

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

0 339 247
A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 89104861.3

(51) Int. Cl. 4: **B21J 9/12**

(22) Anmeldetag: 18.03.89

(30) Priorität: 29.04.88 DE 3814580

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.11.89 Patentblatt 89/44(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE ES FR GB GR IT LI NL SE(71) Anmelder: **Schulze, Eckehart**
Stahlbühlstrasse 36
D-7251 Weissach(DE)(72) Erfinder: **Schulze, Eckehart**
Stahlbühlstrasse 36
D-7251 Weissach(DE)(74) Vertreter: **Lutz, Johannes Dieter, Dr.**
Hohentwielstrasse 41
D-7000 Stuttgart 1(DE)(54) **Hydraulische Steuereinrichtung für die Antriebssteuerung eines doppelt-wirkenden Hydrozylinders.**

(57) Bei einer hydraulischen Steuereinrichtung für die Antriebssteuerung eines doppelt-wirkenden Hydrozylinders mit einer größeren Antriebsfläche und einer kleineren Gegenfläche seines Antriebskolbens ist als Richtungs- und Bewegungs-Steuerventil ein Nachlauf-Regelventil vorgesehen, das mit elektrisch steuerbarer Positions-Sollwert-Vorgabe und mechanischer Positions-Istwert-Rückmeldung arbeitet. Das Druckversorgungsaggregat stellt zwei Versorgungsdrücke P_N und P_H unterschiedlichen Betrages bereit. Es ist ein druckgesteuertes Druck-Umschaltventil vorgesehen, das bedarfsgerecht auf hohen Versorgungsdruck umschaltet, wenn die Last anwächst. Weiter ist ein Flächen-Umschaltventil, das ebenfalls druckgesteuert ist, vorgesehen, das, nachdem das Druck-Umschaltventil auf höheren Versorgungsdruck umgeschaltet hat, von Differentialbetrieb des Hydrozylinders auf einseitige Druckbeaufschlagung seines Kolbens auf dessen größerer Kolbenfläche umschaltet, bzw., wenn der Bedarf an Vorschubkraft wieder gesunken ist, nachdem das Druck-Umschaltventil deswegen auf niedrigeren Versorgungsdruck zurückgeschaltet hat, seinerseits wieder auf Differentialbetrieb des Hydrozylinders zurückschaltet.

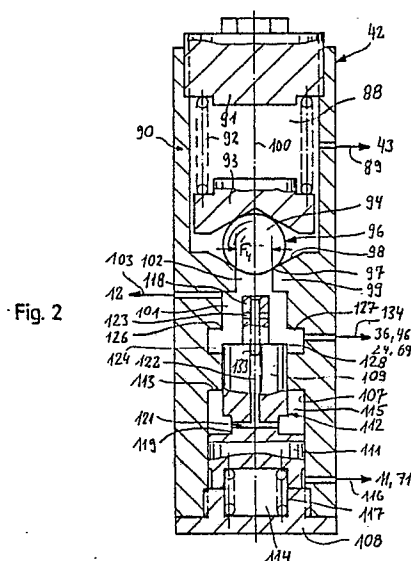


Fig. 2

EP 0 339 247 A1

Hydraulische Steuereinrichtung für die Antriebssteuerung eines doppelt-wirkenden Hydrozylinders

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Steuereinrichtung für die Antriebssteuerung eines doppelt-wirkenden Hydrozylinders, der als Antriebselement für das Werkzeug einer Bearbeitungsmaschine vorgesehen ist, mit der ein Werkstück, z.B. eine Stahlplatte einer stanzenden oder einer prägenden Kaltverformung unterwerfbar ist, und mit den weiteren, im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten, gattungsbestimmenden Merkmalen.

Eine derartige Steuereinrichtung ist, in Verbindung mit einer hydraulischen Antriebsvorrichtung, Gegenstand der eigenen, älteren, nicht vorveröffentlichten Patentanmeldung P 37 35 123.0, bei der als Antriebselement ein als Differentialzylinder ausgebildeter, linearer Hydrozylinder vorgesehen ist, bei dem das Flächenverhältnis F_A/F_G seiner größeren Antriebsfläche F_A und seiner kleineren Antriebs- bzw. Gegenfläche F_G etwa 1/3 beträgt. Die Eil-Vorschub-Bewegungen des Hydrozylinderkolbens und des Werkzeuges, durch welche dieses dem Werkstück zugeführt und das Werkstück teilweise auch bearbeitet wird, erfolgen in einem Vorschubbetrieb, in dem beide Flächen F_A und F_G des Hydrozylinderkolbens, die erstgenannte über ein Richtungs-Steuerventil, die zweitgenannte über ein druck gesteuertes Ventilelement eines Flächen-Umschaltventils mit Druck beaufschlagt werden. Reicht die Kraft, die der Kolben hierbei - im Differentialbetrieb - entfaltet, für eine z.B. durchstoßende Bearbeitung des Werkstückes, nicht aus, so wird das Flächen-Umschaltventil, gesteuert durch den Druck im kleineren Antriebsdruckraum des Hydrozylinders, sobald dieser Druck einen Schwellenwert überschreitet, der um einen vorgegebenen Betrag niedriger ist als der Höchstwert des Ausgangsdruckes des Druckversorgungs-Aggregates, in seine dem Last-Vorschub-Betrieb zugeordnete Stellung umgeschaltet, in der nunmehr der kleinere Antriebsdruckraum des Hydrozylinders druckentlastet und nur noch der größere Antriebsdruckraum über das Richtungs- und Bewegungs-Steuerventil an den Druckausgang des Druckversorgungs-Aggregates angeschlossen ist, an dem ein hoher Druck von z.B. 200 bar bereitgestellt wird. Damit das Flächen-Umschaltventil, wenn der Bedarf an Vorschubkraft nur wenig größer ist als diejenige Kraft, die im Differentialbetrieb maximal erreichbar ist, nicht wiederholt einfach "hin- und her"-schaltet, was in ungünstigen Fällen nicht nur den Arbeitsvorgang verzögern, sondern sogar dazu führen könnte, daß der Kolben "stehen" bliebe, ist das Flächen-Umschalt-Ventil so gestaltet, daß es erst dann wieder auf Differentialbetrieb zurückschaltet, nachdem der Bedarf an Vorschubkraft um eine vorgegebene Sicherheitsmarge niedriger geworden ist als die im Differential-Betrieb des Hydrozylinders maximal erzielbare Vorschubkraft.

Die hydraulische Stelleinrichtung gemäß der älteren Patentanmeldung P 37 35 123.0 arbeitet insoweit zufriedenstellend, als in zahlreichen Fällen, in denen die im Differentialbetrieb des Hydrozylinders erzielbare Vorschubkraft annähernd ausreicht und nur in seltenen Fällen auf den Betrieb mit einseitiger Druckbeaufschlagung des Hydrozylinderkolbens umgeschaltet werden muß, günstig kurze Arbeitszykluszeiten erzielt werden. Um derartig kurze Zykluszeiten jedoch ausnutzen zu können, was insbesondere für eine Stanzbearbeitung dünner Stahlbleche von Vorteil ist und dennoch für die Bearbeitung "dickerer" Stahlbleche genügend Kraftreserven zur Verfügung zu haben, muß das Flächenverhältnis des Hydrozylinders relativ groß gewählt werden, was aber zur Folge hat, daß, wenn das Flächen-Umschaltventil angesprochen hat, eine entsprechend große Steigerung der nunmehr erzielbare Vorschubkraft erzielt wird, die, noch während das Werkzeug durchstoßen wird, schon zu einer erheblichen Beschleunigung des Hydrozylinderkolbens führen kann, die danach durch Zurückschalten des Flächen-Umschaltventils in dessen dem Differentialbetrieb des Hydrozylinders zugeordnete Funktionsstellung wieder aufgefangen werden muß, was zu erheblichen Stößen führen kann, dies um so mehr, je "leichter" das Werkzeug das Werkstück durchstoßen konnte und demgemäß ein "Durchgehen" des Antriebszylinders eintreten kann, bevor dieser durch das Zurückschalten auf Differentialbetrieb wieder abgefangen wird.

Zwar könnte daran gedacht werden, derartige Stöße dadurch zu mildern, daß als Richtungs- bzw. Bewegungs-Steuerventil ein regelbares Ventil, z.B. ein für sich bekanntes Nachlauf-Regelventil verwendet wird. Dies würde jedoch als einzige Maßnahme nicht nennenswert zu einem sanfteren Ablauf eines Arbeitszyklus der vorgenannten Art beitragen können, selbst dann nicht, wenn ein Nachlauf-Regelventil mit mechanischer Positions-Istwert-Rückmeldung benutzt würde, da die Regelfrequenz eines solchen Ventils immer noch relativ klein gegen die Zeitspanne wäre, innerhalb welcher derartige Erschütterungen auftreten können und diese dadurch praktisch nicht vermeidbar wären.

Es könnte auch daran gedacht werden, anstelle eines Hydrozylinders mit nur einer Antriebsfläche und einer Gegenfläche einen solchen zu verwenden, der zwei Antriebsflächen hat, deren eine zur Steigerung bzw. Abschwächung der Vorschubkraft zuschalt- bzw. abschaltbar ist und die Druckbeaufschlagung dieser Arbeitsflächen über ein Nachlauf-Regelventil zu steuern. Dies würde jedoch eine äußerst aufwendige Gestaltung des Hydrozylinders selbst erfordern, der dann nicht mehr als ein Standard-Aggregat ausgebildet

sein könnte, zu dessen bedarfsgerechtem Einsatz lediglich eine geeignete Steuerperipherie erforderlich ist.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine Steuereinrichtung der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß durch ihren Einsatz in Kombination mit einem einfachen Differentialzylinder als Antriebselement einer hydraulischen Antriebsvorrichtung bei gleichwohl einfachem Gesamtaufbau ein erschütterungsarmer Betrieb derselben erzielbar ist, erforderlichenfalls auch dann, wenn die mit dem Antrieb ausgerüstete Maschine mit einer schnellen Arbeitszyklenfolge betrieben werden muß.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 genannten Merkmale (e) bis (h) gelöst.

Durch die hiernach vorgesehene Kombination einfach realisierbarer Maßnahmen, nämlich

- 10 - Auslegung des Druckversorgungs-Aggregates dahingehend, daß Versorgungsdrücke auf verschiedenem Niveau, dem niedrigen Niveau P_N und dem höheren Niveau P_H bereitgestellt werden,
- selbsttätige Umschaltung auf das bedarfsgerechte Versorgungs-Druckniveau mittels eines druckgesteuerten Umschaltventils, das sehr schnell umschaltet,
- Umschaltung des Flächen-Umschaltventils jeweils erst dann, nachdem das Druck-Umschaltventil, sei es
15 im Sinne einer Erhöhung des Versorgungs-Druckniveaus oder einer Erniedrigung des Versorgungs-Druckniveaus umgeschaltet hat, sowie
- in Kombination hiermit, stufenlos bedarfsgerechte Einstellung des im größeren Antriebsdruckraum des Antriebs-Hydrozylinders herrschenden Betriebsdruckes P_A mittels eines Nachlauf-Regelventils, das mit elektrischer Positions-Sollwert-Vorgabe und mechanischer Positions-Istwert-Rückmeldung arbeitet, wird
20 insgesamt ein weitgehend erschütterungsfreier "sanfter" Ablauf der Arbeitszyklen erzielt, da in dieser Kombination der Maßnahmen das Nachlauf-Regelventil, weil es, dank der genannten Druckumschaltung, im Ergebnis mit kleineren Verstellhuben seiner Durchfluß-Ventilelemente auskommt, "schneller" reagieren und damit höhere Regelfrequenzen ermöglichen kann, was wiederum der Vermeidung ruckartiger Kolben- und Werkzeugbewegungen zugute kommt. Die erfindungsgemäße Steuereinrichtung vermittelt daher auch bei
25 rascher Arbeitszyklenfolge einen komfortablen und geräuscharmen Betrieb der Maschine.

Es kommt hinzu, daß das "Abfangen" des Antriebszylinderkolbens in der letzten Phase der Bearbeitung des Werkstückes in jedem Falle erst dann erfolgt, wenn auf Druckversorgung auf dem niedrigen Druckniveau P_N zurückgeschaltet ist, wodurch dieses Abfangen ebenfalls wesentlich erleichtert wird.

Geht man davon aus, daß auch die Steuereinrichtung gemäß der älteren Patentanmeldung, je nach Einsatzzweck, mit einem Nachlauf-Regelventil als Richtungs-Steuerventil ausgerüstet sein kann, sei es aus
30 Gründen der einfachen Steuerbarkeit des Bewegungsablaufes bei Verwendung einer CNC-Steuerung, so ergibt sich für einen hiermit zu vergleichenden, zur Realisierung einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung erforderlichen technischen Mehraufwand lediglich noch, daß das Druckversorgungs-Aggregat auf zwei Ausgangs-Druckniveaus ausgelegt sein muß und eine Druckumschalt-Ventilanordnung vorhanden sein muß,
35 um diese verschiedenen Ausgangsdruckniveaus bedarfsgerecht ausnutzen zu können. Dieser Mehraufwand ist aber, technisch gesehen, gering, so daß die erfindungsgemäße Steuereinrichtung insoweit als "einfach" gelten kann und es werden durch diesen technischen Mehraufwand die für die Antriebsvorrichtung und die Steuereinrichtung entstehenden Kosten insgesamt nicht entscheidend erhöht, zumal der durch die erfindungsgemäße Steuereinrichtung ermöglichte, erschütterungs arme Betrieb verschleißmindernd wirkt und
40 daher geringfügig erhöhten Investitionskosten deutlich erniedrigte Betriebskosten gegenübergestellt werden können, die einen investiven Mehraufwand bei weitem überkompensieren.

In der durch die Merkmale des Anspruchs 2 angegebenen Gestaltung ist die Druckumschalt-Ventilanordnung mittels eines einfachen Rückschlag-Ventils, das gleichsam die Entkopplung der Druckausgänge des Druckversorgungs-Aggregates vermittelt und mittels eines einfachen druckgesteuerten 2/2-Wege-
45 Ventils realisierbar, für das durch die Merkmale des Anspruchs 3 eine typische Auslegung und Gestaltung als Schieberventil angegeben ist, das, zur Einstellung der Rückstellkraft und Anpassung an die jeweils gewünschte Umschaltsschwelle z.B. mit einer Rückstellfeder einstellbarer Vorspannung ausgerüstet sein kann.

In der durch die Merkmale des Anspruchs 4 angegebenen Gestaltung eines solchen Druck-Umschaltventils kann auf einfache Weise der niedrigere Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates zur Erzeugung der Rückstellkraft ausgenutzt werden, die für die Einstellung der Umschaltsschwelle benötigt wird.

Die gemäß Anspruch 5 vorgesehene, bevorzugte Gestaltung des Druck-Umschaltventils hat den Vorteil, daß keinerlei federelastische Rückstellelemente benötigt werden, um das Druck-Umschaltventil auf die
55 erforderliche Druck-Umschaltsschwelle einzustellen. Es entfällt auch mindestens ein ansonsten erheblichen Belastungen ausgesetztes Verschleißteil.

Durch die Merkmale des Anspruchs 6 sind zum einen eine konstruktiv einfache Gestaltung des Flächen-Umschaltventils sowie Dimensionierungs-Vorschriften für die Auslegung von Steuerflächen eines

Steuerventilkolbens sowie der lichten Querschnittsfläche des Ventilkanales eines Sitzventils des Flächen-Umschaltventils angegeben, bei deren Beachtung eine hohe Zuverlässigkeit der Funktions-Steuerung erzielt wird.

Schließlich sind durch die Merkmale der Ansprüche 7 bis 11 spezielle Auslegungen und Dimensionierungen des Druck-Umschaltventils und des Flächen-Umschaltventils, des Antriebs-Hydrozylinders sowie des Druckversorgungs-Aggregates angegeben, die sich in Kombination mit der erfindungsgemäßen Steuereinrichtung als besonders vorteilhaft herausgestellt haben.

Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines speziellen Ausführungsbeispiels anhand der Zeichnung. Es zeigen:

Fig. 1 ein Hydraulikschema einer erfindungsgemäßen Steuereinrichtung für eine hydraulische Antriebsvorrichtung mit einem Zwei-Kammer-Hydrozylinder als Antriebselement, der mittels eines Flächen-Umschaltventils von Differential-Betrieb auf einen Betrieb mit einseitiger Druckbeaufschlagung seines Kolbens auf dessen größerer Antriebsfläche umschaltbar ist, und

Fig. 2 und 3 verschiedene Funktionsstellungen des Flächen-Umschaltventils der Steuereinrichtung gemäß Fig. 1 in vergrößertem Maßstab.

Zweck der in der Fig. 1, auf deren Einzelheiten ausdrücklich verwiesen sei, dargestellten, erfindungsgemäßen, insgesamt mit 10 bezeichneten hydraulischen Steuereinrichtung ist die bedarfsgerechte Druckbeaufschlagung und/oder -entlastung der Antriebsdruckräume 11 und/oder 12 eines insgesamt mit 13 bezeichneten, doppelt-wirkenden, linearen Hydrozylinders, der bei einer Stanz- oder einer Prägemaschine, allgemeiner ausgedrückt einer Bearbeitungsmaschine, mittels derer ein Werkstück 14, z.B. eine Stahlplatte, einer durchstoßenden - stanzenden - oder einer prägenden Kalt-Verformung unterworfen werden kann, als Antriebselement für das Werkzeug 16 dieser Maschine vorgesehen ist, das im Verlauf eines Arbeitszyklus dieser Maschine eine zu dem Werkstück 14 hin gerichtete Eilvorschub-Bewegung ausführt, durch welche das Werkzeug 16 bis in Anlage mit dem Werkstück 14 gelangt, hiernach - erforderlichenfalls unter Erhöhung der in Vorschubrichtung wirkenden Kraft und Reduzierung der Vorschub-Geschwindigkeit seine die Bearbeitung des Werkstückes 14 vermittelnde Lastvorschub-Bewegung ausführt, und hiernach, nachdem das Werkstück 14 seine erwünschte Verformung erfahren hat, wieder - in einer Eil-Rückzugsbewegung - in seine am Beginn des Arbeitszyklus eingenommene - Grundstellung zurückgebracht wird, wobei diese Eil-Rückzugsbewegung wieder bei reduzierter Kraft-Entfaltung des Antriebselements 13 jedoch unter erhöhter Bewegungs-Geschwindigkeit des Werkzeuges 16 erfolgt.

"Bedarfsgerecht" im vorstehend gebrauchten Sinn dieses Begriffes soll hierbei bedeuten, daß sowohl eine weitestmögliche Minimierung der für die Durchführung der Arbeitszyklen erforderlichen Antriebsenergie als auch eine Minimierung der für die einzelnen Bearbeitungsvorgänge erforderlichen Zykluszeiten angestrebt werden, wobei der Reduzierung der Zykluszeiten Priorität eingeräumt sei.

Der Hydrozylinder 13 sei, ohne Beschränkung der Allgemeinheit, als "stehend" angeordnet vorausgesetzt, d.h. mit vertikalem Verlauf seiner zentralen Längsachse 17 bezüglich eines horizontal angeordneten Maschinentisches 18, durch den ein im übrigen nicht dargestelltes Maschinengestell repräsentiert sein soll, an welchem, gestellfest, auch das Gehäuse 19 des Hydrozylinders 13 fest montiert ist.

Das auf dem Maschinentisch 18 aufliegende Werkstück 14 kann mittels einer nicht eigens dargestellten Haltevorrichtung an dem Maschinentisch 18 fixierbar oder relativ zu diesem, entsprechend einer "Bearbeitungsbahn", z.B. numerisch gesteuert, verfahrbar sein.

Der Hydrozylinder 13 ist als Differential-Zylinder ausgebildet, dessen insgesamt mit 21 bezeichneter, innerhalb des Zylindergehäuses 19 auf- und ab-verschiebbarem Kolben innerhalb der Zylinderbohrung 22 die beiden Antriebsdruckräume 11 und 12 druckdicht gegeneinander abgrenzt, durch deren ventilgesteuerte, gemeinsame oder alternative Beaufschlagung mit dem Ausgangsdruck P_N bzw. P_H eines insgesamt mit 23 bezeichneten Druckversorgungs-Aggregats und ggf. Druckentlastung je eines der beiden Antriebsdruckräume 11 oder 12 die für die Bearbeitung des Werkstückes 14 erforderlichen Vorschub- und Rückzugs-Hübe des Kolbens 21 bzw. des Werkzeuges 16 im vorstehenden Sinne bedarfsgerecht steuerbar sind.

Das Druckversorgungs-Aggregat 23 hat einen ersten Versorgungs-Druckausgang 24, an welchem ein relativ niedriger Versorgungsdruck P_N bereitgestellt wird, der einen typischen Wert von 60 bar habe, sowie einen zweiten Versorgungs-Druckausgang 26, an dem ein deutlich höherer Druck P_H bereitgestellt wird, der einen typischen Wert von 180 bar hat.

Das Druckversorgungs-Aggregat 23, auf dessen spezielle Gestaltung nachfolgend, weil als bekannt voraussetzbar, sei durch diese - beispielsweise - Auslegung als hinreichend erläutert angesehen.

Der effektive Betrag der den, gemäß der Darstellung der Fig. 1 oberen, Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 beweglich begrenzenden - größeren - Kolbenfläche 27 des Kolbens 21 des Hydrozylinders 13 ist gleich der Querschnittsfläche F_1 der Bohrung 22 des Zylindergehäuses 19.

Durch eine Beaufschlagung dieses Antriebsdruckraumes 11 mit dem Ausgangsdruck P_A ($P_A = P_N$ oder P_H) des Druckversorgungs-Aggregats 23 wird auf den Kolben 21 eine in Richtung des Pfeils 28 wirkende, d.h. zum Werkstück 14 hin gerichtete Kraft K_1 ausgeübt, deren Betrag durch die Beziehung

$$K_1 = F_1 \cdot P_A \quad (1)$$

gegeben ist.

Durch eine hierzu gleichzeitige oder alternative Beaufschlagung des gemäß der Darstellung der Fig. 1 unteren Antriebsdruckraumes 12 des Hydrozylinders 13 wird auf dessen Kolben 21 eine in Richtung des Pfeils 29, d.h. in der entgegengesetzten Richtung wirkende Kraft K_2 ausgeübt, deren Betrag durch die Beziehung

$$K_2 = F_1 \cdot P_H - (F_1 - F_2) \cdot P_G = F_1 \cdot P_H - F_3 \cdot P_G \quad (2),$$

wobei mit P_G der Druck bezeichnet ist, der sich in Abhängigkeit von der wirksamen Last-Gegenkraft und dem in den größeren Antriebsdruckraum 14 eingekoppelten Betriebsdruck P_A im unteren, kleineren Antriebsdruckraum 12 ergibt, und mit F_2 die wirksame Querschnittsfläche der gegenüber der Zylinderbohrung 22, in welcher der Zylinderkolben 21 mit seiner größeren Kolbenstufe 31 der Fläche F_1 druckdicht verschiebbar geführt ist, durch eine innere Gehäusestufe 32 abgesetzten - engeren - Bohrungsstufe 33 des Gehäuses 19 bezeichnet ist, in welcher die mit der größeren Kolbenstufe 31 fest verbundene, mit diesem z.B. einstückig ausgeführte, kleinere, stangenförmige Kolbenstufe 34 druckdicht verschiebbar geführt ist, an deren unterem, freiem Ende das Werkzeug 16 befestigt ist.

Mit F_3 ist der wirksame Betrag der im wesentlichen kreisringförmigen "Differenzfläche" 36 bezeichnet, auf welcher der in den unteren Antriebsdruckraum 12 eingekoppelte Druck P_G ($P_N \leq P_G < P_H$) auf den Zylinderkolben 21 im Sinne der Erzeugung der - nach oben gerichteten - Kraft K_2 wirkt.

Wenn der Hydrozylinder 13 im Differential-Betrieb benutzt wird, d.h. wenn seine beiden Antriebsdruckräume 11 und 12 mit dem Ausgangsdruck P_N bzw. P_H des Druckversorgungs-Aggregats 23 beaufschlagt werden, so ist die für den Zustell- und Arbeitsvorschub des Werkzeuges 16 jeweils maximal ausnutzbare Kraft K_{3N} bzw. K_{3H} , die in Richtung des zu dem Pfeil 28 parallelen Pfeils 37 wirkt, dem Betrage nach jeweils durch die Beziehungen:

$$K_{3N} = F_2 \cdot P_N \quad (3)$$

bzw.

$$K_{3H} = F_1 \cdot P_H - F_3 \cdot P_G \quad (4)$$

gegeben.

Im Differentialbetrieb des Hydrozylinders 13 ist somit als Antriebsfläche seines Kolbens 21 nur die Querschnittsfläche F_2 seiner kleineren Kolbenstufe 34 wirksam.

Bevor im weiteren die zur Antriebssteuerung des Hydrozylinders 13 vorgesehene Steuereinrichtung 10 anhand ihrer Funktionskomponenten in baulicher und schaltungstechnischer Hinsicht erläutert wird, sei vorab auf die wesentlichen Funktionen der Steuereinrichtung 10 eingegangen:

Im Eil-Vorschub, in dem das Werkzeug 16 seine - gemäß Figur 1 nach unten gerichtete - Zustellbewegung zum Werkstück 14 hin erfährt, wird der Hydrozylinder 13 im Differentialbetrieb betrieben, wobei die Druckversorgung zunächst über den Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregats 23 erfolgt.

Der in diesem Betrieb des Hydrozylinders 13 in dessen Antriebsdruckräumen 11 und 12 aufbaubare Druck reicht in Fällen, in denen das Werkstück 14 eine relativ geringe Dicke hat, aus, um die für die Verformung des Werkstückes 14 erforderliche Kraft zu erzeugen, so daß dieses gleichsam im "Eilvorschub-Betrieb" bearbeitet werden kann.

Bei größeren Dicken des Werkstückes, bei denen der am Niederdruckausgang 24 bereitstellbare Ausgangsdruck des Druckversorgungsaggregats 23 nicht mehr ausreicht, um die erforderliche (Stanz-) Verformung des Werkstückes 14 zu erreichen, vermittelt die Steuereinrichtung 10 durch das Ansprechen eines Druck-Umschaltventils 39 eine Umschaltung der Betriebsdruck-Versorgung des Hydrozylinders 13 auf den Hochdruck-Ausgang 26 des Druckversorgungsaggregats 23, an dem in typischer Auslegung desselben ein Druck P_H bereitstellbar ist, dessen maximaler Betrag (ca. 180 bar) wesentlich, für das Ausführungsbeispiel sei angenommen 3 mal, höher ist als der am Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungsaggregats 23 bereitstellbare Ausgangsdruck P_N , der um 60 bar betragen möge. Auch nach dem Umschalten auf die Druckversorgung auf höherem Druckniveau wird der Hydrozylinder 13 weiterhin im Differentialbetrieb, d.h. im Eil-Vorschub-Betriebsmodus, betrieben. Die für die Bearbeitung des Werkstückes 14 ausnutzbare Vorschubkraft ist nunmehr entsprechend dem Verhältnis P_H/P_N der Ausgangsdruck-Niveaus an den beiden Druckausgängen 24 und 26 des Druckversorgungs-Aggregats 23 höher.

Reicht diese erhöhte Vorschubkraft nicht aus, um das Werkstück 14 zu bearbeiten, mit der Folge, daß der Betriebsdruck in den Antriebsdruckräumen 11 und 12 des Hydrozylinders 13 einen Wert überschreitet, der um einen vorgegebenen Betrag von z.B. 20 bar geringer ist als der maximale Ausgangsdruck am Hochdruckausgang 26 des Druckversorgungs-Aggregats 23, so spricht ein durch den im größeren Antriebs-

druckraum 11 des Hydrozylinders 13 herrschenden Druck gesteuertes Flächen-Umschaltventil 42 an, wodurch der Hydrozylinder 13 von dem für den Eil-Vorschub-Betrieb ausgenutzten Differentialbetrieb auf einen Last-Vorschub-Betrieb umgeschaltet wird, in welchem nur noch der, gemäß der Darstellung der Fig. 1 obere, größere Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders an den Hochdruck-Ausgang 26 des Druckversorgungsaggregats 23 angeschlossen ist, der andere, untere, Antriebsdruckraum 12 des Hydrozylinders 13 jedoch zu dem - drucklosen - Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin druckentlastet ist.

In diesem Last-Vorschub-Betrieb ist die maximal ausnutzbare Vorschubkraft, mit der das Werkzeug 16 angetrieben ist, durch die Beziehung (4) gegeben. Die Vorschub-Geschwindigkeit ist gegenüber dem Eil-Vorschub-Betrieb um das Verhältnis F_2/F_1 der wirksamen Flächen F_2 und F_1 der kleineren Kolbenstufe 34 und der größeren Kolbenstufe 31 des Hydrozylinder-Kolbens 21 reduziert.

Sobald das Werkstück 14 bearbeitet - beim gewählten Erläuterungsbeispiel durchstoßen - ist, was zur Folge hat, daß der Betriebsdruck P_A im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 drastisch abfällt, werden das Flächen-Umschaltventil 42, falls es zuvor angesprochen hatte, sowie das Druck-Umschaltventil 39 wieder in ihre mit dem Eil-Vorschub-Betrieb verknüpften Ausgangs- bzw. Grundstellungen zurückgeschaltet, so daß der gleichsam "letzte" Teil des Bearbeitungshubes des Werkstückes 14 wieder im "schnellen" Eil-Vorschub-Betrieb erfolgen kann.

Nachdem die Bearbeitung des Werkstückes 14 erfolgt ist, wird der Hydrozylinder 13 auf Eil-Rückzugsbetrieb umgeschaltet, in welchem der als Ringraum ausgebildete kleinere Antriebsdruckraum 12 allein an den Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 angeschlossen ist und der größere Antriebsdruckraum 11 zum drucklosen Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregats 23 hin druckentlastet ist.

Die Steuerung der Zustell- und Arbeits-Hub- sowie der Rückzugsbewegungen des Hydrozylinder-Kolbens 21 bzw. des mit diesem fest verbundenen Werkzeuges 16 nach Hub und Geschwindigkeit erfolgt mittels eines elektro-hydraulischen Nachlauf-Regelventils, das in für sich bekannter Bau- und Funktionsweise mit elektrisch, z.B. Schrittmotor-gesteuerter Positions-Sollwert-Vorgabe und mechanischer Positions-Istwert-Rückmeldung arbeitet. Nachlauf-Regelventile, die im Rahmen der Steuereinrichtung 10 als Hub- und Bewegungs-Steuerventil 44 eingesetzt werden können, sind z.B. durch die DE-PS 20 62 134 oder die DE 36 30 176 A1 bekannt, auf deren Inhalt hinsichtlich Aufbau und Funktion solcher Nachlauf-Regelventile einschließlich ihrer Schrittmotor-Steuerung und elektronischen Ansteuerung desselben Bezug genommen sei.

Derartige Nachlauf-Regelventile sind, ihrem grundsätzlichen Aufbau nach, als 4/3-Wege-Ventile ausgebildet, die aber mit der aus der Fig. 1 ersichtlichen hydraulischen Schaltungs-Peripherie des Hydrozylinders 13 auch als 3/3-Wege-Ventile benutzt werden können.

Demgemäß kann es als ausreichend angesehen werden, wenn das Nachlauf-Regelventil 44 nachfolgend lediglich anhand seiner Funktion erläutert wird und auf die zur Erzielung dieser Funktionen geeigneten, vielfältigen Konstruktionsmöglichkeiten nicht eigens eingegangen wird.

Die bei der Steuereinrichtung 10 gemäß Fig. 1 ausgenutzten funktionellen Eigenschaften des Nachlauf-Regelventils 44 sind, mehr im einzelnen, die folgenden:

a) durch eine Ansteuerung des Schrittmotors 46 in der einen seiner beiden möglichen Drehrichtungen, z.B. im Uhrzeigersinn, der in der zur Fig. 1 durch den Dreh-Richtungspfeil 47 veranschaulicht ist, gelangt das Nachlauf-Regelventil 44 aus seiner dargestellten Grundstellung O, in welcher der größere Antriebsdruckraum 11 sowohl gegen die Druckausgänge 24 und 26 des Druckversorgungs-Aggregats 23 als auch gegen dessen Tank 43 abgesperrt ist, in seine Funktionsstellung I, in welcher der größere Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13, je nach der Funktionsstellung des Druck-Umschaltventils 39, entweder an den Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregats 23 oder an dessen Hochdruck-Ausgang 26 angeschlossen, jedoch gegen den Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregats 23 abgesperrt ist. Diese Funktionsstellung I des Nachlauf-Regelventils 44 ist dem "Vorwärts"-Betrieb des Hydrozylinders 13 zugeordnet, in welchem die Eil-Vorschub-Bewegung, der Arbeits-Vorschub und ggf. die Last-Vorschub-Bewegung des Werkzeuges 16 sowie dessen Weiterbewegung bis in seine "untere" Endstellung erfolgen. Die Ansteuerung des Schrittmotors 46 geschieht dabei inkremental, d.h. durch eine Folge 48 von Ausgangsimpulsen 49 eines - programmierbaren - elektronischen Steuergeräts 51. "Inkremental" bedeutet hierbei, daß, wann immer der Schrittmotor 46 mit einem dieser Ausgangsimpulse 49 angesteuert wird, der Anker des Schrittmotors eine Drehung um einen definiert vorgegebenen Winkelbetrag erfährt, mit dem auch ein bestimmter Bruchteil des Hubes des Kolbens 21 des Hydrozylinders 13 verknüpft ist. Durch Vorgabe der Zahl der Impulse 49, mit denen der Schrittmotor 46 angesteuert wird und deren Frequenz ist somit der Weg einstellbar, den der Kolben 21 des Hydrozylinders 13 bzw. das Werkzeug 16 zurücklegt, sowie die Geschwindigkeit, mit der die "Vorwärts"-Bewegungen des Werkzeuges 16 erfolgen. Bei Gleichheit von Soll- und Ist-Position, die mittels der, insgesamt mit 52 bezeichnet, mechanischen Rückmeldeeinrichtung erfaßt wird, gelangt das Nachlauf-Regelventil 44 in dessen - dargestellte - Grundstellung O.

b) Die Rückzugsbewegungen des Hydrozylinderkolbens 21 und des mit diesem fest verbundenen Werkzeuges 16 werden auf analoge Weise dadurch gesteuert, daß der Schrittmotor 46 mit einer Impulsfolge 53 angesteuert wird, durch welche eine Antriebssteuerung des Schrittmotors 46 in dem durch den Drehrichtungspfeil 55 repräsentierten Gegenuhreigersinn erfolgt, wodurch das Nachlauf-Regelventil 44 in seine Funktionsstellung II gelangt, in welcher der obere, seiner Querschnittsfläche nach größere, Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 mit dem - drucklosen - Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregats 23 verbunden, jedoch gegen dessen Druck-Ausgangsseite 24,26, abgesperrt ist.

c) Je größer, sowohl im "Vorwärts"- als auch im "Rückwärts"-Betrieb des Hydrozylinders 13 die Abweichung des Werkzeuges 16 von seiner Soll-Position ist, desto größer ist auch der Querschnitt des Durchfluß-Strömungspfad 54 bzw. 56, über den - in der Funktionsstellung I - die Druckeinspeisung in den Antriebsdruckraum 11 erfolgt bzw. - in der Funktionsstellung II des Nachlauf-Regelventils - ein Abströmen von Druckmedium zum Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregats 23 hin erfolgt. Wann immer Gleichheit zwischen Soll- und Ist-Position des Werkzeuges 16 gegeben ist, nimmt das Nachlauf-Regelventil 44 seine Grundstellung O ein.

Das Druck-Umschaltventil 39 ist als druckgesteuertes 2/2-Wege-Ventil ausgebildet, das die Funktion hat, sobald der Betriebsdruck P_A im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 einen Schwellenwert P_{A1} überschreitet, der, zum Zweck der Erläuterung, zu 90 % des am Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23 bereitgestellten - niedrigeren - Versorgungsdruckes P_N angenommen sei, erreicht bzw. überschreitet, aus seiner zuvor eingenommenen Sperrstellung 0 in eine Durchfluß-Stellung I umgeschaltet wird, in welcher nunmehr der Hochdruckausgang 26 des Druckversorgungsaggregates 23 an den Versorgungsdruck-(P)-Anschluß des Nachlauf-Regelventils 44 angeschlossen ist.

Zwischen den Versorgungsdruck-Anschluß 57 des Nachlauf-Regelventils 44 und dem Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23 ist ein Rückschlagventil 58 geschaltet, das durch höheren Druck am Versorgungsdruck-Anschluß 57 als am Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungsaggregates in seiner Sperrstellung gehalten ist. Durch dieses Rückschlagventil 58, wird - während das Druckumschaltventil 39 seine Sperrstellung einnimmt - der am Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23 bereitgestellte Betriebsdruck P_N zum Versorgungs-Druckanschluß 57 des Nachlauf-Regelventils 44 hin übertragen.

Bei Druckversorgung des Hydrozylinders 13 aus dem Hochdruck-Anschluß 26 des Druckversorgungsaggregates 23 wird durch das Rückschlagventil 58 verhindert, daß vom Hochdruck-Ausgang 26 des Druckversorgungsaggregates 23 zu dessen Niederdruck-Ausgang 24 hin Druck übergekoppelt wird.

Das Druckumschaltventil 39 ist beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel als Schieber-Ventil ausgebildet, in dessen Gehäuse 60 zwei Bohrungsstufen 59 und 61 unterschiedlichen Durchmessers eingebracht sind, die, ineinander übergehend, durch eine innere, radiale Gehäusestufe 62 gegeneinander abgesetzt und durch je eine Endstirnwand 63 bzw. 64 des Gehäuses abgeschlossen sind.

Der den insgesamt mit 66 bezeichneten Ventilschieber bildende Kolben ist mit je einem Endflansch 67 bzw. 68 in der dem Durchmesser nach kleineren Bohrungsstufe 59 bzw. in der dem Durchmesser nach größeren Bohrungsstufe 61 druckdicht verschiebbar geführt, wobei diese Endflansche 67 und 68 die druckdicht-beweglichen Begrenzungen je eines Steuerdruckraumes 69 bzw. 71 bilden, welche durch die Endstirnwände 63 bzw. 64 gehäusefest abgeschlossen sind.

Der dem Durchmesser nach kleinere Steuerdruckraum 69 des Druck-Umschaltventils 39 ist - permanent - an den Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23 angeschlossen.

Der dem Durchmesser nach größere Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39 ist mit dem an den größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 angeschlossenen Arbeits-Anschluß 72 des Nachlauf-Regelventils 44 verbunden.

An den dem Durchmesser nach größeren Endflansch 68 schließt sich eine dem Durchmesser nach demjenigen der kleineren Bohrungsstufe 59 des Ventilgehäuses 58 entsprechende Kolbenstufe 73 an, mittels derer der Ventilschieber 66 ebenfalls in der dem Durchmesser nach kleineren Gehäusebohrung 59 druckdicht verschiebbar geführt ist. Diese Kolbenstufe 73 ist mittels eines stangenförmigen Kolben-Zwischenstückes 74 mit dem dem Durchmesser ebenfalls der kleineren Bohrungsstufe 59 entsprechenden Endflansch 67 des Ventilkolbens 66 fest verbunden, wobei der Kolben 66 insgesamt einstückig ausgeführt ist. Die Endflansche 67 und 68 haben jeweils zu den Endstirnwänden 63 bzw. 64 des Ventilgehäuses 58 hinweisende, in Richtung der zentralen Längsachse 76 des Druckumschalt-Ventils 39 gesehen, kurze Stützfortsätze 77 und 78, mittels derer der Kolben 66 in seinen den Funktionsstellungen O und I entsprechenden Positionen entweder an der einen, gemäß Fig. 1 "unteren" Endstirnwand 64 oder an der anderen, gemäß Fig. 1 "oberen" Endstirnwand 63 des Ventilgehäuses 58 zentral abgestützt ist. In spezieller Auslegung des Druckumschalt-Ventils 39 ist die wirksame Querschnittsfläche f_2 des größeren

Steuer-Endflansches 68 seines Kolbens um 10 % größer als die wirksame Querschnittsfläche f_1 des kleineren Steuer-Endflansches 67 des Ventilkolbens 66, so daß gilt:

$$f_2 = 1,1 f_1 \quad (5)$$

Unter Vernachlässigung geringfügiger Reibungsverluste wird daher der Ventilkolben 66 in seine - in
 5 ausgezogenen Linien dargestellte - mit minimalem Volumen seines größeren Steuerdruckraumes 71
 verknüpfte Grundstellung gedrängt, wenn und solange der in diesen - größeren - Steuerdruckraum 71
 eingekoppelte und gleichzeitig in dem größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 herrschende
 Betriebsdruck P_A kleiner ist als der mit dem Wert 1,1 dividierte Wert P_N des am Niederdruck-Ausgang 24
 des Druckversorgungsaggregates 23 bereitgestellten - niedrigeren - Versorgungsdruckes P_N , der perma-
 10 nent in den kleineren Steuerdruckraum 69 des Druck-Umschalt-Ventils 39 eingekoppelt ist, das heißt, wenn
 gilt:

$$P_A \leq P_N / 1,1 \quad (6)$$

Solange der Ventilkolben 66 seine hierdurch bedingte Grundstellung 0 einnimmt, ist ein ringspaltförmiger
 Eingangsdruckraum 79 des Druck-Umschaltventils 39, in den der am Hochdruckausgang 26 des
 15 Druckversorgungsaggregates 23 bereitgestellte - höhere - Versorgungsdruck P_H eingekoppelt ist, gegen
 einen - ebenfalls ringspaltförmigen - Ausgangsdruckraum 81 des Druckumschalt-Ventils 39 abgesperrt, der
 an den Versorgungsdruck-Anschluß 57 des Nachlauf-Regelventils 44 angeschlossen ist.

Der Eingangsdruckraum 79 des Druck-Umschaltventils 39 ist - in der in ausgezogenen Linien dargestell-
 ten Grundstellung des Ventilkolbens 66 gesehen - gehäusefest durch die kleinere Bohrungsstufe 59 des
 20 Ventilgehäuses 58 und - axial - beweglich durch die einander zugewandten, kreisringförmigen, inneren
 Stirnflächen 82 bzw. 83 des kleineren Endflansches 67 des Ventilkolbens 66 und dessen sich an seinen
 größeren Endflansch 68 anschließender Kolbenstufe 73 begrenzt.

Der Ausgangsdruckraum 81 des Druck-Umschaltventils 39 ist, gehäusefest, in axialer Richtung sowie
 radial außen durch eine in die kleinere Bohrungsstufe 59 des Ventilgehäuses 58 eingebrachte Ringnut 84
 25 und radial innen durch die zylindrische Mantelfläche 86 des kleineren Endflansches 67 des Ventilkolbens 66
 begrenzt.

Übersteigt der Betriebsdruck P_A im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 den Wert P_N
 / 1,1, was der Fall sein wird, wenn das Werkzeug 16 auf das Werkstück 14 auftrifft und - im Differentialbe-
 trieb des Hydrozylinders 13 - der am Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23
 30 bereitgestellte Ausgangsdruck nicht mehr auszureichen "beginnt", um das Werkzeug 16 das Werkstück 14
 durchstoßen zu lassen, so gelangt, weil nunmehr die Beziehung:

$$P_A \geq P_N / 1,1 \quad (7)$$

gilt, der Ventilkolben 66 in seine der Offen-Stellung des Druck-Umschaltventils 39 entsprechende Funktions-
 stellung I, in welcher die die zylindrische Mantelfläche 86 des kleineren Endflansches 67 des Ventilkolbens
 35 66 gegen dessen kreisringförmige, innere Stirnfläche 82 absetzende Steuerkante 87 innerhalb der lichten
 Weite der den Ausgangsdruckraum 81 gehäusefest begrenzenden Gehäuse-Ringnut 84 liegt und somit der
 - in axialer Richtung gleichsam "verschobene" - Eingangsdruckraum 79 des Druck-Umschaltventils 39 mit
 dessen Ausgangsdruckraum 81 in kommunizierender Verbindung steht und damit der Hochdruck-Ausgang
 26 des Druckversorgungsaggregates 23 an den Versorgungsdruck-Anschluß 57 des Nachlauf-Regelventils
 40 44 angeschlossen ist.

Der Hydrozylinder 13 wird in dieser Funktionsstellung I des Druck-Umschaltventils 39 auf höherem
 Antriebs-Druckniveau und mit entsprechend erhöhter Vorschubkraft, wenngleich - zunächst - im Differential-
 betrieb - betrieben.

Nach einer solchermaßen erzielten Druck-Umschaltung ist die Vorschubkraft, die der Hydrozylinder 13
 45 entfalten kann, um das Verhältnis P_H / P_N erhöht.

Reicht die im Differentialbetrieb des Hydrozylinders 13 erzielbare Vorschubkraft nicht aus, damit das
 Werkzeug 16 das Werkstück 14 durchstoßen kann, so vermittelt das Flächen-Umschaltventil 42, das seiner
 Funktion nach als druckgesteuertes 3/2-Wege-Ventil ausgebildet ist, eine Druckentlastung des kleineren,
 ringförmigen Antriebsdruckraumes 12, mit der Folge, daß nunmehr die gesamte Querschnittsfläche F_1 der
 50 größeren Kolbenstufe 31 zur Vorschub-Kraft-Entfaltung ausgenutzt wird und diese somit in Fällen höchster
 Last - große Werkstückdicke - bis auf den Wert $F_1 \cdot P_H$ gesteigert werden kann. In diesem Betriebszustand
 des Hydrozylinders, der durch selbsttätige Umschaltung des Flächen-Umschaltventils 42 erzielt wird, ist
 dann allerdings die noch ausnutzbare Vorschubgeschwindigkeit um das Flächenverhältnis F_1 / F_2 reduziert.

Des weiteren erfüllt dieses Flächen-Umschaltventil 42 die Funktion, daß es, nachdem es in seine die
 55 Druckentlastung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 12 des Hydrozylinders 13 vermittelnde und
 dadurch die Ausnutzung einer erhöhten Vorschubkraft ermöglichende Funktionsstellung geschaltet worden
 war, erst dann wieder in seine erneut die Druckbeaufschlagung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes
 12 vermittelnde Funktionsstellung zurückgeschaltet wird, nachdem der für die - z.B. durchstoßende

-Bearbeitung des Werkstückes 12 erforderliche Bedarf an Vorschubkraft am Werkzeug 16 um einen definierten Mindestbetrag ΔK niedriger geworden ist als derjenige Betrag der Vorschubkraft bzw. des Betriebsdruckes in den Antriebsdruckräumen 11 und 12 des Hydrozylinders 13, durch dessen Überschreiten die Umschaltung des Flächen-Umschaltventils 42 in dessen die Druckentlastung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 12 vermittelnde Stellung ausgelöst wurde.

Hierdurch wird einerseits erreicht, daß, solange wie möglich, eine möglichst hohe Vorschubgeschwindigkeit des Werkzeuges 16 ausnutzbar bleibt und andererseits sichergestellt, daß, nachdem die Steuereinrichtung 10 im Sinne einer Erhöhung der Vorschubkraft umgeschaltet hatte, nicht "zu früh" wieder auf eine reduzierte Vorschubkraft "zurückgeschaltet" wird, was zu unerwünschten Schwingungen und als Folge davon zu einem "Stillstand" des Werkzeuges 16 führen könnte.

Zur Realisierung dieser Funktionen ist das Flächen-Umschaltventil 42 mehr im einzelnen wie folgt ausgebildet, wobei nunmehr zur Erläuterung des Flächen-Umschaltventils auch auf die Einzelheiten der Figuren 2 und 3 verwiesen sei, welche zwei mögliche Betriebsstellungen des Flächen-Umschaltventils 42 zeigen, während das Flächen-Umschaltventil in der Figur 1 in seinem dem nicht aktivierten Zustand der Antriebsvorrichtung entsprechenden Grundstellung dargestellt ist.

Das Flächen-Umschaltventil 42 umfaßt eine erste Ventilkammer 88, welche über einen Entlastungs-Strömungspfad 89 permanent mit dem Tank 43 des Druckversorgungsaggregats 23 verbunden und dadurch drucklos gehalten ist.

Diese Ventilkammer 88 ist durch eine gleichsam die eine Endstirnwand des insgesamt mit 90 bezeichneten Ventilgehäuses bildende Stellschraube 91 dicht nach außen abge schlossen. Durch Verdrehen dieser Stellschraube 91 ist die Vorspannung einer Ventil-Schließfeder 92 einstellbar, die an einem Zentrierstück 93 angreift, das einen als Kugel 94 ausgebildeten Ventilkörper eines insgesamt mit 96 bezeichneten Sitzventils gegen dessen Ventilsitz 97, d.h. in die Schließstellung dieses Sitzventiles 96 drängt, der durch den inneren, d.h. dem lichten Durchmesser nach kleineren, Rand einer ihrerseits zur Zentrierung der Ventilkugel 94 dienenden, konischen Vertiefung 98 einer Zwischenwand 99 des Ventilgehäuses 90 gebildet ist. Zwischen diesem Ventilsitz 97 und einer zentralen Ventilkammer 101 erstreckt sich ein in die zentrale Ventilkammer 101 mündender Ventilkanal 102. Die zentrale Ventilkammer 101 steht über eine erste hydraulische Steuerleitung 103 in ständig kommunizierender Verbindung mit dem ringraumförmigen, kleineren Antriebsdruckraum 12 des Hydrozylinders 13. Die zentrale Ventilkammer 101 ist durch die eine, dem Durchmesser nach kleinere Bohrungsstufe 104 einer insgesamt mit 106 bezeichneten Stufenbohrung des Gehäuses 90 gehäusefest begrenzt, deren dem Durchmesser nach größere Bohrungsstufe 107 am anderen Ende des Gehäuses 90 durch einen die dortige Endstirnwand des Ventilgehäuses 90 bildenden Gehäusedeckel 108 druckdicht abgeschlossen ist.

In den beiden Bohrungsstufen 104 und 107 der Stufenbohrung 106 ist mit je einer Kolbenstufe 109 bzw. 111 entsprechenden Durchmessers ein insgesamt mit 112 bezeichneter Stufenkolben druckdicht verschiebbar geführt, dessen kleinere Kolbenstufe 109 eine axial-bewegliche Begrenzung der zentralen Ventilkammer 101 bildet, und dessen dem Durchmesser nach größere Kolbenstufe 111 einerseits die axial-bewegliche Begrenzung einer Ringkammer 115 bildet, die in axialer Richtung gehäusefest durch die zwischen der kleineren Bohrungsstufe 104 und der größeren Bohrungsstufe 107 vermittelnde, ringförmige Gehäusestufe 113 begrenzt ist, und weiter die axial-bewegliche Begrenzung einer Steuerkammer 114 bildet, deren gehäusefeste axiale Begrenzung durch den Gehäusedeckel 108 gebildet ist. Diese Steuerkammer 114 ist über eine zweite hydraulische Steuerleitung 116 in ständig kommunizierender Verbindung mit dem größeren Antriebsdruckraum 11 des Antriebs-Hydrozylinders gehalten.

Der Stufenkolben 112 wird durch eine - schwach vorgespannte - Rückstellfeder 117, die sich an der Innenseite des Gehäusedeckels 108 abstützt, in Richtung auf die Ventilkugel 94 hin gedrängt, an der er sich in der in der Figur 1 dargestellten Grundstellung mit einem stößelförmigen, axialen Fortsatz 118 seiner kleineren Kolbenstufe 109 abstützt. Der Außendurchmesser dieses stößelförmigen Fortsatzes 118 ist deutlich kleiner als der Durchmesser des Ventilkamrals 102, durch den er hindurchtritt. Die kleinere Kolbenstufe 109 ist gegenüber der größeren Kolbenstufe 111 durch eine ringnutzförmige Einschnürung 119 abgesetzt, die von einer in die Ringkammer 115 mündenden Querbohrung 121 durchsetzt ist. Diese Querbohrung 121 steht über eine die kleinere Kolbenstufe 109 und deren stößelförmigen Fortsatz 108 in axialer Richtung durchsetzende, zentrale Längsbohrung 122 und eine oder mehrere Querbohrung(en) 123 des stößelförmigen Fortsatzes 118 in ständig kommunizierender Verbindung mit der zentralen Ventilkammer 101.

Die kleinere Bohrungsstufe 104 ist, in Richtung der zentralen Längsachse 100 des Gehäuses 90 gesehen, in ihrem mittleren Bereich mit einer ringförmigen, radialen Erweiterung 124 versehen, die über eine dritte Steuer-bzw. Druckversorgungsleitung 134 permanent mit dem Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungsaggregats 23 verbunden ist. Die durch den radial inneren Rand 126 der, gemäß Figur 1

oberen, der zentralen Ventilkammer 101 zugewandten Nutflanke 127 gebildete Kante bildet eine gehäusefeste Steuerkante, mit der der äußere Rand 128 der die zentrale Ventilkammer 101 begrenzenden ringförmigen Stirnfläche 129 der kleineren Kolbenstufe 109 als bewegliche Steuerkante kooperieren kann.

In der in der Fig.1 dargestellten Grundstellung des Stufenkolbens 112 steht die bewegliche Steuerkante 128 des Stufenkolbens 112 in positiver Überlappung mit der gehäusefesten Steuerkante 126, wobei diese Überlappung ΔX_1 nur einem kleinen Bruchteil desjenigen Hubes X_1 entspricht, den der Stufenkolben 112 aus seiner dargestellten Grundstellung heraus in Öffnungsrichtung des Sitzventils 96, d.h. in Richtung des Pfeils 131 ausführen kann und auch nur einem kleinen Bruchteil desjenigen Hubes X_2 , den der Stufenkolben 112 in der Gegenrichtung, d.h. in Richtung des Pfeils 132 ausführen kann.

In der dargestellten Grundstellung des Stufenkolbens 112 ist die durch die ringnutzförmige Erweiterung 124 und die kleinere Kolbenstufe 109 begrenzte Ringkammer 124, ungeachtet der Überlappung ΔX_1 der beweglichen Steuerkante 128 und der gehäusefesten Steuerkante 126 nicht hermetisch gegen die zentrale Ventilkammer 101 abgesperrt, sondern steht mit dieser durch eine periphere Randkerbe 133 mit einem kleinen Überström-Querschnitt noch in kommunizierender Verbindung, die jedoch aufgehoben wird, wenn der Stufenkolben einen kleinen Bruchteil ΔX_2 seines möglichen Hubes in Richtung des Pfeils 131 ausgeführt hat, wonach die mit dem Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregats 23 in kommunizierender Verbindung stehende, ringnutzförmige Erweiterung 124 der kleineren Bohrungsstufe 104 gegen die zentrale Ventilkammer 101 abgesperrt ist.

Die Vorspannung der Ventilschließfeder 92 ist, bzw. wird, so hoch eingestellt, daß die Kraft, mit der die Ventilkugel 94 gegen den kreislinienförmigen Ventilsitz 97 gedrängt wird, annähernd der Kraft entspricht, z.B. 90 % derjenigen Kraft entspricht, wenn die Ventilkugel 94 innerhalb der durch den Ventilsitz 97 berandeten Kreisfläche mit einem Druck beaufschlagt ist, der dem maximalen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 entspricht, der an dessen Hochdruckausgang 26 bereitgestellt werden kann.

Ein derartiger hoher Druck kann in die zentrale Ventilkammer 101 eingekoppelt werden, wenn das Werkzeug 16 - im Differentialbetrieb des Hydrozylinders 13 - nach einem Umschalten des Druckumschaltventils 39 mit dem hohen Ausgangsdruck P_H beaufschlagt wird, der über das Nachlauf-Regelventil 44 auch in den größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 eingekoppelt wird.

Einen maximalen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 am Ausgang 26 von 180 bar vorausgesetzt, wird demgemäß die Vorspannung der Schließfeder 92 auf einen einem "Schließdruck" von 162 bar äquivalenten Wert eingestellt.

Demgegenüber ist die Vorspannung der Rückstellfeder 117 vernachlässigbar und einem Druck von nur wenigen, z.B. 5 bar äquivalent. Bezeichnet man mit F_4 dem Betrage nach die durch den Ventilsitz 97 berandete Kreisfläche, innerhalb derer auf die Ventilkugel 94 der über die erste hydraulische Steuerleitung 103 in die zentrale Ventilkammer 101 des Flächen-Umschaltventils 42 eingekoppelte, in dem ringförmigen Antriebsdruckraum 12 des Hydrozylinders 13 aufbaubare Druck wirken kann, und mit F_5 die Querschnittsfläche der größeren Kolbenstufe 111 des Stufenkolbens 112, die mit dem Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils 44 beaufschlagt ist, der auch in den größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders eingekoppelt ist, so sind diese Flächen F_4 und F_5 bei dem Flächen-Umschaltventil 42 so dimensioniert, daß sie der folgenden Beziehung genügen:

$$F_5/F_4 > P_H/P_N \quad (8)$$

wobei mit P_H und P_N die Werte des Ausgangsdruckes des Druckversorgungsaggregates 23 an dessen Hochdruckausgang 26 bzw. an dessen Niederdruckausgang 24 bezeichnet sind, die beim gewählten, speziellen Erläuterungsbeispiel im Verhältnis 3/1 zueinander stehen.

Die Ringkammer 124 des Flächen-Umschaltventils 42 ist über eine erste Steuerleitung 134 mit dem kleineren Steuerdruckraum 69 des Druck-Umschaltventils 39 verbunden.

Des weiteren ist die durch die größere Kolbenstufe 111 beweglich begrenzte Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42 über eine zweite Steuerleitung 136 mit dem größeren Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39 verbunden.

Des weiteren sei angenommen, daß das Flächenverhältnis F_1/F_2 des Antriebs-Hydrozylinders 13 den Wert 2 habe und daß die mit F_1 bezeichnete, größere Kolbenfläche 27 des Kolbens 21 des Antriebs-Hydrozylinders 13 einen Betrag von 100 cm² habe.

Die insoweit sowohl ihrem prinzipiellen Aufbau nach und durch ein spezielles Ausführungsbeispiel charakterisierende Dimensionsangaben näher spezifizierte Steuereinrichtung 10 arbeitet in einem typischen Arbeitszyklus mehr im einzelnen wie folgt:

Mit dem Einschalten des Druckversorgungs-Aggregates 23, zur Inbetriebnahme der Antriebs- und der Steuereinrichtung 10 insgesamt, wird zunächst - einleitend - um das Werkzeug 16 des Hydrozylinders 13 in eine definierte Ausgangslage - z.B. in seine obere Endstellung - zu bringen, das Nachlauf-Regelventil in

dessen mit II bezeichnete Funktionsstellung gesteuert. Dadurch werden der größere Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 und die Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42 zum Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin entlastet, während gleichzeitig der am Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungsaggregates 23 bereitgestellte Ausgangsdruck P_N einerseits in die ringnutförmige Erweiterung 124 des Gehäuses 90 des Flächen-Umschaltventils 53, dessen zentrale Ventilkammer 101 und dessen Ringkammer 115 sowie über die erste hydraulische Steuerleitung 103 in den ringraumförmigen Antriebsdruckraum 12 des Hydrozylinders 13 und andererseits auch - über die erste Steuerleitung 134 des Druck-Umschaltventils 39 in dessen kleineren Steuerdruckraum 69 eingekoppelt wird.

Der dem Durchmesser nach größere Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39, der über die zweite Steuerleitung 116 des Druck-Umschaltventils 39 mit der Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42 verbunden ist, welche durch die größere Kolbenstufe 111 des Stufenkolbens 112 des Flächen-Umschaltventils 42 beweglich begrenzt ist, ist ebenfalls zum drucklosen Tank 43 des Druckversorgungsaggregates 23 hin entlastet, mit der Folge, daß das Druck-Umschaltventil 39 in seiner - in der Figur 1 dargestellten - Grundstellung gehalten ist, in welcher, über das Rückschlagventil 58, der - niedrigere - Ausgangsdruck des Druckversorgungsaggregates 23 einerseits am Versorgungsdruckanschluß 57 des Nachlauf-Regelventils ansteht und andererseits direkt in die ringförmige radiale Erweiterung 124 des Flächen-Umschaltventils 42 eingekoppelt ist.

Der Kolben 21 des Hydrozylinders 13 gelangt in diesem Betriebszustand der Steuereinrichtung 10 und des Nachlauf-Regelventils 44 zunächst in seine obere Endstellung, die in der Figur 1 dargestellte Grundstellung, während der Stufenkolben 112 des Flächen-Umschaltventils 42, der insgesamt auf einer der Querschnittsfläche F_5 seiner größeren Kolbenstufe 111 mit dem Ausgangsdruck P_N des Druckversorgungsaggregates 23 beaufschlagt ist, in seine, in der Figur 2 dargestellte, untere, d.h. von der Ventilkugel 94 entfernte Endstellung gedrängt wird.

Diese Funktionsstellung des Flächen-Umschaltventils 42 in Kombination mit der Funktionsstellung II des Nachlauf-Regelventils 44 entspricht auch dem Rückzugsbetrieb des Hydrozylinders 13, durch den dieser in seine Ausgangsstellung zurückkehrt, nachdem das Werkzeug 16 seinen Arbeitshub ausgeführt hat.

Um aus der Grundstellung des Hydrozylinderkolbens 21 heraus dessen Vorschubbetrieb einzuleiten, wird das Nachlauf-Regelventil 44 durch Ansteuerung des Schrittmotors 46 mit der "Vorwärts"-Steuerimpulsfolge 49 in seine Funktionsstellung I umgeschaltet.

Hierdurch werden sowohl der größere, obere, Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 als auch die Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils sowie der größere Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39 mit dem Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils 44 beaufschlagt, der über den Öffnungszustand des Durchfluß-Strömungspfad 54 des Nachlauf-Regelventils bedarfsgerecht regelbar ist.

In diesem, dem - lastfreien - Eil-Vorschubbetrieb des Kolbens 21 des Hydrozylinders 13 zugeordneten Differential-Betrieb desselben ist der Druck P_A , der in den größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 eingekoppelt werden muß, um dessen Kolben und das Werkzeug 16 in Richtung auf das Werkstück 14 zu bewegen, nur wenig größer als der Wert $P_N \cdot F_3 / F_1$, beim gewählten Erläuterungsbeispiel somit nur geringfügig größer als $P_N/2$ und daher erheblich niedriger als der am Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 abgegebene Ausgangsdruck P_N , der - zunächst - für die Steuerung der Eil-Vorschubbewegung des Hydrozylinderkolbens 21 ausgenutzt wird. Daher bleiben in einer derartigen Eil-Vorschub-Betriebsphase das Druck-Umschaltventil 39 in seiner dargestellten Grundstellung und das Flächen-Umschaltventil 42 in der in der Figur 2 dargestellten Funktionsstellung, weil der kleinere Steuerdruckraum 69 des Druck-Umschaltventils 39 und gleichzeitig auch die in dieser Funktionsstellung des Flächen-Umschaltventils 42 mit der zentralen Ventilkammer 101 in kommunizierender Verbindung stehende ringförmige radiale Erweiterung 124 des Ventilgehäuses und die Ringkammer 115 mit einem deutlich höheren Druck, nämlich dem Druck P_N beaufschlagt sind, während der Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39 und die Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42, die "lediglich" mit dem Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils 44 beaufschlagt sind, unter diesem deutlich geringeren Druck, dessen Wert nur weniger größer ist als $P_N/2$, stehen.

Sobald das Werkzeug 16 auf das Werkstück 14 auftrifft und damit der Vorschubbewegung des Werkzeuges 16 ein deutlicher Widerstand entgegengesetzt wird, wird im Nachlauf-Regelventil 44 als Folge des nun größer werdenden Nachlauf-Fehlers zwischen der Schrittmotor-gesteuerten Positions-Sollwert-Vorgabe und der mittels der Rückmeldeeinrichtung 52 erfaßten Ist-Position des Werkzeuges 16 der Durchfluß-Querschnitt des Durchfluß-Strömungspfad 54 erhöht, mit der Folge, daß der Druck in dem größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 und damit auch in dem größeren Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39 sowie in der Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42 ansteigt.

Reicht die hierbei erzielbare Vorschubkraft K_3 , die durch die Beziehung (3) gegeben ist, aus, um das Werkstück 14 zu durchstoßen, d.h. den Arbeitshub auszuführen, so wird dieser im Differentialbetrieb des

Hydrozylinders 13 bei Druckversorgung aus dem Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 vollzogen. Eine "ruckartige" Beschleunigung des Hydrozylinderkolbens 21 nach dem Durchstoßen des Werkstückes 14 ist nicht zu befürchten, da die Bewegungssteuerung des Hydrozylinderkolbens 21 und des Werkzeuges 16 durch die Nachlauf-Regelung geführt bleibt und ein zu rasches "Durchgehen" des Werkzeuges 16 durch die Regelung "hinreichend sanft" abgefangen werden kann, so daß unerwünschte Erschütterungen der Maschine vermieden werden.

Reicht die im Differentialbetrieb des Hydrozylinders 13 bei Druckversorgung aus dem Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 erzielbare Vorschubkraft nicht aus, um das Werkzeug 16 das Werkstück 14 durchstoßen zu lassen, mit der Folge, daß der Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils 44 sich mehr und mehr dem Ausgangsdruck-Pegel P_N des Niederdruck-Ausganges des Druckversorgungs-Aggregates 23 "nähert", so führt dies zu dem Moment, da der Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils 44 den durch die Beziehung (7) angegebenen Wert erreicht bzw. überschreitet, dazu, daß das Druck-Umschaltventil 39 in seine zu der in der Figur 1 dargestellten Grundstellung alternative, gestrichelt eingezeichnete Funktionsstellung "umgeschaltet" wird, in welcher nunmehr der Hochdruck-Ausgang 26 des Druckversorgungs-Aggregates 23 mit dem Versorgungsdruck-Anschluß 57 des Nachlauf-Regelventils 44 verbunden, dieser aber durch das Rückschlagventil 58 gegen den Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 abgesperrt ist.

Die Folge hiervon ist, daß der Hydrozylinder 13 zwar weiterhin im Differentialbetrieb, jedoch auf erhöhtem Pegel des Druckes, sowohl im größeren Antriebsdruckraum 11 wie auch in dem kleineren, ringraumförmigen Antriebsdruckraum 12 benutzt wird, wodurch - bei den erläuterten Flächen- und Druckverhältnissen die maximale Kraft, mit der das Werkzeug 16 seinen Arbeitshub ausführen kann, nunmehr auf einen Wert angehoben ist, der dem dreifachen desjenigen Wertes entspricht, der bei Druckversorgung aus dem Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 erreicht werden konnte.

Für das zur Erläuterung gewählte Auslegungsbeispiel bedeutet dies, daß nunmehr - anstelle einer maximalen Vorschubkraft von 30 000 N/1,1 - eine Vorschubkraft zur Verfügung steht, deren Maximalbetrag durch den Wert 90 000 N beschränkt ist, sofern der Hydrozylinder 13 weiterhin im Differentialbetrieb benutzt wird.

Reicht in diesem Betriebsmodus die von dem Hydrozylinder 13, nunmehr gemäß der Beziehung (4) höchstens entfaltbare, Vorschubkraft nicht aus, um das Werkzeug 16 das Werkstück 14 durchstoßen zu lassen, so hat dies, bedingt durch die Nachlaufregelung, im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 einen Druckanstieg zur Folge, der zunächst bis in die "Nähe" des Ausgangsdruckniveaus am Hochdruck-Ausgang 26 des Versorgungsdruck-Aggregates 23 führt. Der Stufenkolben 112 des Flächen-Umschaltventils 42 ist nunmehr gleichsam druckentlastet, da er sowohl über die zentrale Ventilkammer 101 und die Ringkammer 115 als auch über die - untere - Steuerkammer 11 4 nahezu denselben Drücken, die dem Betrage nach dem hohen Ausgangsdruck P_H des Druckversorgungs-Aggregates 23 oder nahezu diesem Wert P_H entsprechen, ausgesetzt ist, und insoweit gleichsam "neutral" druckbeaufschlagt ist. Die relativ schwache Rückstellfeder 117 ist in diesem Betriebszustand des Flächen-Umschaltventils 42 in der Lage, den Stufenkolben 112 in Richtung auf die Ventilkugel 64 zu verschieben und diesen in Anlage mit der Ventilkugel 94, d.h. in die in der Figur 1 dargestellte Position zu bringen. Steigt wegen des zunehmenden Widerstandes, den das Werkstück 14 dem Werkzeug 16 entgegensetzt, der Druck im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 weiter an, so reicht schließlich der auf die durch den Ventilsitz 97 umrandete Fläche F_4 ausgeübte Druck aus, um die Ventilkugel 94 - gegen die Wirkung der Ventil-Schließfeder 92-von ihrem Sitz 97 abzuheben, wodurch die zuvor noch über die Einkerbung 133 bestehende kommunizierende Verbindung der zentralen Ventilkammer 101 mit der unter dem hohen Ausgangsdruck P_H des Druckversorgungs-Aggregates 23 stehenden nutzförmigen Erweiterung 124 aufgehoben wird. Dadurch gelangt nun der Stufenkolben 112 in die in der Figur 3 dargestellte, "obere" Endstellung, in welcher der ringförmige Antriebsdruckraum 12 über die zentrale Ventilkammer 101 und die "darüber" angeordnete, ohnehin drucklose Ventilkammer 88 zum Tank 43 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin entlastet ist. Das Flächen-Umschaltventil 42 hat jetzt "umgeschaltet". Mit dem hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates 23 beaufschlagt ist jetzt nur noch der obere, größere Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders, der nunmehr im Lastvorschub-Betrieb mit erhöhter Vorschubkraft, jedoch mit geringer Vorschub-Geschwindigkeit seinen die Bearbeitung des Werkstückes 14 vermittelnden Arbeits-Hub ausführt. In diesem Last-Vorschub-Betrieb, in dem der Hydrozylinder 13 mit gleichsam "einseitiger" Druckbeaufschlagung seines Kolbens 21 ausgenutzt wird, beträgt die maximale Vorschubkraft beim gewählten Erläuterungsbeispiel 180 000 N.

Ist das Werkstück 14 bearbeitet, z.B. durchstoßen, wobei der Druck im größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 wieder abfällt, so tritt der entsprechende Druckabfall auch in der Steuerkammer 114 des Flächen-Umschaltventils 42 sowie in dem größeren Steuerdruckraum 71 des Druck-Umschaltventils 39

ein, in dessen kleineren Steuerdruckraum 69 immer noch der am Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 abgegebene Druck P_N von - beim gewählten Erläuterungsbeispiel - 60 bar eingekoppelt ist.

Sinkt hierbei der durch das Nachlauf-Regelventil 44 bedarfsgerecht geregelte Betriebsdruck P_A unter
 5 den unteren Grenzwert, der durch die Beziehung (7) gegeben ist, nämlich unter den Wert von $P_N/1,1$, der
 beim gewählten Erläuterungsbeispiel 55 bar beträgt, so schaltet das Druck-Umschaltventil 39 wieder in die
 in der Figur 1 dargestellt Grundstellung zurück, mit der Folge, daß nunmehr die Druckversorgung wieder
 auf den Niederdruckausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 umgeschaltet wird. Der Betriebs-
 druck P_A , der weiterhin in den größeren Antriebsdruckraum 11 des Hydrozylinders 13 eingekoppelt wird,
 10 wird dadurch nicht notwendigerweise "zurückgenommen", da das Nachlauf-Regelventil 44 weiterhin - durch
 Aufsteuerung des Durchflußpfades 54 - einen Betriebsdruck um 55 bar oder etwas weniger "aufrecht
 erhalten" kann.

Erst wenn der Betriebsdruck P_A , weil der Widerstand, den das Werkstück 14 in der Endphase seiner
 Bearbeitung dem Werkzeug 16 entgegensetzt, weiter abgenommen hat, unterhalb desjenigen Wertes -
 15 beim Erläuterungsbeispiel 50 bar - abgefallen ist, bei dem der Stufenkolben 112 des Flächen-Umschaltven-
 tilis 42 durch die Druckbeaufschlagung seiner größeren Kolbenstufe 111 auf der Fläche F_5 noch in der Lage
 ist, das Sitzventil 96 gegen die Wirkung der Ventil-Schließfeder 92 offen zu halten, gelangt das Flächen-
 Umschaltventil 42, weil die Ventilschließfeder 92 den Stufenkolben 112 wieder in Richtung auf seine
 Grundstellung zurückzudrängen vermag, wieder in die in der Figur 1 dargestellte Schließ-Stellung, in
 20 welcher der Hydrozylinder 13 nunmehr im Differentialbetrieb, d.h. mit beidseitiger Druckbeaufschlagung
 seines Kolbens 21 mit höchstens dem niedrigen Ausgangsdruck P_N des Druckversorgungs-Aggregats 23
 betrieben wird. Dadurch wird der Kolben 21 des Hydrozylinders 13 "sanft" abgefangen und eine weitge-
 hend erschütterungsfreie und damit auch die Maschine schonende Steuerung der Eil-Vorschub-,
 Bearbeitungs- und Last-Vorschub-Bewegungen des Werkzeuges 16 sowie eine gleichsam stetig in den Eil-
 25 Rückzugsbetrieb des Hydrozylinders 13 übergehende Steuerung der Kolben- und Werkzeug-Bewegungen
 erzielt.

Im Sinne einer verallgemeinernden Formulierung der vorstehend für ein spezielles Auslegungsbeispiel
 angegebenen Dimensionierungsrelationen soll gelten; daß das Druck-Umschaltventil immer dann umge-
 schaltet wird, wenn der Betriebsdruck P_A , der momentan in den größeren Antriebsdruckraum 11, des
 30 Hydrozylinders 13 eingekoppelt ist, den Wert $P_N \cdot b_1$ über- oder unterschreitet.

Mit b_1 ist dabei ein Faktor bezeichnet, der kleiner als 1 ist und dem Flächenverhältnis f_1/f_2 der Flächen
 f_1 und f_2 der Endflansche 67 und 68 des Ventilschiebers 66 des Druck-Umschaltventils 39 entspricht.

Funktionsgerechte Werte des Parameters b_1 betragen zwischen 0,85 und 0,95, vorzugsweise um 0,9.

Die Umschaltung des Flächen-Umschaltventils 42 soll, nachdem es in seiner die Druckentlastung des
 35 kleineren Antriebsdruckraumes 12 des Hydrozylinders 13 vermittelnden Stellung gewesen ist, bei einem
 Betriebsdruck-Wert P_{AF} erfolgen, der niedriger ist als der Wert $P_N \cdot b_1$.

Der Wert P_{AF} ist durch die Beziehung

$$P_{AF} = K_R / F_5 \quad (9)$$

gegeben, wobei mit K_R die Schließkraft der Ventil-Schließfeder 92 des Rückschlagventils 96 des Flächen-
 40 Umschaltventils 42 bezeichnet ist.

Für diese Schließkraft K_R gilt die Beziehung

$$K_R = (P_H - \Delta P) \cdot F_4 \quad (10),$$

in der mit ΔP eine Druckdifferenz bezeichnet ist, die einen kleinen Bruchteil von z.B. 10 % des am
 Hochdruck-Ausgang 26 des Druckversorgungs-Aggregates 23 bereitgestellten - höheren - Versorgungsdruck-
 45 kes P_H entspricht.

Mit der Beziehung (10) äquivalent ist die Beziehung

$$K_R = b_2 \cdot P_H \cdot F_4 \quad (11),$$

wobei b_2 wiederum einen Wert bezeichnet, der kleiner als 1 ist und beispielsweise zwischen 0,85 und 0,95,
 vorzugsweise um 0,9 beträgt. Unter Berücksichtigung der Beziehungen (9), (10) und (11) ergibt sich somit,
 50 daß die Forderung, daß das Flächen-Umschaltventil 42 erst dann - in der Endphase eines Arbeitszyklus - in
 seine den Differentialbetrieb des Hydrozylinders 13 vermittelnde Funktionsstellung "zurückschalten" soll,
 nachdem das Druck-Umschaltventil 39 zuvor schon in seine - im Ergebnis - die Druckversorgung des
 Hydrozylinders 13 aus dem Niederdruck-Ausgang 24 des Druckversorgungs-Aggregates 23 vermittelnde
 Funktionsstellung zurückgeschaltet worden ist, dadurch erfüllbar ist, daß das Flächenverhältnis F_4/F_5 der
 55 vom Ventilsitz 97 des Flächen-Umschaltventils 42 umrandeten Querschnittsfläche F_4 zu der Steuerfläche F_5
 des Stufenkolbens 112 des Flächen-Umschaltventils 42 der folgenden Beziehung

$$F_4/F_5 < \frac{b_1 \cdot P_N}{b_2 \cdot P_H} \quad (12),$$

5 genügt, die auch in der folgenden Form geschrieben werden kann

$$F_4/F_5 \leq \frac{b_1 \cdot P_N}{b_2 \cdot P} + a \quad (13),$$

10

wobei mit a eine - kleine Sicherheitsmarge bezeichnet ist, die einen Wert um zwischen 2 % und 10 %, vorzugsweise einen Wert um 5 % hat.

15

Ansprüche

1. Hydraulische Steuereinrichtung für die Antriebssteuerung eines doppelt wirkenden Hydrozylinders, der als Antriebselement für das Werkzeug einer Bearbeitungsmaschine vorgesehen ist, mit der ein
20 Werkstück, z.B. eine Stahlplatte einer stanzenden oder einer prägenden Kaltverformung unterwerfbar ist, wobei

(a) das Werkzeug im Verlauf eines Bearbeitungszyklus eine zu dem Werkstück hin gerichtete Eil-Vorschub-Bewegung, einen die Verformung des Werkstückes vermittelnden Arbeitshub und eine in eine Ausgangslage für einen nächsten Bearbeitungszyklus zurückführende Rückzugsbewegung ausführt,

25 (b) der Hydrozylinder insgesamt zwei Antriebsdruckräume hat, die durch Kolbenflächen F_1 und F_2 unterschiedlicher Größe seines als Differentialkolben ausgebildeten Antriebskolbens druckdicht-beweglich begrenzt sind,

(b₁) durch dessen Druckbeaufschlagung auf seinen beiden Kolbenflächen mit dem vom Ausgangsdruck eines Druckversorgungs-Aggregates abgeleiteten Antriebs- bzw. Betriebsdrücken im Eil-Vorschub-Betrieb
30 erfolgende Zustell-und Arbeitsbewegungen des Werkzeuges steuerbar sind,

(b₂) durch dessen einseitige Druckbeaufschlagung auf seiner größeren Kolbenfläche F_1 und Druckentlastung seiner kleineren Kolbenfläche F_2 bei größerer Last eine erhöhte Vorschubkraft erfordernde Arbeits-Vorschub-Bewegungen steuerbar sind und

(b₃) durch dessen einseitige Druckbeaufschlagung auf seiner kleineren Kolbenfläche F_2 und Druckentlastung seiner größeren Kolbenfläche F_1 die Eil-Rückzugs-Bewegungen des Werkzeuges steuerbar sind, mit

35 (c) einem elektrisch ansteuerbaren Richtungs-Steuerventil, durch dessen Ansteuerung in alternative Funktionsstellungen, deren eine der Druckbeaufschlagung des durch die größere Kolbenfläche F_1 begrenzten Antriebsdruckdruckraumes des Hydrozylinders und deren andere der Druckentlastung dieses Antriebs-Druckraumes zugeordnet ist, die Vorschub-und Rückzugsbewegungen des Werkzeuges nach Hub und
40 Geschwindigkeit steuerbar sind, sowie

(d) mit einem Flächen-Umschaltventil, das aus einer dem Eil-Vorschub-Betrieb zugeordneten Funktionsstellung, in welcher ein Versorgungs-Druckausgang des Druckversorgungs-Aggregates mit dem, dem durch die kleinere Kolbenfläche begrenzten Antriebsdruckraum des Hydrozylinders verbunden ist, gesteuert durch
45 den in dem größeren Antriebsdruckraum des Hydrozylinders herrschenden Druck, in eine hierzu alternative, dem Vorschub-Betrieb unter erhöhter Last zugeordnete Funktionsstellung steuerbar ist, in welcher der kleinere Antriebsdruckraum des Hydrozylinders druckentlastet ist, und durch Druckentlastung des größeren Antriebsdruckraumes des Hydrozylinders wieder in die die Ankopplung des kleineren Antriebsdruckraumes des Hydrozylinders an den Druckausgang des Druckversorgungs-Aggregates vermittelnde Funktionsstellung steuerbar ist, wobei

50 (d₁) die Umschaltung des Flächen-Umschalt-Ventils auf Last-Vorschub-Betrieb des Hydrozylinders erfolgt, wenn der Betriebsdruck im größeren Antriebsdruckraum desselben einen Wert überschreitet, der einem hohen Bruchteil (von z.B. 85 %) des maximal erzielbaren Betriebsdruckes P_H entspricht und

(d₂) hiernach die Zurückschaltung des Flächen-Umschalt-Ventils in dessen den Eil-Vorschub-und -Rückzugs-Bewegungen des Hydrozylinders zugeordnete Funktionsstellung erfolgt, wenn der im größeren
55 Antriebsdruckraum des Hydrozylinders herrschende Betriebsdruck einen Wert unterschreitet, der einem wesentlich geringerem Bruchteil von z.B. 30 % bis 50 % des maximal ausnutzbaren Betriebsdruckes des Hydrozylinders entspricht,

gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- (e) das Richtungssteuerventil ist als ein, für sich bekanntes, Nachlauf-Regelventil (44) ausgebildet, das mit elektrisch, z.B. mittels eines Schrittmotors steuerbarer Positions-Soll-Wert-Vorgabe und mechanischer, z.B. durch einen Spindeltrieb vermittelter, Positions-Ist-Wert-Rückmeldung (52) arbeitet und eine stetige Variation des in den größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) einkoppelbaren Betriebsdruckes P_A ermöglicht,
- (f) das Druckversorgungs-Aggregat (23) hat zusätzlich zu einem ersten Druckausgang (24), an dem Versorgungsdruck auf einem - relativ niedrigen - Druckniveau P_N bereitgestellt wird, einen zweiten Druckausgang (26), an dem Versorgungs-Druck auf einem - deutlich -höheren Druckniveau P_H bereitgestellt wird,
- (g) es ist eine durch den im größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) herrschenden Betriebsdruck P_A gesteuerte Versorgungs-Druck-Umschalt-Ventil-Anordnung (39, 58) vorgesehen, die, wenn und solange der in dem größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) herrschende Betriebsdruck P_A niedriger ist als ein einem hohen Bruchteil von z.B. 85 bis 95 % des am Niederdruck-Ausgang (24) des Druckversorgungs-Aggregates (23) bereitgestellten Ausgangsdruckes P_N entsprechender Umschalt-Schwellenwert, den Niederdruck-Ausgang (24) mit dem P-Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) verbindet, alternativ dazu, wenn und solange der Betriebsdruck P_A der im größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) herrscht, höher ist als dieser Umschalt-Schwellenwert, den Hochdruck-Ausgang (26) des Druckversorgungs-Aggregates (23) mit dem P-Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) verbindet;
- (h) das Flächen-Umschaltventil (42) ist dahingehend ausgelegt, daß der Umschalt-Schwellenwert, bei dessen Unterschreiten die Zurückschaltung des Flächen-Umschaltventils (42) in seine den Eil-Betriebszuständen des Hydrozylinders (13) zugeordnete Funktionsstellung erfolgt, niedriger ist als der Umschalt-Schwellenwert des Druck-Umschalt-Ventils (39).
2. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1,
- dadurch gekennzeichnet, daß die Versorgungs-Druck-Umschalt-Ventil-Anordnung (39,58) ein druckgesteuertes 2/2-Wege-Ventil (39) umfaßt, das, solange der Betriebsdruck im größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) niedriger ist als seine Umschaltsschwelle in einer den Hochdruck-Ausgang (26) des Druckversorgungs-Aggregates (23) gegen den Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) sperrenden Grundstellung gehalten ist, und, wenn und solange der Betriebsdruck im größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) höher ist als der Umschalt-Schwellenwert ($b_1 \cdot P_N$; $0,5 \leq b_1$ kleiner 0,95) in eine den Hochdruckausgang (26) mit dem P-Versorgungs-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) verbindende Offen-Stellung gesteuert ist, sowie ein zwischen den Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) und den Niederdruck-Ausgang (24) des Druckversorgungs-Aggregates (23) geschaltetes Rückschlag-Ventil (58) umfaßt, das durch höheren Druck am Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) als dem Ausgangsdruckniveau P_N des Niederdruck-Ausganges (24) des Druckversorgungsaggregates (23) in seiner Sperrstellung gehalten ist.
3. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 2,
- dadurch gekennzeichnet, daß das Druck-Umschalt-Ventil (39) als Schieberventil ausgebildet ist, dessen Kolben (66) durch eine Rückstellkraft vorgegebenen Betrages in seine Grundstellung gedrängt wird und einen den Steuerdruckraum einseitig beweglich begrenzenden Steuer-Endflansch (68) hat, dessen Fläche f_2 so bemessen ist, daß die Stellkraft, die für das Umschalten des Druck-Umschaltventils (39) in dessen den Hochdruck-Ausgang (26) des Druckversorgungs-Aggregates (23) mit dem Versorgungsdruck-Anschluß (57) des Nachlauf-Regelventils (44) verbindende Funktionsstellung aufzubringen ist, einen Stelldruck P_A erfordert, der durch die Beziehung
- $$P_A \geq P_N \cdot b_1$$
- begeben ist, wobei mit b_1 ein Faktor bezeichnet ist, der kleiner als 1 ($0,85 \leq b_1 \leq 0,95$) und vorzugsweise einen Wert um 0,9 hat.
4. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 3,
- dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilkolben (66) des Druck-Umschalt-Ventils (39) an seinem dem Steuerdruckraum (71), in den der als Betriebsdruck P_A in den größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) eingekoppelte Ausgangsdruck des Nachlauf-Regelventils (44) ebenfalls eingekoppelt ist, abgewandten Ende einen Endflansch (67) hat, der die druckdicht-bewegliche Begrenzung eines Steuerdruckraumes (69) des Druck-Umschalt-Ventils (39) bildet, in den permanent der am Niederdruck-Ausgang (24) des Druckversorgungs-Aggregates (23) bereitgestellte Ausgangsdruck P_N eingekoppelt ist.

5. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis f_1/f_2 der Flächen f_1 und f_2 der Endflansche (67 und 68), auf denen diese mit dem Ausgangsdruck P_A des Nachlauf-Regelventils (44) bzw. dem niedrigen Ausgangsdruck P_N des Druckversorgungs-Aggregates (23) beaufschlagt sind, den Wert b_1 hat, und daß der Ventilkolben (66) des Druck-Umschaltventils (39) als Freikolben ausgebildet ist.

6. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das in seiner Offen-Stellung die Druckentlastung des kleineren Antriebsdruckraumes (12) des Hydrozylinders (13) vermittelnde Ventilelement des Flächen-Umschaltventils (42) als Rückschlag-Ventil (96) ausgebildet ist, das durch den im kleineren Antriebsdruckraum (12) des Hydrozylinders (13) herrschenden, in eine zentrale Ventilkammer 101 des Flächen-Umschaltventils (42) eingekoppelten Betriebsdruck P_A in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist, daß die Schließkraft einer den Ventilkörper (94) dieses Rückschlagventils (96) in dessen Schließstellung drängenden, vorgespannten Schließfeder (92) einem Öffnungsdruck äquivalent ist, der einem hohen Bruchteil b_2 ($0,85 \leq b_2 \leq 0,95$) des am Hochdruck-Ausgang (26) des Druckversorgungs-Aggregates (23) bereitgestellten, hohen Versorgungsdruckes P_H entspricht, daß das Flächen-Umschaltventil (42) als weiteres Ventilelement ein druckgesteuertes Schieberventil (101, 111, 114, 124) umfaßt, das, solange das Rückschlagventil (96) in dessen Sperr-Stellung gehalten ist, eine Offen-Stellung einnimmt, in welcher der niedere Ausgangsdruck P_N des Druckversorgungs-Aggregates (23) in den kleineren Antriebsdruckraum (12) des Hydrozylinders (13) eingekoppelt ist, und das mit dem Öffnen des Rückschlagventils (96) in seine dazu alternative, die Absperrung des kleineren Antriebsdruckraumes (12) des Hydrozylinders (13) gegen den Niederdruck-Ausgang (24) des Druckversorgungs-Aggregates (23) vermittelnde Sperrstellung gelangt, wobei der Schieber dieses weiteren Ventilelements als Stufenkolben (112) ausgebildet ist, der durch eine - schwach vorgespannte - Rückstellfeder (117) in abstützende Anlage mit dem Ventilkörper (94) des Rückschlagventils (96) gedrängt wird und dadurch in einer Funktionsstellung gehalten ist, aus welcher heraus eine einem kleinen Bruchteil des Öffnungshubes des Rückschlagventils (96) bzw. des Schließhubes des Schieberventils (101, 111, 114, 124) entsprechende Verschiebung des Stufenkolbens (112) genügt, um das Schieber-Ventil in dessen Sperr-Stellung zu bringen, in welcher der Stufenkolben (112) einseitig druckentlastet und auf seiner anderen, den Steuerdruckraum (114), in den der im größeren Antriebsdruckraum (11) des Hydrozylinders (13) herrschende Betriebsdruck P_A eingekoppelt ist, begrenzenden Seite auf deren wirksamer Fläche F_5 mit diesem Druck beaufschlagt ist, und daß das Verhältnis F_4/F_5 dieser Steuerfläche F_5 zu der durch den Ventilsitz (97) des Rückschlagventils (96) umrandeten Querschnittsfläche F_4 , in welcher sein Ventilkörper (94) - in der Sperrstellung des Rückschlagventils (96) - mit dem im kleineren Antriebsdruckraum (12) des Hydrozylinders (13) herrschenden Druck beaufschlagt ist, der folgenden Beziehung genügt:

$$F_4/F_5 \leq \frac{b_1 \cdot P_N}{b_2 \cdot P_H} + a,$$

in welcher mit b_2 ein Faktor kleiner als 1 ($0,85 \leq b_2 \leq 0,95$) bezeichnet ist, um den der Betriebsdruck P_A , bei dem das Sitzventil (96) öffnet, niedriger sein darf als der maximal mögliche Betriebsdruck P_H und mit a eine Sicherheitsmarge von einigen Prozent (z.B. 2 bis 10 %) bezeichnet ist.

7. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Parameter b_1 einen Wert zwischen 0,85 und 0,95, vorzugsweise einen Wert um 0,9 und der Parameter b_2 einen Wert zwischen 0,8 und 0,95, vorzugsweise ebenfalls einen Wert um 0,9, hat.

8. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 6 oder Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis F_1/F_3 der Querschnittsfläche F_1 des größeren Antriebsdruckraumes (11) des Hydrozylinders (13) und der Querschnittsfläche F_3 des kleineren Antriebsdruckraumes (12) des Hydrozylinders (13) zwischen 1,5 und 3, vorzugsweise um 2, beträgt.

9. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die größere Antriebsfläche F_1 des Hydrozylinderkolbens (13) einen Wert zwischen 60 und 300 cm², vorzugsweise einen Wert um 100 cm², hat.

10. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis P_H/P_N der Ausgangsdrücke P_H und P_N des Druckversorgungs-Aggregates (23) einen Wert zwischen 4 und 2, vorzugsweise einen Wert um 3, hat.

11. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsdruckniveau am Niederdruck-Ausgang (24) des Druckversorgungs-Aggregates (23) zwischen 50 bar und 80 bar, vorzugsweise um 60 bar, beträgt.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

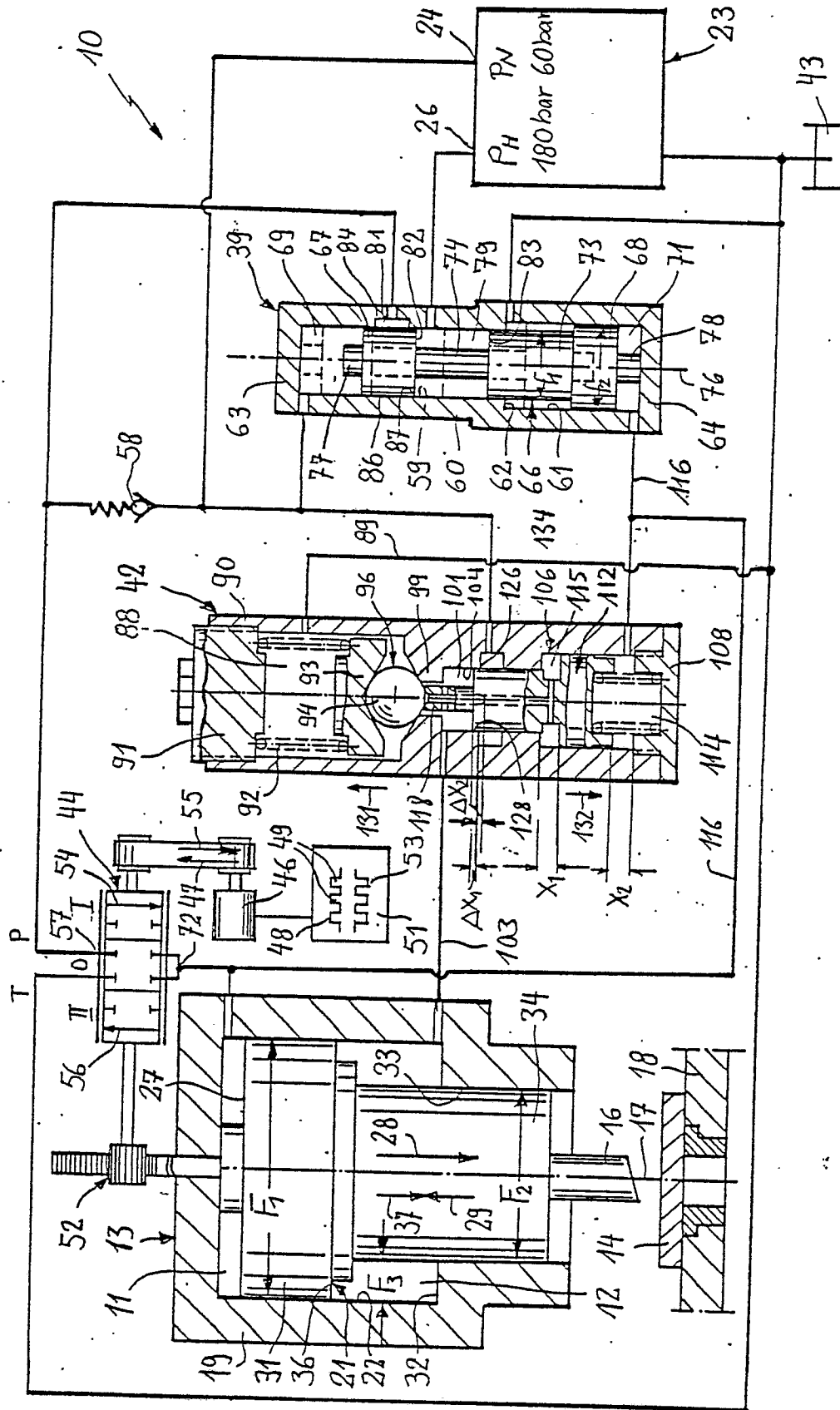


Fig. 1

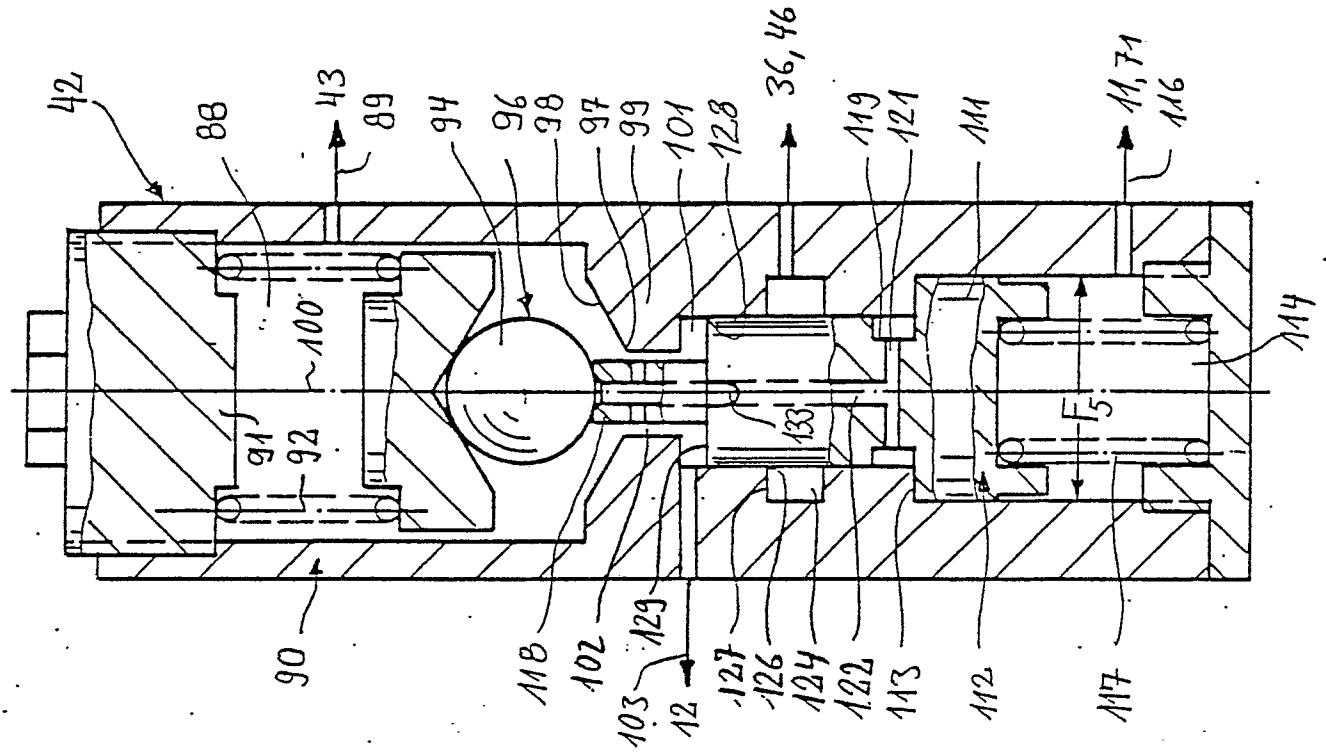


Fig. 3

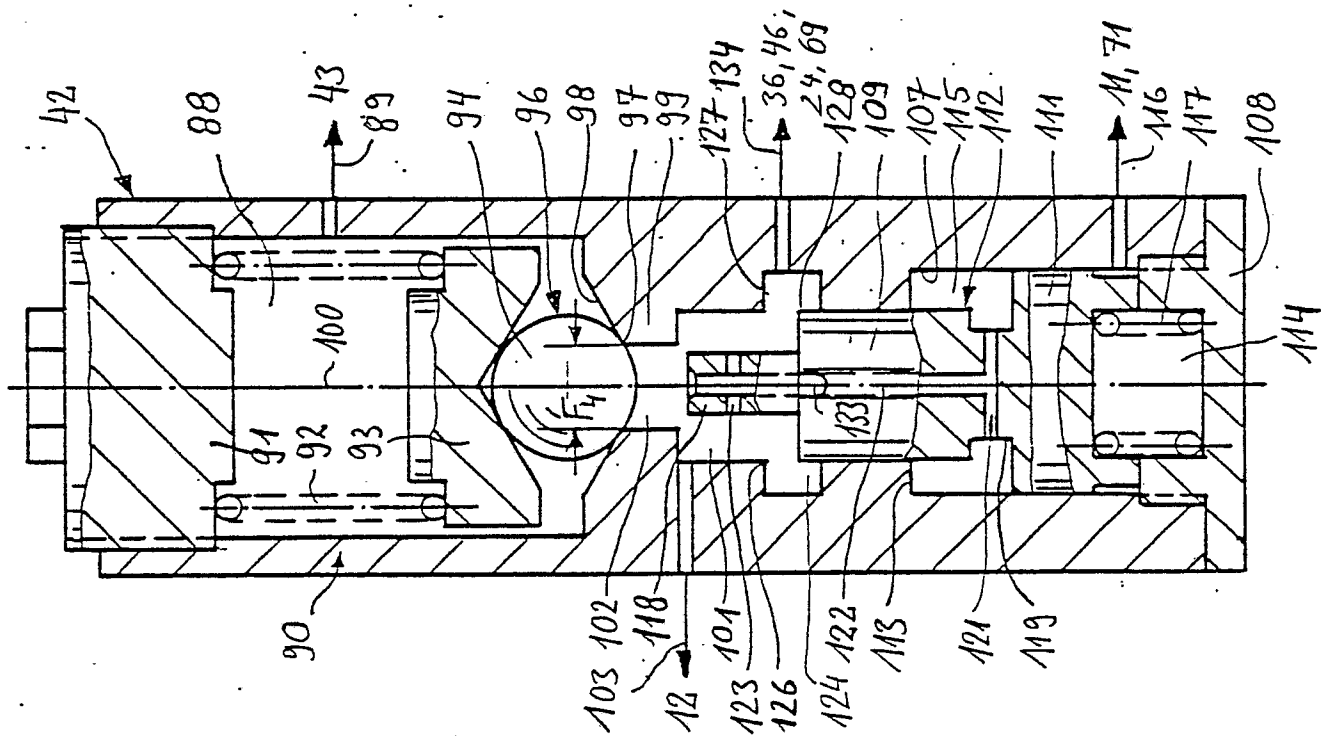


Fig. 2



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			EP 89104861.3														
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. X) 5														
A	<u>FR - A - 2 242 234</u> (EXPERIMENTALNY) * Gesamt *	1, 2	B 21 J 9/12														
	--																
A	<u>DE - A1 - 2 360 821</u> (RUTHNER) * Gesamt *	1															
	--																
P, A	<u>DE - C1 - 3 715 261</u> (SCHIRMER) * Gesamt *	1, 2															
	--																
A	<u>DE - A1 - 1 752 187</u> (LORENZ) * Gesamt *	1															
	--																
A	<u>DE - A1 - 2 645 849</u> (OSTERWALDER) * Gesamt *	1															
	--																
P, A	<u>US - A - 4 770 094</u> (SCHIEL) * Gesamt *	1															

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.																	
Recherchenort WIEN		Abschlußdatum der Recherche 03-08-1989	Prüfer DRNOWITZ														
<table border="0"><tr><td>KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN</td><td>E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</td></tr><tr><td>X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet</td><td>D : in der Anmeldung angeführtes Dokument</td></tr><tr><td>Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie</td><td>L : aus andern Gründen angeführtes Dokument</td></tr><tr><td>A : technologischer Hintergrund</td><td></td></tr><tr><td>O : mündliche Offenbarung</td><td></td></tr><tr><td>P : Zwischenliteratur</td><td>& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument</td></tr><tr><td>T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze</td><td></td></tr></table>				KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN	E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist	X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument	Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	L : aus andern Gründen angeführtes Dokument	A : technologischer Hintergrund		O : mündliche Offenbarung		P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN	E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist																
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument																
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	L : aus andern Gründen angeführtes Dokument																
A : technologischer Hintergrund																	
O : mündliche Offenbarung																	
P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument																
T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze																	