

Potentiale zur Optimierung der IS-Maschine

Burkhard Corves, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen

Vortrag im Fachausschuss IV der DGG am 12. März 2008 in Würzburg

Zusammenfassung

IS-Maschinen sind heutzutage die am häufigsten gebräuchlichen Maschinen zur Produktion von Hohlglasbehältern. In Hohlglasverarbeitungsanlagen werden verschiedenste Bewegungseinrichtungen eingesetzt, um aus geschmolzenem Glas einen fertigen Behälter zu formen. Dazu gehören besonders die aktiven Bewegungseinrichtungen, für die überwiegend ungleichförmig übersetzende ebene und räumliche Getriebe zum Einsatz kommen. Sie können in zwei Gruppen eingeteilt werden: jene, die Teile der Formenausrüstung bewegen, wie z.B. der Formenschließmechanismus, und jene, die den Kübel oder die fertige Flasche bewegen, wie zum Beispiel der Übergabemechanismus. Im Rahmen dieses Vortrages sollen vor allem die aktiven Bewegungseinrichtungen behandelt werden. Wegen der zumeist ungleichförmigen Bewegungen dieser Bewegungseinrichtungen zusammen mit dem nichtlinearen Verhalten der eingesetzten pneumatischen Antriebe treten dort zeitlich veränderliche Massenkräfte und -momente auf, die zu unerwünschten Belastungen und Schwingungen führen können. Im Rahmen des Vortrages wird gezeigt, wie die Modellbildung und Simulation sowohl für das dynamische Verhalten des Pneumatikzylinders als auch für das dynamische Verhalten des ungleichförmig übersetzenden Getriebes durchgeführt werden kann und damit eine Optimierung des dynamischen Verhaltens abhängig vom Optimierziel möglich wird. Zusätzlich wird am Beispiel der Pegelbewegung auf den Einfluss der durch die Glasformung



Bild 1. 2x8 Stationen IS-Maschine

hervorgerufenen Kräfte eingegangen. Eine Validierung der entwickelten Modelle durch Labor- und Feldmessungen zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung. Es wird gezeigt, wie bei einem Ersatz des pneumatischen Antriebes durch einen servoelektrischen Antrieb, das zuvor entwickelte Modell verändert werden muss. Dabei kommt sowohl dem vorzugebenden Bewegungsprofil als auch dem Reglerentwurf eine besondere Bedeutung zu.

1 Der IS-Glasformprozess

Heutzutage eingesetzte Hohlglasverarbeitungsmaschinen arbeiten überwiegend nach dem sogenannten IS-Glasformprozess [1]. Eine IS-Maschine besteht normalerweise aus 6 bis 16 parallel angeordneten Stationen gleicher Konstruktion (**Bild 1**). Dies bedeutet, dass der Glasformprozess nicht mehr seriell wie auf einem Rundläufer, sondern parallel abläuft, mit entsprechend höherer Produktivität und vereinfachter Wartung.

Auf jeder dieser Stationen wird der Glasbehälter in zwei Verformungsschritten erzeugt [2]. Die Aufteilung des Formungsprozesses vom Glaspfropfen zum fertigen Behälter in zwei Verformungsschritte ist erforderlich, um den Temperaturzustand des durch den Kontakt mit den Formteilen an der Oberfläche stark auskühlenden Glases zwischenzeitlich wieder zu homogenisieren. Eine Verformung in einem Schritt würde zu Schädigungen der Glasoberfläche mit entsprechendem negativen Einfluss auf die Festigkeit des ausgeformten Behälters führen. Damit ergibt sich die Aufteilung des Formungsprozesses in die Teile Vorformen (Erzeugen des Kübels) und Fertigformen (Ausblasen des Kübels zum fertigen Behälter). Heute wird im wesentlichen zwischen drei verschiedenen Prozessen auf der IS-Maschine unterschieden: Der traditionelle Blas/Blas-Prozess, der herkömmliche

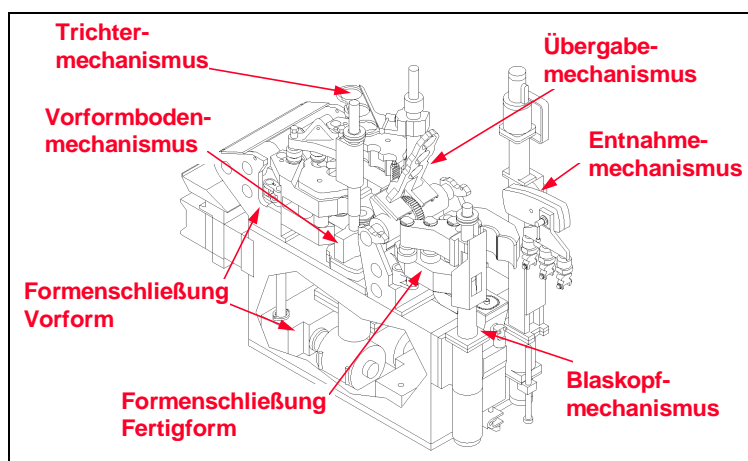


Bild 3. Stationsmechanismen

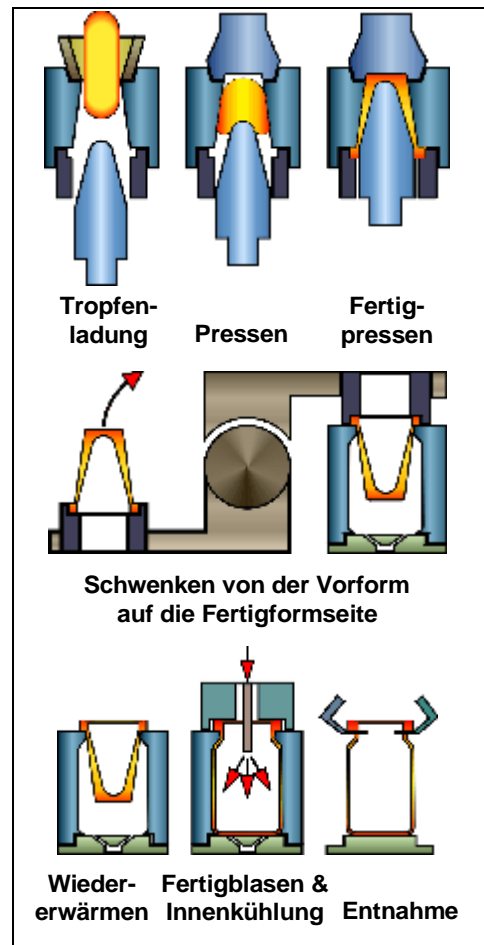


Bild 2. Press/Blas Prozess

Press/Blas-Prozess und der fortgeschrittene Enghals-Press/Blas-Prozess. **Bild 2** zeigt als Beispiel den Press/Blas-Prozess. Nach der Tropfenzufuhr durch den Trichter in die Vorform wird der Kübel durch den von unten drückenden Pegelmechanismus auf dem Kopf stehend geformt. Anschließend wird der Vorformboden sowie die beiden Formenhälften geöffnet und der fertige Kübel an die Fertigformseite der Station übergeben. Nach erfolgter Wiedererwärmung

und der damit verbundenen Klbellngung wird der Behälter fertiggeblasen. Schließlich wird der Behälter vom Greifermechanismus auf das Transportband gesetzt und zum Khlofen transportiert. Auf der Vorformseite müssen dazu die Vorformhlften, der Trichter, der Vorformboden, der Pressstempel und die Mndungsform in koordinierten und präzisen Bewegungen zusammengebracht werden (**Bild 3**). Auf der Fertigformseite gilt dies für die Fertigformhlften, die Bodenplatte und den Blaskopf. Es wird deutlich, dass ein stabiler und repetitiver Glasformprozess der Schlüssel zu einem Glasbehälter mit hoher Qualität ist. Diese Prozessstabilität und Wiederholgenauigkeit betrifft vor allem die Stationsmechanismen, deren Bewegungen bei möglichst hoher Taktrate und hoher Genauigkeit optimal aufeinander abgestimmt sein müssen.

2 Stationsmechanismen

Zum besseren Verständnis des dynamischen Verhaltens von pneumatischen Zylinderantrieben mit nachgeschaltetem ungleichförmig übersetzenden Getriebe wurde ein Simulationsmodell entwickelt [3]. Dazu muss das reale System zunächst in ein physikalisches Modell überführt werden, das alle für die Beschreibung des Systemverhaltens wichtigen Parameter enthält. Dazu gehören sowohl die Parameter, die das Verhalten des Druckluftzylinders beschreiben, als auch die Parameter, die das kinematische und dynamische Verhalten des ungleichmäßig übersetzenden Getriebes charakterisieren. Anschließend wird eine mathematische Formulierung des physikalischen Modells hergeleitet. Diese Vorgehensweise soll im folgenden am Beispiel des pneumatisch betriebenen Formenschließmechanismus erluert werden. Zunächst wird kurz auf den Pneumatikzylinder eingegangen und dann der Formenschließmechanismus beschrieben.

2.1 Pneumatikzylinder

Das in **Bild 4** dargestellte Modell des Druckluftzylinders zeigt alle wesentlichen Parameter, die Einfluss auf das zeitliche Verhalten des Druckes in den beiden Zylinderkammern haben. Dabei wird nicht nur das Ein- und Ausstrmverhalten von Zu- und Abluft, sondern auch mögliche Leckage der beiden Zylinderkammern berücksichtigt. Ausserdem wird das Totvolu-

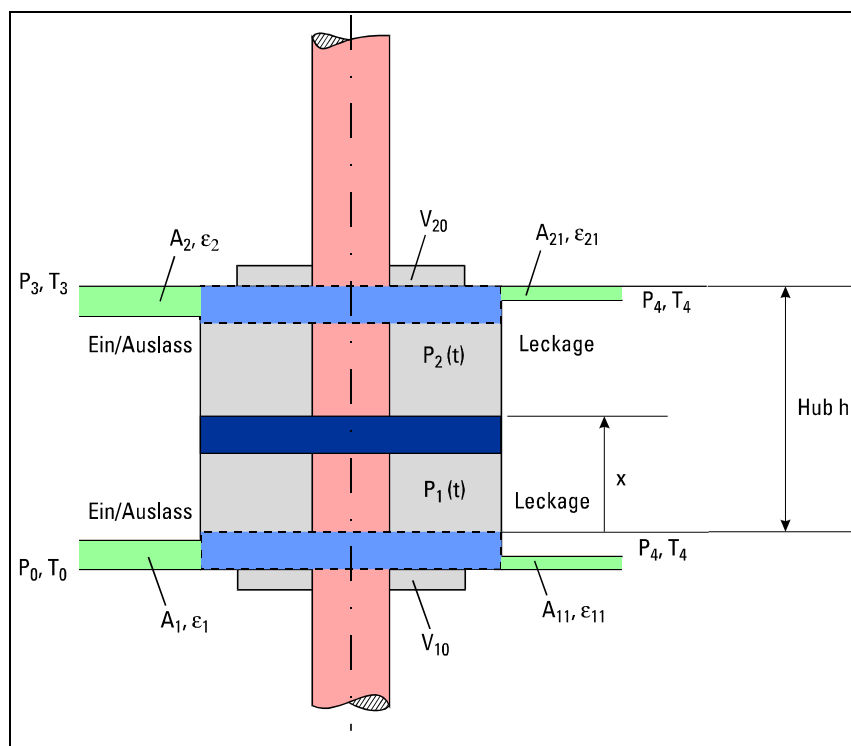


Bild 4. Modell des Pneumatikzylinders

men beider Zylinderkammern sowie das von der Kolbenstellung und damit zeitabhängige Arbeitsvolumen der beiden Zylinderkammern berücksichtigt. Durch kolbenstellungsabhängig definierte Ein- und Ausströmquerschnitte können ausserdem pneumatische Endlagendämpfungen berücksichtigt werden. Im folgenden wird der Fall betrachtet, dass die Zylinderkammer 1 über den Ein/Auslass mit dem Querschnitt A_1 belüftet und die Zylinderkammer 2 über den Ein/Auslass mit dem Querschnitt A_2 entlüftet wird. Ausgehend vom 1. Hauptsatz für den stationären Fließprozess lassen sich unter Berücksichtigung zeitlich veränderlicher Massenströme die gesuchten Differentialgleichungen für das zeitliche Verhalten der Zylinderdrücke p_1 und p_2 herleiten [4]:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{n}{V_{10} + x \cdot A_{\text{Kolben}}} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot p_0 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_0} \cdot \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \psi_{10} \\ -\varepsilon_{11} \cdot A_{11} \cdot p_4 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_4} \cdot \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}} \cdot \psi_{41} \\ -\dot{m} \cdot A_{\text{Kolben}} \cdot p_1 \end{bmatrix} \quad , (1a)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{n}{V_{20} + (h-x) \cdot A_{\text{Kolben}}} \begin{bmatrix} -\varepsilon_2 \cdot A_2 \cdot p_3 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_3} \cdot \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}} \cdot \psi_{32} \\ -\varepsilon_{21} \cdot A_{21} \cdot p_4 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_4} \cdot \left(\frac{p_2}{p_4}\right)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}} \cdot \psi_{42} \\ +\dot{m} \cdot A_{\text{Kolben}} \cdot p_2 \end{bmatrix} \quad . (1b)$$

$$\text{mit } \psi_{i,j} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\left(\frac{p_i}{p_j}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_i}{p_j}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad \text{für } \frac{p_i}{p_j} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{p_i}{p_j}\right)_{\text{krit}} \quad (2)$$

$$\text{bzw. } \psi_{i,j} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)} \quad \text{für } \frac{p_i}{p_j} < \left(\frac{p_i}{p_j}\right)_{\text{krit}} \quad (3)$$

Die dimensionslose Funktion $\psi_{i,j}$ beschreibt den Durchfluss durch ein ideale Düse in Abhängigkeit vom Druckverhältnis p_i/p_j , wobei zwischen unterkritischer und überkritischer Strömung unterschieden werden muss. Allerdings kann in der Praxis beim Ein- und Ausströmen eines Druckluftzylinders selten vom Idealfall einer Düse ausgegangen werden [5]. Bei der

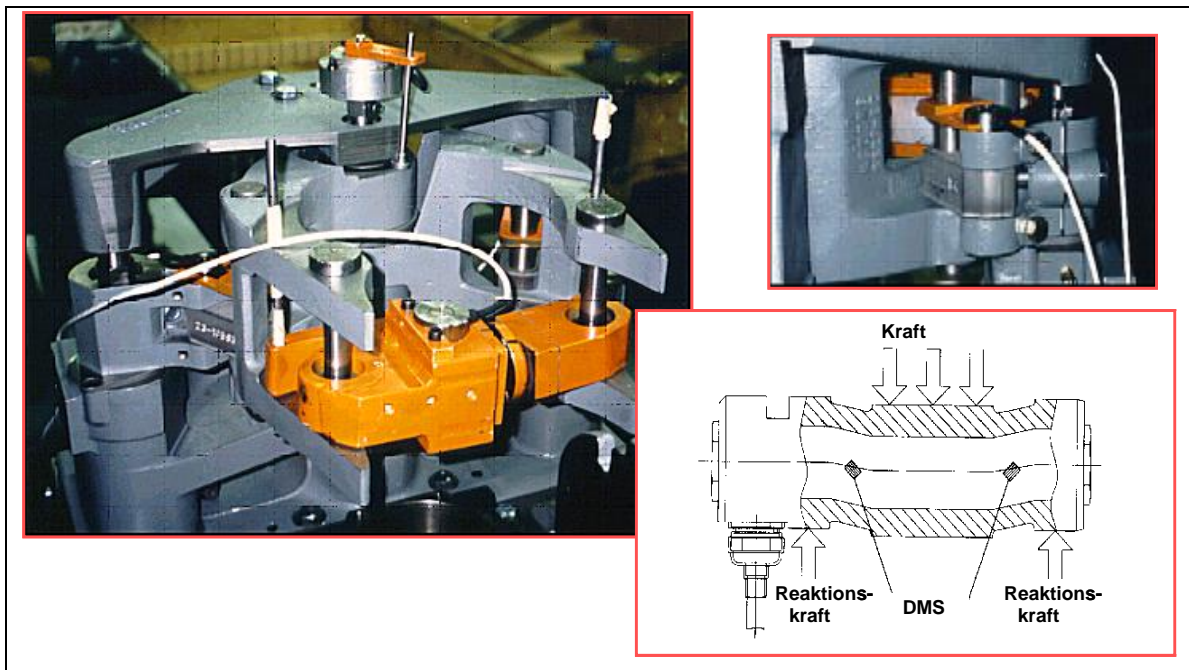


Bild 6. Kraftmessvorrichtung

Kräfte erlaubte.

Ausgehend von diesen Messungen wurden Berechnungen durchgeführt, die zum Teil auf exakt bestimmbar Parametern wie z.B. Abmessungen und Massen und zum Teil auf ge-

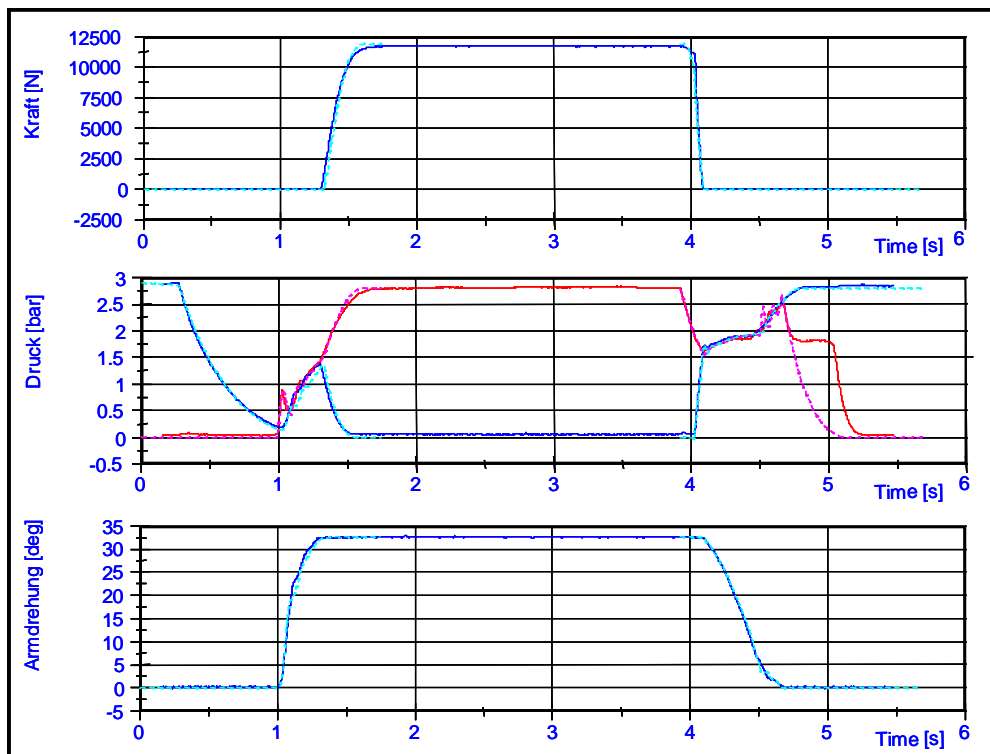
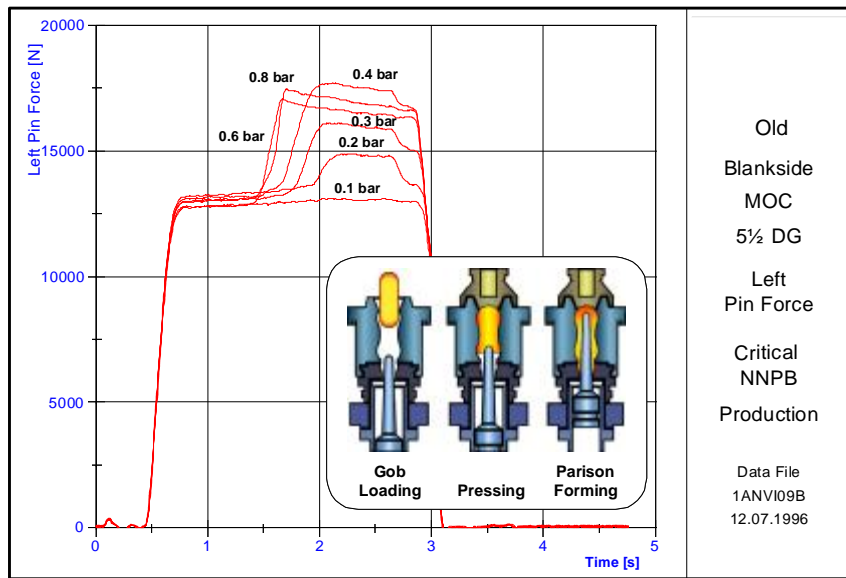


Bild 7. Messung und Simulation



geschätzten Parametern wie z.B. Reibungskräften basierten. In einem iterativen Prozess konnte durch Vergleich zwischen Messung und Rechnung eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Praxis erzielt werden. In **Bild 7** ist ein typisches Ergebnis dieses Vergleiches zwischen Messung und Rechnung für den Formenschließmechanismus

Bild 8. Einfluß des Pegeldruckes auf die gemessenen Gelenkkräfte mit pneumatischem Antrieb dargestellt.

Interessanterweise kann die Messung der Gelenkkräfte auch im Betrieb unter Glas durchgeführt werden. Dabei ergaben sich für den Doppeltropfen 5½ Formenschließmechanismus bei einem kritischen Enghals-Press-Blas-Prozess die in **Bild 8** gezeigten Kraftverläufe für verschiedene Pegeldrücke.

Aus diesem Bild wird deutlich, dass bei höheren Pegeldrücken auf Grund der kritischen Glasformungsverhältnisse beim Enghals-Press-Blas-Prozess der „Glasdruck“ in der Vorform so groß wird, dass die Vorform entgegen den Schließkräften aufgedrückt wird und es zur unerwünschten Nahtbildung kommt. Im Rahmen einer kinematischen und dynamischen Optimierung mit Hilfe des zuvor beschriebenen Simulationsmodells konnte eine Erhöhung der Schließkräfte unter Beibehaltung der Synchronisierung zwi-

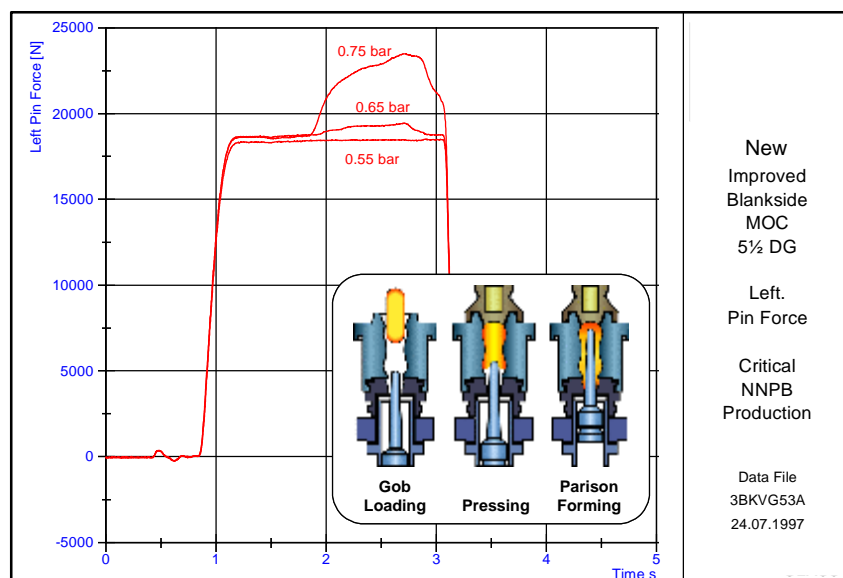


Bild 9. Einfluß des Pegeldruckes auf die gemessenen Gelenkkräfte

schen dem rechten und linken Formenschließarm erreicht werden.

Das Ergebnis der Kräftemessung für das optimierte Getriebe ist in **Bild 9** gezeigt. Es zeigt, dass selbst bei einem Pegeldruck von 0.65 bar noch genügend Kraftreserven vorhanden sind, um zuverlässig ein Öffnen der Formenhälften zu vermeiden und die unerwünschte Nahtbildung zu verhindern.

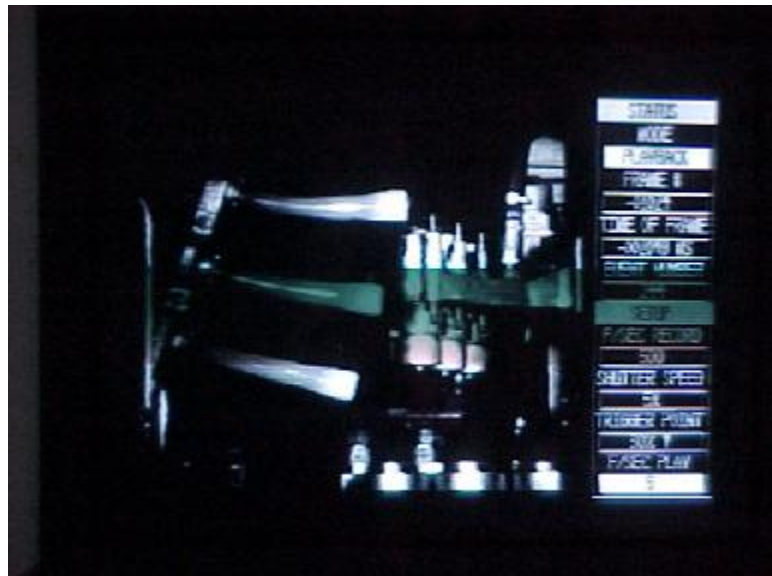


Bild 10. Verformung der Kübel während der Übergabebewegung

2.5 Kübelbewegung

Ein weiterer interessanter Bereich für kinematische und dynamische Simulationsmodelle ist die Bewegung des Kübels während des Transportes durch den Übergabemechanismus. Mit dem Übergabemechanismus werden die auf der Vorformseite auf dem Kopf stehenden Kübel mit einer Schwenkbewegung gleichzeitig gedreht und auf die Fertigformseite gebracht. Dabei sind sie Trägheitskräften ausgesetzt, die vor allem im Hals- und Schulterbereich des Kübels zu Verformungen führen können.

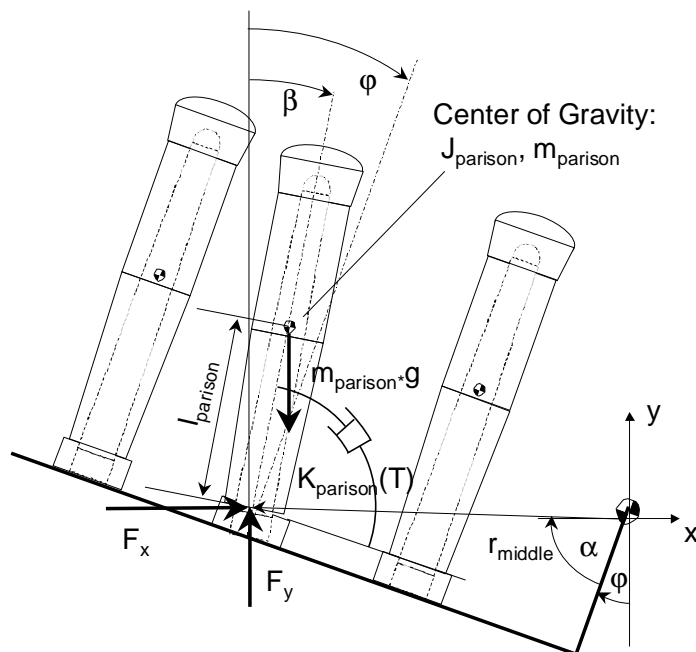


Bild 11. Kübel als invertiertes Pendel

Der in **Bild 10** gezeigte Schappschuss einer Hochgeschwindigkeitsvideosequenz wurde dazu genutzt, um das in **Bild 11** gezeigte Modell auf Basis eines invertierten Pendels mit rotativer hydraulischer Dämpfung zu erarbeiten. Diese hydraulische Dämpfung wird von der Viskosität des heißen Glases bestimmt, und wegen der während des Transportes auftretenden Temperaturänderungen durch die sogenannte Wiedererwärmung des Kübels muss die extreme Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur unbedingt mit berücksichtigt werden.

Natürlich ist die Bewegung des Kübels während der Übergabe-

bewegung nicht unabhängig von der Transportbewegung selbst zu sehen, vielmehr wird die Deformation des Kübels wesentlich von den durch die Übergabebewegung erzeugten tangentialen und radialen Trägheitskräften bestimmt:

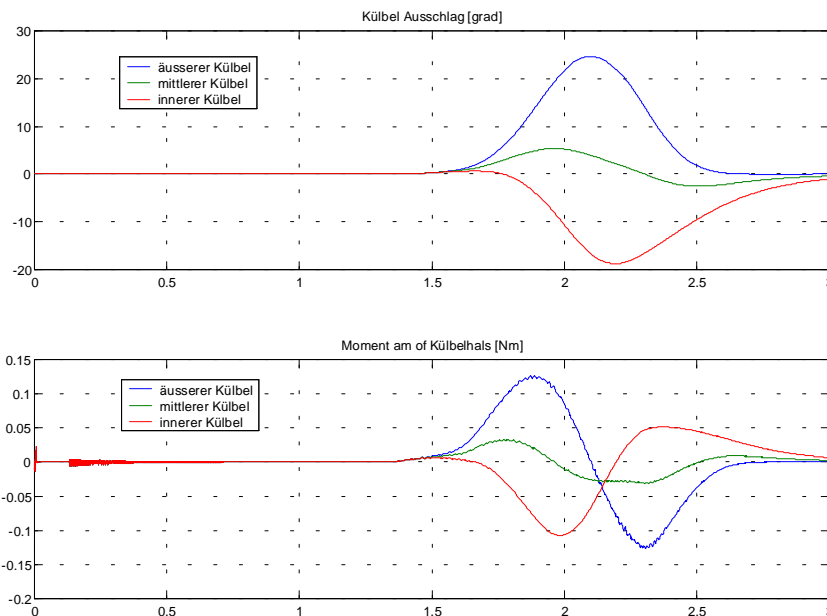
$$\left(J_{parison} + m_{parison} \cdot l_{parison}^2 \right) \cdot \ddot{\theta} = m_{parison} \cdot g \cdot l_{parison} \cdot \sin(b) + k_{parison}(T) \cdot (\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) - m_{parison} \cdot r_{middle} \cdot l_{parison} \cdot (\ddot{\theta} \cdot \sin(a+j-b) - \dot{\theta} \cdot \cos(a+j-b)) \quad (4)$$

Diese Gleichung gilt natürlich auch analog für den inneren und den äußeren Kübel. Zur Berechnung der Übergabebewegung selbst können die gleichen Modellierungsverfahren wie für den oben erwähnten Voformbodenmechanismus angewandt werden, wobei auch dort wahlweise der Antrieb über einen Pneumatikzylinder mit Zahnstange und Ritzel oder auch ein servoelektrischer Antrieb simuliert werden kann. Dabei kann die Rückwirkung der Kübelbewegung auf die Übergabebewegung wegen der relativ gesehen kleinen Massen vernachlässigt werden.

Wie schon erwähnt kann die Dämpfung $k_{parison}$ als proportional zur Viskosität angesetzt werden. Unter Berücksichtigung der Vogel-Fulcher-Tammann-Gleichung [6] ergibt sich damit folgende Temperaturabhängigkeit der Dämpfung

$$k_{parison}(T) = k_{parison,start}(T = T_{start}) \cdot e^{\left(\frac{b \cdot (T_{start} - T)}{(T - T_0)(T_{start} - T_0)} \right)} \quad (5)$$

Das Problem bei der Verwendung obiger Gleichung besteht nun darin, den Temperaturverlauf zu bestimmen. Dazu muss man sich vergegenwärtigen, was mit dem Kübel nach dem Öffnen



der Vorformen passiert. Zu Beginn ist die Oberfläche des Kübels sowohl außen als auch innen viel kälter und damit auch steifer als in der Mitte, hervorgerufen durch den Wärmeentzug an der Aussenfläche über die Vorform sowie an der Innenfläche über den Presstempel oder die Vorblasluft [7,8]. Sobald sich jedoch die Formen öffnen, findet wieder ein Temperatureausgleich statt, der näherungsweise

Bild 12. Simulationsergebnisse zur Kübelbewegung

durch folgende einfache DGI beschrieben werden kann:

$$\dot{T} = -const. \cdot (T - T_{inner}) \quad (6)$$

Damit sind alle für die Berechnung der K lbelbewegung erforderlichen Gleichungen bekannt und es kann eine Analyse der K lbelbewegung durchgeführt werden. **Bild 12** zeigt die Ergebnisse einer solchen Analyse, wobei neben dem Schwingungsaus Schlag des K lbelwahrend der Transportbewegung auch die am K lbelhals auftretende Belastung durch Biegemomente dargestellt ist. Die in Bild 12 dargestellten Simulationsergebnisse können z.B. dazu dienen, das Bewegungsprofile des für die Übergabebewegung verwendeten Servoantriebes bezüglich K lbelaus Schlag und K lbelbelastung zu optimieren.

2.5 Pressvorgang

Für die Simulation des dynamischen Verhaltens des pneumatischen Pegels kann das gleiche Zylindermodell wie in Bild 4 gezeigt verwendet werden. Die Glasformung selber ist der kritische Bereich bei der Modellierung des Pressvorganges. Daher ist es notwendig, ein Modell zu entwickeln, das das Verhalten des viskosen Glases wahrend des Pressvorganges beschreibt. Erste Überlegungen führen dazu, dass folgende Parameter einen Einfluss auf die für das Pressen des Glases erforderliche Kraft haben:

- Kölbel- und Pegelgeometrie
- Pegelposition und -geschwindigkeit
- Glas Temperatur und Viskositat
- Warmeübergang zwischen Glas und Form

Weder die Glasetemperatur noch die Viskositat, die eine sehr starke Temperaturabhangigkeit aufweisen [6], werden wahrend des Pressvorganges konstant sein. Daher wird das Simulationsmodell entsprechend aufwendig werden. In

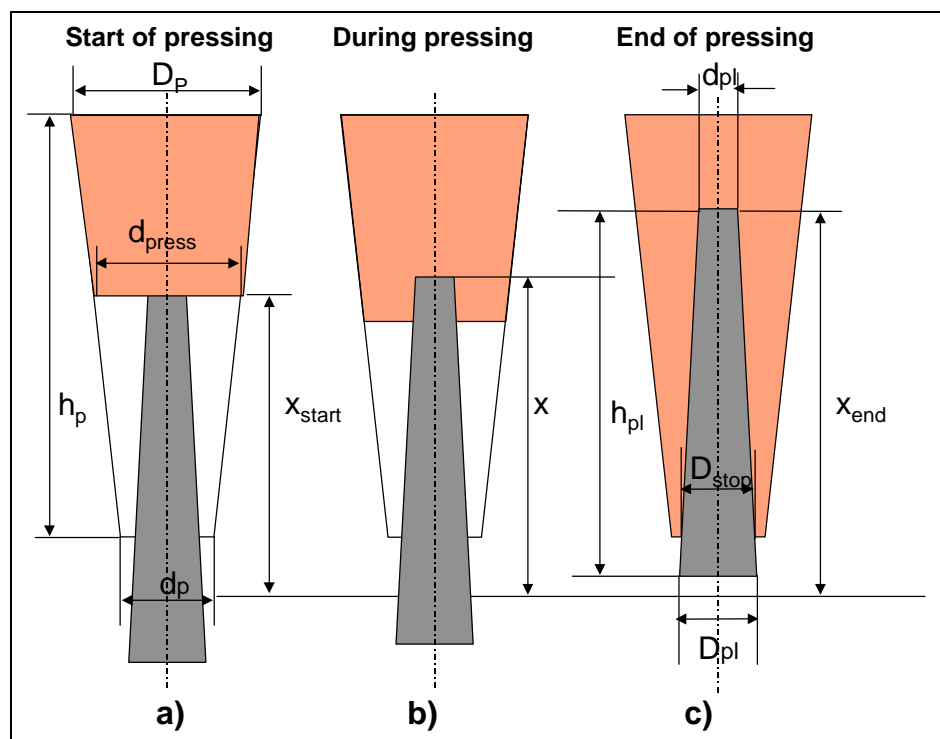


Bild 13. Pressvorgang im Modell

der Vergangenheit wurden schon verschiedene Anstrengungen unternommen, Simulationsmodelle und Programme für die Glasformungsanalyse zu erstellen [9]. Da der Hauptzweck dieser Programme darin bestand, den Einfluß der Glasformung auf die Temperaturverteilung im Glas zu berechnen, ist das zugrunde gelegte Modell besonders bezüglich der Pegel- und K lbelgeometrie sehr aufwendig und detailliert. Der rechnerische Aufwand ist entsprechend hoch, was für die Simulation des dynamischen Verhaltens des Pegels nicht akzeptabel ist. Aus diesem Grund wurde ein vereinfachtes achsensymmetrisches Model der Pegel- und K lbelgeometrie wie in **Bild 13** gezeigt verwendet. Es zeigt schematisch den (a) Beginn der Glasformung, (b) die Glasformung und (c) das Ende der Glasformung. Mit Hilfe dieses Modells kann der Glasformungsprozess als das Pressen von Glas durch eine hydraulische Ringdrossel mit sich verändernder Geometrie erklärt werden. Betrachtet man ein infinitesimal kleines Ringelement, so kann unter Berücksichtigung der auftretenden Druck und Scherkräfte das Kräftegleichgewicht formuliert werden. An dieser Stelle wurde das in der Literatur [10] erwähnte „shear thinning“ bewußt nicht berücksichtigt. Damit kann unter der Annahme eines Newtonschen Verhaltens des flüssigen Glases eine Gleichung für die Reaktionskraft zwischen Pegel und Glas hergeleitet werden:

$$F_{glass} = h(T) \cdot K_{glass}(x) \cdot \dot{x} \quad (7)$$

mit h : Glas Viskosität
 T : Temperatur
 K_{glass} : nichtlinearer geometrieabh ngiger Kraftkoeffizient (siehe auch **Bild 14a**)
 x, \dot{x} : Pegelposition und -geschwindigkeit

Zur Bestimmung der aktuellen Glasviskosität ist es erforderlich die Vogel-Fulcher-Tammann-Gleichung [6] anzuwenden

$$h = h_0 \cdot e^{\left(\frac{b}{T-T_0}\right)}, \quad (8)$$

Diese Gleichung beschreibt die Abhängigkeit zwischen der Temperatur des Glases und seiner Viskosität. Zusätzlich muss ein Modell für den Wärmeübergang zwischen Glas und Form aufgestellt werden. Um den Wärmeübergang korrekt zu modellieren muss dazu ein zeitabhängiger Wärmefluss wie in **Bild 14c** gezeigt angenommen werden [11].

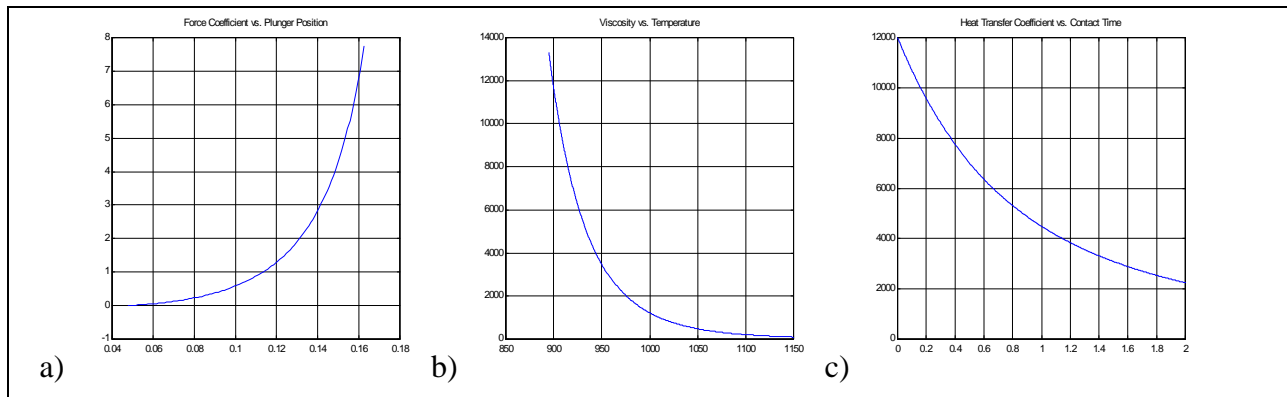


Bild 14: a) K_{glass}

b) Viscosität

c) Wärmeübergang

Simulationsergebnisse zum dynamischen Verhalten des Pegelmechanismus für unterschiedliche Pegeldrücke sind in Bild 15 dargestellt. Offenbar hat der Pegeldruck einen großen Einfluss nicht nur auf die Bewegung des Pegels sondern auch auf den Glasdruck im Inneren des Kübels, was die in Bild 8 und 9 dargestellten Messungen bestätigt.

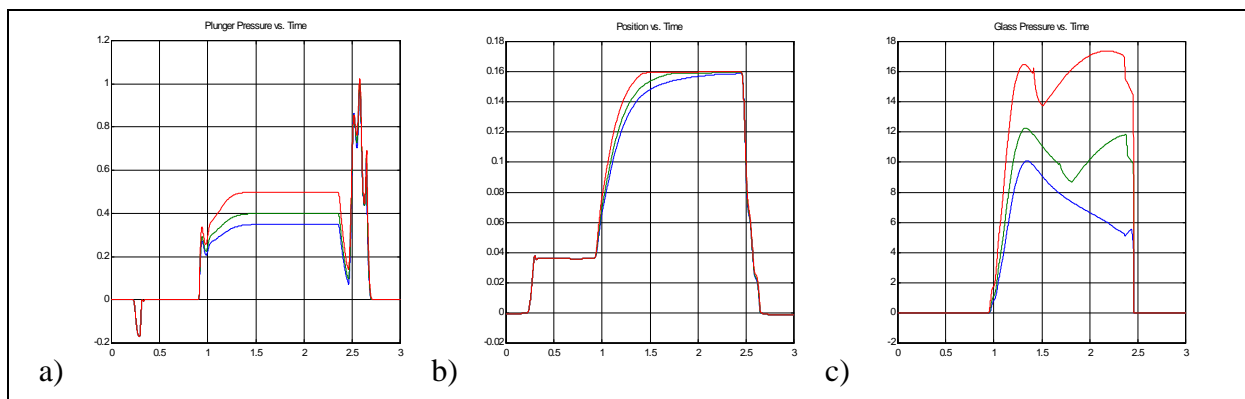


Fig 15: a) Pegeldruck

b) Pegelposition

c) Glasdruck.

3 Schlussbetrachtung

Mit dem Vortrag sollte gezeigt werden, in wie vielen Bereichen einer Hohlglasproduktionsmaschine Verfahren zur Simulation und Optimierung des kinematischen und dynamischen Verhaltens angewendet werden können und müssen. Dies gilt besonders für Bewegungseinrichtungen mit aktiven Antriebsselementen. Für verschiedene Fälle wird gezeigt, wie ein dynamisches Ersatzsystem für ein ungleichförmig übersetzendes Getriebe mit pneumatischem oder servoelektrischem Antrieb zur Simulation des dynamischen Verhaltens aufgestellt werden kann. Dabei wird nicht nur das dynamisch-mechanische Verhalten des ungleichmäßig übersetzenden Getriebes, sondern auch das nichtlineare Verhalten des Pneumatikzylinders, bzw. der Einfluss von Positions- und Stromregelung im Falle des servoelektrischen Antriebes berücksichtigt. Ein Vergleich zwischen Messung und Rechnung verdeutlicht die Zuverlässigkeit des Verfahrens. Auf diese Weise steht schließlich ein Simulationswerkzeug zur Verfügung, das es erlaubt, sowohl die Optimierung eines vorhandenen Systems als auch die Neu-

auslegung eines pneumatischen oder servoelektrischen Antriebssystems durchzuführen. Durch Erweiterung des Simulationsmodells auf das Bewegungsverhalten des verformten oder transportierten Glases wie im Falle des Pegelmechanismus und des Übergabemechanismus können weitere Optimierkriterien aufgestellt werden.

Literatur

- [1] Grüniger, W.: IS-Section Performance: A strong base for innovation. *International Glass Review*, Spring/Summer 1997, pp. 87/89.
- [2] Corves, B.: Moderne IS-Maschinen für die Produktion verbesserter Glasbehälter. Anforderungen, Entwicklungen und Leistungsfähigkeit im Überblick. *Glasingenieur* 7(1997), Nr.3, S. 42/46.
- [3] Corves, B.: Simulation pneumatischer Bewegungseinrichtungen. *Schweizer Maschinenmarkt extra: Informatik in der Industrie* (1996) S.48/51.
- [4] Corves, B.: Dynamisches Verhalten von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben mit pneumatischem Antrieb: Messungen und Simulation. Aachen: *12. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, 1996, S.69/87.
- [5] Zoebel, H.: *Pneumatikfibel*. Mainz: Krauskopf Verlag, 1964.
- [6] Nölle, G.: *Technik der Glasherstellung*. 3. Auflage. Dt. Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart: 1997.
- [7] Dall'igna, R., F. Geotti-Bianchini: *Evaluation of the influence of water in glass on the forming behaviour of container glass with the help of a mathematical model*. *International Glass Journal* No.102(1999), S.57/62.
- [8] Hessenkemper, H.: *The importance of the dynamic workability for the glass manufacturing part I: principles*. *International Glass Journal* No.102(1999), S.142/147.
- [9] Liu, G.Q., D.R.J. Owen, H.J. Anderson: *Computational Modelling for Glass Container Forming Processes*. Proceedings of the Colloquium on Modelling of Glass Forming Processes. Valenciennes, France (1998).
- [10] Manns, P., R. Brückner: *Non-Newtonian flow behavior of a soda-lime silicate glass at high deformation rates*. *Glastechn. Ber.* 61 (1988), pp. 546/569.
- [11] McGraw, D.A.: *Transfer of Heat in Glass During Forming*. *J. Am. Ceram. Soc.* No.7 (1961)44, pp. 353/363.