

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
14.12.88

Int. Cl.: **B 02 C 4/36**

Anmeldenummer: **85100817.7**

Anmeldetag: **26.01.85**

Walzwerk.

Priorität: **11.02.84 DE 3404932**

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.08.85 Patentblatt 85/34

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.12.88 Patentblatt 88/50

Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI

Entgegenhaltungen:
EP-A-0 130 278
DE-A-2 002 742
DE-C-504 851
FR-A-804 970
FR-A-1 028 098
FR-A-1 273 350
GB-A-724 685
US-A-2 762 295
US-A-3 066 876
US-A-3 240 148

Patentinhaber: **Gebrüder Bühler AG, CH- 9240 Uzwil (CH)**

Erfinder: **Resch, Heinz, Magdenauerstrasse 367, CH- 9230 Flawil (CH)**

EP 0 151 997 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Walzwerk nach dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Walzwerke mit Verstellvorrichtungen zum Verschränken mindestens einer Walze sind in der Literatur bereits verschiedentlich vorgeschlagen worden, um so der Notwendigkeit einer Walzenbombierung auszuweichen. Beispiele solcher Konstruktionen sind in den FR-A-1 028 098 und FR-A-1 273 350 sowie in der US-A-2 762 295 zu finden. Meist werden Walzwerke dieser Art mit einem bestimmten Betriebsdruck betrieben, der einer vorbestimmten Bombierung der Walzen bzw. einer vorstimmten Verschränkung entspricht. Daher waren die bekannten Walzwerke gemäss den genannten Literaturstellen lediglich mit einer Handverstellung ausgerüstet, wobei der jeweilige Meister mit Hilfe eines Schlüssels die Grösse der Verstellung einstellen konnte.

Dies ist natürlich bei Walzwerken unbequem, bei denen der Druck verstellbar sein soll, etwa bei Textilkalandern. Deshalb wurde für eine derartige Anwendung gemäss der US-A-3 240 148 vorgeschlagen, einen Druckexzenter zur Handeinstellung des Walzendruckes mit einem Verstelllexzenter für die Verschränkung auf einer gemeinsamen Welle zu montieren. Es versteht sich, dass eine derartige Konstruktion nur für geringe Drücke verwendbar ist, wie sie bei Textilkalandern vorkommen mögen. Gerade dann, wenn zu Regelzwecken, aber auch zum Einstellen auf das jeweilige Produkt, der Druck bei solchen Walzwerken verstellt werden soll, wobei es um Drücke von wenigstens mehreren hundert Kilo oder gar von Tonnen geht, ist diese bekannte Lösung nicht anwendbar.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine praktische Lösung für die automatische Verstellung der Verschränkung in Abhängigkeit vom Druck (oder umgekehrt) bei Walzwerken zu finden, bei denen der auf die Walzen ausgeübte Druck mehrere hundert Kilo, insbesondere mehr als eine Tonne, z.B. über 4t beträgt. Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Kennzeichens des Anspruches 1 löst. Dabei sind zur Verwirklichung derartiger Drücke die Merkmale des Anspruches 2 vorgesehen.

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich anhand der nachfolgenden Beschreibung von in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen. Es zeigen:

- Fig. 1 ein Schema eines Drei-Walzwerkes in Seitenansicht gemäss einer ersten Ausführung;
- Fig. 2 ein Diagramm zur Veranschaulichung des Zusammenhanges von Bombierung und Druck;
- Fig. 3 eine Ausführungsvariante zu Fig. 1; und die
- Fig. 4 - 6 weitere Verstellmechanismen.

Bei einem Drei-Walzwerk sind die beiden äusseren Walzen 1, 2 an jeweils um eine ortsfeste Achse 3 bzw. 4 schwenkbaren Hebeln 5 bzw. 6 in

Lagern 69, 70 gelagert. Über die Hebel 5, 6 sind die beiden äusseren Walzen 1, 2 mit Hilfe von fluidischen Kolben-Zylinder-Aggregaten 7, 8 gegen einen die mittlere Walze 9 tragenden Hebel 10 verspannt. Die Verbindung zwischen den Hebeln 5, 6 und 10 bzw. den Aggregaten 7, 8 ist nur schematisch als Strich dargestellt, doch versteht es sich, dass zwischen den äusseren Hebeln 5, 6 und dem jeweiligen Kolben-Zylinder-Aggregat 7 bzw. 8 die Verbindung über die jeweilige am Hebel 5 bzw. 6 angelenkte Kolbenstange 11 bzw. 12 erfolgt, wogegen der jeweilige Zylinder 13 bzw. 14 mit dem mittleren Hebel 10 über je eine am Hebel 10 angelenkte Stange 15 bzw. 16 verbunden ist.

Den Kolben-Zylinder-Aggregaten 7, 8 wird Druckmedium, insbesondere eine Druckflüssigkeit aus einem Reservoir 17 mit Hilfe einer Pumpe 18 zugeführt, an die eine Druckleitung 19 angeschlossen ist. Die Druckleitung 19 mündet über eine Abzweigung 20 in den Zylinder 13 des Aggregates 7 und schliesslich auch in den Zylinder 14 des Aggregates 18.

Während die beiden äusseren Hebel 5, 6 an ortsfesten Achsen 3, 4 gelagert sind, ist die Achse 21 des Hebels 10 in vertikaler Richtung verschiebbar. An sich ist für diese Vertikalbewegung bereits eine gewisse Führung durch die an der mittleren Walze 9 anliegenden äusseren Walzen 1, 2 gegeben, doch kann eine zusätzliche, hier nicht dargestellte Führung, z.B. eine Geradführung bzw. eine Schlitzführung im Walzengestell od. dgl., gegeben sein. Dies wird insbesondere zweckmässig sein, wenn die beiden äusseren Walzen 1, 2 durch die Aggregate 7, 8 gegen die mittlere Walze 9 gepresst werden. Ist dagegen eine der äusseren Walzen, z. B. die Walze 2, ortsfest gelagert, dann ist die Anordnung einer strichliert angedeuteten Führungsschwinge 68 konstruktiv einfacher und günstiger. Diese Führungsschwinge 68 schwingt vorzugsweise um eine ihr Schwenklager 4 durchsetzende horizontale Ebene 73, da damit die Abweichungen von einer Geraden gering bleiben. Im Prinzip kann die Schwinge 68 auch an der Oberseite der Hebel 6, 10 angeordnet sein, falls die Aggregate 7, 8 an der Unterseite angreifen, bzw. kann ein vom Hebel 6 bzw. Gestellteil (falls die Walze 2 ortsfest sein soll) unabhängiges Lager aufweisen, doch ist die Mitverwendung des Lagers 4 einerseits einfacher, andererseits hat es sich als günstig erwiesen, wenn die Länge der Schwinge 68 dem Abstand zur benachbarten Walze, d.h. also etwa dem Durchmesser einer Walze entspricht. Man erhält so mit einfacheren Mitteln einen Effekt, wie er bereits in der FR-A-1 273 350 beschrieben wurde. Für den Antrieb zu dieser Vertikalbewegung ist an der Achse 21 eine Pleuelstange 22 angelenkt, die an ihrem unteren Ende einen Verstelllexzenter 23 umfasst. Durch die Verwendung eines Exzenter, dessen Breite entsprechend der Konstruktion wählbar ist, wird hier der Druck auf eine verhältnismässig grosse Fläche übertragen, so dass es zu keinen allzu

hohen Flächenpressungen kommt, wie dies beispielsweise bei Nocken der Fall wäre.

Der Exzenter 23 sitzt auf einer ortsfest gelagerten Welle 24, die parallel zur mittleren Walze 9 verläuft und am gegenüberliegenden Ende einen ebensolchen Exzenter zur Verstellung des an dieser Seite vorgesehenen und den Hebel 10 entsprechenden Lagerhebels trägt. Die Anordnung ist jedoch so getroffen, dass die Exzentrizität der beiden Verstellexzenter in bekannter Weise relativ zueinander um 180° verdreht ist, so dass bei einer Verstellung der mittleren Walze 9 auf einer Seite nach oben hin, die Verstellung an der anderen Seite nach unten hin erfolgt und so eine Verschränkung der mittleren Walze 9 gegenüber den äusseren Walzen 1, 2 um eine durch die Mitte ihrer Länge gehende Achse erzielt wird.

Obwohl es für den Antrieb der Welle 24 prinzipiell möglich wäre, an ihr ein Antriebsritzel vorzusehen, ist es aus später beschriebenen Gründen vorteilhaft, ein Schubkurbelgetriebe mit einer Kurbel 25 vorzusehen. Um die Verstellung zur Verschränkung der Walze 9 in Abhängigkeit vom über die Aggregate 7, 8 gesteuerten Anpressdruck der Walzen 1, 2 und 9 zu regeln, ist in der Druckleitung 19 ein elektrischer Drucksensor 26 vorgesehen, dessen Ausgangssignal einer Regelstufe 27 zugeführt wird, die aufgrund eines Vergleiches mit einem, gegebenenfalls einstellbaren, Sollwert ein Verstellsignal an eine Motoransteuerstufe 28 abgibt. Der zugehörige Motor 29 kann ein beliebiger Motor sein (in welchem Falle ein geschlossener Regelkreis für die Exzenterverstellung zweckmässig ist), ist aber vorzugsweise ein Schrittmotor, so dass die Verstellung der auf der durchgehenden Welle 24 befestigten Exzenter 23 in Abhängigkeit von der Drehrichtung des Motors 29 und der Anzahl der ihn zugeführten Schritimpulse erfolgt. Somit ist die Stellung der Kurbel 25 innerhalb des Regelsystems stets evident, ohne dass es eines Positionsgebers zur Rückmeldung an die Regelstufe 27 bedürfte, falls man einen geschlossenen Regelkreis anstelle einer blossen Steuerung schaffen will.

Der Läufer des Schrittmotors 29 trägt eine Gewindespindel 30, in die eine Schlossmutter 31 verschraubt ist. Die Schlossmutter 31 ist durch ortsfeste Axialführungen 32 und von ihr seitlich abstehende Flügel 33 an einer Drehung gehindert. Mit der Schlossmutter 31 ist eine Schubstange 34 verbunden, die über ein querverlaufendes Langloch 35 mit dem Kurbelzapfen 36 der Kurbel 25 verbunden ist. Es versteht sich aus der späteren Beschreibung, dass zwischen Schrittmotor 29 und Kurbel 25 ein Verstärker 48 bis 52 gemäss Fig. 3 vorgesehen sein kann.

In Fig. 2 ist anhand eines Diagrammes der Zusammenhang zwischen der an sich notwendigen und durch die Verschränkung zu ersetzenden Bombierungshöhe B in μm angewandten Druck in Tonnen (to). Wenn nun

der optimale Zusammenhang sich anhand einer Kurve 37 ergibt, so entspricht die Verstellung der mittleren Walze 9 (Fig. 1) durch einen wegen seiner günstigen Flächenpressung bevorzugten Verstellexzenter 23 keineswegs dem Ideal der Kurve 37 (der Zusammenhang zwischen Bombierung und Druck ist nicht linear), sondern der strichpunktiert gezeichneten Kurve 38. Will man daher eine derartige Abweichung nicht in Kauf nehmen (obwohl dies ebenfalls möglich wäre), so muss für eine Kompensation der Abweichung Sorge getragen werden.

Dies kann einerseits dadurch erfolgen, dass in der Regelstufe 27 elektronische Kompensationsglieder vorgesehen sind, die beispielsweise durch Dioden oder andere, eine nicht-lineare Kennlinie bezitzende Bauteile gebildet sind, wie dies in ähnlicher Weise bei Photoregelkreisen üblich ist. Zusätzlich oder alternativ kann der Antrieb der Welle 24 in der anhand der Fig. 1 geschilderten Weise über eine Schubkurbel 25 erfolgen, die gegenüber dem Verstellexzenter 23 so angeordnet ist, dass sich aus einer linearen Verstellbewegung durch den Stellmotor 29 aufgrund der Sinusbewegung des Kurbelzapfens 36 an sich eine Verstellung entsprechend der Kurve 39 der Fig. 2 ergibt, wobei auf diese Weise die Ausbauchung der strichpunktierten Kurve 38 im wesentlichen kompensiert wird. Um dabei eine Justiermöglichkeit zu erhalten, kann die Kurbel 25 (Fig. 1) beispielsweise in ihrer Winkellage gegenüber den Exzenter (vgl. 23) einstellbar sein, oder es sind mehrere Befestigungslöcher 40 für den Kurbelzapfen 36 vorgesehen.

Um ein Mass für den in der Druckleitung 19 herrschenden Druck zu erhalten, ist es jedoch nicht unbedingt erforderlich, entsprechend Fig. 1 den Druck in elektrische Signale umzusetzen, sondern es kann entsprechend Fig. 3 die Druckleitung 19 unmittelbar an eine Verbindungsleitung 41 angeschlossen sein, die zu einem Wandler-Aggregat 42 führt. Hierbei wird ein Kolben 43 unmittelbar vom Druck beaufschlagt und bewegt sich dementsprechend entgegen dem Drucke einer Feder 44. Da die Kraft der Feder zunimmt, ergibt sich eine Stellung des Kolbens 43 jeweils dort, wo das Gleichgewicht zwischen dem Federdruck der Feder 44 und dem Drucke aus der Druckleitung 19 hergestellt ist. Anstelle der Feder 44 könnte beispielsweise auch eine von einer Gasmenge gebildete Federung, eine magnetische Gegenkraft od. dgl. vorgesehen sein, doch ist die Feder 44 insofern günstig, als sie eine lineare Charakteristik besitzt und daher der in der Druckleitung 19 herrschende Druck in einen linearen Weg umgewandelt wird. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass unter Umständen gerade zum Zwecke der anhand der Fig. 2 besprochenen Kompensation ein nicht-lineares Druckglied vorgesehen wird.

Der Kolben 43 ist mit einer Kolbenstange 45 verbunden, die an ihrem (bezogen auf Fig. 3) linken Ende als Steuerglied eines an sich

bekannten Servoverstärkers ausgebildet ist, der über eine Leitung 46 unmittelbar an die Druckpumpe 18 angeschlossen ist, wogegen gegen die Druckleitung 19 zu ein Reduzierventil 47 zwischengeschaltet ist. Auf diese Weise steuert die Kolbenstange 45 mit Steuerkanten 48, 49 verbreiterten Durchmessers den Zustrom des Hydraulikmediums aus der Leitung 46 über Kanäle 50, 51 zu jeweils einer Seite eines Servokolbens 52, der sich dadurch wiederum gegenüber der Kolbenstange 45 so lange verstellt, bis die aus Fig. 3 ersichtliche Lage erreicht ist, in der beide Kanäle 50, 51 gegen die Leitung 47 hin abgeschlossen sind. Die Bewegung des Servokolbens 52 wird dann in ähnlicher Weise auf die Kurbel 25 übertragen, wie dies anhand der Fig. 1 gezeigt wurde. Dabei ist zweckmässig wiederum eine Justiermöglichkeit innerhalb eines Schlitzes 74 vorgesehen.

Im Gegensatz zu Fig. 1 ist hier die mittlere Walze 9 ortsfest gelagert, wogegen die Hebel 5, 6 über Verstellexzenter 23 höhenverstellbar sind. Im Prinzip wäre eine Verstellung durch einen einzigen gemeinsamen Exzenter 23 möglich, der auf einen gerade geführten Träger einwirkt, doch bietet die dargestellte Lösung die Möglichkeit einer separaten Justierung beider Hebel 5, 6 und erspart überdies die aufwendige Geradföhrung. Die dargestellte Lösung eignet sich besonders für Fünfwalzwerke, bei denen zu beiden Seiten der Walzen 1, 2 zwei weitere Walzen anschliessen.

Für den Verstellantrieb sind zahlreiche verschiedene Lösungen denkbar, wie auch die Fig. 4 und 5 veranschaulichen. So zeigt Fig. 4 eine Lösung, bei der die der Stange 34 entsprechende Schubstange 134 als Zahnstange ausgebildet ist und mit einem Zahnrad 53 an der Welle 54 eines Antriebsexzenter 55 in Eingriff steht. Der Antriebsexzenter 55 wird von einer Pleuelstange 56 umfasst, die an ihrem oberen Ende die Welle 24 trägt. Die Welle 24 erhält dabei ihren Antrieb von einem auf der Welle 54 sitzenden Kettenrad 57, das über eine Kette 58 mit einem auf der Welle 24 aufgekeilten weiteren Kettenrad 59 in Verbindung steht. Gegebenenfalls kann bei 60 eine (nicht dargestellte) Spannrolle für die Kette vorgesehen sein.

Es ist ersichtlich, dass bei Antrieb der Zahnstange 134 entweder auf elektrischem Wege nach Art der Fig. 1 oder durch einen fluidischen Antrieb gemäss Fig. 3 die Kurven der beiden Exzenter 23, 55 einander überlagern, so dass eine resultierende Bewegung entsteht. Es ist aber ebenso ersichtlich, dass die so erzielte Kompensation einfacher mit Hilfe der Kurbel 25 erreicht wird.

Es sei erwähnt, dass über Servoverstärker 48 bis 52 der in Fig. 3 gezeigten Art auch unmittelbar Hubkolben an beiden Seiten der Walze 9 gesteuert werden können, wobei lediglich dafür Sorge zu tragen ist, dass die Bewegung dieser Kolben an den beiden Seiten der Walze 9 in entgegengesetzter Richtung erfolgt. Eine solche Lösung kann insbesondere dann von Vorteil sein,

wenn beispielsweise mehrere Walzen gegeneinander verschränkt werden sollen, insbesondere in einem Walzwerk mit mindestens 4 Walzen.

Eine andere Lösung für den Verstellmechanismus zeigt Fig. 5, bei der der Lagerhebel 10 für die Welle der Walze 9 (vgl. Fig. 1, 3) an einem Rahmen 61 gelagert ist. Dieser Rahmen 61 ist mit Hilfe von Gleitführungen 62 vertikal verschiebbar und besitzt an einer Seite eine Zahnschiene 63, in die ein auf einer ortsfest gelagerten Welle 124 befestigtes Zahnrad 64 eingreift. An der anderen Seite der Walze 9 ist die Anordnung im wesentlichen gleich, jedoch mit dem Unterschied, dass dort das dem Zahnrad 64 entsprechende Zahnrad nicht an der rechten Seite (bezogen auf Fig. 5), sondern an der linken Seite in eine dort vorgesehene Zahnschiene des Rahmens eingreift. Bei Antrieb der parallel zur Walze verlaufenden Welle 124 bewegen sich demnach die Rahmen 61 auf beiden Seiten in verschiedenen Richtungen. Die Antriebsstange kann dabei aus zwei miteinander verbundenen Teilen 234, 334 bestehen, von denen die Zahnstange 334 Verdickungen 65 aufweist, die wahlweise in verschiedene Ausnehmungen der Stange 234 einsetzbar sind, wobei die beiden Stangenteile 234, 334 dann mittels Befestigungsschrauben 67 verbunden werden. Durch diese Art der Justierung kann jedoch nur die Höhe der gewünschten Bombierung eingestellt werden, wobei der Kurvenverlauf für die Verstellcharakteristik der Verschränkung unbeeinflusst bleibt.

Um die anhand der Fig. 2 beschriebene Kompensation zu erzielen, ist es selbstverständlich notwendig, dass der auf das Lager der zu verschränkenden Walze übertragene Verstellweg in einem bestimmten Verhältnis zur Ausgleichsbewegung steht. Beispielsweise würde ein zu grosser Hub der Kurbel 25 oder des Exzenter 55 eine zu flache, lange Kompensationskurve ergeben. Andererseits ist der Höhenverstellweg für die zu verschränkende Walze nicht nur von der Anpresskraft, sondern auch von der Hebellänge, d.h. vom Abstand zwischen Walzenmittelpunkt und Angriffspunkt des Lagerhebels 10 bzw. 5, 6 abhängig. In der Praxis ergibt sich eine gute Kompensation, wenn das Verhältnis zwischen dem Höhenverstellweg des jeweiligen Lagerhebels 10 (Fig. 1) bzw. 5, 6 (Fig. 3) zur Länge der Kurbel 25 zwischen 1 : 3 und 1 : 5 liegt.

Bekanntlich entspricht die durch Verschränken erzielbare Kurvenform nicht genau den mathematischen Bedingungen einer Bombierung. Dies mag auch ein Grund dafür sein, dass bisher die Verschränkung verhältnismässig selten und meist nur für geringe Walzendrücke angewendet wurde. Andererseits lässt sich natürlich eine einer Walze aufgeschliffene Bombierung nicht an verschiedene Drücke anpassen, so dass besonders bei grossen Verstellbereichen des Druckes eine gewisse Abweichung von der Idealform immer in Kauf genommen werden

muss.

Ein Ausweg aus diesem Dilemma kann nun bei einem Walzwerk mit mindestens zwei Walzen und einer Druckvorrichtung zur Belastung wenigstens einer Walze gegen die andere hin, sowie einer Verstellvorrichtung zum Verschränken der Walzen darin bestehen, dass wenigstens eine der relativ zueinander verschränkbaren Walzen 1, 2, 9 zusätzlich eine Bombierung aufweist, die einem unteren Bereich des Betriebsdruckes entspricht. Dadurch werden auch bei grossen Verstellbereichen des Druckes die Fehler minimiert, weil für den unteren Druckbereich (d.h. der Bereich unterhalb der Hälfte, vorzugsweise unterhalb einem Drittel des Druckbereiches bzw. der Minimaldruck) eine Grundbombierung vorgegeben ist, ab welcher eine Verschränkung vorgenommen wird. Dabei kann die Grundbombierung so ausgeführt sein, dass der sich bei Verschränkung ergebende mathematische Fehler wenigstens teilweise (vorzugsweise etwa zur Hälfte) kompensiert wird.

Es hat sich gezeigt, dass bei Anwendung einer solchen Kombination von Grundbombierung und Verschränkung gerade bei Ausführungen nach den vorher beschriebenen Figuren ein zusätzlicher Vorteil erzielt wird. Durch Reibungseinflüsse kann sich nämlich eine unerwünschte Hysterese ergeben, die umso grösser ist, je geringer der die Walzen 1, 2 und 9 belastende, die Reibung allenfalls überwindende Druck ist. Der durch diese Hysterese entstehende Fehler kann sogar wesentlich grösser als der oben erwähnte mathematische Fehler sein. Dadurch aber, dass zusätzlich zur vorgenommenen Verschränkung eine Grundbombierung gegeben ist, die dem unteren Druckbereich entspricht, wird gerade in jenem Bereich der Hysteresefehler vermieden, in dem er an sich am grössten wäre.

Die erwähnte Grundbombierung kann an wenigstens einer der Walzen 1, 2 und 9 vorgesehen sein, ist aber bevorzugt zumindest an jener Walze vorhanden, die zur Verschränkung verstellt wird, d.h. im Falle der Fig. 1 an der Walze 9, im Falle der Fig. 3 an den Walzen 1 und 2, insbesondere dann, wenn es sich in der beschriebenen Weise um ein Fünf-Walzwerk handelt. Zweckmässig besitzen aber alle Walzen die erwähnte Grundbombierung, die selbstverständlich nicht an allen Walzen gleich sein muss und sich insbesondere an den mittleren Walzen von der Bombierung der Randwalzen unterscheidet.

In einer praktischen Ausführung kann beispielsweise der Verstellbereich des Druckes ein Verhältnis von 1 : 6 zwischen Minimal- und Maximaldruck aufweisen. Wenn man davon ausgeht, dass der Minimaldruck 1 beträgt, so ist die Grundbombierung für einen Druck von höchstens 3 zu berechnen, wobei der für die Berechnung gewählte Druck in der Praxis wesentlich darunter liegen wird. So liegt der für die Berechnung massgebende Druck beispielsweise bei 1,5 bis 2, kann aber auch mit 1

gewählt werden.

Es versteht sich, dass die Verwendung einer Grundbombierung zusätzlich zur Verschränkung unabhängig davon ist, ob im Sinne der obigen Beschreibung der hydraulische Druck in einen Verstellweg für die Verschränkung umgewandelt wird. So ist eine Grundbombierung auch dann von Vorteil, wenn eine reich mechanische Verschränkung nach dem beschriebenen Stande der Technik angewandt wird.

Anhand der Fig. 6 sei veranschaulicht, dass zur Einstellung der gegenseitigen Verschränkung der Walze 9 gegenüber den ortsfesten Walzen 1, 2 nicht nur eine blosser Steuerung, sondern auch ein geschlossener Regelkreis eingesetzt werden kann. Dabei tragen Teile gleicher Funktion die selben Bezugszeichen wie in den vorher beschriebenen Figuren, allenfalls versehen mit einer 100er Ziffer. Gemäss Fig. 6 ist ein in den Gleitführungen 75 in vertikaler Richtung (bezogen auf Fig. 6) verschiebbarer Träger 110 an einer Kolbenstange 145 eines hydraulischen Hebeaggregates 142 gelagert. Das Aggregat 142 ist über eine Leitung 146 mit der Pumpe 18 verbunden. Innerhalb der Leitung 146 befindet sich ein elektrisch steuerbares Magnetventil 150, das den Zustrom hydraulischen Fluids zum Aggregat 142 regelt.

Mit dem Träger 110 der Walze 9 ist ein Positionsgeber 76 verbunden, der an sich beliebig aufgebaut sein kann, in der dargestellten Anordnung jedoch zwei ortsfeste (beispielsweise mit dem Aggregat 142 verbundene) Kondensatorplatten 77 aufweist, zwischen die eine mit dem Träger 110 verbundene Isolierplatte 78 eintaucht. In Abhängigkeit von der tatsächlichen Position des Trägers 110 ergibt sich somit ein entsprechend unterschiedliches Signal am Ausgange des Positionsgebers 76, welches Ausgangssignal einem Regelkreis 79 zuführbar ist.

Der Regelkreis 79 stellt aber nur einen Teil des Regelsystemes dar, zu dem ein zweiter Regler 179 gehört. Es versteht sich, dass beide Regelkreise 79, 179 gegebenenfalls zu einer Baueinheit zusammengefasst sein können. Da der Regelkreis 179 mit einer, z. B. von einem Tastengerät, gebildeten Sollwert-Eingabeeinrichtung 81 verbunden ist, ist zweckmässig eine Verbindungsleitung 82 zum Regelkreis 79 vorgesehen, um diesem ein entsprechendes Signal zu übermitteln. Gegebenenfalls ist diese Verbindungsleitung 82 als Datenbus ausgebildet, über den auch eine allfällige Rückmeldung vom Regelkreis 79 an den Regler 179 erfolgen kann.

Jedenfalls aber wird am Ausgange des Regelkreises 79 ein Regelsignal für den Magneten 80 des Magnetventiles 150 erzeugt, das über ein Proportionalglied P auch dem Magneten 83 des in der Leitung 19 vorgesehenen steuerbaren Ventiles 147 gegebenenfalls zuführbar ist. Es kann jedoch auch hier ein einfaches Ventil 47 gemäss Fig. 3 vorgesehen sein, dessen Einstellung durch eine

Eingabevorrichtung 181 beliebiger Art bestimmt wird. Der Magnet 83 ist mit dem Regler 179 verbunden, der ihn aufgrund des erhaltenen Sollwert-Signales aus der Eingabeeinrichtung 81 einerseits bzw. aufgrund des Signales eines Druckmelders 126 andererseits mit einer Spannungsquelle verbindet.

Im übrigen können die Verstellwege für die Verschränkung der Walzenachsen selbstverständlich dadurch halbiert werden, dass zwei einander benachbarte Walzen gegensinnig verstellt werden.

Patentansprüche

1. Walzwerk mit mindestens zwei Walzen und einer Druckvorrichtung zur Belastung wenigstens einer Walze gegen die andere hin, sowie einer mit der Druckvorrichtung verbundenen Verstellvorrichtung zum Verschränken der Walzen in Abhängigkeit von Druck, dadurch gekennzeichnet, dass
- besonders zur Bearbeitung durch Zerkleinerung und Homogenisierung von zähflüssigem Gut, insbesondere von Schokoladenmassen, Druckfarben u.dgl. - die Druckvorrichtung (7, 8, 19) in an sich bekannter Weise als fluidische Belastungseinrichtung mit Kolben, Zylinder (13, 14) und Druckleitung (19) für das Fluid ausgebildet ist, dass zwischen Druckleitung (19) und Verstellvorrichtung (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) ein Druckgeber (26; 41) liegt, und dass die Verstellvorrichtung (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) einen Wandler (27 - 33; 42) zum Umwandeln des Druckes in einen Verstellweg aufweist.

2. Walzwerk nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckvorrichtung (7, 8, 19) in an sich bekannter Weise als hydraulische Belastungseinrichtung ausgebildet ist.

3. Walzwerk nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen Druckleitung (19) und Verstellvorrichtung (42 - 52) eine Verbindungsleitung (41) zu einem durch den Druck gegen eine bei Verschiebung zunehmende Last, vorzugsweise gegen eine Feder (44), sich bewegenden Kolben (43) geführt ist, dessen Kolbenstange (45) mit einem Verstellmechanismus (21 - 25) verbunden ist, und dass zweckmässig die Kolbenstange (45) über einen an sich bekannten Servoverstärker (48 - 52) mit dem Verstellmechanismus (21 - 25) verbunden ist, und/oder

der Verstellmechanismus (21 - 25) in an sich bekannter Weise an jeder Seite der zu verschränkenden Walze (9) einen Verstellzenter (23) aufweist, und dass, z. B. zwischen Kolbenstange und Verstellzenter, eine Kompensationseinrichtung (25; 27) zur Anpassung der Verstellcharakteristik vorgesehen ist,

wobei bevorzugt die Kompensationseinrichtung ein um eine Drehachse schwenkbares Antriebsglied,

vorzugsweise eine Schubkurbel (25), aufweist.

4. Walzwerk nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass eine Justieranordnung (40) zum Einstellen der Kompensationseinrichtung relativ zum Verstellzenter (23) vorgesehen ist.

5. Walzwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass bei mindestens drei Walzen (1, 2, 9) die Verstellvorrichtung (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) mit einer zwischen zwei anderen Walzen (1, 2) angeordneten Walze (9) verbunden ist.

6. Walzwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass für die verstellbare Walze eine Geradföhrung (75; 175) vorgesehen ist.

7. Walzwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass für wenigstens eine relativ zur benachbarten (2) verstellbare Walze (9) eine Führungsschwinge (68) vorgesehen ist (Fig. 1), und

dass vorzugsweise das freie Ende der Führungsschwinge (68) am Schwenklager (3, 4) eines Hebels (5, 6) angelenkt ist, der das Walzenlager (69, 70) trägt

und/oder die Führungsschwinge (68) um eine ihr Schwenklager (4) durchsetzende, etwa normal zur Verstellrichtung verlaufende Ebene (73) schwenkbar ist.

8. Walzwerk nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Führungsschwinge (68) um ein ortsfestes Lager für eine, vorzugsweise benachbarte, Walze (2), insbesondere um das ortsfeste Lager (14) eines diese Walze lagernden Hebels, schwenkbar ist.

9. Walzwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine der relativ zueinander verschränkbaren Walzen (1, 2, 9) zusätzlich eine Bombierung aufweist, die einem unteren Bereich des Betriebsdruckes entspricht.

10. Walzwerk nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens die verstellbare Walze (9, 1, 2) eine solche Bombierung aufweist, vorzugsweise alle Walzen (1, 2, 9), und/oder dass die Bombierung wenigstens annähernd dem Minimaldruck entspricht.

Claims

1. A roller mill having at least two rollers and comprising pressure means for biasing at least one roller against the other one, as well as displacing means connected to the pressure means for skewing the rollers as a function of the pressure, characterized in that - particularly for treating viscous material, especially chocolate, inks and the like by comminuting and homogenizing - the pressure means (7, 8, 19) are formed as fluidic biasing means including piston, cylinder (13, 14) and pressure line (19) for the fluid, as known per se, pressure transducing means (26; 41) being interposed between the pressure line (19) and the displacing means (21 -

25; 27 - 36; 42 - 52), and that the displacing means (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) comprise converting means (27 - 33; 42) for converting the pressure into a displacement stroke.

2. A roller mill as claimed in claim 1, characterized in that the pressure means (7, 8, 19) are formed as hydraulic biasing means, as known per se.

3. A roller mill as claimed in claim 1, characterized in that a connection line (41) is interposed between the pressure line (19) and the displacing means (42 - 52) and leads to a piston (43) displaced by the pressure against a load which increases with the displacement, preferably against a spring (44), the piston rod (45) of which being connected to the displacement mechanism (21 - 25),

and that suitably the piston rod (45) is connected to the displacement mechanism (21 - 25) through a servo-amplifier (48 - 52) known per se, and/or

that the displacement mechanism (21 - 25) comprises a displacement eccentric (23) on each side of the roller (9) to be skewed, as known per se, and that compensation means (25; 27) are provided, e.g. between the piston rod and the displacement eccentric, for adapting the displacement characteristic, the compensation means preferably comprising a drive member rotatable about an axis of rotation, particularly a push crank (25).

4. A roller mill as claimed in claim 3, characterized in that adjusting means (40) for adjusting the compensation means with respect to the displacement eccentric (23) are provided.

5. A roller mill as claimed in any one of claims 1 to 4, characterized in that, in the case of at least three rollers (1, 2, 9), the displacing means (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) are connected to a roller (9) situated between two other rollers (1, 2).

6. A roller mill as claimed in any one of claims 1 to 5, characterized in that rectilinear guiding means (75; 175) are provided for the displaceable roller.

7. A roller mill as claimed in any one of claims 1 to 6, characterized in that a guiding rocker arm (68) is provided for at least one roller (9) displaceable relatively to the adjacent one (2) (Fig. 1), and

that preferably the free end of the guiding rocker arm (68) is articulated on the pivot bearing of a lever (5, 6) supporting the roller bearing (69, 70)

and/or that the guiding rocker arm (68) is pivoting about a plane (73) passing through its pivot bearing and extending essentially normally to the direction of displacement.

8. A roller mill as claimed in claim 7, characterized in that the guiding rocker arm (68) is pivoting about a stationary bearing for a roller (2), preferably for the adjacent one, particularly about the stationary bearing (14) of a lever supporting this roller.

9. A roller mill as claimed in any one of claims 1 to 8, characterized in that at least one of the

rollers (1, 2, 9) to be skewed relatively to each other comprises a crowning in addition, said crowning corresponding to a lower range of the operational pressure.

10. A roller mill as claimed in claim 9, characterized in that at least the displaceable roller (9, 1, 2) comprises such a crowning, preferably all rollers (1, 2, 9), and/or that the crowning corresponds at least approximately to the minimum pressure.

Revendications

1. Broyeuse à cylindres comprenant au moins deux cylindres et un dispositif de pression pour charger au moins un cylindre en direction de l'autre, ainsi qu'un dispositif de réglage relié au dispositif de pression, pour le décalage oblique des cylindres en fonction de la pression, caractérisée par le fait que
- en particulier pour traiter des substances visqueuses, notamment des pâtes de chocolat, des encres d'impression et substances similaires, par fragmentation et homogénéisation - le dispositif de pression (7, 8, 19) est réalisé, d'une manière connue par elle-même, sous la forme d'un dispositif de sollicitation par fluide comprenant des pistons, des cylindres (13, 14) et un conduit de pression (19) pour le fluide; par le fait qu'un indicateur de pression (26; 41) est interposé entre le conduit de pression (19) et le dispositif de réglage (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52); et par le fait que le dispositif de réglage (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) présente un convertisseur (27 - 33; 42) pour convertir la pression en une course de réglage.

2. Broyeuse à cylindres selon la revendication 1, caractérisée par le fait que le dispositif de pression (7, 8, 19) est réalisé, d'une manière connue par elle-même, sous la forme d'un dispositif de sollicitation hydraulique.

3. Broyeuse à cylindres selon la revendication 1 ou 2, caractérisée par le fait qu'un conduit de jonction (41), entre le conduit de pression (19) et le dispositif de réglage (42 - 52), mène à un piston (43) auquel la pression imprime un mouvement à l'encontre d'une charge augmentant au fur et à mesure du coulisement, de préférence en s'opposant à un ressort (44), piston dont la tige (45) est reliée à un mécanisme de réglage (21 - 25); et par le fait que la tige (45) de piston est commodément reliée au mécanisme de réglage (21 - 25) par l'intermédiaire d'un servo-amplificateur (48 - 52) connu par lui-même; et/ou le mécanisme de réglage (21 - 25) présente, d'une manière connue par elle-même, un excentrique de réglage (23) de chaque côté du cylindre (9) devant être décalé obliquement; et par le fait qu'un dispositif de compensation (25; 27) est prévu, par exemple entre la tige de piston et l'excentrique de réglage, en vue de l'adaptation de la caractéristique de réglage; ce dispositif de compensation présentant, de

préférence, un organe d'entraînement pouvant pivoter autour d'un axe de rotation, préférentiellement une manivelle de poussée (25).

4. Broyeuse à cylindres selon la revendication 3, caractérisée par le fait qu'un ensemble d'ajustement (40) est prévu pour régler le dispositif de compensation par rapport à l'excentrique de réglage (23). 5

5. Broyeuse à cylindres selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée par le fait que, en présence d'au moins trois cylindres (1, 2, 9), le dispositif de réglage (21 - 25; 27 - 36; 42 - 52) est relié à un cylindre (9) intercalé entre deux autres cylindres (1, 2). 10

6. Broyeuse à cylindres selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisée par le fait qu'un guide rectiligne (75; 175) est prévu pour le cylindre réglable. 15

7. Broyeuse à cylindres selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée par le fait qu'une biellette de guidage (68) est prévue pour au moins un cylindre (9) réglable par rapport au cylindre voisin (2) (figure 1); et 20

par le fait que l'extrémité libre de la biellette de guidage (68) est de préférence articulée sur le pivot (3, 4) d'un levier (5, 6) qui porte le palier (69, 70) du cylindre, et/ou la biellette de guidage (68) peut pivoter autour d'un plan (73) qui passe par son pivot (4), et s'étend sensiblement perpendiculairement à la direction du réglage. 25

8. Broyeuse à cylindres selon la revendication 7, caractérisée par le fait que la biellette de guidage (68) peut pivoter autour d'un palier fixe destiné à un cylindre (2), de préférence voisin, en particulier autour du pivot fixe (14) d'un levier assurant le montage de ce cylindre. 30

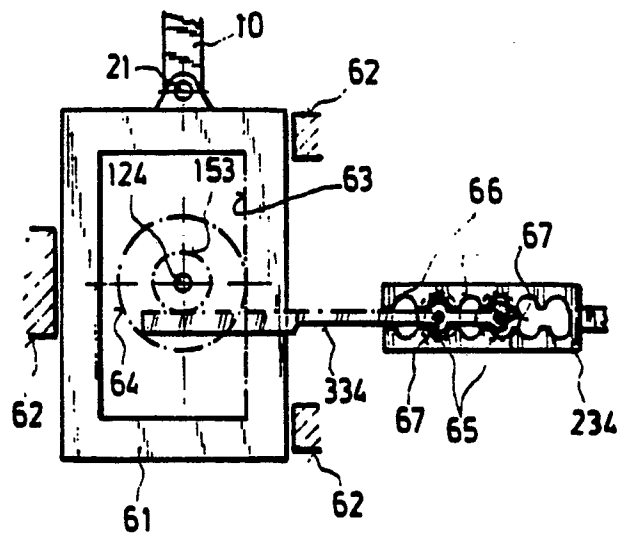
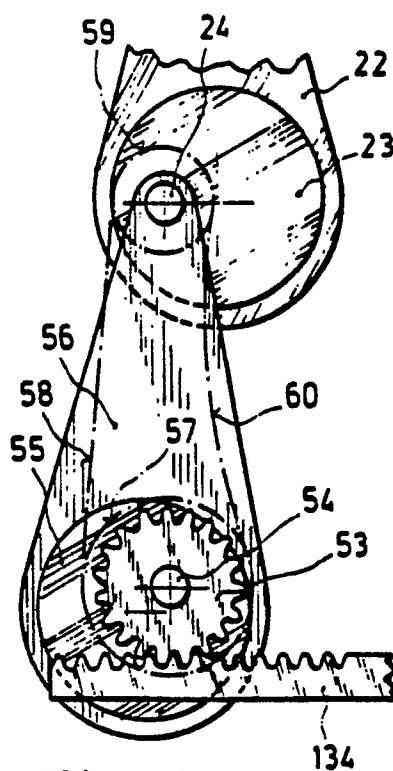
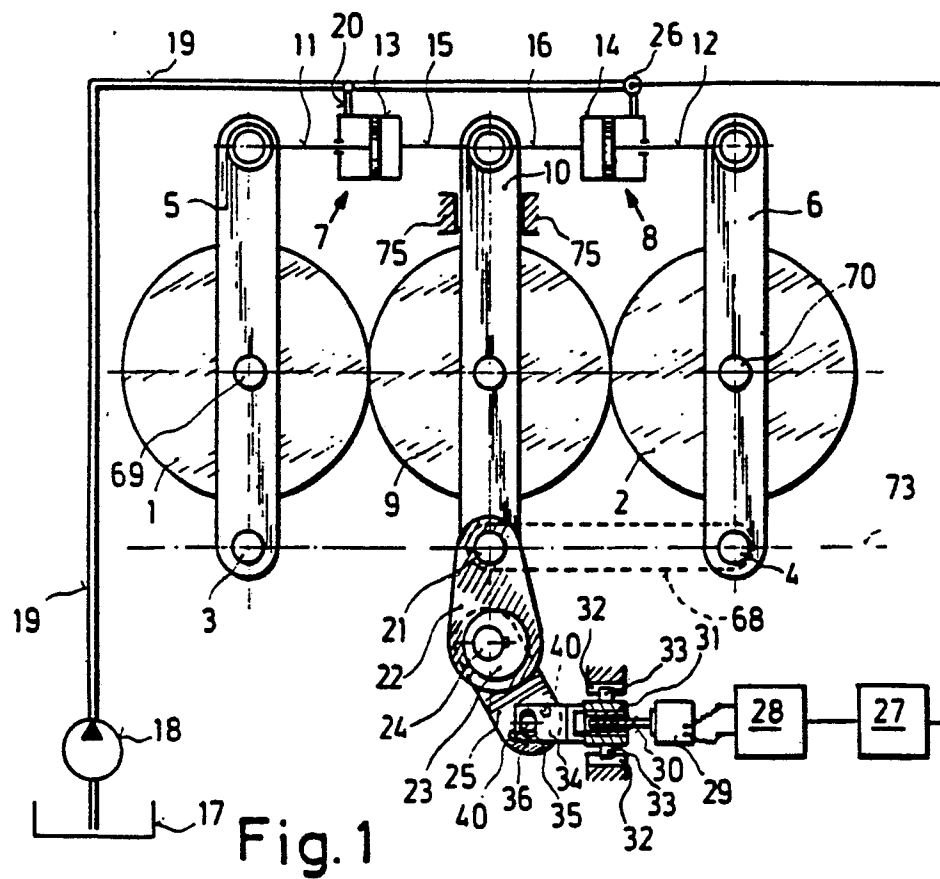
9. Broyeuse à cylindres selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisée par le fait qu'au moins l'un des cylindres (1, 2, 9) pouvant être décalés obliquement les uns par rapport aux autres présente, additionnellement, un bombement qui correspond à une plage inférieure de la pression de service. 35

10. Broyeuse à cylindres selon la revendication 9, caractérisée par le fait qu'au moins le cylindre réglable (9, 1, 2) présente un tel bombement, de préférence tous les cylindres (1, 2, 9); et/ou par le fait que le bombement correspond au moins approximativement à la pression minimale. 40

55

60

65



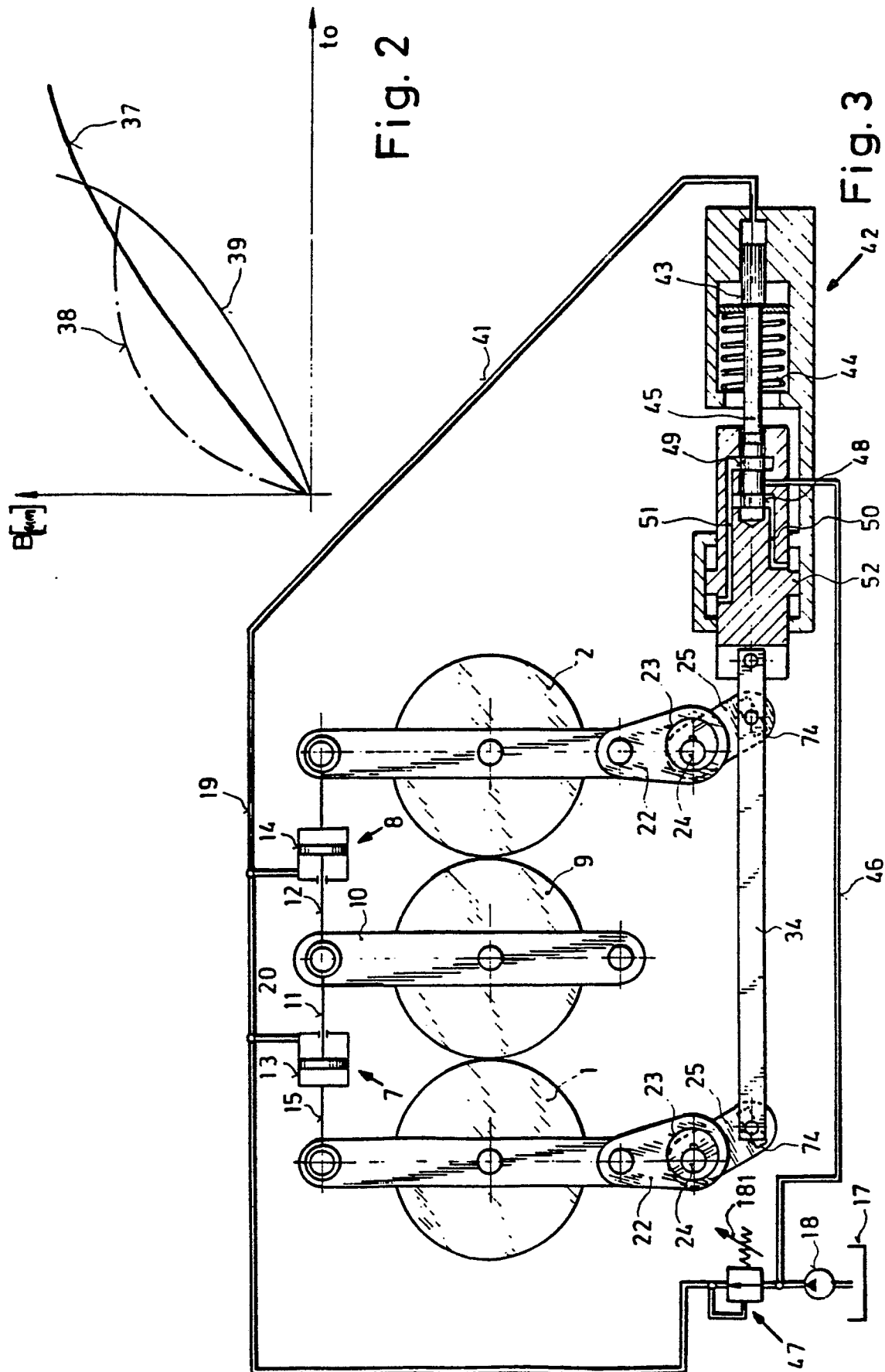


Fig. 2

Fig. 3

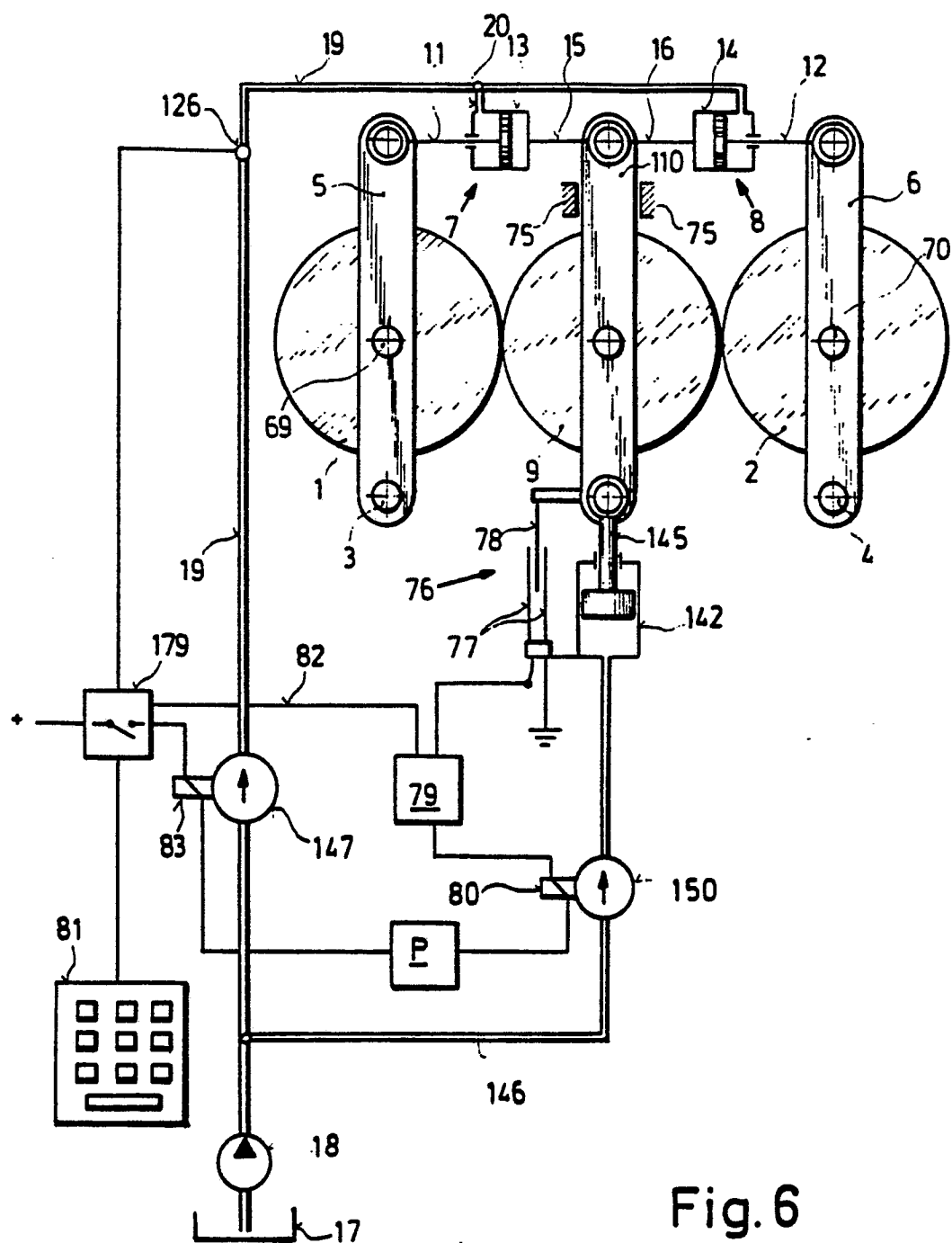


Fig. 6