

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5825425号
(P5825425)

(45) 発行日 平成27年12月2日(2015.12.2)

(24) 登録日 平成27年10月23日(2015.10.23)

(51) Int.Cl. F I
FO2D 13/02 (2006.01) FO2D 13/02 H

請求項の数 6 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2014-505923 (P2014-505923)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(86) (22) 出願日	平成24年3月23日(2012.3.23)	(74) 代理人	100087480 弁理士 片山 修平
(86) 国際出願番号	PCT/JP2012/057474	(72) 発明者	伊藤 寿記 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(87) 国際公開番号	W02013/140596	(72) 発明者	小川 孝 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(87) 国際公開日	平成25年9月26日(2013.9.26)		
審査請求日	平成26年5月8日(2014.5.8)	審査官	立花 啓

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】

内燃機関の気筒へ吸気を供給するタンジェンシャルポート及びヘリカルポートと、前記タンジェンシャルポート及びヘリカルポートにそれぞれ設けられた第1及び第2吸気弁と、

前記第1及び第2吸気弁を独立に最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構と、を備え、

前記第1吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第1吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、

前記第2吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第2吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、

前記第1吸気弁の最大リフト量が前記第2吸気弁の最大リフト量よりも小さく、
前記内燃機関が低負荷のとき、前記第1吸気弁のリフト量が最大となるクランク角度が、ピストン速度が最大となるクランク角度よりも小さくなるように、前記第1吸気弁の閉じ時期を変更する、ことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】

内燃機関の気筒へ吸気を供給するタンジェンシャルポート及びヘリカルポートと、前記タンジェンシャルポート及びヘリカルポートにそれぞれ設けられた第1及び第2吸気弁と、

前記第1及び第2吸気弁を独立に最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動

10

20

弁機構と、を備え、

前記第 1 吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第 1 吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、

前記第 2 吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第 2 吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、

前記第 1 吸気弁の最大リフト量が前記第 2 吸気弁の最大リフト量よりも小さく、前記内燃機関が高負荷のとき、前記第 1 吸気弁のリフト量が最大となるクランク角度が、ピストン速度が最大となるクランク角度となるように、前記第 1 吸気弁の閉じ時期を変更する、ことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 3】

前記内燃機関が低負荷のとき、前記第 2 吸気弁、又は前記第 1 及び第 2 吸気弁の閉じ時期を下死点付近にすることを特徴とする請求項 1 記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 4】

前記内燃機関が高負荷のとき、前記第 2 吸気弁、又は前記第 1 及び第 2 吸気弁の閉じ時期を下死点付近よりも遅角することを特徴とする請求項 2 記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 5】

前記第 1 吸気弁のリフト量が、開弁期間の前半において最大となるように設定したことを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 6】

前記タンジェンシャルポートにスワール流を調整するスワールコントロールバルブを備えたことを特徴とする請求項 1 から 5 のいずれか一項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】

【0001】

本発明は、内燃機関の可変動弁装置に関する。

【背景技術】

【0002】

内燃機関の動弁装置は、タイミングチェーンやタイミングベルトを介して内燃機関の主駆動軸（クランクシャフト）からカム軸へ回転力を伝達し、カム軸に設けられたカムを回転させることにより、カムを吸排気弁（バルブ）に作用させて、バルブを開閉する。

【0003】

近年、カムからバルブへ作用する期間を変化させてバルブの作用角を変更する可変動弁機構が知られるようになった。特許文献 1 には、カムとバルブの間に介在する制御軸を駆動源で回転させることにより、カムの回転位置に対するバルブのリフト量を変化させ、バルブの作用角を変化させる内燃機関の可変動弁システムが開示されている。特許文献 2 には、駆動軸に連結されたスリーブのフランジ部とカムシャフトのフランジ部との間に環状ディスクを介在させ、環状ディスクの中心を偏心させて不等速回転させることにより、バルブの作用角を変更する可変動弁装置が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2009 - 299655 号公報

【特許文献 2】特開 2006 - 336659 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところが、特許文献 1 の可変動弁システムのように、リフト量を変更することによりバルブの作用角を変更する機構では、バルブの作用角を縮小する場合、必然的にバルブのリフト量が小さくなる。この場合、バルブのリフト量が小さくなるため、吸気効率の低下を

10

20

30

40

50

招き、失火や出力の低下の原因となる。

【0006】

ところで、吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構がある。最大リフト量とは、開弁してから閉弁するまでの間のリフト量の最大値、すなわちリフトカーブの山の頂上時のリフト量をいう。吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構では、バルブの作用角を縮小してもバルブのリフト量が維持される。このため、作用角の変更時における内燃機関の吸気効率の変動が小さい。しかし、このような吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能とする可変動弁機構において、内燃機関の負荷状態に応じたバルブ特性を規定したものは依然として知られていない。

【0007】

そこで、本発明は、吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構を備え、吸気弁を内燃機関の負荷の状態に応じて駆動する内燃機関の可変動弁装置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】

【0008】

かかる課題を解決する本発明の内燃機関の可変動弁装置は、内燃機関の気筒へ吸気を供給するタンジェンシャルポート及びヘリカルポートと、前記タンジェンシャルポート及びヘリカルポートにそれぞれ設けられた第1及び第2吸気弁と、前記第1及び第2吸気弁を独立に最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構と、を備え、前記第1吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第1吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、前記第2吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第2吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、前記第1吸気弁の最大リフト量が前記第2吸気弁の最大リフト量よりも小さく、前記内燃機関が低負荷のとき、前記第1吸気弁のリフト量が最大となるクランク角度が、ピストン速度が最大となるクランク角度よりも小さくなるように、前記第1吸気弁の閉じ時期を変更する、ことを特徴とする。これにより、吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構を備え、吸気弁を内燃機関の負荷の状態に応じて駆動する内燃機関の可変動弁装置を提供する。なお、開き時期とは、閉弁状態の吸気弁が開き始める時刻をいい、閉じ時期とは、開弁状態の吸気弁が閉弁して流路を塞いだ時刻をいう。

【0009】

かかる課題を解決する本発明の内燃機関の可変動弁装置は、内燃機関の気筒へ吸気を供給するタンジェンシャルポート及びヘリカルポートと、前記タンジェンシャルポート及びヘリカルポートにそれぞれ設けられた第1及び第2吸気弁と、前記第1及び第2吸気弁を独立に最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構と、を備え、前記第1吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第1吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、前記第2吸気弁の開き時期を一定のまま、前記内燃機関の負荷の上昇にあわせて前記第2吸気弁の閉じ時期を遅らせ、前記作用角を拡張し、前記第1吸気弁の最大リフト量が前記第2吸気弁の最大リフト量よりも小さく、前記内燃機関が高負荷のとき、前記第1吸気弁のリフト量が最大となるクランク角度が、ピストン速度が最大となるクランク角度となるように、前記第1吸気弁の閉じ時期を変更する、ことを特徴とする。

【0010】

上記の内燃機関の可変動弁装置は、前記内燃機関が低負荷のとき、前記第2吸気弁、又は前記第1及び第2吸気弁の閉じ時期を下死点付近にすることとしてもよい。

【0011】

また、上記の内燃機関の可変動弁装置は、前記内燃機関が高負荷のとき、前記第2吸気弁、又は前記第1及び第2吸気弁の閉じ時期を下死点付近よりも遅角することとしてもよい。

【0012】

上記の内燃機関の可変動弁装置は、前記第1吸気弁のリフト量が、開弁期間の前半にお

10

20

30

40

50

いて最大となるように設定したこととしてもよい。

【0013】

また、上記の内燃機関の可変動弁装置は、前記タンジェンシャルポートにスワール流を調整するスワールコントロールバルブを備えてもよい。

【発明の効果】

【0014】

本発明は、吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構を備え、吸気弁を内燃機関の負荷の状態に応じて駆動する内燃機関の可変動弁装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

10

【0015】

【図1】実施例において説明する実施の形態の内燃機関の図である。

【図2】内燃機関が備える可変動弁機構の全体構成の斜視図である。

【図3】図2に示す可変動弁機構が備える駆動カム軸周りの構成を示した図である。

【図4】図2のA-A線の断面図である。

【図5】図2における矢視B方向から見た可変動弁機構の図である。

【図6】ガイド部材の軌道面が変位した様子を示した図である。(a)は基準状態時における軌道面の位置を示している。(b)は基準状態よりもガイド部材が上方向に移動した時の軌道面の位置を示している。(c)は基準状態よりもガイド部材が下方向に移動した時の軌道面の位置を示している。

20

【図7】実施の形態における第1吸気弁のリフトカーブを示した図である。

【図8】比較の形態において、吸気弁のリフト量を小さくしたときの可変動弁機構の概要を示した図である。(a)は吸気弁が閉弁した状態を示し、(b)は吸気弁が開弁した状態を示している。

【図9】比較の形態において、吸気弁のリフト量を大きくしたときの可変動弁機構の概要を示した図である。(a)は吸気弁が閉弁した状態を示し、(b)は吸気弁が開弁した状態を示している。

【図10】比較の形態における可変動弁機構の吸気弁のリフト量を変更した場合のリフトカーブを示した図である。

【図11】吸気弁の閉じタイミングに対する内燃機関の諸元の変化について実施の形態と比較の形態について比較した図である。(a)は吸気弁の最大リフト量について示した図である。(b)は吸気弁の閉じ時期における気筒内の幾何学的容積について示した図である。(c)は体積効率について示した図である。(d)は実圧縮比について示した図である。

30

【図12】低負荷運転時の実施の形態と比較の形態の吸気弁のリフトカーブを比較した図である。

【図13】高負荷運転時の実施の形態と比較の形態の吸気弁のリフトカーブを比較した図である。

【図14】内燃機関の負荷と吸気弁の閉じ時期の関係を示した図である。

【図15】平均有効圧とアクセル開度の関係を示した図である。

40

【図16】アクセル開度に対する吸気弁の閉じ時期の関係を示した図である。

【図17】実施例2の内燃機関の第1吸気ポートおよび第2吸気ポートを示した図である。(a)は、第1吸気ポートおよび第2吸気ポートの斜視図である。(b)は第1吸気ポートおよび第2吸気ポートを上側から見た図である。

【図18】上死点付近で開弁するバルブのリフトカーブの一例を示した図である。

【図19】上死点付近で開弁するバルブの閉じ時期とバルブの最大リフト時のピストンの速度の関係を示した図である。

【図20】吸気バルブの閉じ時期に対するスワール比を示した図である。

【図21】第1吸気弁と第2吸気弁のリフトカーブを示した図である。(a)は、低負荷時のリフトカーブを示し、(b)は、高負荷時のリフトカーブを示している。

50

【図 2 2】第 2 吸気弁の閉じ時期に対する燃焼室内のスワール比を示した図である。

【図 2 3】実施例 2 の第 1 吸気弁と第 2 吸気弁のリフトカーブの他の例を示した図である。(a) は低負荷時のリフトカーブを示し、(b) は高負荷時のリフトカーブを示している。

【図 2 4】実施例 3 の第 1 吸気弁と第 2 吸気弁のリフトカーブを示した図である。(a) は低負荷時のリフトカーブを示し、(b) は高負荷時のリフトカーブを示している。

【図 2 5】実施例 4 の内燃機関の第 1 吸気ポートおよび第 2 吸気ポートを上側から見た図である。

【図 2 6】第 1 吸気弁の閉じ時期に対するスワールコントロールバルブの開度を示した図である。

10

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 6 】

以下、本発明を実施するための形態を図面と共に詳細に説明する。

【実施例 1】

【 0 0 1 7 】

(実施の形態)

図 1 は本実施例において説明する実施の形態の内燃機関 1 0 0 の図である。内燃機関 1 0 0 は、4 つの気筒 (# 1 ~ # 4) を備える直列 4 気筒の内燃機関である。4 つの気筒は同様に構成されており、図 1 は、そのうちの 1 つの気筒を断面にして示した図である。なお、ここでは気筒数を 4 つとしているが、気筒数はいくつでもあっても構わない。図 1 に示すように、内燃機関 1 0 0 は、シリンダブロック 1 0 2 と、シリンダヘッド 1 0 4 と、ピストン 1 0 6 とを備えている。シリンダヘッド 1 0 4 は、シリンダブロック 1 0 2 の上に設けられている。ピストン 1 0 6 はシリンダブロック 1 0 2 に形成された気筒 1 0 2 a 内を摺動可能にシリンダブロック 1 0 2 内に収容されている。シリンダブロック 1 0 2 、シリンダヘッド 1 0 4 、ピストン 1 0 6 が囲む空間として燃焼室 1 0 8 が形成されている。また、内燃機関 1 0 0 は気筒毎に吸気弁 1 1 0 と排気弁 1 1 2 を備えている。具体的には、シリンダヘッド 1 0 4 に、吸気弁 1 1 0 が設けられた吸気ポート 1 1 4 と、排気弁 1 1 2 が設けられた排気ポート 1 1 6 が形成されている。また、シリンダヘッド 1 0 4 には、燃焼室 1 0 8 内に燃料を噴射する燃料噴射弁 1 1 8 が設けられている。なお、燃料噴射弁 1 1 8 は燃焼室 1 0 8 内に燃料を噴射する代わり吸気ポート 1 1 4 に噴射するように設けられていてもよい。さらに、内燃機関 1 0 0 は可変動弁装置 1 2 2 を備えている。可変動弁装置 1 2 2 は、可変動弁機構 1 0 と E C U (Electronic Control Unit) 1 2 0 とを備えている。

20

30

【 0 0 1 8 】

可変動弁機構 1 0 は吸気弁 1 1 0 を駆動する。可変動弁機構 1 0 は吸気弁 1 1 0 の最大リフト量を一定のまま、吸気弁 1 1 0 の作用角を変更可能にする。可変動弁機構 1 0 は E C U 1 2 0 により制御される。E C U 1 2 0 は、C P U (Central Processing Unit) 、R A M (Random Access Memory) 、R O M (Read Only Memory) 、入出力ポートを双方向バスで接続した公知の形式のデジタルコンピュータからなり、内燃機関 1 0 0 の制御のために設けられている各種センサや作動装置と信号をやり取りして内燃機関を制御する。E C U 1 2 0 は可変動弁機構 1 0 による吸気弁 1 1 0 の駆動に関する制御を行う。本実施例では特に、E C U 1 2 0 は吸気弁 1 1 0 の作用角の変更に関する制御を行う。なお、内燃機関 1 0 0 は、排気弁 1 1 2 を駆動するための駆動用カムも備えているが、本実施例を説明する上で不要なので図 1 中に記載していない。また、その説明も省略する。

40

【 0 0 1 9 】

以下、図 2 ~ 図 6 を参照しながら可変動弁機構 1 0 について詳細に説明する。図 2 は可変動弁機構 1 0 の全体構成の斜視図である。図 3 は図 2 に示す可変動弁機構 1 0 が備える駆動カム軸 1 2 周りの構成を示した図である。図 4 は図 2 の A - A 線の断面図である。図 5 は図 2 における矢視 B 方向から見た可変動弁機構 1 0 の図である。なお、図 5 では、後述するガイド部材 3 6 の図示を省略している。

50

【 0 0 2 0 】

図 2 , 3 に示すように、可変動弁機構 1 0 は駆動カム軸 1 2 を備えている。駆動カム軸 1 2 はタイミングプーリ 1 4 およびタイミングチェーン（図示していない）を介してクランク軸（図示していない）と連結され、クランク軸の 1 / 2 の速度で回転するように構成されている。図 3 に示すように、駆動カム軸 1 2 とタイミングプーリ 1 4 との間には、クランク軸の回転に対する駆動カム軸 1 2 の回転位相を変更可能とする可変バルブタイミング（VVT）機構 1 6 が介在している。

【 0 0 2 1 】

図 2 , 3 に示すように、駆動カム軸 1 2 には、気筒毎にカムピース 1 8 が取り付けられている。カムピース 1 8 は、駆動カム軸 1 2 と同心であって、駆動カム軸 1 2 によって回転自在に支持されている。カムピース 1 8 には、バルブ（図示していない）を駆動するための従動カムロブ 1 8 a が 2 つ形成されている。従動カムロブ 1 8 a は、駆動カム軸 1 2 と同軸の円弧状のベース円部 1 8 a 1 と、ベース円の一部を径方向外側に向かって突出したノーズ部 1 8 a 2 とを備えている。従動カムロブ 1 8 a の下方には吸気弁 1 1 0 毎にロッカーアーム（図示していない）が設けられている。従動カムロブ 1 8 a のノーズ部 1 8 a 2 がロッカーアームに当接するタイミングで吸気弁 1 1 0 が押し出されて開弁する。

10

【 0 0 2 2 】

また、駆動カム軸 1 2 には、気筒毎に、駆動カム軸 1 2 の径方向外側に突出した駆動アーム部 2 0 a を有する駆動アーム 2 0 が取り付けられている。駆動アーム 2 0 は、所定の固定部材（図示していない）を用いて駆動カム軸 1 2 に一体的に固定されている。さらに、カムピース 1 8 には、同一気筒のための駆動アーム 2 0 に近い方の従動カムロブ 1 8 a の近傍に、駆動カム軸 1 2 の径方向外側に突出した従動アーム部 1 8 b が一体的に形成されている。

20

【 0 0 2 3 】

図 4 , 5 に示すように、駆動アーム部 2 0 a にはカム軸側回転軸 2 2 を介して、駆動リンク 2 4 の一端が回転自在に連結されている。また、従動アーム部 1 8 b には、カムロブ側回転軸 2 6 を介して、従動リンク 2 8 の一端が回転自在に連結されている。

【 0 0 2 4 】

駆動リンク 2 4 の他端と従動リンク 2 8 の他端とは、制御ローラ側回転軸 3 0 を介して連結されている。制御ローラ側回転軸 3 0 上における駆動リンク 2 4 と従動リンク 2 8 との間には、制御ローラ 3 2 とリンクプレート 3 4 とが介在している。このように、可変動弁機構 1 0 は、駆動カム軸 1 2 の軸中心を共通の回転中心とする駆動アーム部 2 0 a および従動アーム部 1 8 b と、駆動リンク 2 4 と従動リンク 2 8 とによって連結されたリンク機構 3 5 を備える。リンク機構 3 5 は 4 節リンクである。また、図 4 に示すように、本実施形態では、従動リンク 2 8 は、駆動リンク 2 4 との間に制御ローラ 3 2 を介在させた状態で、駆動リンク 2 4 に対して駆動カム軸 1 2 の回転方向 C の前方側に配置されている。

30

【 0 0 2 5 】

図 5 に示すように、リンクプレート 3 4 は、環状に形成された 2 つのプレート部が同心となるように折り曲げられることにより成形されている。そして、リンクプレート 3 4 は、その内側を駆動カム軸 1 2 が貫通するように配置されている。さらに、リンクプレート 3 4 は、リンクプレート 3 4 の 2 つのプレート部が制御ローラ 3 2 を挟み込むようにした状態で制御ローラ側回転軸 3 0 上に配置されている。

40

【 0 0 2 6 】

図 4 に示すように、リンクプレート 3 4 の外周側にはリンクプレート 3 4 を覆うように、ガイド部材 3 6 の軌道面 3 6 a 1 が配置されている。この軌道面 3 6 a 1 は円周面によって構成されている。また、制御ローラ 3 2 は、軌道面 3 6 a 1 と接する位置（接点 P）で制御ローラ側回転軸 3 0 によって回転自在に支持されている。このため、制御ローラ 3 2 は、駆動カム軸 1 2 の回転と連動して軌道面 3 6 a 1 に沿って転がりながら移動する。

【 0 0 2 7 】

さらに、図 4 に示すように、リンクプレート 3 4 のプレート部の間には、制御ローラ 3

50

2のほかに、軌道面36a1と接する位置に2つの保持ローラ38が保持用回転軸40を介して回転自在に取り付けられている。この構成により、リンクプレート34は、軌道面36a1によって駆動カム軸12の径方向の位置が規定される。また、リンクプレート34に取り付けられた制御ローラ32の軌道面36a1における位置が規定される。このため、制御ローラ32は、駆動カム軸12の回転に伴い、軌道面36a1に常に接した状態で軌道面36a1を転がりながら移動する。そして、制御ローラ32の位置が規定された結果、駆動リンク24および従動リンク28を介して連結された従動カムロブ18aの回転方向の相対的な位置が特定される。

【0028】

また、図2に示すように、ガイド部材36は、気筒毎に、軌道面36a1を有する環状部36aを備えている。各気筒の環状部36aは、架橋部36bを介して橋渡されることにより一体的に連結されている。なお、ガイド部材36は、所定の支持部材(図示していない)を介してシリンダヘッド104に支持されている。これにより、ガイド部材36は、図4における矢示D方向(内燃機関100の気筒の軸線方向に一致)に移動自在に構成され、矢示Dに直交する方向に拘束されている。

【0029】

さらに、図2に示すように、可変動弁機構10はアクチュエータ42を備えている。アクチュエータ42は、ガイド部材36を図4中の矢示D方向に所定の移動範囲内で移動する。より具体的には、アクチュエータ42は、円周面である軌道面36a1の中心点が駆動カム軸12の軸線の法線方向かつ気筒の軸線方向に沿ってガイド部材36を移動させる。このとき、駆動カム軸12の軸方向から見て、軌道面36a1の中心点と駆動カム軸12の中心点とが一致した状態を「基準状態」とする。アクチュエータ42は、ガイド部材36の移動を移動範囲内において任意の位置に調整する。アクチュエータ42は、ECU120の指令に基づいてガイド部材36を移動する。アクチュエータ42は、例えば、モータやウォームギヤを組み合わせて構成されていてもよい。

【0030】

次に、ガイド部材36が移動することによる従動カムロブ18aの移動速度の変化、および吸気弁110の作用角の変化について説明する。図6はガイド部材36の軌道面36a1が変位した様子を示した図である。図6(a)では基準状態時における軌道面36a1の位置を示している。図6(b)では基準状態よりもガイド部材36が上方に移動した時の軌道面36a1の位置を示している。図6(c)では基準状態よりもガイド部材36が下方に移動した時の軌道面36a1の位置を示している。

【0031】

駆動カム軸12の回転方向に駆動カム軸12が回転すると、駆動カム軸12の回転力が、駆動カム軸12に一体的に固定された駆動アーム部20aを介して、駆動リンク24に伝達される。駆動リンク24に伝達された駆動カム軸12の回転力は、制御ローラ側回転軸30および従動リンク28を介して、従動アーム部18bと一体的に形成された従動カムロブ18aに伝達される。このように、駆動カム軸12の回転力は、リンク機構35を介して従動カムロブ18aに伝達される。

【0032】

この結果、駆動カム軸12の回転と同期して、リンク機構35の各要素および従動カムロブ18aが駆動カム軸12と同一方向に回転することになる。この際、制御ローラ32は、接点Pにおいて軌道面36a1に常に接した状態で軌道面36a1上を転がりながら移動し、駆動カム軸12の周りを回転する。

【0033】

図6(a)に示すように、基準状態では、駆動カム軸12の中心点と軌道面36a1の中心点とが一致している。このため、駆動カム軸12の回転に伴って制御ローラ32が軌道面36a1上を1回転する間、駆動カム軸12の回転中心と制御ローラ32の回転中心とが一致している。すなわち、基準状態時には、従動カムロブ18aが駆動カム軸12と等速で回転する。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 4 】

図 6 (b) に示す状態は、軌道面 3 6 a 1 が上方向 (燃焼室 1 0 8 から離れる方向) に移動した状態を示している。この状態では、軌道面 3 6 a 1 のほぼ下半分の区間において、制御ローラ 3 2 が軌道面 3 6 a 1 の真下位置 P_0 に向かうにつれ、駆動カム軸 1 2 の回転中心と制御ローラ 3 2 の回転中心との距離が上記の基準状態の時よりも狭められる。この結果、基準状態時と比較して、カムロブ側回転軸 2 6 が回転方向前方へ移動する。これにより、従動アーム部 1 8 b が駆動アーム部 2 0 a よりも速く移動することになる。すなわち、制御ローラ 3 2 が軌道面 3 6 a 1 の下半円を通過する際に、従動カムロブ 1 8 a の移動速度が速くなる。

【 0 0 3 5 】

反対に、図 6 (c) に示す状態は、軌道面 3 6 a 1 が下方向 (燃焼室 1 0 8 に近づく方向) に移動した状態を示している。この状態では、軌道面 3 6 a 1 のほぼ下半分の区間において、制御ローラ 3 2 が軌道面 3 6 a 1 の真下位置 P_0 に向かうにつれ、駆動カム軸 1 2 の回転中心と制御ローラ 3 2 の回転中心との距離が上記の基準状態の時よりも広がる。この結果、基準状態時と比較して、カムロブ側回転軸 2 6 が回転方向後方へ移動する。これにより、従動アーム部 1 8 b が駆動アーム部 2 0 a よりも遅く移動することになる。すなわち、制御ローラ 3 2 が軌道面 3 6 a 1 の下半円を通過する際に、従動カムロブ 1 8 a の移動速度が遅くなる。このように、軌道面 3 6 a 1 の位置を適切に制御することにより、1 回転する間の従動カムロブ 1 8 a (すなわち、カムピース 1 8) の移動速度を変更することができる。

【 0 0 3 6 】

ここで、カムピース 1 8 の回転速度と吸気弁 1 1 0 のリフトとの関係を説明する。図 7 は、本実施の形態における吸気弁 1 1 0 のリフトカーブを示した図である。図中の実線は、作用角を縮小した場合のリフトカーブを示し、破線は、作用角を拡大した場合のリフトカーブを示している。

【 0 0 3 7 】

可変動弁機構 1 0 は、カムピース 1 8 が 1 回転する間にカムピース 1 8 の回転速度を変更することにより、吸気弁 1 1 0 の作用角 (開弁から閉弁までの時間) を変更することができる。すなわち、カムピース 1 8 のノーズ部 1 8 a 2 が吸気弁 1 1 0 へ作用する期間にカムピース 1 8 の回転速度を速くすると、吸気弁 1 1 0 の作用角が縮小する。反対に、ノーズ部 1 8 a 2 が吸気弁 1 1 0 へ作用する期間にカムピース 1 8 の回転速度を遅くすると、吸気弁 1 1 0 の作用角が拡大する。吸気弁の作用角を変更する間、吸気弁 1 1 0 へ作用するカムピース 1 8 のノーズ部 1 8 a 2 のカムリフトは変化しないので、吸気弁 1 1 0 の最大リフト量は変化しない。すなわち、可変動弁機構 1 0 は、図 7 に示すように、吸気弁 1 1 0 の最大リフト量を一定のまま作用角を変更することが可能である。なお、可変動弁機構 1 0 は、VVT 1 6 により、リフトカーブを変更せずに、吸気弁 1 1 0 の開き時期と閉じ時期を変更してもよい。なお、開き時期とは、閉弁状態の吸気弁が開き始める時刻をいい、閉じ時期とは、開弁状態の吸気弁が閉弁して流路を塞いだ時刻をいう。

【 0 0 3 8 】

(比較の形態)

次に、比較の形態の可変動弁機構 5 0 について説明する。比較の形態の可変動弁機構 5 0 は、バルブのリフト量を変更することによりバルブの作用角を変更する機構である。上記、比較の形態の可変動弁機構 5 0 は、実施の形態で説明した内燃機関 1 0 0 に搭載することができる。図 8 , 9 は比較の形態の可変動弁機構 5 0 の概要を示した図である。図 8 は、吸気弁 6 8 のリフト量を小さくしたときの構成を示し、図 9 は吸気弁 6 8 のリフト量を大きくしたときの構成を示している。図 8 , 9 ともに、(a) は吸気弁 6 8 が閉弁した状態を示し、(b) は吸気弁 6 8 が開弁した状態を示している。図 1 0 は可変動弁機構 5 0 の吸気弁 6 8 のリフト量を変更した場合のリフトカーブを示した図である。図 1 0 中の点線は基準時の吸気弁のリフトカーブを示し、実線は吸気弁 6 8 のリフト量を小さくした場合を示し、破線は吸気弁 6 8 のリフト量を大きくした場合を示している。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 9 】

可変動弁機構 5 0 はカム軸 5 2、制御軸 5 6、ロッカーアーム 6 6 を備えている。カム軸 5 2 はタイミングプーリおよびタイミングチェーン（いずれも図示していない）などを介して内燃機関のクランク軸（図示していない）と連結され回転するシャフトである。カム軸 5 2 には気筒毎にカム 5 4 が設けられている。制御軸 5 6 は、カム軸 5 2 に平行に設けられたシャフトであり、制御軸 5 6 には気筒毎にローラアーム 5 8、揺動アーム 6 2 が設けられている。ローラアーム 5 8 の先端にはメインローラ 6 0 が設けられている。カム軸 5 2 と制御軸 5 6 とはメインローラ 6 0 がカム 5 4 に接触するように配置されている。ローラアーム 5 8 と揺動アーム 6 2 とは、制御軸 5 6 周りの互いの相対位置を変更可能に制御軸 5 6 に設けられている。制御軸 5 6 には、ローラアーム 5 8 を揺動アーム 6 2 に対して相対的に回転する回転手段（図示していない）が設けられている。また、揺動アーム 6 2 はスライド面 6 4 によりロッカーアーム 6 6 に接触している。ロッカーアーム 6 6 は、揺動アーム 6 2 から力を受けて回転し、吸気弁 6 8 を駆動するように構成されている。

10

【 0 0 4 0 】

次に、可変動弁機構 5 0 による吸気弁 6 8 の開弁動作について説明する。カム軸 5 2 が回転すると、カム軸 5 2 の回転に伴いメインローラ 6 0 が押されてローラアーム 5 8 が回転する。ローラアーム 5 8 が回転することにより、制御軸 5 6 及び制御軸 5 6 に設けられている揺動アーム 6 2 が回転する。揺動アーム 6 2 が回転してロッカーアーム 6 6 へ作用することにより、ロッカーアーム 6 6 が回転して吸気弁 6 8 が開弁する。

20

【 0 0 4 1 】

次に、可変動弁機構 5 0 が吸気弁 6 8 のリフト量を変更する場合の動作について説明する。可変動弁機構 5 0 は吸気弁 6 8 のリフト量を変更する場合、ローラアーム 5 8 を回転させて、ローラアーム 5 8 と揺動アーム 6 2 とのなす角度 を変更する。ここでは、吸気弁 6 8 の開き時期は変更しないとする。例えば、ローラアーム 5 8 と揺動アーム 6 2 とのなす角度 を狭めると、図 1 0 に実線で示したように、吸気弁 6 8 のリフト量が減少する。また、リフト量の減少と同時に吸気弁 6 8 の閉じる時期が早まり、吸気弁 6 8 の作用角が小さくなる。反対に、ローラアーム 5 8 と揺動アーム 6 2 とのなす角度 を広げると、図 1 0 に破線で示したように、吸気弁 6 8 のリフト量が増大する。また、リフト量の増大と同時に吸気弁 6 8 の閉じる時期が遅くなり、吸気弁 6 8 の作用角が大きくなる。以上のように、比較の形態の可変動弁機構 5 0 は、吸気弁 6 8 のリフト量を変更することにより吸気弁 6 8 の作用角を変更する。

30

【 0 0 4 2 】

（実施の形態のバルブ特性について）

次に、実施の形態と比較の形態とを比較しながら、実施の形態における可変動弁装置 1 2 2 のバルブ特性について説明する。図 1 1 は、吸気弁 1 1 0、6 8 の閉じタイミングに対する内燃機関 1 0 0 の諸元の変化について実施の形態と比較の形態について比較した図である。図 1 1 (a) は吸気弁 1 1 0、6 8 の最大リフト量について示した図である。図 1 1 (b) は吸気弁 1 1 0、6 8 の閉じ時期（IVC）におけるシリンダブロック 1 0 2、シリンダヘッド 1 0 4、及びピストン 1 0 6 により区画された気筒内の幾何学的容積について示した図である。図 1 1 (c) は体積効率について示した図である。図 1 1 (d) は実圧縮比について示した図である。図 1 1 (a) ~ (d) において、実線は実施の形態における値を示し、破線は比較の形態における値を示している。図 1 1 (b)、図 1 1 (d) において、実施の形態における値と比較の形態における値は同一であるため、破線の記載は省略している。図 1 2 は低負荷運転時の実施の形態の吸気弁 1 1 0 のリフトカーブと比較の形態の吸気弁 6 8 のリフトカーブを比較した図である。図 1 3 は高負荷運転時の実施の形態と比較の形態の吸気弁のリフトカーブを比較した図である。

40

【 0 0 4 3 】

本実施の形態では、吸気弁 1 1 0 の最大リフト量が、比較の形態において吸気弁 6 8 のリフト量を最大にした時の最大リフト量と一致するように構成されている。したがって、図 1 1 (a) に示すように、実施の形態における吸気弁の最大リフト量は、吸気弁の閉じ

50

時期によらず常に、比較の形態の吸気弁の最大リフト量以上である。

【 0 0 4 4 】

通常、内燃機関では、低負荷運転時に要求される吸気量は少なく、高負荷運転時に要求される吸気量が多くなる。吸気弁の作用角を可変とする内燃機関では、吸気弁の作用角を拡張することにより、燃焼室内へ取り込むことのできる吸気量が多くなる。このため、内燃機関 1 0 0 では低負荷運転時に吸気弁 1 1 0 , 6 8 の作用角を縮小し、高負荷運転時は吸気弁 1 1 0 , 6 8 の作用角を拡張するバルブ特性が要求される。ここでは、前提として、吸気弁 1 1 0 , 6 8 の開き時期は、内燃機関 1 0 0 の負荷によらず一定とする。より詳しくは、吸気弁 1 1 0 , 6 8 の開き時期を上死点 (T D C) 付近とする。したがって、作用角を拡張する場合には、吸気弁 1 1 0 , 6 8 の閉じ時期を遅く (遅角) することになる。

10

【 0 0 4 5 】

一般的に、内燃機関の低負荷運転時では、筒内への燃料供給量が少ないため、内燃機関の実圧縮比が変動すると燃焼変動が生じる。また、内燃機関の構造上、製造ばらつきや経年劣化により吸気弁の作用角が変化すると、実圧縮比が変動する。例えば、低負荷時に実圧縮比が低下すると、筒内に取り込む空気量が低下して、失火したり、出力の低下を引き起こしたりすることがある。

【 0 0 4 6 】

ところで、実圧縮比は、圧縮時の燃焼室容積を吸気弁閉じ時期の燃焼室容積で除したものである。圧縮時の燃焼室容積は、一定であるため、実圧縮比は吸気弁閉じ時期の燃焼室容積に依存する。このため、図 1 1 (b) , (d) に示すように、実圧縮比は、吸気弁の閉じ時期 (I V C) におけるシリンダブロック 1 0 2、シリンダヘッド 1 0 4、及びピストン 1 0 6 により区画された気筒 1 0 2 a 内の幾何学的容積と同様の变化をする。気筒 1 0 2 a 内の幾何学的容積はピストンが下死点 (B D C) に位置する場合が最も大きくなり、その変動も小さくなる。したがって、図 1 1 (d) に示すように、実圧縮比もピストンの下死点 (B D C) 付近において最も変動が小さくなる。

20

【 0 0 4 7 】

上記の理由より、実圧縮比の変動を抑えたい低負荷運転時には、下死点付近で吸気弁を閉弁することが好ましい。ところで、比較の形態の可変動弁機構 5 0 のように、バルブのリフト量を変更することによりバルブの作用角を変更する場合には、低負荷運転時に吸気弁 6 8 の作用角を縮小するとき、必然的に吸気弁 6 8 のリフト量が小さくなる。このため、比較の形態では、下死点付近において吸気弁 6 8 を閉弁するように設定すると吸気効率の低下を引き起こす。この結果、図 1 1 (c) に示すように、下死点付近における体積効率が大きく減少する。したがって、比較の形態の可変動弁機構 5 0 により、下死点付近において吸気弁 6 8 を閉じることは好ましくない。

30

【 0 0 4 8 】

これに対して、実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 は、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を下死点付近としても吸気弁 1 1 0 の最大リフト量が減少しない。このため、実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 は、比較の形態の場合に比べて高い体積効率が得られる。これは、実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 が、吸気弁 1 1 0 の最大リフト量を一定のまま作用角を変更できるためである。このように、体積効率の減少が抑制できるため、実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 では、吸気弁 1 1 0 を下死点付近において閉弁することができる。この結果、製造ばらつきや経年劣化により吸気弁 1 1 0 の作用角が変化した場合であっても、作用角の変化に起因する実圧縮比の変動を小さくし、安定した燃焼状態を実現することができる。

40

【 0 0 4 9 】

以上より、本実施の形態の内燃機関 1 0 0 の可変動弁装置 1 2 2 は、低負荷時に、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を下死点付近にする。具体的に示すと、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期は下死点の前後 10°CA ($\text{BDC} \pm 10^\circ \text{CA}$) 以内とするのが好ましい。

【 0 0 5 0 】

反対に、内燃機関の高負荷運転時には、スモークの発生を低減するため実圧縮比を低下

50

することが好ましい。図 1 1 (d) より、下死点を過ぎたある角度以降、吸気弁の閉じ時期が遅くなるほど実圧縮比が低下する。このため、高負荷運転時には可能な限り吸気弁の閉じ時期を遅くするのが好ましい。しかしながら、図 1 1 (c) に示すように、吸気弁 1 1 0 , 6 8 の閉じ時期が遅くなるほど体積効率が低下してしまい、高負荷運転時にもかかわらず出力が低下してしまう。したがって、吸気弁 1 1 0 , 6 8 の閉じ時期は、高負荷運転時の要求体積効率 v_1 を下回らないようにしなければならない。図 1 1 (c) より、高負荷運転時の要求体積効率 v_1 を実現する吸気弁の閉じ時期は、実施の形態のほうが比較の形態よりも遅い（比較の形態：A B D C 4 0 ° C A、実施の形態：A B D C 5 0 ° C A）ことがわかる。したがって、図 1 1 (d) より、実施の形態は、比較の形態よりも実圧縮比を低下することができる（ $v_1 > v_2$ ）。この結果、実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 は、内燃機関 1 0 0 におけるスモークの発生を低減することができる。また、実施の形態において比較の形態と同量のスモーク発生量を許容するならば、実圧縮比を v_2 から v_1 まで上昇することができる。これに応じて、実施の形態の体積効率を v_2 まで上げることができるので、実施の形態では、比較の形態に比べて内燃機関 1 0 0 の出力を上げることができる。

【 0 0 5 1 】

以上より、本実施の形態の内燃機関 1 0 0 の可変動弁装置 1 2 2 は、高負荷時に、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を下死点付近よりも遅角する。言い換えると、可変動弁装置 1 2 2 は、高負荷時に、低負荷時よりも吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を遅角する。吸気弁 1 1 0 の閉じ時期は、高負荷運転時の要求体積効率 v_1 を実現しつつ、可能な限り遅角するのが好ましい。さらにいうと、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期は A B D C 5 0 ° C A とすることが好ましい。なお、燃焼室内に取り込む吸気量が不足した等の理由により体積効率を上昇したい場合には、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を早めることもできる。例えば、吸気弁の閉じ時期を A B D C 4 0 ° C A としてもよい。

【 0 0 5 2 】

次に、中負荷運転時のバルブ特性を説明する。中負荷運転時とは、低負荷から高負荷へと遷移する間の運転時をいう。実施の形態の可変動弁装置 1 2 2 は、中負荷時に吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を、内燃機関 1 0 0 の体積効率が最大となる時期とする。図 1 1 (c) の通り、実施の形態では、比較の形態に比べて体積効率が高いため、スモーク発生量を抑制することができる。また、ポンプ損失が低減されるので燃費を向上できる。なお、図 1 1 (c) 中に示すように、体積効率が最大となる吸気弁 1 1 0 の閉じ時期は 1 点であるが、実圧縮比が変動する場合に対応して、体積効率と実圧縮比とが最適となる時期にあわせて吸気弁 1 1 0 を閉じることとしてもよい。

【 0 0 5 3 】

また、中負荷運転時の吸気弁の閉じ時期は、低負荷から高負荷への遷移時、またはその反対の遷移時に吸気弁の閉じ時期を連続的に変更するようにしてもよい。ここで、吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を連続的に変更する場合における負荷と吸気弁 1 1 0 の閉じ時期について図 1 4 ~ 1 6 を参照しながら説明する。図 1 4 は内燃機関 1 0 0 の負荷と吸気弁 1 1 0 の閉じ時期の関係を示した図である。図 1 5 は平均有効圧とアクセル開度との関係を示した図である。図 1 6 はアクセル開度に対する吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を示した図である。

【 0 0 5 4 】

図 1 4 では、平均有効圧 P_{me} を用いて負荷を表している。平均有効圧 P_{me} は次の式 (1) で表される。

$$P_{me} = \text{トルク} \times 4 / \text{排気量} \quad (1)$$

実施の形態の内燃機関 1 0 0 の可変動弁装置 1 2 2 は、図 1 4 に示すように、低負荷から高負荷に亘って、連続的に吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を変更する。また、アクセル開度が全開となる場合を 1 0 0 % として、図 1 5 に示すように、低負荷の領域に相当するアクセル開度が 0 ~ 2 0 %、中負荷の領域に相当するアクセル開度が 2 0 ~ 8 0 %、高負荷の領域に相当するアクセル開度が 8 0 ~ 1 0 0 % と設定した。この結果、図 1 4 と図 1 5 とから、図 1 6 に示すようにアクセル開度に対する吸気弁 1 1 0 の閉じ時期を設定できた。

【 0 0 5 5 】

以上より、本実施の形態の内燃機関 100 の可変動弁装置 122 は、吸気弁 110 の開き時期を一定のまま、内燃機関 100 の負荷の上昇にあわせて吸気弁 110 の閉じ時期を遅角し、吸気弁 110 の作用角を拡張する。このように、内燃機関 100 の可変動弁装置 122 は、内燃機関 100 の負荷の状態に応じて吸気弁のバルブリフトを変更する駆動方針を提供する。さらに、内燃機関 100 の可変動弁装置 122 は、低負荷時に、吸気弁 110 の閉じ時期を下死点付近にする。この結果、実圧縮比の変動を小さくし、安定した燃焼状態を実現することができる。また、実施の形態の可変動弁装置 122 は、高負荷時には、吸気弁 110 の閉じ時期を下死点付近よりも遅角する。この結果、内燃機関 100 におけるスモークの発生を低減することができる。また、内燃機関 100 の出力を上げること

10

【実施例 2】

【 0 0 5 6 】

次に、本発明の実施例 2 について説明する。本実施例の内燃機関は、吸気ポートの構成が実施例 1 の内燃機関 100 と異なる。図 17 は、本実施例の内燃機関の第 1 吸気ポート 114 a、および第 2 吸気ポート 114 b を示した図である。図 17 (a) は、第 1 吸気ポート 114 a、および第 2 吸気ポート 114 b の斜視図である。図 17 (b) は第 1 吸気ポート 114 a、および第 2 吸気ポート 114 b を上側から見た図である。第 1 吸気ポート 114 a はタンジェンシャルポートである。タンジェンシャルポートは、燃焼室 108 の気筒 102 a の壁面に沿って吸気が流れ込むように燃焼室 108 内に吸気を導く。第 1 吸気ポート 114 a は、気筒 102 a の壁面に沿うように吸気を導き、燃焼室 108 内に強いスワール流 f_1 を生成する。この第 1 吸気ポート 114 a から供給される吸気の流量が多くなるほど、燃焼室 108 内に生成するスワール流の強度（スワール比）が高まる。第 2 吸気ポート 114 b はヘリカルポートである。ヘリカルポートは螺旋状に形成されたポートで、燃焼室 108 の中心部へ吸気を供給する。燃焼室 108 の中心とは、軸線に垂直に気筒 102 a を切断したときの断面円の中心を示している。第 2 吸気ポート 114 b は燃焼室 10 の中央へ弱いスワール流 f_2 を導く。第 2 吸気ポート 114 b から供給される吸気は、燃焼室 10 内の中央に留まり拡散が抑制される。

20

【 0 0 5 7 】

第 1 吸気ポート 114 a には第 1 吸気弁 110 a が設けられ、第 2 吸気ポート 114 b には第 2 吸気弁 110 b が設けられている。さらに、第 1 吸気弁 110 a と、第 2 吸気弁 110 b とを駆動する可変動弁機構（図示していない）が設けられている。本実施例の可変動弁機構は実施例 1 の可変動弁機構 10 と同様の構成である。本実施例の可変動弁機構は、第 1 吸気弁 110 a に作用するカムピースのみの回転速度を変更するための第 1 ガイド部材と第 2 吸気弁 110 b に作用するカムピースのみの回転速度を変更するための第 2 ガイド部材とを備えている。したがって、本実施例の可変動弁機構は、第 1 吸気弁 110 a と第 2 吸気弁 110 b とを独立に駆動する。本実施例の可変動弁機構は、第 1 吸気弁 110 a の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能とし、第 2 吸気弁 110 b の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能とする。また、その他の構成は実施例 1 と同一である。実施例 1 と同一の構成については、図面中、同一の参照番号を付し、その詳細な説明は省略する。

30

40

【 0 0 5 8 】

本実施例の内燃機関では、低負荷時に失火や未燃 HC の抑制の観点から燃焼室 108 内のスワール比を抑え、高負荷時にスモーク排出の観点から燃焼室 108 内のスワール比を高める。また、本実施例の内燃機関では、低負荷運転時に、実圧縮比の安定化を目的として、吸気弁（第 1 吸気弁 110 a、第 2 吸気弁 110 b）の閉じ時期が下死点（BDC）付近に設定されている。そして、スモークの発生の抑制を目的に、内燃機関の負荷の上昇にあわせて、吸気弁（第 1 吸気弁 110 a、第 2 吸気弁 110 b）の閉じ時期が遅れるように設定されている。

【 0 0 5 9 】

50

図18はバルブのリフトカーブの一例を示した図である。図18中の実線は、上死点(TDC)付近で開弁し、下死点(BDC)付近で閉弁するバルブのリフトカーブを示した図である。図18中の破線は、上死点(TDC)付近で開弁し、下死点より50°CA遅れた(ABDC50°CA)時期に閉弁するバルブのリフトカーブを示した図である。図19は、上死点付近でバルブが開弁する内燃機関において、バルブの閉じ時期とバルブの最大リフト時のピストンの速度の関係を示した図である。図20は、吸気バルブの閉じ時期に対するスワール比を示した図である。図20中の実線は実際のスワール比を示し、点線は要求値を示している。

【0060】

図18の実線のリフトカーブでリフトするバルブでは、ATDC90°CA(BBDC90°CA)付近でバルブのリフト量が最大となる。ATDC90°CA付近は、ピストンの移動速度が最も速い時期であるため、吸気速度が速い。したがって、この場合、ATDC90°CA付近では、リフト量が大きいうえに吸気速度が速いため、燃焼室108内へ吸込まれる吸気量が多くなる。

10

【0061】

上記、実施例1の方針で第1吸気弁110aを駆動すると、低負荷時に、第1吸気弁110aが上死点(TDC)付近で開弁し、下死点(BDC)付近で閉弁する。ところが、第1吸気ポート114aはタンジェンシャルポートであるため、第1吸気弁110aが上死点(TDC)付近で開弁し、下死点(BDC)付近で閉弁すると、燃焼室108内へ吸込まれる吸気量が多くなる。この結果、燃焼室108内のスワール流が強化されてしまい、低負荷時にスワール比を抑制する制御方針に反することになる。

20

【0062】

続いて、図18の破線のリフトカーブでリフトするバルブでは、リフト量が最大となる時刻がATDC90°CA(BBDC90°CA)付近から外れる。上記の通り、ATDC90°CA付近は、ピストンの移動速度が最も速い時期であるため、吸気速度が速い。このバルブのリフトでは、吸気速度の速いATDC90°CAの時期にリフトが最大とならないため、有効に吸気を吸込むことができない。

【0063】

上記、実施例1の方針で第1吸気弁110aを駆動すると、高負荷時に、第1吸気弁110aが上死点(TDC)付近で開弁し、下死点後の50°CA(ABDC50°CA)で閉弁する。この場合、ピストン速度が最も速く、吸気速度が最大となる下死点付近において、第1吸気弁110aのリフト量が最大とならないため、燃焼室108内へ十分な量の吸気を吸い込むことができない。このため、スワールの強化が不十分となり、スワール比を高めることができない。

30

【0064】

したがって、実施例1の方針で第1吸気弁110aを駆動すると、図20に示すように、スワール比の要求値と実際値とが一致しない。以上の点を考慮し、本実施例では第1吸気弁110aの作用角を変更する。図21は、第1吸気弁110aおよび第2吸気弁110bのリフトカーブを示した図である。図21(a)は低負荷時のリフトカーブを示し、図21(b)は高負荷時のリフトカーブを示している。図21(a)、(b)ともに、破線は第1吸気弁110aのリフトカーブを示し、実線は第2吸気弁110bのリフトカーブを示している。

40

【0065】

まず、第1吸気弁110aと第2吸気弁110bの最大リフト量の関係を説明する。図21(a)、(b)に示すように、本実施例の可変動弁装置では、第1吸気弁110aの最大リフト量が第2吸気弁110bの最大リフト量よりも小さく設定されている。

【0066】

次に、低負荷時のバルブ特性について説明する。第2吸気弁110bのバルブ特性は、実施例1の吸気弁110のバルブ特性と同様である。図21(a)に示すように、可変動弁装置は、内燃機関が低負荷のとき、第1吸気弁110aのリフト量が最大となるクラン

50

ク角度が、ピストンの速度が最大となるクランク角度よりも小さくなるように、第1吸気弁110aの開弁期間を変更する。具体的には、可変動弁装置は、第1吸気弁110aのリフト量が最大となる時刻をATDC90°CA以前へ移動する。好ましくは、第1吸気弁110aのリフト量が最大となる時刻をATDC70°CAとする。このとき、第2吸気弁110bの開き時期はTDC付近であり、閉じ時期はBDC付近である。このため、第2吸気弁110bのリフト量が最大となる時刻はATDC90°CA付近である。

【0067】

以上の構成によると、第1吸気弁110aのリフト量が最大となる時刻が、吸気速度が最大となるATDC90°CA付近から外れている。このため、第1吸気ポート114aから燃焼室108内へ取り込まれる吸気が抑制される。一方、第2吸気弁110bのリフト量が最大となる時刻は、吸気速度が最大となるATDC90°CA付近である。このため、第2吸気ポート114bから燃焼室108内へ取り込まれる吸気が増加する。また、第1吸気弁110aのリフト量が第2吸気弁110bのリフト量よりも小さいので、燃焼室108内は第2吸気ポート114bからの吸気により支配される。第2吸気ポート114bはヘリカルポートであるため、燃焼室108内はヘリカルポートからの吸気により支配され、燃焼室108内のスワール比が抑制される。

【0068】

次に高負荷時のリフトについて説明する。第2吸気弁110bのバルブ特性は、実施例1の吸気弁110のバルブ特性と同様である。図21(b)に示すように、可変動弁装置は、内燃機関が高負荷のとき、第1吸気弁110aのリフト量が最大となるクランク角度が、ピストン速度が最大となるクランク角度となるように第1吸気弁110aの開弁期間を変更する。好ましくは、可変動弁装置は、第1吸気弁110aのリフト量が最大となる時刻をATDC90°CA付近とする。より具体的には、ATDC90±10°CAとする。このとき、実圧縮比の低減のため、第1吸気弁110aの閉じ時期は、なるべく遅角することが好ましい。リフト量最大となる時期を上記のように定めているため、閉じ時期を遅角すると、第1吸気弁110aの開き時期はTDCより進角することになる。一方、第2吸気弁110bの開き時期はTDC付近であり、閉じ時期はABDC50°CAである。このため、第2吸気弁110bのリフト量が最大となる時刻は、ATDC90°CA付近から外れる。

【0069】

以上の構成によると、第1吸気弁110aのリフト量が最大となる時刻が、吸気速度が最大となるATDC90°CA付近である。このため、第1吸気ポート114aから燃焼室108内へ取り込まれる吸気が増加する。一方、第2吸気弁110bのリフト量が最大となる時刻が、吸気速度が最大となるATDC90°CA付近から外れている。このため、第2吸気ポート114bから燃焼室108内へ取り込まれる吸気が抑制される。本実施例の構成では、第1吸気弁110aのリフト量が第2吸気弁110bのリフト量よりも小さい。しかし、高負荷時には、タンジェンシャルポートである第1吸気ポート114aから取り込まれる吸気量が多いため、燃焼室108内のスワールが強化される。また、第1吸気弁110aが第2吸気弁110bよりも早く開弁するため、スワール流が強まる。

【0070】

図22は第2吸気弁110bの閉じ時期に対する燃焼室108内のスワール比を示した図である。図22に示すように、第2吸気弁110bの閉じ時期が遅角するほどスワール比が高くなる。すなわち、第2吸気弁110bの閉じ時期がBDCとなるタイミングで、第1吸気弁110aの最大リフトとなる時刻が最も早くなる(最も進角する)。そして、第2吸気弁110bの作用角が最大となるタイミング(閉じ時期ABDC50°CA)で、第1吸気弁110aの最大リフトとなる時刻がATDC90°CAとなるように設定されている。上記の結果、本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、低負荷時にスワール比を抑制して、内燃機関の失火や未燃HCを抑制することができる。また、本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、第2吸気弁110bのバルブ特性を実施例1と同様にすることにより、低負荷時の実圧縮比を安定にし、燃焼変動を抑制することができる。高負荷時には、

10

20

30

40

50

本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、燃焼室 108 内のスワール比を高めて、スモークの排出量を抑制できる。さらに、本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、第 2 吸気弁 110b のバルブ特性を実施例 1 と同様にすることにより、高負荷時の実圧縮比を低下し、スモークの発生を抑制できる。

【0071】

また、本実施例のリフトカーブの他の例を図 23 に示す。図 23 (a) は低負荷時、図 23 (b) は高負荷時のリフトカーブを示している。このように、第 1 吸気弁 110a の開き時期を上死点 (TDC) としてもよい。図 23 (a), (b) とともに、破線は第 1 吸気弁 110a のリフトカーブを示し、実線は第 2 吸気弁 110b のリフトカーブを示している。

10

【実施例 3】

【0072】

次に、本発明の実施例 3 について説明する。本実施例の内燃機関の構成は実施例 2 の構成とほぼ同一である。ただし、本実施例は第 1 吸気弁 110a のリフトカーブが実施例 1, 2 の場合と異なる。その他の構成は実施例 2 と同一である。実施例 2 と同一の構成については、その詳細な説明は省略する。以下の説明中では、実施例 2 と同一の構成について同一の参照番号を付す。図 24 は本実施例のリフトカーブを示した図である。図 24 (a) は低負荷時のリフトカーブを示し、図 24 (b) は高負荷時のリフトカーブを示している。図 24 (a), (b) とともに、破線は第 1 吸気弁 110a のリフトカーブを示し、実線は第 2 吸気弁 110b のリフトカーブを示している。

20

【0073】

本実施例では、第 1 吸気弁 110a のリフト量は、開弁期間の前半において最大となるように設定している。言い換えると、第 1 吸気弁 110a のリフトカーブでは、最大リフト時のクランク角が、開き時期と閉じ時期との中間値のクランク角よりも進角している。具体的には、低負荷時の第 1 吸気弁 110a の開き時期が TDC 付近、閉じ時期が BDC 付近であるが、最大リフト量に達するクランク角が ATDC 70°CA となるように構成されている。さらに、高負荷時の第 1 吸気弁 110a の開き時期が TDC 付近、閉じ時期が ABDC 50°CA であるが、最大リフト量に達するクランク角が ATDC 90°CA となるように構成されている。第 1 吸気弁 110a は開き時期を一定のまま、負荷の上昇にあわせて、閉じ時期を遅角する。第 2 吸気弁 110b のバルブ特性は、実施例 2 と同様である。すなわち、低負荷時に、第 2 吸気弁 110b の開き時期が TDC 付近であり、閉じ時期が BDC 付近である。第 2 吸気弁 110b は、負荷の上昇にあわせて、閉じ時期を遅角する。高負荷時に、第 2 吸気弁 110b の開き時期が TDC 付近であり、閉じ時期が ABDC 50°CA である。さらに、第 1 吸気弁 110a、第 2 吸気弁 110b とともに、最大リフト量を一定のまま、作用角が変化するようなバルブ特性である。

30

【0074】

本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、カムプロフィールを変更し、最大リフト量に達するクランク角を変更したことにより、低負荷時にスワール比を抑制し、高負荷時にスワール比を強化することができる。これにより、本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、低負荷時にスワール比を低下して失火や未燃 HC を抑制し、実圧縮比を安定させて燃焼を安定させることができる。また、内燃機関の可変動弁装置は、高負荷時にスワール比を高めるとともに、実圧縮比を低下し、スモークを抑制することができる。

40

【実施例 4】

【0075】

次に、本発明の実施例 4 について説明する。本実施例の内燃機関の構成は実施例 2 の構成とほぼ同一である。ただし、本実施例は第 1 吸気ポート 114a にスワールコントロールバルブ (SCV) 124 を備えている点で実施例 2 と異なる。また、第 1 吸気弁 110a、第 2 吸気弁 110b のリフトカーブが実施例 2 の場合と異なる。なお、その他の構成は実施例 2 と同一であり、図面中同一の構成について同一の参照番号を付し、その詳細な説明は省略する。図 25 は、本実施例の内燃機関の第 1 吸気ポート 114a、および第 2

50

吸気ポート 114b を上側から見た図である。第 1 吸気ポート 114a には S C V 124 が設けられている。S C V 124 の開度が広がると第 1 吸気ポート 114a を流れる吸気量が增加し、燃焼室 108 内へ流れ込む吸気量が增加する。反対に、S C V 124 の開度が狭まると第 1 吸気ポート 114a を流れる吸気量が減少し、燃焼室 108 内へ流れ込む吸気量が減少する。

【0076】

本実施例では、第 1 吸気弁 110a のリフトカーブと第 2 吸気弁 110b のリフトカーブは同一である。第 1 吸気弁 110a と第 2 吸気弁 110b のリフトカーブは、実施例 1 の図 12, 13 で説明したリフトカーブとする。また、バルブ特性も同一である。すなわち、第 1 吸気弁 110a、第 2 吸気弁 110b の開き時期を T D C 付近に設定し、負荷に

10

【0077】

図 26 は、第 1 吸気弁 110a の閉じ時期に対する S C V 124 の開度を示した図である。図 26 に示すように、第 1 吸気弁 110a の閉じ時期が B D C 付近である場合には、S C V 124 の開度を狭める。第 1 吸気弁 110a の閉じ時期が B D C 付近である場合は内燃機関の低負荷運転時である。この場合、S C V 124 の開度を狭めることにより、第 1 吸気ポート 114a を通る吸気量が抑制され、燃焼室 108 内のスワール比を抑制できる。

【0078】

反対に、第 1 吸気弁 110a の閉じ時期を遅角するに連れて、S C V 124 の開度を広げる。第 1 吸気弁 110a の閉じ時期は、内燃機関の負荷に応じて定まり、遅角するほど負荷が高いといえる。したがって、負荷の上昇にあわせて S C V 124 の開度が広がる。このため、負荷の上昇にあわせて、第 1 吸気ポート 114a を通る吸気量が增加し、燃焼室 108 内のスワール比が高まる。

20

【0079】

本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、実施例 1 と同様の方針で第 1 吸気弁 110a、第 2 吸気弁 110b を駆動するため、低負荷時に実圧縮比の変動を抑制して燃焼状態を安定にする。また、高負荷時には実圧縮比を低下して、スモークの発生を抑制する。さらに、本実施例の内燃機関の可変動弁装置は、S C V 124 により、低負荷時にスワール比を低下し、失火や未燃 H C を抑制する。また、高負荷時にスワール比を高めて、スモークを

30

【0080】

なお、本実施例では、第 1 吸気弁 110a のリフトカーブと第 2 吸気弁 110b のリフトカーブは同一としたが、実施例 2, 3 のように、第 1 吸気弁 110a の最大リフト量を第 2 吸気弁 110b の最大リフト量よりも小さく設定してもよい。また、S C V は第 1 吸気ポート 114a に代えてヘリカルポートである第 2 吸気ポート 114b に設けることとしてもよい。この場合、低負荷時に S C V の開度を開き、高負荷時に S C V の開度を狭くすることとしてもよい。

【0081】

以上実施例 1 から 4 に記載の通り、本発明は、吸気弁の最大リフト量を一定のまま作用角を変更可能な可変動弁機構を備え、吸気弁を内燃機関の負荷の状態に応じて駆動する内燃機関の可変動弁装置を提供することができる。

40

【0082】

上記実施例は本発明を実施するための例にすぎず、本発明はこれらに限定されるものではなく、これらの実施例を種々変形することは本発明の範囲内であり、さらに本発明の範囲内において、他の様々な実施例が可能であることは上記記載から自明である。

【符号の説明】

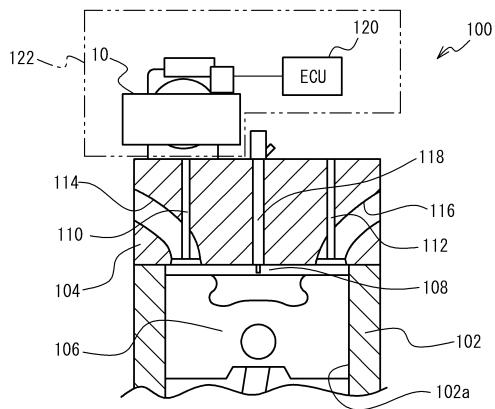
【0083】

- 10 可変動弁機構
- 100 内燃機関

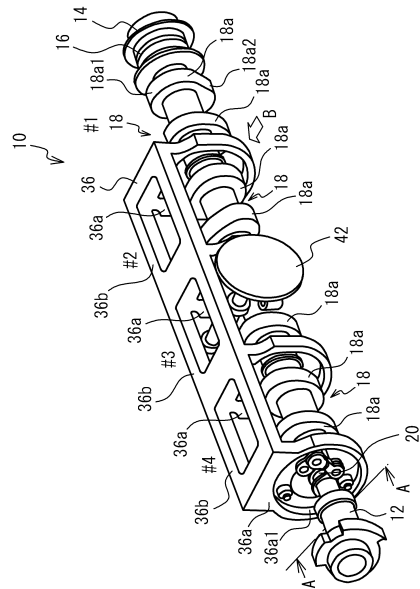
50

- 1 1 0 吸気弁
- 1 1 0 a 第1吸気弁
- 1 1 0 b 第2吸気弁
- 1 1 4 a 第1吸気ポート(タンジェンシャルポート)
- 1 1 4 b 第2吸気ポート(ヘリカルポート)
- 1 2 0 ECU
- 1 2 2 可変動弁装置
- 1 2 4 スワールコントロールバルブ

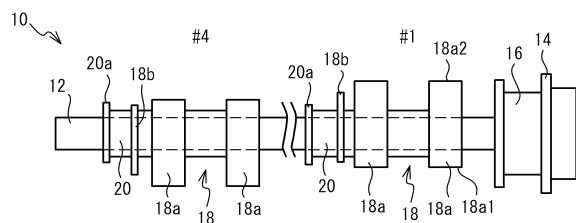
【図1】



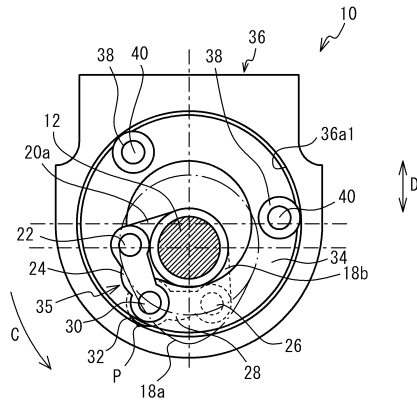
【図2】



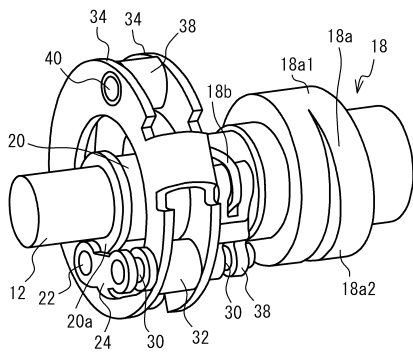
【図3】



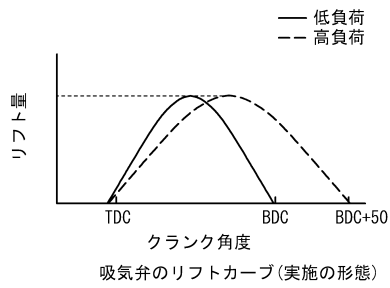
【図4】



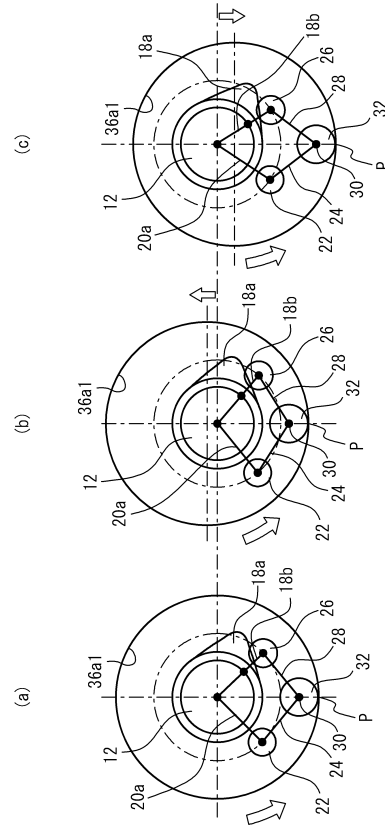
【図5】



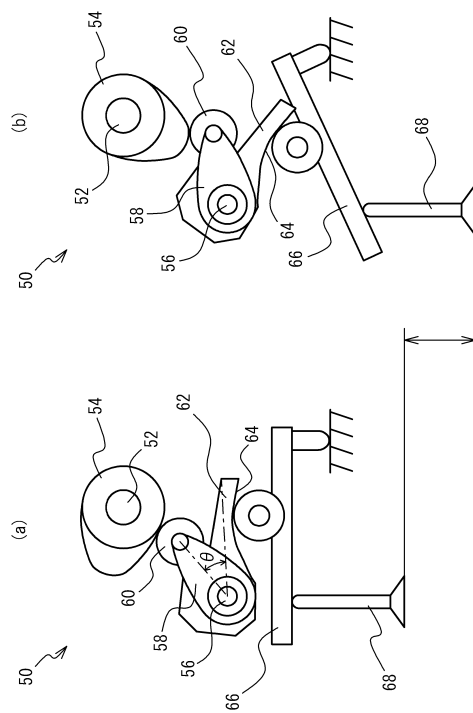
【図7】



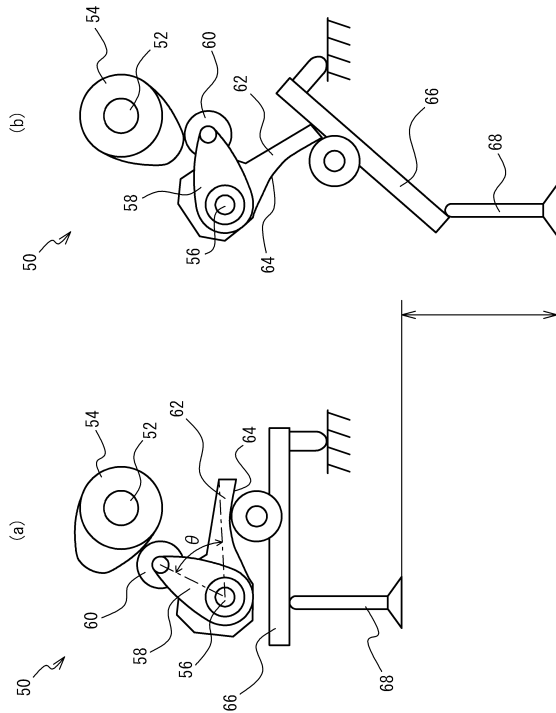
【図6】



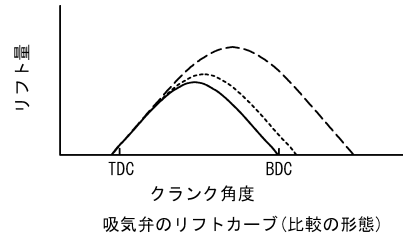
【図8】



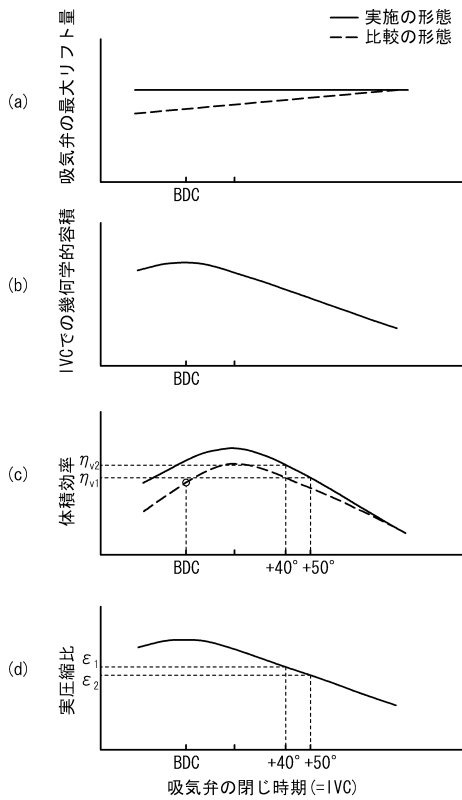
【図9】



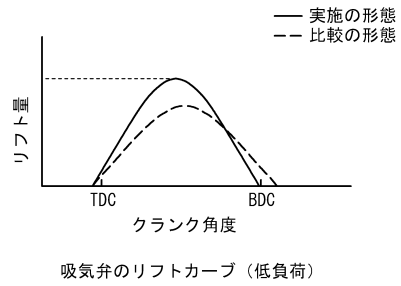
【図10】



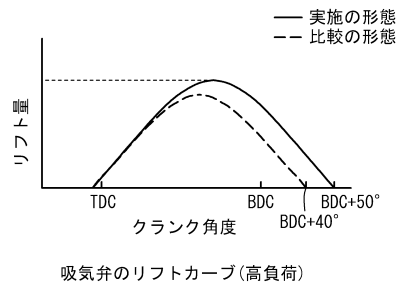
【図11】



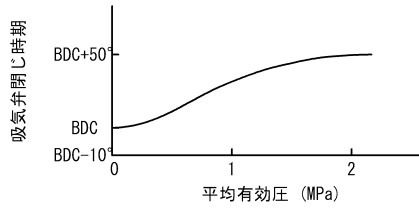
【図12】



【図13】

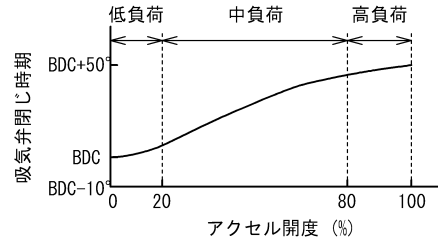


【図14】



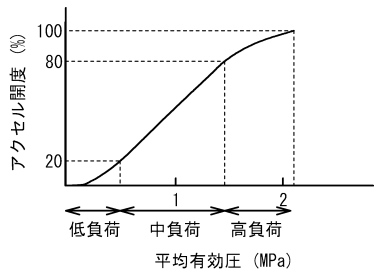
負荷と吸気弁閉じ時期との関係

【図16】



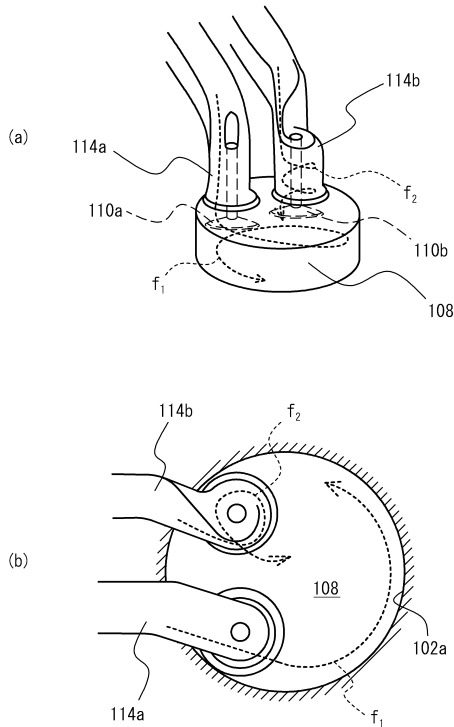
アクセル開度に対する吸気弁閉じ時期

【図15】

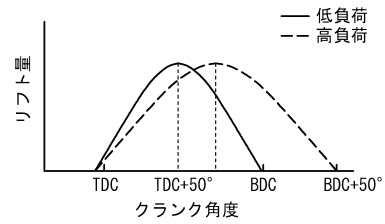


平均有効圧とアクセル開度との関係

【図17】

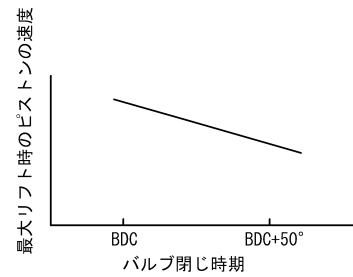


【図18】



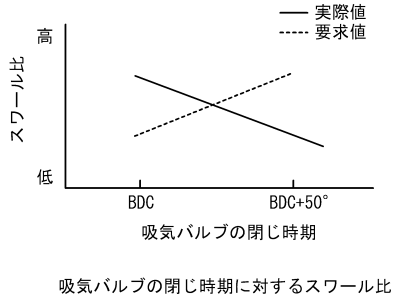
バルブのリフトカーブ

【図19】

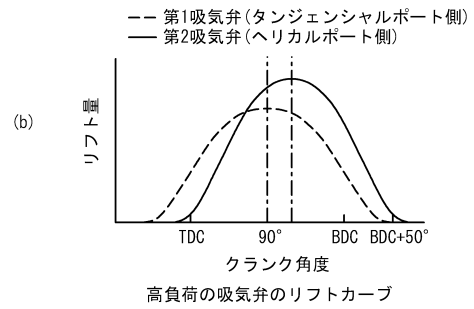
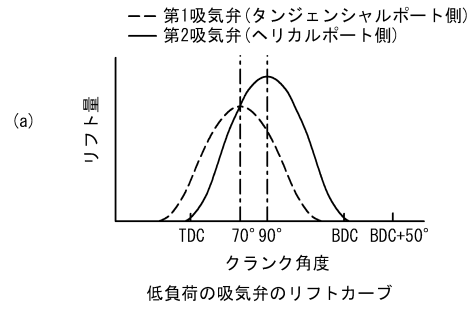


バルブ閉じ時期に対する最大リフト時のピストンの速度

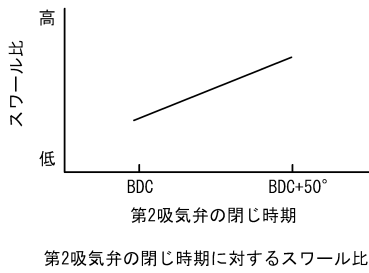
【図20】



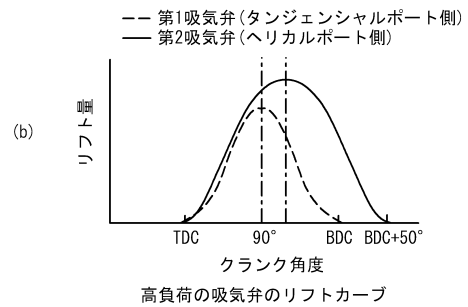
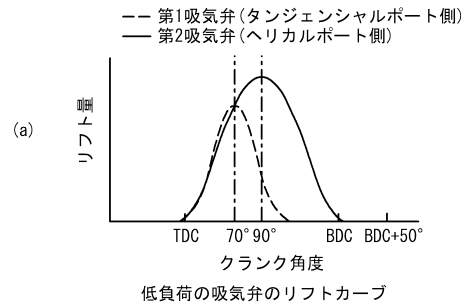
【図21】



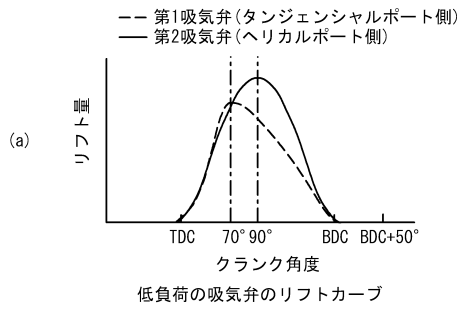
【図22】



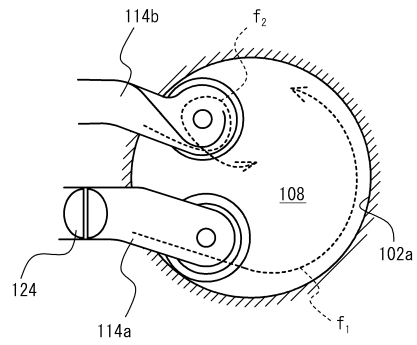
【図23】



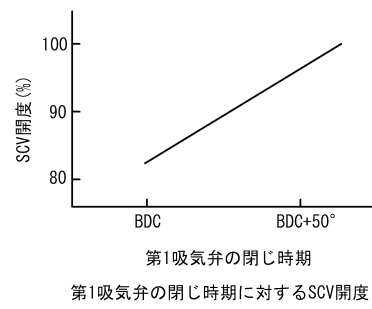
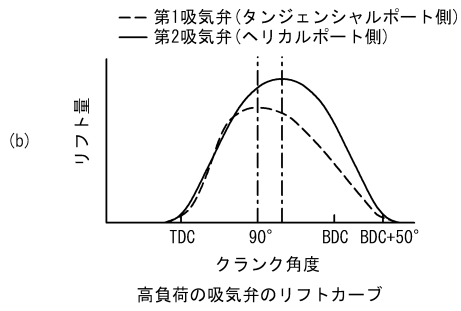
【図24】



【図25】



【図26】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2010-121567(JP,A)
特開2010-236434(JP,A)
特開2010-223097(JP,A)
特開平08-260925(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02D 13/00-28/00