

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

- ④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift: **16.01.91**      ⑤① Int. Cl.<sup>5</sup>: **F 15 B 13/02, B 23 Q 5/00**  
②① Anmeldenummer: **88908928.0**  
②② Anmeldetag: **15.10.88**  
②③ Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/DE88/00635**  
②⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 89/03484 20.04.89 Gazette 89/09**

⑤④ **HYDRAULISCHE ANTRIEBSVORRICHTUNG.**

- |   |  |
|---|--|
| <p>③③ Priorität: <b>16.10.87 DE 3735123</b></p> <p>④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:<br/><b>11.10.89 Patentblatt 89/41</b></p> <p>④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die<br/>Patenterteilung:<br/><b>16.01.91 Patentblatt 91/03</b></p> <p>④④ Benannte Vertragsstaaten:<br/><b>AT BE CH DE FR GB IT LI</b></p> <p>⑤⑥ Entgegenhaltungen:<br/><b>DE-A-2 119 594</b><br/><b>DE-A-2 244 443</b></p> | <p>⑦③ Patentinhaber: <b>Schulze, Eckehart</b><br/><b>Stahlbühlstrasse 36</b><br/><b>D-7251 Weissach (DE)</b></p> <p>⑦② Erfinder: <b>Schulze, Eckehart</b><br/><b>Stahlbühlstrasse 36</b><br/><b>D-7251 Weissach (DE)</b></p> <p>⑦④ Vertreter: <b>Lutz, Johannes Dieter, Dr.</b><br/><b>Hohentwielstrasse 41</b><br/><b>D-7000 Stuttgart 1 (DE)</b></p> |
|---|--|

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Antriebsvorrichtung für ein Maschinenelement, z.B. ein Stanz- oder ein Prägwerkzeug, das im Verlauf eines Bearbeitungszyklus eines Werkstückes eine zu diesem hinführende Eil-Vorschubbewegung hierauf mit derselben Bewegungsrichtung den Arbeitshub und anschließend eine in die Ausgangsstellung zurückführende Eil-Rückzugsbewegung ausführt, und mit den weiteren, im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten, gattungsbestimmenden Merkmalen.

Antriebsvorrichtungen dieser Art sind allgemein bekannt.

Problematisch bei solchen Antriebsvorrichtungen ist die lastgerechte Umschaltung des als Antriebselement vorgesehenen Differential-Hydrozylinders vom Eil-Vorschub-Betrieb, in dem sowohl die größere als auch die kleinere Arbeitsfläche des Antriebskolbens druckbeaufschlagt ist, die maximal erreichbare Vorschubkraft aber um das Verhältnis der kleineren zur größeren Kolbenfläche reduziert ist, in den Last-Vorschub-Betrieb, bei dem nur die größere Kolbenfläche mit dem Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats beaufschlagt ist, die kleinere Kolbenfläche aber druckentlastet ist, was notwendig wird, wenn die im Eil-Vorschub-Betrieb entfaltbare Vorschubkraft nicht ausreicht, um z.B. das Werkstück bei einer stanzenden Bearbeitung zu durchstoßen. Wählt man eine wegababhängige Steuerung des Übergangs vom Eil-Vorschub-Betrieb in den Last-Vorschub-Betrieb, so hat dies den Nachteil, daß in Fällen, in denen die im Eil-Vorschub-Betrieb entfaltbare Vorschubkraft ausreichen würde, mithin im Eil-Vorschub-Betrieb weitergearbeitet werden könnte, zu große Zykluszeiten in Kauf genommen werden müssen. Um diesbezügliche Zeiteinsparungen erzielen zu können, wird daher vielfach die Betriebsdruck-abhängige Umschaltung vom Eil-Vorschub-Betrieb in den Last-Vorschub-Betrieb gewählt, d.h., es wird, wenn der Druck in den Antriebsdruckräumen des Differentialzylinders einen Schwellenwert übersteigt, mittels eines druckabhängig gesteuerten Flächen-Umschaltventils vom Eil-Vorschub-Betrieb in den Last-Vorschub-Betrieb umgeschaltet. Es muß dann aber dafür Sorge getragen werden, daß der Last-Vorschub-Betrieb hinreichend lange aufrecht erhalten wird, um sicherzustellen, daß das druckabhängig gesteuerte Ventil nicht "zu früh" wieder auf Eil-Vorschub-Betrieb umschaltet, was zu unerwünschten Schwingungen und im Extremfall zu einem annähernden Stillstand des Werkzeuges führen könnte.

Um dies zu vermeiden, könnte daran gedacht werden, das druckabhängig gesteuerte Ventil mit einer elektromagnetischen Halte-Steuerung auszurüsten, derart, daß es zusätzlich mit einem Steuermagneten versehen ist, der, sobald das Ventil — druckabhängig — vom Eil-Vorschub-Betrieb auf dem Last-Vorschub-Betrieb umgeschaltet wird, das Ventil für eine definierte Zeitspanne in der den Last-Vorschub-Betrieb

vermittelnden Funktionsstellung hält. Dies hätte jedoch, um optimal kurze Zykluszeiten ausnutzen zu können zur Folge, daß die Verzögerungszeit, für die das druckabhängig schaltende Ventil mittels des Steuermagneten in seiner Lastbetriebs-Funktionsstellung gehalten wird, jeweils auf die Materialstärke des zu bearbeitenden Materials eingestellt werden müßte, was nicht nur mit erheblichem Zeitaufwand verbunden wäre, sondern auch in vielen Fällen Fehleinstellungen zur Folge hätte, die wiederum zu unnötig hohen Zykluszeiten führen würden.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine hydraulische Antriebsvorrichtung der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß eine bedarfsgerechte Umschaltung der Antriebsvorrichtung von Eil-Vorschub-Betrieb auf Last-Vorschub-Betrieb und von diesem wieder auf Eil-Vorschub-Betrieb bzw. abschließendem Eil-Rückzugsbetrieb, unabhängig von der Dicke eines zu bearbeitenden Werkstückes.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 genannten Merkmale gelöst.

Durch die hiernach vorgesehene Gestaltung des Flächen-Umschaltventils als ein ausschließlich druckabhängig gesteuertes Ventil, bei dem durch die gemäß Anspruch 2 einstellbare Schließkraft eines Rückschlagventils der Ansprechdruck definiert einstellbar ist, in Kombination mit einem Wege-Ventil, das gleichsam die "Hysterese" erzeugt, die erforderlich ist, damit die Antriebsvorrichtung nicht "zu früh" auf Eil-Vorschub-Betrieb zurückschaltet, wird unter Gesichtspunkten der Zeiteinsparung ein wesentlicher Vorteil gegenüber bekannten Antriebsvorrichtungen und durch die Einfachheit des Gesamtaufbaues auch eine hohe Funktionszuverlässigkeit erzielt.

In Kombination hiermit ist die gemäß Anspruch 3 vorgesehene einfache Gestaltung des Richtungs-Steuerventils möglich.

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

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen hydraulischen Antriebsvorrichtung, bei der das Antriebselement und das Flächen-Umschaltventil jeweils im Schnitt längs ihrer zentralen Längsachsen dargestellt sind und

Fig. 2 und 3 entsprechende Längsschnitt-Darstellungen des Flächen-Umschaltventils gemäß Figur 1, die verschiedenen Betriebszuständen der Antriebsvorrichtung gemäß Figur 1 entsprechen.

Die in der Figur 1, auf deren Einzelheiten ausdrücklich verwiesen sei, dargestellte, erfindungsgemäße, insgesamt mit 10 bezeichnete hydraulische Antriebsvorrichtung sei ohne Beschränkung der Allgemeinheit als Antriebskopf für eine Stanz- oder eine Prägmaschine vorausgesetzt, bei der als Antriebselement für ein Werkzeug 11, mittels dessen ein Werkstück 12, z.B. eine Stahlplatte, einer durchstoßenden oder

prägenden Kalt-Verformung unterworfen werden kann, ein insgesamt mit 13 bezeichneter Hydrozylinder vorgesehen ist, der beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel als doppelt wirkender, linearer Hydrozylinder ausgebildet ist.

Dieser Hydrozylinder 13 sei als "stehend" angeordnet vorausgesetzt, d.h. mit vertikalem Verlauf seiner zentralen Längsachse 14 bezüglich eines horizontal angeordneten Maschinentisches 16, durch den das im übrigen nicht dargestellte Maschinengestell repräsentiert sei, an dem gestellfest, auch das Gehäuse 17 des Hydrozylinders 13 fest montiert ist.

Das auf dem Maschinentisch 16 aufliegende Werkstück 12 ist mittels einer nicht eigens dargestellten Haltevorrichtung an dem Maschinentisch 16 fixierbar.

Der Hydrozylinder 13 ist als Differential-Zylinder ausgebildet, dessen insgesamt mit 18 bezeichneter, auf- und abverschiebbarer Kolben innerhalb der Zylinderbohrung 19 zwei Antriebsdruckräume 21 und 22 druckdicht gegeneinander abgrenzt, durch deren ventilgesteuerte, gemeinsame oder alternative Beaufschlagung mit dem Ausgangsdruck P eines insgesamt mit 23 bezeichneten Druckversorgungs-Aggregats und ggf. Druckentlastung je eines der beiden Antriebsdruckräume 21 oder 22, die für die Bearbeitung von Werkstrücken 12 erforderlichen Vorschub- und Rückzugs-Hübe des Kolbens 18 bzw. des Werkzeuges 11 bedarfsgerecht steuerbar sind.

Der effektive Betrag der den gemäß der Darstellung der Figur 1 oberen Antriebsdruckraum 21 beweglich begrenzenden Kolbenfläche 24 ist gleich der Querschnittsfläche  $F_1$  der Zylinderbohrung 19.

Durch eine Beaufschlagung dieses oberen Antriebsdruckraumes 21 mit dem Ausgangsdruck P des Druckversorgungsaggregats 23 wird somit auf den Kolben 18 eine in Richtung des Pfeils 26 wirkende, d.h. zum Werkstück 12 hin gerichtete Kraft  $K_1$  ausgeübt, gemäß der Beziehung

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

Durch eine Beaufschlagung des gemäß der Darstellung der Figur 1 unteren Antriebsdruckraumes 22 mit dem Ausgangsdruck P der Hilfsdruckquelle 23 wird auf den Kolben 18 des Hydrozylinders 13 eine in Richtung des Pfeils 27, d.h. in der entgegengesetzten Richtung wirkende Kraft  $K_2$  ausgeübt, deren Betrag durch die Beziehung

$$K_2 = (F_1 - F_2) \cdot P = F_3 \cdot P \quad (2)$$

gegeben ist.

In dieser Beziehung ist mit  $F_2$  die wirksame Querschnittsfläche der gegenüber der Zylinderbohrung 19, in welcher der Zylinderkolben 18 druckdicht verschiebbar geführt ist, durch eine innere Gehäusestufe 28 abgesetzten Gehäusebohrung 29 bezeichnet, in welcher die mit dem Kolben 18 fest verbundene, mit diesem z.B. einstückig ausgeführte, zylindrische Kolbens-

tange 31 druckdicht verschiebbar geführt ist, an deren unterem, freiem Ende das Werkzeug 11 befestigt ist.

Mit  $F_3$  ist der wirksame Betrag der im wesentlichen kreisringförmigen "Differenzfläche" 32 bezeichnet, auf welcher ein in den unteren Antriebsdruckraum 22 eingekoppelter Druck auf den Zylinderkolben 18 im Sinne der Erzeugung der Kraft  $K_2$  wirkt.

Für das zur Erläuterung gewählte, spezielle Ausführungsbeispiel sei angenommen, daß das Flächenverhältnis  $F_1/F_3$  den Wert 2/1 habe.

Wenn beide Antriebsdruckräume 21 und 22 mit dem Ausgangsdruck P der Hilfsdruckquelle 23 beaufschlagt sind, so ist die für den Zustell- und Arbeitsvorschub des Werkzeuges 11 maximal ausnutzbare Kraft  $K_3$ , die in Richtung des Pfeils 26 durch die Beziehung

$$K_3 = K_1 - K_2 \quad (3)$$

gegeben.

Der Maximalbetrag dieser vorschubkraft  $K_3$  ist — bei dem zur Erläuterung gewählten Wert 2/1 des Flächenverhältnisses  $F_1/F_3$  — auf 50% der maximal erzielbaren Vorschubkraft  $K_1$  beschränkt, die erzielbar ist, wenn lediglich der obere Antriebsdruckraum 21 mit dem Ausgangsdruck P der Hilfsdruckquelle 23 beaufschlagt ist, der untere Antriebsdruckraum 22 jedoch zum Tank 34 des Druckversorgungs-Aggregats 23 hin entlastet ist.

Um den Kolben 18 in seine jeweils am Beginn eines Bearbeitungstaktes eingenommene, in der Figur 1 dargestellte Grundstellung zu bringen, wird der untere Antriebsdruckraum 22 mit dem Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 beaufschlagt und der obere Antriebsdruckraum 21 zum Tank 34 des Druckversorgungs-Aggregats 23 hin entlastet, das in der aus der Figur 1 ersichtlichen, hierfür üblichen Gestaltung aus einer Hochdruckpumpe 36 und einem auf einen erwünschten Ausgangsdruckbereich einstellbaren Druckbegrenzungsventil 37 besteht.

Zur Steuerung der alternativen Bewegungsrichtungen des Zylinderkolbens 18 bzw. des Werkzeuges 11, nämlich Zustell- bzw. Eilvorschub- und Arbeits- bzw. Lastvorschub-Bewegung einerseits und Rückzugsbewegung bis in die Grundstellung andererseits, ist ein elektrisch ansteuerbares Richtungs-Steuerventil 38 vorgesehen, das als Grundstellung O eine durch Rückstellfedern 39 und 41 "zentrierte", neutrale Mittelstellung hat, in welcher das Druckversorgungs-Aggregat 23 im Umlaufbetrieb arbeitet.

Durch alternative Erregung je eines von zwei Steuermagneten 42 bzw. 43 ist dieses Richtungs-Steuerventil 38, jeweils aus seiner Grundstellung heraus in alternative Funktionsstellungen I bzw. II steuerbar, deren eine — die Funktionssteuerung I der Vorschub-Richtung der Kolbenbewegung und deren andere — die Funktionsstellung II — der Rückzugs-Richtung der Kolben- bzw. Werkzeug-

bewegung zugeordnet sind. Die für die Bewegungssteuerung erforderlichen Ansteuersignale für die Steuermagnete 42 und 43 des Richtungs-Steuerventils 38 werden von einer Treiberstufe 44 erzeugt, die ihrerseits manuell, z.B. über nicht-dargestellte Handtaster oder auch selbsttätig im Sinne des erforderlichen Bewegungsablaufes elektronisch gesteuert sein kann.

Bei dem dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel ist das Richtungs-Steuereventil 38 als 3/3-Wege-Ventil ausgebildet, über das lediglich der Anschluß des dem Querschnitt nach größeren, gemäß der Darstellung der Figur 1 oberen Antriebsdruckraumes 21 entweder an den Hochdruckausgang 46 des Druckversorgungs-Aggregats 23 oder an dessen Tankanschluß 47 steuerbar ist.

In der Grundstellung O des Richtungs-Steuerventils 38 ist der obere Antriebsdruckraum 21 des Hydrozylinders 13 sowohl gegen den Hochdruckausgang 46 als auch gegen den Tankanschluß 47 des Druckversorgungsaggregats 23 abgesperrt, während der Hochdruckausgang 46 und der Tankanschluß 47 des Druckversorgungsaggregats 23 über einen Umlauf-Strömungspfad 48 des Richtungs-Steuerventils 38 miteinander verbunden sind.

In der bei Erregung des einen Steuermagneten 42 mit einem Ausgangssignal der Treiberstufe 44 eingenommenen, erregten Stellung I des Richtungs-Steuerventils 38 ist der Hochdruckausgang 46 des Druckversorgungs-Aggregats 23 über einen ersten Durchfluß-Strömungspfad 49 der Richtungs-Steuerventils 38 mit dem Versorgungsanschluß 51 des oberen — größeren — Antriebsdruckraumes 21 des Hydrozylinders 13 verbunden, dieser aber gegen den Tankanschluß 47 abgesperrt.

In der hierzu alternativen, bei Erregung des zweiten Steuermagneten 43 mit einem Ausgangssignal der Treiberstufe 44 eingenommenen Funktionsstellung II des Richtungs-Steuerventils 38 ist der obere Antriebsdruckraum 21 des Hydrozylinders 13 über einen zweiten Durchfluß-Strömungspfad 52 des Richtungs-Steuerventils 38 mit dem Tankanschluß 47 des Druckversorgungs-Aggregats 23 verbunden, jedoch gegen dessen Hochdruck-Ausgang 46 abgesperrt.

Zur Steuerung der darüber hinaus erforderlichen Druckbeaufschlagung bzw. Entlastung des zweiten, ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 22 des Hydrozylinders 13, wodurch im Ergebnis die Geschwindigkeit und der Maximalbetrag der Kraft steuerbar sind, mit denen das Werkzeug 11 seine Vorschub- und Arbeitsbewegungen ausführt, ist ein insgesamt mit 53 bezeichnetes "Flächen-Umschaltventil" vorgesehen, zu dessen Erläuterung nunmehr auch auf die Einzelheiten der Figuren 2 und 3 verweisen sei, welche zwei weitere Funktionsstellungen des Flächen-Umschaltventils 53 zeigen.

Dieses Flächen-Umschaltventil 53, das in der Figur 1 in seiner dem nicht aktivierten Zustand der Antriebsvorrichtung 10 entsprechenden Grundstellung dargestellt ist, ist, seiner Funktion

nach, einerseits ein druckgesteuertes Wege-Ventil, das, je nachdem, welche Drücke in den Antriebsdruckräumen 21 und 22 des Antriebs-Hydrozylinders 13 herrschen, selbsttätig bedarfsgerecht den Anschluß des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 22 des Hydrozylinders an den Hochdruckausgang 46 des Druckversorgungs-Aggregates 23 vermittelt, in welchem Falle die für die Bearbeitung des Werkstückes 12 maximal ausnutzbare Vorschubkraft durch die Beziehung (3) gegeben ist, dafür aber eine relativ hohe Vorschubgeschwindigkeit ausnutzbar ist, alternativ dazu die Druckentlastung dieses Antriebsdruckraumes 22 zum Tank 34 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin vermittelt, wenn für die Bearbeitung des Werkstückes 12 eine erhöhte Vorschubkraft erforderlich ist, deren maximaler Betrag durch die Beziehung (1) gegeben ist, in welchem Falle aber die dann noch ausnutzbare Vorschubgeschwindigkeit um den Faktor  $F_3/F_1$  reduziert ist. Zum anderen erfüllt dieses Flächen-Umschaltventil 53 die Funktion, daß es, nachdem es in seine die Druckentlastung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 22 vermittelnde und dadurch die Ausnutzung einer erhöhten Vorschubkraft ermöglichende Funktionsstellung geschaltet worden war, erst dann wieder in seine erneut die Druckbeaufschlagung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 22 vermittelnde Funktionsstellung zurückgeschaltet wird, nachdem der für die — z.B. durchstoßende — Bearbeitung des Werkstückes 12 erforderliche Bedarf an Vorschubkraft am Werkzeug 11 um einen definierten Mindestbetrag  $\Delta K$  niedriger geworden ist als derjenige Betrag der Vorschubkraft bzw. des Betriebsdruckes in den Antriebsdruckräumen 21 und 22 des Hydrozylinders 13, durch dessen Überschreiten die Umschaltung des Flächen-Umschaltventils 53 in dessen die Druckentlastung des ringraumförmigen Antriebsdruckraumes 22 ausgelöst wurde.

Hierdurch wird einerseits erreicht, daß, solange wie möglich, eine möglichst hohe Vorschubgeschwindigkeit des Werkzeuges 11 ausnutzbar bleibt und andererseits sichergestellt, daß, nachdem die Antriebsvorrichtung 10 auf eine erhöhte Vorschubkraft umgeschaltet worden war, nicht "zu früh" wieder auf eine reduzierte Vorschubkraft "zurückgeschaltet" wird, was zu unerwünschten Schwingungen und als Folge davon zu einem "Stehenbleiben" des Werkzeuges 11 führen könnte.

Zu diesem Zweck ist das Flächen-Umschaltventil 53 mehr im einzelnen wie folgt ausgebildet:

Das Flächen-Umschaltventil 53 umfaßt eine erste Ventilkammer 57, welche über einen Entlastungs-Strömungspfad 58 permanent mit dem Tankanschluß 47 des Druckversorgungs-Aggregats 53 verbunden und dadurch drucklos gehalten ist.

Diese Ventilkammer 57 ist durch eine gleichsam die eine Endstirnwand des insgesamt mit 59 bezeichneten Ventilgehäuses bildende Stellschraube 61 dicht nach außen abgeschlossen. Durch Verdrehen dieser Stellschraube

61 ist die Vorspannung einer Ventil-Schließfeder 62 einstellbar, die an einem Zentrierstück 63 angreift, das einen als Kugel 64 ausgebildeten Ventilkörper eines insgesamt mit 66 bezeichneten Sitzventils gegen dessen Ventil Sitz 67, d.h. in die Schließstellung dieses Sitzventils 66 drängt, der durch den inneren, d.h. dem lichten Durchmesser nach kleineren Rand einer ihrerseits zur Zentrierung der Ventilkugel 64 dienenden, konischen Vertiefung einer Zwischenwand 69 des Ventilgehäuses 59 gebildet ist. Zwischen diesem Ventil Sitz 67 und einer zentralen Ventilkammer 71 erstreckt sich ein in die zentrale Ventilkammer 71 mündender Ventilkanal 72. Die zentrale Ventilkammer 71 steht über eine erste hydraulische Steuerleitung 73 in ständig kommunizierender Verbindung mit dem ringraumförmigen Antriebsdruckraum 22 des Hydrozylinders 13. Die zentrale Ventilkammer 71 ist durch die eine, dem Durchmesser nach kleinere Bohrungsstufe 74 einer insgesamt mit 76 bezeichneten Stufenbohrung des Gehäuses 59 gehäusefest begrenzt, deren dem Durchmesser nach größere Bohrungsstufe 77 am anderen Ende des Gehäuses 59 durch einen die dortige Endstirnwand des Ventilgehäuses 59 bildenden Gehäusedeckel 78 druckdicht abgeschlossen ist.

In den beiden Bohrungsstufen 74 und 77 der Stufenbohrung 76 ist mit je einer Kolbenstufe 79 bzw. 81 entsprechenden Durchmessers ein insgesamt mit 82 bezeichneter Stufenkolben druckdicht verschiebbar geführt, dessen kleinere Kolbenstufe 79 eine axial-bewegliche Begrenzung der zentralen Ventilkammer 71 bildet, und dessen dem Durchmesser nach größere Kolbenstufe 81 einerseits die axial-bewegliche Begrenzung einer Ringkammer 85 bildet, die in axialer Richtung gehäusefest durch die zwischen der kleineren Bohrungsstufe 74 und der größeren Bohrungsstufe 77 vermittelnde, ringförmige Gehäusestufe 83 begrenzt ist, und weiter die axial-bewegliche Begrenzung einer Steuerkammer 84 bildet, deren gehäusefeste axiale Begrenzung durch den Gehäusedeckel 78 gebildet ist. Diese Steuerkammer 84 ist über eine zweite hydraulische Steuerleitung 86 in ständig kommunizierender Verbindung mit dem größeren Antriebsdruckraum 21 des Antriebs-Hydrozylinders 13 gehalten.

Der Stufenkolben 82 wird durch eine — schwach vorgespannte — Rückstellfeder 87, die sich an der Innenseite des Gehäusedeckels 78 abstützt, in Richtung auf die Ventilkugel 64 hin gedrängt, an der er sich in der in der Figur 1 dargestellten Grundstellung mit einem stoßförmigen, axialen Fortsatz seiner kleineren Kolbenstufe 79 abstützt. Der Außendurchmesser dieses stoßförmigen Fortsatzes 88 ist deutlich kleiner als der Durchmesser des Ventilkamrals 72, durch den er hindurchtritt. Die kleinere Kolbenstufe 79 ist gegenüber der größeren Kolbenstufe 81 durch eine ringnutzförmige Einschnürung 89 abgesetzt, die von einer in die Ringkammer 85 mündenden Querbohrung 91 durchsetzt ist. Diese Querbohrung 91 steht über eine die kleinere Kolbenstufe 79 und deren stoßförmigen Fort-

satz 88 in axialer Richtung durchsetzenden, zentralen Längsbohrung 92 und eine oder mehrere Querbohrung(en) 93 des stoßförmigen Fortsatzes 88 in ständig kommunizierender Verbindung mit der zentralen Ventilkammer 71.

Die kleinere Bohrungsstufe 74 ist, in axialer Richtung gesehen, in ihrem mittleren Bereich mit einer ringnutzförmigen, radialen Erweiterung 94 versehen, die über eine dritte Steuer- bzw. Druckversorgungsleitung 95 permanent mit dem Hochdruckausgang 46 des Druckversorgungsaggregats 23 verbunden ist. Die durch den radial inneren Rand 96 der gemäß Figur 1 oberen, der zentralen Ventilkammer 71 zugewandten Nutflanke 97 gebildete Kante bildet eine gehäusefeste Steuerkante, mit der der äußere Rand 98 der die zentrale Ventilkammer 51 begrenzenden ringförmigen Stirnfläche 99 der kleineren Kolbenstufe 79 als bewegliche Steuerkante kooperieren kann.

In der dargestellten Grundstellung des Stufenkolbens steht die bewegliche Steuerkante 98 des Stufenkolbens 82 in positiver Überlappung mit der gehäusefesten Steuerkante 96, wobei diese Überlappung  $\Delta X_1$  nur einem kleinen Bruchteil desjenigen Hubes  $X_1$  entspricht, den der Stufenkolben 82 aus seiner dargestellten Grundstellung heraus in Öffnungsrichtung des Sitzventils 66, d.h. in Richtung des Pfeils 101 ausführen kann, und auch nur einem kleinen Bruchteil desjenigen Hubes  $X_2$ , den der Stufenkolben 82 in der Gegenrichtung, d.h. in Richtung des Pfeils 102 ausführen kann. In der dargestellten Grundstellung des Stufenkolbens 82 ist die durch die ringnutzförmige Erweiterung 94 und die kleinere Kolbenstufe 59 begrenzte Ringkammer, ungeachtet der Überlappung  $\Delta X_1$  der beweglichen Steuerkante 98 und der gehäusefesten Steuerkante 96 nicht hermetisch gegen die zentrale Ventilkammer 71 abgesperrt, sondern steht mit dieser durch eine periphere Randkerbe 103 mit einem kleinen Überström-Querschnitt noch in kommunizierender Verbindung, die jedoch aufgehoben wird, wenn der Stufenkolben einen kleinen Bruchteil  $\Delta X_2$  seines möglichen Hubes in Richtung des Pfeils 101 ausgeführt hat, wonach die mit dem Hochdruckausgang 46 des Druckversorgungsaggregats 23 in kommunizierender Verbindung stehende, ringnutzförmige Erweiterung 94 der kleineren Bohrungsstufe 74 gegen die zentrale Ventilkammer 71 abgesperrt ist.

Die Vorspannung der Ventilschließfeder 62 ist bzw. wird so hoch eingestellt, daß die Kraft, mit der die Ventilkugel 64 gegen den kreislinienförmigen Ventil Sitz 67 gedrängt wird, annähernd der Kraft entspricht, z.B. 90% derjenigen Kraft entspricht, wenn die Ventilkugel 66 innerhalb der durch den Ventil Sitz 67 berandeten Kreisfläche mit dem maximalen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 beaufschlagt ist. Einen maximalen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 von 300 bar vorausgesetzt, wird demgemäß die Vorspannung der Schließfeder 62 auf einen einem "Schließdruck" von 270 bar äquivalenten Wert eingestellt.

Demgegenüber ist die Vorspannung der

Rückstellfeder 87 vernachlässigbar und einem Druck von nur wenigen, z.B. 5 bar, äquivalent. Bezeichnet man die durch den Ventilsitz 67 berandete Kreisfläche, innerhalb derer auf die Ventilkugel 64 der Ausgangsdruck P des Druckversorgungs-Aggregates 23 wirken kann, dem Betrag nach mit  $F_4$  und die Querschnittsfläche der größeren Kolbenstufe 81 des Stufenkolbens 82, die ebenfalls mit dem Ausgangsdruck P des Druckversorgungs-Aggregates 23 beaufschlagbar ist, mit  $F_5$ , so sind diese Flächen bei dem Flächenumschaltventil 53 so dimensioniert, daß sie der folgenden Beziehung genügen:

$$F_5/F_4 = F_1/F_3 + A \quad (4)$$

wobei mit A ein vorgegebbarer Bruchteil des Flächenverhältnisses von größenordnungsmäßig 20% bezeichnet ist, um den das Flächenverhältnis  $F_5/F_4$  stets größer sein soll als das Flächenverhältnis  $F_1/F_3$  der druckbeaufschlagbaren Flächen des Kolbens 18 des Hydrozylinders 13.

Die insoweit ihrem Aufbau nach erläuterte Antriebsvorrichtung 10 arbeitet mehr im einzelnen wie folgt: Mit dem Einschalten des Druckversorgungs-Aggregates 23 wird zunächst das Richtungs-Steuerventil 38 in dessen erregte Stellung II gesteuert. Dadurch werden der größere Antriebsdruckraum 21 des Hydrozylinders 13 und die Steuerkammer 84 des Flächenumschaltventils 53 zum Tank 34 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin entlastet, während gleichzeitig der Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates 23 in die ringnutzförmige Erweiterung 94 des Gehäuses 59 des Flächenumschaltventils 53, dessen zentrale Ventilkammer 71 und dessen Ringkammer 85 sowie über die erste Steuerleitung 73 in den ringraumförmigen Antriebsdruckraum 22 des Hydrozylinders 13 eingekoppelt wird. Der Kolben 18 des Hydrozylinders 13 gelangt dadurch zunächst in seine obere Endstellung, die in der Figur 1 dargestellte Grundstellung, während der Stufenkolben 82 des Flächenumschaltventils 53, der insgesamt auf einer der Querschnittsfläche  $F_5$  seiner größeren Kolbenstufe 81 mit dem Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates beaufschlagt ist, in seine, in der Figur 2 dargestellte, untere, d.h. von der Ventilkugel 64 entfernte Endstellung gedrängt wird. Diese Funktionsstellung des Flächenumschaltventils 53 in Kombination mit der erregten Stellung II des Richtungs-Steuerventils 38 entspricht auch dem Rückzugsbetrieb des Hydrozylinders 18, nachdem das Werkzeug 11 seinen Arbeitshub ausgeführt hat.

Um aus der Grundstellung des Hydrozylinderkolbens 18 heraus dessen Vorschubbetrieb einzuleiten, wird das Richtungs-Steuerventil 38 durch Erregung seines ersten Steuer magneten 42 in seine Funktionsstellung I umgeschaltet. Hierdurch werden sowohl der obere Antriebsdruckraum 21 des Hydrozylinders 13 als auch die Steuerkammer 84 des Flächenumschaltventils 53 über den Durchfluß-Strömungspfad 49 des Richtungs-Steuerventils 38 an den Hochdruck-

Ausgang 46 des Druckversorgungs-Aggregates 23 angeschlossen. Der Stufenkolben 82 des Flächenumschaltventils 53 ist nunmehr druckentlastet, da er sowohl über die zentrale Ventilkammer 71 und die Ringkammer 85 als auch über die Steuerkammer 84 mit dem Ausgangsdruck P des Druckversorgungs-Aggregates gleichsam neutral druckbeaufschlagt ist. Die schwache Rückstellfeder 87 ist jetzt in der Lage, den Stufenkolben in Richtung auf die Ventilkugel 64 zu verschieben, wobei jedoch der Stufenkolben dynamisch, d.h. durch das von der Hochdruckpumpe 36 zu der ringnutzförmigen Erweiterung 94 des Ventilgehäuses und über die Steuerkanten 96 und 98 des Gehäuses bzw. des Stufenkolbens in negativer Überlappung dieser Steuerkanten gehalten bleibt, je nachdem, welche Druckölmenge in den ringförmigen Antriebsdruckraum 22 des Antriebszylinders 13 überströmt. Das Werkzeug 11 wird im Eil-Vorschubbetrieb in Richtung auf das Werkstück 12 zu bewegt, wobei diese Vorschubbewegung sich bei nur mäßiger Druckentfaltung in den Antriebsdruckräumen 21 und 22 des Hydrozylinders 13 vollzieht. Sobald das Werkzeug 11 auf das Werkstück 12 auftrifft, tritt in den Antriebsdruckräumen 21 und 22 eine Erhöhung des Druckes ein, die sich über die Steuerleitungen 73 und 86 auch der zentralen Ventilkammer 71, der Ringkammer 85 und der Steuerkammer 84 gleichmäßig mitteilt. Reicht die Vorschubkraft im Eilvorschubbetrieb nicht aus, um das Werkstück 12 zu durchstoßen, mit der Folge, daß der Betriebsdruck in den Antriebsdruckräumen 21 und 22 bis auf nahezu den Maximalwert des Ausgangsdruckes P des Druckversorgungs-Aggregates 23 ansteigt, so wird schließlich die Schließkraft der Schließfeder 62 überwunden, und die Kugel 64 hebt von dem Ventilsitz 87 ab, mit der Folge, daß die zentrale Ventilkammer 71 in kommunizierende Verbindung mit der drucklosen Ventilkammer 57 gelangt und der weiteren, hiermit verknüpften Folge, daß nunmehr der Stufenkolben 82 nur noch mit seiner größeren, die Steuerkammer 84 beweglich begrenzenden Kolbenstufe 81 dem hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates 23 ausgesetzt ist. Der Stufenkolben wird dadurch weiter im Sinne eines Abhebens der Ventilkugel 64 von ihrem Sitz verschoben, wodurch die zuvor noch über die Einkerbung 103 bestehende kommunizierende Verbindung der zentralen Ventilkammer 71 mit der unter dem hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates 23 stehenden nutzförmigen Erweiterung 94 aufgehoben wird. Dadurch gelangt der Stufenkolben in die in der Figur 3 dargestellte, "obere" Endstellung, in welcher der ringförmige Antriebsdruckraum 22 über die zentrale Ventilkammer 71 und die "darüber" angeordnete, ohnehin drucklose Ventilkammer 57 zum Tank 34 des Druckversorgungs-Aggregates 23 hin entlastet ist. Mit dem hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregates 23 beaufschlagt ist jetzt nur noch der obere, größere Antriebsdruckraum 21 des Hydrozylinders 13, der nunmehr im Last-Vorschubbetrieb zwar mit geringerer Vorschub-

geschwindigkeit, jedoch mit entsprechend erhöhter Kraft seinen Arbeitshub ausführt. Ist das Werkstück 12 bearbeitet, z.B. durchstoßen, wobei der Druck im Antriebsdruckraum 21 wieder abfällt, so tritt der entsprechende Druckabfall auch in der Steuerkammer 84 des Flächen-Umschaltventils 53 ein, so daß die Ventilschließfeder 62 den Stufenkolben 82 wieder in Richtung auf seine Grundstellung zurückzudrängen vermag. Wegen der gemäß der Beziehung (4) vorgesehenen unterschiedlichen Flächen-Verhältnisse  $F_5/F_4$  und  $F_1/F_3$  ist jedoch der Druck, bei dessen Unterschreiten der ringförmige Antriebsdruckraum 22 über das Flächen-Umschaltventil 53 wieder mit dem Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats 23 beaufschlagt wird, geringer als der Druck, bei dem zuvor auf alleinige Druckbeaufschlagung des größeren Antriebsdruckraumes 21 umgeschaltet worden war. Dadurch wird erreicht, daß ein Übergang von dem "langsamen" Last-Vorschubbetrieb auf den wieder mit größerer Vorschubgeschwindigkeit erfolgenden Abschluß eines Arbeitstaktes im Eil-Vorschubbetrieb des Werkzeuges 11 erst dann erfolgt, wenn der Bedarf an erhöhter Vorschubkraft mit Sicherheit gedeckt ist, und es wird auch ein erschütterungsfreier und damit schonender Ablauf der Umschaltvorgänge gewährleistet.

#### Patentansprüche

1. Hydraulische Antriebsvorrichtung (10) für ein Maschinenelement, z.B. ein Stanz- oder ein Prägewerkzeug (11), das im Verlauf eines Bearbeitungszyklus eines Werkstückes (12) eine zu diesem hinführende Eil-Vorschubbewegung, hierauf mit derselben Bewegungsrichtung den Arbeitshub und anschließend einen in die Ausgangsstellung zurückführenden Eil-Rückzugshub ausführt, mit einem doppelt-wirkenden Hydrozylinder (13) als Antriebselement, der als Differential-Zylinder mit unterschiedlich großen Arbeitsflächen seines Kolbens (18) ausgebildet ist, durch deren gemeinsame Beaufschlagung mit dem Ausgangsdruck eines Druckversorgungs-Aggregats (23) der Eil-Vorschubbetrieb erzielt wird und durch dessen alternative Druckbeaufschlagung bzw. -Entlastung Last- bzw. Arbeitsvorschub mit erhöhter Vorschubkraft sowie Eil-Rückzugsbetrieb steuerbar sind, wobei zur Umschaltung von Eil- auf Last-Vorschubbetrieb ein druckgesteuertes Flächen-Umschaltventil (53) vorgesehen ist, das, wenn der Antriebsdruck in den Antriebsdruckräumen (21, 22) des Hydrozylinders (13) einen Schwellenwert, der einem hohen Prozentsatz von z.B. 90% des maximalen Ausgangsdruckes des Druckversorgungs-Aggregats (23) übersteigt, eine Umschaltung des Hydrozylinders (13) von Differentialbetrieb auf einseitige Druckbeaufschlagung der größeren Antriebsfläche (24) des Hydrozylinders und Druckentlastung der kleineren Antriebsfläche (32) desselben umschaltet, dadurch gekennzeichnet, daß das Flächen-Umschaltventil (53) ein Rückschlagventil (66) umfaßt, das durch den in demjenigen Antriebs-

druckraum (22) des Hydrozylinders (13), der durch die kleinere Kolbenfläche (32) seines Differentialkolbens (18) beweglich begrenzt ist, herrschenden Betriebsdruck in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist, daß die Schließkraft einer den Ventilkörper (64) des Rückschlagventils (66) in dessen Schließstellung drängenden, vorgespannten Schließfeder (62) einem Öffnungsdruck von 85% bis 95% des Ausgangsdruckes des Druckversorgungs-Aggregates (23) äquivalent ist, daß das Flächen-Umschaltventil (53) weiter ein druckgesteuertes Schieber-Ventil mit einem als Stufenkolben (82) ausgebildeten Ventilkörper umfaßt, der durch eine schwach vorgespannte Rückstellfeder (87) in Anlage mit dem Ventilkörper (64) des Rückschlagventils (66) gedrängt wird und in der Schließstellung des Rückschlagventils (66) in einer Funktionsstellung gehalten ist, in welcher der kleinere Antriebsdruckraum (22) des Hydrozylinders (13) mit dem Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats (23) beaufschlagt ist, und in der Offen-Stellung des Rückschlagventils (66) in eine Position gelangt, in welcher der kleinere Antriebsdruckraum (22) druckentlastet ist, daß dieser Stufenkolben (82) auf seiner größeren Kolbenstufe (81) mit dem in dem größeren Antriebsdruckraum (21) des Hydrozylinders (13) herrschenden Druck beaufschlagt ist, und daß das Verhältnis  $F_5/F_4$  der wirksamen Fläche  $F_5$  der größeren Kolbenstufe (81) des Stufenkolbens (82) zu der durch den Ventilsitz (67) des Rückschlagventils (66) umrandeten Querschnittsfläche  $F_4$ , innerhalb welcher der Ventilkörper (64) mit dem in dem kleineren Antriebsdruckraum (22) herrschenden Druck in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist, um einen definierten Bruchteil A von 10% bis 30% größer ist als das Verhältnis  $F_1/F_3$  der den größeren Antriebsdruckraum (21) des Hydrozylinders (13) begrenzenden Kolbenfläche (24,  $F_1$ ) zu der den kleineren Antriebsdruckraum (22) begrenzenden Kolbenfläche (32,  $F_3$ ).

2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Rückschlagventil (66) des Flächen-Umschaltventils (53) als Kugel-Sitz-Ventil (66) ausgebildet ist, dessen Ventilkugel (64) mittels einer Schließfeder (62) mit einstellbarer Vorspannung gegen den Ventilsitz (67) gedrängt wird.

3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß zur Richtungssteuerung der Vorschub- und Rückzugsbewegungen des Kolbens (18) des Antriebs-Hydrozylinders (13) ein als 3/3-Wege-Ventil ausgebildetes Magnetventil (38) vorgesehen ist, das durch alternative Erregung je eines Steuermagneten (42 oder 43) in alternative Funktionsstellungen (I bzw. II) steuerbar ist, in deren einer — der Stellung I — der Hochdruck-Ausgang (46) des Druckversorgungs-Aggregats (43) an den größeren Antriebsdruckraum (21) des Hydrozylinders (13) angeschlossen ist und in deren anderer — der Funktionsstellung II — dieser Antriebsdruckraum (21) druckentlastet ist, während der zweite, kleinere Antriebsdruckraum (22) über das druckgesteuerte Wegeventil (18, 94, 71) des Flächen-

Umschalt-Ventils (53) mit dem hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungs-Aggregats beaufschlagbar bzw. zu dessen Tank (34) hin entlastbar ist.

### Revendications

1. Dispositif hydraulique d'entraînement (10) pour un élément de machine, par exemple, un outil de poinçonnage ou d'estampage (11), exécutant au cours d'un cycle d'usinage d'une pièce d'ouvrage (12) un avancement rapide menant à cette dernière, ensuite — dans le même sens de mouvement — la course de travail, et finalement une course rapide de retour à la position de départ, comprenant un vérin hydraulique à double effet (13) en tant qu'élément d'entraînement, réalisé sous la forme d'un cylindre différentiel d'usinage dont le piston (18) présente des surfaces de travail de dimensions différentes, et lorsqu'on applique une pression de départ d'un ensemble (23) de distribution de pression sur l'ensemble des surfaces de travail on obtient l'avancement rapide, et l'alimentation ou la réduction alternative de pression sur ces dernières permet de commander l'avancement de la charge ou du travail à une force d'avancement augmentée ainsi que la course de retour rapide, et pour commuter le fonctionnement d'avance rapide en un fonctionnement d'avance de travail, il est prévu une soupape d'inversion de surfaces (53) commandée par pression, qui, lorsque la pression d'entraînement dans les chambres (21, 22) de pression d'entraînement du vérin hydraulique (13) dépasse une valeur seuil d'un pourcentage élevé de, par exemple 90% de la pression maximale de départ de l'ensemble de distribution de pression (23), commute une inversion du vérin hydraulique (13) du fonctionnement différentiel en alimentation de pression unilatérale de la surface d'entraînement plus grande (24) du vérin hydraulique et en réduction de pression de la surface d'entraînement plus petite (32) de celui-ci, caractérisé en ce que la soupape d'inversion de surfaces (53) comprend un clapet de retenue (66) qui est alimenté par la pression de fonctionnement dans le sens de l'ouverture, régnant dans la chambre de pression d'entraînement (22) du vérin hydraulique (13), délimitée de manière mobile par la surface plus petite du piston (32) de son piston différentiel (18), en ce que la force de serrage d'un ressort de fermeture (62) précontraint poussant le corps de la soupape (64) du clapet de retenue (66) dans sa position de serrage équivaut à une pression d'ouverture comprise entre 85% et 95% de la pression de départ de l'ensemble de distribution de pression (23), en ce que la soupape d'inversion des surfaces (53) comprend par ailleurs une soupape à tiroirs commandée par pression présentant un corps de soupape réalisé en tant que piston (82) à gradins que — par un ressort de rappel (87) légèrement précontraint — est poussé pour venir contre le corps de la soupape (64) du clapet de retenue (66) et qui — en position de fermeture du clapet de

retenue (66) — est maintenu dans une position de fonctionnement, dans laquelle la chambre de pression d'entraînement plus petite (22) du vérin hydraulique (13) est alimenté par la pression de départ de l'ensemble de distribution de pression (23), et qui — en position d'ouverture du clapet de retenue (66) — atteint une position, dans laquelle la chambre de pression d'entraînement plus petite (22) est sous une pression réduite, en ce que ce piston à gradins (82), sur son gradin le plus grand (81), est alimenté par la pression régnant dans la chambre de pression d'entraînement plus grande du vérin hydraulique (13), et en ce que le rapport  $F_5/F_4$  de la surface active  $F_5$  du gradin de piston plus grand (81) du piston à gradins (82) par rapport à la face transversale  $F_4$  encadrée par le siège de la soupape (67) du clapet de retenue (66) — face transversale dans laquelle le corps de la soupape (64) est alimenté dans le sens de l'ouverture par la pression régnant dans la chambre de pression d'entraînement plus petite (22) — est supérieur par une fraction A de 10 à 30% au rapport  $F_1/F_3$  de la surface de piston (24,  $F_1$ ) délimitant la chambre de pression d'entraînement plus grande (21) du vérin hydraulique (13) par rapport à la surface de piston (32,  $F_3$ ) délimitant la chambre de pression d'entraînement plus petite (22).

2. Dispositif d'entraînement suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le clapet de retenue (66) de la soupape d'inversion des surfaces (53) est réalisé sous la forme d'une soupape à siège et à bille (66), dont la bille de soupape (64) est poussée au moyen d'un ressort de serrage (62), dont la précontrainte est réglable, contre le siège (67) de la soupape.

3. Dispositif d'entraînement suivant la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que, pour commander la direction des mouvements d'avance et de retour du piston (18) du vérin hydraulique d'entraînement (13) il est prévu une vanne magnétique (38) réalisée sous la forme d'un distributeur à 3/3 voies pouvant être commandée pour occuper des positions de fonctionnement (I ou II) alternatives par excitation alternative d'un électro-aimant de commande (42 ou 43), positions, dans l'une — la position I — la sortie de la pression maximale (46) de l'ensemble de distribution de pression (43) est reliée à la chambre de pression d'entraînement plus grande (21) du vérin hydraulique (13) et dans l'autre — la position de fonctionnement II — la pression est réduite dans cette chambre de pression d'entraînement (21), tandis que la seconde chambre de pression d'entraînement plus petite (22) peut être alimentée en pression par le distributeur commandé par pression (18, 94, 71) de la soupape d'inversion des surfaces (53) par une pression de départ élevée de l'ensemble de distribution de pression, ou dont la pression peut être abaissée vers le réservoir (34) de ce dernier.

### Claims

1. Hydraulic drive arrangement (10) for a

machine element, e.g. a punching or an embossing tool (11), which, in the course of a processing cycle of a workpiece (12), executes a fast feed movement leading to the latter, hereupon with the same direction of movement the working stroke and subsequently a fast return stroke which leads back to the initial position, having a double-acting hydraulic cylinder (13) as drive element which is formed as a differential cylinder with its piston (18) having working surfaces of differing size, the common action of the initial pressure of a pressure supply unit (23) upon which surfaces achieves the fast feed operation and the alternate pressure action upon or pressure relief of which makes it possible to control load feed or working feed with increased feed force as well as fast return operation, there being provided for the purpose of switching over from fast to load feed operation a pressure-controlled surface switch-over valve (53) which, when the drive pressure in the drive pressure chambers (21, 22) of the hydraulic cylinder (13) exceeds a threshold value which exceeds a high percentage of, for example, 90% of the maximum initial pressure of the pressure supply unit (23), switches over a switch-over system of the hydraulic cylinder (13) from differential operation to one-sided pressure action upon the larger drive surface (24) of the hydraulic cylinder and pressure relief of the smaller drive surface (32) of the same, characterised in that the surface switch-over valve (53) comprises a non-return valve (66) upon which there acts in the opening direction the operational pressure which prevails in that drive pressure chamber (22) of the hydraulic cylinder (13) whose motion is restricted by the smaller piston surface (32) of its differential piston (18), in that the closing force of a pretensioned closing spring (62), which presses the valve body (64) of the non-return valve (66) into its closed position, is equivalent to an opening pressure of 85% to 95% of the initial pressure of the pressure supply unit (23), in that the surface switch-over valve (53) further comprises a pressure-controlled slide valve with a valve body which is formed as a stepped piston (82) and which is pressed by means of a weakly pretensioned restoring spring (87) to rest against the valve body (64) of the non return valve (66) and in the closed position of the non-return valve (66) is held in a functional

position in which there acts upon the smaller drive pressure chamber (22) of the hydraulic cylinder (13) the initial pressure of the pressure supply unit (23), and in the open position of the non-return valve (66) reaches a position in which the smaller drive pressure chamber (22) is relieved of pressure, in that there acts upon this stepped piston (82), upon its larger piston step (81), that pressure which prevails in the larger drive pressure chamber (21) of the hydraulic cylinder (13) and in that the ratio  $F_5/F_4$  of the effective surface  $F_5$  of the larger piston step (81) of the stepped piston (82) to the cross-sectional area  $F_4$ , which is bordered by the valve seat (67) of the non-return valve (66) and within which there acts in the opening direction upon the valve body (64) that pressure which prevails in the smaller drive pressure chamber (22), is larger by a defined fraction  $A$  of 10% to 30% than the ratio  $F_1/F_3$  of the piston surface (24,  $F_1$ ), which delimits the larger drive pressure chamber (21) of the hydraulic cylinder (13), to the piston surface (32,  $F_3$ ) which delimits the smaller drive pressure chamber (22).

2. Drive arrangement according to claim 1, characterized in that the non-return valve (66) of the surface switch-over valve (53) is formed as a ball seat valve (66), the valve ball (64) of which is pressed by means of a closing spring (62) with adjustable pretension against the valve seat (67).

3. Drive arrangement according to claim 1 or claim 2, characterized in that there is provided for the directional control of the feed and return movement of the piston (18) of the drive hydraulic cylinder (13) a solenoid valve (38) which is formed as a 3/3-way valve and is controllable by means of alternate excitation of a respective control magnet (42 or 43) into alternate functional positions (I or II respectively), in one of which positions — position I — the high pressure output (46) of the pressure supply unit (43) is connected to the larger drive pressure chamber (21) of the hydraulic cylinder (13) and in the other position — the functional position II — this drive pressure chamber (21) is relieved of pressure, whilst there can act upon the second smaller drive pressure chamber (22), by way of the pressure-controlled directional valve (18, 94, 71) of the surface switch-over valve (53), the high output pressure of the pressure supply unit or said chamber can be relieved towards the tank (34) of said unit.

55

60

65

9

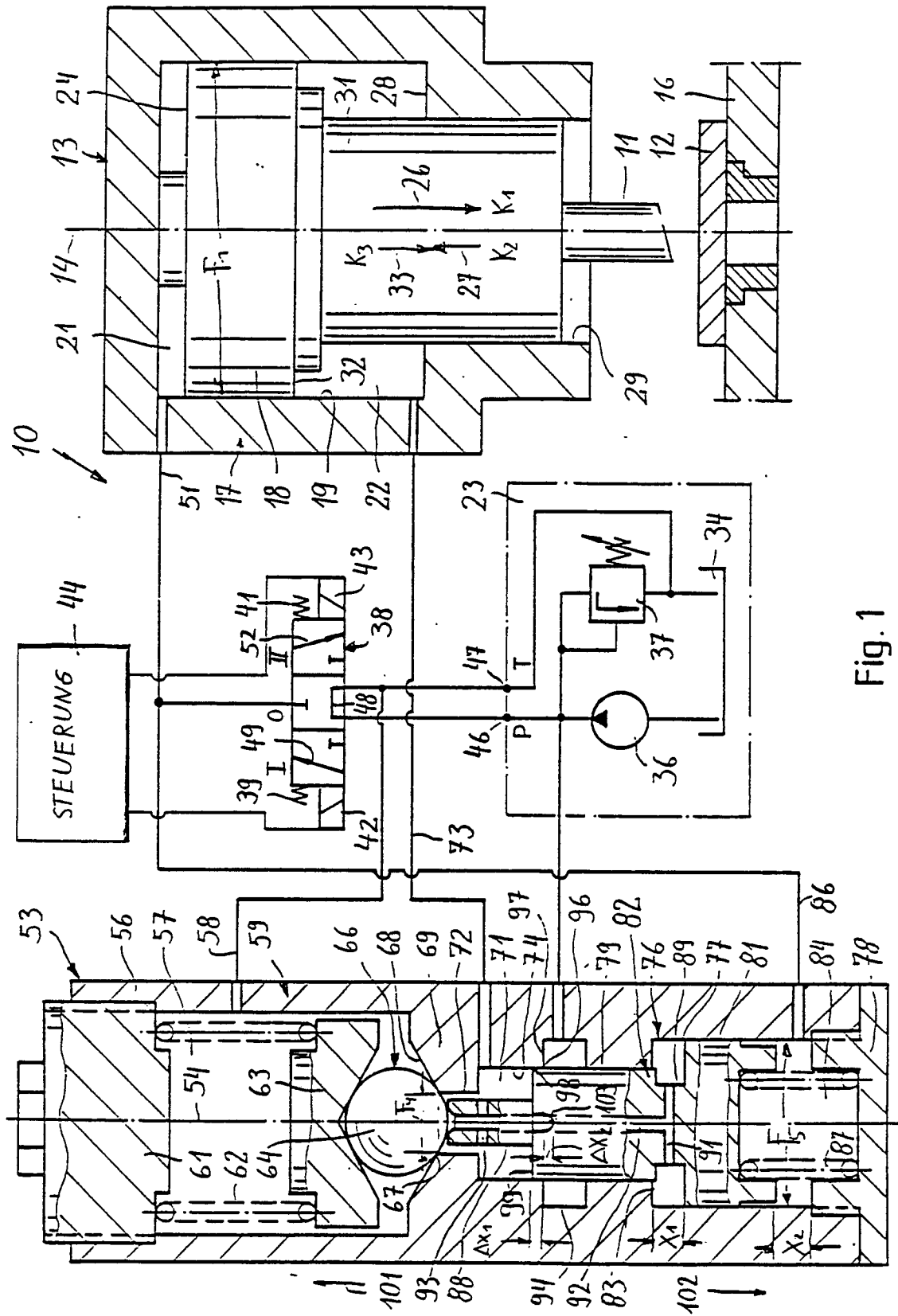


Fig. 1

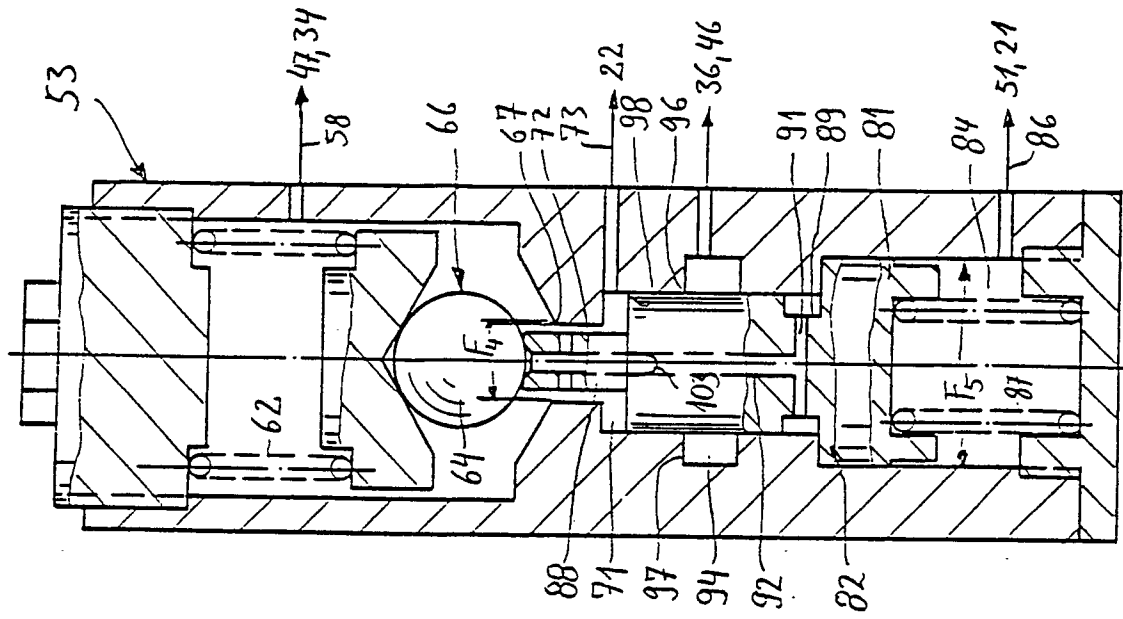


Fig. 3

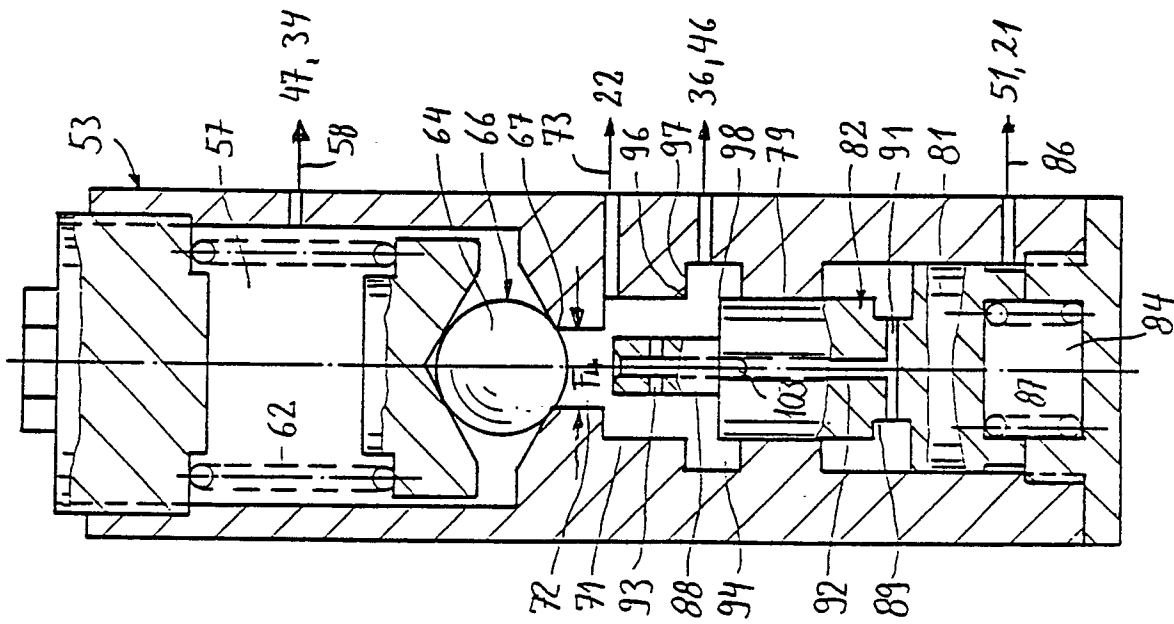


Fig. 2