

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-25431
(P2008-25431A)

(43) 公開日 平成20年2月7日(2008.2.7)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO2D 15/02 (2006.01)	FO2D 15/02 C	3G018
F15B 11/02 (2006.01)	F15B 11/02 F	3G092
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 G	3H081
FO1L 13/00 (2006.01)	FO1L 13/00 3O1K	3H089
FO2B 75/04 (2006.01)	FO2B 75/04	

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 25 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2006-197842 (P2006-197842)
(22) 出願日 平成18年7月20日 (2006.7.20)

(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(74) 代理人 100075513
弁理士 後藤 政喜
(74) 代理人 100114236
弁理士 藤井 正弘
(74) 代理人 100120260
弁理士 飯田 雅昭
(74) 代理人 100120178
弁理士 三田 康成
(72) 発明者 竹村 信一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

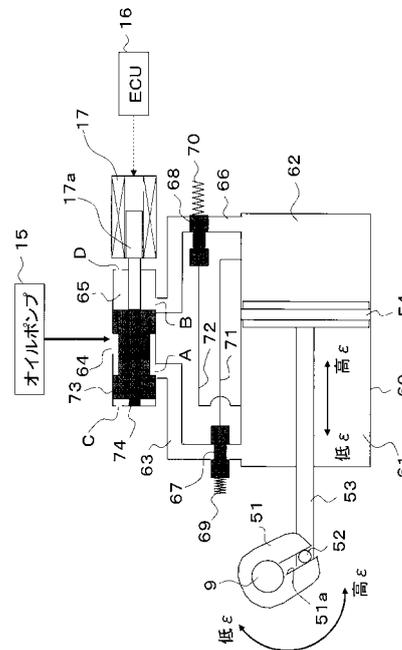
(54) 【発明の名称】 流体圧アクチュエータ

(57) 【要約】

【課題】 アクチュエータの他に別途荷重低減手段を設けずにアクチュエータの小型化を図り、機能搭載性に優れたアクチュエータを提供する。

【解決手段】 変位部材(54)が流体によって移動されることにより駆動力を発生する流体圧アクチュエータであって、変位部材によって区画された第1圧力室(61)及び第2圧力室(62)を有し、第1圧力室と圧力源(15)とを連通させる第1通路(63)に設けられた第1開閉弁(67)と、第2圧力室(62)と圧力源を連通させる第2通路(66)に設けられた第2開閉弁(68)とを備え、第1圧力室の圧力が第2圧力室の圧力より高い場合に第1開閉弁が閉じ、第2圧力室の圧力が第1圧力室の圧力より高い場合に第2開閉弁が閉じる。

【選択図】 図6



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

圧力室と、
前記圧力室に流体を供給する圧力源と、
前記圧力室を第 1 圧力室と第 2 圧力室とに区画し、前記第 1 圧力室及び前記第 2 圧力室の圧力に応じて前記圧力室内を移動する変位部材と、
前記圧力源と前記第 1 圧力室とを連通する第 1 通路と、
前記圧力源と前記第 2 圧力室とを連通する第 2 通路と、
前記第 1 通路及び前記第 2 通路の上流かつ前記圧力源の下流に設けられ、前記第 1 圧力室及び前記第 2 圧力室への流体供給を制御する切換弁と、
前記切換弁下流の第 1 通路に設けられ、前記第 1 通路を開閉する第 1 開閉弁と、
前記切換弁下流の第 2 通路に設けられ、前記第 2 通路を開閉する第 2 開閉弁と、
を備え、
前記第 1 圧力室の圧力が前記第 2 圧力室の圧力より高い場合に前記第 1 開閉弁が閉じ、
前記第 2 圧力室の圧力が前記第 1 圧力室の圧力より高い場合に前記第 2 開閉弁が閉じ、
前記変位部材が前記流体によって移動されることにより駆動力を発生する
流体圧アクチュエータ。

10

【請求項 2】

さらに、シリンダ内を往復動するピストンと、
前記ピストンに第 1 連結ピンを介して連結される第 1 リンクと、
クランクシャフトのクランクピンに回転自由に装着されるとともに、前記第 1 リンクに第 2 連結ピンを介して連結される第 2 リンクと、
前記第 2 リンクに第 3 連結ピンを介して連結される第 3 リンクと、
シリンダブロックに回転自由に支持され、回転軸に対して偏心した偏心軸部を有し、その偏心軸部に前記第 3 リンクを脱着可能に連結し、機関運転状態に応じて回転して前記第 3 リンクの位置を調整することで機関圧縮比を可変制御するコントロールシャフトとからなる内燃機関の可変圧縮比機構を備え、
前記変位部材より前記コントロールシャフトを回転駆動するように構成した請求項 1 に記載の流体圧アクチュエータ。

20

【請求項 3】

前記第 1 開閉弁が前記第 2 圧力室の圧力が所定値以上の場合に開き、
前記第 2 開閉弁が前記第 1 圧力室の圧力が所定値以上の場合に開く請求項 1 または請求項 2 に記載の流体圧アクチュエータ。

30

【請求項 4】

さらに、前記第 1 開閉弁と前記第 2 圧力室とを連通する第 1 小通路と、
前記第 2 開閉弁と前記第 1 圧力室とを連通する第 2 小通路とを備え、
前記第 1 開閉弁の一端が弾性体によって付勢され、他端が第 1 小通路を介した第 2 油圧室の圧力によって付勢され、
前記第 2 開閉弁の一端が弾性体によって付勢され、他端が第 2 小通路を介した第 1 油圧室の圧力によって付勢される請求項 3 に記載の流体圧アクチュエータ。

40

【請求項 5】

前記第 1 開閉弁及び第 2 開閉弁が、前記クランクシャフトと同期する回転体に駆動されて開閉する請求項 2 に記載の流体圧アクチュエータ。

【請求項 6】

前記第 1 開閉弁及び第 2 開閉弁が、前記クランクシャフトと電氣的に同期する電動モータで駆動され開閉する請求項 2 に記載の流体圧アクチュエータ。

【請求項 7】

前記コントロールシャフトを回転させる方向と前記コントロールシャフトにかかるトルクの方向が同じ場合は、前記第 1 開閉弁及び第 2 開閉弁が共に開いている請求項 6 に記載の流体圧アクチュエータ。

50

【請求項 8】

前記圧力源の圧力が、前記コントロールシャフトから前記変位部材にかかる最大圧力より小さい請求項 2 ないし請求項 7 のいずれかに記載の流体圧アクチュエータ。

【請求項 9】

さらに、吸気弁または/および排気弁の作動角と作動角の中心角少なくとも一方を可変とする油圧式可変動弁機構を備え、

前記圧力源が前記可変動弁機構の駆動用油圧源である請求項 2 に記載の流体圧アクチュエータ。

【請求項 10】

前記圧力源の圧力が、前記コントロールシャフトから前記変位部材にかかる最大圧力より小さく、前記可変動弁機構を駆動するのに必要な圧力よりは大きい請求項 9 に記載の流体圧アクチュエータ。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はアクチュエータに関し、特に、外力として変動トルクが加わる流体圧アクチュエータに関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、外力として変動トルクが加わるアクチュエータの負荷荷重を低減する機構が公知である。例えば、特許文献に開示された発明では、可変圧縮比機構において、電動アクチュエータにかかる変動トルクを低減する荷重低減手段として油圧保持器を設け、電動アクチュエータにかかる過剰トルクが電動アクチュエータの許容トルクを超える場合は、油圧保持器によって過剰トルクを受け止め、電動アクチュエータの小型化を図っている。

20

【特許文献 1】特開 2003 - 322036

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかし、電動アクチュエータと油圧保持器を併用することはサイズが増大するので、内燃機関等へ搭載する場合、機関搭載性に優れているとは言い難い。

30

【0004】

そこで、本発明は、アクチュエータの他に別途荷重低減手段を設けずにアクチュエータの小型化を図り、機関搭載性に優れたアクチュエータを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明は、以下のような解決手段によって前記課題を解決する。なお、理解を容易にするために本発明の実施形態に対応する符号を付するが、これに限定されるものではない。

【0006】

圧力室(60)と、圧力室に流体を供給する圧力源(15)と、圧力室を第1圧力室(61)と第2圧力室(62)とに区画し、第1圧力室及び第2圧力室の圧力に応じて圧力室内を移動する変位部材(54)と、圧力源と第1圧力室とを連通する第1通路(63)と、圧力源と第2圧力室とを連通する第2通路(66)と、第1通路及び第2通路の上流かつ圧力源の下流に設けられ、第1圧力室及び第2圧力室への流体供給を制御する切換弁(73)と、切換弁下流の第1通路に設けられ、第1通路を開閉する第1開閉弁(67)と、切換弁下流の第2通路に設けられ、第2通路を開閉する第2開閉弁(68)とを備え、第1圧力室の圧力が第2圧力室の圧力より高い場合に第1開閉弁が閉じ、第2圧力室の圧力が第1圧力室の圧力より高い場合に第2開閉弁が閉じ、変位部材が流体によって移動されることにより駆動力を発生する流体圧アクチュエータ(8)。

40

【発明の効果】

【0007】

50

本発明によれば、圧力室内の圧力に応じて開閉弁が開閉するので、流体圧アクチュエータに方向の異なる大小の変動トルクがかかる場合に、駆動したい方向と逆向きの荷重が流体圧アクチュエータにかかる場合は、流体圧アクチュエータは荷重を受け止める保持器として機能し、駆動したい方向と同じ方向に荷重がかかる場合は、流体圧アクチュエータは駆動を行うアクチュエータとして機能するので、流体圧アクチュエータの他に油圧保持器等の荷重低減手段を設ける必要がなく、小型で、機関搭載性に優れた流体圧アクチュエータを提供することができる。

【0008】

さらに、流体圧アクチュエータにかかる荷重を、圧力源からの圧力によって受け止めるのではなく、圧力源から圧力室に流体を供給する通路に設けられた開閉弁を閉じることで、圧力室内に閉じ込められた流体によって荷重を受け止めるので、最大荷重に対抗するだけの大きな圧力源を有する必要がない。したがって、圧力室間の流体の漏れを低減でき、圧力源駆動エネルギー低減を実現できる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0009】

(第1実施形態) 以下、図面に基づき本発明の第一実施形態について説明する。

【0010】

図1は、本発明の第一実施形態におけるエンジンの可変圧縮比機構および可変動弁機構の構成図である。

【0011】

1は直列4気筒エンジンの圧縮比を可変とする可変圧縮比機構である。2はピストン、3はクランクシャフトである。

20

【0012】

クランクシャフト3は、複数のジャーナル3aとクランクピン3bとを備えている。ジャーナル3aは、シリンダブロック13の主軸受に回転自在に支持されている。クランクピン3bは、ジャーナル3aから所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアーリンク5が回転自在に連結されている。

【0013】

ロアーリンク5は、左右の2部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔にクランクピン3bが嵌合している。

30

【0014】

第1リンクとなるアッパーリンク6は、下端側が第1連結ピン11によりロアーリンク5の一端に回動可能に連結され、上流側がピストンピン4によりピストン2に回動可能に連結されている。

【0015】

ピストン2は、燃焼圧力を受け、シリンダブロック13のシリンダ14内を往復運動する。

【0016】

第3リンクとなるコントロールリンク7は、上端側が第2連結ピン12によりロアーリンク5の他端に回動可能に連結され、下端側がコントロールシャフト9を介して機関本体の一部となるシリンダブロック13の下部に回動可能に連結されている。

40

【0017】

図2は、コントロールシャフト9付近の構成を示す側面図である。なお、シャフトの貫通状態の理解を容易にするために断面にハッチングで付してある。

【0018】

コントロールリンク7の下端側には図2に示すように偏心スリーブ軸受50が設けられており、この偏心スリーブ軸受50にコントロールシャフト9の偏心軸部10が回転可能に挿入されている。

【0019】

図1に示すように、コントロールシャフト9にはレバー51が設けられ、レバー51に

50

形成されるスリット 5 1 a に摺動ピン 5 2 が摺動可能に嵌合されている。摺動ピン 5 2 には、ロッド 5 3 の一端が連結され、ロッド 5 3 の他端は油圧アクチュエータ 8 のアクチュエータピストン 5 4 に連結されている。

【 0 0 2 0 】

油圧アクチュエータ 8 によってロッド 5 3 が駆動されると、コントロールシャフト 9 が回転し、偏心軸部 1 0 の中心位置、特に機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク 7 によるロアーリンク 5 の運動拘束条件が変化して、クランク角に対するピストン上死点位置を含めたピストン・ストローク特性が変化し、機関圧縮比が変更される。

【 0 0 2 1 】

本実施形態では、図 3 (イ) に示すようにコントロールシャフト 9 が方向 A 1 (時計まわり) に回転する方向、また、摺動ピン 5 2 が設けられたロッド 5 3 の先端が油圧アクチュエータ 8 から遠ざかる方向 (A 2 方向) が低圧縮比方向となるように設定している。

【 0 0 2 2 】

したがって、低圧縮比制御時は、図 3 (イ) に示すように、コントロールシャフト 9 がレバー 5 1 と共にロッド 5 3 によって時計まわりに回転され、これによってコントロールリンク 7 が偏心軸部 1 0 により上方向へ上げられ、ロアーリンク 5 は反時計まわりに移動して第 1 連結ピン 1 1 が下げられるので、ピストン 2 の上死点の位置が下降する。

【 0 0 2 3 】

一方、高圧縮比制御時は、図 3 (ロ) に示すように、コントロールシャフト 9 がレバー 5 1 と共にロッド 5 3 によって反時計まわりに回転され、これによってコントロールリンク 7 が偏心軸部 1 0 により下方向に下げられ、ロアーリンク 5 は時計まわりに移動して第 1 連結ピン 1 1 が上げられるので、ピストン 2 の上死点の位置が上昇する。

【 0 0 2 4 】

なお、図 3 (イ)、図 3 (ロ) は、低圧縮比状態と高圧縮比状態とを代表的に示しているが、これらの間で圧縮比を連続的に変化させることが可能である。

【 0 0 2 5 】

図 1 に示すように、油圧アクチュエータ 8 には、オイルポンプ 1 5 からオイルが供給される。油圧アクチュエータ 8 に対するオイルの供給は、ソレノイドバルブ 1 7 によって調整される。オイルポンプ 1 5 は、制御バルブ 1 8 を介して、後述する可変動弁機構 2 0 にも油圧を供給する。

【 0 0 2 6 】

可変圧縮比機構 1 並びに可変動弁機構 2 0 を制御するためにコントロールユニット (ECU) 1 6 が備えられ、ECU 1 6 は、各種センサから得られるエンジン回転数、エンジン負荷、吸入負圧、油圧などの値に基づき、オイルポンプ 1 5、ソレノイドバルブ 1 7、制御バルブ 1 8 を制御する。

【 0 0 2 7 】

可変動弁機構 2 0 は、吸気バルブリフト特性を連続的に変更可能な可変動弁機構として、制御軸 2 3 の回転角度を変更することにより、吸気弁のバルブリフト量および作動角を連続的に変更可能な第 1 可変動弁機構 2 1 と、吸気弁の作動角の中心位相を進角側および遅角側へ連続的に変更可能な第 2 可変動弁機構 2 2 と、を有している。

【 0 0 2 8 】

ECU 1 6 からの指令により、制御バルブ 1 8 を介してオイルポンプ 1 5 から制御軸 2 3 を駆動する第 1 アクチュエータ 2 4 および第 2 可変動弁機構 2 2 に内蔵される第 2 アクチュエータ (図示省略) へ油圧が供給され、吸気バルブリフト特性が制御される。

【 0 0 2 9 】

図 1, 4, 5 を参照して第 1 可変動弁機構 2 1 の構成を説明する。

【 0 0 3 0 】

第 1 可変動弁機構 2 1 は、制御軸 2 3 および駆動軸 2 5 がそれぞれ軸受ブラケット 2 6 を介してシリンダヘッド 2 7 に回転可能に支持されている (図 4, 5 参照)。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 1 】

駆動軸 2 5 には吸気弁を駆動する揺動カム 2 8 が各気筒毎に 2 つ回転可能に外嵌されており、各揺動カム 2 8 と吸気弁のバルブステム 2 9 の間には、シム等によりバルブクリアランスを調整するソリッド型のバルブリフタ 3 0 が介装されている。

【 0 0 3 2 】

揺動カム 2 8 は、図 1 および図 3 に示すように、各気筒の一对のバルブリフタ 3 0 に当接する一对のカム本体 2 8 a を、軸受ブラケット 2 6 により回転可能に支持される円筒状のジャーナル部 2 8 b で一体的に接続した構造となっている。

【 0 0 3 3 】

駆動軸 2 5 には円柱状の偏心軸部 3 1 が固定又は一体形成され、各偏心軸部 3 1 の軸心 X は駆動軸 2 5 の回転中心 Y に対して偏心している。

10

【 0 0 3 4 】

偏心軸部 3 1 の外周には、リング状の第 1 リンク 3 2 が回転可能に外嵌している。つまり、第 1 リンク 3 2 は偏心軸部 3 1 の軸心 Y まわりに回転可能に支持されている。制御軸 2 3 には、円柱状の制御偏心軸部 3 3 が各気筒毎に固定又は一体形成されており、制御偏心軸部 3 3 の軸心 P 1 は制御軸 2 3 の回転中心 P 2 に対して偏心している。

【 0 0 3 5 】

制御偏心軸部 3 3 の外周には、ロッカーアーム 3 4 の中央部が回転可能に外嵌している。つまり、ロッカーアーム 3 4 は制御偏心軸部 3 3 の軸心 P 1 まわりに回転可能に支持されている。

20

【 0 0 3 6 】

ロッカーアーム 3 4 の一端は第 1 連結ピン 3 5 を介して第 1 リンク 3 2 の先端に回転可能に連結されており、ロッカーアーム 3 4 の他端は棒状の第 2 リンク 3 6 の一端に第 2 連結ピン 3 7 を介して回転可能に連結されている。第 2 リンク 3 6 の他端は、第 3 連結ピン 3 8 を介して揺動カム 2 8 の先端に連結されている。

【 0 0 3 7 】

クランクシャフトの回転に連動して駆動軸 2 5 が回転すると、第 1 リンク 3 2 の回転中心となる偏心軸部 3 1 の軸心 X が駆動軸 2 5 の回転中心 Y に対して旋回し、この第 1 リンク 3 2 , ロッカーアーム 3 4 及び第 2 リンク 3 6 を介して揺動カム 2 8 が所定の角度範囲内で揺動する。

30

【 0 0 3 8 】

この揺動する揺動カム 2 8 のカム面 3 9 がバルブリフタ 3 0 に当接してこれを押圧することにより、このバルブリフタ 3 0 を介して吸気弁のバルブステム 2 9 が押し下されて、吸気弁が開閉作動する。

【 0 0 3 9 】

また、第 1 アクチュエータ 2 4 を介して機関運転状態に応じて制御軸 2 3 を回動制御すると、ロッカーアーム 3 4 の揺動中心となる制御偏心軸部 3 3 の軸心 P 1 が制御軸 2 3 の回転中心 P 2 に対して旋回し、ロッカーアーム 3 4 及びリンク 3 2 , 3 6 の姿勢が変化する。これにより、揺動カム 2 8 の揺動特性が変化して、吸気バルブリフト特性が変化する。

40

【 0 0 4 0 】

具体的には、クランクシャフト 3 の回転位相に対する吸気弁の作動角の位相が略一定のまま、吸気弁の作動角及びバルブリフト量が連続的に変化する。

【 0 0 4 1 】

第 2 可変動弁機構 2 2 は、クランクシャフト 3 と連動して回転するプーリまたはスプロケット 4 0 に対する駆動軸 2 5 の位相を前記図示しない第 2 アクチュエータを介して相対的に変化させることにより、吸気弁の作動角の位相を連続的に変更可能なもので、ヘリカルスプライン式やベーン式等が公知であり、その詳細な説明は省略する。

【 0 0 4 2 】

以上のような第 1 可変動弁機構 2 1 および第 2 可変動弁機構 2 2 を備えることによって

50

、バルブリフト量、作動角、作動角位相を連続的に変更可能であり、運転状態に最適なバルブリフト特性を実現することができる。

【0043】

続いて、本発明の第一実施形態における油圧アクチュエータ8の構成図である図6に基づいてその構成と動作を説明する。

【0044】

油圧アクチュエータ8は円筒状のシリンダ60を有し、シリンダ60の内部はアクチュエータピストン54によって第1油圧室61と第2油圧室62に区画されている。アクチュエータピストン54はシリンダ60の軸方向に往復運動が可能であり、アクチュエータピストン54は第1油圧室及び第2油圧室62の圧力の変化に応じて変位する。

10

【0045】

アクチュエータピストン54にはロッド53が連結され、ロッド53のもう一端には摺動ピン52が設けられている。摺動ピン52はコントロールシャフト9に設けられたレバ51のスリット51aに摺動可能に連結されている。したがって、アクチュエータピストン54の変位を変えるとコントロールシャフト9が回転し、機関圧縮比を変更することができる。

【0046】

油圧アクチュエータ8に供給する油圧を制御するためにソレノイド17で駆動される油圧切換弁65が設けられる。この油圧切換弁65に対して、油圧アクチュエータ8の第1油圧室61が第1通路63によって接続され、また、第2油圧室62が第2通路66によって接続される。

20

【0047】

第1通路63の途中には第1開閉弁67が、同じく第2通路66には第2開閉弁68がそれぞれ設けられている。第1開閉弁67及び第2開閉弁68はパイロット型操作弁として構成されている。

【0048】

第1開閉弁67の一端は第1開閉弁67が閉じる方向に第1スプリング69によって付勢されており、他端は第1パイロット通路71によって第2油圧室62と連通されている。すなわち、第1開閉弁67は第1パイロット通路71に導かれる第2油圧室62の油圧をパイロット圧として作動する。

30

【0049】

第1パイロット通路71（または第2油圧室62）の油圧が所定値以上の場合は、第1スプリング69の付勢力よりも油圧力が大きくなり、第1開閉弁67は開弁し、第1パイロット通路71（または第2油圧室62）の油圧が所定値未満の場合は、油圧力よりも第1スプリング69の付勢力が大きいため、第1開閉弁67は閉弁し、第1油圧室61側から油圧切換弁65側への油の流通を阻止するチェック弁として機能する。

【0050】

同様に、第2開閉弁68の一端は第2開閉弁68が閉じる方向に第2スプリング70によって付勢されており、他端は第2パイロット通路72によって第1油圧室61と連通されている。すなわち、第2開閉弁68は第2パイロット通路72に導かれる第1油圧室61の油圧をパイロット圧として作動する。

40

【0051】

第2パイロット通路72（または第1油圧室61）の油圧が所定値以上の場合は、第2スプリング70の付勢力よりも油圧力が大きくなり、第2開閉弁68は開弁し、第2パイロット通路72（または第1油圧室61）の油圧が所定値未満の場合は、油圧力よりも第2スプリング70の付勢力が大きいため、第2開閉弁68は閉弁し、第2油圧室62側から油圧切換弁65側への油の流通を阻止するチェック弁として機能する。

【0052】

油圧切換弁65は、ソレノイド17で駆動され摺動可能なスプール弁73が備えられている。ソレノイド17はECU16によって通電制御される。スプール弁73の一端はソ

50

レノイド 17 のプランジャ 17 a によって押され、他端はスプリング 7 4 によって付勢されている。すなわち、スプール弁 7 3 の位置は、ソレノイド 17 の通電により駆動されるプランジャ 17 a の位置によって決まる。

【 0 0 5 3 】

油圧切換弁 6 5 は前記第 1 通路 6 3 と接続するポート A、また、第 2 通路 6 6 と接続するポート B を備える。さらに、図示しないオイルパンに接続する排出ポート C 及び D が設けられる。

【 0 0 5 4 】

スプール弁 7 3 はソレノイド 17 によって 3 位置に制御される。3 位置は、スプール弁 7 3 がポート A 及びポート B を共に塞ぐ中立位置と、スプール弁 7 3 がポート A 側に寄せられる A 位置と、スプール弁 7 3 がポート B 側に寄せられる B 位置である。A 位置ではポート A がオイルポンプ 1 5 と接続するポンプポート 6 4 と連通し、同時にポート B が排出ポート D と連通する。B 位置では、ポート B がポンプポート 6 4 と連通し、ポート A が排出ポート C と連通する。すなわち、スプール弁 7 3 は三方切換弁として機能し、オイルポンプ 1 5 から供給される油を第 1 油圧室 6 1 と第 2 油圧室 6 2 のどちらに供給するか、あるいは、どちらにも供給しないかを振り分けている。以下、各位置における油の流れについて説明する。

【 0 0 5 5 】

スプール弁 7 3 が中立位置にある場合は、スプール弁 7 3 がポート A 及びポート B を共に塞ぐので、オイルポンプ 1 5 からの油はスプール弁 7 3 でせき止められ、シリンダ 6 0 には油の供給は行われぬ。また、シリンダ 6 0 からの油の排出も行われぬ。

【 0 0 5 6 】

スプール弁 7 3 が A 位置にある場合は、スプール弁 7 3 がポート A 側に寄せられており、このとき、ポンプポート 6 4 とポート A とが連通される。したがって、オイルポンプ 1 5 から供給される油は、ポンプポート 6 4 からポート A を抜けて第 1 通路 6 3 を通り、第 1 開閉弁 6 7 に達する。ここで、第 1 開閉弁 6 7 が開いている場合は、第 1 油圧室 6 1 に油が供給され、第 1 開閉弁 6 7 が閉じている場合は、第 1 油圧室 6 1 内の油の供給・排出は行われぬ。

【 0 0 5 7 】

さらに、スプール弁 7 3 が A 位置にある場合は、排出ポート D とポート B とが連通される。前述したように、第 1 開閉弁 6 7 が開いている場合は、オイルポンプ 1 5 から第 1 油圧室 6 1 に油が供給されるので、第 1 油圧室 6 1 の油圧によってアクチュエータピストン 5 4 が第 2 油圧室 6 2 側に押される。したがって、第 2 油圧室 6 2 内の油は第 2 通路 6 6 へと押し出され、第 2 開閉弁 6 8 に達する。ここで、第 2 開閉弁 6 8 が開いている場合は、第 2 油圧室 6 2 から押し出された油は第 2 通路 6 6 を通って、ポート B を抜け、排出ポート D からオイルパン（図示せず）へと排出される。第 2 開閉弁 6 8 が閉じている場合は、第 2 油圧室内 6 2 内の油の供給・排出は行われぬ。

【 0 0 5 8 】

次に、スプール弁 7 3 が B 位置にある場合は、スプール弁 7 3 がポート B 側に寄せられており、このとき、ポンプポート 6 4 とポート B とが連通される。したがって、オイルポンプ 1 5 から供給される油は、ポンプポート 6 4 からポート B を抜けて第 2 通路 6 6 を通り、第 2 開閉弁 6 8 に達する。ここで、第 2 開閉弁 6 8 が開いている場合は、第 2 油圧室 6 2 に油が供給され、第 2 開閉弁 6 8 が閉じている場合は、第 2 油圧室 6 2 内の油の供給・排出は行われぬ。

【 0 0 5 9 】

さらに、スプール弁 7 3 が B 位置にある場合は、排出ポート C とポート A とが連通される。前述したように、第 2 開閉弁 6 8 が開いている場合は、オイルポンプ 1 5 から第 2 油圧室 6 2 に油が供給されるので、第 2 油圧室 6 2 の油圧によってアクチュエータピストン 5 4 が第 1 油圧室 6 1 側に押される。したがって、第 1 油圧室 6 1 内の油は第 1 通路 6 3 へと押し出され、第 1 開閉弁 6 7 に達する。ここで、第 1 開閉弁 6 7 が開いている場合は

10

20

30

40

50

、第1油圧室61から押し出された油は第1通路63を通過して、ポートAを抜け、排出ポートCからオイルパン（図示せず）へと排出される。第1開閉弁67が閉じている場合は、第1油圧室内61内の油の供給・排出は行われない。

【0060】

次に、図7に基づいて、油圧アクチュエータ8によるコントロールシャフト9の制御について説明する。

【0061】

コントロールシャフト9には、筒内圧とリンク慣性力が合成された荷重が作用し、コントロールシャフト偏心量と合わさったトルク（以下、「コントロールシャフトトルク」と称す）がかかる。コントロールシャフトトルクは、図7に示すように、大小のトルクが周期的に現れる変動トルクであり、ピストンに筒内圧が作用する方向、すなわち、圧縮比（ ）の低圧縮比方向にトルク大となる。本例は4気筒エンジンであるので、クランクシャフト3の一回転中（クランク角360度中）に筒内圧が2回作用し、最大トルクが低圧縮比方向に2回発生する。

10

【0062】

したがって、コントロールシャフト9を高圧縮比方向に回転させる場合には、油圧アクチュエータ8がこのような低圧縮比方向の最大コントロールシャフトトルクに打ち勝ってレバー51を駆動する必要があり、過大な受圧面（アクチュエータピストン54の摺動方向に垂直な面及びシリンダ60のアクチュエータピストン54の摺動方向に垂直な面）や油圧が必要となり、油圧アクチュエータ8や油圧源（オイルポンプ15）が大型化する。

20

【0063】

本発明の趣旨は、過大な受圧面や油圧源を有さずとも、また、コントロールシャフトトルクを低減するための機構をアクチュエータとは別に備えずとも、コントロールシャフト9の駆動を可能にし、油圧アクチュエータ8の大型化を防ぐことにある。

【0064】

以下、図7に基づいてコントロールシャフト9の制御について説明する。

【0065】

図7下方は、コントロールシャフト9を高圧縮比方向へ回転させる場合のクランク角度に対するコントロールシャフトの回転角を示す。図7下方に示すように、コントロールシャフトを高圧縮比方向へ回転させる場合は、高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生しているときのみコントロールシャフトを回転させ、低圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生しているときはコントロールシャフト9は回転させず、そのときの位置で保持する。

30

【0066】

すなわち、油圧アクチュエータ8がコントロールシャフト9を高圧縮比方向に回転させるとき、同じ方向（高圧縮比方向）のコントロールシャフトトルクが発生する場合は、油圧アクチュエータ8はアクチュエータとして機能する。一方、コントロールシャフト9を逆回転させる方向（低圧縮比方向）のトルクの大きいコントロールシャフトトルクが発生する場合は、油圧アクチュエータ8は保持器として機能する。

【0067】

一方、コントロールシャフト9を低圧縮比方向へ回転させる場合において低圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生している場合は、油圧アクチュエータ8に作用する荷重の方向と、油圧アクチュエータ8を作動させたい方向が一致するので、トルクの大きい低圧縮比方向のコントロールシャフトトルクを利用してアクチュエータピストン54の摺動をアシストし、コントロールシャフト9を迅速に回転させることができる。一方、高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生している場合は、コントロールシャフト9は回転させず、そのときの位置で保持する。

40

【0068】

すなわち、油圧アクチュエータ8がコントロールシャフト9を低圧縮比方向に回転させるとき、同じ方向（低圧縮比方向）のコントロールシャフトトルクが発生する場合は、油

50

圧アクチュエータ 8 はアクチュエータとして機能する。一方、コントロールシャフト 9 を逆回転させる方向（高圧縮比方向）のコントロールシャフトトルクが発生する場合は、油圧アクチュエータ 8 は保持器として機能する。

【 0 0 6 9 】

前述したように、コントロールシャフトトルクは、高圧縮比方向（正のトルク）に作用する場合よりも、低圧縮比方向（負のトルク）に作用する場合の方がトルクの絶対値が大きい。したがって、上記のような制御を行う場合、油圧アクチュエータ 8 は、低圧縮比方向の最大コントロールシャフトトルクに対してコントロールシャフト 9 を保持できるだけの許容荷重を有していればよい。

【 0 0 7 0 】

次に、図 8 に基づいて、油圧アクチュエータ 8 を機関圧縮比の高圧縮比側へ作動させる場合について説明する。

【 0 0 7 1 】

油圧アクチュエータ 8 を高圧縮比側に圧縮比変更するとは、図 3 の（ロ）に示すように、アクチュエータピストン 5 4 を第 2 油圧室 6 2 側に摺動させることである。したがって、オイルポンプ 1 5 からの圧油を第 1 油圧室 6 1 に供給すべく、油圧切換弁 6 5 のスプール弁 7 3 を A 位置（ポート A 側）に寄せるよう、ECU 1 6 がソレノイド 1 7 を制御する。

【 0 0 7 2 】

前述したように、コントロールシャフト 9 には機関の 1 回転につき 2 回の割合で異なる方向にトルクが変化し、コントロールシャフト 9 を高圧縮比方向に回転させるとき、回転させたい方向と同じ方向（高圧縮比方向）にコントロールシャフトトルクが発生している場合は、油圧アクチュエータ 8 はアクチュエータとして機能し、コントロールシャフト 9 を回転させる。一方、回転させたい方向と逆方向（低圧縮比方向）にコントロールシャフトトルクが発生している場合は、油圧アクチュエータ 8 は保持器として機能し、コントロールシャフト 9 をその位置で保持する。

【 0 0 7 3 】

図 8（イ）は、機関圧縮比を高くするためにコントロールシャフト 9 を高圧縮比方向に回転させる場合において、回転させたい方向と同じ方向（高圧縮比方向）にコントロールシャフトトルクがかかる時の油圧アクチュエータ 8 の図である。

【 0 0 7 4 】

高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクがかかると、ロッド 5 3 及びアクチュエータピストン 5 4 には、矢印 F 1 で示す方向、すなわち摺動ピン 5 2 が設けられたロッド 5 3 の先端が油圧アクチュエータ 8 に近づく方向に荷重がかかる。

【 0 0 7 5 】

このとき、第 1 油圧室 6 1 に比べて第 2 油圧室 6 2 が高圧となり、第 2 油圧室 6 2 と連通している第 1 パイロット通路 7 1 を介して第 1 開閉弁 6 7 にかかる油圧が所定値以上となって第 1 スプリング 6 9 の付勢力に打ち勝ち、第 1 開閉弁 6 7 が開かれる。第 1 開閉弁 6 7 が開かれると、オイルポンプ 1 5 から第 1 油圧室 6 1 に油が供給され、アクチュエータピストン 5 4 が第 2 油圧室側へと押される。

【 0 0 7 6 】

このため、第 1 油圧室 6 1 の圧力が上昇し、第 2 パイロット通路 7 2 を介して第 2 開閉弁 6 8 にかかる油圧が第 2 スプリング 7 0 の付勢力に打ち勝って、第 2 開閉弁 6 8 が開かれ、これに伴い第 2 油圧室の油を排出しつつ、アクチュエータピストン 5 4 が移動し、それとともにロッド 5 3 も移動し、ひいてはレバー 5 1 及びコントロールシャフト 9 が高圧縮比方向へと回転される。

【 0 0 7 7 】

図 8（ロ）は、機関圧縮比を高くするためにコントロールシャフト 9 を高圧縮比方向に回転させる場合において、回転させたい方向と逆方向（低圧縮比方向）のコントロールシャフトトルクがかかる時の油圧アクチュエータ 8 の図である。低圧縮比方向の大きなコ

10

20

30

40

50

ントロールシャフトトルクがかかると、ロッド 5 3 及びアクチュエータピストン 5 4 には、矢印 F 2 で示す方向、すなわち摺動ピン 5 2 が設けられたロッド 5 3 の先端が油圧アクチュエータ 8 から遠ざかる方向に大きく荷重がかかる。したがって、アクチュエータピストン 5 4 は第 1 油圧室 6 1 側（低圧縮比方向）に移動させられようとするが、第 2 油圧室 6 2 の圧力が所定値未満となり、第 1 スプリング 6 9 の付勢力が第 1 パイロット通路 7 1 を介して第 1 開閉弁 6 7 にかかる油圧に打ち勝つので、第 1 開閉弁 6 7 は閉じられた状態となる。

【 0 0 7 8 】

このため、ロッド 5 3 を介してアクチュエータピストン 5 4 を第 1 油圧室 6 1 側へと引っ張る力に対して、第 1 油圧室 6 1 が密閉されることから、高い圧縮反力が発生し、アクチュエータピストン 5 4 をその位置に保持することができる。

10

【 0 0 7 9 】

上記した図 8 の（イ）、（ロ）の動作が油圧切換弁 6 5 が A 位置に切り換わっている間は繰り返され、この間アクチュエータピストン 5 4 は高圧縮比側へと所定量だけストロークする。そして、所定の高圧縮比に達したら、E C U 1 6 により油圧切換弁 6 5 を中立位置に戻す。圧縮比はその状態で保持される。

【 0 0 8 0 】

次に、図 9 に基づいて、油圧アクチュエータ 8 を低圧縮比側へ作動させる場合について説明する。

【 0 0 8 1 】

油圧アクチュエータ 8 を低圧縮比側に変更するとは、すなわち、アクチュエータピストン 5 4 を第 1 油圧室 6 1 側に移動させることである。したがって、オイルポンプ 1 5 からの油を第 2 油圧室 6 2 に供給すべく、スプール弁 7 3 を B 位置（ポート B 側）に寄せられるよう、E C U 1 6 がソレノイド 1 7 を制御する。

20

【 0 0 8 2 】

前述したように、コントロールシャフト 9 を低圧縮比方向に回転させるとき、回転させたい方向と同じ方向（低圧縮比方向）にコントロールシャフトトルクが発生している場合には、油圧アクチュエータ 8 はアクチュエータとして機能し、コントロールシャフト 9 を回転させる。さらに、低圧縮比方向のトルクは大きいので、このトルクを利用してアクチュエータピストン 5 4 の摺動をアシストし、迅速にコントロールシャフト 9 を回転させることができる。一方、回転させたい方向と逆方向（高圧縮比方向）にコントロールシャフトトルクが発生している場合は、油圧アクチュエータ 8 は保持器として機能し、コントロールシャフト 9 は回転させず、その時の位置で保持する。

30

【 0 0 8 3 】

図 9（イ）は、機関圧縮比を低くするためにコントロールシャフト 9 を低圧縮比方向に回転させる場合において、低圧縮比方向に大きいコントロールシャフトトルクがかかる時の油圧アクチュエータ 8 の図である。低圧縮比方向にコントロールシャフトトルクがかかると、ロッド 5 3 及びアクチュエータピストン 5 4 には、矢印 F 3 で示す方向、すなわち摺動ピン 5 2 が設けられたロッド 5 3 の先端が油圧アクチュエータ 8 から遠ざかる方向に荷重がかかる。

40

【 0 0 8 4 】

このとき、アクチュエータピストン 5 4 を動かしたい方向と、コントロールシャフトトルクがかかる方向が一致しているので、油圧アクチュエータ 8 は容易に機関圧縮比を低減させることができる。すなわち、第 1 油圧室 6 1 の油圧が所定値以上となるので、第 2 パイロット通路 7 2 を介して第 2 開閉弁 6 8 にかかる油圧が第 2 スプリング 7 0 の付勢力に打ち勝ち、第 2 開閉弁 6 8 が開かれる。第 2 開閉弁 6 8 が開かれると、オイルポンプ 1 5 から第 2 油圧室 6 2 に油が供給され、アクチュエータピストン 5 4 が第 1 油圧室側へと押される。この第 2 油圧室 6 2 の圧力の上昇により、第 1 開閉弁 6 7 が開かれるため、第 1 油圧室 6 1 の油を排出しつつアクチュエータピストン 5 4 が移動し、それとともにロッド 5 3 も移動し、ひいてはレバー 5 1 及びコントロールシャフト 9 が高圧縮比方向へと回転

50

される。

【 0 0 8 5 】

図 9 (ロ) は、機関圧縮比を低くするためにコントロールシャフト 9 を低圧縮比方向に回転させる場合において、高圧縮比方向の小さいコントロールシャフトトルクがかかるときの油圧アクチュエータ 8 の図である。高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクがかかると、ロッド 5 3 及びアクチュエータピストン 5 4 には、矢印 F 4 で示す方向、すなわち摺動ピン 5 2 が設けられたロッド 5 3 の先端が油圧アクチュエータ 8 に近づく方向に荷重がかかる。

【 0 0 8 6 】

このとき、アクチュエータピストン 5 4 は第 2 油圧室 6 2 側 (高圧縮比方向) に押し戻されようとするが、第 1 油圧室 6 1 の油圧が所定値未満となるので、第 2 スプリングの付勢力が第 2 パイロット通路 7 2 を介して第 2 開閉弁 6 8 にかかる油圧に打ち勝ち、第 2 開閉弁 6 8 は閉じられたままとなる。

10

【 0 0 8 7 】

このため、第 2 油圧室 6 2 密閉され、その圧縮反力によりアクチュエータピストン 5 4 を荷重 F 4 に対向してその位置で保持する。以後、油圧切換弁 6 5 が B 位置に切り換わっている間は、図 9 の (イ)、(ロ) の動作が繰り返され、アクチュエータピストン 5 4 は所定の圧縮比となる位置までストロークする。

【 0 0 8 8 】

なお、圧縮比を変更せずに維持する場合は、コントロールシャフト 9 をその位置で保持するべく、スプール弁 7 3 が中立位置になるよう、ECU 1 6 がソレノイド 1 7 を制御する。このとき、油圧アクチュエータ 8 は、保持器として機能する。

20

【 0 0 8 9 】

本実施形態によれば、第 1 通路に第 1 開閉弁を、第 2 通路に第 2 開閉弁を設け、第 1 油圧室の圧力が第 2 油圧室の圧力より高い場合に第 1 開閉弁を閉じ、第 1 油圧室の圧力が第 2 油圧室の圧力より高い場合に第 2 開閉弁を閉じるので、油圧アクチュエータ 8 に油圧源の油圧より大きい荷重がアクチュエータにかかった場合にも、開閉弁を閉じることにより油圧室内に閉じ込められた油によって荷重を受け止めることができる。また、開かれた開閉弁を有する通路には油が通り、該通路と連通された圧力室に油が供給されるので、アクチュエータピストン 5 4 が摺動され、駆動力を発生する。したがって、油圧アクチュエータ 8 はアクチュエータと保持器の両方の機能を有し、アクチュエータへの荷重低減のために他に保持器を備える必要がなく、機関搭載性に優れている。

30

【 0 0 9 0 】

また、特に、本実施形態では、複リンク式可変圧縮比機構 1 のコントロールシャフト 9 の駆動に本願発明の油圧アクチュエータ 8 を適用したので、コントロールシャフト 9 にかかる低圧縮比方向の油圧源の油圧よりも大きいトルクを油圧アクチュエータ 8 が受け止めることができ、これにより、コントロールシャフト 9 を回転させたい方向とコントロールシャフトトルクの方向が一致している場合のみコントロールシャフト 9 を回転させ、回転させたい方向とは逆方向のコントロールシャフトトルクがかかる場合はコントロールシャフトを保持し、逆回転を防ぐことができるので、油圧アクチュエータ 8 に要求する出力を小さく抑えることができ、したがって、油圧アクチュエータ 8 の小型化及び油圧源 (オイルポンプ 1 5) の低圧化が実現される。

40

【 0 0 9 1 】

さらには、油圧アクチュエータ 8 の小型化及び油圧源の低圧化が実現されることによって、第 1 油圧室 6 1 と油圧室 6 2 間の油漏れを低減することができ、油圧源駆動エネルギー低減による燃費悪化を防止できる。

【 0 0 9 2 】

加えて、第 1 油圧室 6 1 と第 2 開閉弁 6 8 とを第 1 パイロット通路 7 1 によって連通させ、第 2 油圧室 6 2 と第 1 開閉弁 6 7 と第 2 パイロット通路 7 2 によって連通させ、第 1

50

開閉弁 67 及び第 2 開閉弁 68 を油圧室の油圧により駆動される構成としたので、簡素な構成でアクチュエータの小型化及び油圧源駆動エネルギー低減化が実現できる。

【0093】

また、油圧源を低圧化することができるので、油圧アクチュエータ 8 と可変動弁機構 20 の駆動用油圧源を共通化することができ、複数の油圧源が必要ないので、簡素なシステムを実現できる。

【0094】

さらに、油圧アクチュエータ 8 が低油圧で駆動できるので、油圧アクチュエータ 8 と可変動弁機構 20 とでエンジンのオイルポンプを共有で使用した場合に、アイドル時などのエンジン回転数が低く、油圧が低い場合においても、可変動機構 20 の応答性を良好に保てる。

(第 2 実施形態)

以下、本発明の第 2 実施形態について図 10 に基づいて説明する。

【0095】

本実施形態は、アクチュエータピストン 54 の構成が前記第 1 の実施形態と相違している。図 10 は、第 2 実施形態における油圧アクチュエータ 8 の構成図である。

【0096】

80 はピストンスプリングであり、アクチュエータピストン 54 を高圧縮比方向に付勢するよう第 1 圧力室 61 に設けられている。

【0097】

前述したように、油圧アクチュエータ 8 にかかるコントロールシャフトトルクは図 7 に示すような変動トルクであり、低圧縮比方向に大きい。したがって、本実施形態によれば、アクチュエータピストン 54 を高圧縮比方向に付勢するようにピストンスプリング 80 を設けたので、低圧縮比方向に大となるコントロールシャフトトルクをピストンスプリング 80 の付勢力で低減することができ、より低圧力源でコントロールシャフト 9 を駆動することができる。

(第 3 実施形態)

以下、本発明の第 3 実施形態について図 11 に基づいて説明する。

【0098】

本実施形態は、第 1 開閉弁 67 及び第 2 開閉弁 68 が前記実施形態と相違している。図 11 は、第 3 実施形態における油圧アクチュエータ 8 の構成図である。

【0099】

81 は第 1 カム、82 は第 2 カムである。第 1 開閉弁 67 は第 1 カム 81 によって、また、第 2 開閉弁 68 は第 2 カム 82 によって駆動される。第 1 開閉弁 67 の一端には第 1 スプリング 69 が、第 2 開閉弁 68 の一端には第 2 スプリング 70 がそれぞれ弁を開く方向に付勢するように設けられている。第 1 カム 81 には第 1 カム山 81a が、第 2 カム 82 には第 2 カム山 82a が、それぞれ 2 つずつ設けられており、第 1 開閉弁 67 を第 1 カム山 81a が、第 2 開閉弁 68 を第 2 カム山 82a が押すことにより、それぞれ弁が閉じる構成となっている。第 1 カム 81 及び第 2 カム 82 のベースサークルにあるときは、すなわち第 1 カム山 81a、第 2 カム山 82a が第 1 開閉弁 67、第 2 開閉弁 68 からずれた位置にあるときは、第 1、第 2 開閉弁 67、68 はスプリングの付勢力により開いた位置に保持される。

【0100】

第 1 カム 81 及び第 2 カム 82 はクランクと同期して動かされる。前述したように、コントロールシャフト 9 にかかるトルクは、図 7 に示した、大小の正負のトルクが周期的に現れる変動トルクであり、ピストンに筒内圧が作用する方向、すなわち、低圧縮比方向に大トルクとなる。本実施形態は、4 気筒エンジンであるので、クランク一回転中(クランク角 360 度中)で筒内圧が 2 回作用し、最大トルクが 2 回発生する。また、高圧縮比方向の最大トルクも、クランク一回転中(クランク角 360 度中)に 2 回発生する。

【0101】

10

20

30

40

50

そこで、第1カム81及び第2カム82には、カム山を2つずつ設け、高圧縮比方向及び低圧縮比方向の各側のコントロールシャフトトルクが、オイルポンプ15による油圧で発生するトルクよりも大きい期間は、開閉弁67, 68が閉まるようにしている。すなわち、高圧縮比方向の所定値以上のトルクが発生するクランク角度期間では第2カム山82が第2開閉弁68を閉じ、低圧縮比方向の所定値以上のトルクが発生するクランク角度期間では第1カム山81aが第1開閉弁67を閉じる。

【0102】

本実施形態によれば、第1開閉弁67及び第2開閉弁68を、油圧ではなく、クランクと同期しているカムで機械的に駆動するので、油通路(配管)の長さ、曲がり、剛性などを考慮せずとも、高回転における応答性がよくなる。したがって、コントロールシャフトトルクの変動に対する第1開閉弁67及び第2開閉弁68の応答性がよくなり、相対的に高圧側となる圧力室からの油の漏れを確実に防ぐことができるようになるので、エネルギー低減による燃費悪化防止を防ぐことができる。

(第4実施形態)

以下、本発明の第4実施形態について図12に基づいて説明する。

【0103】

本実施形態は、第1開閉弁及び第2開閉弁が前記実施形態と相違している。図12は、第4実施形態における油圧アクチュエータ8の構成図である。

【0104】

85は第1モータ、86は第2モータである。第1開閉弁67及び第2開閉弁68はロータリバルブであり、第1開閉弁67は第1モータ85に、第2開閉弁68は第2モータ86にそれぞれ駆動される。第1モータ85及び第2モータ86は、クランク回転と電氣的同期で制御されている。

【0105】

前記各実施形態においては、高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生する場合には第2開閉弁68を閉じ、低圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが発生する場合には第1開閉弁67を閉じるよう開閉弁を制御していたが、本実施形態においては、コントロールシャフトトルクのかかる方向だけでなく、機関圧縮比を高圧縮比方向と低圧縮比方向のどちらに変更させるかに応じて開閉弁67、68の制御を行う。

【0106】

すなわち、機関圧縮比を低圧縮比側に変更するときのように、コントロールシャフトトルクが回転させたい方向と同じ低圧縮比方向にかかる場合は、アクチュエータピストン54を動かしたい方向とコントロールシャフトトルクがかかる方向が一致しているので、第1開閉弁67及び第2開閉弁68の両方を開き、コントロールシャフトトルクによるアシストが効率的に行われるようにする。

【0107】

コントロールシャフト9を低圧縮比方向に回転する場合において、コントロールシャフトトルクが回転させたい方向と同じ低圧縮比方向にかかっているとき、第1開閉弁67及び第2開閉弁68の両方が開かれていると、油圧源から第2油圧室62に供給される油圧とコントロールシャフトトルクによって第1油圧室61側へ摺動されようとするアクチュエータピストン54の動きを、第1油圧室61内の油圧が妨げることがないので、機関圧縮比の低圧縮比側への変更が迅速に行われる。

【0108】

一方、コントロールシャフト9を高圧縮比方向に回転する場合においても、コントロールシャフトトルクが回転させたい方向と同じ高圧縮比方向にかかる場合は、第1開閉弁67及び第2開閉弁68の両方を開き、コントロールシャフトトルクによるアシストが効率的に行われるようにすることができる。

【0109】

なお、機関圧縮比を低圧縮比方向に変更する場合は、コントロールシャフトトルクが回転させたい方向と同じ低圧縮比方向にかかる時のみならず、逆回転の高圧縮比方向にか

10

20

30

40

50

かる場合にも第 1 開閉弁 6 7 及び第 2 開閉弁 6 8 を開弁させていてもよい。これは、図 7 に示すように、低圧縮比方向のコントロールシャフトトルクに比べて、高圧縮比方向のコントロールシャフトトルクが小さいからである。

【0110】

一方、機関圧縮比を高圧縮比方向に変更する場合は、低圧縮比方向にコントロールシャフトトルクがかかるときに第 1 開閉弁 6 7 及び第 2 開閉弁 6 8 を両方開いておくと、低圧縮比方向の大きいコントロールシャフトトルクによってコントロールシャフト 9 が低圧縮比方向に回転させられてしまうので、コントロールシャフトトルクが回転させたい方向と同じ高圧縮比方向にかかるときにのみ第 1 開閉弁 6 7 及び第 2 開閉弁 6 8 を開くよう限定しておく。

【0111】

本実施形態によれば、機関圧縮比を変更させたい方向と同じ方向にコントロールシャフトトルクがかかる場合は、第 1 開閉弁 6 7 及び第 2 開閉弁 6 8 の両方を開くので、高応答な圧縮比の可変が可能となる。特に、機関圧縮比を低圧縮比方向に変更させたい場合は、低圧縮比方向の大きいコントロールシャフトトルクにより迅速に圧縮比を変更することができるので、ノッキング対策として迅速に圧縮比を低減させたい場合等に有効である。

【0112】

以上説明した実施形態に限定されることなく、その技術的思想の範囲内において種々の変形や変更が可能であり、それらも本発明と均等であることは明白である。

【0113】

例えば、上記実施形態では、本願発明の流体圧アクチュエータを駆動する流体として油を使用した。他の非圧縮性流体を使用してもよい。また、上記実施形態では、本願発明の流体圧アクチュエータを可変圧縮比機構のコントロールシャフトを駆動するのに適用したが、圧縮機などの変動トルクがかかる他の機構にも適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【0114】

【図 1】第 1 実施形態における可変圧縮比機構及び可変動弁機構の構成図である。

【図 2】第 1 実施形態における可変圧縮比機構のコントロールシャフト付近の側面図である。

【図 3】第 1 実施形態における可変圧縮比機構の状態図である。

【図 4】第 1 実施形態における可変動弁機構の構成図である。

【図 5】第 1 実施形態における可変動弁機構の側面図である。

【図 6】第 1 実施形態における油圧アクチュエータの構成図である。

【図 7】コントロールシャフトトルク及びコントロールシャフト回転角を示すグラフである。

【図 8】第 1 実施形態における油圧アクチュエータの高圧縮比方向への可変特性を示す状態図である。

【図 9】第 1 実施形態における油圧アクチュエータの低圧縮比方向への可変特性を示す状態図である。

【図 10】第 2 実施形態における油圧アクチュエータの構成図である。

【図 11】第 3 実施形態における油圧アクチュエータの構成図である。

【図 12】第 4 実施形態における油圧アクチュエータの構成図である。

【符号の説明】

【0115】

- 1 可変圧縮比機構
- 2 ピストン
- 3 クランクシャフト
- 3 a クランクジャーナル
- 3 b クランクピン
- 4 ピストンピン

10

20

30

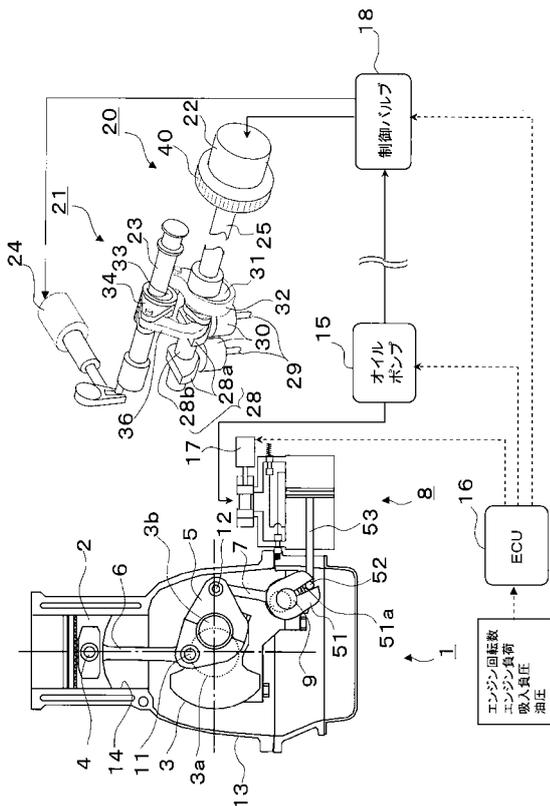
40

50

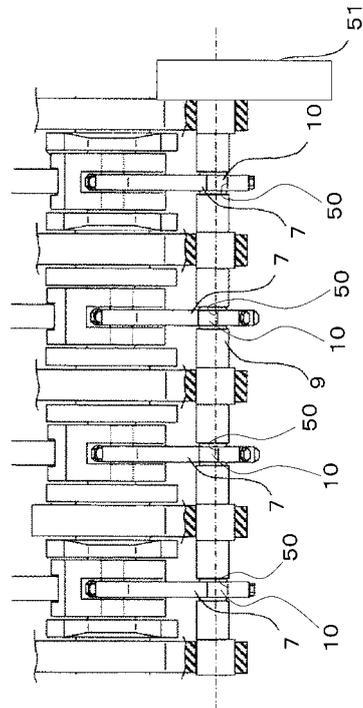
5	ロアーリンク	
6	アッパーリンク	
7	コントロールリンク	
8	油圧アクチュエータ	
9	コントロールシャフト	
10	偏心軸部	
11	第1連結ピン	
12	第2連結ピン	
13	シリンダブロック	
14	シリンダ	10
15	オイルポンプ	
16	E C U	
17	ソレノイド	
18	制御バルブ	
20	可変動弁機構	
21	第1可変動弁機構	
22	第2可変動弁機構	
23	制御軸	
24	第1アクチュエータ	
25	駆動軸	20
26	軸受ブラケット	
27	シリンダヘッド	
28	揺動カム	
28 a	カム本体	
28 b	ジャーナル部	
29	バルブステム	
30	バルブリフタ	
31	偏心軸部	
32	第1リンク	
33	制御偏心軸部	30
34	ロッカーアーム	
35	第1連結ピン	
36	第2リンク	
37	第2連結ピン	
38	第3連結ピン	
39	カム面	
40	スプロケット	
50	偏心スリーブ軸受	
51	レバー	
51 a	スリット	40
52	摺動ピン	
53	ロッド	
54	アクチュエータピストン	
60	シリンダ	
61	第1油圧室	
62	第2油圧室	
63	第1通路	
64	ポンプポート	
65	油圧切換弁	
66	第2通路	50

- 6 7 第 1 開閉弁
- 6 8 第 2 開閉弁
- 6 9 第 1 スプリング
- 7 0 第 2 スプリング
- 7 1 第 1 パイロット通路
- 7 2 第 2 パイロット通路
- 7 3 スプール弁
- 7 4 スプリング
- 8 0 ピストンスプリング
- 8 1 第 1 カム
- 8 2 第 2 カム
- 8 5 第 1 モータ
- 8 6 第 2 モータ

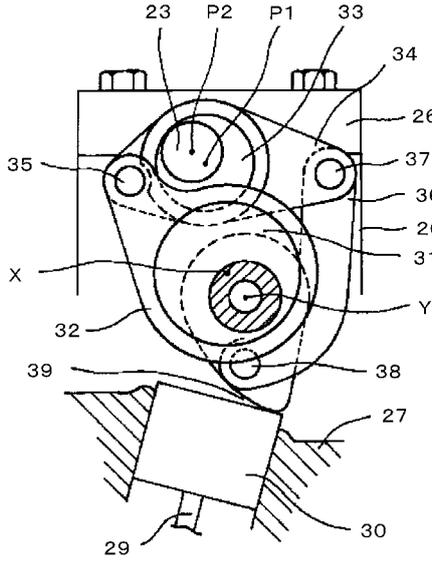
【 図 1 】



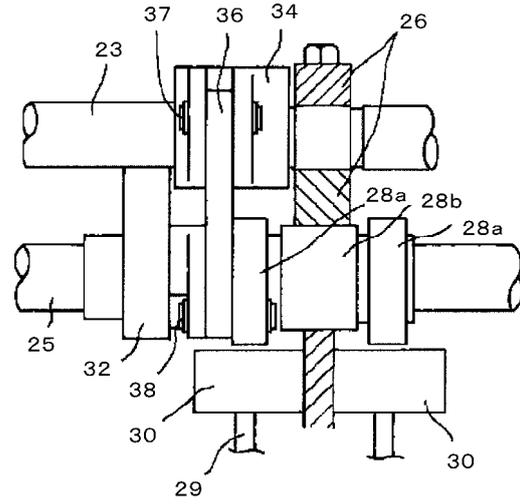
【 図 2 】



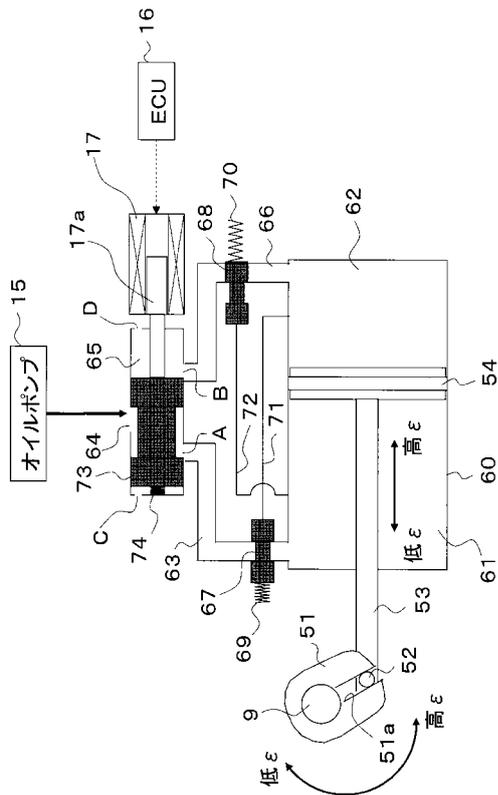
【図4】



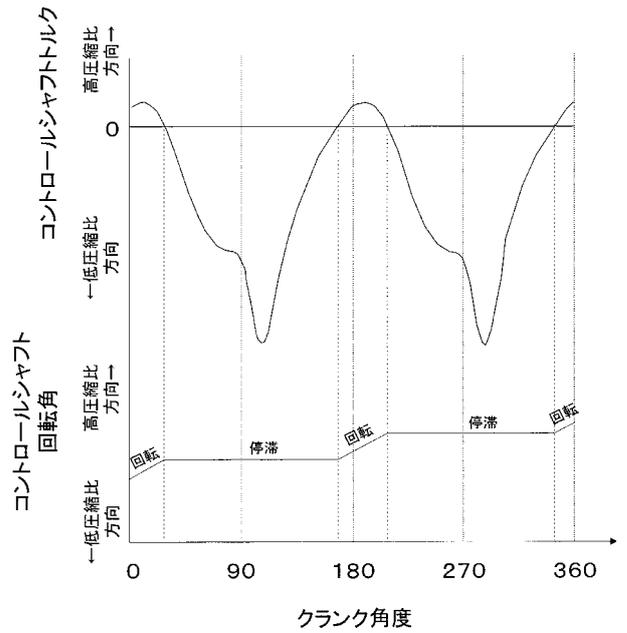
【図5】



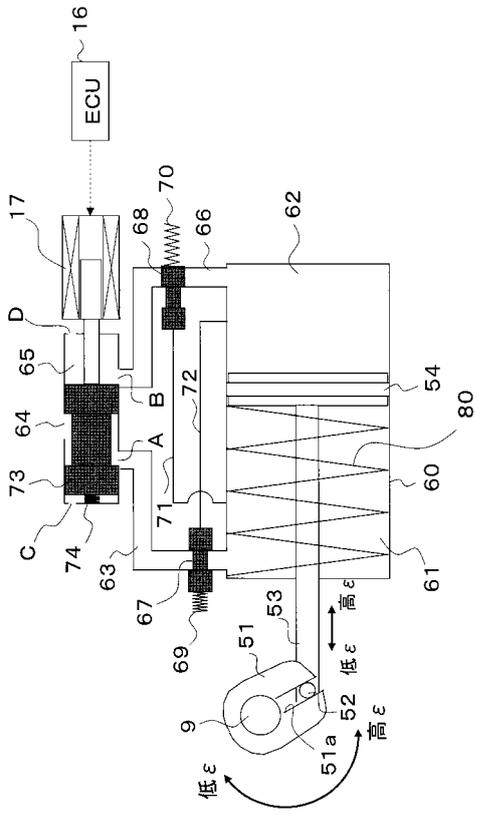
【図6】



【図7】

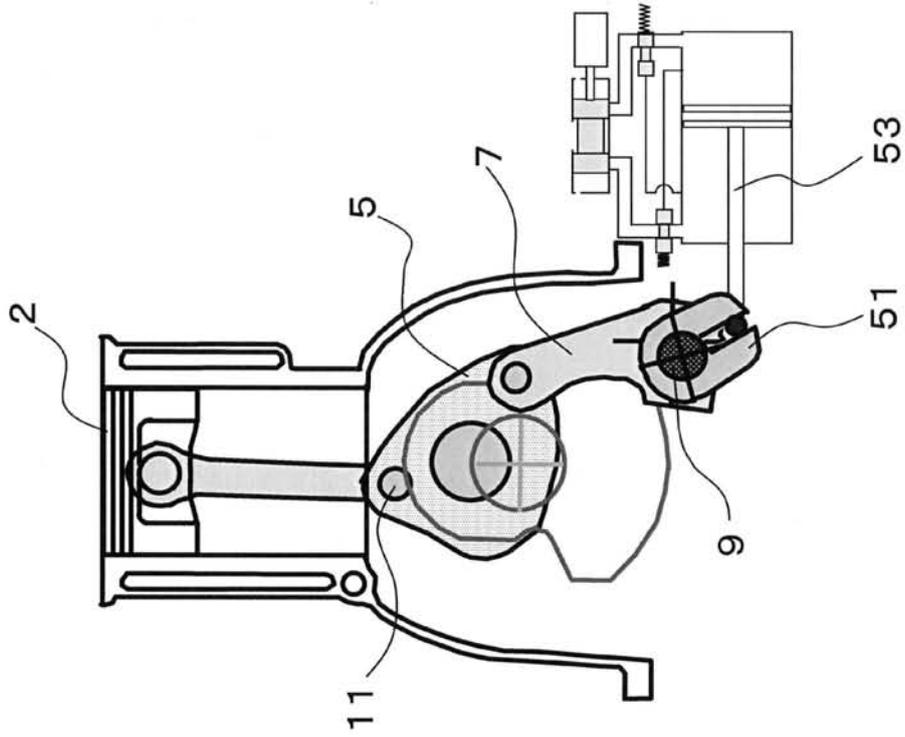


【図 10】

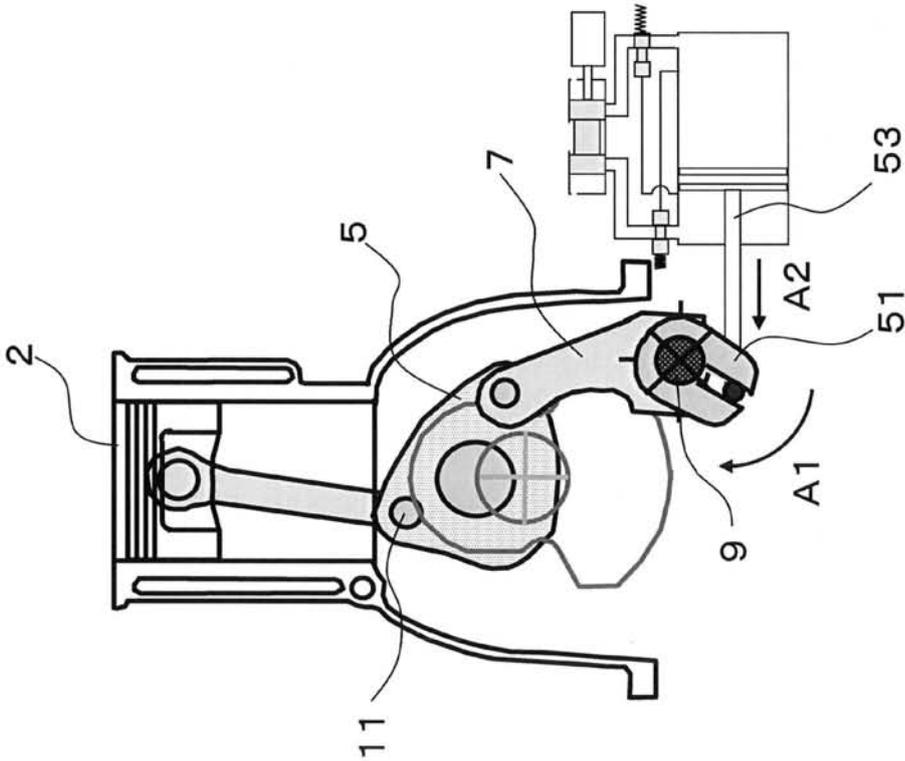


【図 3】

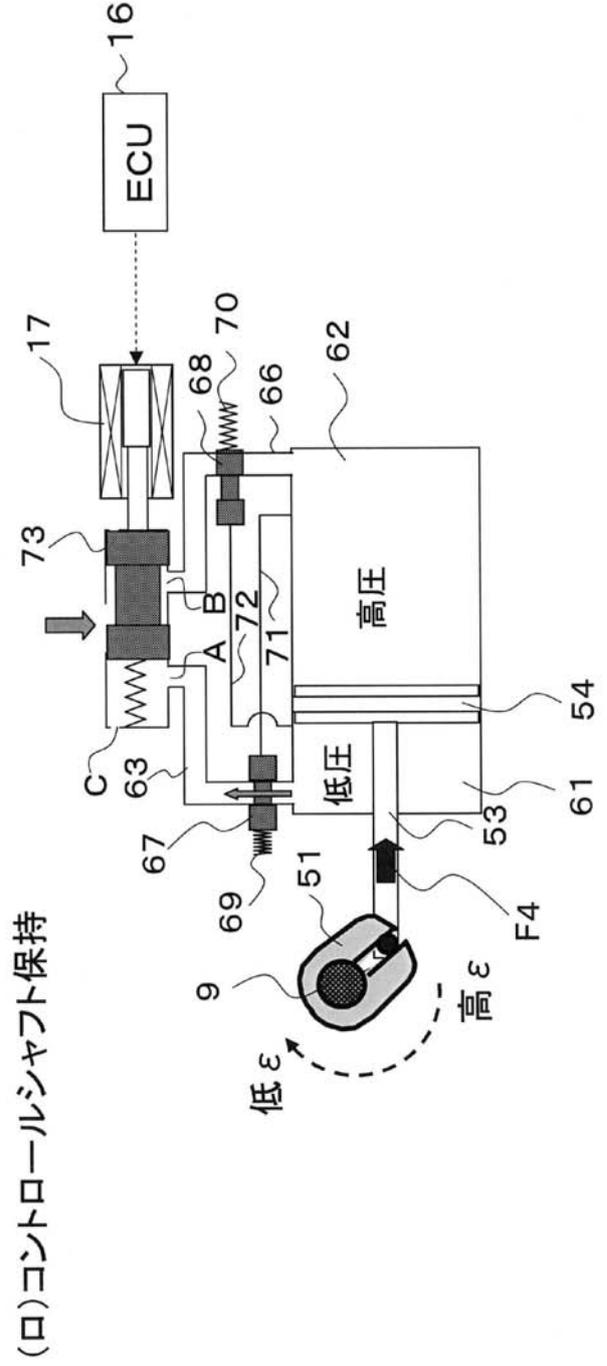
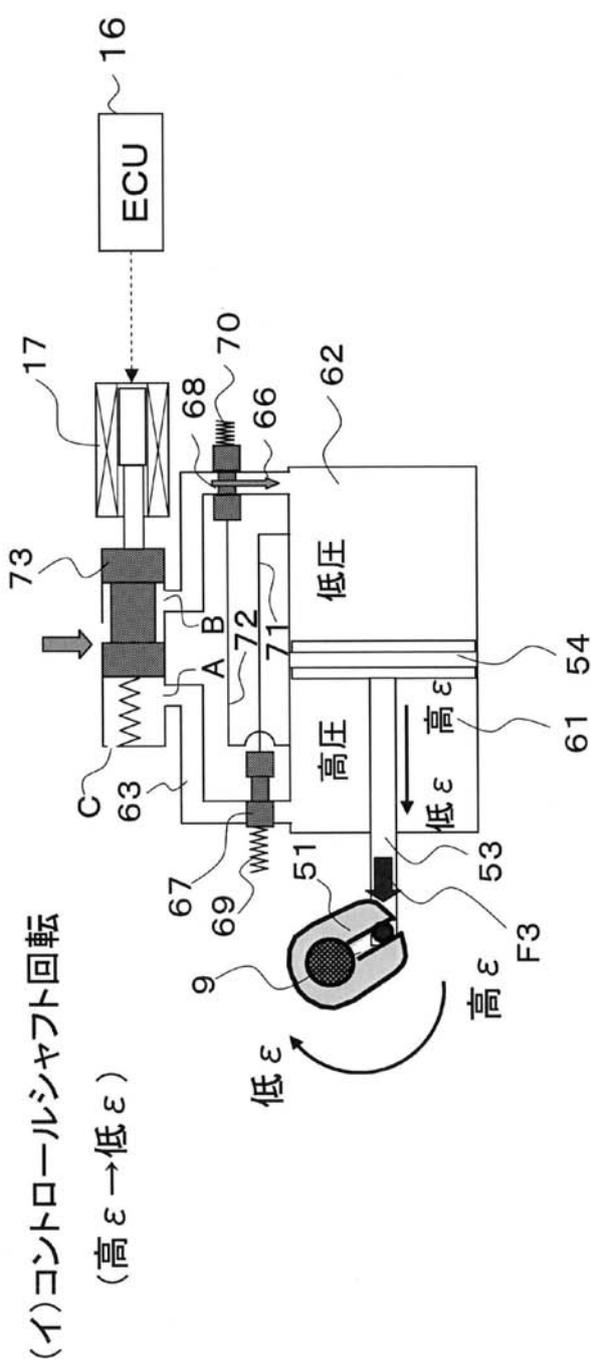
(口) 高压縮比状態



(イ) 低压縮比状態



【図9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード(参考)
F 0 2 B 75/32 (2006.01)		F 0 2 B 75/32	B	
F 1 5 B 15/14 (2006.01)		F 1 5 B 15/14	3 8 0 Z	

(72)発明者 田中 儀明

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(72)発明者 日吉 亮介

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G018 AB07 AB11 AB16 BA02 BA17 BA19 BA32 CA18 DA03 DA11
 DA48 EA11 EA26 FA01 FA06 FA08 GA14
 3G092 AA11 AA12 DA01 DA02 DA05 DD06 DF04 DF09 DF10 DG03
 DG05 DG08 DG09 EA11 EA13 EA25 EA28 EA29 FA06 FA50
 HA05Z HA11Z HA13X HA14X HE01Z
 3H081 AA02 AA03 AA31 BB02 CC23 DD37 HH07
 3H089 AA62 BB27 CC01 CC17 DA02 DB33 EE42 GG02 JJ12