(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 624 717 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
04.06.1997 Patentblatt 1997/23

(51) Int Cl.[6]: **F01L 1/34**

(21) Anmeldenummer: **94102216.2**

(22) Anmeldetag: **14.02.1994**

(54) Brennkraftmaschine mit einer Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit

Internal combustion engine with an adjuster unit to vary the phase of the camshafts drive

Moteur à combustion interne avec dispositif de déphasage de l'entraînement des arbres à cames

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **03.03.1993 DE 4306604**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.11.1994 Patentblatt 1994/46

(73) Patentinhaber: **Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft**
80788 München (DE)

(72) Erfinder:
- **Hoyer, Uwe**
  D-85296 Rohrbach (DE)
- **Kreil, Franz**
  D-81929 München (DE)

(74) Vertreter: **Bücken, Helmut et al**
Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft
Patentabteilung AJ-30
80788 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 4 133 408
US-A- 4 955 330
US-A- 4 974 560
US-A- 5 184 581

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).

EP 0 624 717 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei räumlich getrennt voneinander angeordneten Nockenwellen sowie einer von der Brennkraftmaschinen-Kurbelwelle angetriebenen Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit, mit Hilfe derer die Phasenwinkel zumindest zweier Nockenwellen bezüglich der Kurbelwelle voneinander verschiedenartig veränderbar sind. Gezeigt ist eine derartige Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit beispielsweise in der DE 40 27 312 A1.

Brennkraftmaschinen mit Nockenwellen-Verstelleinheiten zum Verdrehen der Nockenwelle in ihrer Phasenlage bezüglich der die Nockenwelle antreibenden Kurbelwelle sind heute durchaus üblich. Bei Brennkraftmaschinen mit separaten Nockenwellen für die Einlaßventile und für die Auslaßventile wird dabei üblicherweise lediglich die Einlaß-Nockenwelle verdreht. Besitzt eine Brennkraftmaschine beispielsweise der V-Bauart mehrere Einlaß-Nockenwellen, so ist es auch üblich, mittels einer einzigen Nockenwellen-Verstelleinheit sämtliche Einlaß-Nockenwellen gemeinsam zu verstellen. Ein Beispiel hierfür zeigt die DE 39 01 721 C2. Soll hingegen sowohl die Einlaß-Nockenwelle als auch die Auslaß-Nockenwelle einer Brennkraftmaschine verstellbar sein, so wären hierfür grundsätzlich zwei Nokkenwellen-Verstelleinheiten erforderlich. Um diesen unerwünschten Bauaufwand zu reduzieren bzw. den mit dieser zusätzlichen Anforderung, zwei Nockenwellen verschiedenartig verstellen zu können, verbundenen Mehraufwand gering zu halten, schlägt die bereits zitierte DE 40 27 312 Al eine gemeinsame, zusammengefaßte Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit vor, die zentral zwischen den Nockenwellen angeordnet ist und sich das bekannte Verstellprinzip über Schrägverzahnungen zunutze macht. Durch Vorsehen verschiedener Schrägverzahnungen für die Einlaß-Nockenwelle und für die Auslaß-Nockenwelle können durch gemeinsames Längsverschieben der beiden schrägverzahnten Antriebsräder die Einlaß-Nockenwelle und die Auslaß-Nockenwelle zwar gleichzeitig, jedoch voneinander verschiedenartig verstellt werden.

Dieser Grundgedanke ist vom Prinzip her überzeugend, jedoch ist zum einen die bekannte Nockenwellen-Antriebsund Verstelleinheit äußerst aufwendig zu montieren und zum anderen oftmals aufgrund von Bauraumeinschränkungen überhaupt nicht in der gezeigten Weise einsetzbar. Aufgabe der Erfindung ist es daher, für eine Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 eine demgegenüber verbesserte Anordnung aufzuzeigen.

Zur Lösung dieser Aufgabe sind die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 vorgesehen. Vorteilhafte Ausund Weiterbildungen der Erfindung sind Inhalt der Unteransprüche.

Erfindungsgemäß ist die Antriebsverstelleinheit, die sowohl dazu dient, die zumindest zwei räumlich getrennt voneinander angeordneten Nockenwellen anzutreiben, als auch diese Nockenwellen gegenüber der sie antreibenden Kurbelwelle verschiedenartig zu verstellen, als Vormontage-Einheit ausgebildet. Diese Vormontage-Einheit ist erfindungsgemäß einfach an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse anflanschbar. Die Verbindung mit zumindest einer der Nockenwellen erfolgt dabei über ein endloses Zugmittelgetriebe, also beispielsweise eine Kette oder einen Zahnriemen, die oder der bereits im Vormontageumfang enthalten ist und nach dem Anflanschen der Antriebsverstelleinheit auf die weiteren zugehörigen Räder aufgelegt werden kann. Bevorzugt wird über ein derartiges endloses Zugmittelgetriebe auch die Verbindung zwischen der Kurbelwelle sowie der Antriebsverstelleinheit hergestellt. Ferner kann ein derartiges endloses Zugmittelgetriebe auch zwischen der Antriebsverstelleinheit sowie der zweiten Nockenwelle vorgesehen sein. Alternativ ist es jedoch möglich, die Antriebsverstelleinheit derart auszubilden, daß sie auf eine der beiden oder mehreren, hierzu natürlich mit einer entsprechenden Aufnahme versehenen Nockenwelle aufgesteckt werden kann. Dann wird eine der beiden oder mehreren Nockenwellen direkt von der Antriebsverstelleinheit angetrieben, so daß zwischen diesen Elementen ein sog. Kuppelantrieb vorliegt. In diesem Falle führt dann bevorzugt je ein endloses Zugmittelgetriebe zur anderen Nockenwelle sowie zur Kurbelwelle. Alternativ kann die Antriebsverstelleinheit selbstverständlich auch auf die entsprechend ausgebildete Kurbelwelle aufgesteckt werden. Dann führt je ein endloses Zugmittelgetriebe zu den anzutreibenden und zu verstellenden Nockenwellen. Unabhängig von der gewählten Anordnung erlauben es diese geschilderten Maßnahmen dabei generell, die Antriebsverstelleinheit im wesentlichen in ihrer Gesamtheit als Vormontage-Einheit auszubilden und einfach an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse anflanschen zu können, wonach lediglich noch die jeweiligen endlosen Zugmittel aufgelegt werden müssen.

Besonders vorteilhaft ist eine erfindungsgemäße Anordnung bzw. Ausbildung bei einer Brennkraftmaschine der V-Bauart oder einer Boxer-Maschine. Ist dabei je Zylinderbank zumindest jeweils eine Einlaß-Nokkenwelle und eine Auslaß-Nockenwelle vorgesehen, so empfiehlt es sich, die gemeinsame Antriebsverstelleinheit für die Einlaß-Nockenwellen und die Auslaß-Nokkenwelle im wesentlichen zwischen diesen Zylinderbänken anzuordnen. Ausgehend von der Antriebsverstelleinheit kann dann ein erstes Zugmittelgetriebe zu den beiden Einlaß-Nockenwellen und ein zweites Zugmittelgetriebe zu den beiden Auslaß-Nockenwellen führen. Mit einer einzigen Antriebsverstelleinheit, die auch als Tandem-Einheit bezeichnet werden kann, ist es somit möglich, vier Nockenwellen zu verstellen, wobei jeweils zwei Nockenwellen paarweise zusammenhängen, die beiden Nockenwellen-Paare jedoch verschiedenartig voneinander in ihrem Phasenwinkel bezüglich der Brennkraftmaschinen-Kurbelwelle veränderbar sind.

Einfach und kompakt gestaltet - auch im Hinblick auf die Vormontierbarkeit - ist die Antriebsverstelleinheit, wenn in dieser Verstelleinheit Stützlagereinheiten vorgesehen sind. Auf diesen Stützlagereinheiten stützen sich wesentliche Elemente der Antriebsverstelleinheit ab, so beispielsweise die Räder der Nockenwellenantriebe und/oder ein Phasenwinkelverstellorgan. Die Stützlagereinheiten wiederum stützen sich dann am Brennkraftmaschinen-Gehäuse ab. Hierzu kann eine Stützlagereinheit direkt in einer zentrierenden Aufnahme des Brennkraftmaschinen-Gehäuses gelagert sein, eine andere oder auch beide bzw. alle Stützlagereinheiten können jedoch auch über Stiftschrauben o. ä. Befestigungselemente am Brennkraftmaschinen-Gehäuse angeflanscht sein.

Wie bereits erläutert, dient jede Antriebsverstelleinheit zum Antrieb sowie zum Verstellen zumindest zweier räumlich getrennt voneinander angeordneter Nockenwellen. Erforderlich sind daher zwei Abtriebsräder für diese Nockenwellen, wobei dieser besagte Nockenwellenantrieb nicht nur über ein endloses Zugmittelgetriebe oder ein Stirnrädergetriebe erfolgen kann, sondern ein derartiges Abtriebsrad auch direkt formschlüssig mit der anzutreibenden Nockenwelle verbunden sein kann. Beispielsweise kann ein einer Nockenwelle zugeordnetes Abtriebsrad in eine stirnseitige Ausnehmung dieser Nockenwelle eingesteckt sein. Diese Ausführungsform wird auch als Kuppelantrieb bezeichnet. Da somit zumindest zwei Abtriebsräder vorhanden sind und daneben auch zwei Stützlagereinheiten Bestandteil einer Antriebsverstelleinheit sind, bietet es sich an, jedem Abtriebsrad eines Nockenwellenantriebes eine derartige Stützlagereinheit zuzuordnen. Hingegen kann sich im Sinne einer einfachen Konstruktion ein von der Brennkraftmaschinen-Kurbelwelle angetriebenes Antriebsrad für die Antriebsverstelleinheit auf den Abtriebsrädern abstützen. Zwischen dem Antriebsrad, dessen Rotationsbewegung in geeigneter Weise auf die Abtriebsräder übertragen wird, sowie den Abtriebsrädern liegt selbstverständlich noch das Phasenwinkelverstellorgan, mit Hilfe dessen die Phasenwinkel zwischen den Abtriebsrädern sowie dem Antriebsrad voneinander verschiedenartig veränderbar sind.

Es können verschiedene bekannte Prinzipien zur Verstellung des Phasenwinkels zwischen der Nockenwelle bzw. dem Abtriebsrad der Antriebsverstelleinheit und dem Antriebsrad eingesetzt werden. Besonders bewährt hat sich bislang das Verstellprinzip mit längsverschiebbaren, schrägverzahnten Verzahnungsmuffen. Auch bei der vorliegenden Antriebsverstelleinheit für eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei räumlich getrennt voneinander angeordneten Nockenwellen kann eine derartige längsverschiebbar gelagerte Verzahnungsmuffe zum Einsatz kommen, wobei die Längsverschiebebewegung bevorzugt über eine Hydraulik-Zylinder-Kolben-Einheit eingeleitet wird. Bevorzugt ist in einem Hydraulikzylinder ein beidseitig beaufschlagbarer Kolben vorgesehen, der auf geeignete Weise mit der Verzahnungsmuffe verbunden ist. Eine raumsparende Anordnung ergibt sich, wenn diese Verzahnungsmuffe konzentrisch innerhalb des Abtriebsrades und des Antriebsrades gelagert ist, während sich der Hydraulikzylinder wieder an der Stützlagereinheit abstützen kann. Sollen die beiden verschiedenartig voneinander verstellbaren Nockenwellen unabhängig voneinander verstellbar sein, so sind zwei Verzahnungsmuffen mit zugeordneten Hydraulikkolben erforderlich. In einfachen Fällen kann es jedoch ausreichend sein, eine feste funktionale Beziehung zwischen den Verstellwinkeln der beiden zu verstellenden Nockenwellen zu haben. Beispielsweise kann es ausreichend sein, eine der Nockenwellen um den doppelten Winkelbetrag und in der entgegengesetzten Richtung zu verdrehen, wie die andere Nockenwelle. Für diesen Anwendungsfall ist lediglich eine einzige längsverschiebbare Verzahnungsmuffe erforderlich, wobei die mit den Abtriebsrädern zusammenwirkenden Schrägverzahnungen in entsprechender Weise verschiedenartig ausgelegt sind.

Wird bzw. werden die Verzahnungsmuffe(n) zur Verstellung der Abtriebsräder wie beschrieben hydraulisch längsverschoben, so kann es empfehlenswert sein, zur Bereitstellung eines ausreichend hohen definierten Hydraulikdruckes in der Antriebsverstelleinheit eine Hydraulikpumpe vorzusehen, wie dies bereits in der DE 39 29 621 gezeigt ist. Die vorliegende Erfindung schlägt vor, im Sinne einer Bauraumersparnis in radialer Richtung anstelle der aus der oben genannten Schrift bekannten Radial-Kolbenpumpe eine Axial-Kolbenpumpe vorzusehen. Dies sowie weitere Vorteile der Erfindung gehen auch aus der folgenden Beschreibung verschiedener bevorzugter Ausführungsbeispiele hervor. Es zeigt

Fig. 1 in den Teilfiguren a - h verschiedene Anordnungsmöglichkeiten einer erfindungsgemäßen Antriebsverstelleinheit,

Fig. 2 eine erste bevorzugte Anordnung einer Antriebsverstelleinheit für eine Brennkraftmaschine der V-Bauart,

Fig. 3 eine zweite bevorzugte Anordnung,

Fig. 4 ein erstes Ausführungsbeispiel einer Antriebsverstelleinheit im Schnitt,

Fig. 5 ein zweites Ausführungsbeispiel, sowie

Fig. 6 ein drittes Ausführungsbeispiel einer Antriebsverstelleinheit mit zwei unabhängig voneinander verstellbaren Verzahnungsmuffen.

In den Fig. 1, 2, 3 ist mit der Bezugsziffer 50 ein Kurbelgehäuse und mit der Bezugsziffer 51 ein Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine bezeichnet. Eine symbolisch dargestellte Kurbelwelle trägt die Bezugs-

ziffer 52, eine erste Nockenwelle bzw. bei Brennkraftmaschinen der V-Bauart ein erstes Nockenwellen-Paar ist mit 53 bezeichnet, eine zweite Nockenwelle/ein zweites Nockenwellen-Paar mit 54. Die Bezugsziffer 55 schließlich ist einer erfindungsgemäßen Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit zugeordnet, von der aus zwei räumlich getrennt voneinander angeordnete Nockenwellen(Paare) 53, 54 angetrieben werden und mit Hilfe derer die Phasenwinkel dieser Nockenwellen(paare) 53, 54 bezüglich der Kurbelwelle 52 voneinander verschiedenartig veränderbar sind. Die Bewegungsübertragung zwischen den einzelnen bisher beschriebenen bewegten Elementen erfolgt dabei größtenteils über endlose Zugmittelgetriebe mit der Bezugsziffer 56.

In den Fig. 1a, 1b, 1c ist eine übliche mehrzylindrige Reihen-Brennkraftmaschine dargestellt, die zwei obenliegende Nockenwellen 53, 54 besitzt, die die Einlaßventile und die Auslaßventile betätigen. Beim skizzierten Ausführungsbeispiel nach Fig. 1a ist mittig unterhalb der beiden Nockenwellen 53, 54 die Antriebsverstelleinheit 55 angeordnet. Diese wird über das endlose Zugmittelgetriebe 56 von der Kurbelwelle 52 angetrieben und treibt ihrerseits über endlose Zugmittelgetriebe 56 die beiden Nockenwellen 53, 54 an, wobei in dieser Antriebsverstelleinheit 55 jeweils eine Phasenwinkelverstellung zwischen den Abtriebsrädern, deren Bewegung direkt über endlose Zugmittelgetriebe 56 auf die Nockenwellen 53, 54 übertragen wird und dem Antriebsrad, das von der Kurbelwelle 52 angetrieben wird, einstellbar ist. Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1b ist diese Antriebsverstelleinheit 55 auf die Kurbelwelle 52 aufgesteckt, beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1c ist die Antriebsverstelleinheit 55 auf die erste Nockenwelle 53 aufgesteckt. Bei den Varianten 1b, 1c ist ein endloses Zugmittelgetriebe 56 weniger erforderlich, als bei der Variante 1a, jedoch kann sich bei der Variante 1a durch geeignete Konstruktion ein geringerer Bauraum ergeben.

Die Fig. 1d, 1e zeigen eine Boxer-Brennkraftmaschine mit den bereits erläuterten, lediglich prinzipiell dargestellten Elementen. Während bei der Variante 1d die Antriebsverstelleinheit 55 auf die Kurbelwelle 52 aufgesteckt ist, ist bei der Variante 1e die Antriebsverstelleinheit 55 separat plaziert.

Die Fig. 1f, 1g, 1h zeigen Brennkraftmaschinen der V-Bauart. Bei der Variante 1g ist die Antriebsverstelleinheit 55 auf die Kurbelwelle 52 aufgesteckt, bei der Variante 1h auf eine Nockenwelle des ersten Nockenwellen-Paares 53. Besonders günstig ist die Antriebsverstelleinheit 55 bei der Variante 1f angeordnet, da hierbei der teilweise ungenutzte V-Raum dazu genutzt wird, die Antriebsverstelleinheit 55 platzsparend und dabei die Baulänge der Brennkraftmaschine nicht vergrößernd unterzubringen.

Diese Prinzipvariante gemäß Fig. 1f ist den Fig. 2, 3 nochmals etwas detaillierter dargestellt. Gezeigt sind zwei mögliche Verläufe der endlosen Zugmittelgetriebe 56 einer Brennkraftmaschine der V-Bauart mit zentral im V-Raum angeordneter erfindungsgemäßer Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit 55. Wie ersichtlich, ist diese Antriebsverstelleinheit 55 über drei Stiftschrauben 57 am Gehäuse der Brennkraftmaschine befestigt. Es ist somit möglich, diese Antriebsverstelleinheit 55, mit Hilfe derer die Phasenwinkel der beiden Nockenwellen-Paare 53, 54 bezüglich der Kurbelwelle 52 voneinander verschiedenartig veränderbar sind, als Vormontage-Einheit auszubilden und stirnseitig an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse 58 anzuflanschen. Wie ersichtlich, wird die Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit 55 über ein erstes endloses Zugmittelgetriebe 56 von der Kurbelwelle 52 angetrieben und treibt ihrerseits über zwei weitere endlose Zugmittelgetriebe 56 die beiden Nockenwellen-Paare 53, 54 an, wobei das erste Nokkenwellen-Paar 53 beispielsweise die Einlaßventile je Zylinderbank 51a, 51b und das zweite Nockenwellen-Paar 54 die Auslaßventile je Zylinderbank 51a, 51b betätigt. Wie bereits erwähnt, ist es somit möglich, die als Vormontage-Einheit ausgebildete Antriebsverstelleinheit 55 zunächst an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse anzuflanschen und anschließend daran die bereits im Vormontageumfang enthaltenen endlosen Zugmittelgetriebe 56 vollständig aufzulegen, was insgesamt eine äußerst einfache Fertigung darstellt.

Drei verschiedene Ausführungsbeispiele einer erfindungsgemäßen Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit 55 sind in den Fig. 4, 5, 6 jeweils im Schnitt dargestellt. Gleiche Bauteile sind dabei mit den gleichen Bezugsziffern bezeichnet.

Wie bereits erläutert, ist die Antriebsverstelleinheit 55 als Vormontage-Einheit ausgebildet. Daher muß diese Vormontage-Einheit quasi ein Gehäuse aufweisen, das mehrteilig ausgebildet ist und Lagerungsfunktion für die einzelnen Bauelemente der Antriebsverstelleinheit 55 übernimmt. Diese Lagerungsfunktion ist zweiteilig ausgebildet, es sind somit zwei Stützlagereinheiten 1, 2 vorgesehen. Diese Stützlagereinheiten 1, 2 sind mittels der Stiftschrauben 57 an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse 58 angeflanscht. Bei den Ausführungsbeispielen nach den Fig. 4 und 6 ist die Stützlagereinheit 1 zusätzlich in einer zentrierenden Aufnahme 59 des Brennkraftmaschinen-Gehäuses 58 gelagert.

Jedes Stützlager 1, 2 trägt ein Abtriebsrad 3, 4 eines Nockenwellen-Antriebes. Über diese Abtriebsräder 3, 4 werden somit die beiden Nockenwellen bzw. Nokkenwellen-Paare 53, 54 angetrieben. Bei allen drei Ausführungsbeispielen ist das Abtriebsrad 3 als Kettenrad ausgebildet, bei den Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 4, 6 ist auch das Abtriebsrad 4 ein Kettenrad für ein endloses Zugmittelgetriebe 56. Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 jedoch ist das Abtriebsrad 4 direkt in eine stirnseitige Ausnehmung in der Nockenwelle 54 eingesteckt. Anstelle eines Zugmittelgetriebes ist bei diesem Ausführungsbeispiel für die Nockenwelle 54 somit ein sog. Kuppelantrieb vorgesehen.

Selbstverständlich ist neben den Abtriebsrädern 3, 4 auch ein Antriebsrad 5 erforderlich, das - wie die Fig.

1 bis 3 zeigen - von der Kurbelwelle 52 angetrieben wird und seinerseits wieder die Abtriebsräder 3, 4 in Rotation versetzt. Da dieses Antriebsrad 5 der Antriebsverstelleinheit 55 mit den beiden Abtriebsrädern 3, 4 zusammenwirken muß, kann sich dieses Antriebsrad 5 der Einfachheit halber auch auf diesen beiden Abtriebsrädern 3, 4 abstützen, wie dies in sämtlichen Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 4 - 6 gezeigt ist.

Allerdings soll die Rotationsbewegung des Antriebsrades 5 nicht unverändert auf die Abtriebsräder 3, 4 übertragen werden, vielmehr soll, wie bereits erläutert, eine Phasenwinkelverstellung möglich sein, wobei die Phasenwinkel der beiden Abtriebsräder 3, 4 gegenüber dem Antriebsrad 5 voneinander verschiedenartig veränderbar sein sollen. Genutzt wird hierbei das bekannte Verstellprinzip über Schrägverzahnungen, wozu zumindest eine längsverschiebbar, d. h. in bzw. gegen Pfeilrichtung 6 verschiebbare Verzahnungsmuffe 7 vorgesehen ist. Beim Ausführungsbeispiel nach den Fig. 4, 5 ist konzentrisch innerhalb der Abtriebsräder 3, 4 und innerhalb des Antriebsrades 5 eine einzige Verzahnungsmuffe 7 längsverschiebbar gelagert, beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 sind zwei Verzahnungsmuffen 7a, 7b vorgesehen, wobei die erste Verzahnungsmuffe 7a konzentrisch innerhalb des Antriebsrades 5 und des Abtriebsrades 3 und die zweite Verzahnungsmuffe 7b konzentrisch innerhalb des Antriebsrades 5 und des Abtriebsrades 4 gelagert ist. Jede Verzahnungsmuffe 7 ist über eine bevorzugt gerade Längsverzahnung 8 (kann auch eine Schrägverzahnung sein) mit dem Antriebsrad 5 verbunden, um eine Längsverschiebbarkeit gemäß Pfeilrichtung 6 herzustellen. Über eine erste Schrägverzahnung 9a ist die Verzahnungsmuffe 7 bzw. 7a mit dem ersten Antriebsrad 3 verbunden, während eine zweite Schrägverzahnung 9b zwischen der Verzahnungsmuffe 7 bzw. 7b und dem zweiten Abtriebsrad 4 vorgesehen ist. Beim Ausführungsbeispiel nach den Fig. 4, 5 mit einer einzigen Verzahnungsmuffe 7 sind die beiden Schrägverzahnungen 9a, 9b verschiedenartig voneinander, beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 mit zwei Verzahnungsmuffen 7a, 7b können die zwei Schrägverzahnungen 9a, 9b durchaus gleichartig sein.

Offensichtlich wird bei nicht in bzw. gegen Pfeilrichtung 6 bewegter Verzahnungsmuffe 7, 7a, 7b eine über das Antriebsrad 5 eingeleitete Rotationsbewegung unverändert auf die beiden Abtriebsräder 3, 4 übertragen. Wird dann bei den Ausführungsbeispielen nach Fig. 4, 5 zusätzlich die Verzahnungsmuffe 7 beispielsweise in Pfeilrichtung 6 verschoben, so werden in Abhängigkeit von den Steigungswinkeln der Schrägverzahnungen 9a, 9b die Abtriebsräder 3, 4 um einen zusätzlichen Phasenwinkel gegenüber dem Antriebsrad 5 verdreht. Hiermit läßt sich somit die gewünschte Phasenwinkelverstellung der Abtriebsräder 3, 4 bzw. der Nockenwellen 53, 54 gegenüber dem Antriebsrad 5 bzw. der Kurbelwelle 52 realisieren. Indem die beiden Schrägverzahnungen 9a, 9b bei den Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 4, 5 von unterschiedlicher Steigung sind, ergeben sich selbstverständlich auch für die beiden Abtriebsräder 3, 4 unterschiedliche Phasenwinkel-Verstellwerte. Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 ist es möglich, lediglich die erste Verzahnungsmuffe 7a oder lediglich die zweite Verzahnungsmuffe 7b zu verstellen, so daß sich lediglich für das erste Abtriebsrad 3 oder lediglich für das zweite Abtriebsrad 4 ein geänderter Phasenwinkel ergibt. Selbstverständlich können auch die beiden Verzahnungsmuffen 7a, 7b gemeinsam um einen jeweils unterschiedlichen Betrag in bzw. gegen Pfeilrichtung 6 verschoben werden.

Eingeleitet wird die Verschiebebewegung der Verzahnungsmuffen 7, 7a, 7b über Hydraulikkolben 10, die über ein sog., eine Rotationsübertragung verhinderndes Axiallagerpaket 11 - dieses ist in der DE 36 16 234 A1 beschrieben - mit der zugeordneten Verzahnungsmuffe 7 bzw. 7a, 7b verbunden. Der Hydraulikkolben 10 seinerseits ist in einem Hydraulikzylinder 12 geführt, der wiederum in einer Stützlagereinheit 1 (oder auch 2 im Falle der Fig. 6) gelagert ist. Versorgt wird der Hydraulikzylinder 12 über zwei Hydraulikkanäle 13a, 13b, die eine beidseitige Beaufschlagung des Hydraulikkolbens 10 ermöglichen, so daß in Abhängigkeit vom jeweiligen Druckniveau in den einzelnen Hydraulikkanälen 13a, 13b der Hydraulikkolben 10 und somit auch die Verzahnungsmuffe 7 wie gewünscht positioniert werden kann.

Die unterschiedlichen Druckniveaus in den Hydraulikkanälen 13a, 13b werden über ein Magnetventil 14 erzeugt, wobei beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 selbstverständlich zwei derartige Magnetventile erforderlich sind, um die beiden unabhängig und getrennt, jedoch koaxial angeordneten Hydraulikzylinder 12 versorgen zu können. Der vor dem Magnetventil 14 anliegende Hochdruck wird dabei durch eine in ihrer Gesamtheit mit 15 bezeichnete Kolbenpumpe erzeugt, die ebenfalls Bestandteil der Antriebsverstelleinheit 55 ist. Integriert ist der umlaufende Teil der Kolbenpumpe 15 dabei in das Abtriebsrad 3, in welchem - wie ersichtlich - eine Vielzahl von axial, d. h. in bzw. gegen Pfeilrichtung 6 verschiebbaren Kolben 16 gelagert sind. Diese federbelasteten Kolben 16 laufen dabei auf einer aus der Stützlagereinheit 1 herausgearbeiteten Trasse 17 mit unterschiedlicher Höhe, so daß mit Rotation des Abtriebsrades 3 um die Längsachse 18 die Kolben 16 in Pumpbewegung versetzt werden und über die gezeigten Hydraulikkanäle 13a (stromauf der Magnetventile 14) den gewünschten Hochdruck erzeugen. Befindet sich der jeweilige Kolben 16 dabei in demjenigen Bereich, in dem die Trasse 17 von minimaler Höhe ist, so saugt der Kolben 16 aus einem Vorratsraum 19, der über den Hauptölkanal 20 der Brennkraftmaschine versorgt wird, Hydraulikmedium bzw. Schmieröl der Brennkraftmaschine an.

Über einen vom Vorratsraum 19 abzweigenden Spritzölkanal 21 können die Räder 3, 5 sowie das zugehörige endlose Zugmittelgetriebe geschmiert werden. Dieser Kanal 21 dient auch dazu, den Druck im Vorratsraum 19 abzusenken, damit die Hydraulikpumpe

ansaugen kann. Ferner ist zu erwähnen, daß beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 der im Bereich der Stützlagereinheit 2 verlaufende Hydraulikkanal 13a über die Bohrung für die gezeigte Stiftschraube 57 vom unteren Kolben 16 der Kolbenpumpe 15 aus mit Hydraulikmedium versorgt wird. Jedoch kann dies sowie Details durchaus anderweitig gestaltet sein, ohne den Inhalt der Patentansprüche zu verlassen.

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit zumindest zwei räumlich getrennt voneinander angeordneten Nockenwellen (53, 54) sowie einer von der Brennkraftmaschinen-Kurbelwelle (52) angetriebenen Nockenwellen-Antriebsverstelleinheit (55), mit Hilfe derer die Phasenwinkel zumindest zweier Nockenwellen (53, 54) bezüglich der Kurbelwelle (52) voneinander verschiedenartig veränderbar sind,
dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Nockenwellen (53, 54) über ein endloses Zugmittelgetriebe (56) mit der als Vormontage-Einheit ausgebildeten Antriebsverstelleinheit (55) verbunden ist, welche eine als Gehäuseteil fungierende Stützlagereinheit (2) für ein Rad (4) des Nockenwellenantriebes aufweist, und wobei die Antriebsverstelleinheit (55) über die Stützlagereinheit (2) stimseitig an das Brennkraftmaschinen-Gehäuse (58) angeflanscht ist.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 mit zwei Zylinderbänken (51a, 51b) mit jeweils einer Einlaß-Nockenwelle (53) und einer Auslaß-Nockenwelle (54) dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsverstelleinheit (55) im wesentlichen zwischen den Zylinderbänken (51a, 51b) angeordnet ist und daß von der Antriebsverstelleinheit (55) ausgehend ein erstes Zugmittelgetriebe (56) zu den beiden Einlaß-Nockenwellen (53) und ein zweites Zugmittelgetriebe (56) zu den beiden Auslaß-Nockenwellen (54) führt.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsverstelleinheit (55) zwei Stützlagereinheiten (1, 2) für Räder (3, 4, 5) der Nockenwellenantriebe (Zugmittelgetriebe 56, Kuppelantrieb) sowie für (ein) Phasenwinkelverstellorgan(e) aufweist, wobei zumindest die vom Brennkraftmaschinen-Gehäuse (58) beabstandete Stützlagereinheit (2) über Stiftschrauben (57) am Brennkraftmaschinen-Gehäuse (58) befestigt ist.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, daß die dem Brennkraftmaschinen-Gehäuse (58) zugewandte Stützlagereinheit (1) direkt in einer zentrierenden Aufnahme (59) des Gehäuses (58) gelagert ist.

5. Brennkraftmaschine nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß jede Stützlagereinheit (1, 2) ein Abtriebsrad (3, 4) eines Nockenwellenantriebs (Zugmittelgetriebe 56, Kuppelantrieb) trägt, während sich ein durch die Kurbelwelle (52) angetriebenes Antriebsrad (5) der Antriebsverstelleinheit (55) auf den Abtriebsrädern (3, 4) abstützt.

6. Brennkraftmaschine nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Phasenwinkelverstellorgan zumindest eine konzentrisch innerhalb des Abtriebsrades (3, 4) und des Antriebsrades (5) längsverschiebbar gelagerte Verzahnungsmuffe (7, 7a, 7b) mit zumindest einer Schrägverzahnung (9a, 9b) aufweist, an der ein Hydraulikkolben (10) angreift, der in einem sich an der Stützlagereinheit (1, 2) abstützenden Hydraulikzylinder (12) geführt ist.

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, daß koaxial zueinander zwei Verzahnungsmuffen (7a, 7b) mit zugeordneten Hydraulikkolben (10) und Hydraulikzylindern (12) vorgesehen sind, die mit jeweils einem Abtriebsrad (3, 4) zusammenwirken.

8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, daß eine Verzahnungsmuffe (7) mit zwei Abtriebsrädern (3, 4) über voneinander verschiedenartige Schrägverzahnungen (9a, 9b) zusammenwirkt.

9. Brennkraftmaschine nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß in der Antriebsverstelleinheit (55) eine Kolbenpumpe (15) zur Bereitstellung des für den/die Hydraulikkolben (10)/Hydraulikzylinder (12) benötigten Hydraulikmediums vorgesehen ist.

Claims

1. An internal combustion engine comprising at least two camshafts (53, 54) disposed so as to be spatially separate from one another and a camshaft drive adjustment unit (55) driven by the engine crankshaft (52) whereby the phase angle of at least two camshafts (53, 54) relative to the crankshaft (52) can be varied differently from one another,
characterised in that at least one crankshaft (53, 54) is connected by an endless tension drive (56) to the drive adjustment unit (55), which is in the form of a pre-assembled unit and comprises a supporting

bearing unit (2) serving as part of a casing, for a wheel (4) of the camshaft drive, and wherein the drive adjustment unit (55) is flange-mounted via the supporting bearing unit (2) to the end of the engine casing (58).

2. An internal combustion engine according to claim 1 comprising two rows of cylinders (51a, 51b) each with an intake camshaft (53) and an exhaust camshaft (54),
characterised in that the drive adjustment unit (55) is disposed substantially between the cylinder rows (51a, 51b) and, starting from the drive adjustment unit (55), a first tension drive (56) leads to the two intake camshafts (53) and a second tension drive (56) leads to the two exhaust camshafts (54).

3. An engine according to claim 1 or claim 2,
characterised in that the drive adjustment unit (55) comprises two supporting bearing units (1, 2) for wheels (3, 4, 5) of the camshaft drives (tension drive 56, coupled drive) and for one or more phase adjustment means, wherein at least the supporting bearing unit (2) at a distance from the engine casing (58) is secured to the engine casing (58) by stud bolts (57).

4. An engine according to claim 3,
characterised in that the supporting bearing unit (1) facing the engine casing (58) is mounted directly in a centring recess (59) in the casing (58).

5. An engine according to any of the preceding claims, characterised in that each supporting bearing unit (1, 2) bears a power take-off wheel (3, 4) of a camshaft drive (tension drive 56, coupled drive) whereas a drive wheel (5) of the drive adjustment unit (55) driven by the crankshaft (52) bears against the power take-off wheels (3, 4).

6. An engine according to any of the preceding claims, characterised in that the phase angle adjustment means comprises a toothed sleeve (7, 7a, 7b) comprising at least one helical gear (9a, 9b) and disposed concentrically inside the power take-off wheel (3, 4) and the drive wheel (5) so as to be longitudinally movable and engaging a hydraulic piston (10) guided in a hydraulic cylinder (12) abutting the supporting bearing unit (1, 2).

7. An engine according to claim 6,
characterised in that two toothed sleeves (7a, 7b) with associated hydraulic pistons (10) and hydraulic cylinders (12) are provided coaxially with one another and each co-operates with a respective power take-off wheel (3, 4).

8. An engine according to claim 6,
characterised in that a toothed sleeve (7) co-operates with two power take-off wheels (3, 4) via different helical gears (9a, 9b).

9. An engine according to any of the preceding claims, characterised in that a piston pump (15) is provided in the drive adjustment unit (55) for supplying the hydraulic medium required for the hydraulic piston or pistons (10)/ hydraulic cylinder or cylinders (12).

Revendications

1. Moteur à combustion interne ayant au moins deux arbres à cames (53, 54) séparés dans l'espace, ainsi qu'une unité de réglage d'entraînement d'arbres à cames (55) entraînée par le vilebrequin (52) du moteur à combustion interne, pour modifier différemment la phase d'au moins deux arbres à cames (53, 54) par rapport au vilebrequin (52),
caractérisé en ce qu'
au moins l'un des arbres à cames (53, 54) est relié par un moyen de transmission en traction sans fin (56) à l'unité de réglage d'entraînement (55) réalisée sous la forme d'un ensemble préassemblé, et qui comporte une unité de palier d'appui (2) fonctionnant comme partie de boîtier pour un pignon (4) de l'entraînement par arbres à cames et l'unité de réglage d'entraînement (55) est fixée par bride par l'unité de palier d'appui (2) contre la face du corps (58) du moteur à combustion interne.

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1 comprenant deux ensembles de cylindres (51a, 51b) ayant chaque fois un arbre à cames d'admission (53) et un arbre à cames d'échappement (54),
caractérisé en ce que
l'unité de réglage d'entraînement (55) est montée essentiellement entre les ensembles de cylindres (51a, 51b) et partant de l'unité de réglage d'entraînement (55), une première transmission à moyen de traction (56) est reliée aux deux arbres à cames d'admission (53) et une seconde transmission à moyen de traction (56) est reliée aux deux arbres à cames de sortie (54).

3. Moteur à combustion interne selon les revendications 1 ou 2,
caractérisé en ce que
l'unité de réglage d'entraînement (55) comporte deux unités de palier d'appui (1, 2) pour les pignons (3, 4, 5) de l'entraînement par arbres à cames (transmission à moyen de traction (56), entraînement couplé) ainsi qu'un ou des organes de réglage de phase, au moins l'unité de palier d'appui (2), écartée du boîtier (58) du moteur à combustion interne étant fixée à ce boîtier (58) par des goujons filetés (57).

4. Moteur à combustion interne selon la revendication 3,
caractérisé en ce que
l'unité de palier d'appui (1) tournée vers le boîtier (58) du moteur à combustion interne est montée directement dans un logement de centrage (59) du boîtier (58).

5. Moteur à combustion interne selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisé en ce que
chaque unité de palier d'appui (1, 2) porte un pignon de sortie (3, 4) d'un entraînement d'arbres à cames (transmission à moyen de traction 56, entraînement couplé) et un pignon (5) entraîné par le vilebrequin (52) de l'unité de réglage d'entraînement (55) s'appuie sur les pignons de sortie (3, 4).

6. Moteur à combustion interne selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisé en ce que
l'organe de réglage de la phase comprend au moins un manchon denté (7, 7a, 7b) monté coulissant longitudinalement dans la roue de sortie (3, 4) et le pignon d'entraînement (5), avec au moins une denture en biais (9a, 9b) sur laquelle agit un piston hydraulique (10) guidé dans un cylindre hydraulique (12) s'appuyant contre l'unité de palier d'appui (1, 2).

7. Moteur à combustion interne selon la revendication 6,
caractérisé par
deux manchons d'entrée (7a, 7b) coaxiaux auxquels sont associés des pistons hydrauliques (10) et des cylindres hydrauliques (12), et coopérant avec chaque fois un pignon de sortie (3, 4).

8. Moteur à combustion interne selon la revendication 6,
caractérisé par
un manchon denté (7) coopérant avec deux pignons de sortie (3, 4) par des dentures en biais (9a, 9b) différentes l'une de l'autre.

9. Moteur à combustion interne selon quelconque des revendications précédentes,
caractérisé en ce que
l'unité de réglage d'entraînement (55) comporte une pompe à pistons (15) pour fournir le fluide hydraulique nécessaire aux pistons hydrauliques (10) /cylindres hydrauliques (12).

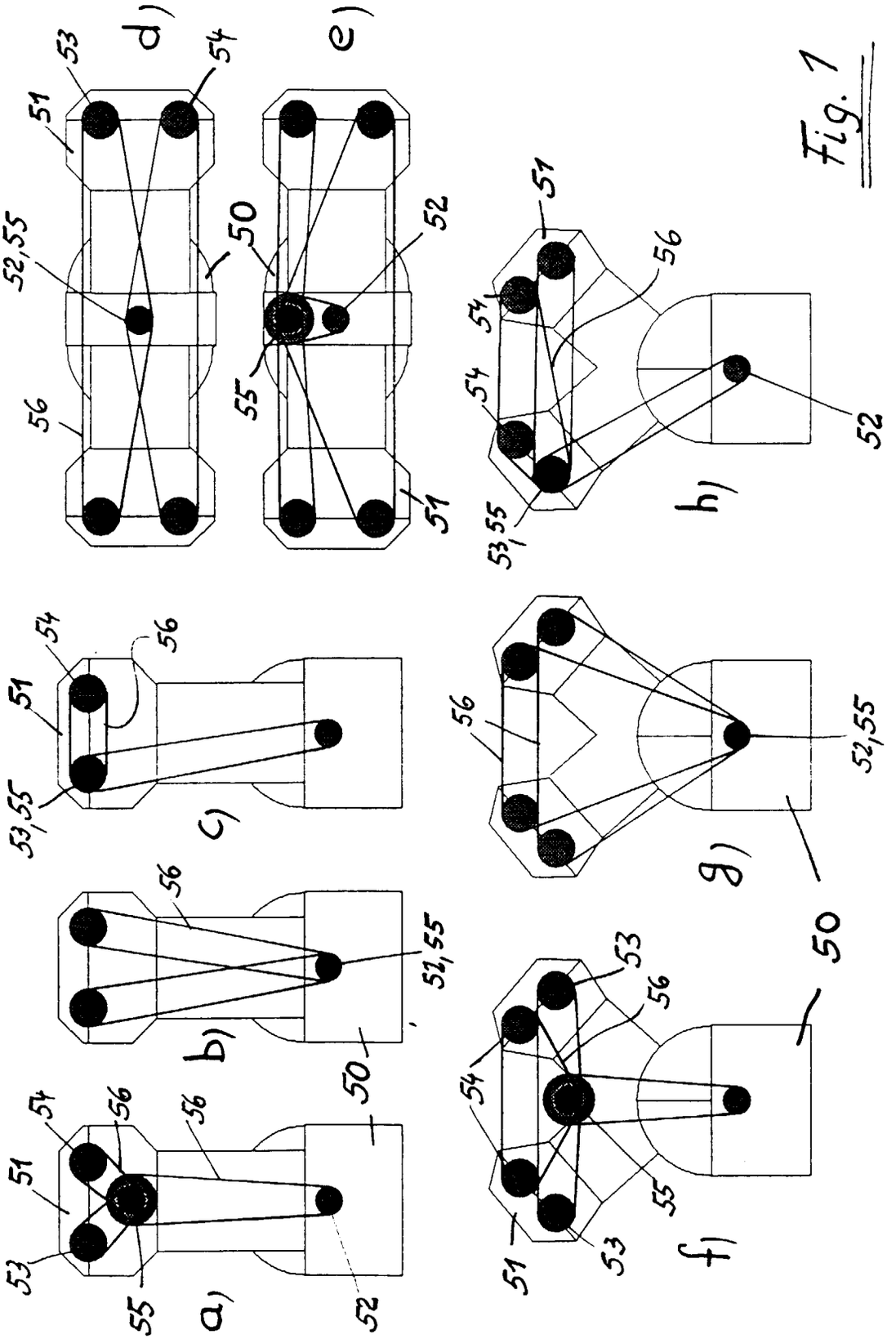


Fig. 1

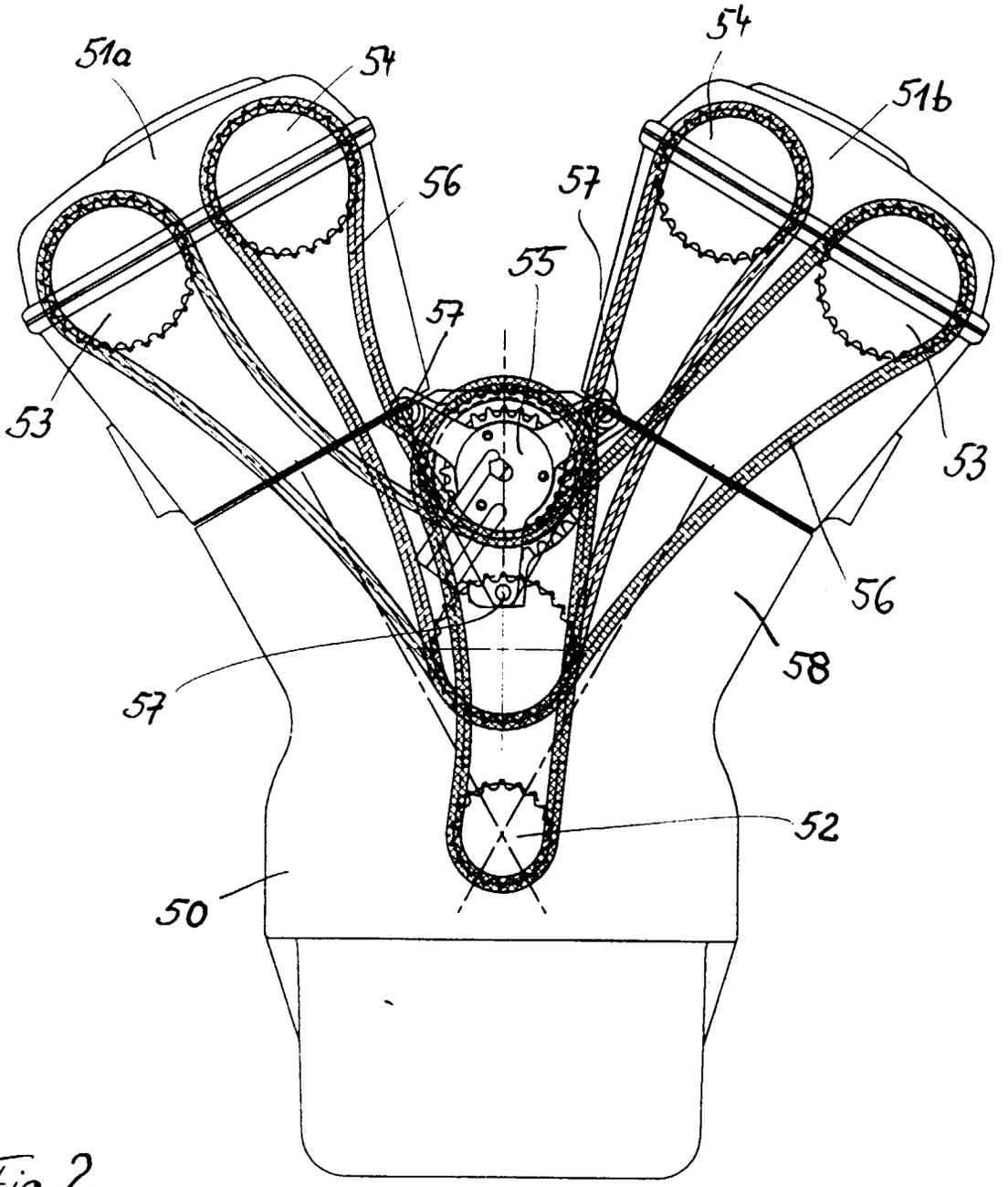


Fig. 2

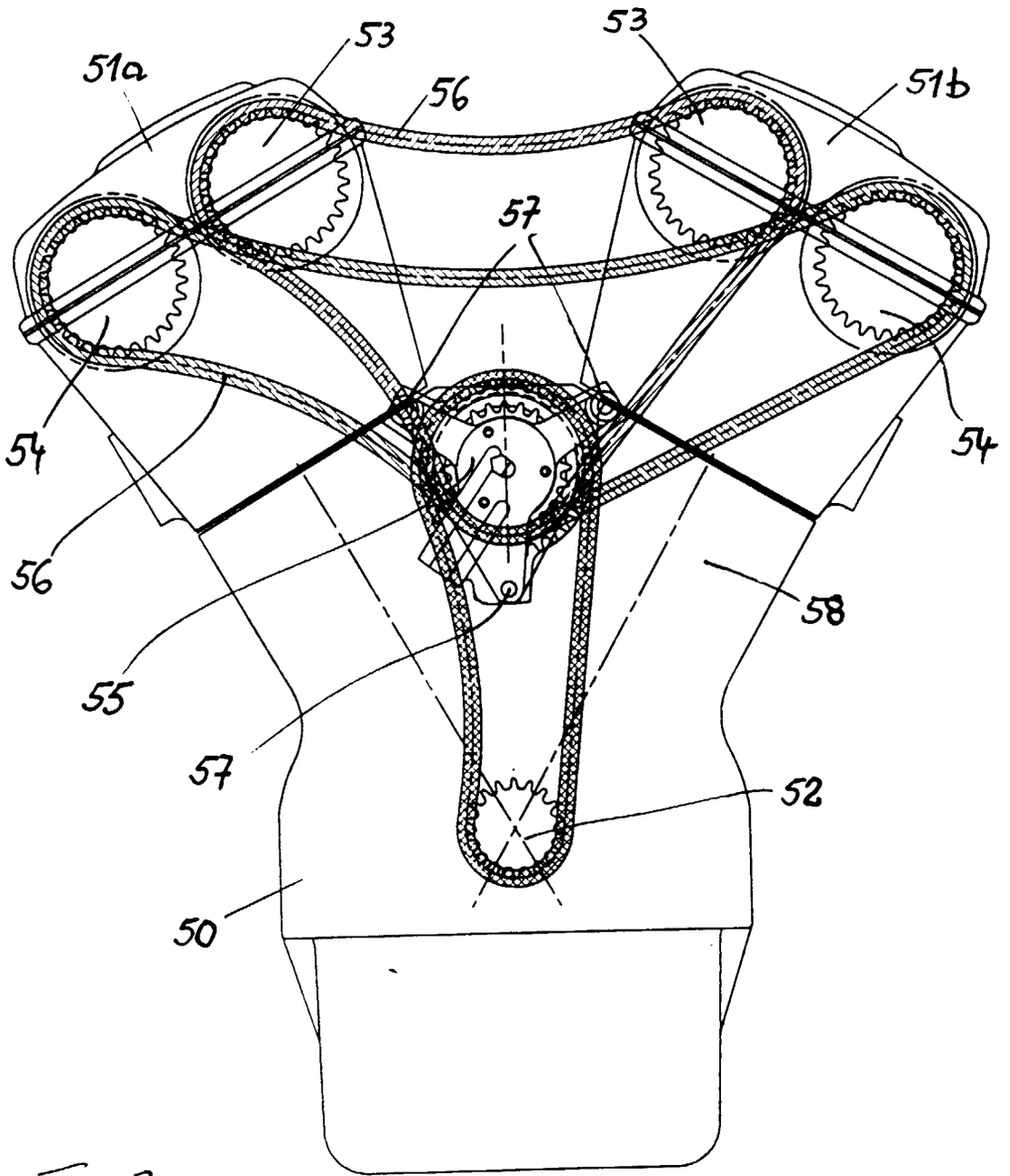
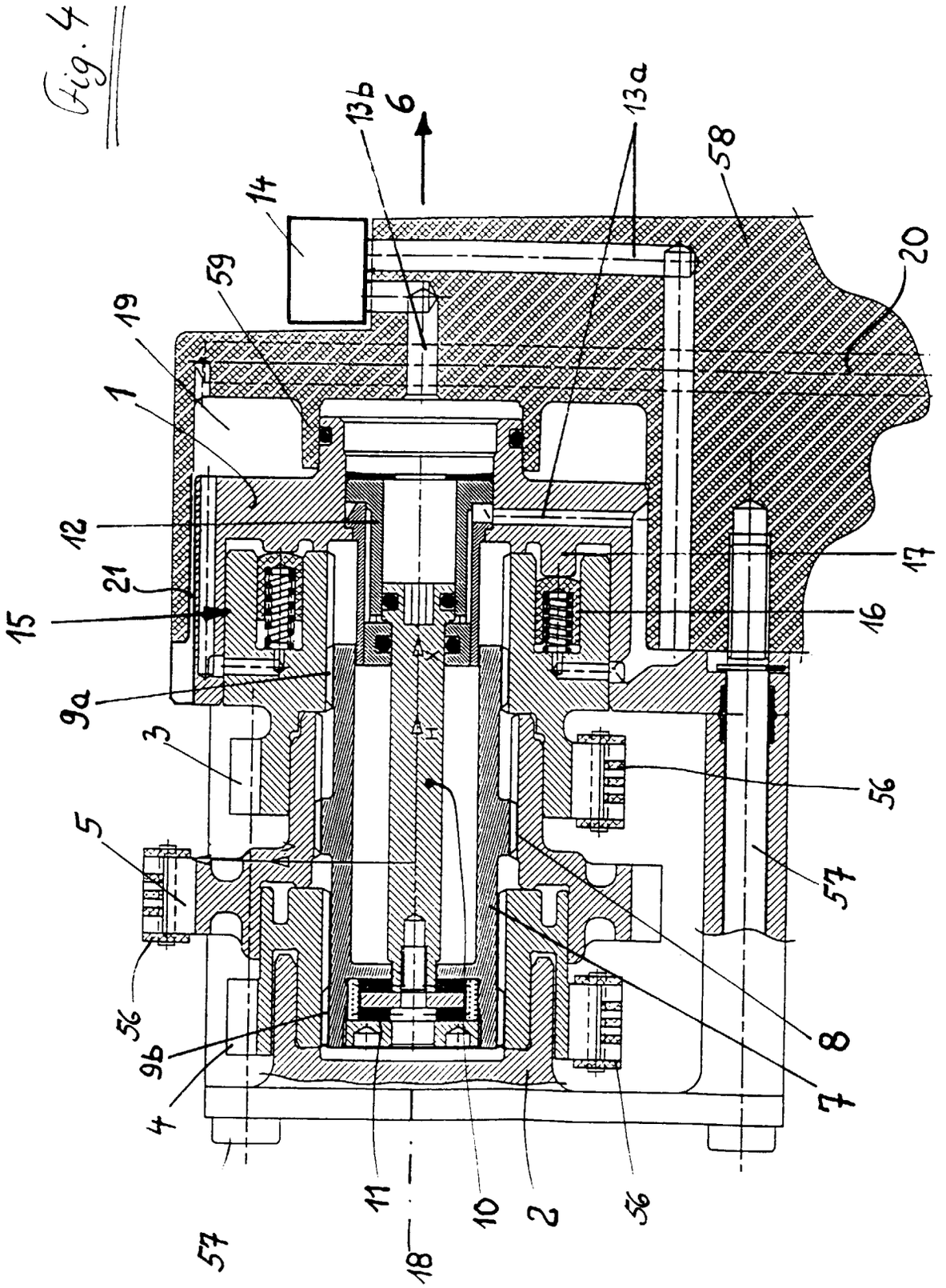


Fig. 3

Fig. 4


13b
6
13a
58
14
59
20
19
1
12
17
21
15
16
9a
3
56
5
57
56
9b
8
4
7
11
10
2
56
57
18

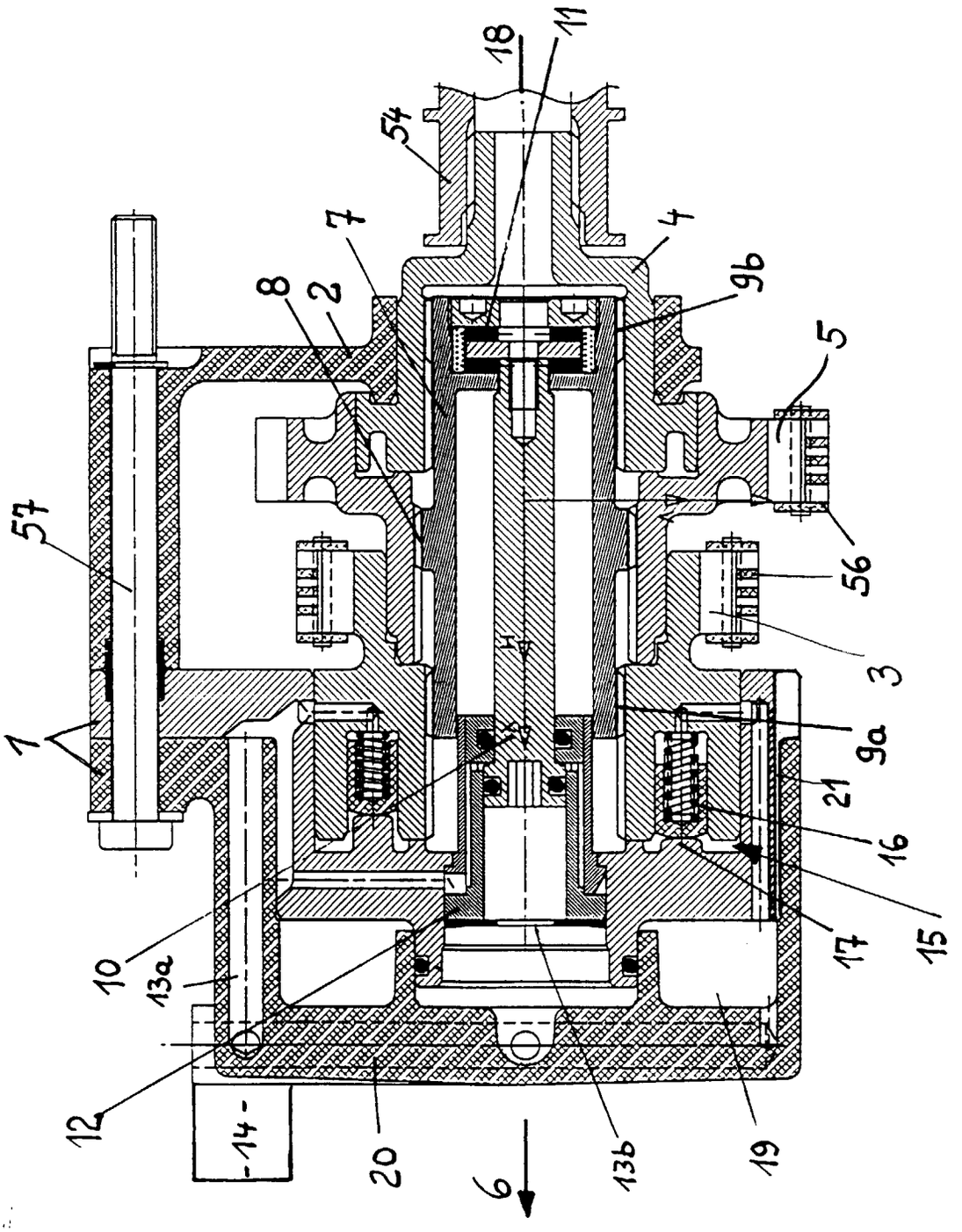


Fig. 5

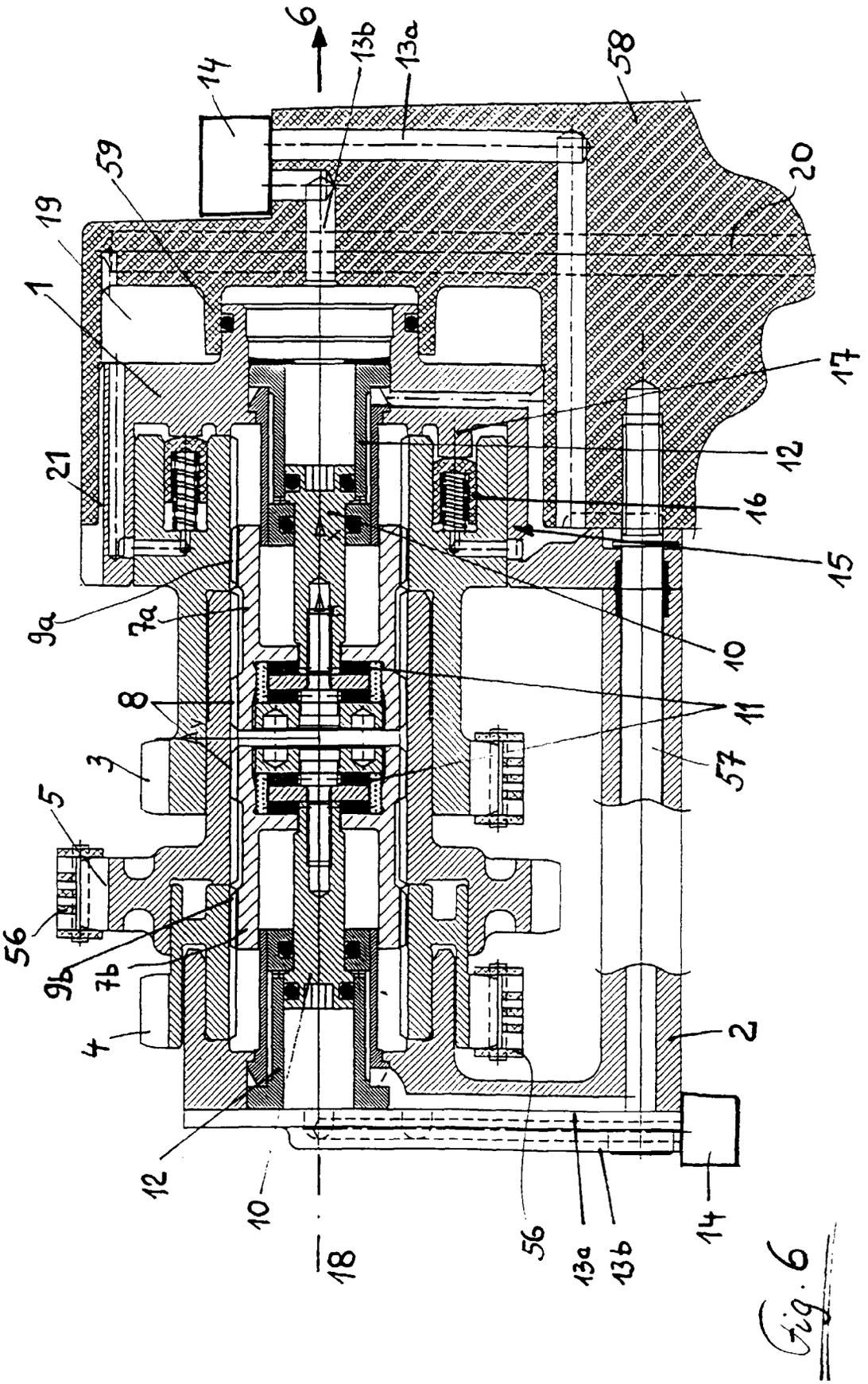

6
13b
13a
14
58
59
20
19
1
17
12
21
16
15
9a
7a
10
8
11
57
3
5
56
9b
7b
4
2
12
10
18
56
13a
13b
14

Fig. 6