Lehre · Forschung · Praxis

Schriftenreihe der Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung und adaptive Steuerungen

Christer-Clifford Schenke

Erweiterung der Systemsimulation zur Steigerung der Effizienz von Pressmaschinen

Herausgegeben von:
Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt
Institut für Mechatronischen Maschinenbau
Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung und adaptive Steuerungen
der Technischen Universität Dresden
Dresden, 2022

Technische Universität Dresden
Fakultät Maschinenwesen
Institut für Mechatronischen Maschinenbau
Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung und adaptive Steuerungen

Kutzbach-Bau, Helmholtzstraße 7a, 01069 Dresden
Telefon: +49 351 463-34358
Fax: +49 351 463-37073
Email: werkzeugmaschinen@tu-dresden.de
Internet: www.iwm.info

Christer-Clifford Schenke:
Erweiterung der Systemsimulation zur Steigerung der Effizienz von Pressmaschinen

Originalausgabe, 1. Auflage 2022
© Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung und adaptive Steuerungen
Eigenverlag, Dresden 2022

ISBN 978-3-86780-703-6

Erweiterung der Systemsimulation zur Steigerung der Effizienz von Pressmaschinen

Von der Fakultät Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
angenommene Dissertation

von

Dipl.-Ing. Christer-Clifford Schenke

geb. am 19.03.1983 in Saalfeld

Tag der Einreichung: 04.03.2021
Tag der Verteidigung: 24.11.2021

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt
Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Weber

Vorsitzender der
Promotionskommision: Prof. Dr.-Ing. Alexander Brosius

Geleitwort des Herausgebers

Betreiber von Presswerken unterliegen als Zulieferer für die Automobilindustrie bzw. ähnlicher produktrelevanter Branchen einem enormen Wettbewerbsdruck, der sich aufgrund steigender Kosten, beginnend beim Ausgangsmaterial und fortsetzend bei wachsenden Betriebskosten, permanent verstärkt. Dem kann am Wirtschaftsstandort Deutschland ausschließlich durch eine höhere Effizienz in der Produktion begegnet werden. Die Potenziale zur Senkung der Produktionskosten sind vielschichtig, sie beinhalten u.a. die Senkung der Werkzeugherstellkosten, die Erhöhung der Verfügbarkeit der Maschinen- und Werkzeugtechnik, die konsequente Einhaltung der Bauteilqualität („Nullfehlerproduktion“) sowie die optimale Nutzung der Ressourcen Energie und Werkstoff.
Eine weitere Durchdringung komplexer Prozesse ist ohne den Einsatz von Simulationswerkzeugen auch in der Produktionstechnik nicht möglich. Insbesondere komplexe Umformvorgänge in Verbindung mit den Werkzeugen und Maschinen können nur durch die Schaffung der erforderlichen Transparenz dieser Prozesse weiter optimiert werden. Eine Bewertung von Maßnahmen zur Effizienzsteigerung bzw. das Erkennen von Zusammenhängen von Maschineneigenschaften und Prozessgrößen auf die Bauteilgenauigkeit kann parallel zum realen Prozess mit Hilfe der Systemsimulation erreicht werden. Dies hat den Vorteil, dass für den Erkenntnisgewinn viele Simulationsexperimente ohne aufwändige Messungen bzw. Versuche durchgeführt werden können. Außerdem kann die Systemsimulation bereits während der Projektierungsphase der Maschinen eingesetzt werden, um das Potenzial von Effizienzmaßnahmen unter wirtschaftlichen Aspekten aufzuzeigen. Insbesondere bei der ganzheitlichen Betrachtung der Interaktion von Prozess- und Maschinenverhalten und der Auswirkungen auf die Bauteilqualität gibt es in der praktischen Umsetzung noch Entwicklungsbedarf.

Mit der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit erweitert und qualifiziert Herr Schenke die Systemsimulation von Umformprozessen für einen lebenszyklusübergreifenden Einsatz zur Bewertung hydraulischer Antriebssysteme unter Berücksichtigung des Prozesseinflusses.

Die erforderlichen Themen für die in der Arbeit formulierte Zielstellung werden im Kapitel ***Stand der Technik*** zusammengetragen. Es werden die entsprechenden Maschinen mit ihren Antrieben, den Baugruppen (Ziehkissen) sowie den Eigenschaften und den charakteristischen Kenngrößen beschrieben, wodurch der Betrachtungsraum hinsichtlich der zu untersuchenden Maschinentechnik und der Technologie auf hydraulische Ziehpressen eingegrenzt wird. Herr Schenke gibt in diesem Kapitel einen Überblick über die heute etablierten sowie im Bereich der Forschung angewandten Simulationsmethoden und deren Entwicklungsstand. Er analysiert die Defizite im Stand der Technik und leitet daraus die Schwerpunkte seiner eigenen Arbeit ab.

Im Kapitel ***Zielstellung und Vorgehensweise*** fokussiert Herr Schenke seine Forschungsarbeit auf die Verbesserung der Energieeffizienz von hydraulischen Pressen und die Einhaltung der Prozessstabilität zur Herstellung von qualitätsgerechten Bauteilen, womit die Schwerpunkte der Arbeit praxisorientiert auf den Bedarf der Unternehmen der Branche ausgerichtet sind.

Im sich anschließenden Kapitel ***Einordnung der Simulationsmethoden in den Produktprozess hydraulischer Pressen*** gibt Herr Schenke anhand verschiedener Modelle zur Darstellung des Produktentwicklungsprozesses einen Überblick, in welchen Phasen der Entwicklung und des Betriebs hydraulischer Pressmaschinen Simulationsmethoden eingesetzt werden können. Er geht dabei auf die notwendige anwendungsfallabhängige Modelltiefe ein und kommt zu dem Schluss, dass eine Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens aus Maschine und Prozess von der Auslegung der Antriebskomponenten bei der Maschinenentwicklung bis hinein in die Phase des Maschinenbetriebs sinnvoll und notwendig ist.

Die erforderlichen Arbeitsmittel zur Bearbeitung der einzelnen Aufgaben werden im Kapitel ***Versuchsumgebung*** dargestellt. Neben einer Beschreibung der eingesetzten Maschinen und Werkzeuge werden die Simulationswerkzeuge festgelegt und die für die Verifizierung der Simulationsergebnisse erforderlichen Maschinen und Werkzeuge beschrieben. Die Verifizierung der Simulationsergebnisse durch experimentelle Untersuchungen ist für die Einschätzung der Modellgüte wichtig.

Im Kapitel ***Energetische Bewertung und Optimierung hydraulischer Pressenantriebe*** erfolgt die Betrachtung der Energieeffizienz für unterschiedliche Antriebsvarianten des Haupt- und Kissenantriebs hydraulischer Pressen auf der Grundlage erarbeiteter Simulationsmodelle unter Berücksichtigung technologischer Randbedingungen. Dabei werden die Simulationsergebnisse anschließend durch Messungen am Versuchsstand validiert.
Grundlage für die Modellerstellung zur Bewertung der Energieeffizienz der Antriebsvarianten bildet die messtechnische Analyse der Motor-Pumpeneinheit (MPE) des Hauptantriebs mittels eines Versuchsaufbaus zur Ermittlung der Wirkungsgradkennfelder in Abhängigkeit von den wirkungsgradbestimmenden Größen. Durch das von Herrn Schenke gewählte Messkonzept können sowohl das Gesamtwirkungsgradkennfeld der MPE als auch die Wirkungsgradkennfelder der Pumpe und des Motors separat messtechnisch detektiert werden. Ähnlich pragmatisch wird bei der Bestimmung des Wirkungsgradkennfeldes des verdrängergesteuerten Kissenantriebs verfahren.
Für die Verwertung der eingangsparameterabhängigen Wirkungsgradkennfelder in Simulationsmodellen ist eine analytische Beschreibung der Verluste in Abhängigkeit der Einflussparameter erforderlich. Hierfür benutzt Herr Schenke das heute gebräuchliche Regressionsverfahren zur Ermittlung des funktionalen Zusammenhangs und stellt dies dem Verfahren der Two-Line-Methode gegenüber und bewertet die Abbildungsgenauigkeit beider Verfahren. Um die Abbildungsgenauigkeit des Simulationsmodells der virtuellen Presse hinsichtlich der einzelnen Wirkungsgrade zu verbessern, werden aus den Messungen und Berechnungsmethoden die Zusammenhänge für die Wirkungsgrade der Pumpe (volumetrischer und hydromechanischer Wirkungsgrad) und des Motors abgeleitet und als Verlustmodelle in das Gesamtmaschinenmodell integriert.
Durch den Einsatz einer Antriebskombination aus drehzahlvariablem Motor und Verstellpumpe kann der Antrieb aufgrund redundanter Stellgrößen (Schwenkwinkel und Drehzahl) für die Antriebskombination mit einem optimalen Wirkungsgrad betrieben werden. Dies wird durch Herrn Schenke als separate Antriebsvariante untersucht und die Optimierungsmethode in das Simulationsmodell integriert.

Mit dem Maschinenmodell werden entsprechende Simulationsexperimente durchgeführt und mit den Messergebnissen am Demonstrator gegenübergestellt, wobei eine gute Übereinstimmung realisiert wird. Weiterhin werden für die drei unterschiedlichen Antriebsvarianten (drehzahlkonstanter Motor-Verstellpumpe, drehzahlvariabler Motor-Konstantpumpe und drehzahlvariabler Motor-Verstellpumpe) Minimalmodelle gebildet und die energetischen Verluste in Abhängigkeit von Leistungsanforderungen bewertet. Es folgen Simulationsexperimente mit dem komplexen Maschinenmodell unter verschiedenen realitätsnahen technologischen Parametern für Tiefziehprozesse mit den drei Varianten der MPE und dem Ziehkissenmodell. Bewertet wird dabei der Gesamtenergieverbrauch für den entsprechenden Anwendungsfall. Es zeigt sich deutlich der Vorteil der MPE Variante mit dem drehzahlvariablen Motor und der Verstellpumpe im Teillastbereich sowie der Einsatz des verdrängergesteuerten Ziehkissenantriebs für die Verbesserung der Energieeffizienz. Auf Grundlage der Erkenntnisse aus den Simulationsexperimenten leitet Herr Schenke eine Methode zur Auslegung und Bewertung von verdrängergesteuerten Antrieben ab, um technologieabhängig die optimale Antriebskonfiguration zu wählen.

Der Kern des Kapitels ***Bestimmung von Sollkräften hydraulischer Mehrpunktzieheinrichtungen*** besteht in der Evaluierung und Umsetzung von Methoden zur Kopplung des Maschinenmodells mit dem Prozessmodell. Um das Simulationssystem der Maschine auf die Beeinflussung durch das Maschinenverhalten, auch bedingt durch das Verhalten des Ziehkissens, zu sensibilisieren, müssen entsprechende Maschineneigenschaften, wie z.B. das Kippverhalten des Stößels, abgebildet werden. Dazu wird die Versuchspresse entsprechend vermessen.
In den nachfolgenden Kapiteln beschreibt Herr Schenke die Methoden zur Kopplung des Maschinen- und Prozessmodells und die dazu erforderlichen Simulationswerkzeuge mit einer Beispielapplikation zur Herstellung eines Rundnapfes unter Verwendung einer Servospindelpresse mit Servokissen. Untersucht und gegenübergestellt werden dabei die Kopplungstechnologien Model-Code-Migration und die Methode der gekoppelten Simulation.
Aufbauend auf bereits vorhandenen Prozess- und Maschinenmodellen entwickelt Herr Schenke eine Benutzeroberfläche zur Steuerung und Überwachung der gekoppelten Simulation sowie eine Koppelschnittstelle zum Datenaustausch zwischen der Maschinen- und Prozesssimulation, die mit den Simulationstools von LS-DYNA und SimulationX interagiert. Die Funktionsweise des Ablaufs, die Voraussetzungen und die Realisierung des Datenaustausches werden erläutert und für das genannte Beispiel umgesetzt.
Als zweite Kopplungsmethode für die Applikation wird der Aufbau eines Modells durch die Modell-Code-Migration durch die Integration des Maschinenmodells in die FE-Simulation beschrieben. Herr Schenke stellt Vor- und Nachteile beider Kopplungsmethoden dar und zeigt an verschiedenen simulationsspezifischen Eigenschaften deren Auswirkungen auf die Genauigkeit bei der Vorhersage der Bauteileigenschaften. Abschließend werden die infolge unterschiedlicher Simulationstechniken auftretenden Unterschiede an den Bauteileigenschaften diskutiert. Für die Simulation realer Ziehprozesse ist die Abbildung des räumlichen Verhaltens des Stößels und des Ziehapparates infolge außermittiger Kräfte durch asymmetrische Krafteinleitungen oder asymmetrisch angeordnete Ziehbolzen erforderlich. Herr Schenke erweitert aus diesem Grund ein

bereits bestehendes, einachsiges Maschinenmodell einer hydraulischen Presse um weitere zwei Freiheitsgrade am Stößel. Weiterhin implementiert er die Modelle der Ziehkissenantriebe und eine Schnittstelle zur Datenübertragung mit dem Prozessmodell in das Gesamtmodell. Mit diesem Modell werden unterschiedliche Simulationsexperimente sowohl zum Kissenverhalten als auch insbesondere zur Aussage zur Prozessstabilität und zur Werkstückqualität durchgeführt.
Mit Hilfe des entstandenen gekoppelten Simulationsmodells können verschiedene Einflussfaktoren und Mechanismen aus dem Maschinen- und Antriebsverhalten sowie der Werkzeugspezifik auf die Bauteilqualität aufgezeigt werden. Dies unterstützt die Fehlersuche bzw. die Festlegung von Prozessgrößen wie die Ziehkissenkraftverteilung bereits zum Tryoutstart. Hierzu wird am Schluss der Arbeit noch ein interessanter Ansatz aufgezeigt, wie durch einen sinnvollen Einsatz der Systemsimulation bereits im virtuellen Tryout Prozessparameter (Kissenkräfte) festgelegt werden können.

Herr Schenke hat sich in den vergangenen Jahren sehr intensiv mit den verschiedenen Techniken der Synthese von Simulationsmodellen bzw. mit der Kopplung verschiedener Simulationssysteme wissenschaftlich beschäftigt. Dies beweist er mit der vorgelegten Arbeit. Herr Schenke nutzt seine Kenntnisse über das Erweitern bzw. Integrieren von verschiedenen Modellbausteinen in ein komplexes Simulationsmodell zur Lösung praktischer Problemstellungen. So werden zunächst Maschinenmodelle dahingehend erweitert, um energetische Verluste in Abhängigkeit von technologischen Randbedingungen darzustellen. Im zweiten Schwerpunkt der Arbeit präsentiert Herr Schenke verschiedene Möglichkeiten der Kopplung von MKS und FE-Modellen zur Lösung praxisrelevanter Problemstellungen. Dabei zeigt er ein sehr breites und tiefes Wissen sowohl beim Aufbau gekoppelter Simulationssysteme als auch bei der Bewertung der unterschiedlichen Einflussbedingungen der Simulation auf die Genauigkeit und Stabilität des Simulationsprozesses. Er ist in der Lage, diese Techniken für praktische Problemstellungen - wie der Bewertung des Einfluss der Sollkräfte von Ziehkissenachsen auf die Bauteilqualität - einzusetzen. Herrn Schenke gelingt es, die einzelnen Themenstellungen sehr tiefgründig und fundiert zu bearbeiten. Die Ergebnisse der Arbeit sind strukturiert herausgearbeitet und bieten ein gutes Potenzial zur praktischen Nutzung.

Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt
Dresden, 15.03.2022

Vorwort des Verfassers

Meine wissenschaftliche Tätigkeit begann 2010 am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik der Technischen Universität Dresden. Dort bearbeitete ich ein Reihe von Projekten, in denen ich die Gelegenheit hatte, tiefe Einblicke in die Welt der Blechumformtechnik und der (servo-)mechanischen Pressen zu erhalten. Im Anschluss daran ergab sich die Möglichkeit, am Institut für Fluidtechnik tätig zu werden und mich eingehend mit den Antriebssystemen hydraulischer Pressen zu beschäftigen. Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeiten als wissenschaftlicher Mitarbeiter an diesen beiden Instituten, die mittlerweile unter dem Dach des Instituts für Mechatronischen Maschinenbau der Technischen Universität Dresden zusammengefunden haben.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt für die Betreuung meiner Arbeit und die Unterstützung bei deren Gestaltung sowie deren Begutachtung bedanken. Ich danke Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens für die Durchsicht meiner Dissertation und die Erstellung des zweiten Gutachtens. Prof. Dr.-Ing. Jürgen Weber gilt mein Dank für die Möglichkeit, mein Fachwissen im Bereich der Hydraulik am Institut für Fluidtechnik vertiefen zu können, die damit verbundenen fachlichen Diskussionen sowie die Durchsicht und Begutachtung meiner Arbeit. Bei Prof. Dr.-Ing. Alexander Brosius möchte ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und damit verbundene Begleitung der Verteidigung bedanken.

Allen Mitarbeitern der Institute, an denen ich wirken durfte, möchte ich für das angenehme, kollegiale Umfeld, die vielen fachlichen und auch nicht fachlichen Diskussionen und Gespräche und die daraus resultierende gute Zeit danken. Besonderer Dank gilt dabei Dr.-Ing. Hajo Wiemer, der während der Betreuung meiner Diplomarbeit das Potenzial in mir gesehen hat, eine wissenschaftliche Tätigkeit aufzunehmen, mir die Arbeit am Institut ermöglichte und diese stets zielführend unterstützte. Dr.-Ing. André Hardtmann danke ich für die fachliche Begleitung meiner Zeit am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik. Mein Dank gilt ebenso Dr.-Ing. Lars Penter für die vielen gemeinsamen Jahre, in denen wir im Umfeld der Umformtechnik gewirkt haben, und die daraus gewachsene Verbundenheit, die bis heute Bestand hat. Bei Dr.-Ing. Harald Lohse und Herrn Dipl.-Ing. Tobias Schulze möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung auf meinen Exkursen in die Welt der Hydraulik bedanken. Und natürlich möchte ich mich auch bei allen Mitarbeitern der Laborverbünde und im Besonderen den Kollegen aus der Werkstatt des Kutzbach-Baus für ihre geduldige Unterstützung bei der technischen Umsetzung meiner Ideen bedanken.

Ganz besonders aber danke ich meiner Familie, für ihr immerwährendes Verständnis und ihre Unterstützung in der Zeit der Promotion und vor allem auch auf dem Weg dahin. Nur dadurch war es mir möglich, überhaupt die notwendigen Grundlagen für eine solche Arbeit zu legen und diese zu einem erfolgreichen Abschluss zu bringen.

Christer-Clifford Schenke
Dresden, 16.03.2022

I Inhaltsverzeichnis

I Inhaltsverzeichnis I

II Formelzeichen und Abkürzungen IV
II.1 Formelzeichen . . . IV
II.2 Griechische Formelzeichen . . . V
II.3 Abkürzungen . . . V

1 Einleitung 1

2 Stand der Technik 3
2.1 Herstellung von Blechumformteilen . . . 3
2.1.1 Methodenplanung . . . 4
2.1.2 Lebenszyklus von Umformwerkzeugen . . . 5
2.2 Pressmaschinen . . . 6
2.2.1 Produktprozess Tiefziehpresse . . . 7
2.2.2 Typen und Bauformen von Einzelpressen . . . 7
2.2.3 Systeme zur Bereitstellung der Niederhalterkraft . . . 9
2.3 Tiefziehpressen mit hydraulischen Antrieben . . . 10
2.3.1 Stößelantrieb durch Verdrängersteuerung . . . 12
2.3.2 Hydraulische Ziehkissenantriebe . . . 13
2.4 Pressenkenngrößen und Genauigkeitsverhalten in Pressensystemen . . . 14
2.4.1 Genauigkeitskenngrößen der Tiefziehpresse . . . 15
2.4.2 Genauigkeit hydraulischer Zieheinrichtungen in einfachwirkenden Pressen . . . 16
2.5 Energetische Analyse und Optimierung von Pressmaschinen . . . 17
2.6 Wechselwirkungen zwischen Maschine, Werkzeug und Prozess . . . 18
2.7 Wirtschaftlichkeit beim Tiefziehen . . . 19
2.8 Simulationsmethoden im Umfeld der Blechumformung . . . 22
2.9 Das virtuelle Werkstück . . . 23
2.10 Das virtuelle Werkzeug . . . 24
2.10.1 Prozessmodell mit der Methode der finiten Elemente . . . 25
2.10.2 Elastische Randbedingungen . . . 26
2.10.3 Elastische Modellerweiterungen . . . 27
2.11 Die virtuelle Presse . . . 28
2.11.1 FE-Simulation . . . 28
2.11.2 Mehrkörpersimulation . . . 29
2.11.3 Mixed-Model-Simulation . . . 29
2.12 Der virtuelle Umformprozess . . . 31
2.12.1 Kopplungskonzepte . . . 33
2.12.2 Black-Box-Ersatzsystem . . . 34
2.12.3 Dynamische Modell-Reduktion . . . 34
2.12.4 Model-Code-Migration . . . 35
2.12.5 Gekoppelte Simulation . . . 37
2.13 Zusammenfassung und Defizite . . . 40

3 Zielstellung und Vorgehensweise 42

4 Einordnung der Simulationsmethoden in den Produktprozess hydraulischer Pressen 44

5 Versuchsumgebung 48
5.1 Maschinen . . . 48
5.1.1 Tiefziehpresse Röcher RZP250 . . . 48
5.1.2 Servomechanische Spindelpresse Dunkes ES 4 - 160/120 . . . 49
5.2 Werkzeuge . . . 49
5.3 Messtechnik . . . 50
5.3.1 Messsysteme . . . 50
5.3.2 Messgrößen im Versuchswerkzeug Rechteckwanne . . . 51
5.3.3 Messgrößen an der Demonstratormaschine . . . 51
5.3.4 Messgrößen zur Bewertung simulierter und realer Bauteile . . . 52
5.4 Simulations- und Entwicklungsumgebungen . . . 53

6 Energetische Bewertung und Optimierung hydraulischer Pressenantriebe 55
6.1 Verdrängersteuerung als Haupt- und Ziehkissenantrieb in Pressen . . . 55
6.2 Verluste in Verdrängersteuerungseinheiten . . . 57
6.2.1 Bewertungsgrößen . . . 57
6.2.2 Messkonzept am Stößelantrieb . . . 58
6.2.3 Messergebnisse der MPE des Stößelantriebs . . . 60
6.2.4 Messmethode und -aufbau an den Ziehkissenantrieben . . . 62
6.2.5 Messergebnisse am Ziehkissenantrieb . . . 62
6.3 Beschreibung von Messdaten für die Integration in MMS Modellen . . . 64
6.3.1 mehrdimensionale Kennfelder . . . 64
6.3.2 Regression . . . 65
6.3.3 Two-Line Methode . . . 66
6.3.4 Vergleich und Bewertung . . . 67
6.4 Wirkungsgradoptimierte Steuerung hydraulischer Verdrängerantriebe . . . 69
6.5 Integration von Verlustmodellen in die virtuelle Presse . . . 70
6.5.1 Verlustmodelle des Stößelantriebes . . . 71
6.5.2 Verlustmodell des Ziehkissenantriebes . . . 75
6.5.3 Verlustbehaftetes Modell des Stößelantriebes . . . 75
6.5.4 Einachsiges Modell der Maschine . . . 76
6.5.5 Abbildungsgenauigkeit des Maschinenmodells . . . 78
6.6 Anwendungen . . . 80
6.6.1 Auswirkung der Antriebssteuerung auf den Energieverbrauch von MPE . . . 80
6.6.2 Bewertung des Energieverbrauchs von Produktionszyklen . . . 82
6.7 Methode zur Auslegung und Bewertung von Verdrängersteuerungsantrieben in Pressen . . . 86

7 Bestimmung von Sollkräften hydraulischer Mehrpunktzieheinrichtungen 89
7.1 Regelgenauigkeit hydraulischer Ziehkissen . . . 89

7.2 Prozessbeeinflussende Maschineneigenschaften . . . 91
7.2.1 Elastisches Verhalten der Demonstratormaschinen bei statischer Belastung . . . 91
7.2.2 Regelgenauigkeit der Ziehkissenantriebe mit Ventilsteuerung . . . 94
7.3 Methoden zur Realisierung des virtuellen Umformprozesses . . . 96
7.3.1 Kopplungstechnologien . . . 96
7.3.2 Kopplungstopologie . . . 97
7.4 Untersuchung von Methoden Umsetzung des virtuellen Umformprozesses 98
7.4.1 Eingesetzte Modelle für die Methodenuntersuchung . . . 99
7.4.2 Umsetzung der gekoppelten Simulation . . . 101
7.4.3 Umsetzung der Modell-Code-Migration . . . 105
7.4.4 Stabilität der gekoppelten Modelle . . . 107
7.4.5 Abbildungsgenauigkeit der Model-Code-Migration . . . 110
7.4.6 Vergleich und Bewertung . . . 111
7.5 Modellbildung für die gekoppelte Simulation räumlicher Modelle . . . 113
7.5.1 Kippelastisches FE-Modell des Tiefziehprozesses . . . 113
7.5.2 Modell der Maschine mit räumlicher Abbildung des Ziehkissens . . . 114
7.5.3 Gesamtsystemmodell . . . 116
7.5.4 Abbildungsgenauigkeit des Gesamtsystemmodells . . . 116
7.6 Anwendung . . . 117
7.6.1 Auswirkungen von Reglereinstellungen auf das Bauteil . . . 118
7.6.2 Bauteiloptimierung durch differenzierte Zylinderkräfte an Mehrpunktziehkissen . . . 119
7.7 Bestimmung von Sollwerten für hydraulische Mehrpunktziehkissen bei hohen Geschwindigkeiten . . . 124

8 Zusammenfassung und Ausblick 126

III Literatur 128

IV Anhang 139
IV.1 Messgrößen . . . 139
IV.2 Polynome und Parameter der Regressionsmodelle des Stößelantriebes . . . 140
IV.2.1 Wirkungsgradmodell des Asynchronmotors . . . 140
IV.2.2 Wirkungsgradmodelle der MPE und der Pumpe . . . 140
IV.3 Nutzerdefiniertes Materialmodell Servo-Spindel-Antriebe . . . 141
IV.3.1 servomechanische Spindelpresse: Modellgleichungen Stößelachse mit Lageregelung . . . 141
IV.3.2 servomechanische Spindelpresse: Modellgleichungen Ziehkissenachse mit Kraftregelung . . . 143

II Formelzeichen und Abkürzungen

II.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	m^2
b	Dämpfung	Ns
c	Steifigkeit	$\frac{N}{m}$
c_k	Kippsteifigkeit	$\frac{N}{m}$
D	Dämpfungsgrad	$-$
d_c	Dämpfungskonstante	$-$
dt	Zeitschrittweite	s
Δt	Makrozeitschrittweite	s
E	Energie	kWs
E_{el}	elektrische Energie	kWs
E_{ges}	Gesamtenergie	kWs
f	Frequenz	Hz
f_d	dynamischer Reibanteil	$-$
f_s	statischer Reibanteil	$-$
F	Kraft	N
F_A	Anfangskraft	N
F_{max}	Maximalkraft	N
F_{NH}	Niederhalterkraft	N
F_U	Umformkraft	N
F	Höhe des Kraftüberschwingers	N
F_{ZK}	Ziehkissenkraft	kN
F_{Zyl}	Zylinderkraft	kN
h_{max}	maximaler Federweg	mm
i	Strom	A
K'_{ers}	Ersatzkompressionsmodul	bar
k_f	Fließspannung	MPa
n	Anzahl	$-$
n	Drehzahl	$\frac{U}{min}$
m	Masse	kg
M	Moment	Nm
p	Druck	bar
P	Leistung	W
P_{el}	elektrische Leistung	W
P_h	hydraulische Leistung	W
P_m	mechanische Leistung	W
s	Weg	mm
s_{fl}	Flanscheinzug	mm
Q	Volumenstrom	$\frac{l}{min}$
R^2	Bestimmtheitsmaß	$-$

t	Zeit	s
t_{Zyklus}	Zykluszeit	s
u	Spannung	V
v	Geschwindigkeit	$\frac{mm}{s}$
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit	$\frac{mm}{s}$
v_{St}	Stempel bzw. Stößelgeschwindigkeit	$\frac{mm}{s}$
v_{Zieh}	Ziehgeschwindigkeit	$\frac{mm}{s}$
V	Volumen	cm^3
W	Arbeit	Nm
z_{St}	Stößelweg	mm

II.2 Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
α	Schwenkwinkel	$^\circ$
η	Wirkungsgrad	$-$
Λ	logarithmisches Dekrement	$-$
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
ϑ	Temperatur	$^\circ C$
φ	Umformgrad	$-$
$\dot{\varphi}$	Dehnrate	s^{-1}
μ	Reibwert	$-$

II.3 Abkürzungen

BT	Bauteil
DBV	Druckbegrenzungsventil
DKV	drehzahlkonstante Verstellpumpe
DMS	Dehnmessstreifen
DVK	drehzahlvariable Konstantpumpe
DVV	drehzahlvariable Verstellpumpe
EMS	Einmassenschwinger
FE	finite Elemente
MMS	Mixed-Model-Simulation
MP	Messpunkt
MPE	Motor-Pumpe-Einheit
OT	oberer Totpunkt
RB	Randbedingung
RV	Rückschlagventil
UT	unterer Totpunkt
VS	Ventilsteuerung
VSA	Verdrängersteuerungsantrieb
WZ	Werkzeug
ZK	Ziehkissen
ZS	Zuschnitt

1 Einleitung

Das Tiefziehverfahren hat sich als hochproduktiver Umformprozess für eine Vielzahl von Anwendungen nicht nur bei der Herstellung von Blechformteilen etabliert. Das Verfahren eignet sich besonders zur Produktion von Hohlformen in großer Stückzahl und kommt zum Beispiel in der Automobilindustrie [11], bei der Produktion von Haushaltsgegenständen und -geräten [72] oder in jüngerer Zeit auch in der Packmittelherstellung [57] zum Einsatz.
Dabei sind die Anforderungen an den Prozess äußerst verschieden. Bei der Herstellung von Außenhautteilen in der Fahrzeugindustrie werden z.B. hohe Genauigkeiten gefordert, um optisch ansprechende Bauteile zu erzeugen. Bei der Herstellung von Batteriehülsen dagegen stehen höchste Stückzahlen im Fokus, was den Einsatz hoch produktiver, auf den Prozess spezialisierter Maschinen erfordert. Daneben gibt es die Kleinserienteile, bei denen Losgrößen von wenigen hundert oder tausend Stück mit unterschiedlichsten Anforderungen an die Qualität gefertigt werden. Dementsprechend verschieden sind die Anforderungen an die Maschinentechnik. Die Bandbreite der Möglichkeiten bei der Herstellung von Bauteilen durch Tiefziehen setzt eine entsprechend breitgefächerte Maschinenlandschaft voraus. Diese reicht von hochgradig spezialisierten Maschinen, auf denen über den Lebenszyklus nur eine einzige Bauteilgeometrie gefertigt wird, bis hin zu Maschinen mit höchster Flexibilität, wie sie z.B. bei der Einarbeitung neuer Karosserie- und Strukturbauteile in der Automobilindustrie benötigt werden. Bei allen Prozesscharakteristika wird dabei die Anforderung an höchste Effizienz der Maschine gestellt - sei es im Bereich der Genauigkeit bei der Werkzeugeinarbeitung oder auf dem Feld der Maschinenkosten bei der Herstellung großer Stückzahlen. In der Folge ergibt sich die Notwendigkeit der steten Optimierung von Maschinen und Prozessen.
Die aus dem durchzuführenden Prozess resultierenden Anforderungen an die Maschine können durch den Einsatz von Simulationsmodellen abgeschätzt werden. Simulationsmodelle leisten in allen Phasen der Lebenszyklen von Werkzeug und Maschine Unterstützung. Die Auslegung von Bauteilen und Baugruppen, die Bewertung des Maschinenverhaltens oder von Prozessergebnissen oder auch die Bestimmung von Prozess- und Antriebsparametern sind nur einige wenige Beispiele für Anwendungsfälle, bei denen virtuelle Abbilder für Prognosen genutzt werden. Um allen geforderten Randbedingungen gerecht zu werden, setzt man heute vor allem in der Entwicklungsphase von Pressen und Werkzeugen für die Blechumformung verschiedenste Simulationsmethoden ein. Dabei kommen unterschiedliche Simulationsumgebungen in der Regel mit hoher Spezialisierung für den zu untersuchenden Anwendungsfall zum Einsatz. Die Systemsimulation bildet die verschiedenen physikalischen Domänen eines Systems, deren Zusammenwirken letztlich das Maschinenverhalten ausmacht, in einer Modellierungsumgebung ab und hat sich im Bereich der Untersuchung und Vorhersage des Verhaltens von Pressmaschinen als wichtiges Werkzeug etabliert. Die Notwendigkeit der Bewertung einzelner Baugruppen der Maschine unter Prozessrandbedingungen oder die Berücksichtigung des Maschinenverhaltens bei der Auslegung und Herstellung von Umformwerkzeugen sind bekannt. Dennoch kommen Methoden zur Berücksichtigung des ganzheitlichen Systemverhaltens heute nur unzureichend zur Anwendung. Vor allem die Auswirkungen der Interaktion zwischen Prozess und Maschine werden weitgehend vernachlässigt. Die Folge sind fehlerhafte Dimensionierungen von Maschinenkomponenten

oder falsche Vorhersagen von Oberflächengeometrien der Aktivelemente von Umformwerkzeugen und Sollwerten für deren Betrieb.
Die Steigerung der Effizienz hydraulischer Systeme in Pressmaschinen kann nur dann simulationsgestützt erfolgen, wenn die heute zur Verfügung stehenden Methoden ergänzt und entsprechend der zu klärenden Fragestellung ganzheitlich angewendet werden. In Abhängigkeit vom Anwendungsfall müssen alle auf die Maschine und ihre Komponenten wirkenden Einflüsse berücksichtigt werden, um eine präzise Vorhersage der Maschineneigenschaften zu erreichen und damit eine Optimierung von Systemen und Stellgrößen durchführen zu können.
Die vorliegende Arbeit widmet sich der Erweiterung der Methoden der Systemsimulation, um fehlerhaften Vorhersagen bei der Auslegung und dem Betrieb von Maschinen sowie Werkzeugen der Blechumformung entgegenzuwirken.

2 Stand der Technik

Für die Herstellung von Blechumformteilen werden neben dem umzuformenden Werkstoff im Wesentlichen ein Umformwerkzeug für die Formgebung und eine Presse für die Bewegungsführung und die Bereitstellung der für die Umformung notwendigen Kräfte benötigt. Die Geometrie des Bauteils ist in das Umformwerkzeug eingeprägt und wird durch den Ziehprozess auf den Werkstoff übertragen.

2.1 Herstellung von Blechumformteilen

Im Bereich Blechumformung zählt das Tiefziehen heute zu den am weitesten verbreiteten Verfahren [66]. Es wird nach DIN 8584-3 [23] in die Verfahrensgruppe des Zugdruckumformens eingeordnet und bezeichnet das Umformen ebener Blechzuschnitte in Hohlkörper unter Beibehaltung der Blechdicke. Das Verfahren kann für ein breites Spektrum an Bauteilen, beispielsweise in der Automobil- oder Luftfahrtindustrie wie auch im Bereich der Haushaltsgeräte und der Medizintechnik eingesetzt werden und ist damit das bedeutendste Verfahren für die Herstellung von Blechwerkstücken mit dreidimensionaler Geometrie [72].
Beim Tiefziehen wird ein Blechzuschnitt zwischen einem Ziehring oder einer Ziehmatrize und einem Niederhalter eingespannt und über einen Stempel gezogen (Bild 2.1 a)).

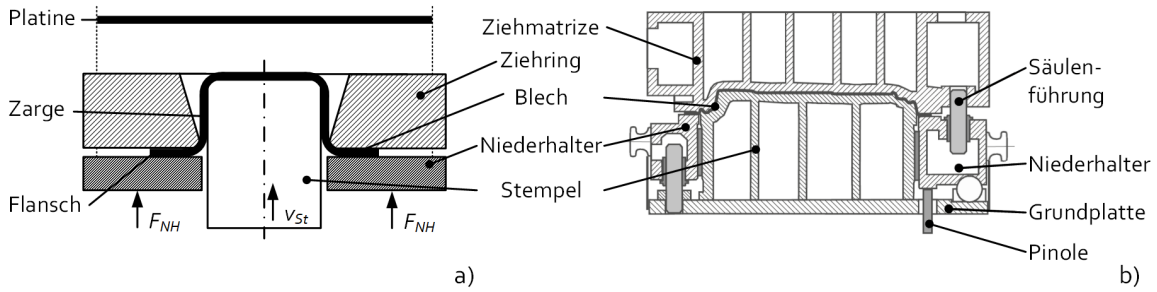


Bild 2.1: Tiefziehen: a) im Anschlag nach [27], b) einfachwirkendes Karosserieziehwerkzeug nach [11]

Der Stempel dient als Negativ für das herzustellende Bauteil. Die Ziehgeschwindigkeit wird durch die Geschwindigkeit des Stempels v_{St} bestimmt. Über die Niederhalterkraft F_{NH} kann die Flächenpressung auf den Bauteilflansch und damit die Rückhaltekraft des Bleches beeinflusst werden. So lässt sich der Blechfluss steuern, um einen stabilen Prozessverlauf zu gewährleisten. Ist die Flächenpressung zu gering, treten Falten erster Art im Flanschbereich des Bauteils auf. Daraus ergibt sich die Forderung nach einer minimalen Niederhalterkraft. Mit steigender Niederhalterkraft steigt auch die Flächenpressung im Flanschbereich. Ist sie zu hoch, kann das Material die auftretenden Spannungen nicht mehr übertragen. Es kommt zur Ausdünnung des Materials und letztlich zum Riss. Beide Tiefziehfehler bedeuten, dass das Bauteil als qualitativ minderwertig einzuordnen ist und als Ausschuss entsorgt werden muss.
Die Niederhalterkraft ist also wesentlich für die Steuerung des Prozessablaufes. Sie ist so einzustellen, dass das Versagen des Materials als auch die Faltenbildung vermieden

werden. Aus diesen beiden Prozessgrenzen ergibt sich ein Arbeitsbereich, das Gutteilfenster [27], in dem Gutteile erzeugt werden. Bild 2.2 zeigt qualitativ das Gutteilfenster. Es kann entweder experimentell oder für einfache Geometrien rotationssymmetrischer und rechteckiger Teile auch rechnerisch bestimmt werden.
Bei der Herstellung nicht-rotationssymmetrischer Blechformteile, wie in Bild 2.1 b) schematisch am Beispiel eines Karosserietiefwerkzeuges dargestellt, treten neben dem Tiefziehen in verschiedenen Bereichen des Werkzeuges auch die Verfahren des Streckziehens und des Biegens auf [11].
Die Streckung des Materials ist in definierten Grenzen erwünscht, wirkt sich aber auf die Beulsteifigkeit und -festigkeit des Bauteils aus, so dass eine möglichst homogene Formänderungsverteilung für die Stabilität des Bauteils von Vorteil ist. Diese lässt sich nur durch eine gezielte Steuerung des Blechflusses erreichen, der bei nicht symmetrischen Bauteilen durch die Platinenform, den Einsatz von Schmierstoff oder Ziehsicken und die Höhe der Niederhalterkraft beeinflusst werden kann [66]. "Die richtige Beherrschung des Materialflusses, die Bestimmung des Rohteilzuschnitts, die Kenntnis der Grenzen, bis zu der die Umformung in einem Arbeitsgang getrieben werden kann, und die Abschätzung der für die Formgebung erforderlichen Kraftwirkung sind wesentliche Voraussetzungen für die Erzielung optimaler Arbeitsergebnisse" [72] bei der Herstellung nicht-symmetrischer Blechumformteile. Die möglichst exakte Vorhersage der Geometrie des Werkzeugs und der notwendigen Prozessparameter ist daher essenziell für die schnelle und wirtschaftliche Inbetriebnahme neuer Umformwerkzeuge sowie für das Erreichen stabiler Prozessverläufe. Aufgrund der Komplexität des Prozesses können diese Vorhersagen nur durch den Einsatz von Simulationsmodellen getroffen werden.

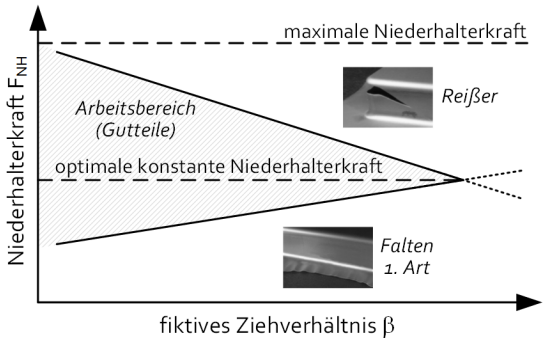


Bild 2.2: Arbeitsbereich der Niederhalterkraft [27]

2.1.1 Methodenplanung

Die Methodenplanung beschreibt in der Karosserieteilherstellung die funktionale und zeitliche Abfolge der Entwicklungsschritte für die Planung der Herstellung von Umformwerkzeugen. Dabei wird nach [11] in vier wesentliche Phasen der Methode unterschieden (Bild 2.3).
Beginnend mit der Vorab- oder auch Grobmethode genannten Phase wird eine Bewertung der grundsätzlichen Herstellbarkeit eines Bauteils, der Werkstoffkosten auf Basis der Platinengröße und der notwendigen Operationsstufen für die Herstellung des Bauteils vorgenommen. Die sich anschließende Konzeptmethode sichert die Machbarkeit des Bauteils mit der zugrundeliegenden Prozessidee ab. Es erfolgen eine Optimierung der Platinengeometrie und die Gestaltung von Stempel und Niederhalter. In der Feinmethode wird der endgültige Methodenplan ausgearbeitet. Es erfolgt eine ganzheitliche Prozessoptimierung, so dass die dann vorhandenen 3D-Daten des Werkstückes an die Werkzeugkonstruktion übergeben werden können. Die Bauteilqualität, der Mate-

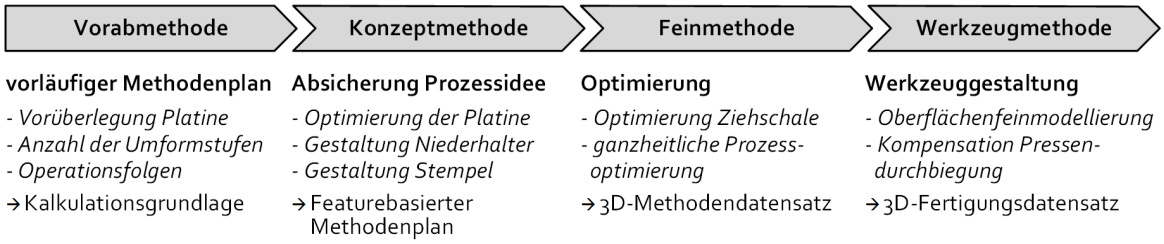


Bild 2.3: Phasen der Methodenplanung nach [11]

rialnutzungsgrad und die Betriebsmittelkosten werden in dieser Phase optimiert. In der abschließenden Phase der Werkzeugmethode werden dann die endgültigen Werkzeuggeometrien ausgearbeitet, um zu den für die Herstellung des Werkzeugs notwendigen Konstruktionsdaten zu gelangen. Es erfolgen die Feinmodellierung der Werkzeugoberflächen, die Kompensation der Pressendurchbiegung und die Erstellung der Werkzeugdokumentation, so dass der 3D-Fertigungsdatensatz an die sich anschließende Werkzeugfertigung übergeben werden kann.

2.1.2 Lebenszyklus von Umformwerkzeugen

Wie jedes industrielle Produkt durchlaufen auch Umformwerkzeuge einen Lebenszyklus, der im Folgenden am Beispiel von Karosseriewerkzeugen beschrieben wird. Beginnend mit der Produktidee, die im Falle des Umformwerkzeugs aus dem Designprozess des Umformteils stammt, wird in der im vorangegangen Kapitel beschriebenen Methodenplanung die Werkzeugform definiert.
Im Anschluss an die Methodenplanung erfolgt die Herstellung des Werkzeugs, die sich in zwei Phasen unterteilen lässt. Die erste Phase umfasst die eigentliche Fertigung der Werkzeugkomponenten vom Guss der Grobgeometrie über die mechanische Bearbeitung bis hin zur Montage.

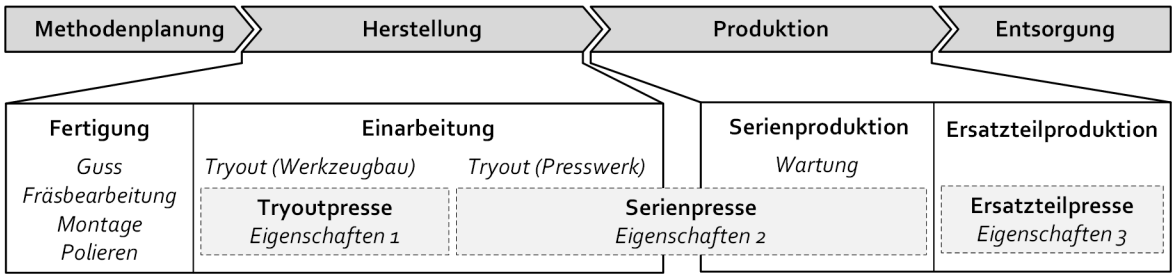


Bild 2.4: Lebenszyklusphasen von Karosseriewerkzeugen nach [11, 65, 95]

Die zweite Phase der Werkzeugherstellung ist die Einarbeitung. Die Einarbeitung neuer Umformwerkzeuge ist komplex und erstreckt sich, abhängig von der Güte der Vorhersage der Aktivflächen in der Regel über mehrere Einarbeitungsschleifen [11]. Verlagerungen der Maschinenkomponenten und die elasto-statischen Eigenschaften des Werkzeugs und der Maschine unter Lasteinwirkung haben Verformungen der Werkzeug-

oberflächen zur Folge [56] und führen zu Abweichungen des Bauteils von der in der Methodenplanung definierten Geometrie. Diese Verformungen werden bei der Einarbeitung in die Geometrie der Wirkflächen der Werkzeugkomponenten eingebracht, so dass diese unter Last wieder den gewünschten Zustand einnehmen.
Die häufig geringe Regelgenauigkeit der Antriebe der Maschine führt, vor allem im Bereich des Ziehkissens, zu deutlichen Abweichungen der wirkenden Niederhalterkraft von der vorgegebenen [60]. Die eigentlich notwendige präzise Steuerung des Blechflusses kann so nicht gewährleistet werden, so dass die einzustellenden Kräfte für ein Werkzeug im Tryoutprozess erst herausgefunden werden müssen. Als Bewertungsgrößen für das Bauteil werden üblicherweise der Flanscheinzug, die Blechausdünnung, das Tragbild und Orte kritischer Stellen herangezogen, die mit dem in der Methodenplanung simulierten Bauteil abgeglichen werden [66].
Die Einarbeitung erfolgt zunächst auf einer Tryoutpresse, die das Verhalten der Produktionspresse so gut wie möglich nachahmen soll, aber von dieser abweichende Eigenschaften hat. Ziel dabei ist es, die Einarbeitungszeiträume auf der Produktionspresse so kurz wie möglich zu halten, da diese in dieser Zeit keine Wertschöpfung betreibt. 95-98% der notwendigen Anpassungsarbeiten am Werkzeug werden heute auf Tryoutpressen durchgeführt [87]. Anschließend wird das Werkzeug in einer weiteren Schleife auf der eigentlichen Produktionspresse eingearbeitet, bis auch dort Teile innerhalb der vorgegebenen Toleranzen produziert werden können. Die Abweichungen des Ziehergebnisses auf den verschiedenen Pressen entstehen dabei aufgrund unterschiedlicher Steifigkeiten und daraus resultierender Verformungen, sich unterscheidender Geschwindigkeitsprofile sowie verschiedener Genauigkeitseigenschaften der Maschinen [11].
Ist das Werkzeug eingearbeitet, wird es in die Serienproduktion übernommen und geht anschließend in eine Phase der Ersatzteilproduktion über, bevor das Tiefziehwerkzeug letztlich außer Betrieb genommen wird.

2.2 Pressmaschinen

Pressmaschinen sind Investitionsgüter, deren Lebensdauer sich über 25 Jahre und mehr erstrecken kann [27]. In diesem Zeitraum können sie entweder für eine spezielle Fertigungsaufgabe wie beispielsweise die Fertigung von Batteriehülsen in großer Stückzahl oder für ein breites Spektrum an Teilen, z.B. in der Ersatzteilproduktion von Karosseriebauteilen, eingesetzt werden. Der Einsatzbereich schwankt folglich zwischen einer hochgradigen Spezialisierung der Maschine auf den durchzuführenden Prozess bis hin zum Wunsch nach maximaler Flexibilität.
Aus den verschiedenen Einsatzbereichen von Pressensystemen ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an die Maschine. Während Pressen zur Herstellung von Konsumgütern auf größtmögliche Hubzahlen optimiert werden, steht für Pressen im Bereich der Ersatzteilproduktion oder der Werkzeugeinarbeitung eher die Flexibilität der Anlage im Vordergrund [87]. Für jeden Einsatzfall ist aber der wirtschaftliche Einsatz der Maschine grundlegend. Neben der höchstmöglichen Auslastung der Maschinen rückt in jüngerer Zeit aufgrund steigender Energiepreise und neuer Vorschriften zur Energieeffizienz auch der Energieverbrauch von Pressmaschinen in den Fokus. Dabei birgt vor allem der hydraulische Antrieb, wie er typischerweise in Tryoutpressen als Hauptantrieb und in den Ziehkissen hydraulischer als auch mechanischer Pressen zum Einsatz kommt, hohes

Potenzial zur Einsparung [80, 82]. Den unterschiedlichen Anforderungen muss in den verschiedenen Lebenszyklusphasen der Presse Rechnung getragen werden. Während die Genauigkeit der Maschine vorrangig in den Phasen der Entwicklung und Inbetriebnahme definiert werden, können die Prozessparameter und der Energieverbrauch auch während des Betriebs noch optimiert werden.

2.2.1 Produktprozess Tiefziehpresse

Für die Beschreibung aller Prozesse, die mit der Entwicklung, Herstellung und dem Betrieb einer Presse in Verbindung stehen, wird in [134] der Produktprozess „Presse“ definiert. Der Produktprozess umfasst neben allen mit dem Produkt verbundenen Prozessen auch die Informationsverarbeitung als ganzheitliches und durchgängiges Lösungskonzept. Bild 2.5 zeigt die einzelnen Phasen des Produktprozesses der Presse, von der Produktidee bis hin zu ihrer Außerbetriebsetzung.

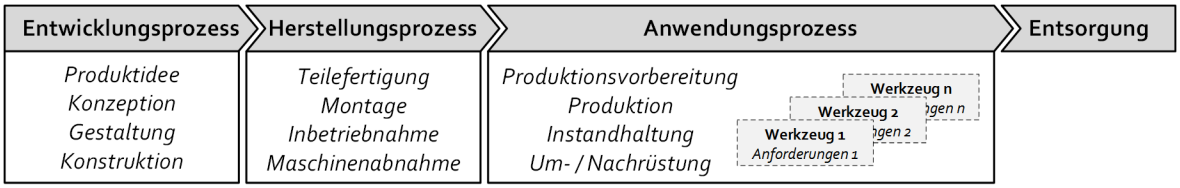


Bild 2.5: Phasen des Produktprozess Presse nach Wiemer [134]

Im Produktprozess Presse werden drei wesentliche Phasen unterschieden. Der Entwicklungsprozess hat ein Abbild der Maschine zum Ziel in dem alle Informationen für deren physische Umsetzung enthalten sind. Er umfasst alle Arbeiten von der Produktidee der Presse über die Konzeption von Komponenten und Baugruppen wie z.B. dem Pressengestell oder den Antriebssystemen und deren Gestaltung bis hin zur Konstruktion der Komponenten sowie des Gesamtsystems. Die sich anschließende Phase des Herstellungsprozesses dient der Umsetzung der Produktidee und umfasst die Fertigung und Montage der Komponenten sowie die Inbetriebnahme der Presse. Die dritte und letzte Phase, der im Bereich der Pressmaschinen wohl längste Abschnitt, erstreckt sich über die Anwendung der Maschine in der Produktion und endet letztlich mit ihrer Außerbetriebsetzung und Entsorgung. Die in dieser Phase dargestellten Aspekte der Produktionsvorbereitung, der Produktion, der Instandhaltung und der Um- und Nachrüstung sind als sich wiederholend anzusehen und können mehrfach im Lebenszyklus der Presse vorkommen.

2.2.2 Typen und Bauformen von Einzelpressen

Pressmaschinen werden in die Gruppe der Werkzeugmaschinen mit geradliniger Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück eingeordnet [77]. Ihre Aufgabe ist es, die Werkzeugteile möglichst genau zu führen, in den für die Umformung notwendigen Eingriff zu bringen [131] und die dafür notwendigen Kräfte und Energien bereitzustellen. In der einschlägigen Literatur, z.B. [27, 122, 130], werden Pressen nach ihrer begrenzenden Größe im unteren Totpunkt (UT) eingeteilt (Bild 2.6).

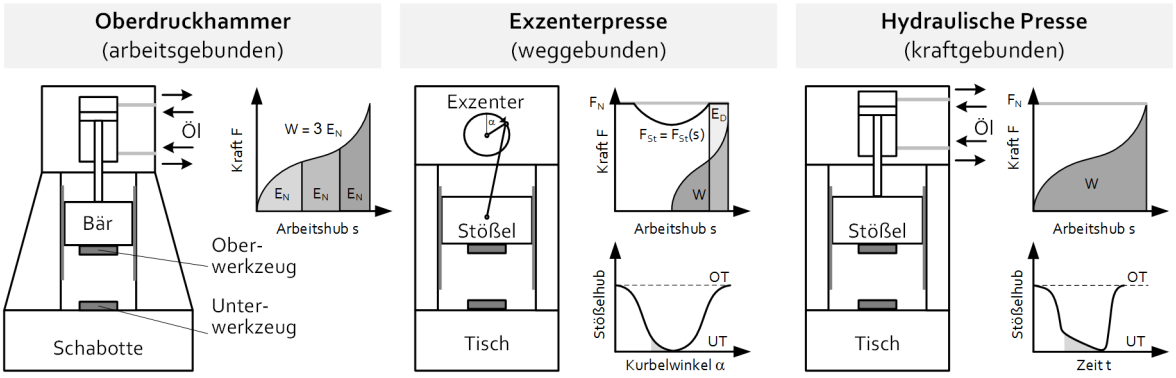


Bild 2.6: Arbeitsvermögen und Stößelhubverläufe exemplarischer Pressentypen nach [11, 27]

Als arbeits- oder energiegebundene Maschinen werden Hämmer oder Spindelpressen mit Schwungmasse bezeichnet da sie für jeden Umformvorgang ein definiertes Arbeitsvermögen bereitstellen. Um den Umformvorgang durchzuführen wird ein in einer linear oder rotatorisch bewegten Masse gespeicherter Energiebetrag genutzt. Die sich einstellenden Kräfte und der Verformungsweg können dabei nicht beeinflusst werden. Der Umformvorgang ist beendet, wenn der Energiebetrag verbraucht, die Masse also zur Ruhe gekommen ist. Typische Anwendungen für arbeits- oder energiegebundene Pressen sind im Bereich der Massivumformung bei der Durchführung von Freiform- oder Gesenkschmiedeverfahren zu finden.
Zu den weggebundenen Maschinen werden Kurbel-, Exzenter- oder Kniehebelpressen gezählt. Der Stößelhub ist bei diesen Maschinen durch einen oberen und unteren Totpunkt begrenzt, die Kinematik der Stößelbewegung ist in das Getriebe eingeprägt und kann nicht beeinflusst werden. Die Nennkraft weggebundener Pressen wird abhängig von der Getriebeart von 30° bis wenige Winkelgrade vor dem unteren Totpunkt erreicht. Weggebundene Pressen zeichnen sich durch eine hohe Produktivität aus und kommen für Umform- und Trennverfahren wie z.B. das Tiefziehen oder das Scherschneiden zum Einsatz.
In die Kategorie der kraftgebundenen Maschinen werden hydraulische Pressen eingeordnet. Sie stellen die Pressen mit der größten Flexibilität dar. Mit hydraulischen Pressen können variable Geschwindigkeitsprofile realisiert und in jeder Stößellage die Nennkraft bereitgestellt werden. Um maßgenaue Bauteile zu erhalten, muss bei diesem Maschinentyp die Endlage durch Festanschläge in der Maschine oder im Werkzeug begrenzt werden. Hydraulische Pressen werden z.B. zum Schneiden, Tiefziehen oder Fließpressen in Presswerken für Klein und Kleinstserien eingesetzt [11]. Zudem haben sie aufgrund der frei einstellbaren Stößelwegprofile bei der Einarbeitung neuer Tiefziehwerkzeuge als Tryoutpressen große Bedeutung erlangt.
Mit der Entwicklung des Servoantriebes und dessen Einsatz in mechanischen als auch hydraulischen Pressen ist die Einordnung nach der begrenzenden Größe im UT heute nur noch bedingt möglich bzw. sinnvoll. Servopressen kombinieren einen drehzahlgeregelten, langsam laufenden Torquemotor mit Planetengetriebe mit einem konventionellen Getriebe wie z.B. einem Kniehebel oder einem Exzenter. Da sie nicht mehr über ein Schwungrad verfügen, muss der Antrieb jederzeit das nötige Drehmoment bereitstel-

len und würde daher eine Einordnung in die Kategorie der kraftgebundenen Maschinen erfordern. Jedoch ist die Momentankraft noch immer positionsabhängig, was eine Einordnung in das weggebundene Prinzip erlauben würde. Bei Ausrüstung mit einem Energiespeicher könnte die Servopresse zudem auch in das energiegebundene Wirkprinzip eingeordnet werden [11]. Servopressen verfügen folglich über ein weiteres Spektrum an Anwendungsmöglichkeiten als konventionelle elektro-mechanische Pressen. Durch den Servomotor erreichen Servopressen das Bewegungsvermögen und die Flexibilität hydraulischer Pressen bei deutlich gesteigerter Steifigkeit des Antriebssystems [10] und der damit einhergehenden besseren Regelbarkeit. Demgegenüber ist der hydraulische Antrieb nach wie vor in den Bereichen der erreichbaren Kraftdichte und der Robustheit sowie den deutlich geringeren Anschaffungskosten im Vorteil.
Neben der begrenzenden Größe der Maschine kann auch eine Einteilung nach der Gestellbauform vorgenommen werden. Nach dem Kraftfluss wird in geschlossene O- bzw. Torgestelle und offene C-Gestelle unterschieden [64]. Torgestelle weisen eine hohe Steifigkeit auf, kommen für alle Baugrößen von Pressen zum Einsatz und können je nach Größe der Maschine in Zugankerbauweise, als Schweiß- oder als Gußgestell ausgeführt sein. C-Gestelle haben aufgrund eines einseitig angeordneten Seitenständers zwar eine bessere Zugängigkeit, diese hat aber eine geringere Steifigkeit des Gestells sowie ein asymmetrisches Auffederungsverhalten zur Folge. C-Gestelle werden daher nur für kleine bis mittlere Baugrößen von Pressen eingesetzt [131].

2.2.3 Systeme zur Bereitstellung der Niederhalterkraft

Die Erzeugung der Niederhalterkraft zur Steuerung des Blechflusses kann unter Nutzung mechanischer, pneumatischer als auch hydraulischer Systeme erfolgen [64].
Es kann zunächst in zweifach wirkende und einfach wirkende Maschinen unterschieden werden. In zweifach wirkenden Pressen wird die Niederhalterkraft durch eine zusätzliche Antriebsmechanik oder -hydraulik im Kopf der Presse erzeugt. Beispiele finden sich in [27, 113, 121]. Aufgrund der komplexen Antriebsmechanik, der damit verbundenen hohen Investitionskosten und der Auswirkungen der Nachgiebigkeiten des Gestells auf die Niederhalterkraft sind zweifach wirkende Pressen heute nur selten in Presswerken zu finden [95]. In einfach wirkenden Pressen ohne Zieheinrichtung wird die Niederhalterkraft durch Federelemente (Stahl, Elastomer, Gasdruck) direkt im Werkzeug erzeugt (Bild 2.7 a)). Bei Einsatz von Federelementen ist die Niederhalterkraft abhängig von der Stößelkinematik und der Federcharakteristik und kann während des Prozesses nicht beeinflusst werden [27]. Gasdruckfedern gefüllt mit Stickstoff zeichnen sich durch eine hohe Kraftdichte aus, stellen sofort eine Anfangskraft zur Verfügung und haben einen vergleichsweise geringen Kraftanstieg über dem Federweg [52]. Sie werden daher vorrangig in Werkzeugen für Pressen ohne Zieheinrichtung eingesetzt.
Einfach wirkende Pressen mit Zieheinrichtung sind heute mit Ziehkissen mit pneumatischen, servomechanischen oder hydraulischen Antrieben ausgerüstet. Pneumatische Ziehkissen verfügen nur über eine geringe Kraftdichte, weisen aber einen hubzahlabhängigen Kraft-Weg-Verlauf auf [29, 113]. Servomechanische Ziehkissen zeichnen sich durch eine hohe Steifigkeit und exzellente Regelbarkeit bei jedoch geringer Dämpfung aus. Sie sind im Bereich der Forschung bekannt und realisiert [74], haben bislang aber im industriellen Umfeld keine Bedeutung erlangt.

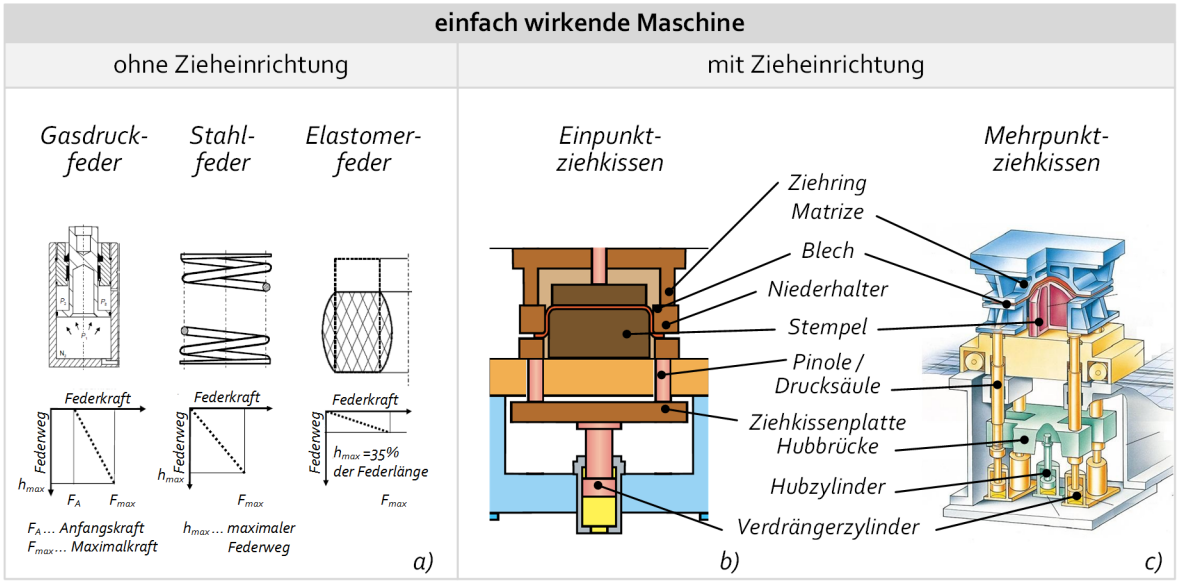


Bild 2.7: Systeme zur Erzeugung der Niederhalterkraft a) im Werkzeug [27] b) in der Maschine nach [113]

Hydraulische Ziehkissen, wie in Bild 2.7 b) dargestellt, werden sowohl in einfachwirkenden mechanischen als auch hydraulischen Pressen eingesetzt und stellen den industriellen Standard beim Tiefziehen von Blechformteilen dar [14]. Sie zeichnen sich durch eine hohe Kraftdichte und Robustheit sowie eine gute Regelbarkeit der Niederhalterkraft über dem Ziehweg aus.

2.3 Tiefziehpressen mit hydraulischen Antrieben

Da ein Großteil der Inhalte der vorliegenden Arbeit an hydraulischen Pressen erarbeitet wurde, wird in diesem Abschnitt auf diesen Maschinentyp explizit eingegangen.
Hydraulische Pressen zeichnen sich durch einen frei steuerbaren Kraft-Wegverlauf der Stößelbewegung aus. Durch ihre hohe Flexibilität und das große Arbeitsvermögen sind sie universal einsetzbar, erreichen aber gegenüber mechanischen Pressen nur geringere Taktzahlen und eine schlechtere Energiebilanz. Es werden Maschinen mit direktem Pumpenantrieb oder mit Speicherantrieb unterschieden [36].

- Beim Pumpenantrieb ist die installierte Antriebsleistung der maximalen Leistung der Presse angepasst, so dass jederzeit die volle Leistung abgerufen werden kann, die Presse also ein unbegrenztes Arbeitsvermögen aufweist. Die Energieversorgung wird entweder durch mehrere parallel geschaltete Konstantpumpen [135] durch Widerstandssteuerung oder durch Verdrängersteuerungsantriebe gewährleistet [79]. Der Pumpenantrieb wird für Tiefzieh- und Schmiedepressen wie auch im Bereich der Stößelparallelhaltung und als Ziehkissenantrieb eingesetzt.

- Der Speicherantrieb ist durch eine gegenüber der maximale Leistung der Maschine geringere installierte Antriebsleistung gekennzeichnet. Das Arbeitsvermögen ist durch den Speicher begrenzt, der in den Pausen im Arbeitszyklus wieder gefüllt

wird. Der Speicherantrieb findet z.B. für Kunststoff- oder in Tryoutpressen Anwendung.

Bild 2.8 zeigt links den mechanischen Aufbau einer hydraulischen Presse und rechts exemplarisch das hydraulische System des Stößels als Pumpenantrieb mit Ventilsteuerung.

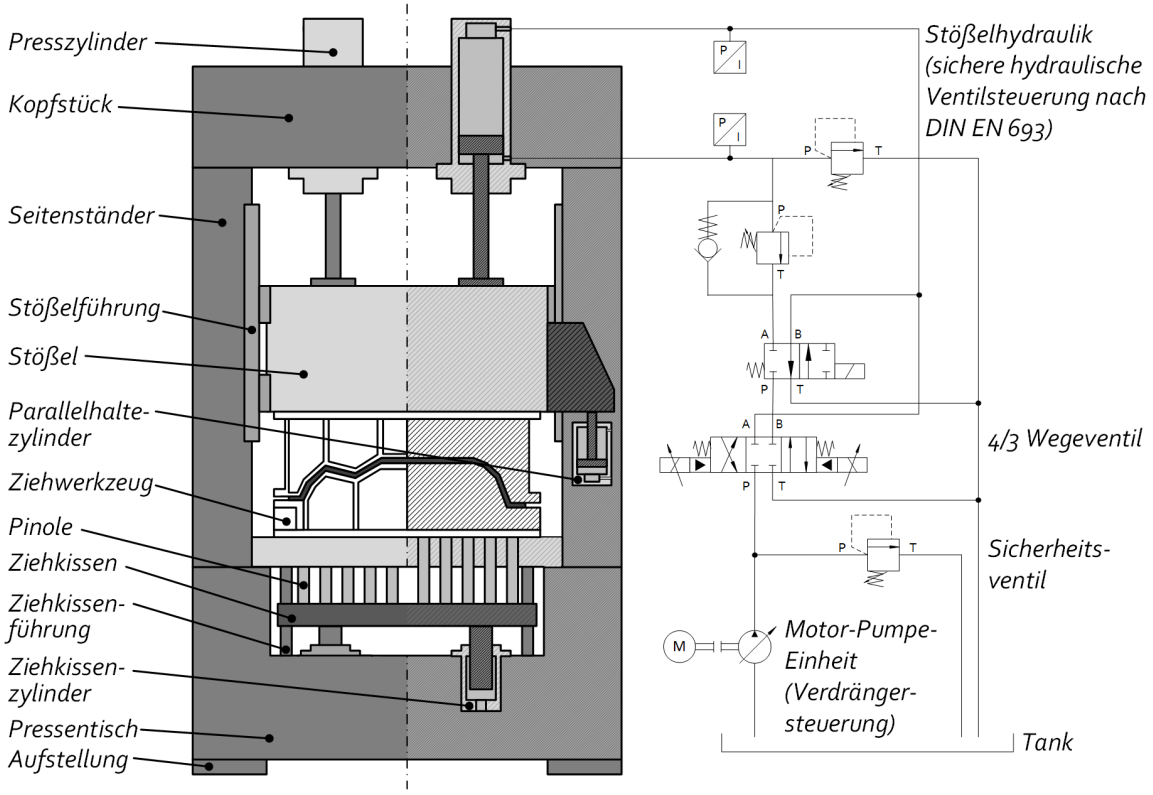


Bild 2.8: Aufbau und Komponenten einer hydraulischen Presse mit Pumpenantrieb [36]

Der Stößel wird über einen oder mehrere Hydraulikzylinder angetrieben, die sich gegen das Kopfstück des Pressengestells abstützen. Für die Bewegung im Eil- oder Arbeitsgang wird den Zylindern Hydrauliköl zu- oder abgeführt [27]. Der dafür notwendige Ölvolumenstrom wird durch eine elektromotorisch angetriebene Pumpe bereitgestellt. Zur Steuerung der Stößelgeschwindigkeit wird der Volumenstrom über das Hubvolumen der Pumpe gesteuert. Die Stößelkraft stellt sich nach Bedarf des Umformprozesses bis zur maximalen Leistung des hydraulischen Systems ein, kann aber in der Regel durch ein Druckbegrenzungsventil auch über die Steuerung der Maschinen begrenzt werden. Der Stößelweg wird bei älteren Maschinen durch Festanschläge im Werkzeug begrenzt. Maschinen jüngerer Bauart verfügen über eine Wegregelung des Stößels und sind häufig mit einer mechanischen Hubbegrenzung, die z.B. als Gewindetrieb ausgeführt sein kann, ausgerüstet. So lässt sich der untere Totpunkt der Maschine exakt einstellen.
Das im Tisch angeordnete Ziehkissen verfügt ebenfalls über eine hydraulische Antriebsstruktur, die aber in Bild 2.8 nicht dargestellt ist. Auf den Aufbau und die Funktionsweise von Ziehkissen wird in Abschnitt 2.3.2 gesondert eingegangen.

Zusätzliche hydraulische Antriebe können in der Maschine z.B. zur Parallelhaltung des Stößels, zum Stößelgewichtsausgleich oder zur Schnittschlagdämpfung integriert werden.

2.3.1 Stößelantrieb durch Verdrängersteuerung

Die Geschwindigkeitssteuerung des Stößels erfolgt bei der in Bild 2.8 dargestellten Antriebsstruktur durch eine Verdrängersteuerung. Der Begriff der Verdrängersteuerung bezeichnet die Steuerung des Volumenstroms durch Änderung von Verdrängervolumen oder Drehzahl einer Verdrängereinheit. Zur Erzeugung der hydraulischen Energie werden Motor-Pumpe-Einheiten (MPE) eingesetzt, für die drehzahlgeregelte Motoren mit Pumpen mit konstantem Verdrängervolumen, oder drehzahlkonstante Motoren mit Pumpen mit verstellbarem Hubvolumen kombiniert werden. Die Hauptvorteile gegenüber der Ventilsteuerung liegen bei einem solchen Antrieb in einer höheren Energieeffizienz durch die Vermeidung von Drosselverlusten und damit einhergehend geringerem Kühlbedarf. Zudem besteht die Möglichkeit der Energierückgewinnung bei Bremsvorgängen und der gezielten energieoptimierten Steuerung des Antriebes, wenn drehzahlgeregelte Motoren mit im Volumen verstellbaren Pumpen kombiniert werden. Nachteilig sind jedoch die eingeschränkte Dynamik, die sich unter Nutzung von Standardkomponenten erreichen lässt, größerer Bauraumbedarf und Mehrkosten für die Antriebstechnik.
Im industriellen Umfeld werden in Pressen heute vorrangig die Verstellpumpe mit konstant laufendem Asynchronmotor und Konstantpumpen mit drehzahlgeregelten Antriebsmotoren eingesetzt. In der Serienproduktion von Karosserieteilen mit hohem zeitlichen Lastanteil im Dauerbetrieb liegen dabei die Verstellpumpen mit konstant laufendem Motor energetisch im Vorteil, weshalb diese Antriebe heute in den Presswerken auch am weitesten verbreitet sind [11]. Untersuchungen an Verdrängersteuerungsantrieben zeigen aber, dass gerade die Kombination von drehzahlgeregelten Motoren mit im Volumen verstellbaren Pumpen erhebliches Potential für den energetisch optimierten Betrieb aufweist.

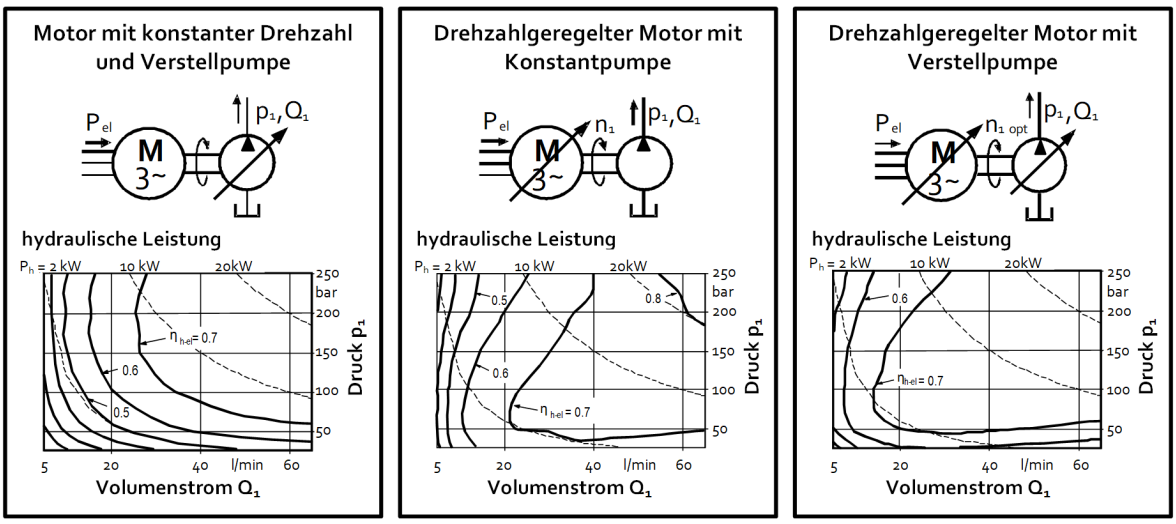


Bild 2.9: Wirkungsgradkennfelder der verschiedenen Varianten von Verdrängersteuerungsantrieben [85]

So untersucht [85] alle drei Varianten und entwickelt ein Steuerungskonzept für die drehzahlvariable Verstellpumpe, das einen verlustleistungsoptimierten Betrieb der MPE ermöglicht. Schon in den statischen Kennfeldern der Antriebsvarianten in Bild 2.9 ist zu erkennen, dass sich die Wirkungsgradkennfelder deutlich voneinander unterschieden.
Der erreichbare Wirkungsgrad hängt stark vom Betriebspunkt der Motor-Pumpe-Einheit ab. Der direkte Vergleich der Varianten ist aus den Ergebnissen der Untersuchungen aber nur bedingt möglich, da für den drehzahlgeregelten Motor mit Verstellpumpe eine Synchronmaschine und für die anderen beiden Varianten eine Asynchronmaschine zum Einsatz kam.

2.3.2 Hydraulische Ziehkissenantriebe

Wie auch am Stößel kann das Ziehkissen durch einen oder mehrere Zylinder angetrieben werden. Beim Einpunktziehkissen in Bild 2.7 b) erfolgt die Krafterzeugung durch einen zentrisch an der Ziehkissenplatte angebrachten Zylinder. Sie werden in kleineren Pressen eingesetzt und können entweder nur mit zentrisch belasteten, also symmetrischen Werkzeugen betrieben werden oder müssen bei Betrieb mit unsymmetrischen Werkzeugen über ein robustes Führungssystem zum Abstützen außermittiger Lasten verfügen. In Vierpunktziehkissen Bild 2.7 c) sind die Antriebszylinder in den Ecken der Ziehkissenplatte angeordnet. Diese Ziehkissen ermöglichen den Betrieb bei außermittiger Last und im begrenzten Maße auch das Ziehen mit einer definierten Verteilung der Niederhalterkraft [32]. Vielpunktkissen, wie z.B. in [97, 116] vorgestellt, erlauben in Verbindung mit segmentierten oder segmentelastischen Niederhaltern eine lokal differenzierte Krafteinleitung auf das Blech [117]. So lässt sich der Blechfluss gezielt lokal als auch zeitlich an die Anforderungen der Bauteilgeometrie anpassen [11].
Die Niederhalterkraft entsteht bei hydraulischen Ziehkissen durch Verdrängung der Zylinder des Ziehkissens und der Steuerung des abfließenden Ölvolumenstromes. Bild 2.10 zeigt die beiden prinzipiellen Möglichkeiten den Volumenstrom zu beeinflussen.

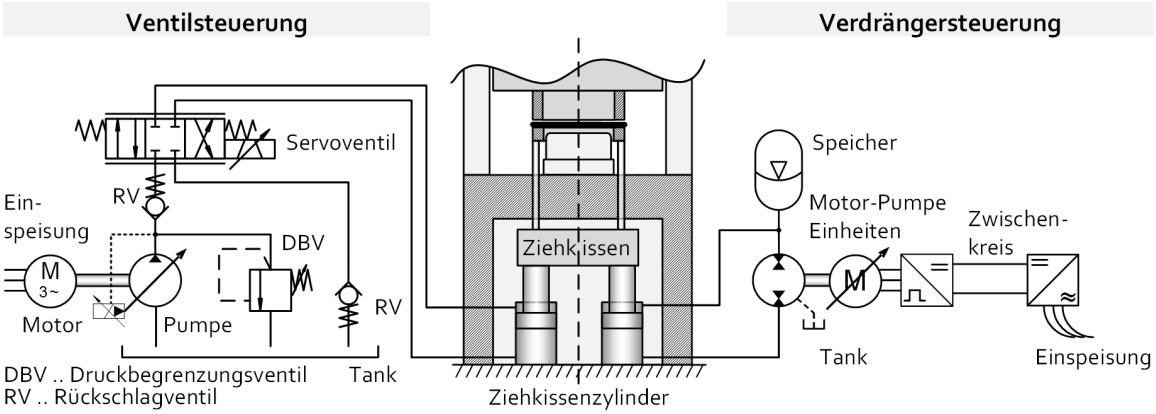


Bild 2.10: Möglichkeiten zur Krafterzeugung in hydraulischen Ziehkissen

In konventioneller Bauweise - der Ventilsteuerung des Ziehkissens - wird der Volumenstrom durch ein Servoventil je Zylinder gedrosselt. Durch definierte Vorgabe des Öffnungsquerschnittes des Ventils kommt es zum Druckaufbau im Zylinder und die Nieder-

halterkraft kann so geregelt werden. Servoventile zeichnen sich durch höchste Dynamik aus und ermöglichen ein schnelles Einregeln der Kraft nach dem Auftreffstoß, also dem Auftreffen der Matrize auf den Niederhalter. Der wesentliche Nachteil dieses Konzeptes liegt in der Funktion des Ventils als Drossel, wodurch die Energie zum Gegenhalten vollständig in Wärme umgewandelt wird und an die Umgebung verloren geht. Ziehkissen mit Ventilsteuerung stellen in heutigen Pressensystemen den Hauptverbraucher an elektrischer Energie dar [11].
Ein für das Ziehkissen neuartiges Konzept ist der Einsatz von Verdrängersteuerungsantrieben. Wie auch schon beim Hauptantrieb hydraulischer Pressen, werden die Zylinder des Ziehkissens bei Verdrängersteuerung direkt durch eine Motor-Pumpe-Einheit angetrieben [83]. Im Ziehkissen liegt der Vorteil der Verdrängersteuerung vor allem in der Möglichkeit der Rückgewinnung eines Teils der Energie, die durch den Stößel für die Verdrängung aufgebracht werden muss. Dieser Vorteil wird allerdings durch eine geringere Dynamik des Antriebes erkauft [80].

2.4 Pressenkenngrößen und Genauigkeitsverhalten in Pressensystemen

Pressenkenngrößen dienen der einheitlichen Beschreibung und Einordnung der Maschineneigenschaften der verschiedenen Pressentypen und -baugrößen. Mit den Anforderungen aus dem Prozess kann anhand der Kenngrößen die Auslegung oder die Auswahl einer Presse für die vorgesehene Aufgabe vorgenommen werden.
Pressenkenngrößen werden nach [125] eingeteilt, in:

- Energie- und Kraftkenngrößen,
- Geometrische Kenngrößen,
- Zeitkenngrößen und
- Genauigkeitskenngrößen.

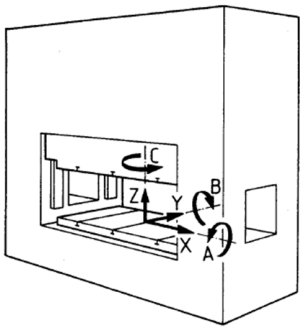


Bild 2.11: Bezugskoordinatensystem der Pressenkenngrößen nach DIN 55189

Zur einheitlichen Beschreibung der Kenngrößen von Pressensystemen wird in [21] das kartesische Koordinatensystem, wie in Bild 2.11 dargestellt, definiert.
Der Ursprung des rechtsdrehenden Koordinatensystems liegt in der Tischmitte, die x-Achse zeigt nach rechts, die z-Achse nach oben. Die im Folgenden beschriebenen Kenngrößen und alle in der vorliegenden Arbeit dargestellten Koordinatenangaben beziehen sich auf diese Koordinatenanordnung.
Die wesentlichen Eigenschaften der Maschine, die die Bauteilqualität beeinflussen, werden durch die Genauigkeitskenngrößen beschrieben. Diese Kenngrößen sind in Bild 2.12 für die Presse und die Zieheinrichtung zusammengefasst und in den beiden folgenden Abschnitten näher beschrieben.

Genauigkeitskenngrößen				
Presse			Zieheinrichtung	
unbelastet	*belastet*		*unbelastet*	*belastet*
	statisch	dynamisch thermisch *nicht beschrieben*		statisch dynamisch
• *geometrische Abweichungen* • *Spiele* • *Bewegungs-genauigkeit*	• *vertikale Gesamtverlagerung* • *vertikale elastische Verlagerung* • *vertikale Federzahl* • *Gesamtkippung* • *Elastische Kippung* VDI 3145		• *geometrische Abweichungen* • *Spiele*	• *(lokale) Verformung Kissenplatte / Druckkasten* • *Kippsteifigkeit* • *max. Überschwinger* • *max. Unterschwinger* • *Einschwingweg* • *Restwelligkeit*
	• *Durchbiegung Aufspannplatten Stößel und Tisch*			

Bild 2.12: Genauigkeitsbeeinflussende Kenngrößen von Presse und Zieheinrichtung (VDI 3145 in Auszügen) nach [14, 91, 125, 134]

2.4.1 Genauigkeitskenngrößen der Tiefziehpresse

Die Kenngrößen zur Beschreibung der Genauigkeit von Pressen sind in der VDI Richtlinie 3145 [125] für mechanische und hydraulische Pressen zum Kaltmassivumformen definiert und sind sowohl für die unbelastete als auch die belastete Maschine zu bestimmen. Die Methoden zur Ermittlung der Kenngrößen beschreibt die DIN 55189 [21].
Als Kenngrößen der unbelasteten Maschine sind die Form- und Lageabweichungen, die Genauigkeit der Rechtwinkligkeit der Stößelbewegung zum Pressentisch und das Führungsspiel des Stößels definiert. Für hydraulische Pressen kommen die Einstellgenauigkeit und die Parallelität der Hubbegrenzung zum Tisch hinzu.
Für die belastete Maschine sind in [125] eine Reihe statischer Kenngrößen festgelegt. Die Richtlinie unterscheidet die Kennwerte für zentrische und nicht zentrische Belastung der Maschine. Als wesentliche prozessbeeinflussende Eigenschaften sind die vertikale Steifigkeit der Maschine sowie die Kippsteifigkeit des Stößels und der damit einhergehende Versatz zwischen Stößel- und Tischaufspannfläche zu nennen. Die vertikale Steifigkeit der Presse setzt sich aus den vertikalen Steifigkeiten von Antrieb und Gestell [26] sowie den Biegesteifigkeiten von Pressenstößel und Pressentisch [128] zusammen.
Eine Erweiterung der genormten Genauigkeitskenngrößen um die Durchbiegung der Aufspannplatten des Stößels und des Pressentisches wird in [14] vorgenommen. Diese wirken sich im Zusammenspiel mit der Verformung der Werkzeugkomponenten in Abhängigkeit vom Material und der Konstruktion des Werkzeugs auf die Genauigkeit des hergestellten Bauteils aus.
Dynamische Belastungen, die vor allem an schnell laufenden Pressen auftreten, sind im aktuell verfügbaren Normenwerk nicht beschrieben [27]. Die Kategorie thermischer Kenngrößen unter Last wird in [134] benannt, aber nicht weiter untersetzt.
Sowohl die Norm zur Definition der Genauigkeitskenngrößen als auch die Richtlinie zu deren Bestimmung sind heute ersatzlos zurückgezogen. Die Kenngrößen und Methoden zu deren Ermittlung werden aber mangels Alternative weiterhin für die Charakterisierung von Umformmaschinen herangezogen.

2.4.2 Genauigkeit hydraulischer Zieheinrichtungen in einfachwirkenden Pressen

Hydraulische Zieheinrichtungen erlauben die Steuerung des Blechflusses bzw. der auf den Niederhalter wirkenden Kraft durch die Regelung des Druckes in den antreibenden Zylindern. Wie auch der Stößel einer Presse sind sie mit einem Führungssystem ausgerüstet und verformen sich unter Last. Aufgrund der Verspannung von Stößel und Ziehkissen während des Tiefziehprozesses kommt es zur Wechselwirkung der elastostatischen und dynamischen Eigenschaften des Ziehkissens mit denen des Stößels [14, 91].
Ein Teil der statischen Genauigkeitskenngrößen der Zieheinrichtungen von neun Versuchspressen werden in [91] untersucht, wobei für drei der untersuchten Maschinen auch die Genauigkeitskenngrößen des Stößels bekannt sind. Die Ergebnisse zeigen, dass die Kippzahlen der Ziehkissen dieser Maschinen - also die Steifigkeit bei außermittiger Belastung - deutlich unter denen der Stößel liegen. Dadurch kann sich das Ziehkissen während des Umformprozesses an das Kippverhalten des Stößels anpassen. Der Betrag des Spiels der Ziehkissenführungen wirkt sich auf die Anfangskippung und -verlagerung aus. Den Einfluss des vertikalen Spiels aufgrund von Maßabweichungen, plastischen Verformungen und Verschleiß sowie die lokale elastische Verformung des Ziehkissens unter Last wird in [92] untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass sich ungleiches, vertikales Spiel negativ auf das Tragverhalten der Pinolen auswirkt und damit die Reproduzierbarkeit des Werkzeugeinbaus beeinflusst. Zudem zeigt die strukturelle Steifigkeit des Ziehkissens einen zu berücksichtigenden Einfluss auf das Tragverhalten der Pinolen. Die Bedeutung der lokalen Steifigkeiten der Zieheinrichtung beim Wechsel der Maschine, z.B. von der Einarbeitungs- auf die Serienpresse wird dabei deutlich hervorgehoben. Bei statischer Betrachtung haben die Auswirkungen der vertikalen elastischen Verlagerung oder der vertikalen Federzahl des Ziehkissens aufgrund des kraftgeregelten Betriebs keinen Einfluss auf die Bauteilgenauigkeit. Die aus den Elastizitäten resultierende Verlagerung in Arbeitsrichtung wird bei Aufrechterhaltung der Niederhalterkraft durch den Ziehkissenantrieb kompensiert.
Die statischen und dynamischen Eigenschaften der Zieheinrichtung beeinflussen die Genauigkeit des Tiefziehteils und müssen bei der Wahl der Einstellparameter berücksichtigt werden.
Während die Genauigkeitskenngrößen von Pressen in ihrer Definition und Bestimmung in der Vergangenheit genormt wurden, steht eine Vereinheitlichung bei den Kenngrößen und Messmethoden für Zieheinrichtungen noch aus.
Zu den elastostatischen Eigenschaften des Ziehkissens, die den Prozess beeinflussen, kommt das Verhalten hydraulischer Ziehkissen beim Auftreffen der Matrize auf den Niederhalter hinzu. Der sogenannte Auftreffstoß resultiert in einer Druckspitze im Zylinder und einem sich anschließenden Einschwingen der Niederhalterkraft entsprechend der Regelgüte der hydraulischen Antriebsachsen. Die Höhe der

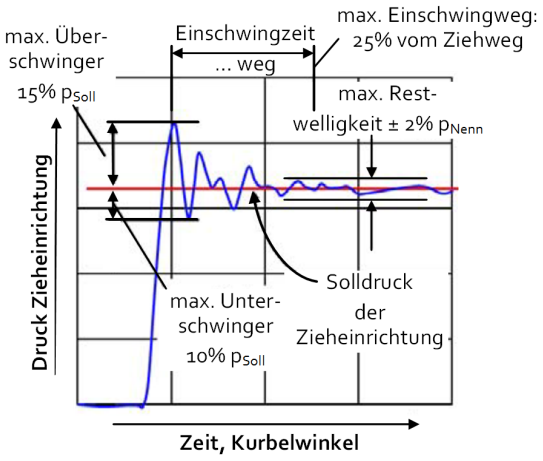


Bild 2.13: Dynamische Kenngrößen am Ziehkissen [14]

Druckspitze und die Dauer des Einschwingvorganges werden in [14] als perspektivische zusätzliche Kenngrößen für die Genauigkeit von Ziehkissensystemen entsprechend Bild 2.13 benannt und dimensioniert.

2.5 Energetische Analyse und Optimierung von Pressmaschinen

Die Bewertung des energetischen Verhaltens von Pressen war in den vergangenen Jahrzehnten immer wieder Gegenstand von Untersuchungen. In [30] wurden bereits in den 1950er Jahren die Antriebe zweier hydraulischer Schmiedepressen eingehend in Bezug auf ihr energetisches Verhalten betrachtet. Zur Bewertung der Energieverluste hydraulischer Pressen entwickelt [105] eine experimentelle Untersuchungsmethode und gewinnt anhand von Stauchproben grundlegende Erkenntnisse über den Wirkungsgrad der analysierten Maschinen. Als Quotient aus Umformarbeit und eingesetzter Energie kann mit dem Wirkungsgrad eine Aussage über die Energieverwertung in der Maschine getroffen werden. Es wird festgestellt, dass sich der Wirkungsgrad mit wachsender Maschinengröße verbessert und das dieser steigt, je größer die verrichtete Umformarbeit der Maschine ist. [126] untersucht hydraulische Pressen bezüglich des Gesamt- und der Teilwirkungsgrade verschiedener Baugruppen. [127] analysiert in umfangreichen Versuchsreihen die Energieeffizienz hydraulischer und mechanischer Pressen und stellt fest: „Durch die energetische Optimierung wird also zum einen der Energieaufwand für die Fertigung des einzelnen Werkstückes teilweise deutlich verkleinert und damit ein Beitrag zur Senkung der Fertigungskosten geleistet, während zum anderen durch die gleichzeitige Vergrößerung der Zahl der in einer Zeiteinheit herzustellenden Werkstücke sich die Produktivität des gesamten Prozesses erhöht.“ Auf Basis der experimentellen Analyse zweier mechanischer Transferpressen stellt [88] eine Reihe von theoretischen Betrachtungen zur Verbesserung des Wirkungsgrades einzelner Antriebsbaugruppen an. Als größtes Potenzial für Energieeinsparungen wird dabei die Minimierung der Stößelmasse und die Verringerung des Stößelhubes, also die Reduzierung von Blindleistung beim Betrieb der Maschinen ausgemacht. [28] analysiert die Betriebszustände und deren Wirkung auf den Energieverbrauch sowie den Wirkungsgrad des Hauptantriebes mechanischer Pressen. Als Hauptursache für Verlustenergie wird der Leerlauf der Maschine genannt. Es werden Betriebsstrategien und Maßnahmen zur Wirkungsgradoptimierung des Pressenhauptantriebes entwickelt und auf drei Maschinen (Großteilpresse, Einzelpresse, Stufenpresse) umgesetzt. Durch die getroffenen Maßnahmen konnte an allen Versuchspressen zwischen 5% und 9% Energieeinsparung erreicht werden. Zur Verringerung der Verluste in hydraulischen Pressen wird in [83] das Ziehkissen einer Demonstratorpresse von einer Ventilsteuerung auf eine Verdrängersteuerung umgerüstet (vgl. Bild 2.10). Zudem wird die Absenkung der Motordrehzahl des Stößelantriebes in Pausenzeiten untersucht. Durch die Rekuperation der Energie zur Bereitstellung der Ziehkissenkraft bei der Durchführung von Umformprozessen und die Reduzierung der Verluste in Pausenzeiten kann die Energieaufnahme der Presse um bis zu 30% verringert werden. [94] untersucht ein servohydraulisches Ziehkissen mit drehzahlvariablen Konstantpumpen und ermittelt eine Energierückgewinnungsrate von bis zu 68% der aufgewendeten Verdrängungsenergie beim Umformen. Erste Untersuchungen zum Einsatz drehzahlvariabler Verstellpumpen als Hauptantrieb in Pressen sind in [67, 76] dokumentiert. Auch Maschinenhersteller sind bestrebt, den Energiebedarf hydraulischer Pressen

durch den Einsatz von Verdrängersteuerungen zu verringern. Ein energieoptimiertes Konzept für den Stößelantrieb von Massivumformpressen durch den Einsatz parallel geschalteter Verstellpumpen mit konstanter Drehzahl wird in [135] vorgestellt. Zur Energieeinsparung werden Motor-Pumpe-Einheiten in Teillast- und Pausenphasen still gesetzt und bei Bedarf hydraulisch wieder beschleunigt. Das System ermöglicht die Verschiebung der laufenden MPE in einen wirkungsgradoptimalen Arbeitsbereich. Gegenüber einem System mit vergleichbarer Leistung und nicht näher spezifizierter konventioneller Hydraulik können mit diesem System bis zu 25% und gegenüber drehzahlvariablen Konstantpumpen bis zu 10% Energie eingespart werden. [99] stellt ein Antriebskonzept vor, mit dem durch einen Direktpumpenantrieb die Verluste im Gesamtsystem der Presse um bis zu 30 % reduziert werden können. Die Energieverluste beim Absenken des Stößels, beim Verdrängen des Ziehkissens und in der Phase der Dekompression des Hydrauliköls nach dem Ziehvorgang werden über eine Energierückspeiseeinheit in der Tankleitung und den generatorischen Betrieb der Antriebseinheiten in den genannten Bewegungsphasen der Maschine ins Netz zurückgeführt.

2.6 Wechselwirkungen zwischen Maschine, Werkzeug und Prozess

Das Ergebnis des Umformprozesses wird durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst. Eine Zusammenfassung der wesentlichen Eigenschaften der Subsysteme, der Einflussgrößen auf das Verhalten und der beiden heute im industriellen Umfeld in der Regel verwendeten Stellgrößen für die Prozessteuerung zeigt Bild 2.14.

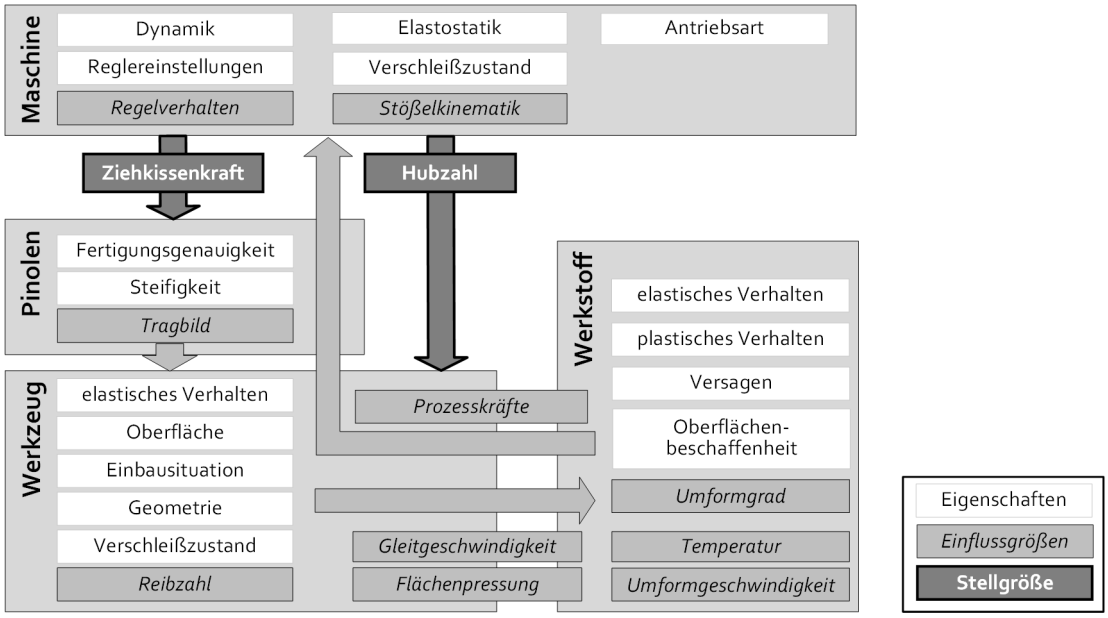


Bild 2.14: Wechselwirkungen bei der Blechumformung [11, 27, 95, 134]

Neben den Eigenschaften der Fertigungsmittel und des Werkstoffes gibt es Abhängigkeiten von den Umgebungsbedingungen, dem Maschinen- und Werkzeugzustand und den verschiedenen Kontaktstellen zwischen Maschine, Werkzeug und Werkstück [43]. Für komplexe Tiefziehteile können bereits geringe Schwankungen, beispielsweise der

Blechdicke oder der Werkstoffeigenschaften, dazu führen, dass Prozessparameter ihre Gültigkeit verlieren und es zu Tiefziehfehlern im Bauteil kommt [54]. Dabei muss berücksichtigt werden, dass das Verhalten des Werkstoffes direkt das Verhalten des Werkzeugs und der Umformmaschine beeinflusst und umgekehrt.
In Abhängigkeit von der Art der Antriebe von Stößel und Ziehkissen und deren Regelverhalten definiert die Maschine die Hubzahl und stellt eine Ziehkissenkraft bereit. Aus der Hubzahl leitet sich die Geschwindigkeit der Werkzeugkomponenten und damit des Prozessablaufes ab. Die Niederhalterkraft wird über die Pinolen auf das Werkzeug übertragen, wobei deren Steifigkeit und Fertigungsgenauigkeit das Tragbild und somit die lokale Differenzierung der Niederhalterkraft im Werkzeug beeinflussen. Die Reibzahl zwischen Werkzeug und Werkstück beeinflusst schließlich die resultierende Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung, die letztlich über die Materialeigenschaften des umzuformenden Werkstoffes zu den auf das Werkzeug und die Maschine wirkenden Prozesskräften führen und deren elastisches als auch dynamisches Verhalten beeinflussen. Die Reibzahl als auch das Umformverhalten des Werkstoffes weisen dabei z.B. geschwindigkeitsabhängiges Verhalten auf. Die Bereitstellung der Ziehkissenkraft erfolgt bei hydraulischen Ziehkissen in Abhängigkeit vom Betriebspunkt und den Umgebungsbedingungen.
Diese - lediglich als exemplarische Beispiele genannten - Abweichungen können dazu führen, dass komplexe Bauteile mit hohen Genauigkeitsanforderungen, wie sie heute üblicherweise in der Automobilindustrie vorzufinden sind, nur in bestimmten Hubzahlbereichen gefertigt werden können.

2.7 Wirtschaftlichkeit beim Tiefziehen

Die Wirtschaftlichkeit beim Tiefziehen wird durch die Kosten für den Werkstoff, die Maschinenkosten und die Kosten für das Werkzeug bestimmt und drückt sich in der Qualität des hergestellten Bauteils und der damit verbundenen Stückkosten aus (Bild 2.15). Die Qualität des Bauteils wird vorrangig durch die Genauigkeit der Maschine und der Werkzeugaktivflächen und der gewählten Fertigungsparameter definiert.
Im Bereich der Stückkosten fließen für alle drei Kategorien die Investitionskosten ein, wobei mit 50% bis 70% die Kosten für das eingesetzte Material den größten Anteil ausmachen [11]. Daher kommt einer materialsparenden Zuschnittplanung bei der Methodenplanung eine große Bedeutung zu.
Der zweitgrößte Einfluss auf die Stückkosten des Bauteils liegt nach [11] bei den Werkzeugkosten. Diese setzen sich aus den Entwicklungskosten für das Werkzeug, den Investitionskosten für dessen Herstellung und den Kosten für die Anpassung des Werkzeugs auf die Eigenschaften der Produktionsmaschine zusammen.
Die in Abschnitt 2.6 beschriebenen Wechselwirkungen führen zu einer Verformung der Maschine und des Werkzeugs unter Last und damit zu einer Veränderung der Aktivflächen. Diese müssen folglich auf die Randbedingungen auf der Maschine angepasst werden. In mehreren Tryoutschleifen wird das Werkzeug zunächst auf einer Tryoutpresse in Betrieb genommen und eingearbeitet, so dass Gutteile gefertigt werden können. Der Einarbeitungsprozess findet dabei entweder auf einer der Produktionspresse baugleichen oder einer universalen Einarbeitungspresse statt, mit der das Verhalten der Produktionspresse so gut es geht nachgeahmt wird [87]. Die letzte Tryoutschleife wird auf der Produktionspresse durchgeführt, um die Abweichungen zwischen Tryout und Produkti-

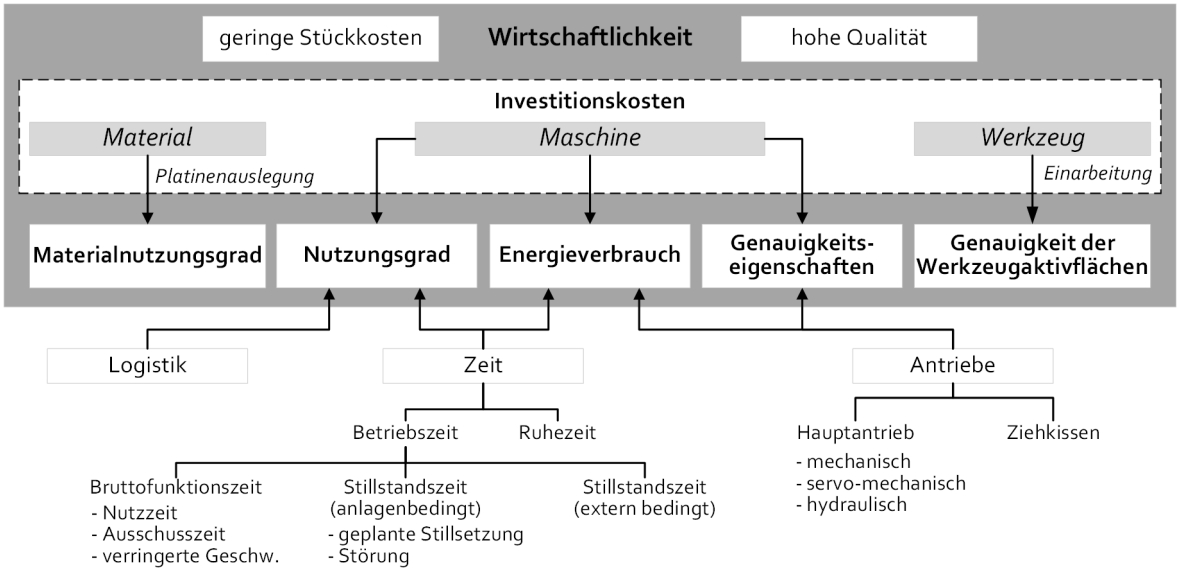


Bild 2.15: Einflüsse auf die Wirtschaftlichkeit beim Tiefziehen [11, 14, 132, 134]

onsmaschine in das Werkzeug einzuarbeiten und die anlagenspezifischen Kennwerte zu bestimmen. Durch den Einsatz von Tryoutpressen kann bei der Werkzeugeinarbeitung der Produktionsausfall so kurz wie möglich gehalten werden. Bild 2.16 a) zeigt am Beispiel eines Fahrzeugseitenwandrahmens die Zeitverteilung der Einarbeitungsschritte eines Tiefziehwerkzeugs ohne Mechanisierung auf verschieden Pressen nach [16].

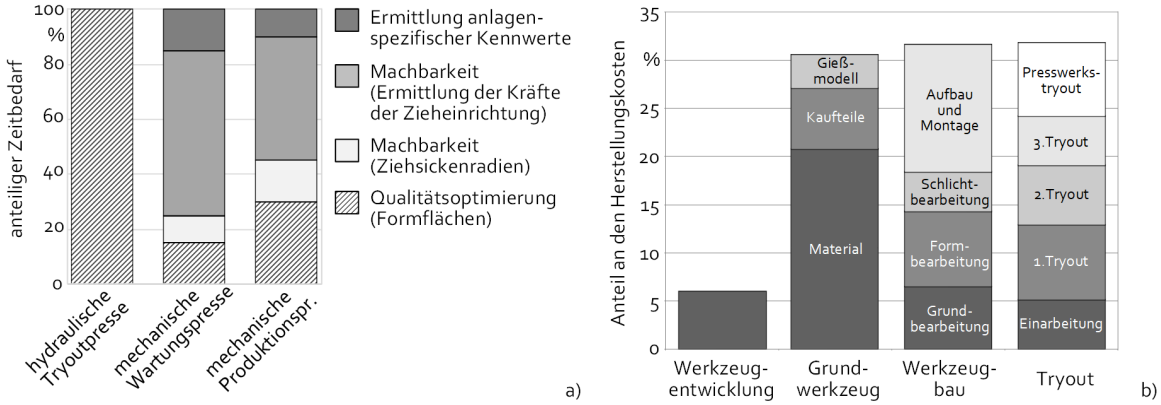
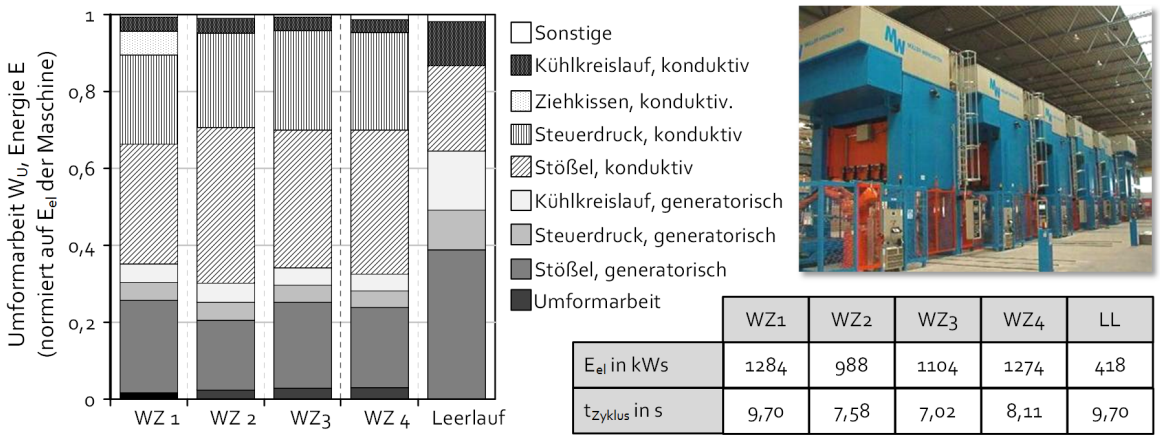


Bild 2.16: Herstellung eines Werkzeugs für einen Fahrzeugseitenwandrahmen: a) Zeitbedarf für die Einarbeitung nach [16]; b) Kostenverteilung der Entwicklung und Herstellung nach [11]

Auf der Tryoutpresse werden zunächst nur die Aktivflächen des Werkzeugs eingearbeitet, bis ein Gutteil produziert werden kann. Bei der anschließenden Einarbeitung auf der Produktionspresse muss zunächst die Stößellage bestimmt werden, um auf der mechanischen Produktionspresse die gleiche Presskraft wie auf der hydraulischen Tryoutpresse einzustellen. Auch bei Einsatz gleicher Ziehkissensysteme müssen mit großem zeitlichen Aufwand aufgrund des unterschiedlichen Verhaltens die Sollkräfte neu ermit-

telt werden (vgl. Bild 7.2).
Bis zum Erreichen der geforderten Teilequalität auf der Produktionspresse nimmt der Einarbeitungsprozess oft mehrere Tage in Anspruch und führt zu Produktivitätsverlust und Kostensteigerungen [90]. Bild 2.16 b) veranschaulicht den Anteil der Kosten für die Werkzeugeinarbeitung am Beispiel des Ziehwerkzeuges eines Fahrzeugseitenwandrahmens [11]. Während die Entwicklungskosten für das Werkzeug anteilig mit etwa 5% zu Buche schlagen, teilen sich die restlichen Kosten zu je etwa einem Drittel in die Kosten für das Grundwerkzeug, den Werkzeugbau und den Tryout des Werkzeugs auf. Die Kosten für den Tryout dienen dabei der Einarbeitung der Werkzeugaktivflächen auf die Produktionsmaschine.
An dritter Stelle der Kosten liegen die Maschinenkosten. Diese ergeben sich aus den Investitionskosten, dem Nutzungsgrad der Maschine und dem daraus entstehenden Energieverbrauch. Der Nutzungsgrad ist nach [113] die wesentliche Größe, die die Wirtschaftlichkeit der Maschine bestimmt und gliedert sich nach [134] in die Logistik, also die Maschinenbelegung und den Werkstoff- bzw. Bauteiltransport, und den Nutzungsgrad Zeit. Der Nutzungsgrad Zeit wird in [132] ausführlich definiert und ist in Auszügen in Bild 2.15 dargestellt. In Folge des Nutzungsgrades Zeit und der Art der Antriebe von Stößel und Ziehkissen ergibt sich der Energieverbrauch der Maschine. Aufgrund steigender Energiepreise steigt der Einfluss der Energiekosten auf die Kosten des Produktes stetig. Damit steigt auch der Druck, zukünftig energieeffiziente Maschinen zu bauen und einzusetzen. In [83] wird die Energieverteilung in hydraulischen Pressen und Pressenstraßen untersucht. Bild 2.17 zeigt exemplarisch am Energieverbrauch einer hydraulischen Pressenstraße die verrichtete Umformarbeit und die dabei entstehenden Verluste.



	WZ1	WZ2	WZ3	WZ4	LL
E_{el} in kWs	1284	988	1104	1274	418
t_{Zyklus} in s	9,70	7,58	7,02	8,11	9,70

Bild 2.17: Umformarbeit und Energieverluste einer hydraulischen Pressenstraße [83]

Nur ein sehr geringer Anteil der aufgewendeten Energie wird tatsächlich in Umformarbeit umgewandelt. Der Großteil der Energie wird bei der Erzeugung hydraulischer Leistung aus elektrischer Energie (generatorisch) und der Leitung der hydraulischen Energie durch Rohrleitungen und Ventile der Anlage (konduktiv) in Wärme umgewandelt und geht verloren.
Gerade vor dem Hintergrund der langen Nutzungsdauern von Pressmaschinen wird der Aspekt der Energieeffizienz für die wirtschaftliche Fertigung in den nächsten Jahren wei-

ter an Bedeutung gewinnen. Durch neue Regularien und Normen wie z.B. die Richtlinie zur „Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte “ [2] oder die Normenreihe ISO 14955 zur „Umweltorientierte(n) Bewertung von Werkzeugmaschinen “ [69] werden die Hersteller von Werkzeugmaschinen schon heute gezwungen, sich mit diesem Thema auseinanderzusetzen.
Der Umformprozess ist um so wirtschaftlicher, je mehr Bauteile mit hoher Qualität bei geringen Stückkosten gefertigt werden können. Die Effizienz der Methoden bei der Herstellung, Inbetriebnahme und Nutzung der Werkzeuge sowie die Effizienz der Maschinentechnik bei der Produktion von Tiefziehteilen können zur Senkung des Zeitbedarfs und der Betriebskosten beitragen. Damit kann durch die Steigerung der Effizienz entlang des Lebenszyklus von Umformwerkzeugen sowie des Produktprozess Presse erheblich zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit bei der Herstellung von Tiefziehteilen beigetragen werden.

2.8 Simulationsmethoden im Umfeld der Blechumformung

Moderne Simulationsprogramme bieten eine Vielzahl an Möglichkeiten zur Abbildung von Prozessen und Maschinen. Bild 2.18 zeigt eine Übersicht der im Bereich der Umformtechnik üblicherweise in der Anwendung und auf dem Gebiet der Forschung eingesetzten Simulationsmethoden, die in den folgenden Kapiteln näher beschrieben werden. Die Grafik fasst die für die Arbeit relevanten Methoden zusammen. Weitere Simulationsmethoden zur Abbildung des Prozesses sind z.B. in [118] und auf Seiten der Maschine, z.B. in den Arbeiten [45, 134] zusammengestellt.

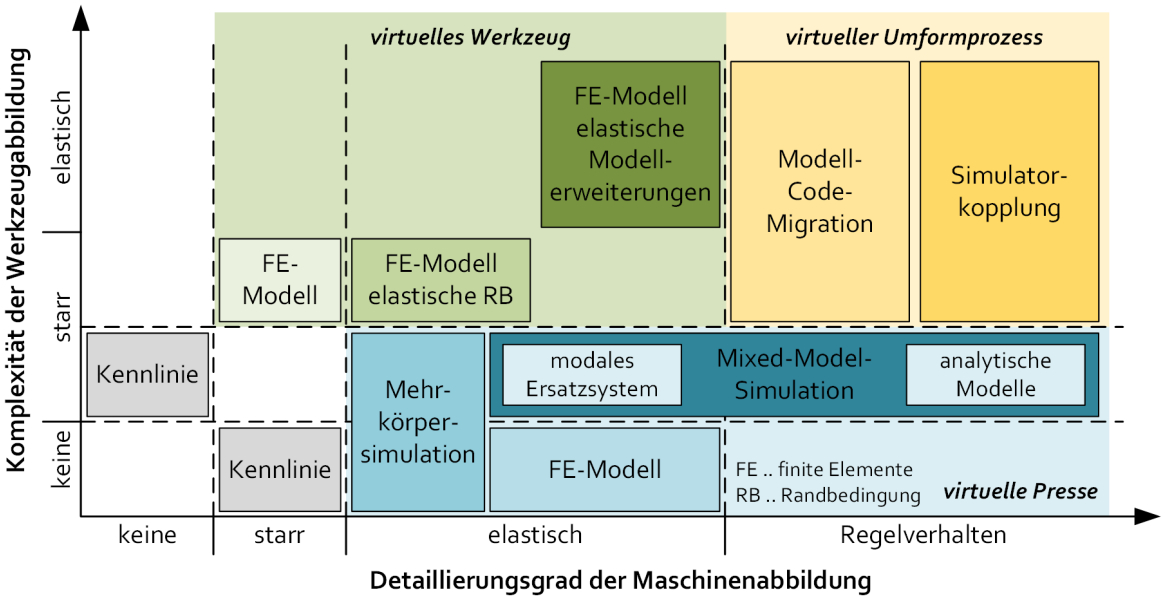


Bild 2.18: Übersicht der Simulationsmethoden in der Umformtechnik

Bild 2.18 stellt die Methoden zur Abbildung anhand der Komplexität des Prozessmodells über dem Detaillierungsgrad der Maschine dar. Die einfachste Form, einen Zusammenhang in der Maschine oder während der Prozessdurchführung abzubilden, ist die

Kennlinie. Sie wird häufig verwendet, um z.B. einen Prozesskraftverlauf über dem Stößelweg in einem höher detaillierten Modell wie der Mixed-Model-Simulation abzubilden. Modelle mit Finiten-Elementen (FE) werden für die Abbildung des Prozesses (*Kapitel 2.10.1*) als auch der Maschine (*Kapitel 2.11.1*) genutzt. Die Mehrkörpersimulation (*Kapitel 2.11.2*) und die Mixed-Model-Simulation (*Kapitel 2.11.3*) eignen sich besonders für die Abbildung von Maschinen und Anlagen der Umformtechnik. Während die MKS sich auf das dynamische Verhalten von Komponenten und Baugruppen konzentriert, können mit den domänenübergreifenden Modellen der Mixed-Model-Simulation neben den mechanischen, elektrischen und hydraulischen Komponenten auch die Reglerstrukturen und das Regelverhalten der Antriebe einer Presse in einer Simulationsumgebung abgebildet werden. FE-Modellierung mit elastischen Randbedingungen (RB) (*Kapitel 2.10.2*) stellen eine Erweiterung der FE-Modellierung des Umformprozesses dar. Über die Randbedingungen kann beispielsweise die Abbildung der Kippsteifigkeiten von Stößel und Ziehkissen erfolgen. Den heutigen Stand der Forschungen bei der Simulation des Blechumformprozesses stellen die FE-Modelle mit elastischen Modellerweiterungen (*Kapitel 2.10.3*) dar. Diese Modelle ermöglichen auch die Berücksichtigung des elastostatischen Verhaltens des Umformwerkzeugs und die Einbeziehung der Nachgiebigkeiten der Maschine. Die Berücksichtigung des komplexen elastostatischen, dynamischen und regelungstechnischen Verhaltens der Umformmaschine bei der Prozesssimulation wird durch ganzheitliche Simulationsmodelle realisiert. Die Kopplung der Modelle erfolgt entweder auf der Modellebene durch Modell-Code-Migration (*Kapitel 2.12.4*) oder auf der Simulatorebene bei der Simulatorkopplung (*Kapitel 2.12.5*). Mit dieser Art der Abbildung ist es möglich, die Wechselwirkungen im System Maschine-Werkzeug-Werkstück abzubilden und die Einflüsse aller auf die Herstellung des Bauteils wirkenden Einflüsse zu berücksichtigen.

2.9 Das virtuelle Werkstück

Das nichtlineare elastisch-plastische Verhalten des Formteils erfordert eine detaillierte und lokal aufgelöste Simulation des Werkstoffes beim Umformprozess. Die dabei auftretenden kontinuumsmechanischen Probleme können durch Differentialgleichungen 2. Ordnung beschrieben werden, deren komplexe Randbedingungen eine Lösung auf der Basis numerischer Näherungsverfahren erfordert [118].
Als Berechnungsverfahren zur Lösung der Gleichungen für die Beschreibung des Verhaltens des Blechwerkstoffes hat sich heute die Finite-Element-Methode (FEM) bewährt und etabliert. Einen Überblick über das Materialverhalten, die Materialbeschreibung und die notwendige Parameteranzahl zeigt Bild 2.19. Das Hookesche Gesetz beschreibt das elastische Verhalten des Werkstoffes. Das plastische Verhalten ist durch Fließbedingung, Fließregel und das Verfestigungsgesetz charakterisiert [27]. Eine Versagensgrenze definiert, wann es zur Materialschädigung kommt. Eine detaillierte Zusammenfassung zur Modellierung des Werkstoffes ist in [95] zu finden. Richtungsabhängige Werkstoffeigenschaften, wie sie üblicherweise durch das Walzen des Blechwerkstoffes entstehen, werden über Anisotropiemodelle bspw. nach Hill [63] oder Barlat [4] einbezogen. Die Geschwindigkeit des Umformprozesses kann durch Dehnrateneinflüsse auf die Fließspannung tabellenbasiert [84] oder mit Koeffizientenansätzen nach Cowper-Symmonds [20] bzw. Hensel-Spittel [61] im Materialmodell berücksichtigt werden.

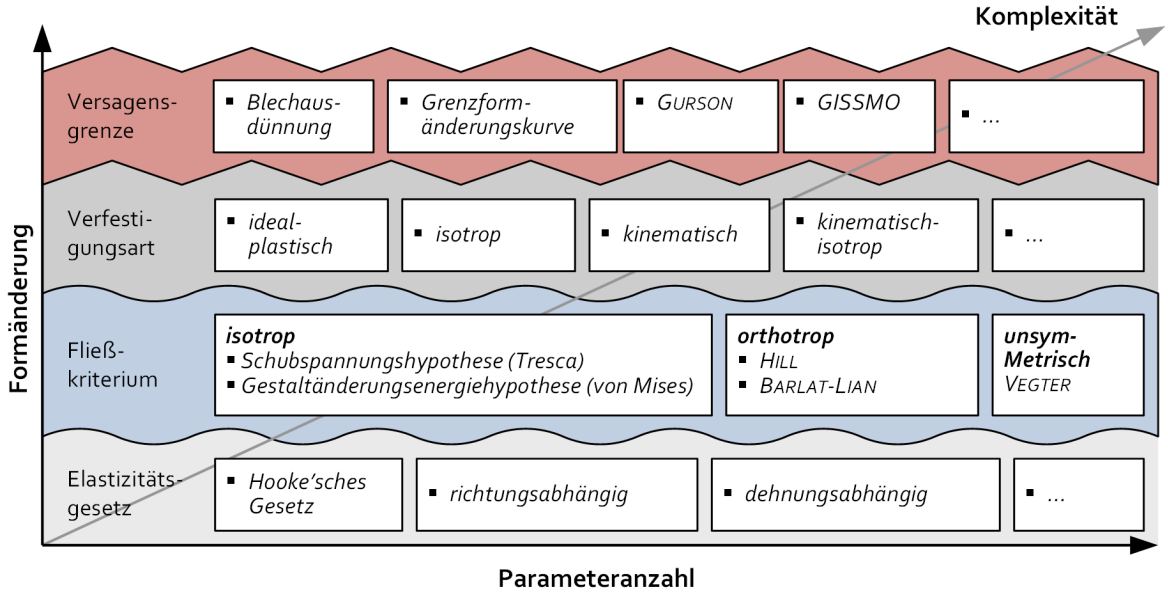


Bild 2.19: Modellierungsansätze zur Beschreibung des Blechwerkstoffes [95]

2.10 Das virtuelle Werkzeug

Der in [42] geprägte Begriff des virtuellen Werkzeugs umfasst heute eine Reihe von Modellen in den verschiedenen Entwicklungsstadien des realen Werkzeugs (Bild 2.20). Der Begriff bezieht sich zunächst nur auf die Umsetzung einer durchgängigen CAD-Kette bei der Werkzeugkonstruktion. Das virtuelle Werkzeug dient der Planung der Fertigungsmethoden, der Konstruktion von Stützkonturen und Schiebern und umfasst die Ober- und Unterwerkzeuge sowie den Blechhalter. Als Forderung formuliert [42] , dass das Werkzeug unter Prozesslast die Sollgeometrie einnimmt, also die Auswirkungen des elastischen Verhaltens von Maschine, Werkzeug und Werkstück mit in die Vorhersage der Oberflächengeometrie der Werkzeuge einfließen. Mit Blick auf die FE-Prozesssimulation werden lediglich die langen Rechenzeiten als Problem für die Berücksichtigung der Nachgiebigkeiten des Gesamtsystems gesehen.
In den verschiedenen Stadien der Methodenplanung hat sich die FE-Simulation des Blechumformprozesses als leistungsstarkes Hilfsmittel zur Unterstützung der Werkzeuggestaltung etabliert [120]. Am Anfang des Planungsprozesses werden häufig implizite Berechnungen mit Einschrittlösern für die Sicherstellung der grundsätzlichen Machbarkeit des Bauteils eingesetzt. Mit fortschreitendem Entwicklungsprozess werden in impliziten und expliziten Berechnungen auch die Wirkflächen und Prozessparameter für das Werkzeug bestimmt [101].
Eine Berücksichtigung der Nachgiebigkeiten der Werkzeugkomponenten bzw. der Maschine oder gar des Regelverhaltens der Antriebe erfolgt aber im industriellen Einsatz des virtuellen Werkzeugs bis heute nicht.

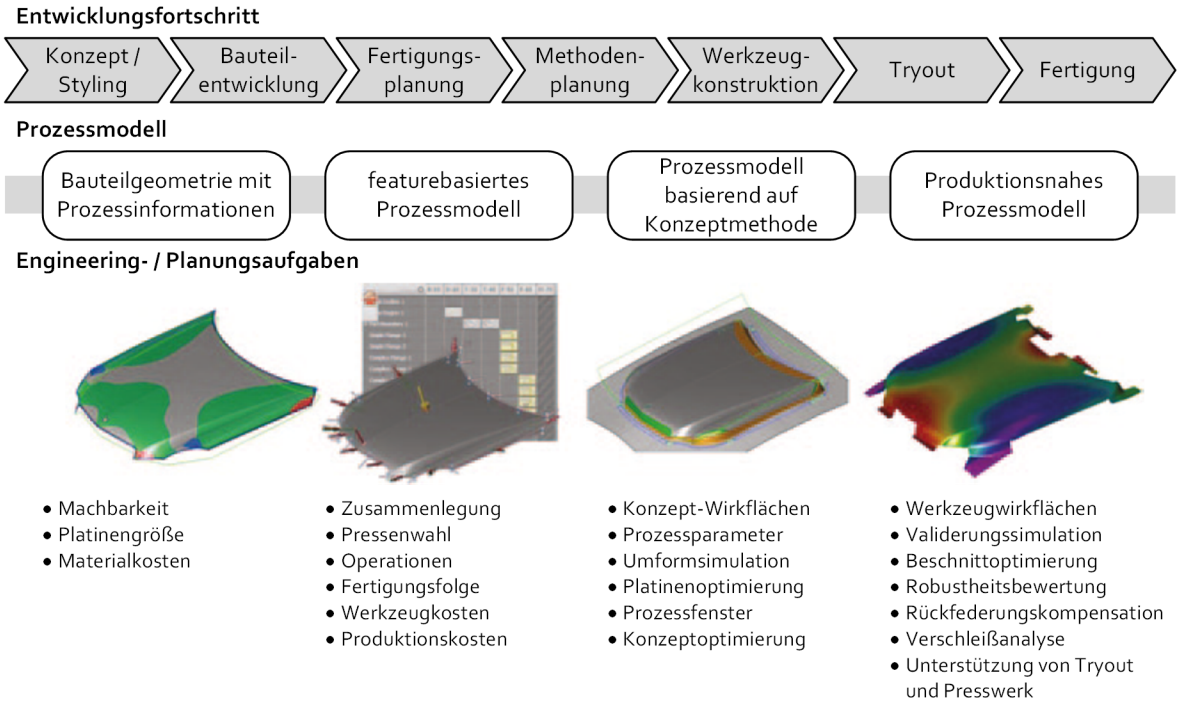


Bild 2.20: Entwicklung des Prozessmodells im Werkzeugherstellungsprozess [11, 75]

2.10.1 Prozessmodell mit der Methode der finiten Elemente

Quasi-statische FE-Prozessmodelle können im Wesentlichen in die drei Bereiche des Formteils, des Werkzeugs - bestehend aus Stempel, Niederhalter und Ziehring bzw. Matrize - und der Wirkfuge unterteilt werden. Bild 2.21 zeigt ein quasi-statisches FE-Modell am Beispiel eines typischen akademischen Bauteils, der Rechteckwanne.

Das Formteil gibt, wie in *Kapitel 2.9* beschrieben, das elastisch-plastische Werkstoffverhalten wieder. Das Werkzeug wird heute in der breiten Anwendung als starres vernetztes Oberflächenmodell modelliert. Verformungen der Werkzeugaktivflächen unter Last sind mit dieser Modellierung nicht möglich. Als Randbedingungen werden die Stößelgeschwindigkeit und die Niederhalterkraft in Form von Kennlinien im Modell angetragen. Dabei wird in der Regel mit den Sollwerten gearbeitet, es werden also die Einflüsse des Verhaltens der Antriebe von Stößel und Ziehkissen und der Auffederung der Maschine vernachlässigt.

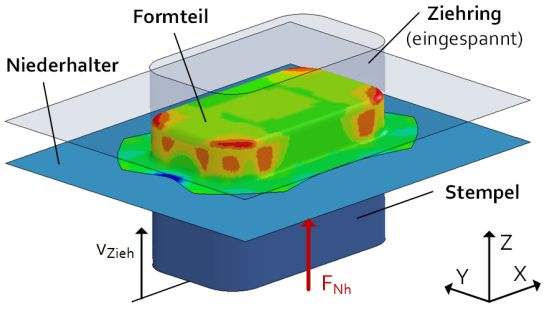


Bild 2.21: quasi-statisches FE-Umformprozessmodell einer Rechteckwanne [129]

Die Wirkfuge zwischen Formteil und Werkzeug bildet als Reib-Kontakt-Modell die tribologischen Verhältnisse über gemessene Reibwerte sowie die Kontaktbedingung mit der Penalty- oder der Lagrange-Methode ab [1]. Die Reibwerte können abhängig von

Flächenpressung und relativer Gleitgeschwindigkeit [38] bestimmt und im Modell hinterlegt werden. Die heute in der Regel vereinfachte Modellierung der Reibverhältnisse ist dabei als kritisch zu bewerten, da die vernachlässigten thermischen Einflüsse auf das Reibverhalten zu einer ungenauen Abbildung der realen Verhältnisse führen [118].

2.10.2 Elastische Randbedingungen

Der erste Schritt zur Berücksichtigung der Maschineneigenschaften im Umformprozessmodell sind FE-Prozessmodelle mit elastischen Randbedingungen. Elastostatische Eigenschaften der Maschine werden dazu am Prozessmodell als Randbedingungen angetragen. Bild 2.22 zeigt die Entwicklung bei der Modellbildung zur Berücksichtigung der Stößelnachgiebigkeiten.

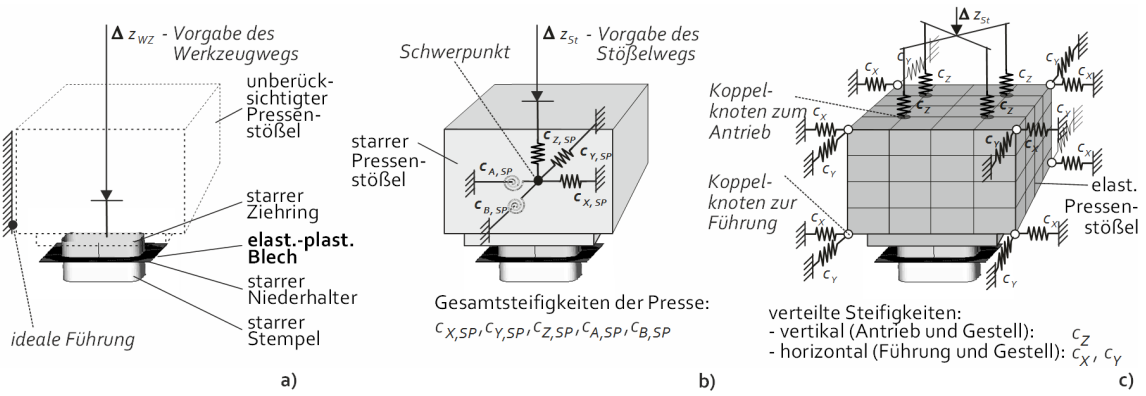


Bild 2.22: FE-Modell des Umformprozesses a) ohne elastische Randbedingungen b) erweitert um konzentrierte Beschreibung für starre Stößel c) erweitert um aufgelöste Beschreibung für elastische Stößel [47]

Auf der Basis des starren FE-Modells des Umformprozesses in Bild 2.22 a) werden im Modell in Bild 2.22 b) von den statischen Kenngrößen der Maschine die Hauptsteifigkeiten verwendet und im Modell als konzentrierte Parameter für die Beschreibung der Pressennachgiebigkeiten integriert [47]. Beim Eintrag exzentrischer Lasten durch den Prozess kann sich der Stößel bei dieser Modellierung um seinen Schwerpunkt verlagern und es kommt zu einer entsprechenden Kraftverteilung am Bauteil. In [47] konnte damit der Einfluss der Gestellbauart auf die Verlagerung des Stößels und in der Folge die Blechdickenreduzierung sowie den Flanscheinzug des Bauteils gezeigt werden.
Das Modell in 2.22 c) erweitert die Abbildung des Prozesses um eine Modellbeschreibung für einen elastischen Stößel. Dieser Schritt ist notwendig, wenn elastische Werkzeugmodelle berechnet werden sollen. Die Verformung des Werkzeugs muss dann an den Stößel weitergegeben werden können und dieser entsprechend seiner Nachgiebigkeit reagieren. Als elastische Randbedingungen für einen elastischen Stößel ist die Verwendung der Hauptsteifigkeiten der Presse als konzentrierte Parameter am Schwerpunkt des Stößels nicht geeignet [47]. Für diese Art der Modellierung müssen die horizontalen Nachgiebigkeiten der Führungen und des Gestells an den Lagerstellen des Stößels angetragen werden. In vertikaler Richtung werden die Nachgiebigkeiten der Antriebe und des Gestells entsprechend der örtlichen Lage der Anbindung an den Stößel

in der realen Maschine am Modell definiert. [53] wendet diese Methode der aufgelösten elastischen Lagerung auf die starre Modellierung des Stößels und des Ziehkissens einer hydraulischen Tiefziehpresse an. Durch den Einfluss des Kippverhaltens von Stößel und Ziehkissen können in der Simulation - am Beispiel einer Rechteckwanne - Tiefziehfehler am Realbauteil nachvollzogen werden. In [95] wird diese Methode auf elastische Modelle von Stößel, Ziehkissen und Werkzeug angewendet.

2.10.3 Elastische Modellerweiterungen

Starre FE-Prozessmodelle sind nur bedingt für die exakte Vorhersage der Werkzeugaktivflächen bei der Methodenplanung geeignet. So beschreibt [13] die Abweichung der Werkzeugkontur unter Last von der in der Simulation vorhergesagten Sollkontur und führt dies auf die Vernachlässigung der elastischen Eigenschaften von Werkzeug und Maschine zurück. Auch bei der Simulation der Rückfederung bei hoch- und höherfesten Stählen stößt die Simulation des Umformprozesses mit starren Werkzeugen an ihre Grenzen [101].
Eine detaillierte Abbildung des Nachgiebigkeitsverhaltens von Werkzeug und Presse ermöglichen FE-Prozessmodelle mit elastischen Modellerweiterungen (Bild 2.23).

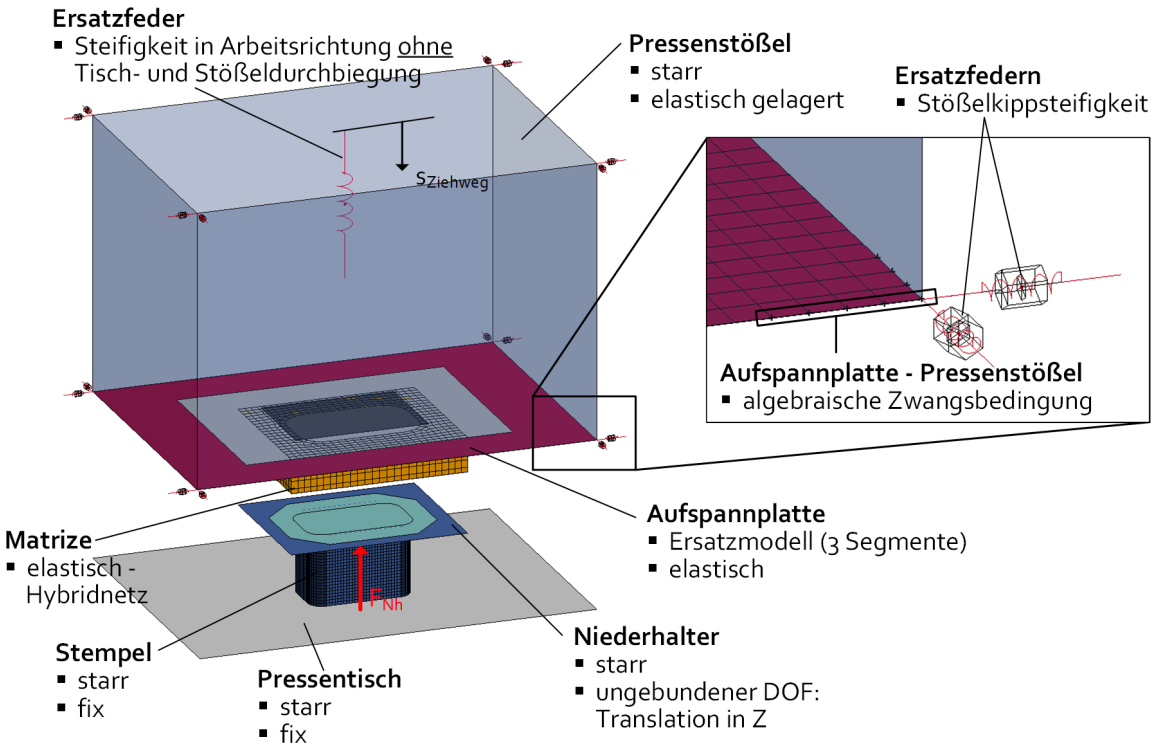


Bild 2.23: FE-Modell des Umformprozesses mit elastischen Randbedingungen und Modellerweiterungen [95]

Die Komponenten des Werkzeugs werden anstelle von starren Schalen durch Volumenelemente z.B. in [34, 93, 104] oder unter Verwendung von hybriden Netzen z.B. in [17, 102, 103] zur Verringerung der Rechenzeit modelliert. Hybride Netze verbinden

fein vernetzte Oberflächen mit elastischen Schalen mit grob vernetzten elastischen Volumenmodellen für die Trägerstrukturen der Werkzeuge. Dadurch kann an der Wirkfläche eine hohe Genauigkeit bei der Abbildung der Verformungen des Werkzeugs erreicht werden, die Rechenzeiten sind aber deutlich geringer als bei fein vernetzten elastischen Volumenmodellen. In [95] werden eine Reihe von Methoden zur elastischen Modellerweiterung analysiert und auf das Beispiel einer hydraulischen Presse und das Werkzeug einer Rechteckwanne angewendet.
Es werden Modellbeschreibungen für die Berücksichtigung des elastostatischen Verhaltens der Maschine und des Werkzeugs entwickelt und evaluiert. In erweiterten Prozessmodellen werden die Einflüsse elastischer Randbedingungen und elastischer Modellerweiterungen untersucht und in einem Gesamtmodell kombiniert. Eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit realen Bauteilen zeigt, dass bei geringen Hubzahlen der Presse die Prognose des Flanscheinzuges am Bauteil gegenüber der Berechnung mit starrem Werkzeug mit den vorgestellten Modellen deutlich verbessert werden kann.

2.11 Die virtuelle Presse

Als virtuelles Abbild der realen oder zu realisierenden Maschine kann die virtuelle Presse in allen Abschnitten des Produktprozess Presse zur Unterstützung eingesetzt werden. Typische Anwendungsbereiche sind nach [42]:

- die Baugruppenentwicklung z.B. in den Bereichen der Antriebssysteme, der Gestellbaugruppen oder des Führungssystems,
- die Abstimmung des Gesamtsystems Presse,
- die Maschinenab- und Inbetriebnahme,
- die Produktionsvorbereitung und
- der Betrieb der Presse.

2.11.1 FE-Simulation

Zur statischen und dynamischen Berechnung und Auslegung von Pressenbaugruppen wurden ab Mitte der 70er Jahre FE-Simulationen durchgeführt. Es erfolgte die Untersuchung von Pressengestellen [39, 58], der Antriebe von Pressen [19] und der elastischen Wechselwirkung zwischen Gestell und Antrieb [108].
In [48] wird unter Nutzung der FE-Simulation das Einsatzpotential von Profilschienenführungen als Stößelführung an Pressen analysiert. [133] nutzt FE-Modelle von Gestell und Stößel für die statische und dynamische Analyse eines Stanzautomaten (Bild 2.24). [81] analysiert statische Belastungen an Gestell, Stößel und Ziehkissen verschiedener hydraulischer Pressen.
Neben den genannten Anwendungen wird die FE-Simulation im Bereich der virtuellen Presse heute auch zur Berechnung der Parameter für die Abbildung von Pressenkomponenten in der Mixed-Model-Simulation (*Kapitel 2.12.3*) oder der FE-Umformsimulation

eingesetzt. [55] stellt Methoden vor, wie das FE-Modell eines Pressengestells zur Berechnung diskreter Elemente als elastische Lagerung eines Umformprozessmodells eingesetzt werden kann. Die Methode der statischen Kondensation findet in [17] Anwendung, um das Gestell einer Tryoutpresse zu reduzieren und im FE-Prozessmodell zu integrieren.

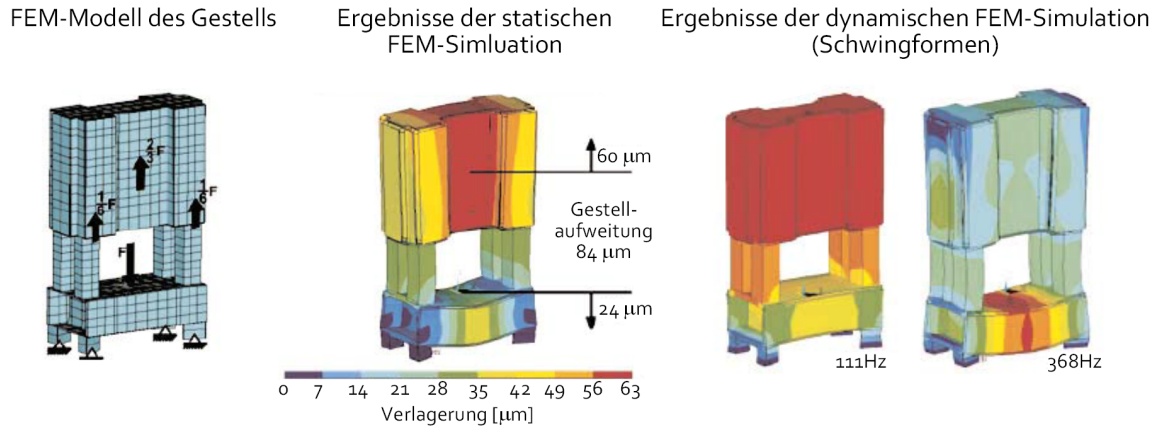


Bild 2.24: FE-Modell und Berechungsergebnisse eines Pressengestells [133]

2.11.2 Mehrkörpersimulation

Da für das Genauigkeitsverhalten von Pressensystemen neben dem elastischen Verhalten der einzelnen Komponenten vor allem auch die komplexen Wechselwirkungen zwischen den Komponenten und Baugruppen von Bedeutung sind, ist seit den 90er Jahren die Analyse des kinematisch-dynamischen Bewegungsverhaltens unter Anwendung von Mehrkörpersimulationsmodellen in den Fokus der Untersuchungen gerückt [134]. Je nach Anwendungsfall können einachsige, ebene oder auch räumliche MKS-Modelle zum Einsatz kommen. In [12] werden einachsige Modelle zur Untersuchung des vertikalen Genauigkeitsverhaltens mechanischer Pressen eingesetzt. [123] analysiert mit einachsigen MKS-Modellen das Verhalten hybrider Antriebsstrukturen in mechanischen Pressen unter den Gesichtspunkten der Produktivität und des energetischen Verhaltens. Die Berücksichtigung der Stößelkippung in der MKS führte zur Entwicklung von ebenen Modellen [134]. Ebene MKS-Modelle werden unter anderem in [41] zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Pressen und dessen Auswirkungen auf die Fundamentierung und die Lärmentwicklung im Presswerk genutzt. In [8] wird ein MKS-Modell des Antriebsstranges einer servogetriebenen Exzenterpresse angewendet, um den Einfluss der Stößelkinematik auf die Energieeffizienz der Maschine zu bewerten.

2.11.3 Mixed-Model-Simulation

Mit der Mixed-Model Simulation (MMS) (auch: Simulation mit konzentrierten Parametern, Multi-Domain- oder digitale Blocksimulation) können verschiedene physikalische Domänen in einer Modellierungsumgebung abgebildet werden. Die Möglichkeiten erstrecken sich z.B. über die Bereiche der Mechanik, der Elektrotechnik, der Hydraulik

oder auch der Thermodynamik [45]. Häufig wird für die domänenübergreifende Modellierung in einer Simulationsumgebung auch der Begriff der Systemsimulation synonym verwendet. Dieser beschreibt jedoch lediglich die Abbildung eines Gesamtsystems in einer oder mehreren interagierenden Simulationsumgebungen und gibt keine Auskunft darüber, welcher Art die Modellbildung erfolgt. Bei der Abbildung von Umformmaschinen ermöglicht die Mixed-Model-Simulation die Analyse der komplexen Wechselwirkungen zwischen den elastostatischen Eigenschaften der Maschine, den Antriebssystemen und den Regelalgorithmen, deren Zusammenwirken das Maschinenverhalten ausmachen.
Für ein breites Spektrum an Demonstrationsmaschinen vom Stanzautomaten bis zur Mehrstößeltransferpresse entwickelt [134] umfangreiche Modellstrukturen zur Abbildung der Teilsysteme mechanischer Pressmaschinen. Die dabei abgebildeten Domänen umfassen umfangreiche Beschreibungen im Bereich der statischen und dynamischen Mechanik unter Berücksichtigung der elekromechanischen Antriebe. In den Ergebnissen zeigt sich, dass die Mixed-Model-Simulation in allen Phasen des Produktprozess Presse zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens einzelner Baugruppen bis hin zur gesamten Maschine eingesetzt werden kann. Die Detaillierung der Modelle ist entsprechend des jeweiligen Anwendungsfalles anzupassen.
Das Modell einer riemengetriebenen servomechanischen Spindelpresse (Bild 2.25) wird in [109] verwendet, um den Austausch des Riementriebes durch einen Direktantrieb der Spindel mittels Torquemotor zu untersuchen. Anhand eines dynamisch anspruchsvollen Blechumformprozesses werden die beiden Antriebsvarianten gegenübergestellt und die Auswirkungen der Prozesskräfte auf den Antrieb und das Pressengestell untersucht.

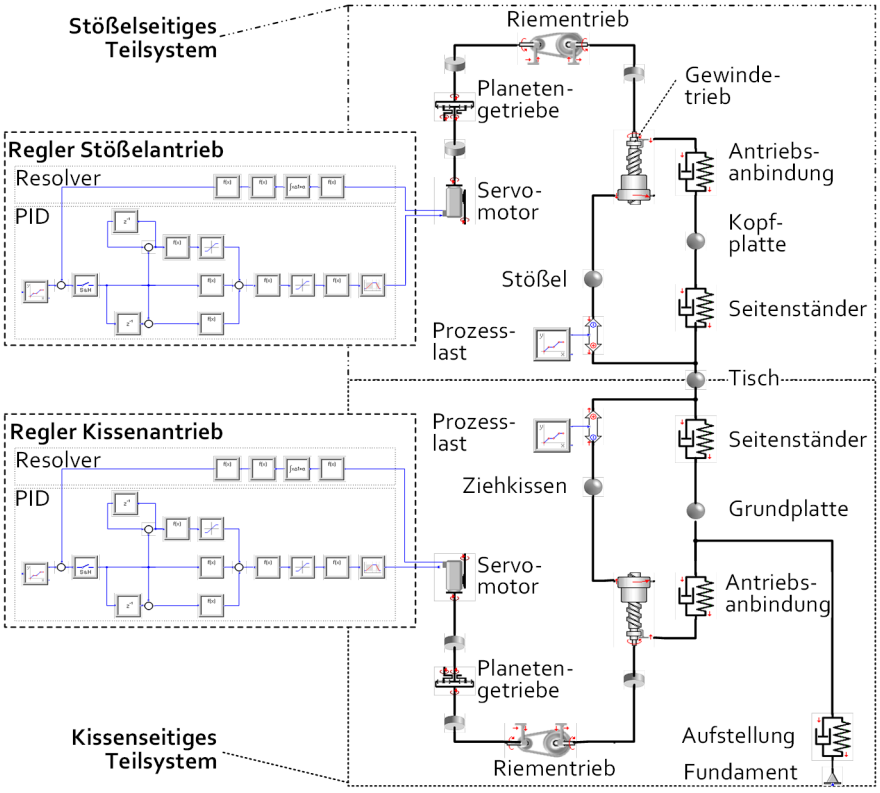


Bild 2.25: MMS-Modell einer servomechanischen Spindelpresse [109]

Die Modellierung einer hydraulischen Presse zur Optimierung der Regelung der Maschine wird in [78] vorgenommen. Ziel der Arbeit ist die automatisierte Reglerparametrierung zur Verringerung des Entwicklungs- und Inbetriebnahmeaufwandes hydraulischer Pressen. Das verwendete Modell fokussiert auf die Abbildung der hydraulischen Antriebsstrukturen, die mechanischen Komponenten werden stark reduziert abgebildet. Es wird die Modellbildung und Parametrierung von Stetigventilen und Pumpen untersucht und eine Modellbibliothek für das verwendete Simulationssystem entwickelt. Mit dem anhand von Messungen verifizierten Pressenmodell wird eine simulative Optimierung der Regelkreise des Stößel- und Ziehkissenantriebes vorgenommen und die dabei gefundenen Parameter mit experimentell ermittelten verglichen. Diese weichen nur geringfügig voneinander ab, eine virtuelle Reglerparametrierung ist mit den vorgestellten Methoden möglich. Für zukünftige Untersuchungen wird empfohlen, den Umformprozess bei der virtuellen Reglerauslegung zu berücksichtigen.
Die simulationsgestützte energetische Bewertung einer hydraulischen Tryout-Presse wird in [86] durchgeführt. [89] erstellt ein dynamisch-energetisches Modell einer Bohrungsdrückmaschine und entwickelt eine prozessdatengeführte Systemdruckanpassung als Steuerungskonzept zur Optimierung der Antriebsdynamik und der entstehenden Verlustenergien. In [83] werden am Beispiel hydraulischer Pressen Simulationsergebnisse zur Energieverteilung innerhalb der Maschine Messdaten gegenübergestellt und der Energieverbrauch in den verschiedenen Prozessphasen bilanziert. Anhand exemplarischer Beispiele werden die Verluste in den Subsystemen der Maschine dargestellt, die mit Messsystemen nur schwer zugänglich sind.

2.12 Der virtuelle Umformprozess

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Methoden betrachten jeweils nur einen Ausschnitt des gesamten, für die Herstellung von Blechformteilen notwendigen Systems. So liegt der Fokus bei der Simulation des Umformprozesses heute auf der Machbarkeit des Bauteils und der Vorhersage der Aktivflächen des Werkzeugs. Als Eingangsgrößen für die Simulation dienen dabei die Sollwerte für die Hubzahl und die Niederhalterkraft. Die Einflüsse der Maschine auf das Werkstück werden weitestgehend vernachlässigt. Auf Seiten der Maschine werden z.B. Simulationsrechnungen zur Auslegung und Optimierung von Komponenten und Baugruppen oder der Regleroptimierung durchgeführt. Eine ganzheitliche Betrachtung des Umformprozesses erfolgt heute weder bei Maschinen- oder Werkzeugherstellern noch bei deren Anwendern. Der in [51] definierte virtuelle Umformprozess hingegen beschreibt die ganzheitliche Abbildung aller am Prozess beteiligten Subsysteme und deren Wechselwirkungen. Bild 2.26 zeigt die Anwender des virtuellen Umformprozesses und die Möglichkeiten zur Optimierung im jeweiligen Subsystem. Aus dem Zusammenwirken der virtuellen Presse mit dem virtuellen Werkzeug entsteht ein virtuelles Werkstück, in dem alle Einflüsse des Fertigungssystems berücksichtigt werden. Als Einsatzbereiche sind der Pressen- und Werkzeugbau sowie das Presswerk genannt. Mit ausreichender Genauigkeit der Teilmodelle lassen sich mit dem virtuellen Umformprozess sowohl die Werkzeugaktivflächen als auch die pressenspezifischen Sollwerte für die Hubzahl und die Niederhalterkraft exakt vorhersagen. Eine Werkzeugeinarbeitung und die Bestimmung der notwendigen Sollwerte auf der Produktionsmaschine kann so rein virtuell erfolgen.

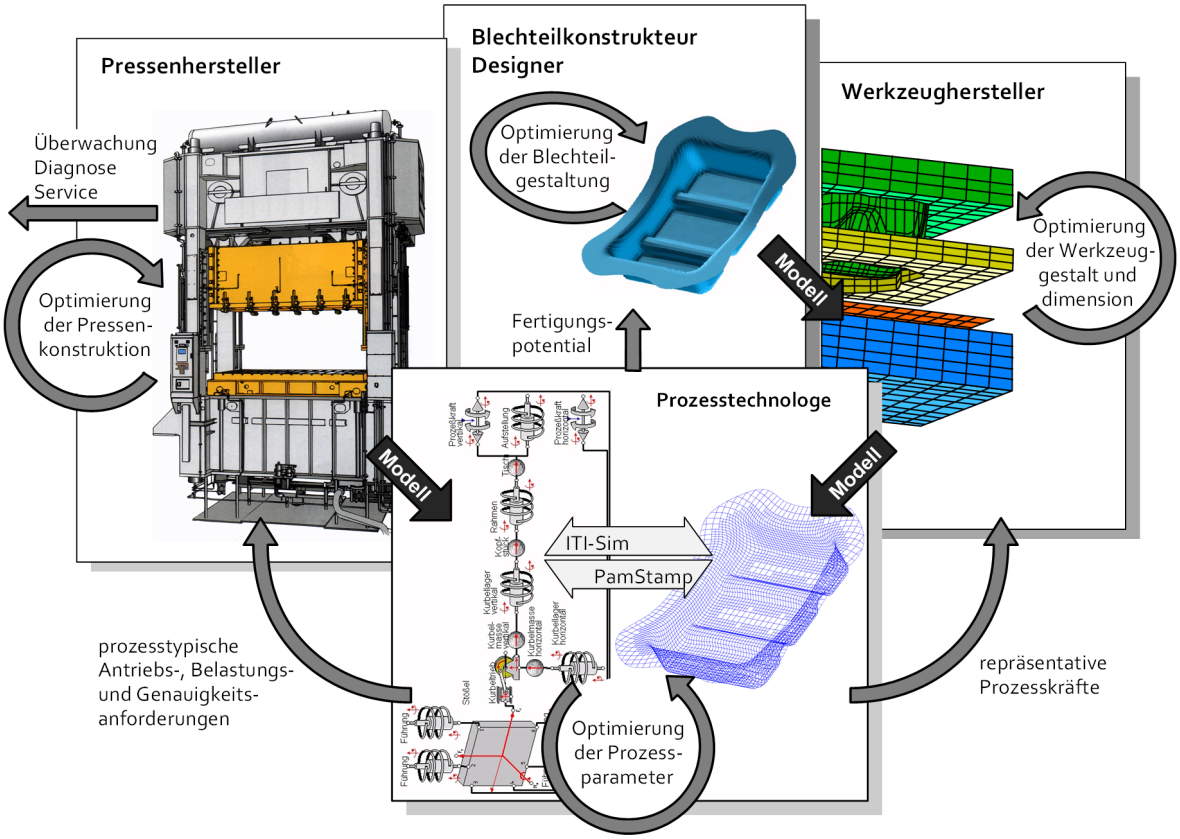


Bild 2.26: Der virtuelle Umformprozess: Teilmodelle und Verkopplung [50]

Neben den Einsatzgebieten des virtuellen Umformprozesses definiert [51] auch die Arbeitsschwerpunkte, die zu dessen Umsetzung abzuarbeiten sind, wie folgt:

- *Qualifizierung der Teilmodelle*
  Es ist eine Bestandsaufnahme der Teilsystemmodelle durchzuführen und diese auf die Anforderungen an die Komplexität und Durchgängigkeit zu prüfen. Zudem stellt sich die Frage nach dem aufgabengerechten Detaillierungsgrad der Teilsystemmodelle.

- *Entwicklung von Kopplungskonzepten*
  Die Abbildung der Teilsysteme erfolgt üblicherweise unter Nutzung spezieller domänenspezifischer Simulationsmethoden. Es muss eine Kommunikation zwischen den Teilsystemen erfolgen und geklärt werden, wie diese gesteuert werden kann.

- *Stabilitätsbetrachtungen im Gesamtmodell*
  Bei der Verkopplung verschiedener Simulatoren bzw. Modelle sind Schwierigkeiten bei der numerischen Stabilität des Gesamtsystems zu erwarten. Es muss eine Bewertung der Modellstabilität erfolgen und es sind Maßnahmen für die stabile Berechnung des Gesamtsystems zu evaluieren sowie der Einfluss der Dämpfung in den Modellen der Teilsysteme auf die abzubildenden Eigenschaften zu überprüfen.

- *Erschließung und Demonstration der Anwendungsmöglichkeiten*

Nach erfolgreicher Umsetzung des virtuellen Umformprozesses ist die Funktion zu demonstrieren und am Realprozess zu validieren.

2.12.1 Kopplungskonzepte

Zur Berechnung gekoppelter Teilsysteme stellt [45] vier prinzipielle Möglichkeiten vor. Die Anwendung der verschiedenen Methoden richtet sich nach der zu lösenden Aufgabe und der dabei geforderten Genauigkeit an das Interaktionsverhalten der Modelle. Für die Kopplung der Mixed-Model Simulation und der FE-Simulation sind die möglichen Interaktionsvarianten in Bild 2.27 dargestellt.

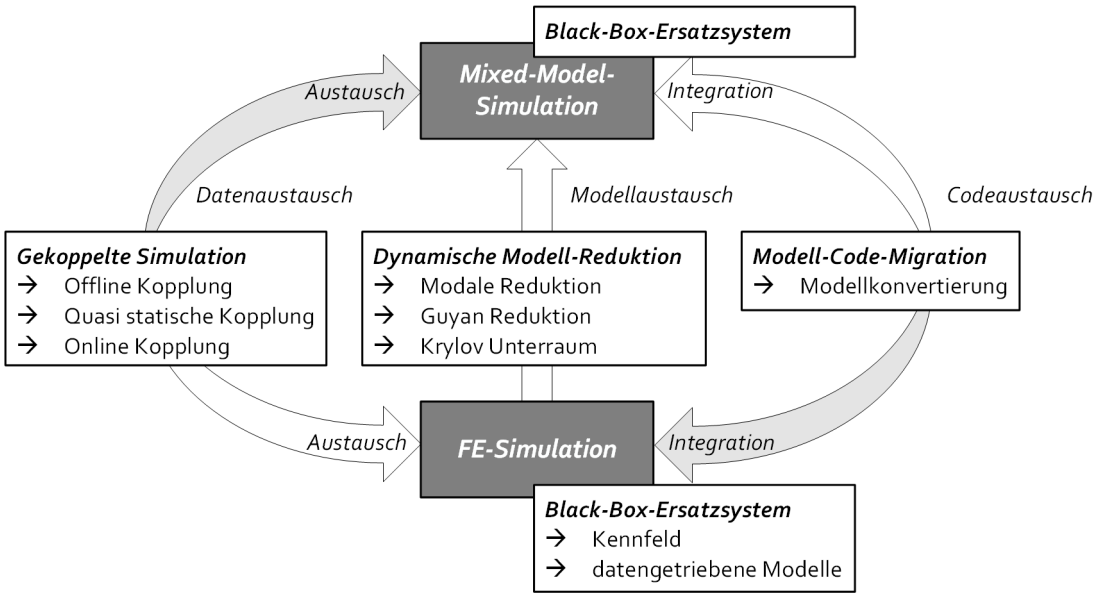


Bild 2.27: Methoden und Anwendungsbereiche der Modellkopplung nach [44, 45, 106]

Der Einsatz von Black-Box-Ersatzsystemen (*Kapitel 2.12.2*) kann sowohl in der System- als auch in der FE-Simulation zur Erweiterung des Systemverhaltens genutzt werden. Die Methode der gekoppelten Simulation (*Kapitel 2.12.5*) oder auch Simulatorkopplung bzw. Co-Simulation verknüpft die Modelle von Maschine und Prozess auf Simulatorebene über eine geeignete Schnittstelle miteinander. Dabei werden die Modelle getrennt in der für die jeweilige Domäne spezifischen Modellierungsumgebung abgebildet und berechnet. Die Interaktion der Modelle wird über Koppelgrößen sichergestellt. Eine gegenseitige Berücksichtigung des Verhaltens des jeweils anderen Modells ist damit möglich und es entsteht ein simulatorübergreifendes Gesamtsimulationsmodell. Die dynamische Modellreduktion (*Kapitel 2.12.3*) beschreibt eine Möglichkeit zur Kopplung auf Modellebene. Im Bereich der Umformtechnik findet diese Methode Anwendung, um das auf Basis der FE-Simulation bestimmte elastostatische Verhalten von Komponenten und Baugruppen in der Mixed-Model-Simulation zu integrieren. Eine weitere Möglichkeit zur Kopplung auf Modellebene stellt die Model-Code-Migration dar (*Kapitel 2.12.4*). Das Mixed-Model-Simulationsmodell wird in eine für den FE-Solver verständliche Modellierung überführt und in das FE-Modell integriert. Die Berechnung des Gesamtmodells erfolgt dann nur durch den FE-Solver.

2.12.2 Black-Box-Ersatzsystem

Der Einsatz von Black-Box-Ersatzsystemen oder auch Verhaltensmodellen basiert auf der experimentellen Praxis und beschreibt ein spezifisches Teilsystem als Kennlinie oder mehrdimensionales Kennfeld seiner Ausgangsgrößen auf der Grundlage einer Messung oder Simulation bei einer Variation der Eingangsgrößen [45]. Damit lässt sich mit einem Black-Box-Ersatzsystem das von den Eingangsgrößen abhängige Verhalten einer Ausgangsgröße in einer System- oder FE-Simulation integrieren.
Für die Abbildung des nichtlinearen Steifigkeits- und Reibungsverhaltens eines Stößelführungssystems in der Mixed-Model-Simulation setzt [134] Steifigkeits- und Reibwertkennlinien im Modell ein. Die Kennlinien für die Steifigkeit können dabei z.B. wie in [46] in FE-Simulationsrechnungen der Baugruppe bestimmt werden. Die Integration der Ziehkissenistkraft als Kennfeld in einem FE-Modell des Umformprozesses erfolgt in [95]. Das Kennfeld der Ziehkissenistkraft wird aus Messungen der Ziehkissenzylinderdrücke in verschiedenen Betriebspunkten des Arbeitsbereiches des Ziehkissens bei der Durchführung von Leerhüben bestimmt. Ein temperatur-, kontaktdruck-, schmiermittelmengen- und gleitgeschwinigkeitsabhängiges Reibkennfeld für die Integration in einer FE-Simulation eines Blechumformprozesses entwickelt [98] auf der Basis experimentell ermittelter Daten. Die gemessenen Kennfelder werden dazu in Form dreidimensionaler Tabellen im FE-Modell hinterlegt.
Aus heutiger Sicht lässt sich die Definition von Black-Box Ersatzsystemen um den Einsatz datengetriebener Modellierungen wie z.B. Regressionsmodelle oder neuronale Netze erweitern. Auch für diese Modellbeschreibungen wird auf Basis der Variation der Eingangsgröße ein Übertragungsverhalten ermittelt und damit die Ausgangsgröße berechnet. Die Anwendungsbereiche von Black-Box-Ersatzsystemen können daher sehr vielfältig ausfallen.

2.12.3 Dynamische Modell-Reduktion

Die Abbildung elastischer Strukturbaugruppen erfordert die Modellierung der Freiheiten für die elastische Verformung als auch zur Beschreibung großräumiger Bewegung der Körper. Der mit den dabei entstehenden, umfangreichen Modellen einhergehende hohe Rechen- und Speicheraufwand macht eine Berechnung der Modelle mit der Mixed-Model-Simulation nicht praktikabel. Daher ist eine Reduktion des Modellumfanges auf die untersuchungsrelevanten Parameter und Eingangsgrößen sinnvoll [106]. Die dynamische Modell-Reduktion im Bereich der Strukturdynamik kann, neben anderen Verfahren wie beispielsweise der Guyan-Reduktion oder den Krylov-Unterräumen [106], vorzugsweise als vollwertige dynamische Reduktion über die Modalparameter des FEM-Systems durchgeführt werden [45]. Schwach gedämpfte, linear elastische Körper lassen sich mit modalen Ersatzmodellen in MKS- oder Systemsimulationsmodelle integrieren [134]. Mit der modalen Reduktion wird das statische und dynamische Verhalten der realen Struktur in ein System von entkoppelten Einmassenschwingern überführt und über ein Koppelelement in der Mixed-Model-Simulation hinterlegt. In [134] werden die FE-Modelle des Pressengestells einer Transferpresse und ihrer zwei Stößel eingesetzt, um modale Ersatzsysteme für die Integration der Komponenten in der Mixed-Model Simulation zu entwickeln. [83] berechnet das modale Ersatzsystem eines Ziehkissens für die Integration in ein Mixed-Model-Simulationsmodell einer hydraulischen Presse (Bild

2.28).
In [7] wird die Lebensdauer von Pressmaschinen anhand eines hybriden Mehrkörpersimulationsmodells untersucht. Dazu wurde das Pressengestell und wesentliche Komponenten des Antriebsstranges in der FE-Simulation modal reduziert und in ein MKS-Modell integriert.

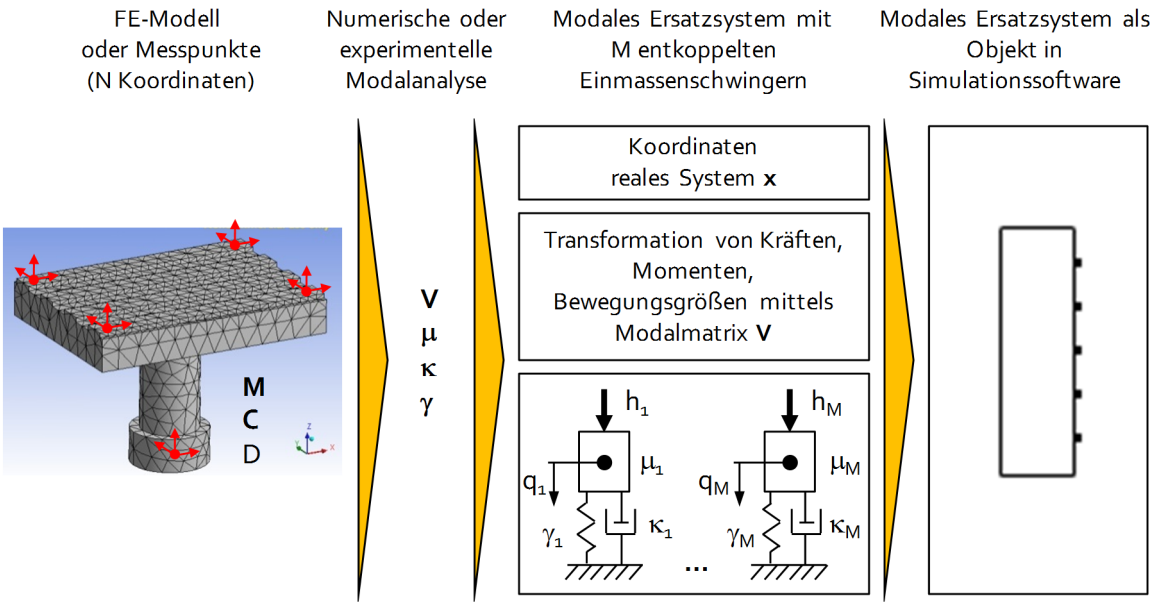


Bild 2.28: Vorgehen bei der modalen Reduktion am Beispiel des Ziehkissens einer hydraulischen Presse [83]

2.12.4 Model-Code-Migration

Die Methode der Modell-Code-Migration überführt den Modellcode aus einer Simulationsumgebung in eine für eine andere Simulationsumgebung berechenbare Beschreibungsform. [33] integriert die auf Basis von Messungen und Simulationsrechnungen ermittelte Gesamtsteifigkeit einer weggebundenen Umformmaschine als Federelement in des FE-Simulationsmodell eines Fließpressprozesses. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung der Simulationsrechnung unter Berücksichtigung der Maschinenelastizität mit dem entsprechenden Experiment.
Da auch die nichtlinearen FE-Modelle zur Beschreibung des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens bei der Blechumformung nicht sinnvoll in die Mixed-Model-Simulation integriert werden können, kann eine Code Migration nur in die andere Richtung erfolgen. Die Modellgleichungen des Maschinenmodells werden in eine für den FE-Solver berechenbare Beschreibung überführt und über Koppelelemente im Prozessmodell hinterlegt. Zur Umsetzung leitet [81] aus dem detaillierten Modell des Antriebs eines hydraulischen Einpunktziehkissens die Modellgleichungen zur Integration in ein FE-Modell ab. Es wird zunächst das Modell um alle Komponenten, die keinen Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten des Ziehkissens haben, reduziert und anschließend werden die zeitkontinuierlichen Differentialgleichungen in eine zeitdiskrete Darstellung überführt. Eine Untersuchung des Verhaltens des zeitdiskreten Modells zeigt eine gute Überein-

stimmung mit Messdaten der realen Antriebsachse. Bei der Untersuchung der Rechenschrittweite kommt es beim zeitdiskreten Modell bei zu groß gewählten Rechenschritten zu einem ungewollten Aufschwingen des Modells. Eine Erklärung für dieses Verhalten bleibt jedoch aus. [95] entwickelt eine Vorgehensweise für die Integration der in [81] entwickelten Modellgleichung des Maschinenmodells in die FE-Prozesssimulation. Der Einsatz von Balkenelementen in Kombination mit einem nutzerdefinierbaren Materialmodell als freiprogrammierbares Kraftmodell ermöglicht die Einbindung der Differenzengleichungen des vereinfachten Ziehkissenmodells in der FE-Simulation. Wie in Bild 2.29 dargestellt, werden die Knoten im FE-Modell als Schnittstelle ausgewählt, an denen der Ziehkissenzylinder angreift. Im Beispiel des Ziehkissens ist das zwischen Gestell und Ziehkissenmechanik. Bei der Berechnung des FE-Modells erfolgt bei Vorgabe des Sollwertes der Ziehkissenkraft die Bewegung des Koppelknotens zur Ziehkissenmechanik entsprechend dem hinterlegten Modell des Ziehkissenantriebes. Ein Vergleich der simulierten Ziehkissenistkraft mit dem gemessenen Verlauf zeigt, dass mit dem in der FE-Simulation integrierten Modell das Verhalten des Ziehkissenzylinders korrekt berechnet wird (Bild 2.29). Die Arbeiten [81] und [95] entwickeln die Vorgehensweise für die Modell-Code-Migration eines MMS-Modells in der FE-Prozesssimulation. Sie zeigen, dass die Überführung eines vereinfachten Modells des Ziehkissens in ein Differenzenmodell als auch die Integration in der FE-Simulation mit den vorgestellten Methoden möglich sind. Die Simulation des Umformprozesses selbst wird jedoch nicht durchgeführt. Die notwendige Bewertung des Einflusses des in die FE-Simulation integrierten Ziehkissenmodells auf die Bauteilvorhersage wird also nicht vorgenommen.

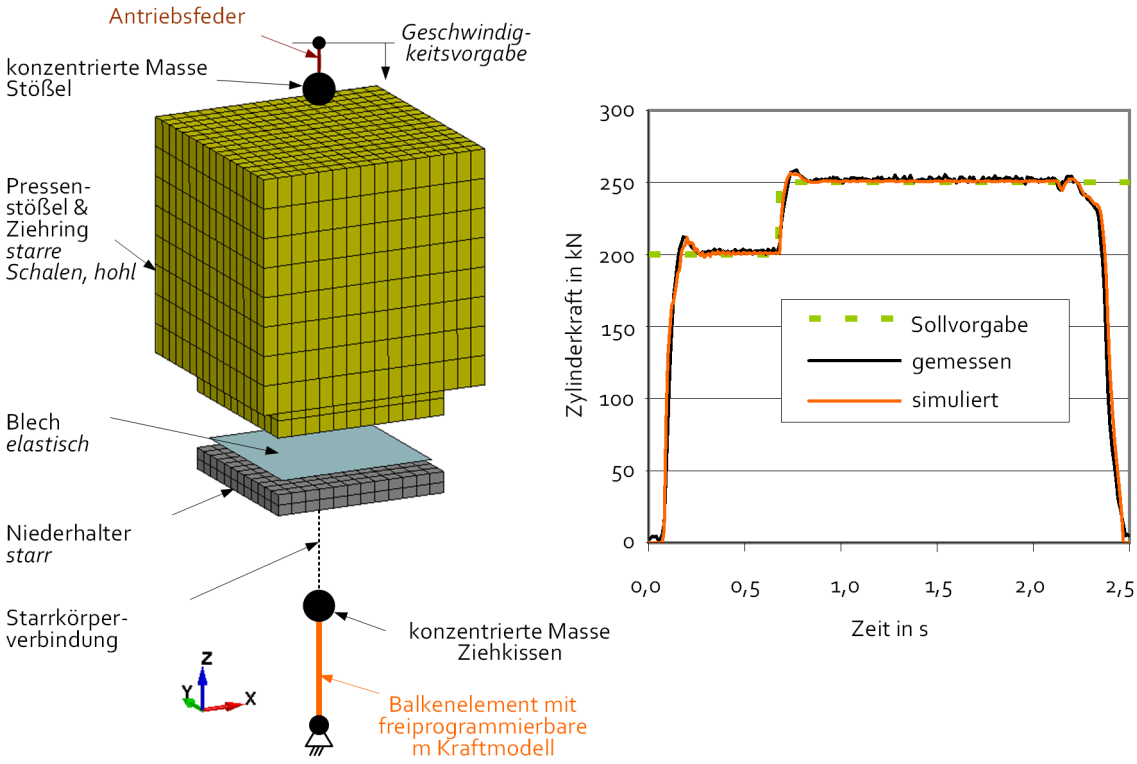


Bild 2.29: FE-Umformprozessmodell mit integrierter Zeihkissenhydraulik [96]

2.12.5 Gekoppelte Simulation

Die gekoppelte Simulation verbindet die Modellrechnungen verschiedener Simulationsumgebungen über Koppelgrößen miteinander. Es kann in die in Bild 2.27 dargestellten Methoden der Offline-Kopplung, der quasi statischen Kopplung und der Online-Kopplung unterschieden werden, die sich deutlich im Modellierungsaufwand und erreichbaren Genauigkeit des Berechnungsergebnisses voneinander unterscheiden.

Offline-Kopplung
Die Berücksichtigung des Verhaltens der Maschine bei der Prozesssimulation bzw. des Prozesses bei der Maschinensimulation kann im einfachsten Fall über den Einsatz von Kennlinien erfolgen. Bei dieser Methode handelt es sich um eine rückwirkungsfreie Kopplung von Maschine und Prozess. Es können beispielsweise Stößelweg- oder Ziehkissenkraftverläufe in der FE-Simluation hinterlegt werden oder die Verläufe der Prozesskraft in der Mixed-Model-Simulation. Dabei ist es unerheblich, ob die Verläufe in einer Simulation oder experimentell bestimmt wurden. Die Offline-Kopplung über Kennlinien ist eine gängige Methode, die in einer Vielzahl an Arbeiten zur Simulation des Umformprozesses und der Umformmaschinen eingesetzt wird. Daher werden im folgenden nur einige exemplarische Beispiele genannt.
Aus der FE-Simulation gewonnene Lastverläufe eines 5-stufigen Umformwerkzeuges zur Herstellung einer Radscheibe werden in [49] in der Maschinensimulation genutzt, um den Prozess und dessen Wirkung auf den Effektivhub, die Kippung und die Verlagerung des Pressenstößels abzubilden. [134] setzt verschiedene Prozesskraftverläufe ein, um die Belastung an Baugruppen und Anlage im Bereich mechanischer Pressen zu untersuchen. [110] nutzt gemessene Verläufe eines schwingungsüberlagerten Tiefziehprozesses, um die durch die Prozessdynamik gesteigerten Belastungen auf die Maschinenkomponenten am Beispiel des Axiallagers des Stößelantriebes einer Servo-Spindelpresse zu bewerten. In [81] werden Verläufe von Umformprozessen für die Untersuchungen an hydraulischen Pressen und deren Komponenten verwendet.
Die gemessenen Ziehkissenkraftverläufe eines hydraulischen Vierpunktziehkissens verwendet [95] als Kennfeld, um den Einfluss des Ziehkissenverhaltens in der FE-Prozesssimulation zu berücksichtigen. Es wird gezeigt, dass bei Einsatz der realen Kraftverläufe bei kleinen Ziehgeschwindigkeiten kein signifikanter Einfluss auf die Vorhersage des Umformergebnisses zu erwarten ist. Bei höheren Geschwindigkeiten zeigt der Vergleich zwischen Realbauteil, Simulation mit Ziehkissensollkräften und der Simulation mit Ziehkissenistkräften eine Verbesserung der Prognose des Bauteilflanscheinzugs. Dennoch bleibt eine Abweichung zwischen Messung und Simulation bestehen.
In [6] wird die Methode der Offline-Kopplung iterativ auf einen mehrstufigen Tiefziehprozess angewendet. Bild 2.30 zeigt die daraus entstehende Koppelschleife und die erreichten Ergebnisse. Für die Maschinen- und Prozesssimulation wird jeweils ein kompletter Durchlauf berechnet und die sich dabei ergebenden Kennlinien als Eingangsgröße für den nächsten Simulationslauf der jeweils anderen Simulation genutzt. Dadurch kann sukzessiv eine Annäherung der Ziehtiefe an einen „Beharrungswert “ erreicht werden. So können zwar die Rückwirkungen der beiden Simulationsrechnungen ansatzweise berücksichtigt werden, jedoch ist diese Methode äußerst zeitaufwendig, da für die Maschinen- als auch die Prozesssimulation mehrere Durchläufe zu berechnen sind. Ein

Vergleich mit einem experimentell hergestellten Bauteil zeigt zwar eine Annäherung der simulierten Ziehtiefe an den realen Wert, aber dennoch bleibt eine Abweichung zwischen simuliertem und realem Bauteil bestehen.

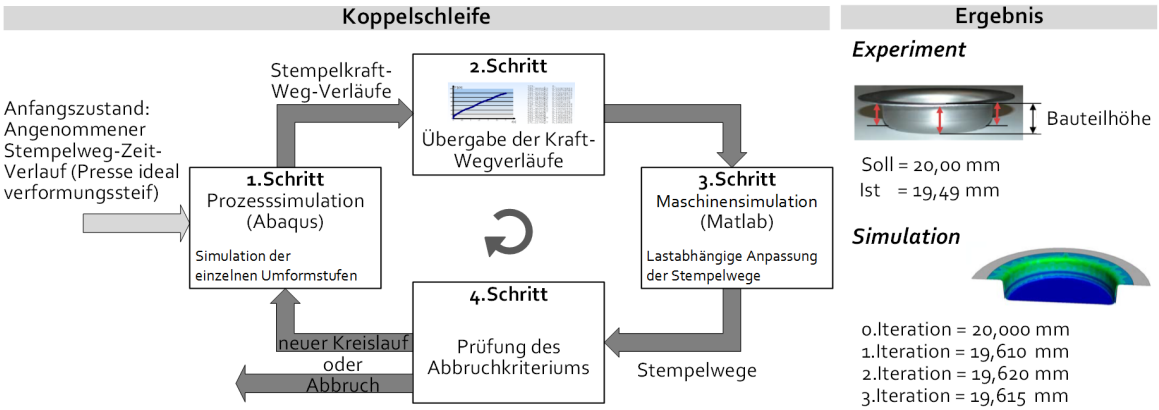


Bild 2.30: Koppelschleife und Ergebnisse einer iterativen Offline-Kopplung nach [6]

Quasistatische Kopplung

Die Methode der quasistatischen Kopplung beschreibt die FEM-Analyse des Prozesses unter statischem Presseneinfluss. In [51] wird mit diesem Begriff die Erweiterung der FE-Prozesssimulation um die elasto-statischen Eigenschaften der Maschine und damit der direkten Rückwirkung auf die Randbedingungen definiert. Nach dieser Definition entspricht diese Methode den bereits in *Kapitel 2.10.2* beschriebenen FE-Prozessmodellen mit elastischen Randbedingungen.

Online-Kopplung

Die dynamische Kopplung von Maschinen- und Prozesssimulation erfolgt durch den zyklischen Austausch definierter Koppelgrößen zwischen den beiden Simulatoren bei Synchronisation der Simulationszyklen [51]. Die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess während des Simulationsablaufes wird durch die Online-Kopplung (auch: Co-Simulation oder Simulator-Kopplung) möglich. So kann das Verhalten der Maschine bis hinunter auf die Ebene der Regelkreise der Antriebe im Bauteil Berücksichtigung finden. Demgegenüber steht jedoch der hohe Aufwand für die Synchronisation der Simulatoren, das notwendige Know-How bei der Modellbildung und die sich zwangsläufig aus der Interaktion der Simulatoren ergebenden langen Berechnungszeiten gekoppelter Simulationsmodelle. Der Ablauf der Online-Kopplung entspricht grundsätzlich der iterativen Offline-Kopplung in Bild 2.30. Nur werden bei Online Kopplung keine kompletten Simulationsläufe berechnet, sondern die Koppelgrößen nach einem definierten Zeitschritt zwischen den Simulatoren ausgetauscht.
Am Beispiel eines Massivumformprozesses untersucht [107] den Einfluss von Pressenmodellen mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad auf das Umformergebnis bei der Herstellung einer Rundstauchprobe. Es wird ein analytisches Modell der Maschine mit einem Modell in der Mixed-Model-Simulation und einem Mehrkörpersimulationsmodell verglichen. Im Ergebnis zeigte sich, dass der deutlich höhere Aufwand für die detaillierte

Abbildung der Maschine und die Kopplung der Simulatoren sich nicht in der Vorhersagegüte des Bauteils widerspiegelt. Die analytische Beschreibung der Maschineneigenschaften im FE-Modell liefert für diesen Anwendungsfall eine ausreichende Prognosegenauigkeit bei der Vorhersage der Stößelkippung und der resultierenden Werkstückdicke (Bild 2.31).

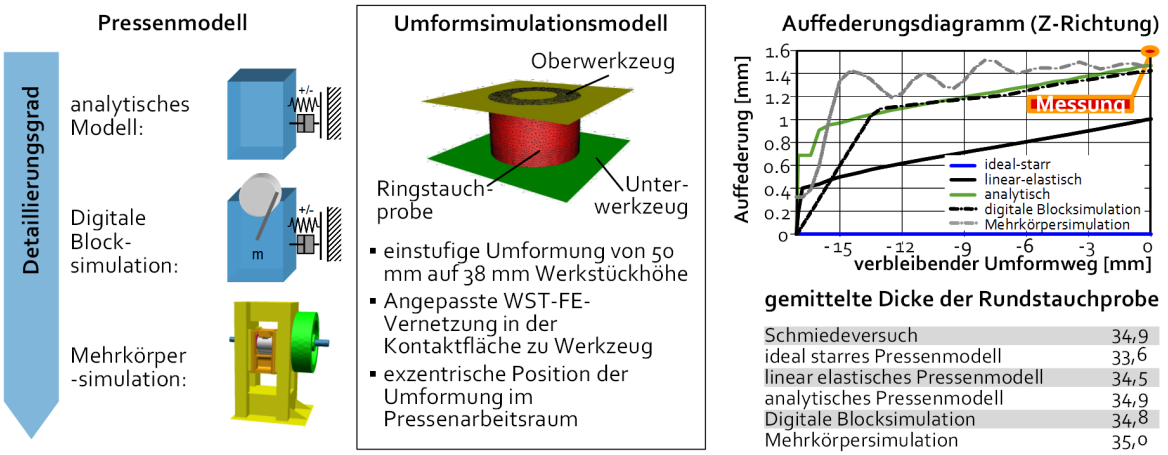


Bild 2.31: Auffederung einer Schmiedepresse unter Prozesslast [44, 107]

In [9] wird eine gekoppelte Simulation einer hydraulischen Tiefziehpresse in der Mixed-Model-Simulation in SimulationX und einer Rechteckwanne als FE-Prozessmodell in Abaqus durchgeführt. Die Kopplung erfolgt über eine Software, die mit SimulationX über eine dort integrierte TCP/IP-Schnittstelle und mit Abaqus über ASCII-Dateien kommuniziert. Den Ablauf der Simulationsrechnung und die notwendigen Signale zur Ablaufsteuerung zeigt Bild 2.32.
Für die Bewertung der Rechenschrittweite wurden Untersuchungen durchgeführt, die nicht näher beschrieben sind. Aus dem evaluierten Bereich von $2ms$ bis $10ms$ wird die obere Grenze von $10ms$ für die weiteren Berechnungen ausgewählt. Mit dem Gesamtsystemmodell werden Untersuchungen der Auswirkungen einer Optimierung der Reglerparameter des Ziehkissens und des Kippverhaltens der Presse auf das Blechteil durchgeführt. Zudem werden Simulationsergebnisse bei zentrischem Werkzeugeinbau für die ungekoppelte, die iterativ gekoppelte und die online gekoppelte Simulation durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen einen Einfluss des Maschinenverhaltens auf die berechnete Blechdicke als auch die Ziehtiefe. Der Vergleich ergibt eine steigende Ziehtiefe bei Verringerung der Blechdicke mit zunehmendem Maschineneinfluss von der reinen Prozesssimulation über die iterative hin zur Online-Kopplung. Für den außermittigen Einbau des Bauteils konnte anhand des Flanschumrisses ein Einfluss der Kippung auf das simulierte Bauteil gezeigt werden. Die Untersuchungen bleiben alle auf rein virtueller Ebene. Ein Abgleich bzw. eine Bewertung der Simulationsergebnisse am Realbauteil wird nicht durchgeführt. Die abschließende Aussage, dass die gekoppelte als auch die iterative Simulation aufgrund der Berücksichtigung der Maschineneinflüsse aussagekräftiger seien als die reine Prozesssimulation, ist damit mangels Bewertbarkeit in Frage zu stellen.

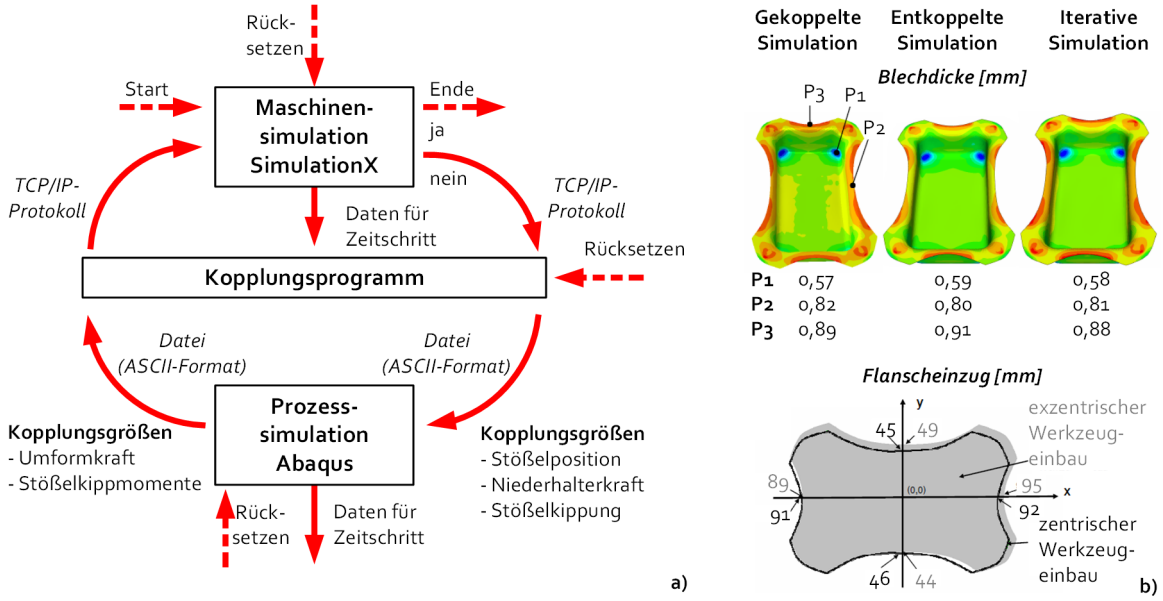


Bild 2.32: Gekoppelte Simulation eines Tiefziehprozesses [9]: a) Ablaufschema b) Ergebnisse

2.13 Zusammenfassung und Defizite

Die Ausführungen in den vorangegangenen Kapiteln zeigen, dass der Blechumformprozess und dessen virtuelle Vorhersage schon in vielen Bereichen weit optimiert wurde. Von den in *Kapitel 2.7* dargestellten, die Wirtschaftlichkeit bei der Durchführung von Tiefziehprozessen beeinflussenden Faktoren, können heute vor allem noch zwei zur weiteren Steigerung der Effizienz beitragen. Das ist einerseits die Reduzierung der eingesetzten Primärenergie für den Betrieb umformtechnischer Anlagen und andererseits die Steigerung der Genauigkeit entlang der Produktprozesse von Werkzeug und Maschine, beginnend mit der Vorhersage der Werkzeuggeometrien bei der Methodenplanung, die Auslegung und Regelung der Antriebssysteme von Pressen bis hin zu den an der Maschine einzustellenden Prozessparametern - wie der Pressenhubzahl und der Ziehkissensollkraft - bei der Teilefertigung im Presswerk.

Die Arbeiten in *Kapitel 2.5* belegen, dass der Energieverbrauch mechanischer als auch hydraulischer Pressen bereits seit geraumer Zeit im Fokus wissenschaftlicher Untersuchungen steht. Der Einsatz von Verdrängersteuerungsantrieben in den hydraulischen Systemen von Pressen kann heute zu einer deutlichen Reduzierung des Energieverbrauches führen. Allerdings fehlt es an einer Bewertung der Potentiale dieser Antriebslösung im Bereich des Pressenhauptantriebes und an geeigneten Auslegungsmethoden bei der Entwicklung und Konstruktion neuer Umformmaschinen.

Die Genauigkeit bei der Herstellung neuer Tiefziehwerkzeuge wird heute maßgeblich durch die zur Vorhersage der Aktivflächen eingesetzten Simulationsmethoden bestimmt. Dabei befinden sich aber entgegen wissenschaftlicher Erkenntnisse noch immer Methoden im Einsatz, die wesentliche Eigenschaften von Werkzeug und Maschine vernachlässigen. In der Folge der Prozesskräfte kommt es zu elastostatischen Verformungen,

die eine Änderung der Werkzeuggeometrie zur Folge haben. Diese Verformungen als auch die Abweichungen der Genauigkeit der Maschine bei der Bereitstellung der Ziehkissenkraft werden bei der Werkzeugentwicklung heute nur untergeordnet oder gar nicht berücksichtigt und erst nach der Herstellung des Werkzeugs in aufwendigen Einarbeitungsprozessen in die Werkzeuggeometrie eingebracht.

Beide Aspekte führen zu hohen Kosten bei der Herstellung und dem Betrieb der Produktionsmittel in der Blechumformung. Diese finden sich in den Bauteilstückkosten wieder und sind im Bereich des Energieverbrauchs von Umformanlagen auch von volkswirtschaftlicher Bedeutung.

Die virtuelle Presse hat heute einen hohen Detaillierungsgrad erreicht. Die Mixed-Model-Simulation ermöglicht die Betrachtung verschiedener physikalischer Domänen in einem Simulationsmodell. Es können die Wechselwirkungen der Systeme in der Maschine berücksichtigt werden, so dass die Vorhersage des statischen und dynamischen Maschinenverhaltens mit hoher Präzision möglich ist. Nicht zuletzt spielt der Einfluss der Antriebs- und Regelungssysteme aber eine wesentliche Rolle für das energetische Verhalten der Maschine. Eine vollständige Modellierung von Umformpressen bis hinunter auf die Ebene der Verluste in den einzelnen Antriebskomponenten und die damit mögliche Analyse der Antriebsansteuerung und deren Auswirkungen auf den Energieverbrauch von Pressen wurde bisher nicht durchgeführt.

Der virtuelle Umformprozess kann sowohl die Entwickler von Werkzeugen und Maschinen als auch deren Betreiber unterstützen, um die Effizienz bei der Herstellung von Tiefziehteilen zu verbessern. Von den in *Kapitel 2.12* definierten Schwerpunkten zur Realisierung des virtuellen Umformprozesses kann aus dem Stand der Technik abgeleitet werden, dass die Qualifizierung der Teilmodelle und die Entwicklung von Kopplungskonzepten als weitgehend abgeschlossen betrachtet werden kann. Für die Maschinen- und Prozesssimulation stehen heute zahlreiche Simulationsumgebungen und weitreichende Methoden zur Abbildung von Pressen und Werkzeugen zur Verfügung. Die elastostatischen Eigenschaften von Maschine und Werkzeug können im Prozessmodell berücksichtigt werden und deren Einfluss auf das Umformteil ist durch den Vergleich mit experimentellen Ergebnissen bestätigt. Für die Berücksichtigung des regelungstechnischen Maschinenverhaltens wurden in ersten Arbeiten Methoden entwickelt und untersucht. Allerdings fehlt es hier noch an Betrachtungen zur Modellstabilität der Methoden der Model-Code-Migration und der gekoppelten Simulation und auch der Nachweis einer tatsächlichen Verbesserung der Simulationsergebnisse durch diese Modellerweiterungen steht bislang noch aus.

3 Zielstellung und Vorgehensweise

Der Stand der Technik zeigt, dass über den Lebenszyklus von Pressen hinweg Potentiale zur Steigerung der Effizienz bestehen. Neben der heute bereits weitestgehend gesicherten Gutteilfertigung kann eine Verbesserung anderer Zielgrößen wie der Effizienz durch die Minimierung des Energieverbrauches oder der Einarbeitungszeit erreicht werden. Die für die Betrachtung des ganzheitlichen Systemverhaltens - bestehend aus Umformmaschine und dem darauf durchgeführten Prozess - notwendigen domänenspezifischen Methoden der Modellbildung und Simulation, haben ein Niveau erreicht, auf dem bei entsprechender Erweiterung ganzheitliche modellbasierte Betrachtungen für die Optimierung von Maschine und Prozess möglich gemacht werden können.

Der vorliegenden Arbeit liegt die folgende Hypothese zugrunde: Durch den Einsatz und die Erweiterung der heute zur Verfügung stehenden Methoden der Systemsimulation kann in der Entwicklungs- als auch in der Anwendungsphase eine Steigerung der Effizienz hydraulischer Systeme in Pressemaschinen erreicht werden.

Ziel der Arbeit ist die Weiterentwicklung von Methoden der Systemsimulation für die ganzheitliche Betrachtung des prozessabhängigen Verhaltens der Maschine und ihrer Komponenten durchgängig vom Entwurf bis hinein in die Betriebsphase.

Die zum Erreichen der Zielstellung notwendigen Modelle und Methoden werden am Beispiel hydraulischer Antriebssysteme von Pressen entworfen und die Möglichkeiten für ihren Einsatz an konkreten Anwendungsfällen demonstriert. Die Abbildung des Prozessverhaltens erfolgt in der für den jeweiligen Anwendungsfall notwendigen Modelltiefe. Es werden die folgenden Fragestellungen bearbeitet:

1. Kann mit Hilfe einer erweiterten Systemsimulation eine Methode zur prozessbezogenen Verbesserung des energetischen Verhaltens hydraulischer Antriebssysteme in Pressen erarbeitet werden?

2. Ist eine Vorhersage der Sollkräfte hydraulischer Antriebszylinder in Mehrpunktziehkissen durch eine ganzheitliche Simulation von Maschine und Prozess mit ausreichender Genauigkeit möglich?

Um diese Fragestellungen zu beantworten, werden die im Stand der Technik dargestellten Defizite aufgearbeitet. Ausgehend von einer Einordnung der Arbeiten in den Produktprozess Presse und der Zuordnung zu heute etablierten Entwicklungsmethoden, werden die Voraussetzungen geschaffen, sowohl Antriebsbaugruppen detailliert energetisch zu analysieren als auch das Verhalten des Gesamtsystems aus Werkstück, Werkzeug und Maschine zu prognostizieren.

Das erste Teilziel der Arbeit besteht in der Entwicklung einer Auslegungs- und Bewertungsmethode für den energieeffizienten Betrieb von Verdrängersteuerungsantrieben in Pressen durch Erweiterung der Mixed-Model-Simulation mit analytischen Modellen. Diese soll die Prozesscharakteristik berücksichtigen und sowohl bei der Entwicklung neuer Maschinen als auch beim Betrieb vorhandener Anlagen eingesetzt werden können.

Um diese Zielstellung zu erreichen, werden die Methoden der virtuellen Presse erweitert und am Beispiel der Untersuchung der Energieeffizienz hydraulischer Antriebssysteme

in Pressen untersucht. Auf der Basis eines um die energetischen Verluste der Antriebskomponenten erweiterten Systemmodells soll eine Methode entwickelt werden, die bei der Auslegung neuer Antriebe als auch dem Einsatz vorhandener Systeme für die Bestimmung der effizientesten Antriebskonfiguration verwendet werden kann. Die Methode soll für die Bestimmung der Baugrößen und Leistungsbereiche der Komponenten sowie die Steuerungsmethode des Antriebs in Abhängigkeit vom Einsatzfall geeignet sein und damit auch in der Betriebsphase hydraulischer Pressen eingesetzt werden können. Aufbauend auf der messtechnischen Analyse der Antriebskomponenten werden Möglichkeiten zur Erweiterung der virtuellen Presse um die Abbildung von betriebspunktabhängigen Komponentenverlusten untersucht und für den Einsatz in der Systemsimulation bewertet. Die Verlustbeschreibungen bilden die Grundlage für die Entwicklung eines erweiterten Modells in der Mixed-Model-Simulation, mit dem das Potential zur Steigerung der Energieeffizienz durch den Einsatz von Verdrängersteuerungsantrieben bewertet werden kann. Die Untersuchung verschiedener Varianten zur Steuerung der Bereitstellung hydraulischer Energie wird die Möglichkeiten und Grenzen dieser Antriebslösung beim Einsatz in Pressen aufzeigen. Die Auswirkungen des Umformprozesses auf das energetische Verhalten der Antriebe werden durch einfache, direkt in die Mixed-Model-Simulation integrierte Prozesscharakteristiken berücksichtigt. Damit soll eine Methode für die prozessabhängige Auswahl geeigneter Komponenten für die Realisierung des Antriebes oder der für den durchzuführenden Prozess energieeffizientesten Steuerungsmethode entwickelt werden.

Das zweite Teilziel der Arbeit besteht in der Berücksichtigung der Regelgenauigkeit eines hydraulischen Vierpunktziehkissens bei der Vorhersage der Zylindersollkräfte unter Einsatz von Simulationsmethoden zur Abbildung der Prozess-Maschine-Interaktion.

Die Verknüpfung von Maschinen- und Prozesssimulation ermöglicht die ganzheitliche Betrachtung des Umformprozesses und damit die Berücksichtigung der Einflüsse der regelungstechnischen Eigenschaften der Ziehkissenantriebe auf das Bauteil. So können die tatsächlich wirkenden Kräfte am Niederhalter bei der Berechnung des Bauteils bestimmt und eine Steigerung der Prognosegenauigkeit bei der Vorhersage von Zylindersollkräften erreicht werden. Dazu sind die Methoden der Modell-Code-Migration und der Simulatorkopplung hinsichtlich ihrer Eignung zur Erstellung von Gesamtsystemmodellen für die Abbildung der Maschineneigenschaften bei der FE-Prozesssimulation anhand exemplarischer Umformteile und -maschinen umzusetzen und zu bewerten. Im Fokus der Analysen stehen die Abbildungsgenauigkeit beim Einsatz ganzheitlicher Simulationsmethoden und die Stabilität der Gesamtsystemmodelle. Um die Effizienz bei der Berechnung gekoppelter Simulationsmodelle zu steigern und unverhältnismäßig lange Rechenzeiten zu vermeiden, ist es notwendig, die im Stand der Technik vorgestellte Methode zur Online Kopplung der Modelle von Maschine und Prozess weiterzuentwickeln. In einem abschließenden Vergleich der Simulationsergebnisse mit Realbauteilen wird die Verbesserung der Vorhersage des Umformergebnisses durch die Berücksichtigung der Regelkreise der Maschine belegt. Damit kann eine über den Produktprozess Presse hinweg geeignete ganzheitliche Simulationsmethode zur Bewertung des Gesamtsystems zur Verfügung gestellt werden.

4 Einordnung der Simulationsmethoden in den Produktprozess hydraulischer Pressen

Durch den Einsatz von Simulationsmodellen zur ganzheitlichen Betrachtung des Systems aus Maschine und Prozess in den verschiedenen Phasen der Entwicklung und dem Einsatz von Pressen kann eine fehlerhafte Auslegung bzw. Parametrierung der Maschine vermieden werden. Zur Beschreibung der Vorgehensweise in der Arbeit soll daher zunächst eingeordnet werden, in welchen Phasen während der Maschinenentwicklung und des Betriebs der Maschine die modellbasierte Bewertung des Komponenten-, Maschinen- oder auch des Gesamtsystemverhaltens sinnvoll eingesetzt werden kann.
Im Jahr 2004, in dem in [134] der Produktprozess Presse vorgestellt wird, wird durch den VDI die Richtlinie 2206 als „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ [124] veröffentlicht. Die VDI Richtlinie 2206 hat sich zum Ziel gesetzt, eine Grundlage für die Kommunikation der verschiedenen Fachdisziplinen, die an der Entwicklung eines mechatronischen Systems beteiligt sind, zu schaffen. Dabei arbeitet das darin definierte und ursprünglich für die Softwareentwicklung bereitgestellte V-Modell (Bild 4.1) auf einer möglichst abstrahierten Ebene, um eine Verständigungsplattform für alle beteiligten Domänen und die darin verwendeten Beschreibungsformen bereitzustellen.

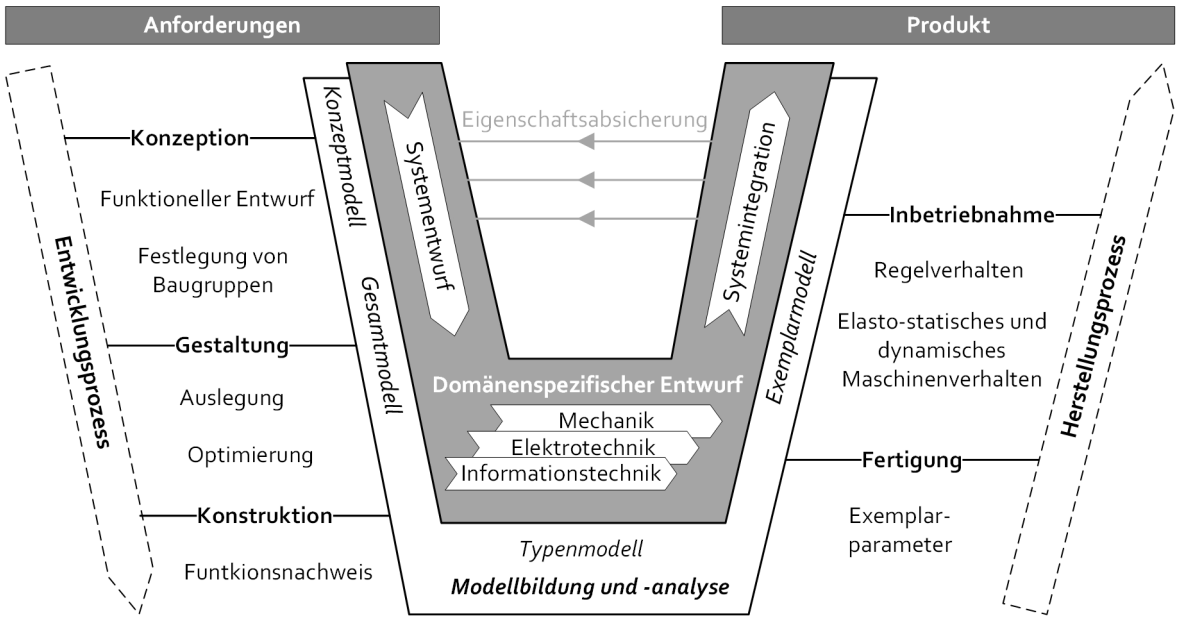


Bild 4.1: Einordnung des Produktprozess Presse nach [134] in das V-Modell zur Entwicklung technischer Systeme nach [124]

Sowohl der Produktprozess Presse als auch das V-Modell sind geeignet, um den Entwicklungsprozess einer Presse abzubilden. Einerseits allgemein im V-Modell, andererseits bezogen auf den expliziten Anwendungsfall der Presse in den einzelnen Phasen der Produktentwicklung im Produktprozess Presse. So lassen sich Entwicklungs- und Herstellungsprozess der Maschine im Produktprozess Presse ohne Weiteres in das V-Modell der VDI-Richtlinie einordnen. Da das V-Modell heute eine übliche Methode für die Entwicklung technischer Systeme darstellt, sind in Bild 4.1 die Beziehungen zwischen V-

Modell und Produktprozess dargestellt. Nach [134] lassen sich den verschiedenen Phasen der Produktentwicklung entsprechende Modellstadien zuordnen. Das Konzeptmodell definiert ausgehend von den Pflichtparametern die Grundfunktion und die einzelnen Baugruppen der Maschine. Im weiteren Verlauf der Entwicklung wird aus dem Konzeptmodell unter Präzisierung der Parameter und Funktionen der Baugruppen zunächst ein Gesamtmodell der Maschine, aus dem sich dann nach der konkreten Auslegung das Typenmodell ableitet. In der Phase der Inbetriebnahme wird dann aus dem Typenmodell der Maschine durch die Integration der exemplarspezifischen Parameter das Exemplarmodell, das genau eine Maschine, bestenfalls mit all ihren substantiellen Eigenschaften, beschreibt.
Der Stand der Technik zeigt, dass es aus heutiger Sicht nicht ausreichend ist, für Prognosen bei der Auslegung von Pressen und der Vorhersage des Verhaltens nur die Maschine selbst zu betrachten. Den hohen Anforderungen an die Effizienz von Umformmaschinen kann nur durch die Betrachtung des Zusammenwirkens von Prozess und Maschine und damit dem Systemverhalten Rechnung getragen werden. Nur so können die komplexen Wechselwirkungen und ihre Auswirkung auf das Gesamtsystem bewertet werden, um eine Unterstützung für die Auslegung von Komponenten und die Bestimmung von geeigneten Prozessparametern zu bieten. Das reine Exemplarmodell ist also für die Analyse des Gesamtsystems nicht ausreichend und muss um die Abbildung des Prozessverhaltens erweitert werden. In Abhängigkeit vom Anwendungsfall ist dabei eine Modelltiefe bei der Abbildung des Prozesses von einer einfachen Kennlinie bis hin zur komplexen FE-Modellierung zu verwenden.
Eine Weiterentwicklung des V-Modells stellt das in [3] vorgestellte W-Modell dar. Das W-Modell beschreibt die Stadien der Entwicklung detaillierter und geht auf die einzelnen Ebenen eines Systems ein, das sich in Subsysteme und diese wiederum in die einzelnen Komponenten zerlegen lässt. Auch beschreibt dieses Modell die einzelnen Bestandteile der Simulation genauer und stellt ein Simulationsmodell in den Mittelpunkt der Entwicklung. Damit spiegelt es die heute methodisch sinnvollere Vorgehensweise wieder und stellt eine mögliche Grundlage für die modellbasierte Systementwicklung zur Verfügung. Bild 4.2 zeigt das W-Modell nach [3] erweitert um die Phase des Betriebs der Maschine. Aus dem geplanten Einsatzspektrum der Maschine werden die Anforderungen aus dem durchzuführenden Prozess bzw. dem angedachten Prozessspektrum heraus definiert. Beispiele für spezifische Parameter, die aus den Anforderungen festgelegt werden können, sind die Stößelgeschwindigkeit oder auch die zur Verfügung stehenden Ziehkissenkräfte. Diese können aus dem Prozessspektrum und den Anforderungen an die Produktivität der Maschine abgeleitet werden. Diese Anforderungen lassen sich dann im Sinne des Modells auf die einzelnen Subsysteme herunterbrechen und definieren hier wiederum spezifische Wertebereiche an die zur Verfügung zu stellenden Geschwindigkeiten und Kräfte der Antriebe von Stößel und Ziehkissen. Zu realisieren sind diese Geschwindigkeiten und Kräfte letztlich durch die einzelnen Komponenten, wie den Hydraulikzylinder, dessen Flächenverhältnis die zur Verfügung stehende Kraft beeinflusst, oder die Pumpe, die den notwendigen Volumenstrom zum Erreichen der geforderten Geschwindigkeiten bereitstellt.
In *Kapitel 6* dieser Arbeit wird das methodische Vorgehen entwickelt, mit dem die Anforderungen aus dem Prozess bei der Auslegung und Auswahl der Antriebe hydraulischer Tiefziehpressen berücksichtigt werden können. Für die Auswahl des Antriebssystems für

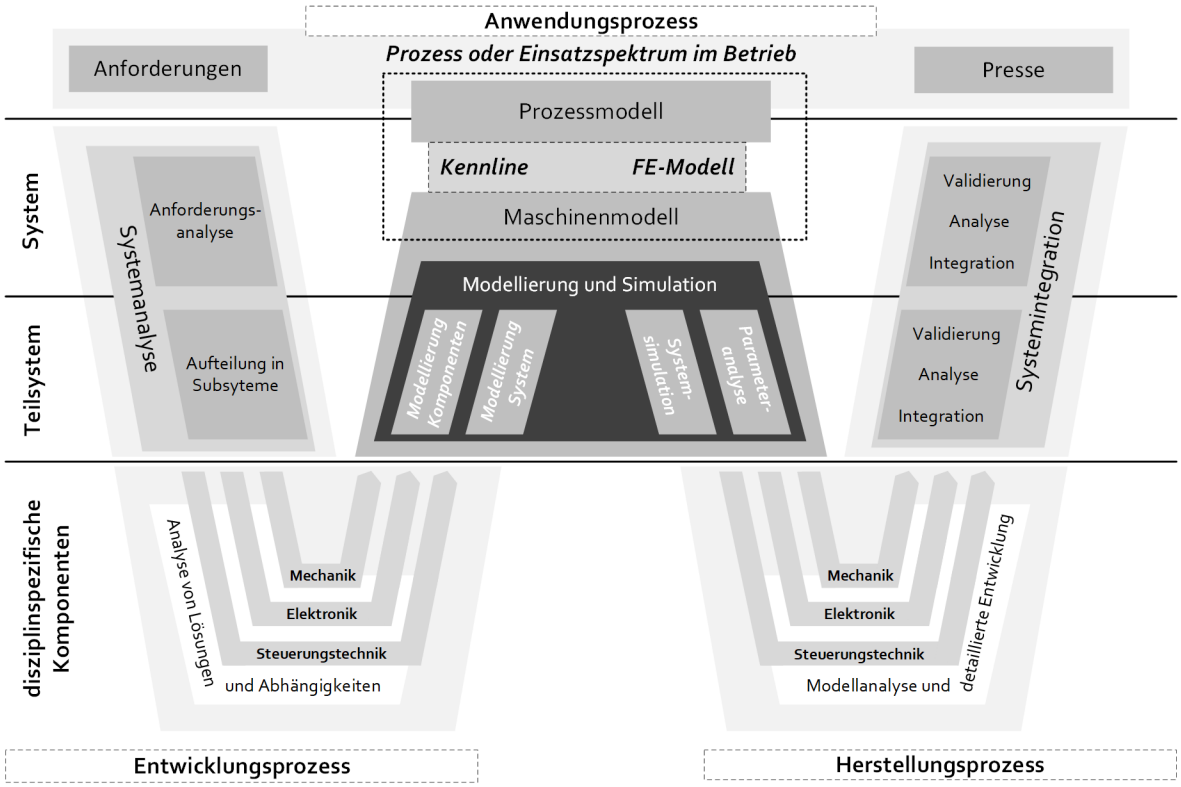


Bild 4.2: W-Modell nach [3] mit Zuordnung der Phasen des Produktprozess Presse und Erweiterung um eine Prozessbeschreibung im Anwendungsprozess

den Pressenhauptantrieb nach *Kapitel 6.7* reicht es dabei aus, mit einer Kennlinie des Prozesses zu arbeiten, um die notwendigen Betriebspunkte für dessen Realisierung abschätzen zu können. Diese Methode kann bereits in der Konzeption der Maschine, also in einer sehr frühen Phase der Maschinenentwicklung, zum Einsatz kommen, um eine entsprechende Auswahl von Antriebskomponenten und die zugehörige Antriebsdimensionierung vorzunehmen. Die dazu notwendige Modellierung der komponentenspezifischen Verluste der Pressenantriebe in *Kapitel 6.5.1* beschreibt den Einsatz datenbasierter Modelle auf der untersten Ebene des Modells im Bereich der disziplinspezifischen Komponenten. Die Verlustmodelle werden in *Kapitel 6.5.3* in ein Teilsystemmodell des Antriebes integriert, um letztlich in *Kapitel 6.5.4* in ein Gesamtsystemmodell der Maschine einzufließen, mit dem in *Kapitel 6.6* die Auswirkungen des komponentenspezifischen Verhaltens auf den Gesamtenergiebedarf der Maschine untersucht werden. Die Vorgehensweise zeigt damit den Modellentstehungsprozess in der Phase der Maschinenentwicklung von der Komponentenebene bis hin zum Gesamtsystem.
Demgegenüber kann die in *Kapitel 7* entwickelte Methode zur gekoppelten Simulation vor allem in den Phasen der Inbetriebnahme und während des Betriebs der Maschine eingesetzt werden. Für diese Simulationsmethode ist die Kenntnis des exakten Maschinenverhaltens notwendig, so dass eine Durchführung erst bei Vorhandensein des Exemplarmodells sinnvoll ist. Dabei ist es im vorliegenden Anwendungsfall nicht notwendig die gesamte Maschine im Detail abzubilden. Das in *Kapitel 7.5.2* beschriebene, auf das Verhalten der Ziehkissenantriebe reduzierte Maschinenmodell, ist für die Untersuchun-

gen ausreichend. Die Bewertung von Reglerparametern zur Auslegung einer stabilen Regelung kann, wie in [114] gezeigt wurde, anhand einer Kennlinie zur Abbildung der Prozesskraft in der Mixed-Model-Simulation erfolgen. Ist aber die Auswirkung des Regelverhaltens auf den Prozess von Interesse, muss eine Kopplung mit einem FE-Modell erfolgen, um Aussagen über das entstehende Bauteil zu erhalten (*Kapitel 7.6.1*). Auch die Untersuchung differenzierter Zylindersollkräfte eines Mehrpunktziehkissens unter Berücksichtigung der Regelabweichungen der Ziehkissenzylinder in *Kapitel 7.6.2* kann nur unter Nutzung von gekoppelten Simulationsmodellen erfolgen. Nur dann ist es möglich, das komplexe Verhalten des Gesamtsystems zu simulieren und dessen Auswirkungen auf das Bauteil sichtbar zu machen, um letztlich durch die iterative Methode in *Kapitel 7.7* die Sollkräfte der einzelnen Zylinder des Mehrpunktziehkissens bestimmen zu können.

5 Versuchsumgebung

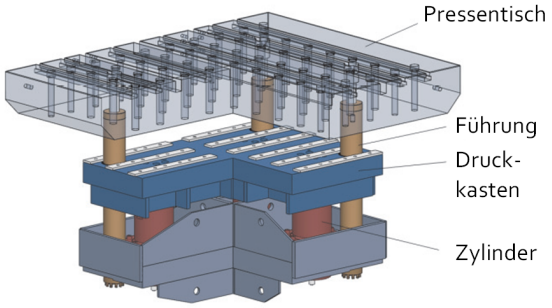
5.1 Maschinen

5.1.1 Tiefziehpresse Röcher RZP250

Als Demonstratormaschine für einen Großteil der Untersuchungen diente eine einfachwirkende hydraulische Tiefziehpresse mit Zieheinrichtung im Pressentisch der Firma Röcher (Bild 5.1).

a)

Typ	einfachwirkend
Baujahr	2012
Stößel (Kraft, Hub)	2500 kN, 600 mm
Arbeitsgeschwindigkeit	41 mm/s
Eilgang	380 mm/s
Tischabmessungen	1600 x 1300 mm
Ziehkissen (Kraft, Hub)	4x250 kN, 200 mm



b)

Bild 5.1: Demonstratormaschine: a) hydraulische Tiefziehpresse Röcher RZP250; b) Zieheinrichtung

Die verschiedenen zur Verfügung stehenden Antriebssysteme zeigt Bild 5.2. Der Stößel wird über einen zentrisch angeordneten Hydraulikzylinder angetrieben, der durch eine Motor-Pumpe-Einheit - bestehend aus einem drehzahlgeregelten Asynchronmotor und einer schwenkwinkelsteuerbaren Axialkolbenpumpe - versorgt wird. Das Ziehkissen ist als Mehrpunktziehkissen mit vier individuell steuerbaren Differentialzylindern ausgeführt. Als Antrieb stehen für das Ziehkissen neben den konventionell üblichen Servo-Regelventilen zur Widerstandsteuerung auch drehzahlgeregelte

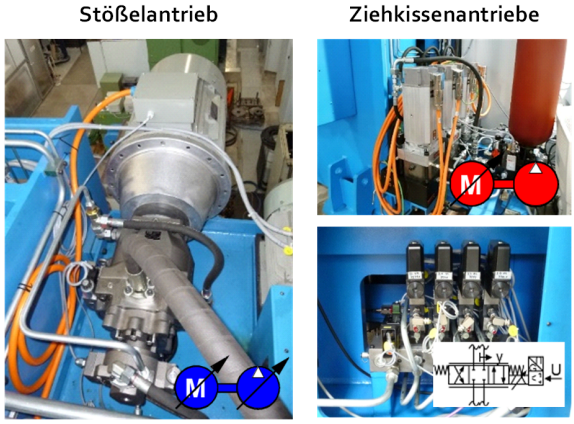
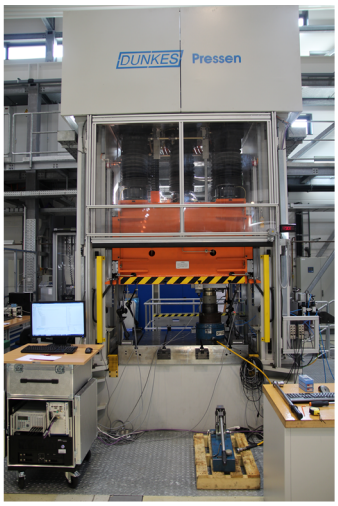


Bild 5.2: Antriebe der Versuchsmaschine

Synchronservomotoren mit volumenkonstanten Radialkolbenpumpen zur Verdrängersteuerung zur Verfügung.

5.1.2 Servomechanische Spindelpresse Dunkes ES 4 - 160/120

Neben der hydraulischen Demonstratormaschine kommt für die Untersuchungen auch das Modell einer servomechanischen Spindelpresse zum Einsatz. Die servomechanischen Antriebsachsen bestehen aus Rollengewindetrieben in Verbindung mit Torquemotoren. Der Stößel und das Ziehkissen werden mit jeweils vier Antrieben bewegt, wobei der Stößel zusätzlich über eine fünfte Achse als Auswerferachse verfügt. Bild 5.3 zeigt die Maschine und wesentliche Maschinenkenngrößen.



Typ	einfachwirkend
Baujahr	2010
Stößel (Kraft, Hub)	4x400 kN, 645 mm
Arbeitsgeschwindigkeit	50 mm/s
Eilgang	280 mm/s
Tischabmessungen	1400 x 1000 mm
Ziehkissen (Kraft, Hub)	4x150 kN, 180 mm

Bild 5.3: Demonstratormaschine: Servo-mechanische Spindelpresse Dunkes ES 4 - 160/120

5.2 Werkzeuge

Die experimentellen Untersuchungen zur Charakterisierung der Maschine und ihrer Antriebe wurden am Beispiel des Tiefziehprozesses einer Rechteckwanne durchgeführt. Zusätzlich kommt für die Charakterisierung des energetischen Antriebsverhaltens ein Belastungsblock zum Einsatz. Bild 5.4 zeigt neben den Werkzeugen, die jeweilige Prozesscharakteristik anhand exemplarischer Stößelwegverläufe, den zugehörigen Umformkräften sowie die dabei verrichtete Arbeit.
Das Tiefziehwerkzeug dient der Herstellung einer Rechteckwanne und belastet die Maschine im unteren Drittel ihres Leistungsspektrums. In Abhängigkeit vom verwendeten Material ergeben sich unterschiedlich hohe Prozesskräfte und die Niederhalterkraft kann im Rahmen der prozesstechnischen Grenzen variiert werden. So können mit einem Werkzeug verschiedene Lastfälle beim Tiefziehen untersucht werden. Die Prozesskräfte werden in Form der Stempel- und der Niederhalterkraft über im Kraftfluss angeordnete Sensoren ermittelt. Das Werkzeug ist mit Ziehstäben ausgerüstet, die eine lokale Erhöhung der Niederhalterkraft auf den Flansch des Bauteils bewirken (Bild 5.5).

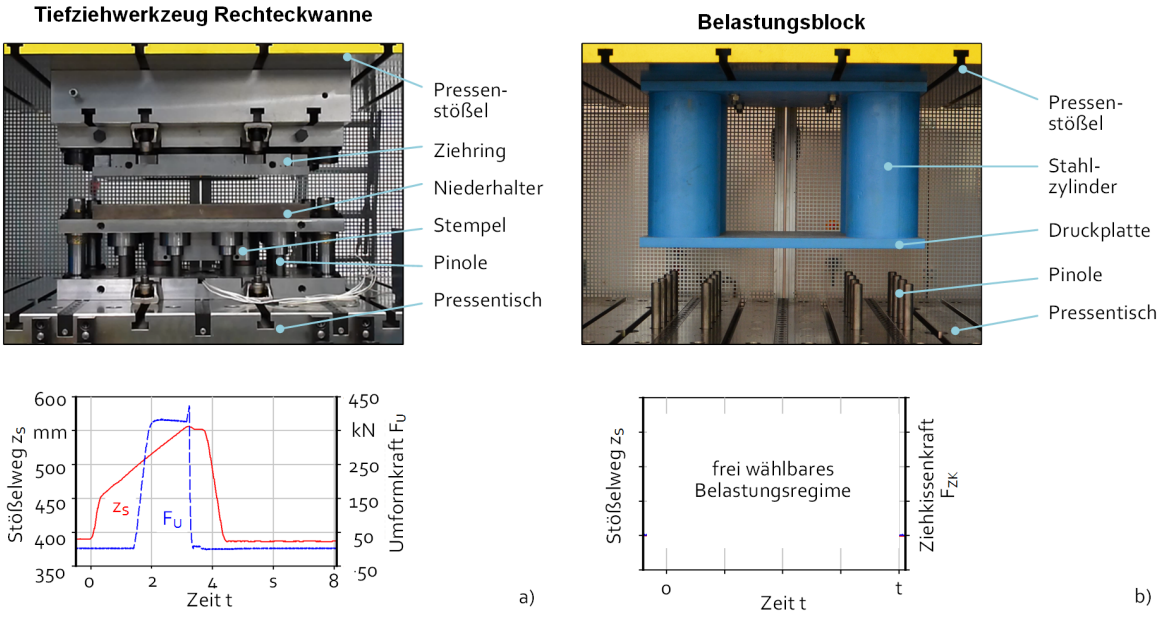


Bild 5.4: Versuchswerkzeuge zum Tiefziehen und Scherschneiden sowie Belastungsblock zur prozessunabhängigen Belastung

Der Belastungsblock dient der Überbrückung des Werkzeugeinbauraumes. Damit lässt sich das Ziehkissen direkt mit dem Stößel verspannen, wodurch der Stößel bis hin zur maximalen Ziehkissenkraft belastet werden kann. Mit dem Belastungsblock können prozessunabhängige Untersuchungen der Antriebssysteme über einem größeren Einsatzbereich der Maschine durchgeführt werden. Dadurch kann ein deutlich größerer Arbeitsbereich analysiert werden als mit dem Tiefziehwerkzeug.

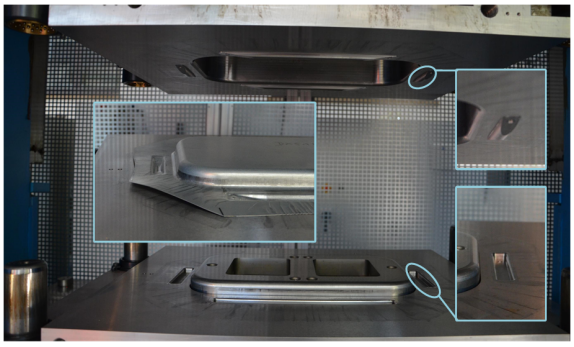


Bild 5.5: Ziehstäbe im Tiefziehwerkzeug

5.3 Messtechnik

Die hydraulische Maschine und das Tiefziehwerkzeug wurden in [83] mit umfangreicher Sensorik zur Erfassung hydraulischer und energetischer Messgrößen ausgerüstet. Das vorhandene Messsystem dient als Grundlage und wird um die notwendigen Messgrößen, die für die Parametrierung der Modelle und die Untersuchung des Maschinen- und Antriebsverhaltens in der vorliegenden Arbeit notwendig sind, erweitert.

5.3.1 Messsysteme

Für die Erfassung hydraulischer, thermischer und mechanischer Größen an der Maschine steht ein Messsystem mit 64 analogen Kanälen, 16 Bit Auflösung und einer Abtastrate von $250Hz$ zur Verfügung. Die Messsignale werden über eine Anschlussbox mit einer

Messkarte des Typs *PCI 1747U* von *Advantech* verbunden. Dadurch ist das System sehr flexibel und kann auf die notwendigen Größen zur Erfassung des elastostatischen, dynamischen und energetischen Verhaltens der Maschine angepasst werden. Die Erfassung der Signale erfolgt durch ein Messprogramm in *LabView* des Messsystemherstellers *National Instruments*.
Aufgrund der Vielzahl an notwendigen Messgrößen wurde ein zweites Messsystem an der Maschine installiert, mit dem die Erfassung ausgewählter Größen bei der Herstellung von Umformteilen realisiert werden kann. Das System besteht aus zwei Subsystemen, von denen eines die Messgrößen an der Maschine erfasst und das andere für die Erfassung der Werkzeugdaten eingesetzt wird. Zur Erfassung der Messwerte an der Maschine ist eine Messkarte *USB 6353* des Herstellers *National Instruments* mit 32 analogen Kanälen, 16 Bit Auflösung und einer Abtastrate von $1,25MHz$ installiert. Die Messwerte am Tiefziehwerkzeug werden durch eine Messkarte *USB 6212* mit 16 Kanälen, 16 Bit Auflösung und einer Abtastrate von $400Hz$ des gleichen Herstellers erfasst. Die Visualisierung und Aufzeichnung der Messdaten erfolgt mit der Software DIAdem 2012.
Neben den Messkarten kommt auch ein Speicheroszilloskop (*Yokagawa DL750*) zur Erfassung der hochfrequenten Spannungen und Ströme im Umrichterzwischenkreis der Maschine zum Einsatz.

5.3.2 Messgrößen im Versuchswerkzeug Rechteckwanne

Zur Erfassung der Umformkraft wurde der Stempel des Tiefziehwerkzeugs auf vier $200kN$ - Kraftmessdosen der Firma Burster gelagert. Eine möglichst prozessnahe Aussage über die Niederhalterkraft lieferten DMS-Sensoren aus Eigenfertigung, die als Pinolenverlängerungen zwischen den Pinolen und dem Niederhalter eingesetzt wurden (Bild 5.6).

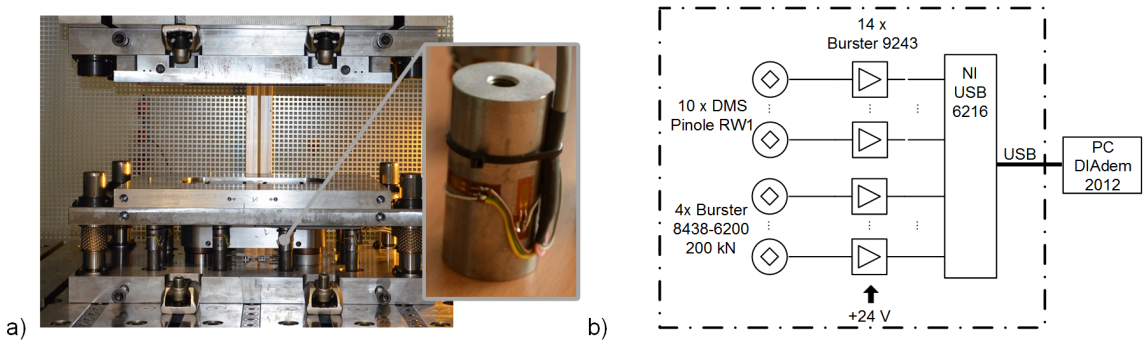


Bild 5.6: Tiefziehwerkzeug „Rechteckwanne“: a) Pinolenverlängerungen mit DMS-Sensoren; b) Messwerterfassung

5.3.3 Messgrößen an der Demonstratormaschine

Bild 5.7 zeigt exemplarisch zusätzlich an der Maschine installierte Sensoren zur Erfassung relevanter Größen für die Charakterisierung der Maschine und den Modellabgleich.

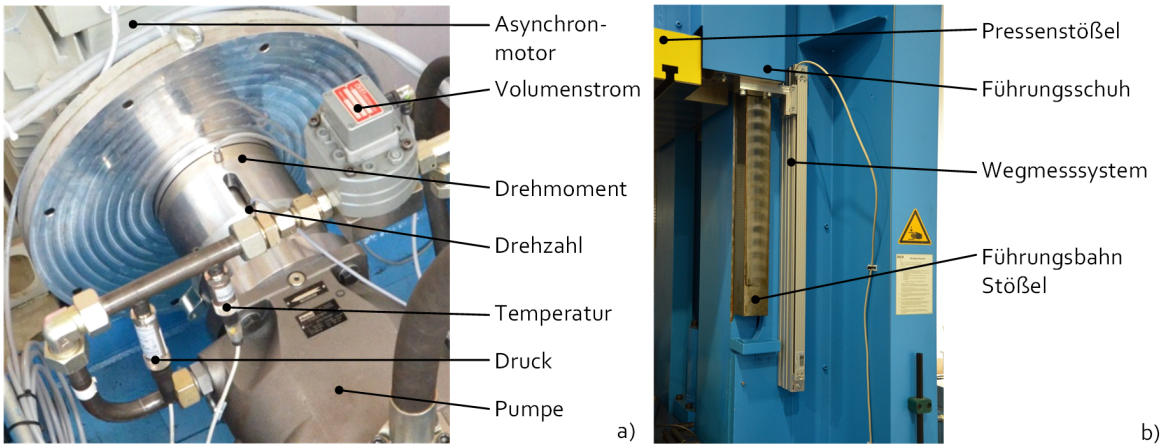


Bild 5.7: Beispiele für Messsysteme an der Versuchspresse: a) Erfassung hydraulischer und mechanischer Messgrößen am Stößelantrieb b) Wegmesssystem zur Stößelwegmessung

Die Erfassung der hydraulischen Größen in der Maschine erfolgt an einer Vielzahl von Leitungen. Es werden dafür verschiedene Druck- und Volumenstromsensoren an allen relevanten Punkten im hydraulischen System eingesetzt. Das Gleiche gilt für die Erfassung mechanischer und elektrischer Größen in der Anlage. Eine vollständige Liste der eingesetzten Messtechnik findet sich in Anhang IV.1.

5.3.4 Messgrößen zur Bewertung simulierter und realer Bauteile

Die Bewertung der in den Experimenten hergestellten Bauteile erfolgt anhand des Flanschumrisses bei Vergleich der Simulationsergebnisse mit real produzierten Bauteilen. Die simulierte Blechausdünnung kann in der LS-Prepost als Einfärbung der Oberfläche angezeigt oder mit Hilfe von Schnittlinien als Graph ausgegeben werden.
Zur Vermessung des Flanschumrisses wurde die in Bild 5.8 dargestellte photogrammetrische Messmethode angewandt. Über einer mit Referenzmarken zur Längen- und Höhenskalierung versehenen Messvorrichtung wurde eine Kamera installiert, die Bauteile (BT) und Zuschnitte (ZS) von oben aufnimmt. Die Fotografien konnten so in einer Foto-Bearbeitungssoftware skaliert werden und über das Antasten der Koordinaten definierter Messpunkte entsprechend [95] wurde mit der Gleichung 5.1 der im Experiment ermittelte Flanscheinzug $s^{exp}_{fl,MP}$ am jeweiligen Messpunkt (MP) bestimmt.

$$s^{exp}_{fl,MP} = \sqrt{(x^{exp}_{fl,MP,ZS} - x^{exp}_{fl,MP,BT})^2 + (y^{exp}_{fl,MP,ZS} - y^{exp}_{fl,MP,BT})^2} \tag{5.1}$$

Zur Visualisierung der gemessenen Werte werden Netzdiagramme, wie in Bild 5.8 unten rechts dargestellt, eingesetzt.

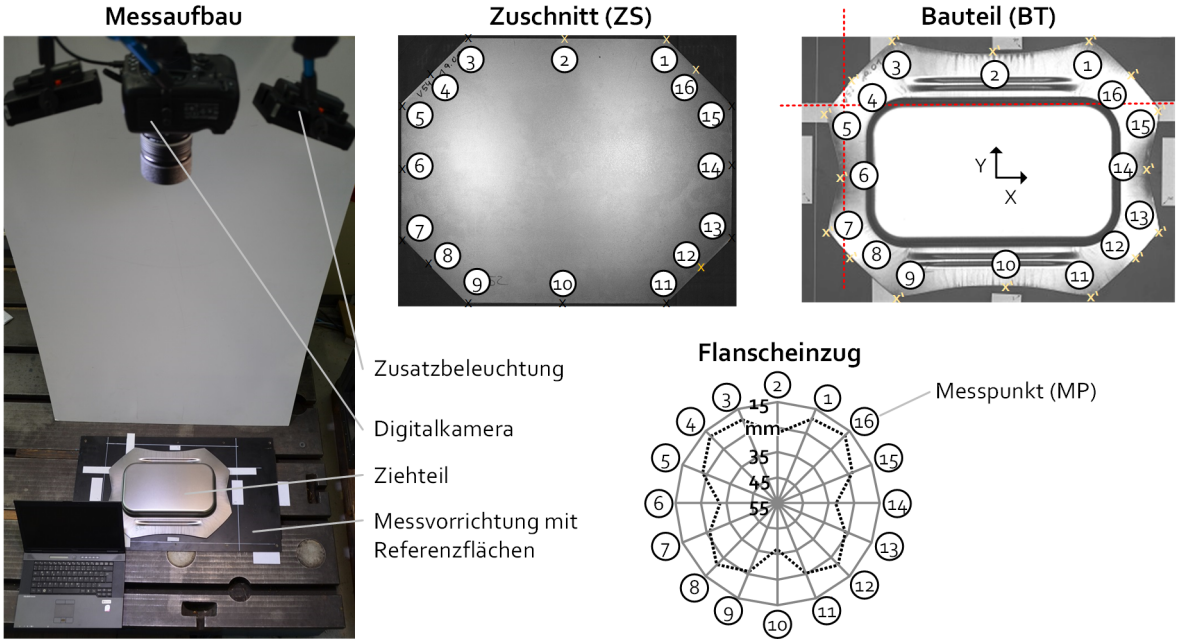


Bild 5.8: Messvorrichtung für das Demonstrationsbauteil „Rechteckwanne “ zur Bestimmung des Flanscheinzugs

5.4 Simulations- und Entwicklungsumgebungen

Für die Simulation der Maschine kommt *SimluationX* der *ESI ITI GmbH* zum Einsatz. Als Vertreter der Mixed-Model-Simulation ermöglicht dieses Berechnungsprogramm die domänenübergreifende Beschreibung mechatronischer Systeme und damit die Berücksichtigung aller für die Abbildung der Presse notwendigen Subsysteme in einem Modell. Es stehen Bibliotheken für die Komponenten der Mechanik, der Hydraulik, der Elektrotechnik und der Regelungstechnik zur Verfügung, die über entsprechende Schnittstellen miteinander verknüpft werden können. Die Erstellung selbstentwickelter Komponenten ist ebenso möglich, so dass neben den Standardkomponenten auch auf die Maschinensituation angepasste Bauteile und Baugruppen in der Simulation eingesetzt werden können.
In der Arbeit dargestellte Ergebnisse aus der Prozesssimulation wurden mit dem FE-Solver *LS-DYNA* der *LSTC Corp.* berechnet. In der Software können räumliche Modelle des Umformprozesses erstellt werden, die neben den Eigenschaften des Werkzeugs und des Werkstoffes auch Maschineneigenschaften beinhalten können. In expliziten Berechnungen wird die Verformung des Blechwerkstoffes in einer Umformsimulation abgebildet. Aufgrund der Komplexität der Modelle werden die Berechnungen auf mehrere Prozessorkerne verteilt. Dazu stehen eine SMP (Symmetrical Multiprocessing) und eine MPP (Massiv Parallel Multiprocessing) Version des Solvers zur Verfügung. Für die in der Arbeit dargestellten Ergebnisse wurde der SMP Solver eingesetzt.
Die in *Kapitel 7* vorgestellten Programme und Schnittstellen wurden mit verschiedenen Entwicklungsumgebungen realisiert. Die Umsetzung der Simulatorkopplung erfolgte zunächst mit *Visual Studio* von Microsoft als Konsolenanwendung und später mit *Qt* mit

MinGW Compiler in der über den Entwicklungszeitraum jeweils aktuellen Version, um die plattformunabhängige Entwicklung zu ermöglichen. Die Erweiterungen in *LS-Dyna* für die Integration von Maschinenmodellen und die Bereitstellung einer Schnittstelle für die gekoppelte Simulation wurden in *VisualStudio* unter Nutzung des *Intel Visual Fortran Compilers 11.1.065* erstellt.

6 Energetische Bewertung und Optimierung hydraulischer Pressenantriebe

6.1 Verdrängersteuerung als Haupt- und Ziehkissenantrieb in Pressen

Hydraulische Tiefziehpressen haben Einzelstückcharakter, zeichnen sich durch eine hohe Flexibilität aus und werden zur Durchführung verschiedenster Aufgaben bei der Blechumformung eingesetzt. Aufgrund der frei wählbaren Kraft-Weg-Profile des Stößelantriebes sind diese Maschinen gerade für den Bereich der Kleinserienfertigung von großer Bedeutung und werden, unter Rücksichtnahme auf die lange Lebensdauer, bereits bei Konstruktion auf alle zu erwartenden prozesstechnischen Anforderungen ausgelegt. Da die zukünftigen Anforderungen an eine Maschine aber nur schwer abzuschätzen sind, existiert heute eine Tendenz zur Überdimensionierung von Komponenten und Antrieben. Infolgedessen laufen hydraulische Pressen heute häufig im Teillastbereich, was sich bei den eingesetzten hydraulischen Antriebskonzepten negativ auf die Energieeffizienz der Maschinen auswirken kann.
Der heute im Bereich des Hauptantriebes von Pressen weit verbreitete Verdrängersteuerungsantrieb birgt gerade im Teillastbetrieb großes Potenzial zur Steigerung der Energieeffizienz. In Arbeiten wie z.B. [59, 85, 100] konnte die Reduzierung der Energieverluste am Beispiel verschiedener Spritzgussmaschinen bereits belegt werden. In [76] wurden auch für Pressen bereits erste positive Ergebnisse durch den Einsatz drehzahlgesteuerter Verstellpumpen nachgewiesen. Motordrehzahl als auch Volumen der Pumpe wirken sich redundant auf den geförderten Volumenstrom der Motor-Pumpe-Einheit aus. Diese Redundanz bietet Potenzial zur Optimierung des energetischen Antriebsverhaltens.
Neben dem Einsatz als Hauptantrieb hydraulischer Pressen haben hydraulische Antriebe auch in den Ziehkissen mechanischer Pressen eine weite Verbreitung erreicht. Um die erforderlichen Mengenleistungen zu erreichen, werden heute in Mehrstößel-Transferpressen und Servo-Pressenlinien überwiegend hydraulische Zieheinrichtungen in der Ziehstufe eingesetzt [14]. In konventionellen hydraulischen Zieheinrichtungen wird zur Erzeugung der Ziehkissenkraft der abfließende Volumenstrom durch Ventile gedrosselt. Diese Ventilsteuerung führt zu hohen Energieverlusten, da bei der Drosselung des Volumenstromes die in das Ziehkissen eingetragene Energie vollständig in Wärme umgewandelt wird und verloren geht. Bei der Anwendung im Ziehkissen bietet die Verdrängersteuerung die Möglichkeit zur Reduzierung des Energieverbrauchs durch Rekuperation der durch den Stößel in das Ziehkissen eingetragenen Energie. Verfügen die Antriebe der Maschine über einen gemeinsamen Zwischenkreis, kann diese Energie direkt durch den Stößelantrieb wieder genutzt werden.
Eine vollständige Analyse des Verhaltens der drei Konzepte zur Verdrängersteuerung am Stößelantrieb und ein Vergleich verschiedener Varianten für den Ziehkissenantrieb wie in Tabelle 6.1 dargestellt, steht bislang noch aus und wird in den folgenden Kapiteln am Beispiel der in *Kapitel 5.1* vorgestellten hydraulischen Presse durchgeführt.
Bild 6.1 zeigt die vereinfachte Struktur der Maschine und ihrer Antriebssysteme. Die Motoren von Stößel- und Ziehkissenantrieb werden durch fünf Umrichter gespeist, die über einen gemeinsamen Zwischenkreis miteinander verkoppelt sind. Alle Umrichter der Maschine sind rückspeisefähig, so dass bei generatorischem Betrieb der Motoren Ener-

gie zurückgewonnen und durch den Zwischenkreis wieder aufgenommen werden kann. Parallel zu den Verdrängersteuerungsantrieben sind für den Betrieb des Ziehkissens auch Servoregelventile zur Widerstandsteuerung installiert. Zwischen den beiden Antriebsarten kann mittels Kugelhähnen umgeschaltet werden.
An der Maschine stehen damit alle notwendigen Antriebsarten zur Verfügung, um das Verhalten der Verdrängersteuerung als Stößel- bzw. Ziehkissenantrieb bewerten zu können. Ausgehend von einer Vermessung der Antriebe in *Kapitel 6.2*, werden die Verluste der Antriebssysteme und ihrer Komponenten bestimmt und mit geeigneten, in *Kapitel 6.3* evaluierten Methoden in *Kapitel 6.5* in einem MMS-Modell der Demonstratormaschine integriert.

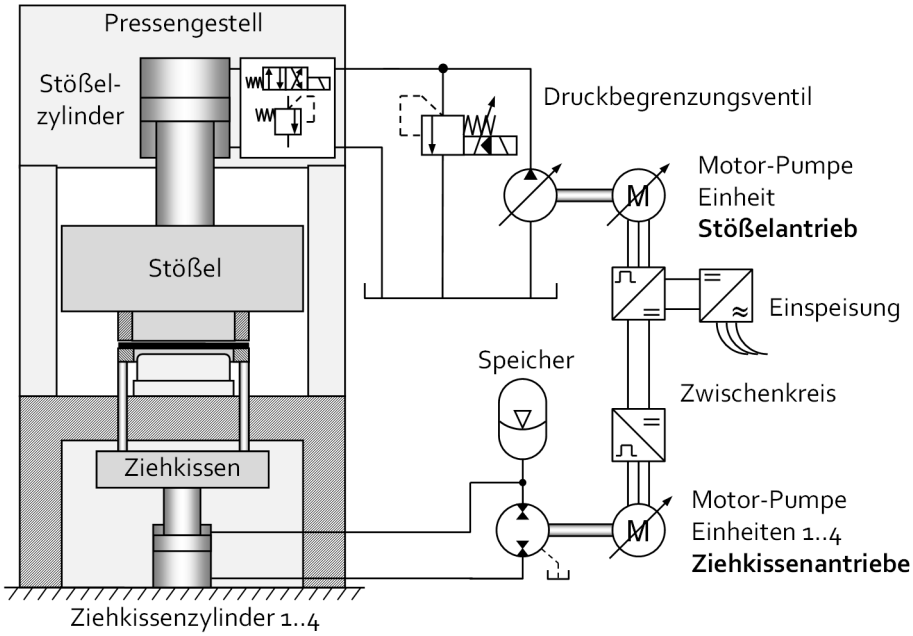
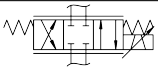
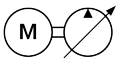
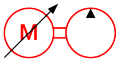
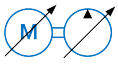


Bild 6.1: vereinfachte Struktur der Beispielmaschine

Der Entwurf einer Steuerstrategie für den DVV Antrieb in *Kapitel 6.4* ermöglicht den Vergleich der drei Verdrängersteuerungsantriebe beim Einsatz als Pressenhauptantrieb. Eine Bewertung anhand exemplarischer Prozesse in *Kapitel 6.6* zeigt das Potenzial der

Tabelle 6.1: untersuchte Varianten und Kombinationen von Stößel- und Ziehkissenantrieben

untersuchte Kombinationen	Ventil-steuerung **VS**	drehzahlkonst. Verstellpumpe **DKV**	drehzahlvariable Konstantpumpe **DVK**	drehzahlvariable Verstellpumpe **DVV**
				
Stößelantrieb	-	Referenz	X	X
Ziehkissenantrieb	Referenz	X	X	-

verschiedenen Antriebslösungen zur Energieeinsparung an Stößel und Ziehkissen auf. Die abschließende Entwicklung einer Auswahlmethode für diese Antriebssysteme in *Kapitel 6.7* ermöglicht Maschinenentwicklern und Anwendern zukünftig, den energetisch besten Antrieb für ihre Problemstellung auszuwählen.

6.2 Verluste in Verdrängersteuerungseinheiten

Die Verluste in einer drehzahlgesteuerten Verstellpumpe setzen sich aus einer Vielzahl an Einzelverlusten zusammen (Bild 6.2).

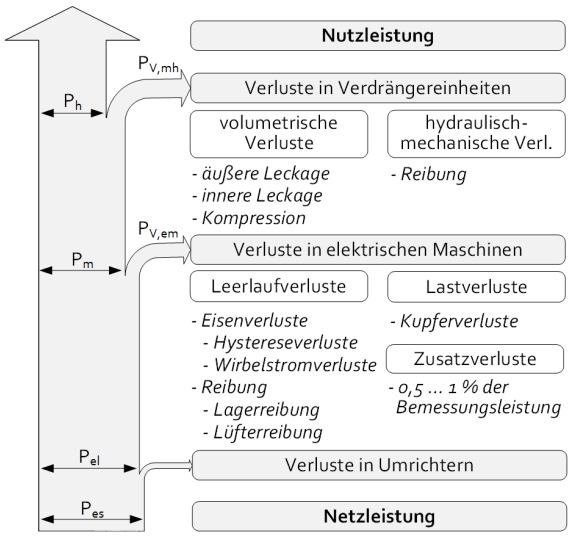


Bild 6.2: Verlustanteile in Motor-Pumpe-Einheiten

Ausgehend von der aus dem Netz aufgenommenen Energie wird zunächst im Umrichter die für die angeforderte Drehzahl notwendige Frequenz der Speisespannung des Motors erzeugt. Der elektromechanische Motor wandelt die elektrische Energie in mechanische Energie um, wobei die dauerhaften Verlustanteile der Leerlaufverluste in Form von Eisenverlusten und Reibung berücksichtigt werden müssen. Dazu kommen die Lastverluste, die durch die Erwärmung der Maschine in Abhängigkeit von der Belastung entstehen, sowie lastabhängige Zusatzverluste [15]. Die hydraulische Verdrängereinheit wandelt die mechanische Energie des Motors in hydraulische Energie um. Dabei entstehen volumetrische Verluste durch Leckage und Kompression des Fluids sowie hydraulisch-mechanische Verluste durch die Reibung zwischen bewegten und unbewegten Maschinenteilen [36].

6.2.1 Bewertungsgrößen

Zur Quantifizierung der Verluste der Einzelkomponenten des Antriebes können, an den Stellen der Wandlung der Energie von einer physikalischen Domäne in eine andere, Bilanzgrenzen eingeführt werden. Motor und Umrichter der MPE werden als Baugruppe betrachtet, da die Einzelverluste der beiden Komponenten für die folgenden Untersuchungen nicht von Bedeutung sind. Die Verlustleistung ist definiert als die Differenz von aufgenommener und abgegebener Leistung. So bestimmt sich die Verlustleistung des Motors $P_{V,em}$ nach Gleichung 6.2 aus der Differenz von aufgenommener elektrischer Leistung an der Einspeisung P_e und der abgegebenen mechanischen Leistung P_m an der Motorwelle.

$$P_{V,em} = P_e - P_m \tag{6.2}$$

Die Verlustleistung der Pumpe $P_{V,mh}$ kann nach Gleichung 6.3 aus der aufgenommenen

mechanischen Leistung P_m als Eingang der Pumpe und der abgegebenen hydraulischen Leistung P_h am Ausgang der Pumpe bilanziert werden.

$$P_{V,mh} = P_m - P_h \tag{6.3}$$

Die Gesamtverlustleistung $P_{V,eh}$ der MPE ergibt sich nach Gleichung 6.4 folglich aus der elektrischen Leistung P_e an der Einspeisung des Umrichters und der abgegebenen hydraulischen Leistung P_h der Pumpe.

$$P_{V,eh} = P_e - P_h \tag{6.4}$$

Neben der absoluten Bewertung der Verluste durch die Verlustleistung liefert der Wirkungsgrad als Quotient aus abgegebener und aufgenommener Leistung eine prozentuale Angabe für die Effizienz einer Komponente oder Baugruppe. Analog der Verlustleistungen ergeben sich an den Bilanzgrenzen der elektrisch-mechanische Wirkungsgrad η_{em} nach Gleichung 6.5, der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad η_{mh} nach Gleichung 6.6 und der Gesamtwirkungsgrad η_{eh} der MPE nach Gleichung 6.7.

$$\eta_{em} = \frac{P_m}{P_e} \tag{6.5}$$

$$\eta_{mh} = \frac{P_h}{P_m} \tag{6.6}$$

$$\eta_{eh} = \frac{P_h}{P_e} \tag{6.7}$$

6.2.2 Messkonzept am Stößelantrieb

Die Vermessung der Einzelleistungen erfolgt nach dem in Bild 6.3 a) dargestellten Messaufbau mit den in Bild 6.3 b) aufgeführten Messgrößen. Zur Bestimmung der elektrischen Leistung der Einspeisung sind die Strangströme $i_{1..3}$ und -spannungen $u_{1..3}$ des Drehstromanschlusses des Umrichters zu bestimmen. Die elektrisch aufgenommene Leistung P_e berechnet sich aus den Messgrößen nach Gleichung 6.8. (DIN 40110)

$$P_e = \sum_{i=1}^{3} u_i i_i \tag{6.8}$$

Die mechanische Leistung P_m wird nach Gleichung 6.9 aus der Drehzahl n_M und dem Drehmoment M_M an der Welle zwischen Motor und Pumpe berechnet.

$$P_m = 2\pi n_M M_M \tag{6.9}$$

Zur Bestimmung der abgegebenen hydraulischen Leistung und zur Bewertung der in Bild 6.2 dargestellten Verlustanteile der Pumpe wurde ein Messaufbau nach DIN ISO 4409 [24] zur Leistungsbestimmung an Hydropumpen und -motoren realisiert.
Die abgegebene hydraulische Leistung P_h bestimmt sich aus dem gemessenen Druck p_P und dem gemessenen Volumenstrom Q_P in der Druckleitung der Pumpe nach Gleichung.

$$P_h = p_P Q_P \tag{6.10}$$

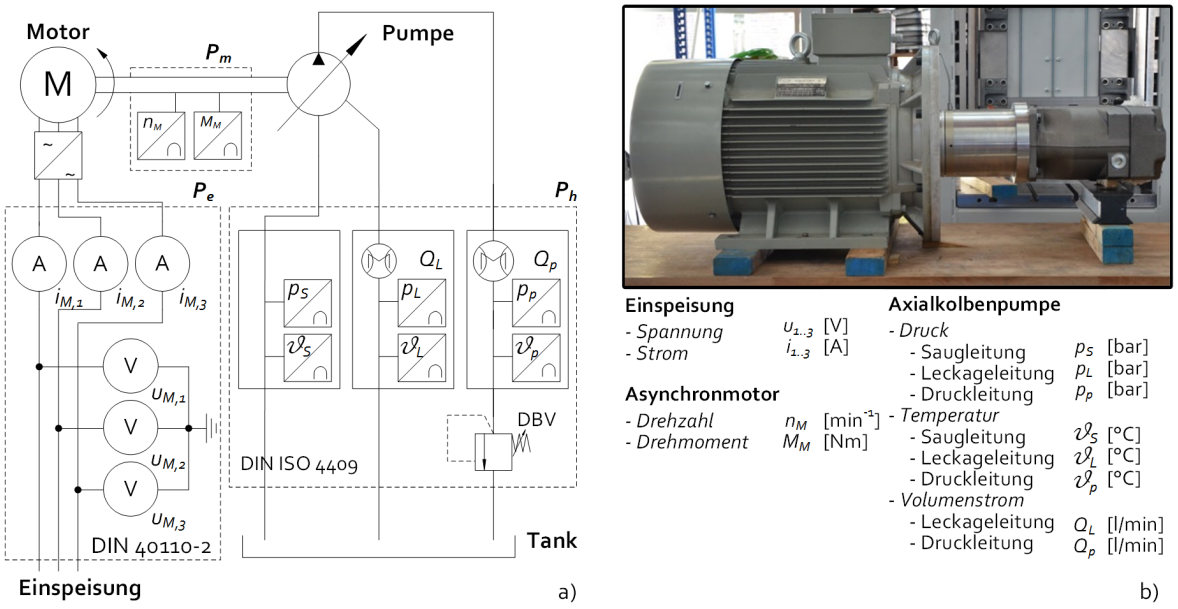


Bild 6.3: Verlustbestimmung MPE Stößelantrieb: a) Messschema, b) MPE und Messgrößen

Die Bestimmung der Verluste der MPE erfolgt unter Vorgabe der Motordrehzahl, des Pumpenvolumens und des Einstelldruckes des Druckbegrenzungsventils (DBV) in der Druckleitung der Pumpe (vgl. Bild 6.3 a)). Durch die Änderung des Solldruckes an der Abtriebsseite der Pumpe kann die MPE über ihren Leistungsbereich belastet werden. Die Gesamtverlustleistung des Stößelantriebs wird im eingebauten Zustand in der Maschine vermessen.
Zu beachten ist dabei, dass zum Schutz der MPE in der Presse eine Leistungsbegrenzung vorgenommen wird. Hintergrund dieser Maßnahme ist die ge-

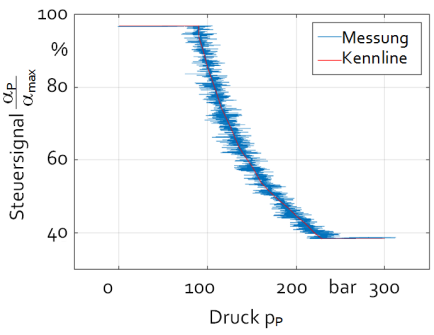


Bild 6.4: Leistungsbegrenzung

genüber dem Motor deutlich höhere Eckleistung der Pumpe. Würde diese voll ausgeschwenkt bei Maximaldruck betrieben werden, würde der Motor um ein Vielfaches überlastet. Um dies zu vermeiden, wird eine steuerungstechnische Begrenzung des Volumens der Pumpe in Abhängigkeit vom aktuellen Druck des Stößelantriebes vorgenommen. Dadurch wird bei Überschreiten einer Druckschwelle das Volumen der Pumpe mit steigendem Druck entlang einer Kennlinie verringert, so dass die maximale Leistung des Motors zu keiner Zeit überschritten werden kann (Bild 6.4).

6.2.3 Messergebnisse der MPE des Stößelantriebs

Die Vermessung der Verluste der MPE des Stößels erfolgt an den in Tabelle 6.2 dargestellten Betriebspunkten.

Tabelle 6.2: Betriebspunkte für die Leistungsmessung der MPE des Stößelantriebes

p_{Soll}, $\frac{V_P}{V_{max}}$, n_{Soll}	**Solldruck DBV**	**Motordrehzahl** / **Pumpenvolumen**
	$p_{soll} = 50bar, 100bar...300bar$	$n_{soll} = 500\frac{U}{min}, 600\frac{U}{min}...1500\frac{U}{min}$
		$\frac{V_P}{V_{max}} = 20\%, 40\%...100\%$

Die Ergebnisse der Messung zeigt Bild 6.5. Dargestellt ist der Wirkungsgrad $\eta_{eh} = 0..1$ für den gemessenen Druck p_p in der Druckleitung der Pumpe über der gemessenen Drehzahl n_M des Motors bei den verschiedenen Hubvolumen V_p / V_{max} der Pumpe.

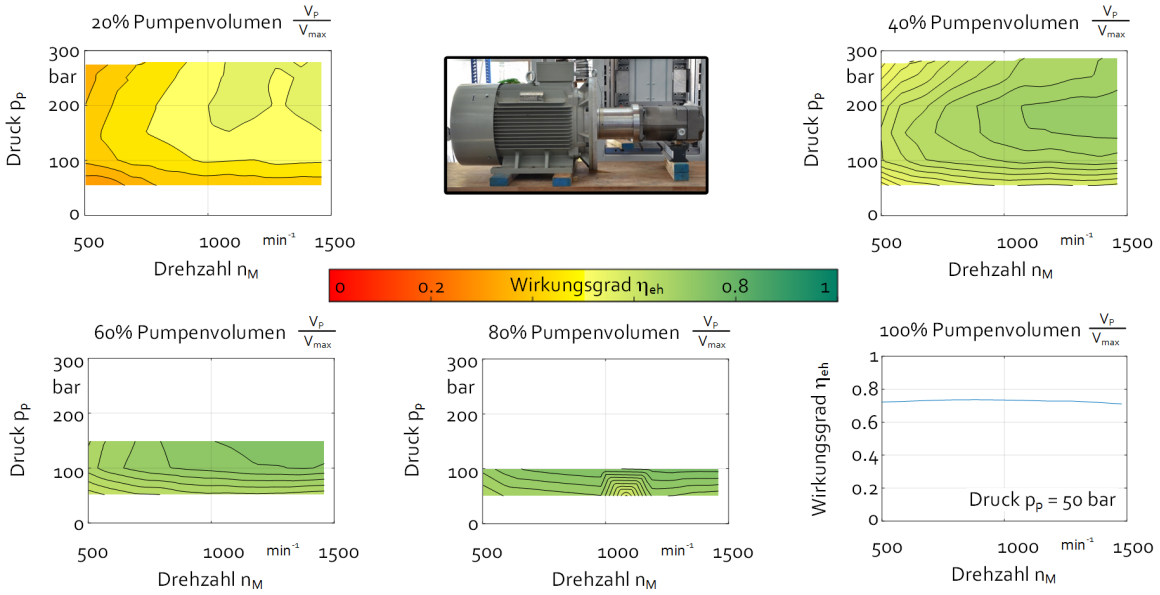


Bild 6.5: Gesamtwirkungsgrad η_{eh} der Motor-Pumpe-Einheit des Stößelantriebes

Entsprechend der Leistungsbegrenzung des Antriebes in der Presse nimmt die Anzahl der Messpunkte in den Einzelgrafiken mit steigendem Hubvolumen ab. Für bessere Les-

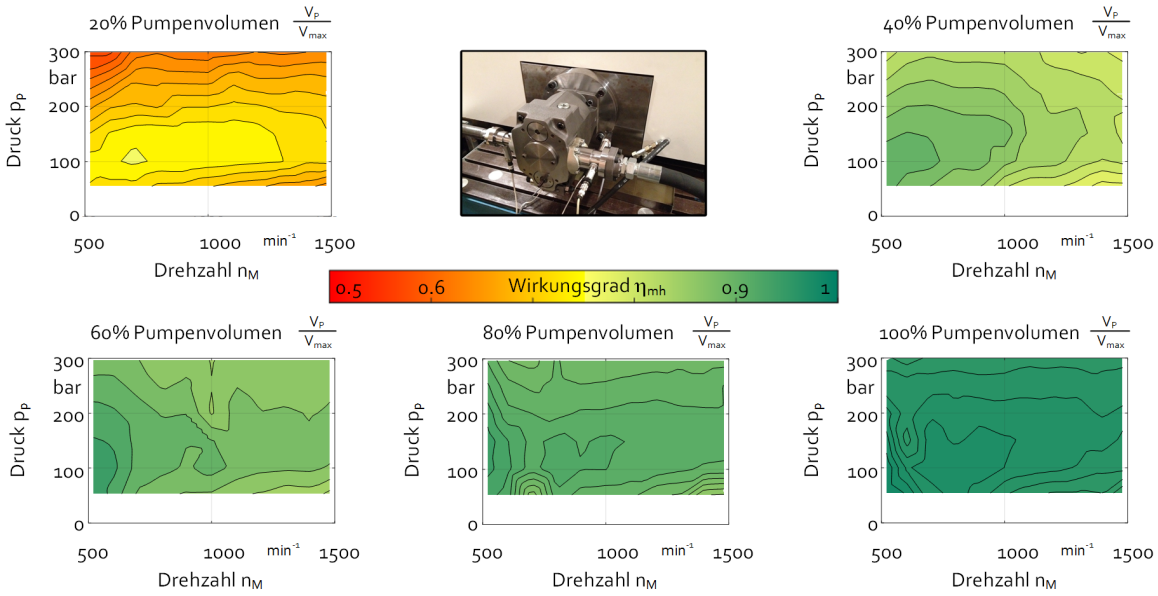


Bild 6.6: Gesamtwirkungsgrad η_{mh} der Axialkolbenpumpe der MPE des Stößelantriebes

barkeit der Ergebnisse bei maximalem Hubvolumen der Pumpe ist anstelle des Kennfelds des Wirkungsgrades eine Kennlinie dargestellt. Bei voll ausgeschwenkter Pumpe konnte nur ein Drucksollwert bei $p_{soll} = 50bar$ angefahren werden, weshalb sich für diese Betriebspunkte kein Kennfeld ergibt.

Die Ergebnisse zeigen, dass die MPE für kleine Fördervolumen und geringe Lasten einen geringen Wirkungsgrad von unter $\eta_{eh} < 50\%$ aufweist. Dieser nimmt mit steigenden Lasten und steigendem Pumpenvolumen zu. Die im Stand der Technik bereits beschriebenen hohen Verluste von drehzahlkonstanten Verstellpumpen im Teillastbereich bestätigen sich in der Messung des Wirkungsgrades der MPE des Stößels der Presse.

Durch eine Vermessung der Pumpe auf einem Prüfstand mit einem leistungsfähigeren Motor und ohne die Beschränkung durch die Leistungsbegrenzung konnte der gesamte Leistungsbereich der Pumpe erfasst werden.

Bild 6.6 zeigt den Wirkungsgrad $\eta_{mh} = 0,5..1$ der Pumpe für die in Tabelle 6.2 definierten Betriebspunkte. Für kleine Hubvolumen liegt der Wirkungsgrad nur zwischen 50% und 75% und weist eine hohe Abhängigkeit von der Last auf. Der Wirkungsgrad steigt bei großen Fördervolumen bis auf über 90% an, wobei mit steigenden Fördermengen die Lastabhängigkeit des Wirkungsgrades abnimmt.

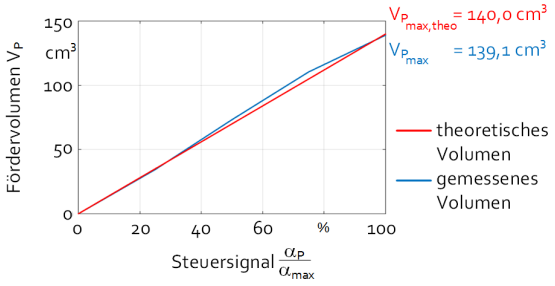


Bild 6.7: Fördervolumen der Pumpe

Neben den Verlusten der MPE und der Pumpe ist für die spätere Bestimmung der Verluste des Motors auch das tatsächliche Pumpenvolumen von Bedeutung. Es wirkt sich auf das notwendige Drehmoment zum Betrieb der Pumpe aus und kann fertigungs- oder steuerungsbedingt von den im Daten-

blatt angegebenen Werten abweichen. Die Vermessung des Volumens erfolgt nach DIN ISO 8426 [25] bei einem geringen Pumpendruck von $p_P = 20bar$ für eine Variation der Drehzahl und des Schwenkwinkels über den gesamten Stellbereich der Pumpe.
Den Vergleich zwischen Ergebnis der Messung und den Angaben im Datenblatt zeigen die Kennlinien in Bild 6.7. Das tatsächliche Pumpenvolumen verhält sich nicht proportional zum eingestellten Sollwert. Es steigt bis etwa 75% des Sollwertes stärker an als erwartet. Anschließend flacht der Verlauf ab und es ergibt sich ein geringeres Volumen als im Datenblatt der Pumpe angegeben. Diese Abweichungen müssen bei der späteren Berechnung der Antriebsmomente in Abschnitt 6.5.1 berücksichtigt werden.

6.2.4 Messmethode und -aufbau an den Ziehkissenantrieben

Bei den am Ziehkissen der Demonstratormaschine verbauten MPE handelt es sich um kompakte Einheiten, bei denen die Pumpe direkt auf der Motorwelle sitzt. Dadurch ist es für diese Antriebe nicht möglich, das Moment an der Motorwelle zu bestimmen, um die Einzelwirkungsgrade von Motor und Pumpe zu bewerten. Auch ist der Messaufbau nach Bild 6.3 am Ziehkissen nicht realisierbar, da durch die kurzen Leitungslängen kein Platz für den Einbau von Sensoren für die Erfassung des Volumenstromes ist.

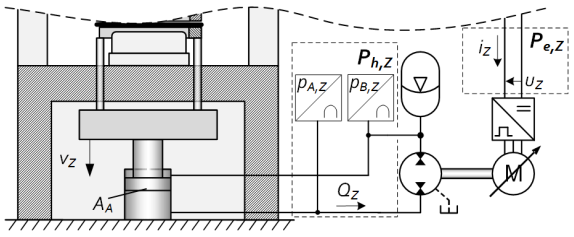


Bild 6.8: Messgrößen zur Bestimmung der Gesamtverluste eines Ziehkissenantriebes

Aufgrund des beengten Bauraumes wurden zur Bewertung der Verluste des Ziehkissens die Messgrößen, wie in Bild 6.8 dargestellt, herangezogen. Anstelle des Volumenstromes Q_Z der Pumpe wurde die Geschwindigkeit v_Z des Ziehkissens bei Verdrängung bestimmt und daraus mit Gleichung 6.11 der Volumenstrom berechnet.

$$Q_Z = A_A v_Z \tag{6.11}$$

Für die Messung der Drücke $p_{A,Z}$ und $p_{B,Z}$ auf der Druck- bzw. Saugseite der Pumpe können für den Betrieb der Anlage vorgesehene Drucksensoren in den Anschlussblöcken des Ziehkissenantriebes verwendet werden. Die Messung der Spannung u_Z und des Stromes i_Z zur Bestimmung der elektrischen Leistung erfolgt im Zwischenkreis der Umrichter.

6.2.5 Messergebnisse am Ziehkissenantrieb

Die Vermessung der MPE des Ziehkissens erfolgt an den in Tabelle 6.3 dargestellten Betriebspunkten. Der Sollwert der Stößelgeschwindigkeit $v_{St,Soll}$, mit der das Ziehkissen verdrängt wird, wird prozentual angegeben. Dabei entsprechen 100% einer Geschwindigkeit von $42mm/s$.

Tabelle 6.3: Betriebspunkte für die Leistungsmessung der MPE des Ziehkissenantriebes

$F_{Z,Soll}$ / $V_{St,Soll}$	**Ziehkissensollkraft**	**Stößelgeschwindigkeit**
	$F_{Z,soll} = 100kN, 200kN, 400kN...1000kN$	$V_{St,Soll} = 10\%, 20\%, 40\%...100\%$

Die Auswertung der Messergebnisse in Bild 6.9 zeigt eine Darstellung für den Wirkungsgrad und ein Kennfeld der Verlustleistung der MPE des Ziehkissens.
Die Darstellung des Wirkungsgrades ist für die angewendete Methode zur Vermessung der Verluste des Ziehkissenantriebs nur bedingt sinnvoll. Das Ziehkissen wird mit einer Sollkraftvorgabe durch den Stößel verdrängt. D.h. es wird hydraulische Leistung in das System eingetragen und elektrische Leistung abgegeben. Der dargestellte Wirkungsgrad nach Gleichung 6.12 ist also positiv, wenn das Ziehkissen bei der Verdrängung Energie zurückgewinnt, d.h. die hydraulische Leistung größer ist als die elektrische.

$$\eta_{eh,Z} = \frac{P_{e,Z}}{P_{h,Z}} \tag{6.12}$$

Für geringe Ziehkissenkräfte, die kleine Drücke zur Folge haben, als auch geringe Verfahrgeschwindigkeiten, aus denen kleine Volumenströme resultieren, muss der Antrieb aufgrund von Verlusten im System mit in die Verdrängungsrichtung arbeiten. Dadurch wird die elektrische Leistung größer als die hydraulische, was letztlich bedeutet, dass nun elektrische Leistung in das System eingetragen und hydraulische Leistung abgegeben wird. Der Wirkungsgrad wird also theoretisch negativ. Da der Wirkungsgrad laut Definition nicht negativ werden darf, wurde dieser in der Abbildung gleich Null gesetzt. Dieses Verhalten der Ziehkissenantriebe macht eine spätere Modellierung der Verluste unter Nutzung des Wirkungsgrades deutlich schwieriger. Daher ist in der Abbildung auch die bei der Modellbildung des Ziehkissenantriebes eingesetzte Verlustleistung dargestellt.

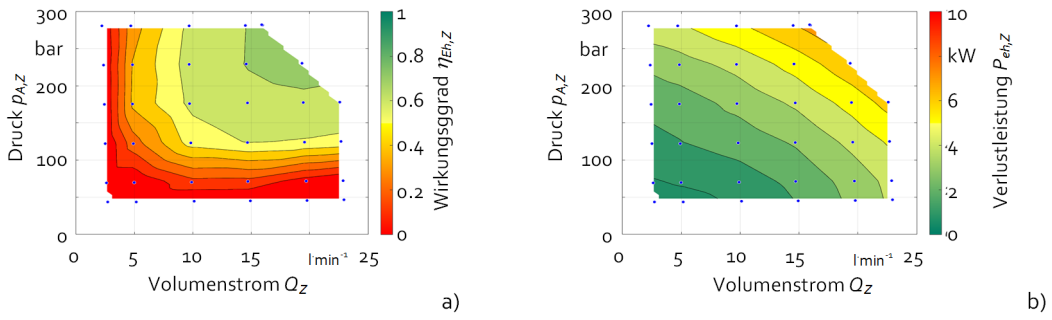


Bild 6.9: Messergebnisse der Ziehkissen MPE: a) Wirkungsgrad $\eta_{eh,Z}$ b) Verlustleistung $P_{eh,Z}$

6.3 Beschreibung von Messdaten für die Integration in MMS Modellen

Zur Integration gemessener Verlustkenngrößen in MMS Modellen müssen diese in eine für das MMS Programm interpretierbare Form überführt werden. Am Beispiel von Axialkolbenpumpen stellt [73] eine Reihe von Methoden zusammen mit denen die Verluste entweder direkt, durch den Einsatz mehrdimensionaler Kennfelder oder indirekt über mathematische Beschreibungsgleichungen berücksichtigt werden können. Diese können durch den Einsatz von Regressionsmodellen nach der Polymod-Methode [70] oder mit der Two-Line Methode nach [68] bestimmt werden. In [73] wird auch der Einsatz physikalisch gebildeter Modelle nach [5] untersucht. Dieses Verlustmodell ist aber spezifisch für Verdrängereinheiten in Schrägachsenbauweise und kann für die verschiedenen in der MPE anfallenden Verluste daher nicht verwendet werden.

Für den Einsatz künstlicher neuronaler Netze (KNN) beschreibt [73] Schwierigkeiten bei der Integration der komplexen Struktur der Netze in Simulationsprogramme. Die Menge der Eingangsdaten für das Training dieser Modelle ist zwar grundsätzlich nicht festgelegt, jedoch steigt die Genauigkeit der KNN mit wachsender Datenbasis. Aufgrund der schlechten Integrierbarkeit wird auch von der Untersuchung dieser Methode abgesehen.

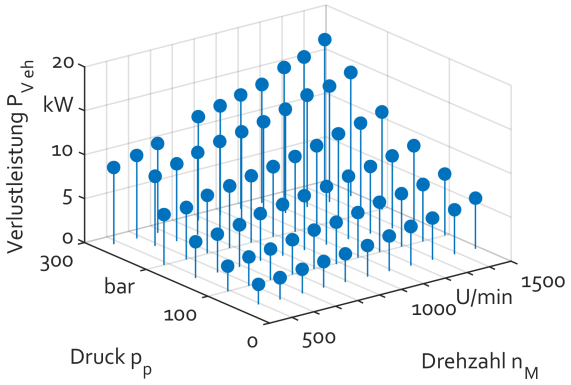


Bild 6.10: betriebspunktabhängige Verlustleistung

Die Bewertung mehrdimensionaler Kennfelder, der Regression und der Two-Line Methode erfolgt anhand der Verlustleistung der MPE des Stößels bei einem Fördervolumen von $V_p / V_{max} = 40\%$. Bild 6.10 zeigt die berechnete Verlustleistung für die gemessenen Betriebspunkte. Es wird bewusst auf die weitere Dimension des Fördervolumens verzichtet, da sich die Ergebnisse der Verlustbeschreibung in vier Dimensionen nur schwer nachvollziehbar darstellen lassen.

6.3.1 mehrdimensionale Kennfelder

Die einfachste Form, die Verluste der MPE und ihrer Komponenten zu beschreiben ist durch den Einsatz mehrdimensionaler Kennfelder gegeben. Dazu wird die mit Gleichung 6.4 aus den Messdaten berechnete Gesamtverlustleistung $P_{V,eh}$ der MPE als abhängige Größe über den unabhängigen Größen, den gemessenen Werten des Pumpendruckes p_P und der Eingangsdrehzahl n_M der Pumpe abgetragen. Es ergibt sich ein dreidimensionales Kennfeld wie in Bild 6.11 dargestellt. Beim Einsatz

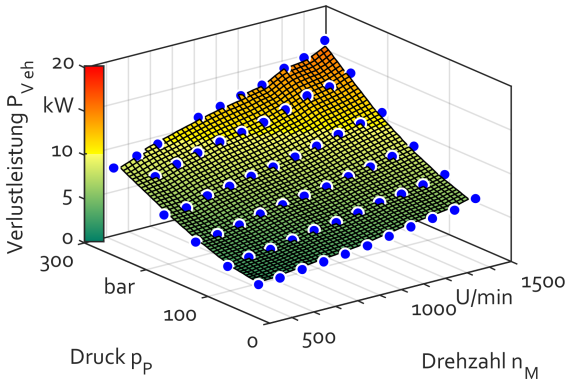


Bild 6.11: 3D-Kennfeld der Verlustleistung

von Kennfeldern in einer Simulationssoftware wird zwischen den einzelnen Messpunkten linear interpoliert. Daher spiegeln sich Messabweichungen direkt im eingesetzten Modell wieder. Die Messabweichungen wirken sich auch nachteilig auf die direkte Nutzbarkeit der Daten aus. Beispielsweise setzt die für die Berechnungen in dieser Arbeit eingesetzte Simulationssoftware für die Vorgabe von Kennfeldern monoton wachsende Vektoren voraus. Diese Randbedingung ist aber durch das Schwanken der Messwerte um die Vorgabewerte herum nicht gegeben.

6.3.2 Regression

Mit der Regressionsanalyse ist es möglich, die Beziehungen zwischen abhängigen und unabhängigen Größen mathematisch zu beschreiben. Dazu wird ein Regressionsansatz beliebiger Ordnung mit Termen für die Beschreibung und Interaktion der unabhängigen Größen verwendet. Der Regressionsansatz kann physikalisch begründet sein, wie in [85] am Beispiel eines Elektromotors gezeigt wird, aber auch frei gewählt werden wie in Gleichung 6.13. Ziel der Regressionsrechung ist die Bestimmung der Konstanten $k_{0..5}$ mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, so dass die sich ergebende Fläche $P_{V,eh}(p_P, n_M)$ in Bild 6.12 die Messdaten mit geringen Abweichungen wiedergibt. Das Ergebnis ist eine mathematisch geschlossene Beschreibung, die eine Bestimmung der Verlustleistung in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl für jeden Betriebspunkt innerhalb des gemessenen Bereichs mit hoher Genauigkeit ermöglicht. Für die Integration des Regressionsmodells in einem Simulationsmodell wird der Regressionsansatz mit den berechneten Konstanten im Simulationsmodell hinterlegt.

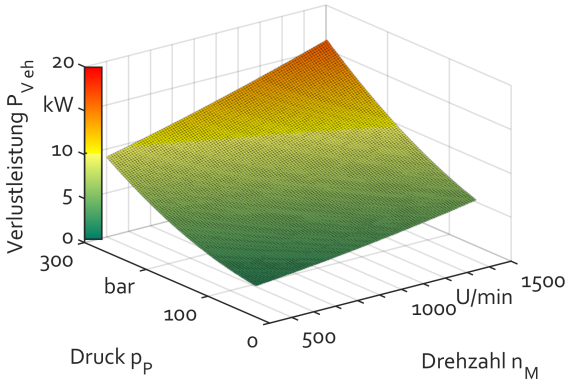


Bild 6.12: Regressionsmodell der Verlustleistung

Als Bewertungsgröße dient das Bestimmtheitsmaß R^2. Je näher R^2 an 1 liegt, desto besser ist die mathematische Genauigkeit des Modells. Auch kann bei der Analyse der Einfluss E der einzelnen Terme auf das Berechnungsergebnis bewertet werden.

$$P_{V,eh}(p_P, n_M) = k_5 p_P^2 + k_4 n_M^2 + k_3 p_P n_M + k_2 p_P + k_1 n_M + k_0 \tag{6.13}$$

Je kleiner der Wert von E, desto größer ist der Einfluss der unabhängigen Größe. Überflüssige Terme im Regressionsansatz können so erkannt und dieser vereinfacht werden. Tabelle 6.4 zeigt die Möglichkeiten zur Reduzierung des Regressionsansatzes in Abhängigkeit vom Einfluss der Koeffizienten.

Selbst wenn in Modell 4 die drei Terme mit dem geringsten Einfluss vernachlässigt werden, liegt das Bestimmtheitsmaß noch immer auf einem sehr hohen Wert von $R^2 = 0,985$, weist also das Modell mathematisch noch immer eine sehr hohe Qualität auf. Die Abweichungen von den Messdaten zeigen aber in Bild 6.16, dass die mathematische

Tabelle 6.4: Koeffizienten und mathematische Genauigkeit verschiedener Regressionsansätze

R^2		k_5	k_4	k_3	k_2	k_1	k_0
Modell 1	Wert	8.4742e-05	1.0888e-06	1.4708e-05	-0.005807	0.00048334	1.4684
0,999	E	2.1523e-36	1.8205e-07	2.3149e-31	3.9625e-06	0.20724	2.1485e-09
Modell 2	Wert	8.4671e-05	1.3119e-06	1.4919e-05	-0.0059894	0	1.7047
0,999	E	1.1984e-36	3.4515e-31	1.0017e-32	2.021e-06	-	7.6847e-26
Modell 3	Wert	7.1954e-05	1.4455e-06	1.3376e-05	0	0	1.2551
0,998	E	9.7554e-43	4.8975e-32	2.6939e-29	-	-	5.4989e-35
Modell 4	Wert	0.00011056	2.5554e-06	0	0	0	0.95166
0,985	E	3.2298e-54	2.5918e-37	-	-	-	4.1601e-10

Güte des Modells als Aussage nicht ausreichend ist um die Güte der physikalischen Beschreibung der untersuchten Zusammenhänge zu bewerten.

6.3.3 Two-Line Methode

Die Two-Line-Methode ermöglicht die Abbildung von Verlusten ohne umfangreiche Messungen im gesamten Einsatzgebiet [73] der MPE. In [68] wird die Abbildung von Druck- und Momentenverlusten einer hydrostatischen Einheit beschrieben. Dabei reduziert sich der Aufwand bei der Messung der Verluste auf die Betriebspunkte im Randbereich des abzubildenden Gebiets. Die Ableitung der Modellbeschreibung der Verlustleistung aus den Messwerten erfolgt durch die Beschreibung der Ränder des Gebietes durch Polynome, die anschließend zu einer Flächengleichung verrechnet werden.

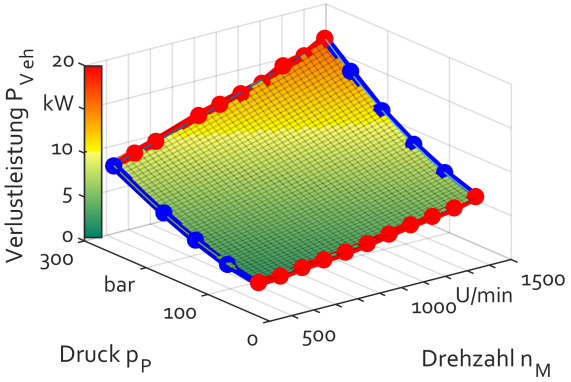


Bild 6.13: Two-Line Modell der Verlustleistung

Bild 6.13 zeigt die berechnete Fläche für den vorliegenden Anwendungsfall. Für die Beschreibung der Drehzahlabhängigkeit der Verluste werden nach Gleichung 6.14 die in Bild 6.13 rot dargestellten Polynome 2. Grades für die Vektoren $\vec{p}_{min}$ und $\vec{p}_{max}$ bei minimalem und maximalem Druck und veränderlicher Drehzahl durch Regressionsrechnung an die Messdaten angenähert.

$$P_{V,n_M} = f(n_M) = k_{n2} n_M^2 + k_{n1} n_M + k_{n0} \text{ für } \vec{p}_{min} \text{ und } \vec{p}_{max} \tag{6.14}$$

Die Druckabhängigkeit der Verluste kann nach Gleichung 6.15 durch die in Bild 6.13 blau dargestellten Polynome 2.Grades für die Vektoren $\vec{n}_{min}$ und $\vec{n}_{max}$ für minimale und maximale Drehzahl bei veränderlichem Druck beschrieben werden.

$$P_{V,p_P} = f(p_P) = k_{p2}p_P^2 + k_{p1}p_P + k_{p0} \text{ für } \vec{n}_{min} \text{ und } \vec{n}_{max} \tag{6.15}$$

Die drehzahlabhängige Beschreibung der Verluste wird nach Gleichung 6.16 normiert.

$$P_{V_{n_M,norm}}(p_P) = \frac{P_{V_{n_M}}(p_P) - P_{V_{n_M}}(p_{P,min})}{P_{V_{n_M}}(p_{P,max}) - P_{V_{n_M}}(p_{P,min})} \text{ für } P_{V_{n_M,min}} \text{ und } P_{V_{n_M,max}} \tag{6.16}$$

Mit den druckabhängigen Polynomen und den normierten drehzahlabhängigen Polynomen wird nach Gleichung 6.17 die in Bild 6.13 dargestellte, resultierende Fläche zur Beschreibung der Verluste im Gebiet zwischen den Randpolynomen berechnet.

$$\begin{aligned} P_{V,eh}(p_P) = &\left\{ (P_{V_{n_M,norm,max}} - P_{V_{n_M,norm,min}}) \cdot \left(\frac{p_P - p_{p,min}}{p_{P,max} - p_{P,min}} \right) + P_{V_{n_M,norm,min}} \right\} \\ &\cdot (P_{V,p_{P,max}} - P_{V,p_{P,min}}) + P_{V,p_{P,min}} \end{aligned} \tag{6.17}$$

6.3.4 Vergleich und Bewertung

Für die Bewertung der Verlustleistungsmodelle kann der relative Fehler zwischen Modell und den aus der Messung berechneten Verlusten nach Gleichung 6.18 ausgewertet werden.

$$\Delta P_{V,eh} = \frac{P_{V,eh,Messung} - P_{V,eh,Modell}}{P_{V,eh,Messung}} \tag{6.18}$$

Mehrdimensionale Kennfelder beschreiben direkt die Messdaten, sind also gemessen an diesen fehlerfrei. Für die Bewertung der anderen beiden Modelle ist in Bild 6.14 der relative Fehler für das Regressionsmodell und das Modell der TwoLine Methode dargestellt. Der maximale relative Fehler zeigt beim Regressionsmodell Abweichungen von bis zu 3% von den Messdaten. Der relative Fehler bei der Anwendung der TwoLine Methode fällt mit maximal 6% doppelt so hoch aus. Das Regressionsmodell legt sich deutlich besser an die Messdaten an. Die größere Datenbasis für das Training der Modellparameter scheint zu einer Verbesserung der Modellqualität zu führen. Zudem ist der Aufwand bei der Modellierung geringer als bei der TwoLine Methode. Eine Überprüfung dieser Annahme erfolgt durch die Verkleinerung der Datenbasis bei Anwendung der Regression auf die für die TwoLine Methode verwendeten Betriebspunkte. Es zeigt sich auch bei dieser kleineren Datenbasis, wie in Bild 6.15 dargestellt, dass die Verringerung der Datenmenge nicht zu einer deutlichen Verschlechterung der Vorhersage der Verluste führt.

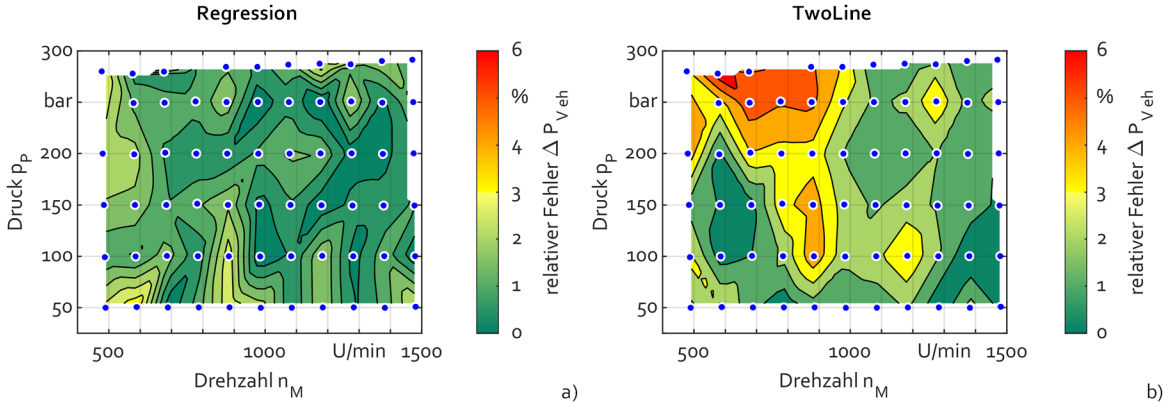


Bild 6.14: relativer Fehler bei der Abbildung der Verlustleistung: a) Regressionsmodell, b) TwoLine Modell

Die Auswertung der Modellparameter ergibt für beide Modellvarianten ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,999$. Die Regressionsmodelle erreichen also eine sehr hohe mathematische Genauigkeit bei der Abbildung der Datenpunkte, die sich im relativen Fehler widerspiegelt. Eine Ursache für die ungenauere Vorhersage des TwoLine-Modells kann in der Annahme gleichen Druckes für die Polynome der Drehzahlabhängigkeit und gleicher Drehzahl für die Polynome der Druckabhängigkeit vermutet werden. Bei der Regressionsrechnung fließen diese Messwerte in das Modell ein.

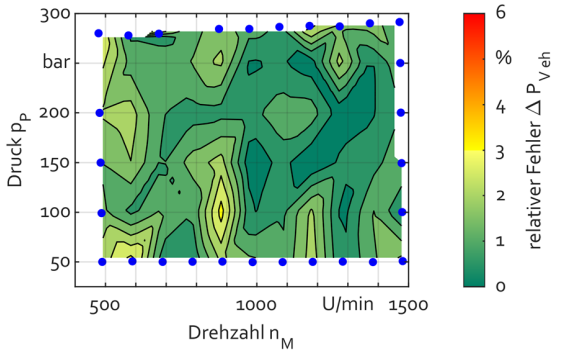


Bild 6.15: relativer Fehler für Regressionsmodell mit TwoLine Datenbasis

Dies steigert die Genauigkeit der Abbildung im Randbereich. Die Betrachtung des relativen Fehlers des Modells 4 aus Tabelle 6.4 in Bild 6.16 zeigt, dass das Bestimmtheitsmaß nicht als einzige Größe zur Bewertung der Modellgüte herangezogen werden sollte. Denn obwohl hier ein sehr hoher Wert von $R^2 = 0,985$ erreicht wird, liegt der relative Fehler in den Ecken des Vorhersagebereichs bei bis zu 20%. Neben der mathematischen Bewertung von Regressionsmodellen für den Einsatz in der Simulation muss also immer auch geprüft werden, ob das Modell physikalisch sinnvolle Werte der abzubildenden abhängigen Größe liefert. Die isolierte Betrachtung mathematischer Kennwerte kann zu erheblichen Vorhersagefehlern führen.

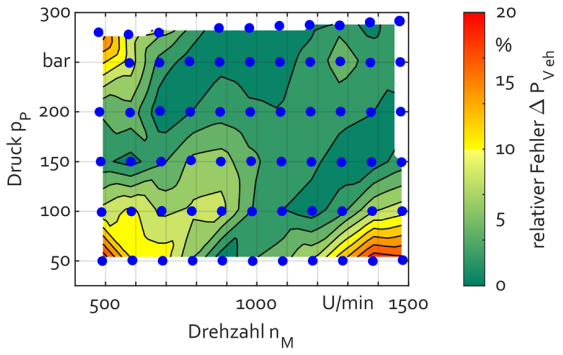


Bild 6.16: relativer Fehler für Regressionsmodell mit vereinfachtem Regressionsansatz

6.4 Wirkungsgradoptimierte Steuerung hydraulischer Verdrängerantriebe

Im Volumen verstellbare hydraulische Verdrängerantriebe weisen zwei Stellgrößen für die Vorgabe des abgegebenen Volumenstromes auf. Zum einen kann dieser durch die Drehzahl des antreibenden Motors beeinflusst werden, zum anderen besteht die Möglichkeit, durch Änderung des Pumpenvolumens den Volumenstrom einzustellen. Da die beiden Komponenten der MPE, Motor und Pumpe, über ihre Betriebsbereiche durch sehr unterschiedliche Wirkungsgrade charakterisiert sind, bieten diese beiden Stellgrößen das Potenzial, das energetische Verhalten der MPE zu optimieren. Dazu kann die auf Herstellerangaben beruhende Methode der analytischen Optimierung genutzt werden oder bei Vorhandensein von Messdaten der Komponentenverluste die Offline-Kennfeldbestimmung [35].
In [85] werden beide Methoden verglichen und zeigen ähnlich gute Ergebnisse. Die Schlussfolgerung ergibt, dass die analytische Optimierung eher in der Phase der Entwicklung und des Entwurfs einer MPE zum Einsatz kommen kann und bei vorhandenen Messdaten der Verlustleistung der Komponenten die Offline-Kennfeldsteuerung mit deutlich geringerem Aufwand durchzuführen und daher vorzuziehen ist.
Für die Umsetzung der Methode der Offline-Kennfeldsteuerung wird aus den Messdaten für den aktuell angeforderten Betriebspunkt aus Druck und Volumenstrom der MPE die wirkungsgradoptimale Einstellung der beiden Stellgrößen der Motordrehzahl n_{soll} und des Pumpenschwenkwinkels α_{soll} in Abhängigkeit der Einzelwirkungsgrade der Komponenten bestimmt.
Der theoretische Volumenstrom der Pumpe ist nach Gleichung 6.19 in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Pumpenvolumen definiert.

$$Q_{P,theo} = \alpha_{soll} V_P n_{soll} \text{ mit } \alpha_{soll} = \frac{\alpha}{\alpha_{max}} \tag{6.19}$$

Der Gesamtwirkungsgrad η_{eh} der MPE ergibt sich nach Gleichung 6.20 als Produkt aus den Einzelwirkungsgraden der Komponenten und ist damit abhängig vom aktuellen Druck p_P und Volumenstrom Q_P sowie den Stellgrößen der Drehzahl n_{soll} und des Schwenkwinkels α_{soll}.

$$\eta_{eh} = \eta_{em}\eta_{mh} = f(p_P, Q_P, n_{soll}, \alpha_{soll}) \tag{6.20}$$

Werden in Gleichung 6.20 die variablen Größen für den Druck p_P und den Volumenstrom Q_P durch definierte arbeitspunktabhängige Größen p_{AP} und Q_{AP} ersetzt, folgt Gleichung 6.21 für die Berechnung des Schwenkwinkels. Diese ist nur noch abhängig von der Solldrehzahl n_{soll}.

$$\alpha_{soll} = f(n_{soll}) = \frac{Q_{AP}}{V_P n_{soll}} \tag{6.21}$$

Wird Gleichung 6.21 in Gleichung 6.20 des Gesamtwirkungsgrades eingesetzt, ist dieser nur noch abhängig von der Solldrehzahl n_{soll}. Mit der so entstandenen Gleichung kann durch eine mathematische Optimierung (Gleichung 6.22) für den geforderten Arbeitspunkt die Drehzahl mit dem besten Volumenstrom berechnet werden.

$$\eta_{eh,max_{Q_{AP},p_{AP}}}(n) \rightarrow max \tag{6.22}$$

Der zugehörige Schwenkwinkel kann dann nach Gleichung 6.21 durch Einsetzen der berechneten Solldrehzahl bestimmt werden. Über den gesamten Betriebsbereich der MPE ergeben sich mit dieser Optimierungsrechnung die Kennfelder in Bild 6.17.

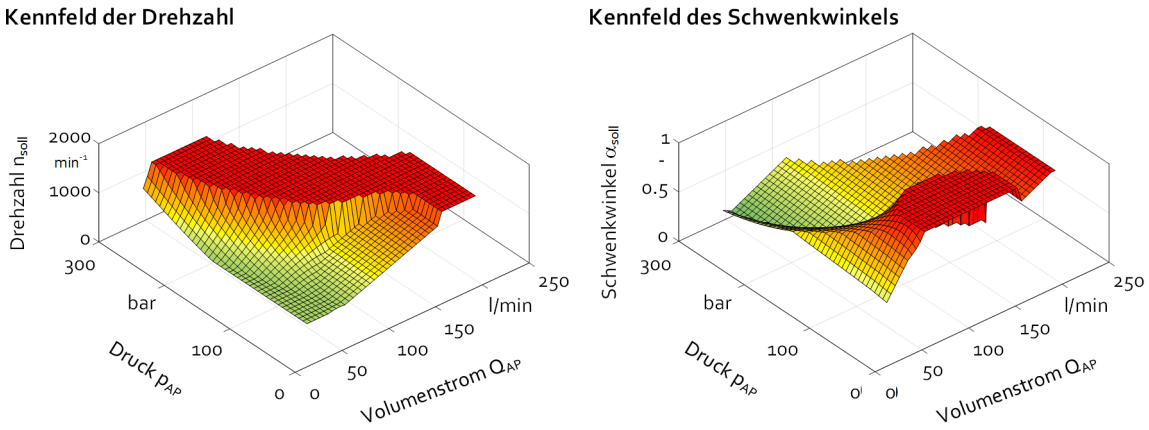


Bild 6.17: wirkungsgradoptimierte Kennfelder für die Stellgrößen der MPE

6.5 Integration von Verlustmodellen in die virtuelle Presse

Für die Entwicklungen der virtuellen Presse zur Untersuchung der verschiedenen Antriebsvarianten sind die Verluste der Komponenten mit entsprechenden Modellen zu erfassen und diese mit geeigneten Methoden in der Simulationsumgebung des Maschinenmodells zu integrieren. Aus den Untersuchungen in *Kapitel 6.3* kann geschlossen werden, dass der Einsatz von Regressionsmodellen für die auf Basis der Messdaten berechneten Komponentenverluste die dafür geeignetste Variante darstellt. 3D-Kennfelder können im verwendeten Simulationssystem nur dann eingesetzt werden, wenn die Bedingung monoton wachsender Vektoren erfüllt ist. Im Vergleich zur TwoLine-Methode ist neben der höheren Genauigkeit der Regressionsmodelle auch der Aufwand für deren Berechnung deutlich geringer.
In der Simulationsumgebung der Maschinensimulation sind Modelle der Antriebe zu entwickeln, in denen die Verlustmodelle eingesetzt werden können. Die Modelle der Antriebe sind schließlich in das virtuelle Abbild der Demonstratormaschine zu integrieren. Zur Validierung der eingesetzten Modellbeschreibungen ist das energetische Verhalten der virtuellen Presse abschließend anhand von Messdaten abzugleichen.

6.5.1 Verlustmodelle des Stößelantriebes

Die verlustbehaftete Modellierung des Stößelantriebes setzt Modelle für die Einzelverluste von Asynchronmotor und Axialkolbenpumpe voraus. Zunächst sind die Verluste der Pumpe von denen des Motors zu trennen und anschließend die Verluste der Pumpe entsprechend Bild 6.2 aufzuteilen. Da die Motorverluste nicht messtechnisch erfasst werden konnten, werden diese aus den Gesamtverlusten der MPE und den Verlusten der Pumpe rechnerisch bestimmt. Dazu werden Regressionsmodelle der Gesamtverluste der MPE und der Pumpe berechnet.
Die Abbildung der Verluste im Antriebsmodell wird durch den Wirkungsgrad erfolgen. Der in Gleichung 6.13 beschriebene Regressionsansatz muss für die Berechnung des Wirkungsgrades im gesamten Arbeitsbereich der MPE um eine unabhängige Größe, das eingestellte Pumpenvolumen bzw. den Schwenkwinkel der Pumpe α_P, erweitert werden. Es wird ein quadratischer Regressionsansatz mit Interaktionsgrößen entsprechend Gleichung 6.23 eingesetzt. Eine Optimierung der Terme wie in Tabelle 6.4 dargestellt erfolgt nicht. Es ergibt sich dadurch kein Vorteil bei der Rechenzeit des Maschinenmodells und es müsste jede Reduzierungsstufe auf ihre Abbildungsgenauigkeit hin untersucht werden.

$$\begin{aligned}\eta_{P,eh}(p_P, Q_P, \alpha_P) = {} & k_{26} p_P^2 Q_P^2 \alpha_P^2 + k_{25} p_P Q_P^2 \alpha_P^2 + k_{24} p_P^2 Q_P \alpha_P^2 + k_{23} p_P^2 Q_P^2 \alpha_P \\ & + k_{22} Q_P^2 \alpha_P^2 + k_{21} p_P Q_P \alpha_P^2 + k_{20} p_P^2 \alpha_P^2 + k_{19} p_P Q_P^2 \alpha_P \\ & + ... + k_3 \alpha_P + k_2 Q_P + k_1 p_P\end{aligned} \tag{6.23}$$

In Bild 6.18 und Bild 6.19 sind die Modellergebnisse für den Gesamtwirkungsgrad der MPE und der Pumpe mit den zugehörigen Modellfehlern abgebildet. Die Regressionsmodelle erreichen trotz der zusätzlichen Dimension des Pumpenvolumens bis auf die Ausnahme eines Betriebspunktes beim Gesamtwirkungsgrad der MPE eine hohe Genauigkeit. Der Modellfehler liegt im gesamten Betriebsbereich unter 5%.
Aus dem Gesamtwirkungsgrad der MPE und dem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe kann mit Gleichung 6.24 der Wirkungsgrad des Motors bestimmt werden.

$$\eta_{em}(n_M, M_M) = \frac{\eta_{eh}(p_P, n_M, \alpha_P)}{\eta_{mh}(p_P, n_M, \alpha_P)} \tag{6.24}$$

Die Drehzahl des Motors ist aus der Messung bekannt, das Motormoment entspricht dem theoretischen Pumpenantriebsmoment und berechnet sich mit Gleichung 6.25 aus dem verdrängten Volumen und dem Druck der Pumpe.

$$M_M = M_{P,theo} = \frac{V_P}{2\pi} \Delta p_P \tag{6.25}$$

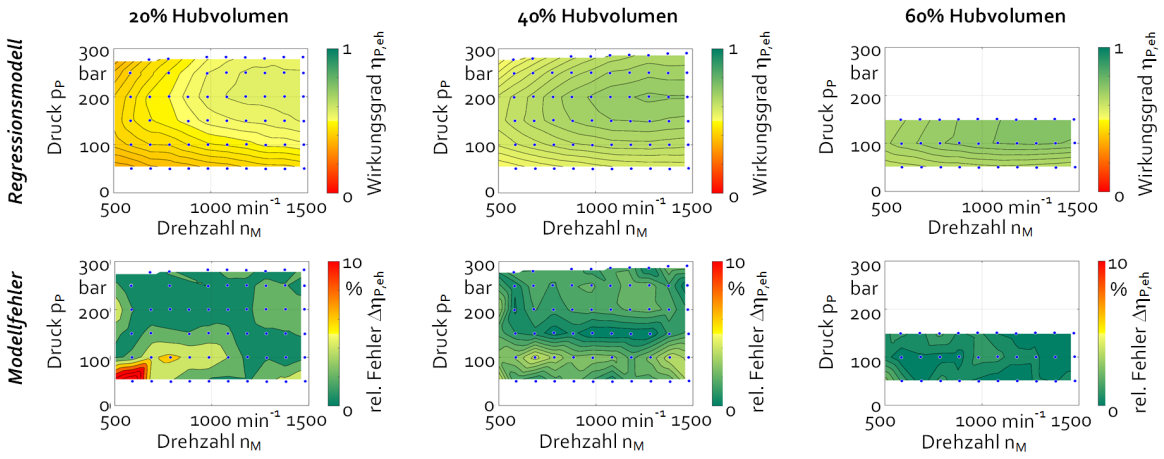


Bild 6.18: Regressionsmodell und Modellfehler des Gesamtwirkungsgrades der MPE η_{eh}

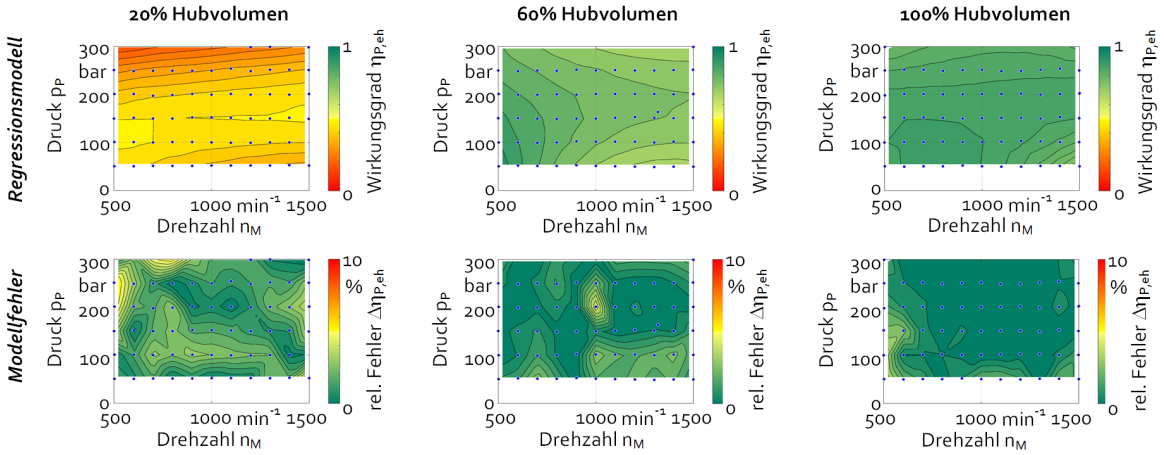


Bild 6.19: Regressionsmodell und Modellfehler des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe η_{mh}

Für die Berechnung des Motormoments können alle gemessenen Betriebspunkte verwendet werden, so dass sich eine hohe Anzahl Eingangsdaten für das Regressionsmodell ergibt. Die berechneten Datenpunkte, das Regressionsmodell und der Modellfehler zeigt Bild 6.20. Als Regressionsansatz wird der physikalisch begründete Ansatz nach [85] in Gleichung 6.26 verwendet.

$$\eta_{em}(n_M, M_M) = k_{M2} M_M^2 + k_{M1} M_M + k_n n_M + k_0 \tag{6.26}$$

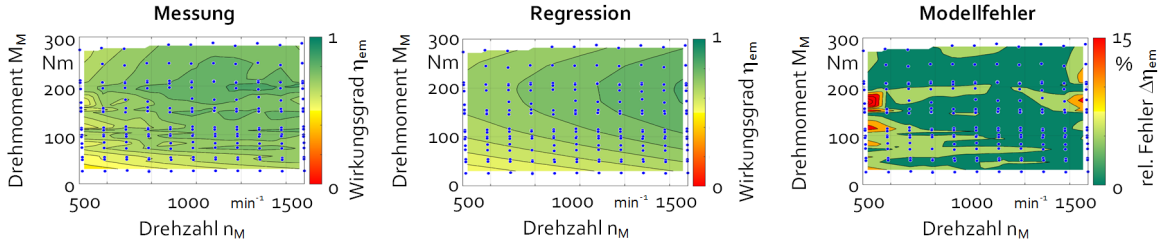


Bild 6.20: Wirkungsgrad des Asynchronmotors

Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe setzt sich entsprechend Bild 6.2 aus dem volumetrischen und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad zusammen. Beide werden im Folgenden bestimmt, durch ein Regressionsmodell abgebildet und dieses dargestellt. Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} in Bild 6.22 gibt Auskunft über die Verluste, die durch Leckage in der Pumpe und durch die Kompressibilität des Fluids entstehen. Dabei bezeichnet die innere Leckage den ungewollten Volumenstrom zwischen der Hoch- und der Niederdruckseite der Pumpe, die äußere Leckage den Anteil des Fluids der durch die Dichtspalte zwischen bewegten Komponenten und dem Gehäuse von der Hochdruckseite in das Gehäuse der Pumpe gelangt. Die Kompressibilitätsverluste entstehen durch die Verdichtung des Fluids aufgrund seiner Nachgiebigkeit auf der Hochdruckseite der Pumpe. Das Fördervolumen verringert sich um den Betrag der Verdichtung. Der Leckagevolumenstrom der Pumpe $Q_{P,L}$ berechnet sich nach Gleichung 6.27 und ist in Bild 6.21 ebenfalls durch ein Regressionsmodell dargestellt.

$$Q_{P,L} = Q_{P_{theo}} - Q_P \left(1 + \frac{\Delta V_P(p_P)}{V_P}\right) = n_P V_P - \left(1 - \frac{\Delta p_P}{K'_{ers}}\right) \tag{6.27}$$

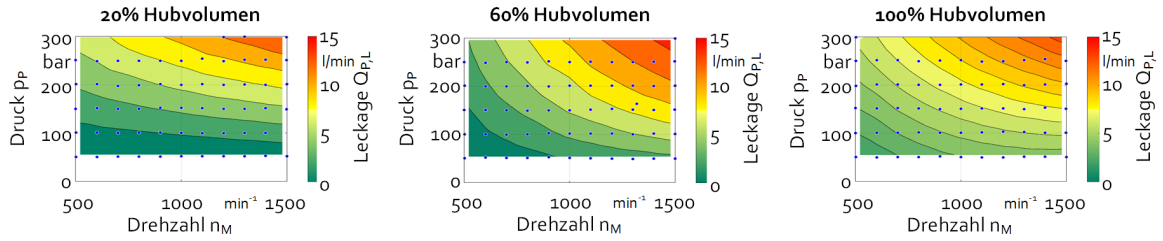


Bild 6.21: Leckagevolumenstrom der Pumpe

Der volumetrische Wirkungsgrad in Bild 6.22 wird nach Gleichung 6.28 als Quotient aus Fördervolumenstrom Q_P und dem theoretischen Volumenstrom $Q_{p_{theo}}$ bestimmt. Der theoretische Volumenstrom der Pumpe setzt sich als Summe aus dem Fördervolumenstrom, dem Leckagevolumenstrom Q_L (innere und äußere Leckage) und der Kompressibilität des Fluids zusammen.

$$\eta_{P_{vol}} = \frac{Q_P}{Q_{P_{theo}}} = \frac{Q_P}{Q_{P,L} + Q_P \left(1 + \frac{\Delta p_P}{K'_{ers}}\right)} \tag{6.28}$$

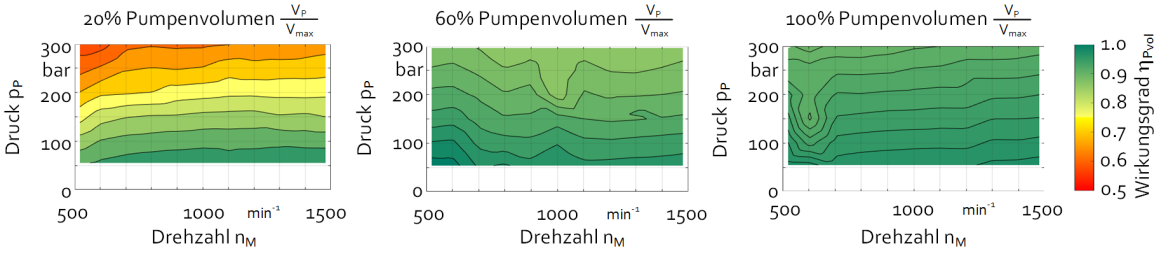


Bild 6.22: volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpe

Die Abbildung des volumetrischen Wirkungsgrades im Simulationsmodell des Antriebes erfolgt über den Leckagevolumenstrom der Pumpe.
Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{P_{hm}}$ in Bild 6.23 gibt die Verluste durch Reibung in der Pumpe wieder und kann mit Gleichung 6.29 aus den Messerergebnissen bestimmt werden. Zur Bestimmung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrades $\eta_{P_{hm}}$ wird das theoretische Antriebsmoment der Pumpe $M_{P_{theo}}$, berechnet durch das aktuelle Hubvolumen V_P der Pumpe und die Druckdifferenz über der Pumpe Δp_P, mit dem tatsächlich an der Welle wirkenden, gemessenen Moment M_P in Beziehung gesetzt.

$$\eta_{P_{hm}} = \frac{M_{P_{theo}}}{M_P} = \frac{\frac{V_P}{2\pi}\Delta p_P}{M_P} = \frac{\frac{V_P}{2\pi}(p_P - p_s)}{M_P} \tag{6.29}$$

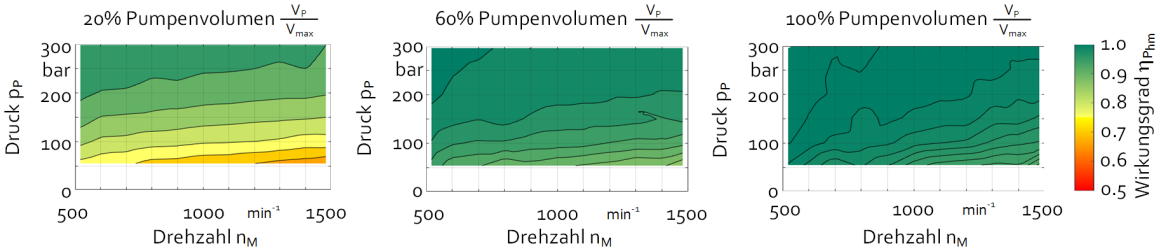


Bild 6.23: hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe

Grundsätzlich zeigt sich eine gegensätzliche Wirkung der beiden Wirkungsgradanteile der Pumpe. Während bei kleinen Drücken der Einfluss der Reibung über den gesamten Drehzahlbereich dominant ist wird dieser mit steigendem Druck geringer und die volumetrischen Verluste bestimmen im Wesentlichen den Wirkungsgrad der Verdrängereinheit [62].

6.5.2 Verlustmodell des Ziehkissenantriebes

Die Verluste der Pumpen der Ziehkissenantriebe konnten aus Datenblattangaben ermittelt werden. Da die Pumpen zudem nicht im Volumen verstellbar sind, ist es möglich für die Abbildung der Reibung und des Leckagevolumenstromes im Antriebsmodell dreidimensionale Kennfelder einzusetzen. Das die Pumpe antreibende Motormoment $M_{M_{eff}}$ kann so im Modell direkt mit Gleichung 6.30 aus der Gesamtverlustleistung des Antriebes $P_{V_{ges}}$ und der Verlustleistung der Pumpe P_{V_P} berechnet werden. Das Modell der Gesamtverlustleistung zeigt Bild 6.24.

$$M_{M_{eff}} = M_{M_{theo}} - \frac{P_{V_{ges}} - P_{V_P}}{2\pi n_{M,ZK}} \tag{6.30}$$

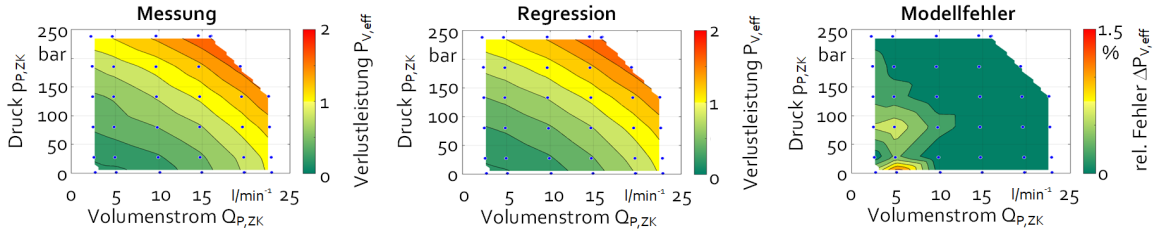


Bild 6.24: Modell der Gesamtverlustleistung eines Ziehkissenantriebes

6.5.3 Verlustbehaftetes Modell des Stößelantriebes

Die Modellierung des Stößelantriebes erfolgt mit den Standardbibliothekselementen der Simulationsumgebung für einen Asynchronmotor und eine hydraulische Pumpe. Bild 6.25 zeigt die verschiedenen Modellelemente und die Struktur der Antriebsbaugruppe im Modell. Zudem ist eine Auswahl der Parameter, die für die Abbildung der realen Komponenten im Modell zu hinterlegen sind, dargestellt. Die Baugruppe wird als Compound zusammengefasst und kann so in größere Modellstrukturen integriert werden.
Links im Bild ist der Asynchronmotor zu sehen. Der Motor wird mit Typenschild- und Datenblattangaben parametriert und die Drehzahl über die Frequenz des speisenden Drehfeldes eingestellt. Ein entsprechendes Drehfeld wird in einem dafür implementierten Block erzeugt.
Die Pumpe rechts im Bild wird mit dem gemessenen Fördervolumen und der Verstelldynamik nach Datenblattangaben parametriert. Die Berücksichtigung der Leckage erfolgt mit dem Regressionsmodel in Bild 6.21 im Modell der Pumpe. Der Sollwert für das Fördervolumen wird über die Schwenkwinkelvorgabe umgesetzt. Für die Leistungsbegrenzung der Pumpe wurde ein Modellbaustein implementiert, der in Abhängigkeit von der aktuell abgegebenen Leistung der Pumpe den Schwenkwinkelsollwert direkt an die Pumpe weitergibt oder diesen begrenzt.
Oben in der Mitte der Abbildung befinden sich die Modellelemente für die Beschreibung der Komponentenverluste. Links der Wirkungsgrad des Motors (Bild 6.20), in der Mitte der hydraulisch mechanische Wirkungsgrad (Bild 6.23) der Pumpe und rechts ein Block für die Berechnung der Leckage (Bild 6.21), die im Pumpenmodell berücksichtigt wird.

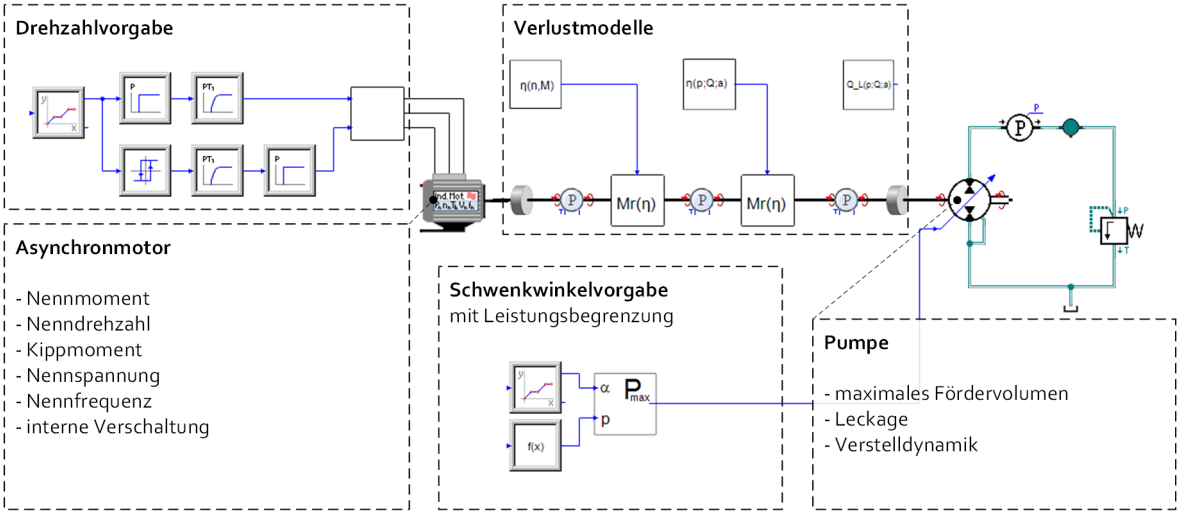


Bild 6.25: Modell der Motor-Pumpe-Einheit des Stößels

Die Blöcke für die Berechnung der Wirkungsgrade wirken auf Modellerweiterungen, die entsprechend der aktuellen Betriebspunkte von Motor und Pumpe das Moment an der Welle zwischen den beiden Komponenten reduzieren. Über Sensoren vor und nach den Blöcken für die Momentenreduzierung können die Momente und die Drehzahl bestimmt und die entsprechenden Leistungen und Verlustleistungen direkt im Modell berechnet werden.

6.5.4 Einachsiges Modell der Maschine

Im Rahmen der Arbeit wurde erstmals das energetische Verhalten von verschiedenen Verdrängersteuerungsantrieben für den Einsatz in Pressen untersucht. Dazu wurden die in den vorangegangenen Kapiteln erarbeiteten Modelle der Antriebe in ein Modell der Demonstratormaschine, das in [83] erarbeitet wurde, integriert. Bei diesem Modell liegt der Fokus bereits auf der Untersuchung des energetischen Verhaltens der Maschinen. Es bildet vor allem die hydraulischen, elektrischen und regelungstechnischen Aspekte der Maschine mit hohem Detail ab, während die mechanischen Komponenten nur vereinfacht betrachtet wurden.
Die Stellsignale für die aktiven Maschinenkomponenten werden in der Steuerung links in Bild 6.26, in Abhängigkeit von der Prozesszeit und verschiedenen Umschaltpunkten, die entsprechend der einzelnen Abschnitte des Prozesses gewählt wurden, generiert.
Der mechanische Teil der Maschine ist auf die für das energetische Verhalten zu berücksichtigenden Komponenten reduziert. Im Modell sind die Trägheiten von Stößel und Ziehkissen als Punktmassen an den Antrieben angetragen. Das Gestell der Maschine ist stark vereinfacht durch die Kopfmasse und die Steifigkeit der Seitenständer abgebildet.
Für die MPE des Stößelantriebes wurde aus der in Abschnitt 6.5.3 beschriebenen Struktur ein Compound gebildet und mit MPE bezeichnet. Der Stößelantrieb setzt sich aus der MPE, dem Stößelzylinder und weiterer Ventiltechnik zur Realisierung der Sicherheitsfunktionen sowie der Richtungsumschaltung für die Bewegungssteuerung des Stößelzylinders zusammen.

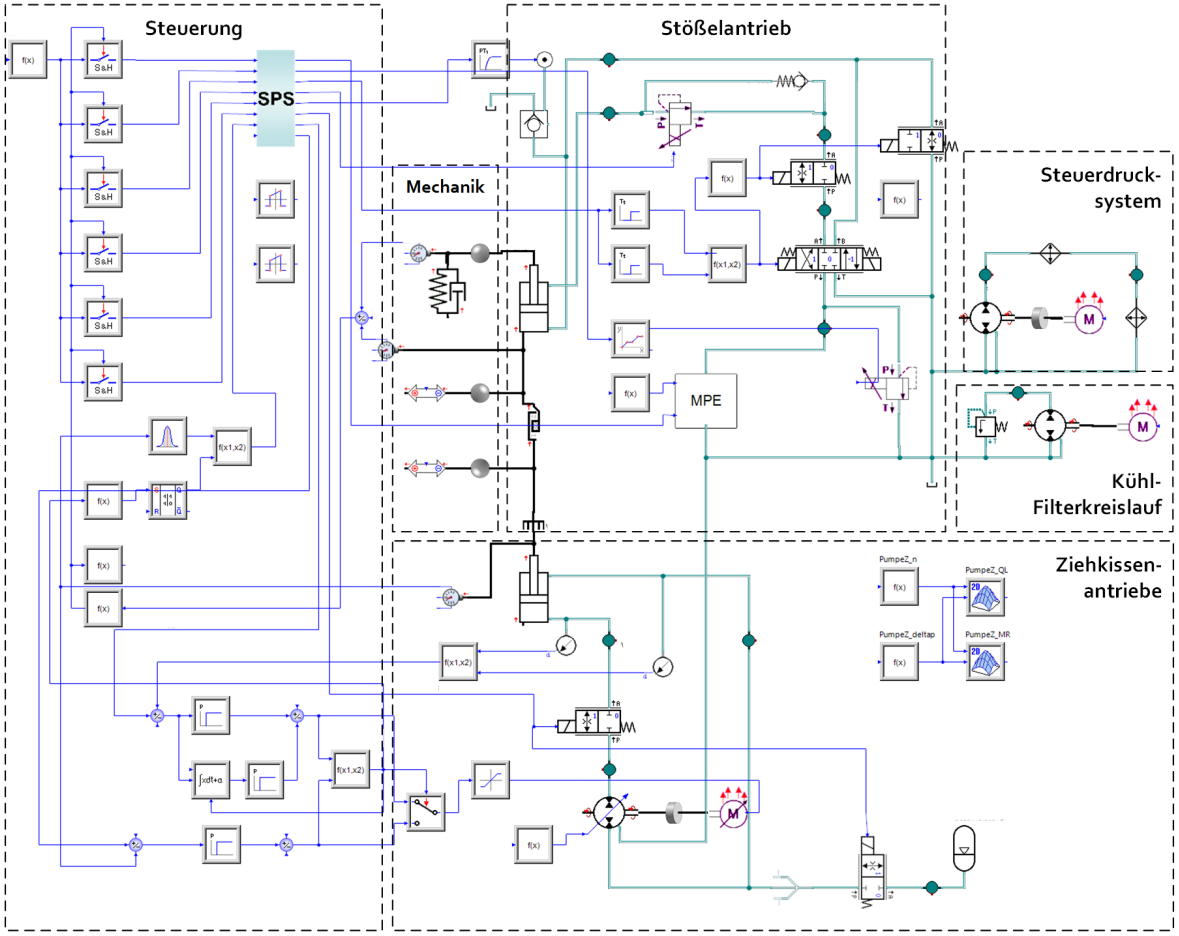


Bild 6.26: Modell der Maschine mit Verdrängersteuerungsantrieben

Da räumliche Betrachtungen, unter der Annahme zentrischer Belastungen der Presse, bei den energetischen Betrachtungen keine Rolle spielen, ist nur einer der Antriebe des Ziehkissens modelliert. Die Gesamtkraft des Ziehkissens wird durch einen mit der Mechanik verbundenen Multiplikator auf die vier Antriebsachsen skaliert. Eine weitere hydraulische Schnittstelle zum Speicher ist ebenfalls mit einem Multiplikator versehen, so dass auch hier der korrekte Volumenstrom in den Speicher berechnet wird.
Die Abbildung des Steuerdrucksystems sowie des Kühl-Filterkreislaufes der Maschine erfolgt jeweils durch eine Asynchronmaschine mit Pumpe. Die Motoren werden mit konstanter Drehzahl betrieben, was im Falle des Kühl-Filterkreislaufes dem tatsächlichen Verhalten der Maschine entspricht. Zur realitätsgetreuen Abbildung des Steuerdrucksystems im Modell wäre ein erheblicher Mehraufwand zur Modellierung dieser hydraulischen Einrichtung notwendig gewesen. Da das System aber letztlich für einen konstanten Steuerdruck sorgt und dieses Systemverhalten nicht im Fokus der Untersuchungen steht, wird davon abgesehen und auch für das Steuerdrucksystem ein mit konstanter Drehzahl laufender Motor eingesetzt.

6.5.5 Abbildungsgenauigkeit des Maschinenmodells

Die Bewertung der Abbildungsgenauigkeit des Maschinenmodells erfolgt anhand eines Vergleichs mit Messungen an der Maschine. Ziel des Abgleichs ist eine Aussage über die Genauigkeit bei der Abbildung der von der Maschine aufgenommenen Energie über einen Pressenhub. Dazu müssen die elektrische Leistung an der Einspeisung und die abgegebene hydraulische Leistung des Modells mit den Werten der Presse möglichst genau übereinstimmen. Ist das der Fall, werden die Komponentenverluste innerhalb der Maschine korrekt berechnet.
Um äußere Einflüsse auf das Maschinenverhalten zu vermeiden, ist die Maschine bei der Durchführung von Leerhüben mit dem Belastungsblock zu vermessen. Die Ziehkissenkraft wird dabei in Schritten von $\Delta F_{ZK} = 200kN$ bis zur maximalen Ziehkissenkraft von $F_{ZK,max} = 1000kN$ erhöht.

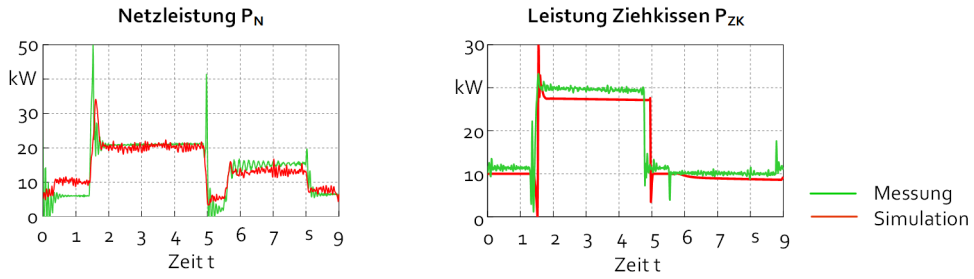


Bild 6.27: Vergleich der Anschlussleistung und der Leistung in den Ziehkissenantrieben

Die Verläufe der aufgenommenen Netzleistung p_N und der aufgenommenen Leistung des Ziehkissens P_{ZK} in Bild 6.27 zeigen eine qualitativ gute Übereinstimmung, quantitativ jedoch Abweichungen in den Verläufen von Messung und Simulation. Der Grund für die Abweichung ist in der vereinfachten Abbildung des Gleichstromzwischenkreises der Antriebsregelgeräte zu finden. Die hier verbauten Kondensatoren zur kurzfristigen Energiespeicherung sind im Modell nicht vorhanden. Während des Arbeitsspieles nehmen diese Kondensatoren Energie auf, oder geben sie, ab um die Zwischenkreisspannung möglichst stabil zu halten. Daher fließen permanent Ströme zwischen den Umrichtern des Stößels und des Ziehkissens, die eine entsprechende Aufnahme bzw. Abgabe von Leistung zur Folge haben, was sich in den Abweichungen der Verläufe widerspiegelt.
Der Vergleich der mechanischen und hydraulischen Größen der Presse ist in Bild 6.28 für eine Auswahl gemessener und simulierter Verläufe über dem Pressenhub dargestellt. Für die Darstellung wurde ein Presshub bei einer hohen Ziehkissenkraft von $F_{ZK} = 800kN$ ausgewählt, da hier Betriebspunkte für Drücke und Volumenströme über nahezu das gesamte Leistungsspektrum der Maschine vorkommen.
Für die dargestellten Größen zeigt der Vergleich von Simulation und Messung eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität. Die Wegverläufe an Stößel und Ziehkissen werden fast exakt wiedergegeben. Die Simulationsergebnisse der hydraulischen Größen der Stößel-MPE zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit der Messung. Im Verlauf des Pumpenvolumenstromes Q_{St} ist gut der Eingriff der Druckbegrenzung zu erkennen. Der Volumenstrom verringert sich bei Ansteigen des Pumpendruckes, da das Pumpenvolumen begrenzt wird. Der Verlauf des Pumpendruckes p_{St} zeigt eine gute

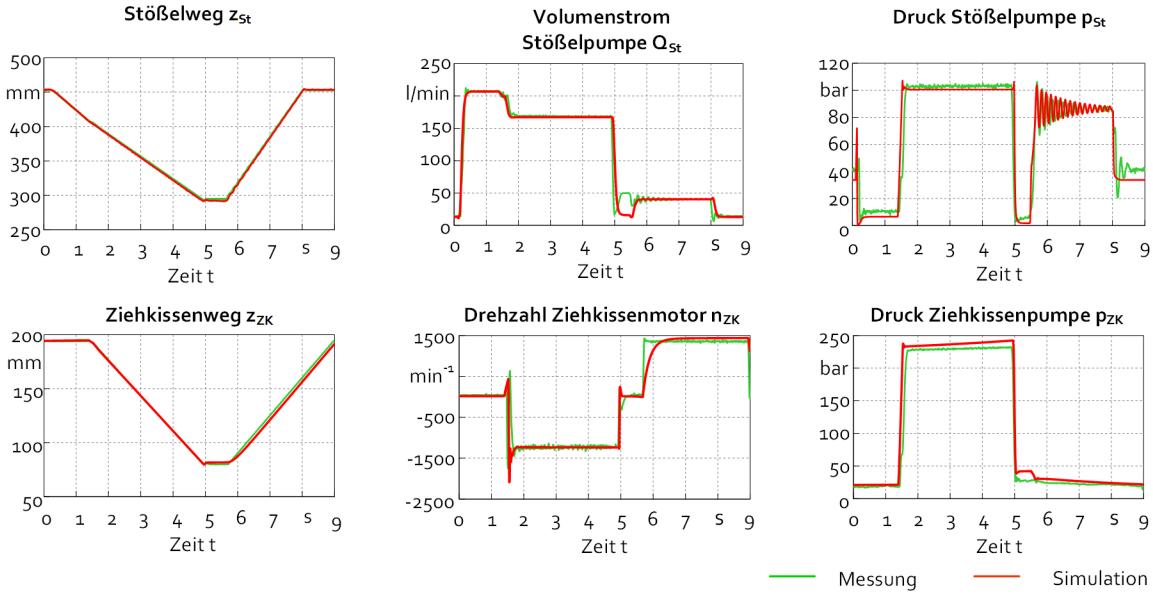


Bild 6.28: Vergleich mechanischer und hydraulischer Größen

Näherung und auch das Einschwingverhalten des Stellsystems der Pumpe werden in Frequenz und Abklingverhalten korrekt prognostiziert. Die am Ziehkissen betrachteten Größen der Motordrehzahl n_{ZK} und des Pumpendruckes werden ebenfalls hinreichend genau abgebildet. Eine Abweichung vom realen Verhalten zeigt sich im Verhalten der Motordrehzahl beim Anfahren des Ziehkissens aus dem unteren Totpunkt.

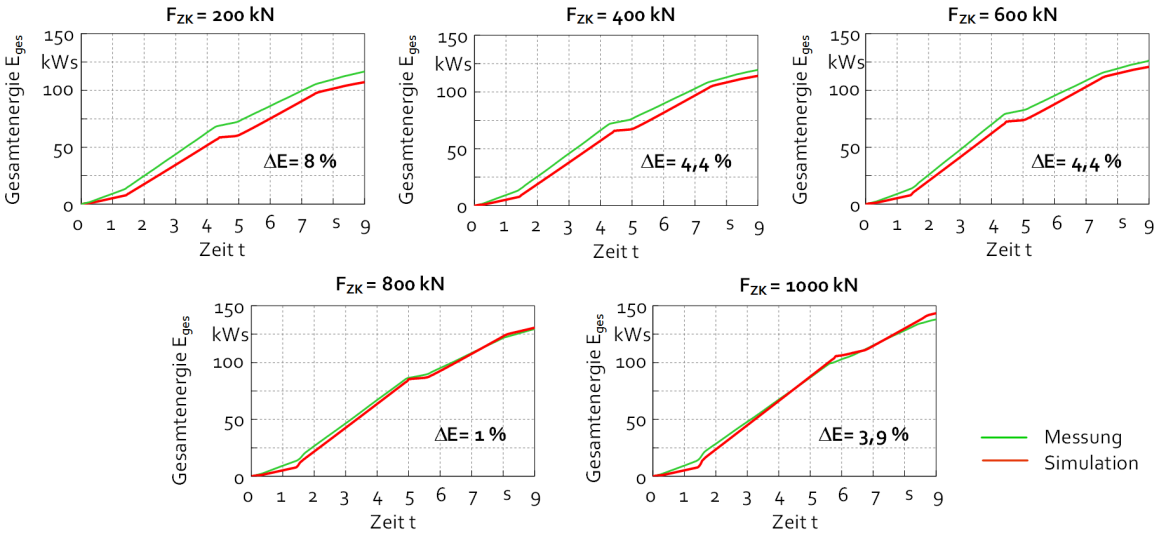


Bild 6.29: Vergleich des Gesamtenergiebedarfs der Maschine bei verschiedenen Lastzyklen

Diese ist auf die vereinfachte Abbildung der Pumpenregelung zurückzuführen, da nicht auf die exakten Reglerstrukturen und -parameter der Antriebsregelung in der Presse zugegriffen werden konnte.

Die abschließende Betrachtung des Gesamtenergieverbrauchs der Maschine zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten (Bild 6.29). Bei kleinen Ziehkissenkräften, also im unteren Leistungsbereich der Maschine, zeigt sich eine maximale Abweichung von $\Delta E_{ges} = 8\%$. Über den restlichen Leistungsbereich der Maschine liegt die Abweichung des Gesamtenergiebedarfs bei unter 5%. Damit hat das Modell eine hinreichende Genauigkeit für die Untersuchung des energetischen Verhaltens von verschiedenen Varianten der Antriebssteuerung für Stößel und Ziehkissenantriebe.

6.6 Anwendungen

6.6.1 Auswirkung der Antriebssteuerung auf den Energieverbrauch von MPE

Zur Untersuchung des energetischen Verhaltens des Vedrängersteuerungsantriebes bei den unterschiedlichen Möglichkeiten der Ansteuerung, werden mit dem Modell der MPE aus Abschnitt 6.5.3 Minimalmodelle des Hauptantriebes der Presse für jede Steuerungsvariante aus Tabelle 6.1 erstellt (Bild 6.30).

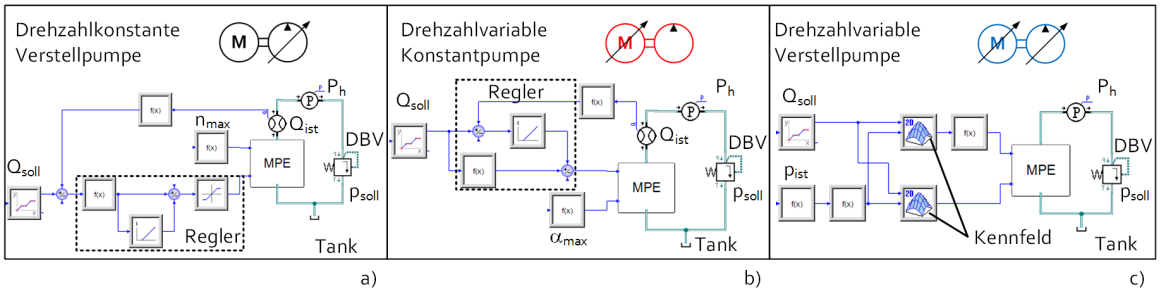


Bild 6.30: Minimalmodelle zur Durchführung einer Variantenanalyse

Der hydraulische Kreislauf in den in Bild 6.30 dargestellten Modellen ist sehr einfach aufgebaut. Er besteht in jedem Modell aus einem Tank, der verlustbehafteten MPE und einem Druckbegrenzungsventil, über dessen Sollwert p_{Soll} der Antrieb belastet werden kann. Zwischen der MPE und dem DBV ist jeweils ein Sensor für den Druck und den Volumenstrom zur Bestimmung der hydraulischen Leistung angeordnet. Allen drei Modellen wird ein Sollvolumenstrom Q_{Soll} vorgegeben, der durch den Antrieb zu realisieren ist. In den Modellen sind einfache Reglerstrukturen realisiert, die eine Volumenstromregelung umsetzen.
Für die DKV in Bild 6.30 a) wird der MPE die maximale Drehzahl n_{max} als Eingangssignal vorgegeben. Als Stellgröße dient bei dieser Steuerungsvariante der Schwenkwinkel der Pumpe. Dieser wird über einen PI-Regler so lange angepasst, bis der Volumenstromsollwert erreicht ist. Die DVK in Bild 6.30 b) wird bei maximalem Pumpenvolumen α_{max} mit einer Regelung der Motordrehzahl betrieben. Für die DVV in Bild 6.30 c) sind die in Abschnitt 6.4 berechneten Steuerkennfelder für Drehzahl und Schwenkwinkel im Modell hinterlegt.
Mit den Minimalmodellen wird eine Variantenrechnung für statische Betriebspunkte des Antriebes durchgeführt. Über das gesamte Betriebsspektrum der MPE werden definierte Betriebspunkte angefahren und die sich ergebende Verlustleistung ermittelt. Aufgrund

der Mindestdrehzahl des Motors von $n_M = 500min^{-1}$ ist das Spektrum der vergleichbaren Betriebspunkte im unteren Leistungsbereich der MPE durch die DVK eingeschränkt. Es sind in der Auswertung nur die Betriebspunkte dargestellt, die auch mit allen Steuerungsvarianten erreicht werden konnten. Als Kriterium wurde dafür eine maximale Abweichung des Volumenstromes von $\Delta Q_{max} = 0,1l/min$ festgelegt.
Bild 6.31 zeigt die Ergebnisse und Auswertung der Variantenrechnung. In den oberen drei Diagrammen ist die Verlustleistung über dem Betriebsspektrum der MPE zu sehen.

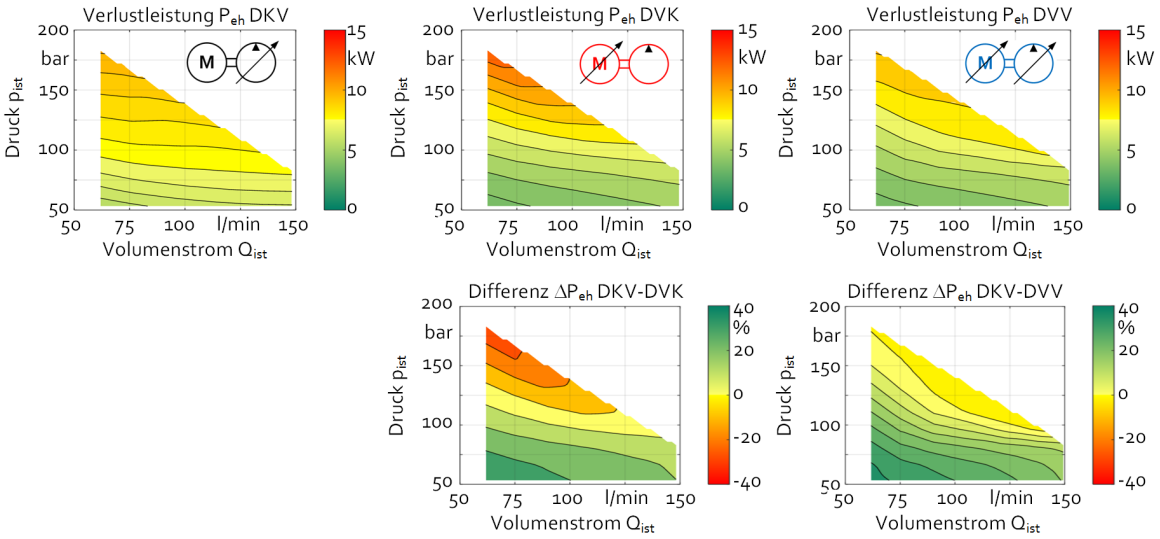


Bild 6.31: Verlustleistung der Steuerungsvarianten im Betriebsbereich

Links im Bild 6.31 findet sich die Verlustleistung der konventionellen drehzahlkonstanten Verstellpumpe. Die Verlustleistung ist über dem Volumenstrom relativ konstant bei unter $5kW$ und steigt mit steigendem Druck auf etwa $10kW$ an. Demgegenüber ist die Verlustleistung bei geringen Drücken bei der DVK mit unter $5kW$ geringer, erreicht aber auch bei hohen Drücken einen deutlich höheren Wert von etwa $14kW$. Zur Verdeutlichung ist in der zweiten Reihe der Diagramme die Differenz zwischen den Verlustleistungen zu sehen. Mit der DVK kann gegenüber der DKV eine Verringerung der Verluste um bis zu 40% im unteren Druckbereich erreicht werden. Bei mittleren Drücken sind die Verluste in etwa gleich und bei hohen Drücken liegen die Verluste mit 40% deutlich über denen der DKV. Die hohen Verluste in diesem Betriebsbereich resultieren aus dem für den Motor ungünstigen Lastfall mit hohen Momenten bei kleinen Drehzahlen.
Im Kennfeld der DVV ist ein anderes Verhalten zu erkennen. Im Grunde vereint diese Steuerungsvariante die Vorteile der beiden anderen. Während die DKV im hohen Lastbereich effizient arbeitet, arbeitet die DVK bei kleinen Lasten mit wenigen Verlusten.
Werden die Steuerkennfelder aus Abschnitt 6.5.3 in zweidimensionale Darstellungen überführt (Bild 6.32), sind die beschriebenen Verhaltensbereiche ableitbar und können der jeweiligen Steuerungsart zugeordnet werden.
Der grüne Bereich rechts oben im Bild spiegelt die Leistungsbegrenzung wieder. In diesem Bereich kann die MPE in der vorliegenden Konstellation nicht betrieben werden.
In der Mitte des Drehzahlkennfeldes links in Bild 6.32 ist ein großer roter Bereich zu erkennen. Der Betrieb der MPE in Betriebspunkten, die in dieses Gebiet fallen, ist am

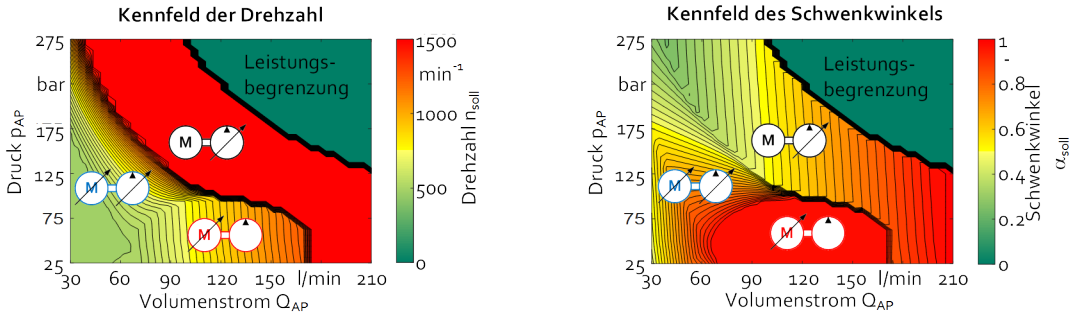


Bild 6.32: Konturplot der Steuerkennfelder der DVV-MPE

energetisch günstigsten, wenn der Motor mit voller Drehzahl betrieben und der Volumenstrom über den Schwenkwinkel der Pumpe definiert wird. Der hohe Druck bzw. das hohe Verdrängervolumen führen zu hohen notwendigen Drehmomenten. Diese können durch den Motor am effizientesten bei Nenndrehzahl aufgebracht werden (vlg. Bild 6.20). Zwar steigen die Verluste in der Pumpe bei kleineren Volumenströmen an (vlg. Bild 6.6), können aber bei Betrachtung des gesamten Antriebes durch die hohe Effizienz des Motors in diesem Betriebsbereich kompensiert werden.
Auch im Kennfeld des Schwenkwinkels findet sich ein großer roter Bereich bei kleineren Druckniveaus und mittleren Volumenströmen. In diesem Bereich arbeitet die MPE am effizientesten, wenn die Pumpe voll ausgeschwenkt und der Volumenstrom nur über die Drehzahl des Motors beeinflusst wird. In diesem Bereich können die höheren Verluste des Motors durch die hohe Effizienz der Pumpe kompensiert werden, so dass sich genau umgekehrte Verhältnisse zu den Beschreibungen im vorangegangenen Absatz ergeben.
Der letzte Bereich in den Kennfeldern erstreckt sich über kleine und mittlere Volumenströme und den gesamten Betriebsbereich des Druckes der MPE. In diesem Bereich kommt die energetische Optimierung der Steuerkennfelder zum Tragen, da hier je nach Betriebspunkt die effizientesten Werte für die Ansteuerung des Motors berechnet werden.
Die Auswertungen zeigen, dass die energetisch sinnvollste Steuerstrategie stark vom Anwendungsfall der Maschine abhängig ist. Bei hohen geforderten Leistungen ist die heute übliche DKV eine effiziente und sinnvolle Steuerungsvariante. Wird die Maschine aber häufig im Teillastbereich betrieben, kann durch die Optimierung der Steuerung der MPE (DVV) eine Effizienzsteigerung erreicht werden.

6.6.2 Bewertung des Energieverbrauchs von Produktionszyklen

Die Analyse des energetischen Verhaltens der verschiedenen Antriebskonzepte bei der Durchführung von Produktionszyklen erfolgt anhand der Versuchswerkzeuge zum Tiefziehen und des Belastungsblockes. Die Ergebnisse für den Energieverbrauch der Maschine werden durch Balkendiagramme dargestellt, wobei jeder Balken den für den untersuchten Anwendungsfall kompletten Pressenhub entsprechend Bild 6.33 repräsentiert.
Der Pressenhub beginnt im oberen Totpunkt mit einer Eilgangphase (A) und dem Abbremsen auf die Ziehgeschwindigkeit bis zum Auftreffstoß (B). Anschließend findet der

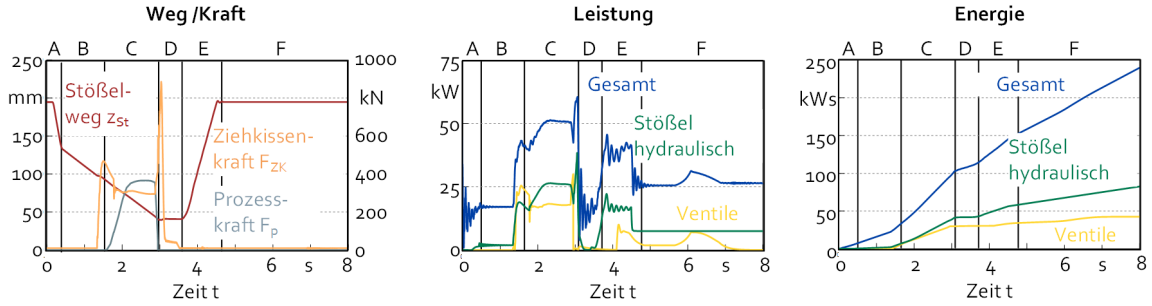


Bild 6.33: Verläufe wesentlicher Kenngrößen zur Charakterisierung eines Pressenhubes am Beispiel des Tiefziehens

Umformprozess statt (C). Nach dem Prozess kommt es in der Phase des Lüftens (D) zur Entspannung der Maschine, zum Öffnen der Presse (E) und dem Ausfahren des Ziehkissens in die Startposition zum Teileauswurf (F). Die Prozesskraft bei der Simulation des Tiefziehprozesses ist als Kennlinie im Modell hinterlegt. Für alle Prozessphasen können mit dem Modell die Leistungen bestimmt und daraus der Energieverbrauch von Komponenten und der Gesamtmaschine berechnet werden. Ein Balken im Diagramm repräsentiert einen Hub mit den dargestellten Antriebskombinationen und Prozessparametern. In Tabelle 6.5 sind die untersuchten Anwendungsfälle zusammengestellt.

Tabelle 6.5: Prozessparamter der Lastfälle zur Untersuchung der MPE in der Demonstratormaschine

	Simulation Nr.	**Prozessparameter**				
		v_{St} $[mm/s]$	Δz_{St} $[mm]$	TH $[mm]$	Δz_{ZK} $[mm]$	F_{ZK} $[kN]$
Tiefziehen	$T1$	40	160	25	25	280
	$T2$	40	160	25	25	360
	$T3$	40	160	50	50	280
	$T4$	20	160	50	50	280
Belastungsblock	$B1$	20	250	–	100	100
	$B2$	20	250	–	100	500
	$B3$	20	250	–	100	1000
	$B4$	20	500	–	100	100
	$B5$	20	500	–	100	500
	$B6$	20	500	–	100	1000
	$B7$	40	250	–	100	100
	$B8$	40	250	–	100	500
	$B9$	40	250	–	100	1000
	$B10$	40	500	–	100	100
	$B11$	40	500	–	100	500
	$B12$	40	500	–	100	1000

Variiert werden die Stößelgeschwindigkeit v_{St}, der Stößelweg Δz_{St}, die Teilehöhe TH, der Ziehkissenweg Δz_{ZK} und die Ziehkissenkraft F_{ZK}. Alle Berechnungen werden bei konstanter Öltemperatur von $\vartheta_l = 35°C$ durchgeführt.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen für die Untersuchung des Hauptantriebes bei der Durchführung des Tiefziehprozesses zeigt Bild 6.34. Für den Stößelantrieb werden die drei Antriebsvarianten der Verdrängersteuerung analysiert, das Ziehkissen wird in allen Simulationsrechnungen mit der Ventilsteuerung betrieben. Es werden nur Versuche simuliert, die auch an der Maschine durchgeführt werden konnten. Als Werkstoff für das Blechumformteil wurde ein DC04 Tiefziehstahl verwendet. Die Prozessparameter der vier Szenarien wurden so ausgewählt, dass mit dem eingesetzten Tiefziehwerkzeug ein möglichst breites Spektrum an unterschiedlichen Lastfällen betrachtet werden kann.

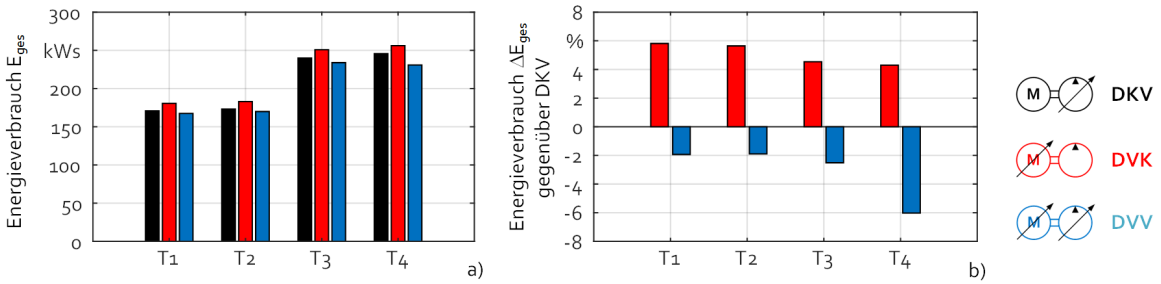


Bild 6.34: Stößelantrieb: a) Energieverbrauch der Maschine und b) Energiedifferenz der Antriebsvarianten bei der Durchführung des Tiefziehprozesses

Die Ergebnisse zeigen ein eindeutiges Bild. Mit dem Steuerungskonzept der drehzahlvariablen Konstantpumpe kann bei der Durchführung des Tiefziehprozesses keine Verbesserung des energetischen Verhaltens erreicht werden. Im Gegenteil, es wird im Bereich von 5% bis 7% mehr Energie verbraucht als mit der heute konventionell eingesetzten drehzahlkonstanten Verstellpumpe. Mit der drehzahlvariablen Verstellpumpe hingegen kann für alle untersuchten Anwendungsfälle eine Verringerung des Energiebedarfs der Maschine erreicht werden. Vor allem der Anwendungsfall T4 aus Tabelle 6.5 zeigt ein hohes Potenzial zur Energieeinsparung von etwa 6%. Bei diesem Versuch wurde das Blech bei verringerter Stößelgeschwindigkeit umgeformt, so dass sich der Antrieb gegenüber den anderen Anwendungsfällen länger in Teillastphasen befindet, für die eine energetisch optimierte Steuerung zu einer Verringerung des Energieverbrauchs führt.

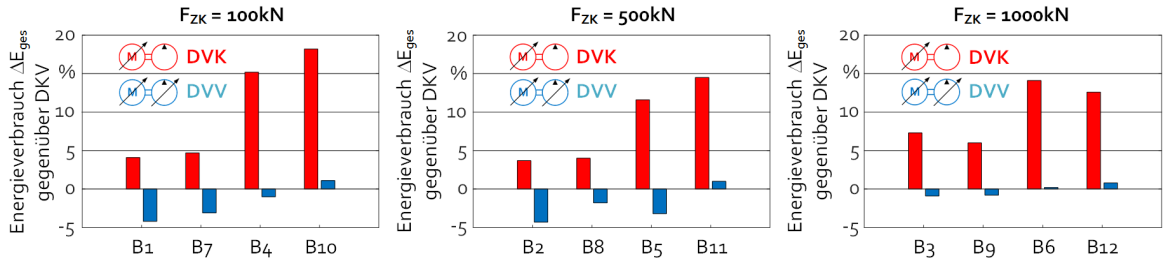


Bild 6.35: Stößelantrieb: Energieverteilung in der Presse bei Einsatz des Belastungsblockes

Eine weitergehende Analyse des Verhaltens der Antriebe erlaubt die Auswertung der Ergebnisse der Simulationsrechnungen mit dem Belastungsblock in Bild 6.35. Dargestellt

ist die Differenz des Energieverbrauchs zur DKV-Steuerung für die Anwendungsfälle in Tabelle 6.5.
Auch hier ist gut zu erkennen, dass die Steuerungsvariante der drehzahlvariablen Konstantpumpe für alle Einsatzbereiche einen höheren Energieverbrauch aufweist als die Steuerung des Volumenstromes über den Schwenkwinkel. Bei der drehzahlvariablen Verstellpumpe kommt es in etwa der Hälfte der Anwendungsfälle zu einer Verringerung des Energiebedarfs. Die Anwendungsfälle B6, B10, B11 und B12 weisen bei DVV aber einen höheren Energiebedarf als der DKV Antrieb auf. Die Betrachtung der Energieanteile in der Presse in Bild 6.36 gibt Aufschluss über das Verhalten der einzelnen Komponenten bei den verschiedenen Steuerungsvarianten. Dargestellt sind die Anwendungsfälle B1, B2 und B3. Jeder Balken entspricht einem Pressenhub, die Teilbalken repräsentieren die in der Legende dargestellten Energieanteile. Die Energieanteile der Nebenverbraucher und des Ziehkissens sind in allen Experimenten gleich. Auch der Anteil der hydraulisch abgegebenen Energie des Stößelantriebes ist in den einzelnen Anwendungsfällen identisch, da dieser die gleiche Arbeit verrichten muss, um das Ziehkissen zu verdrängen. Der entscheidende Unterschied liegt in den Verlusten von Motor und Pumpe der MPE. Die Betrachtung der Pumpenverluste bei der DVK Steuerung zeigt, das diese im Vergleich zur DKV Steuerung nahezu konstant bleiben bzw. teilweise sogar leicht steigen.

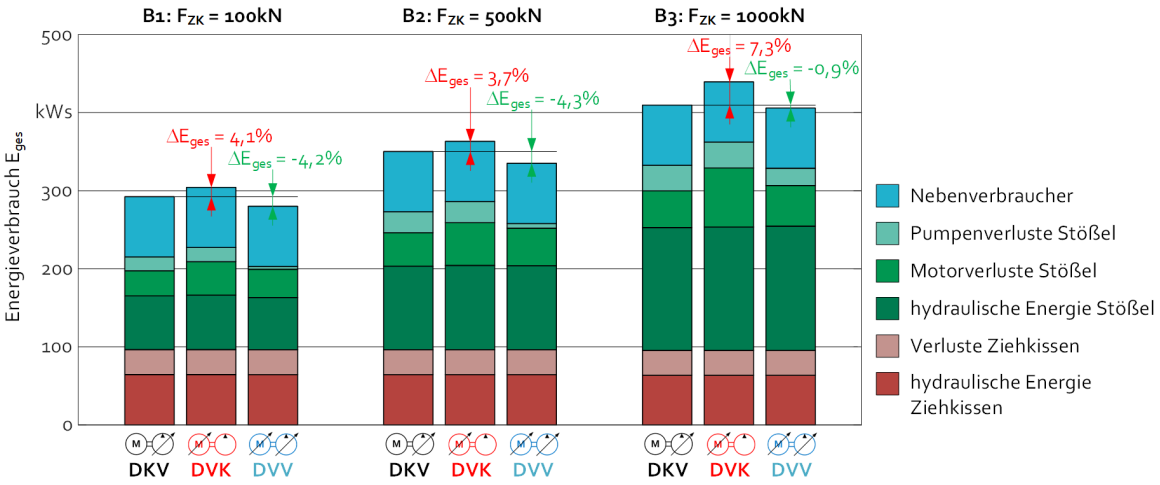


Bild 6.36: Stößelantrieb: Energieverteilung in der Presse bei den Anwendungsfällen B1,B2 und B3

Die Motorverluste bei DVK-Steuerung sind jedoch deutlich höher als bei der DKV-Variante. Diese Steigerung liegt in der Dynamik des Motorbetriebes bei dieser Steuerungsvariante begründet. Da der Volumenstrom nur über die Motordrehzahl beeinflusst wird, muss der Motor bei großen Lasten Drehzahlsteigerungen realisieren. Da dies aber zu energetisch ungünstigen Betriebspunkten führt, steigt der Energieverbrauch dieser Steuerungsvariante. Für die DVV-Variante ist zu erkennen, dass die Motorverluste in den dargestellten Anwendungsfällen ähnlich denen der DKV-Steuerung sind, die Pumpenverluste aber durch die geeignete Betriebspunktauswahl deutlich verringert werden konnten. Dadurch kommt es in den Anwendungsfällen, bei denen die Maschine eher im Teillastbetrieb arbeitet, zu einer Verringerung des Gesamtenergiebedarfs. In den Fällen,

in denen der Energiebedarf höher liegt als bei der DKV-Steuerung, tritt das gleiche Problem auf wie bei der DVK-Steuerung. Der Motor muss gegen hohe Lasten beschleunigen, wodurch die Motorverluste steigen und die Steuerungsvariante ineffizient wird. Der Grund dafür ist die Optimierung der Stellgrößen der MPE anhand statischer Betriebspunkte. Mit dieser Optimierung können zwar für den jeweiligen Betriebspunkt die optimalen Einstellparameter berechnet werden, es wird aber nicht berücksichtigt, wie der Antrieb zwischen Betriebspunkten wechselt. Die dabei entstehenden dynamischen Verluste müssen für eine weitere Optimierung des energetischen Antriebsverhaltens auch bei hohen Belastungen des Antriebes berücksichtigt werden.

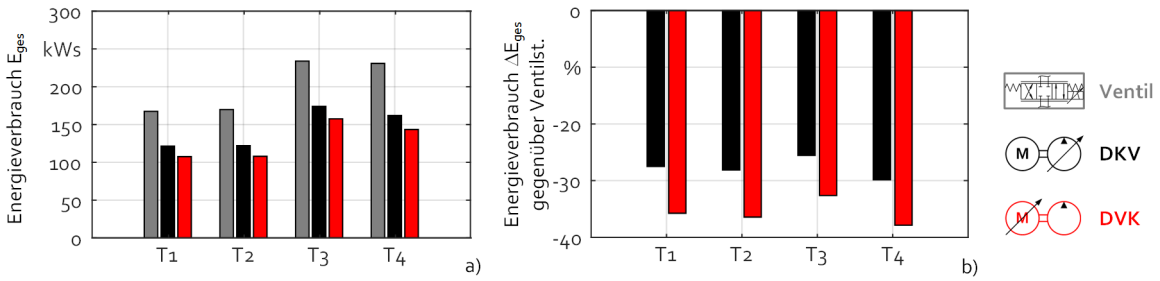


Bild 6.37: Ziehkissenantriebe: a) Energieverbrauch der Maschine und b) Energiedifferenz der Antriebsvarianten bei der Durchführung des Tiefziehprozesses

In Bild 6.37 ist der Energieverbrauch bei Variation der Ziehkissenantriebe dargestellt. Für den Stößelantrieb wird die DVV-Steuerung eingesetzt. Es zeigen sich die im Stand der Technik bereits beschriebenen hohen Energieeinsparpotentiale bei Einsatz der Verdrängersteuerung. Für die beiden untersuchten Varianten der Drehzahlsteuerung als auch der Schwenkwinkelsteuerung können durch die Rückgewinnung der zur Aufbringung der Niederhalterkraft aufgewendeten Energie erhebliche Reduzierungen des Gesamtenergieverbrauchs der Maschine erreicht werden. Dabei erreicht die DKV-Variante Einsparpotenziale im Bereich von 25% bis 30%, mit der DVK-Variante können am Ziehkissen sogar zwischen etwa 35% und 40% erreicht werden. Der Unterschied im Energieverbrauch resultiert aus dem Antrieb der MPE. Bei DKV-Steuerung läuft der Motor mit konstanter Drehzahl, so dass auch in Phasen, in denen der Antrieb keine Last aufbringen muss, ein Energiebetrag verbraucht wird. Bei der DVV-Steuerung wird der Antrieb in diesen Phasen heruntergefahren und in den Pausenzeiten sogar still gesetzt, so dass kein zusätzlicher Energieverbrauch entsteht.

6.7 Methode zur Auslegung und Bewertung von Verdrängersteuerungsantrieben in Pressen

In den vorangegangenen Kapiteln wurde deutlich, dass die Effizienz des Verdrängersteuerungsantriebes beim Einsatz in Pressen stark von den Betriebsbedingungen abhängig ist. Auf Basis dieser Erkenntnis kann eine Methode abgeleitet werden, um anhand des Prozessverlaufes entweder eine Antriebsdimensionierung vorzunehmen oder eine geeignete Maschine für die Durchführung eines Prozesses auszuwählen.

Ausgehend von den Verläufen der Prozesskraft F_P und des zugehörigen Stößelwegverlaufes z_{St} können, bei Kenntnis der Geometrie des Antriebszylinders, der durch den Verdrängersteuerungsantrieb gespeist wird, die Verläufe der hydraulischen Größen Druck p_p und Volumenstrom Q_p für die Durchführung des Prozesses berechnet werden. Aus den Verläufen dieser beiden Größen lassen sich die Betriebspunkte ableiten, in denen der Antrieb sich während der Prozessdurchführung befindet. Diese Betriebspunkte können ausgezählt werden und in Häufigkeitsdiagrammen dargestellt werden. Aus dem Häufigkeitsdiagramm kann dann abgeleitet werden, in welchen Betriebspunkten der Antrieb hauptsächlich arbeitet. Bild 6.38 zeigt die sich ergebenden Häufigkeitskennfelder anhand zweier sehr unterschiedlicher Prozesse: dem Tiefziehen und dem Scherschneiden. Dabei handelt es sich um zwei Prozesse mit sehr unterschiedlichen Prozessverläufen. Während beim Tiefziehen über den Ziehweg von etwa $z_z = 60mm$ konstant eine Kraft auf den Stößelantrieb wirkt, ist der Prozessverlauf beim Schneiden durch kurze Verfahrwege und eine kurze Kraftspitze charakterisiert. Die Betrachtung der Häufigkeitskennfelder dieser beiden Prozesse ergibt ein dementsprechend unterschiedliches Bild für die Betriebspunkte, in denen sich die Maschine über dem Prozessverlauf befindet. Die Maschine hält sich beim Tiefziehprozess während der Prozessdurchführung deutlich länger in Betriebspunkten mit hohen Drücken und Volumenströmen auf, als es beim Scherschneiden der Fall ist. Während das Spektrum der Häufigkeiten der angeforderten Volumenströme über das Kennfeld bei beiden Prozessen nahezu gleich ausfällt, sind beim Tiefziehen deutlich höhere Drücke notwendig als beim Schneiden. Auch ist der längere Prozessverlauf beim Tiefziehen aus den Kennfeldern gut abzulesen. Die Häufigkeiten der bei der Prozessdurchführung auftretenden Betriebspunkte ist deutlich höher als die der restlichen, die bei den Zustell- und Rückzugsbewegungen der Maschine auftreten. Beim Schneiden hingegen ist die Häufigkeitsverteilung über dem Kennfeld bedeutend homogener.

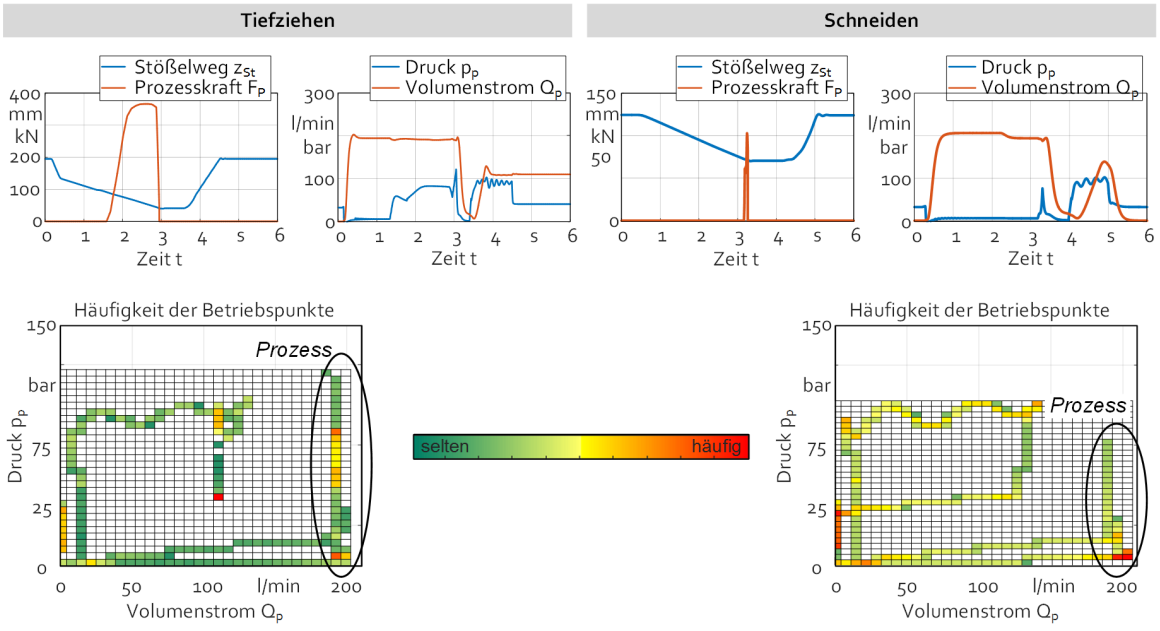


Bild 6.38: Prozessabhängige Häufigkeitskennfelder zur Auswahl von Verdrängersteuerungsantrieben

Für den praktischen Einsatz der Häufigkeitskennfelder sind zwei Möglichkeiten denkbar. Sind für einen Maschinenpark die Steuerkennfelder der Antriebe der Pressen entsprechend Bild 6.32 bekannt, kann mit Hilfe der Häufigkeitskennfelder eine Auswahl der geeignetsten Maschine für die Durchführung eines Prozesses getroffen werden. So wäre die untersuchte Demonstratormaschine eher für die Durchführung des Tiefziehprozesses geeignet als für den Schneidprozess. Da die Stößelsteuerung hier über einen DKV-Antrieb erfolgt, ist die Presse im Bereich hoher Drücke und Volumenströme am effizientesten. Beim Schneidprozess hingegen würde sich die Maschine die meiste Zeit in eher ungünstigen Betriebspunkten aufhalten und damit energetisch eher ineffizient betrieben werden.
Die zweite Möglichkeit zum Einsatz der Kennfelder besteht in der Phase der Auslegung der Maschine. Ist das Spektrum der Prozesse bekannt, können für diese die Häufigkeitskennfelder abgeleitet werden und es kann entweder eine Energieeffiziente Auslegung des Antriebes bei DKV-Steuerung erfolgen, oder es kann bestimmt werden, welche Steuerungsvariante für den Betrieb der Maschine am effizientesten ist.

7 Bestimmung von Sollkräften hydraulischer Mehrpunktzieheinrichtungen

7.1 Regelgenauigkeit hydraulischer Ziehkissen

Der Einsatz hydraulischer Ziehkissen erfordert bei der Wahl der Sollgrößen die Berücksichtigung des Verhaltens der Zieheinrichtung auf den Umformprozess. Aufgrund von Nichtlinearitäten, wie z.B. der Geschwindigkeitsabhängigkeit konventioneller hydraulischer Ventilsteuerungen, ändert sich das Verhalten dieser Systeme in Abhängigkeit vom Betriebspunkt (der eingestellten Sollkraft und der Arbeitsgeschwindigkeit) und den Umgebungsbedingungen wie z.B. der Temperatur, die die Viskosität des eingesetzten Fluids und damit die Steifigkeit des Antriebs beeinflusst. Dadurch wird eine präzise Regelung der Niederhalterkraft über den gesamten Arbeitsbereich der Maschine erschwert. Bild 7.1 zeigt ein Beispiel für die Ziehkissenkräfte einer hydraulischen Presse mit Mehrpunktzieheinrichtung bei verschiedenen Hubzahlen und Sollkräften.

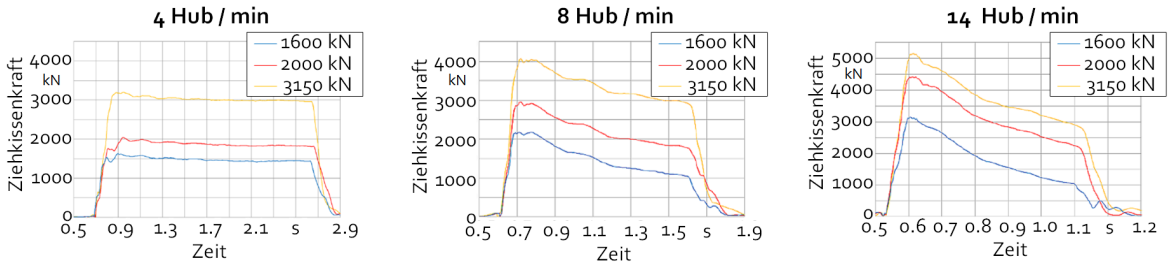


Bild 7.1: Ziehkissenkraft in Abhängigkeit von der Pressenhubzahl [60]

In den Kraftverläufen ist deutlich zu erkennen, dass bei kleinen Hubzahlen, also langsamen Ziehgeschwindigkeiten, die Ziehkissenistkräfte durch die Regelung über den Prozessverlauf nahezu konstant gehalten werden können. Bei höheren Kräften sind aber auch hier schon deutliche Abweichungen des Istkraftverlaufs von der Sollkraft zu erkennen. Mit steigenden Sollkräften steigen auch die Abweichungen zwischen Soll- und Istkräften am Ziehkissen deutlich. Zudem ist die Regelung im vorliegenden Beispiel nicht in der Lage, die Kissenkraft während der Prozessdurchführung konstant zu halten. Dieses maschinenspezifische Verhalten hat einerseits direkte Auswirkungen auf das Bauteil, da die Niederhalterkraft in Abhängigkeit von der Stößelgeschwindigkeit variiert. Andererseits ist so die Bestimmung der Ziehkissensollkräfte nur bedingt möglich, da ohne Kenntnis des genauen Maschinenverhaltens nicht vorhergesagt werden kann, inwiefern die Maschine diese tatsächlich realisiert. In der Folge kann es für verschiedene Pressen des gleichen Leistungsbereiches, bei gleichem Werkzeug und gleichen Einstellparametern zu einem völlig unterschiedlichen Verhalten der Ziehkissenkraft kommen. Hierin ist sicherlich einer der wesentlichen Gründe für die Notwendigkeit der erneuten Einarbeitung von Tiefziehwerkzeugen beim Wechsel von der Tryoutpresse auf die Produktionsmaschine zu finden.
In [16] wird das Verhalten einer Einarbeitungspresse, einer Wartungspresse und einer Serienpresse anhand eines Werkzeugs für einen Seitenwandrahmen verglichen. Bild 7.2 zeigt die Kraftverläufe einer Messung in den Blechhalterdistanzen des Werkzeugs auf

den drei Versuchsmaschinen. Die drei untersuchten einfach-wirkenden Maschinen verfügen jeweils über ein 8-Punktziehkissen mit einteiligem Druckkasten und haben identische Leistungsdaten der Nennkräfte von Stößel und Ziehkissen. In Bild 7.2 dargestellt ist ein Leerhub mit gleichem Werkzeug und gleicher Sollwertvorgabe für die Ziehkissenkraft. Es sind eindeutig die Unterschiede im Istkraftverlauf der drei Pressen zu erkennen. Die Ziehkissen unterscheiden sich nicht nur in der Höhe der Ziehkissenkraft sondern auch in deren Verlauf signifikant voneinander. Daran lässt sich leicht erkennen, dass der Pressenwechsel eines Werkzeugs für einen sensiblen Prozess wie das Tiefziehen von Fahrzeugaußenhautteilen nicht ohne eine erneute Anpassung der bzw. Ermittlung der Ziehkisensollkräfte erfolgen kann.

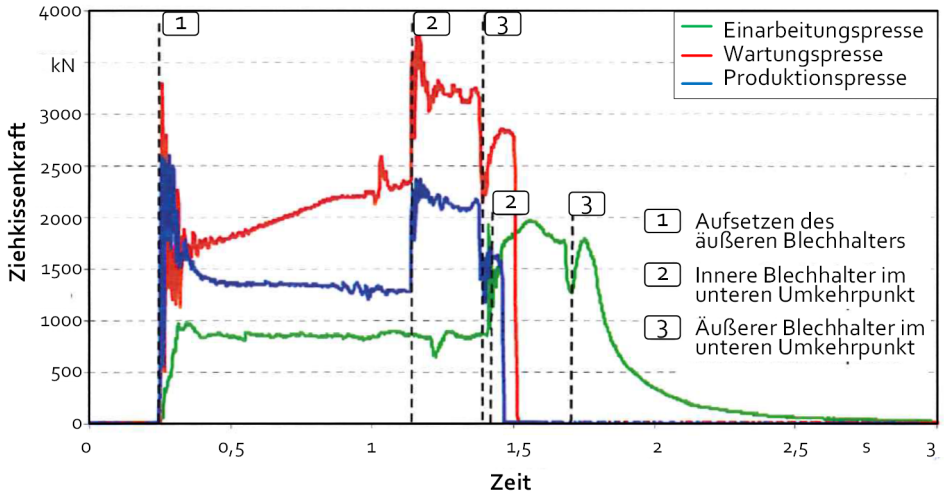


Bild 7.2: Vergleich der Ziehkissenkräfte verschiedener Pressen im Werkzeuglebenszyklus [16]

Die zu untersuchende Demonstratormaschine ist mit einem Ziehkissen mit vier Antriebszylindern ausgerüstet. Damit ist es möglich, nicht nur die Höhe der Niederhalterkraft zu beeinflussen, sondern auch diese örtlich differenziert am Werkzeug einzuleiten.
Das eingesetzte Tiefziehwerkzeug wurde ursprünglich für eine Presse mit Einpunktziehkissen konzipiert. Diese weist ein anderes Pinolenraster auf, so dass in der Versuchsmaschine ein von der Mitte des Pressentisches versetzter Einbau für den Betrieb des Werkzeugs notwendig ist (Bild 7.3 a)). Der exzentrische Einbau des Werkzeugs provoziert eine Kippung des Stößels und damit eine ungleichmäßige Kraftverteilung am Niederhalter. Dadurch kommt es zu unterschiedlichem Flanscheinzug und bei hohen Niederhalterkräften zum Riss des Bauteils (Bild 7.3 b)). Da industriell eingesetzte Tiefziehwerkzeuge in der Regel nicht symmetrisch sind, kann dieses Verhalten als exemplarisch für den Fertigungsprozess von Umformteilen betrachtet werden. Anhand dieses Anwendungsfalls sollen daher die Modelle und Methoden zur Realisierung des virtuellen Umformprozesses erarbeitet werden, um zwei Fragestellungen zu beantworten:

- Wie wirkt sich das Verhalten der Regelung der Antriebszylinder auf die Ausprägung des Bauteils aus?
- Welche Auswirkungen auf die Bauteilgeometrie resultieren aus der Differenzierung der Niederhalterkraft?

Zur Parametrierung der Modelle werden zunächst in einer Untersuchung der Demonstratormaschine in *Kapitel 7.2* die prozessrelevanten Eigenschaften bestimmt. In *Kapitel 7.3* werden Methoden zur Realisierung des virtuellen Umformprozesses erarbeitet und ihre Eignung und Abbildungsgenauigkeit bei der Berechnung virtueller Umformteile untersucht. Anschließend werden in *Kapitel 7.5* Modelle für Prozess und Maschine vorgestellt und zu einem Gesamtsystemmodell zusammengeführt. Abschließend erfolgt in *Kapitel 7.6* die Anwendung des Gesamtsystemmodells zur Bewertung verschiedener Reglereinstellungen, deren Auswirkungen auf das Bauteil und die Untersuchung des Einflusses differenzierter Zylinderkräfte auf das Umformergebnis. In *Kapitel 7.7* wird eine Methode vorgestellt, wie mit den erarbeiteten Modellen die Zylindersollkräfte für die Herstellung des Bauteils vorhergesagt werden können.

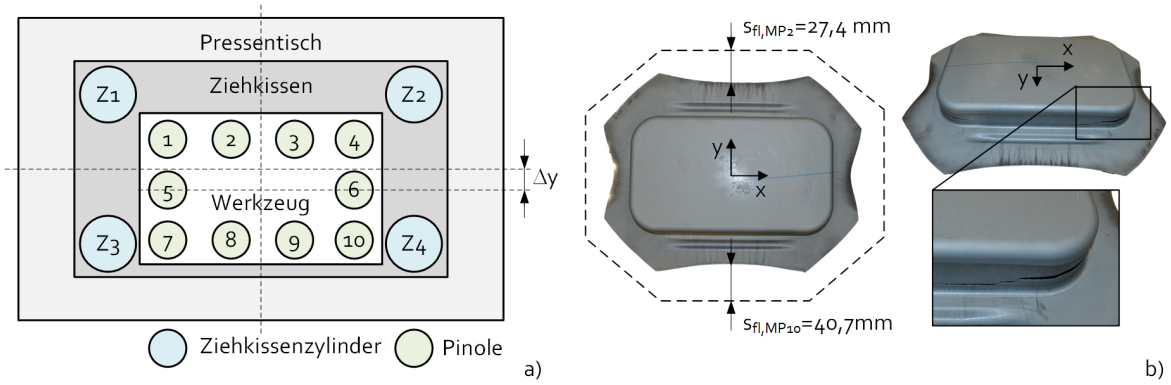


Bild 7.3: exzentrisch eingebautes Werkzeug: a) Lage des Werkzeuges, b) unsymmetrisches Bauteil mit Riss

7.2 Prozessbeeinflussende Maschineneigenschaften

Die im Stand der Technik sowie in der Einleitung diese Kapitels dargestellten Zusammenhänge zeigen, dass die wesentlichen Einflüsse auf den Prozess in den elastostatischen Eigenschaften der Maschine und den Regeleigenschaften des Ziehkissens zu finden sind. Um diese in den Modellen des virtuellen Umformprozesses berücksichtigen zu können, müssen diese Eigenschaften durch geeignete Messungen an der Demonstratormaschine bestimmt werden.

7.2.1 Elastisches Verhalten der Demonstratormaschinen bei statischer Belastung

In [95] werden nach [27] die Anteile der elastischen Verformungen der Pressenkomponenten an Verlagerung und Kippung zusammengestellt (Bild 7.4). Die Grafik zeigt, dass der Hauptanteil der Verlagerung in z-Richtung auf die Verformung des Triebwerkes bzw. des Antriebsstranges der Presse zurückzuführen ist und etwa ein Viertel der Verlagerung aus der Gestellverformung resultiert. Der Hauptanteil der Kippung des Stößels ist durch die Wirkung der Nachgiebigkeiten im Stößelführungssystem bedingt. Ein weiterer größerer Anteil wird durch die Tischdurchbiegung verursacht.

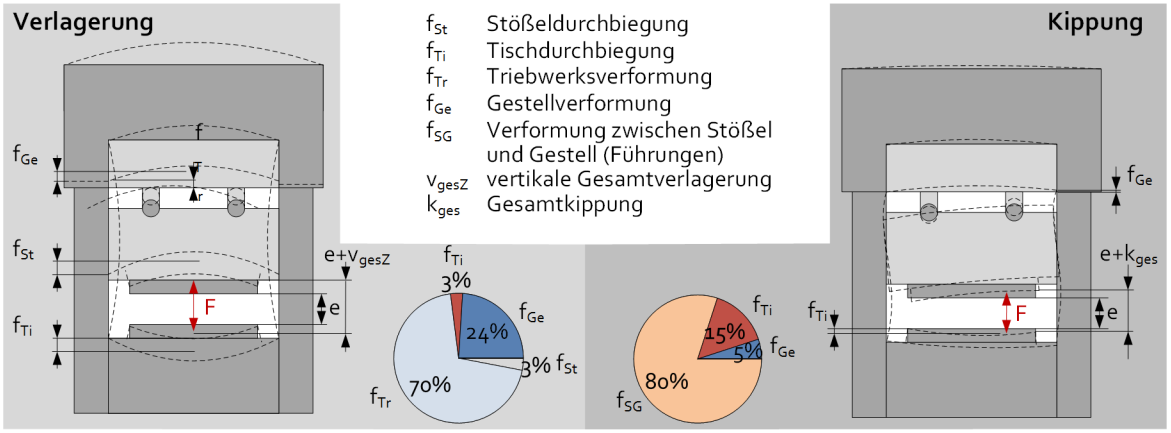


Bild 7.4: Anteile elastischer Verformungen in der Maschine nach [95]

Auch DIN 55189-2 [22] nennt als die wichtigsten Kenngrößen zur Beurteilung von Pressen die Kippung des Stößels um die X- und Y-Achse sowie dessen Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung bei statischer Belastung. Da sich die Verlagerung als Folge der Kippung ergibt, sind die Steifigkeiten des Stößelführungssystems für die Parametrierung des Modells zu bestimmen. Die Gesamtkippung k_{ges} ist als die Neigung zwischen der Stößelunterseite und Tischaufspannfläche bei außermittiger Belastung definiert. Den Messaufbau nach Norm zeigt Bild 7.5.

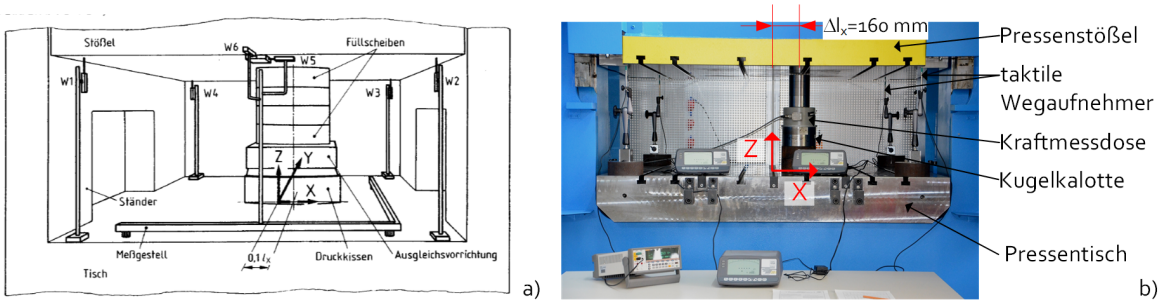


Bild 7.5: Messaufbau zur Bestimmung der Stößelkippung: a) nach Norm [22], b) Umsetzung an der Demonstratormaschine

Die Messung der Kippung erfolgt durch Belastung des Stößels gegen einen Festanschlag. Der Festanschlag wird versetzt zur Kippachse auf dem Pressentisch aufgestellt und ist auf einer Kugelkalotte gelagert, so dass die Kippung so wenig wie möglich beeinflusst wird. Die Belastung erfolgte bei der durchgeführten Messung durch den Hauptantrieb der Presse. Die sich ergebende Belastungskraft wird durch eine Kraftmessdose im Kraftfluss zwischen Festanschlag und Pressentisch bestimmt. Die Messung der Verlagerung in z-Richtung zur Bestimmung der Kippung des Stößels erfolgt in den Ecken durch vier taktile Wegaufnehmer. Die Aufnahme einer Kennlinie der Kippung erfolgt durch wiederholtes Verrücken der Belastungseinrichtung um jeweils 10% der Stößelbreite von der Kippachse weg. Dadurch wird das belastende Moment M_B auf den Stößel stetig erhöht. Das Ergebnis der Messung an der Presse zeigt Bild 7.6.

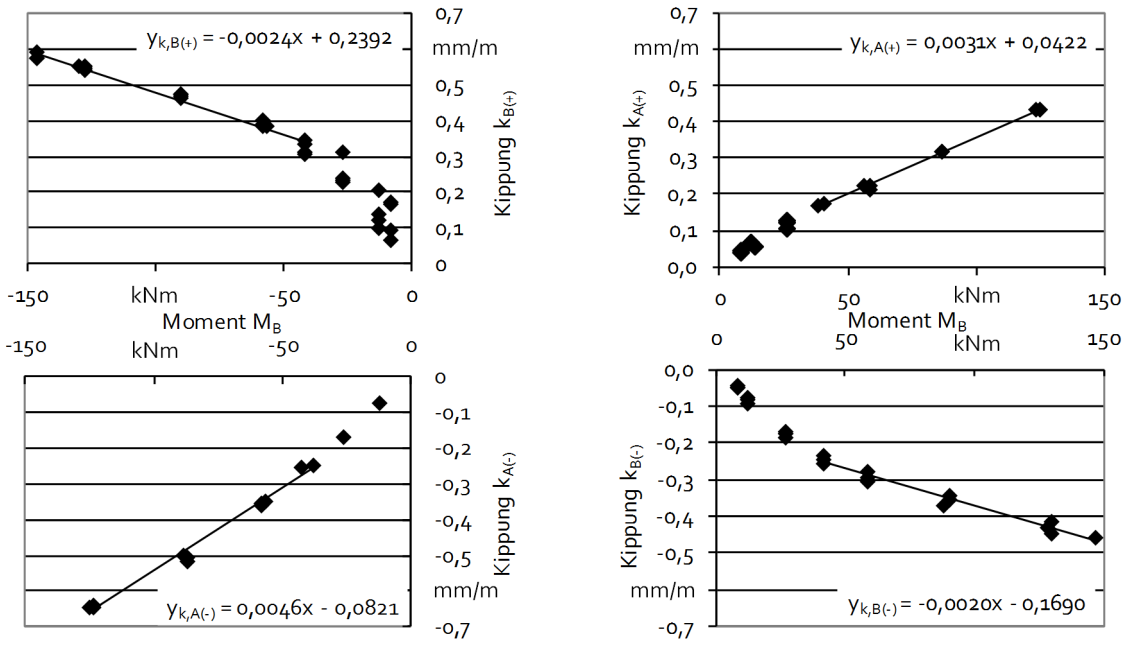


Bild 7.6: Ergebnisse der Kippungsmessung nach [22]

Die Gesamtkippung setzt sich aus einer Anfangskippung k_a, die das Spiel der Führungen wiedergibt, und einer elastischen Kippung k_{el} bedingt durch die Verformungen von Gestell und Stößel zusammen. Die Verläufe der Kurven zeigen ein unsymmetrisches Bild der Kippung. Der Schnittpunkt der Regressionsgeraden mit der y-Achse in den einzelnen Diagrammen gibt die Anfangskippung wieder. Die Kurven der positiven und negativen Kippung um die x-Achse $k_{A(+)}$ und $k_{A(-)}$ weisen nahezu keine Anfangskippung auf. Das bedeutet, dass das Führungsspiel in y-Richtung durch den Pressenhersteller sehr klein eingestellt werden konnte. Die Verläufe der Kippung um die positive und negative y-Achse $k_{B(+)}$ und $k_{B(-)}$ zeigen deutliche Anfangskippungen von etwa $k_{a,B(+)} = 0,24mm/m$ und $k_{a,B(-)} = 0,17mm/m$. Die Anteile der elastischen Kippungen sind um die x-Achse größer als um die y-Achse.
Die Kippsteifigkeiten berechnen sich aus der eingeleiteten Kraft ΔF_Z in z-Richtung, dem Versatz des Krafteinleitungspunktes von der Achse, um die die Kippung gemessen werden soll Δl und dem Anteil der gemessenen elastischen Kippung Δk_{el}. Die Berechnung erfolgt für die Kippsteifigkeit um die x-Achse $c_{k,A}$ nach Gleichung 7.31 und die Kippsteifigkeit um die y-Achse $c_{k,A}$ nach Gleichung 7.32.

$$c_{k,A} = \frac{\Delta F_Z \Delta l_y}{\Delta k_{el,A}} = \frac{\Delta M_B}{\Delta k_{el,A}} \tag{7.31}$$

$$c_{k,B} = \frac{\Delta F_Z \Delta l_x}{\Delta k_{el,B}} = \frac{\Delta M_B}{\Delta k_{el,B}} \tag{7.32}$$

Die berechneten Kippsteifigkeiten entsprechen damit den Kehrwerten der Anstiege der

Regressionsgeraden und sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst.

Tabelle 7.1: Kippsteifigkeiten der Demonstratormaschine

Kippung in positiver Richtung	$c_{k,B(+)} = 416kNm/(mm/m)$	$c_{k,A(+)} = 322kNm/(mm/m)$
Kippung in negativer Richtung	$c_{k,A(-)} = 217kNm/(mm/m)$	$c_{k,B(-)} = 500kNm/(mm/m)$

7.2.2 Regelgenauigkeit der Ziehkissenantriebe mit Ventilsteuerung

Die Genauigkeit der Ziehkissenantriebe bei der Bereitstellung der Ziehkissenkraft hat eine große Auswirkung auf die Kraft, die letztlich auf den Bauteilflansch wirkt. Wie schon in Bild 7.1 zu erkennen ist, ist die Abweichung der resultierenden Kraft hydraulischer Ziehkissen abhängig von der Stößelgeschwindigkeit und der eingestellten Sollkraft.
Durch eine Messung der Ziehkissenkräfte und eine Gegenüberstellung der Istwerte mit den eingestellten Sollwerten wird die Güte der Regelung an der Demonstratormaschine untersucht. Den Messaufbau zeigt Bild 7.7. Es wird eine Reihe von Versuchen durchgeführt, um die Kraftverläufe im für die Herstellung der Rechteckwanne erforderlichen Leistungsspektrum zu überprüfen. Es werden die Stößelgeschwindigkeiten $v_{St} = 10; 20; 30\frac{mm}{s}$ und die Ziehkissensollkräfte $F_{ZK,soll} = 120; 160; 200; 280kN$ vorgegeben.

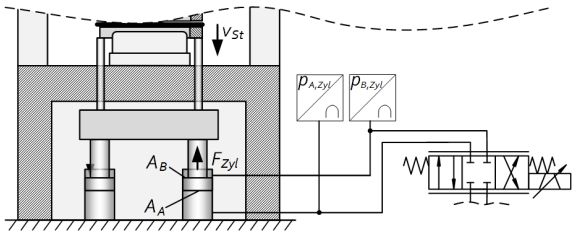


Bild 7.7: Messaufbau zur Bestimmung der Ziehkissenzylinderkräfte

Gemessen werden die Drücke der Ziehkissenzylinder. Aus den Drücken $p_{Zyl,a}$ und $p_{Zyl,b}$ in den Zylinderkammern lässt sich unter Berücksichtigung der Kolben-, bzw. der Kolbenringfläche A_A und A_B die resultierende Zylinderkraft F_{Zyl} nach Gleichung 7.33 bestimmen.

$$F_{Zyl} = p_{Zyl,a}A_A - p_{Zyl,b}A_B \tag{7.33}$$

Die Ziehkissenkraft wird aus der Summe der Kräfte der vier Einzelzylinder gebildet. Die Gegenüberstellung der aus der Messung bestimmten Werte mit den Sollwerten zeigt Bild 7.8. Die gepunktete Linie in den Diagrammen repräsentiert die Ziehkissensollkraft, die gemessenen Istkräfte sind mit durchgezogenen Linien dargestellt. Über jedem Diagramm ist das Verhältnis der Ist- zur Sollkraft nach Abklingen des Überschwingers und Erreichen eines Beharrungszustandes der Ziehkissenkraft angegeben. Ebenfalls dargestellt ist das Verhältnis der Höhe des Kraftüberschwingers zur Sollkraft nach dem Auftreffstoß.
Bei langsamen Stößelgeschwindigkeiten von $v_{St} = 10mm/s$ kann die Regelung des Ziehkissens die Ziehkissenkraft entsprechend des Sollwertes bereitstellen. Der Überschwinger liegt in einem Bereich von 40% bis 70% der Sollkraft. Mit steigender Ge-

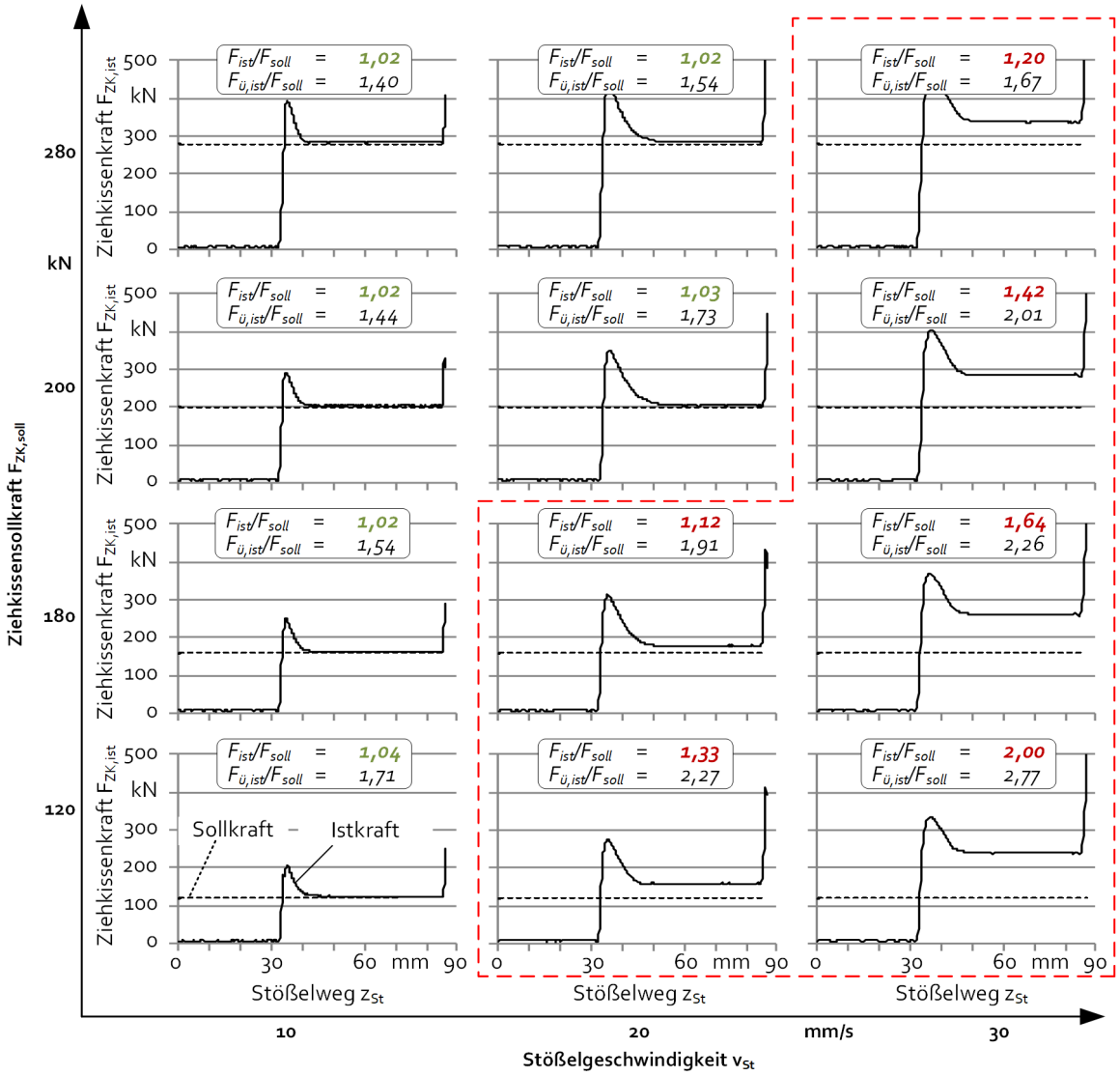


Bild 7.8: Vergleich von eingestellten Sollwerten und gemessenen Istwerten der Ziehkissenkraft

schwindigkeit des Stößels, bei $v_{St} = 20mm/s$, kann die Regelung nur noch bei den beiden höheren Kissensollkräften eine hohe Güte erreichen. Der Überschwinger erreicht bei $F_{ZK,soll} = 200kN$ wiederum die 70% und liegt bei den beiden geringeren Sollkräften darüber und erreicht für die geringste Sollkraft mehr als das Doppelte. In diesen beiden Fällen kann die Regelung den Überschwinger nicht komplett ausregeln und es scheint zu einer bleibenden Regelabweichung zu kommen. Die Ziehkissenistkräfte liegen mit einer Abweichung von 12% bei einer Sollkraft von $F_{ZK,soll=160kN}$ und 33% bei einer Sollkraft von $F_{ZK,soll} = 120kN$ schon deutlich über den Sollwerten. Bei hohen Ziehgeschwindigkeiten von $v_{St} = 30mm/s$ liegen in allen untersuchten Fällen die Istkräfte über den Sollkräften, wobei auch hier bei geringer Kraftanforderung von $F_{ZK,soll} = 120kN$ die Abweichung mit 100% am höchsten ist. Auch die Kraftüberschwinger liegen deutlich über den eingestellten Sollwerten. Es zeigt sich wiederum ein Anstieg der Abweichung mit abnehmender Ziehkissenkraft.

Die Ergebnisse an der Demonstratormaschine bestätigen das Verhalten der Untersuchungen in [60] und damit das Verhalten des hydraulischen Ziehkissens in Bild 7.1. Bei höheren Stößelgeschwindigkeiten erfolgt die Umsetzung der geforderten Ziehkissenkraft durch die Regelung der Ziehkissenzylinder nur mit unzureichender Genauigkeit. Die Vorhersage von Ziehkissensollkräften ohne die Berücksichtigung des Regelverhaltens der Antriebe, die diese bereitstellen, führt zu fehlerhaften Werten. Die heute konventionell angewandte Methode der Bestimmung der Sollkräfte in der FE-Simulation mit starrem Werkzeug ist für eine genaue Prognose unzureichend, was die heute üblichen langen Einarbeitungszeiten an der realen Presse und die damit verbundenen Kosten zur Folge hat.

7.3 Methoden zur Realisierung des virtuellen Umformprozesses

Für die Umsetzung des virtuellen Umformprozesses stehen heute eine Vielzahl an Methoden und Modellierungsansätzen zur Verfügung. Erste Versuche, die Modelle der Maschine in der MMS und des Prozesses in der FE-Simulation zusammenzuführen, haben zu vielversprechenden Ergebnissen geführt (z.B. [9, 95]). Die Modelle von Prozess und Maschine werden in der für den jeweiligen Anwendungsfall spezifischen Simulationsumgebung beschrieben. Die Berechnung der Modelle soll aber unter Berücksichtigung der Zwischenergebnisse des jeweils anderen Modells erfolgen, weshalb eine Kopplung der Modelle notwendig ist.

7.3.1 Kopplungstechnologien

Die Methoden zur Kopplung von Simulationsmodellen in Bild 7.9 können in starke und schwache Kopplung unterteilt werden [18]. Dabei wird grundsätzlich unterschieden, ob die Simulationsrechnung in einer geschlossenen Simulation, also bei starker Kopplung durch einen Integrator oder in einer verteilten Simulation, bei schwacher Kopplung, durch mehrere Integratoren ausgewertet wird [40].

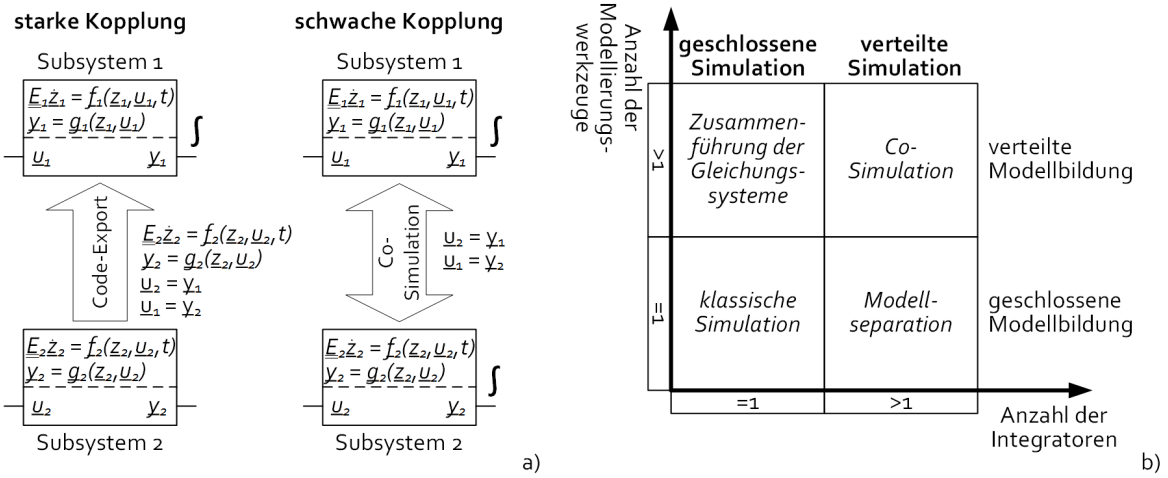


Bild 7.9: Einteilung geeigneter Kopplungskonzepte: a) nach [18], b) nach [40]

Die starke Kopplung beschreibt also die Auswertung eines Gesamtsystemmodells durch einen Integrator. Hierfür müssen alle Teilmodelle in eine für diesen Integrator verständliche Beschreibungsform überführt werden, so dass eine Berechnung aller Teilmodelle durch einen Integrator erfolgen kann. Zur Umsetzung muss der Modellcode eines Modells exportiert und in das andere Modell Integriert werden. Die starke Kopplung von Simulationsmodellen entspricht also der Model-Code-Migration aus Bild 2.27. Ein wesentlicher Nachteil dieser Umsetzung tritt bei der Behandlung von Systemen mit stark unterschiedlichen Steifigkeiten auf. Das System mit der höchsten Steifigkeit bestimmt die Schrittweite der Berechnung. Je höher die Steifigkeit, desto kleiner muss die Schrittweite zur Auswertung des Modells gewählt werden. Die Berechnung des weniger steifen Systems und damit des Gesamtsystemmodells wird in der Folge ineffizient [18].
Bei der schwachen Kopplung wird jedes Modell in seiner Modellierungsumgebung durch den softwareeigenen Integrator berechnet. Die schwache Kopplung entspricht daher der gekoppelten Simulation in Bild 2.27. Die Berechnung der Modelle kann bei dieser Methode parallel oder sequentiell erfolgen. Diese Methode hat den Vorteil, dass Modelle mit unterschiedlichen Steifigkeiten mit jeweils angepasster Rechenschrittweite berechnet werden können. Ein sogenannter *Makroschritt* dient dem Austausch der Koppelgrößen zwischen den Modellen [18]. Zu diesen Zeitpunkten ist zu gewährleisten, dass Simulationsrechnungen eine Zeitsynchronität aufweisen.

7.3.2 Kopplungstopologie

Die Kopplungstopologie beschreibt über die verwendeten Kopppelgrößen die Art der Zerlegung des Gesamtsystemmodells in Teilmodelle und die dadurch entstehenden Schnittstellen [112]. Die Topologien gekoppelter Simulationsmodelle können anhand der Koppelgrößen in Kraft-Weg- [18], Kraft-Kraft- [18], Weg-Weg- [37] oder Constraint- [115] Kopplungen unterschieden werden. Bild 7.10 veranschaulicht die verschiedenen Topologien am Beispiel eines Zweimassenschwingers.

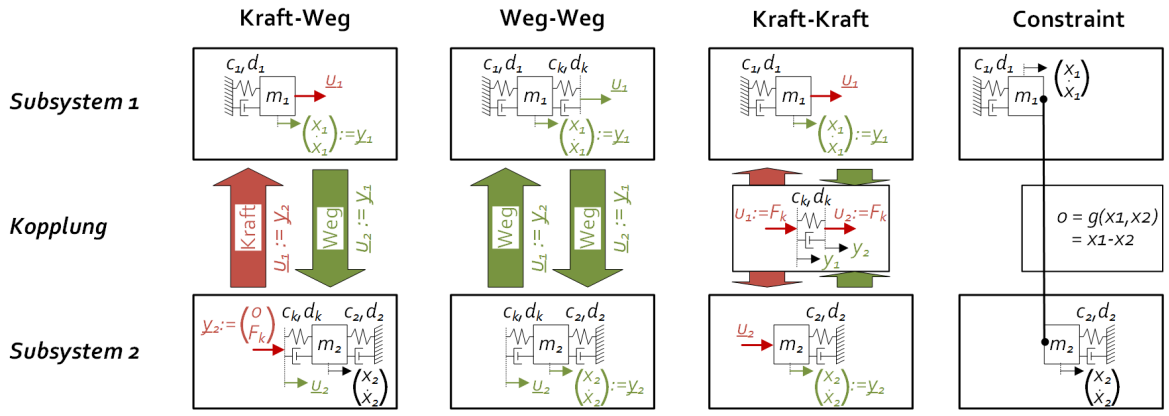


Bild 7.10: Topologien zur Kopplung von Simulationsmodellen nach [112]

Die Kraft-Weg-Kopplung schneidet das Gesamtsystem zwischen einem Feder-Dämpfer Element und einer Masse. Die Bewegungsgrößen der Masse m_1 des Subsystems 1

werden an das Subsystem 2 übergeben und verursachen dort im koppelnden Feder-Dämpfer Element eine Kraft, die zu einer Verlagerung der Masse m_2 führt. Die resultierende Kraft wird an das Subsystem 1 übertragen und führt dort zu einer Änderung der Verlagerung der Masse m_1. Die Weg-Weg Kopplung erfordert das koppelnde Feder-Dämpfer-Element symmetrisch in beiden Subsystemen. Als Koppelgrößen werden die Verlagerungen an der Schnittstelle übertragen, die sich aus den Verlagerungen der Massen m_1 und m_2 entsprechend der Steifigkeit ihrer Lagerung und der Kraftwirkung im koppelnden Feder-Dämpfer-Element ergeben. Die Kraft-Kraft-Kopplung verfolgt im Grunde die gleiche Vorgehensweise wie die Weg-Weg-Kopplung, mit dem Unterschied, dass das koppelnde Feder-Dämpfer-Element nicht in einem der beiden Modelle integriert ist, sondern extern in der Schnittstelle zwischen den beiden Subsystemen berechnet wird. Beiden Subsystemen wird die entstehende Kraft als Eingang vorgegeben. Die Schnittstelle erhält als Rückmeldung die Verlagerungen der Massen m_1 und m_2 und kann so die resultierende Kraft im Koppelelement berechnen. Die Constraint-Kopplung verbindet die beiden Massen m_1 und m_2 starr miteinander.
Die verschiedenen Topologien können unabhängig von der Art der Kopplung verwendet werden, also bei der Model-Code-Migration als auch bei der Co-Simulation zum Einsatz kommen.

7.4 Untersuchung von Methoden Umsetzung des virtuellen Umformprozesses

Die Entwicklung und Untersuchungen der Methoden zur Modellkopplung in den folgenden Kapiteln werden für das Tiefziehen eines Rundnapfes auf der servo-mechanischen Spindelpresse Dunkes ES 4 durchgeführt. Umgesetzt werden die Methoden der starken Kopplung in Form der Model-Code-Migration und der schwachen Kopplung in Form der gekoppelten Simulation.
Als Topologie für die gekoppelten Modelle kommt die Kraft-Weg-Kopplung zum Einsatz. Aufgrund der Struktur des Gesamtsystems ist diese Methode die geeignetste Variante. Die Modelltrennung erfolgt jeweils zwischen den Steifigkeiten der Antriebe von Stößel und Ziehkissen und den Massen des Stößels und dem Druckkasten. D.h. Pressengestell, Antriebe und Regelung werden in der MMS modelliert bzw. als Gleichungssystem in das FE-Prozessmodell integriert, die Abbildung der Massen von Stößel und Ziehkissen erfolgt im FE-Modell. So können an den Schnittstellen die Kräfte der Antriebe und die Verlagerungen von Stößel und Ziehkissen übergeben werden.

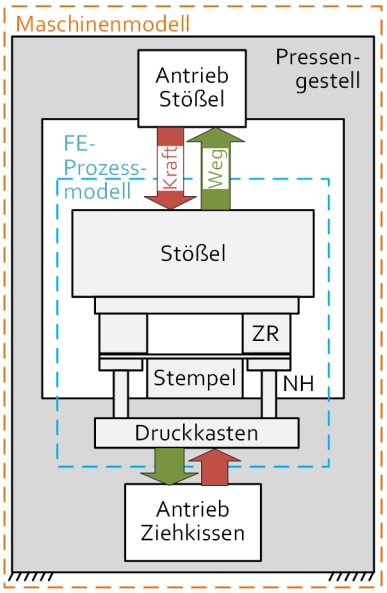


Bild 7.11: eingesetzte Topologie

7.4.1 Eingesetzte Modelle für die Methodenuntersuchung

Die eingesetzten Modelle von Maschine und Prozess wurden in [31] und [110] erstellt und werden im Folgenden kurz beschrieben.
Die Abbildung der Maschine erfolgt stark vereinfacht in einem einachsigen Modell, das die Hauptsteifigkeiten des Gestells und der Antriebe, sowie die Antriebe selbst und deren Reglerstrukturen umfasst (Bild 7.12 a). Das Gestell unterteilt sich in die Massen des Pressentisches, der Seitenständer und des Pressenkopfes. Zwischen den Massen sind Feder-Dämpfer-Elemente angeordnet, die die Nachgiebigkeit der Maschinenkomponenten abbilden. Die Parameterermittlung erfolgte anhand von CAD-Modellen zur Bestimmung der Komponentenmassen und FE-Modellen zur Identifikation der Steifigkeiten des Gestells [111]. Die Antriebe der Presse setzen sich jeweils aus einem Servomotor, einer rotatorischen Massenträgheit und den Gewindetrieben zur Übersetzung der rotatorischen Bewegung der Motoren in translatorische Bewegungen von Stößel und Ziehkissen zusammen. Die Parametrierung erfolgte im Wesentlichen nach Datenblattangaben der Komponenten, die Massen von Stößel und Ziehkissenplatte wurden aus dem CAD-Modell der Maschine bestimmt. Für die Regelung der Antriebe wurde entsprechend der Gegebenheiten an der Maschine eine Lagerregelung mit Geschwindigkeitsvorsteuerung für den Stößelantrieb und eine Kraftregelung für den Ziehkissenantrieb implementiert. Ein Abgleich des Modells konnte aufgrund fehlender Zugängigkeit zur Maschine und damit nicht vorhandener Messdaten nicht erfolgen, ist aber für die Methodenentwicklung zur FE-Simulation unter Maschineneinfluss nicht zwingend erforderlich, da in den folgenden Untersuchungen die Modelle untereinander verglichen werden. Im Anwendungsfall in *Kapitel 7.6* wird abschließend die Güte der Vorhersage mit abgeglichenen Modellen bewertet.
Das FE-Modell des Werkzeugs zur Herstellung des Rundnapfes in Bild 7.12 b) wurde in [129] erstellt und ist als starres Schalenmodell ausgeführt. Als umzuformendes Material ist ein DC04 Tiefziehstahl mit einer Anfangsblechdicke von $s_0 = 0,8mm$ modelliert. Für die Abbildung des elastisch-plastischen Verhaltens des Formteils kommt die LS-Dyna Materialkarte MAT_ 3-PARAMETER_ BARLAT zum Einsatz. Die Fließkurve des Materials wird in diesem Modell nach Swift [119] approximiert, die Anisotropie wird mit Fließortskurven nach Baralat/Lian [4] beschrieben. Detaillierte Ausführungen zu dem verwendeten Materialmodell und dessen Parametrierung finden sich in [95]. Die verwendeten Parameter für das Modell sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Tabelle 7.2: Parameter zur Definition des Materialverhaltens von DC04 Tiefziehstahl im FE-Modell

Bezeichnung	Dichte	E-Modul	Poissonz.	Fließkurve		Anisotropie			
Formelzeichen	ρ_{DC04}	E_{DC04}	ν_{DC04}	k_{Swift}	n_{Swift}	m_{Barlat}	R_0	R_{45}	R_{90}
Wert	$7,85e^{-9}$	$2.07e^5$	$0,26$	$542,9$	$0,26$	6.0	$2,034$	$1,498$	$2,106$
Einheit	t/mm^3	MPa	–	–	–	–	–	–	–

Die Geschwindigkeit des Umformprozesses wird durch den Einsatz dehnratenabhängiger Fließkurven nach Cowper-Symmonds [20] und einen geschwindigkeitsabhängigen Reibwert realisiert. In Bild 7.12 b) sind die berechneten Fließkurven für einen DC04 Tiefziehstahl mit den Materialparametern C und p für die Abbildung des Dehnratenein-

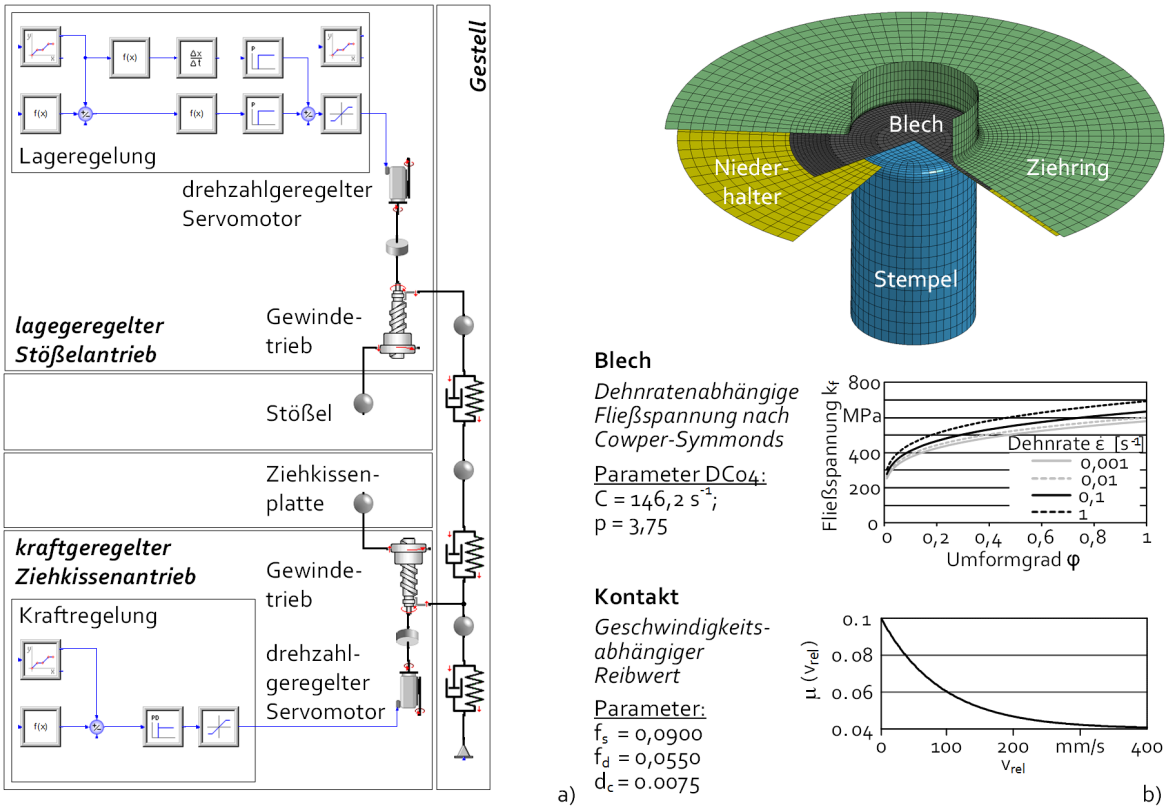


Bild 7.12: Modelle zur Implementierung des virtuellen Umformprozesses: a) Servo-mechanische Spindelpresse, b) Rundnapfwerkzeug

flusses im FE-Modell dargestellt. Die Berechnung zur Skalierung der Fließkurve nach Cowper-Symmonds erfolgt nach Gleichung 7.34. Die Fließspannung k_{f0} wird in Abhängigkeit von der Dehnrate $\dot{\varphi}$ und den materialspezifischen Parametern C und p skaliert und es ergibt sich die dehnratenabhängige Fließspannung $k_f(\dot{\varphi})$.

$$k_f(\dot{\varphi}) = k_{f0} \cdot \left[1 + \left(\frac{\dot{\varphi}}{C}\right)^{\frac{1}{p}}\right] \tag{7.34}$$

Die Reibwerte zur Parametrierung der tribologischen Verhältnisse in der Kontaktfuge können in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner bestimmt werden [38] und sind durch Gleichung 7.35 im Modell hinterlegt. Dabei beschreibt der Parameter f_s den statischen Anteil des Reibwerts, f_d den dynamischen Anteil und d_c einen Dämpfungskoeffizienten für den Übergang zwischen beiden Reibanteilen.

$$\mu(v_{rel}) = f_d + (f_s - f_d) \cdot e^{-d_c \cdot v_{rel}} \tag{7.35}$$

7.4.2 Umsetzung der gekoppelten Simulation

Wie in Abschnitt 7.3.1 beschrieben, werden bei der gekoppelten Simulation die Modelle von Maschine und Prozess jeweils in einer eigenständigen, domänenspezifischen Simulation berechnet und die Koppelgrößen an den Makrozeitschritten während der Berechnung ausgetauscht. Die Abarbeitung der Modelle in der umgesetzten Variante erfolgt sequentiell, da bei dieser Methode die Synchronisierung der Modelle bei Erreichen des Makrozeitschrittes erfolgt.
Für die Realisierung der Simulatorkopplung wurde im Rahmen der Arbeit eine Koppelschnittstelle in C++ entwickelt. Diese ermöglicht den Datenaustausch zwischen der Maschinen- und der Prozesssimulation. Dabei erfolgt die Kommunikation zwischen dem Maschinenmodell und der Koppelschnittstelle über einen durch die Simulationssoftware bereitgestellten Baustein. Dieser Baustein erlaubt die Übertragung definierter Datenvektoren über das TCP-IP Protokoll an eine festgelegte IP-Adresse und die Festlegung des Makrozeitschrittes für die Datenübertragung. Auf dem Rechner mit der angegebenen IP-Adresse wird die Koppelschnittstelle ausgeführt. Die Koppelschnittstelle steuert das FE-Modell und greift auf einen mit dem FE-Modell geteilten Speicherbereich (SharedMemory) zu. Über diesen Speicherbereich werden die Koppelgrößen mit dem Prozessmodell ausgetauscht. Im Prozessmodell wird ein nutzerdefinierbares Materialmodell implementiert, das die Routinen für den Zugriff auf den geteilten Speicherbereich enthält und in den Solver kompiliert wird. Dieses nutzerdefinierte Materialmodell wird Balkenelementen zugewiesen, die an den Koppelstellen im Modell angeordnet sind. Die Balkenelemente stützen sich gegen einen Anschlag ab und beaufschlagen den jeweiligen Koppelknoten mit der Kraft des korrespondierenden Antriebs im Maschinenmodell. Die Struktur der gekoppelten Simulation ist in Bild 7.13 dargestellt.

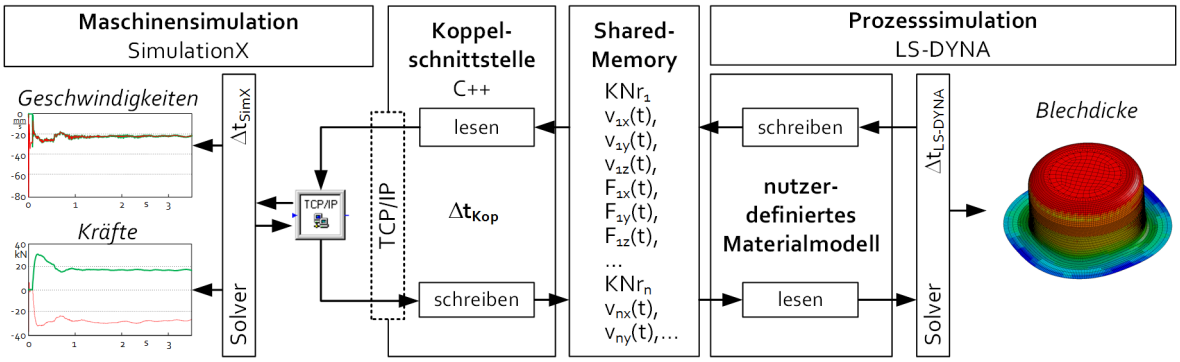


Bild 7.13: Schema der Koppelschleife zwischen SimulationX und LS-Dyna

Die Software zur Realisierung der Koppelschnittstelle wurde auf Basis einer von der ITI GmbH bereitgestellten Implementierung für die TCP/IP Kommunikation in SimulationX entwickelt. Bild 7.14 zeigt vereinfacht die Struktur und die wesentlichen Funktionen der Koppelschnittstelle.
In der Programmoberfläche wird der zu verwendende Solver, der Pfad zum Prozessmodell, die Anzahl der Koppelknoten und deren Nummern festgelegt werden. Die Nummern der Koppelknoten entsprechen dabei den Nummern der Knoten der Balkenelemente im FE-Modell. In Abhängigkeit von der Anzahl der Koppelknoten werden die Datenstruktu-

ren in der Koppelschnittstelle angelegt. Jeder Koppelknoten wird durch einen Vektor mit sieben Werten beschrieben. Der erste Wert beinhaltet die Knotennummer, die folgenden drei Werte die Geschwindigkeiten und die letzten drei Werte die Kräfte des Knotens jeweils in den drei Raumrichtungen. Durch Aneinanderreihung der Vektoren entsteht eine Matrix der Koppelgrößen für alle Koppelknoten, die an die Kommunikationsfunktion der Koppelschnittstelle übergeben wird. Für die Initialisierung der Kopplung wird zunächst die Koppelschnittstelle gestartet. Durch dort integrierte Algorithmen für die TCP/IP Verbindung lauscht das Programm nun auf einem definierten Port, bis es Kommunikations- und Datenpakete empfängt. Dies ist der Fall, wenn die Simulation des Maschinenmodells gestartet wurde und der dort integrierte Baustein für die TCP/IP Kommunikation die Daten der Koppelstellen im Maschinenmodell über den definierten Port sendet.

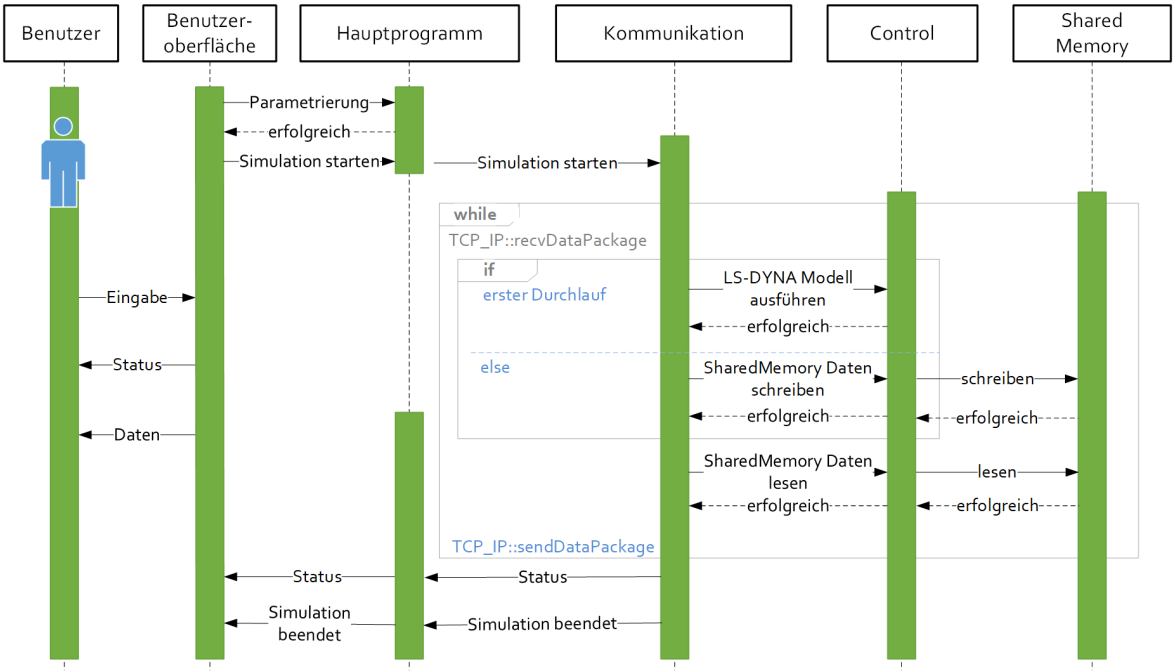


Bild 7.14: vereinfachte Programmstruktur der Koppelschnittstelle

Entsprechend der Vorgaben in der Bedienoberfläche wird zu Beginn einer jeden Simulationsrechnung anhand der Anzahl der Koppelknoten der notwendige Speicherbereich für die Übergabe der Koppelgrößen reserviert. Die Initialisierung der Berechnung erfolgt nach dem in Bild 7.15 dargestellten Schema. Vor dem Start der Berechnung müssen die notwendigen Ressourcen für die Datenübertragung beim Betriebssystem angefragt werden. Der Zugriff auf die Speicherbereiche erfolgt über sogenannte Handle. Ein Handle bezeichnet eine vom Betriebssystem verwaltete eindeutige Ressource, im vorliegenden Anwendungsfall den Arbeitsspeicher. Die Anzahl der Koppelstellen und die Dimension des Modells bestimmen die Menge der zu übertragenden Daten. Da vor dem Start der Simulation im Koppelprogramm nicht bekannt ist wie viele Daten übertragen werden sollen, werden zwei Bereiche im Arbeitsspeicher benötigt. Der Konfigurationsspeicher hat eine definierte Größe und eine festgelegte Adresse. Die Adresse wird im Koppelprogramm und dem nutzerdefinierten Materialmodell im FE-Modell hinterlegt. Der Datenspeicher hat eine variable Adresse und eine variable Größe. Dadurch ist es möglich, die

Datenmenge in der Benutzeroberfläche auf die Erfordernisse der Simulation anzupassen.
Zum Start der Berechnung wird durch das Koppelprogramm das Konfig-Handle für den Konfigurationsspeicher mit der festen Adresse abgefragt. Zudem ist jetzt die zu übertragende Datenmenge bekannt, so dass auch der Datenspeicherbereich festgelegt und die zugehörige Adresse angefragt werden kann. Beim Start des FE-Solvers wird durch die Routinen im nutzerdefinierten Materialmodell für die festgelegte Adresse des Konfigurationsspeichers ebenfalls das Konfig-Handle abgefragt. Mit diesem kann aus dem Konfigurationsspeicher das zur Laufzeit festgelegte Daten-Handle abgerufen werden, so dass von Seiten des FE-Modells auf die Datenspeicher zugegriffen werden kann. Ist in der Koppelschnittstelle als auch dem FE-Model das Daten-Handle bekannt, kann die zyklische Abarbeitung der Simulationsrechnungen gestartet werden.
Die Ablaufsteuerung der beiden Simulationsrechnungen erfolgt durch das Verriegeln des gemeinsam genutzten Datenspeicherbereiches. Mit Hilfe von "mutual exclusions"(Mutex) lässt sich der Zugriff auf den geteilten Speicherbereich steuern. Mutex dienen der Vermeidung des gleichzeitigen Zugriffs parallel laufender Anwendungen auf gemeinsam genutzte Ressourcen. Zu Beginn der Berechnung liegt der Zugriff auf den Datenspeicherbereich bei der Koppelschnittstelle. Diese sperrt den Speicher für den Zugriff durch die Kommunikationsroutinen im FE-Modell so lange, bis der erste Makroschritt der Maschinensimulation durch SimulationX berechnet wurde und die Kraftgrößen an den Koppelpunkten über die TCP/IP-Verbindung an die Koppelschnittstelle übertragen wurden. Diese Daten werden dann in die entsprechenden Vektoren im Datenspeicherbereich geschrieben und dieser nach erfolgreicher Schreiboperation für Prozesssimulation in LS-Dyna freigegeben.

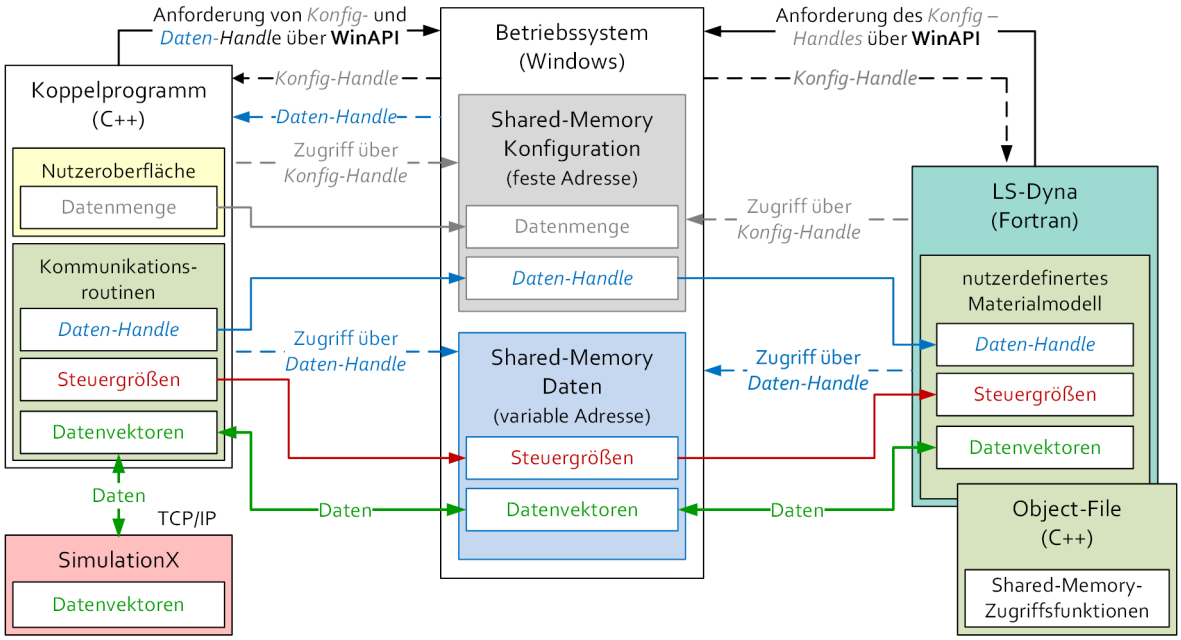


Bild 7.15: Initialisierungsschema der gekoppelten Simulation

Der Ablauf der Initialisierung und Berechnung des FE-Modells ist in Bild 7.16 veranschaulicht. Das FE-Modell wird durch die Koppelschnittstelle gestartet. Auch hier wird

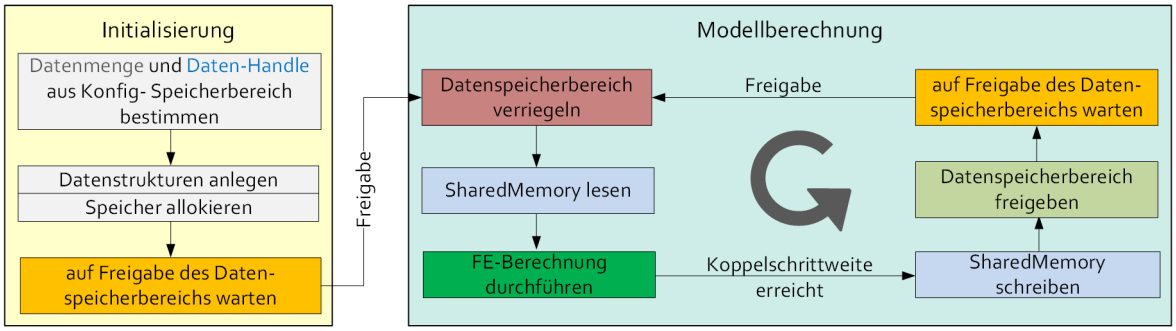
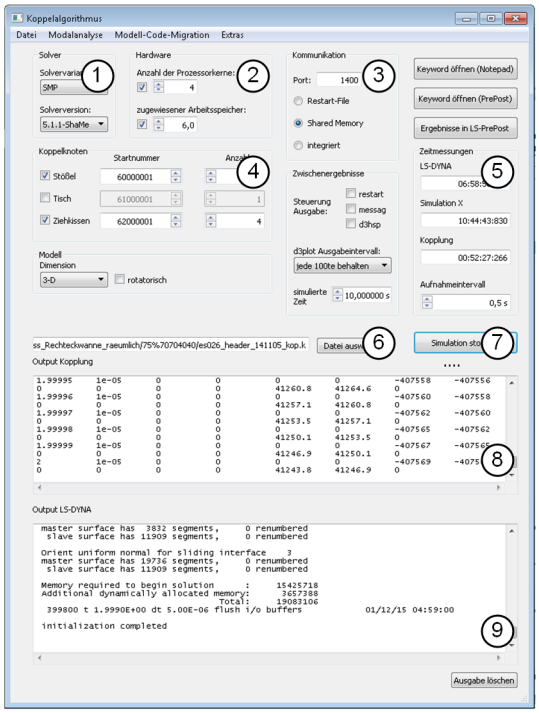


Bild 7.16: Programmstruktur des nutzerdefinierten Materialmodells im LS-Dyna Solver

zunächst eine Initialisierung durchgeführt. Wie bereits beschrieben wird das Daten-Handle aus dem Konfigurationsspeicherbereich bestimmt und anhand der Datenmenge die notwendigen Datenstrukturen angelegt und der dafür notwendige Speicher allokiert. Anschließend wartet der LS-Dyna-Solver auf die Freigabe des geteilten Speicherbereiches, so dass für den ersten Berechnungsschritt der Prozesssimulation die Kraftrandbedingungen vorliegen. Wird dieser durch die Koppelschnittstelle freigegeben, verriegelt der LS-Dyna-Solver den Datenspeicherbereich und beginnt mit der Berechnung des Makrozeitschrittes des Prozessmodells. Ist dieser erreicht, werden die Verlagerungsdaten der Knoten in den Speicherbereich geschrieben und dieser wieder für den Zugriff durch die Koppelschnittstelle freigegeben.
Zur Steuerung und Überwachung der Simulationsrechnung wurde im Rahmen der Arbeit die in Bild 7.17 dargestellte Benutzeroberfläche entworfen und umgesetzt.



1) Solverauswahl
2) Hardware für die FE-Berechnung
   - *Anzahl an Prozessorkernen*
   - *Arbeitsspeicher*
3) Kommunikation
   - *Kopplungsart*
   - *TCP/IP Port*
4) Koppelknoten
   - *Knotenanzahl an Stößel, Tisch und Ziehkissen*
   - *Knotennummern*
5) Messung der Rechenzeit
   - *LS-Dyna*
   - *SimulationX*
   - *Koppelschnittstelle*
6) Modellauswahl FE-Modell
7) Simulationsstart
8) Ausgabe der Koppelgrößen
9) LS-Dyna Konsolenausgabe

Bild 7.17: Benutzeroberfläche zur Steuerung und Überwachung der gekoppelten Simulation

Neben der Festlegung der Ressourcen und Parameter für die Kopplung werden hier die Ausgaben des LS-Dyna-Solvers und die Koppelgrößen visualisiert. Die Integration einer Zeitmessung erlaubt die Bestimmung der Rechenzeiten der an der gekoppelten Simulation beteiligten Programme.

7.4.3 Umsetzung der Modell-Code-Migration

Die Integration des Maschinenmodells in der FE-Simulation erfolgt wie in *Kapitel 2.12.4* durch Umwandlung der Differentialgleichungen des Mixed-Model Simulationsmodells in Differenzengleichungen. Dabei werden Ableitungen durch das Verfahren der Differenzenquotienten nach Gleichung 7.36 überführt. Die Variable x repräsentiert die zu berechnende Größe, Δt die Zeitdauer der Rechenschrittweite. Ist die Rechenschrittweite klein genug, kann davon ausgegangen werden, dass die zeitliche Ableitung und der Differenzenquotient identisch sind [71].

$$x_k^{'} = \frac{x_k - x_{k-1}}{\Delta t} \tag{7.36}$$

Als Integrationsverfahren kommt das explizite Eulerverfahren nach Gleichung 7.37 zum Einsatz.

$$x_{k+1} = x_k + \Delta t \cdot f(x_k, u_k) \tag{7.37}$$

Auch bei diesem Verfahren wird die Genauigkeit der Berechnung der gesuchten Größe durch die Schrittweite beeinflusst. Bild 7.18 verdeutlicht die Auswirkungen der Schrittweite auf den Integrationsfehler anhand einer qualitativen Darstellung. Wird der Rechenschritt aus Bild 7.18 a) wie in Bild 7.18 b) in mehrere kleine Rechenschritte zerlegt, nimmt der Integrationsfehler ab.

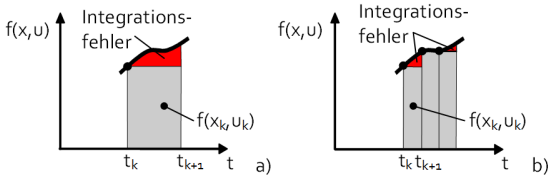


Bild 7.18: Schrittweitenabhängigkeit bei der Integration mit dem expliziten Eulerverfahren

Die Rechenschrittweite hat also einen maßgeblichen Einfluss auf die Genauigkeit der Berechnung des MMS-Modells nach der Überführung in Differenzengleichungen. Je kleiner aber die Schrittweite gewählt wird, desto mehr Rechenschritte sind zum Erreichen der simulierten Zeit notwendig. Der Abschätzung einer geeigneten Rechenschrittweite kommt daher eine entscheidende Bedeutung zu [71].
Für die Umsetzung in LS-Dyna werden die Differentialgleichungen der Antriebe der Maschine und deren Reglerstrukturen in entsprechende Differenzengleichungen umgewandelt.
Die Differenzengleichungen werden in einem nutzerdefinierbaren Materialmodell in Fortran implementiert und in den LS-Dyna-Solver kompiliert. Die Vorgehensweise wurde bereits in [95] für die Abbildung des Verhaltens einer hydraulischen Achse angewandt.

Wird das nutzerdefinierte Material einem Balkenelement zugewiesen, ergibt sich ein frei programmierbares Kraftmodell wie in Bild 7.19 dargestellt.

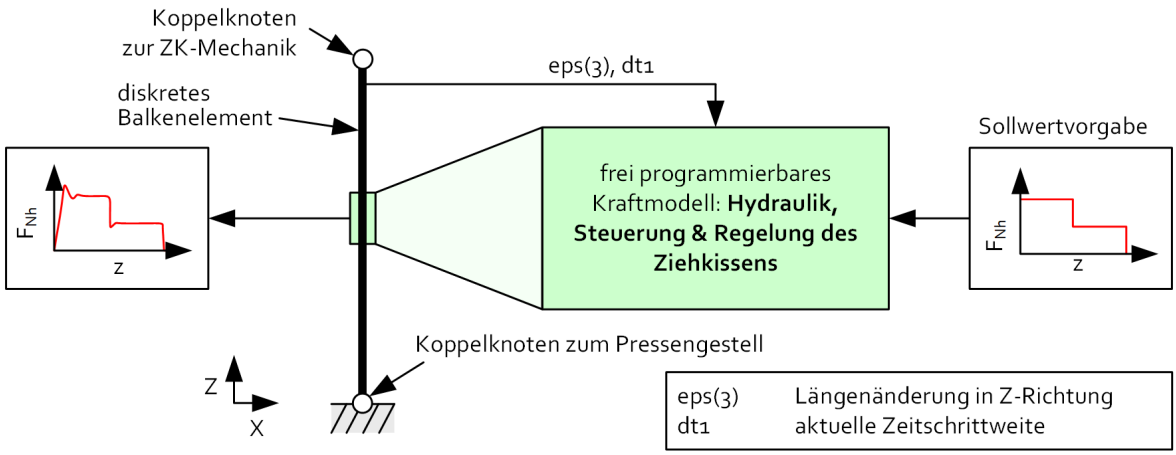


Bild 7.19: frei programmierbares Kraftmodell zur Implementierung von Differenzgleichungen im FE-Modell [95]

Die Parametrierung des Materialmodells erfolgt über die LS-Dyna-typischen Materialkarten. Hier können für die im Modell verwendeten Variablen die Werte festgelegt werden. Damit ist es möglich, mit dem gleichen Materialmodell verschiedene Antriebskonfigurationen abzubilden. Im vorliegenden Anwendungsfall kann also das gleiche Materialmodell verwendet werden. Der Unterschied zwischen den Antrieben besteht nur in der Parametrierung und der Regelung. Daher werden beide Regelungen der servomechanischen Achse im Modell vorgesehen, zwischen denen über einen Parameter in der Materialkarte umgeschaltet werden kann.
In Bild 7.20 ist das FE-Modell des Rundnapfes mit der Repräsentation des Maschinenmodells zu sehen. Das Pressengestell wurde als Feder-Dämpfer-Masse-System in das FE-Modell übernommen. Hier lassen sich die Komponenten durch diskrete Elemente abbilden, so dass eine Migration in den Solver nicht notwendig ist.
Für die Antriebe von Stößel und Ziehkissen ist jeweils ein Balkenelement vorgesehen. Ein Knoten der Balkenelemente ist mit dem Pressengestell über eine starre Verbindung gekoppelt. So stützt sich die im Balkenmodell erzeugte Kraft gegen das Pressengestell ab. Der jeweils andere Knoten der Balkenelemente ist an die Matrize und den Niederhalter des Prozessmodells angebunden. Den Balkenelementen ist das nutzerdefinierte Materialmodell zur Abbildung der Antriebe zugewiesen. Die dort berechneten Antriebskräfte bewirken eine Verschiebung der Koppelknoten und damit des FE-Modells. Der Antrieb des Stößels wird in Wegregelung, der Antrieb des Ziehkissens in Kraftregelung betrieben.

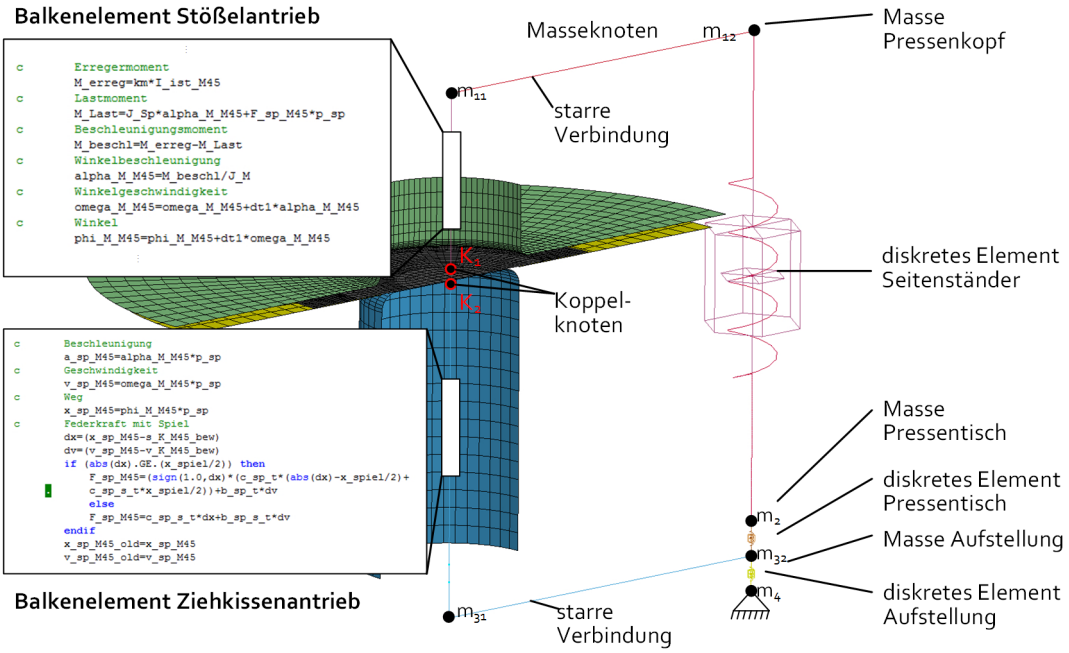


Bild 7.20: Model-Code-Migration einer Servospindelpresse in das FE-Modell eines Rundnapfes [110]

7.4.4 Stabilität der gekoppelten Modelle

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Modelle der Demonstratormaschine und des -prozesses sind für eine Analyse des dynamischen Verhaltens der verschiedenen Kopplungsmethoden zu komplex. Bei einer Rechenzeit eines Simulationslaufes von mehreren Stunden ist eine umfangreiche Analyse der Modellstabilität und der Abbildungsgenauigkeit nur bedingt möglich bzw. erfordert sehr viel Zeit. Die Bewertung des Verhaltens der Modelle bei Realisierung der verschiedenen Simulationsmethoden und die Ermittlung stabiler Simulationsparameter erfolgt daher anhand der in Bild 7.21 dargestellten Einmassenschwinger (EMS). Die Rechenzeiten dieser Modelle liegen im Bereich von Millisekunden bis zu Minuten, so dass Variantenrechnungen mit vertretbarem zeitlichen Aufwand durchgeführt werden können.
Bild 7.21 zeigt auf der linken Seite den EMS in der FE-Simulation bestehend aus den Knoten K1 und K2 und den diskreten Elementen für die Abbildung der Feder und des Dämpfers. In der Mitte links ist der EMS für die Modell-Code-Migration dargestellt. Zur Abbildung werden ebenfalls zwei Knoten K1 und K2 modelliert. Zwischen diesen wird ein Balkenelement mit dem in Kapitel 7.4.3 beschriebenen benutzerdefinierten Materialmodell zur Berechnung des Feder-Dämpfer-Verhaltens eingesetzt. In der Mitte rechts findet sich das Modell des EMS bei Simulator-Kopplung. Bei diesem Modell liegt der Masseknoten in der FE-Simulation, das Feder-Dämpfer-Element wird in der Mixed-Model-Simulation abgebildet. Als Koppelgrößen dienen die Geschwindigkeit v_{EMS} des Knotens K1 und die resultierende Kraft des Feder-Dämpfer-Elements F_{EMS}. Die Übertragung der Koppelgrößen erfolgt wie in Kapitel 7.4.2 dargestellt über das TCP/IP-Protokoll und den geteilten Speicherbereich. Ganz rechts in Bild 7.21 ist das Modell des EMS in der Mixed-Model-Simulation mit Masseknoten und Feder-Dämpfer-Element zu sehen.

Die Untersuchung von Stabilitäts- und Dämpfungsverhalten der Modelle erfolgt anhand des Wegverlaufs der Masse m_{EMS} nach sprungartiger Anregung durch Vorspannung und Entlastung der Feder bei Simulationsbeginn. Die Modelle sind so parametriert, dass sich die Steifigkeit c_{EMS} und die Dämpfung b_{EMS} der Einmassenschwinger aus der Vorgabe der Eigenfrequenz f_{EMS} und des Dämpfungsgrades D_{Soll} ergeben. Untersucht werden die Eigenfrequenzen 1, 5, 10, 50, 100, 500 und 1000 Hz.

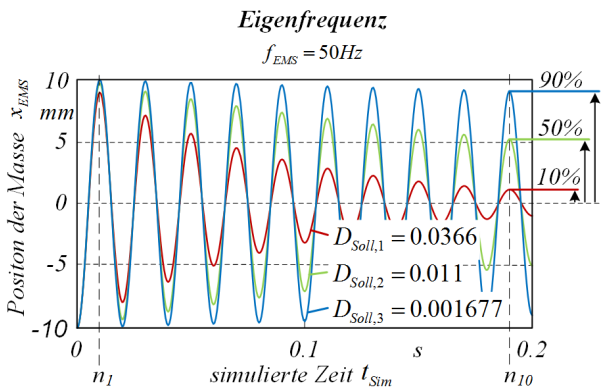


Bild 7.22: Einmassenschwinger: Sprungantwort und Dämpfungsgrade

Für den Dämpfungsgrad werden drei Fälle unterschieden (Bild 7.22). Stark gedämpfte Systeme ($D_{Soll,1}$) bei denen die Amplitude der Schwingung innerhalb von zehn Perioden um 90% abnimmt, gedämpfte Systeme ($D_{Soll,2}$), bei denen sich die Amplitude um 50% reduziert und schwach gedämpfte Systeme ($D_{Soll,3}$) mit einer Amplitudenreduzierung von 10%. Die Masse m_{EMS} bleibt für alle Simulationsrechnungen konstant. Die Simulationsdauer je Eigenfrequenz beträgt das Zehnfache der Periodendauer, so dass jeweils zehn Schwingungen berechnet werden.

Die Ergebnisse der Variantenanalyse zeigen, dass für die Modelle in der FE-Simulation, der Mixed-Model-Simulation und der Modell-Code-Migration die Dämpfung des EMS der vorgegebenen entspricht.

Für die gekoppelte Simulation zeigen sich aber teilweise erhebliche Abweichungen der Dämpfung in Abhängigkeit von der Eigenfrequenz des EMS und der Koppelschrittweite der Modelle der FE- und der Mixed-Model-Simulation. Für die Bestimmung geeigneter Koppelschrittweiten wird das Dämpfungsverhalten der gekoppelten Simulation anhand

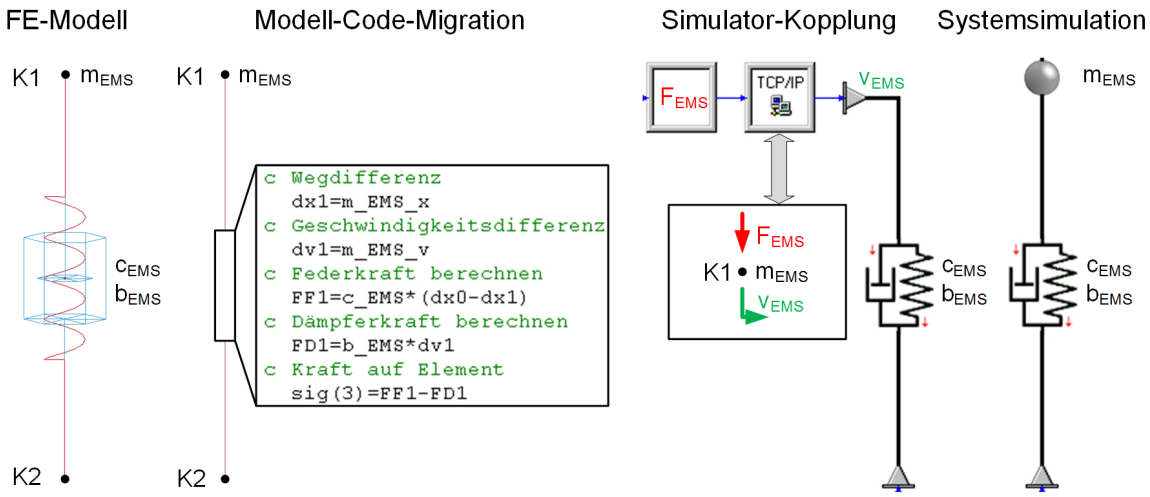


Bild 7.21: Modell eines Einmassenschwingers in den untersuchten Modellierungsarten

des Dämpfungsgrades des Berechnungsergebnisses bewertet. Aus dem Verhältnis der Schwingungsmaxima der Amplituden n_1 und n_{10} kann das logarithmische Dekrement nach Gleichung 7.38 bestimmt werden.

$$\Lambda = \frac{1}{n} \ln \frac{x_i}{x_{i+1}} \tag{7.38}$$

Damit lässt sich der Dämpfungsgrad D_{ist} des simulierten Einmassenschwingers nach Gleichung 7.39 berechnen und mit dem vorgegebenen Dämpfungsgrad D_{soll} in Beziehung setzen. Nach Gleichung 7.40 berechnet sich der Faktor ΔD, der zur Veranschaulichung der Ergebnisse genutzt wird.

$$D_{ist} = \frac{\Lambda}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Lambda^2}} \tag{7.39}$$

$$\Delta D = \frac{D_{soll}}{D_{ist}} \tag{7.40}$$

Bild 7.23 stellt die Abweichung der simulierten von der vorgegebenen Dämpfung anhand des Faktors ΔD in Säulendiagrammen dar. Jede Säule entspricht ΔD bei definierter Eigenfrequenz und Koppelschrittweite. Fehlende Säulen verweisen auf instabile Simulationsrechnungen, bei denen es zu einem Aufschwingen des Einmassenschwingers gekommen ist. Je höher die Säule, desto geringer ist der Dämpfungsgrad in der Simulationsrechnung. Die drei Diagramme zeigen die starke Abhängigkeit der Dämpfung von der Schrittweite der gekoppelten Simulation sowie der simulierten Eigenfrequenz.

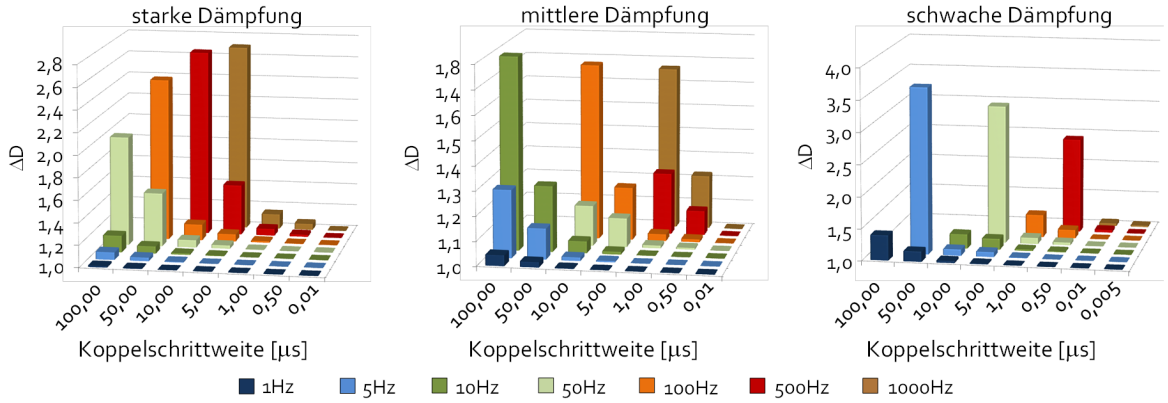


Bild 7.23: Dämpfungsverhalten des gekoppelten Simulationsmodells

Für eine genaue Abbildung des Schwingungsverhaltens ist folglich bei der Bestimmung der Koppelschrittweite die größte Eigenfrequenz im System zu beachten. Während bei stark gedämpften Systemen mit einem Faktor von etwa $1e^{-5}$ der Periodendauer der

Eigenfrequenz abgetastet werden muss, ist für schwach gedämpfte Systeme ein Faktor von $5e^{-6}$ der Periodendauer notwendig, um die bestmögliche Abbildung der Dämpfungswirkung zu erreichen. Zwar kann für diese Schrittweite bei schwacher Dämpfung noch immer nicht die Abbildungsgenauigkeit wie bei den stark gedämpften Systemen erreicht werden, es tritt aber auch bei weiterer Verringerung der Koppelschrittweite keine Verbesserung des Verhaltens mehr auf.

7.4.5 Abbildungsgenauigkeit der Model-Code-Migration

Bei der gekoppelten Simulation ist durch den Einsatz des detaillierten Maschinenmodells die maximale Abbildungsgenauigkeit gegeben. Die Abbildungsgenauigkeit des in den FE-Solver integrierten Maschinenmodells hängt wie eingangs beschrieben durch das verwendete Integrationsverfahren von der Schrittweite bei der Berechnung ab. Die Berechnung bleibt zwar stabil, es kann aber nur mit einer ausreichend kleinen Schrittweite bei Einsatz dieses Verfahrens eine hohe Genauigkeit bei der Vorhersage des Maschinenverhaltens erreicht werden. Dadurch steigt im Gegenzug aber die Rechenzeit der Simulation.
Bild 7.24 zeigt die Berechnungsergebnisse von FE-Simulationsrechnungen mit integriertem Maschinenmodell bei verschiedenen festgelegten Rechenschrittweiten.

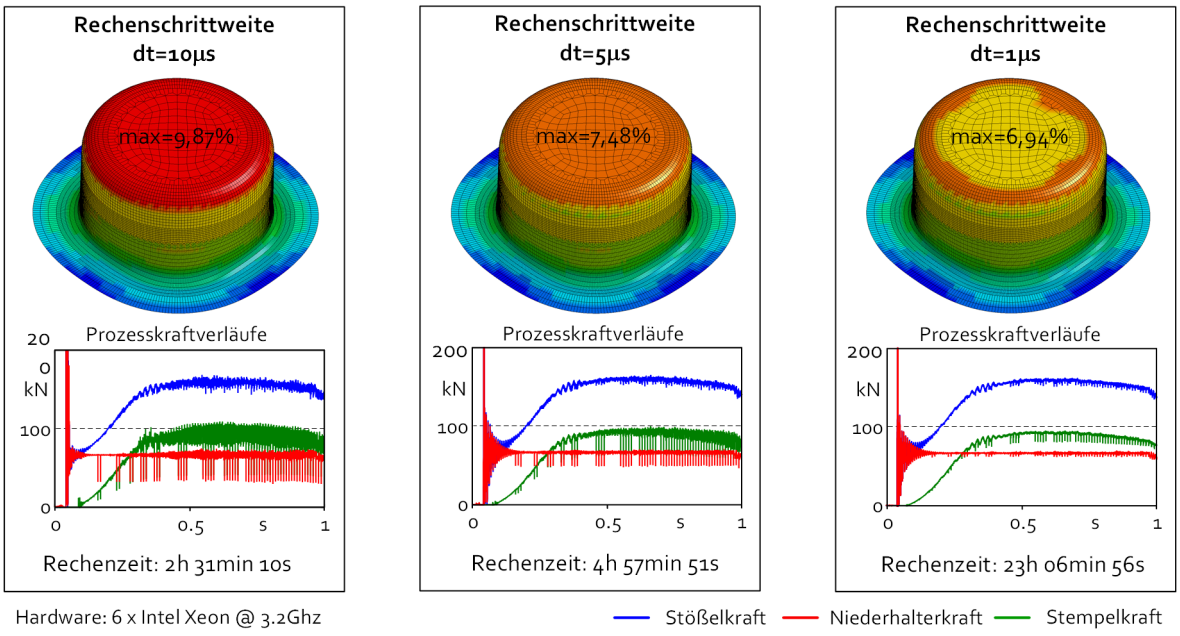


Bild 7.24: Blechausdünnung und Kraftverläufe am Rundnapf in Abhängigkeit von der Rechenschrittweite [110]

Oben im Bild dargestellt ist die prognostizierte Blechausdünnung. Darunter sind die Verläufe der Kräfte am Stößel, am Niederhalter und am Stempel des Werkzeuges zu sehen. Das Ergebnis der Berechnung der Blechausdünnung zeigt deutliche Unterschiede. Während mit der groben Schrittweite eine maximale Ausdünnung des Materials von fast 10% berechnet wird, liegt diese bei der kleinen Schrittweite nur bei etwa 7%. Demgegenüber

steigt die Rechenzeit von etwa zweieinhalb Stunden bei der groben Schrittweite auf 23 Stunden bei der Berechnung mit der kleinsten Schrittweite. Bei der Betrachtung der Prozesskraftverläufe ist eine starke Schwingung auf den Kräften an Stempel, Niederhalter und Matrize zu erkennen. Diese Schwingung resultiert aus den Sprüngen der Verlagerungen, die als Eingangsgrößen an das integrierte Maschinenmodell übergeben werden. Da auch bei dieser Simulationsmethode die Koppelgrößen zum Makrozeitschritt übergeben werden, kommt es zu einer plötzlichen Änderung der Größen beim Neustart der Berechnung. Der Betrag dieser Änderung wird mit Verringerung der Rechenschrittweite kleiner, so dass auch die Abweichungen der Verläufe der Kräfte mit einer sinkender Rechenschrittweite abnehmen.

7.4.6 Vergleich und Bewertung

In den vorangegangenen Kapiteln konnten anhand einer Beispielkonfiguration Gesamtsystemmodelle des Blechumformprozesses auf einer Servo-mechanischen Spindelpresse in der gekoppelten Simulation als auch der Model-Code-Migration entwickelt werden. Ein Vergleich der Berechnungsergebnisse mit einem Modell ohne Maschineneinfluss zeigt Bild 7.25. Die Berechnung erfolgte bei den in der FE-Simulation berechneten Modellen bei einer festen Rechenschrittweite von $dt_{FE} = 1\mu s$ und bei der gekoppelten Simulation mit einer Makroschrittweite von $\Delta t_{kop} = 1\mu s$.

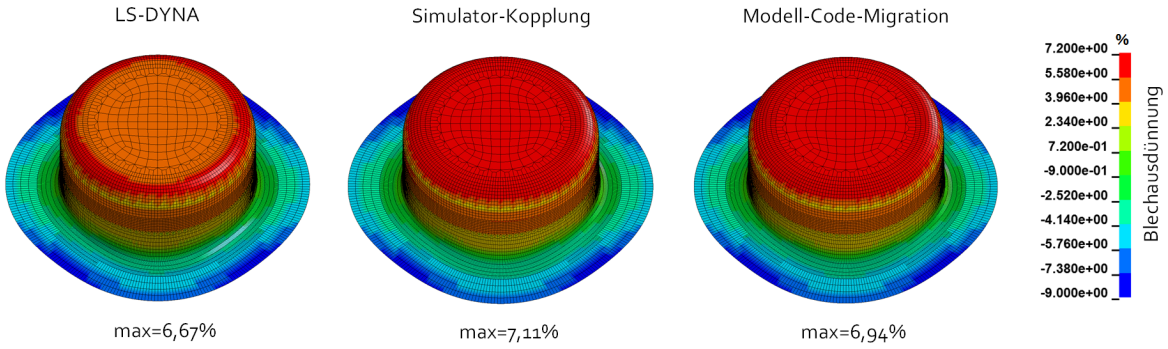


Bild 7.25: Ergebnis der Blechausdünnung am Rundnapf in Abhängigkeit von der Berechnungsmethode

Die Ergebnisse zeigen, dass sich für beide Modelle mit Maschineneinfluss eine um etwa $0,3\% - 0,4\%$ größere Blechausdünnung ergibt, als es ohne den Einfluss der Maschine der Fall ist. Durch die Regelabweichung des Ziehkissens kommt es während des Umformvorganges zu einer leicht erhöhten Ziehkissenkraft. Dadurch ist die Rückhaltekraft am Niederhalter höher und es resultiert eine größere Blechausdünnung. Da es sich bei der untersuchten Konfiguration aber um eine Maschine mit hoher Steifigkeit und guter Regelgenauigkeit handelt, fallen die Unterschiede zwischen starrem Prozessmodell und den Modellen mit Berücksichtigung des Maschinenverhaltens am simulierten Bauteil eher gering aus.
Die beiden untersuchten Methoden unterscheiden sich aber in wesentlichen Aspekten der Umsetzung und Berechnung voneinander.

Für die Umsetzung der gekoppelten Simulation ist eine Schnittstelle notwendig, die den Datentransport zwischen den Simulationsmodellen von Maschine und Prozess ermöglicht. Die Stabilität und die Genauigkeit bei der Berechnung mit dem Gesamtsystemmodell hängen dabei maßgeblich von der Makroschrittweite bei der Berechnung ab. Diese wiederum ist abhängig von der Steifigkeit des Maschinenmodells. Je steifer das Modell, also je höher die größte Eigenfrequenz im System ist, desto kleiner muss die Makroschrittweite gewählt werden. Die Vorteile dieser Methode ergeben sich aus der Berechnung des Maschinenmodells in einer eigenständigen Simulation. Dadurch erreicht das Modell zum einen eine hohe Genauigkeit, da eine Schrittweitensteuerung bei der Berechnung möglich ist, zum anderen ist es mit geringem Aufwand möglich, das Modell einer anderen Maschine mit dem Prozess zu verbinden. Der Nachteil dieser Methode liegt im hohen Entwicklungsaufwand für die Koppelschnittstelle und die FE-solverabhängige Integration einer Schnittstelle in das Prozessmodell.
Bei der Modell-Code-Migration entsteht ein Gesamtmodell, das durch nur einen Solver berechnet werden kann. Der Aufwand bei der Ausführung des Modells ist also deutlich geringer als bei der gekoppelten Simulation. Allerdings steigt auch der Aufwand bei der Erstellung der Modelle deutlich, da das Maschinenmodell zunächst in Differenzengleichungen überführt werden und dann in den FE-Solver kompiliert werden muss. Diese Vorgehensweise bedingt, dass eine Schrittweitensteuerung des Maschinenmodells nicht möglich ist. Da die Abbildungsgenauigkeit der Simulation aber bei zu großer Schrittweite sinkt, muss das Gesamtmodell im vorliegenden Fall mit einer deutlich kleineren Schrittweite berechnet werden, als es bei der reinen FE-Simulation der Fall ist. Dadurch kommt es zu einer erheblichen Steigerung der Rechenzeit, wodurch der vermeintliche Vorteil, nur einen Solver verwenden zu müssen, wieder ins Negative gekehrt wird. Zudem muss für jede Maschine, deren Verhalten bei der Umformsimulation berücksichtigt werden soll, ein neues Differenzenmodell in den Solver kompiliert werden.
Eine Schrittweitensteuerung des FE-Solvers ist bei beiden Methoden nicht möglich. Bei der gekoppelten Simulation wird dabei der Makroschritt nicht exakt erreicht. Dabei treten zwar nur geringe Abweichungen im Bereich des numerischen Rauschens auf, diese können sich aber über den Simulationsverlauf aufsummieren und zu einer fehlerhaften Synchronisation der beiden Modelle führen. Bei der Model-Code-Migration ist eine Schrittweitensteuerung des FE-Modells zwar theoretisch denkbar, jedoch kann dann nicht sichergestellt werden, dass die Berechnung des Maschinenmodells mit ausreichend kleiner Schrittweite erfolgt. Die Schrittweite würde nur in Abhängigkeit von der Stabilität des Prozessmodells bestimmt werden. Schlimmstenfalls würde die Schrittweite bei einer angeregten hochfrequenten Schwingung im Maschinenmodell erhöht, was zu erheblichen Fehlern bei der Berechnung der Antriebskräfte führen würde.
Ein Vergleich der Rechenzeiten zeigt eine Erhöhung der Simulationszeit im Bereich von $10\% - 15\%$. Die Bestimmung der Rechenzeiten erfolgt bei der gekoppelten Simulation in der Koppelschnittstelle. Bei der Model-Code-Migration wird die Differenz der Berechnung des FE-Modells ohne Maschine und des Modells mit integriertem Maschinenmodell als Berechnungszeit für das Maschinenmodell gewertet. Die Steigerung der Rechenzeit in Bild 7.26 fällt bei der gekoppelten Simulation etwas höher aus als bei der Model-Code-Migration. Zum einen kommt hier die Zeitdauer für die Übertragung der Koppelgrößen durch die Koppelschnittstelle hinzu, zum anderen ist die Zeitdauer für die Berechnung des Maschinenmodells durch die Schrittweitensteuerung etwas höher.

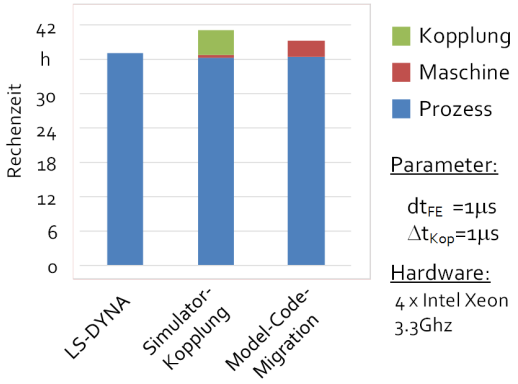


Bild 7.26: Rechenzeitvergleich

7.5 Modellbildung für die gekoppelte Simulation räumlicher Modelle

In den vorangegangenen Abschnitten wurde die Entwicklung und Bewertung der Methoden zur Prozesssimulation unter Maschineneinfluss anhand einachsiger Modelle mit zentrischer Belastung des Werkzeugs im FE-Modell durchgeführt. Für die Untersuchung des in Bild 7.3 dargestellten Anwendungsfalles, also der Auswirkungen der Regelgenauigkeit der Zylinderkräfte des Mehrpunktziehkissens der hydraulischen Demonstratormaschine auf das Ziehergebnis, ist die räumliche Abbildung in den Modellen von Maschine und Prozess notwendig.

7.5.1 Kippelastisches FE-Modell des Tiefziehprozesses

Für die Untersuchungen wird ein starres Schalenmodell des Werkzeugs, wie in 2.21 dargestellt, verwendet. Zur Abbildung des räumlichen Verhaltens der Maschine wird an das Werkzeug im FE-Modell ein kippelastischer Stößel angebunden. Die Modellierung erfolgt nach [53] durch elastische Lagerung der Stößelecken mit diskreten Elementen. Die Parametrierung der diskreten Elemente erfolgt entsprechend der in *Kapitel 7.2.1* beschriebenen, gemessenen Kippsteifigkeiten des Stößels. Der Druckkasten und die Pinolen werden als ideal steif angenommen, so dass der Niederhalter direkt entsprechend der geometrischen Randbedingungen in der Maschine mit den Ziehkissenzylinderkräften beaufschlagt wird. Für die Anbindung des Maschinenmodells sind Balkenelemente, denen das benutzerdefinierte Materialmodell, das in *Kapitel 7.4.2* beschrieben wurde, zugewiesen ist. Der Stößelantrieb ist entsprechend der geometrischen Bedingungen nahe des Schwerpunktes in der Stößelmitte angebunden, die vier Ziehkissenantriebe befinden sich in den geometrischen Lagen der Anbindung an den Druckkasten und sind mit starren Verbindungen an den Niederhalter angebunden. Bild 7.27 zeigt das verwendete Modell.

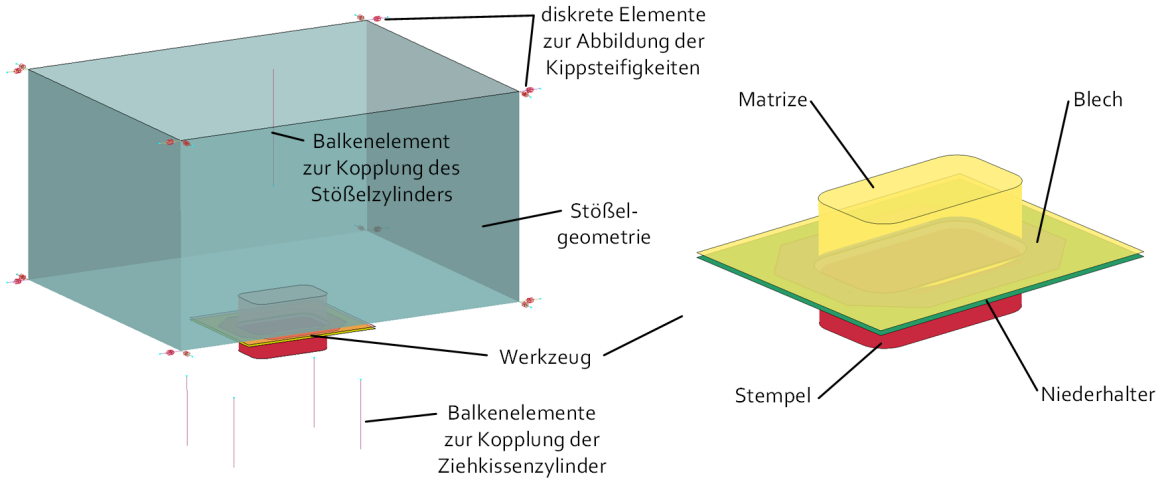


Bild 7.27: FE-Prozessmodell mit Abbildung der Stößelgeometrie und Koppelelementen

Für die Abbildung des Materialverhaltens wird das Materialmodell MAT_ 3-PARAMETER_-BARLAT verwendet. Als Materialien für die Analysen kommen DC04 und DC06 Tiefziehstahl zum Einsatz. Die Werte zur Parametrierung des Materialmodells finden sich in den Tabellen 7.2 und 7.3. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Materials bei der Umformung wird bei diesem Anwendungsfall nicht berücksichtigt.

Tabelle 7.3: Parameter zur Definition des Materialverhaltens im FE-Modell

	Dicke	Dichte	E-Modul	Poissonz.	Fließkurve		Anisotropie			
FZ	s_0	ρ	E	ν	k_{Swift}	n_{Swift}	m_{Barlat}	R_0	R_{45}	R_{90}
DC04	0,78	$7,85e^{-9}$	$1,83e^5$	0,3	571,1	0,25	6.0	2,034	1,498	2,106
DC06	0,73	$7,85e^{-9}$	$1,97e^5$	0,3	548,7	0,27	6.0	2,624	2,468	3.486
Einheit	mm	t/mm^3	MPa	–	–	–	–	–	–	–

7.5.2 Modell der Maschine mit räumlicher Abbildung des Ziehkissens

Die Abbildung der Antriebssysteme von Stößel und Ziehkissen des in Bild 7.28 dargestellten Modells der Maschine wurde in [129] umgesetzt. Das Modell fokussiert auf die Simulation des Verhaltens der Ziehkissenantriebe und der dafür verantwortlichen Regelung und wurde genutzt, um bauteilabhängige Reglereinstellungen für die Ziehkissenantriebe zu untersuchen. Das Pressengestell ist nur stark vereinfacht als Feder-Masse-Dämpfer-Element abgebildet, die Nebenaggregate der Maschine aufgrund der Zielstellung des Vorhabens, der Analyse des Maschinenverhaltens im Prozess, gänzlich vernachlässigt. Der Stößelantrieb wird durch eine nichtlineare Feder repräsentiert, die das lageabhängige Nachgiebigkeitsverhalten des Antriebszylinders wiedergibt. Details zur Parametrierung des Modells und zur Ermittlung der bauteilspezifischen Reglereinstellungen finden sich in [129] und [114].

Da für die Untersuchung der Reglereinstellungen nur ein einachsiges Modell notwendig war, wird das Modell um die fehlenden Ziehkissenzylinder erweitert. Zudem wurden die Modellelemente für die Realisierung der gekoppelten Simulation im Modell integriert. Bild 7.28 zeigt das räumliche Modell der Maschine mit den vier Ziehkissenzylindern, dem Hauptantrieb und den Modellelementen für die Kopplung der Modelle. Für die Versorgung der hydraulischen Komponenten ist im Modell eine druckgesteuerte Pumpe vorhanden, in Bild 7.28 aber nicht dargestellt. Oben in Bild 7.28 ist das Feder-Dämpfer-Element für die Abbildung des Gestells und die Kopfmasse der Presse zu sehen. An dieser Masse angebunden ist das nichtlineare Federelement zur Abbildung des hydraulischen Stößelverhaltens mit der Stößelwegvorgabe. Links im Bild sind die Modellbausteine für die Kopplung zu sehen. Die Zylinderkräfte werden durch einen Multiplexer in einen Vektor geschrieben und dieser an den Koppelbaustein übergeben. Da mit der Schnittstelle die Kräfte in allen drei Raumrichtungen übertragen werden können, ist nur jeder dritte Eingang für die Kraftwirkung in z-Richtung des entsprechenden Zylinders beschaltet. Nach dem Koppelbaustein folgt ein Demultiplexer, der den Vektor der Geschwindigkeiten wieder in Einzelwerte aufspaltet, die dann den über Vorgabeelemente an den Steifigkeiten der Kolbenstangen der Zylinder angetragen werden. Um Sprünge in den Signalen durch die Makroschrittweite bei der Kopplung zu vermeiden, wird nach der Aufspaltung der Signale zwischen dem Wert des vorangegangenen Koppelzeitschrittes und dem aktuellen Wert interpoliert. Unten im Bild sind die vier Ziehkissenzylinder mit den Ziehkissenreglern und den Servoregelventilen zu sehen. Die Ziehkissensollkraft wird in den Reglern der Ziehkissenzylinder vorgegeben. Die beiden offenen Leitungsenden führen zur Versorgung durch die Pumpe und den Tank im Modell (vgl. Bild 7.29).

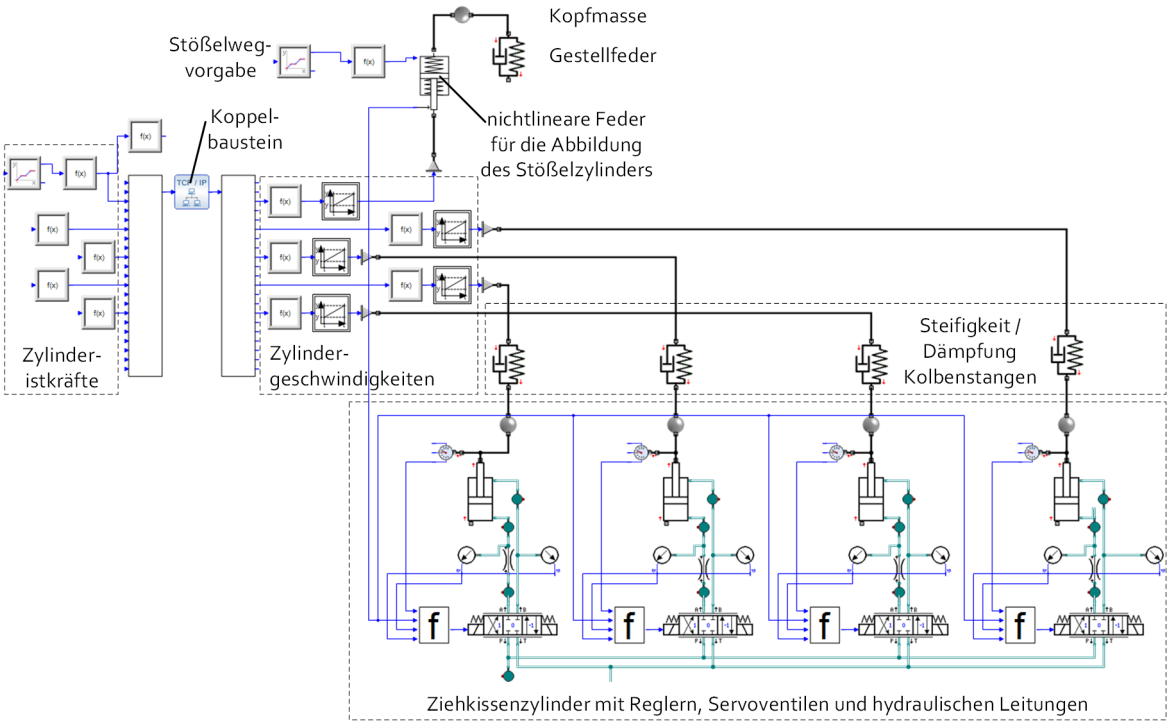


Bild 7.28: Maschinenmodell zur Abbildung des räumlichen Verhaltens des Ziehskissens

7.5.3 Gesamtsystemmodell

Das Gesamtsystemmodell ist in Bild 7.29 schematisch dargestellt. Es verknüpft das beschriebene Prozessmodell über die Koppelschnittstelle mit dem Maschinenmodell. Dazu werden die Kräfte des Maschinenmodells auf die an die Werkzeugkomponenten angebundenen Balkenelemente im Prozessmodell übertragen. Die Berücksichtigung der Rückwirkung erfolgt durch die resultierenden Verlagerungen der Werkzeugkomponenten im Maschinenmodell als Randbedingungen.

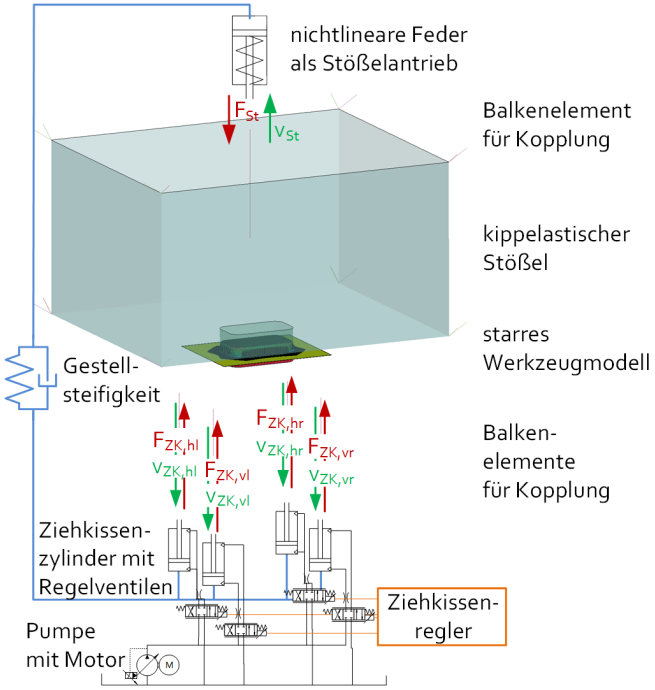


Bild 7.29: Gesamtsystemmodell mit Koppelgrößen

7.5.4 Abbildungsgenauigkeit des Gesamtsystemmodells

Für die Bewertung der erreichten Genauigkeit bei der Abbildung des Maschinenverhaltens im Bereich des Ziehkissens erfolgt der Vergleich der simulierten Ziehkissengesamtkraft mit gemessenen Verläufen über das gesamte Spektrum des Einsatzbereiches. Dabei wird eine zentrische Belastung des Ziehkissens untersucht, so dass unter der Annahme, dass sich alle vier Ziehkissenzylinder gleich verhalten, mit einem vereinfachten einachsigen Modell gearbeitet werden kann.
Das Ergebnis der Untersuchung ist in Bild 7.30 dargestellt. Zu sehen sind die Kraftverläufe nach dem Auftreffstoß bis zum Erreichen eines stationären Zustandes der Ziehkissenkraft. Zur quantitativen Bewertung sind an den Verläufen die Größen ΔF_{ZK} für die Abweichung der Ziehkissenkraft und $\Delta F_{ZK,max}$ für die Abweichung des Maximums des Kraftüberschwingers an den Verläufen angetragen.
Mit steigender Geschwindigkeit des Ziehkissens zeigt sich wiederum die bereits gemessene Abweichung der Ziehkissenist- von der Ziehkissensollkraft. Der Vergleich zwischen den simulierten und den gemessenen Verläufen zeigt eine sehr gute Übereinstimmung

zwischen Modell und Realität. Der Kraftüberschwinger fällt zwar in allen untersuchten Anwendungsfällen etwas zu gering aus, hat aber auf den Verlauf des Umformprozeses keinen wesentlichen Einfluss. Daher kann an dieser Stelle mit einer Ungenauigkeit bei der Berechnung gearbeitet werden. Bei hohen Geschwindigkeiten zeigen sich Abweichungen der Ziehkissenkräfte im konstanten Bereich. Diese liegen aber in allen untersuchten Anwendungsfällen unter 10% und sind vermutlich auf Ungenauigkeiten bei der Abbildung der Reibung in den Zylindern zurückzuführen [129].

7.6 Anwendung

Mit dem räumlichen Gesamtsystemmodell werden zwei Fragestellungen betrachtet. Es wird zunächst in der Simulation bewertet, ob sich die Reglereinstellungen der Ziehkissenzylinder auf das Ergebnis bei der Durchführung des Umformprozesses auswirken. Der zweite Anwendungsfall sieht den Vergleich der Simulationsergebnisse mit Realbauteilen bei der Anpassung der Zylindersollkräfte vor. Ziel ist die Herstellung eines symmetrischen Bauteils trotz unsymmetrischer Einbaulage des Werkzeugs.

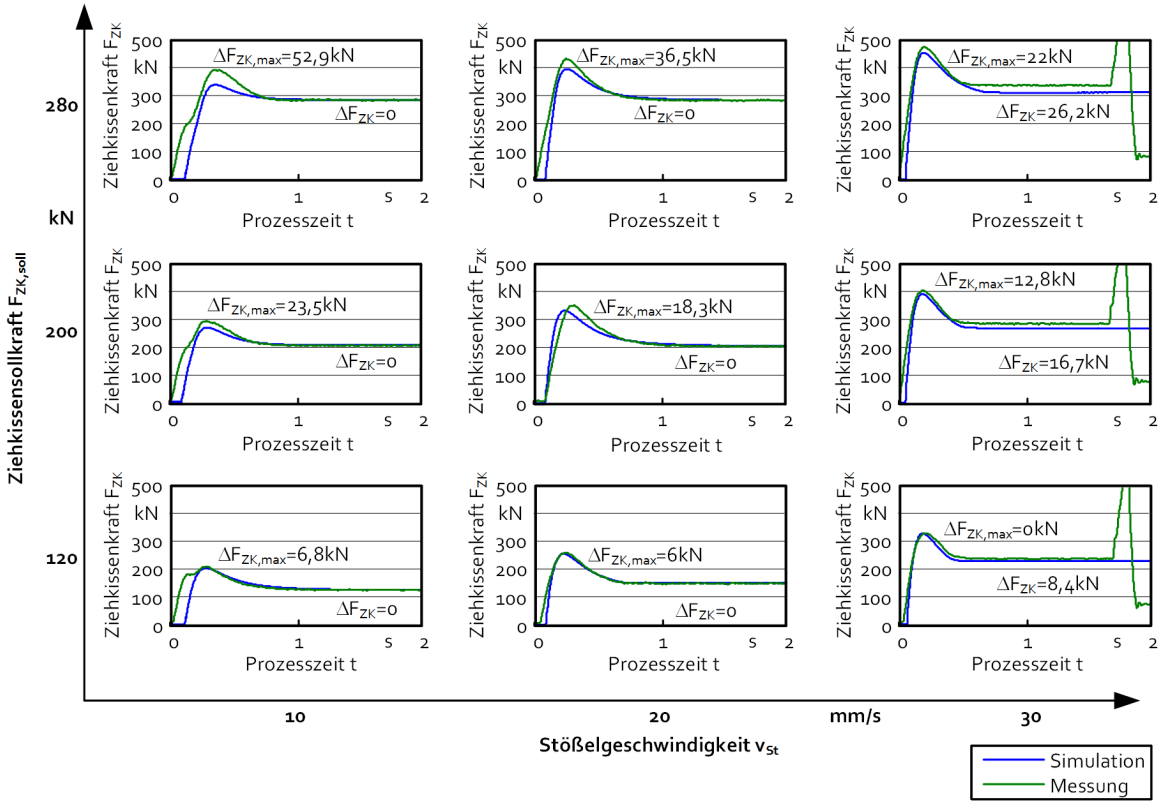


Bild 7.30: Vergleich gemessener Ziehkissenkraftverläufe mit simulierten Verläufen des Gesamtsystemmodells in der gekoppelten Simulation

7.6.1 Auswirkungen von Reglereinstellungen auf das Bauteil

In [129] wurde auf Basis von gemessenen Prozesskraftverläufen die Reglereinstellung der Ziehkissenregelung optimiert. Das Ziel war es dabei, die Parameter für das Betriebspunktspektrum bei der Durchführung des Tiefziehprozesses am Beispiel der Rechteckwanne bestmöglich einzustellen. Ein Vergleich des originalen, durch den Hersteller der Maschine implementierten Parametersatzes mit den optimierten Einstellungen soll nun zeigen, inwiefern die Reglereinstellungen tatsächlich zu einer Verbesserung des Bauteils führen.
Bild 7.31 zeigt die Zylinderkraftverläufe mit den beiden Parametersätzen. Untersucht wurde das Tiefziehen eines DC04 Tiefziehstahls mit einer Stößelgeschwindigkeit von $v_{St} = 20mm/s$ bei einer Ziehkissensollkraft von $F_{ZK,soll} = 120kN$, also einer Zylindersollkraft von $F_{Zyl,soll} = 30kN$. Links im Bild sind die Zylinderistkraftverläufe mit dem originalen Parametersatz dargestellt, rechts die Verläufe bei Einsatz der optimierten Parameter.

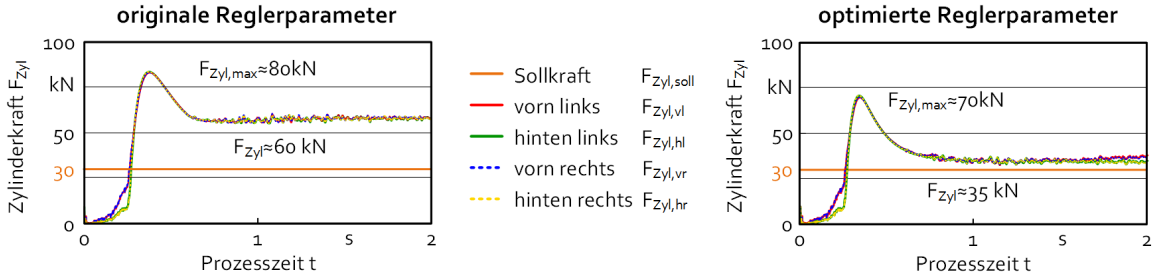


Bild 7.31: Vergleich der Ziehkissenzylinderkräfte bei unterschiedlichen Reglerparametern

Die Verläufe zeigen, dass es durch die Optimierung zu einem deutlich besseren Verhalten der Zylinderkräfte bei der für die Demonstratormaschine hohen Geschwindigkeit kommt. Während mit den originalen Reglerparametern auf allen vier Zylindern eine maximale Zylinderkraft von $F_{Zyl,max} \approx 80kN$ beim Überschwinger und einer geregelten Kraft von $F_{Zyl} \approx 60kN$ kommt, verringern sich Überschwinger und bleibende Regelabweichung bei Einsatz der optimierten Parameter deutlich. In diesem Fall liegt die maximale Kraft des Überschwingers bei $F_{Zyl,max} \approx 60kN$ und die Kraft nach dem Einregeln der Antriebe bei $F_{Zyl} \approx 35kN$. Durch die Optimierung der Reglerparameter konnte also eine erhebliche Verbesserung des Verhaltens der Presse erreicht werden. Das spiegelt sich auch im Ergebnis der Simulation des Ziehteiles wieder. Bild 7.32 zeigt die simulierte Blechausdünnung des Bauteils.
Der Einfluss der Reglerparameter auf das Ziehergebnis ist ebenfalls deutlich zu erkennen. Die aus der Optimierung der Parameter resultierenden geringeren Kräfte führen zu einer Verringerung der Rückhaltekraft des Bleches und damit zu einer Verringerung der Blechausdünnung. Auch am Flanscheinzug wird diese Auswirkung deutlich. Entsprechend der Kraftverhältnisse auf den beiden Seiten des Bauteils wird der Flanscheinzug in positiver y-Richtung größer.

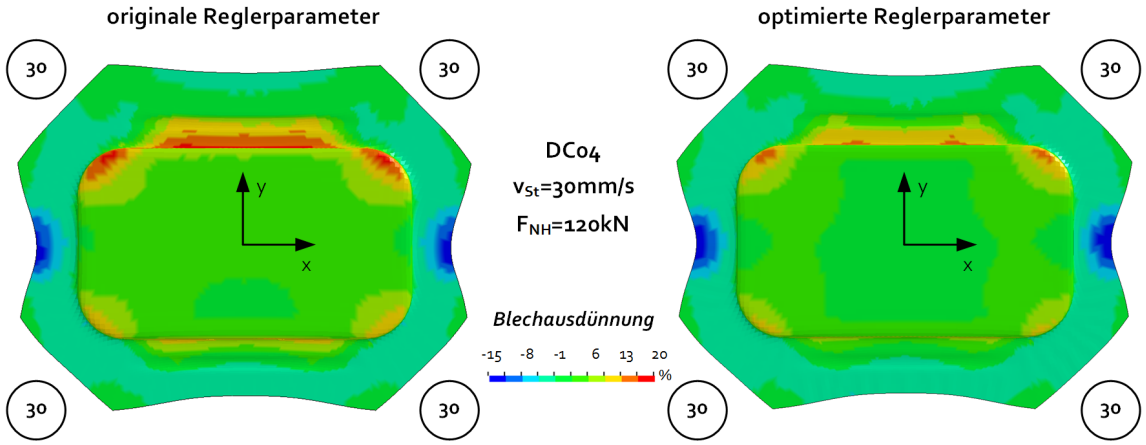


Bild 7.32: Vergleich der simulierten Bauteile bei unterschiedlichen Reglerparametern

Durch die Berücksichtigung des Reglerverhaltens bei der Vorhersage des Umformergebnisses können drei wesentliche Aspekte verdeutlicht werden:

- Bei der Regelung mit den originalen Reglerparametern am Bauteil wirkt eine doppelt so hohe Niederhalterkraft, als durch den Sollwert gefordert wird.
- Die betriebspunktabhängig eingestellte Regelung führt zu einer Verbesserung des Maschinenverhaltens und damit zu einer Annäherung des Bauteils an die Vorhersage mit Zylindersollwerten.
- Die Reduzierung der Niederhalterkraft in positiver y-Richtung bewirkt eine Homogenisierung des Flanscheinzuges, führt also zur Annäherung an eine symmetrische Bauteilgeometrie.

Bei Nichtberücksichtigung des Regelverhaltens kommt es in Folge der falschen Kräfte zu einer Steigerung der Blechausdünnung und im schlimmsten Fall zum Riss des Bauteils.

7.6.2 Bauteiloptimierung durch differenzierte Zylinderkräfte an Mehrpunktziehkissen

Aufgrund der Erkenntnisse, die im vorangegangenen Abschnitt dargestellt wurden, werden für die Untersuchung des Umformergebnisses bei Differenzierung der Zylinderkräfte des Ziehkissens neben den originalen Reglerparameteren auch die optimierten Parameter eingesetzt.
Als Anwendungsfälle wird das Tiefziehen eines DC06 Tiefziehstahls bei zwei unterschiedlichen Sollwertvorgaben für die Ziehkissenzylinder untersucht (Tabelle 7.4). Entsprechend den Ergebnissen bei der Untersuchung des Einflusses der Reglerparameter erfolgt eine Reduzierung der Zylindersollkräfte in positiver y-Richtung.
Die Ergebnisse aus dem Experiment und der Simulation sind in den Bildern 7.33 und 7.34 dargestellt. Oben ist jeweils das im Experiment hergestellte Bauteil zu sehen. In der Mitte ist das Simulationsergebnis anhand der Blechdickenverteilung dargestellt. Zwischen den realen und virtuellen Bauteilen sind jeweils Diagramme mit den Werten des

Tabelle 7.4: Anwendungsfälle bei der Differenzierung der Ziehkissenzylindersollkräfte

	Stößelgeschwindigkeit	Zylindersollkräfte			
	v_{St}	$F_{Zyl,soll,1}$	$F_{Zyl,soll,2}$	$F_{Zyl,soll,3}$	$F_{Zyl,soll,4}$
Anwendungsfall 1	$30mm/s$	$70kN$	$70kN$	$70kN$	$70kN$
Anwendungsfall 2	$30mm/s$	$30kN$	$30kN$	$70kN$	$70kN$

Flanscheinzuges an den in *Kapitel 5.3.4* beschriebenen Messpunkten veranschaulicht. Unten in den beiden Bildern ist eine Gegenüberstellung der Verläufe der gemessenen und simulierten Zylinderkräfte abgebildet.
Die Betrachtung des realen Bauteils bei Herstellung im Anwendungsfall 1 bei Einsatz der originalen Reglerparameter in Bild 7.33 oben links zeigt, dass es bei diesen Einstellungen zu einer deutlichen Einschnürung in der Zarge des Bauteils gekommen ist, die letztlich zum Materialversagen und damit zum Riss des Bauteils geführt hat. Das Simulationsergebnis in Bild 7.33 Mitte links zeigt eine deutliche Verringerung der Blechdicke in positiver y-Richtung, gibt also die Ergebnisse des Experimentes korrekt wieder. Das Ergebnis der Vermessung des Flanscheinzuges zwischen den beiden Grafiken des Bauteils bestätigt die qualitativ korrekte Aussage. Bei den Werten an den einzelnen Messpunkten des Bauteilflansches zeigen sich jedoch noch Abweichungen zwischen Experiment und Simulation.
Der Einsatz optimierter Reglerparameter, dargestellt in Bild 7.33 oben rechts, zeigt keine wesentliche Verbesserung des Umformergebnisses. Der Flanscheinzug in den Messpunkten 4 und 16 verringert sich zwar minimal, zeigt aber keine deutliche Verbesserung der Symmetrie. Eine Auswertung der Zylinderkräfte in Bild 7.33 unten zeigt den Grund für dieses Verhalten.
Zunächst ist auch hier zu bemerken, dass die Verläufe der simulierten Zylinderkräfte zwar qualitativ das gleiche Verhalten zeigen, aber wie auch die Flanscheinzüge quantitativ noch von den real gemessenen Verläufen abweichen. Für die Analyse der Auswirkungen auf das Bauteil zeigt sich, dass es bei diesem Kraftniveau nur zu einer geringen Verbesserung der Verläufe der Zylinderkräfte kommt. Der Überschwinger wird durch die Optimierung zwar geringer, hat aber in diesem Anwendungsfall keine Auswirkungen auf das Bauteil, da der Ziehprozess erst nach dem Einschwingen der Kraft beginnt. Die Verringerung der Istkräfte ist zwar erkennbar, führt aber eben nur zu den dargestellten kleinen Änderungen des Flanscheinzuges.
Ein deutlicherer Unterschied zeigt sich bei der Verringerung der Zylindersollkräfte in positiver y-Richtung in Bild 7.34. Zunächst zeigt sich, dass die Verringerung der Niederhalterkräfte in positiver y-Richtung zu einer Verbesserung des Ziehergebnisses führt. Mit beiden Reglerparametersätzen kommt es zu einer Verbesserung der Symmetrie des Flanscheinzuges. Zwar wird bei den Originalparametern noch immer eine höhere Blechausdünnung in positiver y-Richtung provoziert, es kommt aber nicht mehr zum Materialversagen. Ein nahezu vollständig symmetrisches Bauteil lässt sich aber erst durch die Kombination aus differenzierten Zylinderkräften und optimierten Reglerparametern erreichen.

Zusammenfassend können anhand der Ergebnisse folgende Aussagen festgehalten werden:

- Die Genauigkeit der Regelung der Ziehkissenzylinder hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Umformergebnis bei der Herstellung von Tiefziehteilen.
- Die Differenzierung der Niederhalterkraft führt zur Verbesserung der Bauteilqualität bei exzentrisch gelegenem, resultierendem Kraftangriffspunkt an der Presse.
- Mit den vorliegenden Simulationsmodellen und der Methode der gekoppelten Simulation kann eine qualitativ richtige Vorhersage des Umformergebnisses getroffen werden.
- Für eine Verbesserung der Ergebnisse ist eine weitere Präzisierung der Modelle von Maschine und Prozess notwendig.

Für die Verbesserung bei der Vorhersage des Tiefziehergebnisses durch die FE-Simulation ist es also notwendig, das Verhalten der Maschine nicht nur im Bereich ihrer Nachgiebigkeiten zu berücksichtigen, wie bereits in [95] gezeigt werden konnte, sondern auch das Regelverhalten des eingesetzten Ziehkissens bzw. der Ziehkissenzylinder in einer Gesamtsystemsimulation in die Simulation einfließen zu lassen. Dabei spielt das Regelverhalten der Ziehkissenzylinder gerade bei hohen Geschwindigkeiten aufgrund der betriebspunktabhängigen Reglereinstellungen eine entscheidende Rolle bei der Vorhersage des Umformergebnisses.

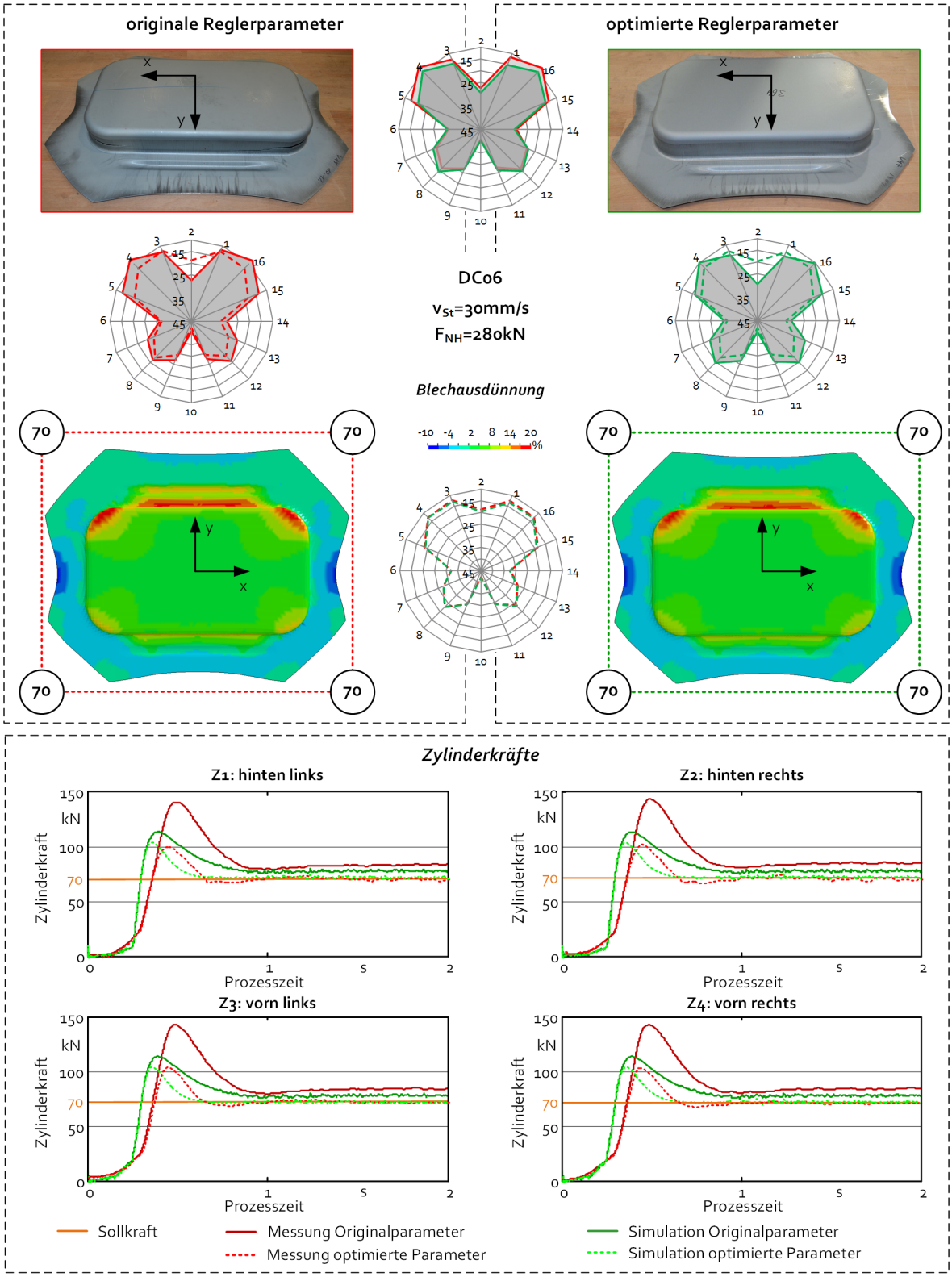


Bild 7.33: Ergebnisse Anwendungsfall 1: Vergleich von Versuchs- und Berechnungsergebnissen bei gleicher Kraftverteilung

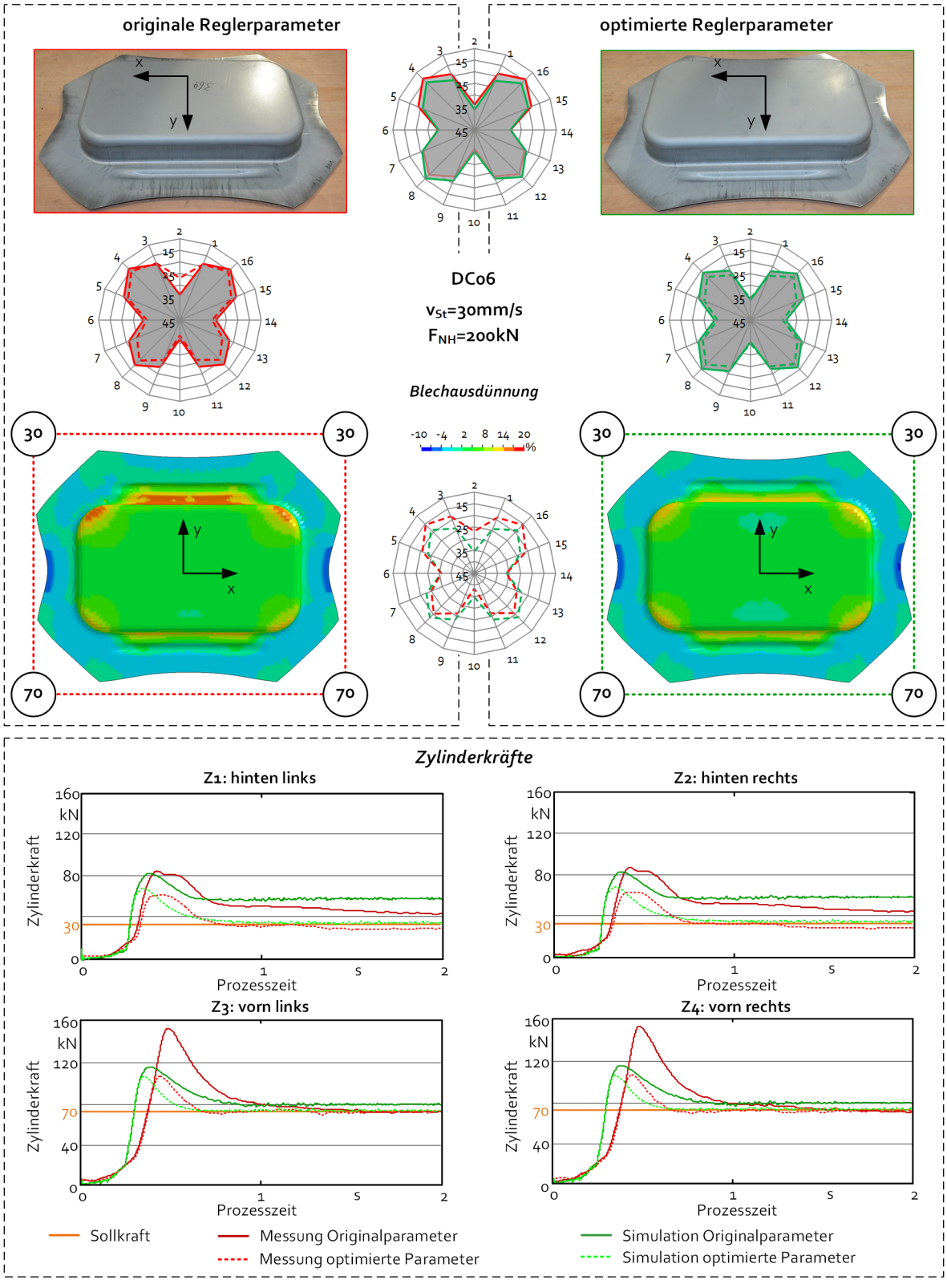


Bild 7.34: Ergebnisse Anwendungsfall 2: Vergleich von Versuchs- und Berechnungsergebnissen bei ungleicher Kraftverteilung

7.7 Bestimmung von Sollwerten für hydraulische Mehrpunktziehkissen bei hohen Geschwindigkeiten

Für die Vorhersage der Zylindersollkräfte von Mehrpunktziehkissen kann die in [129] und [95] vorgestellte Vorgehensweise angewendet werden (Bild 7.35). Ausgehend von der Simulation unter Nutzung eines starren FE-Modells können die Zylinderkräfte für eine ideal steife Maschine mit idealem Regelverhalten bestimmt werden. Ebenfalls ergibt sich aus dieser Berechnung der Flanscheinzug unter idealen Bedingungen, der als Zielgröße für eine Optimierung der Zylinderkräfte unter Realbedingungen genutzt werden kann.
Die sich anschließende Methode zur Bestimmung der Zylindersollkräfte verfolgt eine iterative Vorgehensweise. Ausgehend von den Sollkräften, die mit dem ideal steifen Modell berechnet wurden, wird eine Simulation mit dem gekoppelten Modell durchgeführt. Es ergibt sich eine Vorhersage des Flanscheinzuges, die aufgrund der zusätzlich betrachteten Maschineneigenschaften vom ideal berechneten Flanscheinzug abweicht.
Als Bewertungsgröße für den Vergleich des Flanscheinzugs zwischen zwei Bauteilen (in der Simulation oder im Experiment) wird durch [95] der mittlere Fehler bzw. die Standardabweichung Δs_{fl} entsprechend Gleichung 7.41 eingeführt und verwendet.

$$\Delta s_{fl} = \sqrt{\frac{1}{n_{MP}} \sum_{i=1}^{n_{MP}} \left(s_{fl,MP,i}^{sim,1} - s_{fl,MP,i}^{sim,2} \right)^2} \tag{7.41}$$

Mit Δs_{fl} steht eine Bewertungszahl zur Verfügung, um die Güte der Vorhersage des Flanscheinzuges in einem Wert erfassbar zu machen und so für eine Optimierung zu nutzen. Der Vergleich mit einem Zielkriterium ergibt eine Aussage über die erreichte Annäherung und führt zu einer Entscheidung, ob die Simulation erneut unter Verwendung angepasster Zylinderkraftsollwerte durchzuführen ist. Erreicht Δs_{fl} das Zielkriterium, entspricht der Flanscheinzug der gewünschten Kontur und die in der Simulation verwendeten Zylindersollkräfte können für die Herstellung des Bauteils auf der Maschine verwendet werden. Bild 7.35 zeigt die Bewertungszahlen Δs_{fl} für die Ergebnisse der im vorangegangenen Abschnitt durchgeführten Simulationsrechnungen.

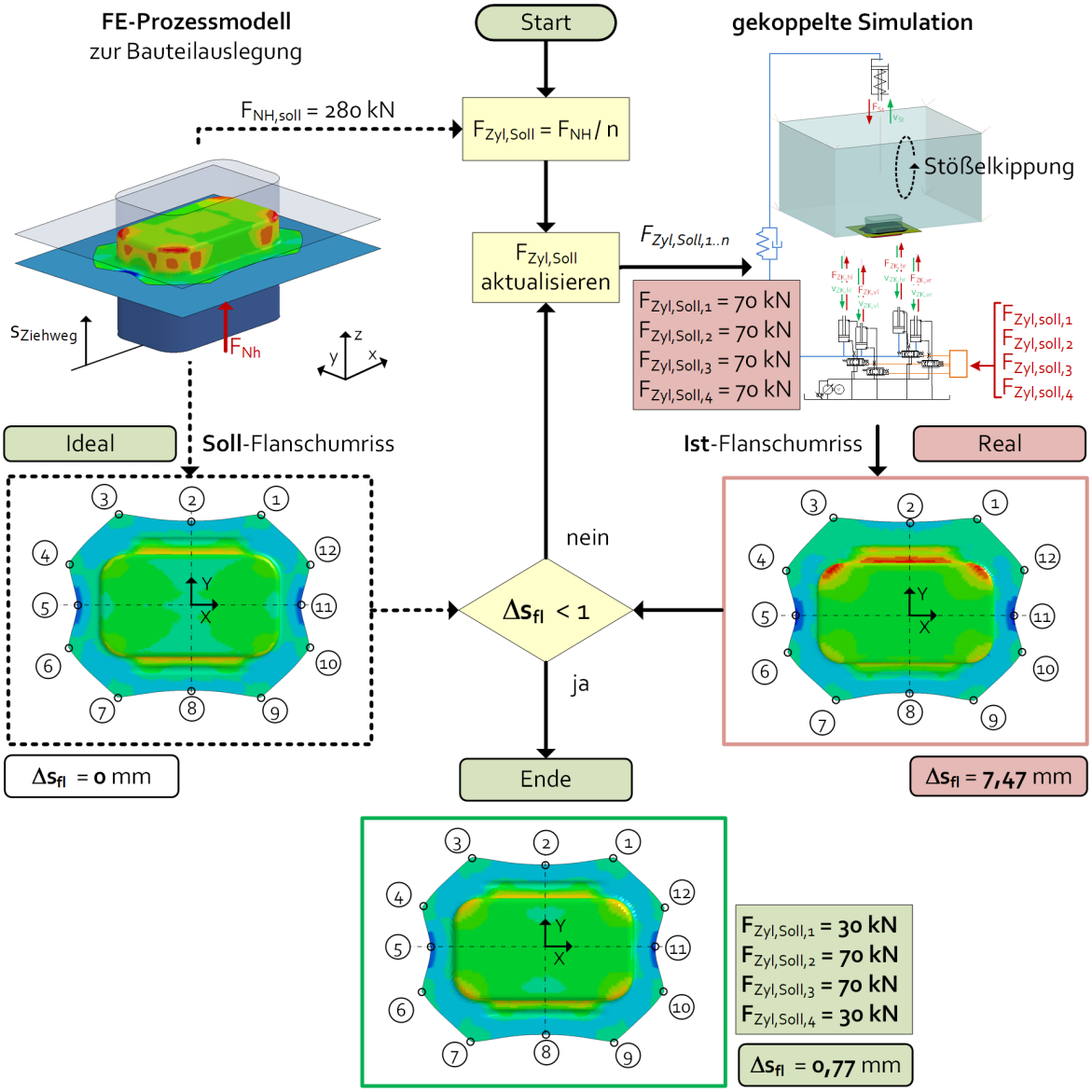


Bild 7.35: Iteratives Vorgehen zur Bestimmung von Niederhaltersollkräften nach [95, 129]

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die heute in der breiten Anwendung der Simulation im Bereich der Auslegung und Bewertung hydraulischer Tiefziehpressen eingesetzten Modellierungs- und Simulationsmethoden bilden das Verhalten der Maschine in der Regel nur unzureichend ab. Die falsche Dimensionierung von Komponenten und der Einsatz falscher Sollwertvorgaben sind die Folge vernachlässigter Maschineneigenschaften oder Prozessverläufe. Dies führt zu gesteigerten Maschinenkosten und ineffizienten Prozessabläufen bzw. schlimmstenfalls zu fehlerhaften Bauteilen.
In der vorliegenden Arbeit wurden Simulationsmethoden und -modelle entwickelt, die weiterführende Untersuchungen hydraulischer Systeme in Pressmaschinen ermöglichen und in den verschiedenen Phasen des Produktprozess Presse zu einer Optimierung von Baugruppen und deren Verhalten eingesetzt werden können.
Am Beispiel der energetischen Optimierung der Antriebssysteme wurden Möglichkeiten aufgezeigt, die Verluste einzelner Komponenten in der Mixed-Model-Simulation zu berücksichtigen und so verschiedene Antriebskombinationen für Verdrängersteuerungsantriebe zu untersuchen. Die Bewertung der Ergebnisse zeigt, dass eine prozessabhängige Auswahl des Hauptantriebes zu einer Einsparung des Primärenergiebedarfs hydraulischer Pressen führen kann. Beispielsweise kann für den untersuchten Prozess eine Verringerung um bis zu 5% erreicht werden. Eine Methode für die Auswahl bzw. Dimensionierung des Antriebes in der Entwicklungsphase der Maschine oder aber die Auswahl einer für den durchzuführenden Prozess geeigneten Maschine konnte aus den Ergebnissen der Untersuchungen abgeleitet werden. Für die Entwicklung der Modelle wurden zunächst die Antriebe einer Demonstratormaschine messtechnisch auf ihre komponentenspezifischen Verluste hin untersucht und entsprechende Wirkungsgradkennfelder für den Motor und die Pumpe des Pressenhauptantriebes abgeleitet. In einer Untersuchung zu Möglichkeiten der Abbildung der Verluste in der Mixed-Model-Simulation wurden verschiedene mathematische Beschreibungsformen evaluiert und der Einsatz von Regressionsmodellen als zielführend bewertet. Anschließend wurden die Wirkungsgradkennfelder der Komponenten in Regressionsmodelle überführt, um diese in ein Systemmodell der Maschine zu integrieren. Ein Abgleich der Simulationsergebnisse zeigte eine gute Übereinstimmung des Verhaltens des Modells mit den Messdaten an der Maschine. In einer anschließenden Analyse des Verhaltens der Maschine bei Einsatz unterschiedlicher Steuerungsvarianten konnte gezeigt werden, dass der energetisch günstigste Antrieb abhängig vom durchzuführenden Prozess ist. Es ist also nicht möglich, ohne die Berücksichtigung des Umformprozesses vorherzusagen, welche Steuerungsvariante bei Einsatz eines Verdrängersteuerungsantriebes für den Hauptantrieb in Tiefziehpressen zu energetisch günstigem Verhalten führt. Die abschließend entwickelte Methode zur prozessabhängigen Bewertung des Antriebes bietet eine Möglichkeit, anhand des Prozessverlaufs eine energiesparende Antriebs- bzw. Steuerungsauslegung vorzunehmen. Am Beispiel der Ermittlung von Sollwerten für die Kraftvorgabe von Ziehkissenzylindern konnten die Auswirkungen des Maschinenverhaltens auf den Prozess und damit das zu produzierende Bauteil sichtbar gemacht werden. Aufbauend auf dem Stand der Entwicklungen in den Bereichen der Maschinen- und Prozesssimulation wurden die Modellierungsgrundlagen zusammengestellt und um die notwendigen Methoden zur ganzheitlichen Abbildung des Systems Umformmaschine, -werkzeug und -prozess erweitert.

Dazu wurden die Modell-Code-Migration und die gekoppelte Simulation umgesetzt und zunächst anhand einfacher Modelle bewertet. Damit erfolgte eine Bearbeitung der noch offenen Fragestellungen zu geeigneten Kopplungskonzepten, der Betrachtung der Modellstabilität und die Anwendung der Modelle auf exemplarische Beispiele bei der Realisierung des virtuellen Umformprozesses. Für die Vorhersage und den Vergleich des Umformergebnisses bei der Herstellung einer Rechteckwanne wurde ein gekoppeltes Simulationsmodell eines Modells der Demonstratormaschine mit einer FE-Simulation des Prozesses erstellt und damit der Einfluss der Kraftregelung der Ziehkissenzylinder auf das Bauteil gezeigt. Anschließend konnte die Auswirkung der Vorgabe differenzierter Zylindersollkräfte auf das Umformergebnis demonstriert und abschließend eine Methode zur Optimierung der Zylindersollkräfte angewendet werden.
In der vorliegenden Arbeit konnte damit eine breite Auswahl an Modellen und Methoden zur Untersuchung hydraulischer Systeme in Pressmaschinen zusammengestellt werden. Das Spektrum der Methoden reicht von einfachen mathematischen Modellen über die Abbildung der Maschine in der Mixed-Model-Simulation bis hin zur Simulation des Gesamtsystems aus Maschine und Prozess in domänen- oder programmübergreifenden Simulationsmodellen. So können einzelne Komponenten untersucht, das Maschinenverhalten vorhergesagt und dessen Einfluss auf den Prozess simuliert werden. Die Methoden bieten die Möglichkeit, zukünftig in allen Phasen des Produktprozess Presse eine Steigerung der Effizienz beim Einsatz hydraulischer Systeme zu erreichen.

III Literatur

[1] *Livermore Software Technology Corporations: LS-DYNA Theory Manual*. : *Livermore Software Technology Corporations: LS-DYNA Theory Manual*. Livermore USA, 2006

[2] 2009/125/EG: *Richtlinie zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte*. 2009

[3] ANDERL, R. ; NATTERMANN, R. : Approach for a data-management-system and a proceeding-model for the development of adaptronic systems. In: *Proceedings for the ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*. Vancouver, British Columbia, Canada, 2010

[4] BARLAT, F. ; LIAN, J. : Plastic behavior and strechability of sheet metals. Part I: A yield function for orthotropic sheets under plane stress. In: *International Journal of Plasticity* 5 (1989)

[5] BAVENDIEK, R. : Verlustkennwertbestimmung am Beispiel von hydrostatischen Maschinen in Schrägachsenbauweise / VDI-Verlag. Düsseldorf, 1987 (122). – VDI-Fortschritsberichte

[6] BEHRENS, B.-A. ; AHRENS, M. ; DIETRICH, F. ; POELMEYER, J. : Modellbildung zur Berücksichtigung des Maschineneinflusses in der numerischen Simulation von Umformprozessen mittels gekoppelter Simulation. In: *12. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar: Simulation von Umformprozessen unter Einbeziehung der Maschinen- und Werkzeugeinflüsse*. Dresden, 2007

[7] BEHRENS, B.-A. ; KRIMM, R. ; SCHRÖDTER, J. ; WAGER, C. : Berechnung der Lebensdauer von Pressen mit Hilfe eines hybriden Mehrkörpersimulationsmodells. In: *utf-science* 3 (2012)

[8] BEHRENS, B.-A. ; KRIMM, R. ; NGUYEN, T. : Untersuchung der Eignung von Interpolationsmethoden zur Erstellung energieeffizienter Stößelkinematik von Servopressen. In: *utf-science* 1 (2017)

[9] BEHRENS, B.-A. ; MARTHIENS, O. ; MATTHIAS, T. ; HELDUSER, S. ; LOHSE, H. : Antriebs- und Prozessoptimierung hydraulischer Tiefziehpressen mit Hilfe der gekoppelten Simulation / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2008 (Nr. 291). – Forschungsbericht

[10] BERDING, J. : *Entwicklung eines wandlungsfähigen Pressensystems mit Servospindelantrieb*, Technische Universität Cottbus, Diss., 2016

[11] BIRKERT, A. ; HAAGE, S. ; STRAUB, M. : *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2013

[12] BOGON, P. : *Einflussgrößen auf die dynamische Federung von Exzenterpressen*, Universität Kassel, Diss., 1991

[13] BOGON, P. : Anforderungen an Simulationssysteme zur Optimierung der Produkteigenschaften von Pressmaschinen. In: *6. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar: Simulation an Umformmaschinen*. Dresden, 2003

[14] BOGON, P. : Notwendige Kennwerte zur Beschreibung der Eigenschaften von Pressmaschinen zur Herstellung von großflächigen Karosseriebauteilen. In: *34. EFB Kolloquium Blechverarbeitung - Fabrik der Zukunft*. Fellbach, 2014

[15] BOLTE, E. : *Elektrische Maschinen : Grundlagen, Magnetfelder, Wicklungen, Asynchronmaschinen, Synchronmaschinen, elektronisch kommutierte Gleichstrommaschinen*. Berlin , Heidelberg : Springer, 2012

[16] BRAEDEL, M. : *Optimierung des Werkzeugeinarbeitungsprozess für Karosserieaußenhautteile*, Technische Universität München, Diss., 2009

[17] BROST, A. ; VOLK, W. ; ROLL, K. : Methoden zur virtuellen Werkzeugeinarbeitung unter Berücksichtigung elastischer Wechselwirkungen zwischen Werkzeug und Maschine. In: *ICAFT 2012 - 4th International Conference on Accuracy in Forming Technology*. Chemnitz, 2012

[18] BUSCH, M. : *Zur effizienten Kopplung von Simulationsprogrammen*, Universität Kassel, Diss., 2012

[19] CHENG, R. ; WANG, H. : Optimieren von Pressenbauteilen mit FEM. In: *Industrieanzeiger (108)* (1986)

[20] COWPER, G. ; SYMMONDS, P. : Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams / Brown University. 1957. – Forschungsbericht

[21] DIN 55189-1:1988-12: *Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung; Teil 1: Mechanische Pressen*. 1988

[22] DIN 55189-2:1988-12: *Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung; Teil 2 Hydraulische Pressen*. 1988

[23] DIN 8584-3: *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen, Teil 3: Tiefziehen*

[24] DIN ISO 4409: *Hydropumpen, -motoren und Kompaktantriebe - Leistungsbestimmung bei konstanten Betriebsbedingungen*. Berlin, 1994

[25] DIN ISO 8426: *Hydropumpen und -motoren - Bestimmung des aus Messung ermittelten Verdrängungsvolumens*. Berlin, 1994

[26] DOEGE, E. ; LANGE, K. : Static and Dynamic Stiffness of Presses and some Effects on the Accuracy of Workpieces. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 29 (1980), Nr. 1, S. 167 – 171. – ISSN 0007–8506

[27] DOEGE, E. ; BEHRENS, B.-A. : *Handbuch Umformtechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2010

[28] DOEGE, E. ; DERENTHAL, M.-J. ; PALIS, F. ; WILLENBERG, M. : Senkung des Energieverbrauchs mechanischer Tiefziehpressen / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover. 2000 (Nr. 157). – Forschungsbericht

[29] DOEGE, E. ; STOCK, G. : Geregelter Tiefziehprozess mit verriegeltem Werkzeug ohne Ziehapparat. In: *Bleche Rohre Profile* 40 (1993), Nr. 2

[30] DOHRN, W. : *Der Energieverlust bei hydraulischen Pressen*, TH Hannover, Diss., 1958

[31] DROSSEL, W.-G. ; MÜLLER, P. ; GROSSMANN, K. ; SCHENKE, C. : Modellierung von Prozessen auf Servopressen / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2013 (Nr. 367). – Forschungsbericht

[32] ELEND, L.-E. : *Einsatz elastischer Niederhaltersysteme zur Erweiterung der Prozeßgrenzen beim Tiefziehen*, Universität Hannover, Diss., 2001

[33] ENGEL, U. ; KROISS, T. ; VOLKL, R. : Berechnung der Wechselwirkungen zwischen Umformmaschine und -prozess auf Basis der Integration eines Pressenmodells in die FE-Fließpress-Simulation. In: *12. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar*. Dresden, 2007

[34] FAASS, I. : *Prozessregelung für die Fertigung von Karosserieteilen in Presswerken*, Technische Universität München, Diss., 2009

[35] FINDEISEN, D. : *Ölhydraulik*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2006

[36] FINDEISEN, D. ; HELDUSER, S. : *Ölhydraulik*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2015

[37] FRIEDRICH, M. : *Parallel Co-Simulation for Mechatronic Systems*, TU München, Diss., 2011

[38] FRONTZEK, H. : *Beitrag zur Bestimmung der Reibungsverhältnisse in der Blechumformung*, PTU Darmstadt, Diss., 1990

[39] GEIGER, M. : *Beitrag zur rechnerunterstützten Auslegung von Pressengestellen*, Universität Stuttgart, Diss., 1974

[40] GEIMER, M. ; KRÜGER, T. ; LINSEL, P. : Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulationskopplung? Ein Versuch der Begriffsvereinheitlichung. In: *O+P Hydraulik und Pneumatik* 11-12 (2006)

[41] GROSSMANN, K. ; KIESSLING, M. ; JUNGNICKEL, G. ; RUDOLPH, H. ; WEISHART, H. : Schwingungsprognose und -minderung bei Presswerken / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2001 (Nr. 174). – Forschungsbericht

[42] GROSSMANN, K. ; MÖBIUS, V. ; WUNDERLICH, B. : Parallelkinematisches Bearbeitungszentrum für Holzformteile. In: *5. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar*. Dresden, 2002

[43] GROSSMANN, K. ; PENTER, L. ; HARDTMANN, A. ; WEBER, J. ; LOHSE, H. : FEA of deep drawing with dynamic interactions between die cushion and process enables realistic blank holder force predictions. In: *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 12 (2012), Nr. 3, S. 273 – 278. – ISSN 1644–9665

[44] GROSSMANN, K. ; WIEMER, H. : Möglichkeiten der erweiterten Modellierung von Umformprozessen zur Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit Werkzeugen und Maschine. In: *Tagungsband „Neuere Entwicklungen in der Blechumformung*. Frankfurt (Main) : MAT-INFO Werkstoff-Informationsgesellschaft mbH, 2008

[45] GROSSMANN, K. : *Die Realität im Virtuellen*. Dresden : Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen: "Lehre Forschung Praxis", 1998

[46] GROSSMANN, K. ; GROCHE, P. ; WIEMER, H. ; SCHNEIDER, R. : Simulation der dynamischen Schneidspaltbeeinflussung bei kombinierten Schneid- und Tiefziehoperationen an Mehrstößel-Transferpressen / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2001 (Nr. 162). – Forschungsbericht

[47] GROSSMANN, K. ; HARDTMANN, A. ; WIEMER, H. : Simulation des Blechumformprozesses unter Berücksichtigung des statischen Verhaltens der Pressmaschine. In: *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 101 (2006), Nr. 10

[48] GROSSMANN, K. ; NEIDHARDT, L. : Simulationsuntersuchungen für den Einsatz von Profilschienenführungen in Pressen. In: *6. Werkzeugmaschinen-Fachseminar: Simulation an Umformmaschinen*, 2003

[49] GROSSMANN, K. ; THOMS, V. ; WIEMER, H. ; SCHIRMACHER, F. : Modellierung des Blechumformprozesses in der Anlagensimulation auf Grundlage von Ergebnissen der FEM-Prozesssimulation / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2001 (Nr. 178). – Forschungsbericht

[50] GROSSMANN, K. ; WIEMER, H. : Maschine, Werkzeug und Prozess - ein ganzheitliches System. In: *6. Sächsische Fachtagung für Umformtechnik*, 1999

[51] GROSSMANN, K. ; WIEMER, H. : Auf dem Weg zum virtuellen Umformprozess.-Anforderungen, Potenziale und Beispiele für die Systemsimulation von Maschine-Werkzeug/Werkstück-Prozess. In: *4. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar: Was kann die virtuelle Werkzeugmaschine*. Dresden, 2002

[52] HALLER, D. : Steuerbare Stickstoffzylinder. In: *wt Werkstattstechnik Online* 90 (2000), Nr. 10

[53] HARDTMANN, A. : *Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess*, TU Dresden, Diss., 2010

[54] HARSCH, D. ; HEINGÄRTNER, J. ; HORA, P. : Observability of quality features of sheet metal parts based on metamodels. In: *XIV International Conference on Computational Plasticity. Fundamentals and Applications (COMPLAS)*. Barcelona, 2017

[55] HAUFE, A. ; LORENZ, D. ; ROLL, K. ; BOGON, P. : Concepts to take elastic tool deformations in sheet metal forming into account. In: *10th International LS-DYNA Conference*. Detroit, 2008

[56] HAUFE, A. ; ROLL, K. ; BOGON, P. : Sheet Metal Forming Simulation with elastic Tools in LS-DYNA. In: *Numisheet*. Interlaken, 2008

[57] HAUPTMANN, M. : *Die gezielte Prozessführung und Möglichkeiten zur Prozessüberwachung beim mehrdimensionalen Umformen von Karton durch Ziehen*, TU Dresden, Diss., 2010

[58] HEIMANN, A. : *Anwendung der Methode finiter Elemente bei der Berechnung und Auslegung von Gestellbaugruppen*, RTWH Aachen, Diss., 1977

[59] HELBIG, A. : *Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine*, TU Dresden, Diss., 2007

[60] HELMKE, M. ; MAJER, H. ; THANASSAKIS, A. : Improvement of hydraulic control quality for deep drawing presses through retrofit. In: *10th International Fluid Power Conference*. Dresden, 2016

[61] HENSEL, A. ; SPITTEL, T. : *Kraft- und Arbeitsbedarf bildsamer Formgebungsverfahren*. Leipzig : VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1978

[62] HILBRANDS, J. W. ; SCHLÖSSER, W. M. J.: Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. In: *Oelhydraulik und Pneumatik* (1965), Nr. 9

[63] HILL, R. : A user-friendly theory of orthotropic plasticity in sheet metals. In: *International Journal of mechanical science* 35 (1993), Nr. 1

[64] HIRSCH, A. : *Werkzeugmaschinen*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2016

[65] HOFFMANN, H. ; NEUGEBAUER, R. ; SPUR, G. : *Handbuch Umformen*. Handbuch der Fertigungstechnik. Carl Hanser Verlag, 2012

[66] HOFMANN, S. ; HELLMICH, A. ; SCHLEGEL, H. ; DROSSEL, W.-G. : Controller commissioning based on a new identification method of parametric models for cascaded servo drive systems. In: *9th International Conference on Machine Tools, Automation, Robotics and Technology*. Prague, Czech Republic, 2012

[67] HUANG, H. ; JIN, R. ; LI, L. ; LIU, Z. : Improving the Energy Efficiency of a Hydraulic Press Via Variable-Speed Variable-Displacement Pump Unit. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 140 (2018)

[68] HUHTALA, K. : *Modelling of Hydrostatic Transmission - Steady State, Linear and Non-Linear Models*, The Finnish Academy of Technology, Diss., 1996

[69] ISO 14955: *Werkzeugmaschinen - Umweltorientierte Bewertung von Werkzeugmaschinen*. 2017

[70] IVANTYSYN, J. ; IVANTYSYNOVA, M. : *Hydrostatic pumps and motors : principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing*. Akademia Books International, 2001

[71] KAHLERT, J. : *Simulation technischer Systeme eine beispielorientierte Einführung*. 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2004

[72] KLOCKE, F. ; KÖNIG, W. : *Fertigungsverfahren 4 - Umformen*. Berlin Heidelberg New York : Springer, 2006

[73] KOHMÄSCHER, T. : *Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebskonzepte*, RTWH Aachen, Diss., 2008

[74] KRIECHENBAUER, S. ; MAUERMANN, R. ; MULLER, P. : Deep Drawing with Superimposed Low-frequency Vibrations on Servo-screw Presses. In: *Procedia Engineering* 81 (2014)

[75] KUBLI, W. ; SCHÖNBACH, E. ; STIPPAK, M. : Effiziente Prozesse durch ganzheitliche digitale Prozessplanung. In: *Neuere Entwicklungen der Blechumformung*. Stuttgart : MAT INFO Werkstoff-Informationsgesellschaft mbH, 2010

[76] LANDGREBE, D. ; BLAU, P. ; PÄSSLER, T. ; TEHEL, R. ; VOIGT, T. : Energieoptimierte Antriebskonzepte für hydraulische Umformmaschinen mit elektrischen Servoantrieben / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2016 (Nr. 441). – Forschungsbericht

[77] LANGE, K. : *Umformtechnik, Band 1: Grundlagen*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 1984

[78] LI, H. : *Entwicklung und Optimierung der Regelkreise von hydraulischen Tiefziehpressen*, TU Dresden, Diss., 2008

[79] LI, K.-L. ; HUANG, H.-K. ; TIAN, S.-F. ; XU, W. : Improving one-class SVM for anomaly detection. In: *Proceedings of the 2003 International Conference on Machine Learning and Cybernetics (IEEE Cat. No.03EX693)* Bd. 5. Xi'an, China, Nov 2003

[80] LIEWALD, M. ; PAPAIOANU, A. : Studie zum Stand und den Potentialen von technischen Lösungen zur Energierückgewinnung in Ziehapparaten von Karosseriezieh-pressen / Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik e. V. 2008 (FWF0909). – Forschungsbericht

[81] LOHSE, H. : *Modellierung hydraulischer Tiefziehpressen für Prozesskopplung, Reglerauslegung und energetischer Bilanzierung*, TU Dresden, Diss., 2015

[82] LOHSE, H. ; WEBER, J. ; KLUG, D. ; KLUSMEIER, T. ; PETZOLD, K.-H. : Analysis of the Energy Efficiency of Hydraulic Deep Drawing Presses. In: *8. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium* Bd. 3. Dresden, 2012

[83] LOHSE, H. ; WEBER, J. ; KLUG, D. ; KLUSMEIER, T. ; PETZOLD, K.-H. : Verbesserung der Energieeffizienz hydraulischer Tiefziehpressen, Teilvorhaben: Simulationsgestützte Analyse der Energieeffizienz im Antriebssystem auf Basis experimentell verifizierter Anlagenmodelle / TU Dresden. 2014. – Forschungsbericht

[84] LORENZ, D. : Simulation of Thermo-Mechanical Forming Prozess in LS-DYNA. In: *9. LS-DYNA Forum*. Bamberg, 2010

[85] NEUBERT, T. : *Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen*, TU Dresden, Diss., 2002

[86] NEUGEBAUER, R. ; NOACK, S. ; KLUG, D. : Simulation of energy flow in hydraulic drives of forming machines. Methods for solving practical problems in design and control. In: *1st International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology*. Melbourne (Australien), 2003

[87] NEUGEBAUER, R. ; PUTZ, M. ; PÄSSLER, T. : Tryout-Presse strittige Gestaltungsfragen. In: *wt Werkstattstechnik Online* 90 (2000)

[88] NEUGEBAUER, R. ; ARNOLD, B. : Wirkungsgradverbesserung durch Baugruppenoptimierung an mechanischen Stufenpressen / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2001 (Nr. 155). – Forschungsbericht

[89] NEUGEBAUER, R. ; KLUG, D. ; NOAK, S. : Anwendung der dynamisch-energetischen Simulation zur Produktivitätssteigerung bei Massivumformmaschinen mit hydraulischen Antrieben. In: *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*. Fellbach, 2005

[90] NEUGEBAUER, R. ; SCHLEGEL, A. ; KREPPENHOFER, D. : Prozessoptimierung und Anlaufunterstützung im Presswerk. In: *ZWF - Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 98 (2003)

[91] PAHL, K.-J. ; WAGENER, H.-W. : Genauigkeitseigenschaften der Tischziehkissenanlage von Tiefziehpressen. In: *Bleche Rohre Profile* 41 (1994), Nr. 6

[92] PAHL, K.-J. ; WAGENER, H.-W. : Geometrische und elastische Effekte bei Ziehen auf Ziehkissen. In: *Bänder Bleche Rohre* 6 (1994)

[93] PALANISWAMY, H. ; BRAEDEL, M. ; THANDAPANI, A. ; ALTAN, T. : Optimal Programming of Multi-point Cushion Systems for Sheet Metal Forming. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 55 (2006), Nr. 1. – ISSN 0007–8506

[94] PAPAIOANU, A. ; LIEWALD, M. : Servotechnologie im Pressenbau. In: *wt Werkstattstechnik online* 103 (2013), Nr. 10

[95] PENTER, L. : *Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von Karosserieziehwerkzeugen*, TU Dresden, Diss., 2016

[96] PENTER, L. ; IHLENFELDT, S. : Advanced process models address challenges of forming a variety of steel grades on one machine press. In: *AutoMetForm*. Wroclaw, Poland, 2016

[97] PRIBER, U. ; PÄSSLER, T. : Fuzzy-basiertes System zur Optimierung eines Reglersystems für die Niederhalterkraft beim Tiefziehen. In: *18. Workshop Computational Intelligence*. Dortmund, 2008

[98] QUETTING, F. : *Entwicklung eines innovativen Planungssystems zur Voraussage und Kopntrolle der Prozessrobustheit bei der Fertigung von Karosseriebauteilen*. ETH Zürich, Diss., 2018

[99] RÜGER, H. : Energieeffiziente Hydraulikpressen durch Servodirektantrieb. In: *4th International Conference on Accuracy in Forming Technology*. Chemnitz, 2012

[100] RÜHLICKE, I. ; KRÜGER, K. : Hydraulische Prüfeinrichtung zur statischen und dynamischen Pressenuntersuchung. In: *O + P Hydraulik und Pneumatik* 2 (1996)

[101] ROLL, K. ; WIEGAND, K. : Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung der Werkzeugelastizitäten bei der Blechumformsimulation. In: *Neuere Entwicklungen der Blechumformung*. Leinfelden, 2006

[102] *Kapitel* Haufe A.: Elastische Werkzeuge und weitere Optimierung der Umformsimulation. In: ROLL, K. ; BOGON, P. ; ZIEBERT, C. : *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2010

[103] *Kapitel* Kulp S.; Struck R.; Weigert P.; Verhoeven H.; Jahncke O.: Virtuelle Planung und Inbetriebnahme. In: ROLL, K. ; BOGON, P. ; ZIEBERT, C. : *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2010

[104] ROPERS, C. : *Berücksichtigung der Temperatur und Werkzeugnachgiebigkeit in der Simulation von Blechumformprozessen*, Universität Hannover, Diss., 2001

[105] RUDOLF, B. : Energieverluste bei hydraulischen Pressen. In: *Tagungsband zur 7. Fachtagung Hydraulik und Pneumatik*. Dresden, 1987

[106] RUDOLPH, H. : *Ein Beitrag zur Analyse der nichtlinearen Systemdynamik in der Entwurfsphase von Werkzeugmaschinen*. TU Dresden, Diss., 2012

[107] SCHAPP, L. O.: *Gekoppelte Simulation von Maschine und Prozess in der Massivumformung*, RWTH Aachen, Diss., 2008

[108] SCHEMPBERG, L. : Elastische Wechselwirkungen an Gestell und Hauptantrieb weggebundener Pressen / Berichte aus dem Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart. 1976. – Forschungsbericht

[109] SCHENKE, C. ; WIEMER, H. ; GROSSMANN, K. : Analysis of servo-mechanic drive concepts for forming presses. In: *Production Engineering* 6 (2012)

[110] SCHENKE, C. ; GROSSMANN, K. : Modellierungsansätze und Simulationsmethoden zur Berücksichtigung dynamischer Maschineneigenschaften bei der Blechumformsimulation. In: *13. LS-Dyna Anwenderforum*. Bamberg, 2014

[111] SCHENKE, C. ; PENTER, L. ; HARDTMANN, A. ; GROSSMANN, K. : Systemsimulation in der Umformtechnik - Berücksichtigung des dynamischen Maschinenverhaltens bei der Blechumformung. In: *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb (ZWF)* 10 (2013)

[112] SCHMOLL, R. : *Co-Simulation und Solverkopplung - Analyse komplexer multiphysikalischer Systeme*. Universität Kassel, Diss., 2015

[113] SCHULER GMBH: *Handbuch der Umformtechnik*. Springer Verlag, 1996

[114] SCHULZE, T. ; WEBER, J. ; GROSSMANN, K. ; PENTER, L. ; SCHENKE, C. : Hydraulic die cushions in deep drawing presses - analysis and optimization using coupled simulation. In: *ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Bath, UK, 2015

[115] SCHWEIZER, B. ; LU, D. : Stabilized index-2 co-simulation approach for solver coupling with algebraic constraints. In: *Multibody System Dynamics* (2014), Nr. 34

[116] SIEGERT, K. ; DOEGE, E. : CNC Hydraulic Multipoint Blankholder System for Sheet Metal Forming Presses. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 42 (1993), jan, Nr. 1

[117] SIEGERT, K. ; SCHMAUDER, S. : Experimentelle und theoretische Beschreibung des Verformungsverhaltens bei überlagerter Schwingungsbeanspruchung / DFG Sonderforschungsbereich 543: Ultraschallbeeinflusstes Umformen metallischer Werkstoffe, Universität Stuttgart. 2002. – Forschungsbericht

[118] SIEGERT, K. : *Blechumformung*. Berlin Heidelberg : Springer Vieweg, 2015

[119] SWIFT, H. W.: Plastic instability under plane stress. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 1 (1952)

[120] TEKKAYA, A.-E. : Stand und Entwicklungstendenzen der Umformsimulation. In: *Umformtechnik* (1998), Nr. 2

[121] TSCHÄTSCH, H. : *Metal forming practise*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2006

[122] TSCHÄTSCH, H. ; DIETRICH, J. : *Praxis der Umformtechnik*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2008

[123] ULLRICH, J. : *Hybride Antriebsstrukturen flexibler mechanischer Pressen*, TU Chemnitz, Diss., 2000

[124] VDI 2206 ; VDI - GESELLSCHAFT ENTWICKLUNG KONSTRUKTION VERTRIEB (Hrsg.): *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Berlin, 2004

[125] VDI3145TEIL1: *Mechanische und hydraulische Pressen*. 1984

[126] WAGENER, H.-W. ; PAHL, K.-J. : Gesamtwirkungsgrad, Teilwirkungsgrade und optimales Betriebsverhalten von hydraulischen Pressen als Blechbearbeitungsmaschinen / EFB-Forschungsbericht Nr. 33. Hannover, 1988. – Forschungsbericht

[127] WAGENER, H.-W. ; PAHL, K.-J. : *Mechanische und hydraulische Pressen: Energiebilanz und Wirkungsgrad*. Düsseldorf, 1992

[128] WAGENER, H.-W. ; WEIKERT, J. : Messung der Tisch- und Stößeldurchbiegung an Torgestellpressen. In: *Blech, Rohre, Profile* 44 (1997), Nr. 5

[129] WEBER, J. ; SCHULZE, T. ; GROSSMANN, K. ; PENTER, L. ; SCHENKE, C. : Simulationsgestützte Abstimmung von Ziehkissen / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover, 2015 (Nr. 412). – Forschungsbericht

[130] WECK, M. ; BRECHER, C. ; WECK, M. (Hrsg.) ; BRECHER, C. (Hrsg.): *Werkzeugmaschinen Band 1: Maschinenarten und Anwendungsbereiche*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2005

[131] WECK, M. ; BRECHER, C. ; WECK, M. (Hrsg.) ; BRECHER, C. (Hrsg.): *Werkzeugmaschinen Band 2: Konstruktion und Berechnung*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2005

[132] WEGENER, K. : Ganzheitliche Betriebsdatenerfassung von Umformanlagen. In: *4. Sächsische Fachtagung für Umformtechnik*. Chemnitz, 1997

[133] WIEMER, H. ; KÜHLEWEIN, R. : Die virtuelle Presse unterstützt technologische Untersuchungen zum Nachschneiden. In: *UTF Science* III (2004)

[134] WIEMER, H. : *Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen*, TU Dresden, Diss., 2004

[135] WOLL, J. : *Efficient Hydraulic Forming – Innovativer Antrieb zur Steigerung der Energieeffizienz hydraulischer Pressen*. EMO Hannover, 2013

IV Anhang

IV.1 Messgrößen

Tabelle IV.1: Messgrößen und Messbereiche der eingesetzten Sensoren

Baugruppe	Komponente	Messgröße	FZ	Messbereich	Einheit
Hauptantrieb	Speisung	Spannung 1N	u_{H1N}	$-350..350$	V
		Spannung 2N	u_{H2N}	$-350..350$	V
		Spannung 3N	u_{H3N}	$-350..350$	V
		Strom 1	1_{H1N}	$-1000..1000$	A
		Strom 2	1_{H2N}	$-1000..1000$	A
		Strom 3	1_{H3N}	$-1000..1000$	A
	Motor	Drehzahl	n_M	0..1500	min^{-1}
	Pumpe	Druckseite Druck	p_{S1}	0..400	bar
		Saugseite Druck	p_{Sa}	0..10	bar
		Leckageleitung Druck	p_L	0..16	bar
		Druckseite Volumenstrom	Q_{S1}	15..300	l/min
		Leckage Volumenstrom	Q_L	0,05..80	l/min
		Saugseite Temperatur	T_{Sa}	$-25..100$	$°C$
		Leckageleitung Temperatur	T_L	$-25..100$	$°C$
		Stellsignal Volumenverstellung	U_{S1V}	0..100	%
		Messsignal Volumenverstellung	U_{S1V}	0..100	%
	Zylinder	Messsignal Volumenverstellung	U_{S1V}	0..100	%
		Kolbenseite Druck	p_{SA}	0..400	bar
		Stangenseite Druck	p_{SB}	0..400	bar
	Stößel	Weg	z_S	0..650	mm
Ziehkissen	Motor 1	Drehzahl	n_{Z1}	$-3000..3000$	min^{-1}
	Motor 2	Drehzahl	n_{Z2}	$-3000..3000$	min^{-1}
	Motor 3	Drehzahl	n_{Z3}	$-3000..3000$	min^{-1}
	Motor 4	Drehzahl	n_{Z4}	$-3000..3000$	min^{-1}
	Pumpe 1	Druck Druckseite	p_{Z1}	0..400	bar
	Pumpe 2	Druck Druckseite	p_{Z2}	0..400	bar
	Pumpe 3	Druck Druckseite	p_{Z3}	0..400	bar
	Pumpe 4	Druck Druckseite	p_{Z4}	0..400	bar
	Pumpe 1,2,3,4	Druck Saugseite	p_{Z0}	0..400	bar
	Zylinder 1	Druck Kolbenseite	p_{Z1A}	0..400	bar
		Druck Stangenseite	p_{Z1B}	0..400	bar
		Weg	z_{Z1}	0..210	mm
	Zylinder 2	Druck Kolbenseite	p_{Z2A}	0..400	bar
		Druck Stangenseite	p_{Z2B}	0..400	bar
		Weg	z_{Z2}	0..210	mm
	Zylinder 3	Druck Kolbenseite	p_{Z3A}	0..400	bar
		Druck Stangenseite	p_{Z3B}	0..400	bar
		Weg	z_{Z3}	0..210	mm
	Zylinder 4	Druck Kolbenseite	p_{Z4A}	0..400	bar
		Druck Stangenseite	p_{Z4B}	0..400	bar
		Weg	z_{Z4}	0..210	mm

Baugruppe	Komponente	Messgröße	FZ	Messbereich	Einheit
Peripherie	Tank	Temperatur	T_0	$-25..150$	$°C$
	Kühl-Filter-Kreislauf	Spannung 13	u_{KF13}	$-600..600$	V
		Spannung 23	u_{KF23}	$-600..600$	V
		Strom 1	i_{KF1}	$-10..10$	V
		Strom 2	i_{KF2}	$-10..10$	V
		Druck	p_{KF0}	$0..200$	bar
	Steuerdruck	Druck	p_{V0}	$0..400$	bar
		Volumenstrom	Q_{V1}	$0..60$	l/min
	Neben-verbraucher	Spannung 1N	u_{N1}	$-600..600$	V
		Spannung 2N	u_{N2}	$-600..600$	V
		Spannung 2N	u_{N3}	$-600..600$	V
		Strom 1	i_{N1}	$-30..30$	A
		Strom 2	i_{N2}	$-30..30$	A
		Strom 3	i_{N3}	$-30..30$	A
Werkzeug	Stempel	Kraft	$F_{WZ,St}$	$0..800$	kN

IV.2 Polynome und Parameter der Regressionsmodelle des Stößelantriebes

IV.2.1 Wirkungsgradmodell des Asynchronmotors

$$\eta_{em}(n_M, M_M) = k_{M2}M_M^2 + k_{M1}M_M + k_n n_M + k_0 \tag{IV.1}$$

Tabelle IV.2: Modellparameter Asynchronmotor

Parameter	Wert
k_{M2}	$-4.3087e^{-06}$
k_{M1}	0.0022328
k_n	0.00015423
k_0	0.34501

IV.2.2 Wirkungsgradmodelle der MPE und der Pumpe

$$\begin{aligned}\eta_{P,eh}(p_P, Q_P, \alpha_P) = {} & k_{26}p_P^2Q_P^2\alpha_P^2 + k_{25}p_PQ_P^2\alpha_P^2 + k_{24}p_P^2Q_P\alpha_P^2 + k_{23}p_P^2Q_P^2\alpha_P \\ & + k_{22}Q_P^2\alpha_P^2 + k_{21}p_PQ_P\alpha_P^2 + k_{20}p_P^2\alpha_P^2 + k_{19}p_PQ_P^2\alpha_P \\ & + k_{18}p_P^2Q_P\alpha_P + k_{17}p_P^2Q_P^2 + k_{16}Q_P\alpha_P^2 + k_{15}p_P\alpha_P^2 \\ & + k_{14}Q_P^2\alpha_P + k_{13}p_P^2\alpha_P + k_{12}p_PQ_P^2 + k_{11}p_P^2Q_P \\ & + k_{10}p_PQ_P\alpha_P + k_9\alpha_P^2 + k_8Q_P^2 + k_7p_P^2 \\ & + k_6Q_P\alpha_P + k_5p_P\alpha_P + k_4p_PQ_P + k_3\alpha_P + k_2Q_P + k_1p_P\end{aligned} \tag{IV.2}$$

Tabelle IV.3: Modellparameter Motor-Pumpe-Einheit und Axialkolbenpumpe

	MPE	**Pumpe**			
Parameter	Gesamt-wirkungsgrad	Gesamt-wirkungsgrad	Leckage	volumetrischer Wirkungsgrad	hydr.-mech. Wirkungsgrad
k_{26}	$-5.5258e^{-10}$	$-4.109e^{-11}$	$-1.4022e^{-10}$	$-1.3674e^{-10}$	$-4.5891e^{-11}$
k_{25}	$5.7666e^{-08}$	$1.3512e^{-08}$	$1.0581e^{-09}$	$5.2252e^{-08}$	$1.7635e^{-08}$
k_{24}	$-4.9379e^{-09}$	$1.1924e^{-08}$	$2.299e^{-09}$	$2.8769e^{-08}$	$1.0409e^{-08}$
k_{23}	$6.3819e^{-09}$	$3.5495e^{-10}$	$3.5497e^{-09}$	$1.6372e^{-09}$	$5.3674e^{-10}$
k_{22}	$-1.6939e^{-06}$	$-1.6715e^{-06}$	$-1.218e^{-05}$	$-5.2605e^{-06}$	$-1.1499e^{-06}$
k_{21}	$1.5099e^{-06}$	$-4.4449e^{-06}$	$-1.778e^{-06}$	$-1.0839e^{-05}$	$-4.3408e^{-06}$
k_{20}	$1.50468e^{-07}$	$-6.9912e^{-07}$	$1.3994e^{-06}$	$-1.1851e^{-06}$	$-5.5125e^{-07}$
k_{19}	$-5.52479e^{-07}$	$-8.505e^{-08}$	$-1.4567e^{-07}$	$-6.2441e^{-07}$	$-1.9259e^{-07}$
k_{18}	$-7.7598e^{-08}$	$-1.2252e^{-07}$	$-1.4994e^{-07}$	$-3.4797e^{-07}$	$-1.1669e^{-07}$
k_{17}	$-1.655e^{-08}$	$7.6211e^{-11}$	$-2.2228e^{-08}$	$-3.4777e^{-09}$	$-1.1714e^{-09}$
k_{16}	$-3.896e^{-06}$	0.00057199	0.00038133	0.0010456	0.00043552
k_{15}	$-4.369e^{-05}$	0.0002774	$6.9348e^{-05}$	0.00043262	0.00025134
k_{14}	$1.61327e^{-05}$	$1.0736e^{-05}$	0.00025744	$6.6246e^{-05}$	$6.237e^{-06}$
k_{13}	$-1.757e^{-07}$	$8.0207e^{-06}$	$-1.6799e^{-05}$	$1.3868e^{-05}$	$6.4722e^{-06}$
k_{12}	$8.2116e^{-07}$	$-3.057e^{-07}$	$1.8545e^{-06}$	$1.3151e^{-06}$	$3.293e^{-07}$
k_{11}	$3.73558e^{-07}$	$1.4889e^{-07}$	$1.3894e^{-06}$	$7.8337e^{-07}$	$2.1994e^{-07}$
k_{10}	$-3.5507e^{-06}$	$4.1525e^{-05}$	$5.2468e^{-08}$	0.00012998	$4.707e^{-05}$
k_9	-0.0044	-0.038941	0.071673	-0.042398	-0.031347
k_8	$-3.0859e^{-05}$	$3.9233e^{-05}$	-0.0013917	-0.00016115	$3.4338e^{-05}$
k_7	$-7.247e^{-06}$	$-1.7291e^{-05}$	$3.4915e^{-05}$	$-2.9053e^{-05}$	$-1.5598e^{-05}$
k_6	$-6.76407e^{-04}$	-0.0054875	-0.018872	-0.012883	-0.0041049
k_5	$1.21284e^{-04}$	-0.0030568	-0.0010313	-0.0048963	-0.0030022
k_4	$3.6e^{-05}$	$-1.6618e^{-05}$	0.00010957	-0.00028401	$-7.5978e^{-05}$
k_3	0.1124	0.45801	-0.75563	0.49329	0.38673
k_2	0.00355	0.0024511	0.15967	0.030005	0.0017377
k_1	0.0015074	0.0053939	0.015664	0.0087801	0.0074561

IV.3 Nutzerdefiniertes Materialmodell Servo-Spindel-Antriebe

IV.3.1 servomechanische Spindelpresse: Modellgleichungen Stößelachse mit Lageregelung

```
1  Values Modell(double Ts, Values val)
2  {
3  //Parameter
4          double KP=2000;                                  //[rad/(m*s)]
5          double KV=0.65;                                  //[rad/m]
6          double KPI=60;                                   //
7          double KII=1.05;                                 //[A/(rad/s)]
8          double T_PT1=0.0008;                             //[s]
9          double T_PI=0.0023;                              //[s]
10         double I_max=1024;                               //[A]
11         double km=51.2;                                  //[Nm/A]
12         double J_M=3.88;                                 //[kg*m^2]
13         double J_Sp=0.5512748;                           //[kg*m^2]
14         double p_sp=0.0039788735772973835;               //[m/rad]
15         double m_St=2412;                                //[kg]
```

```
16          double c_sp_trans=2427000000;                   //[N/m]
17          double b_sp_trans=3*sqrt(c_sp_trans);           //[Ns/m]
18          double x_spiel=0;                               //[m]
19          double c_spiel_trans=1967;                      //[N/m]
20          double b_spiel_trans=5*sqrt(c_spiel_trans);     //[Ns/m]
21  //Lageregelung
22          //Drehzahlsollwert
23          val.n_soll=KP*(val.z_soll-val.x_st_old)+KV*((val.z_soll-val.z_soll_old)/Ts);
24          //Drehzahlbegrenzung
25          if (val.n_soll >70.37)
26                  val.n_soll=70.37;
27          else if (val.n_soll <-70.37)
28                  val.n_soll=-70.37;
29  //Drehzahlbegrenzung
30          if (val.n_soll > val.v_max/p_sp)
31          {
32                  val.n_soll = val.v_max/p_sp;
33          }
34          else if (val.n_soll < -val.v_max/p_sp)
35          {
36                  val.n_soll = -val.v_max/p_sp;
37          }
38  //Servomotor
39          //Drehzahlabweichung
40          val.delta_n=val.n_soll-val.omega_M_old;
41          //Berechnung Stromsollwert (PI-Regler)
42          val.sum=val.sum+val.delta_n;
43          val.I_soll=KPI*(val.delta_n+(Ts/T_PI)*val.sum);
44          //Strombegrenzung
45          if (val.I_soll >I_max)
46          {
47                  val.I_soll=I_max;
48          }
49          else if (val.I_soll <-I_max)
50          {
51                  val.I_soll=-I_max;
52          }
53          //Stromistwert (PT1 Glied)
54          val.I_ist=1/(1+(T_PT1/Ts))*(KII*val.I_soll+(T_PT1/Ts)*val.I_ist_old);
55          //Erregermoment
56          val.M_erreg=km*val.I_ist;
57          //Lastmoment
58          val.M_Last=J_Sp*val.alpha_M_old+val.F_sp_old*p_sp;
59          //Beschleunigungsmoment
60          val.M_beschl=val.M_erreg-val.M_Last;
61          //Winkelbeschleunigung
62          val.alpha_M=val.M_beschl/J_M;
63          //Winkelgeschwindigkeit
64          val.omega_M=val.omega_M_old+Ts*val.alpha_M;
65          //Winkel
66          val.phi_M=val.phi_M_old+Ts*val.omega_M;
67  //Spindel
68          //Beschleunigung
69          val.a_sp=val.alpha_M*p_sp;
70          //Geschwindigkeit
71          val.v_sp=val.omega_M*p_sp;
72          //Weg
73          val.x_sp=val.phi_M*p_sp;
74          //Federkraft mit Spiel
75          double dx=(val.x_sp-val.x_st_old);
76          double dv=(val.v_sp-val.v_st_old);
77          if(abs(dx)>=x_spiel/2)
78                  val.F_sp=(sgn(dx)*(c_sp_trans*(abs(dx)-x_spiel/2)+c_spiel_trans*x_spiel/2))+b_sp_trans*dv;
79          else
80                  val.F_sp=c_spiel_trans*dx+b_spiel_trans*dv;
81  //Knoten
82          //Kraft
83          val.F_st=val.F_sp-val.F_proc;
84          //Beschleunigung
85          val.a_st=val.F_st/m_St;
86          //Geschwindigkeit
87          val.v_st=val.v_st_old+val.a_st*Ts;
88          //Weg
89          val.x_st=val.x_st_old+val.v_st*Ts;
90  //aktuelle Werte halten
91          val.z_soll_old=val.z_soll;
92          val.n_soll_old=val.n_soll;
93          val.I_ist_old=val.I_ist;
94          val.alpha_M_old=val.alpha_M;
95          val.omega_M_old=val.omega_M;
96          val.phi_M_old=val.phi_M;
97          val.a_sp_old=val.a_sp;
98          val.v_sp_old=val.v_sp;
99          val.x_sp_old=val.x_sp;
100         val.F_sp_old=val.F_sp;
101         val.a_st_old=val.a_st;
102         val.v_st_old=val.v_st;
103         val.x_st_old=val.x_st;
104         val.F_st_old=val.F_st;
105         val.F_sp_old=val.F_sp;
106         val.delta_F_old=val.delta_F;
107
108         return val;
109 }
```

IV.3.2 servomechanische Spindelpresse: Modellgleichungen Ziehkissenachse mit Kraftregelung

```
1  Values Modell(double Ts, Values val)
2  {
3          double KP=0.0058;                                   //[(rad/s)/N]
4          double TD=0.0003;                                   //[s]
5          double KPI=55;                                      //
6          double KII=2.2;                                     //[A/(rad/s)]
7          double T_PT1=0.0008;                                //[s]
8          double T_PI=0.0017;                                 //[s]
9          double I_max=172;                                   //[A]
10         double km=55.48;                                    //[Nm/A]
11         double J_M=0.186;                                   //[kg*m^2]
12         double J_Sp=0.05434;                                //[kg*m^2]
13         double p_sp=0.0015915494309189536;                  //[m/rad]
14         double m_St=919;                                    //[kg]
15         double c_sp_trans=1186000000;                       //[N/m]
16         double b_sp_trans=1033150;//30*sqrt(c_sp_trans);//[Ns/m]
17         double x_spiel=0;                                   //[m]
18         double c_spiel_trans=1967;                          //[N/m]
19         double b_spiel_trans=5*sqrt(c_spiel_trans);         //[Ns/m]
20 //Kraftregelung
21         val.delta_F=val.F_soll-val.F_sp_old;
22         //Drehzahlsollwert
23         val.n_soll=KP*(val.delta_F+(TD/Ts)*(val.delta_F-val.delta_F_old));
24         val.n_soll_out=val.n_soll;
25 //Drehzahlbegrenzung
26         if (val.n_soll > val.v_max/p_sp)
27         {
28                 val.n_soll = val.v_max/p_sp;
29         }
30         else if (val.n_soll < -val.v_max/p_sp)
31         {
32                 val.n_soll = -val.v_max/p_sp;
33         }
34 //Servomotor
35         //Drehzahlabweichung
36         val.delta_n=val.n_soll-val.omega_M_old;
37         //Berechnung Stromsollwert (PI-Regler)
38         val.sum=val.sum+val.delta_n;
39         val.I_soll=KPI*(val.delta_n+(Ts/T_PI)*val.sum);
40         //Strombegrenzung
41         if (val.I_soll >I_max)
42         {
43                 val.I_soll=I_max;
44         }
45         else if (val.I_soll <-I_max)
46         {
47                 val.I_soll=-I_max;
48         }
49         //Stromistwert (PT1 Glied)
50         val.I_ist=1/(1+(T_PT1/Ts))*(KII*val.I_soll+(T_PT1/Ts)*val.I_ist_old);
51         //Erregermoment
52         val.M_erreg=km*val.I_ist;
53         //Lastmoment
54         val.M_Last=J_Sp*val.alpha_M_old+val.F_sp_old*p_sp;
55         //Beschleunigungsmoment
56         val.M_beschl=val.M_erreg-val.M_Last;
57         //Winkelbeschleunigung
58         val.alpha_M=val.M_beschl/J_M;
59         //Winkelgeschwindigkeit
60         val.omega_M=val.omega_M_old+Ts*val.alpha_M;
61         //Winkel
62         val.phi_M=val.phi_M_old+Ts*val.omega_M;
63 //Spindel
64         //Beschleunigung
65         val.a_sp=val.alpha_M*p_sp;
66         //Geschwindigkeit
67         val.v_sp=val.omega_M*p_sp;
68         //Weg
69         val.x_sp=val.phi_M*p_sp;
70         //Federkraft mit Spiel
71         double dx=(val.x_sp-val.x_st_old);
72         double dv=(val.v_sp-val.v_st_old);
73         if(abs(dx)>=x_spiel/2)
74                 val.F_sp=(sgn(dx)*(c_sp_trans*(abs(dx)-x_spiel/2)+c_spiel_trans*x_spiel/2))+b_sp_trans*dv;
75         else
76                 val.F_sp=c_spiel_trans*dx+b_spiel_trans*dv;
77 //Stoeszelknoten Wegregelung
78         //Kraft
79         val.F_st=val.F_sp-val.F_proc;
80         //Beschleunigung
81         val.a_st=val.F_st/m_St;
82         //Geschwindigkeit
83         val.v_st=val.v_st_old+val.a_st*Ts;
84         //Weg
85         val.x_st=val.x_st_old+val.v_st*Ts;
86 //aktuelle Werte halten
87         val.z_soll_old=val.z_soll;
88         val.n_soll_old=val.n_soll;
89         val.I_ist_old=val.I_ist;
90         val.alpha_M_old=val.alpha_M;
```

```
91          val.omega_M_old=val.omega_M;
92          val.phi_M_old=val.phi_M;
93          val.a_sp_old=val.a_sp;
94          val.v_sp_old=val.v_sp;
95          val.x_sp_old=val.x_sp;
96          val.F_sp_old=val.F_sp;
97          val.a_st_old=val.a_st;
98          val.v_st_old=val.v_st;
99          val.x_st_old=val.x_st;
100         val.F_st_old=val.F_st;
101         val.F_sp_old=val.F_sp;
102         val.delta_F_old=val.delta_F;
103
104         return val;
105 }
```

Schriftenreihe Lehre · Forschung · Praxis

Die Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung und adaptive Steuerungen veröffentlicht die Ergebnisse ihrer Arbeit u. a. in ihrer Schriftenreihe **Lehre • Forschung • Praxis**. In dieser Reihe sind in Zusammenarbeit mit dem Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik e. V. bisher erschienen:

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1995/96**
  121 Seiten, erschienen 12/1996

- Andreas Mühl
  Technologie und angepasste Maschinenkonzepte zum Schleifen von Konstruktionskeramik auf Koordinatenschleifmaschinen
  Dissertation, 116 Seiten, erschienen 02/1997

- Simeon Christov
  Einbaugenauigkeit und Querschnittsberechnung von Profilschienenführungen
  Dissertation, 244 Seiten, erschienen 05/1997

- Knut Großmann; Horst Neundorf; Roger Grundmann
  Intelligente Funktionsmodule der Maschinentechnik
  Zwischenbericht 1997 zum Landesinnovationskolleg, 206 Seiten, erschienen 04/1997

- Knut Großmann
  Die Realität im Virtuellen. Simulation in technischen Anwendungen
  396 Seiten, erschienen 12/1997

- **Potentiale und Chancen**
  Absolvententagung am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
  20.-21. November 1998, 260 Seiten, erschienen 11/1998

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1997/98**
  300 Seiten, erschienen 12/1998

- Andreas Mühl; Bernd Wunderlich
  ACC-Regelung von Bahnschleifprozessen
  Abschlussbericht zu den Forschungspraktika 55/96 und 56/96 bei der Stiftung Industrieforschung, 94 Seiten, erschienen 01/1999

- **Intelligente Funktionsmodule der Maschinentechnik**
  Abschlussbericht zum Landesinnovationskolleg 1995-1998, 228 Seiten, erschienen 07/1999

- Günter Jungnickel
  Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen
  228 Seiten, erschienen 02/2000

- Holger Arndt
  Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen
  Dissertation, 180 Seiten, erschienen 12/2000

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1999/2000**
  200 Seiten, erschienen 04/2001

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2001/2002**
  200 Seiten, erschienen 04/2003

- Knut Großmann; Günter Jungnickel
  Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt
  230 Seiten, erschienen 09/2003

- Knut Großmann; Andreas Mühl
  Adaptiv geregeltes Fräsen auf einem Hexapoden
  108 Seiten, erschienen 02/2004

- Hajo Wiemer
  Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen
  Dissertation, 228 Seiten, erschienen 12/2004

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2003/2004**
  243 Seiten, erschienen 05/2005

- Bernd Kauschinger
  Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit an einem Hexapod einfacher Bauart
  Dissertation, 172 Seiten, erschienen 04/2006

- Knut Großmann; Günter Jungnickel
  Prozessgerechte Bewertung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen
  259 Seiten, erschienen 12/2006

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2005/2006**
  251 Seiten, erschienen 04/2007

- Szabolcs Szatmári
  Kinematic Calibration of Parallel Kinematic Machines in the Example of the Hexapod of Simple Design
  Dissertation, 175 Seiten, erschienen 10/2007

- Knut Großmann; Hajo Wiemer
  Simulation in der Produktionstechnik – wovon, womit, wofür?
  Bericht zur WGP Summer School Dresden 2007, Herausgegeben von der WGP Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik, 103 Seiten, erschienen 10/2007

- Knut Großmann; Günter Jungnickel
  Thermische Modellierung von Prozesseinflüssen an spanenden Werkzeugmaschinen
  134 Seiten, erschienen 09/2008

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2007/2008**
  243 Seiten, erschienen 03/2009

- Jens Müller
  Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen
  Dissertation, 171 Seiten, erschienen 04/2009

- Volker Möbius
  Produktprozess im Computerzeitalter – Methodische Grundsätze zur Informationsbehandlung im Produktprozess und deren Anwendung auf die Entwicklung eines Steuerungskonzepts
  Dissertation, 201 Seiten, erschienen 08/2009

- Knut Großmann; Günter Jungnickel
  Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen Modellierung und Parametrierung
  223 Seiten, erschienen 05/2010

- André Hardtmann
  Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess
  Dissertation, 116 Seiten, erschienen 10/2010

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2009/2010**
  300 Seiten, erschienen 02/2011

- Holger Rudolph
  Ein Beitrag zur Analyse der nichtlinearen Systemdynamik in der Entwurfsphase von Werkzeugmaschinen
  Dissertation, 172 Seiten, erschienen 11/2012

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2011/2012**
  322 Seiten, erschienen 03/2013

- Lars Neidhardt
  Wälzkontaktbezogene Lebensdauer von Profilschienenführungen – Bewertung der experimentellen Ermittlung des Lebensdauerkennwerts
  Dissertation, 178 Seiten, erschienen 01/2014

- Michael Löser
  Ein Beitrag zur effizienten Analyse der Prozessstabilität beim HSC-Fräsen
  Dissertation, 159 Seiten, erschienen 03

- Lars Penter
  Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von Karosseriezieh-werkzeugen
  Dissertation, 140 Seiten, erschienen 01/2017

- Mirko Riedel
  Methodik zur Modellierung von photogrammetrischen Messungen zur Charakterisierung der Genauigkeit von Werkzeugmaschinen
  Dissertation, 204 Seiten, erschienen 06/2020

- Dongqian Wang
  The comprehensive analysis of milling stability and surface location error with considering the dynamics of workpiece
  Dissertation, 122 Seiten, erschienen 05/2021

Die Hefte der Schriftenreihe können käuflich erworben werden bei:

DWM e. V.
c/o Institut für Mechatronischen Maschinenbau
Technische Universität Dresden
01062 Dresden

Bestellungen bitte schriftlich an o. g. Anschrift,
per Fax +49 351 463-37073 oder
per E-Mail: werkzeugmaschinen@tu-dresden.de