

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



11 Veröffentlichungsnummer: **0 549 884 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 49 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **06.09.95** 51 Int. Cl.⁸: **B41F 13/00**
- 21 Anmeldenummer: **92120033.3**
- 22 Anmeldetag: **25.11.92**

54 **Einrichtung zur Getriebezugtrennung.**

30 Priorität: **18.12.91 DE 4141817**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.07.93 Patentblatt 93/27

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
06.09.95 Patentblatt 95/36

84 Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH DE DK ES FR GB GR IT LI LU NL PT
SE**

56 Entgegenhaltungen:
**DE-A- 3 534 488
DE-U- 8 609 107**

73 Patentinhaber: **MAN Roland Druckmaschinen
AG
Postfach 10 12 64
D-63012 Offenbach (DE)**

72 Erfinder: **Mathes, Josef
Wilhelm-Leuschner-Strasse 12
W-6050 Offenbach/Main (DE)**

74 Vertreter: **Marek, Joachim, Dipl.-Ing.
c/o MAN Roland Druckmaschinen AG
Patentabteilung/FTB S,
Postfach 10 12 64
D-63012 Offenbach (DE)**

EP 0 549 884 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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 Vorrichtung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Eine solche Vorrichtung ist bekannt aus der DE-PS 35 34 488.

In Bogenrotationsdruckmaschinen wird zur Werkstellung der Bogenwendung eine sogenannte Bogenwendeeinrichtung im Transportweg der Druckbogen angeordnet. Im Normalfall wird der Bogen mit seiner Vorderkante voran durch die ganze Maschine transportiert, wobei dann nur die Oberseite des Druckbogens bedruckt wird. Wenn der Bogen von beiden Seiten bedruckt werden soll, wird die Bogenwendeeinrichtung zwischen zwei Druckwerken umgestellt, infolge dessen dort die Hinterkante des Bogens zur Vorderkante wird. Zur Bogenwendung ist also die Relativlage der benachbarten Druckwerke so zu verändern, daß an dieser Stelle anstatt der Vorderkante des Druckbogens nun die Hinterkante übergeben werden kann. Zur Veränderung der Relativlage muß der Getriebezug in einer solchen Druckmaschine auftrennbar sein. Hierzu sind seit längerem Doppelzahnrad bekannt. In einem solchen Doppelzahnrad ist auf einem Hauptzahnrad ein Zahnradring aufgesetzt, der mit Klemmeinrichtungen mit dem Hauptzahnrad verbunden wird. Diese Klemmeinrichtungen bestanden bislang aus sogenannten Spannpratzen oder auch aus einem Klemmring. Die Klemmelemente waren einzeln von Hand zu spannen. Im Zuge der Weiterentwicklung der Druckmaschinen, ist man inzwischen dazu übergegangen die Klemmeinrichtungen automatisierbar zu machen, um die langwierige Handbedienung zu vermeiden.

Eine Vorrichtung dieser Art beschreibt die DE-PS 35 34 488. In dieser Vorrichtung zur Verklemmung zweier Zahnräder in einer von Schön- auf Schön- und Widerdruck umstellbaren Bogenrotationsdruckmaschine wird die Klemmkraft durch eine Feder aufgebracht, die zur Aufhebung der Klemmung von einem pneumatischen Kolben oder Balgen belastet werden kann. Die Klemmung erfolgt mit Hilfe von einarmigen gekröpften Hebeln, die über Bolzen mit den Spannpratzen zur Klemmung des Zahnradringes verbunden sind. Die einarmigen, gekröpften Hebel sind auf Kugelementen gelagert und erzeugen im Anlenkpunkt des Bolzens bei ihrer Bewegung eine axiale Verlagerung in Bezug auf die Spannpratzen. Dadurch wird mit der Schwenkbewegung der Hebel eine Klemmkraft an den Spannpratzen aufgebracht. Die Schwenkbewegung der Hebel wird über einen Führungskörper, in den die Enden der Hebel eingreifen, erzeugt. Der Führungskörper sitzt auf einer Stange zentrisch zum Hauptzahnrad. Die Stange ist axial verschiebbar mit dem Antriebszapfen des Zahnrades verbunden und wird von einer Druckfe-

der nach außen hin belastet. Das äußere Ende der Führungsstange ist in einem Wälzlager geführt. Das Wälzlager sitzt in einem Aufnahmeelement, das wiederum mit einem pneumatischen Balgen verbunden ist. Im Normalfall drückt die Druckfeder den Führungskörper nach außen und verriegelt über die Hebel damit die Klemmung zwischen Zahnradring und Hauptzahnrad. Bei der Umstellung wird der Balgen mit Druckluft belastet und verschiebt den Führungskörper gegen das Zahnrad unter Belastung der Druckfeder und entriegelt dabei die Klemmung zwischen Zahnradring und Hauptzahnrad.

Die Vorrichtung weist einige Nachteile auf. Vor allen Dingen sind die Elemente zur Erzeugung der Klemmung relativ aufwendig und zylinderfest montiert. Damit laufen sie während des kompletten Betriebes mit um. Außerdem ist die Kraftübertragung sehr kompliziert gelöst. Als weiteres Problem ist zu sehen, daß der Balgen sich gegen die Kraft der Druckfeder zwischen der Gehäusewand und dem Zylinder abstützt. Damit wird beim Entriegeln der Klemmung eine Axialkraft auf die Zylinderlager aufgebracht die zu einer Verlagerung des gesamten Zylinders und damit auch der Zahnräder führen kann.

Dieses Problem wird in einer Einrichtung nach der DE-PS 31 27 539 vermieden. Die Einrichtung zum Klemmen und Lösen zweier Zahnräder weist ebenfalls ein Hauptzahnrad mit einem darauf aufgesetzten verdrehbaren Zahnradring auf. Die Klemmung wird über einzelne Bolzen, die durch Druckfedern belastet sind, erzeugt. Die Spannkraft der Druckfedern wird durch eine Kombination zweier Elemente mit sogenannten Drehkeifflächen erzeugt. Im Grunde entsprechen diese Drehkeifflächen jeweils einem Gewindegang. Durch Verdrehen der beiden Elemente gegeneinander ergibt sich damit eine Abstandsänderung. Das eine der beiden Elemente ist mit seiner Drehkeiffläche zum Zahnrad hin gerichtet und gegen Verdrehen mit einer Spannplatte für den Zahnradring verbunden. Das zweite Element, mit seiner Drehkeiffläche zur ersten gerichtet, sitzt zwischen dem ersten Element und der Spannplatte. Außerdem ist das zweite Element mit einer Verzahnung an seiner Außenseite versehen. In diese Verzahnung greift ein auf dem Zylinderzapfen drehbar gelagertes Zahnrad ein. Durch Verdrehen des mittleren Elementes mit seiner Drehkeiffläche kann nun der Abstand des äußeren Elementes mit seiner Drehkeiffläche von der Spannplatte verändert werden. Dabei wird die Einfederung der Druckfeder auf der anderen Seite des Hauptzahnrades verändert und damit auch die Spannkraft zwischen Spannplatte und Zahnrad verändert. Zum Aufheben der Klemmung wird also das innere Drehkeilelement soweit verdreht, daß der Abstand des äußeren Drehkeilelementes zur

Spannplatte minimal wird. Damit ist die Spannkraft der Druckfeder auch minimal und der Zahnradring kann auf dem Hauptzahnrad verschoben werden. Zum Klemmen wird das innere Drehkeilelement wieder auf den höchsten Punkt gefahren und damit auch die höchste Klemmkraft erzeugt. Diese Anordnung vermeidet das Einleiten äußerer Kräfte in die Anordnung von Zahnrad, Zahnradring und Klemmelementen sowie die Lagerung des Zylinders. Hier müssen aber ebenfalls alle für die Klemmung und Entriegelung der Klemmung notwendigen Elemente auf dem Zahnrad montiert werden und laufen demzufolge auch während des gesamten Betriebes mit um. Zusätzlich ergibt sich die Schwierigkeit, daß ein nur für die Funktion der Entriegelung notwendiges Zahnrad auf dem Zylinderzapfen gelagert werden muß und demzufolge dort auch kontinuierlich mit umläuft. Die gesamte Bedienung und vor allem auch die Montage wird dadurch erschwert. Als letztes und wichtigstes Argument kommt hinzu, daß die zum Verdrehen dieser Einrichtung notwendigen Antriebskräfte sehr hoch sind, da die Reibung zwischen den Drehkeilflächen sehr groß ist.

In weiteren bekannten Vorrichtungen sind sowohl alle für die Verriegelung bzw. Entriegelung der Klemmung notwendigen Elemente als auch die dazu vorhandenen Antriebselemente auf dem Zahnrad untergebracht. Die ganze Einheit dieses Doppelzahnrades kann zwar relativ kompakt gestaltet sein, sie wird aber sehr kompliziert und schwer. Zum größten Teil ist dabei nicht an die Automatisierbarkeit gedacht.

Es stellt sich daher die Aufgabe, eine Vorrichtung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 zu schaffen, die bei geringstmöglicher Veränderung am Antriebszahnrad eine Entriegelung der Klemmung ohne Axialbelastung des Zylinders und seiner Lagerung möglich macht. Außerdem soll die Einrichtung zum Entriegeln der Klemmung nicht während des Betriebes der Druckmaschine mit umlaufen müssen, wodurch das Gewicht des Antriebszahnrades erheblich reduziert wird. Diese Aufgabe wird nach dem Kennzeichen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Als besonders vorteilhaft ist darin zu sehen, daß die Vorrichtung sich selbst am Zahnrad ausrichtet und während des Normalbetriebes keinerlei Berührung mit dem Doppelzahnrad aufweist. Das wird dadurch erreicht, daß die Kupplung aus wenigstens zwei konzentrischen Ringen besteht, die mit Hilfe einer Hubenergie gegeneinander verschoben werden. Bei der Verschiebung stützen die Ringe sich an Elementen des Doppelzahnrades so ab, daß die Klemmung des Zahnradringes aufgehoben wird. Die Ausgestaltung verschiedener Varianten dieses Lösungsprinzips ist in den Unteransprüchen erläutert.

Die geschilderten Varianten benutzen mechanische, hydraulische, pneumatische oder elektrische Energie. Bei allen Varianten ist gleich, daß die zum Entriegeln der Klemmung vom Zahnradring auf dem Hauptzahnrad aufzubringende Kraft innerhalb des Doppelzahnrades umgeleitet wird und daher nicht auf die Lagerung des Druckzylinders wirken kann. Damit ergeben sich auch keine Verschiebungen, die z.B. bei einer Schrägverzahnung zu einer Drehverlagerung des Antriebes führen könnten. Weiterhin ist jede der Varianten so angelegt, daß das Entriegelungssystem im normalen Maschinenbetrieb das Doppelzahnrad nicht berührt. Auf dem Doppelzahnrad selbst ist allenfalls ein Entriegelungselement vorhanden, das die Masse des Doppelzahnrades aber nicht nennenswert erhöht. Bei geschickter Anordnung ist also das Doppelzahnrad selbst vollkommen wartungsfrei und die Kupplung zum Aufheben der Klemmung des Doppelzahnrades ist ohne Änderungen an diesem zu warten bzw. ein- und ausbaubar. Aus den Ausgestaltungen der verschiedenen Varianten ergeben sich weitere spezifische Vorteile, die im Folgenden in der Beschreibung der Ausführungsbeispiele erwähnt werden.

Im Folgenden werden anhand von bildlichen Darstellungen einige Ausführungsformen der Erfindung näher beschrieben.

Im Einzelnen zeigen

- | | | |
|----|----------|---|
| 30 | Figur 1 | eine Teilansicht einer Bogenrotationsdruckmaschine, |
| | Figur 2 | einen Teilschnitt einer Vorrichtung nach der Erfindung, |
| | Figur 3 | die Vorrichtung im geklemmten Zustand, |
| | Figur 4 | die Vorrichtung im ausgerückten Zustand, |
| | Figur 5 | eine Version der Vorrichtung mit einer Kugelrollspindel, |
| 40 | Figur 6 | eine dritte Version mit einem Kurventrieb, |
| | Figur 6a | einen Teil aus Figur 6, |
| | Figur 6b | eine Variante zu Figur 6a |
| | Figur 6c | eine weitere Variante zu Figur 6a, |
| 45 | Figur 7 | eine weitere Version mit einem Pneumatikkolben, |
| | Figur 8 | eine weitere Version mit einer Elektromagnetkupplung, |
| | Figur 9 | eine Vorrichtung mit Kraftverstärkungsmaßnahmen, |
| 50 | Figur 10 | eine Gesamtansicht des Doppelzahnrades mit gehäuseseitig montierter Vorrichtung und |
| | Figur 11 | eine gestellseitig montierte Vorrichtung. |

In Figur 1 ist ein Ausschnitt aus einer Bogenrotationsdruckmaschine dargestellt. Zwei Druckwerke 1 sind durch Druckzylinder 2, 3 und Bogentrans-

porttrommeln 4, 5 miteinander verbunden. Der Antrieb der Druckwerke erfolgt durch Zahnräder, die parallel zu den Druckzylindern 2, 3 bzw. Bogen-transporttrommeln 4, 5 angeordnet sind. Für den Fall, daß zwischen den beiden Druckwerken 1 eine Bogenwendung durchgeführt werden soll, ist die Relativlage der beiden Druckwerke zueinander um das Maß der zu bedruckenden Bogenlänge zu verändern. Dazu muß an der Übergabestelle zwischen dem Druckzylinder 2 und der Bogentransporttrommel 5 eine Relativverschiebung zwischen beiden Druckwerken 1 auch im Getriebe erfolgen, da von der Bogentransporttrommel 5 nun nicht mehr der Bogenanfang sondern das Bogenende vom Druckzylinder 2 übernommen wird. Am Zapfen des Druckzylinders 2 ist dazu ein Doppelzahnrad 6 angeflanscht. In diesem wird an einem Hauptzahnrad ein Zahnradring mit Hilfe einer Kupplung 7 geklemmt bzw. gelöst.

Das Prinzip einer solchen Kupplung 7 ist in Figur 2 dargestellt, die einen Schnitt durch eine Hälfte eines Doppelzahnrades 6 zeigt. Das Doppelzahnrad 6 besteht aus einem Hauptzahnrad 8 und einem Zahnradring 9. Das Hauptzahnrad 8 ist mit einem Zylinderzapfen 10 verbunden. Zwischen Zahnradring 9 und Hauptzahnrad 8 wird eine Klemmverbindung über einen Klemmring 11 hergestellt. Dazu stützen sich zwischen dem am Hauptzahnrad 8 befestigten Klemmring 11 und dem Zahnradring 9 Klemmelemente 12 unter der Kraft von Federpaketen 13 ab. Wenn die Federpakete 13 von außen unbelastet sind, verspannen sie das Klemmelement 12 gegen den Klemmring 11 und damit den Zahnradring 9 gegen das Hauptzahnrad 8. Durch die Reibungskräfte wird eine sichere Übertragung der Antriebskräfte erreicht. Die Antriebskräfte werden über ein Zahnrad 14 auf den Zahnradring 9 und somit auch das Hauptzahnrad 8 übertragen und vom Hauptzahnrad 8 an die dahinterliegenden Antriebselemente weitergegeben. Zur Relativverschiebung bei der Einstellung zur Bogenwendung zwischen den Bogentransportelementen in der Bogenrotationsdruckmaschine ist ein Lösen der Klemmung des Zahnradringes 9 erforderlich. Dazu muß die Klemmkraft der Klemmelemente 12 zwischen dem Klemmring 11 und dem Zahnradring 9 aufgehoben bzw. vermindert werden. Zur Reduzierung der Klemmkraft bzw. zum Aufheben der Klemmkraft ist die vorgenannte Kupplung 7 vorhanden, die nun im einzelnen beschrieben wird: Sie besteht aus einem inneren Ring 15 und einem äußeren Ring 16. Beide Ringe 15, 16 sind Teil eines Hydraulik- oder auch Pneumatiksystems. Dieses System ist am inneren Ring 15 auf Haltebolzen 17 unter Belastung von Federn 18 gehalten. Der äußere Ring 16 wird durch weitere Druckfedern 19 nach links gedrückt. Die Ruheposition des Systems ist durch die Anlage des inneren Ringes 15

an einem gestellfesten Träger 20 definiert. Am äußeren Ring 16 ist einerseits eine Anschlagfläche 21 zum inneren Ring 15 hin vorgesehen. Zum Entriegeln der Klemmung werden als Wirkflächen des Systems die äußere Stirnfläche 22 des inneren Ringes 15 und eine abgekröpfte Ringfläche 23 des äußeren Ringes 16 benutzt. Als Kraftangriff für die Stirnfläche 22 des inneren Ringes 15 dienen die Klemmelemente 12 und als Kraftangriff für die Ringfläche 23 des äußeren Ringes 16 dient ein Entriegelungselement 24, das mit dem Zahnradring 9 verbunden ist. Die Position der gesamten Kupplung 7 wird durch den Träger 20 definiert, der mit einem Teil des Maschinenrahmens 26 starr verbunden ist.

Die Funktion der Kupplung ist im Einzelnen wie folgt:

In Figur 3 ist ein Ausschnitt aus Figur 2 dargestellt, in dem die Einzelteile der Kupplung etwas herausgehoben sind. In Figur 3 ist die Kupplung im Ruhezustand gezeigt, wobei deutlich wird, daß zwischen dem äußeren Ring 16 und dem Entriegelungselement 24 ein Spiel A vorhanden ist. Außerdem ist zwischen dem inneren Ring 15 und dem Klemmelement 12 ein Spiel B vorhanden. In diesem Fall ist auch dargestellt, daß die Anschlagfläche 21 an einer inneren Ringfläche 27 des inneren Ringes 15 anliegt. Schließlich liegt eine Halterung 28 des inneren Ringes 15 am Träger 20 an. Dafür sorgt die Feder 18, die sich an dem Haltebolzen 17 abstützt und die Halterung 28 zum Träger 20 hin belastet. Die Anlage des äußeren Ringes 16 am inneren Ring 15 wird durch die Druckfeder 19, die sich zwischen Träger 20 und dem äußeren Ring 16 abstützt, erzeugt. Damit ist das gesamte System, das in diesem Zustand drucklos ist, an einem gestellfesten Element, nämlich dem Träger 20, gesichert und berührt an keinem Punkt das Doppelzahnrad 6 oder irgend eines seiner Elemente. In dieser Position wird die Bogenrotationsdruckmaschine normal betrieben. Zur Entriegelung der Klemmung zwischen Zahnradring 9 und Hauptzahnrad 8 wird ein Druckmittel durch einen Druckmittelanschluß 29 in den Druckraum 30 zwischen dem inneren Ring 15 und dem äußeren Ring 16 eingeführt. Der Druckraum 30 ist durch hochwirksame Dichtungen 25 zwischen äußerem Ring 16 und innerem Ring 15 abgedichtet.

Dadurch ergeben sich folgende Abläufe, die in Figur 4 dargestellt sind:

Gegen die Kräfte der Federn 18, 19 bewegen sich äußerer 16 und innerer Ring 15 auseinander. Je nach Kraft der Federn 18, 19 wird z. B. zunächst der äußere Ring 16 nach rechts verschoben bis er mit seiner abgekröpften Ringfläche 23 gegen die Angriffsfläche 31 am Entriegelungselement 24 anschlägt. Da er sich nun nicht weiterbewegen kann, wird durch das weiterhin zugeführte Druck-

mittel der innere Ring 15 nach der linken Seite verschoben. Dabei hebt er gegen die Kraft der Feder 18 von seiner Anlage am Träger 20 ab, bis er mit seiner Stirnfläche 22 am Klemmelement 12 anschlägt. In diesem Zustand ist das Entriegelungssystem von gestellfesten Halterungen bis auf geringe Federkräfte frei. Die Entriegelungskräfte, die über die Stirnfläche 22 und die Ringfläche 23 aufgebracht werden, stützen sich an zahnradinternen Teilen ab. Der Kräftefluß zum Entriegeln der Klemmung läuft über das Entriegelungselement 24 und andererseits über das Klemmelement 12 in den Zahnradring 9. Bei weiterer Druckmittelzufuhr wird die Klemmung frei, ohne daß Axialkräfte in das Hauptzahnrad 8 bzw. dessen Lagerung eingebracht würden. Das Hauptzahnrad 8 kann gegenüber dem Zahnradring 9 verdreht werden, während der Zahnradring 9 und die an ihn gekoppelten Getriebeteile festgehalten werden. Ein zusätzlicher Effekt in der Konstruktion ergibt sich dadurch, daß im Bereich der Anschlagfläche 21 eine Druckraumvergrößerung und eine Vergrößerung der Kolbenfläche beim Abheben des inneren Ringes 15 vom äußeren Ring 16 erzeugt wird, wodurch eine Kraftvergrößerung für die Entriegelung der Klemmung erreicht wird.

Wenn die Relativdrehung zwischen den Getriebeteilen vollzogen ist, braucht lediglich das Druckmittelsystem drucklos gemacht zu werden und es stellt sich automatisch durch die Kräfte der Federn 18, 19 wieder in seine ursprüngliche Lage (wie in Figur 3 dargestellt) zurück. Es ist dann wieder berührungslos zu allen Zahnradteilen und braucht demzufolge auch nicht beim Maschinenbetrieb mit beschleunigt zu werden. Man erspart sich infolgedessen auch z. B. Drehzuführungen für das Druckmittel.

Eine andere Version der Erfindung ist in Figur 5 dargestellt, wobei hier wird im wesentlichen mit mechanischen Elementen gearbeitet wird. Auf einem Hauptzahnrad 40 sitzt ein Zahnradring 41 und wird mit Hilfe eines Klemmringes 42 über Zuganker 43 und Federpakete 44 geklemmt. Die Zuganker 43 stützen sich in einem Spannelement 45 ab. Die Klemmkraft wird durch Einleiten einer Zugkraft aus dem Federpaket 44 in das Hauptzahnrad 40 und andererseits über das Spannelement 45, den Zuganker 43 und dem Klemmring 42 in den Zahnradring 41 aufgebracht. Zum Aufheben bzw. Vermindern der Klemmkraft zwischen Zahnradring 41 und Hauptzahnrad 40 ist eine Kupplung in der Art einer Kugelrollspindel vorgesehen. Sie besteht aus einem inneren Ring 46 und einem äußeren Ring 47. Der innere Ring 46 ist in dem äußeren Ring 47 mit Hilfe von Lagerkugeln 48, die in gewindeförmigen Lagernuten 49 im inneren Ring 46 bzw. im äußeren Ring 47 laufen, geführt. Der innere Ring 46 ist mit Hilfe von Haltebolzen 111 am Maschinenrahmen 26

gehalten, und wird von Druckfedern 112 nach links vom Maschinenrahmen 26 weg belastet. Zusätzlich ist auf dem äußeren Ring 47 zum Hauptzahnrad 40 hin ein drehbar und axial gelagerter Abstützring 113 vorhanden, wobei das erforderliche Spiel A zwischen dem Abstützring 113 und dem Spannelement 45 vorgesehen ist. Zum Entriegeln der Klemmung wird etwa mit Hilfe eines Pneumatikkolbens 114 der äußere Ring 47 verdreht. Dabei laufen die Lagerkugeln 48 in den Lagernuten 49 ab und verschieben den äußeren Ring 47 vom Maschinenrahmen 26 weg zum Spannelement 45 hin.

Da der erforderliche Schwenkwinkel relativ klein ist, kann der Satz Lagerkugeln 48 beiderseits durch in den Lagernuten 49 befestigte Druckfedern gegen unbeabsichtigtes Verschieben gesichert werden. Eine Kugelrückführung ist dafür nicht erforderlich.

Wenn das Spiel A überwunden ist, wird der innere Ring 46 gegen die Kraft der Druckfeder 112 zum Maschinenrahmen 26 hin gezogen und überwindet dabei ein Spiel B gegenüber dem Entriegelungselement 115. Danach ist die Kupplung wieder vom Maschinenrahmen 26 frei und stützt sich lediglich zwischen zahnradinternen Elementen ab. Der Kräftefluß verläuft in diesem Fall zwischen dem inneren Ring 46, über das Spannelement 45 und den Zuganker 43 zum Klemmring 42 bzw. zwischen dem äußeren Ring 46 und dem Entriegelungselement 115 sowie dem Hauptzahnrad 40. Die Verdrehung des äußeren Ringes gegenüber dem feststehenden Hauptzahnrad 40 ist möglich, weil der Abstützring 113 gegenüber der Anlagefläche am äußeren Ring 47 drehbar gelagert ist. Zum erneuten Klemmen des Zahnradringes 41 auf dem Hauptzahnrad 40 wird der äußere Ring 47 mit Hilfe des Pneumatikkolbens 114 zurückgedreht und infolge der Kraft der Druckfeder 112 in seiner Ausgangsposition zurückgestellt. Er ist dann wieder von jeglicher Berührung mit irgendwelchen Zahnradelementen frei. Auch hier ist als zusätzlicher Aufwand am Doppelzahnrad 40, 41 lediglich das Entriegelungselement 115 notwendig.

Eine weitere Version des Entriegelungssystems ist in Figur 6 dargestellt. Hier wird anstatt einer Kugelrollspindel ein Kurventrieb zur Erzeugung der Hubbewegung verwendet. Am Hauptzahnrad 50 ist ähnlich wie in Figur 5 dargestellt ein Entriegelungselement 51 befestigt. Die Klemmung wird über Zuganker 52 und ein Spannelement 53 auf den Klemmring und den Zahnradring (hier beide nicht dargestellt) übertragen. In der dargestellten Version ist die Kupplung aus drei Ringen aufgebaut, wobei der sogenannte äußere Ring der anderen bisher gezeigten Varianten in zwei Ringe aufgeteilt ist. Ein innerer Ring 54 ist auch hier verschiebbar am Maschinengestell 26 befestigt und weist eine ebene Lauffläche 56 auf. Der äußere Ring 55 ist mit

Zugfedern am inneren Ring 54 befestigt, liegt der ebenen Lauffläche 56 gegenüber und weist in seiner Oberflächenseite Hubkurven 63 auf. Am Umfang des äußeren Ringes 55 sind mehrere solcher Hubkurven 63 in gleicher Art angeordnet. Zwischen innerem Ring 54 und äußerem Ring 55 ist als dritter Ring ein Stellring 57 angeordnet. Am inneren Umfang dieses Stellringes 57 sind Kurvenrollen 58, 59 so angebracht, daß die Kurvenrollen 58 auf den Hubkurven 63 des äußeren Ringes 55 und die Kurvenrollen 59 auf der ebenen Lauffläche 56 des inneren Ringes 54 laufen. Entsprechend der Anzahl der Hubkurven 63 im äußeren Ring sind Kurvenrollen 58, 59 angeordnet. Im Ruhezustand wird der innere Ring 54, der auf Haltebolzen 60 axial verschiebbar geführt ist, von Druckfedern 61 in Anlage am Maschinenrahmen 26 gehalten, wobei der Abstand zwischen äußerem Ring 55 und innerem Ring 54 minimal ist, da die Kurvenrollen 58 auf dem Tiefpunkt der Hubkurven 63 stehen. Die Einheit aus äußerem Ring 55, Stellring 57 und innerem Ring 54 wird durch die oben erwähnten, aber nur in Figur 6a angedeuteten Zugfedern zusammengehalten, so daß die Kurvenrollen 58, 59 immer in Kontakt mit ihren Gegenflächen 56, 63 stehen.

In Figur 6a ist die Zuordnung von Hubkurven 63, ebener Lauffläche 56 und Kurvenrollen 58, 59 am Stellring 57 dargestellt. Bei Verdrehung des Stellringes 57 an seinem Schwenkarm 62 rollen die Kurvenrollen 58, 59 auf der ebenen Lauffläche bzw. den ihr gegenüberliegenden Hubkurven 63 ab und verschieben dabei zunächst den äußeren Ring 55 nach außen bis zu seinem Anschlag am Spannelement 53. Danach wird der innere Ring 54 gegen die Kraft der Druckfeder 61 nach innen verschoben, bis er am Entriegelungselement 51 anliegt. Erst dann wird die Kraft zum Verringern der Klemmung zwischen Klemmelement und Zahnradring sowie dem Hauptzahnrad 50 wirksam. Hierbei ist keine Bewegung am äußeren Ring notwendig, da die Stellbewegung voll vom Stellring 57 aufgenommen wird, der ja Lagerelemente in Form der Kurvenrollen 58, 59 gegenüber beiden Ringen 54, 55 aufweist.

In Figur 6b ist eine vereinfachte Version der Ausführung nach Figur 6 dargestellt. Anstatt der Anordnung von Kurvenrollen sind im Stellring 56 Führungsschlitze 64 ausgearbeitet, in denen je zwei Tragrollen 65 eingesetzt werden. Die Tragrollen 65 liegen übereinander, wobei die eine auf der ebenen Lauffläche 56 und die andere auf einer Hubkurve 63 aufsitzt und beide in der Mitte in Berührung stehen. Auch hier werden die beiden Ringe 54, 55 mit Federn 69 gegeneinander gezogen, so daß die Tragrollen 65 in ihren Führungsschlitzen 64 gehalten werden. Auf diese Weise kann die Anordnung noch kompakter und vor allem

sehr viel einfacher gemacht werden, wobei auch eine größere Anzahl von Stützpunkten am Umfang der Kupplung möglich ist.

In Figur 6c ist eine weitere vereinfachte Version der Ausführung nach Figur 6 dargestellt. Anstatt zweier Kurvenrollen ist nur noch eine Kurvenrolle 66 je Stützpunkt am Stellring 57 angebracht. Die ursprünglich federnd verbundenen Ringe 54, 55 sind zu einem starren Ring 67 zusammengefaßt. Die Hubkurve ist nun als Nutkurve 68 in dem Ring 67 vorgesehen. In diesem Fall wäre gegebenenfalls zwischen dem bewegten Stellring 57 und seiner Anlagefläche an einem Teil des Hauptzahnrades 50 wieder eine Lagerung vorzusehen, wie sie in Figur 5 zwischen äußerem Ring 47 und Spannelement 45 gezeigt ist.

Eine weitere Version zur Ausführung der Erfindung wird in Figur 7 dargestellt. Hier ist der Zahnradring 71 direkt am Hauptzahnrad 70 angeordnet. Die Klemmung erfolgt über ein konisches Spannelement 72. Das Spannelement 72 ist an seiner Außenseite mit einem abgekröpften Greifrand 74 versehen und wird von Spannschrauben 73 an seiner konisch verlaufenden Nabe gegen das Hauptzahnrad 70 gespannt. Der äußere Ring 75 und der innere Ring 76 sind jeweils Teil eines Pneumatikkolbens. Zum Entriegeln wird der Druckraum 77 mit Druckluft beaufschlagt, wodurch die beiden Ringe 75, 76 gegen die Kraft von Druckfedern 78 auseinandergeschoben werden. Dabei stützt sich der innere Ring 76 an der Nabe des Hauptzahnrades 70 ab und der äußere Ring 75 greift mit einem Greifring 79 am Greifrand 74 ein und zieht dabei das Spannelement 72 etwas nach außen, so daß die Klemmung zwischen Hauptzahnrad 70 und Zahnradring 71 gelöst wird. Mit dieser Version der Erfindung läßt sich noch einmal eine große Zahl von Teilen einsparen.

Zusätzlich wird hier ein Effekt deutlich der auch in den anderen Versionen beobachtet werden kann:

Bei der Entriegelung der Klemmung wird das Hauptzahnrad 70 durch die Abstützung des Kuppelmechanismus zwischen Zahnradnabe und Spannelement 70 automatisch gegen Verdrehung gesichert. Dadurch ist keine Bremse mehr notwendig bzw. die Bogendruckmaschine kann auch auf der Seite zum Anleger mit dem Antriebsmotor verdreht werden, da die Motorbremse für die Blockierung einer der Maschinensektionen nicht mehr benötigt wird.

Eine Weiterführung des Prinzips der Klemmung mit Hilfe konischer Spannelemente ist in Figur 8 dargestellt. An einem Hauptzahnrad 80 ist ein Zahnradring 81 angesetzt. Zwischen einem Bund 82 am Hauptzahnrad 80 und einem Bund 83 am Zahnradring 81 ist ein konisch geformtes, ringförmiges Spannelement 84 angeordnet. Das

Spannelement 84 wirkt in der Art einer doppelten Tellerfeder. Durch den Mittelkreis des Spannelementes sind Zuganker 85 geführt, die sich auf der Gegenseite am Hauptzahnrad 80 über ein Halteelement 86 auf einem Federpaket 87 abstützt. Die Zuganker 85 wiederum sind in einer Lagerplatte 88 gehalten und stützen sich über diese Lagerplatte 88 auf der ringförmigen Erhebung des Spannelementes 84 ab. Durch die Spannkraft des Federpaketes 87 wird über die Lagerplatte 88 das Spannelement 84 durch Druck auf seine Mittellinie auseinandergedrückt bzw. gespreizt. Dabei stützt es sich einerseits über seine Innenfläche 89 und seine Außenfläche 90 am Bund 82 des Hauptzahnrades 80 bzw. am Bund 83 des Zahnradringes 81 ab, und wird andererseits in axialer Richtung mit seiner Stirnfläche 91 gegen die rechtwinklig zum Bund 83 liegende Fläche gedrückt. Hierdurch wird die Reibfläche für die Erzeugung einer hohen Klemmkraft zwischen Zahnradring 81 und Hauptzahnrad 80 erheblich vergrößert. Auf diese Weise wird auch die Haltekraft der gesamten Einrichtung verbessert, so daß man mit geringeren Federkräften auskommen kann. In diesem Fall ist auch die Entriegelung der Kuppelrichtung auf eine andere Weise möglich, indem ein Elektromagnet 92 verwendet wird, der auf die Lagerplatte 88 und damit auf die Zuganker 85 wirkt. Das Funktionsprinzip entspricht den bereits beschriebenen Versionen. Der Elektromagnet 92 ist in einem Ring 93 angeordnet und weist einen konzentrischen ringförmigen Fortsatz 94 auf. Er ist außerdem am Maschinenrahmen 26 über Haltebolzen 95 unter Belastung einer Druckfeder 96 axial verschiebbar. Beim Einschalten des Elektromagneten 92 wird dieser sich zunächst gegen die Kraft der Druckfeder 96 bewegen, bis er mit dem Fortsatz 94 an der Nabe des Hauptzahnrades 80 anschlägt. Dann zieht er die Lagerplatte 88 und damit über die Zuganker 85 auch das Halteelement 86 an, so daß die Federkraft, die auf das Spannelement 84 wirkt, verringert wird. Dadurch wird sich das Spannelement 84 einerseits in radialer Richtung zusammenziehen, so daß sich die Klemmkräfte an Außen- 90 bzw. Innenfläche 89 verringern. Andererseits wird durch die Entlastung von der Federkraft des Federpaketes 87 auch die axial wirkende Klemmkraft an den Stirnflächen 91 verringert. Dadurch wird der Zahnradring 81 soweit frei, daß eine Relativbewegung zum Hauptzahnrad 80 möglich wird. Im Normalfall ist die Anordnung des Doppelzahnrades bzw. seiner Klemmelemente von dem Elektromagneten 92 frei. Es sind auch keine zusätzlichen mechanischen Elemente zur Entriegelung notwendig.

Zur Lagesicherung kann zwischen Zahnradring 81 und Hauptzahnrad 80 ein Rastbolzen 97 vorgesehen werden. Er sitzt federnd in einer Bohrung 98 am Hauptzahnrad 80. Passend dazu ist eine Index-

bohrung 99 für die Position im reinen Schöndruck im Zahnradring 81 vorhanden. Zum Umstellen für den Schön- und Widerdruck ist der Rastbolzen 97 zu ziehen. Bei Rückstellung rastet er selbständig ein. Die Funktion kann bzgl. Bedienung und Überwachung automatisiert werden.

In Figur 9 ist die zuvor geschilderte Variante aus Figur 8 in der Art der ursprünglichen Versionen (Figur 2 bis 4) aufgebaut, wobei die Entriegelung mit Hilfe eines ringförmigen Hydraulik- bzw. Pneumatikkolbens erfolgt. Am Hauptzahnrad 100 ist der Zahnradring 101 auf einem Bund aufgesetzt, wobei der Zahnradring 101 zusätzlich einen Bund 102 und das Hauptzahnrad 100 einen Bund 103 aufweist. Ein ringförmiges Spannelement 104 mit konisch verlaufenden Ringwand wird so eingesetzt, daß es sich am Bund 102 bzw. 103 abstützen kann. Das Spannelement 104 wird über Federpakete 105, Zuganker 106 und ein Halteelement 107 gespannt, so daß es mit seinen Innen- bzw. Außenflächen an den Bünden 102, 103 und seiner inneren Stirnfläche an den rechtwinklig dazu liegenden Flächen des Zahnrades 100 bzw. des Zahnradringes 101 anliegt und so den Zahnradring 101 klemmt. Die Entriegelung erfolgt durch Druckmittelzufuhr in einen Druckraum, der von einem inneren Ring 108 und einem äußeren Ring 109 begrenzt wird. Dabei stützt sich der innere Ring 108 über sein abgekröpftes Ende auf einem Entriegelungselement 110, das am Hauptzahnrad 100 befestigt ist, ab und der äußere Ring 109 stützt sich am Halteelement 107 ab, so daß die Vorspannung des Federpaketes auf das Spannelement 104 verringert wird und der Zahnradring 101 verdreht werden kann. Durch die kraftverstärkende Wirkung der vergrößerten Reibfläche am Spannelement 104 kann man bei relativ gleichbleibender Ringkolbenfläche mit geringerer Druckenergie auskommen als vorher.

In Figur 10 wird die Anordnung einer kompletten Kupplung als Vorsatz vor dem Doppelzahnrad 6 dargestellt. Dazu sind ein innerer Ring 32 und ein äußerer Ring 33 an einer Traverse 34 angebracht, die auf zwei oder mehreren Stützen 35 am Maschinengestell 26 gehalten ist. Auf diese Weise kann die Kupplung jederzeit von der Außenseite C der Maschine her bedient und gewartet werden.

In Figur 11 ist die gesamte Einrichtung hinter dem Doppelzahnrad direkt am Maschinengestell 26 angebracht. Innerer Ring 36 und äußerer Ring 37 umschließen direkt die Lagerbüchse 38 eines Druckzylinders.

Ein Entriegelungselement 39 ist auf der Nabe des Doppelzahnrades 6 befestigt. Von der Außenseite C her ergibt sich so eine sehr platzsparende Bauweise. Die Bedienbarkeit bzw. die Zugänglichkeit bei eventuell anfallenden Wartungsarbeiten ist so zwar erschwert, bei der Einfachheit der Vorrich-

tung ist allerdings nicht mit großen Problemen im Betrieb zu rechnen.

Im übrigen besteht eine Reihe von Möglichkeiten die zuzuführende Energie an die günstigste in der Druckmaschine vorhandene Energie anzupassen. Dazu kann beispielsweise die auf relativ niedrigem Druckniveau liegende Pneumatikenergie durch Kraftverstärker ausgenutzt werden, indem z.B. Druckübersetzer verwendet werden. Dies ist aber auch bereits in der Version mit den konischen Spannelementen angedeutet. Schließlich ist die Anordnung von Entriegelungselementen, Halteelementen, Klemmringsen und Federpaketen einer solchen Vielfalt von Möglichkeiten unterworfen, daß sie hier nicht vollständig dargestellt werden können, die gezeigten Varianten deuten dies aber an.

Bezugszeichenliste

1	Druckwerk		40	Hauptzahnrad
2	Druckzylinder		41	Zahnradring
3	Druckzylinder		42	Klemmring
4	Bogentransporttrommel		43	Zuganker
5	Bogentransporttrommel	5	44	Federpaket
6	Doppelzahnrad		45	Spannelement
7	Kupplung		46	innerer Ring
8	Hauptzahnrad		47	äußerer Ring
9	Zahnradring		48	Lagerkugel
10	Zylinderzapfen	10	49	Lagernut
11	Klemmring		50	Hauptzahnrad
12	Klemmelement		51	Entriegelungselement
13	Federpaket		52	Zuganker
14	Zahnrad		53	Spannelement
15	innerer Ring	15	54	innerer Ring
16	äußerer Ring		55	äußerer Ring
17	Haltebolzen		56	ebene Lauffläche
18	Feder		57	Stelling
19	Druckfeder		58	Kurvenrollen
20	Träger	20	59	Kurvenrollen
21	Anschlagfläche		60	Haltebolzen
22	Stirnfläche		61	Druckfeder
23	Ringfläche		62	Schwenkarm
24	Entriegelungselement		63	Hubkurve
25	Dichtung	25	64	Führungsschlitz
26	Maschinenrahmen		65	Tragrolle
27	Ringfläche		66	Kurvenrolle
28	Halterung		67	Ring
29	Druckmittelanschluß		68	Nutkurve
30	Druckraum	30	69	Feder
31	Angriffsfläche		70	Hauptzahnrad
32	innerer Ring		71	Zahnradring
33	äußerer Ring		72	Spannelement
34	Traverse		73	Spannschraube
35	Stütze	35	74	Greifrand
36	innerer Ring		75	äußerer Ring
37	äußerer Ring		76	innerer Ring
38	Lagerbüchse		77	Druckraum
39	Entriegelungselement	40	78	Druckfeder
			79	Greifring
			80	Hauptzahnrad
			81	Zahnradring
			82	Bund
			83	Bund
		45	84	Spannelement
			85	Zuganker
			86	Halteelement
			87	Federpaket
			88	Lagerplatte
		50	89	Innenfläche
			90	Außenfläche
			91	Stirnfläche
			92	Elektromagnet
			93	Ring
		55	94	Fortsatz
			95	Haltebolzen
			96	Druckfläche
			97	Rastbolzen

98	Bohrung	
99	Indexbohrung	
100	Hauptzahnrad	
101	Zahnradring	
102	Bund	5
103	Bund	
104	Spannelement	
105	Federpaket	
106	Zuganker	
107	Halteelement	10
108	innerer Ring	
109	äußerer Ring	
110	Entriegelungselement	
111	Haltebolzen	
112	Druckfeder	15
113	Abstützring	
114	Pneumatikkolben	
115	Entriegelungselement	
A	Spiel	
B	Spiel	20
C	Außenseite	

Patentansprüche

- Vorrichtung zum Lösen der kraftschlüssig erzeugten Verbindung eines aus einem Hauptzahnrad und einem Zahnradring bestehenden Doppelzahnrades in einer von Schön- auf Schön- und Widerdruck umstellbaren Bogen-Rotationsdruckmaschine, wobei der Zahnradring insbesondere durch Federkraft am Hauptzahnrad geklemmt wird und die Vorrichtung symmetrisch zur Achse des Doppelzahnrades angeordnet ist,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Vorrichtung (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111-115; 51-69; 72-79; 108-110) als Ganzes axial beweglich und in Umfangsrichtung drehfest mit einem Maschinenrahmen (26) verbunden und im Ruhezustand berührungsfrei zum Doppelzahnrad (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101) angeordnet ist, und die zum Entriegeln der Klemmung vom Zahnradring auf dem Hauptzahnrad aufzubringende Kraft durch Abstützen an Elementen des Doppelzahnrades erzeugt.
- Vorrichtung nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Vorrichtung (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111-115; 51-69; 72-79; 108-110) als im wesentlichen zweiteiliger Entriegelungs- und Klemmmechanismus mit in axialer Richtung zum Doppelzahnrad (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) gegeneinander verschiebbaren Ringelementen (15,16; 32,33; 36,38; 46,47; 54,55; 75,76; 88,93; 108,109) ausgebildet ist.
- Vorrichtung nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein Ringelement (16; 33; 36; 46; 54; 76; 93; 108) gestellfest aber gegen Federkraft in Richtung der Achse des Doppelzahnrades (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) verschiebbar befestigt ist und daß das andere Ringelement (15; 32; 38; 47; 55; 75; 88; 109) auf dem ersteren verschiebbar gelagert ist.
- Vorrichtung nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß das eine Ringelement (15; 47; 55; 76; 93; 108) eine Angriffsfläche (22) und das andere Ringelement (16; 46; 54; 75; 88; 109) eine zweite und gegebenenfalls entgegengesetzt gerichtete Ringfläche (23) aufweist, wobei die Angriffsflächen (22,23) wahlweise mit Klemmelementen (12) bzw. Spannelementen (45; 53; 72; 84; 104) für den Zahnradring (9; 41; 71; 81; 101) oder Entriegelungselementen (24; 115; 51; 110) bzw. Angriffselementen (72; 88) am Doppelzahnrad (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) zusammenwirkt und gleichzeitig einen Teil des Doppelzahnrades (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) mit dem Maschinenrahmen (26) drehfest verbindet.
- Vorrichtung nach Anspruch 4,

dadurch gekennzeichnet,

daß das eine Ringelement (15; 76) axial verschiebbar auf Führungselementen (17) von Federn (18) belastet an einem am Maschinenrahmen (26) festen Teil gehalten ist, daß das zweite Ringelement (16; 75) im ersten (15; 76) verschiebbar gelagert ist, so daß beide miteinander einen ringförmigen Druckraum (30; 77) bilden, wobei das zweite Ringelement (16; 75) von Federn (19; 78) in Richtung gegen das erste Ringelement (15; 76) belastet wird, und daß am zweiten Ringelement (16; 75) eine Druckmittelzufuhr (29) mit Verbindung zum ringförmigen Druckraum (30; 77) vorgesehen ist.
- Vorrichtung nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß zwischen den beiden Ringelementen (15,76; 16,75) zur Begrenzung des ringförmigen Druckraumes (30; 77) Dichteelemente (25) vorgesehen sind.
- Vorrichtung nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß das eine, äußere Ringelement (16) mit einer Ringfläche (27) in Form einer Schulter versehen ist, die mit einer axialen Anschlagfläche (21) des anderen, inneren Ringelements

(15) zusammenwirkt, derart, daß bei Druckmittelzufuhr und Abheben der Ringelemente (15; 16) voneinander die wirksame Kolbenfläche um wenigstens 25% vergrößert wird.

8. Vorrichtung nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß das eine Ringelement (46; 54) drehfest aber axial verschiebbar auf Führungselementen (111; 60) von Federn (112; 61) belastet an einem am Maschinenrahmen (26) festen Teil gehalten ist, daß das andere Ringelement (47; 57) drehbar am ersten Ringelement (46; 54) angeordnet ist, daß zwischen beiden Ringelementen (46,54; 47,57) eine bei Drehung einen axialen Hub bewirkende Getriebeverbindung vorgesehen ist und daß das drehende Ringelement (47; 57) mit einem axial gelagerten Stützring (113; 55) versehen ist, wobei am nicht mit dem Maschinenrahmen (26) verbundenen Ringelement (47; 57) ein Drehantrieb (62, 114) angreift.
9. Vorrichtung nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen dem stehenden Ringelement (46; 54) und dem Stützring (113; 55) in einer oder mehreren axial versetzten Ebenen mit radial zum bewegten Ringelement (47; 57) ausgerichteter Achse Rollelemente (49; 58,59; 64,65; 66) angeordnet sind, daß die Rollelemente (49; 58,59; 64,65; 66) in ihren Ebenen mit dem stehenden Ringelement (46; 54) und/oder mit dem Stützring (113; 55) zusammenwirken, wobei die entsprechenden Gegenflächen des einen Ringelements (46; 54) bzw. des Stützelements (113; 55) im Bereich der Rollelemente (49; 58,59; 64,65; 66) Hubkurven (49; 63; 68) enthalten.
10. Vorrichtung nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen beiden Ringelementen (46; 47) eine Verbindung (48, 49) in der Art einer Kugelrollspindel vorgesehen ist.
11. Vorrichtung nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,
daß das äußere Ringelement (46) an seinem inneren Umfang mit einer im Querschnitt halbkreisförmigen und in der Form eines Gewindes verlaufenden Lagernut (49) und das innere Ringelement (47) mit einer ebensolchen dazu korrespondierenden Lagernut (49) am äußeren Umfang versehen ist, daß im Hohlraum der Lagernuten (49) eine Reihe von Lagerkugeln (48) angeordnet ist und daß die Reihe der Lagerkugeln (48) beiderseits gegen ihre Endla-

gen durch in den Lagernuten (49) verankerte Federn abgestützt ist.

- 5 12. Vorrichtung nach Anspruch 11,
dadurch gekennzeichnet,
daß am inneren Ringelement (47) ein auf einem Axiallager drehbarer Abstützring (113) vorgesehen ist.
- 10 13. Vorrichtung nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß als äußeres Ringelement ein Stellring (57) vorgesehen ist, daß am Stellring (57) gleichmäßig verteilt Kurvenrollen (58, 59) vorgesehen sind, die mit Hubkurven (63) an einem als inneres Ringelement vorgesehenen Ring (54) oder einem als Stützelement vorgesehenen Ring (55) zusammenarbeiten.
- 15 14. Vorrichtung nach Anspruch 13,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Kurvenrollen (58, 59) am äußeren Umfang des Stellrings (57) befestigt und in zwei axial versetzten Ebenen mit radial zum Stellring (57) ausgerichteter Achse angeordnet sind, daß die Kurvenrollen (58) in der einen Ebene mit dem inneren Ring (54) und die Kurvenrollen (59) in der anderen Ebene mit dem äußeren Ring (55) zusammenwirken, wobei die entsprechende Gegenfläche des äußeren Ringes (55) eben und die des inneren Ringes (54) im Bereich der Kurvenrollen (58, 59) mit Hubkurven versehen ist und die Ringe (54, 55) durch Federn (61) mit den Kurvenrollen (58, 59) in Kontakt gehalten werden.
- 20 15. Vorrichtung nach Anspruch 13,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Kurvenrollen jeweils als Paar loser Tragrollen (65) in radial am Stellring (57) angeordneten Führungsschlitzen (64) angeordnet sind, sodaß je eine Tragrolle (65) mit einem der Ringe (54, 55) zusammenwirkt und beide Tragrollen (65) aufeinander abrollen, wobei die Ringe (54, 55) durch Federn (69) mit den Tragrollen (65) in Kontakt gehalten werden.
- 25 16. Vorrichtung nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß direkt am äußeren Umfang des Stellringes (57) Kurvenrollen (66) und die Getriebeverbindung in Form von Hubkurven als Nutkurven (68) am inneren Umfang eines äußeren Ringes (67) vorgesehen sind.
- 30 17. Vorrichtung nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein ringförmiger Elektromagnet (92) axial
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

beweglich und konzentrisch zum Doppelzahnrad (80, 81) angeordnet ist, daß am Elektromagnet (92) die der Abstützung dienende Stirnfläche (22) tragend ein ringförmiger Fortsatz (94) vorgesehen ist und daß am Doppelzahnrad (80, 81) eine Lagerplatte (88) in Verbindung mit einem Spannelemente (84) des Zahnradrings (81) vorgesehen ist, wobei der Elektromagnet (92) mit der Lagerplatte (88) zum Entriegeln der Klemmung zusammenwirkt.

18. Vorrichtung nach Anspruch 5 oder 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß als Klemm- bzw. Spannelement ein ringförmiges, spreizbares Spannelement (84; 104) zwischen Hauptzahnrad (80; 100) und Zahnradring (81; 101) angeordnet ist, wobei das Spannelement (84; 104) in axialer und radialer Richtung Reibflächen (89,90,91; 102,103) zum Zahnradring (81; 101) bzw. zum Hauptzahnrad (80; 100) aufweist und über Zuganker (85; 106) von einem Federpaket (87; 105) vorgespannt wird.
19. Vorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vorrichtung (36, 37, 39) am Maschinenrahmen (26) um das Zylinderlager (38) herum hinter dem Doppelzahnrad (6) angeordnet ist.
20. Vorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Vorrichtung (32, 33) an einer Brücke (34, 35) auf der Außenseite (C) des Doppelzahnrad (6) angeordnet ist.

Claims

1. Device for releasing the force positively generated connection of a double toothed gear consisting of a main toothed gear and a toothed gear ring in a rotary sheet printing press which can be changed over from one side to perfect printing, wherein the toothed gear ring is clamped particularly by spring force against the main gear wheel and the device is arranged symmetrically relative to the axis of the double gear wheel, characterised in that the device (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111-115; 51-69; 72-79; 108-110) is axially movable as a whole and is connected fixed rotationally in the peripheral direction with a press frame (26) and is arranged in the rest condition contact free relative to the double gear wheel (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101), and which generates the force to be applied for unlocking the clamping from the toothed gear ring on to the main gear wheel by support on elements of the double gear wheel.
2. Device according to Claim 1, characterised in that the device (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111-115; 51-69; 72-79; 108-110) is constructed as an essentially two-part unlocking and clamping mechanism with annular elements (15,16; 32,33; 36,38; 46,47; 54,55; 75,76; 88,93; 108,109) displaceable with respect to one another in the axial direction relative to the double toothed gear (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101).
3. Device according to Claim 2, characterised in that an annular element (16; 33; 36; 46; 54; 76; 93; 108) is fixed fast to the frame but displaceable against spring force in the direction of the axis of the double toothed gear (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) and that the other annular element (15; 32; 38; 47; 55; 75; 88; 109) is displaceably mounted on the first.
4. Device according to Claim 2, characterised in that the one annular element (15; 47; 55; 76; 93; 108) has an engagement surface (22) and the other annular element (16; 46; 54; 75; 88; 109) has a second and if necessary oppositely directed annular surface (23), wherein the engagement surface (22,23) cooperate according to choice with clamping elements (12) or tensioning elements (45; 53; 72; 84; 104) for the toothed gear ring (9; 41; 71; 81; 101) or unlocking elements (24; 115; 51; 110) or engagement elements (72; 88) on the double toothed gear (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) and simultaneously, connects rotationally fast part of the double toothed gear (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) with the press frame (26).
5. Device according to Claim 4, characterised in that the one annular element (15; 76) is mounted axially displaceable on guide elements (17) biased by springs (18) against a part fixed to the press frame (26), that the second annular element (16; 75) is displaceably mounted in the first, so that both together form an annular pressure space (30; 77), wherein the second annular element (16; 75) is biased by springs (19; 78) in the direction against the first annular element (15; 76) and that on the second annular element (16; 75) a pressure medium feed (29) connecting to the annular pressure space (30; 77) is provided.
6. Device according to Claim 5, characterised in that between both of the annular elements

- (15,76; 16,75) sealing elements (25) are provided to limit the annular pressure space (30; 77).
7. Device according to Claim 5, characterised in that the one outer annular element (16) is provided with an annular surface (27) in the form of a shoulder which cooperates with an axial stop surface (21) of the other inner annular element (15) in such a fashion that with feed of pressure medium and lifting off of the annular elements (15; 16) from one another, the effective piston surface is increased by at least 25%. 5
 8. Device according to Claim 4, characterised in that the one annular element (46; 54) is mounted rotationally fast but axially displaceable on guide elements (111; 60) biased by springs (112; 61) against a part fast to the press frame (26), that the other annular element (47; 57) is arranged rotatably on the first annular element (46; 54), that between both annular elements (46,54; 47,57) there is provided a gear connection effecting an axial stroke on turning, and that the turning annular element (47; 57) is provided with an axially mounted support ring (113; 55) wherein a rotary drive (62, 114) engages on the annular element (47; 57) not connected with the press frame (26). 10
 9. Device according to Claim 3, characterised in that between the stationary annular element (46; 54) and support ring (113; 55) in one or several axially offset planes with axes directed radially to the annular element to be moved (47; 57), roller elements (49; 58,59; 64,65; 66) are arranged, that the roller elements (49; 58,59; 64,65; 66) cooperate in their planes with the stationary annular element (46; 54) and/or with the support ring (113; 55), wherein the corresponding counter-surfaces of the one annular element (46; 54) or of the support element (113; 55) in the region of the roller elements (49; 58,59; 64,65; 66) have lifting cams (49; 63; 68). 15
 10. Device according to Claim 9, characterised in that between both annular elements (46; 47) there is provided a connection (48, 49) in the form of a re-circulating roller spindle. 20
 11. Device according to Claim 10, characterised in that the outer annular element (46) is provided at its inner periphery with a bearing groove (40) running in the form of a thread and semi-circular in cross-section and the inner annular element (47) is provided at its outer periphery 25
 - with a bearing groove (49) corresponding in the same way thereto, that in the hollow space of the bearing grooves (49) a series of ball bearings (48) is arranged and that the series of roller ball bearings (48) is supported on both sides against their end positions by springs anchored in the bearing grooves (49). 30
 12. Device according to Claim 11, characterised in that on the inner annular element (47), there is provided a support ring (113) rotatable on an axial bearing. 35
 13. Device according to Claim 9, characterised in that as outer annular element there is provided an adjusting ring (57), that evenly distributed on the adjusting ring (57) cam rolls (58, 59) are provided, which cooperate with lifting cams (63) on a ring (54) provided as an inner annular element or on a ring (55) provided as supports element. 40
 14. Device according to Claim 13, characterised in that the cam rolls (58, 59) are fixed on the outer periphery of the adjusting ring (57) and are arranged in two axially offset planes with axes directed radially relative to the adjusting ring (57), that the cam rolls (58) in the one plane cooperate with the inner ring (54) and the cam rolls (59) in the other plane with the outer ring (55), wherein the corresponding counter-surfaces of the outer ring (55) are flat and those of the inner ring (54) in the region of the cam rolls (58, 59) provided with lifting cams, and the rings (54, 55) are maintained in contact with the cam rollers (58, 59) by springs (61). 45
 15. Device according to Claim 13, characterised in that the cam rolls in each case are arranged as a pair of loose bearer rolls (65) in guide slots (64) arranged radially on the adjusting ring (57), so that in each case a bearing roll (65) cooperates with one of the rings (54, 55) and both carrier rolls (65) roll off against one another, wherein the rings (54, 55) are maintained in contact by springs (69) with the carrier rolls (65). 50
 16. Device according to Claim 9, characterised in that cam rolls (66) are provided directly against the outer periphery of the adjusting ring (57) and the drive connection is provided in the form of lifting cams as groove cams (68) on the inner periphery of an outer ring (67). 55
 17. Device according to Claim 4, characterised in that an annular electromagnet (92) is arranged

axially movable and concentrically to the double gear wheel (80, 81), that on the electromagnet (92) which carries an end face (22) serving as a stop, an annular projection (94) is provided and that on the double gear wheel (80, 81) there is provided a bearing plate (88) connecting with a tensioning element (84) of the toothed gear ring (81), whereby the electromagnet (92) cooperates with the bearing plate (88) to unlock the clamping.

18. Device according to Claim 5 or 17, characterised in that as clamping or tensioning element, an annular spreadable tensioning element (84; 104) is arranged between main toothed gear wheel (80; 100) and toothed gear ring (81; 101), wherein the tensioning element (84; 104) has in the axial and radial direction friction surfaces (89,90,91; 102,103) relative to the toothed gear ring (81; 101) or to the main gear wheel (80; 100) and is pre-tensioned via tie rods (85; 106) by a spring packet (87; 105).

19. Device according to Claim 2, characterised in that the device (36, 37, 39) is arranged on the press frame (26) around the cylinder bearing (38) behind the double toothed gear wheel (6).

20. Device according to Claim 2, characterised in that the device (32, 33) is arranged on a bridge (34, 35) on the outer side (C) of the double gear wheel (6).

Revendications

1. Dispositif pour ôter la liaison engendrée de façon mécanique d'une roue dentée double constituée d'une roue dentée principale et d'une bague à roue dentée dans une machine d'impression rotative à feuilles pouvant être transformée de l'impression au recto à l'impression au verso, la bague à roue dentée étant serrée sur la roue dentée principale en particulier par une force élastique, et le dispositif étant agencé de façon symétrique à l'axe de la roue dentée double, caractérisé en ce que le dispositif complet (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111-115; 51-69; 72-79; 108-110) peut être déplacé axialement et est relié en direction périphérique de façon fixe en rotation à un cadre de la machine (26), et est agencé dans l'état de repos sans contact par rapport à la roue dentée double (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100, 101) et engendre la force devant être fournie pour déverrouiller le serrage de la bague à roue dentée sur la roue dentée principale, par l'appui contre des éléments de la roue dentée double.

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif (7; 15-30,32,33; 36,37,39; 111 -115; 51-69; 72-79; 108-110) est réalisé sous forme d'un mécanisme de déverrouillage et de serrage pour l'essentiel en deux parties, comportant en direction axiale par rapport à la roue dentée double (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101) des éléments annulaires (15,16; 32,33; 36,38; 46,47; 54,55; 75,76; 88,93; 108,109) pouvant être déplacés les uns par rapport aux autres.

3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'un élément annulaire (16; 33; 36; 46; 54; 76; 93; 108) est fixé de façon solidaire du bâti, mais de façon à pouvoir être déplacé contre une force élastique en direction de l'axe de la roue dentée double (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101), et en ce que l'autre élément annulaire (15; 32; 38; 47; 55; 75; 88; 109) est monté de façon coulissante sur le premier.

4. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'un élément annulaire (15; 47; 55; 76; 93; 108) présente une surface de prise (22) et l'autre élément annulaire (16; 46; 54; 75; 88; 109) présente une deuxième surface annulaire (23) orientée le cas échéant de façon opposée, les surfaces de prise (22,23) coopérant au choix avec des éléments de serrage (12) ou des éléments tendeurs (45; 53; 72; 84; 104) pour la bague à roue dentée (9; 41; 71; 81; 101) ou des éléments de déverrouillage (24; 115; 51; 110) ou des éléments de prise (72; 88) sur la roue dentée double (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101) et reliant simultanément de façon fixe en rotation une partie de la roue dentée double (6; 8,9; 40,41; 50; 70,71; 80,81; 100,101) au cadre de la machine (26).

5. Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que l'un des éléments annulaires (15; 76) est maintenu à une partie fixe du cadre de la machine (26), en pouvant coulisser axialement sur des éléments de guidage (17) et en étant contraint par des ressorts (18), en ce que le deuxième élément annulaire (16; 75) est monté de façon coulissante dans le premier élément annulaire (15; 76) de sorte que les deux éléments forment ensemble un espace de pression (30; 77) de forme annulaire, le deuxième élément annulaire (16; 75) étant contraint par des ressorts (19; 78) contre le premier élément annulaire (15; 76), et en ce qu'une alimentation en fluide de pression (29) avec une liaison à l'espace de pression (30;

- 77) de forme annulaire est prévue sur le deuxième élément annulaire (16; 75).
6. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce que des éléments d'étanchéité (25) sont prévus entre les deux éléments annulaires (15,76; 16,75) pour limiter l'espace de pression (30; 77) de forme annulaire.
7. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'élément annulaire externe (16) est muni d'une surface annulaire (27) sous forme d'un épaulement qui coopère avec une surface de butée axiale (21) de l'autre élément annulaire (15), interne, de sorte que, lors de l'alimentation en fluide de pression et lors du décollement des éléments annulaires (15; 16) l'un de l'autre, la surface de piston active est augmentée d'au moins 25%.
8. Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que l'un des éléments annulaires (46; 54) est maintenu à une partie fixe du cadre de la machine (26) de manière fixe en rotation mais en pouvant coulisser axialement sur des éléments de guidage (111; 60) en étant contraint par des ressorts (112; 61), en ce que l'autre élément annulaire (47; 57) est agencé de façon rotative sur le premier élément annulaire (46; 54), en ce qu'une liaison d'engrenage provoquant une course axiale lors de la rotation est prévue entre les deux éléments annulaires (46,54; 47,57), et en ce que l'élément annulaire rotatif (47; 57) est muni d'une bague d'appui (113; 55) montée axialement, un entraînement rotatif (62,114) agissant sur l'élément annulaire (47; 57) non relié au cadre de la machine (26).
9. Dispositif selon la revendication 3, caractérisé en ce que des éléments de roulement (49; 58, 59; 64, 65; 66) sont agencés entre l'élément annulaire fixe (46; 54) et la bague d'appui (113; 55) dans un ou plusieurs plans décalés axialement, avec des axes orientés radialement à l'élément annulaire mobile (47; 57), et en ce que les éléments de roulement (49; 58,59; 64,65; 66) coopèrent dans leurs plans avec l'élément annulaire fixe (46; 54) et/ou avec la bague d'appui (113; 55), les contre-surfaces correspondantes de l'un des éléments annulaires (46; 54) ou de l'élément d'appui (113; 55) présentant dans la zone des éléments de roulement (49; 58,59; 64,65; 66) des cames de course (49; 63; 68).
10. Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce qu'entre les deux éléments annulaires (46; 47) est prévue une liaison (48,49) sous forme d'une broche filetée à billes.
11. Dispositif selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'élément annulaire externe (46) est muni sur sa périphérie interne d'une gorge d'appui (49) en forme de demi-cercle en section transversale et s'étendant sous forme d'un filetage, et l'élément annulaire interne (47) est muni sur la périphérie externe d'une gorge d'appui identique correspondante (49), en ce que dans l'espace creux des gorges d'appui (49) est agencée une rangée de billes d'appui (48), et en ce que la rangée de billes d'appui (48) est supportée des deux côtés vers ses positions d'extrémité par des ressorts ancrés dans les gorges d'appui (49).
12. Dispositif selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'une bague d'appui (113) pouvant tourner sur un palier axial est prévue sur l'élément annulaire interne (47).
13. Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce que l'on prévoit comme élément annulaire externe une bague de réglage (57), en ce que sur la bague de réglage (57) sont prévus des galets de came (58,59) répartis uniformément et coopérant avec des cames de course (63) sur une bague (54) prévue comme élément annulaire interne ou une bague (55) prévue comme élément d'appui.
14. Dispositif selon la revendication 13, caractérisé en ce que les galets de came (58,59) sont fixés à la périphérie externe de la bague de réglage (57) et sont agencés dans deux plans décalés axialement avec l'axe orienté radialement à la bague de réglage (57), en ce que les galets de came (58) coopèrent dans l'un des plans avec la bague interne (54) et les galets de came (59) coopèrent dans l'autre plan avec la bague externe (55), la contre-surface correspondante de la bague externe (55) étant plane et la contre-surface correspondante de la bague interne (54) présentant des cames de course dans la zone des galets de came (58,59), et les bagues (54,55) étant maintenues en contact avec les galets de came (58,59) par des ressorts (61).
15. Dispositif selon la revendication 13, caractérisé en ce que les galets de came sont agencés à chaque fois sous la forme d'une paire de galets porteurs lâches (65) dans des

- fentes de guidage (64) pratiquées radialement sur la bague de réglage (57) de sorte que chacun des galets porteurs (65) coopère avec l'une des bagues (54,55) et les deux galets porteurs (65) roulent l'un sur l'autre, les bagues (54,55) étant maintenues en contact avec les galets porteurs (65) par des ressorts (69). 5
- 16.** Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce que directement sur la périphérie externe de la bague de réglage (57) sont prévus des galets de came (66) et la liaison d'engrenage sous forme de cames de course comme cames à gorge (68) sur la périphérie interne d'une bague externe (67). 10 15
- 17.** Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce qu'un électro-aimant (92) de forme annulaire est agencé de façon mobile axialement et de façon concentrique par rapport à la roue dentée double (80,81), en ce qu'une saillie (94) de forme annulaire portant la surface frontale (22) servant d'appui est prévue sur l'électro-aimant (92), et en ce que sur la roue dentée double (80,81) est prévue une plaque d'appui (88) en liaison avec un élément tendeur (84) de la bague de roue dentée (81), l'électro-aimant (92) coopérant avec la plaque d'appui (88) pour déverrouiller le serrage. 20 25 30
- 18.** Dispositif selon l'une des revendications 5 ou 17, caractérisé en ce qu'un élément tendeur (84; 104) de forme annulaire et pouvant être écarté est agencé comme élément de serrage ou tendeur entre la roue dentée principale (80; 100) et la bague à roue dentée (81; 101), l'élément tendeur (84; 104) présentant en direction axiale et radiale des surfaces de frottement (89,90,91; 102,103) par rapport à la bague à roue dentée (81; 101) ou par rapport à la roue dentée principale (80; 100) et étant précontraint par l'intermédiaire d'ancres de tirage (85; 106) par un bloc-ressort (87; 105). 35 40 45
- 19.** Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'un dispositif (36,37,39) est agencé sur le cadre de la machine (26) autour du palier cylindrique (38) derrière la roue dentée double (6). 50
- 20.** Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que le dispositif (32,33) est agencé sur une pièce de pontage (34,35) sur la face externe (C) de la roue dentée double (6). 55

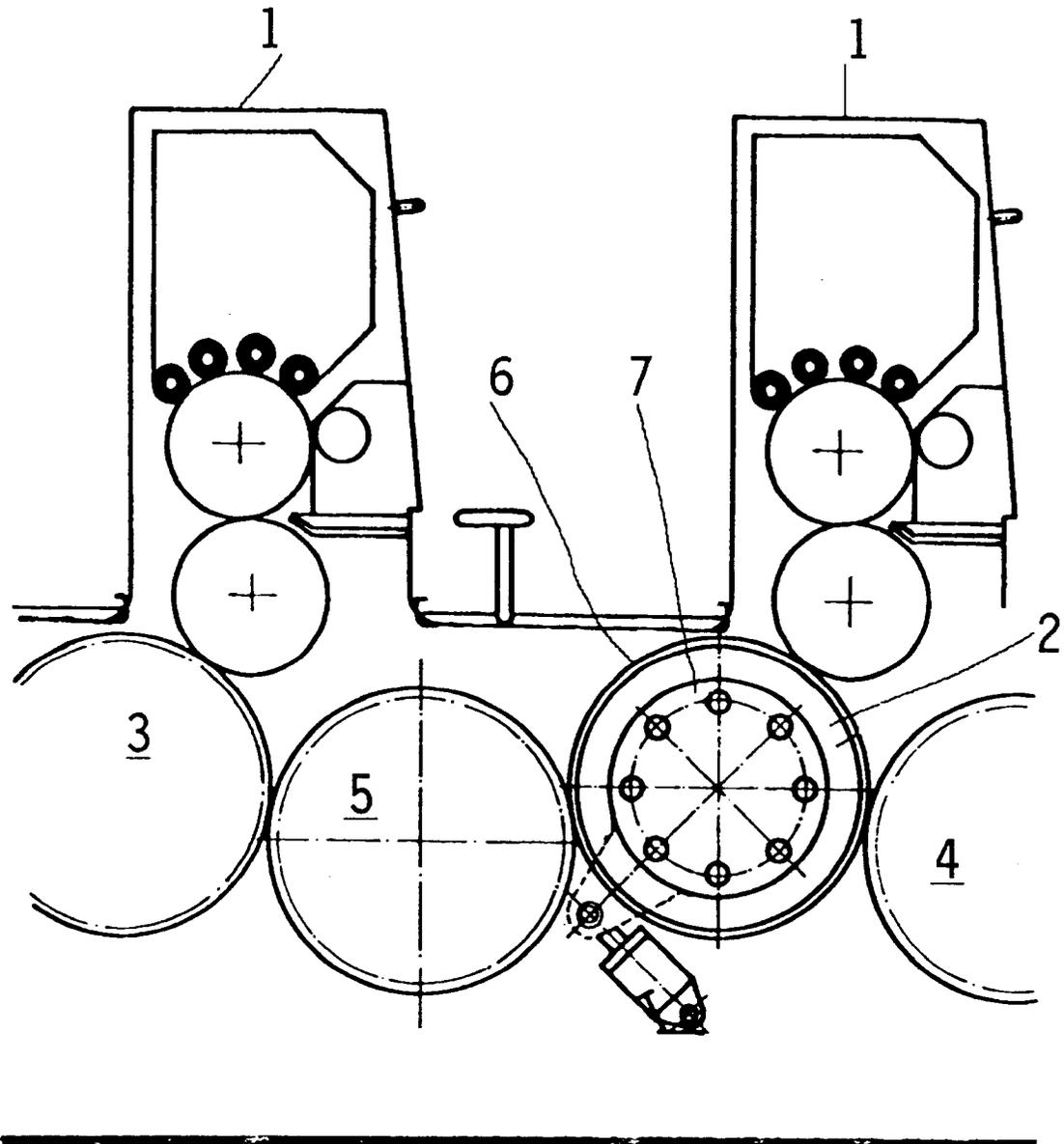


Fig. 1

Fig. 2

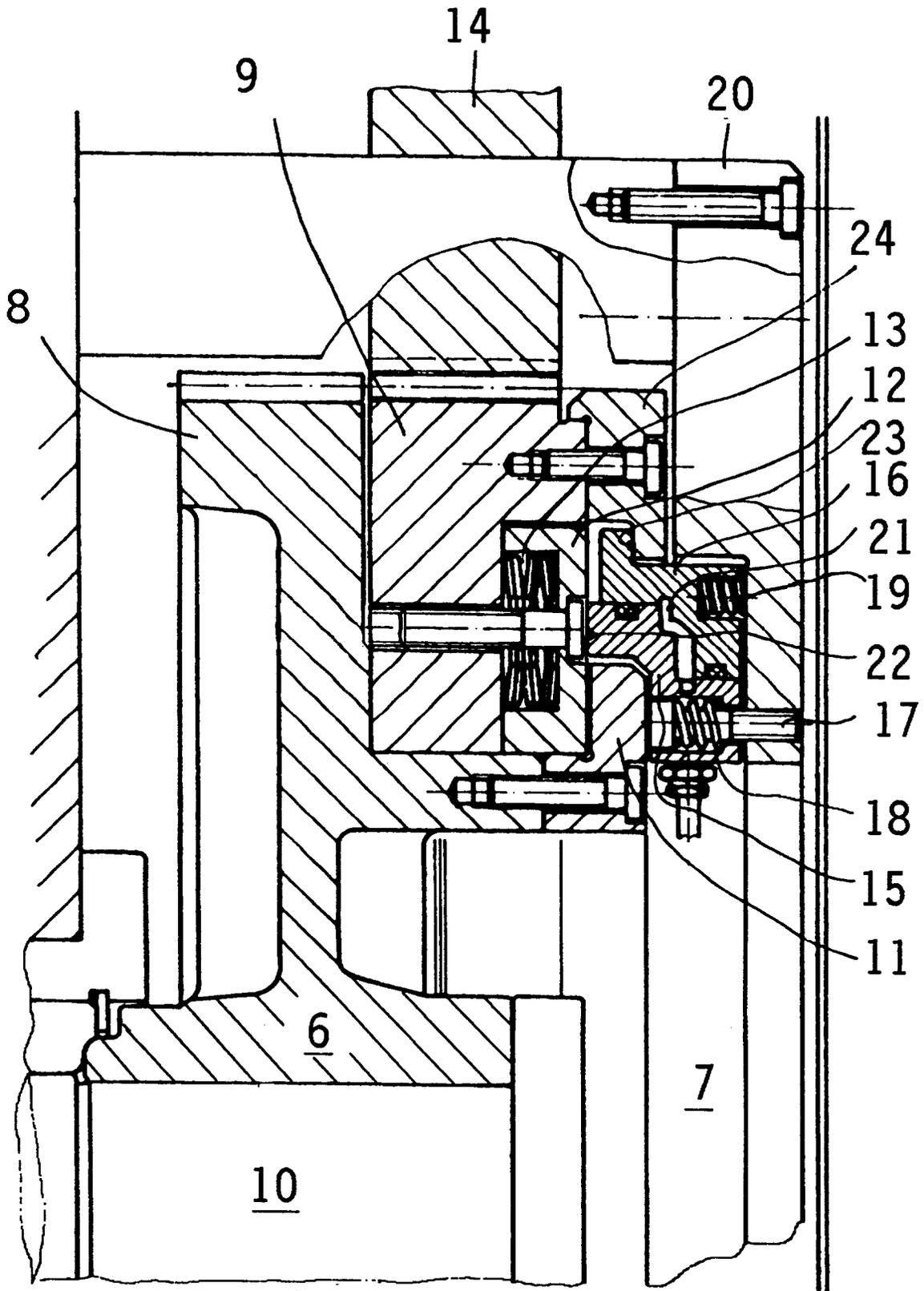


Fig. 3

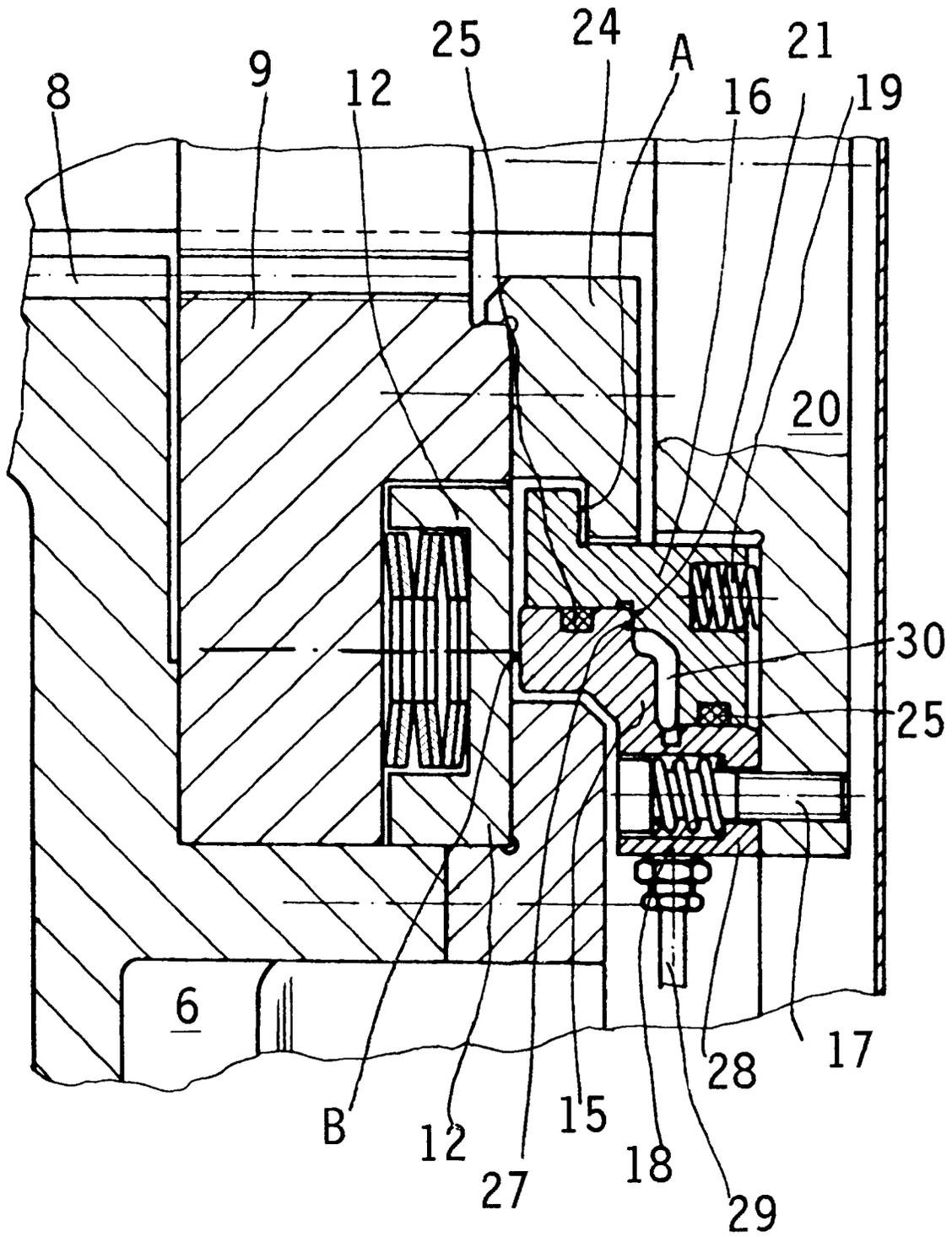


Fig. 4

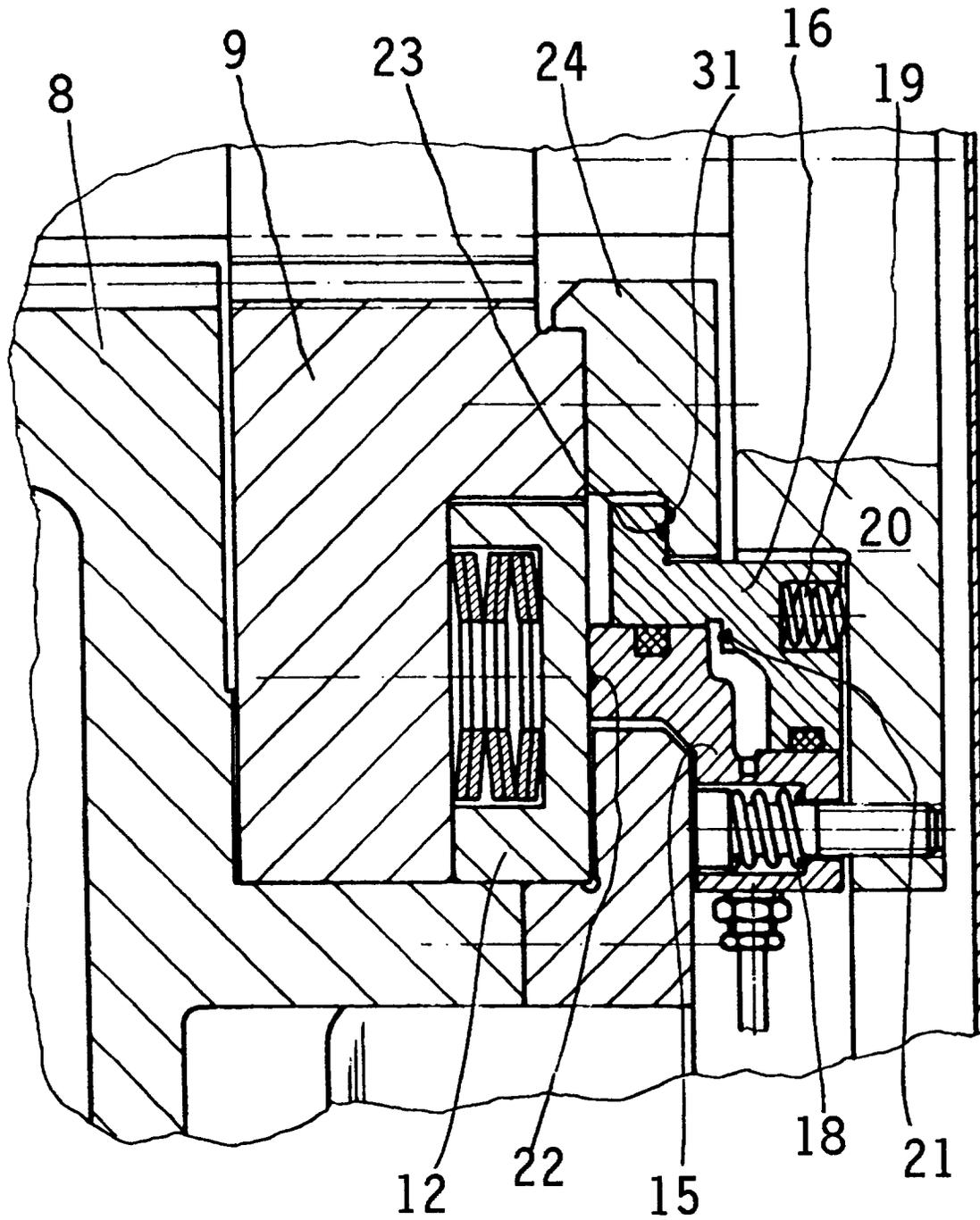


Fig. 5

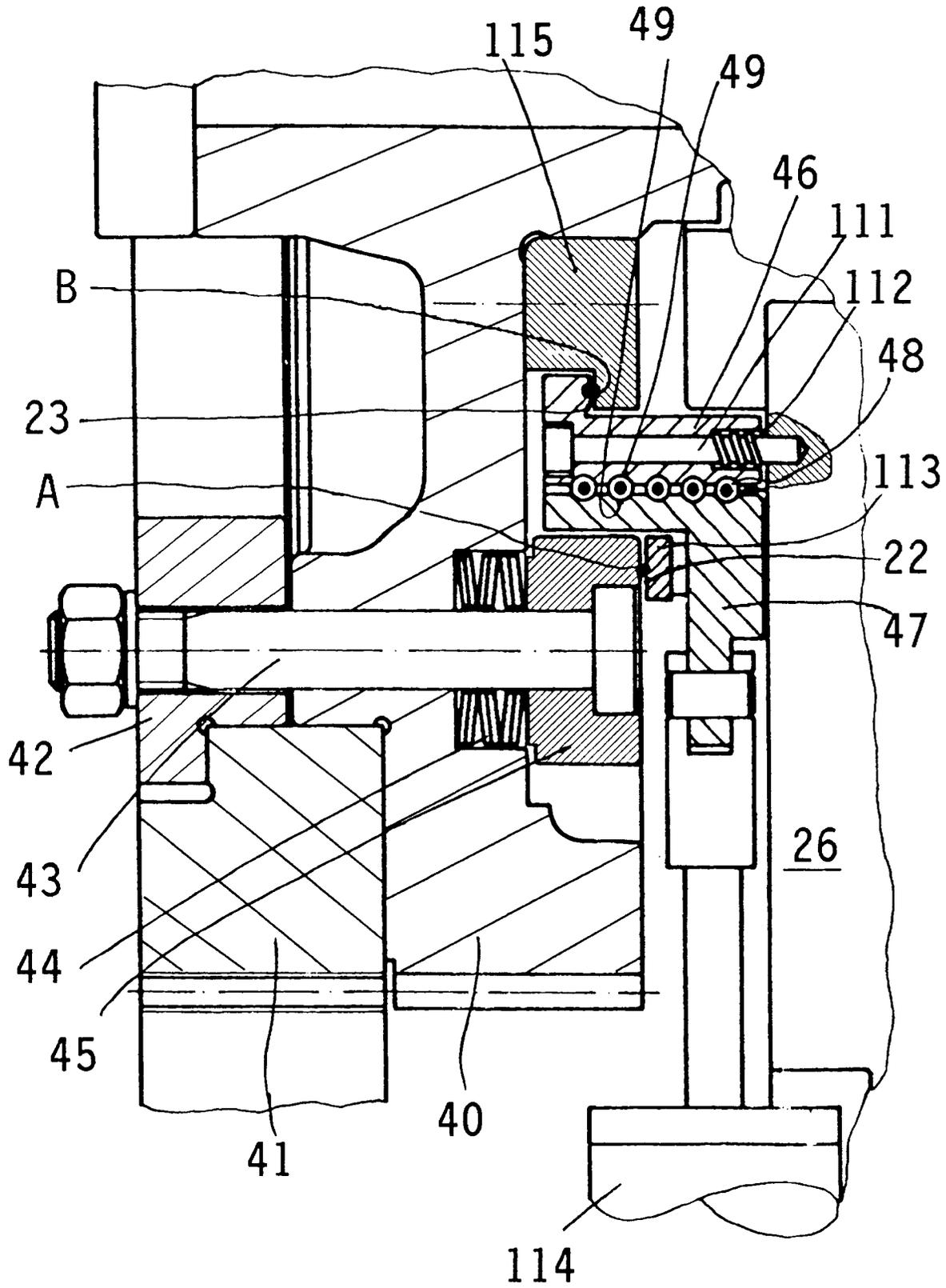
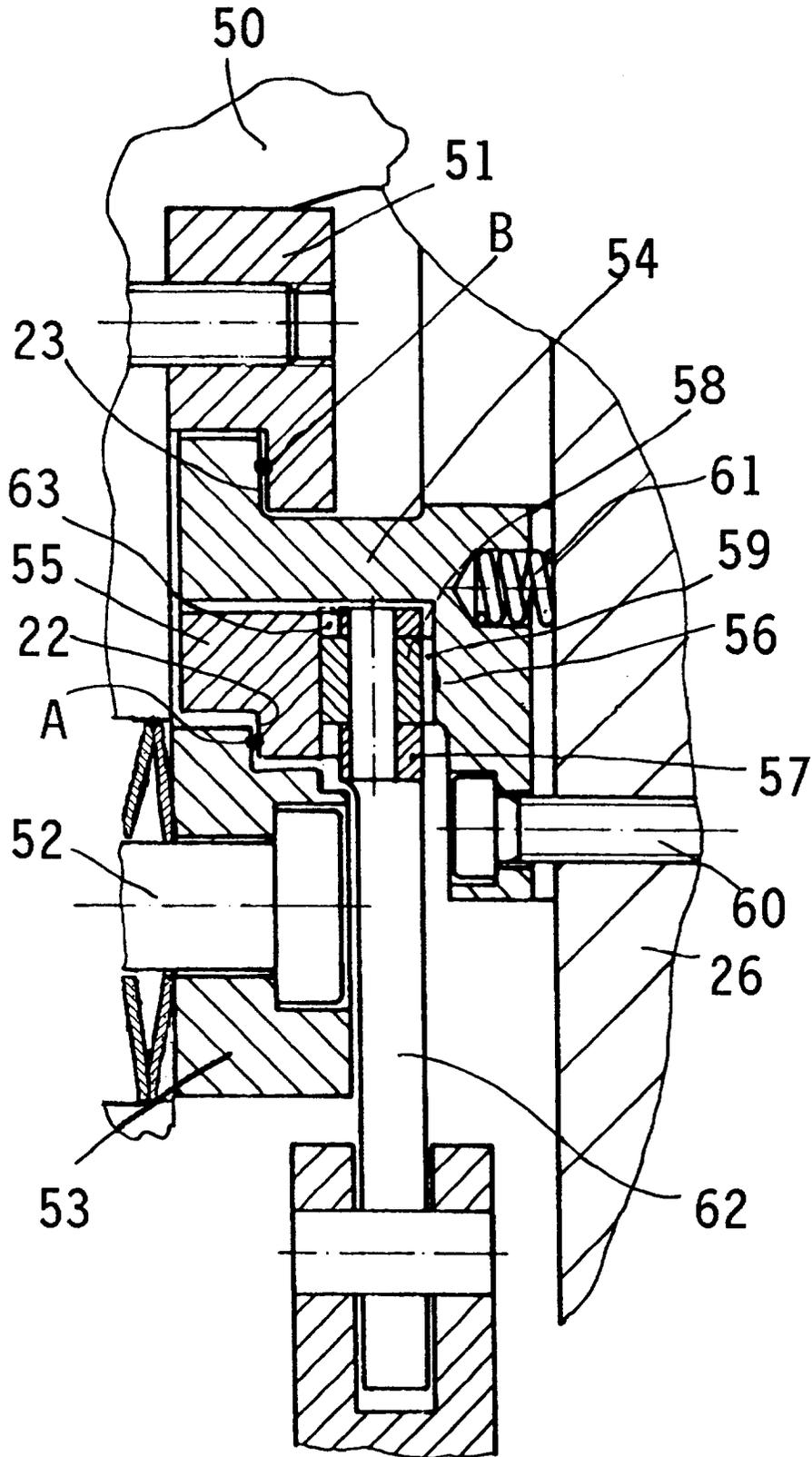


Fig. 6



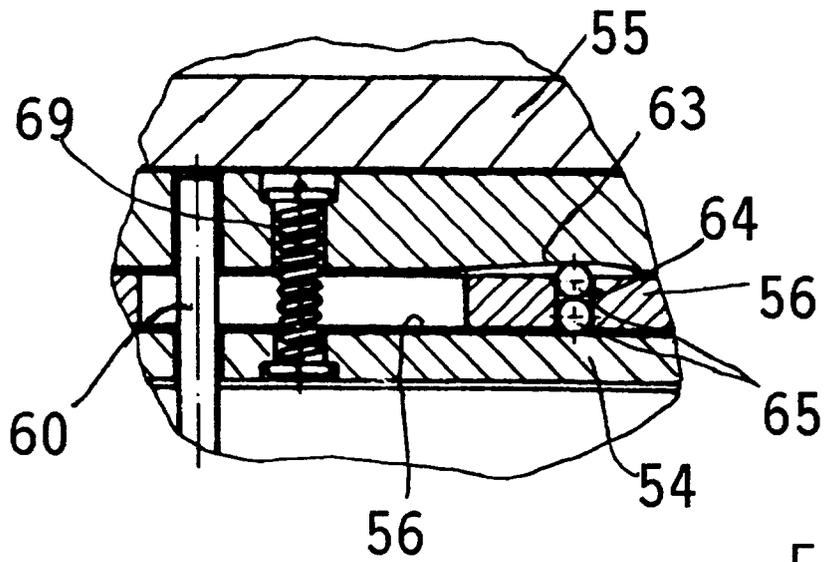


Fig. 6b

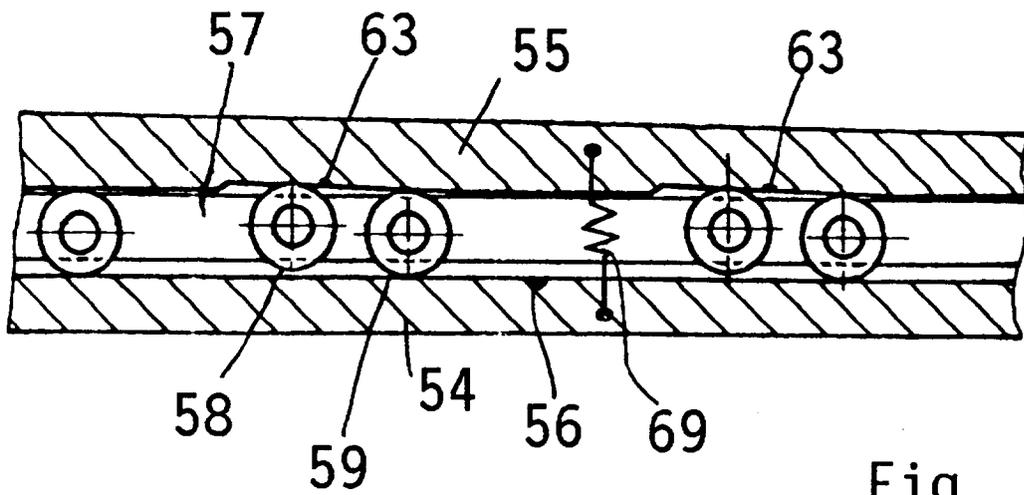


Fig. 6a

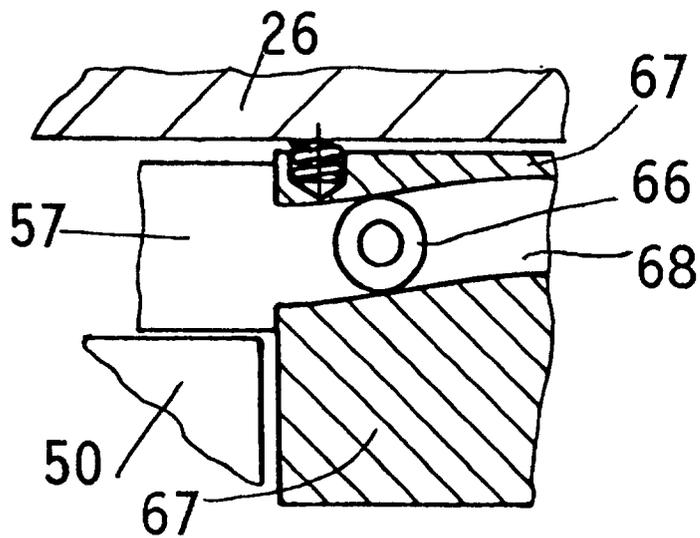


Fig. 6c

Fig. 7

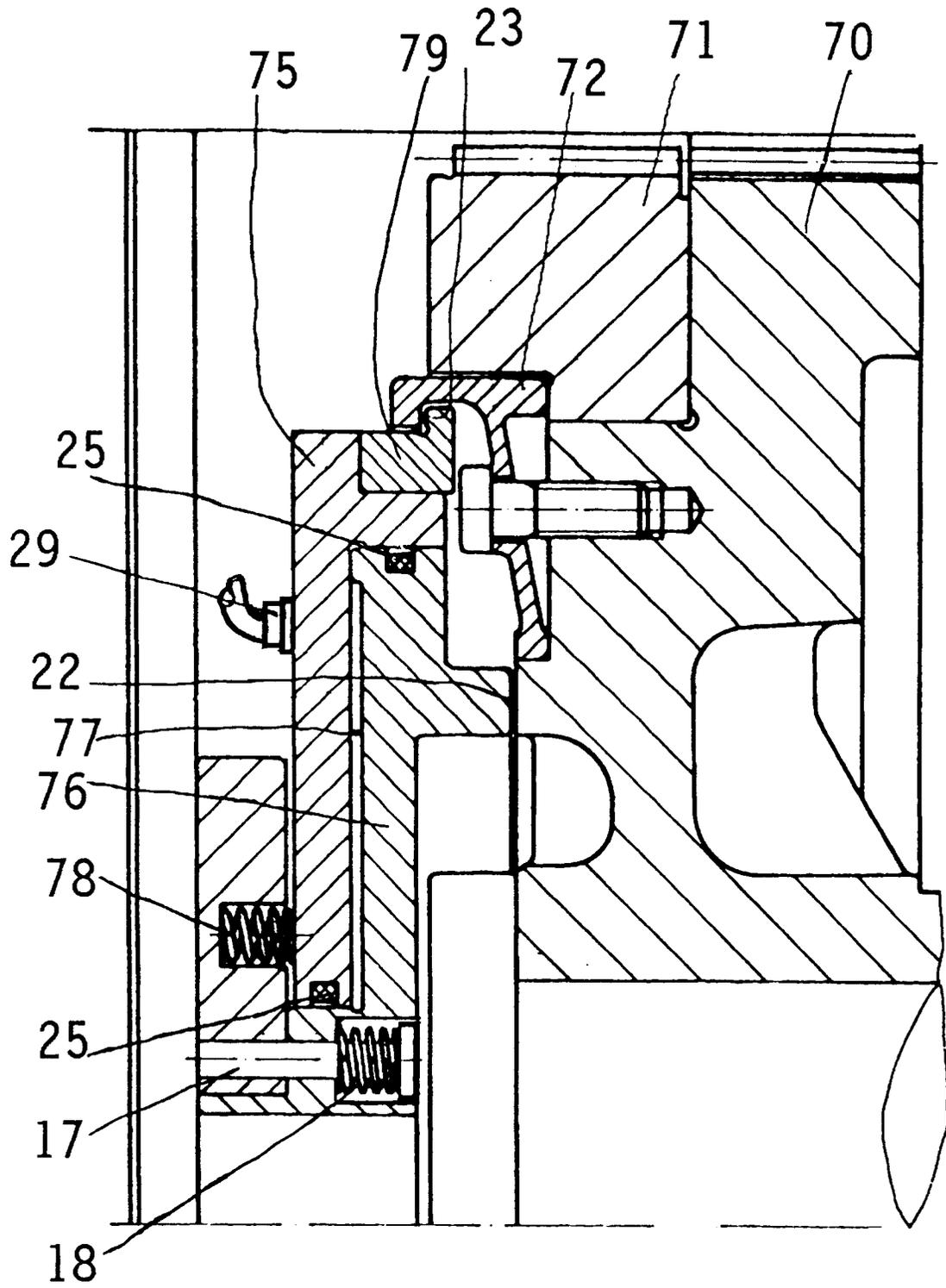


Fig. 8

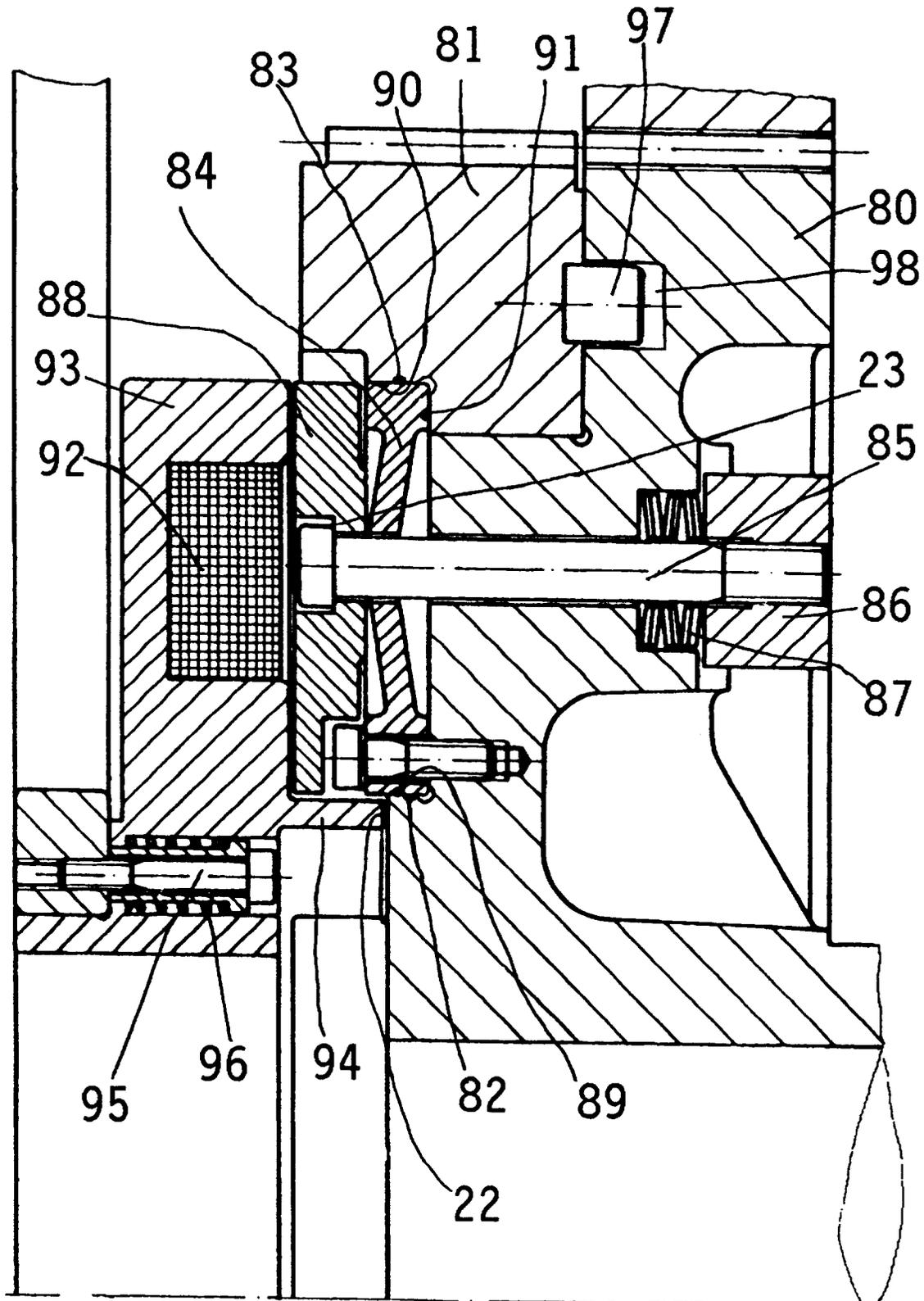


Fig. 9

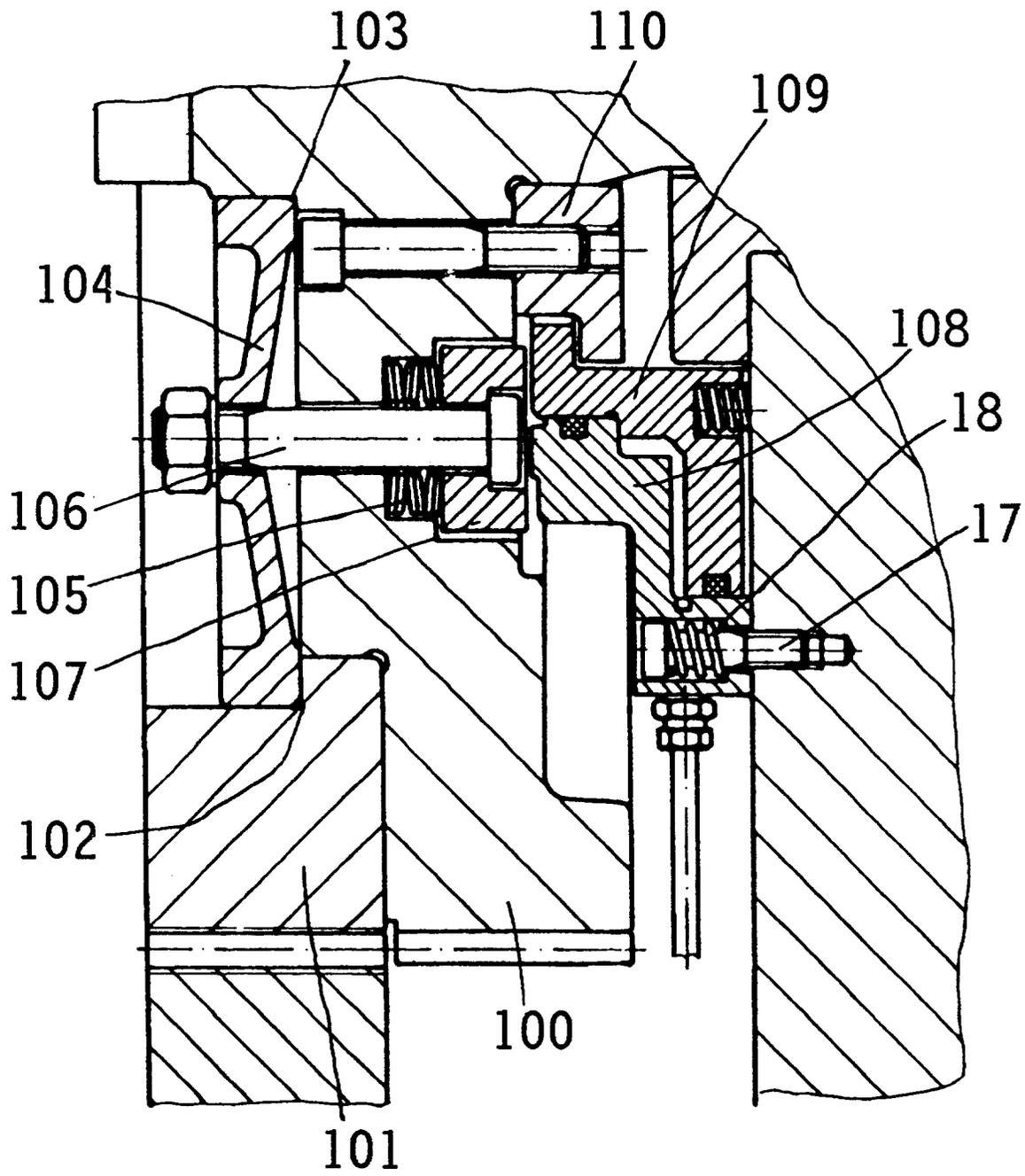


Fig. 10

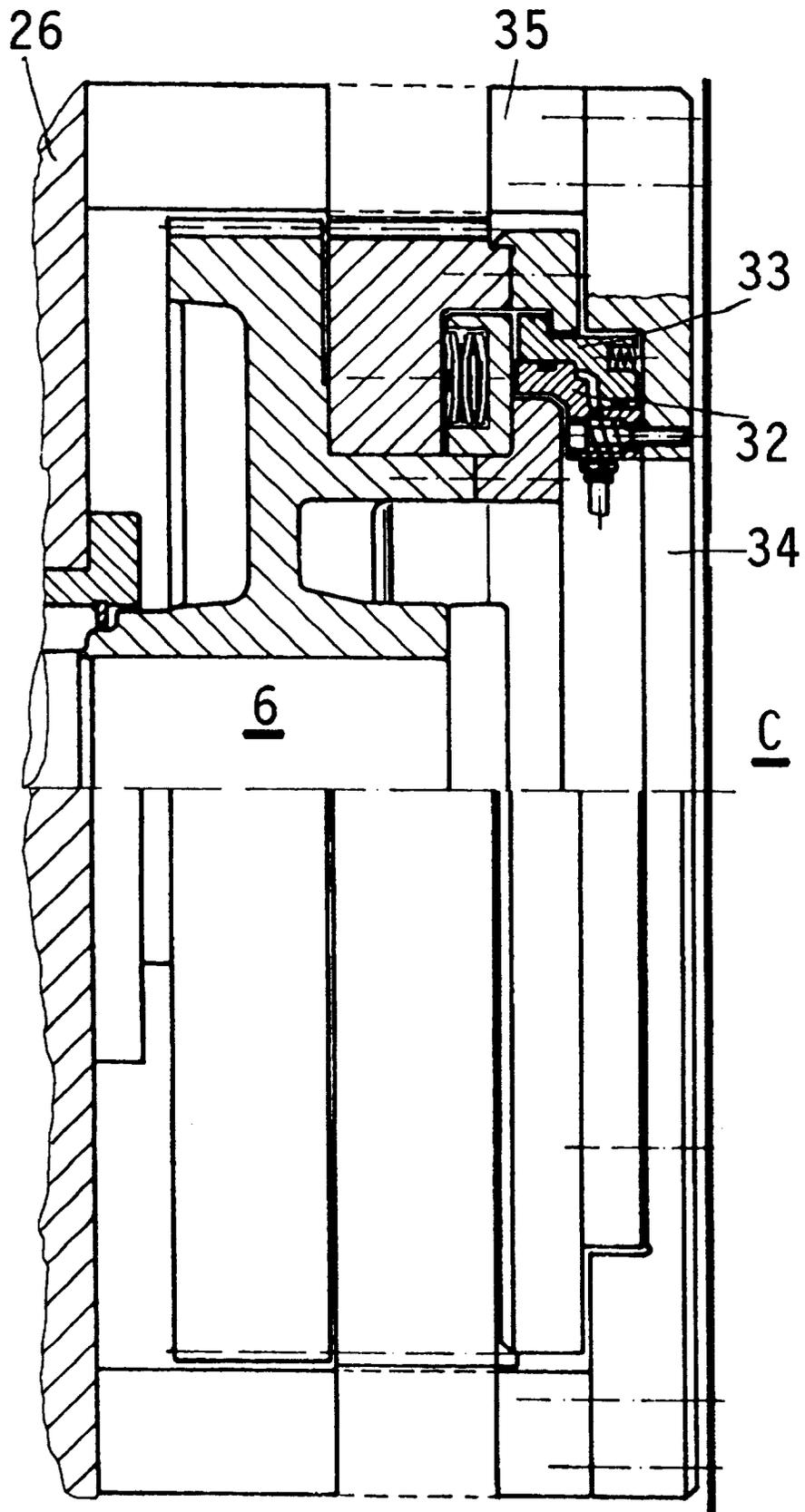


Fig. 11

