

(19)



(11)

EP 1 285 160 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
16.04.2008 Patentblatt 2008/16

(51) Int Cl.:
F02G 1/043 ^(2006.01) **F02G 1/06** ^(2006.01)
F02B 75/04 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **01940002.7**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/AT2001/000169

(22) Anmeldetag: **29.05.2001**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2001/092708 (06.12.2001 Gazette 2001/49)

(54) **HEISSGASMOTOR**

STIRLING ENGINE

MOTEUR STIRLING

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
RO SI

(30) Priorität: **29.05.2000 AT 9362000**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.02.2003 Patentblatt 2003/09

(73) Patentinhaber: **Kocsisek, Karl
2402 Haslau/Donau (AT)**

(72) Erfinder: **Kocsisek, Karl
2402 Haslau/Donau (AT)**

(74) Vertreter: **Weinzinger, Arnulf et al
Sonn & Partner Patentanwälte
Riemergasse 14
1010 Wien (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:
US-A- 680 237 US-A- 2 776 573
US-A- 2 873 611 US-A- 4 387 566
US-A- 4 392 350

EP 1 285 160 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

[0001] Die Erfindung betrifft einen Heißgasmotor mit mindestens einem Arbeitskolben und mindestens einem Verdrängerkolben.

[0002] Je nachdem welches Antriebsaggregat für einen Drehantrieb vorliegt, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten, die Leistung des Drehantriebs zu steuern. Bei Verbrennungskraftmaschinen lässt sich die Leistung sehr gut über die Brennstoffzufuhr steuern, während beispielsweise bei Stirling-Motoren eine Leistungssteuerung ohne Wirkungsgradverlust seit geraumer Zeit ein großes Problem darstellt. Für die Leistungssteuerung von Stirling-Motoren ist es einerseits bekannt, die Toträume zu ändern, und andererseits, den Druck des Arbeitsgases zu ändern, wobei aber bei beiden Arten der Leistungssteuerung Wirkungsgradverluste bzw. relativ große Reduktionszeiten auftreten.

[0003] Aus der US 3 886 744 A ist beispielsweise ein Leistungssteuersystem für einen Stirling-Motor bekannt, bei dem der Einlassdruck der Heißluft über ein ringförmiges Steuerelement, das je nach vorliegendem Differentialdruck den Einlass öffnet bzw. schließt, gesteuert wird; von Nachteil ist hier, dass eine sehr aufwendige Konstruktion vorliegt, und dass sich durch die Drucksteuerung der Wirkungsgrad des Stirling-Motors verschlechtert.

[0004] Aus der US 2 873 611 A ist eine Verbrennungskraftmaschine bekannt, bei der mit Hilfe eines kreisbogenförmigen Hebelarms der Hub eines Kolbens geändert werden kann, und somit die Leistung der abtriebsseitigen Kurbel eingestellt werden kann. Der Hebelarm weist hierzu eine Kulissenführung auf, in welcher ein Verbindungskopf gleitend gelagert ist. Da bei Verbrennungskraftmotoren jedoch eine Vielzahl von anderen, vorteilhaften Möglichkeiten zu einer effizienten Leistungssteuerung zur Verfügung stehen, ist eine derartige Vorrichtung bei Verbrennungskraftmaschinen unzulässig.

[0005] Aus der US 4 392 350 A ist ein Stirling-Motor mit doppeltwirkendem Kolben bekannt, bei dem eine Bewegungsübertragungsvorrichtung vorgesehen ist, über welche das Totvolumen im Arbeitsraum, der mittlere Arbeitsdruck des Arbeitsgases sowie der Phasenwinkel zwischen benachbarten Kolben geändert werden kann. Die Bewegungsübertragungseinrichtung weist einen Steuerhebel auf, der auf einer Steuerwelle aufgekeilt ist. Ein Leistungshebel ist um eine Schwenkachse schwenkbar mit dem Steuerhebel verbunden, wobei dieser senkrecht zur Kolbenbewegungsrichtung angeordnet ist und an seiner der Kolbenstange zugewandten Oberseite eine gekrümmte Steuerfläche aufweist. Auf dieser liegt eine an der Kolbenstange drehbar gelagerte Rolle auf. Zur Bewegungsübertragung der Linearbewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung liegt eine Exzenter-Rolle des Steuerhebels auf einer mit der Abtriebswelle verbundenen Nocke auf. Somit ergibt sich eine konstruktiv aufwendige Vorrichtung, bei welcher zwar durch die Horizontalverstellung des Steuerhebels eine Hubsteuerung des Kolbens erlangt werden kann, jedoch hohe Übertragungsverluste auftreten und lediglich eine ineffiziente Leistungssteuerung erzielt wird.

[0006] In der US 680 237 A ist ein gattungsfremder Verbrennungsgasmotor gezeigt, bei dem eine Vorrichtung zur Übertragung der Linearbewegung der Kolbenstangen in eine Rotationsbewegung vorgesehen ist, wobei ein Hebelarm endseitig mit der Kolbenstange bzw. mit einem Gestänge sowie einem schwenkbar gelagerten Arm schwenkbar verbunden ist. Zur Bewegungsübertragung ist der Hebelarm an einem Schwenkpunkt angelenkt, der seitlich an einem Gestänge vorgesehen ist, dessen Stellung über einen Hebelarm, der mit der Drehachse verbunden ist, einstellbar ist und während der Bewegungsübertragung ortsfest angeordnet ist. Die Stellung der Drehachse kann über ein Zahnrad, das mit Hilfe eines Stellteils, der mit einem Endlosgewinde über ein Antriebs-Kegelrad verdreht werden kann, eingestellt werden, so dass sich - insbesondere in Anbetracht der zahlreichen anderen Möglichkeiten zur Leistungssteuerung bei einem Verbrennungsgasmotor - eine aufwendige, ineffiziente Leistungssteuerung ergibt.

[0007] Ziel der Erfindung ist es, einen Heißgasmotor der eingangs angeführten Art zu schaffen, bei dem auf konstruktiv einfache Weise eine rasche Leistungssteuerung ohne Senkung des Wirkungsgrades möglich ist.

[0008] Der erfindungsgemäße Heißgasmotor der eingangs angeführten Art ist dadurch gekennzeichnet, dass zur Leistungssteuerung mittels der Übertragung der Linearbewegung eines Antriebsteils in die Linearbewegung eines Abtriebsteils ein mit dem An- und Abtriebsteil gelenkig verbundener Hebel vorgesehen ist, dem ein verstellbarer Schwenkpunkt zugeordnet ist, wobei während der Bewegungsübertragung der Lagerpunkt des Hebels am Schwenkpunkt gemäß einer Kurve wandert. Diese Kurve kann dabei eine beliebige Form - je nach Anforderung der Bewegungsübertragung bzw. je nach Art des jeweiligen Heißgasmotors - aufweisen.

[0009] Da sich die theoretische Leistung eines Heißgas- bzw. Stirling-Motors - bei Annahme einer isothermen Expansion und Kompression - mit

$$P = (1 - \tau) \frac{\pi \cdot n}{60} V_{E, \max} \cdot P_m \frac{\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \cdot \sin \Theta$$

ausdrücken lässt, wobei:

P	Leistung
τ	Temperaturverhältnis zwischen Kompressionsraum und Expansionsraum
n	Drehzahl [U/min]
$V_{E,max}$	maximales Volumen des Expansionsraums
$V_{C,max}$	maximales Volumen des Kompressionsraums
P_m	mittlerer effektiver Druck
δ	Druckverhältnis des Motors und

$$\Theta \dots \tan \Theta = \frac{w \sin \varphi}{\tau + w \cos \varphi} ,$$

mit φ = Phasenwinkel zwischen Arbeitskolben und Verdrängerkolben, und

$$w = \frac{V_{C,max}}{V_{E,max}} \text{ das Verhältnis der maximalen Volumina von Kompression und Expansion, sowie } \tau = \frac{T_C}{T_E} \text{ das Tempe-}$$

raturverhältnis zwischen Kompressionsvolumen und Expansionsvolumen ist,

kann eine Leistungssteuerung ohne Wirkungsgradverluste mittels der Hebelvorrichtung gemäß dem kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 vorgenommen werden, da sich vorzugsweise das maximale Kompressionsvolumen $V_{C,max}$ und somit die Druckverhältnisse δ des Motors sehr gut steuern lassen.

[0010] Mittels der Einstellung des Schwenkpunkts, auf dem der Hebel bzw. dessen Lagerpunkt während der Bewegungsübertragung wandert, kann somit auf sehr einfache Weise die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Abtriebssteils und eine dadurch bedingte Veränderung der maximalen Volumina des Kompressionsraums erreicht werden, wodurch die Leistung des Heißgasmotors gesteuert werden kann.

[0011] Für eine konstruktiv einfache Realisation der Veränderung des Lagerpunkts des Hebels während der Bewegungsübertragung ist es vorteilhaft, wenn der Hebel eine die gegebene Kurve definierende Kulisse aufweist, die während der Bewegungsübertragung über den Schwenkpunkt, z.B. eine diesen Schwenkpunkt definierende Rolle, gleitet.

[0012] Für eine gut definierte Leistungssteuerung des Heißgasmotors hat es sich als besonders vorteilhaft erwiesen, wenn die Kurve bzw. Kulisse kreisbogenförmig verläuft; an sich sind aber selbstverständlich auch andere Kurvenformen, z.B. zwei Kreisbogensegmente tangential verbunden oder eine elliptische Form, für bestimmte Einsatzzwecke denkbar.

[0013] Um die Einstellung des Schwenkpunkts auf einfache Weise verstellen zu können, ist es von Vorteil, wenn der Schwenkpunkt an einem Schwenkarm angebracht ist.

[0014] Auf konstruktiv besonders einfache Weise, kann die Verstellung des Schwenkpunkts realisiert werden, wenn der Schwenkarm mit einer Stellvorrichtung verbunden ist.

[0015] Um die Drehpunkte von zwei Hebeln - im Fall zumindest einer Zwei-Zylinder-Anwendung - jeweils gleich zu verstellen, ist es vorteilhaft, wenn die Stellvorrichtung über jeweils ein Gestänge mit einem Schwenkarm verbunden und symmetrisch zwischen mindestens zwei Hebeln vorgesehen ist.

[0016] Für eine konstruktiv einfache Ausgestaltung der Stellvorrichtung ist es günstig, wenn als Stellvorrichtung ein Spindeltrieb vorgesehen ist.

[0017] Wenn eine Kulissenführung vorgesehen ist, in der das dem Schwenkarm gegenüberliegende Ende des Gestänges verschiebbar und fixierbar aufgenommen ist, kann auf einfache und schnelle Weise die Position des Schwenkarms geändert werden und somit die Leistung des Heißgasmotors eingestellt werden.

[0018] Bei einem Heißgasmotor mit einem doppelwirkenden Arbeitszylinder, bei dem die Bewegung des Arbeitskolbens sinusförmig erfolgt, ist es vorteilhaft, wenn zur Leistungssteuerung der Verdrängerkolben dem Hebel zugeordnet ist, wodurch eine dynamische Hubveränderung sowie eine diskontinuierliche Bewegung des Verdrängerkolbens erfolgt.

[0019] Bei einem β -Heißgasmotor, mit dem im Allgemeinen höhere mechanische Wirkungsgrade als mit dem übrigen Bauarten von Heißgasmotoren erzielt werden, befinden sich der Verdrängerkolben und der Arbeitskolben in einem gemeinsamen Zylinder, wodurch es theoretisch möglich ist, dass sich die gesamte Gasmasse während der Expansionsphase im heißen bzw. während der Kompressionsphase im kalten Raum befindet. Für eine Wirkungsgrad-neutrale Leistungssteuerung ist es hierbei von Vorteil, wenn der Arbeitskolben dem Hebel mit einem verstellbaren Schwenkpunkt zugeordnet ist und der Verdrängerkolben einem Hebel mit einem nicht verstellbaren Schwenkpunkt zugeordnet ist.

[0020] Bei einem doppelwirkenden Motor, bei dem für eine konstruktiv einfache Ausgestaltung des Heißgasmotors der Arbeitskolben und der Verdrängerkolben eine Einheit bilden, ist für eine vorteilhafte Leistungssteuerung diese Einheit dem Hebel zugeordnet.

[0021] Für einen zuverlässigen Lauf des Verdrängerkolbens bzw. Arbeitskolbens ist es günstig, wenn der Antriebsteil mit einer mit dem Verdrängerkolben bzw. dem Arbeitskolben verbundenen, in einer Geradeführung linear geführten

Kolbenstange gelenkig verbunden ist.

[0022] Für den erforderlichen Wärmeaustausch an das Arbeitsgas zwischen Erhitzer- bzw. Kühlerflächen ist es günstig, wenn der Verdrängerkolben beidseitig und der Arbeitskolben einseitig ein Wellenprofil aufweisen, das in benachbarte Erhitzer- bzw. Kühlerflächen eingreifen kann. Auf diese Weise können im Vergleich zu planen Oberflächen wesentlich größere Oberflächen in Kontakt mit dem Arbeitsgas treten. Hinsichtlich einer hohen Festigkeit des Verdrängerkolbens ist es günstig, wenn die lamellenartigen Wellenprofile des Verdrängerkolbens um 90° zueinander verdreht angeordnet sind. Ebenso ist es für eine hohe Festigkeit von Vorteil, wenn die lamellenartigen dünnwandigen Wellenprofile des Arbeitskolbens bzw. Erhitzerkopfes brennerseitig bzw. kühlmittelseitig durch Versteifungsrippen unterstützt werden. Besonders vorteilhaft bezüglich Wirkungsgrad und Minimierung der schädlichen Volumen eines Heißgasmotors ist eine Integration von Erhitzer- Regenerator- und Kühleroberflächen direkt in den Arbeitsraum.

[0023] Anstatt abtriebsseitig mit einer herkömmlichen Kurbelwelle zusammenzuarbeiten, kann es bezüglich der Kinematik für eine maximale Annäherung an den idealen Kreisprozess vorteilhaft sein, wenn die Linearbewegung des Abtriebssteils mittels einer als Kurbel dienenden Gleitkulisse in eine Rotationsbewegung umgesetzt wird.

[0024] Die Erfindung wird nachstehend anhand von in der Zeichnung dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispielen, auf die sie jedoch nicht beschränkt sein soll, noch weiter erläutert. Im Einzelnen zeigen in der Zeichnung:

Fig. 1 eine schematische Ansicht einer Vorrichtung zur gesteuerten Umsetzung von Linearbewegungen, wobei sich ein Antriebsteil, dessen Linearbewegung über einen Hebel, dessen Lagerpunkt am Schwenkpunkt gemäß einer Kurve wandert, umgesetzt wird, in seiner unteren Endlage befindet;

Fig. 2 eine Ansicht einer Vorrichtung gemäß Fig. 1, wobei sich der Antriebsteil in einer Mittel- bzw. Nullstellung befindet;

Fig. 3 eine Ansicht der Vorrichtung gemäß den Figuren 1 und 2, wobei sich der Antriebsteil in einer oberen Endlage befindet;

Fig. 4 eine Ansicht eines Stirling-Motors mit zwei Verdrängereinheiten und jeweils einer Vorrichtung zur Steuerung der Hin- und Herbewegung eines Verdrängerkolbens;

Fig. 5 eine Seitenansicht des Stirling-Motors gemäß Pfeil V in Fig. 4;

Fig. 6 eine Schnittdarstellung gemäß der Linie VI-VI in Fig. 5;

Fig. 7 eine perspektivische Ansicht des Stirling-Motors gemäß den Figuren 4 bis 6;

Fig. 8 eine auseinandergezogene Darstellung einer Verdrängereinheit des Stirling-Motors mit Kühler- bzw. Erhitzerflächen, die ein Wellenprofil aufweisen;

Fig. 9 eine perspektivische Ansicht eines Verdrängerkolbens zur Hin- und Herbewegung in einer Verdrängereinheit gemäß Fig. 8;

Fig. 10 eine auseinandergezogene Darstellung des Verdrängerkolbens gemäß Fig. 9;

die Figuren 11a bis 11d verschiedene Grafik-Darstellungen zum in den Figuren 4 bis 7 gezeigten Stirling-Motor, wobei jeweils eine andere Position des Schwenkpunkts des Hebels zur Steuerung der Hin- und Herbewegung des Antriebsteils vorliegt;

Fig. 12 eine Ansicht eines β -Stirling-Zwei-Zylinder-Motors mit zwei Verdrängereinheiten und jeweils einer Vorrichtung zur Steuerung der Hubbewegung und des zeitlichen Ablaufs eines Arbeitskolbens;

Fig. 13 eine teilweise aufgebrochene Seitenansicht des β -Motors gemäß Fig. 12;

Fig. 14 eine Schnittdarstellung gemäß der Linie XIV-XIV in Fig. 13, wobei sich die Schwenkpunkte in ihrer maximalen Leistungsstellung befinden und die Arbeitskolben ihren maximalen Hubwert erreichen;

Fig. 15 eine Seitenansicht des β -Motors gemäß Fig. 14, wobei sich die Schwenkpunkte in einer Mittelstellung befinden;

Fig. 16 eine Ansicht des β -Motors gemäß den Figuren 14 und 15, wobei sich die Schwenkpunkte in einer Leistungsminimierenden Stellung befinden;

Fig. 17 eine perspektivische Ansicht der Schnittdarstellung gemäß den Figuren 14 bis 16;

Fig. 18 eine auseinandergezogene Darstellung des β -Motors gemäß den Figuren 12 bis 17;

die Figuren 19a bis 19d verschiedene Grafik-Darstellungen zum in den Fig. 12 bis 18 gezeigten β -Stirling-Motor, wobei jeweils eine andere Position des Schwenkpunkts des Hebels zur Steuerung der Hin- und Herbewegung der Antriebswelle vorliegt;

Fig. 20 eine Ansicht eines doppelwirkenden Stirling-Motors mit einer Vorrichtung zur gesteuerten Umsetzung von Linearbewegungen, und

Fig. 21 eine Schnittdarstellung gemäß der Linie XXI-XXI in Fig. 20.

[0025] In den Figuren 1 bis 3 ist eine Vorrichtung 1 zur gesteuerten Umsetzung von Linearbewegungen gezeigt, wobei ein als Antriebsteil arbeitendes Pleuel 2 vorgesehen ist, welches gelenkig mit einer Kolbenstange 3 eines Verdrängerkolbens 4 eines Stirling-Motors (s. Fig. 6) verbunden ist. Weiters ist das Pleuel 2 um eine Achse 2' gelenkig mit einem Hebel 5 verbunden, welcher eine vorgegebene Steuerkurve in Form einer Kulisse 6 aufweist, in der eine um eine Achse

7' frei drehbare Rolle 7 als Schwenkpunkt für den Hebel 5 (nachfolgend deshalb auch "Rollhebel" bezeichnet) vorgesehen ist. Das andere Ende des im Wesentlichen um 90° abgewinkelten Hebels 5 ist um eine Achse 8' gelenkig mit einer Abtriebsstange 8 verbunden, auf welche die Linearbewegung der Verdrängerkolbenstange 3 übertragen wird. Die Abtriebsstange 8 ist wiederum linear gelagert, jedoch hinsichtlich der Linearbewegung der Verdrängerkolbenstange 3 um 90° verdreht.

[0026] Wie aus den Figuren 1 bis 3 ersichtlich, wandert der Lagerpunkt des Hebels 5 je nach Stellung der Verdrängerkolbenstange 3 bzw. des Pleuels 2 entlang einer Kurve 6', welche von der Kulis 6 festgelegt ist.

[0027] Eine der wesentlichen Größen zur Bestimmung der Bewegungsübertragung zwischen der Verdrängerkolbenstange 3 und der Abtriebsstange 8 ist der Abstand LR (s. Fig. 2) zwischen der Drehachse 8' zwischen dem Hebel 5 und der Abtriebsstange 8 und der Drehachse 7', auf welcher die Rolle 7 drehbar gelagert ist. Dieser Abstand LR lässt sich ausdrücken als

$$LR(x) = \sqrt{y_1^2 + (z_1 + x)^2}$$

wobei x die horizontale Lage der Drehachse 8' (und somit die Verschiebung der Abtriebsstange 8), y_1 den vertikalen Abstand zwischen den Drehachsen 8' und 7' und z_1 den horizontalen Abstand zwischen den beiden Drehachsen 8', 7' angibt.

[0028] Weiters ist der Winkel α , den die gedachte Verbindungslinie zwischen den Drehachsen 7', 8' zur Vertikalen einschließt, für die Bewegungsübertragung von Bedeutung, und dieser Winkel α lässt sich ausdrücken mit

$$\alpha(x) = \arctan \frac{z_1 + x}{y_1}$$

während die Änderung $\Delta\alpha$ dieses Winkels als

$$\Delta\alpha = \arctan \frac{z_1 + x}{y_1} - \arctan \frac{z_1}{y_1}$$

angegeben werden kann, wobei als Referenz die Mittel- oder Nullstellung, die in Fig. 2 gezeigt ist, herangezogen wurde, in welcher ein Schenkel des Hebels 5 horizontal und der andere Schenkel des Hebels 5 vertikal vorliegt.

[0029] Weiters ist der Winkel β zwischen der Verbindungslinie zwischen den Drehachsen 7', 8' und der Verbindungslinie zwischen den Drehachsen 7', 2' für die Bewegungsübertragung von Bedeutung, wobei

$$\beta(x) = \arccos \frac{LR(x)^2 + a^2}{2\sqrt{a^2 + R^2} \cdot LR(x)}$$

bzw.

$$\beta(0) = \arccos \frac{y_1^2 + z_1^2 + a^2}{2\sqrt{a^2 + R^2} \sqrt{y_1^2 + z_1^2}}$$

und

$$\Delta \beta = \beta(x) - \beta(0)$$

5 gilt, wobei R den einstellbaren Rollradius der Rolle 7 darstellt und a den vertikalen Abstand des gedachten Mittelpunkts des Rollradius von der Mittellinie der Abtriebsstange 8 darstellt. Weiters ist die Lage der Drehachse 2' von Bedeutung, wobei diese von der jeweiligen Stellung der An- bzw. Abtriebsstange abhängig ist und sich somit als

$$10 \quad x'(x) = -LR' \cdot \cos \phi(x) + x$$

bzw.

$$15 \quad y'(x) = LR' \cdot \sin \phi(x)$$

anschreiben lässt, wobei sich der Winkel ϕ mit Hilfe der Differenzwinkel $\Delta \alpha$ bzw. $\Delta \beta$ als

$$20 \quad \phi(x) = \phi(0) - \Delta \alpha - \Delta \beta$$

25 ausdrücken lässt, wobei in der Mittelstellung

$$30 \quad \phi(0) = \arctan \frac{R+a}{R+b}$$

gilt, und b der horizontale Abstand zwischen dem gedachten Rollkreismittelpunkt R und der Achse 2' in der Mittelstellung ist. LR' ist der Abstand zwischen den Drehachsen 8' und 2', und kann somit als

$$35 \quad LR' = \sqrt{(R+a)^2 + (R+b)^2}$$

40 angeschrieben werden.

[0030] Die Lage der Verdrängerkolbenstange 3 lässt sich mit Hilfe der Drehachse 3' zwischen der Verdrängerkolbenstange 3 und dem Pleuel 2 als

$$45 \quad p(x) = \sqrt{l^2 - (c + x'(x))^2} + y'(x)$$

anschreiben, wobei die Drehachse in der in Fig. 2 gezeigten Stellung in der Lage

$$50 \quad p(0) = \sqrt{l^2 - (c - b - R)^2} - (a + R)$$

55 vorliegt, und wobei l die Länge des Pleuels 2 darstellt und c den horizontalen Abstand der Achse 8' in der Referenzstellung von der Mittelachse der Verdrängerkolbenstange 3 angibt.

[0031] In Fig. 3 ist die Verdrängerkolbenstange 3 in ihrer obersten Position dargestellt, wobei ersichtlich ist, dass die Rolle 7 weder in dieser Extremstellung noch in der in Fig. 1 gezeigten Extremstellung am Rand der Kulis- se 6 zum

Anliegen kommt.

[0032] In Fig. 4 ist ein Stirling- bzw. Heißluft-Motor 10 mit Vorrichtungen 1 zur gesteuerten Linearbewegungsübertragung von einer jeweiligen Verdrängerkolbenstange 3 auf eine zugehörige Abtriebsstange 8 gezeigt. Der Stirling-Motor 10 weist zwei Verdrängereinheiten 11 auf, in denen jeweils ein Verdrängerkolben 4 hin- und herbewegt wird. Die vom jeweiligen Hebel 5 beschriebene Bewegung lässt sich durch Einstellung der Position der Rolle 7, welche über einen Schwenkarm 12 einstellbar ist, verändern. Für die Einstellung der Position des Schwenkarms 12 ist jeweils ein Gestänge 13 vorgesehen, welches mit Hilfe eines gemeinsamen Spindeltriebs 14 über ein Stellrad 15 verstellbar ist. Hierbei lässt sich durch Hochdrehen des Stellrades 15 die Position der Rollen 7 derart verändern, dass es zu einer Leistungsveränderung kommt, wie aus den Figuren 11a bis 11d ersichtlich ist.

[0033] In der in Fig. 5 gezeigten Seitenansicht des Stirling-Motors 10 ist der Arbeitszylinder 16 ersichtlich, der über eine Leitung 17 angespeist wird. In einen Brennraum 18 (vgl. Fig. 6) der Verdrängereinheit 11 wird über eine Leitung 19 über einen Wärmetauscher 20 mit Hilfe der Wärme des über eine Leitung 21 zugeführten Abgases erwärmte Frischluft für die Verbrennung eingebracht, welche, nachdem sie den Wärmetauscher 20 durchlaufen hat, über die Leitung 22 in die Umgebung entweichen kann.

[0034] In Fig. 6 ist ein Schnitt des Stirling-Motors 10 gemäß der Linie VI-VI in Fig. 5 gezeigt; dabei ist ein wellenartiges Profil 23 der Kühlerflächen 24 bzw. Erhitzerflächen 25 ersichtlich, wobei diese Wärmetauschflächen 24, 25 beispielsweise aus Keramik bestehen können. Die Erhitzerflächen 25 schließen an die Brennräume 18 an, in welchen jeweils ein Brenner 26 zur Erhitzung bzw. Verbrennung der über die Leitungen 19 eingebrachten, schon vorgewärmten Frischluft vorgesehen ist. Der verdrängerkolben 4 verschiebt das Arbeitsgas zwischen einer heißen Kammer 27 und einer kühlen Kammer 28, wobei der Mittelteil 37 des Verdrängerkolbens 4 den Regenerator beinhaltet (vgl. Fig. 5).

[0035] Weiters ist in Fig. 6 ersichtlich, dass zur Führung der Verdrängerkolbenstange 3 das Pleuel 2 mittels eines in einer Geradeführung 30 geführten Gelenks 3' verbunden ist. Zur Bewegungsübertragung von der Abtriebsstange 8 auf eine Kurbelwelle 31 (vgl. Fig. 5) ist eine Art Kurbeltrieb 32 (Fig. 6) vorgesehen.

[0036] In Fig. 7 ist eine perspektivische Ansicht des Stirling-Motors 10 mit den den Verdrängereinheiten 11 zugeordneten Vorrichtungen 1 zur gesteuerten Übertragung der Linearbewegungen der Pleuel 3 gezeigt. Weiters ist der Verstellmechanismus für die Rollen 7 über die Stangen 13 ersichtlich, welcher durch verdrehen des Stellrades 15 eine Einstellung der Position der Rollen 7 ermöglicht, wodurch wiederum eine Leistungssteuerung des Stirling-Motors 10 durch die geänderte Hin- und Herbewegung des Verdrängerkolbens 4 gesteuert wird.

[0037] In Fig. 8 ist eine auseinandergezogene Darstellung der Verdrängereinheit 11 gezeigt. Im Wesentlichen sind im Kühlerdeckel-Bereich die Geradeführung 30 für die Aufnahme der gelenkigen Verbindung zwischen der Verdrängerkolbenstange 3 und dem Pleuel 2 gezeigt, welche an den kühlerseitigen Deckel 33 angeschraubt ist. Die für die Kühlung vorgesehene Wärmeaustauschfläche 24 ist über mehrere Schrauben 34 mit dem kühlerseitigen Deckel 33 verbunden. Weiters ist ein Zylinder 35 vorgesehen, an welchem die Leitung 17 zur räumlichen Verbindung mit dem Arbeitszylinder 16 vorgesehen ist. Die heiße Wärmeaustauschfläche 25 weist wie die kühle Wärmeaustauschfläche 24 ein aus Stabilitätsgründen beidseitiges, vorzugsweise um 90° verdrehtes, wellenartiges Oberflächenprofil auf, um eine möglichst große Oberfläche zu erreichen, welche einen Wärmeaustausch zwischen der heißen bzw. der kühlen Fläche und der Verdrängerkammer begünstigt.

[0038] Aus den Fig. 9 und 10 ergibt sich, dass am pleuelseitigen Ende der Verdrängerkolbenstange 3 eine Rolle 36 vorgesehen ist, welche in der Geradeführung 30 gleitet, wodurch die Linearführung des Verdrängerkolbens 4 zuverlässig gegeben ist. Der Verdrängerkolben 10 besteht aus drei Einzelteilen, wobei auf einer Regeneratorscheibe 37 jeweils Profilhälften 38 aufgeschraubt sind, welche das erwähnte Wellenprofil aufweisen, welches zum gegenseitigen Eingriff mit den Wellenprofilen der Wärmeaustauschflächen 24 bzw. 25 vorgesehen ist. Die Regeneratorscheibe 37, die z.B. aus Keramik bestehen kann, weist schlitzförmige Hohlräume 37' auf, in denen ein Regeneratormaterial, z.B. gesinterte Stahlwolle mit einer ca. 60-70%igen Porosität, eingebettet ist.

[0039] In den Figuren 11a bis 11d sind in jeweils vier Schaubildern vier unterschiedliche Einstellungen der Position der den Rollhebel 5 abstützenden Rolle 7 gezeigt. Jede der Figuren 11a bis 11d weist hierbei ein p-V-Diagramm I, eine Darstellung II der sich ändernden Volumina während einer vollen Hin- und Herbewegung des Arbeits- bzw. Verdrängerkolbens, eine Darstellung III der Kolbenpositionen des Arbeitskolbens sowie des Verdrängerkolbens über einen vollen Zyklus und eine normierte Darstellung IV der Kolbenposition des Arbeits- und Verdrängerkolbens bezüglich deren der Einstellung der Rolle 7 entsprechend möglichen Extremstellungen auf.

[0040] Aus der Fig. 11a ist ersichtlich, dass eine Leistungssteigerung bei einer sehr stark aus der Vertikalen verschwenkten Position der Rolle 7 möglich ist, bei der die Phasenverschiebung zwischen dem Verlauf 40 des Arbeitskolbens und dem Verlauf 41 des Verdrängerkolbens von 90° auf ca. 85° (vgl. Darstellung III) reduziert ist, wodurch ein gegenüber einem normalen Sinusverlauf 42 gleicher Maximaldruck 45 (vgl. Diagramm I) erreicht wird und die Leistung in dem in Fig. 11a gezeigten Beispiel auf 102,6 kW (vgl. Computer-simulierter p-V-Verlauf 44 mit Rollhebelsteuerung) gegenüber 97,6 kW (vgl. Computer-simulierter p-V-Verlauf 43) bei einem herkömmlichen Sinusverlauf des Verdrängerkolbens 42 erhöht werden kann.

[0041] Aus dem Schaubild II ist aus dem Verlauf des Arbeitsvolumens 46 und des Verdrängervolumens 47 ersichtlich,

dass bei der in Fig. 11a gezeigten Einstellung die gesamten Volumina des Arbeits- und des Verdrängerkolbens genutzt werden. Weiters ist in den normierten Darstellungen IV der Figuren 11a bis 11d der relative Kolbenverlauf 48 des Arbeitskolbens und der relative Kolbenverlauf 49 des Verdrängerkolbens dargestellt.

[0042] Bei einem Hochdrehen des Stellrades 15, wodurch die Rolle 7 in Richtung einer vertikalen Position verstellt wird, wie aus den Figuren 11b bis 11d ersichtlich, wird je nach Stellung der Rolle 7 der Maximalhub des Verdrängerkolbens 4 (vgl. die Darstellungen III in den Figuren 11b und 11c) reduziert wird, wodurch das aktive Volumen des Verdrängerkolbens 4 reduziert (vgl. die Darstellungen II) und somit eine Wirkungsgrad-neutrale Leistungssteuerung des Stirling-Motors 10 erreicht wird.

[0043] Aus Fig. 11d ist in der Darstellung III ersichtlich, dass der Hub des Verdrängerkolbens sogar in den negativen Bereich verschoben werden kann (Kurve 41), was zu einer weiteren Reduktion des Verdrängervolumens (vgl. die Darstellung II in Fig. 11d) und somit zu einer weiteren Leistungsreduktion führt, wodurch sich bei einer Einstellung gemäß Fig. 11d eine Leistungsreduktion auf 6,7 kW ergibt, vgl. auch das p-V-Diagramm I in Fig. 11d.

[0044] In Fig. 12 ist eine Ansicht eines β -Stirling-Motors 50 mit einer Vorrichtung 1 zur gesteuerten Umsetzung von Linearbewegungen gezeigt, wobei über zwei Gebläse 51 Frischluft über eine Leitung 19 in einen Brennraum 18 eingebracht wird, die über einen Wärmetauscher 20 mit Hilfe der Wärme des über die Leitung 21 zugeführten Abgases erwärmt wird. Das dem Wärmetauscher 20 zugeführte Abgas verlässt danach über Leitungen 22 den β -Stirling-Motor 50 in Richtung Umgebung.

[0045] In der teilweise aufgebrochenen Seitenansicht des β -Stirling-Motors 50 in Fig. 13 sind der Verdrängerkolben 4 und ein Arbeitskolben 52 ersichtlich. An der Kurbelwelle 53 kann die von dem β -Motor 50 erzeugte Leistung abgenommen werden.

[0046] In Fig. 14 ist der β -Motor 50 gezeigt, bei dem der Verdrängerkolben 4 und der Arbeitskolben 52 in einem gemeinsamen Zylinder 54 vorgesehen sind, wodurch es theoretisch möglich ist, dass sich annähernd die gesamte Gasmasse während der Expansionsphase im heißen Raum 55 bzw. während der Kompressionsphase im kalten Raum 56 befindet. Sowohl die Verdrängerkolbenstangen 3 als auch die Arbeitskolbenstangen 3' sind mit einem Rollhebel 5 verbunden, wobei die Rollen 7' der Rollhebel 5', die den Verdrängerkolbenstangen 3 zugeordnet sind, starr angeordnet sind. Hingegen sind die Rollen 7, die den Arbeitskolben 52 zugeordnet sind, mit Hilfe einer Kulissenführung 57 verstellbar angeordnet. Dazu ist eine zwei spiralförmige Ausnehmungen 58 aufweisende Scheibe 59 vorgesehen, in der die den Rollen 7 gegenüberliegenden Enden 13' der Gestänge 13 aufgenommen sind. Hierdurch kann bei Verdrehung einer die Enden 13' aufnehmenden Platte 60 die Position der Rollen 7 in den Rollhebeln 5 verstellt werden. Mit Hilfe der Rollhebel 5, 5' wird somit eine diskontinuierliche Bewegung der Verdrängerkolben 5 und der Arbeitskolben 52 erlangt, wodurch im Vergleich zu einer sinusförmigen Kolbenbewegung der thermische Kreisprozess idealer durchlaufen werden kann. Hierdurch erhöht sich der erreichbare mechanische Wirkungsgrad wesentlich. Mit Hilfe der Kulissenführung 57 zur Einstellung der Position der Rolle 7 der Hebel 5 kann somit eine konstruktiv einfache Ausführung zur dynamischen Hubveränderung erlangt werden, wobei hiermit insbesondere eine annähernd Wirkungsgrad-neutrale und schnelle Leistungsregelung ermöglicht wird.

[0047] Mit Hilfe der wellenförmigen Oberflächenprofile 23 werden möglichst große Wärmetauschflächen erlangt (vgl. hierzu Beschreibung von Fig. 6). Zur Kühlung des wellenförmigen Oberflächenprofils des Arbeitskolbens 52 sind in beiden Arbeitskolbenstangen 3' Zu- und Ableitungen für eine Kühlflüssigkeit vorgesehen (nicht gezeigt), welche die beiden Arbeitskolbenstangen 3' durchströmt. Der Arbeitskolben 52 ist im Übrigen wie der Verdrängerkolben 4 gemäß den Figuren 9 und 10 aufgebaut, so dass eine nähere Beschreibung desselben entfallen kann.

[0048] In Fig. 15 ist ein β -Stirling- bzw. Heißgasmotor 50 gemäß Fig. 14 gezeigt, jedoch ist die Position der Rollen 7 in den Rollhebeln 5 mit Hilfe der Kulissen Vorrichtung 57 verändert. Hierdurch kann eine im Wesentlichen Wirkungsgrad-neutrale und zudem schnelle Leistungsregelung des β -Motors 50 erfolgen (vgl. hierzu grafische Darstellungen in den Figuren 19a bis 19d).

[0049] Bei dem in Fig. 16 gezeigten β -Heißgasmotor 50 befinden sich die Rollen 7 der Rollhebel 5 in einer inneren Extremstellung, wodurch sich eine Leistung-minimierende Stellung der Rollen 7 ergibt. Hierzu sind die Enden 13' in spiralförmigen Kulissen 58 der Scheibe 59 bis zu einem inneren Anschlag eingeschoben. Die daraus resultierende Leistungsminimierung ergibt sich anhand der in Fig. 19d gezeigten Grafiken.

[0050] In Fig. 17 ist eine perspektivische aufgebrochene Ansicht des β -Stirling-Motors gemäß den Figuren 12 bis 16 gezeigt, wobei insbesondere die kompakte Anordnung der Rollhebel 5 und des Wärmetauschers 20 ersichtlich sind. Mit Hilfe einer Linearkurbel 61 werden die von den Abtriebsstangen 8 der Vorrichtungen 1 eingebrachten Linearbewegungen in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle 53 umgesetzt.

[0051] Wie aus der auseinandergezogenen Darstellung in Fig. 18 ersichtlich, ist für den Verdrängerkolben 4 lediglich eine mittig angeordnete Verdrängerkolbenstange 3 vorgesehen, während der Arbeitskolben 52 über die zwei seitlich angeordneten Arbeitskolbenstangen 3' über Pleuel 2 (vgl. Fig. 15) mit den Rollhebeln 5 verbunden sind.

[0052] In den Figuren 19a bis 19d sind in jeweils vier Schaubildern vier unterschiedliche Einstellungen der Position der den Rollhebel 5 abstützenden Rolle 7 gemäß dem in den Figuren 12 bis 18 gezeigten β -Stirling-Motor 50 gezeigt. Hierbei weist jede der Figuren 19a bis 19d ein p-V-Diagramm I, eine Darstellung II der sich ändernden Volumina während

einer vollen Hin- und Herbewegung des Arbeits- bzw. Verdrängungskolbens 52, 4, eine Darstellung III der Kolbenpositionen des Arbeitskolbens 52 sowie des Verdrängerkolbens 4 über einen vollen Zyklus, und eine Darstellung IV des Drehmomentenverlaufs eines Einzylinder- β -Stirling-Motors, eines Zweizylinder- β -Motors gemäß den Fig. 12 bis 18, und eines Vierzylinder- β -Motors auf.

[0053] Aus der Fig. 19a ist ersichtlich, dass sich bei der Stellung der Rolle 7 im Hebel 5 gemäß Fig. 14 ein sehr hoher thermischer Wirkungsgrad ergibt, wobei sich gemäß dem Computer-simulierten p-V-Verlauf bei einem zweizylindrigen β -Motor gemäß den Figuren 12 bis 18 eine Leistung von ca. 159 kW ergibt.

[0054] Aus dem Schaubild II ist anhand des Verlaufs 64 des Verdrängerkolbens (VK) 4 und des Verlaufs 65 des Arbeitskolbens (AK) 52 ersichtlich, dass bei der in Fig. 14 gezeigten Einstellung die gesamten Volumina des Arbeits- und des Verdrängungskolbens 52, 4 genützt werden. Außerdem ist anhand des Druckverlaufs 66 ersichtlich, dass keine übermäßigen Druckspitzen erzeugt werden, wodurch vorteilhafterweise keine zu hohen Anforderungen an die Lagerung der Rolle 7 gestellt werden.

[0055] Entsprechend zu der vollen Ausnützung der Arbeitskolben- bzw. Verdrängerkolbenvolumina gemäß Schaubild II ist aus Schaubild III anhand des Verdrängerkolben-Positionsverlaufs 67 und des Arbeitskolben-Positionsverlaufs 68 ersichtlich, dass beide Kolben einen maximalen Hub vollziehen.

[0056] Anhand des Schaubilds IV ist zu erkennen, dass mit Hilfe einer Verdopplung der Zylinderanzahl des β -Stirling-Motors ein gleichmäßigerer Drehmomentverlauf erlangt werden kann. Demzufolge weist der Drehmomentverlauf 69 des Einzylinder- β -Motors die höchste Amplitude auf, der in den Figuren 12 bis 18 gezeigte zweizylinder- β -Stirling-Motor 50 bereits einen gleichmäßigeren Drehmomentverlauf 68 auf, und mit Hilfe eines Vierzylinder- β -Stirlingmotors kann ein relativ gleichmäßiger Drehmomentverlauf 71 erlangt werden.

[0057] In den Figuren 19b, 19c sind Grafiken zu Mittelstellungen der Rolle 7 des Rollhebels 5 gezeigt, wobei diese mit Hilfe der Kulissenführung 57 auf einfache Weise eingestellt werden können. Je nach Position der Rollen 7 verringert sich die Leistung des β -Stirling-Motors 50, wobei dies auch aus den Schaubildern II, III der Figuren 19b, 19c aufgrund einer Verringerung des Arbeitskolbenhubs 68 und somit einer Reduzierung des Arbeitskolbenvolumens 65 ersichtlich ist. Hierdurch ergibt sich gemäß dem Computer-simulierten p-V-Verlauf 63 gemäß Fig. 19b eine Leistung von ca. 73 kW, gemäß Fig. 19c eine Leistung von ca. 21 kW.

[0058] In Figur 19d sind die entsprechenden Schaubilder I, II, III, IV zu der in Fig. 16 gezeigten Leistung-minimierenden Einstellung der Rollen 7 gezeigt. In dieser Stellung wird lediglich eine Leistung von ca. 4 kW erlangt. In Schaubild II ist gezeigt, dass das Arbeitskolbenvolumen 65 gegenüber der in Fig. 19a gezeigten Maximalleistungsstellung stark reduziert ist, da - wie in Fig. 19d ersichtlich - der Maximalhub 69 des Arbeitskolbens 52 stark reduziert wird. Selbstverständlich ergeben sich auch, wie aus Fig. 4 ersichtlich, sowohl bei Ein-, Zwei- als auch Vierzylinder- β -Motoren reduzierte Drehmomente.

[0059] In den Figuren 20 und 21 ist ein doppelwirkender Vierzylinder-Heißgasmotor 72 mit Vorrichtungen 1 zur gesteuerten Umsetzung von Linearbewegungen gezeigt. Hierbei sind ebenfalls Rollhebel 5 mit einstellbaren Rollen 7 als Schwenkpunkte zur Leistungseinstellung gezeigt, wobei bei diesem konstruktiv besonders einfach aufgebauten Heißgasmotor 72 Arbeits- und Verdrängerkolben in einer Einheit 73 zusammengefasst sind. Aufgrund der einfachen Bauweise ergibt sich gegenüber dem β -Motor ein geringerer mechanischer Wirkungsgrad und auch die Leistungsregelung verursacht zusätzliche Wirkungsgradverluste. Die Bewegungsübertragung erfolgt hierbei über die Abtriebsstangen 8 mit Hilfe einer herkömmlichen Kurbel 74.

[0060] Selbstverständlich kann die Vorrichtung 1 auch zur Leistungssteuerung in jedem anderen beliebigen Heißgasmotor eingesetzt werden.

Patentansprüche

1. Heißgasmotor (10, 50, 72) mit mindestens einem Arbeitskolben (52) und mindestens einem Verdrängerkolben (4), **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Leistungssteuerung mittels der Übertragung der Linearbewegung eines Antriebsteils (2) in die Linearbewegung eines Abtriebsteils (8) ein mit dem An- und Abtriebsteil (2, 8) gelenkig verbundener Hebel (5) vorgesehen ist, dem ein verstellbarer Schwenkpunkt (7) zugeordnet ist, wobei während der Bewegungsübertragung der Lagerpunkt des Hebels (5) am Schwenkpunkt (7) gemäß einer Kurve wandert.
2. Heißgasmotor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hebel (5) eine die gegebene Kurve definierende Kulissee (6) aufweist, die während der Bewegungsübertragung über den Schwenkpunkt (7), z.B. eine diesen Schwenkpunkt (7) definierende Rolle, gleitet.
3. Heißgasmotor nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kurve bzw. Kulissee (6) kreisbogenförmig verläuft.

4. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schwenkpunkt (7) an einem Schwenkarm (12) angebracht ist.
5. Heißgasmotor nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schwenkarm (12) mit einer Stellvorrichtung (14, 57) verbunden ist.
6. Heißgasmotor nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Stellvorrichtung (14, 57) über jeweils ein Gestänge (13) mit einem Schwenkarm (12) verbunden und symmetrisch zwischen mindestens zwei Hebeln (5) vorgesehen ist.
7. Heißgasmotor nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Stellvorrichtung ein Spindeltrieb (14) vorgesehen ist.
8. Heißgasmotor nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Stellvorrichtung eine Kulissenführung (57) vorgesehen ist.
9. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Leistungssteuerung der Verdrängerkolben (4) dem Hebel (5) zugeordnet ist.
10. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Leistungssteuerung der Arbeitskolben (52) dem Hebel (5) zugeordnet ist.
11. Heißgasmotor nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der verdrängerkolben (52) einem Hebel (5') mit einem nicht verstellbaren Schwenkpunkt zugeordnet ist.
12. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Arbeitskolben (52) und der Verdrängerkolben (4) eine Einheit (73) bilden, die dem Hebel (5) zugeordnet ist.
13. Heißgasmotor nach einem der Anspruch 9 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antriebsteil (2) mit einer mit dem Verdrängerkolben (4) bzw. dem Arbeitskolben (52) verbundenen, in einer Geradeführung (30) linear geführten, Kolbenstange (3, 3') gelenkig verbunden ist.
14. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Verdrängerkolben (4) beidseitig bzw. der Arbeitskolben (52) einseitig ein lamellenartiges Wellenprofil (23) in benachbarten Erhitzer- bzw. Kühlerflächen (24, 25) aufweist.
15. Heißgasmotor nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die lamellenartigen Wellenprofile (23) des Verdrängerkolbens (4) (52) um 90° zueinander verdreht angeordnet sind.
16. Heißgasmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Linearbewegung des Abtriebsteils (8) mittels einer als Kurbel dienenden Gleitkulisse (32) in eine Rotationsbewegung umgesetzt wird.

Claims

1. A Stirling engine (10, 50, 72) comprising at least one working piston (52) and at least one displacement piston (4), **characterized in that** for a power control by means of the transmission of the linear movement of a drive part (2) into the linear movement of a driven part (8), a lever (5) articulately connected to the drive part and to the driven part (2, 8) is provided, which lever has an associated displaceable pivot point (7), the bearing point of the lever (5) traveling on the pivot point (7) according to a curve during the movement transmission.
2. A Stirling engine according to claim 1, **characterized in that** the lever (5) has a connecting link (6) defining the given curve, which connecting link slides over the pivot point (7), e.g. via a roller defining this pivot point (7), during the movement transmission.
3. A Stirling engine according to claim 1 or 2, **characterized in that** the curve, or connecting link (6), respectively, has the shape of a circular arc.

4. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 3, **characterized in that** the pivot point (7) is arranged on a pivot arm (12).
- 5 5. A Stirling engine according to claim 4, **characterized in that** the pivot arm (12) is connected to an adjustment device (14, 57).
6. A Stirling engine according to claim 5, **characterized in that** the adjustment device (14, 57) is connected via a linkage (13) each with a pivot arm (12) and is symmetrically provided between at least two levers (5).
- 10 7. A Stirling engine according to claim 6, **characterized in that** a spindle drive (14) is provided as the adjustment device.
8. A Stirling engine according to claim 6, **characterized in that** a connecting link guide (57) is provided as the adjustment device.
- 15 9. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 8, **characterized in that** the displacement piston (4) is associated with the lever (5) for a power control.
10. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 8, **characterized in that** the working piston (52) is associated with the lever (5) for a power control.
- 20 11. A Stirling engine according to claim 10, **characterized in that** the displacement piston (52) is associated with a lever (5') having a non-displaceable pivot point.
12. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 8, **characterized in that** the working piston (52) and the displacement piston (4) form a unit (73) which is associated with the lever (5).
- 25 13. A Stirling engine according to any one of claims 9 to 12, **characterized in that** the drive part (2) is articulately connected to a piston rod (3, 3') linearly guided in a straight-line guide (30) and connected to the displacement piston (4) and to the working piston (52), respectively.
- 30 14. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 13, **characterized in that** the displacement piston (4) on both sides and the working piston (52) on one side thereof has a lamella-type wave-shaped section (23) in neighboring heater and cooler surfaces (24, 25).
- 35 15. A Stirling engine according to claim 14, **characterized in that** the lamella-type wave-shaped sections (23) of the displacement piston (4) are arranged turned by 90° relative to each other.
16. A Stirling engine according to any one of claims 1 to 15, **characterized in that** the linear movement of the driven part (8) is converted into a rotational movement by means of a connecting link (32) which serves as crank.
- 40

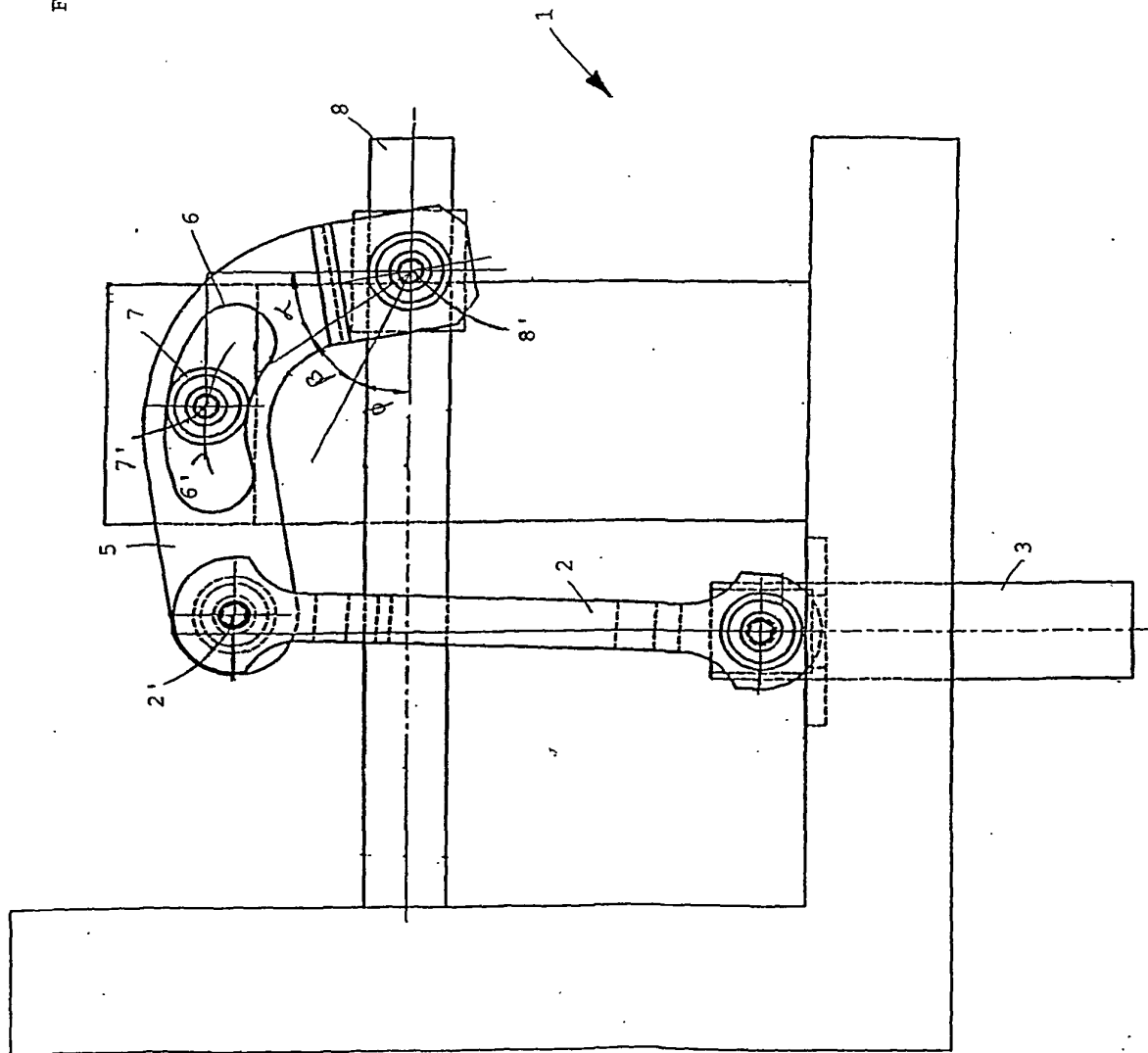
Revendications

- 45 1. Moteur à gaz chaud (10, 50, 72) comprenant au moins un piston moteur (52) et au moins un piston de déplacement (4), **caractérisé en ce que** pour effectuer le réglage de la puissance par l'intermédiaire de la transmission du mouvement linéaire d'un élément d'entraînement (2) en mouvement linéaire d'un élément de sortie (8), un levier (5) est prévu, qui est relié de façon articulée aux éléments d'entraînement et de sortie (2, 8), et auquel est associé un point de pivot réglable (7), le point d'articulation du levier (5) sur le point de pivot (7) se déplaçant suivant une courbe pendant la transmission du mouvement.
- 50 2. Moteur à gaz chaud selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le levier (5) comporte une coulisse (6) définissant la courbe donnée, coulisse qui, pendant la transmission du mouvement, glisse sur le point de pivot (7), par exemple sur un galet définissant ce point de pivot (7).
- 55 3. Moteur à gaz chaud selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que**

la courbe ou coulisse (6) s'étend selon une forme d'arc de cercle.

- 5 4. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 3,
 caractérisé en ce que
 le point de pivot (7) est disposé sur un bras pivotant (12).
- 10 5. Moteur à gaz chaud selon la revendication 4,
 caractérisé en ce que
 le bras pivotant (12) est relié à un dispositif de réglage (14, 57).
- 15 6. Moteur à gaz chaud selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le dispositif de réglage (14, 57) est relié à un
 bras pivotant(12) par l'intermédiaire d'une timonerie respective (13) et est prévu de façon symétrique entre au moins
 deux leviers (5).
- 20 7. Moteur à gaz chaud selon la revendication 6,
 caractérisé en ce que
 le dispositif de réglage est prévu sous forme d'un entraînement à broche fileté (14).
- 25 8. Moteur à gaz chaud selon la revendication 6,
 caractérisé en ce que
 le dispositif de réglage est prévu sous forme d'un guidage à coulisse (57).
- 30 9. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 8,
 caractérisé en ce que
 pour effectuer le réglage de la puissance, c'est le piston de déplacement (4) qui est associé au levier (5).
- 35 10. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 8,
 caractérisé en ce que
 pour effectuer le réglage de la puissance, c'est le piston moteur (52) qui est associé au levier (5).
- 40 11. Moteur à gaz chaud selon la revendication 10,
 caractérisé en ce que
 le piston de déplacement (52) est associé à un levier (5') ayant un point de pivot non réglable.
- 45 12. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 8,
 caractérisé en ce que
 le piston moteur (52) et le piston de déplacement (4) forment une unité (73), qui est associée au levier (5).
- 50 13. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 9 à 12,
 caractérisé en ce que
 l'élément d'entraînement (2) est relié de façon articulée à une tige de piston (3, 3') reliée au piston de déplacement
 (4) ou au piston moteur (52) et guidée de façon linéaire dans un système de guidage droit (30).
- 55 14. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 13,
 caractérisé en ce que
 le piston de déplacement (4) présente un profil ondulé (23) en forme de lamelles des deux côtés du piston ou le
 piston moteur (52) le présente d'un seul côté, dans des zones contiguës de chauffage ou de refroidissement (24, 25).
15. Moteur à gaz chaud selon la revendication 14,
 caractérisé en ce que
 les profils ondulés lamellaires (23) du piston de déplacement (4) (52) sont disposés de façon tournée de 90° l'un
 par rapport à l'autre.
16. Moteur à gaz chaud selon l'une des revendications 1 à 15,
 caractérisé en ce que
 le mouvement linéaire de l'élément de sortie (8) est converti en un mouvement de rotation au moyen d'une coulisse
 coulissante (32) servant de vilebrequin.

FIG.1



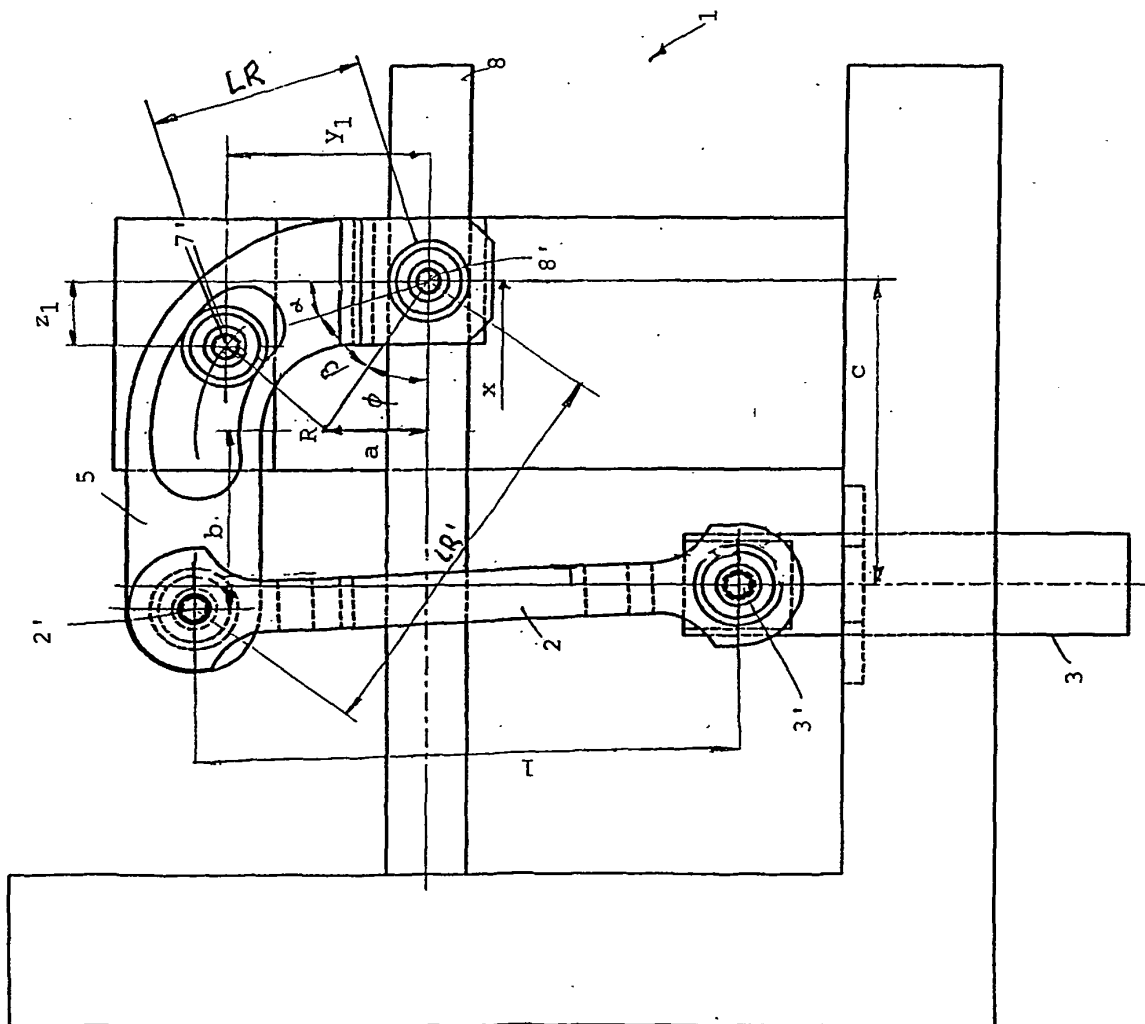
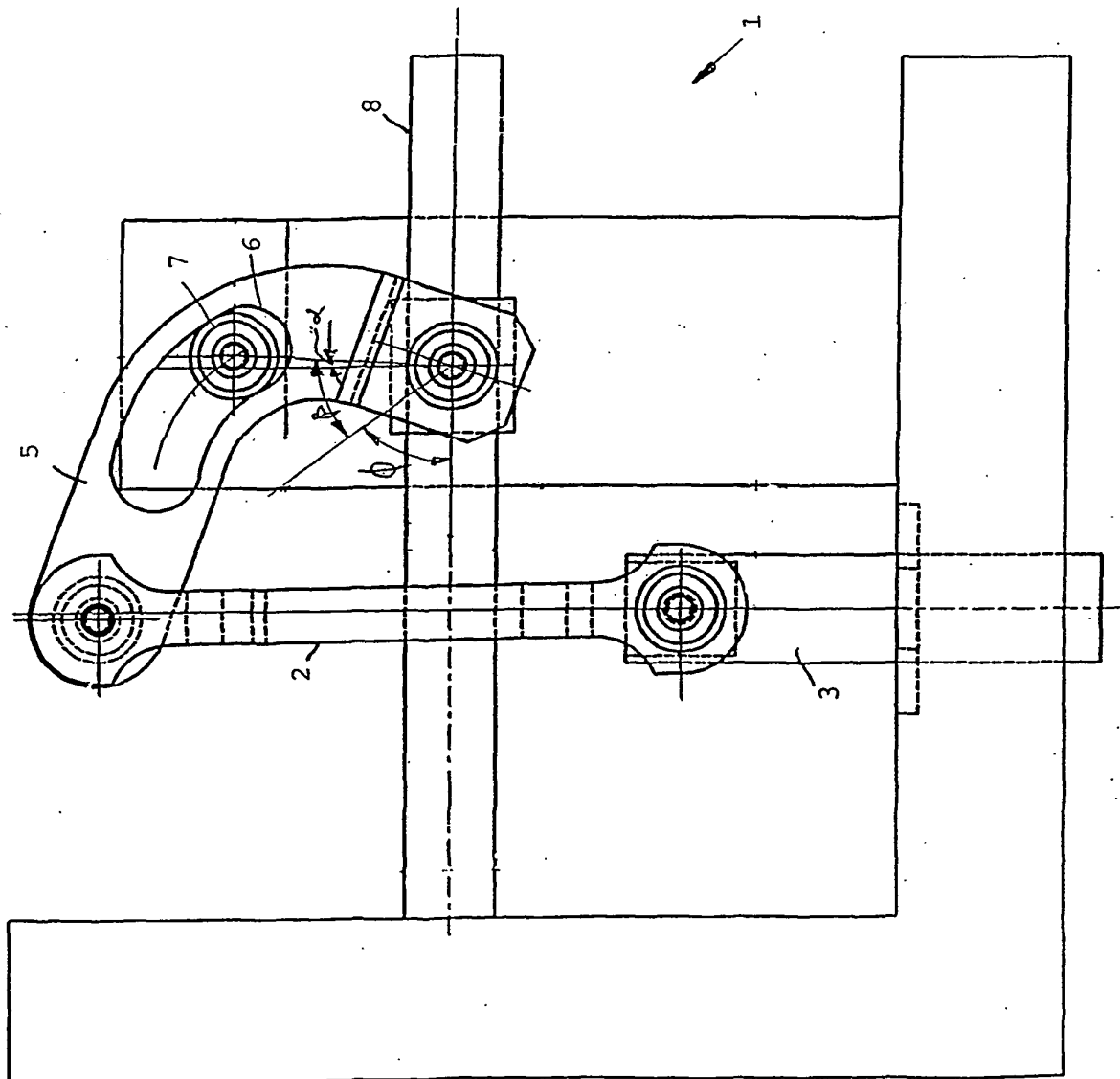


FIG. 2

Fig. 3



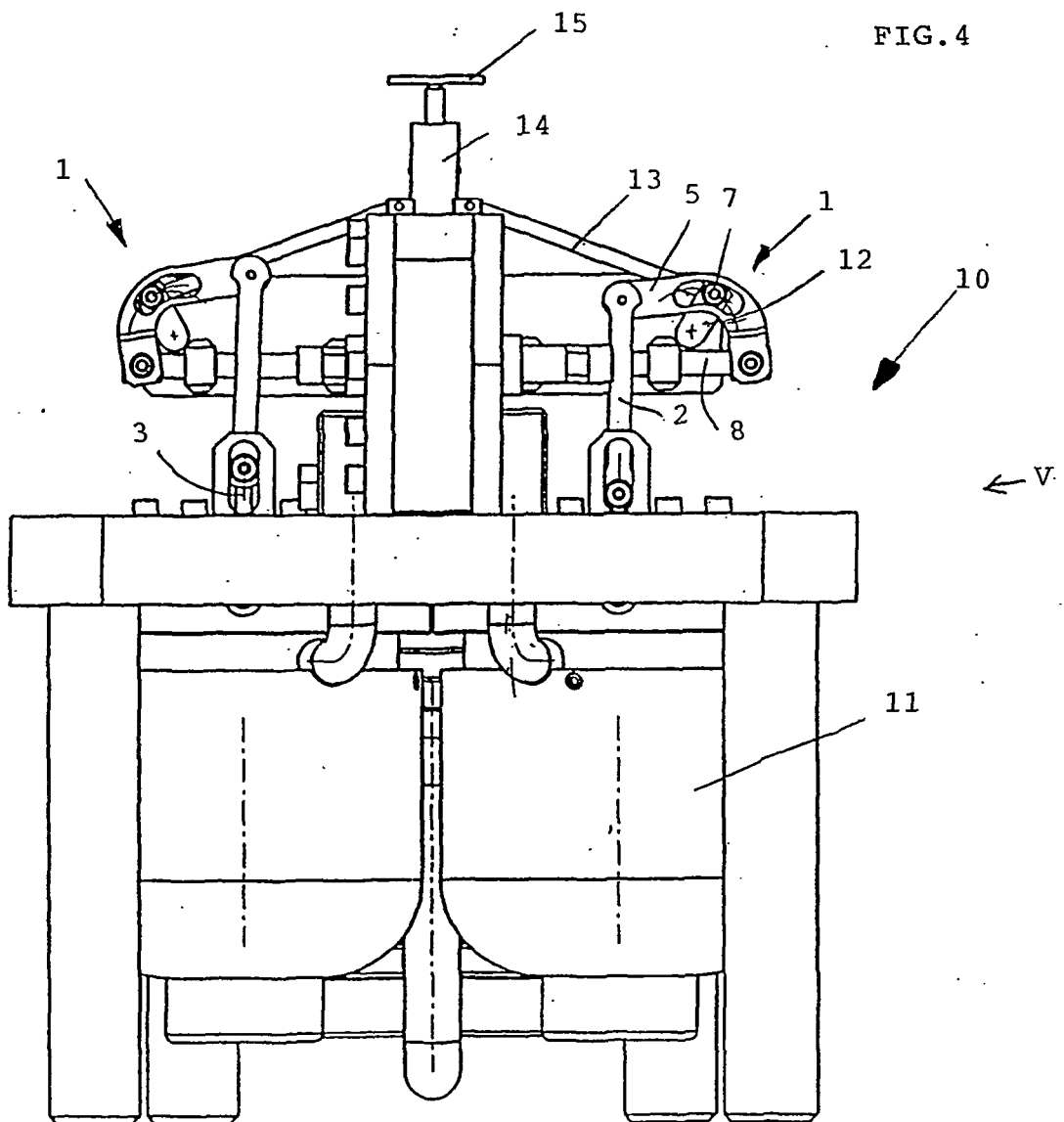


FIG. 5

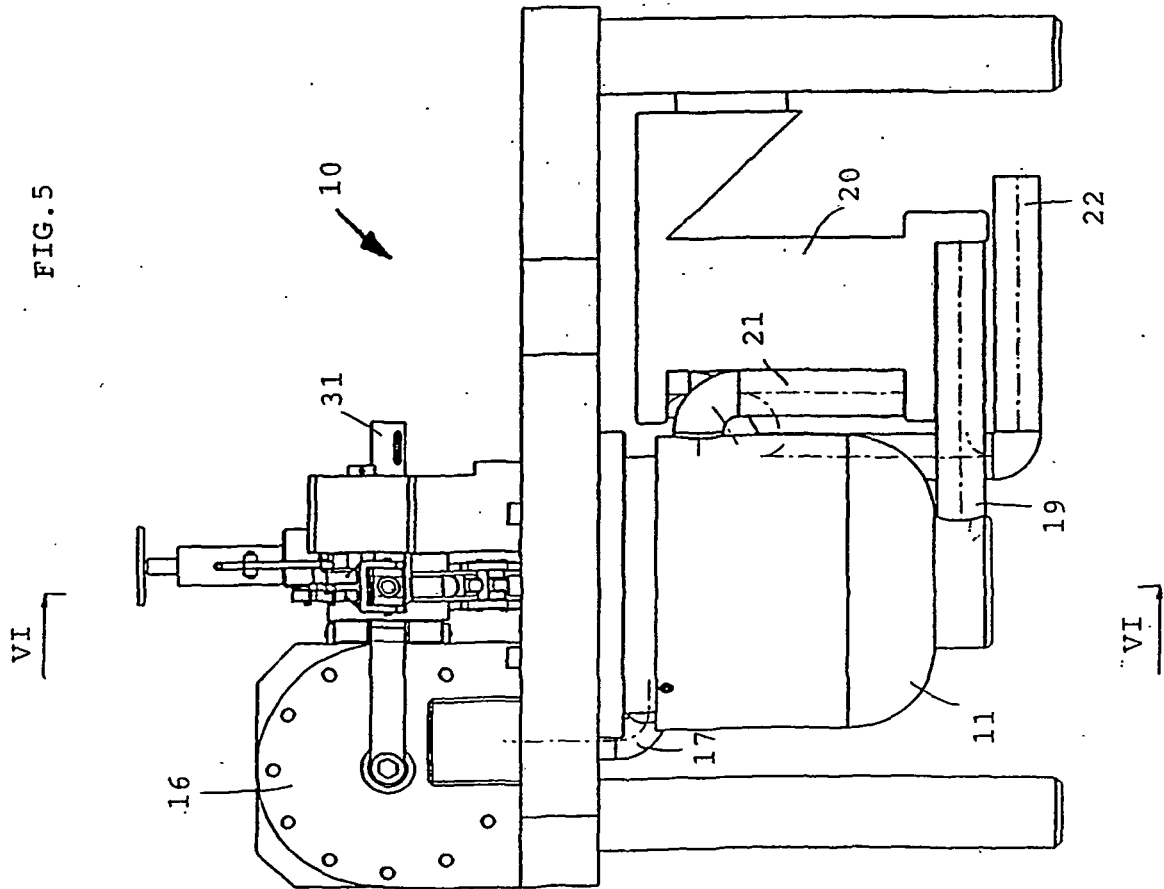


FIG. 6

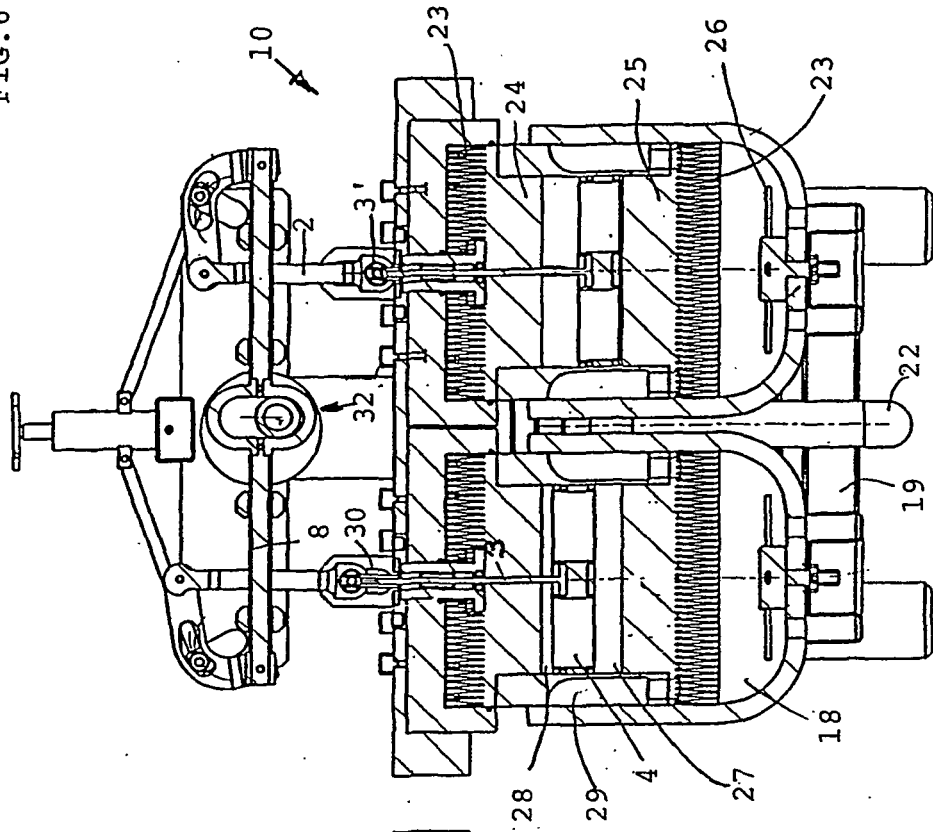


FIG. 7

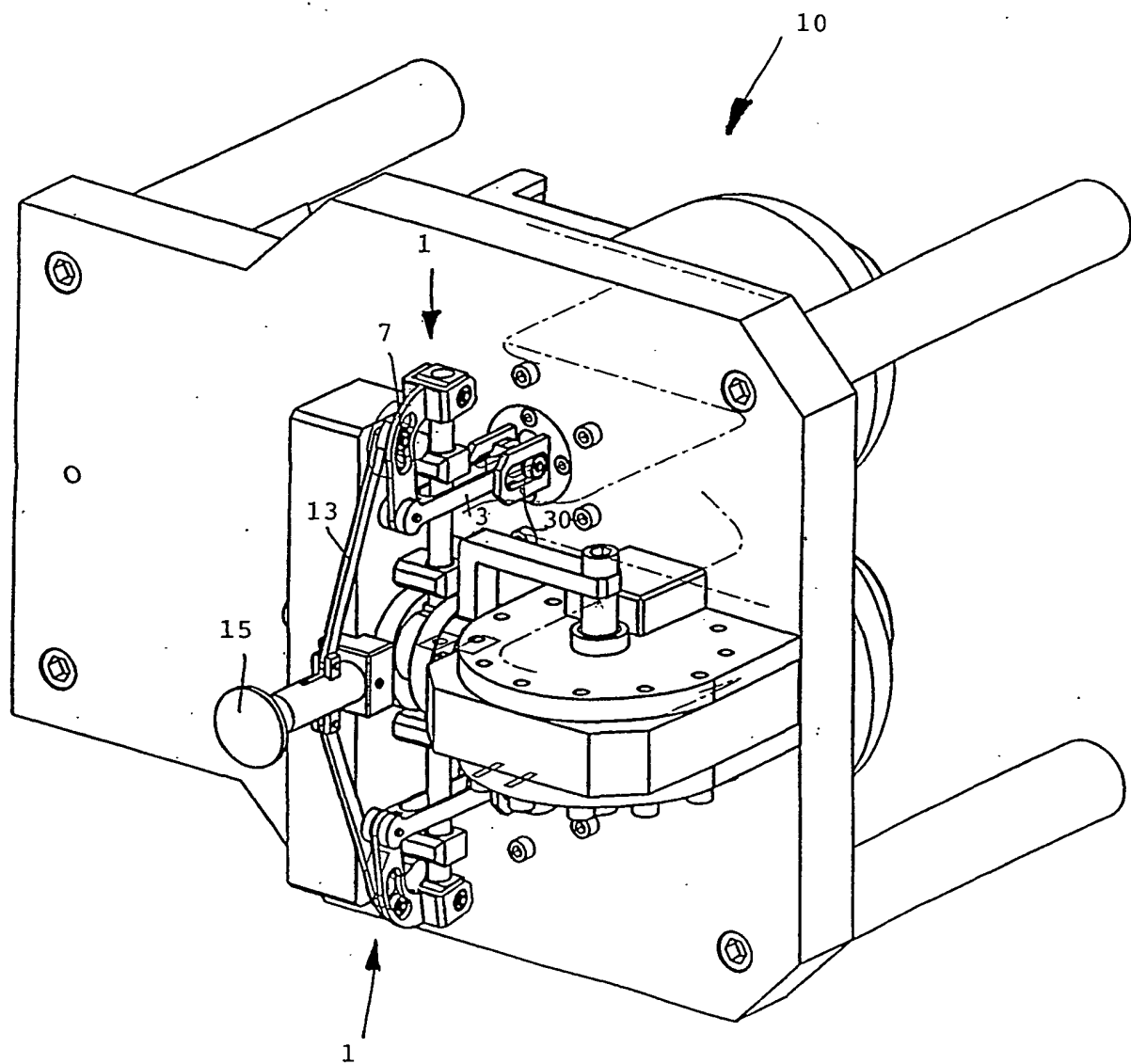


FIG. 8

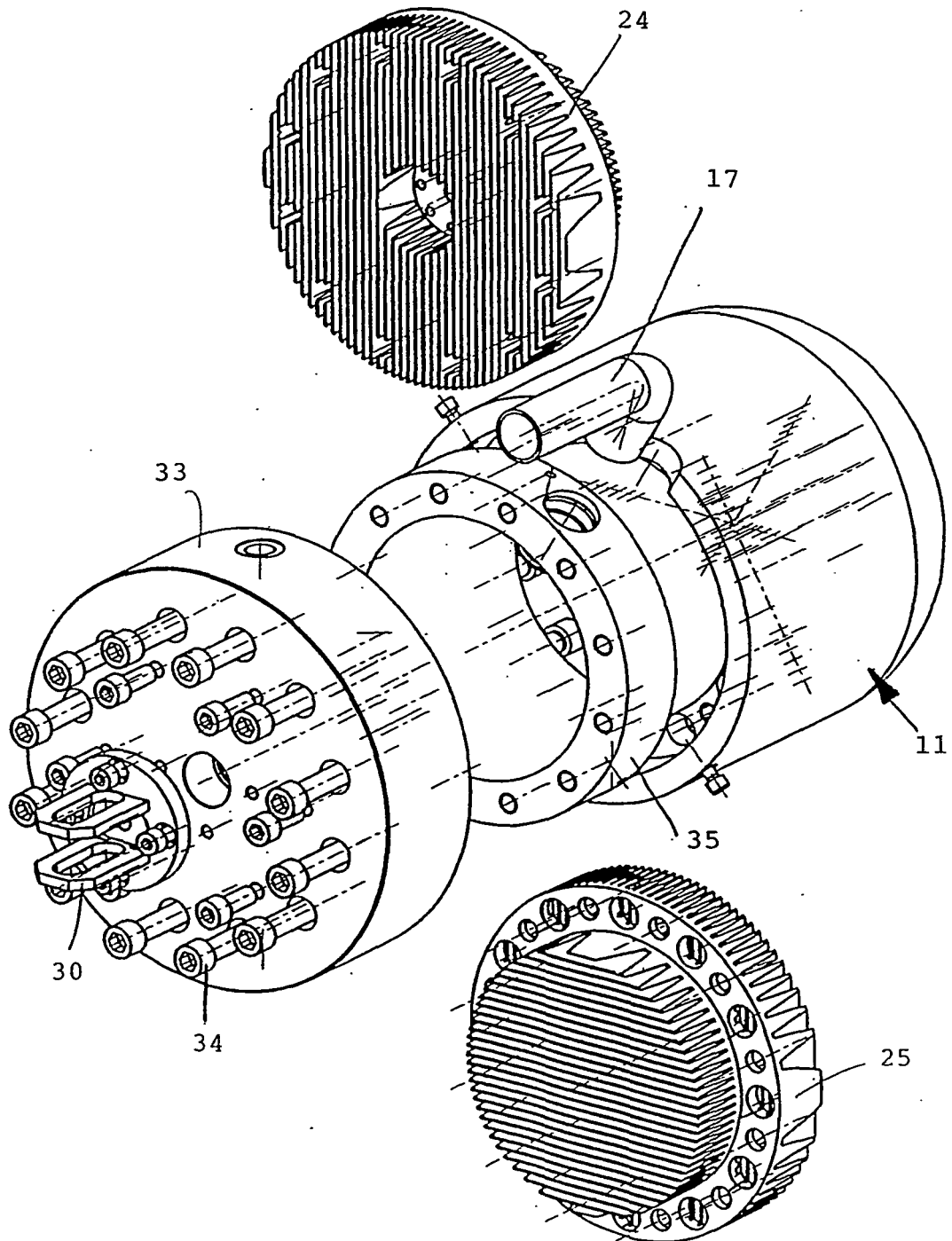


FIG. 9

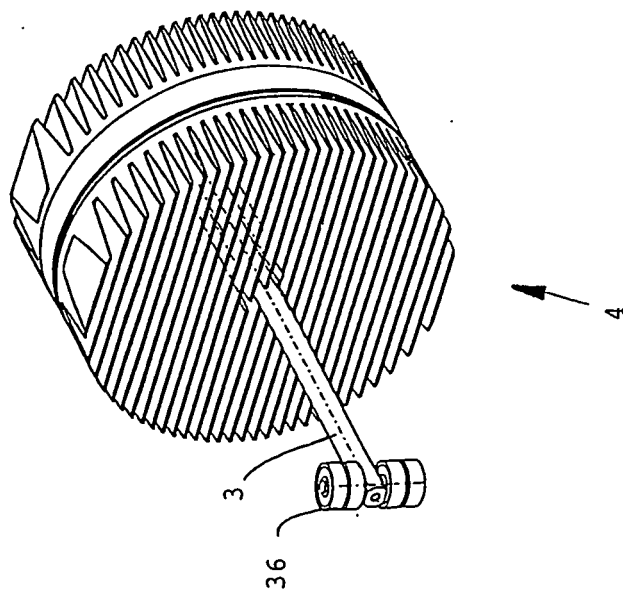


FIG. 10

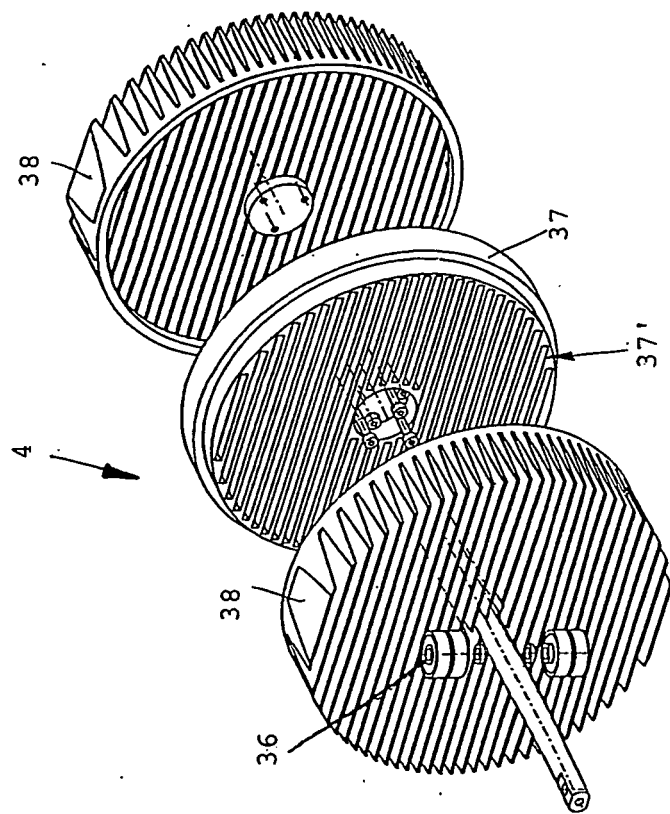


FIG. 11a

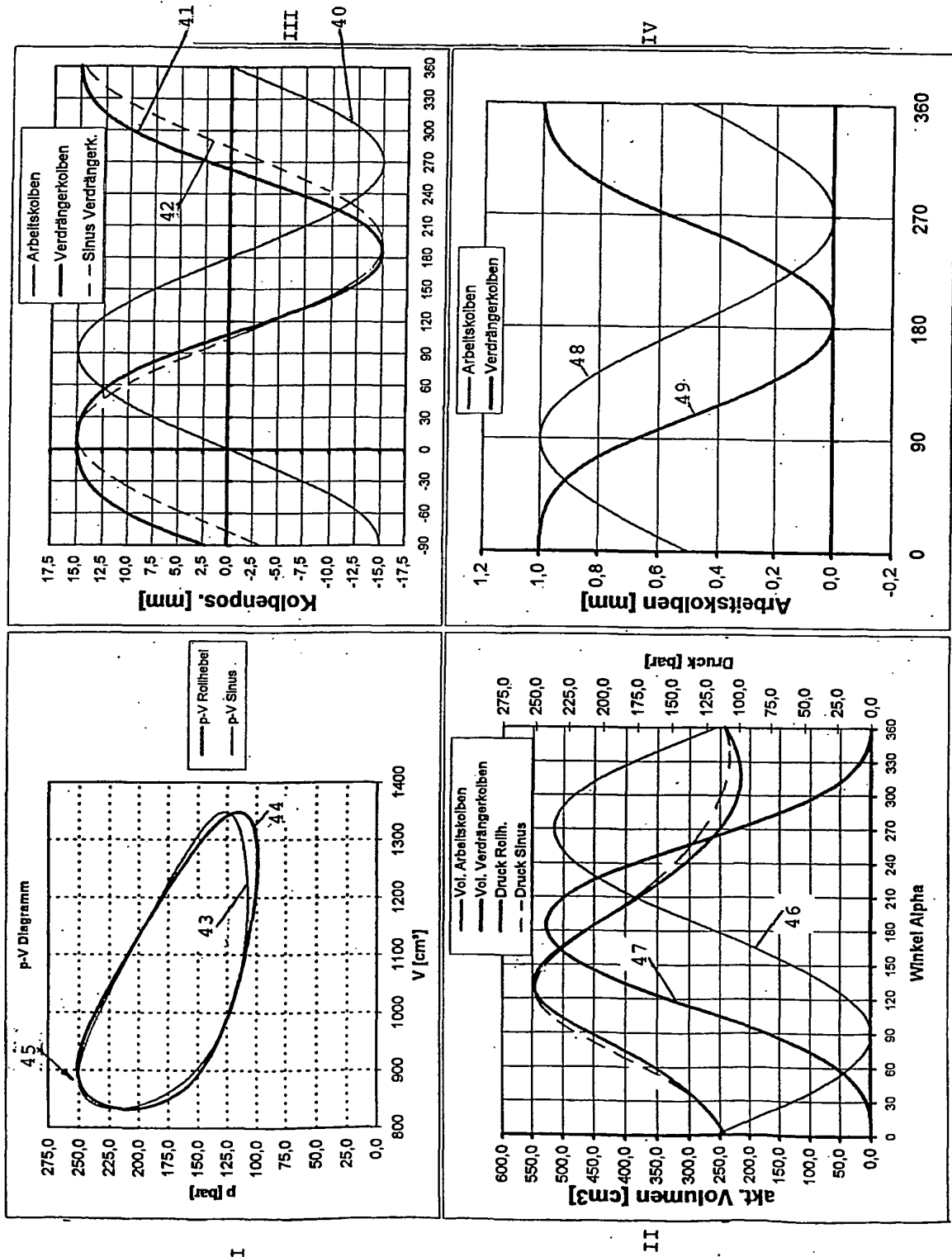


FIG. 11b

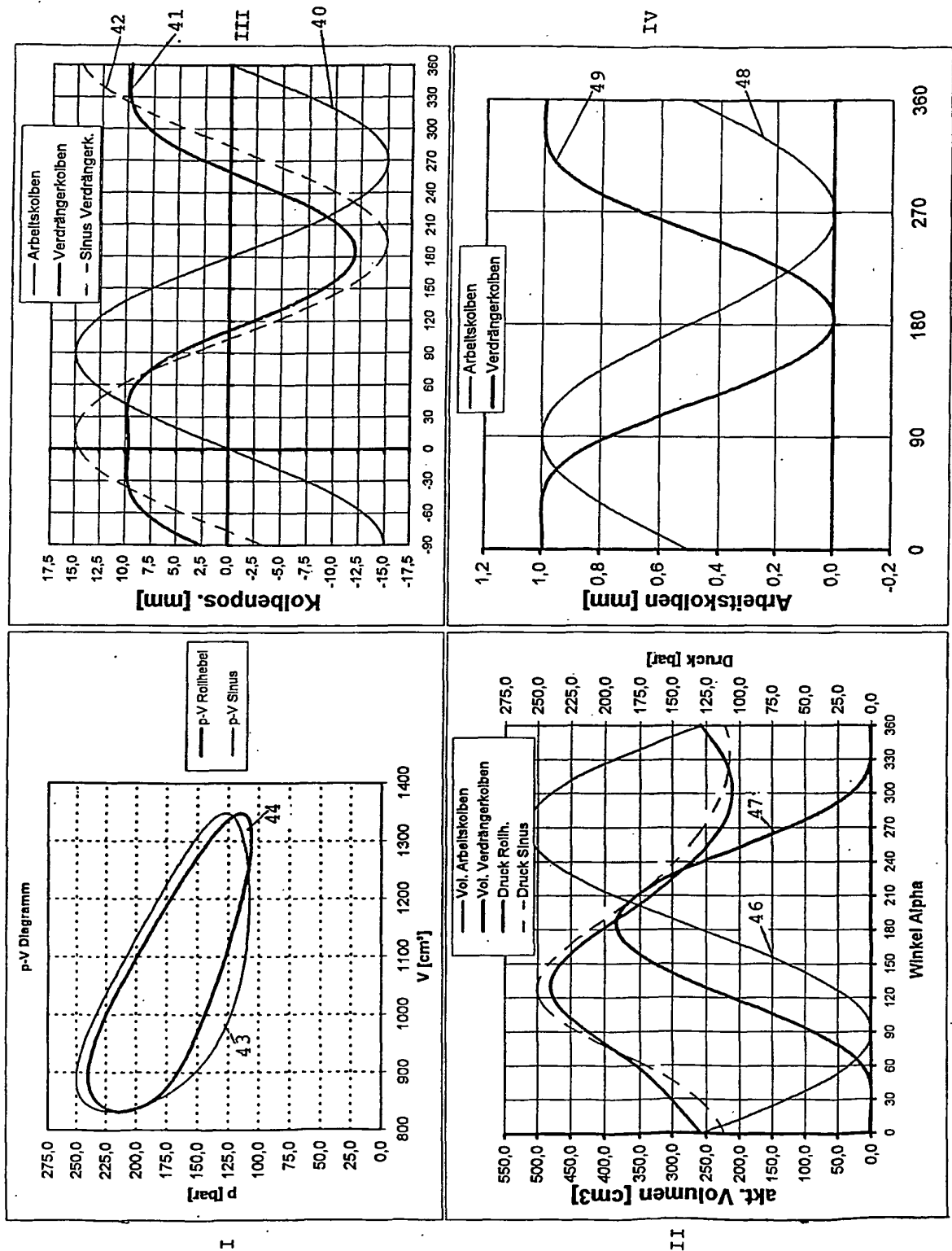


FIG. 11c

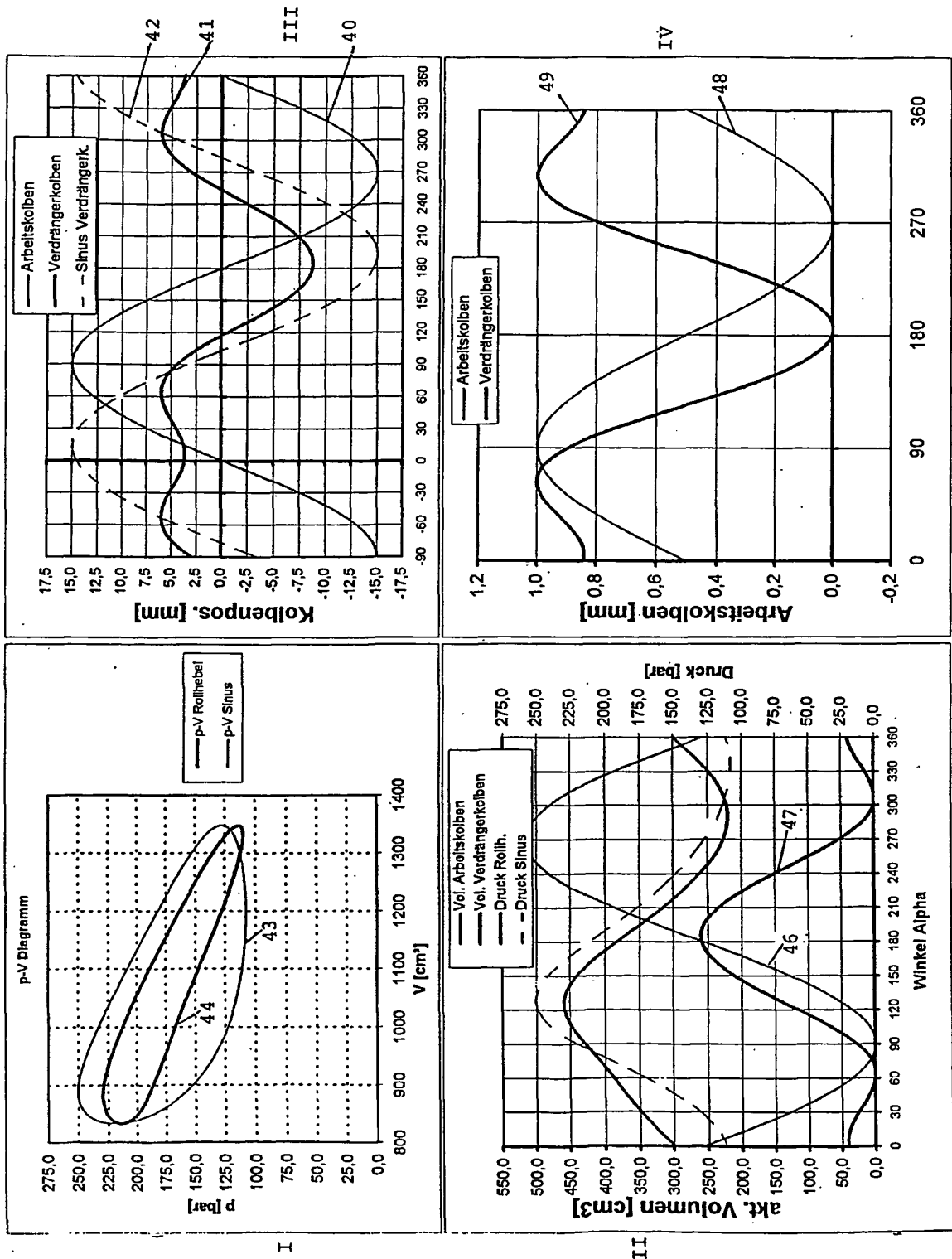
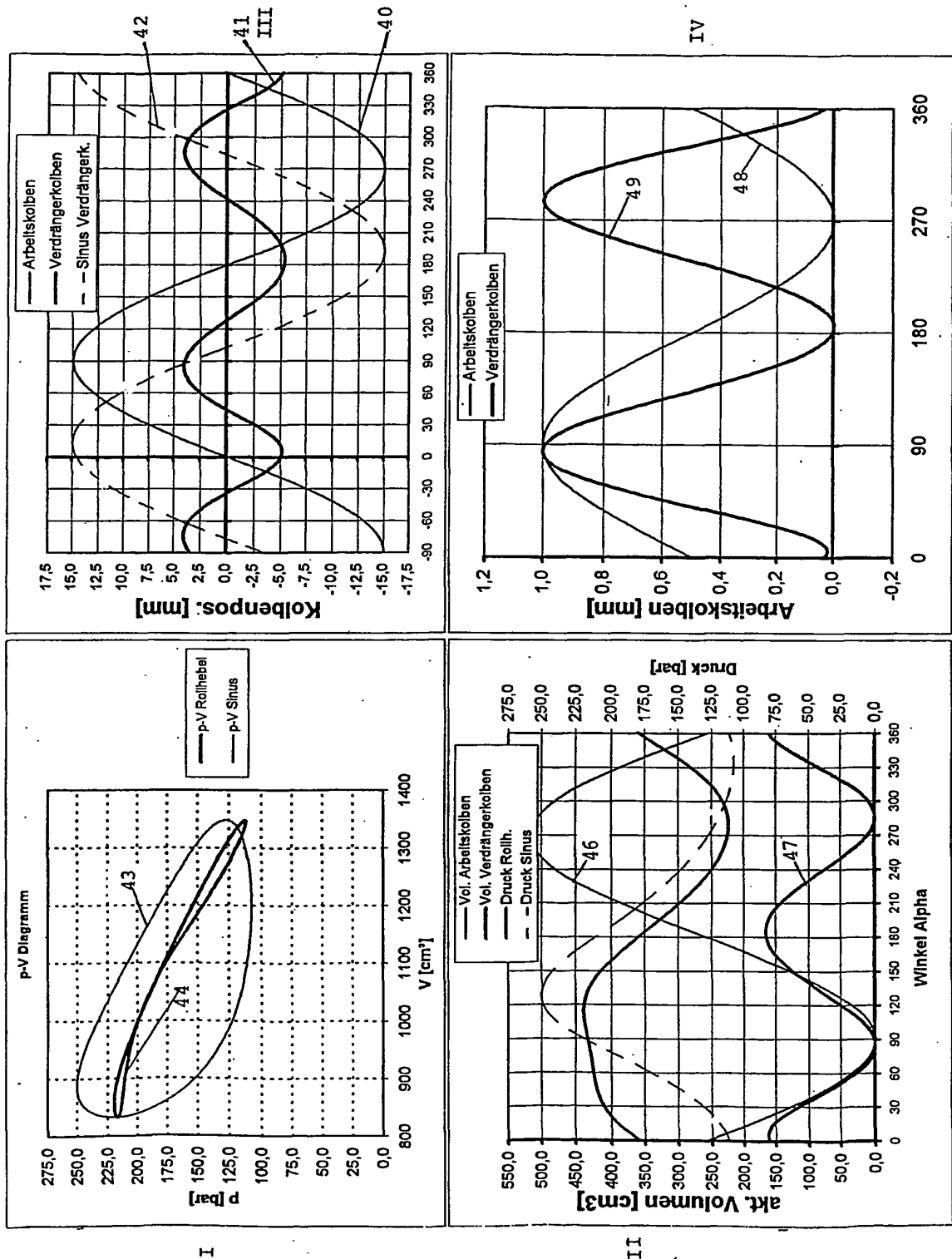
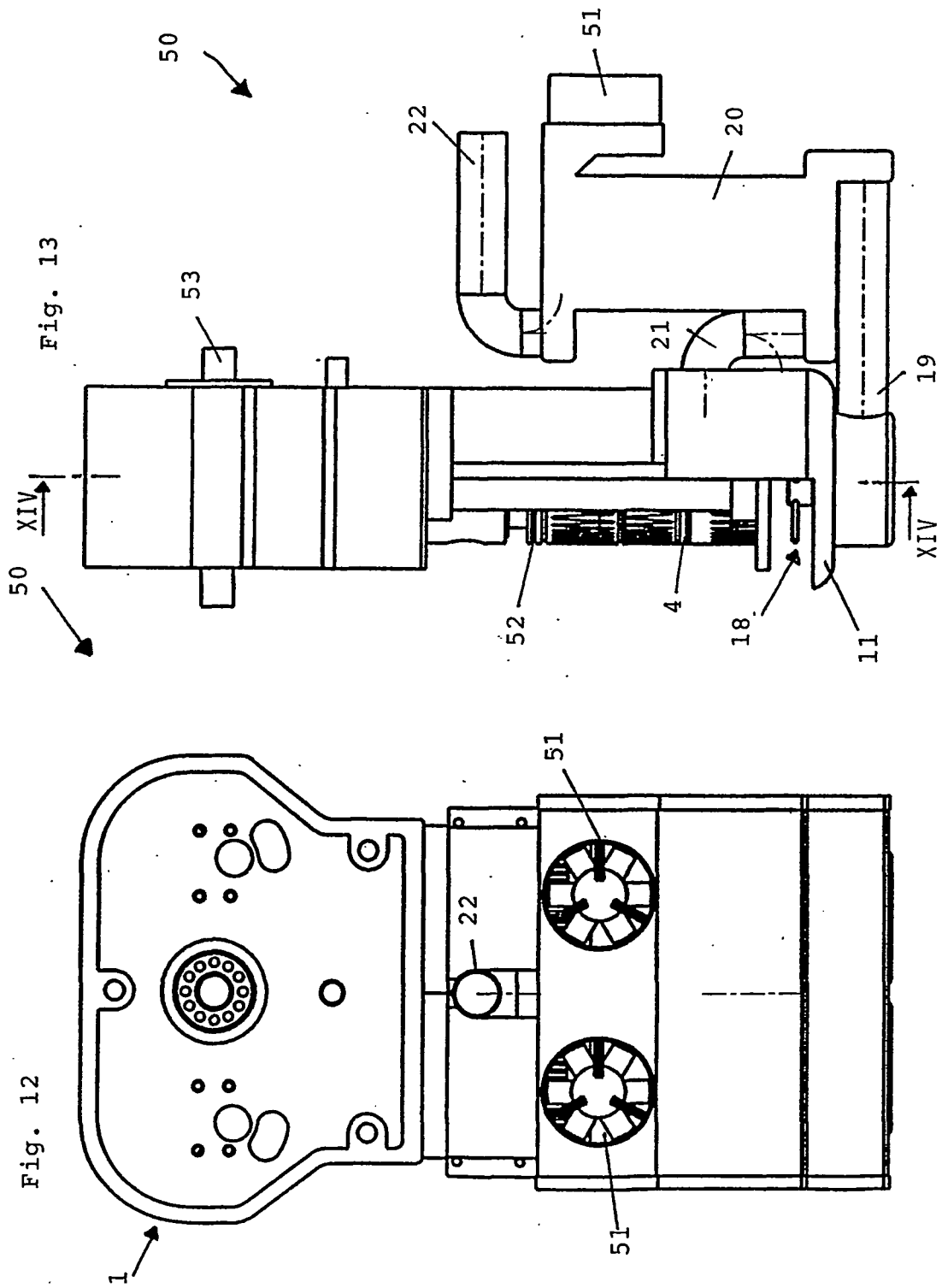
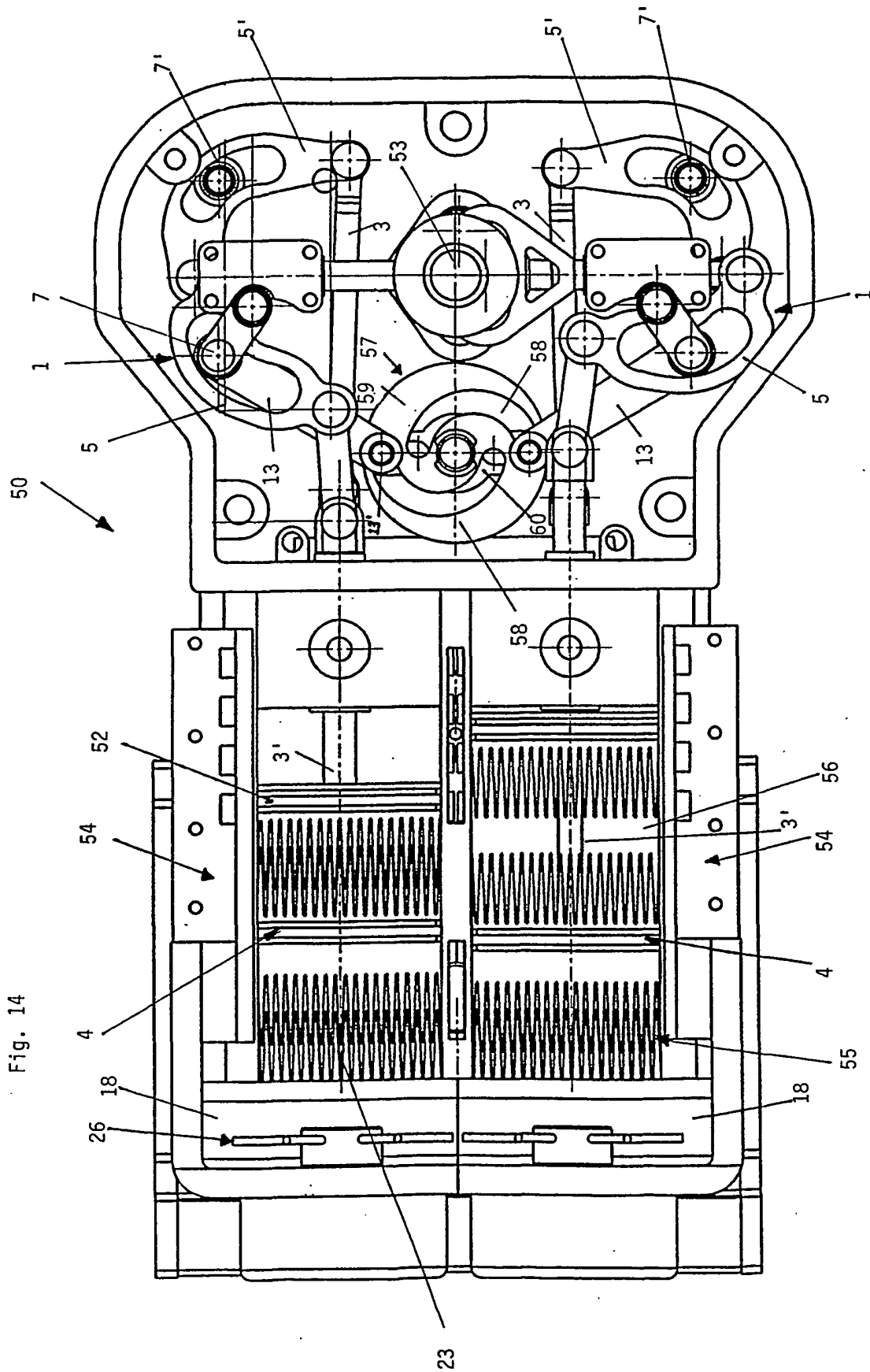
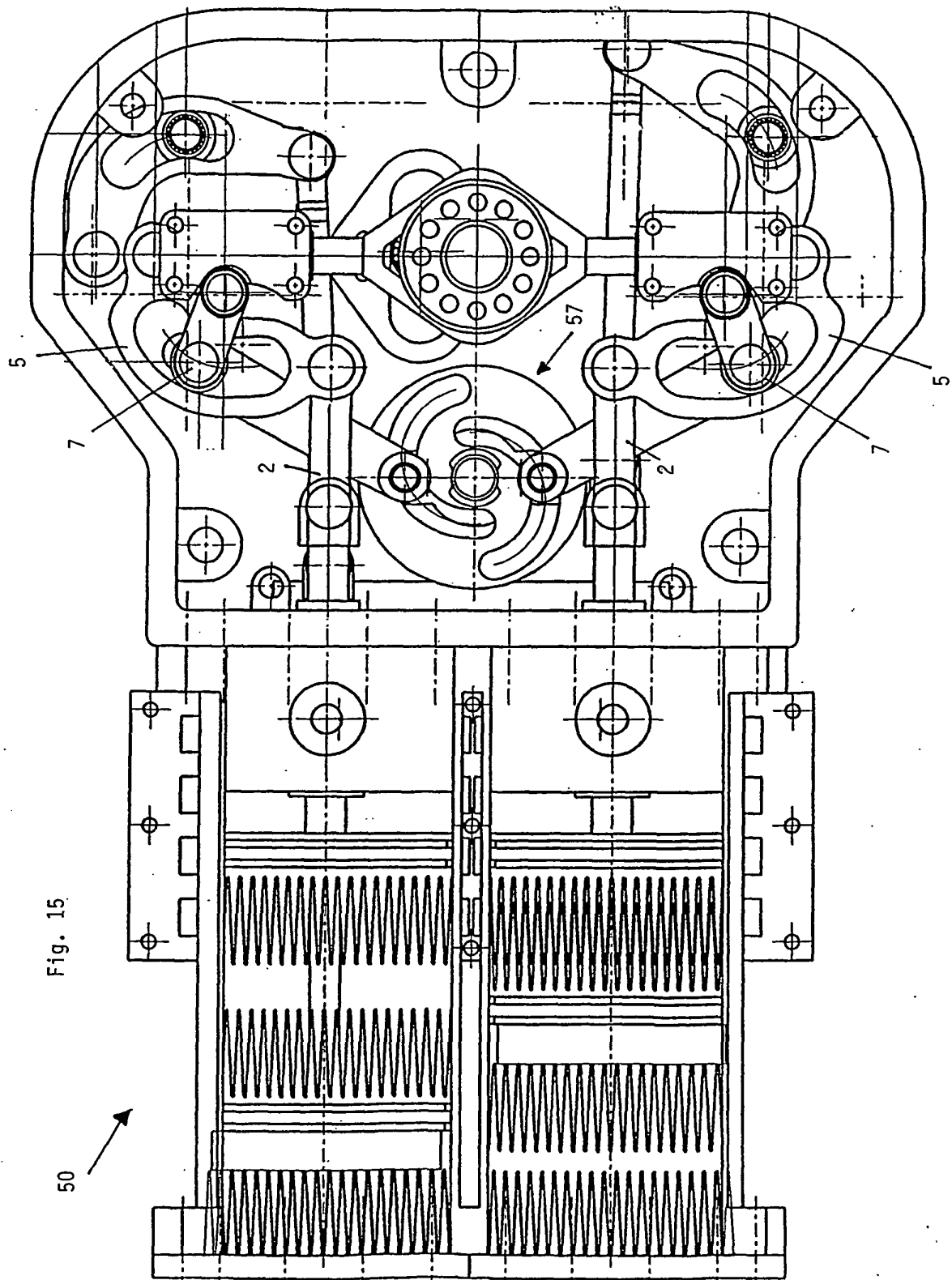


FIG. 11d









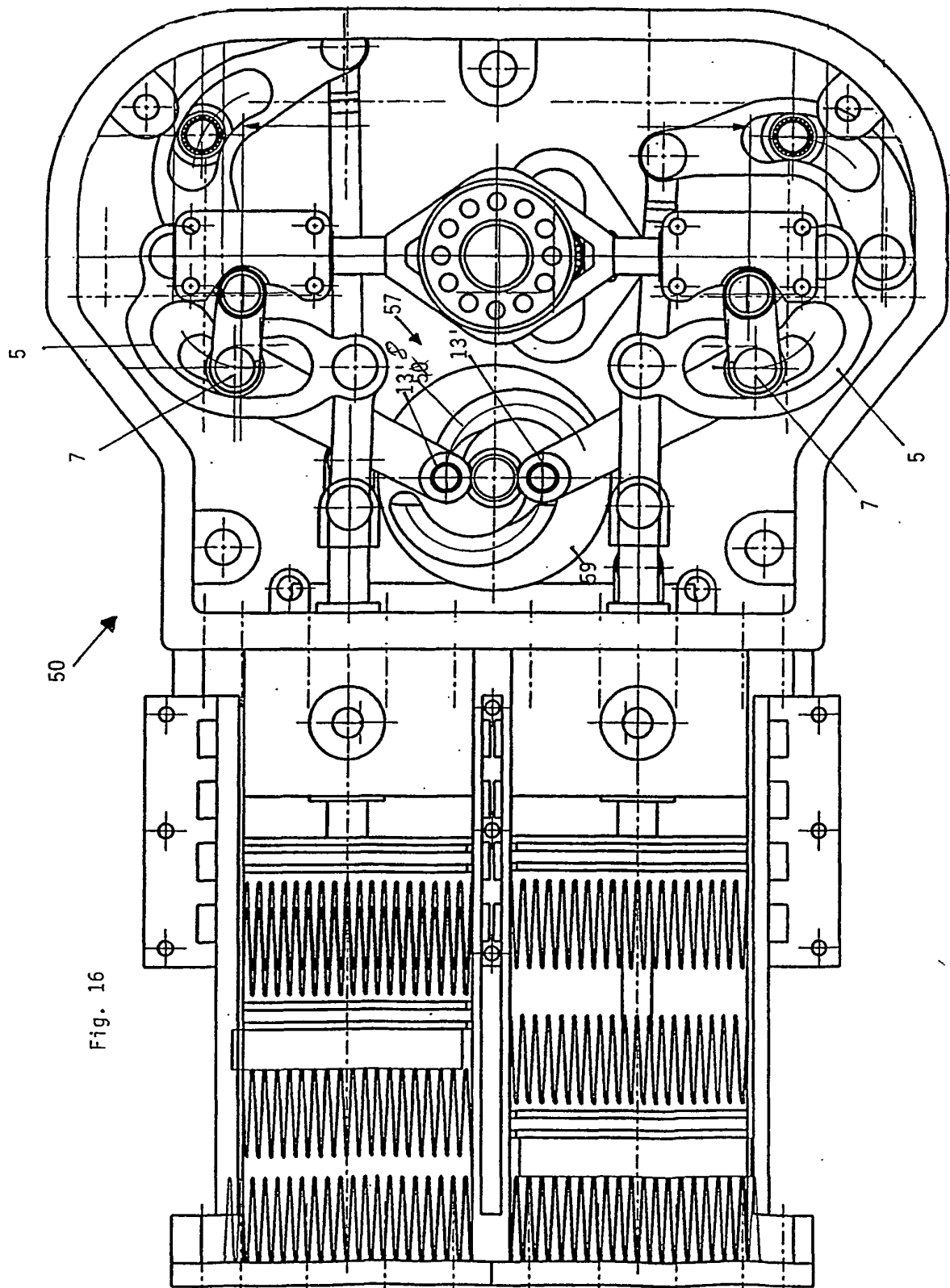
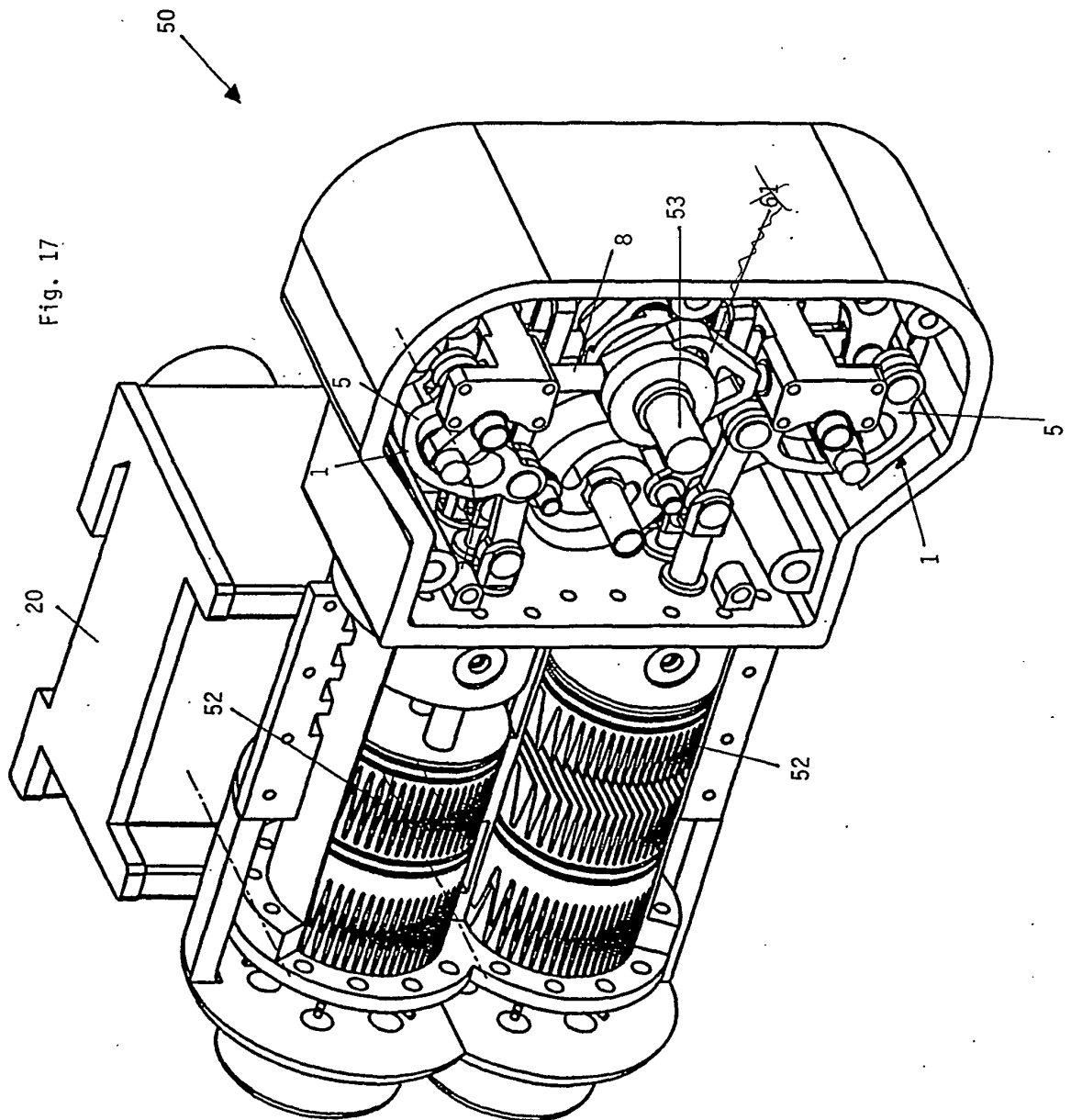


Fig. 16



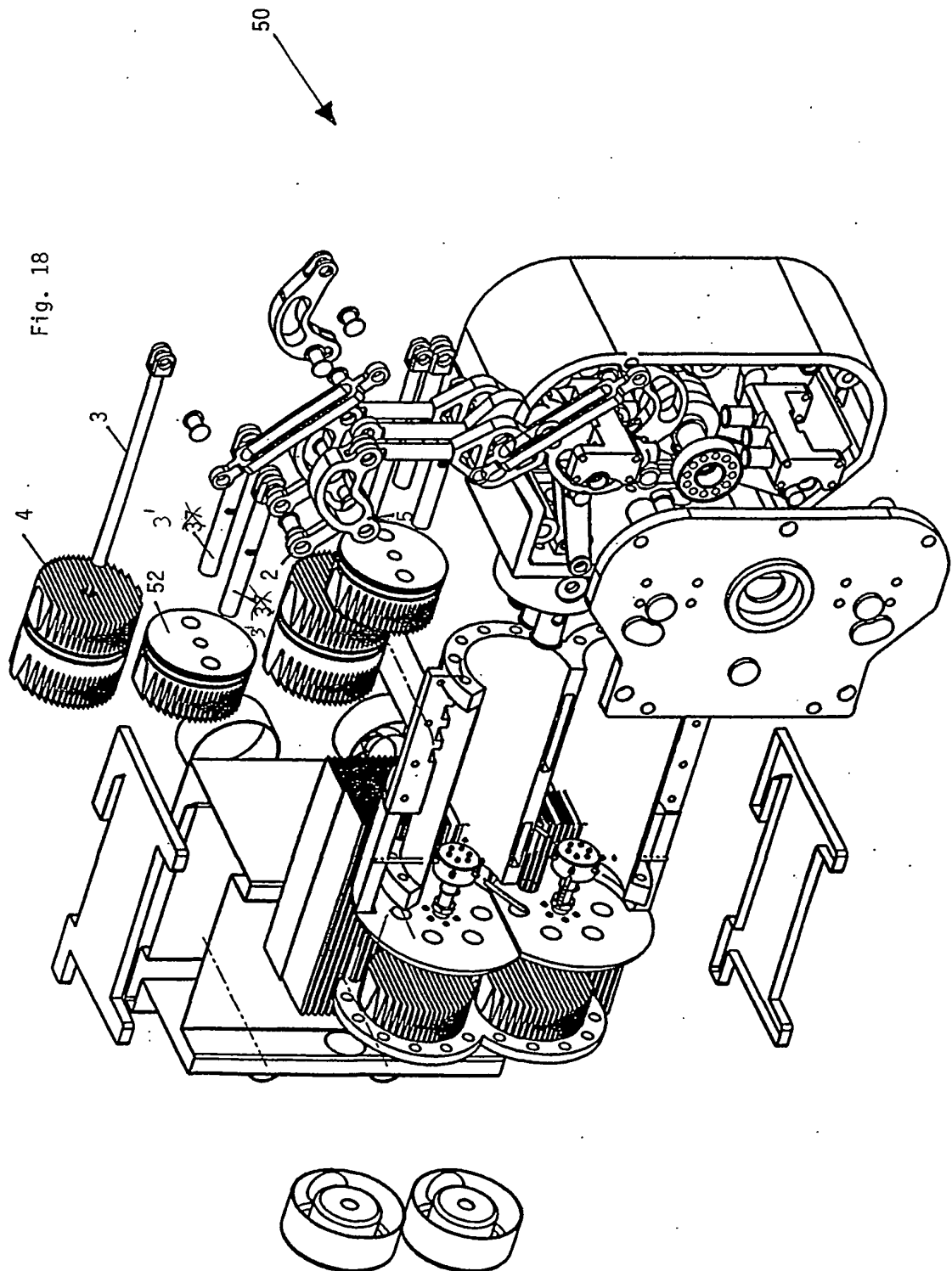


Fig. 19a

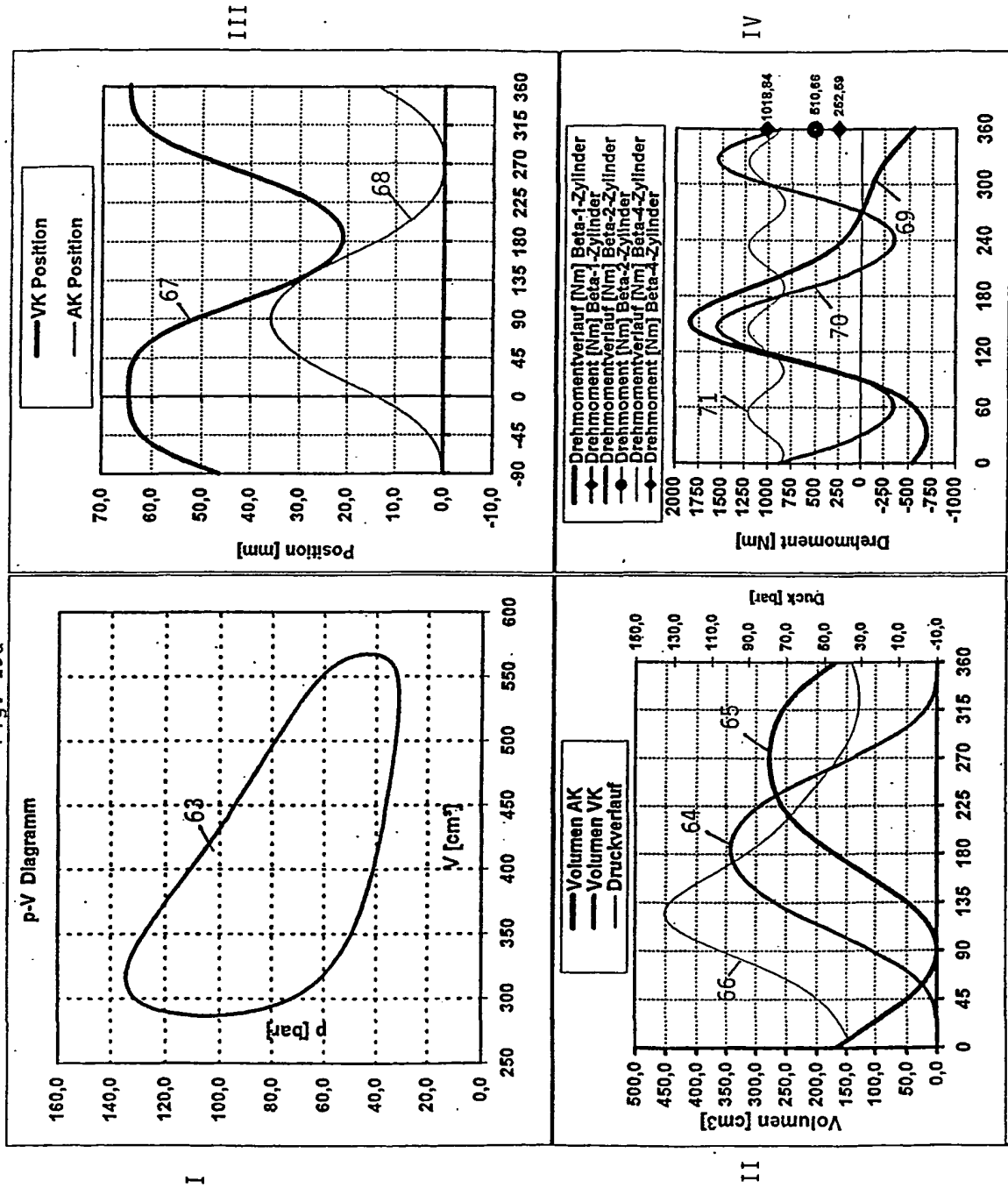


Fig. 19b

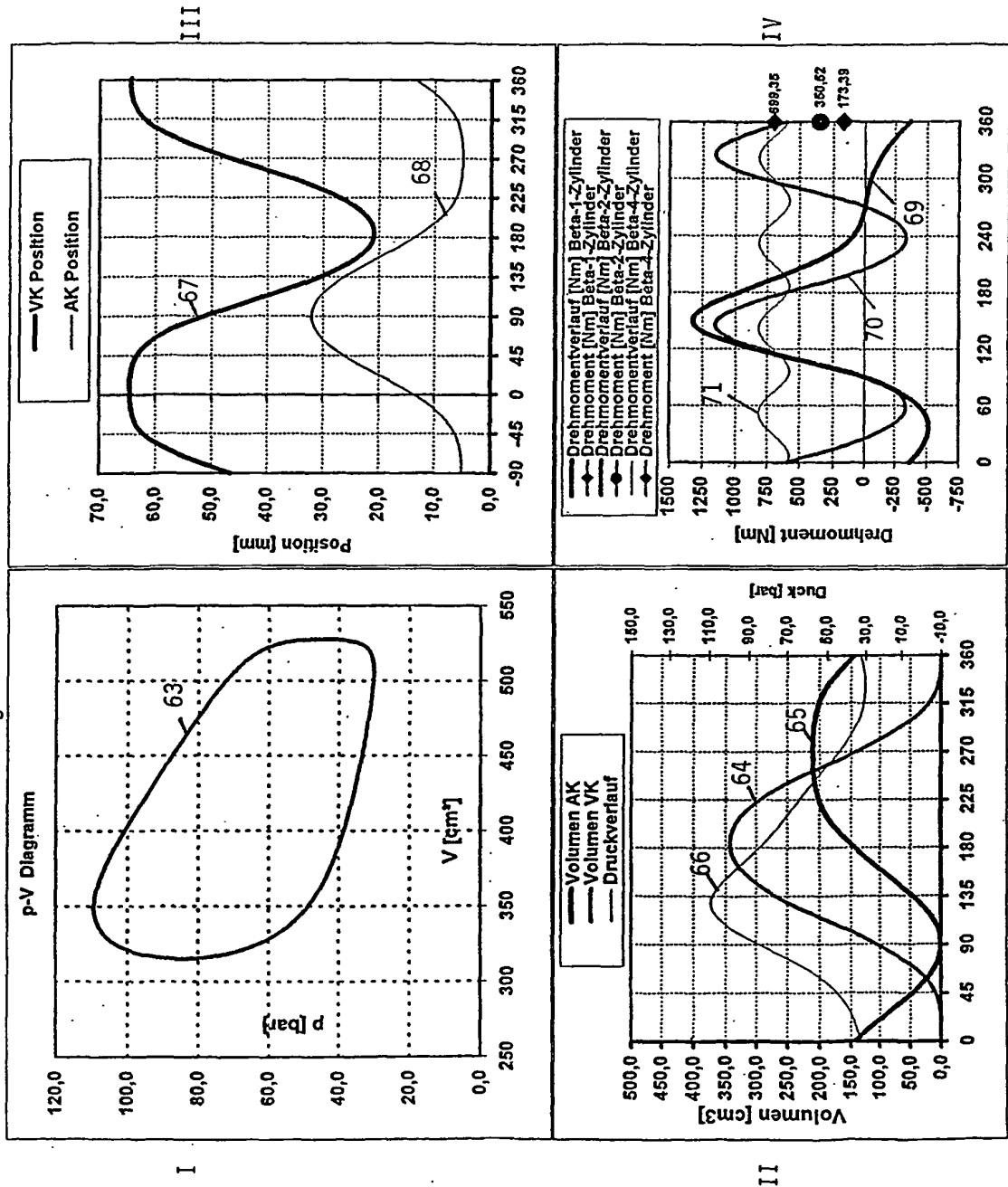


Fig. 19c

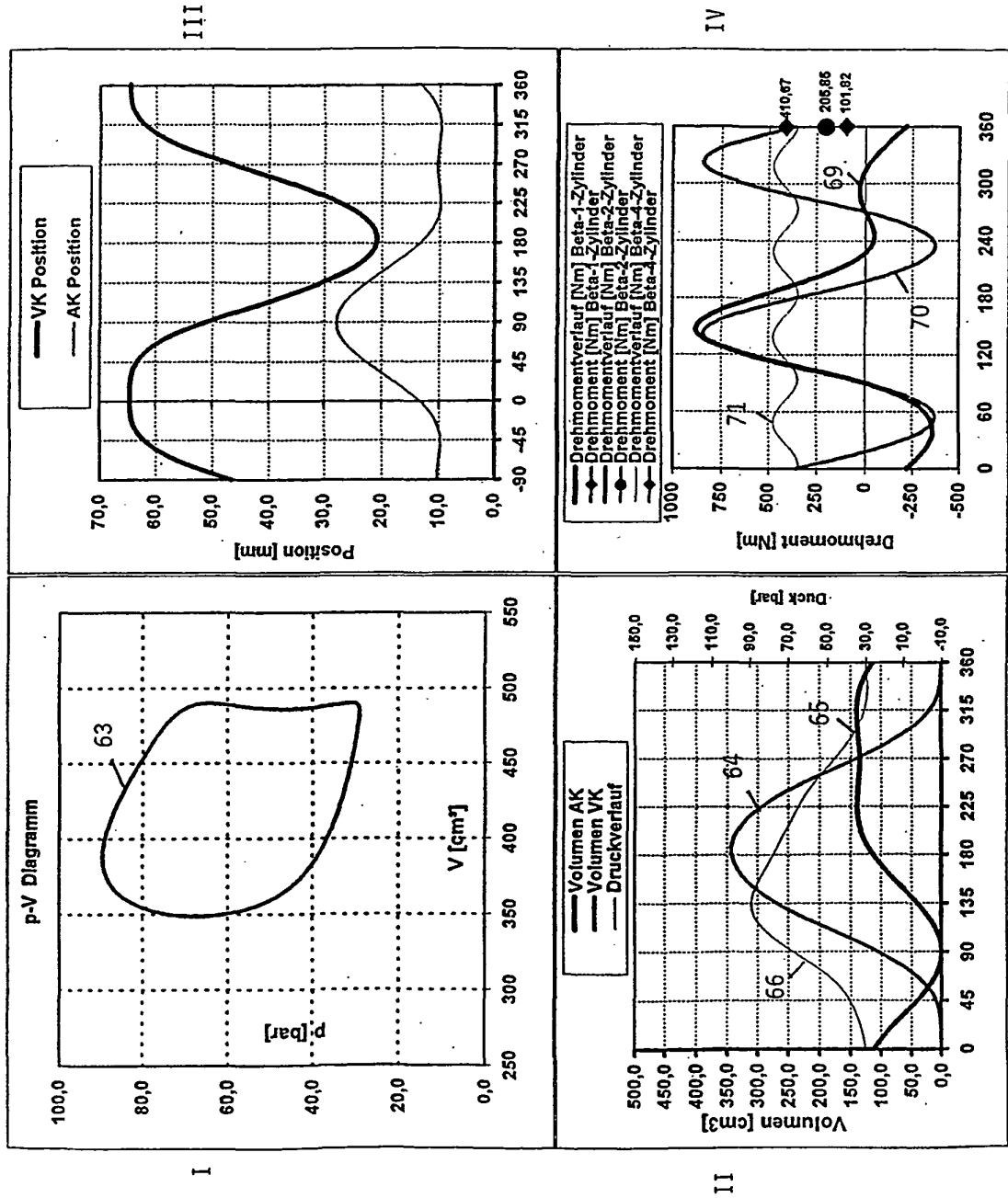
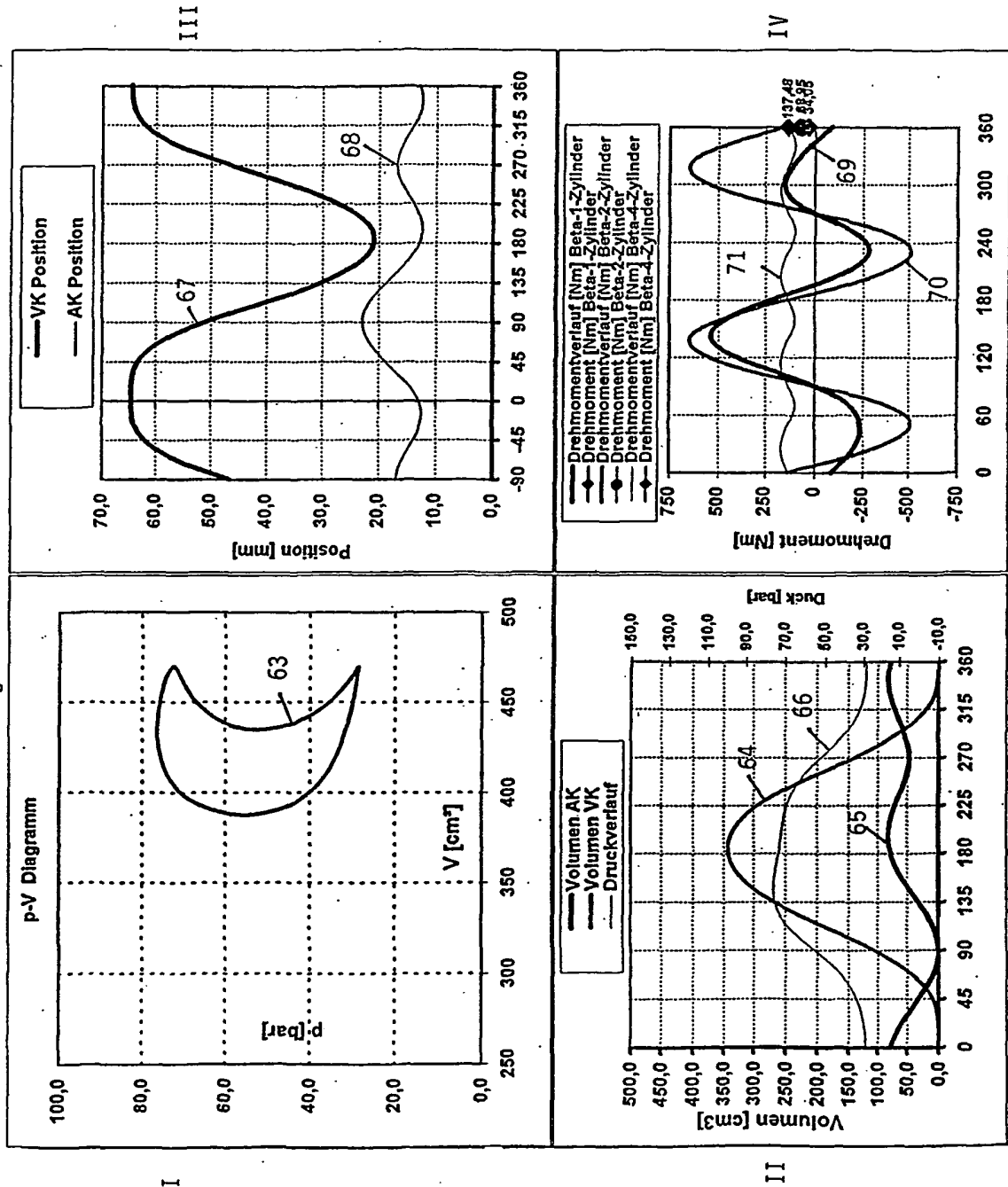
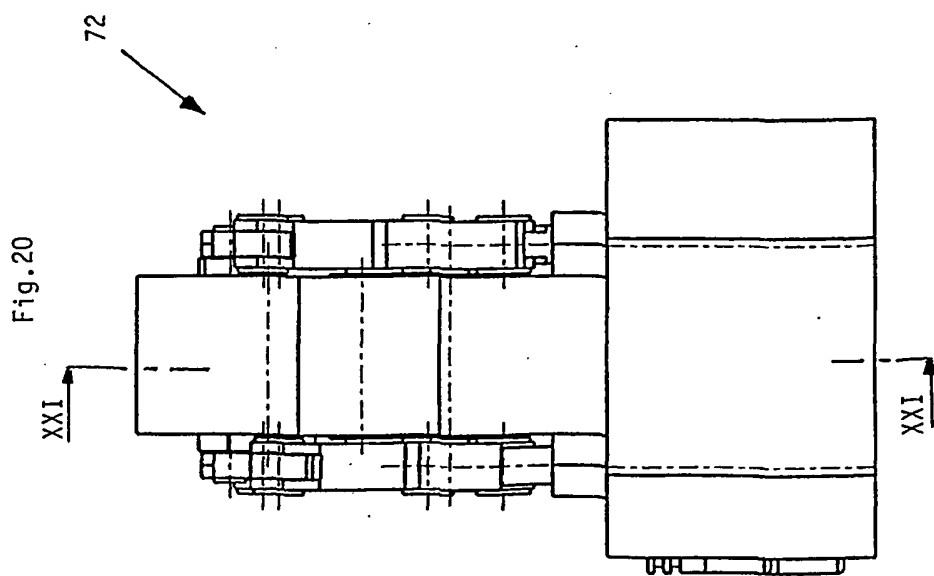
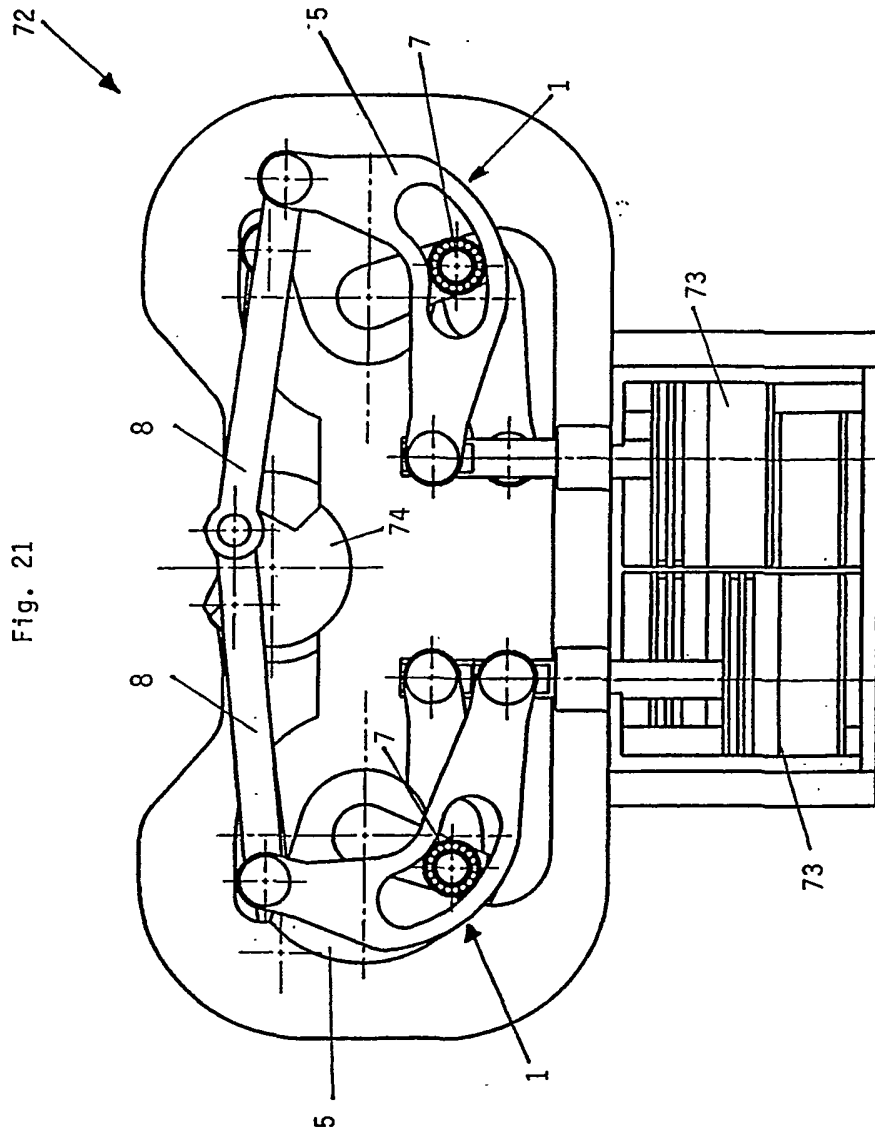


Fig. 19d





IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 3886744 A [0003]
- US 2873611 A [0004]
- US 4392350 A [0005]
- US 680237 A [0006]