

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6208746号
(P6208746)

(45) 発行日 平成29年10月4日(2017. 10. 4)

(24) 登録日 平成29年9月15日(2017. 9. 15)

(51) Int.Cl.

F I

B 3 0 B 15/22 (2006. 01)
F 1 5 B 15/18 (2006. 01)
F 1 5 B 1/26 (2006. 01)
F 1 5 B 11/028 (2006. 01)
B 2 1 D 5/02 (2006. 01)

B 3 0 B 15/22 A
F 1 5 B 15/18
F 1 5 B 1/26
F 1 5 B 11/028 A
B 2 1 D 5/02 R

請求項の数 14 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2015-506107 (P2015-506107)
(86) (22) 出願日 平成25年1月31日(2013. 1. 31)
(65) 公表番号 特表2015-514586 (P2015-514586A)
(43) 公表日 平成27年5月21日(2015. 5. 21)
(86) 国際出願番号 PCT/EP2013/000293
(87) 国際公開番号 W02013/156095
(87) 国際公開日 平成25年10月24日(2013. 10. 24)
審査請求日 平成27年10月27日(2015. 10. 27)
(31) 優先権主張番号 102012007511.1
(32) 優先日 平成24年4月17日(2012. 4. 17)
(33) 優先権主張国 ドイツ(DE)
(31) 優先権主張番号 102012015118.7
(32) 優先日 平成24年7月30日(2012. 7. 30)
(33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 510135050
ヘルビガー アウトマティジールングステ
ヒニーク ホールディング ゲゼルシャフ
ト ミット ベシュレンクテル ハフツン
グ
ドイツ連邦共和国、8 6 9 7 2 アルテン
シュタット、ズートリッヒェ レーマーシ
ュトラーセ 1 5
(74) 代理人 100064012
弁理士 浜田 治雄
(72) 発明者 ラウヴォルフ, マルティン
ドイツ連邦共和国、8 6 9 5 6 ショーン
ガウ、ケレスピッツシュトラーセ 3

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 プレス機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機械フレーム（3）と、下側の金型固定部（4）と、液圧駆動システムを使用して前記下側の金型固定部に対して所定の動作ストローク（H）で直線的に上下移動可能な上側の金型固定部（7）と、数値機械制御装置（21）を備えてなる、プレス機械（1）であって、前記プレス機械がさらに下記の特徴を有してなり：

前記液圧駆動システムが少なくとも2体の互いに独立した液圧駆動ユニット（8，9）を含んでなり、それら液圧駆動ユニットのそれぞれがさらに下記の特徴を有してなり：

- 少なくとも1本の液圧シリンダ（12）が前記上側の金型固定部（7）の直線的な上下移動を実行するように作用するとともにバルブ（22，26，27）と供給圧力下に曝される主圧力ライン（20）を介してモータ（17）によって駆動され圧媒液をタンク（18）から吸引するポンプ（16）に結合され；
- 前記モータ（17）の回転数が前記数値機械制御装置（21）を介して設定可能であり、その際前記数値機械制御装置内に作業サイクルにわたって定義された回転数プロファイルが記憶されており；
- 圧力制限ユニットが少なくとも前記作業サイクルの一部分にわたって前記供給圧力を、前記数値機械制御装置（21）内に記憶された作業サイクルにわたった圧力プロファイルのものと前記少なくとも1本の液圧シリンダ（12）上の実際の負荷圧力に補足分を加算したもののうちより低い圧力に制限する、

プレス機械。

【請求項 2】

圧力制限ユニットが数値機械制御装置によって制御可能な圧力リミッタ（34）とそれに対して独立して流体力学的に並列に接続された液圧機械式圧力補償器（39）を備えていることを特徴とする請求項1記載のプレス機械。

【請求項 3】

少なくとも1本の液圧シリンダ（12）の上昇作動空間（25）と下降作動空間（24）上に存在する負荷圧力がシャトル弁（42）によって削減され、両方の圧力値のうちの高い方のものが圧力補償器（39）の制御入力（40）に付加されることを特徴とする請求項2記載のプレス機械。

【請求項 4】

圧力補償器（39）の第2の制御入力（43）の手前に数値機械制御装置（21）によって制御可能なパイロット弁（29）が接続され、それにより供給圧力またはタンク圧力のいずれかが圧力補償器の前記第2の制御入力上に存在することを特徴とする請求項2または3記載のプレス機械。

【請求項 5】

圧力制限ユニットが、数値機械制御装置（21）によって制御可能な電子式圧力補償器を、同様に数値機械制御装置によって調節可能な圧力リミッタと共に1つの構成ユニット内に内蔵して含んでなることを特徴とする請求項1記載のプレス機械。

【請求項 6】

タンク（18）が開口式で大気圧下に曝されることを特徴とする請求項1ないし5のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 7】

ポンプ（16）は一定の排液量と1つの推進方向と1つの回転方向を有するポンプからなることを特徴とする請求項1ないし6のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 8】

モータ（17）はフィードバックを備えない非同期モータからなることを特徴とする請求項1ないし7のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 9】

回転数プロファイルおよび圧力プロファイルが相に依存してモータ（17）の回転数あるいは最大供給圧力を予設定する対象である作業サイクルが少なくとも上側の金型固定部（7）の高速下降、動力下降、および上昇の相を含むことを特徴とする請求項1ないし8のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 10】

モータ（17）が回転数プロファイルに従って上側の金型固定部（7）の高速下降の相においては回転しないことを特徴とする請求項9記載のプレス機械。

【請求項 11】

回転数プロファイルに従って上側の金型固定部（7）の上昇の相におけるモータ回転数が動力下降の相におけるモータ回転数より高くなることを特徴とする請求項9または10記載のプレス機械。

【請求項 12】

数値機械制御装置（21）が入力ユニットを含んでいて、その上で少なくとも回転数プロファイルの回転数と圧力プロファイルの圧力を入力可能であることを特徴とする請求項9ないし11のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 13】

各液圧駆動ユニット（8, 9）が丁度1体の差動シリンダとして形成された液圧シリンダ（12）を備えることを特徴とする請求項1ないし12のいずれかに記載のプレス機械。

【請求項 14】

差動シリンダが0.1未満の上昇作動空間（25）対下降作動空間（24）の面積比を有することを特徴とする請求項13記載のプレス機械。

10

20

30

40

50

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、機械フレームと、（好適には機械フレームに対して不動的に設置された）下側の金型固定部と、液圧駆動システムを使用して前記下側金型固定部に対して所定の動作ストロークで直線的に上下移動可能な上側の金型固定部と、数値機械制御装置を備えるプレス機械に関する。

【背景技術】

【0002】

前記の種類のプレス機械は、従来の技術において多様な実施形態で実現されている。その際液圧駆動システムが2体のピストン－シリンダユニットを備えていてそれによって上側の金型固定部を駆動し、また前記両方のピストン－シリンダユニットに共通で圧媒液を供給する単一のモーターポンプユニット（液圧装置）を備えるプレス機械が既に知られている（欧州特許出願公開第231735号A1明細書参照）。その際両方のピストン－シリンダユニットの付勢は数値機械制御装置を介して操作可能なバルブによって制御される。

10

【0003】

さらに、共同で上側の金型固定部を駆動するように作用する2体のピストン－シリンダユニットを備え、加えて液圧駆動システムが2体の独立したモーターポンプユニットを備え、それらがそれぞれに割り当てられた1体のピストン－シリンダユニットに供給を行う、プレス機械が知られている。上側の金型固定部の上昇および下降の速度は部分的にモーター回転数に依存し、その際ポンプの回転方向の逆転（逆転型ポンプ）によって上昇と下降を切り換えることができる。

20

共同で上側の金型固定部の動作のために作用しいずれも固有のモーターポンプユニットによって付勢される2体のシリンダーピストンユニットを備えた別のプレス機械が欧州特許出願公開第692327号A1明細書によって知られている。効率の改善の目的からここでは追加的な蓄圧システムが設けられる。これは、いずれも1つのモーターポンプユニットに割り当てられそれと機械的に結合可能な2体の追加的なポンプ／モータユニットと1体の蓄圧器を含む。シリンダーピストンユニットの負荷需要が少ない相において、ポンプモードで稼働するモーターポンプユニットによって前記蓄圧器が蓄圧され、一方シリンダーピストンユニットの負荷需要が高い相、すなわちピーク負荷時においてはモーターポンプユニットは（蓄圧器から供給を受けて）モータモードで稼働し、それによって一次モーターポンプユニットを支援する。

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

従って本発明の目的は、比較的低い製造コストおよび液圧駆動システムの小型の構造と同時に極めて高いエネルギー効率を特徴とする冒頭に述べた種類のプレス機械を提供することである。

【課題を解決するための手段】

40

【0005】

前記の課題は、請求項1によって定義された機能的に相乗作用する特徴の組み合わせによって特徴付けられる、冒頭に述べた種類のプレス機械によって解決される。それに応じて、プレス機械の上側金型固定部を特に曲げプレスとすることができ、前方で液圧駆動システムに含まれた少なくとも2本の液圧シリンダの支援によって上下動作する。好適にはいずれも二重に作用する差動シリンダとして形成される少なくとも1体の液圧シリンダがいずれも固有の液圧駆動ユニットの構成部材となり、従って液圧駆動システムはいずれも固有のモーターポンプユニットを備えた少なくとも2体の独立した液圧駆動ユニットを含む。モーターポンプユニットのそれぞれがタンクから圧媒液を吸引してそれを主圧力ラインに供給する。圧媒液はそこから好適には比例バルブとして形成されるバルブを介して制

50

御されて該当する液圧駆動ユニットの少なくとも1体の液圧シリンダに供給され、それによって（上昇作動空間あるいは下降作動空間のいずれが圧力付加されるかに応じて）上側の金型固定部を上昇あるいは下降させ、その際適宜な液圧回路（後述参照）によって自重のみによってすなわち下降作動空間の圧力付加無でも上側の金型固定部の急速下降を実施することができる。

【0006】

プレス機械の数値機械制御において、回転数プロファイルと圧力プロファイルが入力される。両方ともプレス機械の動作サイクルにわたって設定される。数値機械制御は（液圧的に）相互に独立した少なくとも2体の液圧駆動ユニットに作用し、すなわち該当するモーターポンプユニットならびにそれぞれ異なったバルブを制御するように作用する。

10

【0007】

第1に数値機械制御装置が回転数プロファイルに従って該当する液圧駆動ユニットのモータの回転数を制御する。従ってモータが数値機械制御装置によって相に依存して定義される回転数をもってポンプを駆動し、前記回転数は上側の金型固定部の所要の動作のために必要な圧媒液の流量（必要に応じて追加的に安全幅（後述参照）を含めて）が提供されるような方式で判定される。各ポンプはその排液量に従って回転数に相応する量の圧媒液をタンクから吸引して主圧力ラインに誘導する。

【0008】

他方で、数値機械制御装置は圧力プロファイルに従って前記少なくとも2体の液圧駆動ユニットにいずれも相に依存して該当する主圧力ライン内に存在する最大の供給圧力を提供する。この相に依存する最大圧力は、通常該当する圧力プロファイルが適合する特定のプレス工程のために各作業相において必要とされる最大圧力に対応し、また必要に応じて安全幅の分高められ（後述参照）、その際最大圧力の設定は追加的に液圧駆動ユニットを過剰圧力から保護する安全関数を満たすこともできる。加えて本発明によれば、前記少なくとも2体の液圧駆動ユニットのそれぞれの中において該当する圧力制限ユニットが該当する主圧力ライン内に存在する供給圧力を少なくとも作業サイクルの一部分（特にいわゆる“パワープレス”の相（後述参照））の間個別に依然として圧力プロファイルによって定義された相に依存する最大圧力未満に低下させるが、このことは必要に応じて行われる。この点に関して、供給圧力が該当する圧力制限ユニットを使用して各液圧駆動ユニットについて少なくとも時間によって圧力プロファイルから予設定されたものと実際に前記少なくとも一方の液圧シリンダ上に存在する負荷圧力のうちのより小さい圧力に補足分を加えたものに個別に制限され、ここで実質的な負荷圧力は、負荷に依存した圧力制限の時間間隔が下降相から上昇相へ続く限りにおいて、作業相に応じて前記少なくとも一方の液圧シリンダの下降作動空間あるいは上昇作動空間に接続する。この追加的な制限によって予測的に必要とされる圧力値のために数値機械制御装置によって上方で制限される供給圧力の実質的な需要ならびに動作に依存した負荷圧力への適応が可能になる。従って互いに独立した少なくとも2体の液圧駆動ユニットを備えたシステム構成によって、前記少なくとも2体の液圧駆動ユニットのそれぞれの中の実際の供給圧力を該当する液圧駆動ユニットのその時の負荷圧力に個別に調節することができる。このことはプレス機械の実用上の各種の適用形態に対してエネルギー効率の観点から重要な側面であり；その理由は液圧駆動システムの異なった液圧シリンダがそれぞれ異なった応力を生成する（例えばモノプレスにおけるワークピースの外側中央への配置あるいはタンデムプレスにおけるワークピースの中央への配置）非対称のプレス作業課題に際して各モーターポンプユニット内で実際に必要とされる大きさレベルの液圧出力のみが（安全幅を考慮しながら）形成される。特に、液圧駆動システム全体の全ての液圧シリンダの最大負荷に相関する負荷に依存した（あるいはそれどころか実際の負荷とは完全に無関係な）全ての液圧シリンダについて等しい供給圧力の形成は実施されない。前述した供給側のプロファイル制御された推進量とプロファイル制御ならびに負荷に依存して調節された圧力レベルに関する相乗効果を及ぼす特徴の組み合わせは、プレス機械のエネルギー効率を適正化したリソース利用を伴って大幅に向上させることに大きく寄与する。向上したエネルギー効率によって全体として大幅に

20

30

40

50

削減された損失熱が排出されるため、（可能な限り小型の駆動システムの観点から）タンク容積が縮小して設計され、および／または（可能な限り小さな技術コストの観点から）圧媒液を冷却するための追加的な処置を省略することができる。

【0009】

冒頭に述べた先行技術に対して、本発明に係るプレス機械の特別な利点として、この機械が小さな構造コストでも極めて効率的に稼働することができ、加えて特に装備された液圧シリンダに関してモジュール方式の構成が可能になることが証明されている。また勿論、全ての液圧シリンダに共通で供給を行う1体のモーターポンプユニットによって生成された供給圧力が負荷に依存してシステム内に存在する最大の負荷圧力に合わせて設定される、負荷検知機能を備えた周知のプレス機械と比べても、前述のような大幅なエネルギー的利点が得られる。加えて、周知のプレス機械において負荷検知機能を保証するために高価な特殊加工からなる圧力センサを備えたピストンシリンダユニットを使用する必要がある。この種のシステムにおいて、モジュール方式の構造にかかる異なった製造者による単純なシリンダの取り付けは不可能である。この点に関して本発明に係るプレス機械は製造技術に関する低いコストによっても優れたものとなる。この観点において、例えばフィードバック付である調節可能な非同期モータの使用に際して必要不可欠で高コストな液圧シリンダへの組み込みによって生じるような高いコストを本発明の適用によって回避し得ることが好適である。

10

【0010】

好適な構成形態によれば、圧力制限ユニットが数値機械制御装置によって制御可能な圧力リミッタとそれに対して独立して流体力学的に並列に接続された液圧機械式圧力補償器を備えてなる。数値機械制御装置によって相に依存して圧力リミッタ上の圧力が設定され、それが主圧力ライン内で相に依存して設定される最大圧力を予設定する。前記圧力補償器は、各時点の供給圧力の相に依存した最大圧力より（液圧シリンダ上の各時点の実際の負荷に依存して）多少低いものとなる圧力レベルへの負荷に依存した調節を可能にする。これは、各時点の実際の瞬間負荷圧力から補足分を加えて得ることが好適である。その種の実施形態において各液圧駆動ユニットのうち1つの少なくとも一方の液圧シリンダ上の負荷圧力が低コストなシャトル弁によって解除され圧力補償器、すなわち圧力補償器の制御入力に供給されれば極めて好適であり、その際前記シャトル弁の両方の入力が増加作動空間と下降作動空間に接続され、それによって前記両方の作動空間内に存在する圧力のうちのより高いものが圧力補償器の制御入力に接続される。同様に、特別な処理（後述参照）によって圧力補償器が意図的にパワープレスの際のみに能動になれば故障安全性の理由から極めて有効である。

20

30

【0011】

さらに、（パイロット弁の位置に応じて）供給圧力またはタンク圧力のいずれかが圧力補償器の第2の制御入力上に存在するような方式で、圧力補償器の第2の制御入力の手前に数値機械制御装置によって作動可能なパイロット弁が流体力学的に前置接続されれば好適である。それによって圧力補償器が時間によってのみ能動になり、従って圧力補償器が（例えば液圧振動および／または共振効果によって）動作特性に対して不利に作用し得るようなプレス機械の稼働相において圧力補償器が機能停止することを適宜に達成することができる。この方式、すなわち数値機械制御装置の影響の取り入れによって、圧力補償器が下降の間のみ、特に動力下降の間のみ有効になり、前述したシャトル弁が意味をなさないものとなる。前記パイロット弁には該当する液圧駆動ユニット内においてさらに別の機能を加えることが可能であり、例えば上側の金型固定部の自重のみによって実施される高速下降用に設計されたプレス機械の場合の該当する液圧駆動ユニットの下降作動空間に割り当てられた制御可能なアンチキャビテーションバルブの制御である。

40

【0012】

別の変更実施形態によれば、各圧力制限ユニットが1つの構成ユニット内に内蔵して数値機械制御装置によって制御可能な電子式圧力補償器ならびに同様に数値機械制御装置によって調節可能な付属の圧力リミッタを含んでなり、その際両方の機能の間の制御技術的

50

な重ね合わせが実施される。ここでは圧力補償器と圧力リミッタの小型の構成要素内での統合が有効である。

【0013】

一方、本発明の好適な追加構成ならびにその他の好適な特徴は以下の本発明の実施例の説明ならびに従属請求項によって明らかとなるが、それによれば特に（本発明に係るプレス機械の機能のために）大気圧下に曝される開口式タンクが極めて好適であり、（コスト面から）いずれも一定の排液量と、1つの推進方向と、1つの回転方向および／または周波数制御されフィードバックを備えない非同期モータを有するポンプの使用が極めて好適である。さらに以下の実施形態が極めて有効であり、それによれば、

- 回転数プロファイルおよび圧力プロファイルが相に依存してモータの回転数あるいは最大供給圧力を予設定する対象である作業サイクルが少なくとも上側の金型固定部の高速下降、動力下降、および上昇の相を含み、
- モータが回転数プロファイルに従って上側の金型固定部の高速下降の相においては回転せず、
- 回転数プロファイルに従って上側の金型固定部の上昇の相におけるモータ回転数が動力下降の相におけるモータ回転数より高くなり、
- 数値機械制御装置が入力ユニットを含んでいて、その上で少なくとも回転数プロファイルの回転数と圧力プロファイルの圧力を入力可能であり、および／または、
- 各液圧駆動ユニットが丁度1体の差動シリンダとして形成された液圧シリンダを備え、その際理想的には差動シリンダが0.1未満の上昇作動空間対下降作動空間の面積比を有する。

【0014】

次に本発明について添付図面に示された実施例を参照しながら詳細に説明する。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】曲げプレスとして構成された本発明に係るプレス機械の第1の形態を示した概略図である。

【図2】曲げプレスとして構成された本発明に係るプレス機械の第2の形態を示した概略図である。

【図3】液圧回路図によって図1および図2の曲げプレスの両方の液圧駆動ユニットのうち一方の実施形態を示した説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

図1に示された曲げプレスとして形成されているプレス機械1は2本のCフレーム2を含んだ機械台枠3を有する。機械台枠3に対して固定的な関係で、すなわちいずれも両方のCフレーム2の下方の外形脚部上に固定して、下側の金型5を有する下側の金型固定部4が配置される。上側の金型6を装備し、図1においてはその最上位置において図示されている上側の金型固定部7は、下側の金型固定部4に対して動作ストロークHの分上下に移動可能である。ここまでにおいて図1に示されている曲げプレスは周知の技術に相当するため、それ以上の説明は省略する。

【0017】

上側の金型固定部の下方に向いた動作を実行するために、液圧駆動システムが設けられる。これは2体の液圧駆動ユニット、すなわち左側の液圧駆動ユニット8と右側の液圧駆動ユニット9を含んでなり、それらが共同で上側の金型固定部7に作用する液圧駆動システム10を構成する。両方の液圧駆動ユニット8および9は閉式かつ独立しており、すなわちそれらは互いに液圧接続を全く有さない。それらはいずれも完結駆動装置11の形式で構成される。

【0018】

図2に示された曲げプレスは主要な構成特徴に関して図1のものと同様であり、従って上述と同じ説明の繰り返しは省略する。一方両方の液圧駆動ユニット8および9は1つの

構造ユニットを形成する完結型駆動手段としては形成されず、むしろ分散型の構造方式で形成される。従って、液圧シリンダーピストンユニット 1 2 ならびに該当するシリンダ 1 3 にフランジ付けされたバルブブロック 4 5 が、タンクおよびそのタンクにフランジ付けされたモーターポンプユニット 1 5 を含んだ対応する構造群 4 6 からいずれも空間的に分離される。

【0019】

(正対称に構成された) 両方の完結型駆動装置 1 1 (図 1) のそれぞれ、または (同様に正対称に構成された) 両方の液圧駆動ユニット 8 および 9 (図 2) のそれぞれが、特に (図 3 の液圧回路図にも示されているように) 差動シリンダとして構成されシリンダ 1 3 とその中に挿入されたピストン 1 4 を有する液圧シリンダーピストンユニット (“液圧シリンダ”) 1 2 を含み、そのピストンロッドが上側の金型固定部 7 と固定的に結合され、また 1 つの回転方向を有してなる定量ポンプとして形成された液圧ポンプ 1 6 を有して液圧シリンダ 1 2 を付勢する液圧装置 1 5 を含み、前記ポンプは周波数制御された非同期モータ (フィードバック無し) として構成された電気モータ 1 7 によって駆動され、さらに圧媒液を貯蔵するタンク 1 8 を含む。モータ 1 7 の回転数、ならびに従ってポンプ 1 6 の推進量は数値機械制御装置 2 1を介して相に依存して調節可能であり、その目的のために数値機械制御装置 2 1内に回転数プロファイルが記憶される。

10

【0020】

上側の金型固定部 7 の下方向動作 (“下降”) あるいは上方向動作 (“上昇”) の目的のための液圧装置 1 5 による液圧シリンダ 1 2 の付勢は、一般的なフィルタユニット 1 9 と主圧力ライン 2 0 と比例式で数値機械制御装置 2 1によって制御される 4/3 ウェイ方向切換バルブ 2 2 を介して実行される。これはポジションスイッチを備えて構成され、それがバルブ 2 2 の実際のポジションを数値機械制御装置 2 1にフィードバックする。バルブ 2 2 の 3 つのポジションは、“停止” (図 2 に図示されている様)、“下降”および“上昇”の稼働状態にそれぞれ相当する。“下降”ポジションにおいて主圧力ライン 2 0 がその際に下降作動空間を形成するピストン作動空間 2 4 と結合され、一方“上昇”ポジションにおいては上昇作動空間を形成するピストン作動空間 2 5 と結合され、ここで“上昇”ポジションにおいてピストン作動空間 2 4 (後述も参照) はバルブ 2 2 を介してタンク 1 8 と結合される。

20

【0021】

ピストン作動空間 2 5 とバルブ 2 2 の間に別の 2 個のバルブ 2 6 と 2 7 が互いに平行に接続され、それらはバルブ 2 2 の“下降”ポジションにおいて作業相 (“高速工程”あるいは“パワープレス”; 後述参照) に応じて異なった効力を有する。上側の金型固定部 7 がその自重によって比較的急速に下側の金型固定部 4 に接近し拡大したピストン作動空間 2 4 をタンク 1 8 から充填するためにアンチキャビテーションバルブ 2 8 が開放される高速工程中における上側の金型固定部 7 の下降のために、逆止弁を内蔵したポペットバルブ 2 6 も開放され、その際上側の金型固定部 7 の下降速度は比例バルブ 2 2 を介して制御される。その際 (液圧式に付勢される) アンチキャビテーションバルブの開放は、主圧力ライン 2 0 に接続されていて数値機械制御装置 2 1によって制御されまたポジションスイッチ 3 0 を備えてなるパイロットバルブ 2 9 が制御ライン 3 1 を介して行う。

30

40

【0022】

上側の金型 6 がワークピースに到達する前に、上側の金型固定部 7 の下降動作が高速工程中に (バルブ 2 2 の適宜な制御によって) 制動される。そこでポペットバルブ 2 6 ならびに (パイロットバルブ 2 9 の適宜な切換え制御によって) アンチキャビテーションバルブ 2 8 の両方を閉じることによってパワープレスに切り換えられ、従って主圧力ライン 2 0 とバルブ 2 2 およびライン 3 2 を介してピストン作動空間 2 4 にパワープレスのために制御して圧媒液が付加される。タンク 1 8 上に存在する以上の圧力をもって主圧力ラインからの圧媒液によってピストン作動空間 2 4 を能動的に付勢することのみが上側の金型固定部 7 の下降を実行するような保持圧力に設定することによって、パワープレスに際してピストンロッド作動空間 2 5 とバルブ 2 2 の間に接続された背圧バルブ 2 7 が上側の金型

50

固定部 7 の制御不能な下降を防止する。

【0023】

パワープレスの最後すなわち下降動作の最後にバルブ 22 が“上昇”に切り換え制御される。その際まずいわゆる“減圧”が実施され、それによってピストン作動空間 24 内の高い圧力が制御して解放され、その圧力解放を伴った減圧相内でパワープレスに際して発生し得る機械構造の歪みの解除も同時に実施される。通常この減圧相は、両方の液圧駆動ユニット 8 および 9 の上昇作動空間 25 の適宜な付勢による上側の金型固定部 7 の所与の路程かつ（低い）速度を有し制御された上昇動作を含む。その後ピストンロッド作動空間 25 にバルブ 22 およびライン 33（ポペットバルブ 26 が開放されるかあるいはポペットバルブ 26 の逆止バルブが開放される際）を介して主圧力ライン 20 から圧媒液が付加され、その際上側の金型固定部 7 の上昇動作の高められた速度がバルブ 22 の比例機能を介して制御される。その際にピストン作動空間 24 から排出される圧媒液は（再び）開放されたアンチキャビテーションバルブ 28 を介してタンク 18 に到達する。

10

【0024】

主圧力ライン 20 内に存在する圧力は作業サイクルの間に複雑な圧力制限ユニットによって相に依存して制御されるとともに負荷に依存しても調節され、その際前記相に依存した調節は液圧駆動システムの少なくとも 2 体の液圧駆動ユニットのそれぞれ異なった要求性能に配慮したものとなる。そのため一方で主圧力ライン 20 とタンク 18 の間に接続された圧力リミッタ 34 が設けられる。これは、周知のカートリッジ 35 を備え、主圧力ライン 20 とタンク 18 の間の結合が開放されている際の前記カートリッジの閾値が制御ライン 36 内に存在する圧力を介して設定可能である。制御ライン 36 内に存在する圧力はその制御ライン 36 とタンク 18 の間に接続された圧力制限バルブ 37 によって制限され、従ってその設定値が主圧力ライン 20 内に存在する最大の圧力を予設定する。（数値機械制御装置内に記憶された相に依存した圧力プロファイルを使用し）数値機械制御装置 21 によって制御される、制御ライン 36 内に存在する圧力レベルの低下は、数値機械制御装置 21 によって制御可能な（圧力制限バルブ 37 と流体力学的に並列に接続された）圧力制限バルブ 38 によって可能になる。その種の制御ライン 36 内の圧力レベルの低下によって対応する圧力閾値の低下がもたらされ、その際にカートリッジ 35 を介して主圧力ライン 20 とタンク 18 の間の結合が形成され、それに従って主圧力ライン 20 内で設定される最大の圧力の（プロファイル制御された）調節が達成される。

20

30

【0025】

主圧力ライン 20 とタンク 18 の間において圧力リミッタ 34 に対して流体力学的に並列に液圧機械式圧力補償器 39 が接続され、これは（圧力補償器 39 の能動相において）主圧力ライン 20 内で設定可能な最大の圧力を制限し、その際その時点で実際に液圧シリンダ 13 内に存在する負荷圧力を所与の程度（“補足分”）で上回る数値に制限する。そのため圧力補償器 39 の制御入力 40 が制御ライン 41 を介してシャトル弁 42 と結合され、そのシャトル弁はいずれもその両方の入力上に存在する圧力のうちの高い方を制御ライン 41 に接続する。その際前記シャトル弁 42 の一方の入力はピストン作動空間 24 あるいはそれに接続されたライン 32 と結合され；もう一方はピストン作動空間 25 に割り当てられたライン 33 に接続され、その中にバルブ 26 と 27 が接続される。

40

【0026】

アンチキャビテーションバルブ 28 を切り換える制御ライン 31 を圧力補償器 39 の第 2 の制御入力 43 にも接続することによって、数値機械制御装置 21 を介して圧力補償器 39 を制御してスイッチオンおよびオフすることができる。この方式によって、アンチキャビテーションバルブ 28 が開放されている際に圧力補償器 39 が機能を停止し、すなわち圧力補償器 39 を介した主圧力ライン 20 とタンク 18 の結合が排除される。

【0027】

いずれも図 3 の回路図のように形成された両方の液圧駆動ユニット内にさらに圧力制限バルブ 44 として形成された安全バルブが設けられ、特にピストンロッド作動空間 25 とタンク 18 の間に配置される。これによって、パワープレスに際して液圧シリンダ 13 が

50

圧力増幅器として作用するとともに背圧バルブ 27 の故障に際して液圧システムの重大な損傷が防止されるように配慮される。

【0028】

前述した回転数プロファイルに従って例えば高速工程において実施される上側の金型固定部の下降の相においてモータ 17 が停止し、従ってポンプ 16 は全く圧媒液を推進しない。パワープレスに際してはその時点のプレス課題に従ってポンプ回転数を例えば設計回転数の 10% ないし 100% の数値に設定することができ、その際回転数は、上側の金型固定部 7 の動作経移に対して演算的に検出した推進量を常に安全幅の分（例えば 5%）上回るように予設定される。対応するリザーブは前述した圧力制限ユニットを介して調整されタンク 18 に向かってフィードバックされる。上側の金型固定部 7 の上昇相のために、ここで（短時間にわたって）より小さな負荷が存在するため、ポンプ回転数を設計回転数より高くに増加させることもでき、例えば設計回転数の 130% の数値にすることもできる。

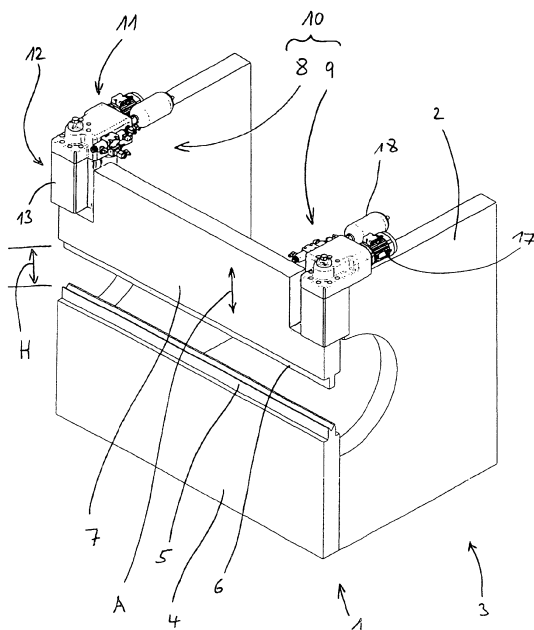
10

【0029】

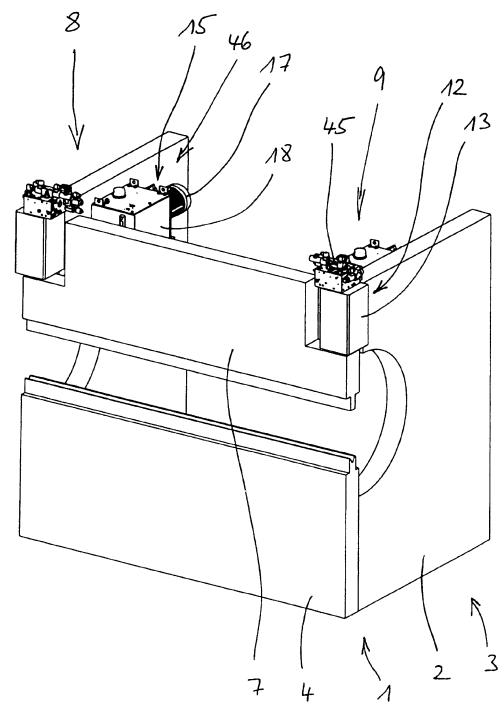
図面の明瞭性の理由のみから、数値機械制御装置 21 がそれによって制御される各構成要素あるいは多様なポジションスイッチと結合される多様な制御ラインが完全には図示されておらず、むしろ両方の末端のみが強調して示されている。さらに、前述したように圧力制限ユニットの機能方式と同等に作用する機能は例えば、一方で相依存した圧力プロファイルに従ったまた他方では負荷依存性に従った（各主圧力ライン内の）相互に重なり合う圧力制限の機能性を有する構造ユニットによって実現し得ることが理解される。

20

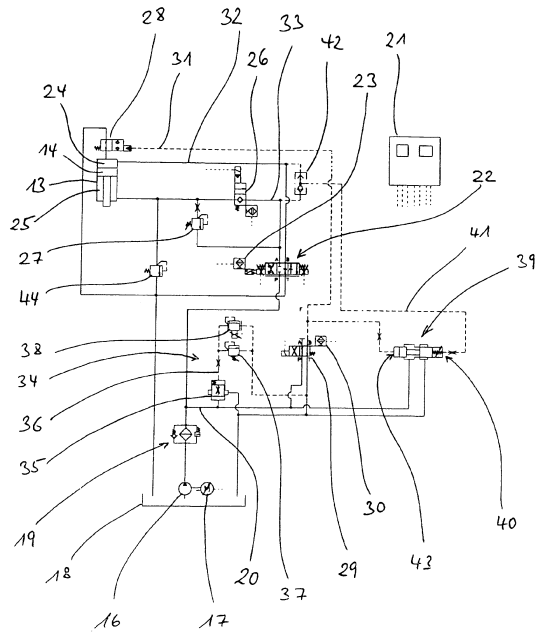
【図 1】



【図 2】



【図 3】



フロントページの続き

- (72)発明者 ルース, ベルンハルト
ドイツ連邦共和国、8 6 9 7 1 ペイティング、ゾンネンビッヒル 1 1
- (72)発明者 ツーナー, ローランド
ドイツ連邦共和国、8 6 9 8 7 シュヴァープゾイエン、アンガーベーク 8
- (72)発明者 オェツカノグラー, イルカー
ドイツ連邦共和国、8 7 6 0 0 カウフボイレン、フラウエンシュフシュトラッセ 3 2

審査官 塩治 雅也

- (56)参考文献 特開昭62-230426 (JP, A)
特開平07-155999 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|-------------|
| B 3 0 B | 1 5 / 2 2 |
| B 2 1 D | 5 / 0 2 |
| F 1 5 B | 1 / 2 6 |
| F 1 5 B | 1 1 / 0 2 8 |
| F 1 5 B | 1 5 / 1 8 |