

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

(11)

Veröffentlichungsnummer: **0 048 321**
B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift:
24.10.84(51) Int. Cl.³: **F 02 B 75/18, F 02 B 75/22,**
F 01 L 1/00(21) Anmeldenummer: **81105583.9**(22) Anmeldetag: **16.07.81**(54) **Mehrzylindrige ventilsteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine.**(30) Priorität: **18.09.80 DE 3035244**(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
31.03.82 Patentblatt 82/13(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
24.10.84 Patentblatt 84/43(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH FR GB LI NL(56) Entgegenhaltungen:
DE - A - 1 810 937
FR - A - 379 677
FR - A - 553 930
US - A - 1 426 575
US - A - 3 738 338**DAS GROSSE ADAC AUTOBUCH "Aufbau und Arbeitsweise des Autos" 1976, DAS BESTE, Stuttgart, Seiten 32 bis 35**
K. ZINNER "Aufladung von Verbrennungsmotoren" 2. Auflage, Abschnitt 8 "Besondere Probleme der Abgasturbo-Aufladung" 30. Juli 1980, SPRINGER VERLAG, Berlin, Heidelberg, New York Seiten 146 bis 149(73) Patentinhaber: **M.A.N. MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG** Aktiengesellschaft,
Stadtbachstrasse 1, D-8900 Augsburg (DE)(72) Erfinder: **Pfleiderer, Ernst, Heidestrasse 25 1/2, D-8901 Königsbrunn (DE)**
Erfinder: **Wöhrl, Fritz, Allensteinstrasse 36, D-8900 Augsburg (DE)****EP 0 048 321 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 betrifft mehrzylindrige, ventilgesteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschinen, eine erste entsprechend dem Oberbegriff des Anspruches 1, eine zweite entsprechend dem Oberbegriff des Anspruches 2 und eine dritte entsprechend dem Oberbegriff des Anspruches 3.

Bei mehrzylindrigen, umsteuerbaren oder nicht-umsteuerbaren Hubkolben-Brennkraftmaschinen mit V-Anordnung ihrer Zylinder und geradzahlig oder ungeradzahlig Zylinderanzahl sowie einer Nockenwelle je Reihe besteht der Steuerungsantrieb üblicherweise aus einem an der Kurbelwelle befestigten Antriebsrad, an das zwei nicht miteinander kämmende Zwischenräder angekoppelt sind, von denen jedes bei untenliegenden Nockenwellen direkt oder bei obenliegenden Nockenwellen über einen zwischengeschalteten Getriebezug mit einem auf einer Nockenwelle sitzenden Antriebsrad in Eingriff steht. Infolge dieser getrieblichen Verbindung drehen beide Nockenwellen immer im gleichen Drehsinn. Die Ablaufgeometrie der Nocken an beiden Nockenwellen ist unterschiedlich. Einer bestimmten Kurbelwellen-(Haupt-) Drehrichtung sind somit zwei verschiedene Nockenwellen zugeordnet. Wünscht jedoch beispielsweise der Motorenabnehmer eine entgegengesetzte Maschinenhauptdrehrichtung, mithin eine Maschine mit in entgegengesetzter (Haupt-) Richtung drehender Kurbelwelle, so ist dieser auch je Zylinderreihe eine andere Nockenwelle mit anderer Ablaufgeometrie der Nocken zuzuordnen. Um jeder gewünschten Kurbelwellen-(Haupt-) Drehrichtung Rechnung zu tragen, sind somit beim Motorenhersteller die Fertigung und Lagerhaltung von vier verschiedenen Nockenwellentypen erforderlich. Bei Reihenmaschinen mit geradzahlig Zylinderanzahl sind zwei verschiedene Nockenwellen erforderlich, um zwei möglichen Kurbelwellen-(Haupt-) Drehrichtungen Rechnung zu tragen. Von der Fertigungsseite, der Kostenseite und Logistik her gesehen ist der Aufwand im Bereich der Nockenwellen ersichtlicherweise somit enorm hoch.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, Brennkraftmaschinen der in den Oberbegriffen der Ansprüche 1 bis 3 angegebenen Art derart auszubilden, dass unabhängig von der Drehrichtung deren Kurbelwellen eine erheblich reduzierte Anzahl von Nockenwellentypen erforderlich ist.

Diese Aufgabe ist bei Brennkraftmaschinen der in den Oberbegriffen der Ansprüche 1 bis 3 angegebenen Art durch die jeweils zugehörigen kennzeichnenden Merkmale gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen dieser Lösungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Es ist, bezugnehmend auf die Lösung gemäss Anspruch 1, zwar aus der US-A-3738338 schon ein Zwei-Zylinder-Motor bekannt, bei dem beide Zylinder in V-Form und beide Zylinderköpfe insgesamt, das heisst einschliesslich der Gaswechselventile, der Kipphebel und der Nockenwelle, gleich ausgebildet sowie um 180° gegeneinander verdreht auf den beiden Zylindern angeordnet sind. Die Nocken-

anordnung an der Nockenwelle des einen Zylinders ist mithin gleich der Nockenordnung an der dem anderen Zylinder zugeordneten Nockenwelle; ausserdem ist mithin aufgrund dieses Prinzips auch die Nockenwelle des einen Zylinders gegenüber jener des anderen Zylinders der Länge nach um 180° gedreht an der Brennkraftmaschine angeordnet. Darüber hinaus ist der Steuerungsantrieb dieses Motors durch ein Getriebe gebildet, durch das die beiden Nockenwellen gegenläufig angetrieben sind. Es ist in der Beschreibung dieses bekannten Motors jedoch nichts zu finden, was einen Hinweis darauf geben könnte, dass dieses ausschliesslich für Zwei-Zylinder-V-Motoren beanspruchte Prinzip auch bei anderen mehr Zylinder aufweisenden Motoren anzuwenden wäre. Ausserdem fehlt jeglicher Hinweis auf eine entsprechende Aufgabenstellung und deren Realisierung.

Nachstehend sind mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung sowie deren Vorteile anhand der Zeichnung näher beschrieben. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 in stark schematisierter Darstellung die erfindungsgemässe Nockenwellenanordnung einer 16-zylindrigen V-Hubkolben-Brennkraftmaschine mit rechtsdrehender Kurbelwelle;

Fig. 2 in schematischer Darstellung einen Steuerungsantrieb nach der Erfindung für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 1 und 13 bei untenliegenden Nockenwellen;

Fig. 3 die Nockenwellenanordnung der Brennkraftmaschine gemäss Fig. 1 bei linksdrehender Kurbelwelle;

Fig. 4 in schematischer Darstellung einen Steuerungsantrieb nach der Erfindung für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 3 und 15 bei untenliegenden Nockenwellen;

Fig. 5 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 1 und 13 für den Fall obenliegender Nockenwellen;

Fig. 6 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 3 und 15 für den Fall obenliegender Nockenwellen;

Fig. 7 in stark schematischer Darstellung die erfindungsgemässe Nockenwellenanordnung einer 8-zylindrigen Reihen-Hubkolben-Brennkraftmaschine mit rechtsdrehender Kurbelwelle;

Fig. 8 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 7 bei untenliegender Nockenwelle;

Fig. 9 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 7 für den Fall einer obenliegenden Nockenwelle;

Fig. 10 die Nockenwellenanordnung der Brennkraftmaschine gemäss Fig. 7 mit linksdrehender Kurbelwelle;

Fig. 11 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 10 bei untenliegender Nockenwelle;

Fig. 12 in schematischer Darstellung den erfindungsgemässen Steuerungsantrieb für die Nockenwellenanordnung und Kurbelwellendrehrichtung gemäss Fig. 10 für den Fall einer obenliegenden Nockenwelle;

Fig. 13 in stark schematischer Darstellung die erfindungsgemässe Nockenwellenanordnung einer 14-zylindrigen V-Hubkolben-Brennkraftmaschine bei rechtsdrehender Kurbelwelle;

Fig. 14 in schematischer Darstellung die winkelmässigen Lagen der Nocken der Nockenwellen und der Kröpfungen der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine nach Fig. 13;

Fig. 15 die Nockenwellenanordnung der Brennkraftmaschine gemäss Fig. 13 bei linksdrehender Kurbelwelle;

Fig. 16 in schematischer Darstellung die winkelmässigen Lagen der Nocken der Nockenwellen und der Kröpfungen der Kurbelwelle der Anordnung gemäss Fig. 15.

Den Darstellungen in den Fig. 1, 3, 7, 10, 13 und 15 sind ventilgesteuerte Brennkraftmaschinen zugeordnet, die nach im Motorenbau üblichen Zündfolgen arbeiten und Kurbelwellen besitzen, deren Massenkräfte infolge entsprechender symmetrischer Anordnung ihrer Kröpfungen weitestgehend ausgeglichen sind. Dabei kann es sich um ventilgesteuerte 2-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschinen oder – wie in der Zeichnung gezeigt – um 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschinen handeln, die ausserdem sowohl nicht umsteuerbar als auch umsteuerbar ausgebildet sein können. Bei ventilgesteuerten Hubkolben-Brennkraftmaschinen sind Nockenwellen zur Steuerung der Gaswechselventile und Brennstoffförder- bzw. -einspritzpumpen und gegebenenfalls weitere Maschinenaggregate erforderlich, deren Nocken nach einer gewählten Zündfolge gegeneinander winkelmässig versetzt und entsprechend der Lage der von ihnen zu steuernden Maschinenelemente – wie Stössel oder Kipphebel für die Betätigung der Gaswechselventile und Pumpenkolben – räumlich voneinander beabstandet sind. Die Nocken selbst besitzen eine unsymmetrische Ablaufgeometrie. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist jedoch in den Fig. 1, 3, 7, 10, 13 und 15 jeweils nur die Nockenordnung für eine Steuerfunktion, nämlich jene für die Steuerung der Brennstoffförder- bzw. -einspritzpumpen, dargestellt.

Als Beispiele seien für eine mehrzylindrige Hubkolben-Brennkraftmaschine mit Reihen- oder V-Anordnung ihrer Zylinder und 8 Zylindern je Reihe – mithin einer 16-zylindrigen V-Brennkraftmaschine oder 8-zylindrigen Reihen-Brennkraftmaschine – folgende im Motorenbau übliche und bei Realisierung der Erfindung bei diesen Brennkraftma-

schinengattungen anwendbare Zündfolgen genannt:

- a) 1-2-4-6-8-7-5-3
- b) 1-3-2-4-8-6-7-5
- c) 1-3-5-2-8-6-4-7
- d) 1-3-5-7-8-6-4-2
- e) 1-3-7-5-8-6-2-4
- f) 1-4-6-2-8-5-3-7
- g) 1-4-7-3-8-5-2-6
- h) 1-5-7-3-8-4-2-6
- i) 1-5-7-6-8-4-2-3
- j) 1-6-2-4-8-3-7-5
- k) 1-6-2-5-8-3-7-4
- l) 1-6-4-2-8-3-5-7
- m) 1-7-3-5-8-2-6-4
- n) 1-7-4-6-8-2-5-3
- o) 1-7-5-3-8-2-4-6

Im übrigen sei darauf hingewiesen, dass über die erfindungsgemässe Ausbildung und Anordnung der Nockenwellen, des Steuerungsantriebs sowie der Kurbelwellen hinaus die zugehörige Brennkraftmaschine innerhalb ihrer gattungsgemässen Art eine beliebige Konstruktion aufweisen kann.

Nachstehend ist im einzelnen näher zu den gezeigten Ausführungsbeispielen Stellung genommen.

Die Anordnung gemäss Fig. 1 und 3 ist folgender Gattung von Brennkraftmaschinen zugeordnet, nämlich einer mehrzylindrigen ventilgesteuerten Hubkolben-Brennkraftmaschine mit V-Anordnung ihrer Zylinder und geradzahlgiger Zylinderzahl je Zylinderreihe. Gezeigt ist eine Anordnung für eine 16-zylindrige Brennkraftmaschine, bei der jeder Zylinderreihe eine Nockenwelle zugeordnet ist. In den Fig. 1 und 3 ist die der linken Zylinderreihe zugeordnete Nockenwelle mit 9 und die der rechten Zylinderreihe zugeordnete Nockenwelle mit 10 bezeichnet. Die in Kreisen eingefassten Ziffern 1 bis 8 sind den Nocken an jeweils einer Nockenwelle 9 bzw. 10 zugeordnet, die an dieser jeweils hintereinander winkelmässig versetzt angeordnet und jeweils einem Zylinder zugeordnet sind sowie bezüglich diesem die gleiche Steuerfunktion, beispielsweise die Steuerung der Brennstoffförderpumpen erfüllen. Hinsichtlich der Anordnung der anderen, nicht dargestellten Nocken für die weiteren Steuerfunktionen verweisen wir auf die Ausführungen eingangs der Beschreibung. Die Nocken 1 bis 8 sind beim Ausführungsbeispiel gemäss den Fig. 1 und 3 nach den Gesetzmässigkeiten einer Zündfolge 1-3-5-7-8-6-4-2 an der Nockenwelle 9 bzw. 10 angeordnet. Der hieraus resultierende winkelmässige Versatz der Nocken 2 bis 8 gegenüber der Nocke 1 ist in den Fig. 1 und 3, bezogen auf die durch einen Pfeil 11 markierte Drehrichtung der Nockenwelle 9, durch Hilfslinien und kreisbogenförmige, den Versatzwinkel einschliessende Pfeile markiert. Mit 12 ist die Kurbelwelle der Brennkraftmaschine bezeichnet, von der aus die beiden Nockenwellen 9 und 10 über einen Steuerungsantrieb 13, der in den Fig. 1 und 3 durch strichpunktierte Linien angedeutet ist, mit halber Geschwindigkeit antreibbar sind. Den acht Kröpfungen der Kurbelwelle 12 sind der Übersichtlichkeit halber ebenfalls in Krei-

sen eingefasst die Ziffern 1 bis 8 zugewiesen. Die Kröpfungsfolge ist aus der Zeichnung ersichtlich; sie folgt den Gesetzmässigkeiten der bereits anhand der Nockenwelle 9 beschriebenen Zündfolge 1-3-5-7-8-6-4-2.

Erfindungsgemäss ist nun bei der besagten Gattung von Brennkraftmaschinen die Nockenordnung an der Nockenwelle 10 der zweiten Zylinderreihe identisch mit der Nockenordnung an der Nockenwelle 9 der ersten Zylinderreihe; ferner ist die Nockenwelle 10 der zweiten Zylinderreihe gegenüber jener 9 der ersten Zylinderreihe der Länge nach um 180° gedreht an der Brennkraftmaschine angeordnet; letzteres ist aus der Zeichnung durch die vertauschte Lage der mit a und b bezeichneten axialen Endbereiche der beiden Nockenwellen 9, 10 ersichtlich; ausserdem ist der Steuerungsantrieb 13 durch ein Getriebe gebildet – siehe Fig. 2, 4, 5 und 6 – durch das die beiden Nockenwellen 9 und 10 mit gegenläufiger Drehrichtung antreibbar sind. Die gegenüber der durch den Pfeil 11 angedeuteten Drehrichtung der Nockenwelle 9 gegenläufige Drehrichtung der Nockenwelle 10 ist durch einen Pfeil 15 markiert. Darüber hinaus weist der Steuerungsantrieb 13 erfindungsgemäss ein Zwischengetriebe 14 auf, das derart variabel ist, dass die nockenordnungsseitig und zündfolgeseitig vorgegebenen Drehrichtungen der beiden Nockenwellen 9 und 10 bei jeder Kurbelwellendrehrichtung – Rechts- oder Linkslauf – erhalten bleiben. Das Zwischengetriebe 14 besteht dabei aus zwei ortsfest an der Brennkraftmaschine gelagerten, miteinander in Eingriff stehenden Zwischenrädern 16 und 17 sowie einem dritten, ortsvariablen Zwischenrad 18. Für das ortsvariable Zwischenrad 18 sind zwei verschiedene, räumlich voneinander beabstandete Lagerstellen 19 und 20 an der Brennkraftmaschine vorhanden, in welcher einer derselben das Zwischenrad 18 je nach zündfolgeseitig und nockenordnungsseitig vorgegebener Drehrichtung der Nockenwellen 9, 10 und der Kurbelwellendrehrichtung eingesetzt ist. Das ortsvariable Zwischenrad 18 steht dabei antriebsseitig mit einem auf der Kurbelwelle 12 sitzenden Antriebsrad 21 und abtriebsseitig mit einem der beiden Zwischenräder 16 bzw. 17 in Verbindung.

Im Falle untenliegender Nockenwellen 9, 10, die, wie in den Fig. 2 und 4 gezeigt, mit ihren Nocken auf Stössel 22 und 23 zur Betätigung im einzelnen nicht dargestellter Maschinenteile einwirken, ist die Antriebsverbindung vom Zwischengetriebe 14 zu je einem auf einer Nockenwelle 9 bzw. 10 befestigten Antriebsrad 24 bzw. 25 durch direkten Eingriff dieser Räder 24 bzw. 25 in eines der beiden ortsfesten Zwischenräder 16 bzw. 17 hergestellt. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die mit a und b bezeichneten axialen Endbereiche beider Nockenwellen gleich ausgebildet sind, um eine beidseitige Anbringung der Antriebsräder 24 bzw. 25 an jeder der Nockenwellen 9 bzw. 10 zu ermöglichen.

Im Falle obenliegender Nockenwellen 9 und 10 – wie in den Fig. 5 und 6 gezeigt – ist zwischen das auf der Nockenwelle 9 befestigte Antriebsrad 24

und das Zwischenrad 16 sowie zwischen das auf der Nockenwelle 10 befestigte Antriebsrad 25 und das Zwischenrad 17 jeweils ein durch eine strichpunktierte Linie angedeuteter Getriebezug 26 bzw. 27 eingeschaltet.

Bei einer Nockenordnung an den Nockenwellen 9 und 10 wie in Fig. 1 gezeigt und der hierdurch zündfolgeseitig vorgegebenen Nockenwellendrehrichtung – Nockenwelle 9 rechtsdrehend gemäss Pfeil 11, Nockenwelle 10 linksdrehend gemäss Pfeil 15 – und einer, wie durch Pfeil 28 angedeutet, rechtsdrehenden Kurbelwelle 12, ist das Zwischenrad 18 des Zwischengetriebes 14 – wie in den Fig. 2 und 5 gezeigt – in der Lagerstelle 20 gelagert. Die getriebliche Verbindung von der Kurbelwelle 12 zur Nockenwelle 9 ist dabei ausgehend vom auf der Kurbelwelle 12 sitzenden Antriebsrad 21 über das Zwischenrad 18, das Zwischenrad 17, das Zwischenrad 16 zum Antriebsrad 24 an der Nockenwelle 9, die Antriebsverbindung zur Nockenwelle 10 dagegen ausgehend vom auf der Kurbelwelle 12 sitzenden Antriebsrad 21 über das Zwischenrad 18 und das Zwischenrad 17 zum Antriebsrad 25 hergestellt.

Wenn nun bei gleicher Nockenwellenanordnung sowie gleicher Drehrichtung der Nockenwellen 9 und 10, wie in Fig. 1 gezeigt, die Brennkraftmaschine eine in entgegengesetzter Richtung, mithin wie durch Pfeil 29 angedeutet, linksdrehende Kurbelwelle 12 besitzen soll, so ist diesem Fall, wie in Fig. 3 gezeigt, erfindungsgemäss dadurch Rechnung getragen, dass die Kurbelwelle 12 gegenüber der in Fig. 1 gezeigten Einbaulage um 180° der Länge nach gedreht in der Brennkraftmaschine eingebaut ist. Durch das Schwenken der Kurbelwelle 12 um 180° ergibt sich für deren Linkslauf wieder die nockenwellenseitig vorgegebene Zündfolge 1-3-5-7-8-6-4-2. Um die Anbringung des Antriebsrades 21 an beiden Enden der Kurbelwelle 12 zu ermöglichen, sind die axialen Endbereiche 30 bzw. 31 der Kurbelwelle 12 gleich ausgebildet. Der gegenüber Fig. 1 entgegengesetzten Drehrichtung der Kurbelwelle 12 ist, wie in Fig. 3 gezeigt, um die gegenläufige und zündfolgeseitig vorgegebene Drehrichtung der beiden Nockenwellen 9 und 10 zu erhalten, erfindungsgemäss dadurch Rechnung getragen, dass das ortsvariable Zwischenrad 18 des Zwischengetriebes 14 für diesen Bedarfsfall, wie in den Fig. 4 und 6 gezeigt, in der Lagerstelle 19 gelagert ist. Bei linksdrehender Kurbelwelle 12 ist somit die Antriebsverbindung von dessen Antriebsrad 21 zur Nockenwelle 9 über das Zwischenrad 18 und das Zwischenrad 16 des Zwischengetriebes 14 zum Antriebsrad 24 an der Nockenwelle 9, die Antriebsverbindung zur Nockenwelle 10 dagegen vom Antriebsrad 21 über das Zwischenrad 18, das Zwischenrad 16 und das Zwischenrad 17 des Zwischengetriebes 14 zum Antriebsrad 25 an der Nockenwelle 10 hergestellt. Der einen oder anderen Kurbelwellendrehrichtung ist daher in einfacher Weise Rechnung getragen.

Die Darstellung gemäss Fig. 7 ist einer mehrzylindrigen ventilgesteuerten Reihen-Hubkolben-Brennkraftmaschine mit geradzahlgiger Zylinder-

zahl, im gezeigten Falle acht, zugeordnet. Die Darstellung in Fig. 7 unterscheidet sich von jener in Fig. 1 lediglich durch das Fehlen der Nockenwelle 10 und des zugehörigen Zweiges des Steuerungsantriebes 13; ansonsten ist die Darstellung in Fig. 7 gleich wie in Fig. 1; entsprechendes gilt für die Darstellung in Fig. 10 gegenüber der Darstellung von Fig. 3. In den Fig. 7 bis 12 ist die einzige Nockenwelle mit 32 sowie die Kurbelwelle mit 33 bezeichnet. Die in Kreisen eingeschlossenen Ziffern 1 bis 8 sind auch hier den einer Steuerfunktion dienenden Nocken an der Nockenwelle 32 sowie den acht Kröpfungen an der Kurbelwelle 33 zugewiesen. Hinsichtlich der weiteren Nockenordnungen für die anderen Steuerfunktionen gilt das eingangs der Beschreibung Gesagte entsprechend. Die Kurbelwelle 33 ist auch in diesem Fall an ihren hier mit 34 und 35 bezeichneten axialen Endbereichen gleich ausgebildet, um eine beidseitig mögliche Anbringung eines auf ihr zu befestigenden Antriebsrades 36 (Fig. 8, 9, 11, 12) zu gewährleisten. Letzteres ist ebenso wie ein an der Nockenwelle 32 befestigtes Antriebsrad 37 Teil eines in den Fig. 7 und 10 durch eine strichpunktierte Linie symbolisch, in den Fig. 8, 9, 11 und 12 im Detail gezeigten Steuerungsantriebes 38 für die hier mit halber Kurbelwellendrehzahl angetriebene Nockenwelle 32. Des weiteren ist zwischen die beiden Antriebsräder 36 und 37 an der Nockenwelle 32 bzw. der Kurbelwelle 33 als weiteres Teil des Steuerungsantriebes 38 erfindungsgemäss ein Zwischengetriebe 39 eingeschaltet, das derart variabel ist, dass die Zündfolge und die danach ausgerichtete, nockenordnungsseitig festgelegte Drehrichtung der Nockenwelle 32 bei jeder Kurbelwellendrehrichtung (Rechts- oder Linkslauf) erhalten bleibt. Das Zwischengetriebe 39 weist dabei ein ortsfest angeordnetes, getrieblich mit dem an der Nockenwelle 32 befestigten Antriebsrad 37 in Verbindung stehendes Zwischenrad 40 auf. Im Falle einer Reihenbrennkraftmaschine mit untenliegender Nockenwelle 32, wie in den Fig. 8 und 11 gezeigt, steht das Getrieberad 40 direkt mit dem an der Nockenwelle 32 befestigten Antriebsrad 37 in Verbindung. Im Falle einer Reihen-Brennkraftmaschine mit obenliegender Nockenwelle 32, wie in den Fig. 9 und 12 gezeigt, ist die getriebliche Verbindung vom Getrieberad 40 zum an der Nockenwelle 32 befestigten Antriebsrad 37 über einen durch eine strichpunktierte Linie symbolisierten Getriebezug 41 hergestellt. Die in den Fig. 7 und 10 gezeigte Nockenwelle 32 ist für Rechtslauf ausgebildet, was durch einen Drehrichtungspfeil 42 symbolisiert ist, und besitzt eine Nockenordnung, die ebenso wie die in Fig. 1 dargestellte Nockenwelle 9 den Gesetzmässigkeiten einer Zündfolge 1-3-5-7-8-6-4-2 folgt. Bei der Anordnung gemäss Fig. 7 ist die Kurbelwelle 33 rechtsläufig, was durch einen Drehrichtungspfeil 43 symbolisiert ist. Aufgrund dieser zündfolgeseitig vorgegebenen Nockenordnung, Nockenwellendrehrichtung und -geschwindigkeit sowie der Kurbelwellendrehrichtung – Rechtslauf – ergibt sich die aus Fig. 7 ersichtliche Kröpfungsfolge an der Kurbelwelle 33. Um nun bei rechtsläufi-

ger Kurbelwelle 33 einen Rechtslauf der Nockenwelle 32 zu gewährleisten, sind zwischen das an der Kurbelwelle 33 befestigte Antriebsrad 36 und das Getrieberad 40 als weitere Teile des erfindungsgemässen Zwischengetriebes 39 zwei weitere Zwischenräder 44 und 45 eingeschaltet. Für das Zwischenrad 44 sind am Gestell der Brennkraftmaschine zwei Lagerstellen 46 und 47 vorhanden, in denen es wahlweise zur Herstellung einer Verbindung mit dem Getrieberad 40 oder dem Zwischenrad 45 lagerbar ist. Bei dem Fall, der der Anordnung nach Fig. 7 mit rechtsdrehender Kurbelwelle 33 zugeordnet ist, nämlich wie in den Fig. 8 und 9 gezeigt, ist das Getrieberad 44 in der Lagerstelle 46 gelagert und steht einerseits mit dem an der Kurbelwelle 33 befestigten Antriebsrad 36 sowie andererseits mit dem zweiten Zwischenrad 45 in Antriebsverbindung. Das zweite Zwischenrad wiederum steht mit dem Getrieberad 40 in Antriebsverbindung und ist in einer Lagerstelle 48 am Gestell der Brennkraftmaschine gelagert.

Um nun die gleiche Nockenwelle 32 wie bei Fig. 7 mit gleicher Drehrichtung auch bei linksdrehender Kurbelwelle – wie in Fig. 10 durch den Drehrichtungspfeil 49 symbolisiert – verwenden zu können, sind an der Brennkraftmaschine erfindungsgemäss folgende Massnahmen getroffen. Das Antriebsrad 36 ist am gegenüberliegenden Endbereich 35 der Kurbelwelle 33 befestigt. Ausserdem ist die Kurbelwelle 33 gegenüber der in Fig. 7 gezeigten Lage der Länge nach um 180° geschwenkt in der Brennkraftmaschine eingebaut. Durch dieses Schwenken der Kurbelwelle 33 um 180° ergibt sich eine Lage der Kröpfungen, die auch beim Linkslauf der Kurbelwelle 33 der nockenwellenseitig vorgegebenen Zündfolge 1-3-5-7-8-6-4-2 folgt. Ausserdem ist der Steuerungsantrieb 38 umgebaut, dergestalt – siehe Fig. 11 und 12 – dass das Zwischenrad 44 in diesem Fall in der Lagerstelle 47 gelagert ist, so dass die Antriebsverbindung vom an der Kurbelwelle 33 befestigten Antriebsrad 36 zum Antriebsrad 37 an der Nockenwelle 32 im Fall gemäss Fig. 11 lediglich über zwei zwischengeschaltete Räder, nämlich das Zwischenrad 44 und das Getrieberad 40, im Fall gemäss Fig. 12 zusätzlich noch über den zwischengeschalteten Getriebezug hergestellt ist. Das Zwischenrad 45 ist in diesem Fall nicht erforderlich; die zugehörige Lagerbohrung 48 ist daher ebenso wie die Lagerstelle 46 im Betrieb der Brennkraftmaschine nicht belegt.

Die Darstellungen in den Fig. 13 bis 16 sind einer mehrzylindrigen ventilsteuerten Hubkolben-Brennkraftmaschine mit V-Anordnung ihrer Zylinder und ungeradzahlgiger Zylinderanzahl – hier sieben – je Zylinderreihe zugeordnet. Die der linken Zylinderreihe zugeordnete Nockenwelle ist mit 50, die der rechten Zylinderreihe zugeordnete Nockenwelle mit 51 bezeichnet. Die Kurbelwelle ist hier mit 52 bezeichnet. Beide Nockenwellen 50, 51 sind von der Kurbelwelle 52 ausgehend über einen durch strichpunktierte Linien symbolisierten Steuerungsantrieb 53 mit halber Geschwindigkeit antreibbar. Auch in den Fig. 13 bis 16 sind den in

Kreisen eingefassten Ziffern 1 bis 7 die einzelnen Nocken jeder Nockenwelle 50 bzw. 51 für eine Steuerfunktion sowie die Kröpfungen der Kurbelwelle 52 zugeordnet. Hinsichtlich der nicht dargestellten Nocken und deren Lage für weitere Steuerfunktionen gilt das diesbezüglich eingangs der Beschreibung Gesagte entsprechend. Der Steuerungsantrieb ist auch bei dieser Brennkraftmaschinenengattung durch ein Getriebe gebildet, durch das die beiden Nockenwellen 50 und 51 mit gegenläufiger Drehrichtung «Rechts» der Nockenwelle 50 durch einen Drehrichtungspfeil 54, die Drehrichtung «Links» der Nockenwelle 51 durch einen Pfeil 55 angedeutet. Die Kurbelwelle 52 ist beim Ausführungsbeispiel gemäss Fig. 13 und 14 rechtsläufig, was durch einen Pfeil 56 angedeutet ist. Die mit in Kreisen eingefassten Ziffern 1 bis 7 bezeichneten Kurbelwellenkröpfungen sowie Nocken sind derart winkelmässig versetzt zueinander an der Kurbelwelle 52 bzw. den beiden Nockenwellen 50 und 51 angeordnet, dass bei rechtsläufiger Kurbelwelle 52 eine Zündfolge 1-2-4-6-7-5-3 gegeben ist – letzteres ist deutlich aus Fig. 14 entnehmbar –. Dabei sind erfindungsgemäss die an der Nockenwelle 51 der zweiten Zylinderreihe befindlichen Nocken 1 bis 7 mit gleichem Abstand und in gleicher gegenseitiger winkelmässiger Zuordnung wie jene Nocken 1 bis 7 an der Nockenwelle 50 der ersten Zylinderreihe, diesen gegenüber jedoch im entgegengesetzten Drehsinn angeordnet. Ferner sind beide Nockenwellen 50 und 51 erfindungsgemäss in einer ersten Einbaulage einer ersten Kurbelwellendrehrichtung sowie einer ersten Zündfolge – wie in Fig. 13, 14 gezeigt – und in einer zweiten Einbaulage – siehe Fig. 15, 16 – in der beide der Länge nach um 180° gedreht sowie reihenvertauscht sind, der entgegengesetzten Kurbelwellendrehrichtung zugeordnet; die gegenüber Fig. 13 und 14 entgegengesetzte Drehrichtung der Kurbelwelle, nämlich deren Linkslauf, ist in den Fig. 15 und 16 mit einem Drehrichtungspfeil 57 angedeutet. Durch diese gegenüber der Anordnung nach Fig. 13 entgegengesetzte Drehrichtung der Kurbelwelle 52 sowie die genannte Vertauschung und Schwenkung der Nockenwellen 50 und 51 gegenüber der in Fig. 13 gezeigten Anordnung ergibt sich zwangsläufig auch eine Änderung in der Zündfolge, nämlich dahingehend, dass diese bei linksdrehender Kurbelwelle 52 mit 1-3-5-7-6-4-2 gegeben ist. Um ihre lagemässige Vertauschung zu ermöglichen, sind beide Nockenwellen 50 und 51 an ihrem vorderen und hinteren, mit a bzw. b bzw. c bzw. d bezeichneten axialen Endbereichen für eine beidseitig mögliche Anbringung eines Antriebsrades gleich ausgebildet. Ferner weist der Steuerungsantrieb 53 erfindungsgemäss ein Zwischengetriebe auf, das derart variabel ist, dass die Gegenläufigkeit der beiden Nockenwellen 50 und 51 und deren zündfolgeseitig sowie nockenanordnungsseitig vorgegebene Drehrichtungen bei jeder Kurbelwellendrehrichtung erhalten bleiben. Der Steuerungsantrieb 53 mit dem erfindungsgemässen Zwischengetriebe ist bei der den Fig. 13 und 15 zugrundeliegenden Brennkraftmaschinenengattung

gleich wie jener, der der Fig. 1 und 3 zugrundeliegenden Art zugeordnet ist. Der Darstellung gemäss Fig. 13 mit rechtsläufiger Kurbelwelle 52 ist somit ein Steuerungsantrieb mit der Lage seiner einzelnen Räder zugeordnet, wie er in Fig. 2 oder 5 gezeigt ist. Der Darstellung gemäss Fig. 15 mit linksdrehender Kurbelwelle 52 ist dagegen ein Steuerungsantrieb zugeordnet, wie er in Fig. 4 oder 6 gezeigt ist. Das zum Steuerungsantrieb 13 anhand der Fig. 2, 4, 5 und 6 in Verbindung mit den Fig. 1 und 3 Gesagte gilt mithin vollinhaltlich auch für den Steuerungsantrieb 53, so dass zur Vermeidung von Wiederholungen auf die diesbezüglichen Beschreibungsteile verwiesen wird.

Nachstehend sind einige Details beschrieben, die allen in der Zeichnung gezeigten Ausführungsbeispielen gemeinsam sind.

Der Steuerungsantrieb 13 bzw. 38 bzw. 53 ist vorzugsweise an der Kupplungsseite der jeweils zugeordneten Brennkraftmaschinenart angeordnet; er kann jedoch selbstverständlich auch kupplungsgegenseitig angebracht sein. Das lagevariable Zwischenrad 18 (Fig. 2, 4, 5, 6) bzw. 44 (Fig. 8, 9, 11, 12) des erfindungsgemässen Zwischengetriebes besitzt zwei Verzahnungen mit verschiedenen Teilkreisdurchmessern, wobei die Verzahnung mit dem grösseren Teilkreisdurchmesser mit 18/1 bzw. 44/1 und die Verzahnung mit dem kleineren Teilkreisdurchmesser mit 18/2 bzw. 44/2 bezeichnet ist. Dabei steht das Getrieberad 18 bzw. 44 mit seiner Verzahnung 18/2 bzw. 44/2, also jener mit dem kleineren Teilkreisdurchmesser, mit dem nachgeordneten Zwischenrad des Zwischengetriebes, mit seiner Verzahnung 18/1 bzw. 44/1 dagegen immer mit der Verzahnung des auf der Kurbelwelle befestigten Antriebsrades 21 bzw. 36 in Eingriff. Darüber hinaus sind die Übersetzungsverhältnisse dieser miteinander in Eingriff stehenden Räder derart festgelegt, dass beim Steuerungsantrieb 13 gemäss Fig. 2, 6 die Getrieberäder 16, 17, 24 und 25, beim Steuerungsantrieb 13 gemäss Fig. 5 und 6 darüber hinaus auch die Räder der Getriebezüge 26 und 27 untereinander austauschbar sind. Entsprechendes gilt für den Steuerungsantrieb 38 gemäss den Fig. 8, 9, 11 und 12. Letzteres vereinfacht in besonderem Masse die Herstellung und Lagerhaltung dieser Teile.

Nachstehend sind weitere Vorteile der Erfindung beschrieben.

Es ist vorteilhaft, dass die Drehrichtung jeder Nockenwelle unabhängig von der Drehrichtung der Kurbelwelle festlegbar ist. Dies ermöglicht eine optimale Ausgestaltung der Nocken von deren Ablaufgeometrie her gesehen sowie eine optimale Anpassung an die konstruktiven und belastungsseitigen Gegebenheiten der von ihnen zu steuernden Maschinenelemente. Darüber hinaus bringt auch die freie Wahl der Kurbelwellendrehrichtung für sich schon für den Motorenhersteller einen Vorteil, da dieser dem Abnehmer der Maschine letztere wahlweise mit links- oder rechtsdrehender Kurbelwelle, damit variabler Maschinendrehrichtung, anbieten kann. Da ausserdem die Nockenwellen bei jeder Kurbelwellendrehrichtung in gleicher Richtung drehen, können auch die

von der jeweiligen Nockenwelle aus angetriebenen Hilfsaggregate, wie Pumpen, bei rechts- oder linksdrehender Maschine gleich sein. Weitere Vorteile sind in der enormen Kostenersparnis begründet. Bei einer Brennkraftmaschine der Art nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 ist gegenüber der bisher erforderlichen Herstellung von vier unterschiedlichen Nockenwellentypen nur mehr die Herstellung eines einzigen Nockenwellentyps erforderlich. Bei Brennkraftmaschinen der Art nach dem Oberbegriff des Anspruches 2 ist gegenüber der bisher erforderlichen Herstellung zweier verschiedener Nockenwellentypen nurmehr die Herstellung eines einzigen Nockenwellentyps erforderlich. Bei Brennkraftmaschinen der Art nach dem Oberbegriff des Anspruches 3 ist gegenüber der bisher notwendigen Herstellung von vier verschiedenen Nockenwellentypen nurmehr die Herstellung zweier verschiedener Nockenwellenarten erforderlich.

Diese Standardisierung im Bereich der Nockenwellen ermöglicht eine serienmässige Anfertigung derselben und vereinfacht ausserdem deren Lagerhaltung sowohl beim Hersteller als auch beim Betreiber der Motoren. Diesen hieraus resultierenden enormen Kosteneinsparungen stehen zwar Mehraufwendungen im Bereich des Steuerungsantriebes gegenüber, die den erzielbaren Kostenvorteil insgesamt gesehen jedoch nur relativ gering beeinflussen.

Patentansprüche

1. Mehrzylindrige, ventilsteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine mit V-Anordnung ihrer Zylinder, ferner mit geradzahlgiger Zylinderanzahl sowie einer Nockenwelle je Zylinderreihe zur Steuerung von Gaswechselventilen und anderen Maschinenaggregaten, wie Brennstoffpumpen, welche Nockenwellen über einen Steuerungsantrieb von der Kurbelwelle aus antreibbar sind, gekennzeichnet durch folgende Merkmale,

– die Nockenordnung an der Nockenwelle (10) der einen Zylinderreihe ist identisch mit der Nockenordnung an der der anderen Zylinderreihe zugeordneten Nockenwelle (9),

– die Nockenwelle (10) der einen Zylinderreihe ist gegenüber jener (9) der anderen Zylinderreihe der Länge nach um 180° gedreht an der Brennkraftmaschine angeordnet,

– die Kurbelwelle (12) ist – abhängig von der an den Nockenwellen (9, 10) vorgegebenen Zündfolge – für einen Lauf in der einen Drehrichtung (28) in einer ersten Einbaulage und für einen Lauf in der entgegengesetzten Drehrichtung (29) in einer zweiten, gegenüber der ersten der Länge nach um 180° gedrehten Einbaulage in der Brennkraftmaschine angeordnet,

– der Steuerungsantrieb (13) ist durch ein Getriebe gebildet, durch das die beiden Nockenwellen (9, 10) mit gegenläufiger Drehrichtung (11, 15) antreibbar sind,

– der Steuerungsantrieb (13) weist ferner ein Zwischengetriebe (14) auf, das derart variabel ist,

dass die nockenanordnungsseitig und zündfolge-seitig vorgegebenen Drehrichtungen (11, 15) bei der Nockenwellen (9, 10) bei jeder Kurbelwellendrehrichtung – Rechts- oder Linkslauf (28, 29), bei dem es sich im Fall einer umsteuerbaren Brennkraftmaschine um die Kurbelwellenhauptdrehrichtung handelt – erhalten bleiben.

2. Mehrzylindrige, ventilsteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine mit geradzahlgiger Zylinderanzahl sowie mit einer zur Steuerung von Gaswechselventilen und anderen Maschinenaggregaten, wie Brennstoffpumpen, dienenden Nockenwelle, die über einen Steuerungsantrieb von der Kurbelwelle aus antreibbar ist, gekennzeichnet durch folgende Merkmale,

– die Kurbelwelle (33) ist – abhängig von der an der Nockenwelle (32) vorgegebenen Zündfolge – für einen Lauf in der einen Drehrichtung (43) in einer ersten Einbaulage und für einen Lauf in der entgegengesetzten Drehrichtung (49) in einer zweiten, gegenüber der ersten der Länge nach um 180° gedrehten Einbaulage in der Brennkraftmaschine angeordnet,

– der Steuerungsantrieb (38) ist durch ein Getriebe gebildet und weist als Teil davon ein Zwischengetriebe (39) auf, das derart variabel ist, dass die Zündfolge und die danach ausgerichtete, nockenanordnungsseitig festgelegte Drehrichtung (42) der Nockenwelle (32) bei jeder Kurbelwellendrehrichtung – Rechts- oder Linkslauf (43, 49), bei dem es sich im Fall einer umsteuerbaren Brennkraftmaschine um die Kurbelwellenhauptdrehrichtung handelt – erhalten bleibt.

3. Mehrzylindrige, ventilsteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine mit V-Anordnung ihrer Zylinder, ferner mit ungeradzahlgiger Zylinderanzahl sowie einer Nockenwelle je Zylinderreihe zur Steuerung von Gaswechselventilen und anderen Maschinenaggregaten, wie Brennstoffpumpen, welche Nockenwellen über einen Steuerungsantrieb von der Kurbelwelle aus antreibbar sind, gekennzeichnet durch folgende Merkmale,

– die an der Nockenwelle (51) der einen Zylinderreihe befindlichen Nocken sind gegenüber jenen an der Nockenwelle (50) der anderen Zylinderreihe bei ansonsten gleicher Anordnung im entgegengesetzten Drehsinn angeordnet,

– beide Nockenwellen (50, 51) sind in einer ersten Einbaulage einer ersten Kurbelwellendrehrichtung (56) sowie einer ersten Zündfolge zugeordnet, in einer zweiten Einbaulage dagegen, in der beide der Länge nach um 180° gedreht sowie reihenvertauscht angeordnet sind, der entgegengesetzten Kurbelwellendrehrichtung (57) und einer geänderten Zündfolge zugeordnet,

– der Steuerungsantrieb (53) ist durch ein Getriebe gebildet, durch das die beiden Nockenwellen (50, 51) mit gegenläufiger Drehrichtung antreibbar sind,

– der Steuerungsantrieb (53) weist ferner ein Zwischengetriebe (14) auf, das derart variabel ist, dass die nockenanordnungsseitig und zündfolge-seitig vorgegebenen Drehrichtungen (54, 55) bei der Nockenwellen (50, 51) bei jeder Kurbelwellendrehrichtung – Rechts- oder Linkslauf (56, 57), bei

dem es sich im Fall einer umsteuerbaren Brennkraftmaschine um die Kurbelwellenhauptdrehrichtung handelt – erhalten bleiben.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass beide Nockenwellen (9, 10) sowie die Kurbelwelle (12) an ihren vorderen und hinteren axialen Endbereichen (a, b bzw. 30, 31) für eine beidseitig mögliche Anbringung eines Antriebsrades (24, 25, 21), das Teil des Steuerungsantriebes (13) ist, jeweils gleich ausgebildet sind.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kurbelwelle (33) an ihren vorderen und hinteren axialen Endbereichen (34, 35) für eine beidseitig mögliche Anbringung eines Antriebsrades (36), das Teil des Steuerungsantriebes (38) ist, gleich ausgebildet ist.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass beide Nockenwellen (50, 51) an ihren vorderen und hinteren axialen Endbereichen (a, b, c, d) für eine beidseitig mögliche Anbringung eines Antriebsrades (24 bzw. 25), das Teil des Steuerungsantriebes (53) ist, gleich ausgebildet sind.

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerungsantrieb (13, 38, 53) an ihrem kupplungsseitigen Ende angeordnet ist.

8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerungsantrieb (13, 38, 53) an ihrem kupplungsgegenseitigen Ende angeordnet ist.

9. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Zwischengetriebe (14) aus zwei ortsfest an der Brennkraftmaschine gelagerten, miteinander kämmenden Zwischenrädern (16, 17), von denen jedes getrieblich mit einem Antriebsrad (24 bzw. 25) an einer Nockenwelle (9, 10 bzw. 50, 51) in Verbindung steht sowie einem ortsvariablen Zwischenrad (18) besteht, das wiederum antriebsseitig mit einem auf der Kurbelwelle (12; 52) sitzenden Antriebsrad (21) und abtriebsseitig mit einem der beiden ortsfesten Zwischenräder (16 bzw. 17) in Verbindung steht, dass ferner für das ortsvariable Zwischenrad (18) des Zwischengetriebes (14) zwei verschiedene Lagerstellen (18 bzw. 20) vorgesehen sind, in welcher einer derselben das ortsvariable Zwischenrad (18) je nach zündfolgeseitig und nockenordnungsseitig vorgegebener Drehrichtung der Nockenwellen (9, 10 bzw. 50, 51) und Kurbelwellendrehrichtung eingesetzt ist.

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Zwischengetriebe (39) aus einem ortsfest angeordneten, getrieblich mit einem Antriebsrad (37) an der Nockenwelle (32) in Verbindung stehenden Zwischenrad (40) sowie einem ortsvariablen, mit einem auf der Kurbelwelle (33) sitzenden Antriebsrad (36) in Eingriff stehenden Zwischenrad (44) besteht und – je nach Anwendungsfall – durch ein drittes Zwischenrad (45) komplettiert ist, wobei für letzteres eine einzige Lagerstelle (48), für das ortsvariable Zwischenrad (44) dagegen zwei verschiedene Lagerstellen (46 bzw. 47) an der Brennkraftmaschine vorgese-

hen sind, dergestalt, dass je nach zündfolgeseitig und nockenordnungsseitig vorgegebener Drehrichtung der Nockenwelle (32) und frei festlegbarer Kurbelwellendrehrichtung die Verbindung vom Antriebsrad (36) an der Kurbelwelle (33) zum genannten ortsfesten Zwischenrad (40) entweder direkt über das in der einen (47) der beiden Lagerstellen (46 bzw. 47) eingesetzte ortsvariable Zwischenrad (44) oder andernfalls über das dann in der anderen (46) der beiden Lagerstellen (46 bzw. 47) eingesetzte ortsvariable Zwischenrad (44) und das genannte dritte Zwischenrad (45) hergestellt ist.

11. Brennkraftmaschine nach den Ansprüchen 9 und 10, mit untenliegender Anordnung der Nockenwelle bzw. Nockenwellen, dadurch gekennzeichnet, dass die getriebliche Verbindung vom Zwischengetriebe (14 bzw. 39) zur Nockenwelle (9, 10; 32; 50, 51) durch direkten Eingriff des auf ihr sitzenden Antriebsrades (24, 25; 37) in das zugeordnete Zwischenrad (16, 17; 40) des Zwischengetriebes hergestellt ist.

12. Brennkraftmaschine nach den Ansprüchen 9 und 10, mit obenliegender Anordnung der Nockenwelle bzw. Nockenwellen, dadurch gekennzeichnet, dass die getriebliche Verbindung vom Zwischengetriebe (14 bzw. 39) zum an der Nockenwelle (9, 10; 32; 50, 51) sitzenden Antriebsrad (24, 25; 37) jeweils durch einen zwischengeschalteten Getriebezug (26, 27; 41) hergestellt ist.

13. Brennkraftmaschine nach den Ansprüchen 9 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass das ortsvariable Zwischenrad (18 bzw. 44) zwei Verzahnungen mit unterschiedlichen Teilkreisdurchmessern, nämlich eine Verzahnung (18/1 bzw. 44/1) mit grossem Teilkreisdurchmesser sowie eine Verzahnung (18/2 bzw. 44/2) mit kleinerem Teilkreisdurchmesser besitzt und mit seiner Verzahnung (18/2 bzw. 44/2) mit dem nachgeordneten Zwischenrad (16 bzw. 17; 40 bzw. 45) des Zwischengetriebes (14 bzw. 39) sowie der Verzahnung (18/1 bzw. 44/1) mit der Verzahnung des auf der Kurbelwelle (12 bzw. 33 bzw. 52) sitzenden Antriebsrades (21 bzw. 36) in Eingriff steht.

14. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Übersetzungsverhältnisse innerhalb des Steuerungsantriebes derart festgelegt sind, dass bis auf das ortsvariable Zwischenrad (18 bzw. 44) des Zwischengetriebes und das auf der Kurbelwelle sitzende Antriebsrad (21 bzw. 36) alle anderen Räder untereinander austauschbar sind.

15. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, bei Ausbildung als 16-zyindrige Brennkraftmaschine mit 8 Zylindern je Reihe, dadurch gekennzeichnet, dass die Nocken (1 bis 8) an den Nockenwellen (9, 10) sowie die Kröpfungen (1 bis 8) an der Kurbelwelle (12) nach den Gesetzmässigkeiten jeder der nachstehend aufgeführten Zündfolgen angeordnet sein können, nämlich:

- a) 1-2-4-6-8-7-5-3
- b) 1-3-2-4-8-6-7-5
- c) 1-3-5-2-8-6-4-7

- d) 1-3-5-7-8-6-4-2
- e) 1-3-7-5-8-6-2-4
- f) 1-4-6-2-8-5-3-7
- g) 1-4-7-3-8-5-2-6
- h) 1-5-7-3-8-4-2-6
- i) 1-5-7-6-8-4-2-3
- j) 1-6-2-4-8-3-7-5
- k) 1-6-2-5-8-3-7-4
- l) 1-6-4-2-8-3-5-7
- m) 1-7-3-5-8-2-6-4
- n) 1-7-4-6-8-2-5-3
- o) 1-7-5-3-8-2-4-6

16. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, bei Ausführung als 8-zylindrige Reihen-Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, dass die Nocken (1 bis 8) an der Nockenwelle (32) sowie die Kröpfungen (1 bis 8) an der Kurbelwelle (33) nach den Gesetzmässigkeiten jeder der nachstehend angeführten Zündfolgen angeordnet sein können, nämlich:

- a) 1-2-4-6-8-7-5-3
- b) 1-3-2-4-8-6-7-5
- c) 1-3-5-2-8-6-4-7
- d) 1-3-5-7-8-6-4-2
- e) 1-3-7-5-8-6-2-4
- f) 1-4-6-2-8-5-3-7
- g) 1-4-7-3-8-5-2-6
- h) 1-5-7-3-8-4-2-6
- i) 1-5-7-6-8-4-2-3
- j) 1-6-2-4-8-3-7-5
- k) 1-6-2-5-8-3-7-4
- l) 1-6-4-2-8-3-5-7
- m) 1-7-3-5-8-2-6-4
- n) 1-7-4-6-8-2-5-3
- o) 1-7-5-3-8-2-4-6

Claims

1. Multi-cylinder piston engine with controlled valves, with a V-arrangement of its cylinders, in addition with an even number of cylinders and a cam shaft for each row of cylinders to control gas exchange valves and other engine units, like fuel pumps, which cam shafts can be driven by the crankshaft by means of a control drive, characterised by the following features,

– the cam arrangement on the cam shaft (10) of one row of cylinders is identical to the cam arrangement on the cam shaft (9) associated with the other row of cylinders,

– the cam shaft (10) of one row of cylinders is arranged on the internal-combustion engine turned by 180° lengthways with respect to that (9) of the other row of cylinders,

– the crankshaft (12) – dependent on the firing order predetermined on the cam shafts (9, 10) – is arranged in the internal-combustion engine for running in one direction of rotation (28) in a first fitting position and for running in the opposite direction of rotation (29) in a second fitting position rotated by 180° lengthways with respect to the first fitting position,

– the control drive (13) is constituted by gears through which the two cam shafts (9, 10) can be driven with opposite direction of rotation (11, 15),

– the control drive (13) further has an intermediate gear (14) which is variable in such a way that the directions of rotation (11, 15) of both cam shafts (9, 10), predetermined on the part of the cam arrangement and on the part of the firing order, are preserved with each crankshaft rotation direction – right hand run or left hand run (28, 29), with which in the case of a reversible internal-combustion engine it is the crankshaft main direction of rotation.

2. Multi-cylinder piston engine with controlled valves with an even number of cylinders and a cam shaft used for controlling gas exchange valves and other engine units, like fuel pumps, which cam shaft can be driven by the crankshaft by means of a control drive, characterised by the following features,

– the crankshaft (33) – dependent on the firing order predetermined on the cam shaft (32) – is arranged in the internal-combustion engine for running in one direction of rotation (43) in a first fitting position and for running in the opposite direction of rotation (49) in a second fitting position turned by 180° lengthways with respect to the first,

– the control drive (38) is constituted by gears and has as a part of it an intermediate gear (39) which is variable in such a way that the firing order and the direction of rotation (42) of the cam shaft (32) adjusted according to this and fixed on the cam arrangement side, is preserved with each crankshaft rotation direction – right hand or left hand run (43, 49) with which in the case of a reversible internal-combustion engine it is the crankshaft main direction of rotation.

3. Multi-cylinder piston engine with controlled valves with a V-arrangement of its cylinders, and also with an odd number of cylinders and a cam shaft for each row of cylinders for controlling gas exchange valves and other engine units, like fuel pumps, which cam shafts can be driven by the crankshaft by means of a control drive, characterised by the following features,

– the cams located on the cam shaft (51) of one row of cylinders are arranged in the opposite direction of rotation with respect to those on the cam shaft (50) of the other row of cylinders with an otherwise similar arrangement,

– both cam shafts (50, 51), in a first fitting position, are associated with a first crankshaft direction of rotation (56) and a first firing order, but on the other hand, in a second fitting position, in which both are arranged lengthways turned by 180° and in transposed rows, are associated with the opposite direction of rotation (57) of the crankshaft and a changed firing order,

– the control drive (53) is constituted by gearing through which the two cam shafts (50, 51) can be driven with opposite direction of rotation,

– the control drive (53) additionally has an intermediate gear (14) which is variable in such a way that the directions of rotation (54, 55) of both cam

shafts (50, 51), predetermined on the cam arrangement side and the firing order side, are preserved with each direction of rotation of the crankshaft – right hand or left hand run (56, 57), with which in the case of a reversible internal-combustion engine it is a matter of the crankshaft main direction of rotation.

4. Internal-combustion engine according to claim 1, characterised in that both cam shafts (9, 10) and the crankshaft (12) are respectively similarly constructed at their front and rear axial end areas (a, b or 30, 31) for a possible mutual fitting of a drive gear wheel (24, 25, 21), which is part of the control drive (13).

5. Internal-combustion engine according to claim 2, characterised in that the crankshaft (33) is constructed similarly at its front and rear axial end areas (34, 35) for a possible mutual fitting of a drive gear wheel (36) which is part of the control drive (38).

6. Internal-combustion engine according to claim 3, characterised in that both cam shafts (50, 51) are constructed similarly at their front and rear axial end regions (a, b, c, d) for a possible mutual fitting of a drive gear wheel (24 or 25) which is part of the control drive (53).

7. Internal-combustion engine according to claim 1, 2 or 3, characterised in that the control drive (13, 38, 53) is arranged at its coupling-side end.

8. Internal-combustion engine according to claim 1, 2 or 3, characterised in that the control drive (13, 38, 53) is arranged at its end opposite the coupling side.

9. Internal-combustion engine according to claim 1 or 3, characterised in that the intermediate gearing (14) consists of two intermediate gear wheels (16, 17) meshing together and mounted fixedly on the internal-combustion engine, each one of which is connected gearingly to a drive gear wheel (24 or 25) on a cam shaft (9, 10 or 50, 51), and also of a movable intermediate gear wheel (18) which again is connected on the drive side to a drive gear wheel (21) located on the crankshaft (12, 52) and on the power take-off side to one of the two fixed intermediate gear wheels (16 or 17), in that in addition for the movable intermediate gear wheel (18) of the intermediate gearing (14) two different bearings (19 or 20) are provided, in one of which the movable intermediate gear wheel (18) is inserted according to the direction of rotation of the cam shafts (9, 10 or 50, 51) predetermined on the part of the firing order and on the part of the cam arrangement, and the direction of rotation of the crankshaft.

10. Internal-combustion engine according to claim 2, characterised in that the intermediate gear (39) consists of an intermediate gear wheel (40), fixedly arranged and connected gearingly to a drive gear wheel (37) on the cam shaft (32), and of a movable intermediate gear wheel (44) in engagement with a drive gear wheel (36) located on the crankshaft (33) and – according to the type of usage – is completed by a third intermediate gear wheel (45) whereby for the latter there is provided

one single bearing (48) but on the other hand for the movable intermediate gear wheel (44) two different bearings (46 or 47) are provided on the internal-combustion engine, in such a way that respectively according to the direction of rotation of the cam shaft (32) predetermined on the part of the firing order and on the part of the cam arrangement, and the freely determinable direction of rotation of the crankshaft, the connection from the drive gear wheel (36) on the crankshaft (33) to the above-mentioned intermediate gear wheel (40) is produced either directly via the movable intermediate gear wheel (44) inserted in one (47) of the two bearings (46 or 47) or otherwise via the movable intermediate gear wheel (44) then inserted in the other (46) of the two bearings (46 or 47) and the above-mentioned third intermediate gear wheel (45).

11. Internal-combustion engine according to claims 9 and 10, with an arrangement of the one or more than one cam shaft lying below, characterised in that the gear connection of the intermediate gear (14 or 39) to the cam shaft (9, 10; 32; 50, 51) is produced by direct engagement of the drive gear wheel (24, 25, 37) located on it into the associated intermediate gear wheel (16, 17, 40) of the intermediate gear.

12. Internal-combustion engine according to claims 9 and 10, with an arrangement of the one or more than one cam shaft lying above, characterised in that the gear connection of the intermediate gear (14 or 39) to the drive gear wheel (24, 25, 37) located on the cam shaft (9, 10, 32, 50, 51) is respectively produced by an intermediately connected train of gears (26, 27, 41).

13. Internal-combustion engine according to claims 9 and 10, characterised in that the movable intermediate gear wheel (18 or 44) has two gearings with different diametrical pitches, namely a gearing (18/1 or 44/1) with a large diametrical pitch and a gearing (18/2 or 44/2) with a smaller diametrical pitch, and with its gearing (18/2 or 44/2) is in engagement with the associated intermediate gear wheel (16 or 17; 40 or 45) of the intermediate gearing (14 or 39) and also with its gearing (18/1 or 44/1) is in engagement with the gearing of the drive gear wheel (21 or 36) located on the crankshaft (12 or 33 or 52).

14. Internal-combustion engine according to one or several of the preceding claims, characterised in that the transmission gear ratios inside the control drive are determined in such a way that with the exception of the movable intermediate gear wheel (18 or 44) of the intermediate gear and the drive gear wheel (21 or 36) located on the crankshaft, all the other wheels are interchangeable with one another.

15. Internal-combustion engine according to claim 1, in a construction as a 16 cylinder internal-combustion engine with 8 cylinders per row, characterised in that the cams (1 to 8) on the cam shafts (9, 10), and the cranks (1 to 8) on the crankshaft (12) can be arranged according to the mathematical interrelationships of each of the firing orders listed below, namely:

- a) 1-2-4-6-8-7-5-3
- b) 1-3-2-4-8-6-7-5
- c) 1-3-5-2-8-6-4-7
- d) 1-3-5-7-8-6-4-2
- e) 1-3-7-5-8-6-2-4
- f) 1-4-6-2-8-5-3-7
- g) 1-4-7-3-8-5-2-6
- h) 1-5-7-3-8-4-2-6
- i) 1-5-7-6-8-4-2-3
- j) 1-6-2-4-8-3-7-5
- k) 1-6-2-5-8-3-7-4
- l) 1-6-4-2-8-3-5-7
- m) 1-7-3-5-8-2-6-4
- n) 1-7-4-6-8-2-5-3
- o) 1-7-5-3-8-2-4-6

16. Internal-combustion engine according to claim 2, in a construction as an 8 cylinder row internal-combustion engine, characterised in that the cams (1 to 8) on the cam shaft (32) and the cranks (1 to 8) on the crankshaft (33) can be arranged according to the mathematical interrelationships of each of the firing orders listed below, namely:

- a) 1-2-4-6-8-7-5-3
- b) 1-3-2-4-8-6-7-5
- c) 1-3-5-2-8-6-4-7
- d) 1-3-5-7-8-6-4-2
- e) 1-3-5-7-8-6-2-4
- f) 1-4-6-2-8-5-3-7
- g) 1-4-7-3-8-5-2-6
- h) 1-5-7-3-8-4-2-6
- i) 1-5-7-6-8-4-2-3
- j) 1-6-2-4-8-3-7-5
- k) 1-6-2-5-8-3-7-4
- l) 1-6-4-2-8-3-5-7
- m) 1-7-3-5-8-2-6-4
- n) 1-7-4-6-8-2-5-3
- o) 1-7-5-3-8-2-4-6

Revendications

1. Moteur à combustion interne à pistons alternatifs, multicylindrique, à distribution par soupapes, présentant un groupement en V des cylindres, possédant un nombre pair de cylindres et muni d'un arbre à cames par rangée de cylindres, pour la commande des soupapes de distribution des gaz et d'autres organes du moteur, tels que des pompes à carburant, lesquels arbres à cames peuvent être entraînés, à partir du vilebrequin, par un entraînement de commande ou de distribution, caractérisé par les particularités suivantes: la disposition des cames sur l'arbre à cames (10) d'une rangée de cylindres est identique à la disposition des cames sur l'arbre à cames (9) combiné à l'autre rangée de cylindres; l'arbre à cames (10) de l'une des rangées de cylindres est monté sur le moteur à combustion interne avec son sens longitudinal retourné de 180° par rapport à celui (9) de l'autre rangée de cylindres; selon l'ordre d'allumage prédéterminé sur les arbres à cames (9, 10), le vilebrequin (12) est monté dans le moteur à

combustion interne dans une première position de montage pour la rotation dans l'un (28) des sens de rotation et dans une deuxième position de montage, avec son sens longitudinal retourné de 180° comparativement à la première, pour la marche dans le sens de rotation opposé (29); l'entraînement de commande ou de distribution (13) est formé par une transmission par laquelle les deux arbres à cames (9, 10) peuvent être entraînés avec des sens de rotation inverses l'un de l'autre (11, 15); l'entraînement de commande ou de distribution (13) comprend en outre une transmission intermédiaire (14) qui est variable de telle manière que les sens de rotation (11, 15) des deux arbres à cames (9, 10) prédéterminés par la disposition des cames et par l'ordre d'allumage, restent conservés pour les deux sens de rotation du vilebrequin – marche à droite ou marche à gauche (28, 29), ceci désignant le sens principal de rotation du vilebrequin dans le cas d'un moteur à combustion interne réversible.

2. Moteur à combustion interne à pistons alternatifs, multicylindrique, à distribution par soupapes, à nombre pair de cylindres et comprenant un arbre à cames servant à la commande des soupapes de distribution des gaz ainsi que d'autres organes du moteurs comme des pompes à carburant, arbre à cames qui peut être entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire d'un entraînement de commande ou de distribution, caractérisé par les particularités suivantes: – en fonction de l'ordre d'allumage prédéterminé par l'arbre à cames (32) – le vilebrequin (33) est monté dans le moteur à combustion interne dans une première position de montage pour la marche dans un premier sens de rotation (43) et dans une deuxième position de montage, avec son sens longitudinal retourné de 180°, comparativement à la première position, pour la marche dans le sens de rotation opposé (49); l'entraînement de commande ou de distribution (38) est formé par une transmission et présente, comme partie de celle-ci, une transmission intermédiaire (39) qui est variable de telle manière que l'ordre d'allumage et le sens de rotation (42) de l'arbre à cames (32) qui est déterminé en fonction de cet ordre et fixé par la disposition des cames, restent conservés pour les deux sens de rotation du vilebrequin – marche à droite ou marche à gauche (43, 49), ce qui désigne le sens principal de rotation du vilebrequin dans le cas d'un moteur à combustion interne réversible.

3. Moteur à combustion interne à pistons alternatifs, multicylindrique, à distribution par soupapes, comportant un groupement en V de ses cylindres, possédant en outre un nombre impair de cylindres ainsi qu'un arbre à cames par rangée de cylindres pour la commande des soupapes de distribution des gaz et d'autres organes du moteur tels que des pompes à carburant, lesquels arbres à cames peuvent être entraînés par le vilebrequin par l'intermédiaire d'un entraînement de commande ou de distribution, caractérisé par les particularités suivantes: les cames situées sur l'arbre à cames (51) de l'une des rangées de cylindres sont

disposées, comparativement à celles portées par l'arbre à cames (50) de l'autre rangée de cylindres, dans le sens de rotation opposé, avec une disposition identique par ailleurs; dans une première position de montage, les deux arbres à cames (50, 51) sont associés à un premier sens de rotation (56) du vilebrequin ainsi qu'à un premier ordre d'allumage tandis que, dans une deuxième position de montage dans laquelle des deux arbres à cames sont disposés avec leur sens longitudinal retourné de 180° et changés de rangée de cylindres, ils sont associés au sens opposé (57) de rotation du vilebrequin et à un ordre d'allumage modifié: l'entraînement de commande ou de distribution (53) est formé par une transmission par laquelle les deux arbres à cames (50, 51) peuvent être entraînés avec des sens de rotation inverses l'un de l'autre; l'entraînement de commande ou de distribution (53) présente en outre une transmission intermédiaire (14) qui est variable de telle manière que les sens de rotation (54, 55) des deux arbres à cames (50, 51) prédéterminés par la disposition des cames et par l'ordre d'allumage restent conservés dans les deux sens de rotation du vilebrequin – marche à droite ou marche à gauche (56, 57), ce qui désigne le sens principal de rotation du vilebrequin dans le cas d'un moteur à combustion interne réversible.

4. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, caractérisé en ce que les deux arbres à cames (9, 10) ainsi que le vilebrequin (12) sont pour chacun de même configuration dans leurs régions terminales axiales avant et arrière (a, b ou 30, 31 respectivement) pour permettre de monter aux deux extrémités une roue d'entraînement (24, 25, 21) qui fait partie de l'entraînement de commande ou de distribution (13).

5. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, caractérisé en ce que le vilebrequin (33) est de même configuration dans ses régions terminales axiales avant et arrière (34, 35) pour permettre de monter aux deux extrémités une roue d'entraînement (36) qui fait partie de l'entraînement de commande ou de distribution (36).

6. Moteur à combustion interne selon la revendication 3, caractérisé en ce que les deux arbres à cames (50, 51) sont de même configuration dans leurs régions terminales axiales avant et arrière (a, b, c, d) pour permettre de monter aux deux extrémités une roue d'entraînement (24 ou 25 respectivement) qui fait partie de l'entraînement de commande ou de distribution (53).

7. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, 2 ou 3, caractérisé en ce que l'entraînement de commande ou de distribution (13, 38, 53) est agencé à son extrémité côté embrayage.

8. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, 2 ou 3, caractérisé en ce que l'entraînement de commande ou de distribution (13, 38, 53) est agencé à son extrémité qui est à l'opposé de l'embrayage.

9. Moteur à combustion interne selon la revendication 1 ou 3, caractérisé en ce que la transmission intermédiaire (14) est constituée par deux roues intermédiaires (16, 17) montées en position

fixe sur le moteur à combustion interne, qui engrenent l'une avec l'autre, dont chacune est en liaison cinématique avec une roue d'entraînement (24 ou 25 respectivement) portée par un arbre à cames (9, 10 ou 50, 51 respectivement) ainsi que par une roue intermédiaire (18) à position variable, qui, à son tour, est en liaison, côté entrée, avec une roue d'entraînement (21) montée sur le vilebrequin (12; 52) et, côté sortie, avec l'une des deux roues intermédiaires à position fixe (16 et 17 respectivement), en ce que, en outre, il est prévu pour la roue intermédiaire (18) à position variable de la transmission intermédiaire (14) deux points de montage différents (19 et 20 respectivement) dans l'un desquels la roue intermédiaire (18) à position variable est montée en fonction du sens de rotation des arbres à cames (9, 10 ou 50, 51 respectivement) qui est prédéterminé par l'ordre d'allumage et par la disposition des cames et selon le sens de rotation du vilebrequin.

10. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, caractérisé en ce que la transmission intermédiaire (39) est constituée par une roue intermédiaire (40) à position fixe, qui est en liaison cinématique avec une roue d'entraînement (37) montée sur l'arbre à cames (32), ainsi que par une roue intermédiaire (44) à position variable, qui est en prise avec une roue d'entraînement (36) montée sur le vilebrequin (33) et qui – selon le cas d'application – est complétée par une troisième roue intermédiaire (45) cependant que, pour cette dernière, il est prévu une seule position de montage (48) sur le moteur à combustion interne tandis que, pour la roue intermédiaire (44) à position variable, il est prévu au contraire deux positions de montage différentes (46 ou 47 respectivement) sur le moteur à combustion interne de sorte que, selon le sens de rotation de l'arbre à cames (32) prédéterminé par l'ordre d'allumage et par la disposition des cames et selon le sens de rotation du vilebrequin, qui peut être fixé librement, la liaison entre la roue d'entraînement (36) montée sur le vilebrequin (33) et la roue intermédiaire (40) à position fixe précitée est établie, soit directement par l'intermédiaire de la roue intermédiaire (44) à position variable, montée dans l'une (47) des deux positions de montage (46 et 47 respectivement) ou, dans un autre cas, par l'intermédiaire de la roue intermédiaire (44) à position variable qui est alors montée dans l'autre (46) des deux positions de montage (46 et 47 respectivement) et de la troisième roue intermédiaire précitée (45).

11. Moteur à combustion interne selon les revendications 9 et 10, avec disposition en position basse de l'arbre à cames ou des arbres à cames, caractérisé en ce que la liaison cinématique entre la transmission intermédiaire (14 ou 39 respectivement) et l'arbre à cames (9, 10; 32; 50; 51) est établie par engrenement direct de la roue d'entraînement (24, 25; 37) montée sur cet arbre avec la roue intermédiaire (16, 17; 40) de la transmission intermédiaire qui lui est associée.

12. Moteur à combustion interne selon les revendications 9 et 10, avec disposition de l'arbre à cames ou des arbres à cames en position haute,

caractérisé en ce que la liaison cinématique allant de la transmission intermédiaire (14 ou 39 respectivement) à la roue d'entraînement (24, 25; 37) montée sur l'arbre à cames (9, 10; 32; 50, 51) est établie par un train de transmission (26, 27; 41) interposé.

13. Moteur à combustion interne selon les revendications 9 et 10, caractérisé en ce que la roue intermédiaire à position variable (18 ou 44 respectivement) possède deux dentures qui présentent des diamètres primitifs différents, à savoir une denture (18/1 ou 44/1 respectivement) de grand diamètre primitif ainsi qu'une denture (18/2 ou 44/2 respectivement) de plus petit diamètre primitif, et est en prise par sa denture (18/2 ou 44/2 respectivement) avec la roue intermédiaire aval (16 ou 17 respectivement; 40 ou 45 respectivement) de la transmission intermédiaire (14 ou 39 respectivement) et, par sa denture (18/1 ou 44/1 respectivement) avec la denture de la roue d'entraînement (21 ou 36 respectivement) montée sur le vilebrequin (12 ou 33 ou 52 respectivement).

14. Moteur à combustion interne selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que les rapports de transmission à l'intérieur de l'entraînement de commande ou de distribution sont fixés de telle manière qu'à l'exception de la roue intermédiaire à position variable (18 ou 44 respectivement) de la transmission intermédiaire et de la roue d'entraînement (21 ou 36 respectivement) montée sur le vilebrequin, toutes les autres roues sont interchangeables entre elles.

15. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, dans le cas d'un moteur à combustion interne à 16 cylindres à 8 cylindres par rangée, caractérisé en ce que les cames (1 à 8) des arbres à cames (9, 10) ainsi que les manetons (1 à 8) du vilebrequin (12) peuvent être disposés selon les règles de chacun des ordres d'allumage énumérés ci-après, à savoir:

- | | |
|----|--------------------|
| | a) 1-2-4-6-8-7-5-3 |
| | b) 1-3-2-4-8-6-7-5 |
| | c) 1-3-5-2-8-6-4-7 |
| | d) 1-3-5-7-8-6-4-2 |
| 5 | e) 1-3-7-5-8-6-2-4 |
| | f) 1-4-6-2-8-5-3-7 |
| | g) 1-4-7-3-8-5-2-6 |
| | h) 1-5-7-3-8-4-2-6 |
| | i) 1-5-7-6-8-4-2-3 |
| 10 | j) 1-6-2-4-8-3-7-5 |
| | k) 1-6-2-5-8-3-7-4 |
| | l) 1-6-4-2-8-3-5-7 |
| | m) 1-7-3-5-8-2-6-4 |
| | n) 1-7-4-6-8-2-5-3 |
| 15 | o) 1-7-5-3-8-2-4-6 |

16. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, dans une forme de réalisation de moteur à combustion interne à 8 cylindres en ligne, caractérisé en ce que les cames (1 à 8) de l'arbre à cames (32) ainsi que les manetons (1 à 8) du vilebrequin (33) peuvent être disposés conformément aux règles du chacun des ordres d'allumage énumérés ci-après, à savoir:

- | | |
|----|--------------------|
| | a) 1-2-4-6-8-7-5-3 |
| | b) 1-3-2-4-8-6-7-5 |
| | c) 1-3-5-2-8-6-4-7 |
| | d) 1-3-5-7-8-6-4-2 |
| 30 | e) 1-3-7-5-8-6-2-4 |
| | f) 1-4-6-2-8-5-3-7 |
| | g) 1-4-7-3-8-5-2-6 |
| | h) 1-5-7-3-8-4-2-6 |
| 35 | i) 1-5-7-6-8-4-2-3 |
| | j) 1-6-2-4-8-3-7-5 |
| | k) 1-6-2-5-8-3-7-4 |
| | l) 1-6-4-2-8-3-5-7 |
| | m) 1-7-3-5-8-2-6-4 |
| 40 | n) 1-7-4-6-8-2-5-3 |
| | o) 1-7-5-3-8-2-4-6 |

Fig.1

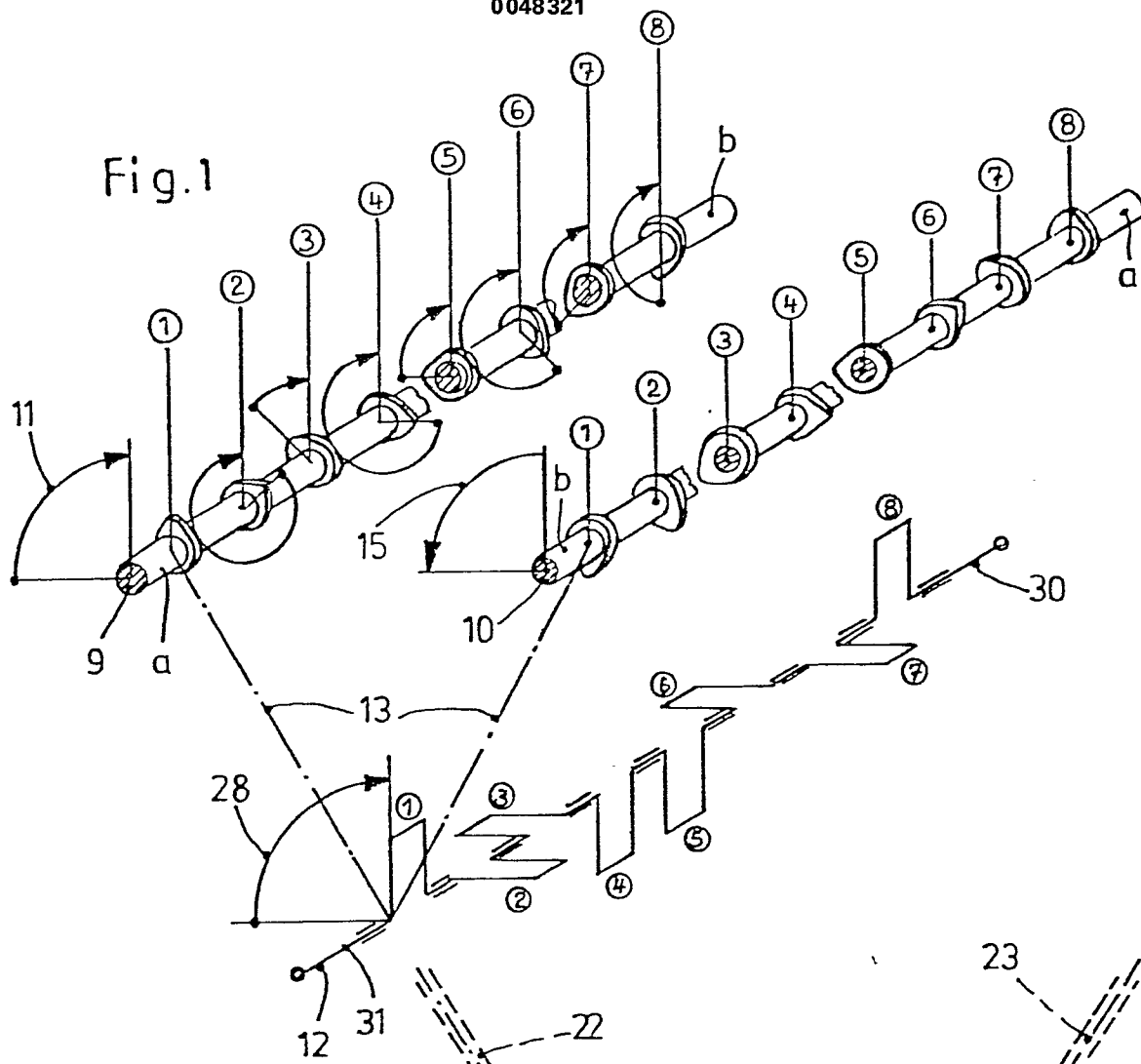


Fig.2

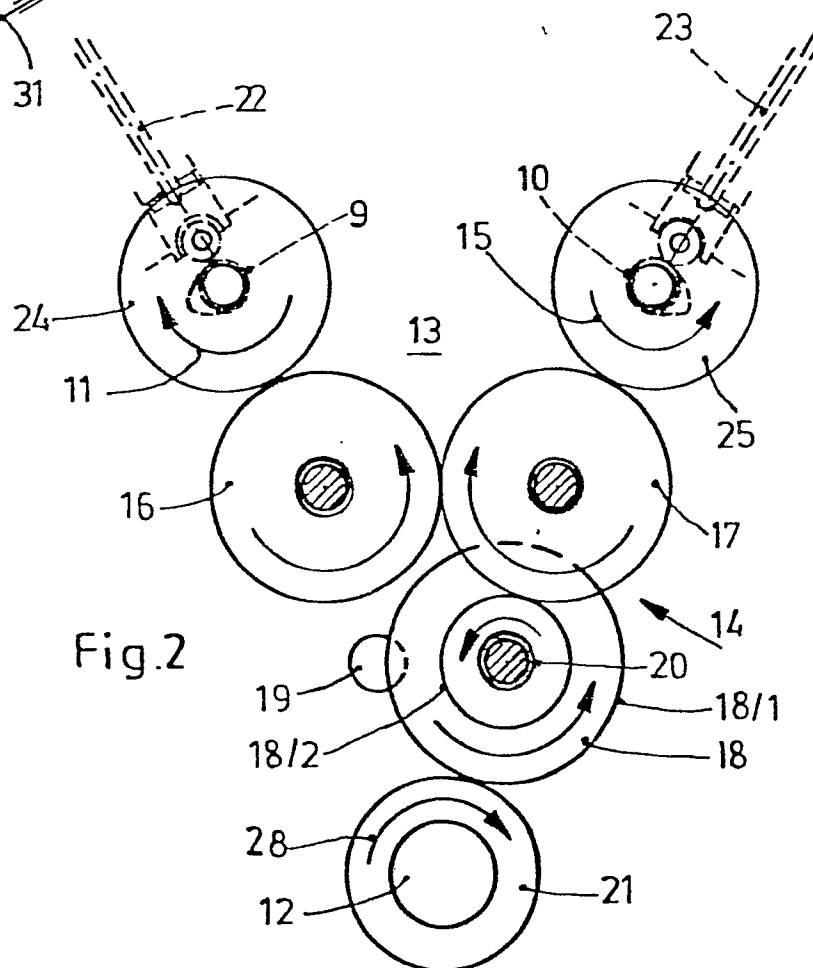


Fig.3

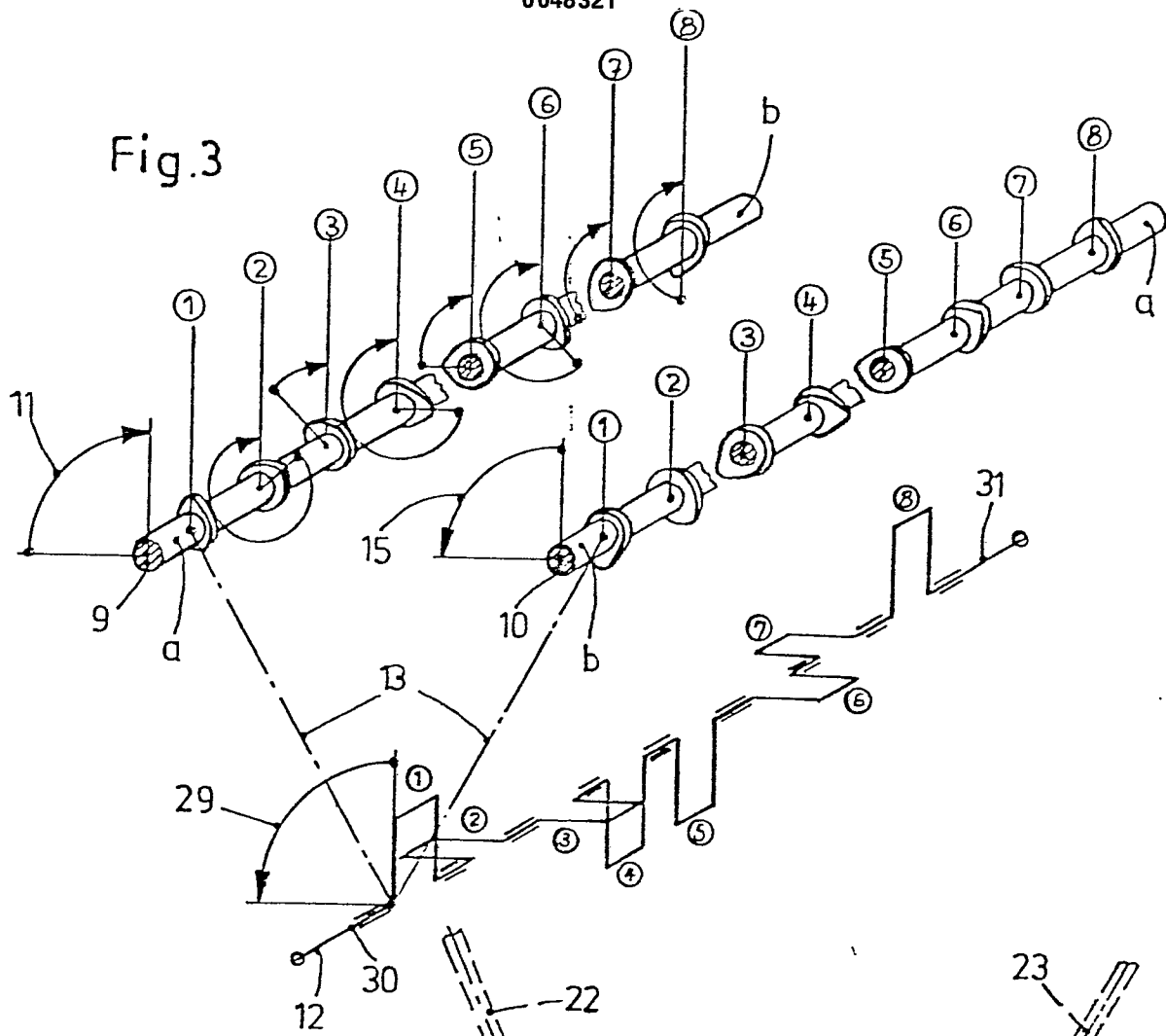
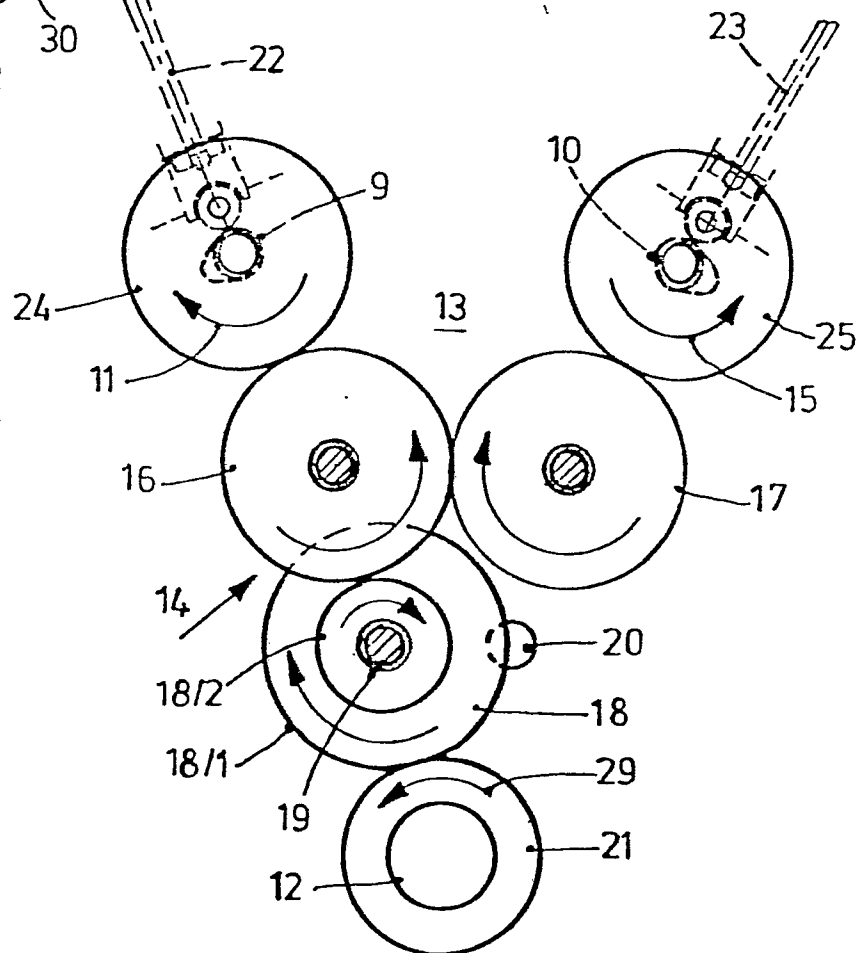


Fig.4



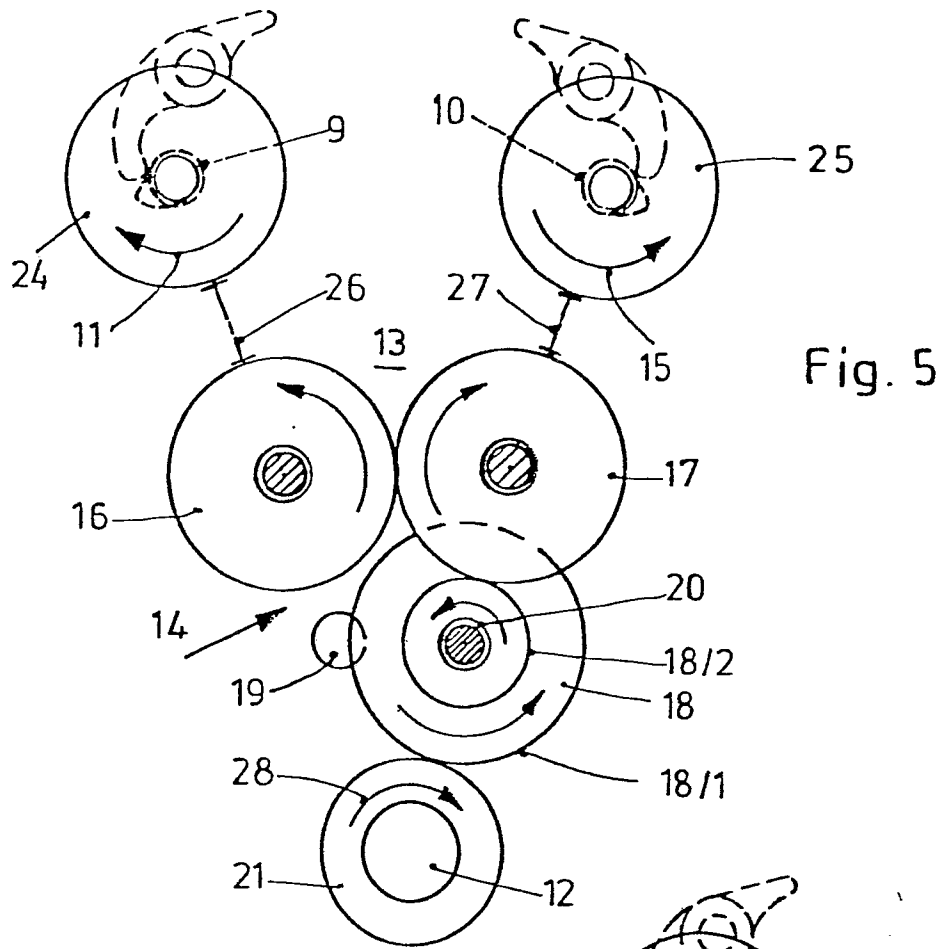


Fig. 6

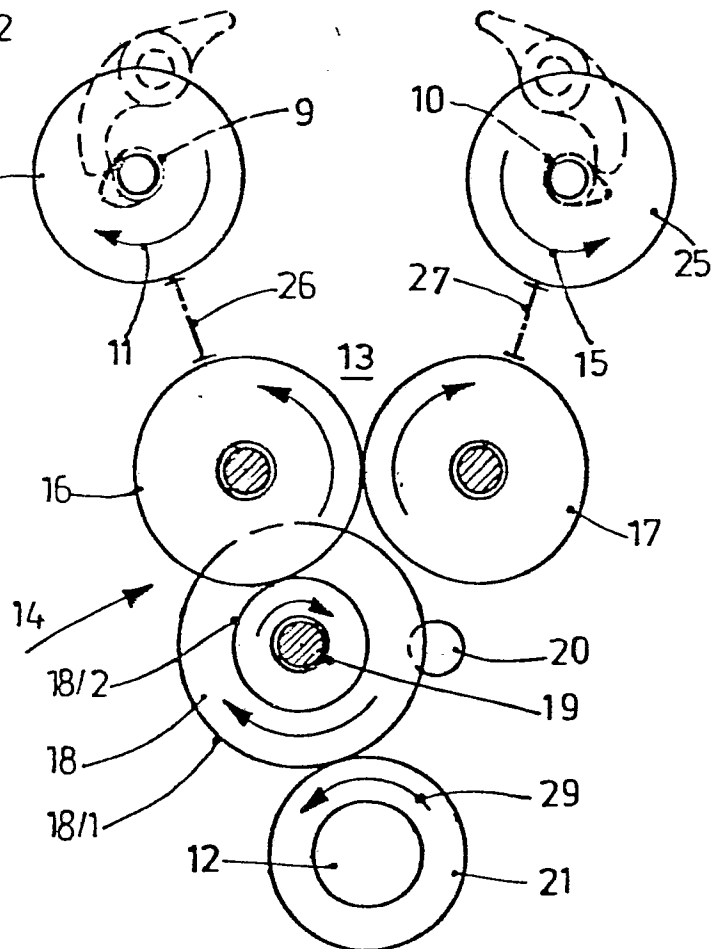


Fig. 7

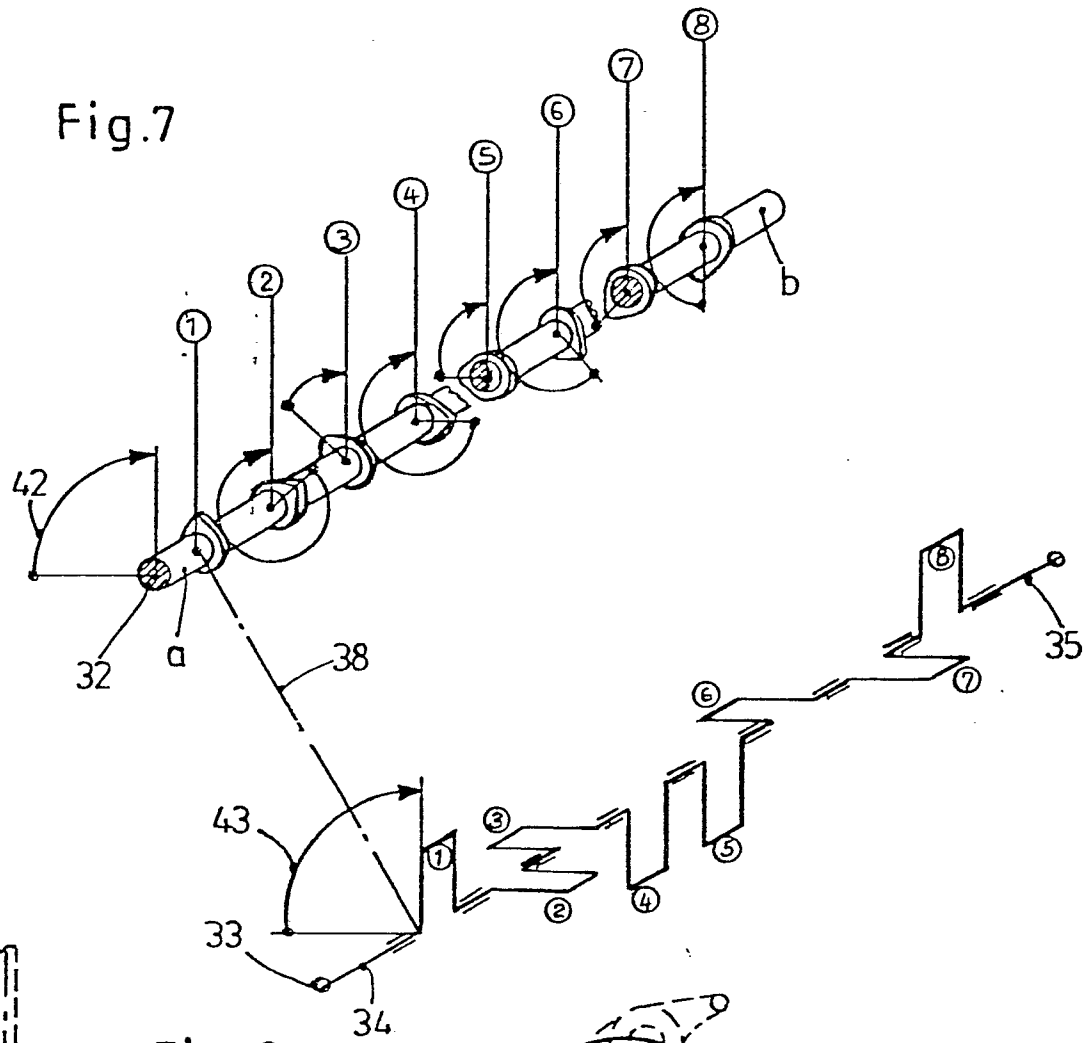


Fig. 8

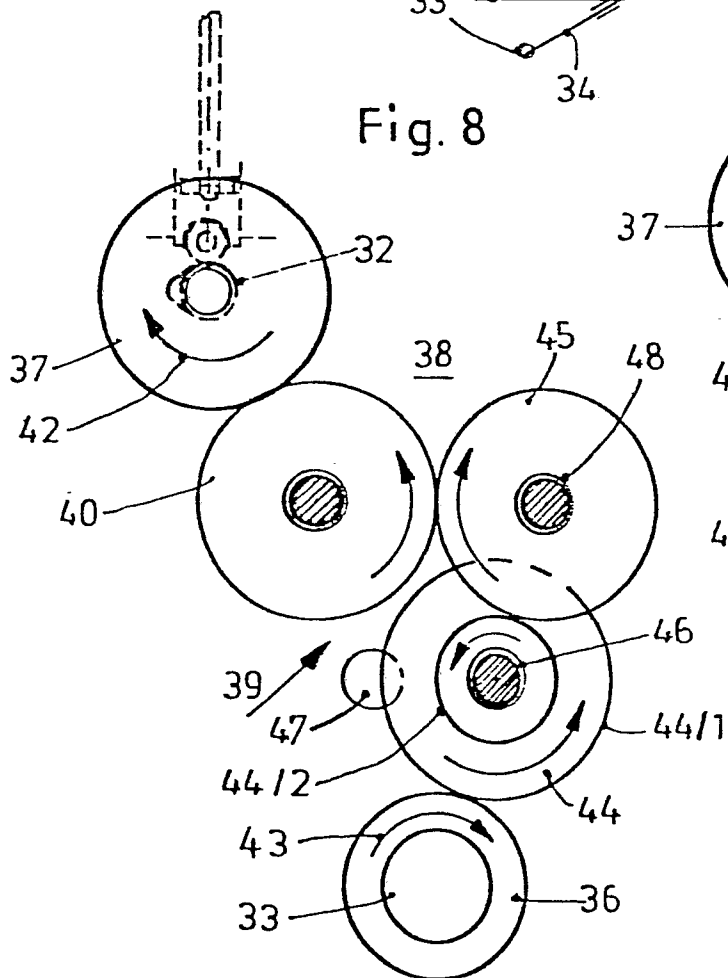


Fig. 9

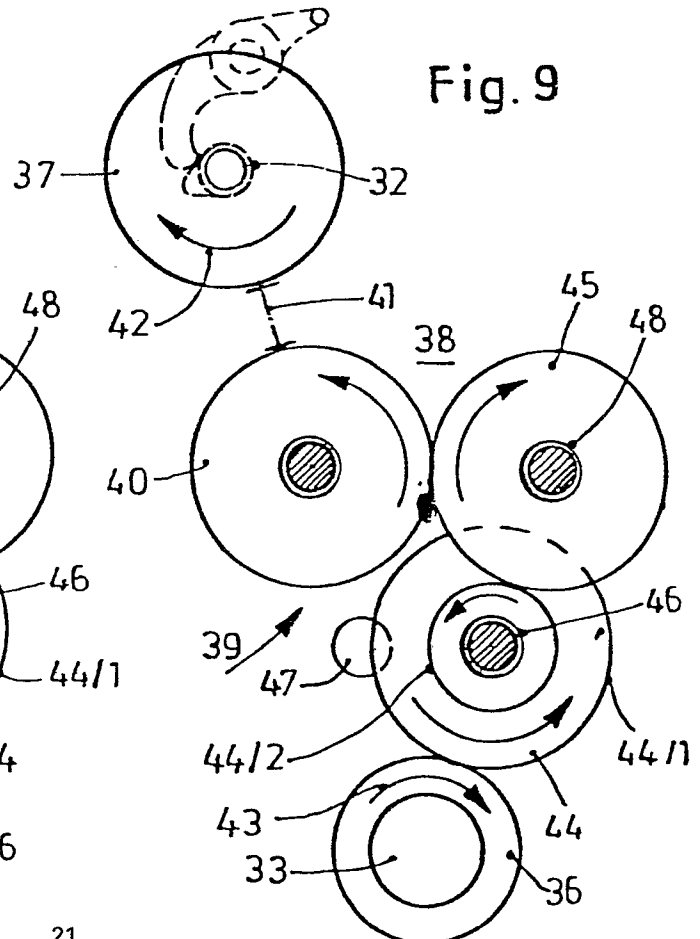


Fig. 10

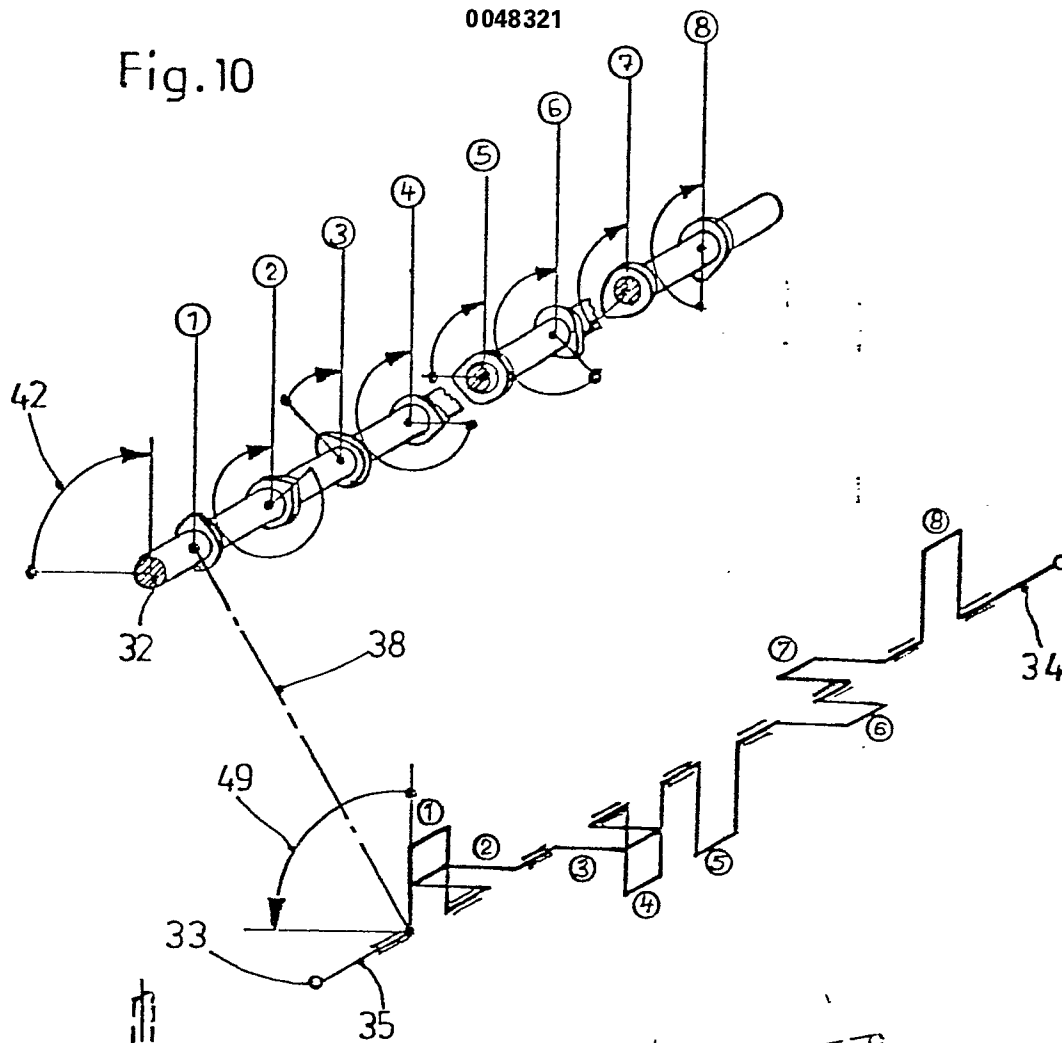


Fig. 11

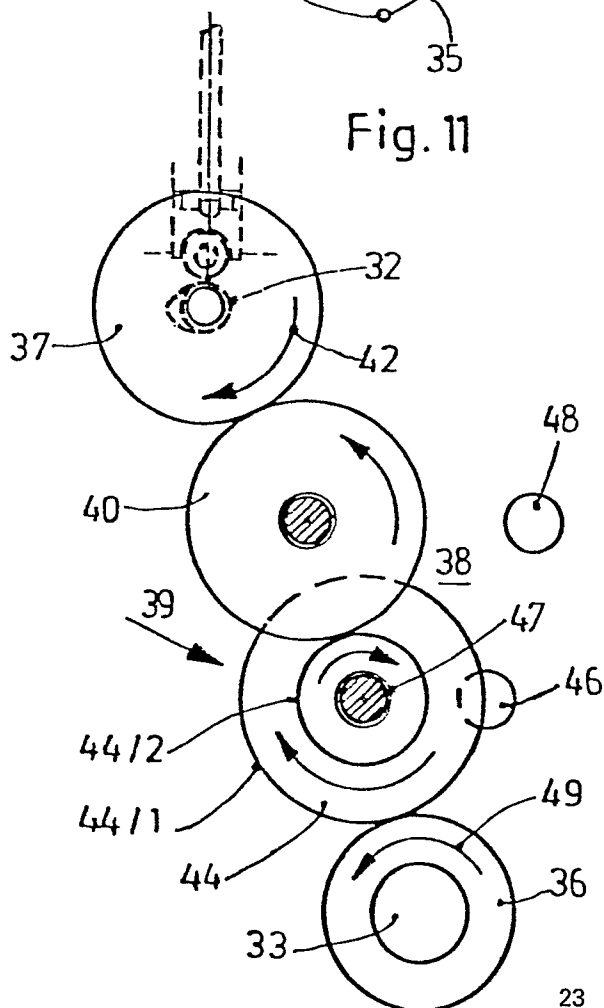


Fig. 12

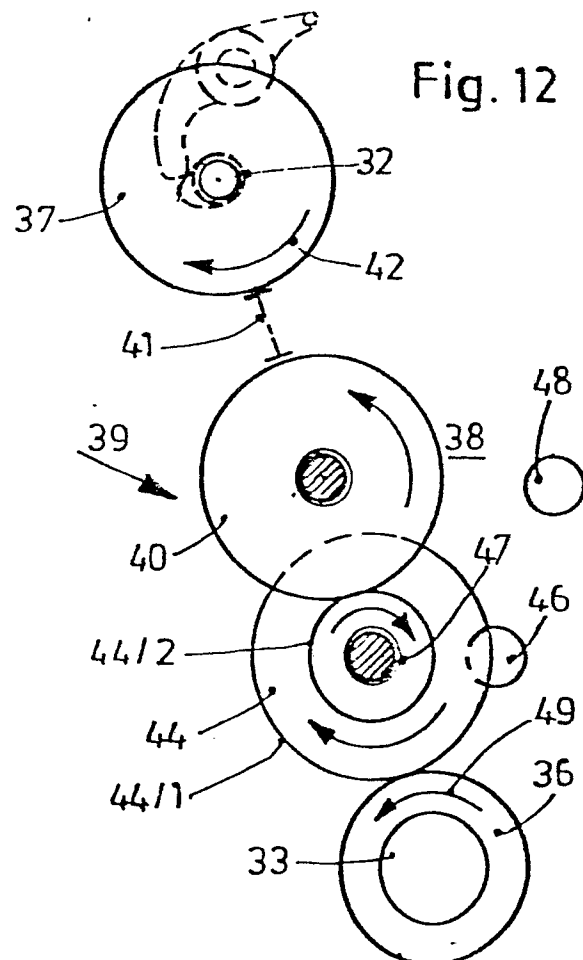


Fig. 13

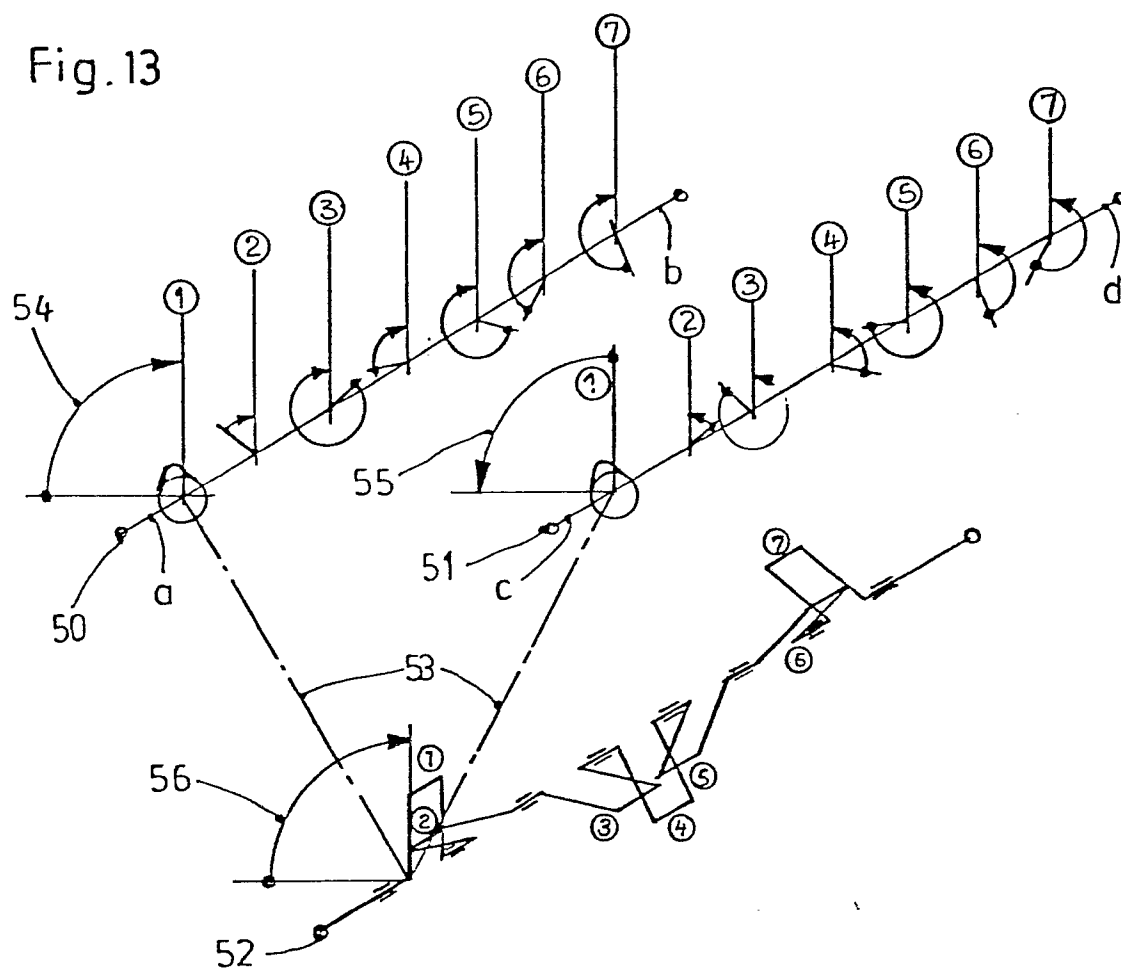


Fig.14

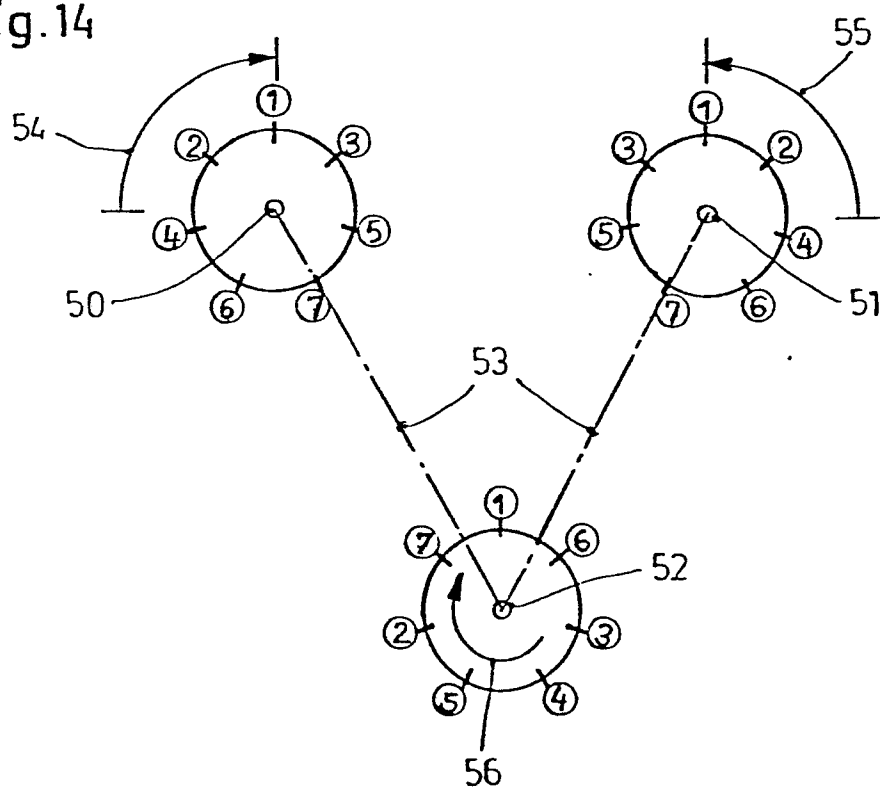


Fig. 15

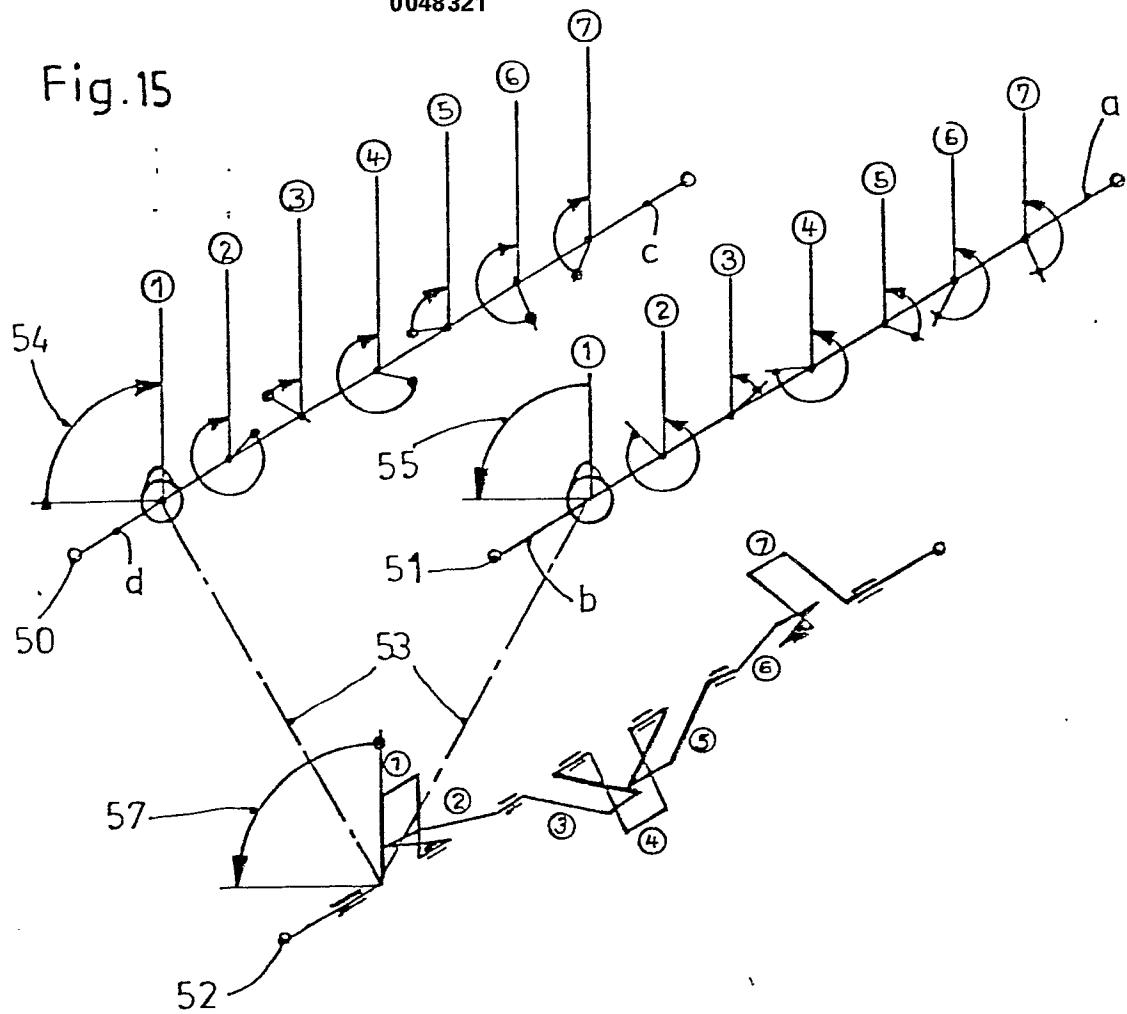


Fig. 16

