

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4265573号
(P4265573)

(45) 発行日 平成21年5月20日(2009.5.20)

(24) 登録日 平成21年2月27日(2009.2.27)

(51) Int.Cl.

F O I L 13/00 (2006.01)

F I

F O I L 13/00 3 O I F

請求項の数 2 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2005-169635 (P2005-169635)	(73) 特許権者	000006286
(22) 出願日	平成17年6月9日(2005.6.9)		三菱自動車工業株式会社
(65) 公開番号	特開2006-342739 (P2006-342739A)		東京都港区芝五丁目33番8号
(43) 公開日	平成18年12月21日(2006.12.21)	(74) 代理人	100058479
審査請求日	平成19年6月29日(2007.6.29)		弁理士 鈴江 武彦
		(74) 代理人	100084618
			弁理士 村松 貞男
		(74) 代理人	100092196
			弁理士 橋本 良郎
		(72) 発明者	村田 真一
			東京都港区港南二丁目16番4号 三菱自動車工業株式会社内
		審査官	橋本 敏行
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

複数の気筒を有した内燃機関に回転自在に設けられたカムシャフトと、
 前記カムシャフトに形成されたカムと、
 前記内燃機関に揺動自在に設けられ、吸気バルブ又は排気バルブを駆動するカム面を有する揺動カムと、
 前記揺動カムと前記カムとの間に介在され、前記カムの変位を前記揺動カムに伝達する伝達アームと、
 前記内燃機関に回動可能に設けられ、前記伝達アームを揺動自在に支持し、かつ回動変位により該伝達アームの前記カムと当接する位置を変更可能とし、該位置変更により前記吸気バルブ又は排気バルブのバルブ特性を制御可能とする制御シャフトとを有し、
 前記揺動カムおよび前記伝達アームは、前記内燃機関の気筒毎に設けられ、
 前記制御シャフトは、少なくとも2つの気筒の伝達アームをそれぞれ揺動自在に支持する共通のシャフト部材から構成され、
 前記伝達アームの揺動支点と前記制御シャフトの回動中心とは、
 前記内燃機関の高バルブリフトおよび高回転運転時において、前記伝達アームの揺動支点到前記揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重方向とそれとは反対の前記揺動カムが閉弁方向に揺動する際に生じる最大荷重方向との間に配置され、且つ、
 前記伝達アームの揺動支点は、現気筒の前記揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる制御シャフトの回転トルクに対して、次気筒の揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる

10

20

制御シャフトの回転トルクの方法が逆転する方向に配置される

ことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 2】

前記気筒毎の伝達アームの揺動支点は、現気筒の伝達アームの揺動支点到前記揺動カムが閉弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも早く、次気筒が開弁動作を開始する、もしくは、次気筒の揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも遅く、現気筒が閉弁動作を終了するように設定されることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、吸気バルブあるいは排気バルブの位相を可変する内燃機関の可変動弁装置に関する。

【背景技術】

【0002】

自動車に搭載されるレシプロ式エンジン（内燃機関）の多くは、エンジンの排出ガス対策や燃費低減などの理由から、吸気バルブや排気バルブの位相を変化させる可変動弁装置を搭載することが行われている。

【0003】

このような可変動弁装置の多くは、カムシャフトに形成されているカムの位相を、ベース円区間とリフト区間とが連なる揺動カムに置き換える構造が用いられる。具体的には、この揺動カムの揺動範囲を変化させることによって、ロッカアームを通じて駆動される吸気バルブや排気バルブの開弁期間、バルブリフト量を連続的に可変させる構造が用いられている。また近時では、特許文献 1 にも開示されているようにポンピングロスの改善を図るために、カムと揺動カムとの間に、伝達カムを介在させ、同伝達カムを制御シャフトに揺動自在に支持させる構造を用いて、制御シャフトの回転変位で伝達アームを移動させて、該伝達アームとカムとの当接位置の変更からバルブ特性の制御、具体的にはバルブの開閉タイミング、開弁期間、バルブリフト量の連続的な可変を行なう構造が提案されている。

20

【特許文献 1】特開 2003-239712 号公報

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

こうした可変動弁装置では、エンジンが高バルブリフト・高回転運転されるとき、開弁直後と閉弁直前のカムリフトの正加速度区間により、バルブ（吸気バルブや排気バルブ）を駆動する力が大きくなる挙動を示すことが知られている。

【0005】

ところで、特許文献 1 に示されるように伝達アームを用いた可変動弁装置のほとんどは、高バルブリフト・高回転運転時において、伝達アームの揺動支点到、同じ方向へ、バルブを開く際のバルブ駆動力、バルブが閉じる際の揺動カムの接点部やカムの接点部に働く反力が加わる。

40

【0006】

ところが、こうした双方の合力が揺動支点到加わる構造では、付加される荷重量が多いため、バルブを駆動する力が大きくなるときなどでは、過大な荷重が伝達アームの揺動支点到加わりやすい。特に過大な荷重が制御シャフトに加わると、制御シャフトは捩れ変形が生じて、予め設定されたバルブ特性（バルブリフト量など）が再現できないおそれがある。しかも、制御シャフトを回転操作するアクチュエータには、過大な回転トルクに打ち勝つ回転トルクを発生させる容量の大きなアクチュエータ（大形）が必要になる。特に共通の制御シャフトで各気筒のバルブ特性を可変する多気筒のエンジンの場合、制御シャフトを回転操作するアクチュエータに近い気筒に比べてアクチュエータから遠い気筒の方が

50

、制御シャフトの捩れ変形が大きくなる傾向にあり、多気筒のエンジンでは、気筒間でバルブリフト量や開弁期間の差が発生して、気筒毎に燃焼状態に差が生じ、エンジンに振動を発生させたり、出力を悪化させたり、燃費を悪化させたりする。

【0007】

そこで、こうした可変動弁装置は、過大な荷重に耐える強固な揺動支点や剛性強度の高い制御シャフトなどを用いてこれらに対処することになるが、このような対策は、可変動弁装置の構造が複雑になるうえ、新たに、制御シャフトを含む、制御シャフトの周辺の構造が大形になる問題がある。

【0008】

そこで、本発明の目的は、簡単、かつコンパクトな構造で、高バルブリフトおよび高回転運転時において、伝達シャフトの揺動支点に作用する荷重が抑えられ、さらに複数の気筒を有する内燃機関で、少なくとも2つの気筒において共通の制御シャフトを用いた構造のときにおける当該制御シャフトの負担が軽減される内燃機関の可変動弁装置を提供する。

10

【課題を解決するための手段】

【0009】

請求項1に記載の発明は、上記目的を達成するために、内燃機関の高バルブリフトおよび高回転運転時、伝達アームの揺動支点に揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重方向とそれとは反対の揺動カムが閉弁方向に揺動する際に生じる最大荷重方向の間に、伝達アームの揺動支点と制御シャフトの回転中心とが配置される構成を採用した。そして、伝達アームの揺動支点は、現気筒の揺動カムが閉弁方向に揺動する際に生じる制御シャフトの回転トルクに対して、次気筒の揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる制御シャフトの回転トルクの方向が逆転する方向に配置されるようにした。

20

【0011】

請求項2に記載の発明は、上記目的に加え、さらに制御シャフトの負担が軽減されるよう、気筒毎の伝達アームの揺動支点は、現気筒の伝達アームの揺動支点に揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも早く、次気筒が開弁動作を開始する、もしくは、次気筒の揺動カムが開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも遅く、現気筒が開弁動作を終了するように設定した。

【発明の効果】

30

【0012】

請求項1に記載の発明によれば、高バルブリフトおよび高回転運転時、制御シャフトの回転中心と伝達アームの揺動支点は、開弁方向に揺動するときの荷重と、閉弁するときの荷重が交互に制御シャフトに作用する交番領域に配置されるから、同運転時、伝達アームの揺動支点には、従来のようなバルブ駆動力とその反力との合力が作用するのではなく、どちらか一方の荷重が交互に作用する。

【0013】

したがって、簡単な伝達アームの揺動支点や制御シャフトの配置構造で、高リフトおよび高回転運転時、制御シャフトの回転方向の過大な荷重が伝達アームの揺動支点に作用するのを抑えることができる。これにより、高バルブリフトおよび高回転運転時、過大な回転トルクが制御シャフトに発生するのを抑えることができる。この結果、伝達アームの揺動支点や制御シャフトに与える負担を抑えることができるうえ、制御シャフトを含め同制御シャフトの周辺のコンパクト化を図ることができる。しかも、制御シャフトを操作するアクチュエータも小型ですむ。加えて、制御シャフト生ずる捩れ変形は抑えられるから、予め設定されたバルブ特性が再現でき、内燃機関の出力向上、燃費向上の向上が図れる。

40

【0014】

さらに各気筒に共通な制御シャフトを用いて可変動弁装置を制御する場合、現気筒の開弁および閉弁に伴い制御シャフトに生ずるそれぞれ回転方向が逆方向の回転トルクは、次気筒の開弁および閉弁に伴い制御シャフトに生ずるそれぞれ回転方向が逆の回転トルクと相殺でき、制御シャフト上に生ずる回転トルクのピークおよび平均トルクを低減すること

50

ができる。これにより、多気筒でも、バルブ特性の変更制御は、容量の小さなアクチュエータですむ。

【0015】

請求項2に記載の発明によれば、さらに、上記効果に加え、多気筒の内燃機関は、互いに相殺されるタイミングで、制御シャフト上に現気筒と次気筒の回転トルクの最大値が発生するから、制御シャフトに生じる回転トルクの最大値の低減することができ、一層、バルブ特性の変更制御は、容量の小さなアクチュエータですむ。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

10

〔一実施形態〕

以下、本発明を図1～図11に示す一実施形態にもとづいて説明する。

【0017】

図1は、多気筒の内燃機関、例えば気筒1aが直列に並ぶ4気筒のレシプロ式ガソリンエンジンのシリンダヘッド1の全体平面図、図2は同シリンダヘッド1のA-A線に沿う詳細な側断面図を示し、図3は同シリンダヘッド1の一部を拡大して示す平面図、図4は同シリンダヘッド1に搭載された可変動弁装置20の分解図を示している。

【0018】

図1ないし図3を参照してシリンダヘッド1について説明すると、シリンダヘッド1の下面には、シリンダブロック1cに形成された4つ気筒1a（直列に並んでいる）になら 20
って、それぞれ燃焼室2（1つしか図示せず）が形成されている。これら燃焼室2には、それぞれ例えば2個ずつ（一対）、吸気ポート3および排気ポート4（片側しか図示せず）が形成されている。シリンダヘッド1の上部には、吸気ポート3を開閉する吸気バルブ5、排気ポート4を開閉する排気バルブ6がそれぞれ組み付けてある。吸気バルブ5、排気バルブ6には、いずれもバルブスプリング7で閉方向に付勢される常閉式の往復バルブが用いてある。なお、気筒1a内にはピストン1bが往復動可能に収めてある（図2だけに二点鎖線で図示）。

【0019】

図1および図2中8は、シリンダヘッド1の上部に搭載された例えばSOHC式の動弁系（吸気バルブ5、排気バルブ6を駆動するもの）を示している。動弁系8について説明 30
すると、10は、燃焼室2の頭上にシリンダヘッド1の長手方向に回転自在に配設されたカムシャフト、11はこのカムシャフト10を挟んだ片側（吸気ポート側）に回転可能に配設された吸気側のロッカシャフト（本願の制御シャフトを兼ねている）、12はその反対側（排気ポート側）に配設（固定）された排気側のロッカシャフト、13は例えばロッカシャフト11とロッカシャフト12間の上側の地点（ロッカシャフト12寄り）に配設された支持シャフトを示す。ロッカシャフト11、12および支持シャフト13は、いずれもカムシャフト10と平行（並行）に配置された軸部材から構成されている。

【0020】

カムシャフト10は、エンジンのクランクシャフト（図示しない）からの出力により、図2中の矢印方向に沿って回転駆動される部品である。このカムシャフト10の各部には 40
、図3に示されるように燃焼室2毎（気筒毎）に、吸気用カム15（1つ：本願のカムに相当）と排気用カム16（2つ）が形成されている。吸気用カム15は燃焼室2の頭上中央に配置され、排気用カム16、16はその吸気用カム15の両側にそれぞれ配置してある。

【0021】

排気側のロッカシャフト12には、図1および図2に示されるように排気用カム16毎（排気バルブ6毎）に、排気バルブ用のロッカアーム18がそれぞれ回転自在に支持されている。また吸気側のロッカシャフト11には、一対の吸気用カム15毎（一対の吸気バルブ毎）に、可変動弁装置20が組み込まれている。ロッカアーム18は、排気用カム16の変位を排気バルブ6へ伝える部品で、可変動弁装置20は、吸気用カム15の変位を 50

吸気バルブ 5, 5 へ伝える装置で、これらが各カム 1 5, 1 6 で駆動されることによって、ピストン 1 b の動き（往復動）と連動して、気筒 1 a 内で、所定の燃焼サイクル（例えば吸気行程、圧縮行程、爆発行程、排気行程の 4 サイクル）が形成されるようにしている。なお、図 2 中 8 7 は、燃焼室 2 内の混合気を点火するための点火プラグを示す。

【0022】

可変動弁装置 20 を説明すると、同装置 20 は、図 1 ～図 4 に示されるようにロッカシャフト 1 1 に揺動自在に支持された吸気バルブ用のロッカアーム 2 5 と、同ロッカアーム 2 5 と組み合うスイングカム 4 5（本願の揺動カムに相当）と、吸気用カム 1 5 の変位をスイングカム 4 5 へ伝達するセンタロッカアーム（本願の伝達アームに相当）3 5 と、センタロッカアーム 3 5 をロッカアーム 1 1 に揺動自在に支持する支持機構 7 0 とを有して構成される。

10

【0023】

このうちロッカアーム 2 5 には、例えば図 3 および図 4 に示されるような二股形状の構造が用いられている。具体的にはロッカアーム 2 5 は、中央に筒状のロッカシャフト支持用ボス 2 6 が形成され、一端側に吸気バルブ 5 の駆動をなす駆動部分、例えばアジャストスクリュ部 2 7 が組み付けられた一対の並行なロッカアーム片 2 9 と、これらロッカアーム片 2 9 の他端部間に挟み込まれた回転自在なローラ部材 3 0（当接部を形成するもの）とを有して構成してある。なお、3 2 は、ローラ部材 3 0 をロッカアーム片 2 9 に回転自在に枢支させるための短シャフトを示す。そして、ロッカシャフト支持用ボス 2 6, 2 6 はロッカシャフト 1 1 に揺動自在にそれぞれ嵌挿され、ローラ部材 3 0 を支持シャフト 1 3 側（シリンダヘッド 1 の中央側）に配置させている。残るアジャストスクリュ部 2 7 は、それぞれ吸気バルブ 5, 5 の上部端（バルブステム端）に配置させてある。つまり、ロッカアーム 2 5 は、ロッカシャフト 1 1 を支点に揺動すると、吸気バルブ 5, 5 が駆動されるようになっている。

20

【0024】

スイングカム 4 5 は、図 2 ～図 4 に示されるように支持シャフト 1 3 に回転自在に嵌挿された筒状のボス部 4 6 と、同ボス部 4 6 からローラ部材 3 0（ロッカアーム 2 5）へ向かって延びるアーム部 4 7 と、同アーム部 4 7 の下部に形成した受け部 4 8 とを有して形成される。このうちアーム部 4 7 の先端面には、ロッカアーム 2 5 へ変位を伝えるカム面、例えば上下方向に延びるカム面 4 9 が形成されている。このカム面 4 9 がロッカアーム 2 5 のローラ部材 3 0 の外周面に転接させてある。このカム面 4 9 についての詳細は後述する。また受け部 4 8 には、例えば図 4 に示されるようにアーム部 4 7 の下部のうち、カムシャフト 1 0 の直上となる下面部分に凹陷部 5 1 を形成し、同凹陷部 5 1 内に、カムシャフト 1 0 と同じ向きで、短シャフト 5 2 を回転自在に支持させた構造が用いられる。なお、5 3 は、凹陷部 5 1 内の短シャフト 5 2 部分の外周部に形成された、平面な底面をもつ凹部を示す。

30

【0025】

センタロッカアーム 3 5 には、図 2 および図 4 に示されるように吸気用カム 1 5 のカム面と転接する転接子、例えばカムフォロア 3 6 と、同カムフォロア 3 6 を回転自在に支持する例えば棒形のホルダ部 3 7 とをもつ、ほぼ L 形部材が用いられている。具体的には、センタロッカアーム 3 5 は、カムフォロア 3 6 を中心として、ホルダ部 3 7 から、上方のロッカシャフト 1 1 と支持シャフト 1 3 間へ向かって延びる柱状の中継用アーム部 3 8 と、ホルダ部 3 7 の側部から、一対のロッカアーム片 2 9 間から露出するロッカシャフト 1 1 のシャフト部分 1 1 c（図 5 ～図 8 に図示）の下側へ延びる支点用アーム部 3 9 とを有して、L 形に形成してある。なお、支点用アーム部 3 9 は例えば二股状に分けてある。また中継用アーム部 3 8 の先端（上端面）には、駆動面として、ロッカシャフト 1 1 側が低く、支持シャフト 1 3 側が高くなるよう傾斜させた傾斜面 4 0 が形成してある。この中継用アーム部 3 8 の先端が、上記スイングカム 4 5 の凹部 5 3 内へ差し込まれている。これで、吸気用カム 1 5 とスイングカム 4 5 との間にセンタロッカアーム 3 5 を介在させている。そして、アーム部 3 8 の傾斜面 4 0 は、凹部 5 3 の底面で形成された受け面 5 3 a に

40

50

スライド自在に突き当てられている。これで、吸気用カム 15 の変位が、中継用アーム部 38 から、滑りを伴いながら、スイングカム 45 へ伝達されるようにしてある。

【0026】

支持機構 70 には、図 2 および図 4 に示されるような、制御アーム 72 を用いてセンタロッカアーム 35 を揺動自在に支持する支持部 77 と、同センタロッカアーム 35 の位置を調整可能とした調整部 80 とを組み合わせた構造が用いられている。このうち支持部 77 について説明すると、シャフト部分 11c の下部周壁には、シャフト部分 11c の軸心と直交する向きで、通孔 73 が形成されている。制御アーム 72 は、円形断面をもつ軸部 74 と、同軸部 74 の一端に形成された円板状のピン結合片 75 と、同ピン結合片 75 に形成された支持孔 75a (図 4 に図示) とを有して形成されている。この軸 74 の端部がシャフト部分 11c の下部から通孔 73 に差し込まれている (挿入)。なお、差し込まれた軸部 74 は、軸方向および周方向に対して移動自在である。この軸部 74 の端が、後述する調整部 80 の部品に突き当たっている。ピン結合片 75 は、二股に分かれた支点用アーム部 39 内に挿入される。そして、アーム部 39 および支持孔 75a には、ピン 42 が挿通され、支点用アーム部 39 の先端部と、シャフト部分 11c から突き出た制御アーム 72 の端部との相互を吸気用カム 15 の起伏方向 (カムシャフト 10 の軸心と直交する方向) に回動自在に結合させている。この結合により、センタロッカアーム 35 は、吸気用カム 15 が回転すると、ピン 42 を揺動支点 S1 に揺動 (上下) されるようにしている。そして、このセンタロッカアーム 35 の動きに連動して、スイングカム 45 が、支持シャフト 13 を支点とし、短シャフト 52 を作用点 (センタロッカアーム 35 からの荷重が作用する点) とし、カム面 49 を力点 (ロッカアーム 25 を駆動させる点) として、周期的に揺動されるようにしている。なお、ロッカアーム 25、センタロッカアーム 35 およびスイングカム 45 の相互間は、円滑な動きが確保されるよう、付勢手段、例えばプッシャ 86 で密接する方向に付勢させてある。

【0027】

またロッカシャフト 11 の端部には、アクチュエータとして、例えば制御用モータ 43 (図 1 および図 4 に図示) が接続されている。これで、ロッカシャフト 11 を軸心回りに駆動 (回動) される構造にしている。このロッカシャフト 11 の回動により、制御アーム 72 が、例えば図 5 および図 6 に示される略垂直となる姿勢から、図 7 および図 8 に示されるカムシャフト回転方向に大きく傾いた姿勢まで可変できるようにしている。この制御アーム 72 の姿勢の変化から、センタロッカアーム 35 を、シャフト部分 11c の軸方向と交差する方向に移動 (変位) できるようにしている。つまり、図 5 ~ 図 8 に示されるようにカムフォロア 36 の吸気用カム 15 に対する転接位置が変更 (進角方向や遅角方向) できるようにしている。この転接位置の可変により、スイングカム 45 のカム面 49 の姿勢を変化させて、吸気バルブ 5 の開閉タイミングや開弁期間やバルブリフト量が、同時に連続的に可変される構造にしている。具体的には、カム面 49 には、例えば図 1 中に示されるようにカム面 49 の上部側をベース円区間 α 、すなわち図 1 中に示されるように支持シャフト 13 の軸心を中心とした円弧面で形成された区間とし、下部側をリフト区間 β 、すなわち上記円弧に連続した反対向きの円弧面及びそれに続く反対向きの円弧面、具体的には例えば吸気用カム 15 のリフト域のカム形状と同じような円弧面で形成される区間としてある。このカム面 49 により、カムフォロア 36 が吸気用カム 15 の進角方向あるいは遅角方向へ変位すると、スイングカム 45 の揺動範囲が変化して、ローラ部材 30 が接するカム面 49 の領域が変化するようにしてある。つまり、吸気用カム 15 の位相が進角方向あるいは遅角方向へずれながら、ローラ部材 30 が行き交うベース円区間 α とリフト区間 β の比率が変わるようにしてある。

【0028】

調整部 80 には、例えば図 2 ~ 図 4 に示されるようにねじ部材 82 で、差し込まれた制御アーム端を支持する構造が用いられている。具体的には、ねじ部材 82 は、通孔 73 とは反対側となるシャフト部分 11c の地点 (上部周壁) から、進退可能に螺挿されている

10

20

30

40

50

。このねじ部材 8 2 の挿入端が、通路 7 3 内の途中で、制御アーム 7 2 の端と突き当たり、制御アーム 7 2 を支持させている。これにより、ねじ部材 8 1 を回転操作すると、シャフト部材 1 1 c から突き出る軸部 7 4 の突出量が可変され、吸気用カム 1 5 の転接位置の変更から、吸気バルブ 5 の開弁時期や閉弁時期が調整されるようにしている。但し、8 3 は、ねじ部材 8 1 を回転操作するための、ねじ部材 8 1 の上端面に形成した例えば十字形の溝部、8 4 は、ねじ部材 8 1 の端部にねじ込まれたロックナット、8 4 a は同ロックナット 8 4 の座面を形成する切欠きを示す。

【0029】

ここまでの構成で得られる変動弁装置 2 0 の作用を図 5 ～図 8 を参照して説明すると、今、図 2 中の矢印方向に示されるようにエンジンの運転により、カムシャフト 1 0 が回転しているとする。

10

【0030】

このとき、センタロッカアーム 3 5 のカムフォロア 3 6 は、吸気用カム 1 5 を受けていて、同カム 1 5 のカムプロファイルにならい駆動される。これにより、センタロッカアーム 3 5 は、ピン 4 2 (揺動支点) を支点として、上下方向へ揺動する。

【0031】

スイングカム 4 5 の受け面 5 3 a は、傾斜面 4 0 から、センタロッカアーム 3 5 の揺動変位を受けている。ここで、受け面 5 3 a と傾斜面 4 0 とはスライド可能であるから、スイングカム 4 5 は、傾斜面 4 0 をすべりながら、該傾斜面 4 0 で押し上げられたり下降したりするといった揺動運動を繰り返す。このスイングカム 4 5 の揺動により、カム面 4 9 は上下方向へ往復する。

20

【0032】

このとき、カム面 4 9 は、ロッカアーム 2 5 のローラ部材 3 0 と転接しているから、カム面 4 9 でローラ部材 3 0 を周期的に押圧する。この押圧を受けてロッカアーム 2 5 は、ロッカシャフト 1 1 を支点に駆動 (揺動) され、吸気バルブ 5 (一対) を開閉させる。

【0033】

ここで、アクセルペダル (図示しない) の踏操作により、エンジンが高回転運転されるとする。すると、モータ 4 3 (アクチュエータ) は、そのアクセル信号を受けて、ロッカシャフト 1 1 を回動させ、制御アーム 7 2 を、例えば最大バルブリフト量が確保される地点、例えば図 5 および図 6 に示されるような垂直姿勢となる地点まで移動 (回動) させる。すると、制御アーム 7 2 の移動 (回動) を受けて、センタロッカアーム 3 5 は、吸気用カム 1 5 上を回転方向に沿って変位する。これにより、センタロッカアーム 3 5 と吸気用カム 1 5 との転接位置は、吸気用カム 1 5 上を遅角方向あるいは進角方向に沿ってずれ、図 5 および図 6 に示されるようにスイングカム 4 5 のカム面 4 9 を垂直に近い角度となる姿勢に位置決める。

30

【0034】

このカム面 4 9 の姿勢により、図 5 および図 6 に示されるようにカム面 4 9 のローラ部材 3 0 が行き交う領域 (比率) は、最大のバルブリフト量をもたらす領域、すなわち最も短いベース円区間 α と最も長いリフト区間 β とに設定される。つまり、ロッカアーム 2 5 は、狭いベース円区間 α と最も長いリフト区間 β とがなすカム面部分にしたがって駆動される。これで、吸気バルブ 5 は、例えば図 9 中の A 1 の線図に示されるような最大バルブリフト量、さらには吸気行程にならう開閉タイミングで開閉される。

40

【0035】

またこの状態からアクセルペダル (図示しない) を戻して、低・中回転運転を行なうと、制御モータ 4 3 の駆動により、ロッカシャフト 1 1 が、図 7 および図 8 に示されるようにピン 4 2 が吸気用カム 1 5 へ接近する方向に回動する。すると、この制御アーム 7 2 の回動を受けて、センタロッカアーム 3 5 は、吸気用カム 1 5 上を回転方向前側へ移動する。これにより、センタロッカアーム 3 5 と吸気用カム 1 5 との転接位置 (当接位置) は、図 7 および図 8 に示されるように吸気用カム 1 5 上を進角する方向へずれる。この転接位置の変更により、カム位相の開弁時期が早まる。また傾斜面 4 0 も、センタロッカアーム

50

35の移動を受けて、当初の位置から受け面53a上を進角方向へスライドする。

【0036】

このときのセンタロッカアーム35の移動により、スイングカム45は、図7および図8に示されるようにカム面49が下側へ傾く姿勢に変わる。傾きが大きくなるにしたがい、ローラ部材30が行き交うカム面49の領域は、ベース円区間 α が次第に長く、リフト区間 β が次第に短くなる比率に変わる。この可変したカム面49のカムプロファイルがローラ部材30へ伝達されるにしたがい、ロッカアーム25は、開弁時期を早めながら揺動駆動される。

【0037】

これにより、吸気バルブ5は、例えば図9中に示される最大バルブリフト量A1から、センタロッカアーム35のピン位置（揺動支点）が最大限に傾いた地点の最小バルブリフト量A6までの如く制御される。すなわち、吸気バルブ5は、エンジンの高回転運転から低回転運転まで、吸気バルブ5の開閉タイミングとバルブリフト量とは、最大バルブリフト時とほぼ同じ開弁時期から開弁するタイミングを保ち、かつ閉弁時期を大きく変化させながら、同時に連続的に可変される。

【0038】

むろん、多気筒（ここでは4気筒）は、ロッカシャフト11（制御シャフト）が気筒間で共通なため、このような吸気バルブ5の特性の可変がいずれの気筒1aでも行なわれる。

【0039】

こうしたバルブ位相の可変を行なう、ロッカシャフト11（本願の制御シャフトを兼ねる）、センタロッカアーム35に、これら部品に加わる荷重の負担を軽減する工夫が施されている。

【0040】

この工夫には、図10に示されるように、エンジンが高バルブリフトおよび高回転運転時において（本願では、図9中のA1やその付近のバルブ特性が相当）、ロッカシャフト11やセンタロッカアーム35の揺動支点S1（揺動中心）に、開弁する際の最大荷重、閉弁する際の最大荷重が、交差的に作用させる技術が用いられている。これには、図6に示されるように高バルブリフトおよび高回転運転のとき、最大リフト付近でセンタロッカアーム35の揺動支点S1に働く荷重方向（ $\alpha 3$ の向き）が、揺動支点S1とロッカシャフト11（制御シャフト）の中心S2とを結んだ線L3と概ね平行となるように配置させた構造が用いられる。なお、図6での $\alpha 3$ は最大リフト時のセンタロッカアーム35の揺動支点S1に働く荷重であり、吸気用カム15とセンタロッカアーム35とが接する法線方向（L1）に生じる荷重 $\alpha 1$ とスイングカム45からセンタロッカアーム35に接する面の法線方向に生じる荷重 $\beta 1$ との合力となる。荷重 $\alpha 3$ はスイングカム45が揺動している間に向き、大きさが連続的に変化する。図10に示されるように高バルブリフトおよび高回転運転のとき、吸気カム15のリフトに合わせてスイングカム45が揺動すると揺動支点S1に生じる荷重（図6の $\alpha 3$ ）の軌跡はQ1からQ2となる。スイングカム45が開弁方向に回動する際、揺動支点S1には、軌跡Q1に示される如くロッカシャフト11の回動中心S2から一方側（右側）へ最大荷重が作用し、またスイングカム45が閉弁方向に回動する際、揺動支点S1には、軌跡Q2に示される如くロッカシャフト11の回動中心S3から他方側（左側）へ荷重が作用するようにしている。

【0041】

センタロッカアーム35の揺動支点S1、ロッカシャフト11の回動中心S2は、こうした軌跡Q1がもたらす最大荷重P1（スイングカム45が開弁方向に回動する際に生じる最大荷重）が揺動支点S1に発生するT1方向の最大地点と、Q2がもたらす最大荷重P2（スイングカム45が閉弁方向に回動する際に生じる最大荷重）が揺動支点S1に発生するT2方向の最大地点との間の領域、すなわち荷重方向が交互に反転して交差的に揺動支点S1に作用する交番領域R（図10に図示）に配置させてある（高バルブリフト・高回転運転時）。この配置により、高バルブリフト・高回転運転時には、開弁方向の荷重

10

20

30

40

50

と閉弁方向の荷重との合力でなく、どちらか一方の荷重が交互にロッカシャフト 11 に加わるようにしている。同構造により、スイングカム 45 が開弁方向に回転する際は、ロッカシャフト 11 には反時計方向の回転トルク（正）を発生させ、スイングカム 45 が閉弁方向に回転する際は、ロッカシャフト 11 に時計方向の回転トルク（負）を発生させるようにしている。特にロッカシャフト 11 には、均等に時計方向、反時計方向へ回転トルクが作用するよう、揺動支点 S 1、回転中心 S 2 は、ロッカシャフト 11 に反時計方向回りの最大トルクを発生させる T 1 方向の荷重と、ロッカシャフト 11 に時計方向回りの最大トルクを発生させる T 2 方向の荷重とが略均等になる地点に配置させている（高バルブリフト・高回転運転時）。

【0042】

またロッカシャフト 11 に生じる気筒毎の正負（時計方向回り、反時計方向回り）の回転トルクが、当該共通のロッカシャフト 11 上で相殺されるよう、図 11 に示されるようにセンタロッカアーム 35 の揺動支点 S 1 は（高バルブリフト・高回転運転時）、現気筒のスイングカム 45 が閉弁方向に揺動する際に生じるロッカシャフト 11 の回転トルクに対して、次気筒のスイングカム 45 が開弁方向に揺動する際に生じるロッカシャフト 11 の回転トルクの方が逆転する方向 X に配置させてある。さらにセンタロッカアーム 35 の揺動支点 S 1 は（高バルブリフト・高回転運転時）、図 11 に示されるように現気筒の揺動支点 S 1 にスイングカム 45 が閉弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも早く、次気筒の弁リフトが開く（開弁作動を開始する）、もしくは、次気筒のスイングカム 45 が開弁方向に揺動する際に生じる最大荷重が発生するタイミングよりも遅く、現気筒の弁リフトが閉じる（閉弁作動を終了する）ように配置させてある。

【0043】

このように高バルブリフトおよび高回転運転時（図 9 中の A 1、A 2 付近のバルブ特性）において、センタロッカアーム 35 の揺動支点 S 1 に対してロッカシャフト 11 の回転中心 S 2 の方向が開弁の際に生じる最大荷重 P 1 と閉弁の際に生じる最大荷重 P 2 との略中央となるように配置している。これにより、開弁の際に生じる T 1 方向の最大荷重と閉弁の際に生じる T 2 方向の最大荷重が小さく設定できるため、ロッカシャフト 11 に働くトルクは小さく設定できる。

【0044】

それ故、簡単なセンタロッカアーム 35 の揺動支点 S 1、ロッカシャフト 11 の回転中心 S 2 の配置構造だけで、過大な荷重を要因としたロッカアーム 11 の捩れ変形を抑えることができる。これにより、設定されたバルブ特性が再現でき、エンジンの出力向上、燃費向上の向上を図ることができる。しかも、センタロッカアーム 35 の揺動支点 S 1 やロッカシャフト 11（制御シャフト）に与える負担は抑えられるから、揺動支点 S 1 やロッカシャフト 11 は、剛性の高い部材や部品を用いずにすみ、ロッカシャフト 11 含め該シャフト 11 の周辺がコンパクト化できる。そのうえ、ロッカシャフト 11 を回転操作するアクチュエータ、ここでは制御用モータ 43 は、荷重 P 1、P 2 のうちの大きな回転トルク（時計方向、反時計方向）に打ち勝つ回転トルクを発生させるモータであればよく、小形ですむ。

【0045】

さらには、最大荷重 P 1、P 2 はロッカシャフト 11 や支持機構 70（特に制御アーム 72）に曲げ等の荷重として働くが、ロッカシャフト 11 の回転中心 S 2 の方向が開弁の際に生じる最大荷重 P 1 と閉弁の際に生じる最大荷重 P 2 との略中央となるように配置していることで、ロッカシャフト 11 については支持機構 70 の取り付けに伴う断面形状が S 1 と S 2 を結ぶ L 3 に対して略対称とすることができる。これにより、最大荷重 P 1、P 2 の両方に適応した最適形状化によりコンパクトに設計することができる。また、同様に制御アーム 72 についても曲げ荷重が最小に設定でき、たわみによるリフト変化や保持部のフレットング摩耗が防げる上、コンパクトに設計することができる。

【0046】

特に多気筒のエンジンのために、共通なロッカシャフト 11（制御シャフト）を用いて

、気筒毎に可変動弁装置 20 を駆動する構造とした場合、図 13 に示されるようにセンタ ロッカアーム 35 の揺動支点 S1 は、現気筒の閉弁方向に揺動する際に生じるロッカシャフト 11 の回転トルクに対して、次気筒が開弁方向に揺動する際に生じるロッカシャフト 11 の回転トルクの方が逆転する方向 X に配置してあるので、ロッカシャフト 11 上に生じる正負（時計方向回り、反時計方向回り）の回転トルクは、図 11 に示されるように細線で示す前気筒分の回転トルク、破線で示す現気筒分の回転トルク、細い破線で示す次気筒分の回転トルクが互いに相殺される。このため、ロッカシャフト 11 上の回転トルクは、図 11 中の太線の回転トルクに示されるようにトルクピークが低く、平均トルク値が小さい回転トルクの発生ですみ、ロッカシャフト 11（制御シャフト）、制御用モータ 43 は、多気筒エンジンでも負担は小さくてすむ。しかも、図 11 に示されるように現気筒の閉弁するときに生じるロッカシャフト 11（制御シャフト）の最大荷重が発生するタイミングより早く、次気筒の弁リフトが閉弁するようにしたり、あるいは反対に次気筒の開弁するときに生じる最大荷重が発生するタイミングよりも遅く、現気筒の弁リフトが閉弁するようにバルブリフトを設定すると、効果的に、前気筒分の最大荷重、現気筒分の最大荷重、次気筒分の最大荷重といった各荷重の最大値を低減することができ、一層、ロッカシャフト 11（制御シャフト）、制御用モータ 43 は、負担が小さくてすむ

10

なお、本発明は一実施形態に限定されるものではなく、本発明の主旨を逸脱しない範囲内で種々変更して実施しても構わない。上述した一実施形態では、吸気側のロッカシャフトを制御シャフトとして兼用させた構造を採用したが、別途、制御シャフトを用いた構造でも構わない。また上述した一実施形態では、本発明を吸気バルブ側に適用したが、これに限らず、排気バルブ側に本発明を適用してもよい。また上述の一実施形態では、本発明を SOHC 式動弁系（1 本のカムシャフトで吸気バルブと排気バルブを駆動する構造）のエンジンに適用したが、これに限らず、DOHC 式動弁系（カムシャフトが吸気側と排気側とに専用にある構造）のエンジンに本発明を適用してもよい。

20

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図 1】本発明の一実施形態に係る可変動弁装置を搭載したシリンダヘッドの平面図。

【図 2】図 1 中の A-A 線に沿う可変動弁装置およびシリンダヘッドの断面図。

【図 3】同可変動弁装置の平面図。

【図 4】同可変動弁装置の分解斜視図。

30

【図 5】同可変動弁装置の最大バルブリフト制御時におけるカム面のベース円区間にロッカアームが当接しているときの状態を示す断面図。

【図 6】同じくカム面のリフト区間にロッカアームが当接しているときの状態を、バルブ駆動力およびそのとき伝達アームに作用する力と共に示す断面図。

【図 7】同可変動弁装置の最小バルブリフト制御時におけるカム面のベース円区間にロッカアームが当接しているときの状態を示す断面図。

【図 8】同じくカム面のリフト区間にロッカアームが当接しているときの状態を示す断面図。

【図 9】同可変動弁装置の性能を示す線図。

【図 10】高バルブリフト・高回転運転時、伝達アームの揺動支点に作用する荷重の挙動を説明するための図。

40

【図 11】制御シャフト上に生じる回転トルクを示す線図。

【符号の説明】

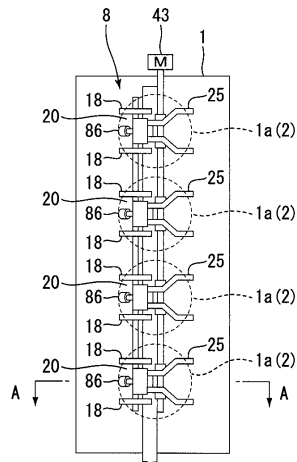
【0048】

5…吸気バルブ、6…排気バルブ、10…カムシャフト、11…吸気側のロッカシャフト（制御シャフト）、13…支持シャフト、15…吸気用カム（カム）、20…可変動弁装置、25…吸気用のロッカアーム（ロッカアーム）、35…センタロッカアーム（伝達アーム）、42…ピン、45…スイングカム（揺動カム）、49…カム面、S1…伝達アームの揺動支点、S2…制御シャフトの回転中心、T1…開弁するときに生ずる最大荷重方向、T2…閉弁するときに生ずる最大荷重方向。

50

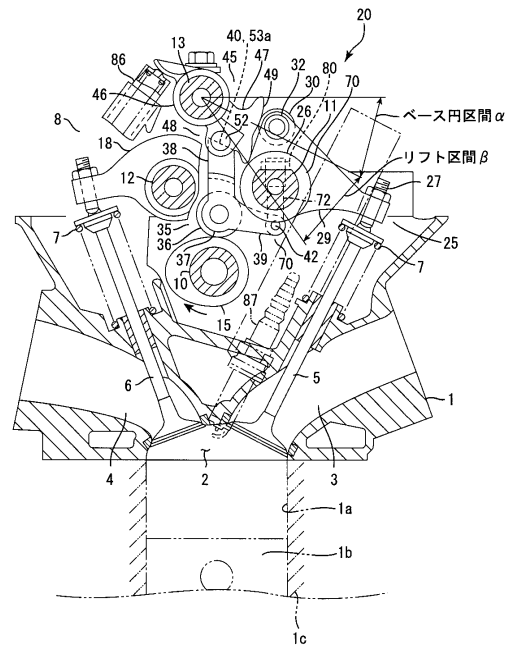
【図 1】

図 1



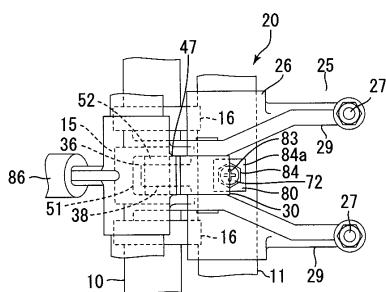
【図 2】

図 2



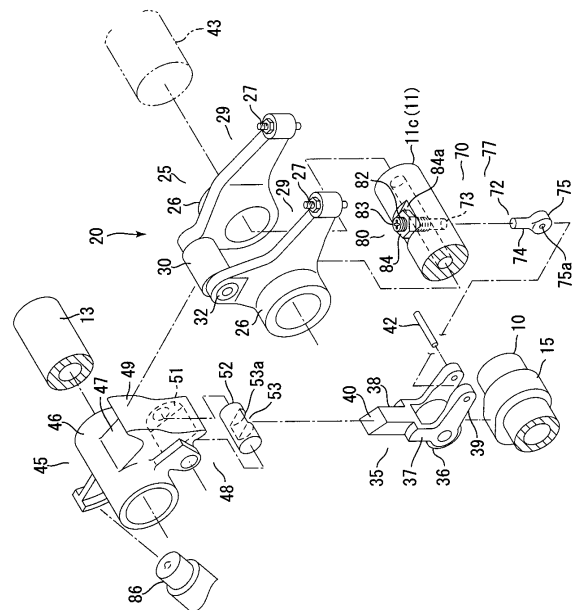
【図 3】

図 3



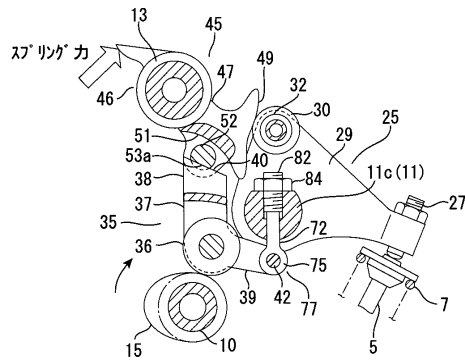
【図 4】

図 4



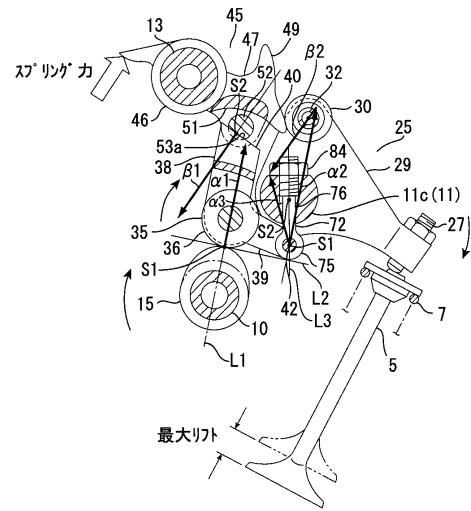
【図 5】

図 5



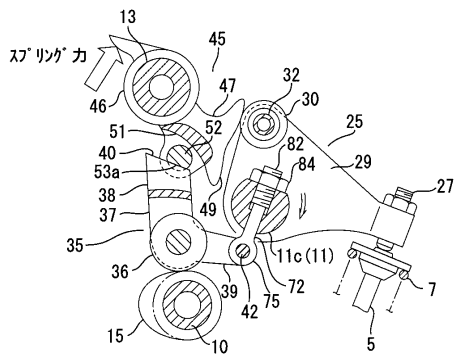
【図 6】

図 6



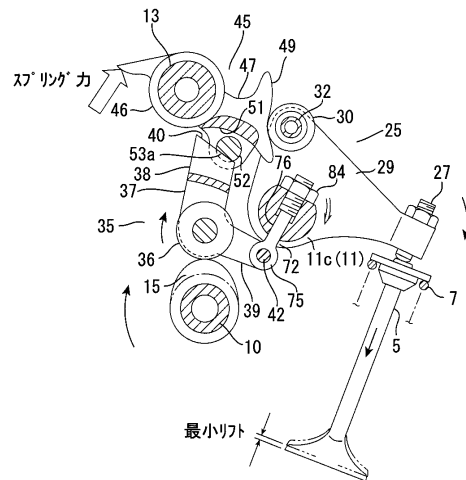
【図 7】

図 7



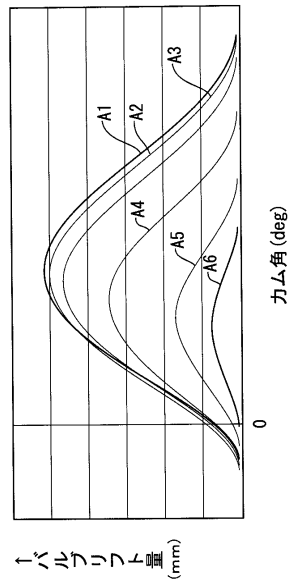
【図 8】

図 8



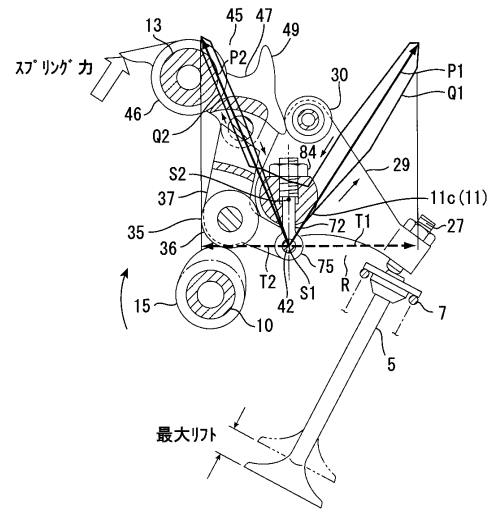
【図 9】

图 9



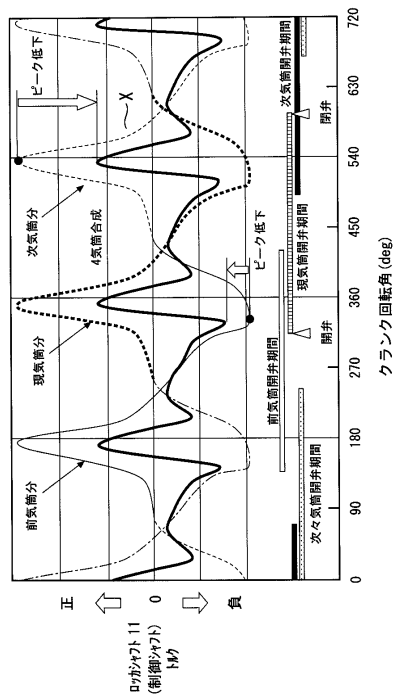
【図 10】

图 10



【図 1 1】

图 11



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2005-023933 (JP, A)
特開2002-371816 (JP, A)
特開2003-239712 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F01L 1/34; 9/00-9/04; 13/00-13/08
F01L 1/00-1/32; 1/36-1/46