



(11)

EP 2 838 719 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
04.05.2016 Patentblatt 2016/18

(51) Int Cl.:
B30B 15/16 (2006.01) **B30B 15/24** (2006.01)
B30B 1/32 (2006.01) **B30B 15/00** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **13702914.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2013/000293

(22) Anmeldetag: **31.01.2013**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2013/156095 (24.10.2013 Gazette 2013/43)

(54) **MASCHINENPRESSE**

MACHINE PRESS

PRESSE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **17.04.2012 DE 102012007511**
30.07.2012 DE 102012015118

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
25.02.2015 Patentblatt 2015/09

(73) Patentinhaber: **Hoerbiger**
Automatisierungstechnik Holding GmbH
86972 Altenstadt (DE)

(72) Erfinder:
• **RAUWOLF, Martin**
86956 Schongau (DE)

- **RUSS, Bernhard**
86971 Peiting (DE)
- **THURNER, Roland**
86987 Schwabsoien (DE)
- **OEZCANOGLU, Ilker**
87600 Kaufbeuren (DE)

(74) Vertreter: **Grättinger Möhring von Poschinger**
Patentanwälte Partnerschaft
Wittelsbacherstrasse 2b
82319 Starnberg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 231 735 EP-A1- 0 692 327
EP-A1- 2 431 166 DE-A1-102009 052 531
DE-A1-102010 012 126

EP 2 838 719 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Maschinenpresse mit einem Maschinengestell, einem (bevorzugt ortsfest an dem Maschinengestell angeordneten) unteren Werkzeugträger, einem oberen Werkzeugträger, der mittels eines hydraulischen Antriebssystems relativ zu dem unteren Werkzeugträger um einen Betriebs-hub linear auf und ab verfahrbar ist, und einer numerischen Maschinensteuerung.

[0002] Maschinenpressen der vorstehend genannten Art finden sich in verschiedenen Ausführungen im Stand der Technik. So sind (vgl. EP 231735 A1) bereits Maschinenpressen bekannt, bei denen das hydraulische Antriebssystem zwei Kolben-Zylinder-Einheiten, mittels derer der obere Werkzeugträger bewegt wird, und eine einzige, beide Kolben-Zylinder-Einheiten gemeinsam mit Hydraulikflüssigkeit versorgende Motor-Pumpe-Einheit (Hydraulikaggregat) aufweist. Die Beaufschlagung der beiden Kolben-Zylinder-Einheiten wird dabei über von der Maschinensteuerung betätigbare Ventile gesteuert.

[0003] Des Weiteren sind Maschinenpressen mit zwei gemeinsam der Bewegung des oberen Werkzeugträgers dienenden Kolben-Zylinder-Einheiten bekannt, bei denen das hydraulische Antriebssystem weiterhin zwei getrennte Motor-Pumpe-Einheiten aufweist, die jeweils nur eine zugeordnete Kolben-Zylinder-Einheit mit Hydraulikflüssigkeit versorgen. Die Geschwindigkeit des Hebens und Senkens des oberen Werkzeugträgers hängt typischerweise von der Motordrehzahl ab, wobei durch Umkehrung der Drehrichtung der Pumpe (Reversierpumpe) zwischen Heben und Senken umgeschaltet wird.

[0004] Eine Maschinenpresse mit den Merkmalen des Oberbegriffs, des Anspruchs 1 ist aus der EP0692327 A1 bekannt.

[0005] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Maschinenpresse der eingangs genannten Art bereitzustellen, die sich bei vergleichsweise geringen Herstellkosten und kompaktem Aufbau des hydraulischen Antriebssystems durch eine sehr hohe energetische Effizienz auszeichnet.

[0006] Diese Aufgabenstellung wird erfindungsgemäß durch eine Maschinenpresse der eingangs angegebenen Art gelöst, die sich weiterhin durch die in Anspruch 1 angegebene Kombination funktional synergetisch zusammenwirkender Merkmale auszeichnet. Demgemäß wird der obere Werkzeugträger einer Maschinenpresse, die insbesondere eine Abkantpresse sein kann, mit Hilfe mindestens zweier vorn hydraulischen Antriebssystem umfasster Hydraulikzylinder linear auf und ab bewegt. Jeweils ist mindestens ein Hydraulikzylinder, der bevorzugt jeweils als ein doppelt wirkender Differentialzylinder ausgeführt ist, Teil einer eigenen Hydraulikantriebseinheit, so dass das hydraulische Antriebssystem mindestens zwei getrennte, jeweils eine eigene Motor-Pumpe-Einheit aufweisende Hydraulikantriebseinheiten umfasst. Jede der Motor-Pumpe-Einheiten saugt Hydraulikflüssigkeit aus einem Tank an und führt sie einer Haupt-

druckleitung zu. Die Hydraulikflüssigkeit wird aus dieser über Ventile, die bevorzugt als Proportionalventile ausgeführt sind, gesteuert dem mindestens einen Hydraulikzylinder der jeweiligen Hydraulikantriebseinheit zugeführt, um - je nach der Druckbeaufschlagung des Heben-Arbeitsraumes oder des Senken-Arbeitsraumes - den oberen Werkzeugträger anzuheben bzw. abzusenken, wobei durch eine entsprechende hydraulische Schaltung (s.u.) ein Eil-Senken des oberen Werkzeugträgers auch allein unter dessen Eigengewicht, d.h. ohne Druckbeaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes erfolgen kann.

[0007] In der numerischen Maschinensteuerung der Maschinenpresse sind ein Drehzahlprofil und ein Druckprofil hinterlegt. Beide sind über einen Arbeitszyklus der Maschinenpresse definiert. Die numerische Maschinensteuerung wirkt auf die mindestens zwei von einander (hydraulisch) unabhängigen Hydraulikantriebseinheiten, d.h. den Motor der jeweiligen Motor-Pumpe-Einheit sowie jeweils verschiedene Ventile steuernd ein.

[0008] Zum einen steuert die numerische Maschinensteuerung anhand des Drehzahlprofils die Drehzahl des Motors der jeweiligen Hydraulikantriebseinheit. Somit treibt der Motor die Pumpen mit der durch die numerische Maschinensteuerung phasenabhängig vorgegebenen Drehzahl an, die so bemessen ist, dass der für die gewünschte Bewegung des oberen Werkzeugträgers erforderliche Volumenstrom an Hydraulikflüssigkeit - ggf. zuzüglich eines Sicherheitszuschlags (s.u.) - bereitgestellt wird. Die jeweilige Pumpe saugt in Abhängigkeit ihres Verdrängungsvolumens eine der Drehzahl entsprechende Menge an Hydraulikflüssigkeit aus dem Tank an und führt sie der Hauptdruckleitung zu.

[0009] Zum anderen gibt die numerische Maschinensteuerung anhand des Druckprofils den mindestens zwei Hydraulikantriebseinheiten jeweils einen phasenabhängig in der jeweiligen Hauptdruckleitung maximal herrschenden Versorgungsdruck vor. Dieser phasenabhängige Maximaldruck orientiert sich typischerweise an dem für einen bestimmten Pressvorgang, auf den das betreffende Druckprofil zugeschnitten ist, in der jeweiligen Arbeitsphase benötigten Maximaldruck, ggf. um einen Sicherheitszuschlag erhöht (s.u.), wobei die Vorgabe des Maximaldrucks ergänzend auch eine Sicherheitsfunktion erfüllen kann, welche die Hydraulikantriebseinheit vor Überdruck schützt. Überdies ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass in jeder der mindestens zwei Hydraulikantriebseinheiten die jeweilige Druckbegrenzungseinheit den in der betreffenden Hauptdruckleitung herrschenden Versorgungsdruck zumindest während eines Teils des Arbeitszyklus' (insbesondere in der Phase des sog. "Kraftpressens"; s.u.) individuell noch unter den durch das Druckprofil vorgegebenen phasenabhängigen Maximaldruck absenkt, und zwar bedarfsabhängig. In diesem Sinne wird der Versorgungsdruck mittels der jeweiligen Druckbegrenzungseinheit für jede der Hydraulikantriebseinheiten zumindest zeitweise individuell auf den kleineren Druck aus dem durch das Druckprofil vorgegebenen Maximaldruck und dem tatsächlich an dem

mindestens einen Hydraulikzylinder bestehenden Lastdruck zuzüglich eines Zuschlags begrenzt, wobei der maßgebliche Lastdruck, sofern sich der maßgebliche Zeitraum der lastabhängigen Druckbegrenzung von der Senkphase in die Hebephase hinein erstreckt, je nach der Arbeitsphase an dem Senken-Arbeitsraum oder aber an dem Heben-Arbeitsraum des mindestens einen Hydraulikzylinders anliegt. Diese weitere Begrenzung erlaubt eine Anpassung des nach oben durch die numerische Maschinensteuerung aufgrund prognostiziert benötigter Druckwerte begrenzten Versorgungsdrucks an den tatsächlichen bedarfs- und betriebsabhängigen Lastdruck. Durch den Systemaufbau mit mindestens zwei voneinander unabhängigen Hydraulikantriebseinheiten kann somit vorteilhaft der tatsächliche Versorgungsdruck in jeder der mindestens zwei Hydraulikantriebseinheiten individuell auf den jeweiligen Lastdruck der betreffenden Hydraulikantriebseinheit eingestellt werden. Für typische praktische Anwendungen der Maschinenpresse ist dies im Hinblick auf die Energieeffizienz ein bedeutender Aspekt; denn bei asymmetrischen Pressaufgaben, bei denen die verschiedenen Hydraulikzylinder des hydraulischen Antriebssystems unterschiedliche Kräfte bereitzustellen haben (z.B. einer außermittigen Anordnung des Werkstücks in einer Monopresse oder der mittigen Anordnung des Werkstücks in einer Tandempresse), wird in jeder der Motor-Pumpeinheiten hydraulische Leistung nur in der tatsächlich benötigten Größenordnung (unter Berücksichtigung eines Sicherheitszuschlags) bereitgestellt. Insbesondere erfolgt nicht eine auf die größte Last aller Hydraulikzylinder des gesamten hydraulischen Antriebssystems bezogene lastabhängige - oder gar von der tatsächlichen Last gänzlich unabhängige - Bereitstellung des identischen Versorgungsdrucks für alle Hydraulikzylinder. Die vorstehend erläuterte Kombination von synergetisch zusammenwirkenden Merkmalen hinsichtlich versorgungsseitig profilgesteuerter Fördermengen und profilgesteuert sowie lastabhängig eingestellter Druckniveaus leistet einen signifikanten Beitrag, die energetische Effizienz der Maschinenpresse mit moderatem Mitteleinsatz enorm zu steigern. Durch die gesteigerte energetische Effizienz können, weil insgesamt bedeutend weniger Verlustwärme abzuführen ist, überdies - im Sinne eines möglichst kompakten Antriebssystems - die Tankvolumina geringer ausgelegt und/oder - im Sinne eines möglichst geringen technischen Aufwands - zusätzliche Maßnahmen zur Kühlung der Hydraulikflüssigkeit vermieden werden.

[0010] Gegenüber dem einleitend dargelegten Stand der Technik sind als besondere Vorteile der erfindungsgemäßen Maschinenpresse demgemäß festzuhalten, dass diese bei geringem baulichen Aufwand besonders effizient betrieben werden kann, wobei überdies insbesondere in Bezug auf die vorgesehenen Hydraulikzylinder ein modularer Aufbau ermöglicht wird. Und selbst gegenüber bekannten Maschinenpressen mit Load-Sensing-Funktionalität, bei denen der durch eine gemeinsa-

me, alle Hydraulikzylinder versorgende Motor-Pumpeinheit bereitgestellte Versorgungsdruck lastabhängig auf den höchsten im System herrschenden Lastdruck abgestimmt wird, ergeben sich, wie dargelegt, erhebliche energetische Vorteile. Hinzu kommt, dass, um bei bekannten Maschinenpressen die Load-Sensing-Funktion zu gewährleisten, mit Drucksensoren ausgestattete Kolben-ZylinderEinheiten zu verwenden sind, die teure Spezialanfertigungen sind. Der Einbau einfacher Zylinder unterschiedlicher Fabrikationen im Sinne eines modularen Aufbaus ist in derartigen Systemen nicht möglich. Insofern ist bei der erfindungsgemäßen Maschinenpresse auch der eher geringe herstellungstechnische Aufwand hervorzuheben. In dieser Hinsicht erweist sich als günstig, dass ein hoher Aufwand, wie er beim Einsatz regelbarer Asynchronmotoren mit Rückführung aufgrund der notwendigerweise aufwendigen Integration in das Hydrauliksystem entsteht, sich in Umsetzung der vorliegenden Erfindung vermeiden lässt.

[0011] In einer bevorzugten Ausführungsform weist die Druckbegrenzungseinheit einen von der numerischen Maschinensteuerung ansteuerbaren Druckbegrenzer und eine gesonderte, hierzu strömungstechnisch parallel geschaltete, hydraulisch mechanische Druckwaage auf. Durch die numerische Maschinensteuerung wird phasenabhängig ein Druck an dem Druckbegrenzer eingestellt/ der den sich in der Hauptdruckleitung phasenabhängig einstellenden Maximaldruck vorgibt. Die Druckwaage übernimmt die jeweilige lastabhängige Regelung des Versorgungsdrucks auf ein - abhängig von der jeweiligen tatsächlichen Last am Hydraulikzylinder - mehr oder weniger weit unterhalb des phasenabhängigen Maximaldruckes liegendes Druckniveau. Letzteres ergibt sich bevorzugt aus dem jeweiligen tatsächlichen momentanen Lastdruck unter Ansatz eines Zuschlags. Besonders vorteilhaft ist bei einer solchen Ausführungsform/ wenn der Lastdruck an dem mindestens einen Hydraulikzylinder einer jeden Hydraulikantriebseinheit durch ein kostengünstiges Wechselventil abgenommen und der Druckwaage/ d.h. einem Steuereingang der Druckwaage/ zugeführt wird/ wobei die beiden Eingänge des Wechselventils mit dem HebenArbeitsraum und dem Senken-Arbeitsraum verbunden sind/ wodurch der höhere der in den beiden besagten Arbeitsräumen herrschende Druck auf den Steuereingang der Druckwaage geschaltet wird. Dergleichen kann aus Gründen der Ausfallsicherheit selbst dann zweckmäßig sein/ wenn durch gesonderte Maßnahmen (s.u.) die Druckwaage bestimmungsgemäß nur beim Kraftpressen wirksam wird.

[0012] Des Weiteren ist von Vorteil/ wenn vor einem zweiten Steuereingang der Druckwaage ein von der Maschinensteuerung betätigbares Pilotventil derart strömungstechnisch vorgeschaltet ist/ dass - je nach der Stellung des Pilotventils - entweder der Versorgungsdruck oder der Tankdruck an dem zweiten Steuereingang der Druckwaage anliegt. Dadurch kann gezielt bewirkt werden/ dass die Druckwaage nur zeitweise wirksam wird/ so dass sich die Druckwaage insbesondere in

solchen Betriebsphasen der Maschinenpresse außer Funktion setzen lässt, in denen sie sich (z.B. durch hydraulische Schwingungs- und/oder Resonanzeffekte) nachteilig auf das Betriebsverhalten auswirken würde. Ist auf diese Weise, d.h. durch Einflussnahme der Maschinensteuerung sichergestellt, dass die Druckwaage nur während des Senkens, insbesondere des Kraft-Senkens wirksam ist, verliert das weiter oben erläuterte Wechselventil an Bedeutung. Dem besagten Pilotventil kann innerhalb der betreffenden Hydraulikantriebseinheit bevorzugt auch noch eine weitere Funktion zukommen, beispielsweise die Ansteuerung eines dem Senken-Arbeitsraum des betreffenden Hydraulikzylinders zugeordneten steuerbaren Nachsaugventils bei einer solchen Maschinenpresse, die auf ein allein durch das Eigengewicht des oberen Werkzeugträgers erfolgendes Eil-Senken ausgelegt ist.

[0013] In einer weiteren, alternativen bevorzugten Ausführungsform umfasst die jeweilige Druckbegrenzungseinheit in einer Baueinheit integriert eine durch die numerische Maschinensteuerung ansteuerbare elektronische Druckwaage mit ebenfalls durch die Maschinensteuerung verstellbarem Druckbegrenzer, wobei eine steuerungstechnische Überlagerung beider Funktionalitäten erfolgt. Vorteilhaft ist hier die Vereinigung der Druckwaage und des Druckbegrenzers in einem kompakten Bauteil.

[0014] Diverse bevorzugte Weiterbildungen und sonstige vorteilhafte Aspekte der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung und Erläuterung eines Ausführungsbeispiels der Erfindung sowie der Unteransprüche, gemäß denen - für die Funktionsweise der erfindungsgemäßen Maschinenpresse - insbesondere ein offener Tank, der unter Atmosphärendruck steht, besonders günstig ist, und - unter Kostenaspekten - der Einsatz jeweils einer Pumpe mit konstantem Verdrängungsvolumen, einer Förderrichtung und einer Drehrichtung und/oder frequenz geregelter Asynchronmotoren ohne Rückführung besonders vorteilhaft ist. Weiterhin sind solche Ausführungsformen besonders zweckmäßig, bei denen

- der Arbeitszyklus, für den das Drehzahlprofil und das Druckprofil phasenabhängig die Drehzahl des Motors bzw. den maximalen Versorgungsdruck vorgeben, mindestens die Phasen Eil-Senken, Kraft-Senken und Heben des oberen Werkzeugträgers umfasst,
- sich der Motor gemäß Drehzahlprofil in der Phase Eil-Senken des oberen Werkzeugträgers nicht dreht,
- gemäß dem Drehzahlprofil die Motordrehzahl in der Phase Heben des oberen Werkzeugträgers die Motordrehzahl in der Phase Kraft-Senken überschreitet,
- die numerische Steuerung eine Eingabeeinheit umfasst, an der mindestens die Drehzahlen des Drehzahlprofils und die Drücke des Druckprofils eingebaubar sind, und/oder

- jede Hydraulikantriebseinheit genau einen als Differentialzylinder ausgeführten Hydraulikzylinder aufweist, wobei idealerweise der Differentialzylinder ein Flächenverhältnis des Heben-Arbeitsraums zum Senken-Arbeitsraum kleiner als 0,1 aufweist.

[0015] Die Erfindung wird nachfolgend anhand eines in der Zeichnung veranschaulichten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Dabei zeigt

Fig. 1 schematisch eine erste als Abkantpresse ausgeführte Maschinenpresse nach der vorliegenden Erfindung,

Fig. 2 schematisch eine zweite als Abkantpresse ausgeführte Maschinenpresse nach der vorliegenden Erfindung und

Fig. 3 anhand eines Hydraulikschaltplans die Ausführung einer der beiden Hydraulikantriebseinheiten der Abkantpressen nach Figuren 1 und 2.

[0016] Die in Fig. 1 gezeigte, als Abkantpresse ausgeführte Maschinenpresse 1 weist ein zwei C-Rahmen 2 umfassendes Maschinengestell 3 auf. In fester räumlicher Beziehung zu dem Maschinengestell 3, nämlich jeweils an dem unteren Profilschenkel der beiden C-Rahmen 2 fixiert, ist an diesem ein unterer Werkzeugträger 4 mit einem unteren Werkzeug 5 angeordnet. Ein mit einem oberen Werkzeug 6 bestückter, in Fig. 1 in seiner obersten Stellung gezeigter oberer Werkzeugträger 7 ist relativ zu dem unteren Werkzeugträger 4 um einen Betriebshub H linear auf und ab verfahrbar. Da die in Fig. 1 gezeigte Abkantpresse in diesem Umfang dem hinlänglich bekannten Stand der Technik entspricht, sind weitere Erläuterungen insoweit entbehrlich.

[0017] Um die abwärts gerichtete Bewegung des oberen Werkzeugträgers zu bewirken, ist ein hydraulisches Antriebssystem vorgesehen. Dieses umfasst zwei Hydraulikantriebseinheiten, nämlich eine linke Hydraulikantriebseinheit 8 und eine rechte Hydraulikantriebseinheit 9, die gemeinsam das auf den oberen Werkzeugträger 7 wirkende hydraulische Antriebssystem 10 bilden. Die beiden Hydraulikantriebseinheiten 8 und 9 sind abgeschlossen und autark, d.h. sie weisen keinerlei hydraulische Verbindung zueinander auf. Sie sind in Form von Komplettantrieben 11 ausgeführt.

[0018] Die in Fig. 2 veranschaulichte Abkantpresse entspricht hinsichtlich wesentlicher Gestaltungsmerkmale derjenigen nach Fig. 1, so dass auf die vorstehenden Erläuterungen verwiesen wird. Die beiden Hydraulikantriebseinheiten 8 und 9 sind hier indessen nicht als jeweils eine bauliche Einheit bildende Komplettantriebslösung ausgeführt, sondern vielmehr in aufgelöster Bauweise. Somit ist hier jeweils die hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit 12 mit dem an dem betreffenden Zylinder 13 angeflanschten Ventilblock 45 räumlich von der zugeordneten, den Tank und die an diesen angeflanschten Motor-Pumpe-Einheit 15 umfassenden Baugruppe 46 getrennt.

[0019] Jeder der beiden - spiegelbildlich ausgeführten - Kompletantriebe 11 (Fig. 1) bzw. jede der beiden - ebenfalls spiegelbildlich ausgeführten - Hydraulikantriebseinheiten 8 und 9 (Fig. 2) umfasst insbesondere (vgl. auch den Hydraulikschaltplan nach Fig. 3) eine als Differentialzylinder ausgeführte hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit ("Hydraulikzylinder") 12 mit einem Zylinder 13 und einem darin geführten Kolben 14, dessen Kolbenstange mit dem oberen Werkzeugträger 7 fest verbunden ist, ein den Hydraulikzylinder 12 beaufschlagendes Hydraulikaggregat 15 mit einer als Konstantpumpe mit einer Drehrichtung ausgeführten Hydraulikpumpe 16, welche durch einen als frequenzgeregelten Asynchronmotor (ohne Rückführung) ausgeführten Elektromotor 17 angetrieben ist, und einen die Hydraulikflüssigkeit bevorratenden Tank 18. Die Drehzahl des Motors 17 und somit deren Fördermenge der 12 Pumpe 16 ist über die Maschinensteuerung 21 phasenabhängig einstellbar, zu welchem Zweck in der numerischen Maschinensteuerung 21 ein Drehzahlprofil hinterlegt ist.

[0020] Die Beaufschlagung des Hydraulikzylinders 12 durch das Hydraulikaggregat 15 zum Zwecke der Abwärtsbewegung ("Senken") bzw. der Aufwärtsbewegung ("Heben") des oberen Werkzeugträgers 7 erfolgt über eine übliche Filtereinheit 19, eine Hauptdruckleitung 20 und ein proportionales, von der numerischen Maschinensteuerung 21 angesteuertes 4/3-Wegeventil 22. Letzteres ist mit einem Stellungsschalter 23 ausgestattet, der seinerseits die tatsächliche Stellung des Ventils 22 an die Maschinensteuerung 21 rückführt. Die drei Stellungen des Ventils 22 entsprechen den Betriebszuständen "Halten" (wie in Fig. 2 gezeigt), "Senken" und "Heben". In der Stellung "Senken" ist die Hauptdruckleitung 20 mit dem Kolbenarbeitsraum 24, welcher insoweit den Senken-Arbeitsraum darstellt, verbunden, in der Stellung "Heben" indessen mit dem den Heben-Arbeitsraum bildenden Kolbenstangenarbeitsraum 25, wobei in dieser Stellung "Heben" der Kolbenarbeitsraum 24 (auch; s.u.) über das Ventil 22 mit dem Tank 18 verbunden ist.

[0021] Zwischen den Kolbenstangenarbeitsraum 25 und das Ventil 22 sind parallel zueinander zwei weitere Ventile 26 und 27 geschaltet, die in der Stellung "Senken" des Ventils 22 je nach der Arbeitsphase ("Eilgang" oder "Kraftpressen"; s.u.) unterschiedlich wirksam werden. Für das Absenken des oberen Werkzeugträgers 7 im Eilgang, in dem der obere Werkzeugträger 7 sich aufgrund seines Eigengewichts vergleichsweise rasch dem unteren Werkzeugträger 4 annähert und das Nachsaugventil 28, um den sich vergrößernden Kolbenarbeitsraum 24 aus dem Tank 18 zu befüllen, geöffnet ist, ist auch das Sitzventil 26 mit integriertem Rückschlagventil geöffnet, wobei die Geschwindigkeit der Abwärtsbewegung des oberen Werkzeugträgers 7 über das Proportionalventil 22 gesteuert wird. Das Öffnen des (hydraulisch betätigten) Nachsaugventils besorgt dabei das an die Hauptdruckleitung 20 angeschlossene, von der Maschinensteuerung 21 angesteuerte, mit einem Stellungsschalter 30 ausgestattete Pilotventil 29 über die Steuerleitung 31.

[0022] Bevor das obere Werkzeug 6 das Werkstück erreicht, wird die Abwärtsbewegung des oberen Werkzeugträgers 7 im Eilgang - durch entsprechende Ansteuerung des Ventils 22 - abgebremst. Es wird auf Kraftpressen umgeschaltet, indem sowohl das Sitzventil 26 als auch - durch entsprechende Umsteuerung des Pilotventils 29 - das Nachsaugventil 28 geschlossen werden, so dass der Kolbenarbeitsraum 24 über die Hauptdruckleitung 20, das Ventil 22 und die Leitung 32 für das Kraftpressen gesteuert mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt wird. Das zwischen den Kolbenstangenarbeitsraum 25 und das Ventil 22 geschaltete Gegenhalteventil 27 verhindert bei Kraftpressen ein unkontrolliertes Absenken des oberen Werkzeugträgers 7, indem es auf einen solchen Haltedruck eingestellt ist, dass nur eine aktive Beaufschlagung des Kolbenarbeitsraumes 24 mit Hydraulikflüssigkeit aus der Hauptdruckleitung mit einem über dem im Tank 18 herrschenden Druck ein Absenken des oberen Werkzeugträgers 7 bewirkt.

[0023] Am Ende des Kraftpressens, d.h. am Ende der Absenkbewegung wird das Ventil 22 umgesteuert auf "Heben". Dabei erfolgt zunächst eine sog. "Dekompression", um gesteuert den hohen Druck in den Kolbenarbeitsräumen 24 abzubauen, wobei in der Phase der Dekompression mit dem besagten Druckabbau auch der Abbau möglicher beim Kraftpressen eingetretener Verformungen der Maschinenstruktur einhergeht. Typischerweise beinhaltet die Dekompressionsphase eine gesteuerte Aufwärtsbewegung des oberen Werkzeugträgers 7 über einen vorgegebenen Weg mit (langsamer) Arbeitsgeschwindigkeit durch entsprechende Beaufschlagung der Heben-Arbeitsräume 25 der beiden Hydraulikantriebseinheiten 8 und 9. Anschließend wird der Kolbenstangenarbeitsraum 25 über das Ventil 22 und die Leitung 33 (bei geöffnetem Sitzventil 26 bzw. geöffnetem Rückschlagventil des Sitzventils 26) mit Hydraulikflüssigkeit aus der Hauptdruckleitung 20 beaufschlagt, wobei die erhöhte Geschwindigkeit der Aufwärtsbewegung des oberen Werkzeugträgers 7 über die Proportionalfunktion des Ventils 22 gesteuert wird. Die dabei aus dem Kolbenarbeitsraum 24 verdrängte Hydraulikflüssigkeit gelangt über das - nun wieder - geöffnete Nachsaugventil 28 zum Tank 18.

[0024] Der in der Hauptdruckleitung 20 bestehende Druck wird während des Arbeitszyklus durch eine komplexe Druckbegrenzungseinheit sowohl phasenabhängig gesteuert als auch lastabhängig geregelt, wobei die lastabhängige Regelung eine unterschiedliche Beanspruchung der mindestens zwei Hydraulikantriebseinheiten des hydraulischen Antriebssystems berücksichtigt. Hierzu ist einerseits ein zwischen die Hauptdruckleitung 20 und den Tank 18 geschalteter Druckbegrenzer 34 vorgesehen. Dieser umfasst eine als solches bekannte Cartridge 35, deren Druckschwelle, bei der die Verbindung zwischen der Hauptdruckleitung 20 und dem Tank 18 geöffnet wird, über den in einer Steuerleitung 36 herrschenden Druck einstellbar ist. Der in der Steuerleitung 36 herrschende Druck ist limitiert durch ein zwi-

schen die Steuerleitung 36 und den Tank 18 geschaltetes Druckbegrenzungsventil 37, dessen Einstellwert somit den in der Hauptdruckleitung 20 maximal herrschenden Druck vorgibt. Eine (über ein in der Maschinensteuerung hinterlegtes phasenabhängiges Druckprofil) über die Maschinensteuerung 21 gesteuerte Herabsenkung des in der Steuerleitung 36 bestehenden Druckniveaus ist über das - zu dem Druckbegrenzungsventil 37 strömungstechnisch parallel geschaltete - von der Maschinensteuerung 21 steuerbare verstellbare Druckbegrenzungsventil 38 möglich. Eine solche Absenkung des Druckniveaus in der Steuerleitung 36 bewirkt eine entsprechenden Herabsetzung der Druckschwelle, bei der über die Cartridge 35 eine Verbindung zwischen der Hauptdruckleitung 20 und den Tank 18 hergestellt wird, und dementsprechend eine (profilgesteuerte) Einstellung des sich in der Hauptdruckleitung 20 maximal einstellenden Druckes.

[0025] Strömungstechnisch parallel zu dem Druckbegrenzer 34 ist zwischen die Hauptdruckleitung 20 und den Tank 18 eine hydraulisch-mechanische Druckwaage 39 geschaltet, die ihrerseits - in der aktiven Phase der Druckwaage 39 - den sich in der Hauptdruckleitung 20 maximal einstellenden Druck limitiert, und zwar auf einen Wert, der um ein vorgegebenes Maß ("Zuschlag") über dem jeweils aktuell an dem Hydraulikzylinder 13 herrschenden Lastdruck liegt. Hierzu ist der Steuereingang 40 der Druckwaage 39 über die Steuerleitung 41 mit einem Wechselventil 42 verbunden, welches seinerseits den jeweils höheren der an seinen beiden Eingängen anliegenden Drücke auf die Steuerleitung 41 schaltet. Der eine Eingang des Wechselventils 42 steht dabei mit dem Kolbenarbeitsraum 24 bzw. der an diesen angeschlossenen Leitung 32 in Verbindung; der andere ist an die dem Kolbenstangenarbeitsraum 25 zugeordnete Leitung 33 angeschlossen, in welche die Ventile 26 und 27 geschaltet sind.

[0026] Die Druckwaage 39 lässt sich über die Maschinensteuerung 21 gesteuert zu- und abschalten, indem die Steuerleitung 31, über welche das Nachsaugventil 28 umgeschaltet wird, auch auf einen zweiten Steuereingang 43 der Druckwaage 39 geschaltet ist. Auf diese Weise ist bei geöffnetem Nachsaugventil 28 die Druckwaage 39 außer Funktion, d.h. eine Verbindung der Hauptdruckleitung 20 mit dem Tank 18 über die Druckwaage 39 ist ausgeschlossen.

[0027] Vorgesehen ist in beiden jeweils gemäß dem Schaltplan nach Fig. 3 ausgeführten Hydraulikantriebs-einheiten im Übrigen noch ein als Druckbegrenzungs-ventil 44 ausgeführtes Sicherheitsventil, und zwar zwischen dem Kolbenstangenarbeitsraum 25 und dem Tank 18. Dies berücksichtigt, dass der Hydraulikzylinder 13 beim Kraftpressen als Druckverstärker wirkt und verhindert im Falle eines Ausfalls des Druckhalteventils 27 eine schwerwiegende Beschädigung des Hydrauliksystems.

[0028] Gemäß dem weiter oben erwähnten Drehzahlprofil kann der Motor 17 beispielsweise in der Phase der im Eilgang erfolgenden Abwärtsbewegung des oberen

Werkzeugträgers stillstehen, so dass die Pumpe 16 keinerlei Hydraulikflüssigkeit fördert. Beim Kraftpressen kann, in Abhängigkeit von der jeweiligen Pressaufgabe, die Pumpendrehzahl beispielsweise auf einen Wert zwischen 10% und 100% der Auslegungsdrehzahl eingestellt werden, wobei die Drehzahl so vorgegeben wird, dass die für den Bewegungsablauf des oberen Werkzeugträgers 7 rechnerisch ermittelte Fördermenge stets um einen Sicherheitszuschlag (z.B. 5%) überschritten wird. Die betreffende Reserve wird über die vorstehend erläuterte Druckbegrenzungseinheit abgeregelt und zum Tank 18 zurückgeführt. Für die Phase des Anhebens des oberen Werkzeugträgers 7 kann die Pumpendrehzahl, da hier (über einen kürzeren Zeitraum) eine geringere Belastung besteht, sogar über die Auslegungsdrehzahl hinaus angehoben werden, z.B. auf einen Wert von 130% der Auslegungsdrehzahl.

[0029] Allein aus Gründen der Übersichtlichkeit der Zeichnung wurden die verschiedenen Steuerleitungen, mit denen die numerische Maschinensteuerung 21 mit den von ihr gesteuerten Komponenten bzw. den verschiedenen Stellungsschaltern verbunden ist, nicht durchgehend gezeichnet, sondern vielmehr jeweils nur an ihren beiden Enden angedeutet. Weiterhin ist darauf hinzuweisen, dass, wie weiter oben bereits dargelegt, eine der vorstehenden Funktionsweise der Druckbegrenzungseinheit gleichwirkende Funktion beispielsweise auch über eine Baueinheit mit einander überlagerten Funktionalitäten der Druckbegrenzung (in der jeweiligen Hauptdruckleitung) gemäß einem phasenabhängigen Druckprofil einerseits und gemäß einer Lastabhängigkeit andererseits realisiert werden kann.

Patentansprüche

1. Maschinenpresse (1), insbesondere Abkantpresse, umfassend ein Maschinengestell (3), einen unteren Werkzeugträger (4), einen oberen Werkzeugträger (7), der mittels eines hydraulischen Antriebssystems relativ zu dem unteren Werkzeugträger um einen Betriebshub (H) linear auf und ab verfahrbar ist, und eine numerische Maschinensteuerung (21), wobei die Maschinenpresse weiterhin folgende Merkmale aufweist: Das hydraulische Antriebssystem umfasst mindestens zwei voneinander unabhängige Hydraulikantriebseinheiten (8,9), wobei jede der Hydraulikantriebseinheiten ihrerseits folgende Merkmale aufweist:

- mindestens ein Hydraulikzylinder (12) bewirkt das lineare auf und ab Verfahren des oberen Werkzeugträgers (7) und ist über Ventile (22,26,27) und eine unter einem Versorgungsdruck stehende Hauptdruckleitung (20) mit einer durch einen Motor (17) angetriebenen Pumpe (16) verbunden, welche Hydraulikflüssigkeit aus einem Tank (18) ansaugt;

- die Drehzahl des Motors (17) ist über die numerische Maschinensteuerung (21) einstellbar, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der numerischen Maschinensteuerung ein über den Arbeitszyklus definiertes Drehzahlprofil hinterlegt ist; und, dass
- eine Druckbegrenzungseinheit begrenzt die Höhe des Versorgungsdrucks zumindest während eines Teils des Arbeitszyklus auf den niedrigeren Druck aus einem in der numerischen Maschinensteuerung (21) hinterlegten, über den Arbeitszyklus definierten Druckprofil und dem um einen Zuschlag erhöhten tatsächlichen Lastdruck an dem mindestens einen Hydraulikzylinder (12).
2. Maschinenpresse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckbegrenzungseinheit einen von der numerischen Maschinensteuerung ansteuerbaren Druckbegrenzer (34) und eine gesonderte, hierzu strömungstechnisch parallel geschaltete, hydraulisch mechanische Druckwaage (39) aufweist.
3. Maschinenpresse nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der an dem mindestens einen Hydraulikzylinder (12) an dem Heben-Arbeitsraum (25) und an dem Senken-Arbeitsraum (24) anliegende Lastdruck durch ein Wechselventil (42) abgenommen und der höhere der beiden Druckwerte einem Steuereingang (40) der Druckwaage (39) zugeführt wird.
4. Maschinenpresse nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** vor einem zweiten Steuereingang (43) der Druckwaage (39) ein von der Maschinensteuerung (21) steuerbares Pilotventil (29) geschaltet ist, durch das entweder der Versorgungsdruck oder der Tankdruck an dem zweiten Steuereingang der Druckwaage anliegt.
5. Maschinenpresse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckbegrenzungseinheit in einer Baueinheit integriert eine durch die numerische Maschinensteuerung (21) ansteuerbare elektronische Druckwaage mit durch die numerische Maschinensteuerung verstellbarem Druckbegrenzer umfasst.
6. Maschinenpresse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Tank (18) offen ist und unter Atmosphärendruck steht.
7. Maschinenpresse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpe (16) eine Pumpe mit konstantem Verdrängungsvolumen, einer Förderrichtung und einer Drehrichtung ist.
8. Maschinenpresse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Motor (17) ein frequenz geregelter Asynchronmotor ohne Rückführung ist.
9. Maschinenpresse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Arbeitszyklus, für den das Drehzahlprofil und das Druckprofil phasenabhängig die Drehzahl des Motors (17) bzw. den maximalen Versorgungsdruck vorgeben, mindestens die Phasen Eil-Senken, Kraft-Senken und Heben des oberen Werkzeugträgers (7) umfasst.
10. Maschinenpresse nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich der Motor (17) gemäß Drehzahlprofil in der Phase Eil-Senken des oberen Werkzeugträgers (7) nicht dreht.
11. Maschinenpresse nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** gemäß dem Drehzahlprofil die Motordrehzahl in der Phase Heben des oberen Werkzeugträgers (7) die Motordrehzahl in der Phase Kraft-Senken überschreitet.
12. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 9 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die numerische Steuerung (21) eine Eingabeinheit umfasst, an der mindestens die Drehzahlen des Drehzahlprofils und die Drücke des Druckprofils einstellbar sind.
13. Maschinenpresse nach einem der vorausgehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** jede Hydraulikantriebseinheit (8,9) genau einen als Differentialzylinder ausgeführten Hydraulikzylinder (12) aufweist.
14. Maschinenpresse nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Differentialzylinder ein Flächenverhältnis des Heben-Arbeitsraums (25) zum Senken-Arbeitsraum (24) kleiner als 0,1 aufweist.

Claims

1. An automatic press (1), in particular a press brake, with a machine frame (3), a lower tool holder (4), an upper tool holder (7), which can be linearly moved up and down by a stroke (H) relative to the lower tool holder by means of a hydraulic drive system, and a numeric machine control (21), wherein the automatic press further comprises the following features: The hydraulic drive system comprises at least two mutually independent hydraulic drive units (8, 9), wherein each of the hydraulic drive units in turn comprises the following features:
 - at least one hydraulic cylinder (12) causes the upper tool holder (7) to move linearly up and down and is connected, via valves (22, 26, 27) and a main pressure line (20) under supply pressure, to a pump (16) driven by a motor (17), which draws hydraulic fluid from a tank (18);
 - the speed of the motor (17) can be adjusted via the numeric machine control (21), **characterised in that** a speed profile defined via the work cycle is stored in the numeric machine control;
 - and **in that** a pressure-limiting unit, at least during part of the work cycle, limits the supply pressure level to whichever is the lesser pressure from a pressure profile defined via the work cycle and stored in the numeric machine control (21), and the actual load pressure increased by an extra amount on the at least one hydraulic cylinder (12).
2. The automatic press according to claim 1, **characterised in that** the pressure-limiting unit comprises a pressure limiter (34) which can be controlled by the numeric machine control and a separate mechanical hydraulic pressure balance (39) fluidically connected in parallel thereto.
3. The automatic press according to claim 2, **characterised in that** the load pressure applied to the at least one hydraulic cylinder (12) and to the raising workspace (25) and the lowering workspace (24) is taken off by a shuttle valve (42) and the higher of the two pressure values is supplied to a control input (40) of the pressure balance (39).
4. The automatic press according to claim 2 or 3, **characterised in that** a pilot valve (29), which can be controlled by the numeric machine control (21), is connected upstream of the second control input (43) of the pressure balance (39), so that either the supply pressure or the tank pressure is applied to the second control input of the pressure balance.
5. The automatic press according to claim 1, **characterised in that** the pressure-limiting unit comprises an electronic pressure balance controllable by the numeric machine control (21) with a pressure limiter adjustable by the numeric machine control, integrated into one constructional unit.
6. The automatic press according to one of the preceding claims, **characterised in that** the tank (18) is open and under atmospheric pressure.
7. The automatic press according to one of the preceding claims, **characterised in that** the pump (16) is a pump with constant displacement volume, one delivery direction and one rotational direction.
8. The automatic press according to one of the preceding claims, **characterised in that** the motor (17) is a frequency-controlled asynchronous motor without feedback.
9. The automatic press according to one of the preceding claims, **characterised in that** the work cycle, for which the speed of the motor (17) / the maximum supply pressure is specified by the speed profile and the pressure profile depending on phase, comprises at least the phases: quick-lowering, force-lowering and raising of the upper tool holder (7).
10. The automatic press according to claim 9, **characterised in that** the motor (17), according to the speed profile in the quick-lowering phase of the upper tool holder (7), is not rotating.
11. The automatic press according to claim 9 or 10, **characterised in that** according to the speed profile the motor speed in the raising phase of the upper tool holder (7) exceeds the motor speed in the force-lowering phase.
12. The automatic press according to one of claims 9 to 11, **characterised in that** the numeric control (21) comprises an input unit for inputting at least the speeds of the speed profile and the pressures of the pressure profile.
13. The automatic press according to one of the preceding claims, **characterised in that** each hydraulic drive unit (8, 9) comprises exactly one hydraulic cylinder (12) configured as a differential cylinder.
14. The automatic press according to claim 13, **characterised in that** the differential cylinder has a surface ratio of raising workspace (25) to lowering workspace (24) which is smaller than 0.1.

Revendications

1. Presse automatique (1), en particulier presse-plier, comprenant un bâti de machine (3), un porte-outil inférieur (4), un porte-outil supérieur (7), qui peut être déplacé, par rapport au porte-outil inférieur, de haut en bas de façon linéaire, d'une course opérationnelle (H) au moyen d'un système d'entraînement hydraulique et une commande numérique de machine (21), pour laquelle la presse automatique comporte de plus les caractéristiques suivantes :

Le système d'entraînement hydraulique comprend au moins deux unités d'entraînement hydrauliques (8,9) indépendantes l'une de l'autre, pour lequel chacune des unités d'entraînement hydrauliques comporte de son côté les caractéristiques suivantes :

- au moins un vérin hydraulique (12) actionne la course linéaire de haut en bas du porte-outil supérieur (7) et est relié par des soupapes (22,26,27) et une conduite de pression principale (20) se trouvant sous une pression d'alimentation à une pompe (16) entraînée par un moteur (17), laquelle aspire du liquide hydraulique depuis un réservoir (18),
- le régime du moteur (17) peut être réglé par la commande numérique de machine (21), **caractérisée en ce que** dans la commande numérique de machine un profil de régime défini par le cycle de travail est mémorisé et
- **en ce qu'**une unité de limitation de pression limite l'intensité de la pression d'alimentation au moins pendant une partie du cycle de travail à la pression plus faible à partir d'un profil de pression mémorisé dans la commande numérique de machine (21), défini par le cycle de travail et d'une pression de charge effective augmentée d'un supplément sur au moins un vérin hydraulique (12).

2. Presse automatique selon la revendication 1 **caractérisée en ce que** l'unité de limitation de pression comporte un limiteur de pression (34) pouvant être piloté par la commande numérique de machine et une balance de pression (39) spéciale, mécanique de type hydraulique, raccordée à cet effet en parallèle sur le plan de l'écoulement.
3. Presse automatique selon la revendication 2 **caractérisée en ce que** la pression de charge s'appliquant au moins à un vérin hydraulique (12) sur l'espace de travail de montée (25) et l'espace de travail de descente (24) est diminuée par une soupape à deux

voies (42) et la plus haute des deux valeurs de pression est attribuée à une entrée de commande (40) de la balance de pression (39).

4. Presse automatique selon la revendication 2 ou 3 **caractérisée en ce qu'**une soupape pilote (29) pouvant être commandée par la commande de machine (21) est connectée avant une deuxième entrée de commande (43) de la balance de pression (39) par le biais de laquelle, soit la pression d'alimentation, soit la pression de réservoir, est appliquée à la deuxième entrée de commande de la balance de pression.
5. Presse automatique selon la revendication 1 **caractérisée en ce que** l'unité de limitation de pression comprend, intégrée dans une unité modulaire, une balance de pression électronique pouvant être pilotée par la commande numérique de machine (21) avec limiteur de pression réglable par la commande numérique de machine.
6. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications précédentes **caractérisée en ce que** le réservoir (18) est ouvert et se trouve sous pression atmosphérique.
7. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications précédentes **caractérisée en ce que** la pompe (16) est une pompe avec un volume de refoulement constant, un sens de débit et un sens de rotation.
8. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications précédentes **caractérisée en ce que** le moteur (17) est un moteur asynchrone à régulation de fréquence sans rétroaction.
9. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications précédentes **caractérisée en ce que** le cycle de travail, pour lequel le profil de régime et le profil de pression spécifient préalablement en fonction de la phase le régime du moteur (17) ou la pression d'alimentation maximale, comprend au moins les phases Descente Rapide, Descente Forcée et Montée du porte-outil supérieur (7).
10. Presse automatique selon la revendication 9 **caractérisée en ce que** le moteur (17) ne se tourne pas selon le profil de régime dans la phase Descente Rapide du porte-outil supérieur (7).
11. Presse automatique selon la revendication 9 ou 10 **caractérisée en ce que** selon le profil de régime, le régime du moteur dans la phase Montée du porte-outil supérieur (7) dépasse le régime du moteur dans la phase Descente Forcée.

12. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 9 à 11 **caractérisée en ce que** la commande numérique (21) comprend une unité d'entrée sur laquelle il est possible d'entrer au moins les nombres de tours du profil de régime et les pressions du profil de pression. 5
13. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications précédentes **caractérisée en ce que** chaque unité d'entraînement hydraulique (8,9) comporte exactement un vérin hydraulique (12) exécuté comme un vérin différentiel. 10
14. Presse automatique selon la revendication 13 **caractérisée en ce que** le vérin différentiel présente une rapport de surface entre l'espace de travail Montée (25) et l'espace de travail Descente (24) inférieur à 0,1. 15

20

25

30

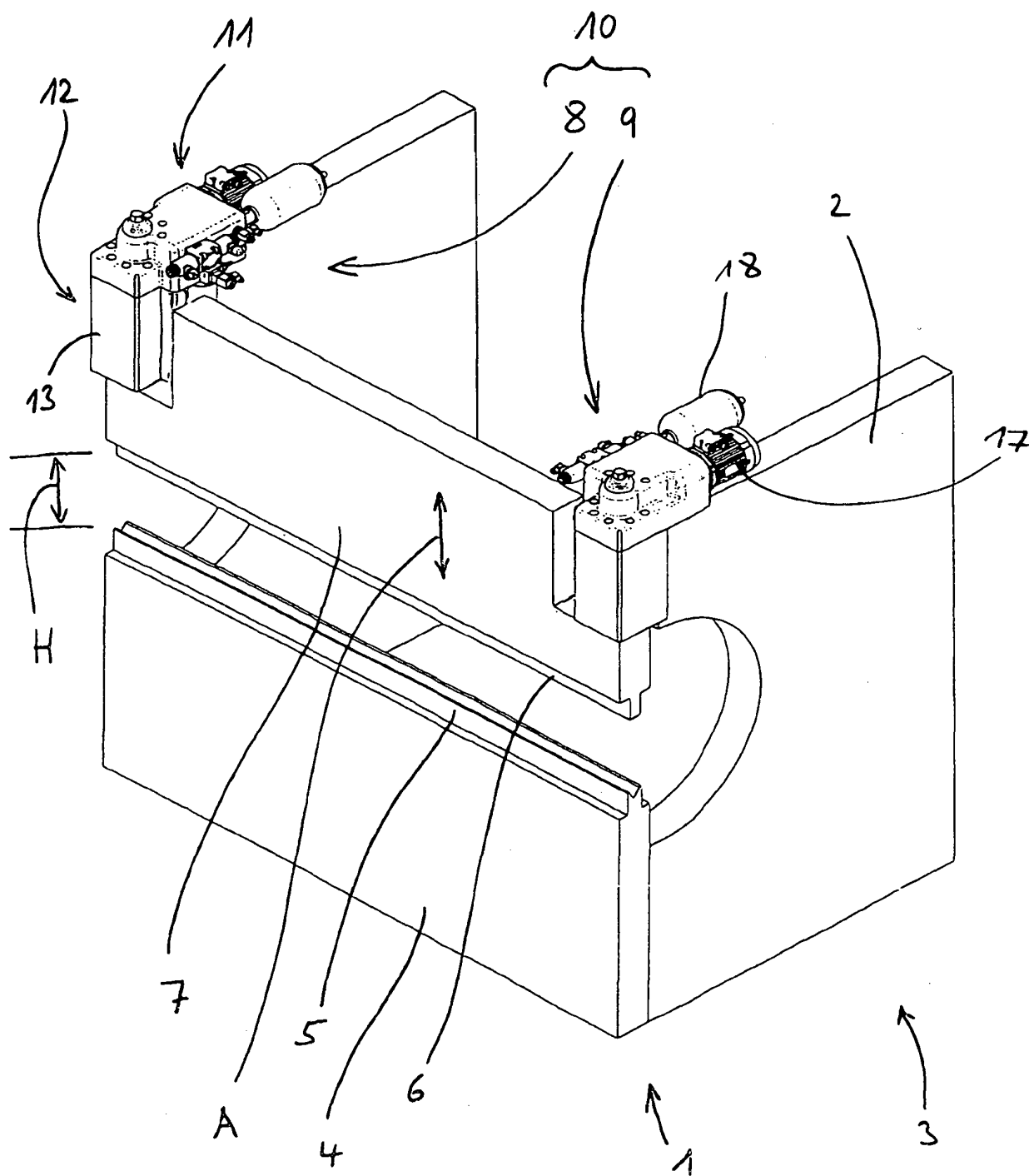
35

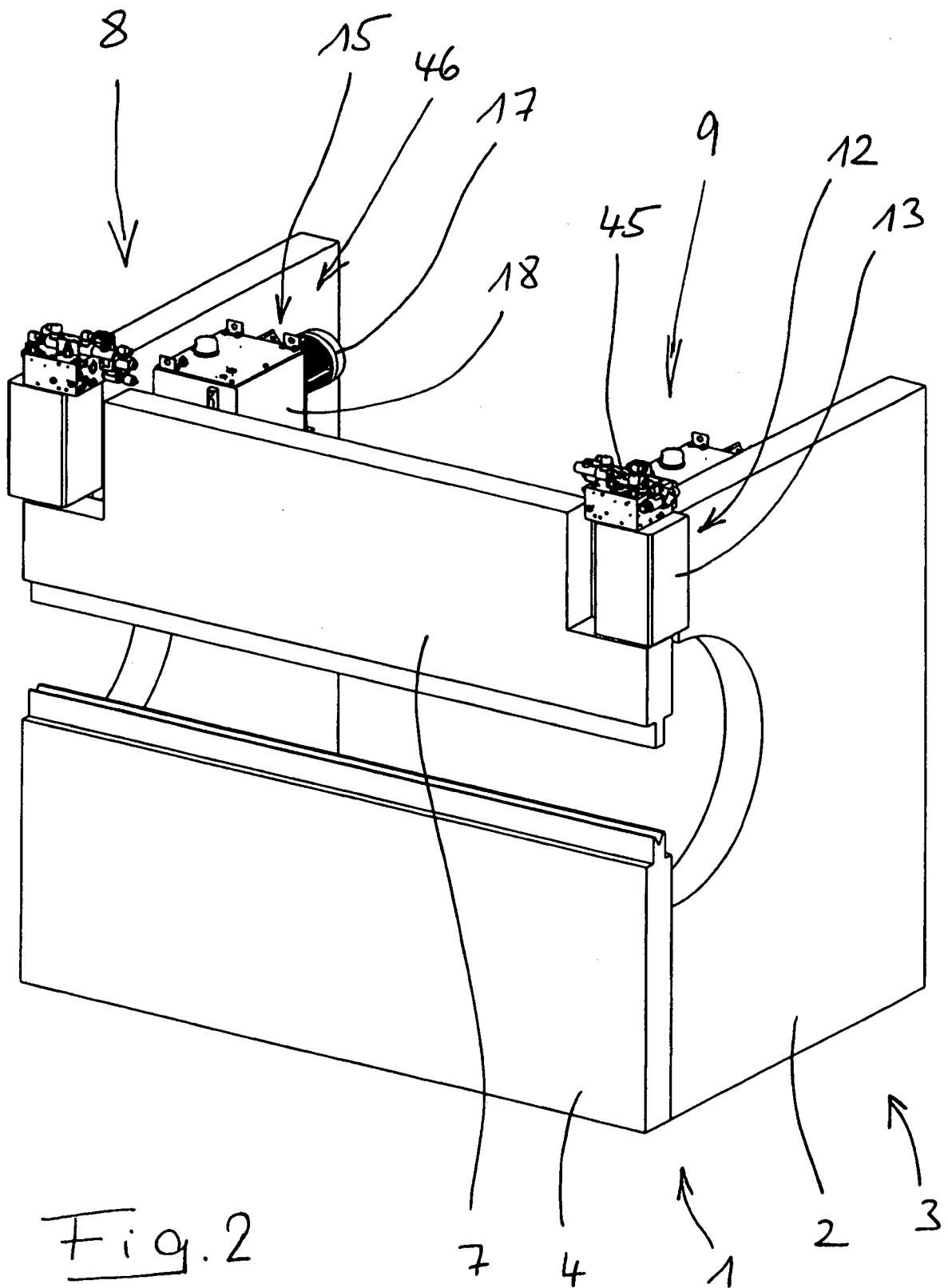
40

45

50

55





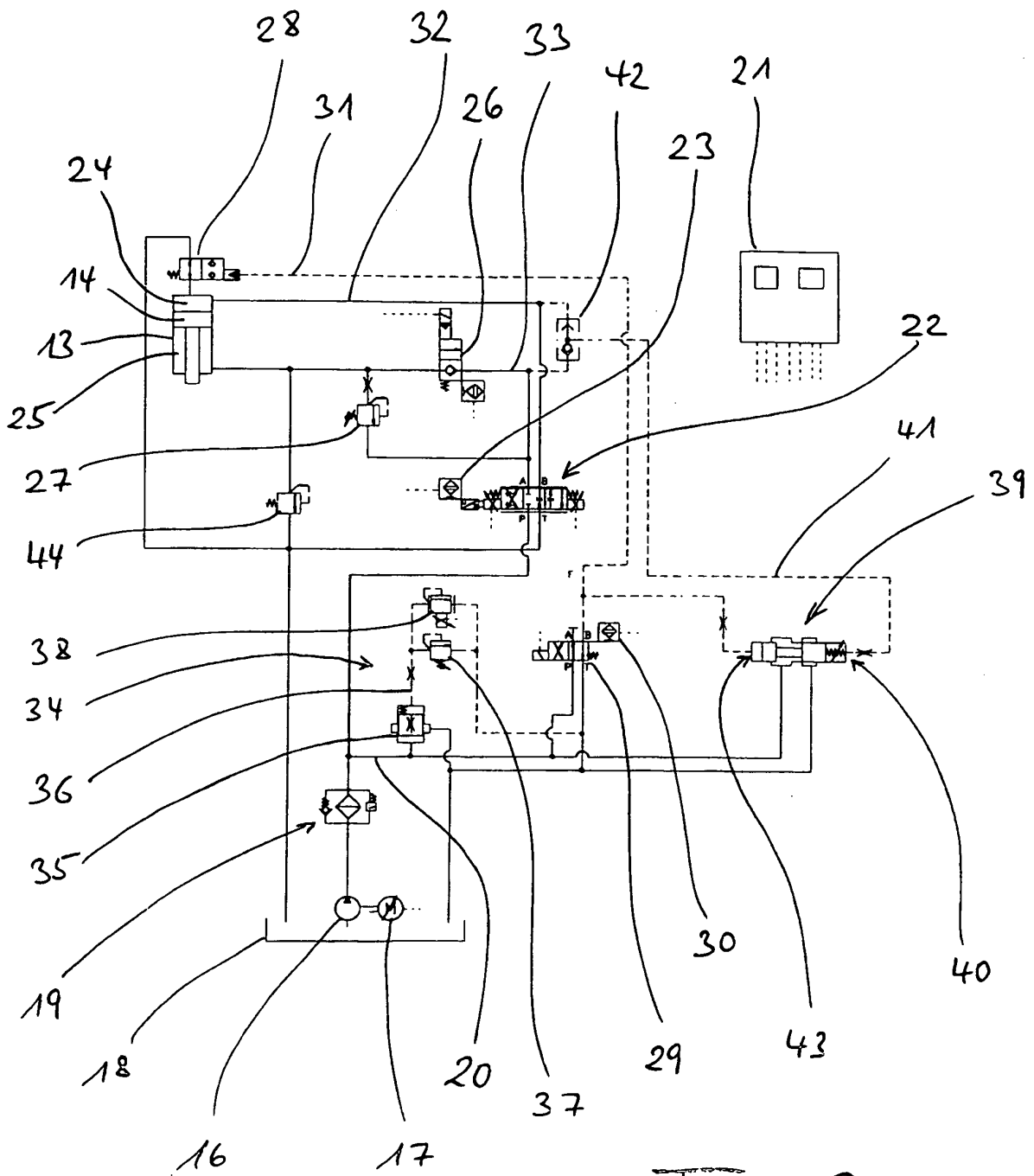


Fig. 3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 231735 A1 [0002]
- EP 0692327 A1 [0004]