



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(21) Anmeldenummer : **95810333.5**

(51) Int. Cl.<sup>6</sup> : **B41F 13/08**

(22) Anmeldetag : **19.05.95**

(30) Priorität : **10.06.94 DE 4420355**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :  
**13.12.95 Patentblatt 95/50**

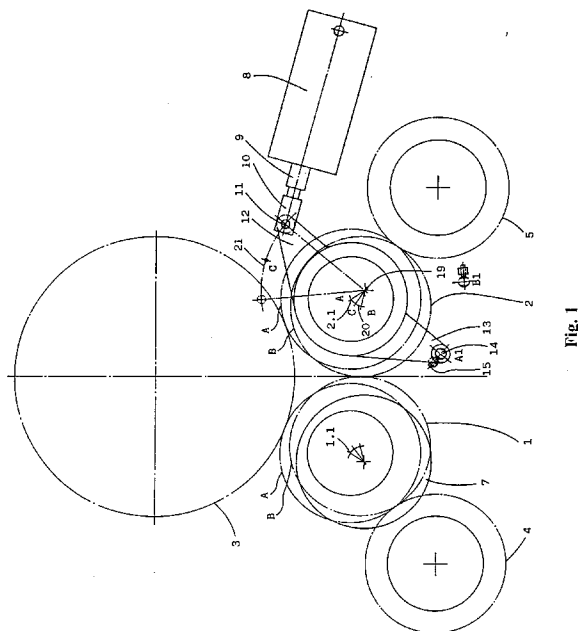
(84) Benannte Vertragsstaaten :  
**CH DE FR GB IT LI NL SE**

(71) Anmelder : **Maschinenfabrik Wifag**  
**Wylerringstrasse 39**  
**Postfach**  
**CH-3001 Bern (CH)**

(72) Erfinder : **Gertsch, Peter, Ing. HTL**  
**Haltenweg 6**  
**CH-3145 Niederscherli (CH)**  
Erfinder : **Imhof, Robert, Ing. HTL**  
**Birkenweg 23**  
**CH-3014 Bern (CH)**

(54) **Vorrichtung zum Reduzieren der Zylinderdurchbiegung in Rotationsdruckmaschinen**

(57) Bei einer Vorrichtung zur Reduzierung der Zylinderdurchbiegung eines unter einer Biegebelastung stehenden Zylinders einer Rotationsdruckmaschinen wird auf einen Zylinderzapfen, eine der Biegebelastung entgegen wirkende Vorspannkraft aufgebracht. Hierzu weist die Vorspannvorrichtung einen Antrieb zum Aufbringen einer veränderbaren Antriebskraft und ein Getriebe auf, mit dem die Antriebskraft in die erforderliche Vorspannkraft umgewandelt wird, die den in den jeweiligen Betriebszuständen des Zylinders herrschenden Biegebelastungen entgegen wirkt.



Die vorliegende Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Reduzieren der Zylinderdurchbiegung in Rotationsdruckmaschinen.

Beim Abrollen zweier Zylinder einer Rotationsdruckmaschine wirken auf die Zylinder entlang der gemeinsamen Berührungslinie senkrecht zu den Zylinderdrehachsen Streckenlasten oder auch einzelne Biegekräfte, die ein Durchbiegen der Zylinder zwischen ihren beiden maschinengestellseitigen Lagern verursachen. Dies wirkt sich nachteilig auf den Papierbahnlauf und das Druckergebnis aus. Das Problem verschärft sich bei größer werdenden Verhältnissen zwischen Zylinderlänge und Zylinderdurchmesser. Bei schlanken Zylindern, wie sie zukünftig bei Maschinenbreiten von sechs Seiten statt der heute üblichen 2 oder 4 Seiten in der Breite vermehrt vorkommen, kann die Durchbiegung Werte von bis zu 0.1 mm erreichen, wenn keine geeigneten Gegenmaßnahmen getroffen werden.

Zum gegenseitigen Abstützen von aufeinander abrollenden Zylindern ist aus dem Stand der Technik die Verwendung von Stützringen, insbesondere von Schmitzringen, bekannt. Die Stützringe sind üblicherweise auf der Zylinderwelle zwischen dem Zylinder und dessen Lager, d.h. innerhalb der Zylinderlager im Maschinengestell, angeordnet. Eine Stützringanordnung, mit der sich der Abstand der aufeinander abrollenden Zylinder verstellen läßt, ist beispielsweise aus der CH-PS 402 895 bekannt. Der aus der gegenseitigen Abrollung resultierenden Biegebelastung wird damit jedoch nicht entgegengewirkt. Bei einer aus der DE 29 26 570 A1 bekannten Anordnung von Stützringen beidseitig des Zylinders jeweils innerhalb und außerhalb des Maschinengestells ist an die Reduzierung der Durchbiegung nicht gedacht.

Die DE 28 02 153 A1 betrifft die Anordnung von Stützringen an einem oder beiden Zylinderzapfen nur außerhalb eines oder beider gestellseitigen Lager des Zylinders. Der Biegebelastung, die der eine Zylinder jeweils auf den anderen ausübt, kann durch diese bekannten Stützringanordnungen jedoch ebenfalls nicht wirkungsvoll begegnet werden. Es ist insbesondere nicht möglich, den in unterschiedlichen Druckstellungen auf den Zylinder wirkenden, nach Größe und Richtung durch die Abrollung verursachten unterschiedlichen Streckenlasten entgegen zu wirken.

Die DE 38 36 972 A1 lehrt ein als Verspannlager ausgebildetes Zylinderlager, das in Richtung der im Betriebszustand auftretenden Lagerkraft exzentrisch justierbar angeordnet ist. Das Verspannlager befindet sich an einem über die maschinengestellseitige Lagerung des Zylinders hinausragenden Zylinderzapfen. Eine Anpassung der Verspannung an unterschiedliche Betriebszustände des Zylinders wird jedoch nicht gelehrt. Dieses Verspannlager ist insbesondere nicht dazu ausgelegt, einer Änderung der Richtung der auf dem Zylinder wirkenden Streckenlasten entgegenzuwirken, wie sie durch den Wechsel der Betriebszustände des Zylinders verursacht wird.

Unterschiedliche Betriebszustände, bei welchen eine Veränderung der Größe der Vorspannkraft wünschenswert ist, entstehen, wenn die Anzahl oder die Lage der Platten, mit denen ein Zylinder belegt ist, oder beides gleichzeitig verändert werden. Ferner können umsteuerbare Druckeinheiten unterschiedliche Betriebszustände einnehmen, bei welchen mit dem Umsteuern immer auch eine Veränderung der Richtung der auf den umgesteuerten Zylinder wirkenden Biegebelastung auftritt.

Die Aufgabe der Erfindung ist es, eine Zylindervorspannvorrichtung zu schaffen, mit der eine Zylindervorspannkraft in Anpassung an unterschiedliche Betriebszustände des Zylinders selbsttätig einstellbar ist.

Diese Aufgabe wird durch den Gegenstand des Anspruchs 1 gelöst.

Durch die Unteransprüche werden zweckmäßige Ausgestaltungen der Lehre von Anspruch 1 offenbart.

Eine Vorrichtung zum Reduzieren der Durchbiegung eines unter einer Biegebelastung stehenden Zylinders, insbesondere eines Gummituchzylinders einer Rotationsdruckmaschine, mit der eine der Biegebelastung entgegenwirkende Vorspannkraft aufbringbar ist, weist erfindungsgemäß einen Antrieb zum Aufbringen einer veränderbaren Antriebskraft, die im folgenden auch als äußere Kraft bezeichnet wird, und ein Getriebe auf, mit dem die Antriebskraft in die erforderliche Vorspannkraft umgewandelt wird, die den in den jeweiligen Betriebszuständen des Zylinders herrschenden Biegebelastungen entgegen wirkt.

Das Aufbringen einer äußeren Kraft durch einen eigens dafür vorgesehenen Antrieb eröffnet grundsätzlich die Möglichkeit, die Vorspannkraft flexibel jedem Betriebszustand eines Zylinders anzupassen. Insbesondere läßt sich die äußere Kraft durch Steuerung des Antriebs ändern. Eine manuelle Justierung vor Ort ist nicht notwendig. Eine Einstellung von einem Maschinenleitstand aus wird möglich. Falls notwendig, kann die Antriebskraft auch während des Betriebs verändert werden. Beim Umsteuern des vorzuspannenden Zylinders, beispielsweise von einer Gummi/Gummi-Produktion auf eine Gummi/Stahl-Produktion und umgekehrt, ändert sich die Richtung der auf den Zylinder wirkenden Biegebelastung erheblich, während die Lage des Zylinders im Raum nur wenig verändert wird. Indem die vom Antrieb aufgebrachte Kraft über ein geeignetes Getriebe auf den Zylinderzapfen geleitet wird, ist es nicht notwendig, den Antrieb selbst entsprechend der Richtungsänderung der Biegebelastung nachzuführen, um auch die Richtung der Vorspannkraft zu wechseln. Dies ist wegen der vorgegebenen Platzverhältnisse in den meisten Anwendungsfällen auch nicht oder nur begrenzt möglich. Durch die Kombination eines Antriebs mit einem Getriebe wird es möglich, die Vorspannkraft bei ei-

nem Wechsel des Betriebszustandes des Zylinders, wie er beispielsweise beim Umsteuern des Zylinders zwischen unterschiedlichen Druckstellungen in vorgegebener Weise auftritt, automatisch in Richtung der jeweiligen Biegebelastung und in der richtigen Größe einzustellen.

Die Vorspannkraft kann auf den Zylinderzapfen an einem Ort zwischen oder außerhalb der maschinen-  
5 seitigen Zylinderlagerung entweder auf einen oder beide Zylinderzapfen aufgebracht werden.

Das Getriebe ist nach der Erfindung als Schubkurbel ausgebildet. Es weist erfindungsgemäß eine auf dem Zylinderzapfen drehbar gelagerte Antriebskurbel auf, an der die äußere, vom Antrieb aufgebrachte Kraft angreift. Ferner wird ein nur auf Zug belastbares Zugglied zum einen an die Antriebskurbel und zum anderen an das Maschinengestell angelenkt. Dadurch ist die Antriebskurbel in einer vorgegebenen Winkellage blockierbar.  
10 Anstelle des Zuggliedes kann sinngemäß auch ein Druckglied zur Kraftumlenkung eingesetzt werden. Es bildet sich somit ein Kräfteparallelogramm zwischen der vom Antrieb auf die Kurbel ausgeübten äußeren Kraft und der ebenfalls auf die Antriebskurbel wirkenden Gegenkraft zu der vom Zugglied aufgenommenen Zugkraft.

Das Kräfteparallelogramm kann durch geeignete Wahl des Angriffspunktes und der Richtung je der äußeren Kraft und der Zugkraft so gebildet werden, daß eine Linie durch den Schnittpunkt dieser beiden Kräfte oder ihrer Verlängerungen und die Drehachse des Zylinders nahezu und idealerweise exakt deckungsgleich zur Biegebelastung verläuft. Dies bedeutet, daß die resultierende Kraft, nämlich die Vorspannkraft, zur Biegebelastung gleichgerichtet und somit zu deren Kompensation geeignet ist.  
15

Bei diesem bevorzugt als Schubkurbel mit Zugglied ausgebildeten Getriebe ist bei der Anordnung des Zugglieds lediglich darauf zu achten, das die Gegenkraft, die vom Zugglied auf die Kurbel ausgeübt wird, also die Linie durch die Anlenkung des Zugglieds am Maschinengestell und die Anlenkung des Zugglieds an der Antriebskurbel, eine Komponente in Richtung der aufzubringenden Vorspannkraft hat.  
20

Die Größe der Vorspannkraft läßt sich einfach durch Vergrößerung oder Verringerung der vom Antrieb auf die Kurbel ausgeübten äußeren Kraft den Gegebenheiten angepaßt einstellen. Anderer Veränderungen bedarf es grundsätzlich nicht. Es können damit auch auf jeden Zapfen eines Zylinders unterschiedliche Vorspannkraften aufgebracht und unsymmetrische Biegebelastungen kompensiert werden.  
25

Das Zugglied kann durch eine Kette, ein Seil oder dergleichen gebildet werden. Bevorzugterweise findet allerdings eine Lasche Verwendung, die mit einem Ende am Maschinengestell gelenkig befestigt und mit ihrem anderen Ende an der Antriebskurbel bis zu seiner Blockierstellung beweglich geführt ist.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist für unterschiedliche Zylinderstellungen mit entsprechend unterschiedlichen Biegebelastungen je ein Zugglied vorgesehen. In jeder Zylinderstellung wird dabei nur jeweils eines der Zugglieder beansprucht, während das oder die anderen kräftefrei bleiben. Das vorstehend erläuterte Kräfteparallelogramm wird mittels des für die jeweilige Zylinderstellung vorgesehenen Zuggliedes gebildet. Der Angriffspunkt der äußeren Kraft an der Antriebskurbel ist in allen Fällen der gleiche.  
30

Eine ebenfalls vorteilhafte Ausführung der Erfindung besteht darin, die maschinenseitige Anlenkung der Lasche beweglich gegenüber dem Maschinengestell und in jeder oder in vorgegebenen Lagen arretierbar anzuordnen. Zum einen wird dadurch eine zusätzliche Feineinstellung der resultierenden Vorspannkraft für je einen Betriebszustand ermöglicht. Dies ist beispielsweise bei unterschiedlichen Plattenbelegungen der Platten- bzw. Formzylinder von Vorteil. Zum anderen wird es möglich, mit einer einzigen Lasche bei entsprechender Anordnung der Lage der Blockierstellungen an der Antriebskurbel auch bei unterschiedlichen Betriebszuständen auszukommen.  
35  
40

Bevorzugt wird die Antriebskurbel durch eine Scheibe gebildet, auf der ein exzentrisch zum Zylinderzapfen angeordneter Bolzen für eine Drehanlenkung des Antriebs sitzt. Eine Scheibe als Kraftübertragungsglied eröffnet die größtmögliche Freiheit bei der Wahl des Ortes für die Anlenkung des Antriebs und des Ortes für die Anlenkung des oder der Zugglieder. So kann die Scheibe im Falle starr ausgebildeter Zugglieder für jedes Zugglied mit einer Führung versehen sein, in der beispielsweise ein an dem jeweiligen Zugglied befestigter Bolzen gleitend geführt ist und zum Zwecke des Blockierens der Scheibe gegen eine Art Anschlag läuft. Für solche Führungen steht bei einer als Scheibe ausgebildeten Antriebskurbel ein weiter Winkelbereich der Scheibe zur Verfügung. Dies kann besonders dann von Vorteil sein, wenn wegen unterschiedlicher räumlicher Verhältnisse bei unterschiedlichen Maschinen die Zugglieder relativ zum Ort der Anlenkung des Antriebs an der Antriebskurbel von Maschine zu Maschine unterschiedlich anzuordnen sind.  
45  
50

Antriebsseitig weist die erfingsgemäße Vorrichtung bevorzugterweise ein motorisch getriebenes zug- und druckbetätigbares Gewindegetriebe oder einen doppelseitig wirkenden Hydraulikzylinder auf, mit dem eine Hebelstange entlang ihrer Längsachse in beide Richtungen angetrieben werden kann. Dadurch kann die Richtung der Vorspannkraft in einem noch größeren Bereich eingestellt werden. Der einstellbare Bereich kann weiter dadurch erhöht werden, daß die Hebelstange, gegebenenfalls mitsamt Antrieb, um eine zum Zylinderzapfen parallele Achse kippbar ist.  
55

Vorteilhaft ist es auch, an der Hebelstange zwischen ihrer Anlenkung an der Antriebskurbel und ihrem antriebsseitigen Ende ein Federelement zum Messen der von der Hebelstange übertragenen Kraft anzuord-

nen. Ein Meßsignal für die von dem Federelement aufgenommene Kraft kann zur Regelung des Motors mittels einer geeigneten Motorsteuerung dienen.

Obwohl es ausreichend oder auch wünschenswert sein kann, nur auf einen der beiden über die maschinengestellseitige Zylinderlagerung hinausragenden Zylinderzapfen eine Vorspannkraft aufzubringen, wird eine beidseitige Anordnung der erfindungsgemäßen Vorrichtung oft zu bevorzugen sein. Die beiden Vorrichtungen arbeiten dann zumeist symmetrisch; grundsätzlich müssen sie jedoch nicht gleichzeitig angesteuert werden, insbesondere wird eine Ansteuerung zum Aufbringen unterschiedlicher Vorspannkraften bevorzugt, wenn dies erforderlich werden sollte.

Fig. 1 einen Teil einer Druckeinheit;

Fig. 2 die Auslenkung eines Zylinders der Druckeinheit von Figur 1 unter einer Streckenlast;

Fig. 3 die Auslenkung des Zylinders von Figur 2 bei verstärkter Lagerung;

Fig. 4 die Auslenkung des Zylinders von Figur 2 bei einer Kompensation der Streckenlast durch eine Vorspannkraft;

Fig. 5 eine Vorrichtung zum Vorspannen eines gegen einen Stahlzylinder angestellten Gummizylinders;

Fig. 6 die Vorspannvorrichtung von Figur 5 für den gegen einen Gummizylinder angestellten Gummizylinder der Fig. 5;

Fig. 7 einen Schnitt durch die Anordnung aus Gummizylinder und Vorspannvorrichtung der Figuren 5 und 6; und

Fig. 8 eine Vorspannvorrichtung mit einer beweglich am Maschinengestell angelenkten Lasche.

Fig. 1 zeigt eine Zylinderanordnung einer Druckeinheit mit einem Stahlzylinder 3, zwei Gummizylindern 1 und 2, einem Formzylinder 4 für den Gummizylinder 1 und einem Formzylinder 5 für den Gummizylinder 2. Die Gummizylinder 1 und 2 sind umsteuerbar. In einer ersten Stellung A rollen sie auf dem Stahlzylinder 3 und in einer zweiten Stellung B rollen sie aufeinander ab.

Die Umsteuerung erfolgt durch einen Arbeitszylinder 8. Eine Kolbenstange 9 des Arbeitszylinders 8 trägt an ihrem Ende ein Koppelstück 10, das mittels eines Drehlagers 11 an einem Hebel 12 angelenkt ist. Der Hebel 12 sitzt, wie Fig. 7 zu entnehmen ist, starr auf einer Exzenterbüchse 7. Ein weiterer, ebenfalls starr mit der Exzenterbüchse 7 verbundener Hebel 13 trägt einen Bolzen 14, der mittels einer Verstellerschraube 15 verstellbar ist und in einer Maschinengestellwand 6 zwischen zwei Anschlagpositionen A1, B1 für die beiden Zylinderstellungen A und B geführt ist. Unter der Linearbewegung der Kolbenstange 9 wandert der Mittelpunkt des Lagers 11 entlang der strichpunktierten Kreisabschnittslinie 21 um die Drehachse 19 der Exzenterbüchse 7 zwischen den beiden durch den Bolzen 14 vorgegebenen Anschlagpositionen A1, B1. Jeder Gummizylinder 1 und 2 ist mit einem Wellenzapfenabschnitt 17 (Fig. 4, 7) in solch einer Exzenterbüchse 7 drehgelagert und beschreibt somit bei der Drehung der Exzenterbüchse 7 um deren Drehachse 19, die zur Drehachse 1.1 bzw. 2.1 des jeweiligen Gummizylinders 1 bzw. 2 exzentrisch verläuft, eine Kreisabschnittsbahn 20 um die Drehachse 19 der Exzenterbüchse 7. Der Gummizylinder 1 wird dadurch entweder an seinen Gummigegenzylinder 2 oder den Stahlzylinder 3 gepreßt. In seiner Mittelstellung C ist er von beiden Gegenzylindern 2, 3 und vom entsprechenden Formzylinder 5 abgestellt.

In Fig. 2 ist die Auslenkung  $f$  des Zylinders 2 dargestellt, der zwischen seinen beiden maschinengestellseitigen Lagern 22 infolge der Abrollung auf einem entsprechenden Gegenzylinder 1 oder 3 unter einer Streckenlast  $Q$  steht. Die Auslenkung  $f$  besitzt den bekannten, unerwünscht stark ausgeprägten Verlauf.

Eine Verringerung der Auslenkung  $f$  läßt sich, wie in Figur 3 dargestellt, durch eine Verstärkung der Zylinderlager 22 erreichen, indem die beiden Lager 22.1 als mehrrollige Lager mit definiertem Spiel ausgebildet werden. Durch diese Streckung der Lager 22.1 in Zylinderachsrichtung läßt sich bereits eine gewisse Verringerung der Durchbiegung erzielen.

Fig. 4 zeigt, wie die Auslenkung  $f$  des mit der Streckenlast  $Q$  beaufschlagten Zylinders 2 durch das Aufbringen einer Gegenkraft  $PV_1$  auf einen über das eine Lager 22 hinausragenden Wellenzapfen 18 und einer Gegenkraft  $PV_2$  auf den über das andere Lager 22 hinausragenden, gegenüberliegenden Wellenzapfen 18 weitestgehend reduziert wird. Im Ausführungsbeispiel werden zwei gleichgroße und gleichgerichtete Kräfte  $PV_1$  und  $PV_2$  symmetrisch auf die beiden Wellenzapfen 18 aufgebracht. Die Auslenkung  $f$  verläuft deshalb ebenfalls symmetrisch und behält ihren größten Wert in der Mitte zwischen den beiden Lagern 22.

Die Gegenkräfte  $PV_1$  und  $PV_2$  sind sowohl in ihrer Richtung als auch in ihrer absoluten Größe veränderbar, damit unterschiedlich verlaufenden Streckenlasten  $Q$  angemessen entgegengewirkt werden kann. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 wechselt die aus der Abrollung und dem Eigengewicht des Zylinders gebildete Streckenlast  $Q$  beispielsweise bei einer Umsteuerung zwischen den beiden Druckstellungen A und B ihre Richtung und ihre Größe.

Die Fig. 5 bis 7 zeigen eine Anordnung zum Aufbringen einer Vorspannkraft, die in Anpassung an die unterschiedlichen Druckstellungen A und B in ihrer Richtung und in Anpassung an Streckenlasten  $Q$ , die beispielsweise in Abhängigkeit der Zylinderlängen auch in ihrer Größe differieren können, verändert werden kann.

Zur Beschreibung der Funktionsweise dieser Anordnung anhand der beiden Figuren 5 und 6 für die beiden Druckstellungen A und B wird für die in diesen Figuren 5 und 6 nicht gezeichneten Details auf die Darstellung in Fig. 7 verwiesen.

In Fig. 5 befindet sich der Gummizylinder 2 in der Stellung A, d.h. er rollt auf dem Stahlzylinder 3 und dem zugeordneten Formzylinder 5 ab, wodurch auf den Gummizylinder 2 eine aus beiden Abrollungen und seinem Eigengewicht resultierende Streckenlast wirkt. Zur Kompensation dieser Streckenlast wird eine in die gleiche Richtung wirkende Kraft 37 auf die beiden über die Lager 22 in der Maschinengestellwand 6 hinausragenden Zapfenenden 18 der Wellenzapfen 17 des Gummizylinders 2 aufgebracht.

Zu diesem Zweck ist auf den Zapfenenden 18 beidseitig des Gummizylinders 2 jeweils eine Scheibe 23 mittels Lager 22.2 drehgelagert. Die Scheibe 23 sitzt auf dem Zylinderzapfen weiter draußen als ein Antriebszahnrad 16 des Zylinders 2. An einem exzentrisch zur Zylinderdrehachse 2.1 auf dieser Scheibe 23 sitzenden, in Zylinderachsrichtung weisenden Bolzen 32 ist eine Hebelstange 31 um den Bolzen 32 drehbar angelenkt. Die Hebelstange 31 wird über ein Getriebe von einem Antriebsmotor 26, der sich auf der dem Gummizylinder 1 abgewandten Seite des Gummizylinders 2 befindet, hin und her angetrieben. Die Bewegungsrichtung der Hebelstange 31 verläuft quer zur Zylinderdrehachse 2.1. Die Scheibe 23 bildet eine Kurbel, die sich unter der Wirkung der Hebelstange 31 um die Zylinderdrehachse 2.1 dreht.

Der exzentrisch angeordnete Bolzen 32 ist in einem Bereich der Scheibe 23 angebracht, der durch die Verbindungslinien von der Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 zu dessen Eingriffslinien E mit den beiden Zylindern 3 und 5, auf denen er abrollt, begrenzt wird und in den Raum zwischen den Stahlzylinder 3 und den Formzylinder 5 ragt. Die Bewegungsrichtung der Hebelstange 31 kann durch Umsteuern des Antriebs 26 gewechselt werden.

Neben der als Kurbel dienenden Hebelstange 31 weist das Getriebe des Ausführungsbeispiels eine stabförmige erste und eine stabförmige zweite Lasche 38 und 46 auf, die vorzugsweise starre Körper sind. Die erste Lasche 38 ist an einem Ende in einem maschinengestellseitigen ersten Bock 43 mittels eines Gelenks 39 und die zweite Lasche 46 ist an einem Ende in einem eigenen maschinengestellseitigen zweiten Bock 44 mittels eines Gelenks 45 befestigt. Die Anlenkung der beiden Laschen am Maschinengestell 6 gestattet ein Verdrehen der Laschen um zur Zylinderdrehachse 2.1 parallele Achsen. Im Ausführungsbeispiel werden die Gelenke 39 und 45 durch Drehlager gebildet.

Am freien Ende der ersten Lasche 38 sitzt ein erster Bolzen 40, und am freien Ende der zweiten Lasche 46 sitzt ein zweiter Bolzen 47. Die beiden Laschen 38 und 46 werden über Bolzen 40 und 47 an der Scheibe 23 geführt. Sie begrenzen die Drehfreiheit dieser Scheibe 23, und zwar jeweils eine Lasche in einer Drehrichtung. Zu diesem Zweck weist die Scheibe 23 zwei als Ausnehmungen ausgebildete Führungen 42 und 48 auf, die kreisabschnittsförmig entlang eines gemeinsamen Kreisbogens 34 um die Drehachse 2.1 des Gummizylinders 2 verlaufen. Im Ausführungsbeispiel liegt auf dem gleichen Kreisbogen auch der exzentrisch angeordnete Bolzen 32. Die Ausnehmungen 42 und 48 haben in etwa eine Breite, die dem Durchmesser der beiden Bolzen 40 und 47 entspricht und befinden sich in dem vom exzentrisch angeordneten Bolzen 32 über die Zylinderdrehachse 2.1 hinaus verlängerten Bereich der Scheibe 23. In der ersten Ausnehmung 42 ist der Bolzen 40 der ersten Lasche 38 und in der zweiten Ausnehmung 48 ist der Bolzen 47 der zweiten Lasche 46 gleitend aufgenommen. Die beiden Bolzen 40 und 47 weisen in die Richtung der Zylinderdrehachse 2.1 und durchtragen ihre jeweilige Ausnehmung.

Durch die Hebelstange 31 kann somit die Scheibe 23 solange gedreht werden, bis eine der beiden Ausnehmungen 42 oder 48 mit ihrem jeweils nachlaufenden Ende gegen den in ihr gleitend aufgenommenen Bolzen 40 oder 47 zu liegen kommt, die entsprechende Lasche 38 oder 46 auf Zug beansprucht wird und die Drehung blockiert. Die beiden Laschen sind am Maschinengestell 6 und an der Scheibe 23 so angelenkt, daß sie nur entlang ihrer jeweiligen Verbindungslinie von diesen beiden Anlenkungen auf reinen Zug beanspruchbar sind.

Die Anlenkung der Hebelstange 31 an die Scheibe 23 und die beiden Anlenkungen 39, 40 und 45, 47 der beiden Laschen 38 und 46 sind zueinander je so angeordnet, daß beim Blockieren der Scheibe 23 ein Kräfteparallelogramm entsteht, dessen resultierender Kraftvektor zur Drehachse 2.1 der Scheibe 23 gerichtet ist und die gleiche Richtung wie die resultierende Streckenlast Q hat. Durch den Kurbeltrieb 23, 31 des Ausführungsbeispiels und den beiden beidseitig, d. h. am Maschinengestell und an der Scheibe 23, drehbar angelenkten Laschen 38 und 46 wird bereits erreicht, daß der resultierende Kraftvektor immer zur Zylinderdrehachse weist. Durch Abstimmung der Bewegungsrichtung der Hebelstange 31 und der Winkellage der beiden Ausnehmungen 42 und 48, insbesondere der Winkellage der in Anschlag zu den Laschen 38 und 46 kommenden nachlaufenden Enden dieser Ausnehmungen, wird der Schnittpunkt der somit in ihren Richtungen vorgegebenen Kräfte so gewählt, daß die resultierende Kraft vom Schnittpunkt ausgehend und zur Zylinderdrehachseweisend in die durch die Maschine vorgegebene Richtung der resultierenden Streckenlast weist.

Ein solches Kräfteparallelogramm ist für die Druckstellung A in Figur 5 abgebildet. Durch den Antrieb der

Hebelstange 31 in Richtung des eingezeichneten Kraftvektors 36 für die Antriebskraft wird die Scheibe 23 über den exzentrisch auf der Scheibe sitzenden Bolzen 32 in Richtung des Kraftvektors 36 solange gedreht, bis die erste Ausnehmung 42 mit ihrem nachlaufenden Ende an den ersten Bolzen 40 der ersten Lasche 38 aufläuft. Durch Verlängerung wird der Zugkraftvektor der ersten Lasche 38 bzw. dessen Gegenkraft 35 - die Lasche 38 wird entlang dieser Linie zwischen ihren beiden Krafteinleitpunkten 39 und 40 auf Zug beansprucht - mit dem Kraftvektor 36 zum Schnitt gebracht. Der Schnittpunkt liegt in diesem Falle genau in der Anlenkung 32 der Hebelstange 31, was jedoch nicht generell notwendig ist. Die ebenfalls am Bolzen 32 angreifende Druckkraft 36 bildet mit dieser Gegenkraft 35 eine resultierende Kraft 37, die von dem Schnittpunkt in Richtung auf die Zylinderdrehachse 2.1 zu gerichtet ist. Wegen seiner Drehfreiheit ist die Lasche 38 nur auf Zug entlang der Verbindungslinie seiner beiden Anlenkungen, den Bolzen 39 und 40, beanspruchbar und wirkt wie ein bei 39 befestigtes Seil, das durch die Kraft 36 über den Schnittpunkt der Kräfte 36 und 35, vorliegend also über den exzentrisch angeordneten Bolzen 32 gespannt wird und diesen Bolzen bzw. den imaginären Kräfteschnittpunkt in Richtung auf die Drehachse 2.1 zu drückt. Die resultierende Kraft 37 liegt deshalb immer in der Verbindungslinie zwischen dem Kräfteschnittpunkt und der Zylinderdrehachse 2.1. Dieser Schnittpunkt ist, wie vorstehend beschrieben, konstruktiv festgelegt, so daß lediglich noch die Größe der resultierenden Kraft 37 veränderbar ist, und zwar durch entsprechende Einstellung der Antriebskraft 36 nach Größe oder Richtung oder einer kombinierten Größen- und Richtungs-einstellung.

Die zweite Ausnehmung 48 spielt bei der Kompensation der in der Stellung A wirkenden Streckenlast keine Rolle. Sie muß sich entlang des Kreisbogens 34 nur soweit erstrecken, daß der auf der zweiten Lasche 46 sitzende Bolzen 47 dabei nicht kraftschlüssig in ihr zur Anlage kommen kann.

In Fig. 6 befindet sich der Gummizylinder 2 in der Druckstellung B. Er rollt somit auf dem gegenüberliegenden Gummizylinder 1 und seinem eigenen Formzylinder 5 ab. Damit ändert sich insbesondere die Richtung der resultierenden Streckenlast, die nunmehr von diesen beiden abrollenden Zylindern 1 und 5 und ferner wieder durch die Eigengewichtskomponente des Gummizylinders 2 auf diesen Gummizylinder 2 ausgeübt wird. Die Eigengewichtskomponente erhöht nun sogar die auszugleichende Streckenlast.

In dieser Druckstellung wird die Bewegung der Hebelstange 31 umgekehrt, so daß auf die Scheibe 23 über den exzentrischen Bolzen 32 eine äußere Kraft 56 längs der Hebelstange 31 in Richtung auf den Antriebsmotor 26 zu ausgeübt wird. Dadurch wird die Scheibe 23 gegenläufig zum vorhergehenden Fall in die Richtung der Kraft 57 gedreht bis der Bolzen 47 gegen das nunmehr nachlaufende Ende der zweiten Ausnehmung 48 gedrückt wird. Da auch die zweite Lasche 46 am Maschinengestell 6 drehbar angelenkt ist und deshalb nur eine Zugkraft entlang der Verbindungslinie seiner beiden Bolzen 45 und 47 übertragen kann, ist die resultierende Kraft 57 wieder auf die Zylinderdrehachse 2.1 zu gerichtet. Durch geeignete Wahl der Größe und/oder der Richtung der äußeren Kraft 57 und der Richtung der durch die zweite Lasche 46 aufnehmbaren Zugkraft 55 läßt sich die auf die Zylinderdrehachse 2.1 wirkende resultierende Kraft 57 genauso wie in der Zylinderstellung A in der gewünschten Richtung und Größe einstellen.

In dieser Druckstellung B spielt die erste Ausnehmung 42 keine Rolle. Auch sie muß sich entlang des Kreisbogens 34 allerdings soweit erstrecken, daß der auf der ersten Lasche 38 sitzende Bolzen 40 nicht kraftschlüssig gegen ihr nachlaufendes Ende zur Anlage kommen und dabei die Scheibe 23 hemmen kann.

Die Scheibe 23 bildet mit jeder der beiden Laschen 38 und 46 eine Schubkurbel. Je eine dieser beiden Schubkurbeln wird in einer der beiden Zylinderstellungen A und B unabhängig von der anderen betätigt.

Als Antriebsmotor 26 dient ein Elektromotor, der über ein Getriebe 27, 28 und ein Gewinde 27.1 die Hebelstange 31 antreibt. Der gesamte Antrieb, insbesondere die Hebelstange 31, ist um eine zur Zylinderdrehachse 2.1 parallele Kippachse 24 drehbar an einer maschinengestellseitigen Unterstützung 25 gelagert. Dadurch kann die Hebelstange 31 einer Drehung der Scheibe 23 zwischen den Anschlagpositionen für die beiden Zylinderstellungen A und B leichter folgen.

Zwischen dem motorseitigen Ende mit der Schnecke 28 und dem vorderen, beim Bolzen 32 an der Scheibe 23 angelenkten Ende besitzt die Hebelstange 31 einen Hülseenteil 29, in dem ein Federelement 30 sitzt, das die Kraft vom Antrieb auf den exzentrisch an der Scheibe 23 angebrachten Bolzen 32 überträgt. Die so vom Federelement 30 aufgenommene Kraft 36 oder 56 bzw. die Größe der Einfederung wird mittels eines an dem Hülseenteil 29 angebrachten Linerpotentiometers 33 gemessen und in einer Motorregelung mit dem Kraft-Sollwert verglichen und in Deckung mit diesem Sollwert gehalten oder gebracht. Das Hülseenteil 29 mit dem Federelement 30 ist eine in Zug- und Druckrichtung wirksame vorgespannte Federpatrone.

Die Motorregelung weist im wesentlichen einen Rechner 51 mit Regler und einen PC als Service-Gerät 52 auf, die mit einem Maschinenleitstand 50 verbunden sind. So kann vom Leitstand 50 aus eine voreingestellte Kraft auf das Zapfenende 18 des Gummizylinders 2 aufgebracht, geregelt gehalten oder bei Bedarf auch manuell am Leitstand geändert werden, um beispielsweise nicht voreingestellten Betriebszuständen begegnen zu können. Bei einer am Leitstand 50 vorgenommenen neuen Maschineneinstellung, beispielsweise einer Änderung der Druckstellung des Gummizylinders 2 kann die Größe der äußeren Kraft 36 bzw. 56 auf die Scheibe

23 einer Programmierung entsprechend auch vollautomatisch verändert werden.

In Figur 8 ist eine Lasche 38.1 dargestellt, die gegenüber dem Maschinengestell 6 beweglich angeordnet ist. Ihre maschinenseitige Anlenkung 39.1 ist im Bock 43.1 entlang der horizontalen Linie L verschiebbar und in jeder gewünschten Stellung zwischen zwei Endstellungen arretierbar. Durch diese bewegbare Lasche 38.1 wird es möglich, in der jeweiligen Betriebsstellung des Zylinders 2 (hier: Stellung A), eine Feineinstellung der Vorspannkraft 37 bzw. 37' vorzunehmen. Dies ist beispielsweise dann von Vorteil, wenn in einer Druckstellung unterschiedliche Biegebelastungen auftreten können, wie dies wegen unterschiedlich belegtem Plattenzylinder 5 der Fall sein kann. Arretierpositionen der Anlenkung 39.1 können auch fest vorgegeben sein, nämlich entsprechend der denkbaren unterschiedlichen Plattenbelegungen. Grundsätzlich genügt auch eine einzige, beweglich angeordnete Lasche 38, um den unterschiedlichen Betriebszuständen, wie sie beispielsweise in den Figuren 5 und 6 dargestellt sind, zu begegnen. Dazu kann die Lasche 38.1 um eine Mittellage, die ungefähr senkrecht unterhalb der Zylinderdrehachse 2.1 liegen kann, beweglich angeordnet sein. Entsprechend ist die Ausnehmung 42.1 auszubilden und zu positionieren.

## Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Reduzieren der Zylinderdurchbiegung eines unter einer Biegebelastung stehenden Zylinders einer Rotationsdruckmaschine, mit der auf einen Zylinderzapfen (17), eine der Biegebelastung (Q) entgegen wirkende Vorspannkraft (37, 57) aufbringbar ist, **gekennzeichnet** durch
  - a) einen Antrieb zum Aufbringen einer veränderbaren Antriebskraft (36, 56) und
  - b) ein Getriebe, mit dem die Antriebskraft (36, 56) in die erforderliche Vorspannkraft (37, 57) umgewandelt wird, die den in den jeweiligen Betriebszuständen des Zylinders (1, 2) herrschenden Biegebelastungen entgegen wirkt.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe eine drehbar gelagerte Antriebskurbel (23) aufweist, an der die Antriebskraft (36, 56) in demjenigen Bereich eines Zylinderzapfens (17) angreift, welcher über eine maschinengestellseitige Lagerung hinausragt oder zwischen dem Zylindermantel und der maschinengestellseitigen Lagerung liegt.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein auf Zug oder Druck belastbares, an die Antriebskurbel (23) und das Maschinengestell (6) angelenktes Mittel (38, 46), insbesondere eine starre Lasche, aufweist, durch das die Antriebskurbel (23) in einer vorgegebenen Winkellage blockierbar ist.
4. Vorrichtung nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebskraft (36, 56), die durch den Antrieb auf die Antriebskurbel (23) ausgeübt wird, und die von dem auf Zug oder Druck belastbaren Mittel (38, 46) auf die Antriebskurbel (23) ausgeübte Gegenkraft (35, 55) ein Kräfteparallelogramm bilden mit einer in Richtung der Biegebelastung (Q) wirkenden resultierenden Kraft (37, 57).
5. Vorrichtung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß für unterschiedliche Zylinderstellungen (A, B) mit unterschiedlichen Biegebelastungen (Q) ein einziges oder je ein Druck- oder Zugmittel (38, 46), das oder die gegenüber einem Maschinengestell (6) bewegbar angeordnet sein können, vorgesehen ist.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebskurbel (23) durch eine Scheibe gebildet wird mit einem exzentrisch zum Zylinderzapfen (17) angeordneten Bolzen (32) für die Drehanlenkung des Antriebs.
7. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Scheibe (23) eine Führung (42, 48) aufweist, in der das starr ausgebildete Zugglied (38, 46) bei einer Drehung der Scheibe (23) unter der äußeren Kraft (36, 56) bis zu einer die weitere Drehung blockierenden Anschlagposition geführt wird.
8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Scheibe (23) für jedes Zugmittel (38, 46) eine Führung (42, 48) aufweist.

- 5
9. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb einen Motor (26), insbesondere einen Elektromotor, oder einen Hydraulikzylinder sowie eine von dem Motor (26) entlang ihrer Längsachse bewegbare Hebelstange (31) umfaßt, die an der Antriebskurbel (23) angelenkt ist.
10. Vorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Hebelstange (31) um eine zum Zylinderzapfen (17) parallele Achse (24) kippbar ist.
- 10 11. Vorrichtung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Hebelstange (31) zwischen ihrer Anlenkung (32) an der Antriebskurbel (23) und ihrem motorseitigen Ende ein Hülseenteil (29) aufweist, in dem ein Federelement (30) zum Messen der von der Hebelstange (31) übertragenen Kraft (36, 56) angeordnet ist.
- 15 12. Vorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß ein Meßsignal für die von dem Federelement (30) aufgenommene Kraft (36, 56) zur Regelung des Motors mittels eines Rechners (51) dient.
- 20 13. Zylinder einer Rotationsdruckmaschine, gekennzeichnet durch eine Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche zur Einstellung einer Vorspannkraft (37, 57), die unterschiedlichen Zylinderstellungen (A, B) angepaßt ist.
14. Zylinder nach Anspruch 13, gekennzeichnet durch jeweils eine Vorrichtung, die auf beiden Zylinderzapfen (17) eines Zylinders (2) vorgesehen ist.
- 25 15. Zylinder nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Vorrichtungen unabhängig voneinander betätigbar sind.

30

35

40

45

50

55



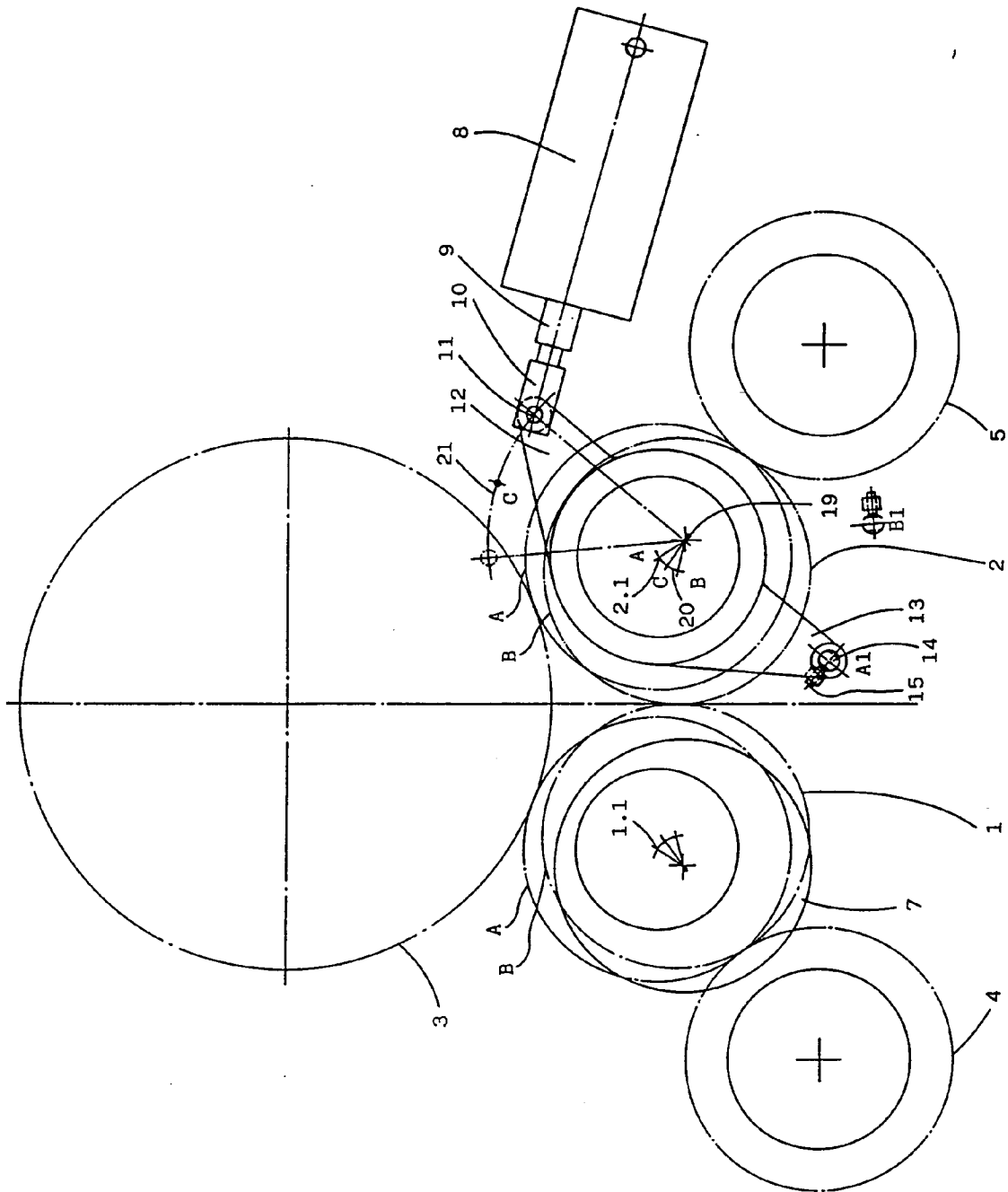


Fig. 1

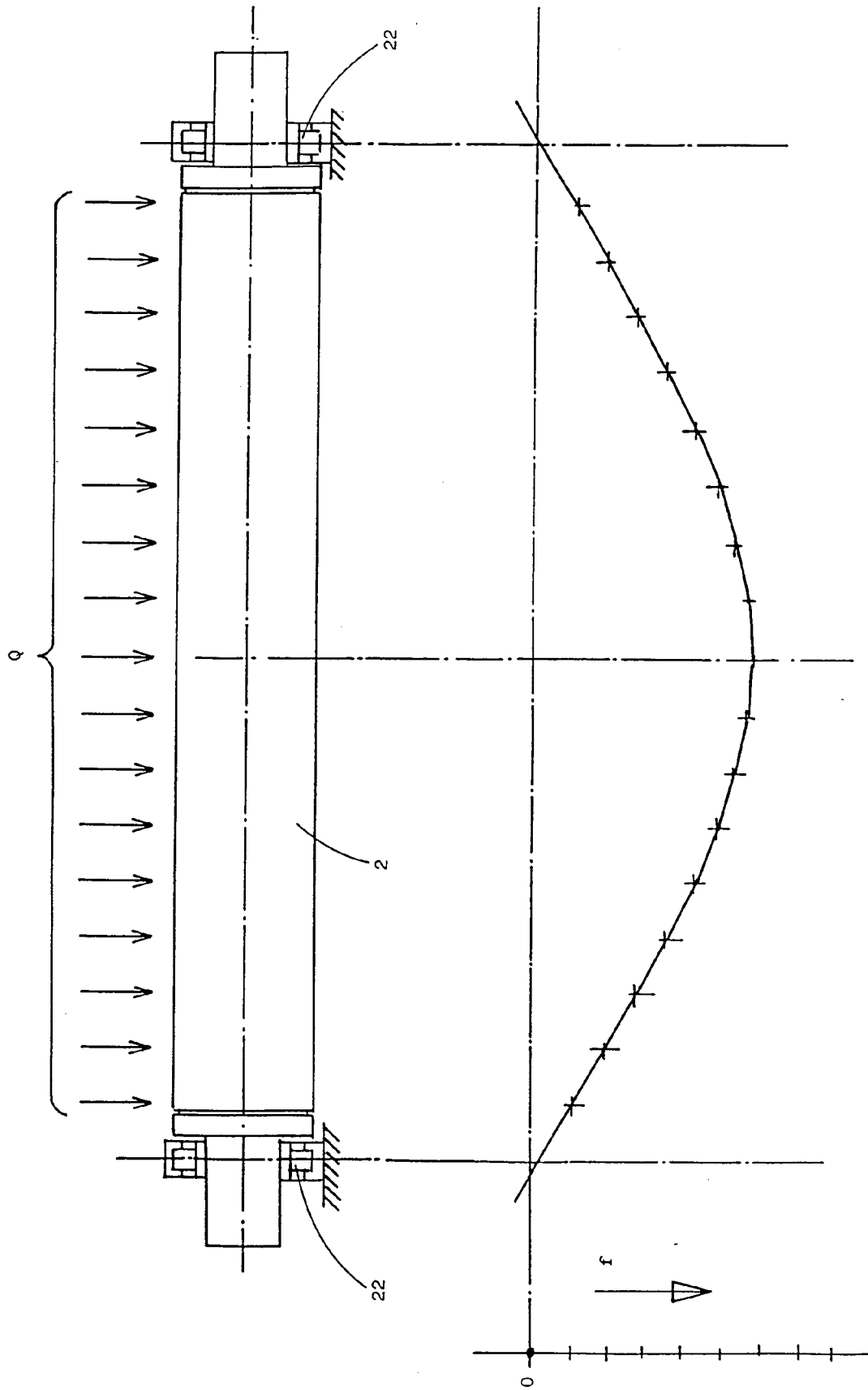


Fig. 2

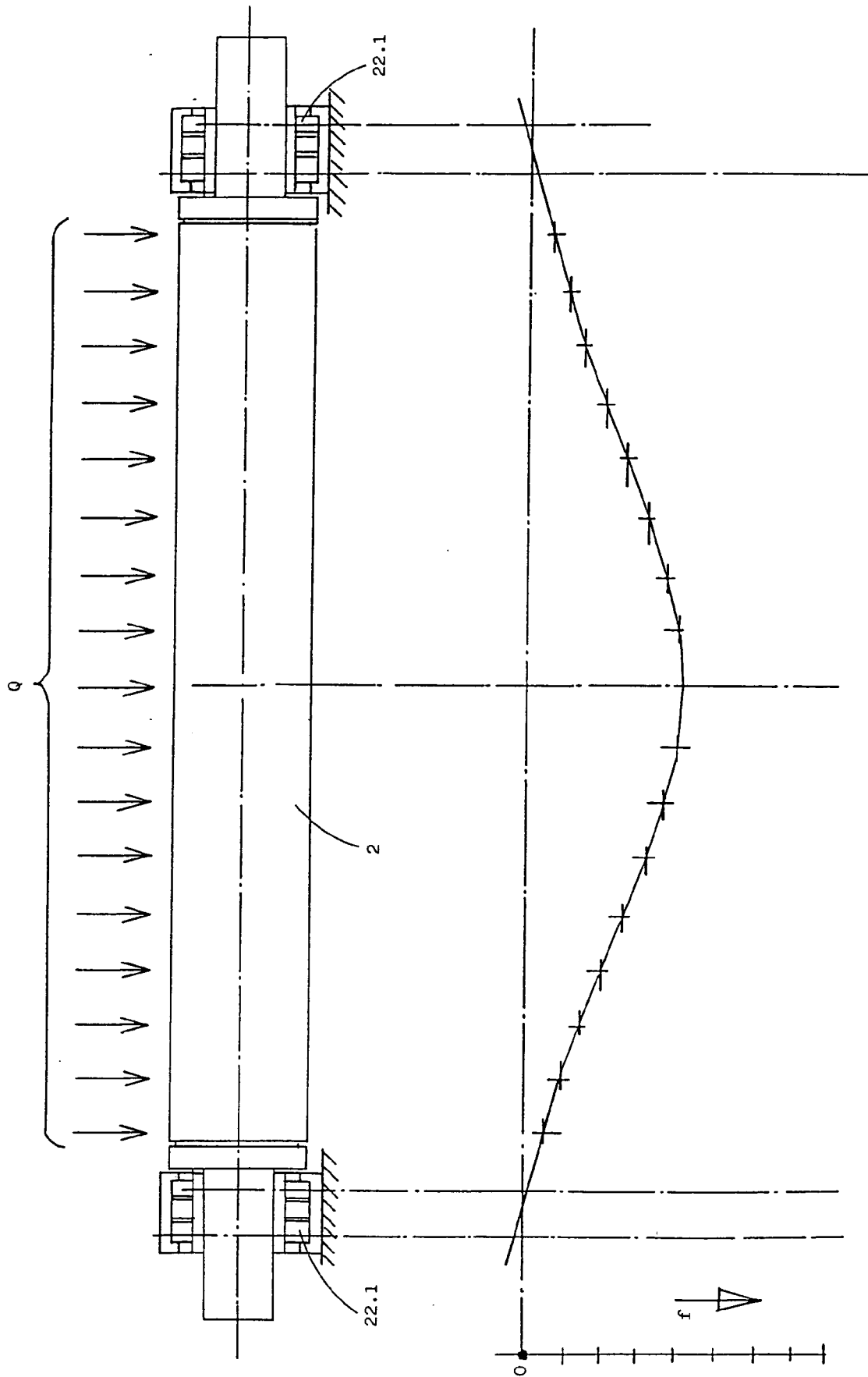


Fig. 3

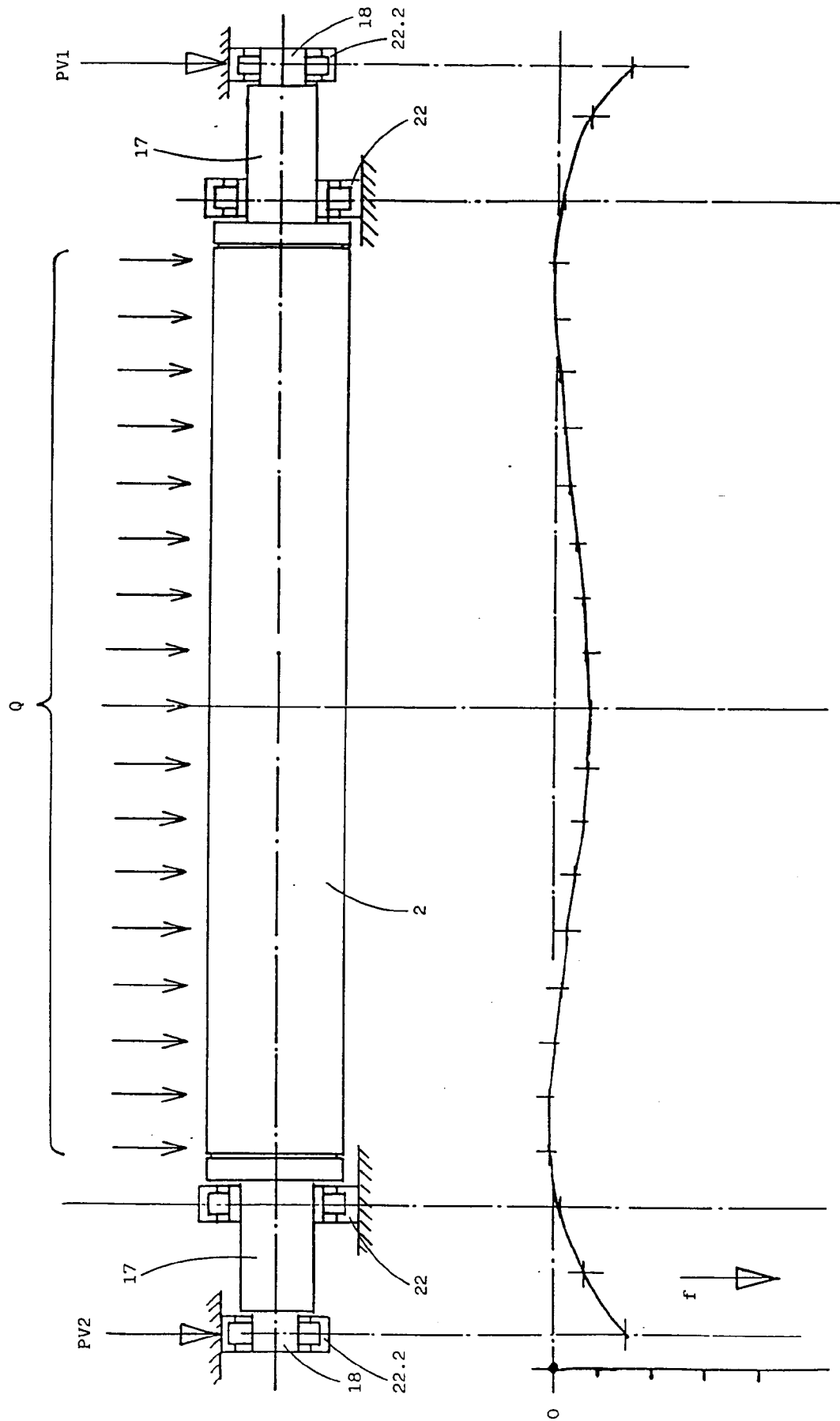


Fig. 4

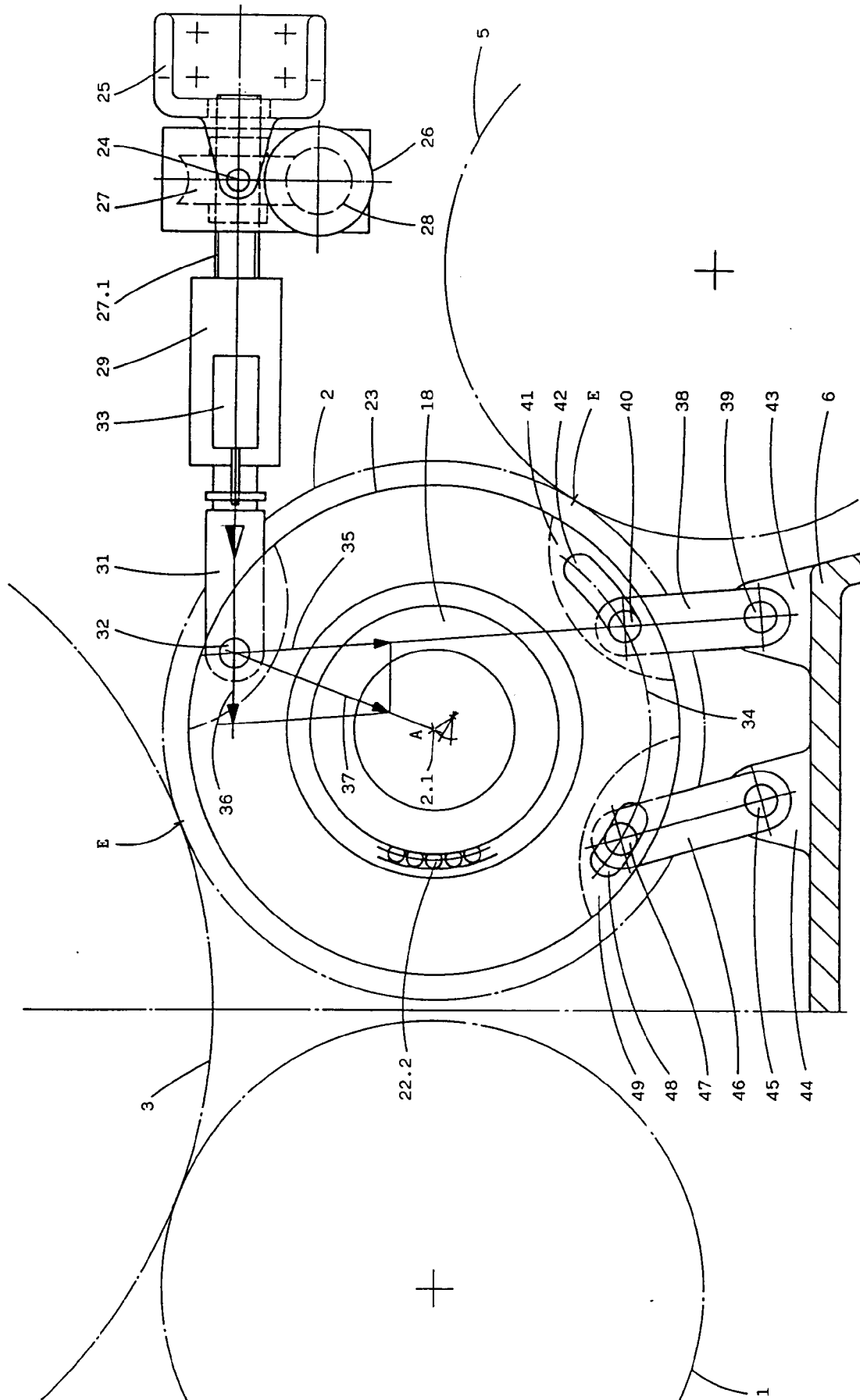


Fig. 5

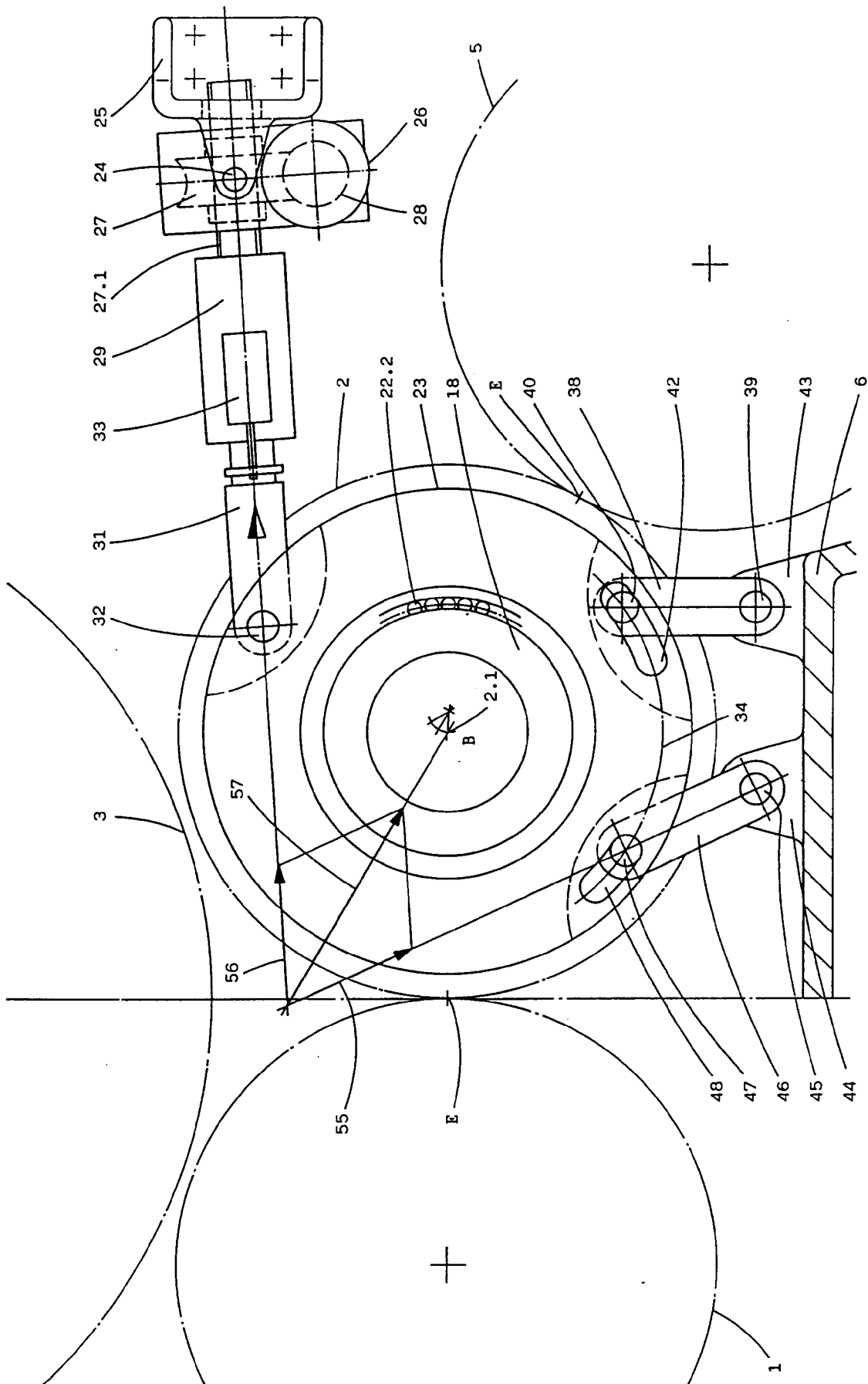


Fig. 6

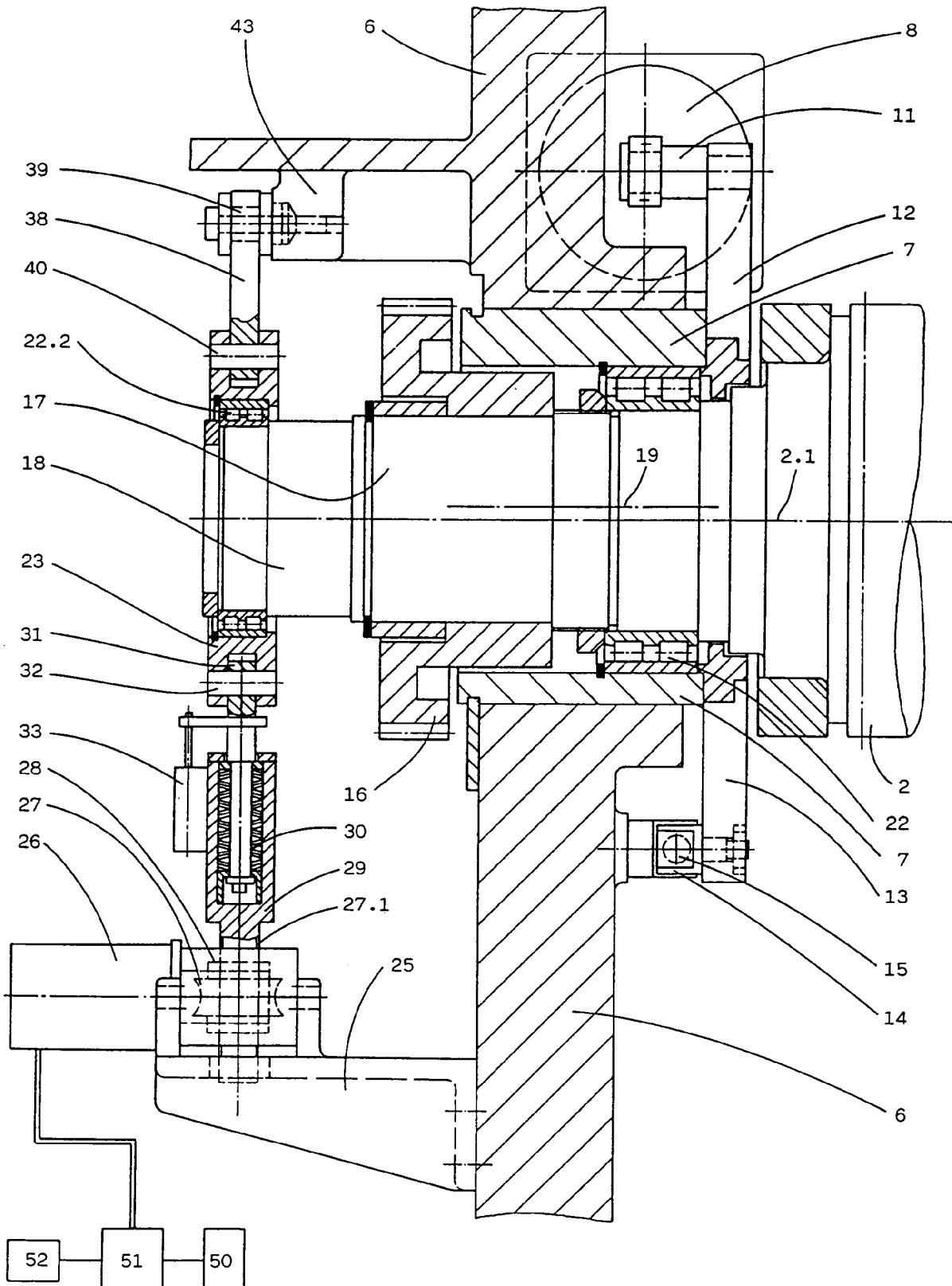


Fig. 7

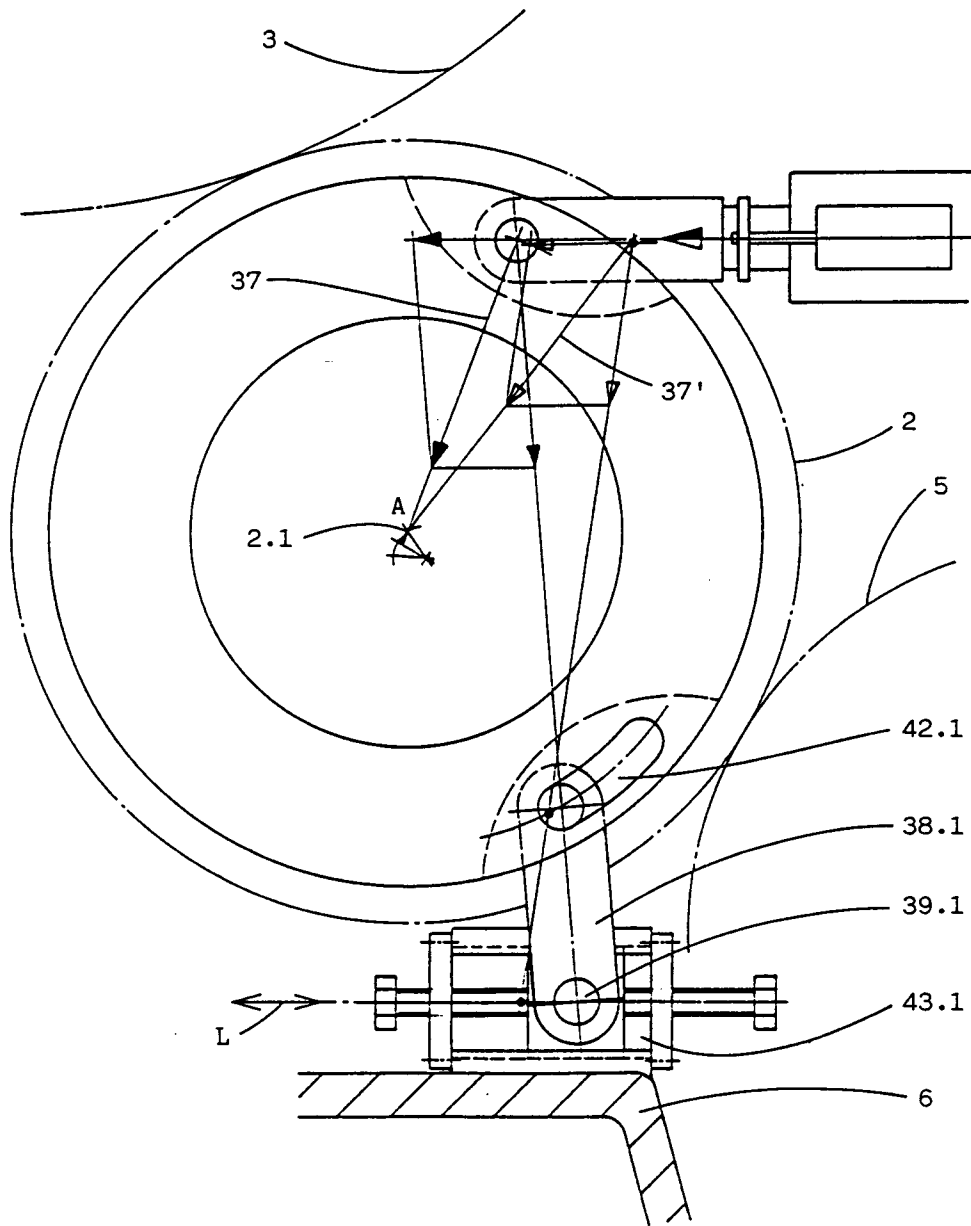


Fig. 8