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

(11) **EP 2 689 112 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
**10.12.2014 Patentblatt 2014/50**

(21) Anmeldenummer: **12701109.6**

(22) Anmeldetag: **24.01.2012**

(51) Int Cl.:
***F01L 13/00*** *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
**PCT/EP2012/051020**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
**WO 2012/126648 (27.09.2012 Gazette 2012/39)**

# (54) MECHANISCH STEUERBARER VENTILTRIEB SOWIE MECHANISCH STEUERBARE VENTILTRIEBANORDNUNG

MECHANICALLY CONTROLLABLE VALVE DRIVE AND MECHANICALLY CONTROLLABLE VALVE DRIVE ARRANGEMENT

ENTRAÎNEMENT DE SOUPAPES À COMMANDE MÉCANIQUE ET SYSTÈME D'ENTRAÎNEMENT DE SOUPAPES À COMMANDE MÉCANIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **22.03.2011 DE 102011014744**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
**29.01.2014 Patentblatt 2014/05**

(73) Patentinhaber: **Kolbenschmidt Pierburg Innovations GmbH**
**74172 Neckarsulm (DE)**

(72) Erfinder:
- **BREUER, Michael**
**52152 Simmerath (DE)**
- **GRIMM, Karsten**
**52064 Aachen (DE)**

(74) Vertreter: **Patentanwälte ter Smitten Eberlein Rütten**
**Partnerschaftsgesellschaft**
**Burgunderstraße 29**
**40549 Düsseldorf (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A2- 0 826 866**
**EP-A2- 0 913 557**
**DE-A1-102006 035 391**
**US-A- 6 085 707**
**US-A1- 2005 154 522**
**US-A1- 2006 000 433**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 2 689 112 B1

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft einen mechanisch steuerbarer Ventiltrieb mit einem Gaswechselventil, auf das direkt oder indirekt eine Übertragungsanordnung mittels einer Arbeitskontur angreift, wobei die Übertragungsanordnung im Zylinderkopf mittels Lagermittel beweglich gelagert ist und wobei die Übertragungsanordnung mit einer Ventilhubverstelleinrichtung und einer Nockenwelle in Wirkverbindung steht, wobei die Ventilhubverstelleinrichtung eine drehbare Verstellwelle aufweist, derart, dass verschiedene Maximalhübe einstellbar sind, wobei die Übertragungsanordnung ein erstes und ein zweites Radorgan aufweist, wobei das erste Radorgan mit der Nockenwelle in Wirkverbindung steht und das zweite Radorgan direkt oder indirekt das Gaswechselventils einwirkt, wobei beide Radorgane auf der Verstellwelle drehbar gelagert sind und eine Verzahnung aufweisen, derart, dass das erste und das zweite Radorgan derart getrieblich miteinander verbunden sind, dass ein Verstellen der Verstellwelle eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan bewirkt und dass eine rotatorische Fixierung eine oszillierende Bewegung des ersten und zweiten Radorgans bewirkt.

**[0002]** Ein Ventiltrieb sowie eine Ventiltriebanordnung sind beispielsweise aus der EP 638 706 A1 bekannt. Hierbei ist zur Steuerung bzw. Regelung des Ventilhubes eine in einem Zylinderkopf drehbar gelagerte Exzenterwelle vorgesehen, die auf die Übertragungsanordnung derartig einwirkt, dass auf einfache Weise Ventilhübe zwischen 0 und maximal eingestellt werden können. Durch diese Maßnahme kann der Verbrennungsprozess gut dem jeweiligen Betriebszustand der Brennkraftmaschine angepasst werden.

**[0003]** Darüber hinaus ist es aus der DE 10 2004 003 324 A1 bekannt, bei einer Ventiltriebanordnung Verstellorgane vorzusehen, die unabhängig voneinander verstellt werden können mit dem Ziel, einzelne Zylinder für bestimmte Betriebszustände still zu legen. Desweiteren ist aus der EP 1 760 278 A2 ein Ventiltrieb bekannt, der ein Exzenterorgan besitzt, das verschiedene Kurvenverläufe insbesondere für den Teilhub und den Vollhub, aufweist. Ein Nullhub-Kurvenverlauf wird durch das Verstellorgan dabei ebenfalls ermöglicht.

**[0004]** Aus der DE 10 2006 035 391 A1 ist ein gattungsgemäßer mechanisch steuerbarer Ventiltrieb bekannt, bei dem ein Verschieben von zwei Radorganen zueinander eine Phasenverschiebung der Radorgane zueinander und hierdurch bedingt eine Ventilhubverstellung bewirken lässt.

**[0005]** Diese bekannten Ventiltriebe/Ventiltriebanordnungen weisen jedoch den Nachteil auf, dass eine Verstellung des Ventilhubes über eine translatorische und rotatorische Bewegung eines Zwischenhebels der Übertragungsanordnung stattfindet. Hierdurch muss auch eine sehr komplizierte Führung des Zwischenhebels eingesetzt werden, verbunden mit engen Fertigungs- und Montagetoleranzen. Insgesamt ergibt sich hierdurch eine teure und nur schwer kontrollierbare Gesamtkonstruktion der Übertragungsanordnung.

**[0006]** Dieser Ventiltrieb weist den Nachteil auf, dass ein Verstellvorgang einen großen Kraftaufwand benötigt. Hierdurch ist ein erhöhter Verschleiß sowie eine aufwendige Auslegung von Aktuatoren gegeben.

**[0007]** Aufgabe der Erfindung ist es daher, einen Ventiltrieb bzw. eine Ventiltriebanordnung zu schaffen, der/die die o.g. Nachteile vermeidet.

**[0008]** Die Aufgabe wird dadurch gelöst, dass die Verzahnung derart ausgeführt ist, dass ein Drehen der Verstellwelle die Phasenverschiebung bewirkt. Hierdurch wird ein mechanischer Ventiltrieb geschaffen, der so ausgelegt ist, dass lediglich eine rotatorische Bewegung benötigt wird, um eine Ventilhubverstellung zu gewährleisten. Hierdurch ist auch eine wesentlich einfachere Lagerung der Übertragungsanordnung möglich und Verschleißerscheinungen konnten wesentlich minimiert werden.

**[0009]** Eine besonders vorteilhafte Ausführungsform wird dadurch geschaffen, dass das erste Radorgan durch ein Federelement gegenüber der Nockenwelle vorgespannt ist. Hierdurch ist es auch möglich, dass die Verstellwelle in beide Richtungen angetrieben werden kann. Auch können Spiele in der Verzahnung ausgeglichen werden.

**[0010]** Eine erste, besonders vorteilhafte erfindungsgemäße Ausführungsform wird dadurch bereit gestellt, dass das erste und das zweite Radorgan als zueinander gerichtete Kronenräder ausgebildet sind und das die getriebliche Verbindung über mindestens ein Planetenrad hergestellt ist, wobei jedes Planetenrad auf einer drehfest mit der Verstellwelle verbundenen Achse gelagert ist. Diese Ausführung ist ein als Kronenradgetriebe ausgebildetes Planetenradgetriebe.

**[0011]** Eine zweite, besonders vorteilhafte erfindungsgemäße Ausführungsform zeichnet sich dadurch aus, dass das erste und das zweite Radorgan als Innenzahnräder ausgebildet sind, wobei das erste Radorgan einen anderen Innendurchmesser mit anderer Zähnezahl als das zweite Radorgan aufweist und dass die Verstellwelle einen Exzenter aufweist, auf dem drehbar ein erstes und ein zweites Stirnzahnrad gelagert sind, die drehstarr miteinander gekoppelt sind und die jeweils in Eingriff mit dem ersten und zweiten Radorgan stehen und somit die getriebliche Verbindung herstellen. Mit einer derartigen Ausführungsform kann auf einfache Art und Weise im Falle einer Ausführung mit geringerer Zähnezahldifferenz zwischen erstem und zweitem Radorgan eine hohe Untersetzung der Verstellwelle gegenüber der Phasenverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan hergestellt werden. Durch diese hohe, interne Untersetzung sind zum Einen nur geringe Aktuatorkräfte zum Antrieb der Verstellwelle erforderlich und zum Anderen ist eine sehr genaue Einstellung der maximalen Ventilhübe der Gaswechselventile möglich. Hierbei ist es montage- und fertigungstechnisch besonders vorteilhaft, wenn das erste und das zweite Stirnzahnrad eintei-

lig ausgeführt sind. Ein besonders kompakt ausgeführter mechanisch steuerbarer Ventiltrieb wird dadurch geschaffen, dass das zweite Radorgan drehbar auf der Umfangsfläche des ersten Radorgans gelagert ist.

**[0012]** Auch ist es vorteilhaft, wenn das erste Radorgan eine Kontaktrolle für die Nockenwelle aufweist, so dass das erste Radorgan durch die kontinuierlich rotierende Nockenwelle in eine oszillierende Rotation um die Achse der Verstellwelle versetzt wird. Das zweite Radorgan kann in vorteilhafter Weise derart ausgeführt sein, dass es die Arbeitskontur aufweist.

**[0013]** Bei einer dritten, besonders vorteilhaften erfindungsgemäßen Ausführungsform der Erfindung das zweite Radorgan getrieblich mit einem die Arbeitskontur aufweisenden Auslenkorgan verbunden ist, wobei das Auslenkorgan drehbar und konzentrisch auf der Nockenwelle gelagert ist. Dabei ist es montage- und fertigungstechnisch besonders vorteilhaft, wenn ein Schlepphebel auf der Verstellwelle drehbar gelagert ist. Auf diese Art und Weise kann ein vorprüfbare, leicht zu montierende Einheit aus Übertragungsanordnung und Schlepphebel geschaffen werden.

**[0014]** Die Aufgabe wird ebenfalls durch eine mechanisch steuerbare Ventiltriebanordnung gelöst, bei der jedem Zylinder ein mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 - 10 zugeordnet ist, wobei jedem Gaswechselventil jeweils eine Arbeitskontur zugeordnet ist, die direkt oder indirekt auf das Gaswechselventil einwirkt.

**[0015]** Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnung näher erläutert, hierin zeigen:

Figur 1 eine Darstellung im Schnitt einer erfinderischen Ventiltriebanordnung,

Figur 2a und 3b eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs im Längs- und Querschnitt,

Figur 3a und 3b eine zweite Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs im Längs- und Querschnitt, und

Figur 4a, 4b, 4c und 4d eine dritte Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs in einem Längsschnitt und drei Querschnitten.

**[0016]** Figur 1 zeigt eine Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventiltriebanordnung 10 mit mehreren in Reihe angeordneten Gaswechselventilen 12, 14, 16, 18, 20 und 22. In diesem Zusammenhang hier ein Schlepphebel 66 und der Querschnitt einer Ventilstange der jeweiligen Gaswechselventile12, 14, 16, 18, 20 und 22 dargestellt, welche auf bekannte Weise in Zylindern 13, 15und 17 angeordnet sind. Im vorliegenden Fall sind jeweils zwei Einlass-Gaswechselventile einem Zylinder der Brennkraftmaschine zugeordnet. Die mechanisch steuerbare Ventiltriebanordnung 10 weist im vorliegenden Fall drei Übertragungsanordnungen 28, 30, 32 und 34 auf, denen jeweils zwei Gaswechselventile 12, 14; 16, 18; 20, 22 zugeordnet sind. Dabei sind die Übertragungsanordnungen 28, 30 und 32 auf einer Verstellwelle 35 im Zylinderkopf mittels Lagermittel 36 gelagert. Die Lagermittel 36 werden in der vorliegenden Figur 1 lediglich exemplarisch für die Lagerung der Verstellwelle 35 dargestellt.

**[0017]** Wie später noch ausführlicher beschrieben wird, weist jede Übertagungsanordnung ein erstes und ein zweites Radorgan 40, 42 auf, wobei das erste Radorgan 40 über eine Kontaktrolle 44 mit einer Nockenwelle 46 in Wirkverbindung steht. Beide Radorgane 40, 42 sind auf der Verstellwelle 35 drehbar gelagert und sind derart getrieblich miteinander verbunden, dass ein Drehen der Verstellwelle 35 eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan 40, 42 bewirkt und dass eine rotatorische Fixierung eine gleichsinnige oszillierende Bewegung des ersten und zweiten Radorgans 40, 42 bewirkt.

**[0018]** Die Verstellwelle 35 ist im vorliegenden Ausführungsbeispiel durch ein Antriebsorgan 48 auf bekannte Weise antreibbar. Als Antriebsorgan 48 wird ein Drehantrieb benutzt, der sowohl vorwärts wie auch rückwärts laufenden kann. Die Verstellwelle 35 kann damit derart angetrieben werden, dass in Abhängigkeit von der vorliegenden Position schnell und präzise der dem nächsten Betriebszustand entsprechende Ventilhub gewählt wird. Auch Drehwinkel von > 360° sind damit realisierbar.

**[0019]** Figur 2a zeigt eine erste Ausführungsform eines mechanisch steuerbaren Ventiltriebs im Längsschnitt. Der Übersichtlichkeit halber ist hier ein Ventiltrieb gezeigt, der auf ein Gaswechselventil 12 einwirkt. Die Verstellwelle 35 ist drehbar im Zylinderkopf gelagert und kann durch das in Figur 1 gezeigten Antriebsorgan 48 gedreht werden. Auf der Verstellwelle 35 ist zunächst das erste Radorgan 40 drehbar gelagert. Das erste Radorgan 40 nimmt über eine feste Achse 50 die frei drehbare Kontaktrolle 44 für die Nockenwelle 46 auf. Desweiteren ist das erste Radorgan 40 als Kronenrad ausgebildet, dessen Verzahnung zum zweiten Radorgan 42 gerichtet ist. Das erste Radorgan 40 kämmt mit mehreren, vorzugsweise drei Planetenrädern 54, von denen im vorliegenden Ausführungsbeispiel zwei dargestellt sind und die jeweils auf einer drehfest mit der Verstellwelle verbundenen Achse 56 gelagert sind. Diese Planetenräder 54 kämmen über ihre Verzahnung 58 wiederum mit der Verzahnung 60 des ebenfalls als Kronenrad ausgebildeten zweiten Radorgans 42. Wie der Figur 2b zu entnehmen ist, weist das zweite Radorgan 42 die Arbeitskontur 62 auf, die mit einer Rolle 64 des Schlepphebels 66 in Wirkverbindung steht.

**[0020]** Die Funktionsweise des ersten Ausführungsbeispiels ist nun wie folgt: Bei rotatorisch fixierter Verstellwelle 35 versetzt die kontinuierlich drehende Nockenwelle 46 über einen Nocken 68 das erste Radorgan 40 in eine um die Verstellwelle 35 oszillierende Bewegung. Hierdurch erfahren auch die Planetenräder 54 eine oszillierende Bewegung, wodurch schließlich eine zum ersten Radorgan 40 gegensinnig oszillierende Bewegung des zweiten Radorgans 42 erfolgt. Hierdurch wird

dann auf bekannte Weise das Gaswechselventil 12 über die Arbeitskontur 62 geöffnet und wieder geschlossen.

**[0021]** Soll nun der Maximalhub des Gaswechselventils 12 geändert werden, erfolgt durch das Antriebsorgan 48 ein Verdrehen der Verstellwelle 35. Durch dieses Verdrehen werden die festen Achsen 56 der Planetenräder 54 in Drehrichtung der Verstellwelle 35 bewegt, wodurch die Phasenbeziehung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan 40, 42 geändert wird und dementsprechend die Rolle 64 des Schlepphebels 66 während der Öffnungs- und Schließbewegung mit einem anderen Abschnitt der Arbeitskontur 62 in Kontakt tritt.

**[0022]** Figur 2b zeigt im Querschnitt die erste erfindungsgemäße Ausführungsform, in der das Gaswechselventil 12 im geschlossenen Zustand dargestellt ist. Über ein Federelement 70 ist das erste Radorgan 40 gegenüber der Nockenwelle 46 vorgespannt. Die Übersetzung zwischen dem ersten Radorgan 40 und den Planetenrädern 54 sowie zwischen den Planetenrädern 54 und dem zweiten Radorgan 42 muss nicht identisch sein. Eine von der 1:1 Übersetzung abweichende Übersetzung kann in bestimmten Anwendungsfällen vorteilhaft sein.

**[0023]** Figur 3a zeigt einen Längsschnitt einer zweiten Ausführungsform der Erfindung. Auch hier sind wieder das erste und das zweite Radorgan 40, 42 auf der Verstellwelle 35 drehbar gelagert, wobei das erste Radorgan 40, wie in der ersten Ausführungsform, über die feste Achse 50 die frei drehbare Kontaktrolle 44 für die Nockenwelle 46 aufnimmt. Das zweite Radorgan 42 kann, wie in Figur 2b dargestellt, die Arbeitskontur 62 aufweisen. Hier ist das zweite Radorgan 42 so ausgebildet, dass die Arbeitskontur 62 auf einem Ansatzstück 72 des Radorgans 42 positioniert ist.

**[0024]** Die getriebliche Verbindung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan 40, 42, die in diesem Fall als Innenzahnräder 74, 76 ausgeführt sind, wird bei diesem zweiten Ausführungsbeispiel durch ein erstes und ein zweites Stirnzahnrad 78, 80 hergestellt, die drehbar auf einem Exzenter 82 angeordnet sind. Der Exzenter 82 ist auf bekannte Weise an der Verstellwelle 35 ausgebildet. Vorteilhafterweise sind das erste und das zweite Stirnzahnrad 78, 80 einstückig ausgebildet. Um eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten und zweiten Radorgan 40, 42 zu bewirken, weisen das erste und das zweite Radorgan 40, 42 sowie die dazugehörigen Stirnzahnräder 78, 80 eine unterschiedliche Zähnezahl auf. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel haben das erste Radorgan 40 und das zugehörige erste Stirnzahnrad 78 einen geringeren Durchmesser und damit eine geringere Zähnezahl als das zweite Radorgan 42 und das zugehörige zweite Stirnzahnrad 80. Hierdurch wird eine hohe Untersetzung zwischen der Rotation der Verstellwelle 35 und der beabsichtigten Phasenverschiebung zwischen den beiden Radorganen 40, 42 realisiert. Über eine Tellerfeder 84, die sich am Lager 36 der Verstellwelle 35 abstützt, und einer gleichsinnigen, gleitenden Profilverschiebung der Zahnradverbindung zwischen dem ersten Radorgan 40 und dem ersten Stirnzahnrad 78 einerseits, sowie zwischen dem zweiten Radorgan 42 und dem zweiten Stirnzahnrad 80 andererseits kann die gesamte getriebliche Verbindung vorgespannt werden und Zahnflankenspiel eliminiert werden.

**[0025]** Figur 3b zeigt beim vorliegenden Ausführungsbeispiel das Gaswechselventil 12 im geöffneten Zustand mit dem voreingestellten maximalen Ventilhub.

**[0026]** Die Funktionsweise des zweiten Ausführungsbeispiels ist nun wie folgt: Zur Darstellung eines voreingestellten Maximalhubs des zu betätigenden Gaswechselventils 12 ist die Verstellwelle 35 rotatorisch fixiert. Die kontinuierlich drehende Nockenwelle 46 versetzt das erste Radorgan 40 mit seinem Antriebsnocken 68 in eine um die Verstellwelle 35 oszillierende Bewegung. Über die getriebliche Verbindung des ersten Radorgans 40 mit dem zweiten Radorgan 42, erfährt auch das zweite Radorgan 42 eine gleichsinnige oszillierende Bewegung. Über die Arbeitskontur 62 des Ansatzstückes 72 des zweiten Radorgans 42 wird dann diese oszillierende Bewegung auf die Rolle 64 des Schlepphebels 66 übertragen und damit das Gaswechselventil 12 auf bekannte Weise mit dem voreingestellten Maximalhub geöffnet und wieder geschlossen.

**[0027]** Soll nun der Maximalhub des Gaswechselventils 12 geändert werden, erfolgt auch hier durch das Antriebsorgan 48 ein Verdrehen der Verstellwelle 35. Durch dieses Verdrehen wird auch die Position des Exzenters 82 verändert und das erste und zweite Stirnzahnrad 78, 80 gleichsinnig gedreht. Aufgrund der unterschiedlichen Größen und Zähnezahlen der Zahnradpaarungen "erstes Radorgan - erstes Stirnzahnrad" 40, 78 und "zweites - Radorgan - zweites Stirnzahnrad" 42, 80, findet jedoch eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten Radorgan 40 und dem zweiten Radorgan 42 statt. Dementsprechend wird auch das Ansatzstück 72 des zweiten Radorgans 42 um einen gewünschten Winkel verdreht, so dass die Rolle 64 des Schlepphebels 66 während der Öffnungs- und Schließbewegung mit einem anderen Abschnitt der Arbeitskontur 62 des Ansatzstückes des zweiten Radorgans 42 in Kontakt tritt.

**[0028]** Figur 4a zeigt einen Längsschnitt einer dritten Ausführungsform der Erfindung. Diese Ausführungsform beschreibt eine besonders kompakte Lösung, da die gesamte Übertragungsanordnung nur noch um zwei Achsen 35, 46 zu lagern ist. Ein besonderer Vorteil ist es, dass die Lage der Nockenwelle gegenüber einem Ventiltrieb mit festem Maximalhub nicht verändert werden muss. Auch kann diese Einheit als vorprüfbare Einheit einfach und kostengünstig montiert werden, da sämtliche Bauteile in den beiden Achsen 35,46 gelagert werden.

**[0029]** Wie beim Ausführungsbeispiel gemäß den Figuren 3a und 3b sind ein erstes und ein zweites Radorgan 40, 42 vorgesehen, die drehbar auf der Verstellwelle 35 angeordnet sind. Das erste und zweite Radorgan 40, 42 sind als Innenzahnräder 74, 76 mit unterschiedlicher Größe und Zähnezahl ausgeführt, die über zwei Stirnzahnräder 78, 80 getrieblich miteinander verbunden

sind. Die Stirnzahnräder 78, 80 sind wie im zweiten Ausführungsbeispiel drehbar auf einem Exzenter 82 der Verstellwelle 35 gelagert und weisen entsprechend den kämmenden Innenzahnrädern 74, 76 eine unterschiedliche Größe und Zähnezahl auf.

**[0030]** Das erste Radorgan 40 besitzt ebenfalls eine feststehende Achse 50 (siehe Figur 4b), auf der die Kontaktrolle 44 für den Antriebsnocken 68, der hier eine andere Form als in den vorangegangenen Ausführungsbeipielen aufweist, drehbar gelagert ist.

**[0031]** Das zweite Radorgan 42 weist noch eine Aussenverzahnung 86 auf, die in Wirkverbindung mit der Aussenverzahnung 88 eines Auslenkorgans 90 steht, das wiederum drehbar auf der Nockenwelle 46 gelagert ist (siehe auch Figur 4c). Das Auslenkorgan 90 weist im vorliegenden Fall zwei, eine Arbeitskontur beschreibende Auslenknocken 92 auf, die auf die Rolle 64 eines Schlepphebels 66 eines Gaswechselventils 12 auf bekannte Art und Weise angreifen. Die Schlepphebel 66 sind ihrerseits drehbar auf der Verstellwelle 35 gelagert (siehe Figur 4d).

**[0032]** Über eine Tellerfeder 84, die sich am Lager 36 der Nockenwelle 46 sowie am Auslenkorgan 90 in axialer Richtung abstützt, sowie gleichsinnigen, gleitenden Profilverschiebungen der Zahnradverbindung zwischen Aussenverzahnung 88 des Auslenkorgans 90 und Aussenverzahnung 86 des zweiten Radorgans 42, zwischen dem zweiten Radorgan 42 und dem zweiten Stirnzahnrad 80, sowie zwischen dem ersten Radorgan 40 und dem ersten Stirnzahnrad 78 kann die gesamte getriebliche Verbindung vorgespannt werden und das Zahnflankenspiel eliminiert werden.

**[0033]** Die Funktionsweise des dritten Ausführungsbeispiels ist nun wie folgt: Bei einem voreingestellten Maximalhub des zu betätigenden Gaswechselventils 12 ist die Verstellwelle 35 rotatorisch fixiert. Die kontinuierlich drehende Nockenwelle 46 versetzt das erste Radorgan 40 mit seinem Antriebsnocken 68 in eine um die Verstellwelle 35 oszillierende Bewegung. Über die getriebliche Verbindung des ersten Radorgans 40 mit dem zweiten Radorgan 42 erfährt auch das zweite Radorgan 42 eine gleichgesinnte oszillierende Bewegung. Über die Aussenradverzahnung 86 des zweiten Radorgans 42 wird dann diese oszillierende Bewegung in eine gegensinnige, oszillierende Bewegung des Auslenkorgans 90 übertragen. Durch den Auslenknocken 92, der auf den Schlepphebel 66 angreift, wird dann das Gaswechselventil 12 auf bekannte Weise mit dem voreingestellten Maximalhub geöffnet und wieder geschlossen.

**[0034]** Soll nun der Maximalhub des Gaswechselventils 12 geändert werden, erfolgt auch hier durch das Antriebsorgan 48 ein Verdrehen der Verstellwelle 35. Durch dieses Verdrehen, wird auch die Position des Exzenters 82 verändert und damit auch das erste und zweite Stirnzahnrad 78, 80 gleichsinnig gedreht. Aufgrund der unterschiedlichen Größen und Zähnezahlen der Zahnradpaarungen "erstes Radorgan - erstes Stirnzahnrad" 40, 78 und "zweites - Radorgan - zweites Stirnzahnrad" 42, 80, findet eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten Radorgan 40 und dem zweiten Radorgan 42 statt. Dementsprechend wird auch das Auslenkorgan 90, um einen gewünschten Winkel verdreht, so dass die Rolle 64 des Schlepphebels 66 während der Öffnungs- und Schließbewegung mit einem anderen Abschnitt des Auslenknockens 92 in Kontakt tritt.

**[0035]** Besondere Vorteile entstehen bei dieser Ausführungsform gemäß Fig. 4 dadurch, dass aufgrund der Übersetzung zwischen Außenverzahnung 86 des Radorgans 42 und der Außenverzahnung 88 des Auslenkorgans 90 die oszillierende Bewegung des Auslenkorgans 90 einen größeren Winkelbereich überstreicht, als es durch das erste Radorgan 40 vorgegeben wird. Hierdurch ergeben sich günstigere Kraftverhältnisse an der Arbeitskontur des Auslenknockens 92.

**[0036]** Alle beschriebenen Ausführungsformen können so gestaltet werden, dass das Auslenkorgan eine oszillierende Bewegung mit nur geringem Schwenkwinkel ausführt. Dabei wird zur Variation der maximalen Ventilhübe im Bereich zwischen Nullhub und Vollhub nur ein Teil des gesamten Umfangs des Auslenkorgans genutzt. Es ist also möglich, auf den restlichen Teil des Umfangs eine weitere und andere Arbeitskontur aufzubringen. Diese Konturen können z.B. dazu genutzt werden, einzelne Gaswechselventile eines Zylinders gezielt stillzulegen, um eine präzisere Mengensteuerung zu gewährleisten und eine bedarfsgerechte Ladungsbewegung im Zylinder auszulösen, oder auch alle Ventile eines Zylinders stillzulegen, um eine Zylinderabschaltung darzustellen.

## Patentansprüche

1. Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb mit einem Gaswechselventil (12), auf das direkt oder indirekt eine Übertragungsanordnung mittels einer Arbeitskontur (62; 92) angreift, wobei die Übertragungsanordnung im Zylinderkopf mittels Lagermittel beweglich gelagert ist und wobei die Übertragungsanordnung mit einer Ventilhubverstelleinrichtung und einer Nockenwelle (46) in Wirkverbindung steht, wobei die Ventilhubverstelleinrichtung eine drehbare Verstellwelle (35) aufweist, derart, dass verschiedene Maximalhübe einstellbar sind, wobei die Übertragungsanordnung ein erstes und ein zweites Radorgan (40, 42) aufweist, wobei das erste Radorgan (40) mit der Nockenwelle (46) in Wirkverbindung steht und das zweite Radorgan (42) direkt oder indirekt das Gaswechselventils (12) einwirkt, wobei beide Radorgane (40, 42) auf der Verstellwelle (35) drehbar gelagert sind und eine Verzahnung aufweisen, derart, dass das erste und das zweite Radorgan (40, 42) derart getrieblich miteinander verbunden sind, dass ein Verstellen der Verstellwelle (35) eine Phasenverschiebung zwischen dem ersten und dem zweiten Radorgan (40, 42) bewirkt und dass eine rotato-

rische Fixierung eine oszillierende Bewegung des ersten und zweiten Radorgans (40, 42) bewirkt, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verzahnung derart ausgeführt ist, dass ein Drehen der Verstellwelle (35) die Phasenverschiebung bewirkt.

**2.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das das erste Radorgan (40) durch ein Federelement (70) gegenüber der Nockenwelle (46) vorgespannt ist.

**3.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste und das zweite Radorgan (40, 42) als zueinander gerichtete Kronenräder ausgebildet sind und das die getriebliche Verbindung über mindestens ein Planetenrad (54) hergestellt ist, wobei jedes Planetenrad (54) auf einer drehfest mit der Verstellwelle (35) verbundenen Achse gelagert ist.

**4.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste und das zweite Radorgan (40, 42) als Innenzahnräder ausgebildet sind, wobei das erste Radorgan (40) einen anderen Innendurchmesser mit anderer Zähnezahl als das zweite Radorgan (42) aufweist und dass die Verstellwelle (35) einen Exzenter (82) aufweist, auf dem drehbar ein erstes und ein zweites Stirnzahnrad (78, 80) gelagert sind, die drehstarr miteinander gekoppelt sind und die jeweils in Eingriff mit dem ersten und zweiten Radorgan (40, 42) stehen und somit die getriebliche Verbindung herstellen.

**5.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste und das zweite Stirnzahnrad (78, 80) einteilig ausgeführt sind.

**6.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Radorgan (42) drehbar auf der Umfangsfläche des ersten Radorgans (40) gelagert ist.

**7.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Radorgan (40) eine Kontaktrolle (44) für die Nockenwelle (46) aufweist.

**8.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Radorgan (42) die Arbeitskontur (62) aufweist.

**9.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 4 - 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Radorgan getrieblich mit einem die Arbeitskontur (92) aufweisenden Auslenkorgan (90) verbunden ist, wobei das Auslenkorgan (90) drehbar und konzentrisch auf der Nockenwelle (46) gelagert ist.

**10.** Mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Schlepphebel (66) auf der Verstellwelle (35) drehbar gelagert ist.

**11.** Mechanisch steuerbare Ventiltriebanordnung mit mehreren in Reihe angeordneten Gaswechselventilen, die einer Anzahl Zylinder zugeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** jedem Zylinder ein mechanisch steuerbarer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 - 10 zugeordnet ist, wobei jedem Gaswechselventil jeweils eine Arbeitskontur zugeordnet ist, die direkt oder indirekt auf das Gaswechselventil einwirkt.

## Claims

**1.** A mechanically controllable valve drive having a gas exchange valve (12) on which a transmission arrangement acts directly or indirectly by means of a working contour (62; 92), wherein the transmission arrangement is mounted in a movable manner in the cylinder head by bearing means, and wherein the transmission arrangement is operatively connected to a valve stroke adjusting device and to a camshaft (46), wherein the valve stroke adjusting device has a rotatable adjusting shaft (35) such that different maximum strokes can be set, the transmission arrangement having a first and a second wheel element (40, 42), wherein the first wheel element (40) is operatively connected to the camshaft (46) and the second wheel element (42) acts directly or indirectly on the gas exchange valve (12), wherein the two wheel elements (40, 42) are rotatably mounted on the adjusting shaft (35) and have a toothing, in such a way that the first and the second wheel element (40, 42) are in geared connection with one another such that a rotation of the adjusting shaft (35) effects a phase shift between the first and the second wheel element (40, 42) and such that rotary fixing is effective to generate an oscillating movement of the first and second wheel elements (40, 42), **characterized in that** the toothing is realized such that rotation of the adjusting shaft (35) causes the phase shift.

**2.** The mechanically controllable valve drive according to claim 1, **characterized in that** the first wheel element (40) is biased relative to the camshaft (46) by a spring element (70).

**3.** The mechanically controllable valve drive according to claim 1 or 2, **characterized in that** the first and the second wheel element (40, 42) are formed as

mutually confronting crown gears and that the gear connection is realized via at least one planetary gear (54), each planetary gear (54) being supported on an axis connected to the adjusting shaft (35) for common rotation therewith.

**4.** The mechanically controllable valve drive according to claim 1, **characterized in that** the first and the second wheel element (40, 42) are formed as internal gears, wherein the first wheel element (40) has a different inner diameter with a different number of teeth than the second wheel element (42), and that the adjustment shaft (35) comprises an eccentric (82) having a first and a second spur gear (78, 80) rotatably supported thereon which are coupled to each other in a torsionally rigid manner and are in engagement with the first and respectively the second wheel element (40, 42) and thus form the gear connection.

**5.** The mechanically controllable valve drive according to claim 4, **characterized in that** the first and the second spur gears (78, 80) are formed as one part.

**6.** The mechanically controllable valve drive according to claim 4 or 5, **characterized in that** the second wheel element (42) is rotatably supported on the peripheral surface of the first wheel element (40).

**7.** The mechanically controllable valve drive according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the first wheel element (40) comprises a contact roll (44) for the camshaft (46).

**8.** The mechanically controllable valve drive according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the second wheel element (42) comprises a working contour (62).

**9.** The mechanically controllable valve drive according to any one of claims 4 to 7, **characterized in that** the second wheel element is in geared connection with a deflecting member (90) comprising said working contour (62), said deflecting member (90) being rotatably and concentrically supported on the camshaft (46).

**10.** The mechanically controllable valve drive according to claim 9, **characterized in that** a drag lever (66) is rotatably supported on the adjusting shaft (35).

**11.** A mechanically controllable valve drive arrangement comprising a plurality of serially arranged gas exchange valves assigned to a plurality of cylinders, **characterized in that** each cylinder has assigned thereto a mechanically controllable valve drive according to any one of claims 1 to 10, wherein each gas exchange valve has assigned thereto a respective working contour which directly or indirectly acts on the gas exchange valve.

## Revendications

**1.** Entrainement de soupapes à commande mécanique comprenant une soupape d'échange de gaz (12) sur laquelle agit de manière directe ou indirecte un ensemble de transmission à travers un contour de travail (62; 92), ledit ensemble de transmission étant supporté de manière mobile dans une tête de cylindre à l'aide de moyens de support, et ledit ensemble de transmission étant lié fonctionnellement avec un moyen de réglage de la levée de soupape et un arbre à cames (46), ledit moyen de réglage de la levée de soupape comprenant un arbre d'ajustage (35) rotatif, de sorte que différentes levées maximales peuvent être ajustées, ledit ensemble de transmission comprenant un premier et un deuxième élément de roue (40, 42), ledit premier élément de roue (40) étant lié fonctionnellement avec ledit arbre à cames (46) et ledit deuxième élément de roue (42) agissant de manière directe ou indirecte sur la soupape d'échange de gaz (12), les deux éléments de roue (40, 42) étant supportés de manière rotative sur l'arbre d'ajustage (35) et comprennent une denture, de sorte que le premier et le deuxième élément de roue (40, 42) sont en liaison d'engrènement l'un avec l'autre de sorte que l'ajustage dudit arbre d'ajustage (35) cause une décalage entre le premier et le deuxième élément de roue (40, 42), et que la fixation de la rotation cause un mouvement oscillatoire du premier et deuxième élément de roue (40, 42), **caractérisé en ce que** la denture est réalisée de sorte que la rotation dudit arbre d'ajustage (35) effectue la décalage.

**2.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le premier élément de roue (40) est précontraint par rapport à l'arbre à cames (46) par un élément de ressort (70).

**3.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le premier et le deuxième élément de roue (40, 42) sont réalisés sous forme de roues en couronne dirigées l'une vers l'autre, et que la liaison d'engrènement est effectuée à travers au moins un satellite (54), chaque satellite (54) étant supporté sur un axe lié de manière solidaire en rotation avec ledit arbre d'ajustage (35).

**4.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le premier et le deuxième élément de roue (40, 42) sont réalisés sous forme de roues à denture intérieure, ledit premier élément de roue (40) ayant un autre

diamètre intérieure avec un autre nombre de dents que le deuxième élément de roue (42), et que ledit arbre d'ajustage (35) comprend un excentrique (82) sur lequel un premier et un deuxième roue dentée droite (78, 80) sont supportés de manière rotative, qui sont couplées l'une à l'autre de manière solidaire en rotation et qui s'engrènent, respectivement, avec ledit premier et deuxième élément de roue (40, 42), ainsi réalisant la liaison d'engrènement.

**5.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le premier et le deuxième roue dentée droite (78, 80) sont en une seule pièce.

**6.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 4 ou 5, **caractérisé en ce que** le deuxième élément de roue (42) est supporté de manière rotative sur la face circonférentielle dudit premier élément de roue (40).

**7.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le premier élément de roue (40) comprend un rouleau de contact (44) avec l'arbre à cames (46).

**8.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le deuxième élément de roue (42) présente le contour de travail (62).

**9.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon l'une quelconque des revendications 4 - 7, **caractérisé en ce que** le deuxième élément de roue est en liaison d'engrènement avec un élément de déplacement (90) comportant le contour de travail (92), ledit élément de déplacement (90) est supporté de manière rotative et concentrique sur ledit arbre à cames (46).

**10.** Entrainement de soupapes à commande mécanique selon la revendication 9, **caractérisé en ce qu'**un culbuteur (66) est supporté de manière rotative sur l'arbre d'ajustage (35).

**11.** Ensemble d'entrainement de soupapes à commande mécanique avec plusieurs soupapes d'échange de gaz disposées en série qui sont associées à un nombre de cylindre, **caractérisé en ce qu'**un entrainement de soupapes à commande mécanique selon l'une quelconque des revendications 1 - 10 est associé à chaque cylindre, un contour de travail étant associé à chaque soupape d'échange de gaz respective, ledit contour agissant sur ladite soupape d'échange de gaz soit directement, soit indirectement.

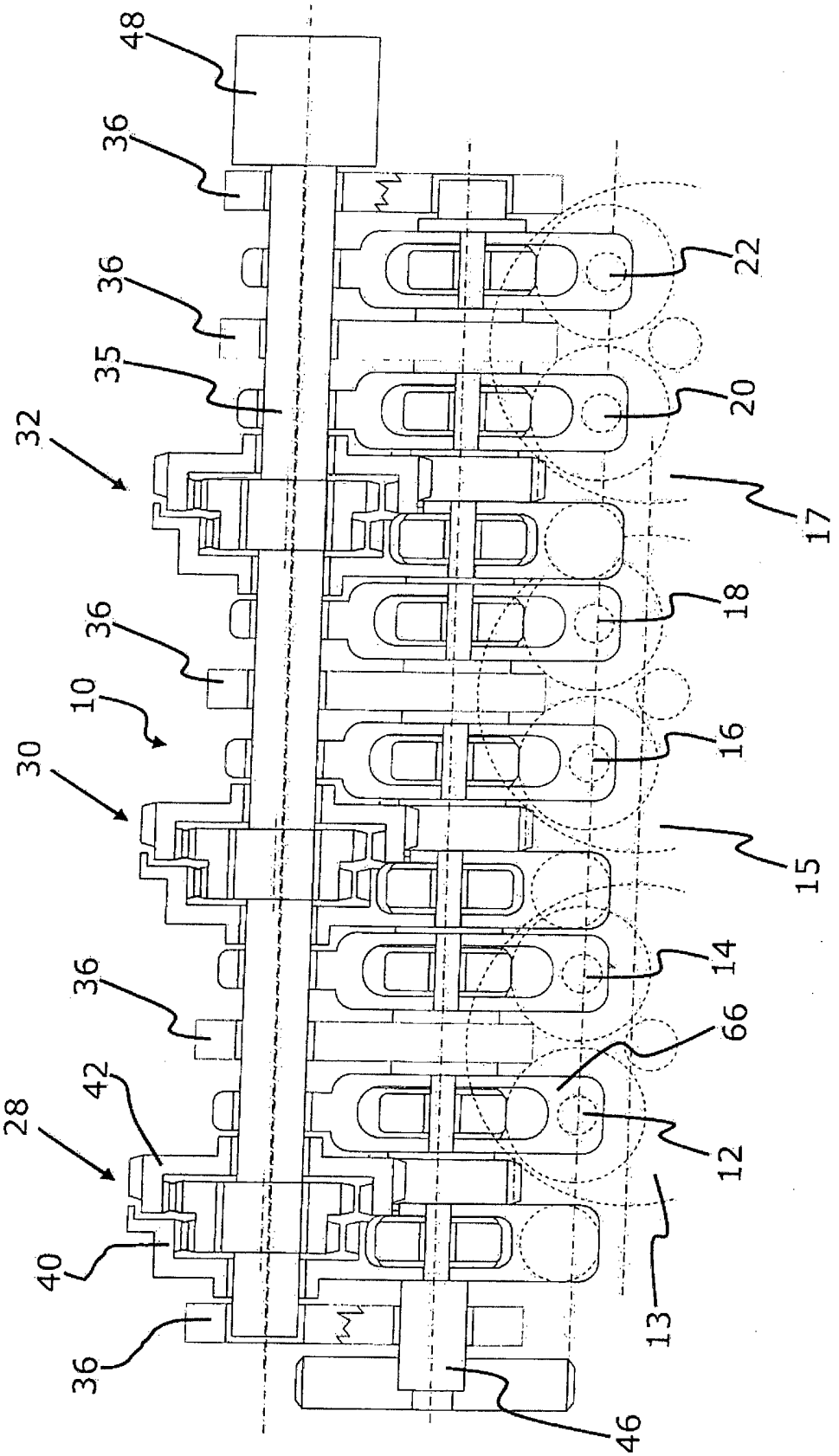



Fig.1

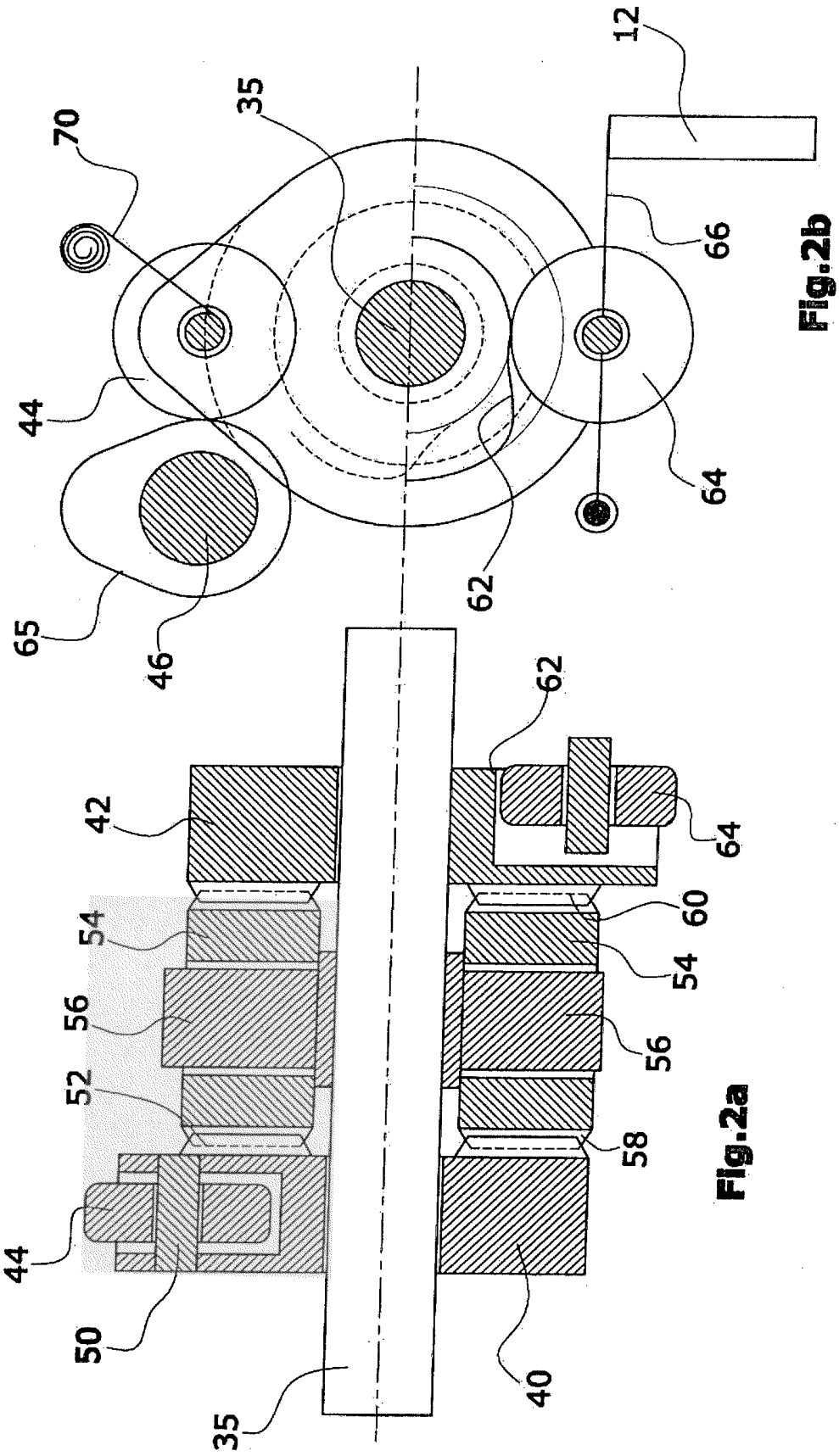



Fig.2b

Fig.2a

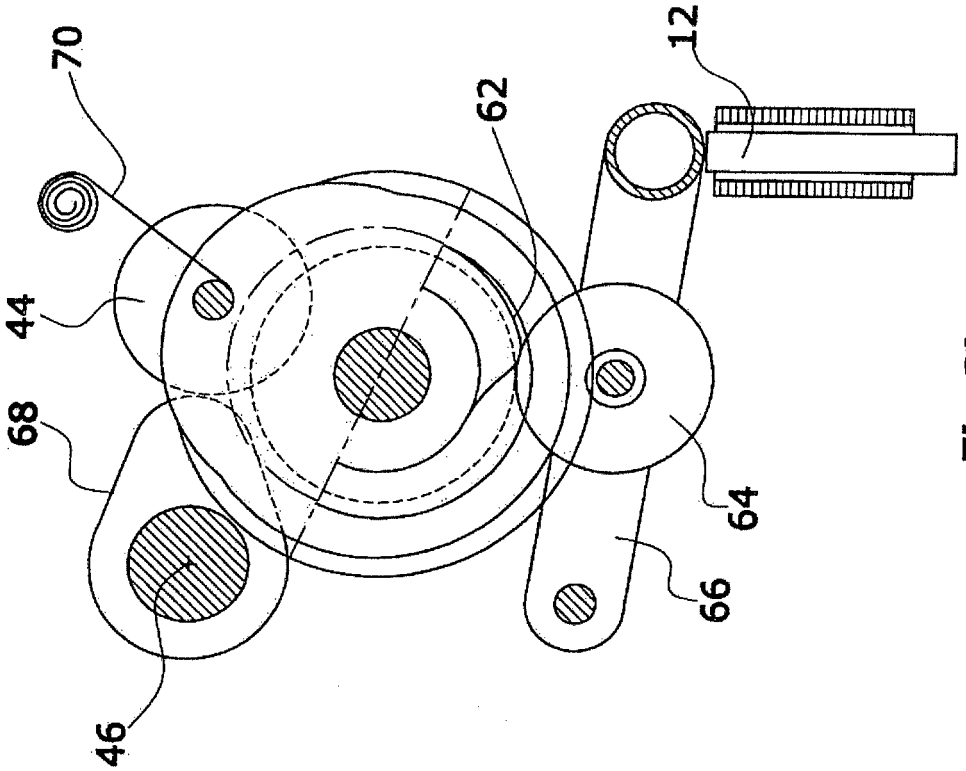



Fig.3b

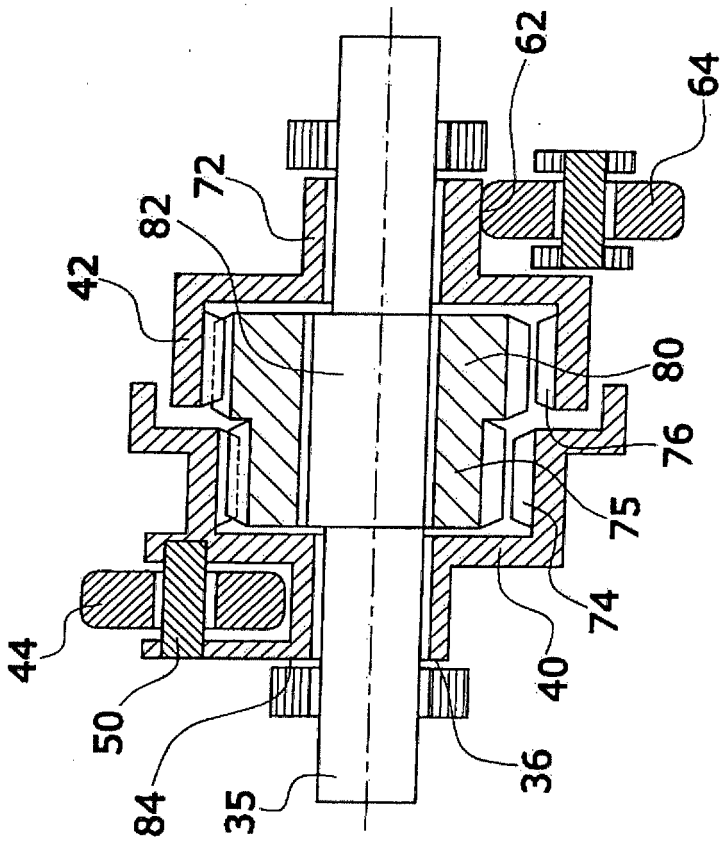



Fig.3a

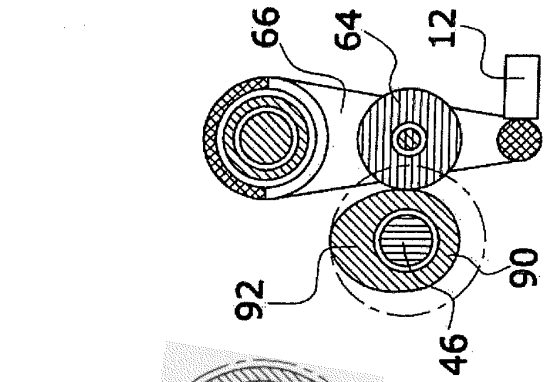



Fig.4d

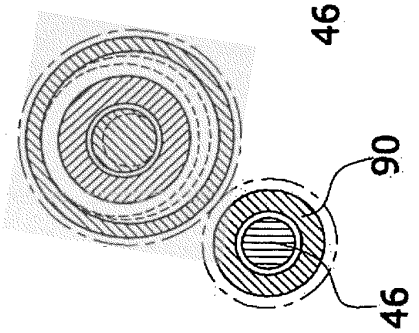



Fig.4c

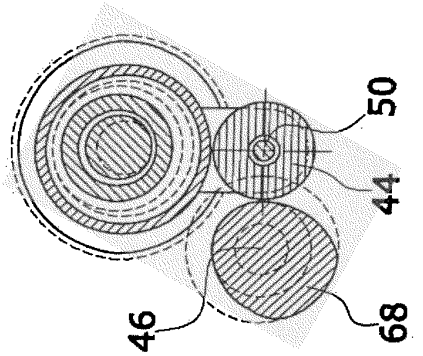



Fig.4b

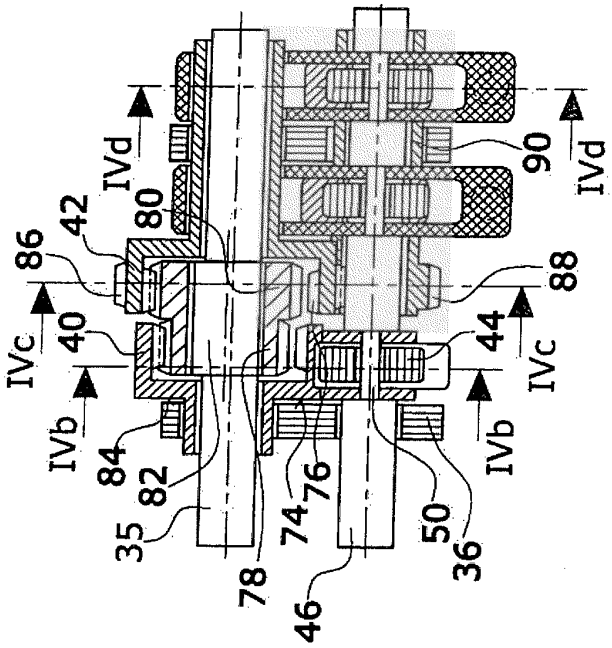



Fig.4a

## IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

### In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente


- EP 638706 A1 **[0002]**
- DE 102004003324 A1 **[0003]**
- EP 1760278 A2 **[0003]**
- DE 102006035391 A1 **[0004]**