

# Modellierungsansätze und Simulationenethoden zur Berücksichtigung dynamischer Maschineneigenschaften bei der Blechumformsimulation

Christer-C. Schenke<sup>1</sup>, Knut Großmann<sup>1</sup>

<sup>1</sup>TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik

## 1 Einleitung

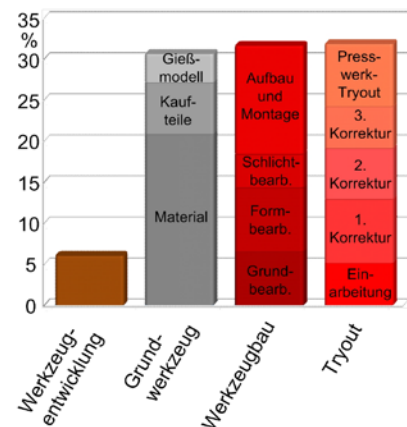
Die Entwicklung neuer Blechwerkstoffe wie höher- und höchstfeste Stähle sowie der verstärkte Einsatz von Aluminiumlegierungen im Fahrzeugbau, führen zu den heute üblichen hohen Anforderungen an die Prozessauslegung bei der Blechumformung. Die Forderung nach hoher Form- und Maßhaltigkeit der Bauteile resultiert in wachsenden Ansprüchen an die geometrische Gestalt der Umformwerkzeuge.

In der Automobilindustrie hat sich in der Methodenplanung für erste Aussagen über die Herstellbarkeit von Umformteilen die FE-Simulation als unablässiges Werkzeug in der Entwicklungsphase neuer Tiefziehwerkzeuge etabliert. Trotz steter Weiterentwicklung der Simulationenethoden liegen die größten Planungsunsicherheiten in Bezug auf die Produktionszeiten sowie -kosten bei der Werkzeugherstellung noch immer im Bereich der Korrekturphase der Werkzeuggeometrie (*Bild 1*), welche im erheblichen Maße durch Tryout-Prozesse, also die manuelle Werkzeugeinarbeitung durch Ausprobieren, geprägt ist [3].

Arbeitszeitverteilung bei der Herstellung von Karosseriewerkzeugen



Verteilung der Herstellungskosten bei Ziehwerkzeugen



**Bild 1:** Produktionszeiten und Kostenverteilung am Beispiel eines Seitenwandrahmens nach [3]

Eine genauere Vorhersage des Umformergebnisses und damit der notwendigen Gestalt der Umformwerkzeuge durch die Simulation könnte folglich einen Beitrag leisten, die Einarbeitungszeiten der Werkzeuge zu verkürzen und damit die Werkzeugkosten zu senken. Jüngere Forschungsarbeiten belegen, dass sowohl das statische Nachgiebigkeitsverhalten von Werkzeugen und Maschinen [4],[11],[5] als auch das dynamische Verhalten der Umformmaschine [8],[15] das Umformergebnis signifikant beeinflussen. Bei der FE-Simulation im industriellen Einsatz werden die bekannten Wechselwirkungen der Nachgiebigkeiten und dynamischen Eigenschaften der Systemkomponenten Umformmaschine, Werkzeug und Prozess, aber bislang weitestgehend vernachlässigt. Dies führt u.a. zu falschen Berechnungen bei der Auslegung der Werkzeuggeometrie und damit zu den in *Bild 1* dargestellten zeit- und kostenintensiven manuellen Werkzeugeinarbeitungsphasen, zunächst auf Einarbeitungspresen und anschließend auf der eigentlichen Produktionspresse.

In verschiedenen Forschungsprojekten wurden am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik der TU Dresden Methoden entwickelt, die neben der Berechnung des elasto-

statischen Eigenschaften des Gesamtsystems auch die Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Umformmaschine bei der Prozesssimulation ermöglichen [10],[15]. Dazu werden Maschinenmodelle entweder direkt in das Prozessmodell in *LS-DYNA* integriert und durch den *LS-DYNA* Solver berechnet oder Daten der Prozesssimulation mit einer parallel laufenden Maschinensimulation in *SimulationX* ausgetauscht.

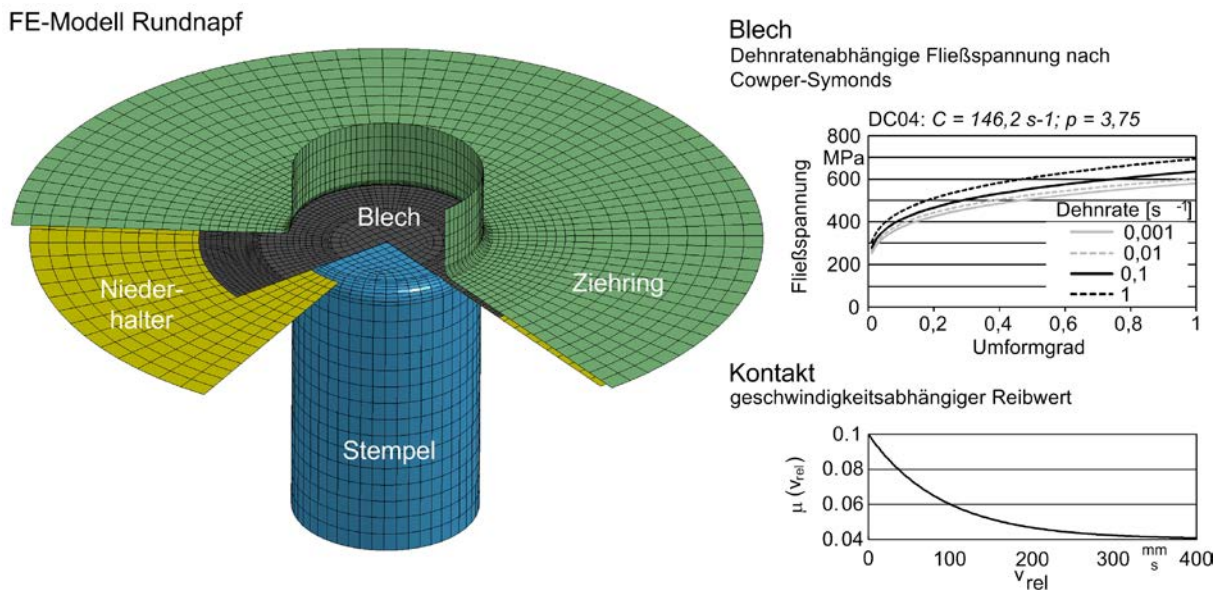
## 2 Simulationsmodelle

Die Simulation des Gesamtsystems aus Maschine, Umformwerkzeug und –prozess setzt auf Seiten der FE-Simulation Modelle voraus, die in der Lage sind im Prozess die Einflüsse der Maschinendynamik zu berücksichtigen, also eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des umzuformenden Materials sowie der Kontakte zwischen Blech und Werkzeugkomponenten abbilden können.

Die Maschinenmodelle können grundsätzlich in beliebiger Komplexität vorliegen. In Bezug auf Rechenzeit und den Aufwand, bei der bislang noch manuellen Integration der Modellgleichungen in das FE-Modell, wurden aber für die eingesetzten Modelle im Rahmen der jeweiligen Problemstellung zulässige Vereinfachungen der Maschinenstrukturen vorgenommen.

### 2.1 Prozesssimulation

Die heute im Einsatz befindlichen quasi-statische FE-Prozessmodelle können im Wesentlichen in die drei Bereiche Werkzeug, Formteil und Wirkfuge unterteilt werden. *Bild 2* zeigt diese Komponenten am Beispiel des Simulationsmodells eines Rundnapfwerkzeuges, welches auch für die folgenden Untersuchungen verwendet wurde.



**Bild 2:** Prozessmodell und integrierte Ansätze für die geschwindigkeitsabhängige Modellierung

Das Werkzeug - bestehend aus Ziehring, Niederhalter und Stempel - wird in der breiten Anwendung als starr vernetztes Oberflächenmodell mit Schalenelementen modelliert. Im Bereich der Forschung sind zudem sowohl Volumenmodelle, die die Abbildung des elastischen Werkzeugverhaltens ermöglichen als auch Modelle mit Hybridnetzen [12] zur Verkürzung der Rechenzeit bei Berücksichtigung der elastischen Werkzeugeigenschaften im Einsatz.

Das Formteil gibt das elastisch-plastische Werkstoffverhalten wieder. Die Parametrierung erfolgt über Materialkonstanten wie E-Modul und Dichte sowie über Fließkurven, die den Zusammenhang zwischen Fließspannung  $k_f$  und Umformgrad  $\varphi$  des zu simulierenden Bleches definieren. Der Umformgrad gibt die Dehnung  $\varepsilon$  des Materials wieder und ist durch Gleichung (2.1) definiert.

$$\varphi = \ln(\varepsilon + 1) \tag{2.1}$$

Um auch dynamische Einflüsse im Formteil berücksichtigen zu können müssen Dehnrateneinflüsse auf die Fließspannung entweder tabellenbasiert [14] oder mit Koeffizientenansätzen nach Cowper-Symmonds [6] bzw. Hensel-Spittel [13] berücksichtigt werden. Im verwendeten Modell kommt der

Ansatz nach Cowper-Symmonds (Gleichung (2.2)) zum Einsatz. Die Skalierung der Fließkurve ist am Beispiel des simulierten Tiefziehstahls DC04 in *Bild 2* dargestellt.

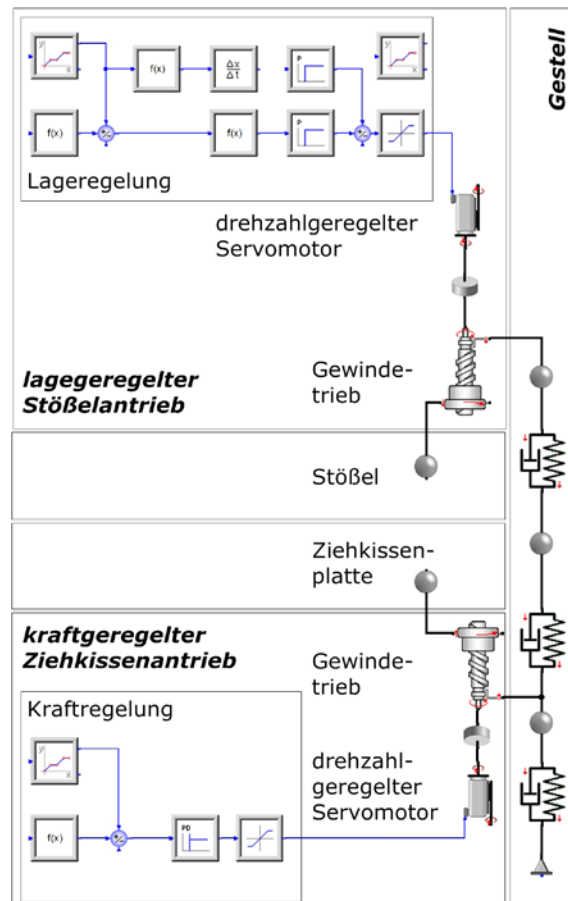
$$k_f = k_{f0} \cdot (1 + (\varphi' / C)^{1/p}) \quad (2.2)$$

Die richtungsabhängigen Werkstoffeigenschaften zur Abbildung des Einflusses der Walzrichtung des Bleches werden über das anisotrope Fließkriterium nach Barlat [2] in das Prozessmodell einbezogen. 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 der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner [7] experimentell bestimmt und über die Gleichung (2.3) im Modell hinterlegt werden. Mit Hilfe der Parameter *FD*, *FS* und *DC* kann der Verlauf des Reibwertes im Modell an die gemessenen Werte angepasst werden. Ein Beispiel für einen geschwindigkeitsabhängigen Reibwert zeigt ebenfalls *Bild 2*.

$$\mu(v_{rel}) = FD + (FS - FD) \cdot e^{-DC \cdot v_{rel}} \quad (2.3)$$

## 2.2 Maschinensimulation

Die Möglichkeiten bei der Abbildung des dynamischen Verhaltens von Pressmaschinen reichen heute von der Modellierung einzelner Baugruppen z.B. zur Analyse des Antriebssystems [16], über die Modellierung ganzer Maschinen, bis hin zur Abbildung des Verhaltens von Transferpressen [17]. Die domänenübergreifende Mixed-Model-Simulation bildet dabei neben mechanischen, elektrischen und hydraulischen Komponenten auch Reglerstrukturen und -verhalten in einer Simulationsumgebung ab und ermöglicht so die Analyse des komplexen dynamischen Verhaltens der Umformmaschine [9]. *Bild 3* zeigt das Maschinenmodell in *SimulationX*, dass für die folgenden Untersuchungen verwendet wurde. Es handelt es sich dabei um das stark vereinfachte Modell einer servo-mechanischen Spindelpresse mit lagergeregeltem Stößelantrieb und einer Kraftregelung am Ziehkissen. Aufgrund der Struktur der Antriebe handelt es sich bei dieser Maschine um eine Presse mit hoher Steifigkeit in den Antrieben und einer daraus resultierenden hohen Regelgenauigkeit. Das Modell berücksichtigt nur das Verhalten der Maschine in z-Richtung, liegt in den entsprechenden Modellierungsarten für die Simulator-Kopplung und die Modell-Code-Migration vor und wird daher für den Vergleich der beiden Simulationsmethoden herangezogen. Da das Modell ist aus einem abgeschlossenen Forschungsprojekten hervorgegangen ist, können Einzelheiten zur Modellierung der Veröffentlichung [15] entnommen werden.



**Bild 3:** Pressenmodell in *SimulationX* nach [15]

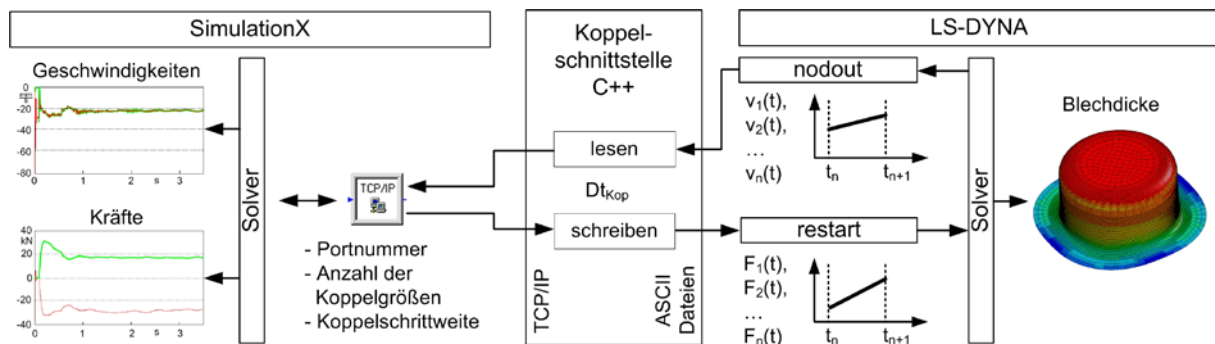
## 3 Simulationsmethoden

Die beiden wesentlichen Methoden zur Abbildung der Wechselwirkungen zwischen Maschinen- und Prozesssimulation sind die Simulator-Kopplung und die Modell-Code-Migration [9]. Bei beiden Methoden können komplexe Modelle zur Abbildung von Maschine und Prozess verwendet werden. Die Methoden unterscheiden sich im Wesentlichen in der Art der Abbildung der Umformmaschine und der verwendeten Anzahl an Solvern, die für die Lösung des Gesamtproblems notwendig sind.

Während für die Modell-Code-Migration nur der FE-Solver zur Lösung beider Modellwelten zum Einsatz kommt wird bei der Simulator-Kopplung das Maschinemodell durch einen eigenständig arbeitenden Solver berechnet. Bei beiden Simulationsmethoden werden als Schnittgrößen Kräfte und Geschwindigkeiten zwischen Maschinen- und Prozessmodell übergeben.

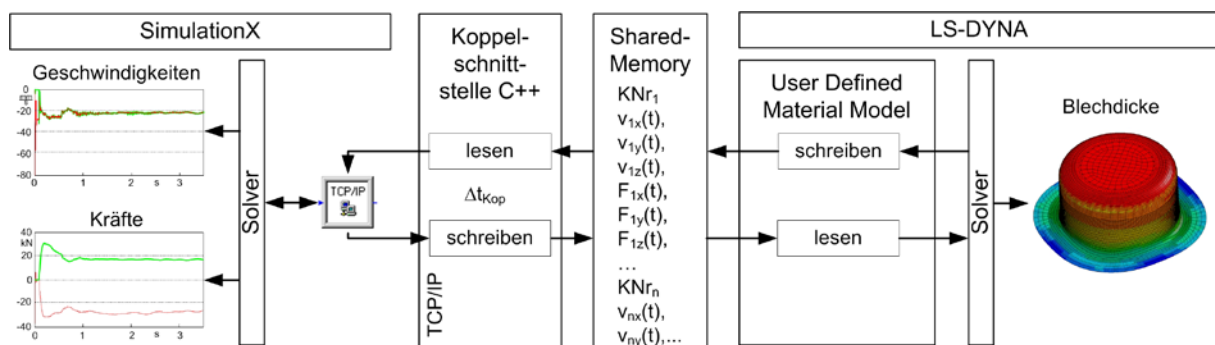
### 3.1 Simulator-Kopplung

Bei der Simulator-Kopplung werden die Modelle von Maschine und Prozess getrennt in der für die jeweilige Domäne spezifischen Modellierungsumgebung berechnet und über eine Schnittstelle gekoppelt. Innerhalb einer Koppelschleife werden definierte Zustandsgrößen zyklisch ausgetauscht und damit während jedes Koppelzeitschrittes die Randbedingungen für die Modelle neu definiert. Für die Kommunikation zwischen den Solvoren wird eine in *SimulationX* verfügbare TCP/IP – Schnittstelle zunächst in Verbindung mit der restart - Funktion von *LS-DYNA* verwendet. Die Kommunikation zwischen *LS-DYNA* und einer in C++ programmierten Koppelschnittstelle erfolgt dabei über den zyklischen Austausch von ASCII-Dateien (Bild 4). Als Koppelgrößen dienen Kräfte auf Seiten von *LS-DYNA*, die als Randbedingungen direkt an definierte Koppelknoten am FE-Modell angetragen werden, und Geschwindigkeiten auf Seiten von *SimulationX*, die aus der durch den FE-Solver erstellten nodout-Datei ausgelesen werden.



**Bild 4:** Schema der Simulator-Kopplung mit restart-Funktion

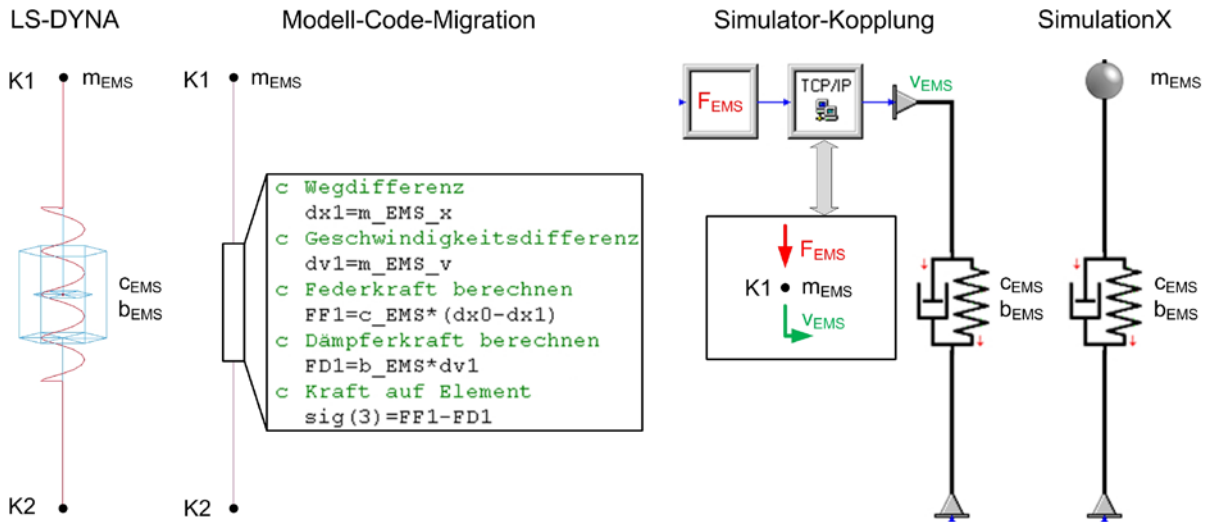
Die restart-Funktion des *LS-DYNA* – Solvers bringt jedoch wesentliche Nachteile mit sich, da es nicht möglich ist die binäre Ausgabe der Modell- bzw. Prozessdaten zu verhindern. Das hat zur Folge, dass in jeden Koppelzeitschritt das komplette Modell und die zugehörigen Ergebnisdaten auf die Festplatte geschrieben werden. Weiterhin muss die Frequenz der Neuvernetzung für das Blech so hoch eingestellt werden, dass diese in jedem Koppelzeitschritt ausgeführt wird da die Rechenzeit für den FE-Solver nach jeder Unterbrechung neu beginnt und der Vernetzungsalgorithmus andernfalls nicht ausgeführt wird. Der Schreibvorgang der Daten, der Neustart des Solvers und die Neuvernetzung des Bleches in jedem Koppelzeitschritt, führen daher neben der gegenüber dem Prozessmodell erheblich gesteigerten Rechenzeit auch zu mehreren 100Gb Ergebnisdaten je Rechnung.



**Bild 5:** Schema der Simulator-Kopplung mit geteiltem Speicher

Da dieser Vorgehensweise nicht praktikabel ist, wurde der Algorithmus auf die Nutzung eines gemeinsamen Speicherbereiches für *LS-DYNA* und die Koppelschnittstelle umgestellt. Dadurch wird die FE-Berechnung nicht unterbrochen und die oben genannten Nachteile bestehen nicht länger. Die Rechenzeit erhöht sich lediglich um den Anteil des Maschinenmodells und die Zeit, die der Koppelalgorithmus für die Übertragung der Daten in und aus dem geteilten Speicherbereich benötigt.





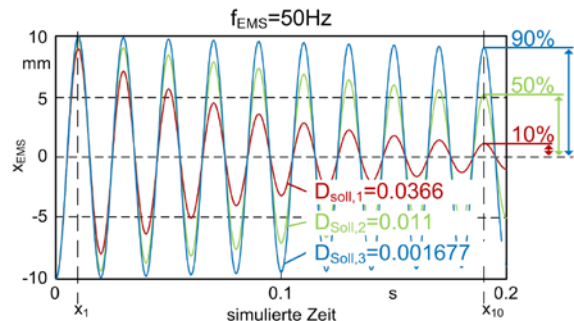
**Bild 7:** Modelle des Einmassenschwingers in den verschiedenen Modellierungsarten

### 3.3.1 Stabilität und Dämpfungsverhalten

Die Bewertung des Dämpfungsverhaltens der Modelle erfolgt anhand des Wegverlaufs der Masse  $m_{EMS}$  nach sprungartiger Anregung durch Vorspannung und Entlastung der Feder bei Simulationsbeginn (Bild 8). Die Modelle sind so parametrisiert, dass sich die Steifigkeit  $C_{EMS}$  und die Dämpfung  $b_{EMS}$  des Einmassenschwingers aus der Vorgabe der Eigenfrequenz  $f_{EMS}$  und des Dämpfungsgrades  $D_{Soll}$  ergeben. Die Masse bleibt für alle Simulationsrechnungen konstant. Die Simulationsdauer je Eigenfrequenz beträgt das Zehnfache der Periodendauer so dass jeweils zehn Schwingungen berechnet werden. Untersucht werden die Eigenfrequenzen 1, 5, 10, 50, 100, 500 und 1000 Hz

Um auch die Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad bewerten zu können, werden für diesen drei Fälle unterschieden (Bild 8):

- 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%.



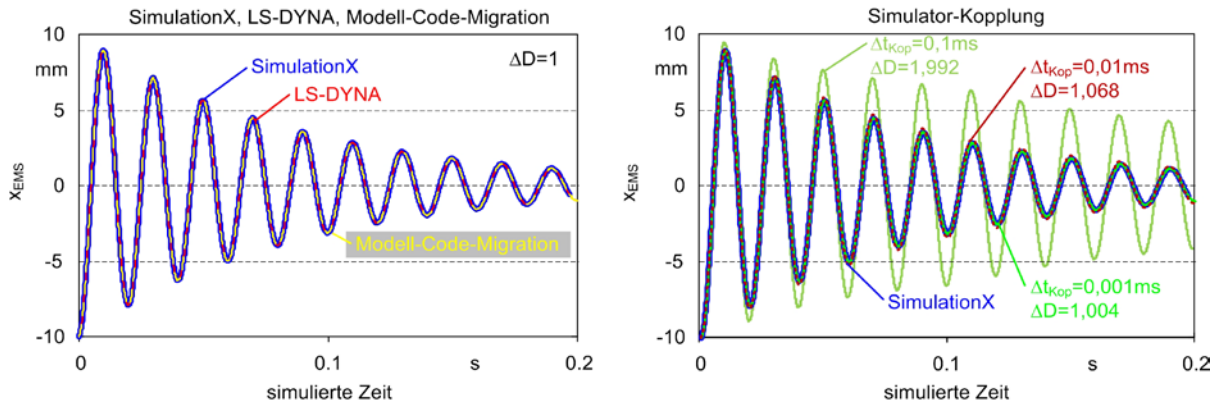
**Bild 8:** Wegverlauf und Dämpfungsgrade

Zur Bewertung des Dämpfungsverhaltens der Simulationsmethoden wird aus dem Ergebnis der Simulationsrechnung das logarithmischen Dekrement  $\Lambda$  nach Gleichung (3.1) aus dem Verhältnis der Amplituden der Schwingungsmaxima bestimmt, damit der Dämpfungsgrad  $D_{Ist}$  nach Gleichung (3.2) berechnet und das Ergebnis mit dem vorgegebenen Dämpfungsgrad  $D_{Soll}$  verglichen.

$$\Lambda = \frac{1}{n} \ln \frac{x_i}{x_{i+n}} \quad (3.1)$$

$$D = \frac{\Lambda}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Lambda^2}} \quad (3.2)$$

Bild 9 zeigt am Beispiel der Eigenfrequenz von 50Hz und einem Dämpfungsgrad von  $D_{Soll,1}=0,0366$ , dass für die Modelle in LS-DYNA, SimulationX sowie das integrierte Modell die berechnete Dämpfung der vorgegebenen entspricht.

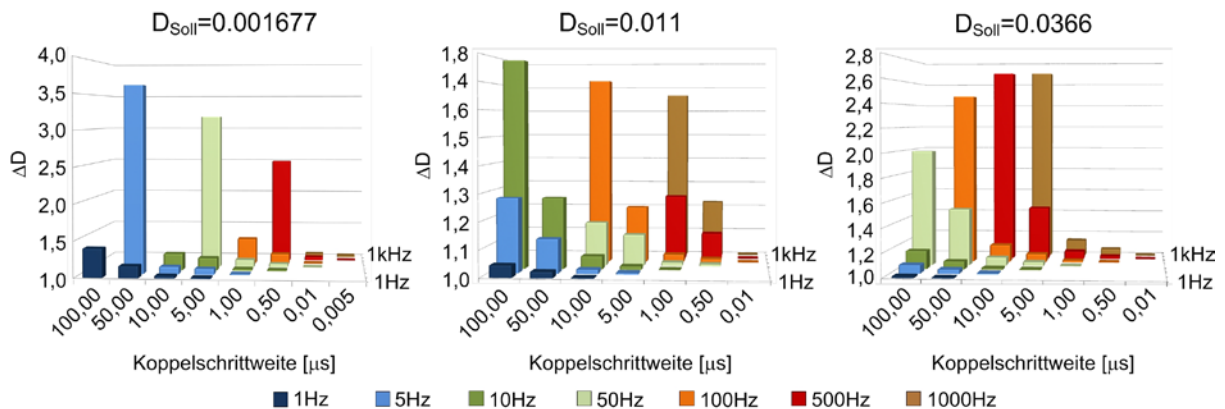


**Bild 9:** Vergleich des Dämpfungsverhaltens der verschiedenen Simulationsarten anhand des Wegverlaufes der Masse  $m_{EMS}$  bei einer Eigenfrequenz von  $f_{EMS}=50\text{Hz}$  und einem Dämpfungsgrad von  $D_{Soll}=0,0366$

Der Verlauf der Schwingung des gekoppelten Modells weicht jedoch stark von dem der anderen drei Modellvarianten ab. Es ist eine deutlich geringere Dämpfungswirkung zu erkennen, die aus einer zu groben Schrittweite bei der Kopplung der Simulatoren resultiert. Die Koppelschrittweite beträgt in diesem Fall  $\Delta t_{kop} = 0,1 \text{ ms}$ . Bei Verringerung der Schrittweite ist eine Verbesserung des Verhaltens erkennbar. Um dieses Verhalten zu quantifizieren, wird der Faktor  $\Delta D$  (Gleichung (3.3)) eingeführt, der das Verhältnis von vorgegebenem Dämpfungsgrad  $D_{Soll}$  zu berechnetem Dämpfungsgrad  $D_{Ist}$  wiedergibt.

$$\Delta D = \frac{D_{Soll}}{D_{Ist}} \quad (3.3)$$

Zur Analyse der Abhängigkeit des Dämpfungsverhaltens der gekoppelten Simulation bei verschiedenen Koppelschrittweiten wurde eine Variantenrechnung für die o.g. Eigenfrequenzen durchgeführt. Die Ergebnisse der Berechnungen für die drei vorgegebenen Dämpfungsgrade zeigt Bild 10.



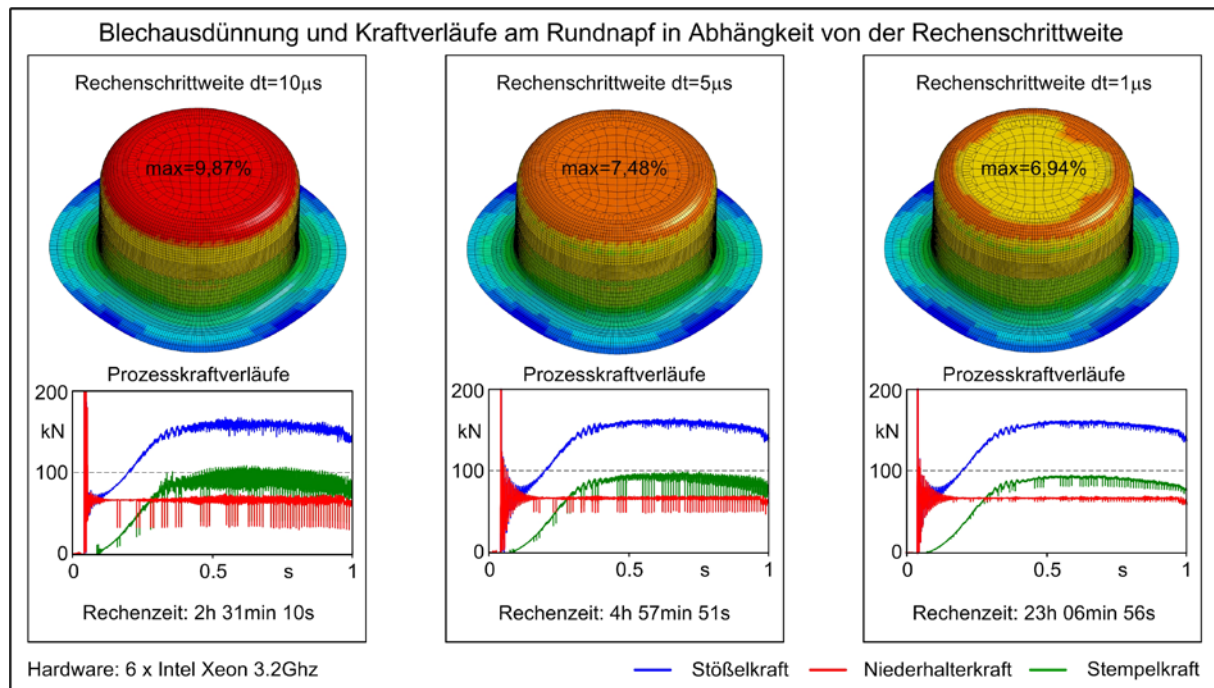
**Bild 10:** Dämpfungsverhalten des Einmassenschwingers bei der Simulator-Kopplung

Die Grafiken stellen die Abweichung der simulierten Dämpfung von der vorgegebenen anhand des Faktors  $\Delta D$  dar. Jede Säule entspricht  $\Delta D$  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 deutlich die starke Abhängigkeit der Dämpfung von der Schrittweite der gekoppelten Simulation sowie der simulierten Eigenfrequenz. 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.

### 3.3.2 Abbildungsgenauigkeit der Maschinensimulation bei der Modell-Code-Migration

Für das integrierte Modell ergibt sich eine starke Abhängigkeit von der Rechenschrittweite des LS-DYNA Solvers. Das hier eingesetzte explizite Eulerverfahren ist das einfachste Integrationsverfahren, bei dem immer von einem Fehler bei der Integration ausgegangen werden muss. Ist die Schrittweite mit der das Maschinenmodell ausgewertet wird klein genug, kann auch mit diesem einfachen Integrationsverfahren eine ausreichende Genauigkeit erreicht werden, was aber zu Lasten der Rechenzeit bei der Prozesssimulation geht. Untersucht wurden diese Zusammenhänge anhand des integrierten Modells der servo-mechanischen Presse. *Bild 11* zeigt die Ergebnisse anhand der Blechdicke des Rundnapfes nach dem Ziehvorgang und den zugehörigen Kraftverläufe. Der linke Napf, simuliert mit einer groben Rechenschrittweite zeigt eine deutlich stärkere Blechdurchdünnung gegenüber dem Napf mit einer der geringsten Rechenschrittweite links in *Bild 11*.



**Bild 11:** Schrittweitenabhängigkeit der Berechnung des Maschinenmodells bei der Modell-Code-Migration

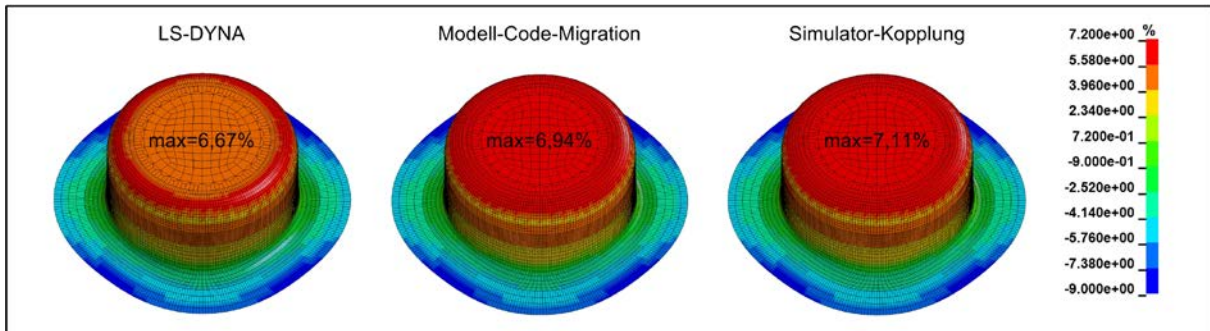
Die Erklärung für dieses Verhalten der Simulation findet sich in den Kraftverläufe der Werkzeugkomponenten. Ist die Rechenschrittweite zu grob gewählt kommt es, verursacht durch das zu einfache Integrationsverfahren, zu Schwingungen bei der Berechnung der Kraftverläufe an Stößel, Stempel und Niederhalter. Diese Schwingungen nehmen mit Verringerung der Rechenschrittweite ab, so dass bei einer Schrittweite von  $dt = 1 \mu s$  das Maschinenverhalten mit hinreichender Genauigkeit abgebildet wird. Diese notwendige, geringe Rechenschrittweite bei der integrierten Simulation unter Verwendung des Euler-Verfahrens für die Integration im Maschinenmodell, führt dazu, dass der vermeintlichen Vorteil gegenüber der Simulator-Kopplung hinfällig wird, da auch hier die Rechenzeiten gegenüber der Prozesssimulation ohne Maschineneinfluss erheblich steigen. Die Verwendung eines Mehrschrittverfahrens dürfte an dieser Stelle Abhilfe schaffen und die Erhöhung der Rechenschrittweite bei gleichbleibender Genauigkeit der Berechnung des Maschinenverhaltens gestatten.

## 4 Vergleich und Bewertung der Methoden

Zum Vergleich der Methoden wird das Modell der servo-mechanischen Presse in Verbindung mit der Herstellung des Rundnapfes herangezogen. Als Blechmaterial wird ein DC04 Tiefziehstahl bei einer Umformgeschwindigkeit von  $v_{St}=60mm/s$  und einer Niederhalterkraft von  $F_{NH}=60kN$  simuliert. Die Berechnungen wurden mit einer Schrittweite des Prozessmodells von  $dt=1\mu s$  und entsprechender



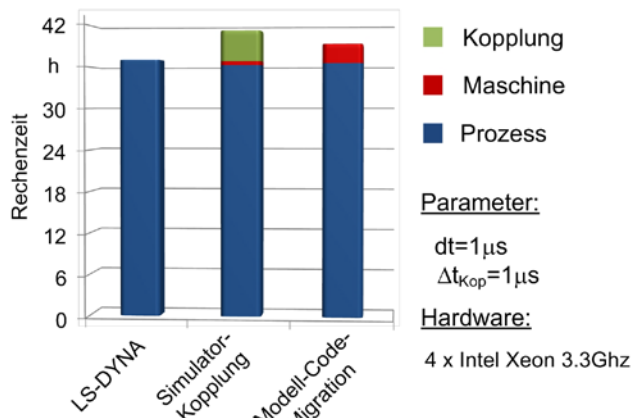
Koppelschrittweite durchgeführt, da andernfalls die Niederhalterkraft bei der Modell-Code-Migration falsch berechnet wird und die Simulation dann keine vergleichbaren Ergebnisse liefert. Der Vergleich der Blechdicke in *Bild 12* zeigt dass die Simulationsergebnisse des integrierten Modells und der Simulator-Kopplung eine gute Übereinstimmung zeigen. Für beide Modellierungsvarianten wird die maximale Blechdünnung bei etwa 7% prognostiziert.



**Bild 12:** Vergleich der Ergebnisse der Simulationsmethoden

Der Vergleich mit einer Prozesssimulation ohne Maschineneinfluss ergibt einen Unterschied der maximalen Blechdünnung von etwa 0,3 – 0,4%. Dieser Unterschied ist auf das Einschwingen der Niederhalterkraft nach dem Auftreffstoß und eine leichten Überhöhung dieser während des Umformvorganges aufgrund der Regelabweichung des Ziehkissenantriebes im Maschinenmodell zurückzuführen. Da der simulierte servo-mechanische Antrieb eine hohe Regelgenauigkeit aufweist, fällt der Unterschied in der Blechdünnung recht gering aus. Beim Einsatz hydraulischer Ziehkissen und der Berücksichtigung des Kippverhaltens des Stößels, welches zu einer lokalen Erhöhung der Niederhalterkraft führen würde, sind ausgeprägtere Effekte am Umformteil zu erwarten.

Der Vergleich der Rechenzeiten in *Bild 13* zeigt, dass sich die Gesamtberechnungsdauer der Modelle bei Berücksichtigung des Maschinenverhaltens im Bereich von 10 bis 15% erhöht. Da für die Modell-Code-Migration die Rechenzeit des Maschinenmodells nicht explizit bestimmt werden kann, wird für diese die Differenz zur Rechenzeit des Prozessmodells dargestellt. Für die Bestimmung der Rechenzeiten bei der Simulator-Kopplung wurden Timer in den in den Koppelalgorithmus implementiert. Während bei der Kopplung mit Solver-Restart die Berechnung für den untersuchten Anwendungsfall noch um ein Vielfaches über der des Prozessmodells lag, steigt sie durch den Einsatz des geteilten Speicherbereichs nur noch um etwa 15%.



**Bild 13:** Rechenzeitvergleich

Da die Gesamtberechnungsdauer der gekoppelten Simulation stark von der Koppelschrittweite sowie der Komplexität und damit der Rechenzeit der Maschinensimulation abhängig ist, kann diese Aussage allerdings nicht als allgemeingültig gelten. Jedoch kann festgestellt werden, dass die Erhöhung der Rechenzeit durch die Modell-Code-Migration als auch die Simulator-Kopplung in einem vertretbaren Maß liegen und beide Verfahren grundsätzlich für die Berücksichtigung des Maschineneinflusses bei der Prozesssimulation geeignet sind.

## 5 Literature

- [1] Livermore Software Technology Corporations: *LS-DYNA Theory Manual*. Livermore USA, 2006
- [2] BARLAT, F. ; LIAN, J. : Plastic behavior and stretchability of sheet metals. Part I: A yield function for orthotropic sheets under plane stress. In: *International Journal of Plasticity* 5, 1989
- [3] BIRKERT, A. ; HAAGE, S. ; STRAUB, M. : *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [4] BOGON, P. ; REISINGER, K. ; ROLL, K. : *Verschiedene Methoden zur Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation*. In: 17. Sächsische Fachtagung Umformtechnik. Freiberg, 2010
- [5] BROST, A. ; ROLL, K. ; VOLK, W. : *Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von Umformmaschine und Umformwerkzeug*. In: Tagungsband T36 des 33. EFB-Kolloquiums Blechverarbeitung. Fellbach, 2013
- [6] COWPER, G. ; SYMMONDS, P. : *Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams*. Brown University, Forschungsbericht, 1957
- [7] FRONTZEK, H. : *Beitrag zur Bestimmung der Reibungsverhältnisse in der Blechumformung*, PTU Darmstadt, Dissertation, Darmstadt 1990
- [8] 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
- [9] GROßMANN, K. : *Die Realität im Virtuellen*. Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen: "Lehre Forschung Praxis". Dresden, 1998
- [10] GROßMANN, K. ; PENTER, L. ; SCHENKE, C. ; HARDTMANN, A. : *Systematische Berücksichtigung der Ziehkissenanlage von Umformpressen in FE-Prozess-Simulationen*. In: Sächsische Fachtagung Umformtechnik. Dresden, 2013
- [11] HARDTMANN, A. : *Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess*. TU Dresden, Dissertation, Dresden, 2010
- [12] 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
- [13] HENSEL, A. ; SPITTEL, T. : *Kraft- und Arbeitsbedarf bildsamer Formgebungsverfahren*. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1978
- [14] LORENZ, D. : *Simulation of Thermo-Mechanical Forming Prozess in LS-DYNA*. In: 9. LS-DYNA Forum, 2010
- [15] SCHENKE, C.-C. ; PENTER, L. ; HARDTMANN, A. ; GROßMANN, K. : *Systemsimulation in der Umformtechnik - Berücksichtigung des dynamischen Maschinenverhaltens bei der Blechumformung*. In: ZWF - Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 10, 2013
- [16] ULLRICH, J. : *Hybride Antriebsstrukturen flexibler mechanischer Pressen*. TU Chemnitz, Dissertation, Chemnitz, 2000
- [17] WIEMER, H. : *Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen*. TU Dresden, Dissertation, Dresden, 2004