

Simulationsunterstützung für das Tiefziehen auf Servospindelpressen

K. Großmann, H. Wiemer, L. Penter, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden
R. Neugebauer, R. Mauermann, Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Chemnitz
G. Lechler, Promess Gesellschaft für Montage und Prüfsysteme mbH, Berlin

1. Einleitung

Seit einigen Jahren wird verstärkt versucht, die Nutzungseigenschaften mechanischer Pressen mittels moderner elektrischer Servoantriebstechnik zu verbessern. In [EFB09] wurden erste Erfahrungen bei Entwicklung und Nutzung der neuen Servopressentechnik umfassend diskutiert. Als wesentlicher Vorzug gegenüber Pressen mit klassischen mechanischen Antrieben ist die Flexibilität bei der Einstellung der Stößelkinematik zu nennen, was bedeutend für technologisch optimale Bewegungsverläufe ist. Weitere Vorteile sind die positiven Effekte zur Verringerung von Lärm und Bodenschwingungen, sowie zur Verbesserung der Energiebilanz bspw. durch mögliche Abschaltungen.

Stößel- bzw. Werkzeugbewegungen mit hohen Geschwindigkeitsänderungen erfordern große Antriebsmomente und geringe zu bewegende Trägheiten in der Pressmaschine. Eine konstruktive Lösung dafür stellen Spindelpressen dar, bei welchen die Servomotoren über Gewindetribe den Stößel antreiben. Die relativ großen Trägheiten klassischer Antriebe mit Schwungrad und Räder- und Koppelgetrieben können auf diese Weise stark reduziert werden. Aus den Potenzialen der neuartigen Pressengestaltung, der Servospindelpresse, resultieren zwei wesentliche Fragenkomplexe. Zum einen werden innovative Umformtechnologien möglich wie das Synchronziehen [Pat06] oder bekannte Verfahren wie das schwingungsüberlagerte Tiefziehen [Pat91] sind mit der neuen Pressentechnik einfacher umsetzbar. Die Inbetriebnahme dieser Technologien ist momentan mit erhöhtem, ausnahmslos empirischem Aufwand verbunden, da anwendbare Auslegungsmethoden fehlen. Die durch die Servoantriebe geschaffenen neuen „Freiheiten“ der Werkzeugbewegungen spielten in den klassischen Prozessplanungen keine Rolle. Für die Beherrschung und wirtschaftliche Anwendung der neuen Technologien müssen deshalb die Planungsmethoden mit ihren Modellen und Berechnungstools weiterentwickelt werden.

Aus den mit höherer Dynamik durchgeführten Umformprozessen resultieren rückwirkend in die Pressentechnik sowohl weitere Anforderungen für die Antriebsgestaltung als auch veränderte Belastungsbedingungen, die bei der Auslegung im Kraftfluss liegender Pressenkomponenten zu berücksichtigen sind. Die bisher verbreitete und zumindest bei Ziehprozessen vielfach ausreichende quasistatische Auslegung von Pressmaschinen ist unter diesen neuen Prozessbedingungen nicht mehr ausreichend. Auslegungsmethoden mit den entsprechenden unterstützenden Werkzeugen müssen dem Rechnung tragen [Wie04].

In diesem Beitrag sollen die Möglichkeiten, Anforderungen und Herangehensweisen bei der Simulationsunterstützung beispielhaft veranschaulicht werden. Es wird erläutert, wie die Prozesssimulation erweitert werden kann, um die prozessrelevanten Antriebsfunktionen zu berücksichtigen und deren Einfluss auf den Ziehvorgang abzubilden. Zudem wird demonstriert, wie die Rückwirkung der Prozesseinflüsse auf die Maschine modelliert werden kann, um einerseits Grenzbereiche der Antriebsauslastung im Betrieb zu ermitteln und um andererseits die konstruktive Verbesserung der Presse zu unterstützen.

2. Referenzumgebung

Gegenstand der Betrachtungen waren zunächst die am Fraunhofer IWU Dresden verfügbaren Servospindelpressen. Bild 1 zeigt links die Servospindelpresse der Firma Promess und rechts die Servospindelpresse der Firma DUNKES.

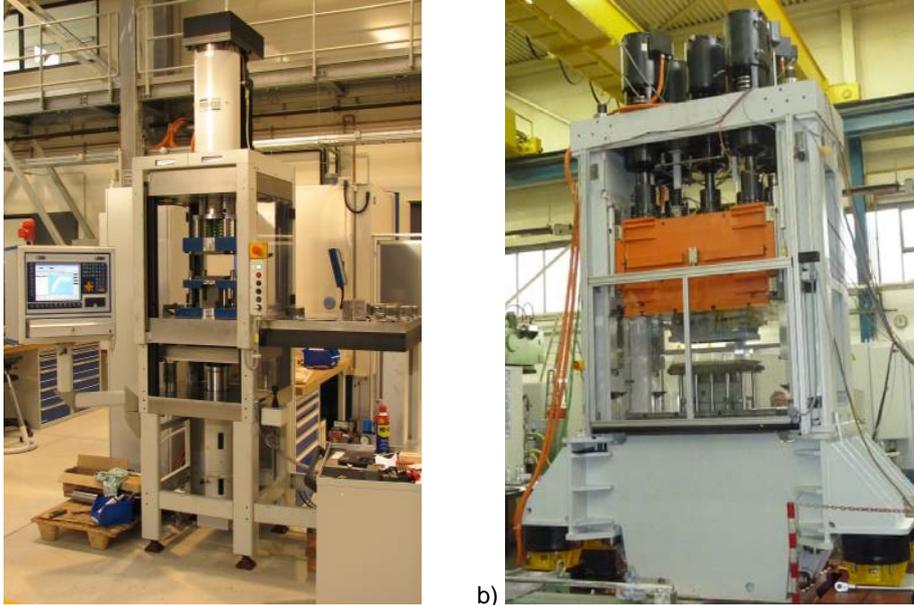


Bild 1: Versuchsmaschinen am IWU Dresden a) PROMESS und b) DUNKES

Die Promess-Maschine wurde ursprünglich als Fügepresse konzipiert und aufgrund der komplexen Kinematikmöglichkeiten für prototypische Verfahrensuntersuchungen genutzt. Die Presse hat eine Tischfläche von 500 mm mal 500 mm und bietet eine Stößelnennkraft von 300 kN und eine Kissennennkraft von 100 kN. Die maximale Stößelgeschwindigkeit beträgt 100 mm/s, während dieser können Schwingungen bis 3 Hz (Schwingweg < 1 mm) überlagert werden.

Die DUNKES-Maschine besitzt einen 1000 mm mal 1400 mm großen Tisch und hat 2000 kN Nennkraft für den Stößel und 600 kN für das Kissen. Charakteristisch für diese Maschine ist das hochdynamische Bewegungsvermögen. Den Ziehbewegungen (max. 280 mm/s) können Schwingungen bis zu einer Frequenz von 15 Hz (Schwingweg < 1 mm) überlagert werden. Dafür sind 5 Torquemotoren mit jeweils 1500 Nm Nennmoment installiert, welche den 3500 kg schweren Stößel bewegen.

Mit dieser hohen Bewegungsdynamik werden völlig neue Voraussetzungen für umformende Verfahren geschaffen. Weiter- oder Neuentwicklungen der Verfahren sind die Folge. Am IWU wurde beispielsweise das Verfahren Synchronziehen [Pat06] entwickelt, welches derzeit erprobt und optimiert wird. Bild 2 zeigt die Ergebnisse der ersten Tests auf der Promess-Maschine am Beispiel eines rotationssymmetrischen Napfes im Vergleich zur Herstellung mit klassischem Tiefziehen. Die mit dem Synchronziehen gesteigerten Ziehtiefen demonstrieren die Potenziale des neuen Verfahrens.

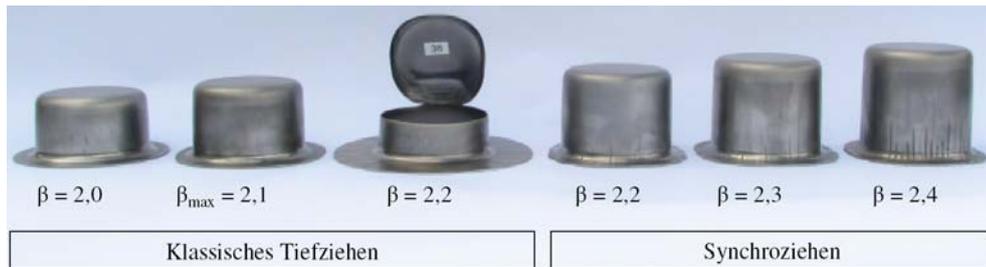


Bild 2: Vergleich der Verfahren klassisches Tiefziehen und Synchroziehen [Mül09]

Zum besseren Verständnis der Gesamtproblematik sei hier kurz das Prinzip des Synchroziehens erläutert [Pat06]. Synchroziehen ist ein Verfahren zum Tiefziehen einer Platine in einem Werkzeug mit Ziehstempel und Niederhalter, wobei der Ziehstempel mit einer Ziehkraft und der Niederhalter zeitlich versetzt mit einer Niederhalterkraft beaufschlagt wird. Während des Vorgangs werden die beiden Kräfteverläufe aufeinander abgestimmt. Die Kraftverläufe schwingen zwischen lokalen Maxima und Minima und werden phasenverschoben überlagert (Bild 3). Dadurch wird quasi ein zweiphasiger Prozess möglich. Die erste Phase stellt einen Prozess ähnlich dem niederhalterlosen Tiefziehen dar, wodurch lokale Zugspannungen in der Zarge verringert und größere Ziehtiefen erreicht werden können. In der zweiten Phase werden die aus den Druckspannungen im Flansch resultierenden Falten mit dem Niederhalter eingeebnet. Die Abstimmung dieser Kraftverläufe ist ein zusätzlicher Aufwand der Prozessauslegung.

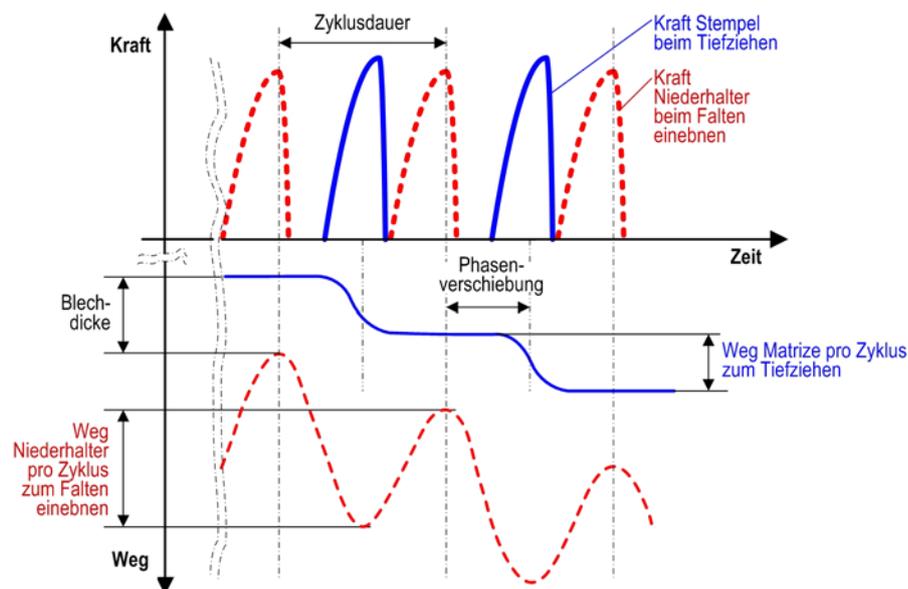


Bild 3: Schematische Darstellung der Kraft- und Bewegungsverläufe beim Synchroziehen

Das Verfahren wurde bisher an mehreren Beispielwerkstücken erfolgreich getestet. Für die weiteren Ausführungen dient das Napf-Werkstück aus Bild 2. Hierzu wurden sehr umfangreiche experimentelle Voruntersuchungen durchgeführt, um so auf empirischem Weg das

optimale Prozessregime zu finden. Die Ergebnisse wiesen die Machbarkeit nach (Bild 2). Der Weg der Inbetriebnahme ist jedoch ohne simulative Unterstützung bei der Prozessauslegung zu aufwändig.

Aufgrund fehlender Erfahrungen bei der Durchführung des neuen Verfahrens auf den dafür hochdynamisch betriebenen Pressmaschinen kann noch nicht abgeschätzt werden, wie die Maschinen diese Belastungen ertragen und wo deren Grenzbereiche liegen. Bei der Promess-Maschine, die wie bereits erwähnt nicht für diese Prozesse gebaut wurde, traten teilweise Überlastungserscheinungen auf. Um einerseits Zerstörungen der Anlagen zu vermeiden und andererseits prozessgerechte Anlagen zu bauen, sind simulative Methoden bei der Maschinengestaltung zwingend erforderlich.

3. Prozessauslegung

3.1 Aufgabenstellung

Die Prozessauslegung zielt darauf ab, für die von ihrer Funktionalität und vom Design bestimmten Bauteile einen robusten technologischen Prozess zu planen [Gro07]. An die Prozessauslegung werden dabei Forderungen nach geringer Stufenzahl und nach schnellem Serienanlauf gestellt. Typische Planungsaufgaben der Prozessgestalter sind

- Ermittlung der fertigungstechnisch optimalen Werkstückkontur (Endgeometrie) und Überprüfung der Herstellbarkeit,
- Suche nach der optimalen Stufenaufteilung (Methodenplanung),
- Anpassung der Werkzeugform für unterschiedliche Blechteil-Werkstoffe und zur Kompensation von Rückfederungseffekten,
- Ermittlung der Last- und Bewegungsparameter für die Maschinenauswahl und für die Prozessregelung.

Der zuletzt angeführte Punkt ist beim Einsatz von Servopressen und insbesondere bei Servospindelpressen von besonderer Bedeutung, da hierfür das für das Teil und die Technologie optimale Bewegungsprogramm der Werkzeuge ermittelt werden muss.

3.2 Prozessmodell

Für die Prozessauslegung hat sich in der Praxis mittlerweile die FEM-Simulation als leistungsfähiges Instrument etabliert. Bei der FEM-Simulation von Umformprozessen stehen im Hinblick auf die zu erfüllenden Produktanforderungen vor allem die Werkstückeigenschaften (Spannungs-, Verformungs- und Verfestigungszustand, Wanddicken, Maßhaltigkeit und Formgenauigkeit, Indikation von Versagensfällen bzw. -bereichen) im Mittelpunkt des Interesses.

Bei dem derzeit üblichen Stand der Prozesssimulation bleiben wesentliche Einflüsse auf den Prozess unberücksichtigt [Roll09]. Das betrifft besonders die Maschineneinflüsse. Die Berücksichtigung maschinenbedingter Werkzeugverlagerungen steht im Fokus einiger aktueller Forschungsvorhaben. Die realitätsnahe Abbildung der Werkzeugbewegungen ist bisher weitestgehend unbearbeitet und wird Gegenstand in Vorbereitung befindlicher Vorhaben [Gro09, Neu10] sein.

Im Rahmen einer vorbereitenden Studie wurden Ansätze zur Modellierung realitätsnaher Werkzeugbewegungen auf Basis der FEM-Software LS-Dyna untersucht. Ausgangspunkt bildete dabei das Modell des Napfes (Bild 2 und Bild 4) mit folgenden Merkmalen:

- Das Werkstück wird als Ausgangsgeometrie Platine bzw. Rohling zunächst mit Belytschko-Tsay-Schalenelementen mit einer Blechdicke von 1 mm vernetzt.

- Das Material DC04 wurde mit dem Modell „Piecewise_linear_elastic_plastic“ mit isotropem Verhalten definiert.
- Der Reib-Kontakt-Mechanismus zwischen Werkzeug und Werkstück wurde mit dem Coulombschen Reibmodell ($\mu=0,1$) und der Penalty-Methode dargestellt.
- Die Werkzeugkomponenten sind Starrkörper.
- Die Maschineneinflüsse werden auf die synchronisierten, realitätsnahen Bewegungen des Ziehtrings und des Niederhalters reduziert.
- Der Prozess erfolgt über die kraft- und weggeregelte Werkzeugbewegung. Die Wegverläufe wurden in der Studie [Mül09] gemessen und im Modell vorgegeben.
- Die Simulation wurde mit dynamisch-explizitem Verfahren durchgeführt – an einem Viertel des rotationssymmetrischen Werkstücks.

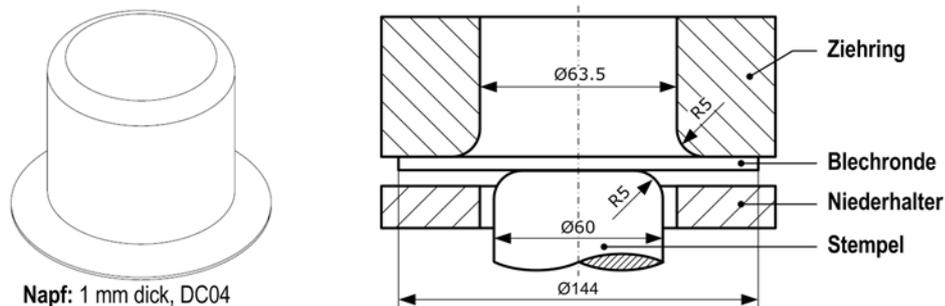


Bild 4: Schematische Darstellung des Werkzeugs zum Napf (Bild 2)

3.3 Antriebsmodell für Synchroziehen

Die Modellierung des klassischen Tiefziehprozesses erfolgt üblicherweise mit einer Wegvorgabe für die Werkzeugbewegung und mit einer Kraftvorgabe für die Niederhalterkraft. Für das Prozessregime des Synchroziehprozesses (Bild 3) ist die Modellierung einer weg- und kraftgeregelten Werkzeugbewegung erforderlich. Ein derartiges Antriebsmodell gestaltet sich mit einfachen Mitteln schwierig, da es unzulässig ist, am Starrkörper des Niederhalters gleichzeitig die Zwangsbedingungen Weg- und Kraftvorgabe zu definieren.

Bild 5 veranschaulicht zwei Varianten für die Modellierung des Bewegungsregimes beim Synchroziehen (Bild 3). Die erste ermöglicht die Berechnung der Reaktionskräfte am Niederhalter und somit den Vergleich mit den im Experiment gemessenen Kraftverläufen basierend auf einer weggeregelten Niederhalterbewegung (Bild 5.a). Die zweite Variante erlaubt die simulative Ermittlung der günstigsten Niederhalterkraft und modelliert eine kraft- und weggeregelte Niederhalterbewegung (Bild 5.b). Bild 6 illustriert das Prinzip der weg- und kraftgeregelten Niederhalterbewegung. Das Niederhaltermodell wird in zwei Komponenten (Niederhalterauflage und -platte) aufgeteilt. In Phase 3 (Bild 6) fährt die Niederhalterauflage mit der Niederhalterplatte weggeregelt zum Blech und wird in Phase 4 angehalten. Die Krafteinleitung an der Niederhalterplatte erfolgt über Kraft-Zeit-Verläufe gesteuert. Die Niederhalterplatte bewegt sich „auf Anschlag“ (somit kraftgesteuert) zum Blech und glättet die Falten. Nach dem die Falten eingeebnet sind wird in Phase 5 die Krafteinleitung beendet und die Niederhalterauflage fährt mit der Niederhalterplatte weggeregelt vom Blech weg. Der Zyklus beginnt von vorn, wobei die Einzelschritte nicht streng nacheinander ablaufen, sondern mit einer Überlagerung.

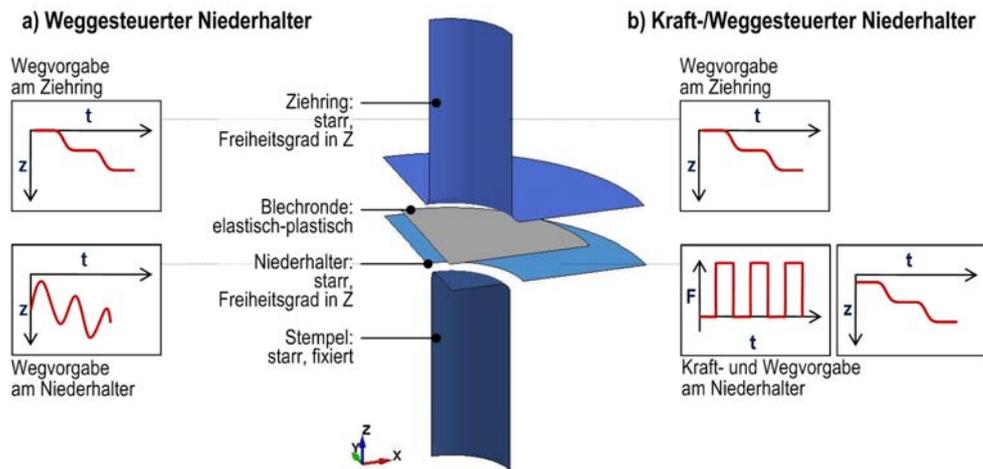


Bild 5: Mögliche Antriebsmodellierung für das Prozessregime beim Synchroziehen (Bild 3)

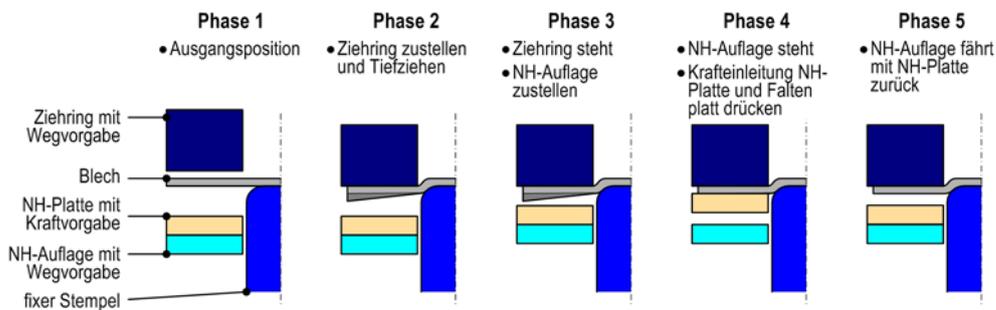


Bild 6: Modellinterner Ablauf des Antriebs zum Bewegungsregime des Synchroziehens

3.4 Simulationsergebnisse

Simuliert wurde das Umformen des Napfes durch klassisches Tiefziehen und durch Synchroziehen. Ziel war der simulative Nachweis der höheren erreichbaren Ziehtiefe beim Synchroziehen. Der Prozess wurde zunächst auf Basis der weggeregelten Niederhalterbewegung simuliert, um die Vergleichbarkeit der Prozessgrößen zu gewährleisten.

Im Bild 7 sind die berechneten Blechdickenreduzierungen über den Schnittverlauf im Napf für beide Verfahren dargestellt. Die Ziehtiefe beträgt bei beiden Ergebnissen 43 mm. Deutlich zu erkennen sind die größere Ausdünnung im klassisch tiefgezogenen Teil, was auf ein früheres Versagen hinweist, sowie die Faltenausprägung am synchrogezogenen Napf, was mit dem Ergebnis in Bild 2 korreliert.

Aufgrund der Faltenbildung beim Synchroziehen (Phase des niederhalterlosen Tiefziehens) treten stärkere Blechaufdickungen im Flanscbereich auf, die teilweise in den Ziehspalt eingezogen werden. Die Berechnung des weiteren Prozessfortschritts war mit den Belytschko-Tsay-Schalenelementen nicht möglich. Erfolgreicher war die Anwendung von solid-shell-Elementen (8-Knoten-Schale) zur Blechteilbeschreibung. Bild 8 zeigt die mit dieser Modelländerung erreichten Simulationsergebnisse. Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem Experiment belegt eine gute Übereinstimmung und die prinzipielle Berechenbarkeit des

Synchroziehprozesses. Die Simulationsergebnisse und die in der Studie gesammelten Erfahrungen offerieren aber auch weiteren Optimierungsbedarf bei der Modellbildung und -berechnung, was Gegenstand künftiger Arbeiten [Neu10] ist. Beispielsweise ist für die Berechnung der experimentell erreichten Ziehtiefe eine weitere Netzverfeinerung erforderlich wie die unzulässig starke Elementverzerrung zeigt.

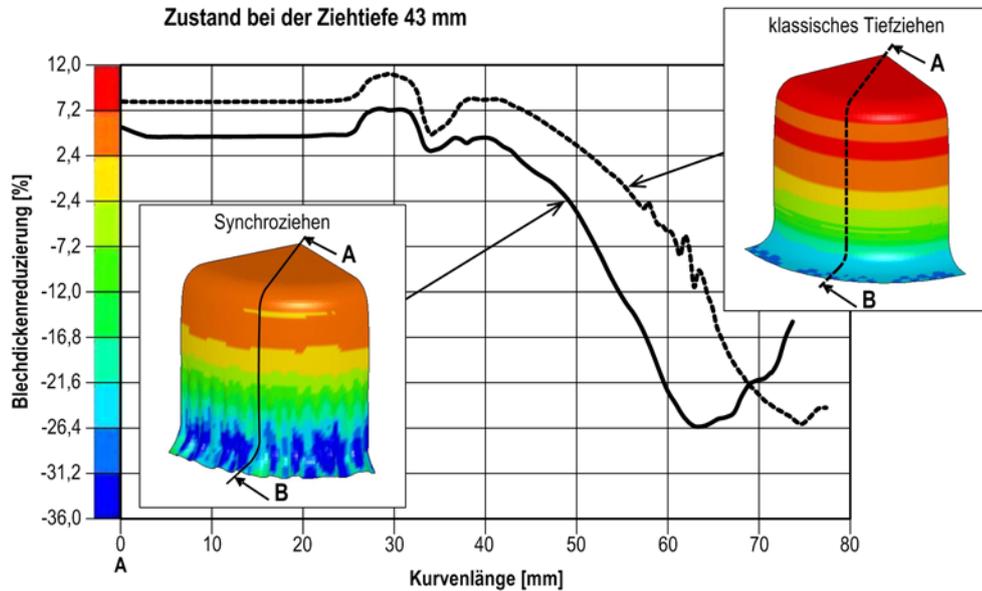


Bild 7: Berechnete Blechdickenreduzierung (Modell Belytschko-Tsay-Schalenelementen) im klassisch tiefgezogenen und im synchrogezogenen Napf bei der Ziehtiefe von 43 mm

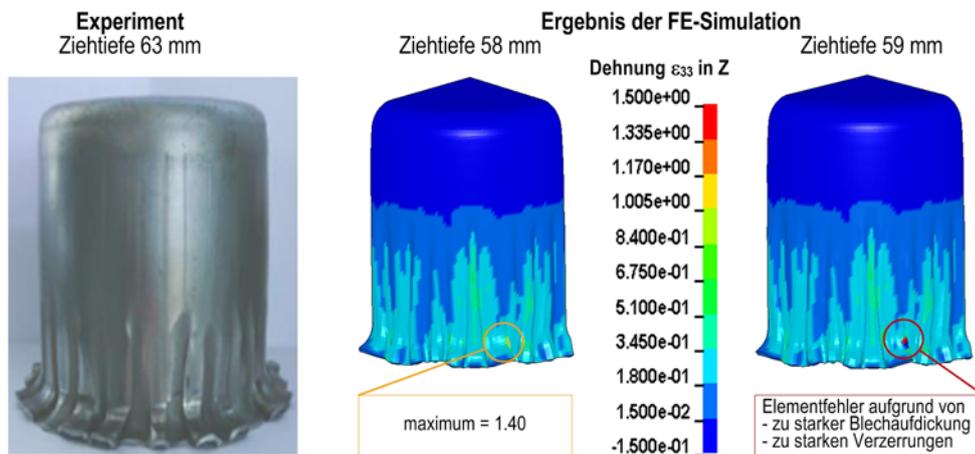


Bild 8: Vergleich der FE-Simulationsergebnisse (Modell mit solid-shell-Elementen) mit Experiment für den synchrogezogenen Napf

4. Maschinengestaltung und -betrieb

4.1 Aufgabenstellung

Im Allgemeinen stehen bei der Gestaltung und beim Betrieb von Maschinen die Prozesssicherheit, die Wirtschaftlichkeit und zunehmend die Energieeffizienz im Fokus. Für die Erfüllung dieser Anforderungen sind die oben beschriebenen hochdynamischen Prozesse für die Auslegung und den Betrieb von Servospindelpressen besonders anspruchsvolle Randbedingungen – Die Wirtschaftlichkeit erfordert kurze Zykluszeiten trotz Schwingungsüberlagerung in der Werkzeugbewegung. Die Prozesssicherheit verlangt die Absicherung der Arbeitsgenauigkeit der Presse und der Betriebsfestigkeit der Pressenkomponenten, was unter den neuen Randbedingungen eine Herausforderung darstellt. Denn, mit der höheren Bewegungsdynamik nimmt die Pressenbelastung und folglich die Deformation der im Kraftfluss liegenden Baugruppen zu. Daraus resultieren Werkzeugverlagerungen, welche die Arbeitsgenauigkeit letztendlich negativ beeinflussen.

Da Servospindelpressen neuartige Maschinenentwicklungen sind, sind die dynamischen Wechselwirkungen zwischen Prozess und Maschine bisher wenig untersucht. Vor dem Hintergrund der „frei“ einstellbaren Stößelbewegungen fehlen insbesondere Erfahrungen zu den nutzbaren Antriebspotenzialen unter Betrachtung für die Bewegungsdynamik relevanter Maschineneinflüsse. Das ist sowohl für die Gestaltung (speziell des Antriebssystems) als auch für den Betrieb der Maschine erforderlich und generiert neben den allgemeinen [Wie04] insbesondere folgende Fragestellungen:

- Wie muss das Antriebssystem (Anzahl, Auswahl und Anordnung der Servomotoren, Spindeln, Messsysteme und Regler) gestaltet werden?
- Welche Weg-Zeit-Verläufe und ggf. welche Schwingungsüberlagerungen sind für die Prozessumsetzung mit den Antrieben möglich (Grenzbereiche, Baugruppenbelastung)?
- Welche Steifigkeits- und Massenverteilung im Pressengesamtsystem ist günstig? Das ist wesentlich für die Dynamik des Prozesses und stand bisher nicht im Vordergrund der Maschinenauslegung.
- Welche Belastungen wirken aus dem Prozess zurück in die Pressenkomponenten?

4.2 Maschinenmodell

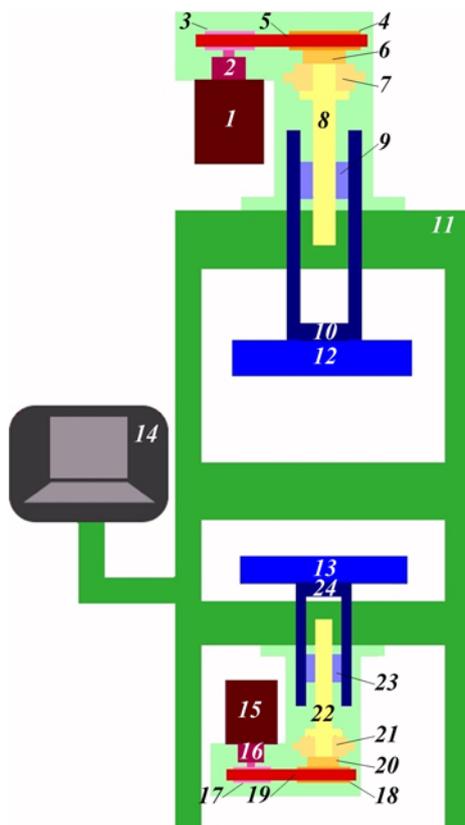
Für die konstruktionsbegleitenden Maschinenanalysen werden Pressenmodelle vorwiegend für die Bereiche Kinematik, Statik sowie zunehmend Dynamik und vereinzelt Thermik angewendet, die aufgabengerecht detailliert das entsprechende Verhalten der prozessrelevanten Baugruppen der Maschine abbilden [Gro07]. Als Simulationswerkzeuge finden die FEM (z.B. Festigkeitsanalyse der Baugruppen), MKS (z.B. Antriebsdynamik), Digitale Blocksimulation (z.B. Reglerentwurf für Antriebe hydraulischer Pressen), Kinematiksimulation (z.B. Auslegung der Koppelgetriebe mechanischer Pressen) Anwendung.

In [Wie04, Gro06] sind entsprechende Modelle für die Systemsimulation von mechanischen Pressen aufgabenspezifisch beschrieben, mit welchen das Verhalten der prozessrelevanten Baugruppen wie folgt abgebildet werden kann:

- Stößel und Gestell mit seiner Trägheit und den linear elastischen Eigenschaften (als modales Ersatzmodell),
- Stößelführungssystem mit der nichtlinear elastischen Steifigkeit und der Führungsreibung,
- Hebelgetriebe mit der Trägheitswirkung der Hebel und den nichtlinear elastischen Eigenschaften der Gelenke sowie der kinematischen Übertragungsfunktion (als Starrkörpermodell mit elastischen Gelenken),

- Rädergetriebe mit den nichtlinear elastischen Eigenschaften der Zahnradstufen, der linear elastischen Eigenschaften der Wellen, Kupplungen und des Riementreibs sowie der Trägheitswirkung aller rotierender Komponenten (als Torsionsschwingungsmodell),
- Hydraulische Überlastsicherung mit der nichtlinear elastischen Eigenschaft und dem Freischalten bei Überlast (als mechanisches Ersatzmodell),
- Stößelgewichtsausgleich mit dem polytropen Verhalten einer pneumatischen Feder,
- Aufstellung mit den Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften der Aufstellelemente, des Fundaments und des Bodens.
- Umformprozess bspw. als eindimensionale Last mittels nichtlinearer Feder-Dämpfer oder statischer Kraftkennlinie (Momente über exzentrische Lasteinleitung).

Für die Abbildung des Verhaltens von Servomotoren sind außerdem regelungstechnische Teilmodelle erforderlich wie diese u. a. in [Neu09, UII00, Beh09] beschrieben wurden.



Nr.	Bezeichnung	Kenngößen
1; 15	Servomotor	Motorkonstante maximaler Motorstrom Trägheit des Rotors Masse Reglerstruktur Reglerparameter
2; 16	Planetengeräte	Übersetzung Trägheit
3; 17	motorseitige Zahnscheibe	Masse Zähnezahl
4; 18	spindelseitige Zahnscheibe	Masse Zähnezahl
5; 19	Zahnriemen	Steifigkeit
6; 20	Nutmutter	Masse
7; 21	Axiallager	Masse Steifigkeit
8; 22	Spindel	Masse Steigung Steifigkeit (rota- u. translatorisch)
9; 23	Mutter	Masse Steifigkeit (rota- u. translatorisch)
10; 24	Antriebsrohr	Masse
11	Pressengestell	Massen Steifigkeit
12	Stößel	Masse
13	Ziehkissenplatte	Masse
14	Regler- komponenten	Reglerstruktur Reglerparameter

Bild 9: Struktur der Servospindelpresse von Promess und relevante Komponenten

Zur Demonstration der Simulation von Servospindelpressen – speziell des Antriebsstrangverhaltens in Wechselwirkung mit dem Ziehprozess – wurde zunächst die Promess-Maschine analysiert [Sch09]. Bild 9 veranschaulicht die Maschinenstruktur mit den relevanten Komponenten und deren Kenngößen. Deutlich zu erkennen ist die einachsige Struktur

der Antriebsstränge des Stößels und des Kissens. Die einachsige Struktur und die zentrische Last des Napf-Ziehprozesses ermöglichen zur Analyse des Antriebsstrangs ein vereinfachtes, auf die Vertikale reduziertes eindimensionales Modell. Bild 10 zeigt die Modellstruktur unter der Oberfläche der Software Simulation X[®]. Die erforderlichen Parameter konnten aus CAD-Modellen, Katalogangaben, Steuerungsinformationen, Produktinformationen vom Pressenhersteller sowie aus Messdaten ermittelt werden. Das Simulationsmodell wurde abgeglichen anhand von experimentellen Maschinenanalysen wie

- hinsichtlich des Übertragungsverhaltens im Antriebsstrang durch Messung des Motor-moments und der resultierenden vertikalen Prozesskraft am Stößel,
- Analyse der Eigenfrequenzen mittels Frequenzganganalyse zum Abgleich der Steifigkeits- und Trägheitsverteilung im Pressensystem,
- Analyse des Sprungantwort-Verhaltens zum Abgleich des Reglermodells.

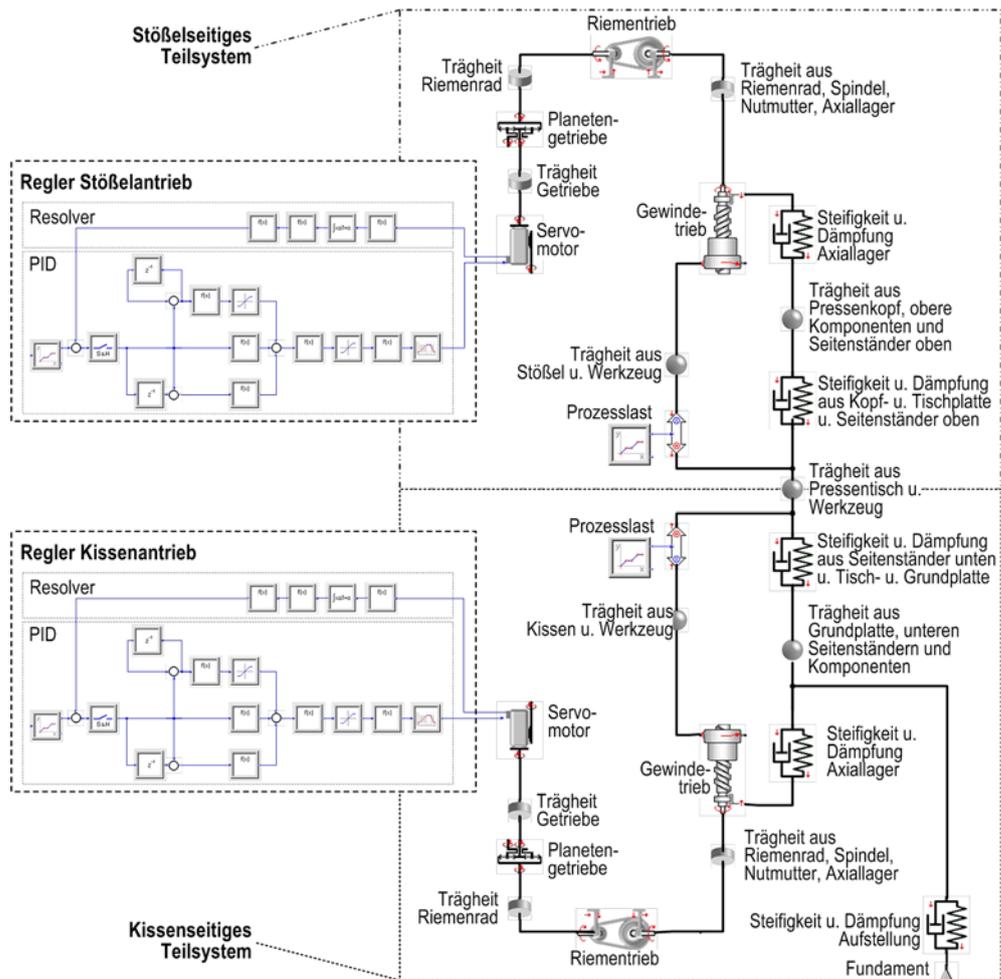


Bild 10: Modellstruktur der Servospindelpresse von Promess in der Software Simulation X[®]

4.3 Prozessmodell für Servospindelpresse

Die Abbildung des Prozesses im Maschinenmodell erfolgte über Kraftkennlinien [Gro01] und basiert auf typischen Kraftverläufen, die während der Experimente [Mül09] mit den eingebauten Kraftsensoren aufgezeichnet wurden (Bild 11).

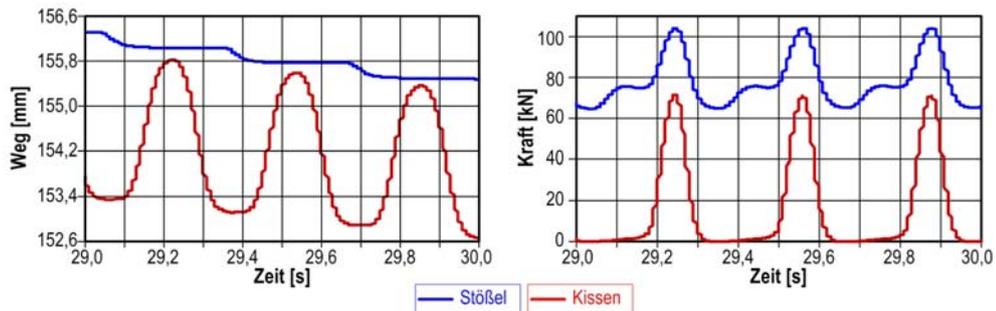


Bild 11: Gemessene, typische Kraft- und Weg-Verläufe für den Napfziehprozess als Basis für die Prozessbeschreibung im Maschinenmodell [Mül09]

4.4 Simulationsergebnisse

4.4.1 Analyse der Antriebsauslastung

Das Analysebeispiel behandelt die Frage, ob das installierte Antriebsvermögen der Promess-Presse für die Prozessanforderungen ausreichend ist, d. h. ob mit dem Drehzahlbereich und dem Beschleunigungsvermögen des Motors das Bewegungsregime (Bild 3) und die Prozesslasten (Bild 11) realisiert werden können.

Das Modell der Promess-Presse (Bild 10) wurde für den Lastfall Synchroziehen (Bild 11) berechnet, die Beschleunigungen am Stößel und Kissen protokolliert. Die Ergebnisse im Bild 12 zeigen, dass das Beschleunigungsvermögen der Antriebe ausgeschöpft ist. Die steuerungsinternen Grenzwerte für die Beschleunigung wurden mit 500 m/s^2 (Stößelantrieb) und 1000 m/s^2 (Kissenantrieb) eingestellt. Ohne konstruktive Änderungen im Antriebsstrang – wie im Abschnitt 4.4.4 veranschaulicht – sind keine weiteren Steigerungen möglich.

4.4.2 Analyse des Genauigkeitseinflusses der Lagemessung

Für die Arbeitsgenauigkeit der Presse ist die Positioniergenauigkeit der Werkzeuge entscheidend, was von der Lage des Messortes in der Lagemessung erheblich beeinflusst wird. In Modellvarianten wurde der Einfluss der folgenden Messorte

- Resolvmessung auf der Motorwelle
- Resolvmessung auf der Getriebeabtriebswelle
- Resolvmessung auf der Gewindespindel
- Wegmessung am Stößel

auf die Stößelposition bei einer vertikal, zwischen Stößel und Pressentisch wirkenden Kraft gegenübergestellt. Ab ca. 2 s wird die Kraft eingeleitet, die zur Stößelverlagerung führt. Bild 13 zeigt die berechneten Stößellagen der Varianten zur Lagemessung. Die Stößelpositionen unter Wirkung der Resolver basierten Lageregelung sind nahezu identisch und weichen deutlich von der direkten Lagemessung am Stößel ab. Bei Nennlast beträgt diese Abweichung am Stößel 1,2 mm am Kissen 0,6 mm. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass einige Verlagerungsanteile nur vertikal wirksam sind und deshalb prinzipbedingt nicht

in der mit dem Resolver gemessenen Verdrehung des Antriebs enthalten sein können. Folglich können diese Einflüsse mit der Resolver basierten Lageregelung nicht ausgegletzt werden. Für ein präzises Regelverhalten mit hoher Positioniergenauigkeit sollte die Position daher direkt am Stößel oder im Werkzeug gemessen werden.

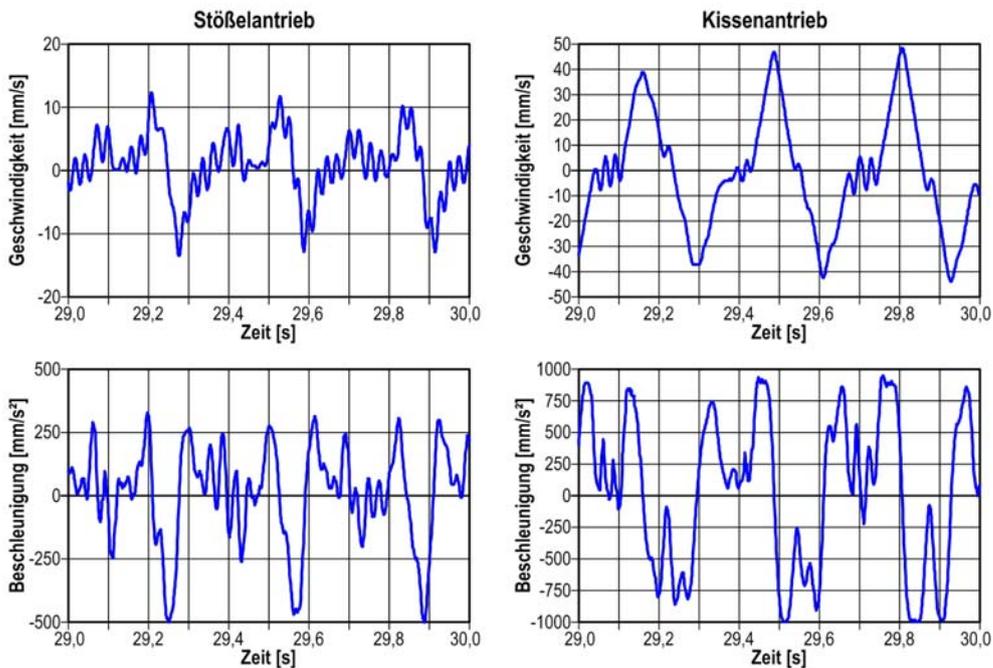


Bild 12: Berechnete Verläufe der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen an Stößel und Kissen der Promess-Maschine während des Synchroziehprozesses

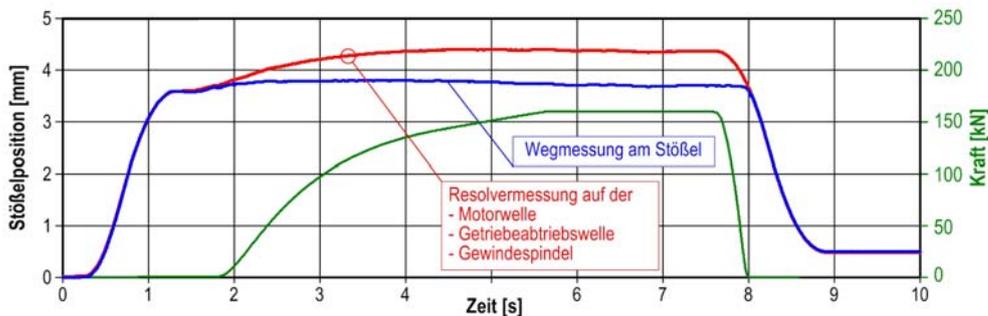


Bild 13: Simulationsergebnis – Einfluss des Lagemessprinzips auf die Stößelposition

Eine zweite Möglichkeit der Genauigkeitssteigerung bei Resolver basierten Lagemessungen stellt die „Aufbiegungs-Kompensation“ dar, welche an den Promess-Pressen genutzt werden kann. Mit dieser Steuerungsfunktion wird die Lage aus der Resolvmessung und einem lastabhängigen Verlagerungswert bestimmt. Der Verlagerungswert wird aus einer hinterlegten Nachgiebigkeitskennlinie bzgl. der gemessenen Prozesslast ermittelt.

4.4.3 Einfluss der Dynamik auf die Komponentenbelastung

Mit der höheren Bewegungsdynamik beim Synchroziehen steigen die Belastungsbedingungen der Maschinenkomponenten, welche simulativ prognostiziert werden können. Beispielhaft wurden die im Axiallager des Stößelantriebs während des Prozesses wirkenden Kräfte ermittelt. Die Kraftverläufe im Bild 14 zeigen, dass das Axiallager während des Synchroziehens ca. 25% größere Belastungen ertragen muss als beim klassischen Tiefziehen, was bei der Dimensionierung der Maschinenelemente berücksichtigt werden muss. – Statische Auslegungsmethoden sind hier nur noch eingeschränkt anwendbar.

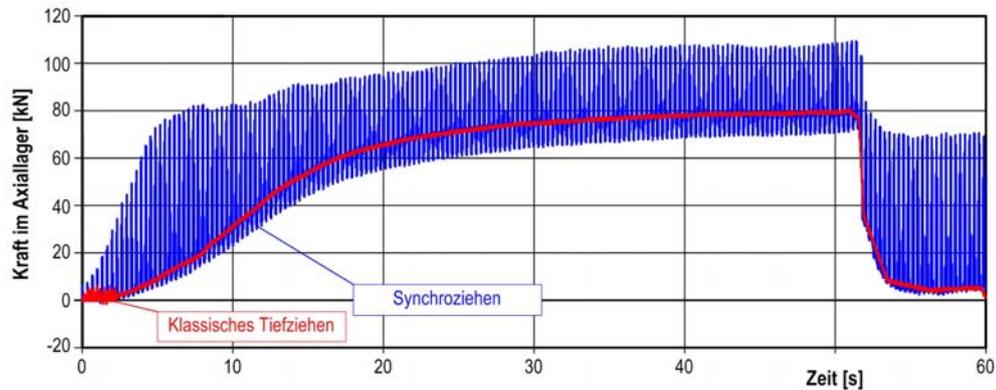


Bild 14: Berechnete Axiallagerkräfte beim klassischen Tiefziehen und beim Synchroziehen

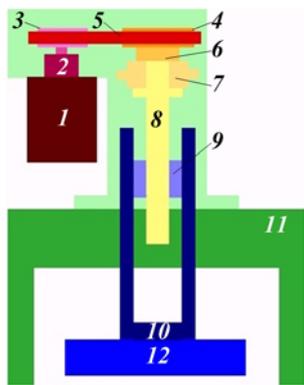
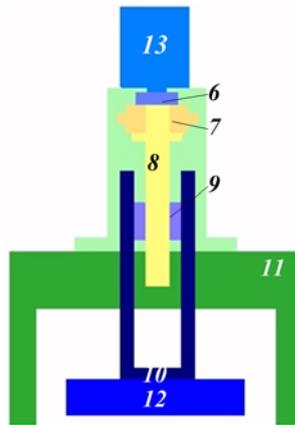
4.4.4 Variantenanalyse zur Antriebsoptimierung

Aufgrund des schwingungsüberlagerten Bewegungsregimes mit abwechselndem Start-Stopp-Betrieb von Stößel- und Kissenantrieb verlängern sich prinzipiell die Prozesszeiten pro Teil. Die Verkürzung der Prozesszeiten kann über leistungsfähigere Antriebsachsen (mit höherem Beschleunigungsvermögen) erfolgen. Folgendes Beispiel demonstriert eine weitere konstruktionsunterstützende Modellanwendung zur Optimierung des Antriebsstrangs. Folgende vorteilhafte Änderungen im Antriebsstrang der Presse werden in der Maschinenstruktur (Bild 9) und im Modell (Bild 10) vorgenommen:

- Ein direktes Wegmesssystem wurde eingesetzt.
- Der Antriebsstrang wurde auf einen Torquemotor, welcher direkt an einer Spindel angebracht ist, reduziert. Als Bezugsgröße für die Variation wurde die Nennkraft konstant gehalten. Der Spindeldurchmesser wurde beibehalten. Variiert wurden das Nennmoment und die Spindelsteigung.
- Die Regelung wurde auf einen P-Regler vereinfacht.

Bild 15 illustriert die veränderte Antriebsstruktur. Die Modelle der beiden Antriebsvarianten wurden für den Lastfall Synchroziehen (Bild 11) berechnet. Die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten am Stößel und Kissen (Bild 16) zeigen, dass das Beschleunigungsvermögen der Antriebsvariante mit direkt an der Gewindespindel angeflanschem Torque-Motor höher und die Presse deutlich geringer ausgelastet ist. Dies ist im Wesentlichen auf die geringeren zu beschleunigenden Trägheiten im Antriebsstrang zurückzuführen. Diese geschaffenen Antriebspotenziale ermöglichen höhere Hubzahlen für den Synchroziehprozess, was zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit beitragen kann. Bild 17 zeigt die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe am Stößel beim Synchroziehprozess „Napf“ bei halber Gesamtprozesszeit.

a) Stößelantrieb Promess

b) Stößelantriebsvariante
Torquemotor direkt an Spindel

Nr.	Bezeichnung
1	Servomotor
2	Planetengetriebe
3	motorseitige Zahnscheibe
4	spindelseitige Zahnscheibe
5	Zahnriemen
6	Nutmutter
7	Axiallager
8	Spindel
9	Spindel-Mutter
10	Antriebsrohr
11	Pressgestell
12	Stößel
13	Torquemotor

Bild 15: Varianten des Stößelantriebs: a) Antrieb der Promess-Pressen b) reduzierter Antrieb mit Torquemotor direkt am Gewindetrieb

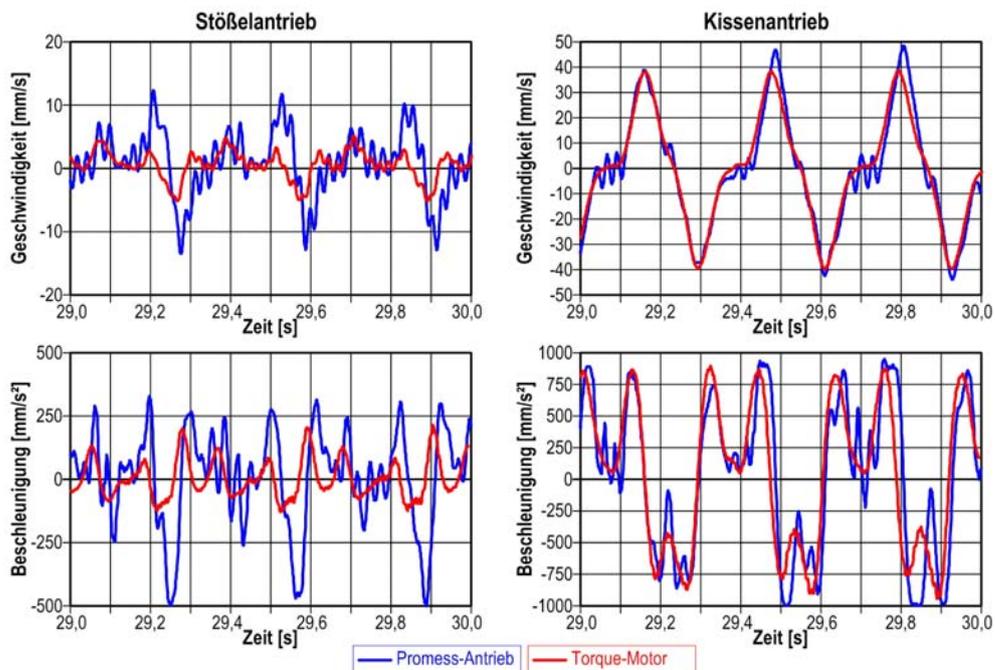


Bild 16: Berechnete Verläufe der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen an Stößel und Kissen der Promess-Maschine und einer Presse mit an der Gewindespindel direkt angekoppeltem Torque-Motor während des Synchroziehprozesses

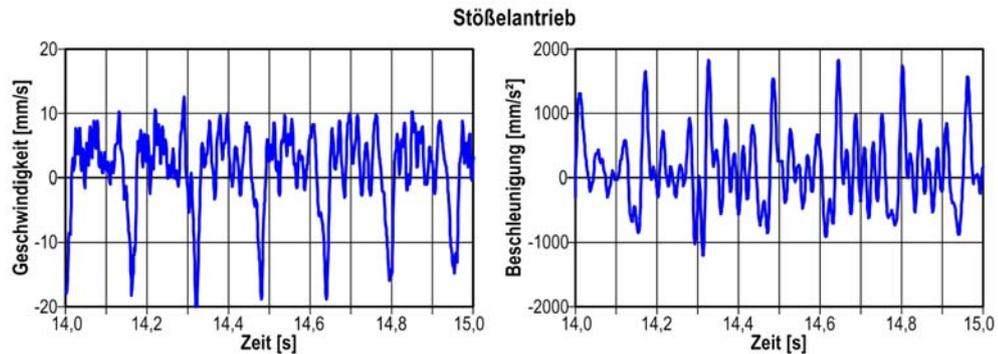


Bild 17: Berechnete Verläufe der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen am Stößel der Pressevariante mit an der Gewindespindel direkt angekoppeltem Torque-Motor während des Synchroziehprozess bei gegenüber den Versuchen (Bild 11) halber Prozesszeit

5. Zusammenfassung und Ausblick

Jüngste Entwicklungen in der Pressentechnik führten aufgrund der eingesetzten Servoantriebstechnik zu Maschinen mit deutlich größerer Bewegungsdynamik, was u. a. die Voraussetzungen für die Weiterentwicklung von Umformverfahren wie des Synchroziehens schafft. Aufgrund des Neuheitsgrads der Entwicklungen (verfahrens- und maschinenseitig) fehlen fundierte Kenntnisse sowohl für den prozesssicheren und wirtschaftlichen Einsatz als auch für die gezielte Weiterentwicklung.

Mit der höheren verfügbaren Dynamik steigt dynamische Einflüsse in den Wechselwirkungen zwischen Pressmaschine und Umformprozess und erfordert neue Methoden für deren Analyse für Auslegung und Betrieb. Im Beitrag wurden einige Aspekte zur Simulationsunterstützung für das Tiefziehen speziell auf Servospindelpressen diskutiert und Möglichkeiten der Modellierung vorgestellt.

Im Bereich der FEM-basierten Prozesssimulation zeigten die Ergebnisse einer Studie am Beispiel eines Napf-Ziehprozesses, dass die erforderlichen weg- und kraftgeregelten Werkzeugbewegungen prinzipiell modelliert werden können. Künftige Forschungsarbeiten zur Weiterentwicklung des Umformprozessmodells „Synchroziehen“ sollten sich u. a. auf die Auswahl geeigneter Elementtypen (z. B. 8-Knoten-Schalen) zur Blechteilbeschreibung und unterstützender Algorithmen zur adaptiven Netzverfeinerung fokussieren. Aufgrund der schnelleren Werkzeugbewegungen ist zu prüfen, ob der übliche quasistatische Modellierungsansatz noch zulässig ist und ob geschwindigkeitsabhängige Betrachtungen wie [Mei09, Hor09] erforderlich sind.

Im Bereich der modellgestützten Maschinenanalyse wurden Modellstrukturen einer Servospindelpresse vorgestellt. Die Analysebeispiele behandelten unter dem Fokus der Pressenanwendung zum Synchroziehen das Genauigkeitsverhalten der Presse, die Komponentenbelastung sowie mögliche Antriebsoptimierungen. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass aus der höheren Prozessdynamik Fragen resultieren, die mit den bisher üblicherweise angewendeten quasistatischen Methoden nicht untersucht werden können. Geeignete Simulationsunterstützung wird erforderlich und ist sowohl für die Prozessgestaltung als auch für die Maschinenauslegung Gegenstand aktueller Vorhaben [Gro09, Neu10].

6. Quellen

- [Beh09] Behrens, B.-A.; Marthiens, O.; Matthias, T.; Helduser, S.; Lohse, H.: Antriebs- und Prozessoptimierung hydraulischer Tiefziehpressen mit Hilfe der gekoppelten Simulation. EFB-Forschungsbericht Nr. 291, EFB Hannover 2009
- [EFB09] Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V.: Tagungsband zum 29. EFB-Kolloquium „Servopressen und Werkzeugsysteme zur Blechverarbeitung. Schneller – besser – mehr?“ am 10. und 11. März 2009 in Bad Boll, Hannover 2009
- [Gro01] Großmann, K.; Wiemer, H.; Thoms, V.; Schirmacher, F.: Modellierung des Blechumformprozesses in der Anlagensimulation auf Grundlage von Ergebnissen der FEM-Prozeßsimulation. EFB-Forschungsbericht Nr. 178, Hannover 2001
- [Gro06] Großmann, K.; Wiemer, H.; Groche, P.; Hofmann, T.: Modellgestützte Analyse von Pressmaschinen auf Grundlage experimentell verifizierter Parameter. EFB-Forschungsbericht Nr. 245, Hannover 2006
- [Gro07] Großmann, K.; Wiemer, H.: Simulation des Umformprozesses aus Sicht des Maschinenentwicklers und aus Sicht des Prozessgestalters. Seminar Mechatronik „Vorsprung durch Simulation“ (Band 88), München 2007
- [Gro09] Großmann, K.; Wiemer, H.; Neugebauer, R.; Mauermann, R.: Beschreibung schnell laufender Servospindelpressen. eingereichtes IGF-Vorhaben der AiF/EFB (EFB-Zeichen 11-109), Hannover, 2009
- [Hor09] Hora, P.; Hochholdinger, B.; Krauer, J.; Tong, L.: Modellbildung und Simulation unter Aspekten von Geschwindigkeit und Temperatur. Tagungsband zur internationalen Konferenz „16. Sächsische Fachtagung Umformtechnik“, Chemnitz 2009
- [Mei09] Meinhardt, J.; Ebert, F.; Lipp, A.; Ganser, M.: Geschwindigkeits- und Temperatureinflüsse bei der Fertigung von Karosserieteilen. Tagungsband zur internationalen Konferenz „16. Sächsische Fachtagung Umformtechnik“, Chemnitz 2009
- [Mül09] Müller, P.: Modellgrundlagen für die Simulation des Ziehprozesses auf einer Servo-Spindelpresse. Diplomarbeit, TU Dresden, 2009
- [Neu09] Neugebauer, R.; Päßler, T.; Priber, U.: Entwicklung einer Methode für einen selbst optimierenden Regler für Ziehkissensysteme. EFB-Forschungsbericht Nr. 301, EFB Hannover 2009
- [Neu10] Neugebauer, R.; Mauermann, R.; Großmann, K.; Wiemer, H.: Modellieren von Prozessen auf Servospindelpressen. eingereichtes IGF-Vorhaben der AiF/EFB (EFB-Zeichen 22-110), Hannover, 2010
- [Pat91] Europäische Patentschrift: Process at hydraulic press for the pressing of sheets. EP 0 438 774 A1 Italien, 31. Juli 1991.
- [Pat06] Patentschrift: Verfahren zum Tiefziehen. DE 10 2006 043 643 B3
- [Roll08] Roll, K.; Wiegand, K.: Möglichkeiten der Simulation von Umformvorgängen in der Blechumformung. Vortragstexte zur Internationalen Konferenz „Neuere Entwicklungen in der Blechumformung“ in Fellbach bei Stuttgart 2008
- [Sch09] Schenke, C.: Modellgestützte Analyse der Antriebspotenziale einer Servo-Spindelpresse. Diplomarbeit, TU Dresden, 2009
- [Ull00] Ullrich, J.: Hybride Antriebsstrukturen flexibler mechanischer Pressen. Dissertation, Technische Universität Chemnitz 2000
- [Wie04] Wiemer, H.: Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen. Dissertation, TU Dresden, 2004