

(19)



(11)

EP 3 027 403 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
02.11.2016 Patentblatt 2016/44

(51) Int Cl.:
B30B 15/16 ^(2006.01) **B30B 1/32** ^(2006.01)
F15B 1/027 ^(2006.01) **F15B 11/032** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **15718348.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2015/000744

(22) Anmeldetag: **09.04.2015**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2015/154873 (15.10.2015 Gazette 2015/41)

(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: **11.04.2014 DE 102014005352**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.06.2016 Patentblatt 2016/23

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

(72) Erfinder:
• **STÜCKLE, Andreas**
70184 Stuttgart (DE)

- **SCHAIBLE, Jochen**
72213 Altensteig (DE)
- **SIRINIVASAN, Deepak**
10965 Berlin (DE)
- **MÖSSLANG, Simon**
70567 Stuttgart (DE)
- **TRITTLER, Martin**
70197 Stuttgart (DE)

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

(56) Entgegenhaltungen:
AT-U1- 8 633 DE-A1-102012 013 098
US-A1- 2010 212 521

EP 3 027 403 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 Unterwerkzeug und einem mittels eines hydraulischen Linearantriebs absenk- und anheb-
baren Oberwerkzeug, wobei der hydraulische Linearantrieb mindestens eine hermetisch abgeschlossene hydraulische Antriebseinheit und eine auf diese einwirkende Steuereinheit umfasst.

[0002] Maschinenpressen der vorstehend angegebenen Art sind in diversen Ausführungen und Ausgestaltungen bekannt und im Einsatz. Zum einschlägigen Stand der Technik zählen insbesondere die DE 102009052531 A1 sowie die DE 102012013098 A1. Maschinenpressen, deren hydraulischer Linearantrieb, wie gemäß den beiden vorstehend genannten Dokumenten, mindestens eine hermetisch abgeschlossene hydraulische Antriebseinheit umfasst, zeichnen sich durch verschiedene praxisrelevante Vorteile gegenüber solchen Maschinenpressen aus, bei welchen der hydraulische Linearantrieb mindestens eine offene hydraulische Antriebseinheit, d.h. eine hydraulische Antriebseinheit mit einem zur Atmosphäre belüfteten Tank umfasst. Insoweit ist insbesondere hervorzuheben, dass derartige Maschinenpressen sogar jenen Anforderungen genügen können, welche an Reinraumtechnologie gestellt werden. Dass die mindestens eine hydraulische Antriebseinheit des hydraulischen Linearantriebs hermetisch abgeschlossen ist, ermöglicht im Übrigen, dem hydraulischen System einen bestimmten Basisdruck aufzuprägen, was seinerseits in mehrfacher Hinsicht vorteilhaft ist. Ein entsprechender Vordruck ermöglicht eine Verringerung der Leitungsquerschnitte bei gleichzeitiger Erhöhung der Dynamik der hydraulischen Antriebseinheit, ohne dass dies die Gefahr von Kavitationen nach sich zieht. Eine mit besonders kompakten hydraulischen Antriebseinheiten ausgeführte Maschinenpresse ist dabei der DE 102012013098 A1 entnehmbar, da bei der jeweiligen hydraulischen Antriebseinheit ein und derselbe Druckspeicher einerseits (direkt) den Heben-Arbeitsraum beaufschlagt und andererseits - über einen Druckwandler - einen Vordruck im hydraulischen System bereitstellt.

[0003] Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Maschinenpresse bereitzustellen, welche sich durch eine weiterhin gesteigerte Betriebstauglichkeit sowie eine erhöhte Betriebssicherheit auszeichnet.

[0004] Gelöst wird die vorstehend angegebene Aufgabenstellung durch die in Anspruch 1 angegebene Maschinenpresse. Gegenüber der Maschinenpresse nach der DE 102012013098 A1 und im Vergleich zu dieser zeichnet sich die Maschinenpresse gemäß der vorliegenden Erfindung somit dadurch aus, dass die mindestens eine hydraulische Antriebseinheit aus einem Arbeitsmodus, während dessen innerhalb der mindestens einen hydraulischen Antriebseinheit ständig und überall ein über dem Umgebungsdruck liegender Basisdruck überschritten wird, in einen Ruhemodus schaltbar ist, zu

welchem Zweck parallel zum Druckwandler ein Bypass mit einem von der Steuereinheit steuerbaren, in seiner Sperrstellung zumindest die Durchflussrichtung von der Hochdruckseite des Druckwandlers zu dessen Niederdruckseite sperrenden ersten Sperrventil besteht, wobei weiterhin die Niederdruckseite des Druckwandlers über ein von der Steuereinheit steuerbares zweites Sperrventil mit dem Senken-Arbeitsraum verbindbar und der Druckausgang des Hydraulikaggregats über ein von der Steuereinheit steuerbares drittes Sperrventil mit dem Heben-Arbeitsraum verbindbar ist. Während bei der Maschinenpresse nach der DE 102012013098 A1 das Oberwerkzeug - über den an den Heben-Arbeitsraum angeschlossenen, diesen ständig beaufschlagenden Druckspeicher - in dem Sinne in Richtung auf den oberen Totpunkt vorgespannt ist, dass das Oberwerkzeug ohne aktive Beaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes durch das Hydraulikaggregat stets seine maximal angehobene Stellung einnimmt, kann bei der Maschinenpresse nach der vorliegenden Erfindung zwischen zwei Betriebsmodi umgeschaltet werden, nämlich zwischen einem Arbeitsmodus, in welchem die Maschinenpresse im wesentlichen entsprechend derjenigen nach dem besagten Stand der Technik funktioniert, einerseits und einem Ruhemodus, in welchem das Oberwerkzeug eine maximal abgesenkte, typischerweise durch Anschläge definierte Stellung einnimmt, andererseits. Über eine entsprechende Ansteuerung der erfindungsgemäß vorgesehenen Sperrventile durch die Steuereinheit werden hierzu der parallel zu dem Druckwandler bestehende Bypass sowie die Verbindung der Niederdruckseite des Druckwandlers zum Senken-Arbeitsraum geöffnet. Infolge der Flächenverhältnisse von Heben-Arbeitsraum einerseits und Senken-Arbeitsraum andererseits kann auf diese Weise das Oberwerkzeug ohne Inbetriebnahme des Hydraulikaggregats in seine vollständig abgesenkte Stellung abwärts bewegt werden, wobei zugleich der Kolben des Druckwandlers eine solche Stellung einnimmt, in der das - über das geöffnete erste Sperrventil direkt mit dem Druckspeicher verbundene - Volumen der Niederdruckseite des Druckwandlers maximal ist. Auf diese Weise "schlucken" die hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit sowie der Druckwandler in einem Umfang, wie dies im Arbeitsmodus nicht der Fall ist, Hydraulikflüssigkeit. Bei entsprechender Abstimmung des Druckspeichers auf die Geometrie des Druckwandlers und der mindestens einen hydraulischen Zylinder-Kolben-Einheit schlucken die hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit und der Druckwandler im Ruhemodus so viel Hydraulikflüssigkeit, dass das Puffervolumen des Druckspeichers erschöpft ist. Ist der Druckspeicher als Blasenspeicher ausgeführt, liegt in diesem Fall seine Membran an dem Anschlussstutzen an und verschließt diesen, was zur Folge hat, dass der Druck im System nicht länger durch den Gasdruck im Druckspeicher bestimmt wird. Der Systemdruck fällt schlagartig ab; und das System wird entlastet. Hierdurch lässt sich eine maßgebliche Reduktion der Gefahr von Leckagen - in Stillstandszeiten - erreichen. Im

Sinne einer deutlich gesteigerten Betriebssicherheit ist weiterhin hervorzuheben, dass in Stillstandszeiten das Oberwerkzeug sich - in seiner maximal abgesenkten Stellung - auf mechanischen Anschlägen abstützen kann; auf diese Weise lässt sich eine Verkantung des Oberwerkzeugs, wie sie bei bekannten Maschinenpressen der eingangs angegebenen Art während einer möglichen längeren Stillstandszeit durch eine einseitige bzw. ungleiche Leckage innerhalb der beiden

Antriebseinheiten nicht mit hinreichender Sicherheit ausgeschlossen werden kann, mit Bestimmtheit unterbinden. Weiterhin ist als relevanter praxisgerechter Vorteil zu nennen, dass die Bauhöhe der Maschinenpresse in deren (ohne Energieverbrauch aufrecht zu erhaltenden) Ruhemodus minimal ist, was insbesondere beim Transport und beim Aufstellen der Maschinenpresse von erheblicher Bedeutung ist. Bei der Maschinenpresse nach der DE 102012013098 A1 lässt sich demgegenüber das Oberwerkzeug nur aktiv - d.h. unter Beaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes mittels des Hydraulikaggregats - in seine abgesenkte Stellung bringen.

[0005] Statt der vorstehend dargelegten Absenkung des Oberwerkzeugs aufgrund Eigengewichts allein durch Schalten des ersten und des zweiten Sperrventils in ihre dem Ruhemodus entsprechende Schaltstellung kann das Oberwerkzeug alternativ auch aktiv, d.h. durch Beaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes aus dem Hydraulikaggregat, in den unteren Totpunkt verfahren und sodann das erste Sperrventil geöffnet werden, so dass sich zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite des Druckwandlers ein Druckausgleich einstellt und sich dementsprechend der Kolben des Druckwandlers ganz in Richtung auf die Niederdruckseite verschiebt. Auch kann, um die Maschinenpresse - unter vollständiger Absenkung seines Oberwerkzeugs - aus dem Arbeitsmodus in den Ruhemodus zu überführen, bei gesperrtem erstem Sperrventil, d.h. bei Nicht-Bestromung bzw. Nicht-Betätigung des ersten Sperrventils, ein Druckabbau im System über die - wahlweise im Regelbetrieb oder im generatorischen Betrieb betriebene - Pumpe erfolgen, wozu ausreicht, dass das steuerbare zweite und das steuerbare dritte Sperrventil in ihre dem Ruhemodus entsprechende Schaltstellung gebracht werden. Die vorstehend dargelegten Aspekte und Vorteile gelten für diese Varianten in gleicher Weise.

[0006] Um die Maschinenpresse in Betrieb zu nehmen, d.h. aus ihrem Ruhemodus in ihren Arbeitsmodus zu überführen, wird das erste Sperrventil - mittels der Steuereinheit - so umgestellt, dass der Bypass zum Druckwandler zumindest in der Durchflussrichtung von der Hochdruckseite des Druckwandlers zu dessen Niederdruckseite gesperrt ist. Gleichzeitig wird das dritte Sperrventil so geschaltet, dass der Druckausgang des Hydraulikaggregats mit dem Heben-Arbeitsraum (und dem Druckspeicher) verbindbar ist. Durch Inbetriebnahme des Hydraulikaggregats wird der Heben-Arbeitsraum gefüllt und das Oberwerkzeug angehoben, wobei gleichzeitig aus dem Senken-Arbeitsraum entweichende Hy-

draulikflüssigkeit, soweit diese nicht über das Hydraulikaggregat dem Heben-Arbeitsraum zugeführt wird, in den Druckspeicher verdrängt wird. Bei Maschinenpressen, welche über zwei (oder mehr) hydraulische entkoppelte Antriebseinheiten verfügen, erfolgt - bei Überführung der Maschine aus ihrem Ruhemodus in ihren Arbeitsmodus - das entsprechende Anheben des Oberwerkzeugs mittels der beiden Antriebseinheiten parallel und synchronvolumengesteuert, so dass ein Verkanten des Oberwerkzeugs beim entsprechenden Anheben unterbunden wird. Das Anheben ist beendet, wenn beide Antriebseinheiten ihren oberen Totpunkt, der als Referenzpunkt für die Maschinensteuerung dient, erreicht haben.

[0007] Unter Nutzung der erfindungsgemäß vorgesehenen Sperrventile ist es dabei möglich, die beiden Antriebseinheiten dergestalt aufeinander abzustimmen, dass in ihren oberen Totpunkten in beiden Systemen identische Druckverhältnisse wirken. Dies erfolgt über eine Einflussnahme auf die Position des Kolbens des jeweiligen Druckwandlers im oberen Totpunkt des Oberwerkzeugs. Denn bei im Übrigen identischen Randbedingungen innerhalb der jeweiligen Antriebseinheit ist die Menge an Hydraulikflüssigkeit im Druckspeicher und somit der hochdruckseitige Vordruck um so größer, je weiter der Kolben des Druckwandlers in Richtung auf dessen Niederdruckseite verschoben ist. Durch eine Angleichung der beiden Antriebseinheiten können individuelle Volumen-/Druckänderungen, die z.B. durch innere Leckage entstehen, so kompensiert werden, dass dennoch in der Referenzposition (obere Totpunktlage) hochdruckseitig identische Drücke herrschen, so dass die beiden Heben-Arbeitsräume identisch beaufschlagt werden, wodurch sich auf beiden Seiten des Oberwerkzeugs der Maschinenpresse identische Rückstellkräfte einstellen. Ein solcher Abgleich ermöglicht einen optimalen Gleichlauf der beiden Antriebseinheiten, was nicht nur der Gefahr einer Verkantung des Oberwerkzeugs entgegenwirkt, sondern auch einem optimalen Betriebsergebnis zugute kommt.

[0008] Es ist im Rahmen der vorliegenden Erfindung nicht nur, wie vorstehend dargelegt, ein Abgleich der beiden Antriebseinheiten zueinander vorteilhaft. Vielmehr erfolgt besonders bevorzugt auch eine Kalibrierung der einzelnen Antriebseinheiten auf ein bestimmtes Druckniveau. Dieses wird, wie dies vorstehend erläutert wurde über die Vorgabe der Position der Kolben der Druckwandler, eingestellt, und zwar bevorzugt so, dass der Druck in den Druckspeichern der beiden Antriebseinheiten ausreicht, um am Ende des Pressvorgangs das Oberwerkzeug zuverlässig anzuheben und auf den oberen Totpunkt zurückzuführen. Andererseits wird der Druck in den Druckspeichern der beiden Antriebseinheiten bevorzugt auf dieses Niveau begrenzt. So brauchen die Hydraulikaggregate nicht beim Pressen gegen eine unnötig hohe Rückhubkraft anzuarbeiten. Dies kommt der Dynamik des Pressvorgangs sowie der Leistungsfähigkeit der Maschinenpresse entgegen, schont letztere und ist ins-

besondere aber auch ein Aspekt der Maschineneffizienz; denn so lassen sich Verluste minimieren.

[0009] Die vorstehende Kalibrierung ist insbesondere auch für eine Kompensation des Einflusses unterschiedlicher Betriebstemperaturen geeignet. Denn mit ihr lässt sich einer Erhöhung des druckspeicherseitigen Vorspanndrucks infolge steigender Betriebstemperaturen der Maschinenpresse entgegenwirken. Umgekehrt lässt sich bei besonders niedrigen Betriebstemperaturen (z.B. bei Umgebungstemperaturen < 5°C) der Vorspanndruck aktiv (durch Verschiebung der Kolben der Druckwandler in Richtung zu deren Niederdruckseite) anheben. Indem sich der Vorspanndruck auch bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen gezielt auf den idealen Wert (s.o.) einstellen lässt, braucht die Antriebseinheit, was den Druckspeicher und dessen Füllung betrifft, nicht vorsorglich auf niedrigste Temperaturen ausgelegt zu werden. Dadurch wird vermieden, dass bei oberhalb der minimalen Betriebstemperatur liegenden Betriebstemperaturen beim Pressen stets gegen einen unnötig hohen Gegen-
druck angearbeitet wird, mit den bereits dargelegten positiven Auswirkungen auf die Maschineneffizienz.

[0010] Die Kalibrierung erweist sich im Übrigen aus den dargelegten Gründen nicht nur bei Maschinenpressen mit mehreren Antriebseinheiten als günstig. Vielmehr ist sie ersichtlich auch bei Maschinenpressen mit nur einer Antriebseinheit aus Gründen der Maschineneffizienz vorteilhaft, um für die jeweilige Betriebssituation optimale Bedingungen vorgeben zu können. Durch die Kalibrierung kann zu jeder Zeit ein optimaler Betriebszustand der Maschinenpresse hergestellt werden.

[0011] Im Hinblick auf die weiter vorstehend dargelegten Möglichkeiten der Kalibrierung und/oder des hydraulischen Abgleichs mehrerer Antriebseinheiten ist besonders bevorzugt der mindestens einen Antriebseinheit mindestens ein Druckaufnehmer zugeordnet, dessen Messwerte der Steuereinheit zuführbar sind. Bei Maschinenpressen mit mehreren (hydraulisch entkoppelten) Antriebseinheiten ist bevorzugt jeder Antriebseinheit mindestens ein solcher Druckaufnehmer zugeordnet. Derartige Druckaufnehmer können insbesondere an den beiden Druckwandlern angeordnet sein, namentlich an dessen jeweiliger - mit dem Druckspeicher in Verbindung stehender - Hochdruckseite; denn von besonderem Interesse für den hydraulischen Abgleich der beiden Antriebseinheiten ist der hochdruckseitig bestehende Hydraulikdruck, mit dem der Heben-Arbeitsraum ständig beaufschlagt wird (s.o.). Bei niederdruckseitig an den Druckwandlern vorgesehenen Druckaufnehmern lässt sich der hochdruckseitige Druck über das - durch die Geometrie des Druckwandlers bestimmte - Druckverhältnis zwischen Niederdruckseite und Hochdruckseite ermitteln. Auch aus dem von den Motoren der Hydraulikaggregate zu liefernden Moment kann auf den Hydraulikdruck geschlossen werden; in diesem Falle kann auf spezifische Druckaufnehmer verzichtet werden. Gemäß einer abermals anderen bevorzugten Weiterbildung sind den Druckwandlern der beiden Antriebseinheiten Weg-

aufnehmer zugeordnet, welche die Stellung des jeweiligen Kolbens erfassen. Auch die die Stellung der Kolben der Druckwandler repräsentierenden Positionssignale werden auf die Maschinensteuerung geschaltet. Die Stellung der Kolben der Druckwandler im oberen Totpunkt wird u.a. daraufhin überwacht, dass genügend Kolbenhub für die Bereitstellung von Hydraulikflüssigkeit (an der Niederdruckseite des Druckwandlers) für das Speisen des zugeordneten Hydraulikaggregats beim Pressen zur Verfügung steht.

[0012] Während im Rahmen der vorliegenden Erfindung durchaus in Betracht kommt, dass für das Anheben des Oberwerkzeugs und dessen Absenken verschiedene Zylinder-Kolben-Einheiten zum Einsatz kommen, so erweist sich - insbesondere unter Aspekten eines möglichst geringen Einbauraumes bzw. Platzbedarfs für die mindestens eine hydraulische Antriebseinheit - als vorteilhaft, dass die bzw. jede hydraulische Antriebseinheit mindestens eine doppelt wirkende hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit aufweist, welche sowohl beim Anheben des Oberwerkzeugs wie auch bei dessen Absenken zum Einsatz kommt. Bei geeigneter Dimensionierung und konstruktiver Gestaltung weist, was als besonders vorteilhaft angesehen wird, die bzw. jede hydraulische Antriebseinheit genau eine (einzige) doppelt wirkende hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit auf, welche sowohl den Heben-Arbeitsraum als auch den Senken-Arbeitsraum umfasst.

[0013] Im Interesse eines möglichst geringen apparativen und steuerungstechnischen Aufwandes wie auch eines möglichst geringen erforderlichen Bauraumes bilden, gemäß einer anderen bevorzugten Weiterbildung der vorliegenden Erfindung, das zweite und das dritte Sperrventil eine gekoppelte Betriebsmoduswahl-Ventileinheit dergestalt, dass in einer ersten Ventilstellung (Arbeitsmodus) der Druckausgang des Hydraulikaggregats mit dem Senken-Arbeitsraum verbunden und die Verbindung des Senken-Arbeitsraumes mit der Niederdruckseite des Druckwandlers unterbrochen sind, wohingegen in einer zweiten Ventilstellung (Ruhemodus) der Druckausgang des Hydraulikaggregats mit dem Heben-Arbeitsraum und der Senken-Arbeitsraum mit der Niederdruckseite des Druckwandlers verbunden sind. Eine derartige Betriebsmoduswahl-Ventileinheit umfasst dabei besonders bevorzugt ein Mehrwegeventil. Sämtliche erfindungsgemäß vorgesehenen Sperrventile sind im Übrigen besonders bevorzugt als Proportionalventile ausgeführt, um eine gesteuerte allmähliche Absenkung des Oberwerkzeugs in seine Ruhelage zu gestatten.

[0014] In die vorstehend erwähnte Betriebsmoduswahl-Ventileinheit kann im übrigen, gemäß einer abermals bevorzugten Weiterbildung der Erfindung, auch das erste Sperrventil integriert sein, dergestalt, dass der Bypass (zum Druckwandler) in dem Ruhemodus geöffnet und in dem Arbeitsmodus zumindest in der Durchflussrichtung von der Hochdruckseite des Druckwandlers zu dessen Niederdruckseite gesperrt ist. In Durchflussrichtung von der Niederdruckseite zur Hochdruckseite des

Druckwandler ist indessen - durch Implementierung einer Rückschlagfunktion - auch in der "Sperrstellung" des ersten Sperrventils eine Strömung möglich.

[0015] In Umsetzung der vorliegenden Erfindung kommt die hydraulische Antriebseinheit (bzw. kommen die hydraulischen Antriebseinheiten) mit (jeweils) einem nicht-reversierbaren Hydraulikaggregat aus. Dies ist in ökonomischer Hinsicht interessant und attraktiv. Diverse der vorstehend dargelegten Aspekte, wie sie für die erfindungsgemäße Maschinenpresse charakteristisch sind, lassen sich mit Vorteil auch bei anderen Verwendungen entsprechend aufgebauter hydraulischer Linearantriebe nutzen. Vor diesem Hintergrund ist Anspruch 13 gerichtet auf einen derartigen hydraulischen Linearantrieb als solchen.

[0016] Weiter oben wurde bereits dargelegt, dass die Maschinenpresse ggf. auch bei gesperrtem erstem Sperrventil aus dem Arbeitsmodus in den Ruhemodus überführt werden kann, wobei ein Druckausgleich im System statt über den zum Druckwandler bestehenden Bypass (bei entsprechender Schaltstellung des erfindungsgemäß vorgesehenen zweiten und des dritten Sperrventils) über die Pumpe des Hydraulikaggregats erfolgt. In diesem Sinne kommt in Betracht, das bei der erfindungsgemäßen Maschinenpresse in dem Bypass zum Druckwandler angeordnete steuerbare erste Sperrventil gänzlich zu eliminieren und es dort bei einem Rückschlagventil zu belassen, welches in Richtung von der Hochdruckseite des Druckwandler zu dessen Niederdruckseite sperrt. Denn auch ohne das steuerbare erste Sperrventil ist nicht nur, wie dargelegt, das Überführen der Maschinenpresse aus dem Arbeitsmodus in den Ruhemodus möglich, sondern auch umgekehrt das Überführen der Maschinenpresse aus dem Ruhemodus in den Arbeitsmodus, einschließlich der vorstehend eingehend beschriebenen Kalibrierung der Antriebseinheit. Bei geeigneter Dimensionierung des Druckwandler dahingehend, dass dessen niederdruckseitig maximal zur Verfügung stehendes Volumen im Ruhemodus der Maschinenpresse (noch) nicht vollständig genutzt wird, sondern vielmehr noch eine Kapazität zur Aufnahme von - beim Anheben des Oberwerkzeugs - aus dem Senken-Arbeitsraum verdrängter Hydraulikflüssigkeit besteht, so kann sogar insgesamt auf den Bypass zum Druckwandler verzichtet werden, ohne dass dies zu einer Beeinträchtigung der vorstehend dargelegten Betriebsweise der Maschinenpresse (einschließlich der Möglichkeit, die Antriebseinheiten zu kalibrieren) führt.

[0017] Im Folgenden wird die vorliegende Erfindung anhand eines in der Zeichnung (schematisch) veranschaulichten bevorzugten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Dabei veranschaulicht die Zeichnung eine der beiden autarken, auf ein Oberwerkzeug einer erfindungsgemäßen Maschinenpresse wirkenden hydraulischen Antriebseinheiten. Auf die Darstellung und dementsprechende Erläuterung der Maschinenpresse im Übrigen wird verzichtet, weil es für das Verständnis der vorliegenden Erfindung hierauf nicht ankommt und sich die

vorliegende Erfindung im Zusammenhang mit beliebigen, als solches aus dem Stand der Technik (z.B. DE 102009052531 A1 und DE 102012013098 A1, deren vollständiger Offenbarungsgehalt durch Bezugnahme zum Gegenstand der vorliegenden Offenbarung gemacht wird) bekannten Maschinenpressen umsetzen lässt.

[0018] Die in der Zeichnung in dem hier maßgeblichen Ausschnitt (s.o.) veranschaulichte Maschinenpresse umfasst ein Unterwerkzeug und ein mittels eines hydraulischen Linearantriebs absenk- und anhebbares Oberwerkzeug 1. Der hydraulische Linearantrieb umfasst dabei zwei hermetisch abgeschlossene, auf das Oberwerkzeug 1 wirkende hydraulische Antriebseinheiten 2 und eine auf diese einwirkende Steuereinheit.

[0019] Jede hydraulische Antriebseinheit 2 umfasst eine doppeltwirkende hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit 3 mit einem Zylinder 4 und einem über eine Kolbenstange 5 mit dem Oberwerkzeug 1 verbundenen Kolben 6, ein Hydraulikaggregat 7, einen Druckspeicher 8 und einen Druckwandler 9. Der Kolben 6 grenzt den Heben-Arbeitsraum 10 vom Senken-Arbeitsraum 11 ab. In dem Arbeitsmodus arbeitet die Antriebseinheit 2 so, wie dies der DE 102012013098 A1 entnehmbar ist. Insbesondere ist der Heben-Arbeitsraum 10 über den Druckspeicher 8 ständig mit Druck beaufschlagt, und zwar auf einem solchen Druckniveau, dass das Oberwerkzeug 1 in seinen oberen Totpunkt vorgespannt ist. Die Absenkbewegung wird durch Beaufschlagung des Senken-Arbeitsraumes 11 durch das Hydraulikaggregat 7 bewirkt. Über den Druckwandler 9, der hochdruckseitig an den Druckspeicher 8 angeschlossen ist, wird das System ständig mit einem Vordruck beaufschlagt; im System herrscht somit im Arbeitsmodus ständig und überall mindestens ein über dem Umgebungsdruck liegender Basisdruck.

[0020] Dargestellt ist die Antriebseinheit mit einem einheitlichen Senken-Arbeitsraum 11. Ersichtlich kann dieser aber auch, mit den der DE 102012013098 A1 entnehmbaren Vorteilen, in einen ersten Teilarbeitsraum, welcher dem (raschen) Absenken des Oberwerkzeugs 1 im Eilgang dient, und einen zweiten Teilarbeitsraum, der - gemeinsam mit dem ersten Teilarbeitsraum - dem (langsamen) Absenken des Oberwerkzeugs 1 im Pressgang dient, untergliedert werden, wobei in diesem Falle der zweite Teilarbeitsraum mit der Niederdruckseite N des Druckwandler 9 über ein Nachsaugventil verbunden ist (vgl. DE 102012013098 A1).

[0021] Anders, als dies für den Stand der Technik gilt, ist die in der Zeichnung veranschaulichte hydraulische Antriebseinheit 2 erfindungsgemäß aus dem Arbeitsmodus in einen Ruhemodus schaltbar. Hierzu besteht parallel zum Druckwandler 9 ein Bypass 12 mit einem ersten Sperrventil 13. Dieses ist als proportionales 2/2-Wegeventil ausgeführt mit einer Sperrstellung, in welcher (über eine Rückschlagfunktionalität) die Durchflussrichtung von der Hochdruckseite H des Druckwandler 9 zu dessen Niederdruckseite N gesperrt ist, und einer Durchgangsstellung, in welcher die Hochdruckseite H und die

Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 kurzgeschlossen sind. Das erste Sperrventil 13 ist als Magnetventil, welches von der Steuereinheit steuerbar ist, ausgeführt. **[0022]** Weiterhin ist eine Betriebsmoduswahl-Ventileinheit 14 vorgesehen, welche als proportionales 4/2-Wegeventil ausgeführt ist und zwei Sperrventilfunktionalitäten in sich vereinigt. Und zwar ist die Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 über ein - von der Steuereinheit steuerbares - zweites Sperrventil 15 mit dem Senken-Arbeitsraum 11 verbindbar; und der Druckausgang 16 des (nicht reversierbaren) Hydraulikaggregats 7 ist über ein - ebenfalls von der Steuereinheit steuerbares - drittes Sperrventil 17 mit dem Heben-Arbeitsraum 10 (sowie dem Druckspeicher 8) verbindbar. Durch bauliche und funktionale Integration des zweiten Sperrventils 15 und des dritten Sperrventils 17 in die Betriebsmoduswahl-Ventileinheit 14 werden diese beiden Sperrventile gekoppelt betätigt, und zwar dergestalt, dass in einer ersten, in der Zeichnung gezeigten Ventilstellung (Arbeitsmodus) der Druckausgang 16 des Hydraulikaggregats 7 mit dem Senken-Arbeitsraum 11 verbunden und die Verbindung des Senken-Arbeitsraumes 11 mit der Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 unterbrochen sind, wohingegen in einer zweiten Ventilstellung (Ruhemodus) der Druckausgang 16 des Hydraulikaggregats 7 mit dem Heben-Arbeitsraum 10 und der Senken-Arbeitsraum 11 mit der Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 verbunden sind. Ist im Ruhemodus das erste Sperrventil 13 in seine Durchgangsstellung geschaltet, so findet sowohl zwischen der Hochdruckseite H und der Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 als auch zwischen dem Heben-Arbeitsraum 10 und dem Senken-Arbeitsraum 11 der Zylinder-Kolben-Einheit 3 ein Druckausgleich statt. Das Oberwerkzeug 1 wird in eine Ruhestellung, in der es sich auf Anschlägen abstützt, abgesenkt (bzw. dort gehalten, wenn es aktiv in die abgesenkte Stellung bewegt worden ist). Der sich frei bewegende Kolben 19 des Druckwandlers 9 bewegt sich so weit in Richtung auf die Hochdruckseite H, dass die Niederdruckseite N sämtliche Hydraulikflüssigkeit aus dem Druckspeicher 8 aufnimmt. Gelangt hierdurch die Membran des als Blasespeicher ausgeführten Druckspeichers 8 an den Anschlag, so wird das übrige System schlagartig drucklos. **[0023]** Um die Maschinenpresse - unter Anheben des Oberwerkzeugs 1 in seine (durch die oberen Totpunkte der Kolben 6 bestimmte) obere Endlage - aus dem Ruhemodus in den Arbeitsmodus zu überführen, wird - bei unveränderter Schaltstellung der Betriebsmoduswahl-Ventileinheit 14, aber in die Rückschlag-Sperrstellung geschaltetem ersten Sperrventil 13 - das Hydraulikaggregat 7 in Betrieb gesetzt. Der Heben-Arbeitsraum 10 wird aus dem Hydraulikaggregat 7 beaufschlagt und allmählich gefüllt, wobei die dabei, d.h. während des Anhebens der Oberwerkzeugs 1 aus dem Senken-Arbeitsraum 11 verdrängte Hydraulikflüssigkeit, soweit sie nicht über das Hydraulikaggregat 7 dem Heben-Arbeitsraum 10 zugeführt wird, über den Bypass 12 in den Druckspeicher 8 gelangt. Ab Ende des Anhebens der Oberwerk-

zeugs 1, d.h. wenn die Kolben 6 ihre obere Totpunktlage erreichen, speisen sich die Hydraulikaggregate 7 jeweils aus der Niederdruckseite N des zugeordneten Druckwandlers 9. Die von dem Hydraulikaggregat 7 geförderte Hydraulikflüssigkeit wird, soweit sie nicht der sich entsprechend der Bewegung des Kolbens 19 des Druckwandlers 9 vergrößernden Hochdruckseite H des Druckwandlers zugeführt wird, in den Druckspeicher 8 verdrängt. Das entsprechende Füllen des Druckspeichers 8 - unter fortgesetzter Bewegung des Kolbens 19 des Druckwandlers 9 in Richtung auf dessen Niederdruckseite N - erfolgt so lange, bis das von der Maschinensteuerung vorgegebene Druckniveau (d.h. insbesondere der Solldruck auf der Hochdruckseite H) erreicht ist ("Kalibrierung"). Nun werden auch die beiden Sperrventile 15 und 17 umgesteuert, so dass sie wieder ihre in der Zeichnung veranschaulichte, dem Arbeitsmodus der Maschinenpresse entsprechende Schaltstellung einnehmen.

[0024] Sofern nicht das Erreichen des vorgegebenen Druckniveaus auf der Hochdruckseite aus dem Drehmoment des Motors des Hydraulikaggregats 7 abgeleitet wird, erfolgt eine Druckmessung. So können der Hochdruckseite H und/oder der Niederdruckseite N der Druckwandler 9 der beiden Antriebseinheiten 2 Druckaufnehmer 20 zugeordnet sein, deren Messwerte der Steuereinheit zuführbar sind. Anhand dieser Druckmesswerte kann, alternativ zur bevorzugten Ableitung des Druckniveaus aus dem Motormoment (ggf. unter Einschluss einer durch die Maschinensteuerung vorgebbaren Momentenbegrenzung), die vorstehend erläuterte Kalibrierung der beiden Antriebseinheiten 2 und deren hydraulischer Abgleich erfolgen, aufgrund derer im oberen Totpunkt beider Antriebseinheiten 2 hochdruckseitig das gleiche und ideale Druckniveau besteht.

[0025] Die vorstehend beschriebene Abfolge beim Übergang aus dem Ruhemodus in den Betriebsmodus ergibt sich ohne weiteres daraus, dass das Kolbenflächenverhältnis zwischen Niederdruckseite N und Hochdruckseite H des Druckwandlers um ein Mehrfaches (z.B. um einen Faktor zwischen 4 und 8) größer ist als das Kolbenflächenverhältnis zwischen Senken-Arbeitsraum 11 und Heben-Arbeitsraum 10. Als für eine typische Anwendung besonders geeignet erwiesen haben sich ein Druckuntersetzungsverhältnis des Druckwandlers zwischen 50:1 und 100:1 und ein Kolbenflächenverhältnis zwischen Senken- und Heben-Arbeitsraum zwischen 8:1 und 20:1. Bei anderen Geometrien ließe sich die Abfolge notfalls durch ein Hilfsventil erreichen, welches bis zum vollständigen Anheben des Oberwerkzeugs 1 den Druckwandler hydraulisch sperrt.

[0026] Für das beim Übergang aus dem Ruhemodus in den Arbeitsmodus der Maschinenpresse erfolgende Anheben des Oberwerkzeugs 1 aus seiner Ruhelage (s.o.) werden die beiden Antriebseinheiten 2 parallel, synchron volumengesteuert betrieben. Die Hydraulikaggregate 7 werden - durch entsprechende Ansteuerung ihrer Motoren M durch die Steuereinheit - mit identischer Fördermenge betrieben. Hierdurch besteht keine Gefahr

einer Verkantung.

[0027] Für die Überwachung des Systems sind den Druckwandlern 9 der beiden Antriebseinheiten 2 Weg-
aufnehmer 18 zugeordnet, welche die Stellung des Kol-
bens 19 des betreffenden Druckwandlers 9 erfassen. Da,
wie oben dargelegt, ein Zusammenhang besteht zwi-
schen der Stellung des Kolbens 19 des Druckwandlers
9 und dem hochdruckseitigen Druck bei oberer Totpunkt-
lage des Kolbens 6 der betreffenden Antriebseinheit 2
kann auch aus der Position des Kolbens 19 des Druck-
wandlers 9 auf ein bestimmtes hochdruckseitiges Druck-
niveau geschlossen werden, wobei insoweit allerdings
Temperatureinflüsse bestehen. Um diese in der Maschi-
nensteuerung zu berücksichtigen, können, wie auf der
Niederdruckseite N des Druckwandlers 9 beispielhaft
veranschaulicht, Temperatursensoren 21 vorgesehen
sein, bevorzugt an verschiedenen Positionen innerhalb
des Systems verteilt.

Patentansprüche

1. Maschinenpresse mit einem Unterwerkzeug und ein-
em mittels eines hydraulischen Linearantriebs ab-
senk- und anhebbaren Oberwerkzeug (1), wobei der
hydraulische Linearantrieb mindestens eine hermeti-
sch abgeschlossene hydraulische Antriebseinheit
(2) und eine auf diese einwirkende Steuereinheit um-
fasst und in einem Arbeitsmodus innerhalb der hy-
draulischen Antriebseinheit (2) ständig und überall
ein über dem Umgebungsdruck liegender Basis-
druck überschritten wird, mit den folgenden Merk-
malen:

- die hydraulische Antriebseinheit umfasst min-
destens eine auf das Oberwerkzeug (1) wirken-
de hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (3), ein
Hydraulikaggregat (7), einen Druckspeicher (8),
und einen Druckwandler (9);
- die mindestens eine hydraulische Zylinder-Kol-
ben-Einheit (3) umfasst mindestens einen Sen-
ken-Arbeitsraum (11) sowie mindestens einen
Heben-Arbeitsraum (10);
- an den Druckspeicher (8) sind mindestens ein
Heben-Arbeitsraum (10) sowie die Hochdruck-
seite (H) des Druckwandlers (9) angeschlossen;
- das Hydraulikaggregat (7) ist zur Beaufschla-
gung mindestens eines Senken-Arbeitsraumes
(11) aus der Niederdruckseite (N) des Druck-
wandlers (9) speisbar;
- die mindestens eine hydraulische Antriebsein-
heit (2) ist aus dem Arbeitsmodus in einen Ru-
hemodus, schaltbar;
- hierzu besteht parallel zum Druckwandler (9)
ein Bypass (12) mit einem von der Steuereinheit
steuerbaren, in seiner Sperrstellung zumindest
die Durchflussrichtung von der Hochdruckseite
(H) des Druckwandlers (9) zu dessen Nieder-

druckseite (N) sperrenden ersten Sperrventil
(13);

- weiterhin ist die Niederdruckseite (N) des
Druckwandlers (9) über ein von der Steuerein-
heit steuerbares zweites Sperrventil (15) mit
dem Senken-Arbeitsraum (11) verbindbar;
- und der Druckausgang (16) des Hydraulikag-
gregats (7) ist über ein von der Steuereinheit
steuerbares drittes Sperrventil (17) mit dem He-
ben-Arbeitsraum (10) verbindbar.

2. Maschinenpresse nach Anspruch 1, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** die bzw. jede hydraulische An-
triebseinheit (2) mindestens eine doppeltwirkende
hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (3) aufweist.

3. Maschinenpresse nach Anspruch 2, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** die bzw. jede hydraulische An-
triebseinheit (2) genau eine doppeltwirkende hy-
draulische Zylinder-Kolben-Einheit (3) aufweist.

4. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis
3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite
Sperrventil (15) und das dritte Sperrventil (17) eine
gekoppelte Betriebsmoduswahl-Ventileinheit (14)
bilden dergestalt, dass in einer ersten Ventilstellung
(Arbeitsmodus) der Druckausgang (16) des Hydraulikaggregats (7) mit dem Senken-Arbeitsraum (11) verbunden und die Verbindung des Senken-Arbeitsraumes (11) mit der Niederdruckseite (N) des Druckwandlers (9) unterbrochen sind und in einer zweiten Ventilstellung (Ruhemodus) der Druckausgang (16) des Hydraulikaggregats (7) mit dem Heben-Arbeitsraum (10) und der Senken-Arbeitsraum (11) mit der Niederdruckseite (N) des Druckwandlers (9) verbunden sind.

5. Maschinenpresse nach Anspruch 4, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** das erste Sperrventil (13) in die
Betriebsmoduswahl-Ventileinheit (14) integriert ist
dergestalt, dass der Bypass (12) in dem Ruhemodus
geöffnet und in dem Arbeitsmodus zumindest in der
Durchflussrichtung von der Hochdruckseite (H) des
Druckwandlers (9) zu dessen Niederdruckseite (N)
gesperrt ist.

6. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis
5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hydraulik-
aggregat (7) nicht-reversierbar ausgeführt ist.

7. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis
6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der hydraulische Linearantrieb zwei parallel auf das Oberwerkzeug wirkende baugleiche, hydraulisch entkoppelte Antriebseinheiten (2) umfasst.

8. Maschinenpresse nach Anspruch 7, **dadurch ge-
kennzeichnet, dass** bei dem Übergang aus dem

Ruhemodus in den Arbeitsmodus die beiden Antriebseinheiten (2) parallel, synchron volumengesteuert in den oberen Totpunkt fahrbar sind.

9. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der mindestens einen Antriebseinheit (2) eine Kalibrieroutine durchführbar ist zur Einstellung eines bei einem Referenzpunkt bestehenden Druckniveaus in dem Druckspeicher (8). 5
10
10. Maschinenpresse nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Druckwandler (9) der mindestens einen Antriebseinheit (2) ein Wegaufnehmer (18) zugeordnet ist, welcher die Stellung des Kolbens (19) des zugeordneten Druckwandlers (9) erfasst. 15
11. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Druckwandler (9) der mindestens einen Antriebseinheit (2) mindestens ein Druckaufnehmer (20) zugeordnet ist, dessen Messwerte der Steuereinheit zuführbar sind. 20
12. Maschinenpresse nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Motors des Hydraulikaggregats (7) in der Maschinensteuerung als Indikator für den Hydraulikdruck im Druckspeicher (8) verwertet wird. 25
30
13. Hydraulischer Linearantrieb, insbesondere für eine Maschinenpresse, zur Bewegung eines angetriebenen Teils längs einer Arbeitsachse in einer ersten Bewegungsrichtung und einer der ersten Bewegungsrichtung entgegengesetzten zweiten Bewegungsrichtung, umfassend eine hermetisch abgeschlossene hydraulische Antriebseinheit (2), in welcher in einem Arbeitsmodus ständig und überall ein über dem Umgebungsdruck liegender Basisdruck überschritten wird, mit den folgenden Merkmalen: 35
40
 - die hydraulische Antriebseinheit (2) umfasst mindestens eine hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (3), ein Hydraulikaggregat (7), einen Druckspeicher (8), und einen Druckwandler (9); 45
 - die mindestens eine hydraulische Zylinder-Kolben-Einheit (3) umfasst mindestens einen bezüglich der ersten Bewegungsrichtung wirksamen ersten Arbeitsraum (10) sowie mindestens einen bezüglich der zweiten Bewegungsrichtung wirksamen zweiten Arbeitsraum (11); 50
 - an den Druckspeicher (8) sind mindestens ein erster Arbeitsraum (10) sowie die Hochdruckseite (H) des Druckwandlers (9) angeschlossen; 55
 - das Hydraulikaggregat (7) ist zur Beaufschlagung mindestens eines zweiten Arbeitsraumes (11) aus der Niederdruckseite (N) des Druck-

wandlers (9) speisbar;

- die mindestens eine hydraulische Antriebseinheit (2) ist aus dem Arbeitsmodus in einen Ruhemodus, schaltbar;
- hierzu besteht parallel zum Druckwandler (9) ein Bypass (12) mit einem von der Steuereinheit steuerbaren, in seiner Sperrstellung zumindest die Durchflussrichtung von der Hochdruckseite (H) des Druckwandlers (9) (N) zu dessen Niederdruckseite sperrenden erstes Sperrventil (13);
- weiterhin ist die Niederdruckseite (N) des Druckwandlers (9) über ein von der Steuereinheit steuerbares zweites Sperrventil (15) mit dem zweiten Arbeitsraum (11) verbindbar;
- und der Druckausgang (16) des Hydraulikaggregats (7) ist über ein von der Steuereinheit steuerbares drittes Sperrventil (17) mit dem ersten Arbeitsraum (10) verbindbar.

Claims

1. An automatic press with a lower tool and an upper tool (1), which can be lifted and lowered by means of a hydraulic linear drive, wherein the hydraulic linear drive comprises at least one hermetically closed hydraulic drive unit (2) and a control unit impacting on the same, and when in a working mode, a basic pressure lying above the ambient pressure is constantly and everywhere exceeded inside the hydraulic drive unit (2), with the following characteristics: 25
 - the hydraulic drive unit (2) comprises at least one hydraulic cylinder-piston-unit (3) acting on the upper tool (1), one hydraulic aggregate (7), one pressure reservoir (8) and one pressure transducer (9);
 - the at least one hydraulic cylinder-piston-unit (3) comprises at least one lowering working chamber (11) as well as at least one lifting working chamber (10);
 - the pressure reservoir (8) has at least one lowering working chamber (10) as well as the high-pressure side (H) of the pressure transducer (9) connected to it;
 - the hydraulic aggregate (7) can be fed from the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9) for acting upon at least one lowering working chamber (11);
 - the at least one hydraulic drive unit (2) can be switched from the working mode into an idling mode;
 - to this end a bypass (12) exists parallel to the pressure transducer (9) with a first stop valve (13) controllable by the control unit and blocking, when in its blocking position, at least the through-flow direction from the high-pressure

- side (H) of the pressure transducer (9) to the low-pressure side (N) thereof;
 - furthermore the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9) can be connected to the lowering working chamber (11) via a second stop valve (15) controllable by the control unit;
 - and the pressure output (16) of the hydraulic aggregate (7) can be connected to the lifting working chamber (10) via a third stop valve (17) controllable by the control unit.
2. The automatic press according to claim 1, **characterised in that** the/each hydraulic drive unit (2) comprises at least one double-acting hydraulic cylinder-piston-unit (3).
 3. The automatic press according to claim 2, **characterised in that** the/each hydraulic drive unit (2) comprises exactly one double-acting hydraulic cylinder-piston-unit (3).
 4. The automatic press according to one of claims 1 to 3, **characterised in that** the second stop valve (15) and the third stop valve (17) form a coupled operating-mode-selection valve unit (14) such that in a first valve position (working mode) the pressure output (16) of the hydraulic aggregate (7) is connected to the lowering working chamber (11) and the connection of the lowering working chamber (11) to the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9) is interrupted, and in a second valve position (idling mode) the pressure output (16) of the hydraulic aggregate (7) is connected to the lifting working chamber (10) and the lowering working chamber (11) is connected to the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9).
 5. The automatic press according to claim 4, **characterised in that** the first stop valve (13) is integrated with the operating mode selection valve unit (14) such that in idling mode the bypass (12) is opened and that in working mode it is blocked at least in through-flow direction from the high-pressure side (H) of the pressure transducer (9) to the low-pressure side (N) thereof.
 6. The automatic press according to one of claims 1 to 5, **characterised in that** the hydraulic aggregate (7) is designed so as to be non-reversible.
 7. The automatic press according to one of claims 1 to 6, **characterised in that** the hydraulic linear drive comprises two structurally identical, hydraulically decoupled drive units (2), which act in parallel upon the upper tool.
 8. The automatic press according to claim 7, **characterised in that** during transition from the idling mode into the working mode the two drive units (2) can be moved, synchronously volume-controlled, in parallel into the upper dead centre.
 9. The automatic press according to one of claims 1 to 8, **characterised in that** a calibration routine can be performed on the at least one drive unit (2) in order to set a pressure level in the pressure reservoir (8), which is present at a reference point.
 10. The automatic press according to claim 9, **characterised in that** the pressure transducer (9) of the at least one drive unit (2) has a displacement sensor (18) associated with it, which detects the position of the piston (19) of the associated pressure transducer (9).
 11. The automatic press according to one of claims 1 to 10, **characterised in that** the pressure transducer (9) of the at least one drive unit (2) has at least one pressure sensor (20) associated with it, the measured values of which can be fed to the control unit.
 12. The automatic press according to one of claims 1 to 10, **characterised in that** the torque of the motor of the hydraulic aggregate (7) is utilised in the machine control as an indicator for the hydraulic pressure in the pressure reservoir (8).
 13. A hydraulic linear drive, in particular for an automatic press, for moving a driven component along a working axis in a first direction of movement and in a second direction of movement contrary to the first direction of movement, comprising a hermetically closed hydraulic drive unit (2), in which in a working mode a basic pressure lying above the ambient pressure is constantly and everywhere exceeded, with the following characteristics:
 - the hydraulic drive unit (2) comprises at least one hydraulic cylinder-piston-unit (3), one hydraulic aggregate (7), one pressure reservoir (8) and one pressure transducer (9);
 - the at least one hydraulic cylinder-piston-unit (3) comprises at least one first working chamber (10) effective with respect to the first direction of movement as well as at least one second working chamber (11) effective with respect to the second direction of movement;
 - the pressure reservoir (8) has at least one first working chamber (10) as well as the high-pressure side (H) of the pressure transducer (9) connected to it;
 - the hydraulic aggregate (7) can be fed from the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9) for acting upon at least one second working chamber (11);
 - the at least one hydraulic drive unit (2) can be

switched from the working mode into an idling mode;

- to this end a bypass (12) exists parallel to the pressure transducer (9) with a first stop valve (13) controllable by the control unit and blocking, when in its blocking position, at least the through-flow direction from the high-pressure side (H) of the pressure transducer (9) to the low-pressure side (N) thereof;
- furthermore the low-pressure side (N) of the pressure transducer (9) can be connected to the second working chamber (11) via a second stop valve (15) controllable by the control unit;
- and the pressure output (16) of the hydraulic aggregate (7) can be connected to the first working chamber (10) via a third stop valve (17) controllable by the control unit.

Revendications

1. Presse automatique avec un outil inférieur et un outil supérieur (1) abaissable et relevable au moyen d'un mécanisme linéaire hydraulique, le mécanisme linéaire hydraulique comprenant au moins une unité d'entraînement hydraulique hermétiquement fermée (2) et une unité de commande agissant sur celle-ci et dans un mode de travail une pression de base étant en permanence et partout dépassée au-dessus de la pression ambiante à l'intérieur de l'unité d'entraînement hydraulique (2), avec les caractéristiques suivantes :

- l'unité d'entraînement hydraulique comprend au moins une unité Vérin-Piston hydraulique (3) agissant sur l'outil supérieur (1), un groupe hydraulique (7), un accumulateur de pression (8), un convertisseur de pression (9),
- au moins une unité Vérin-Piston hydraulique (3) comprend au moins un espace de travail de Descente (11) ainsi qu'au moins un espace de travail Montée (10),
- au moins un espace de travail Montée (10) ainsi que le côté haute pression (H) du convertisseur de pression (9) sont raccordés à l'accumulateur de pression (8),
- le groupe hydraulique (7) peut être alimenté pour solliciter au moins un espace de travail-Descente (11) à partir du côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9),
- au moins une unité d'entraînement hydraulique (2) peut être enclenchée du mode de travail en un mode de repos,
- à cet effet se trouve parallèle au convertisseur de pression (9), une dérivation (12) une première vanne d'arrêt (13), pouvant être commandée par l'unité de commande, bloquant dans sa position de blocage au moins le sens de passage

du côté haute pression (H) du convertisseur de pression (9) vers le côté basse pression (N) de celui-ci,

- le côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9) pouvant être en outre relié à l'espace de travail Descente (11) par une deuxième vanne d'arrêt (15) pouvant être commandée par l'unité de commande,
 - et la sortie de pression (16) du groupe hydraulique (7) peut être reliée à l'espace de travail Montée (10) par une troisième vanne d'arrêt (17) pouvant être commandée par l'unité de commande.
2. Presse automatique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'unité ou chaque unité d'entraînement hydraulique (2) comporte au moins une unité Vérin-Piston hydraulique à double effet (3).

3. Presse automatique selon la revendication 2, **caractérisée en ce que** l'unité ou chaque unité d'entraînement hydraulique (2) comporte exactement une unité Vérin-Piston hydraulique à double effet (3).

4. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** la deuxième vanne d'arrêt (15) et la troisième vanne d'arrêt (17) forment une unité de vanne à sélection de mode de fonctionnement (14) couplée de telle manière que dans une première position de vanne (mode de travail), la sortie de pression (16) du groupe hydraulique (7) est reliée à l'espace de travail Descente (11) et la liaison de l'espace de travail Descente (11) au côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9) est interrompue et dans une deuxième position de vanne (mode de repos), la sortie de pression (16) du groupe hydraulique (7) est reliée à l'espace de travail Montée (10) et l'espace de travail Descente (11) est relié au côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9).

5. Presse automatique selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** la première vanne d'arrêt (13) est intégrée dans l'unité de vanne à sélection de mode de fonctionnement (14) de telle manière que la dérivation (12) est ouverte dans le mode de repos et est bloquée dans le mode de travail au moins dans la direction de passage du côté haute pression (H) du convertisseur de pression (9) au côté basse pression (N) de celui-ci.

6. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** le groupe hydraulique (7) est exécuté non réversible.

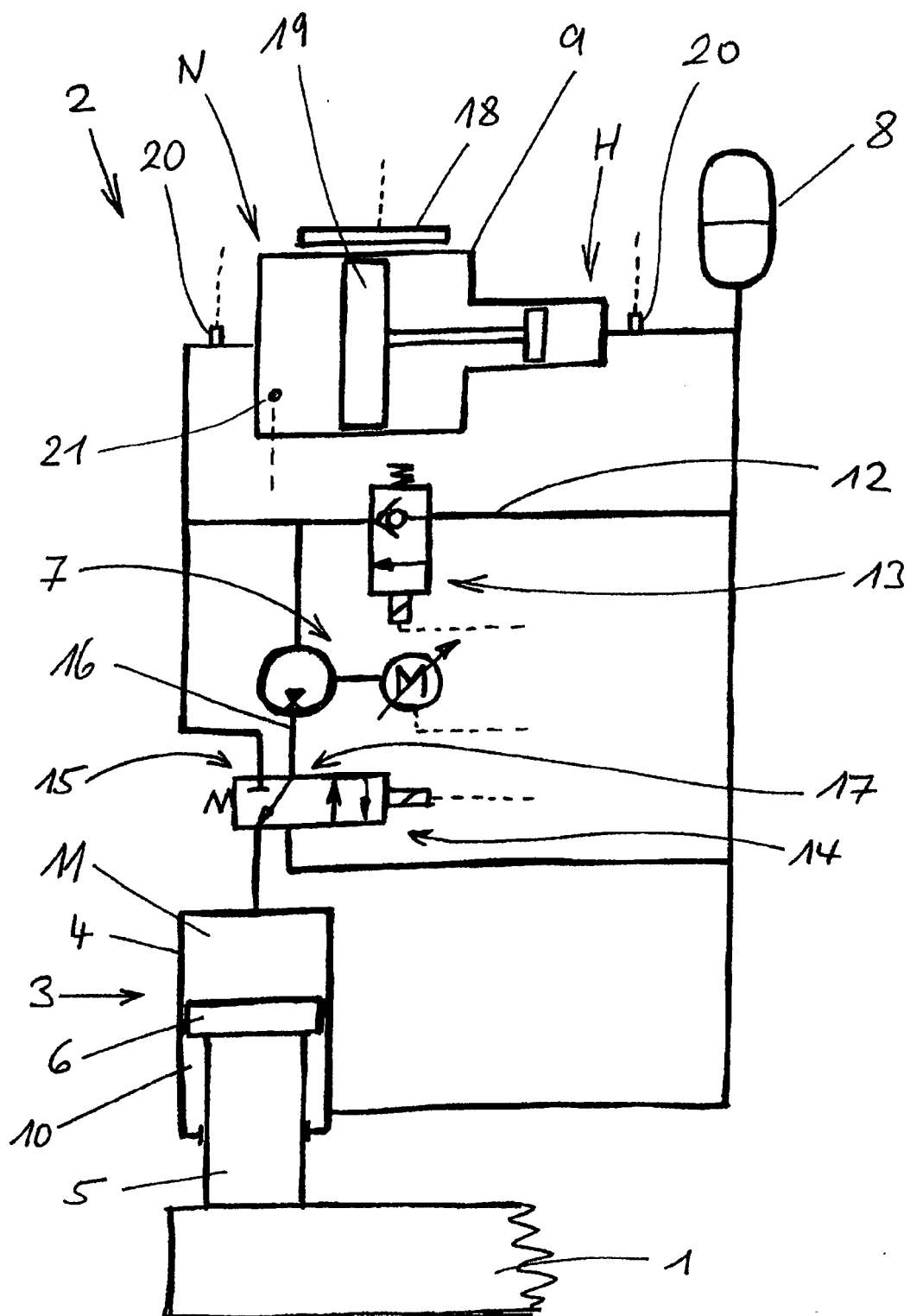
7. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, **caractérisée en ce que** le mécanisme linéaire hydraulique comprend deux unités

d'entraînement (2) hydrauliquement découplées de même construction agissant parallèlement sur l'outil supérieur.

8. Presse automatique selon la revendication 7, **caractérisée en ce que** lors du passage du mode de repos au mode de travail, les deux unités d'entraînement (2) peuvent être déplacées dans le point mort haut, parallèlement, de manière synchrone et volumétrique. 5
10
9. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce qu'un** programme d'étalonnage peut être exécuté sur au moins une unité d'entraînement (2) pour régler un des niveaux de pression dans l'accumulateur de pression (8), constituant un point de référence. 15
10. Presse automatique selon la revendication 9, **caractérisée en ce qu'un** capteur de course (18) est affecté au convertisseur de pression (9) d'au moins une unité d'entraînement (2), lequel saisit la position du piston (19) du convertisseur de pression (9) attribué. 20
25
11. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce qu'au** moins un capteur de pression (20) est affecté au convertisseur de pression (9) d'au moins une unité d'entraînement (2), dont les valeurs de mesure peuvent être acheminées à l'unité de commande. 30
12. Presse automatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce que** le couple du moteur du groupe hydraulique (7) est exploité dans la commande de la machine en tant qu'indicateur pour la pression hydraulique dans l'accumulateur de pression (8). 35
13. Mécanisme linéaire hydraulique, en particulier pour une presse automatique, pour le déplacement d'une pièce entraînée le long d'un axe de travail dans une première direction de déplacement et une deuxième direction de déplacement opposée à la première direction de déplacement, comprenant une unité d'entraînement (2) hydraulique hermétiquement fermée dans laquelle une pression de base se situant dans un mode de travail est en permanence et partout dépassée au-dessus de la pression ambiante, avec les caractéristiques suivantes : 40
45
50
 - l'unité d'entraînement hydraulique (2) comprend au moins une unité Vérin-Piston hydraulique (3), un groupe hydraulique (7), un accumulateur de pression (8), un convertisseur de pression (9), 55
 - au moins une unité Vérin-piston hydraulique (3) comprend au moins un premier espace de

travail (10) actif concernant la première direction de déplacement ainsi qu'au moins un deuxième espace de travail (11) actif concernant la deuxième direction de déplacement,

- au moins un premier espace de travail (10) ainsi que le côté haute pression (H) du convertisseur de pression (9) sont raccordés à l'accumulateur de pression (8),
- le groupe hydraulique (7) peut être alimenté pour solliciter au moins un deuxième espace de travail (11) à partir du côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9),
- au moins une unité d'entraînement hydraulique (2) peut être enclenchée du mode de travail dans un mode de repos,
- à cet effet se trouve parallèle au convertisseur de pression (9), une dérivation (12) une première vanne d'arrêt (13), pouvant être commandée par l'unité de commande, bloquant dans sa position de blocage au moins le sens de passage du côté haute pression (H) du convertisseur de pression (9) vers le côté basse pression (N) de celui-ci,
- le côté basse pression (N) du convertisseur de pression (9) pouvant être en outre relié à l'espace de travail Descente (11) par une deuxième vanne d'arrêt (15) pouvant être commandée par l'unité de commande,
- et la sortie de pression (16) du groupe hydraulique (7) peut être reliée à l'espace de travail Montée (10) par une troisième vanne d'arrêt (17) pouvant être commandée par l'unité de commande.



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

- DE 102009052531 A1 [0002] [0017]
- DE 102012013098 A1 [0002] [0004] [0017] [0019]
[0020]