

Elastische Eigenschaften von Umformmaschinen und Werkzeugen

Dr.-Ing. habil. Peter Bogon

1. Einleitung

Aktuelle Ziele der Automobilindustrie sind u.a. die Erhöhung der Produktqualität, die Senkung des Werkstoffeinsatzes sowie die Verringerung der Entwicklungskosten und -zeiten. Die Qualität der tiefgezogenen Blechformteile wird u.a. von den elastischen Eigenschaften der Werkzeugmaschine und des Werkzeuges beeinflusst. Die Bestimmung der Genauigkeitskenngrößen von Werkzeugmaschinen ist seit langem Gegenstand von Überlegungen und Untersuchungen [1-3]. Auf der Seite der Umformwerkzeuge besteht hier noch Handlungsbedarf. Neben der Rückfederung des Blechwerkstoffes hat die elastische Werkzeugdeformation einen weiteren Einfluss auf die Qualität der herzustellenden Teile. Sie wird heute noch nicht ausreichend berücksichtigt.

2. Umformmaschinen

Einheitliche Abnahmebedingungen für Ein- und Zweiständer-Pressen werden erstmals 1941 in der DIN 8650 und 8651 [4] angegeben. Im Jahre 1953 beginnt die systematische Erforschung der Genauigkeitskenngrößen von Pressen und Hämmern [5]. Es werden die noch heute benutzten Bezeichnungen Federzahl oder Federsteife c zur Beschreibung der statischen Auffederung eingeführt, vgl. Bild 1 und Gl. 1.

$$c_{z,ges} = \frac{F_N}{v_{z,el}} \quad \text{Index z für Z-Richtung und Index ges für Gesamt} \quad (1)$$

Durch die Einführung des Gesamtsteifebeiwertes q , Gl. 2 [6, 7] wird es möglich, Pressen unterschiedlicher Bauarten und unterschiedlicher Nennkräfte F_N miteinander bezüglich ihrer Auffederung in Z-Richtung bei mittiger Last zu vergleichen. Es wird das Koordinatensystem nach DIN 55 189 [8] verwendet, bei dem die Y-Achse in Durchlaufrichtung (DLR) verläuft und die positive X-Achse quer zur Durchlaufrichtung nach rechts zeigt. Die Z-Achse steht dabei senkrecht auf dem unbelasteten Tischmittelpunkt.

$$q_{z,ges} = \frac{c_{z,ges}}{\sqrt{F_N}} \quad (2)$$

Die Kippung des Pressenstößels bei außermittiger Last um die X- und Y-Achse wird durch die Kippfederzahlen c_{kA} , bzw. c_{kB} [9], Gl. 3, beschrieben.

$$c_{ki} = \frac{\Delta M}{\Delta k_{i,el}} \quad \text{i für Kippung um die X-Achse (c_{kA}) oder Y-Achse (c_{kB})} \quad (3)$$

Analog zum Gesamtsteifebeiwert q_z für die Auffederung in Z-Richtung, wird mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie der Kippsteifebeiwert p_i gemäß Gl. 4 [10] definiert.

$$p_i = \frac{c_{k,i}}{\sqrt{F_N^3}} \quad (4)$$

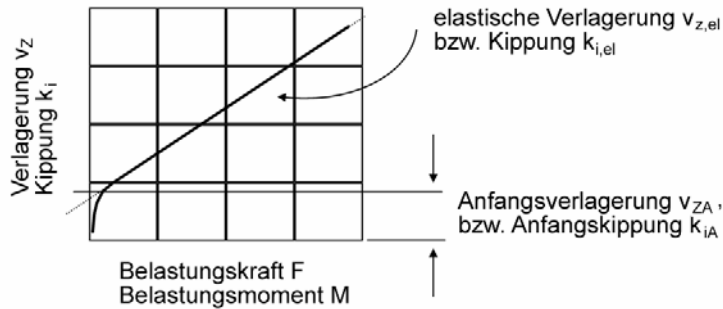


Bild 1: Statische Kennlinie für Verlagerung und Kippung

Bei der Bestimmung der Steife- und Kippsteifebeiwerte für doppelwirkende Karosseriepresse wird als Nennkraft F_N in Gl. 2 und 4 die jeweilige Ziehstößel- oder Blechhalter-Nennkraft verwendet und nicht die Gesamtnennkraft $F_{N,ges}$ der Maschine, Bild 2. Zur Bestimmung der Größe der Außermitteigkeit des Kräfteinleitungsortes nach DIN 55 189 wird folglich die jeweilige Abmessung des Ziehstößels bzw. des Blechhalterstößels verwendet. Bei Mehrstößel-Transferpressen wird die jeweilige Stößelnennkraft der zu untersuchenden Teilmaschine benutzt.

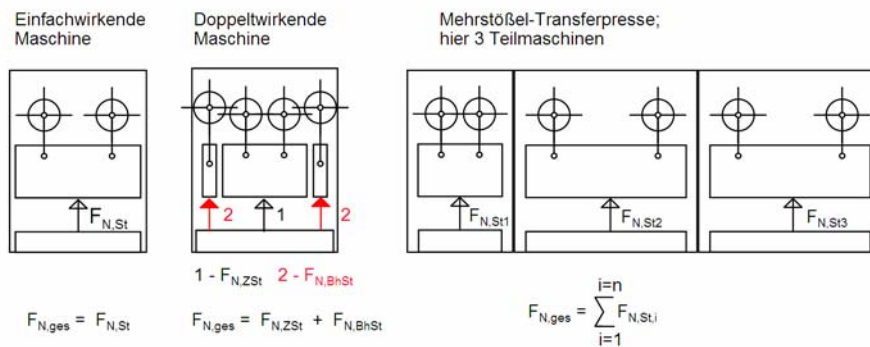


Bild 2: Nennkräfte der unterschiedlichen Pressentypen

Nach einer Vielzahl von Einzelmessungen - beispielhaft seien hier die Arbeiten von [9-12] genannt - werden im Zeitraum von 1978 bis 1982 Ergebnisse von Reihenuntersuchungen an Kaltfließpressen [13], Spindelpressen, C-Gestell-Pressen und Schmiedepressen vorgelegt [14-16]. Messungen unter Betriebslast, wie sie in [17 und 18] beschrieben sind, wurden bisher selten durchgeführt.

Ebenfalls sind bis auf wenige Einzelergebnisse bisher keine umfassenden Angaben zum statischen Genauigkeitsverhalten von einfach und doppelwirkenden Karosseriepresse sowie Mehrstößel-Transferpressen bekannt geworden.

2.1 Bestimmung der Kenngrößen

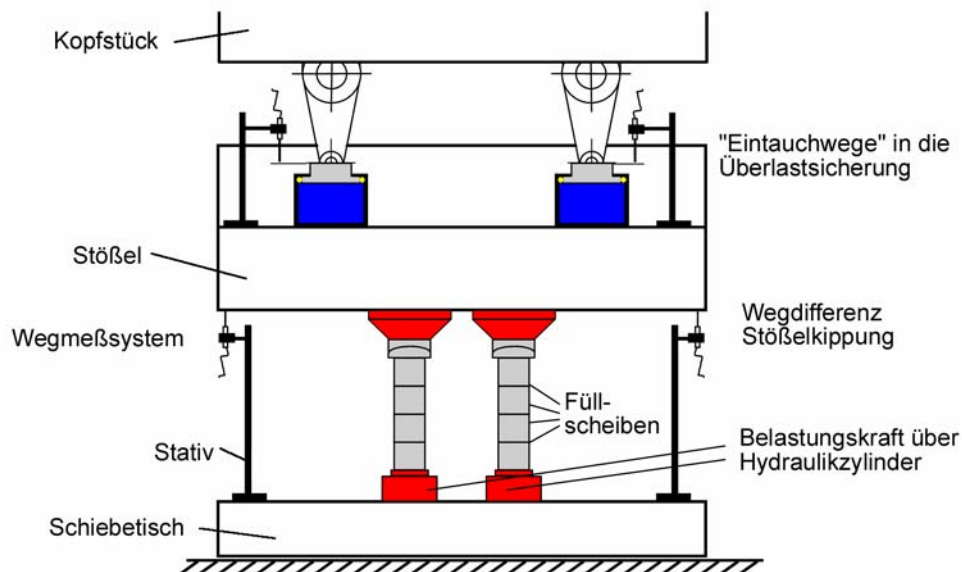


Bild 3: Messaufbau zur Ermittlung der Genauigkeitskenngrößen

Zur Bestimmung der Genauigkeitskenngrößen von Karosseriypressen unter statischer Last wird der in Bild 3 dargestellte Messaufbau verwendet. Auf den Tischecken stehen vier Stative mit Wegaufnehmern; damit wird die Stößelverlagerung gemessen. Die Belastungskraft wird über vier in Tischmitte stehende Hydraulikzylinder mit aufgesetzten Kugelkalotten und Kegelstücken in den Stößel eingeleitet. Mit diesen Kräfteinleitungspunkten kann wahlweise eine mittige Last mit allen vier Zylindern oder aber außermittige Lasten auf der X- und Y-Achse mit je zwei Kräfteinleitungspunkten aufgebracht werden. Ebenfalls sind Belastungen in der X/Y-Ebene mit nur einem Kräfteinleitungspunkt möglich. Die Zylinder der Kräfteinleitungspunkte werden durch ein motorisch angetriebenes Hydraulikaggregat mit Öl versorgt. Je nach Höhe der Belastungskraft und nach Anzahl der benutzten Kräfteinleitungspunkte ergeben sich Lastaufbringungszeiten im Bereich von 10 bis 80 s. Die Drücke selbst werden mit Druckaufnehmern, welche direkt in den Druckräumen der Zylinder eingebaut sind, gemessen und mittels der Kolbenflächen in Kräfte umgerechnet. Ein Vergleich, bei dem die Kräfte parallel über den Druck und über Wägezellen ermittelt werden, zeigt keinen nennenswerten Unterschied.

Die Signale der Weg- und Druckaufnehmer werden einem PC mit Meßwerterfassungskarte zugeleitet und von einer speziellen Software ausgewertet und grafisch dargestellt.

Aufgrund der großen Messbasis der Wegaufnehmer - sie sind immer in den Stößecken positioniert - ist die ermittelte Stößelkippung sehr genau. Wegen der Baugröße der Hydraulikzylinder kann bei kleineren Maschinen die Außermittigkeit der Kräfteinleitung von 10% der jeweiligen Tischabmessung nicht immer eingehalten werden. Eingehalten wird jedoch immer das Belastungsmoment über eine Anpassung der Belastungskraft.

Bild 4 zeigt die Änderung der Gesamt- und Kippsteifebeiwerte für eine einwirkende 6 300-kN-Karosseripresse (KP) als Funktion der Außermittigkeit der Kräfteinleitungspunkte. Diese Maschine ist mit Vierpunktantrieb über Lenkhebelgetriebe und Kreuzkopfführung ausgestattet. Die Gesamtsteifigkeit in Z-Richtung ändert sich um ca. 3% wenn die vier Kräfteinleitungspunkte zwischen 10 und 30% der Tischabmessung in X-Richtung ver-

ändert werden. Die Lage der Kräfteinleitungspunkte in Y-Richtung bleibt dabei konstant. Da in diesem Bild die Steifigkeitsänderung bei Variation der Position der Kräfteinleitung gegenüber dem in der DIN 55 189 vorgegebenen Messaufbau dargestellt ist, beträgt die Steifigkeitsänderung bei 10% Tischaußermittigkeit der Kräfteinleitung per Definition Null und wird als Referenzpunkt verwendet.

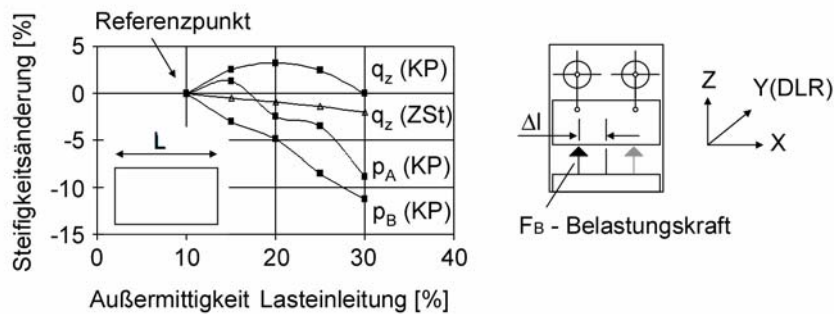


Bild 4: Steifigkeitsänderung bei Veränderung der Kräfteinleitungspunkte bei konstantem Lastmoment nach DIN 55 189. Die Tischabmessungen der beiden untersuchten Maschinen betragen jeweils 3500 x 1900 mm

Bei den untersuchten Maschinen liegen die realisierbaren Außermittigkeiten der Kräfteinleitung, wie angegeben, zwischen 12 und 20%. In diesem Bereich ändert sich die Kippsteifigkeit maximal um ca. 5% als Folge dieser nicht konstanten Außermittigkeit. Noch geringere Abweichungen (Bild 4) ergeben sich für den Ziehstößel (ZSt) einer doppelwirkenden 14 000/8 000/6 000-kN-Pressen, welcher im Blechhalterstößel geführt ist ($F_{N,ges} = 14\ 000\ \text{kN}$; $F_{N,ZSt} = 8\ 000\ \text{kN}$; $F_{N,BH} = 6\ 000\ \text{kN}$). Die Abweichungen der Gesamt- und Kippsteifebewerte liegen unter 2%, wenn die Außermittigkeit der Kräfteinleitungspunkte zwischen 10 und 30% verändert wird. Mithin kann davon ausgegangen werden, daß eine Abweichung des Messaufbaues von der DIN 55 189 in Bezug auf den Ort der Kräfteinleitung keinen großen Einfluss auf die Qualität der Ergebnisse hat.

Die teilweise "unstetigen" Kurvenverläufe für Kippung und Auffederung sind auf die jeweilige Anordnung der Stößelverrippung zurückzuführen. Wird die Kraft in der Nähe einer Verstärkungsrippe oder direkt unter ihr eingeleitet, so ist naturgemäß die elastische Deformation anders, als wenn z.B. die Kraft direkt zwischen zwei Rippen eingeleitet wird.

Größere Abweichungen stellen sich ein, wenn bei konstanter Position der Kräfteinleitungspunkte - in diesem Fall nach DIN 55 189 - der Meßort der Stößelverlagerung von den Stößecken hin zur Stößelmitte verändert wird, Bild 5. Da jetzt parallel zur Stößelverlagerung auch gleichzeitig Anteile der Tisch- und Stößeldurchbiegung erfaßt werden, werden größere Verlagerungen und mithin geringere Steifigkeiten ermittelt. Die Änderungen können erheblich sein, wie Bild 5 zeigt. Hier sind beispielhaft die jeweiligen scheinbaren Steifigkeitsverringerungen für den Stößel der 6 300-kN-Karosseriepresse und für den zweiten Stößel einer Dreistössel-Transferpresse (Stößelnennkraft 16 000 kN) als Funktion der Änderung der Position der Meßorte aufgetragen. Bei einer Verschiebung der Meßposition um 15% der Stößelabmessung in X-Richtung ergibt sich z.B. eine scheinbare Verminderung der Kippsteife um ca. 20% bei der Karosseriepresse. Beim Stößel der Transferpresse stellt sich sogar eine scheinbare Verringerung der Gesamtsteifigkeit in Z-Richtung um fast 40% ein, wenn die Messbasis von 5700 mm auf 2200 mm um $\Delta l = 1750\ \text{mm}$ verringert wird. Aus diesem Grund werden die Stößelverlagerungen, wie angegeben, grundsätzlich in den Stößecken bestimmt.

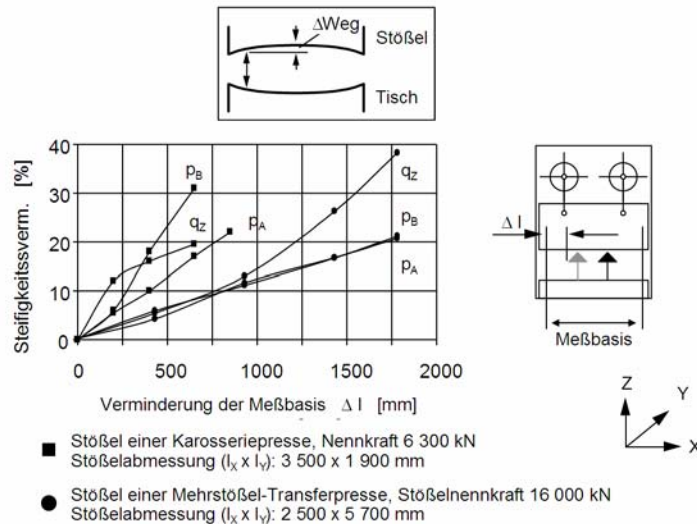


Bild 5: Scheinbare Steifigkeitsverminderung bei Verminderung der Messbasis

2.2 Grundsätzliche Ergebnisse

Insgesamt wurden über 100 Maschinen vermessen, die sich wie folgt einteilen lassen:

- 10 doppelwirkende Maschinen (Blechhalter- und Ziehstößel)
- ca. 90 einfachwirkende Pressen
- 2 Transferpressen und
- 6 Mehrstößel-Transferpressen

Die meisten Maschinen haben ein Verhältnis der Tischabmessungen Breite zu Tiefe in Durchlaufrichtung (DLR) gesehen von ca. 2:1, Bild 6, Tabelle links. Einige der doppelwirkenden Pressen sind mit einer sogenannten Blechhalter-Feineinstellung [19] ausgestattet. Diese verhindert u.a. die negativen Folgen der Rastgüte des Blechhalterantriebes und die negativen Folgen der gesamten elastischen Auffederung der doppelwirkenden Presse unter Betriebslast [21].

Für diese Maschinen wurde die Auffederung in Z-Richtung und daraus der Gesamtsteifebeiwert q_z nach Gl. 2, sowie die Kippung um die X- und Y-Achse und die dazu gehörenden Kippsteifebeiwerte p_A , bzw. p_B nach Gl. 4 bestimmt.

Einen Vergleich der Gesamtsteifebeiwerte q_z zwischen doppelwirkenden Maschinen mit mechanisch angetriebenen Blechhalter- und Ziehstößel und einfachwirkenden Pressen von verschiedenen Pressenlinien (Linien A bis F) und unterschiedlichen Bauarten mit den Beiwerten von einzelnen Teilmaschinen von Mehrstößel-Transferpressen zeigt Bild 6. Für den Vergleich wurden nur Pressenlinien herangezogen, die als Verbund konstruiert wurden, damit der Vergleich mit Mehrstößel-Transferpressen statthaft ist. Die Gesamtsteifebeiwerte q_z liegen zwischen 15 und 20 für die doppelwirkenden Pressen; für die einfachwirkenden Maschinen liegen sie zwischen 17 und 22. Danach sind die untersuchten doppelwirkenden Maschinen etwas weniger steif als die einfachwirkenden Pressen der gleichen Linie. Deutlich steifer sind die untersuchten Mehrstößel-Transferpressen; hier liegen die Gesamtsteifebeiwerte q_z zwischen 26 und 37. Diese hohe Gesamtsteifigkeit der Maschinen in Z-Richtung führt u.a. zu geringeren Belastungen des Antriebsstranges aufgrund von Verspannungen, hervorgerufen durch unterschiedlich hohe Belastungskräfte in den einzelnen Teilmaschinen der Mehrstößel-Transferpressen. FEM-Berechnungen belegen dies.

Anders stellen sich die Ergebnisse in Bild 8C dar. Zwar sind auch hier die Tischabmessungen l_x/l_y in etwa im Verhältnis 1:1,8, da aber die Maschine keinen Schiebetisch besitzt, ist eine kompakte Pressenkonstruktion verwirklicht. Die Seitenstände in Y-Richtung liegen deutlich näher beieinander als in Bild 8B; folglich ist der Kippsteifebeiwert für eine Kippung um die X-Achse auch geringer als der in Bild 8B.

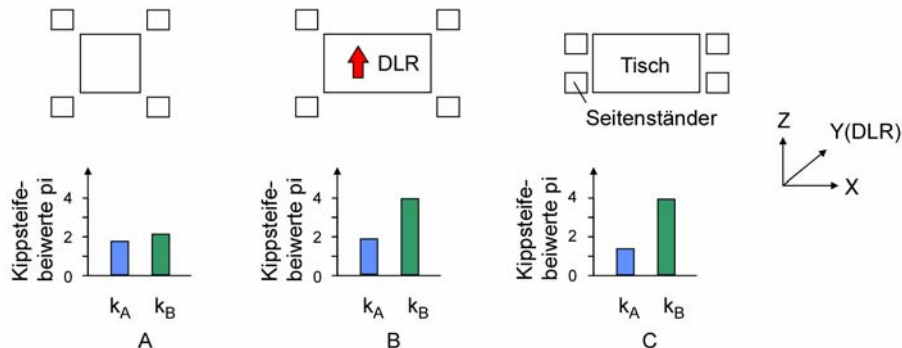


Bild 8: Kippsteifebeiwerte p_i bei Belastung um die X- und Y-Achse bei unterschiedlichen Verhältnissen der Tischabmessungen und unterschiedlicher Anordnung der Seitenstände bei einfachwirkenden Maschinen

Das die Kippsteifebeiwerte tatsächlich von der Anordnung der Seitenstände abhängen, zeigt auch die Analyse von Bild 9. Hier sind die Kippsteifebeiwerte jeweils um die X- und Y-Achse für die einzelnen Teilmaschinen von drei unterschiedlichen Mehrstößel-Transferpressen dargestellt. Maschine 1 (oben) ist eine Zweistößel-Fünfstufenmaschine, Maschine 2 (Mitte) ist eine Dreistößel-Siebenstufenmaschine und Maschine 3 (unten) ist eine Sechstößel-Sechsstufen-Saugertransfermaschine. Die Gesamtnennkraft dieser Maschine beträgt 73 000 kN; die Ziehstufe hat eine Nennkraft von 21 000 kN, die Teilmaschinen 2 bis 4 haben jeweils eine Nennkraft von 12 000 kN und die Stufen 5 und 6 haben eine Nennkraft von 8 000 kN. Die Tischgrößen betragen einheitlich $l_x = 5\,000$ mm und $l_y = 2\,500$ mm. Der Transferschritt ist 2 600 mm groß.

Bei der Maschine 1 beträgt die Tischabmessung der Teilmaschine 1 $l_y = 3000$ mm und $l_x = 2500$ mm, während bei der Teilmaschine 2 $l_y = 4500$ mm ist. Dies zeigt sich auch in den Kippsteifebeiwerten. Diese sind für die Teilmaschinen 1 und 2 bei einer Kippung um die Y-Achse nahezu gleich, da hier auch die Anordnung der Seitenstände gleich geblieben ist. Auch ist der Kippsteifebeiwert für eine Kippung um die X-Achse der ersten Teilmaschine in der gleichen Größenordnung, während er für die Teilmaschine 2 aufgrund der größeren Ständerweite auch deutlich größer ist.

Ähnliche Verhältnisse liegen bei der Dreistößelmaschine - Mitte - vor. Hier hat die Teilmaschine 1 einen nahezu quadratischen Tisch und dadurch eine nahezu quadratische Ständeranordnung; folglich sind die Kippsteifebeiwerte in X- und Y-Richtung etwa gleich groß. Die Tische der Teilmaschinen 2 und 3 sind gleich groß und mit $l_x = 2500$ mm und $l_y = 5700$ mm extrem länglich ausgelegt. Dies findet sich auch in den Kippsteifebeiwerten wieder. Während $p_{B,2}$ und $p_{B,3}$ in der gleichen Größenordnung wie $p_{B,1}$ liegen, sind $p_{A,2}$ und $p_{A,3}$ deutlich größer als $p_{A,1}$. Aufgrund der Tatsache, dass das Stößelspiel der Teilmaschine 2 größer als üblich eingestellt ist, sind die Kippsteifebeiwerte $p_{A,2}$ geringer als $p_{A,3}$.

Bei der Maschine 3, unten, sind die Verhältnisse der Tischabmessungen gerade entgegengesetzt zu den Maschinen 1 und 2. Hier ist l_x genau doppelt so groß wie l_y . Folglich ist auch bei allen Teilmaschinen p_B immer größer als p_A . Da die Hauptabmessungen der Seitenstände

der für alle Teilmaschinen trotz der unterschiedlichen Nennkräfte gleich sind und nur die Blechdicken der jeweils veränderten Nennkraft angepasst wurden, nehmen insbesondere die Kippsteifebeiwerte p_B bei sinkender Nennkraft zu.

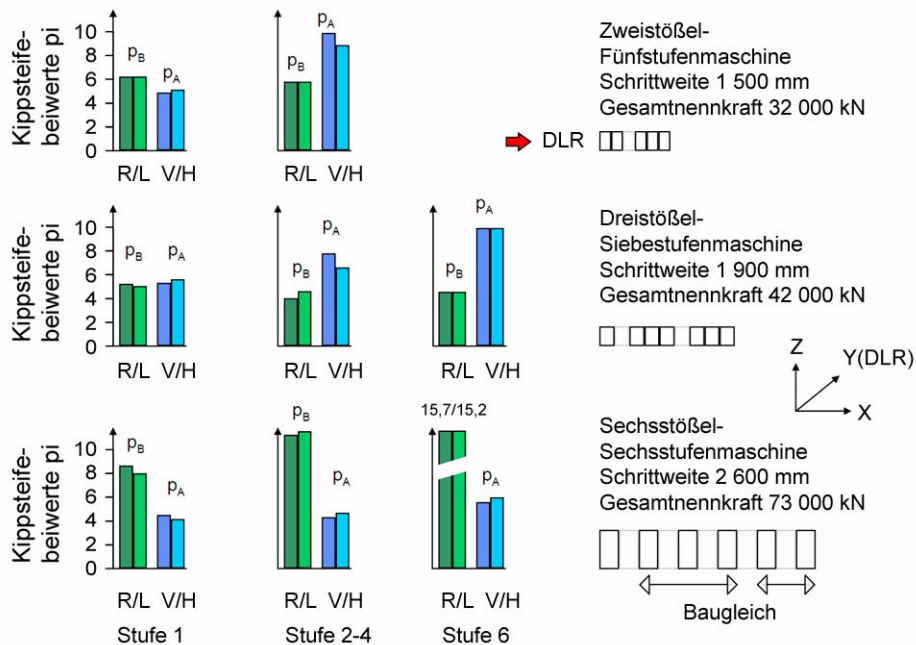


Bild 9: Kippsteifebeiwerte für die Teilmaschinen von verschiedenen Mehrstößel-Transferpressen. Lastorte in Durchlaufrichtung gesehen: R-rechts, L-links, V-vorn, H-hinten. Alle drei Maschinen sind mit Achtfach-Führungssystemen und Vierpunktantrieb der Stößel ausgerüstet

Bild 10 zeigt beispielhaft für die Sechsstößel-Sechsstufen-Saugertransferpresse den Verlauf der Kippung als Funktion des Lastmomentes für die X- und Y-Richtung für die Teilmaschine 2. Während bei der Kippung um die Y-Achse der Verlauf bis auf die Anfangskippung vollständig linear mit dem Lastmoment ansteigt, ist bei der Kippung um die X-Achse ein degressives nichtlineares Verhalten festzustellen. Dies ist eine Folge der Triebwerkanordnung bei der betrachteten Maschine. Während bei der Kippung um die Y-Achse die Pleuel auf der Antriebswelle verdreht werden können (Prinzip Pendelstütze), stellt sich bei der Kippung um die X-Achse eine Kantenpressung von Pleuelauge und Antriebswelle ein. Dieses Verhalten wurde auch von [22, 23] in FEM-Simulationen von kompletten Maschinen, bzw. bei der Betrachtung der Wechselwirkungen von Welle und Lager gefunden. Die Kantenpressung der Welle im Lager ist bekanntermaßen nicht linear.

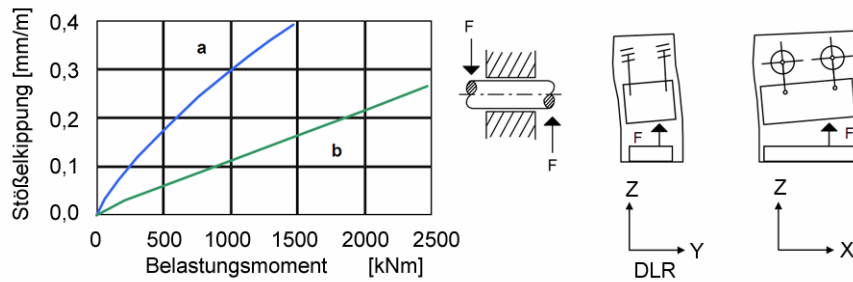


Bild 10: Kippungskurve bei Belastung um die X-Achse (a) und um die Y-Achse (b)

Die Notwendigkeit der sorgfältigen Einstellung der Führungsspiele am Stößel verdeutlicht Bild 11. Hier ist die Stößelkippung der zweiten Teilmaschine der schon in Bild 9 besprochenen Dreistöbel-Siebenstufenmaschine für Kräfteinleitungsorte in DLR gesehen vorn und hinten dargestellt. Da die Stößelspiele in Durchlaufrichtung gesehen hinten deutlich größer als vorn eingestellt sind, ergibt sich auch eine deutlich größere Anfangskippung $v_{z,A2}$. Die Steigungen der Kippungsgeraden selbst sind ebenfalls unterschiedlich.

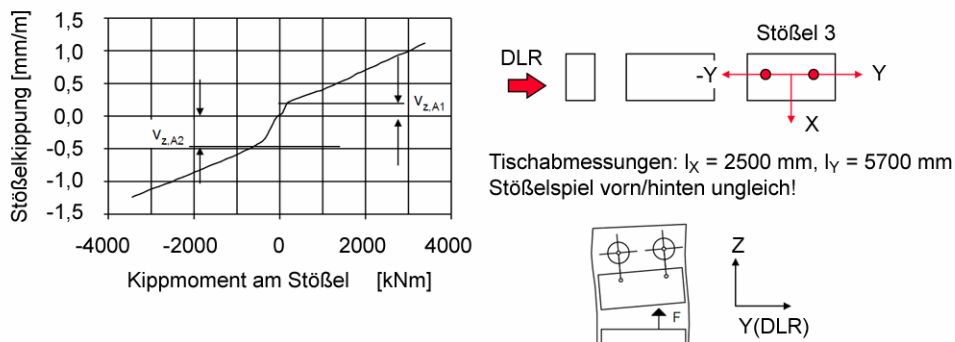


Bild 11: Anfangskippung und Stößelkippung bei unterschiedlichem Stößelspiel

Bild 12 zeigt in der Verlagerungskurve in Z-Richtung einen Knick in den ansonsten linearen Teilbereichen q_1 und q_2 . Dieses Verhalten wird eindeutig von der Höhe des Vorspanndruckes in den Druckpunkten des Überlastsystems verursacht, wie weiter unten gezeigt wird. Dabei ist es unerheblich, ob die Druckpunkte als kommunizierendes System oder als Einzeldruckpunkte ausgeführt sind. Der Zylinder des Druckpunktes bildet mit dem Kolben und der Ölsäule ein verspanntes System, vgl. Bild 12.

Bei diesem verspannten System liegen die weiche Ölsäule und der sehr steife Zylinder parallel im Kraftfluss vom Pleuel zum Stößel. Bei parallel geschalteten Federn ergibt sich die Systemfederzahl bekanntermaßen aus der Summe der Einzelfederzahlen, d.h. die Systemfederzahl ist immer größer als die größte Einzelfederzahl.

Bei zunehmender äußerer Last wird die elastische Verspannung zwischen Kolben und Haltering parallel zum Kraftanstieg abgebaut. Ist die Verspannung aufgebraucht, dann ist nun nur noch die weiche Ölsäule allein. Dieses Verhalten spiegelt sich auch im Druckverlauf des Druckes im Druckpunkt wider. Der Druckgradient ist bis zum Ablösen des Kolbens vom Haltering eher gering; erst nach dem Ablösen ist er deutlich höher. Ergibt sich bis zu einer

Last von 3000 kN eine Drucksteigerung von ca. 15 bar, also 5 bar pro 1000 kN; so ist nach dem Ablösen eine Drucksteigerung von ca. 35 bar pro 1000 kN feststellbar. Insgesamt ergibt sich dadurch eine deutliche Veränderung in der Gesamtfederzahl der Maschine, wie Bild 13 oben belegt.

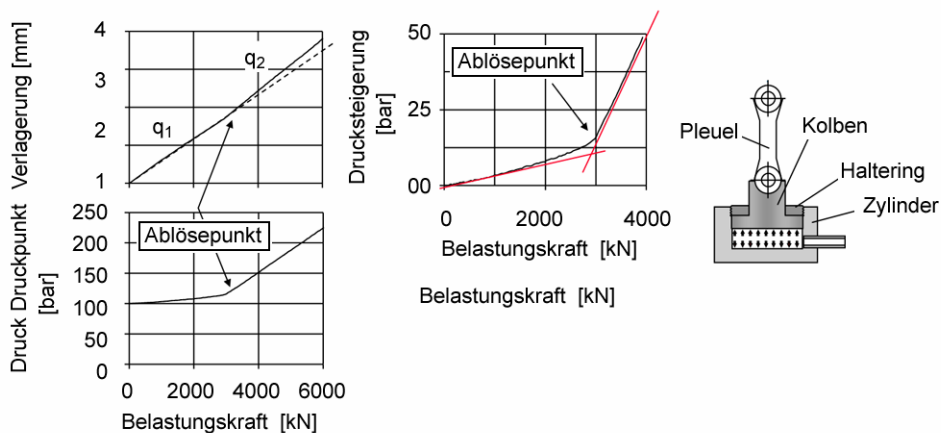


Bild 12: Einfluss der Verspannung zwischen Kolben und Haltering auf die Stößelverlagerung und die Drucksteigerung in der Überlastsicherung

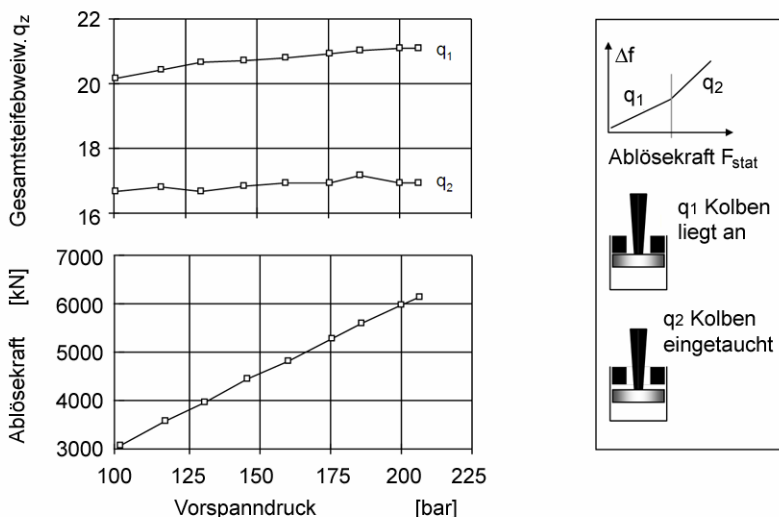


Bild 13: Gesamtsteifebeiwerte und Ablösekraft als Funktion des Vorspanndruckes im Druckpunkt. (q_1) Vor dem Ablösen des Kolbens vom Haltering, (q_2) Nach dem Ablösen des Kolbens vom Haltering

Hier sind die Gesamtsteifebeiwerte der beiden Teilbereiche aus Bild 12 als Funktion des Vorspanndruckes dargestellt. Die Differenz von $\Delta q = 4,0$ entspricht dem Gesamtsteifigkeitsverlust aufgrund der nicht mehr im Kraftfluss der Maschine liegenden beiden Zylinder der

Druckpunkte. Bei der betrachteten Maschine handelt es sich um eine doppelwirkende Presse mit Zweipunktantrieb für den Ziehstößel.

Grundsätzlich kann hier nur Abhilfe geschaffen werden, wenn der Vorspanndruck in den Druckpunkten so angehoben wird, dass auch bei starker außermittiger Last die Verspannung zwischen Kolben und Haltering/Zylinderwand nicht abgebaut werden kann. Dies belegt Bild 13, unten. Hier ist die Ablösekraft als Funktion des Vorspanndruckes der Überlastsicherung dargestellt. Damit ein Eintauchen der Kolben in den Druckraum bei mittlerer Last sicher vermieden werden kann, müsste bei dieser Maschine mit einer Nennkraft F_N von 8 000 kN der Vorspanndruck auf über 270 bar angehoben werden.

3 Elastische Werkzeugeigenschaften

Bei der Herstellung von Blechformteilen weicht die Istgeometrie i.A. von der Sollgeometrie ab, auch wenn die Werkzeuggeometrie exakt der Sollgeometrie entspricht. Diese unzulässige Abweichung wird während der Werkzeugeinarbeitung durch Nacharbeit der Werkzeuggeometrie in teilweise mehreren Korrekturschleifen beseitigt. Dies ist zeit- und kostenintensiv und soll daher vermieden werden [24].

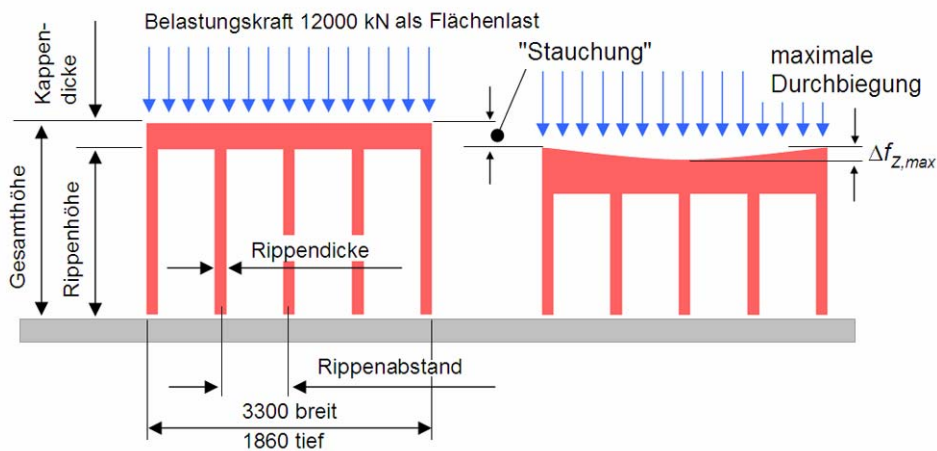


Bild 14: Schematische Darstellung eines Ziehstempels mit den Haupteinflussgrößen auf die elastischen Eigenschaften; Definition der Durchbiegung

Ursache für diese ungewollte Geometrieabweichung sind zwei Effekte. Zum Einen nimmt der Blechwerkstoff aufgrund der Veränderung der inneren Spannungen bei der Entlastung nach dem Umformvorgang eine andere Form ein - dieser Vorgang ist als Rückfederung [25] bekannt. Zum Anderen wird aufgrund der wirkenden Prozeßkraft während des Umformvorganges das Umformwerkzeug elastisch deformiert. Dies betrifft insbesondere Ziehstempel und Matrize. Aufgrund der elastischen Deformation als Folge der wirkenden Prozeßkraft verändert sich die abformende Geometrie des Ziehstempels und das Blechformteil wird mit dieser - falschen - Geometrie hergestellt. Insbesondere bei großen Bauteilen - wie einteiligen Seitenwänden, Dächern, aber auch bei Doppelteilen wie Türen und Kotflügeln - liegen die beobachteten Abweichungen im Bereich von mehreren Zenteln bis zu einem Millimeter. Im Rahmen einer Studie soll abgeprüft werden, zu welchen Formabweichungen die elastischen Eigenschaften der Maschine - dies sind im wesentlichen die elastischen Eigenschaften des Schiebetisches - mit den elastischen Eigenschaften des Ziehstempels führen können. In Bild 14 ist der schematische Aufbau eines Ziehstempels dargestellt. Haupteinflussgrößen auf die elastische Auslegung sind:

- der Rippenabstand,
- die Rippendicke,
- der Elastizitätsmodul des Werkzeug-Werkstoffes,
- die Dicke der Stempelkappe (Kappendicke),
- die Rippenhöhe und
- die Steifigkeit des Schiebetischs.

Damit die elastischen Geometrieabweichungen einfach dargestellt und beurteilt werden können, wird die Stempeloberfläche nicht mit einer räumlichen Geometrie versehen, sondern eben ausgebildet. Im Rahmen dieser Studie werden ausschließlich Verschiebungen betrachtet; Spannungen werden nicht beurteilt.

3.1 Modellbeschreibung

Die notwendigen Werkzeugmodelle werden aus Volumenelementen vom Typ HEX8 aufgebaut. Die Kantenlänge der Elemente in der X-Y-Ebene beträgt 10 mm; in Z-Richtung 33 mm; bei der Stempelkappe zwischen 25 bis 35 mm. Aufgrund der symmetrischen Belastung wird nur 1/4 des Schiebetischs aufgebaut - hierfür werden ca. 200 000 Elemente benötigt.

Zur Reduzierung der Rechenzeit wird der Schiebetisch aus Schalenelementen aufgebaut. Hier beträgt die Elementkantenlänge in der X-Y-Ebene 100 mm und bei dem Schiebetisch mit Rippen in Z-Richtung ebenfalls 100 mm. Das Werkzeug wird auf dem Schiebetisch mit Kontakt angebunden; die Berechnung erfolgt nichtlinear. Hier werden für das Viertelmodell ca. 800 Elemente verwendet. Die Steifigkeit des Schiebetisches ist so eingestellt, daß sie weitgehend der einer vorhandenen mechanischen Try-Out-Maschine entspricht.

Als Lastvektor wird eine gleichmäßige Flächenlast von 12 000 kN auf gebracht, vgl. Bild 14. Ebenfalls in diesem Bild ist die Verschiebung unter Last dargestellt. Sie setzt sich aus der "Stauchung" des Werkzeuges in Z-Richtung und der eigentlichen Durchbiegung des Stempels vom Stempelrand zur Stempelmitte zusammen. Betrachtet wird grundsätzlich die Durchbiegung vom Stempelrand zur Stempelmitte $\Delta f_{Z,max}$. Die Hauptabmessungen des Werkzeuges betragen in X-Richtung 1860 mm, in Y-Richtung 3300 mm und in Z-Richtung 1100 mm, wenn die Kappendicke 100 mm beträgt.

Die Umformmaschine hat eine Tischgröße von 5 000 auf 2 500 mm und ist daher auch für die Herstellung von einteiligen Seitenwänden geeignet. Die Nennkraft der Maschine beträgt 21 000 kN inkl. Zieheinrichtung.

3.2 Ergebnisse

Rippenabstand

Als erste Haupteinflussgröße soll die Variation des Rippenabstandes zwischen 240 und 480 mm in X- und Y-Richtung untersucht werden, vgl. Bild 15, oben. Da die äußeren Abmessungen konstant gehalten wurden, ergeben sich teilweise "Doppelrippen" am Rande.

In Bild 16 ist die Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{Z,max}$ als Funktion des Rippenabstandes für unterschiedliche Rippendicken - 20, 30, 40 und 60 mm - dargestellt. Sowohl der Schiebetisch als auch die Werkzeuge sind in diesem Beispiel aus Stahl. Erwartungsgemäß nimmt die Werkzeugdurchbiegung ungefähr linear mit dem Rippenabstand zu. Wobei die Zunahme nicht in dem Maße ansteigt, wie der Rippenabstand zunimmt. Bei der Verdoppelung des Rippenabstandes von 240 auf 480 mm nimmt die Durchbiegung $\Delta f_{Z,max}$ ca. um den Faktor 1,3 zu. Ähnlich verhält es sich bei Einfluss der Rippendicke. Auch hier nimmt die Durchbiegung ca. um den Faktor 1,3 zu, wenn die Rippendicke von 60 auf 30 mm auf die Hälfte verringert wird. Beide Einflüsse liegen folglich in der gleichen Größenordnung.

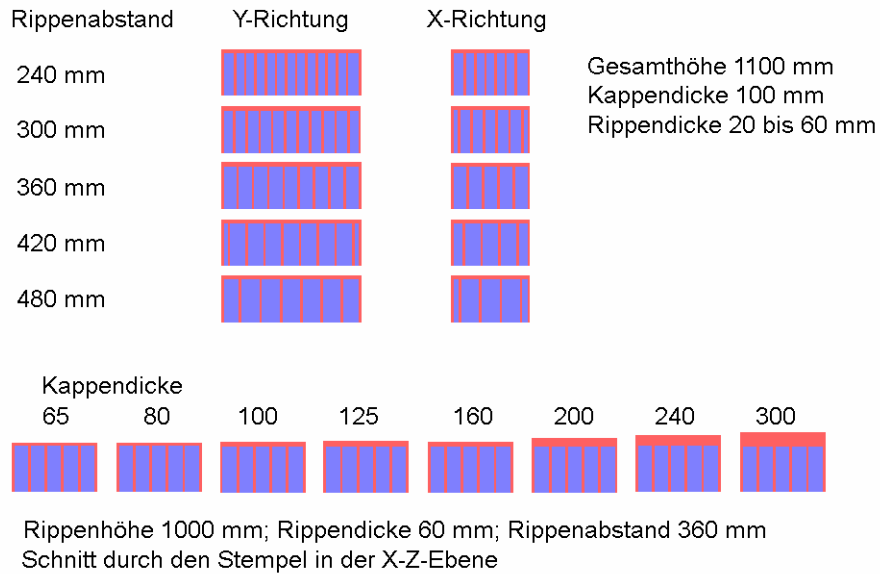


Bild 15: Oben: Anordnung der Rippen in X- und Y-Richtung; Variation Rippenabstand; Kappendicke 100 mm; Gesamthöhe 1100 mm. Unten: Variation der Kappendicke zwischen 65 bis 300 mm

Insgesamt liegen die Durchbiegungen zwischen 335 und 650 μm . D.h. sie nimmt ca. um den Faktor 2 zu, wenn von der dünnsten Rippendicke und dem geringsten Rippenabstand auf die größte Rippendicke und den größten Rippenabstand übergegangen wird. Soll die Durchbiegung in der gleichen Größenordnung gehalten werden, so sind trotzdem sehr unterschiedliche konstruktive Werkzeugauslegungen möglich. Für eine Durchbiegung von ca. 520 μm können z.B. insgesamt fünf unterschiedliche Lösungen verwirklicht werden.

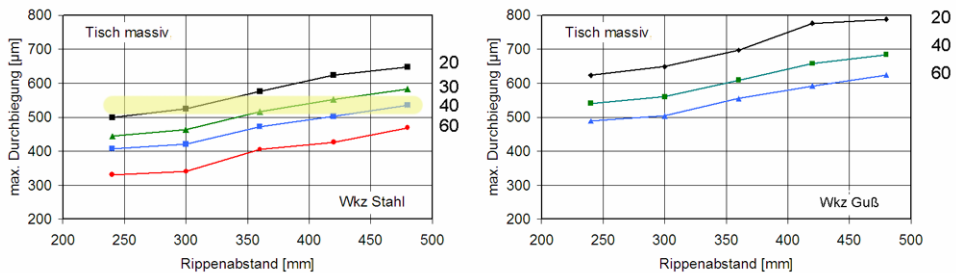


Bild 16: Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{z,max}$ als Funktion des Rippenabstandes für unterschiedliche Rippendicken. Links: Schiebetisch und Werkzeug aus Stahl (E-Modul = 210 000 N/mm²). Rechts: Schiebetisch aus Stahl und Werkzeug aus Guss (E-Modul = 105 000 N/mm²)

Ähnliche Resultate ergeben sich, wenn das Werkzeug aus (hochwertigem) Guss mit einem E-Modul von ca. 105 000 N/mm² hergestellt wird. Insgesamt sind hier die Durchbiegungen $\Delta f_{z,max}$ aufgrund des um 50% geringeren E-Moduls ca. 30% größer.

Steifigkeit Schiebetisch

Neben der konstruktiven Ausführung des Werkzeuges hat natürlich die Steifigkeit des Schiebetisches einen Einfluss auf die max. Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{z,max}$. Dieser Sachverhalt ist in Bild 17 dargestellt. Die Schiebetische sind jeweils aus Stahl gefertigt, die Werk-

zeuge aus Guss (E-Modul = 105 000 N/mm²). Jedoch ist im Bild 17 (links) der Schiebetisch aus einer Platte (600 dick) hergestellt, während in Bild 17 (rechts) der Schiebetisch aus einer Platte (300 dick) mit Rippen aufgebaut ist. Die Steifigkeit dieses Schiebetisches ist ungefähr nur halb so groß wie die des massiven Schiebetisches. Folglich fallen die Werkzeugdurchbiegungen deutlich höher aus; je nach Rippenabstand zwischen 30 und 50%.

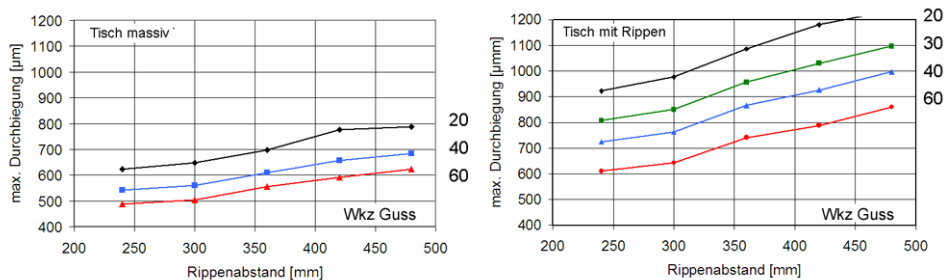


Bild 17: Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{z,max}$ als Funktion des Rippenabstandes für unterschiedliche Rippendicken. Links: Schiebetisch massiv 600 mm dick. Rechts: Schiebetisch mit einer massiven Plattendicke von 300 mm und Verstärkungsrippen 120 dick und 600 hoch; Rippenabstand über Mitte alle 630 mm. Werkzeug aus Guss (E-Modul = 105 000 N/mm²)

Kappendicke

Eine weitere wichtige Haupteinflussgröße ist die Kappendicke, vgl. Bild 15 unten und Bild 18, links.

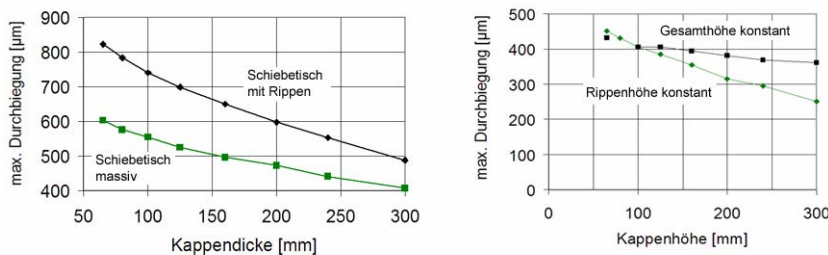


Bild 18: Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{z,max}$ als Funktion der Kappendicke. Links: Schiebetisch und Werkzeug aus Stahl (E-Modul = 210 000 N/mm²). Die Rippenhöhe beträgt konstant 1000 mm. Parameter ist hier die Steifigkeit des Schiebetisches. Rechts: Hier sind zusätzlich die Werkzeugdurchbiegungen für eine konstante Werkzeughöhe von 1100 mm eingezeichnet; die Rippenhöhe ist folglich variabel

Die Rippenhöhe beträgt konstant 1000 mm; d.h. mit zunehmender Kappendicke nimmt auch die Gesamthöhe zu. Parameter ist hier die Steifigkeit des Schiebetisches. Die untere Kurve gilt für einen Schiebetisch mit einer massiven Platte 600 dick; die obere für einen Schiebetisch mit einer massiven Plattendicke von 300 mm und Verstärkungsrippen 120 dick und 600 hoch; Rippenabstand über Mitte alle 630 mm; dieser Schiebetisch ist ungefähr halb so steif wie der massive Schiebetisch. Bei beiden Kurven nimmt die Durchbiegung $\Delta f_{z,max}$ nahezu linear mit steigender Kappendicke ab; sie verringert sich um den Faktor 1,25 bis 1,30 bei Verdopplung der Kappendicke. Dies ist eine ähnliche Größenordnung wie bei der Verdoppelung der Rippendicke, bzw. wie bei der Halbierung des Rippenabstandes. Insgesamt sind aufgrund des weicheren Schiebetisches die Werte der oberen Kurve 25 bis 30% größer.

In Bild 19 sind die Verläufe der Biegelinien für unterschiedliche Kappendicken als Funktion der Y-Koordinate des Werkzeuges dargestellt. Es wird deutlich, dass die Werkzeugober-

fläche erst ab einer Stempelkappendicke > 100 mm "glatt" verläuft. Bei geringeren Dicken ist der Verlauf mehr oder weniger wellig. Soll die Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{Z,max}$ durch Kompensation - also durch Aufdicken der Stempeloberseite - vermieden werden, dann müsste der Verlauf der Aufdickung ebenfalls "wellig" sein; dies ist nicht sehr praktikabel.

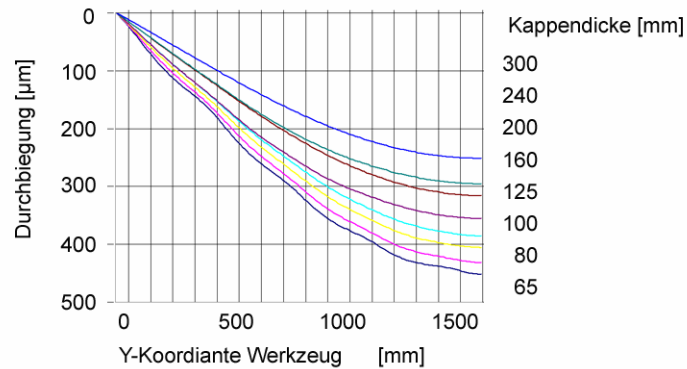


Bild 19: Biegelinie der Stempelkappe als Funktion der Y-Koordinate der Werkzeuges für unterschiedliche Stempelkappendicken. Schiebetisch und Werkzeug aus Stahl ($E\text{-Modul} = 210\,000\text{ N/mm}^2$)

Rippenhöhe

Der Einfluss der Rippenhöhe ist in Bild 20 dargestellt. Bei einer Verdoppelung der Rippenhöhe von 500 auf 1000 mm verringert sich zwar die max. Werkzeugdurchbiegung um den Faktor 1,84, allerdings steht die Rippenhöhe als Konstruktionsparameter nur bedingt zur Verfügung, weil in den meisten Hochleistungspreßwerken der Automobilindustrie Standard-Werkzeughöhen zum Einsatz kommen.

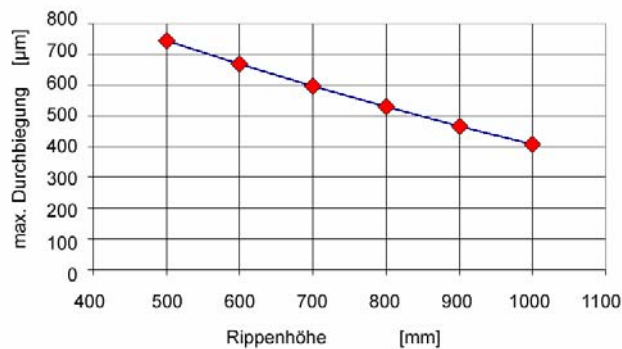


Bild 20: Werkzeugdurchbiegung $\Delta f_{Z,max}$ als Funktion der Rippenhöhe. Schiebetisch und Werkzeug aus Stahl ($E\text{-Modul} = 210\,000\text{ N/mm}^2$). Kappendicke 100 mm; Rippenabstand 360 mm; Rippendicke 60 mm

4. Zusammenfassung

Die Arbeitsgenauigkeit von Umformmaschinen wird durch Genauigkeitskenngrößen beschrieben. Für Kaltfließpressen, C-Gestell-Pressen, Schmiedepressen und Spindelpressen liegen Ergebnisse von umfangreichen Reihenuntersuchungen vor. Für die einfach und doppeltwirkenden mechanischen Karosseriepessern, aber auch für Stufenpressen und die modernen Mehrstößel-Transferpressen fehlen bisher derartige Angaben. Der Einfluss der Überlastsicherung auf die Genauigkeitskenngrößen wird besprochen. Ebenfalls wurden im Rahmen einer Studie die Haupteinflüsse auf die elastische Formabweichung von Ziehwerkzeugen am Beispiel des Ziehstempels untersucht.

5. Literatur

- [1] Schlesinger, G.: Prüfbuch für Werkzeugmaschinen. 1. Aufl., Berlin (1927)
- [2] Krug, C.: Zum Begriff "Starrheit" bei Werkzeugmaschinen. *Maschinenbau. Der Betrieb* 6 (1927) 4, S. 169-174
- [3] Kühner, O.: Zur Beurteilung von Pressen - Körperfederung und Werkzeugverschleiß bei Pressen. *Maschinenbau. Der Betrieb* 12 (1933) 23-24, S.581-584
- [4] Norm DIN 8650 März 1985, Norm DIN 8651 Mai 1990: Abnahmebedingungen für Einständer Exzenterpressen; Abnahmebedingungen für Zweiständer Exzenterpressen
- [5] Kienzle, O.: Kenngrößen an Pressen und Hämmer. *Werkstattstechnik und Maschinenbau* 43 (1953) 1, S. 1-5
- [6] Olivo, G.: Prüfung der statischen Steife von Exzenter- und Kurbelpressen. *Maschinenbautechnik* 13 (1964) 7, S. 345-352
- [7] Schweer, W.; Hoppe, H.: Zum Genauigkeitsverhalten mechanischer Pressen. *Mitt. DFBO* (1968), S. 90-95
- [8] Norm DIN 55 189 Dezember 1988: Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung. Teil 1: Mechanische Pressen
- [9] Wagener, H. W.: Steifigkeit mechanischer und hydraulischer Kaltfließpressen. *Werkstattstechnik, Z. ind. Fertigung* 62 (1972) S.257-261
- [10] Volkmann, Chr.: Horizontale und vertikale Steifigkeit von Umformmaschinen - erläutert an Kaltfließpressen. *Hannoversches Forschungsinstitut für Fertigungsfragen e.V. (HFF). Bericht zum 9. Umformtechnischen Kolloquium (9. UKH) (1977), S. 179-186*
- [11] Hoffmann, H.: Untersuchungen über den Einfluß des statischen und dynamischen Verhaltens einer Presse in vertikaler Richtung auf den Eintauchvorgang beim Schneiden. *Berlin, Techn. Hochsch., Dr.-Ing. Diss., 1973*
- [12] Ettlisch, W. ; Horn, D.: Ermittlung der statischen Steife von Großpressen. *Maschinenbautechnik* 16 (1967) S. 307-312
- [13] Hanisch, M.: Das Verhalten mechanischer Kaltfließpressen in geschlossener Bauart bei mittlerer Belastung. *Hannover, Univ., Dr.-Ing. Diss., 1978*
- [14] Bockel, G.: Statische und dynamische Untersuchungen von Auffederung, Kippung und Versatz an Spindelpressen. *Hannover, Univ., Dr.-Ing. Diss., 1980*
- [15] Mohagheghi, D.: Das Steifigkeitsverhalten von C-Gestell-Exzenterpressen bei mittlerer und außermittiger Belastung. *Hannover, Univ., Dr.-Ing. Diss., 1981*
- [16] Teutrine, J.: Untersuchung des Steifigkeitsverhaltens und der Führungsgenauigkeit von Schmiede-Exzenterpressen. *Hannover, Univ., Dr.-Ing. Diss., 1982*
- [17] Bogon, P.: Einflußgrößen auf die dynamische Federung von Exzenterpressen. *Kassel, Univ., Dr.-Ing. Diss. 1991. Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 2, Nr. 215. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991*
- [18] Wagener, H.-W.; Korf, S.: On-Line-Messungen an einem Mehrstufen-Werkzeug der Kaltmassivumformung. *Stahl* (1994) 12, S. 50-52
- [19] Doege, E.: Ziehtechnik bei der Herstellung von Karosserieteilen. *HFF-Bericht, (1987) Uni Hannover*

- [20] Sollich, A.; Wagener, H.-W.: *Reproduzierbarkeit und Kraftmessung in der Blechumformung*. Stahl u. Eisen 108 (1988) Nr. 16, S. 731-736
- [21] Bogon, P.: *Mehrstößel-Transferpressen – Wirtschaftliche Preßwerktechnologie in der Automobilindustrie*. Habilitationsschrift Universität Gesamthochschule Kassel 8/1999, Fortschrittberichte VDI Reihe 2 Nr. 516, Düsseldorf, VDI-Verlag 1999
- [22] Schemperg, L.: *Elastische Wechselwirkungen an Gestell und Hauptgetriebe weggebundener Pressen*. Berichte aus dem Institut für Umformtechnik, Univ. Stuttgart. Essen: Giradet (1976) Heft 39
- [23] Blum, H.: *Berechnungen der elastischen Eigenschaften von Baugruppen im Pressenbau*. Berichte aus dem Institut für Umformtechnik Univ. Stuttgart. Berlin: Springer-Verlag, (1981), Nr. 51
- [24] Bogon, P.: *Anforderungen an Simulationssysteme zur Optimierung der Produktionseigenschaften von Pressmaschinen*. In: 6. Dresdener Werkzeugmaschinen-Fachseminar „Simulation an Umformmaschinen“. 12./13. Juni 2003, Dresden
- [25] Rohleder, M.: *Simulation rückfederungsbedingter Formabweichungen im Produktionsentstehungsprozess von Blechformteilen*. Dissertation, Sindelfingen, Universität Dortmund, 2001