

(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2006-300011

(P2006-300011A)

(43) 公開日 平成18年11月2日(2006.11.2)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO2D 15/02 (2006.01)	FO2D 15/02 C	3G092
FO1B 31/14 (2006.01)	FO1B 31/14	
FO2B 75/04 (2006.01)	FO2B 75/04	
FO2B 75/18 (2006.01)	FO2B 75/18 P	
FO2B 75/32 (2006.01)	FO2B 75/32 E	
審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 18 頁)		

(21) 出願番号 特願2005-125901 (P2005-125901)
 (22) 出願日 平成17年4月25日 (2005.4.25)

(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 100096459
 弁理士 橋本 剛
 (74) 代理人 100086232
 弁理士 小林 博通
 (74) 代理人 100092613
 弁理士 富岡 潔
 (72) 発明者 釜田 忍
 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 岩野 浩
 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

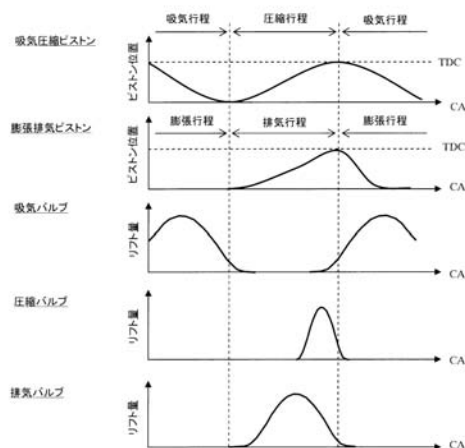
(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 低回転から高回転まで冷却損失を低減しつつ、燃焼時間損失を低減できる内燃機関を提供する。

【解決手段】 内燃機関は、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更することを特徴としている。これによって、クランクシャフトの回転速度に応じて、膨張行程におけるクランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を変更する構成としたので、低回転から高回転まで冷却損失を低減しつつ、燃焼時間損失を低減できる。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更することを特徴とする内燃機関。

【請求項 2】

クランクシャフトの回転速度が低い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を長くすることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関。

【請求項 3】

クランクシャフトの回転速度が高い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を短くすることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関。

10

【請求項 4】

膨張行程において、クランクシャフトの回転速度に応じた所定期間、上死点位置のピストンが上死点近傍位置に保持されることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項 5】

内燃機関の冷却水温度を検出する冷却水温度検出手段を有し、膨張行程において、冷却水温度とクランクシャフトの回転速度とに応じてクランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を変更することを特徴とする内燃機関。

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】**【0001】**

本発明は、内燃機関に関する。

【背景技術】**【0002】**

特許文献 1 には、エンジンが低回転で運転している場合の吸気慣性効果を高めるために、リンク機構を用いて吸気行程及び膨張行程を従来よりも速くし、圧縮行程及び排気行程を従来よりも長くする内燃機関が開示されている。

【特許文献 1】特開 2003 - 83102 号公報**【発明の開示】**

30

【発明が解決しようとする課題】**【0003】**

しかしながらこの特許文献 1 においては、エンジンが低回転で運転中の場合は、燃焼ガスがシリンダ壁面と接触する時間が長くなるため冷却損失が増加し、正味効率が低下してしまうという問題がある。

【0004】

また、エンジン回転数によらず吸気行程及び膨張行程のピストンモーションが略一定であるため、エンジン回転数が高い場合、燃焼期間中に大きくピストンが下降してしまい、燃焼時間損失が大、すなわち燃焼により筒内圧力が十分に上昇する前にピストンが下降してしまいピストンに十分な燃焼圧力を伝えられないという問題がある。

40

【0005】

さらに、吸気行程と膨張行程が同一のピストンモーションであるため、吸気行程にのみ適性化されたエンジン制御となってしまうエンジンを使用することができない虞がある。また、筒内圧が十分に上昇する前にピストンが下降するため燃焼時間損失が大きくなってしまいう問題があった。

【課題を解決するための手段】**【0006】**

そこで、本発明の内燃機関は、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更することを特徴としている。

50

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、クランクシャフトの回転速度に応じて、膨張行程におけるクランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を変更する構成としたので、低回転から高回転まで冷却損失を低減しつつ、燃焼時間損失を低減できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

以下、本発明の一実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0009】

図1及び図2は、本発明の第1実施形態における内燃機関の本体1（以下、機関本体1と記す）を模式的に示した説明図である。 10

【0010】

機関本体1は、吸気行程と圧縮行程を行う吸気圧縮シリンダ2と、膨張行程と排気行程を行う膨張排気シリンダ3とを有し、吸気圧縮シリンダ2と膨張排気シリンダ3とが一對となって実質的に一つの気筒が構成されている。

【0011】

吸気圧縮シリンダ2には、燃料噴射弁（図示せず）が配置された吸気ポート4が連結されており、吸気バルブ5を開弁動作させることで吸気圧縮シリンダ2内に吸気ポート4から混合気が導入される。

【0012】

吸気圧縮シリンダ2は、隣接して対となる膨張排気シリンダ3に、連結通路6を介して接続されている。連結通路6の一端側、すなわち吸気圧縮シリンダ2と連結通路6との連結部分には、圧縮バルブ7が配置されている。 20

【0013】

膨張排気シリンダ3には、排気ポート8が連結されており、排気バルブ9を開弁動作させることで膨張排気シリンダ3から排気が排出される。

【0014】

吸気圧縮シリンダ2内には、吸気圧縮ピストン10が配置されている。吸気圧縮ピストン10は、吸気圧縮コンロッド11を介して燃焼圧を回転動力として伝達するクランクシャフト12のクランクピン12aに回転可能に連結されている。 30

【0015】

膨張排気シリンダ3内には、膨張排気コンロッド13の一端に回転可能に連結された膨張排気ピストン14が配置されている。この膨張排気コンロッド13は、他端にカムローラ15を有し、このカムローラ15がクランクシャフト12のクランクジャーナル12bに外装された3次元カム16に回転可能に接触している。尚、図1中における17は点火プラグである。

【0016】

クランクシャフト12の一端部には、膨張速度制御用アクチュエータ18が配置されている。この膨張速度制御用アクチュエータ18は、エンジン回転数（クランクシャフト12の回転数）に応じて、クランクシャフト12を、クランクシャフト12長手方向（図1における紙面垂直方向、図2における左右方向）に沿ってスライドさせるものである。尚、膨張速度制御用アクチュエータ18は、電動であっても油圧駆動であってもよい。 40

【0017】

3次元カム16は、クランクジャーナル12bと一体となって回転するものであって、カムローラ15が当接する外周面に、図3に示すように、クランクシャフト12の長手方向に沿って、複数のカムプロファイルが連続して形成された構成となっている。詳述すると、本実施形態における3次元カム16は、エンジン回転数に応じた4つのカムプロファイルが連続して形成されたものであって、クランクシャフト12の他端側に位置するものほど低回転用のカムプロファイルとなっている。尚、各カムプロファイル間は、テーパ状に形成されており、クランクシャフト12を軸方向にスライドさせた際に、膨張排気コ 50

ンロッド 13 のカムローラ 15 が円滑に追従するよう構成されている。また、本実施形態における 3 次元カム 16 は、カムプロフィールを 4 段階で変更するものであるが、クランクシャフト 12 をスライドさせることでカムプロフィールが無段階に変更できるように構成することも可能である。

【0018】

この第 1 実施形態の内燃機関においては、吸気圧縮シリンダ 2 内で行われる吸気行程と圧縮行程は、クランクシャフト 12 が 1 回転することで実施される。圧縮行程終了時には、圧縮バルブ 7 が開かれ、圧縮された混合気が膨張排気シリンダ 3 に導入される。膨張排気シリンダ 3 内で行われる膨張行程と排気行程は、図 4 に示すように、クランクシャフト 12 が 1 回転することで実施される。そして、圧縮行程終了時と排気行程終了時とが同期して実行されるため、全体としては、吸気、圧縮、膨張、排気の 4 行程がクランクシャフト 12 の 1 回転で終了する。尚、この図 4 は、エンジン回転数が低回転のときに選択されるカムプロフィールを例に示したものである。

10

【0019】

図 5 は、この第 1 実施形態における内燃機関の各ピストン 10、14 及び各バルブ 5、7、9 の動作を示すタイミングチャートである。

【0020】

吸気圧縮ピストン 10 が下降する動作に合わせて吸気バルブ 5 が開かれる。吸気圧縮ピストン 10 が下死点に到達し再び上昇し始めると吸気バルブ 5 が閉じられる。吸気圧縮ピストン 10 が上死点に接近すると圧縮バルブ 7 が開かれ、膨張排気シリンダ 3 へ圧縮された混合気が送り込まれる。吸気圧縮ピストン 10 が上死点に到達すると圧縮バルブ 7 が閉じられ圧縮された混合気の逆流を防止する。圧縮された混合気は点火プラグ 17 によって点火されて燃焼し、膨張排気ピストン 14 を下降させる。このとき 3 次元カム 16 のプロフィールによって膨張排気ピストン 14 の膨張速度（下降速度）と筒内圧が変更される。膨張排気ピストン 14 が下死点から再び上昇を始めると排気バルブ 9 が開かれ排気する。

20

【0021】

尚、吸気バルブ 5 の開閉タイミング及び排気バルブ 8 の開閉タイミングは、エンジン回転数に応じて適正化することが好ましい。また、膨張速度制御用アクチュエータ 18 とクランクシャフト 12 の間にトルク増幅器、トルク遮断機が配置されるように構成してもよい。そして、本実施形態においては、燃焼室を膨張排気シリンダ 3 内に設定しているが、燃焼室を吸気圧縮シリンダ 2 と膨張排気シリンダ 3 との間、すなわち連結通路 6 に設けることも可能である。

30

【0022】

このように、第 1 実施形態における内燃機関は、吸気圧縮行程を行うシリンダと膨張排気行程を行うシリンダと分離し、膨張行程における膨張排気ピストン 14 の膨張速度と、膨張行程における膨張排気シリンダ 3 内の筒内圧とを 3 次元カム 16 により変更して動作させることができるものである。

【0023】

図 6 及び図 7 は、本発明の第 2 実施形態における内燃機関の本体 31（以下、機関本体 31 と記す）を模式的に示した説明図である。

40

【0024】

機関本体 31 は、吸気行程と圧縮行程を行う吸気圧縮シリンダ 32 と、膨張行程と排気行程を行う膨張排気シリンダ 33 とを有し、吸気圧縮シリンダ 32 と膨張排気シリンダ 33 とが一对となって実質的に一つの気筒が構成されている。

【0025】

吸気圧縮シリンダ 32 には、燃料噴射弁（図示せず）が配置された吸気ポート 34 が連結されており、吸気バルブ 35 を開弁動作させることで吸気圧縮シリンダ 32 に吸気ポート 34 から混合気が導入される。

【0026】

吸気圧縮シリンダ 32 は、隣接して対となる膨張排気シリンダ 33 に、連結通路 36 を

50

介して接続されている。連結通路 3 6 の一端側、すなわち吸気圧縮シリンダ 3 2 と連結通路 3 6 との連結部分には、圧縮バルブ 3 7 が配置されている。

【 0 0 2 7 】

膨張排気シリンダ 3 3 には、排気ポート 3 8 が連結されており、排気バルブ 3 9 を開弁動作させることで膨張排気シリンダ 3 3 から排気が排出される。

【 0 0 2 8 】

吸気圧縮シリンダ 3 2 内には、吸気圧縮ピストン 4 0 が配置されている。吸気圧縮ピストン 4 0 は、吸気圧縮コンロッド 4 1 を介してクランクシャフト 4 2 のクランクピン（図示せず）に回転可能に連結されている。クランクシャフト 4 2 は、トランスミッション軸（図示せず）に連結されるものであって、一端側に、吸気圧縮 1 速ギヤ 4 5 と吸気圧縮 2 速ギヤ 4 6 が配置されている。吸気圧縮 1 速ギヤ 4 5 及び吸気圧縮 2 速ギヤ 4 6 は、クランクシャフト 4 2 のクランクジャーナル 4 2 b に固定されたものであって、クランクシャフト 4 2 のクランクジャーナル 4 2 b と一体となって回転する。尚、図 6 中の 4 7 は点火プラグである。

10

【 0 0 2 9 】

膨張排気シリンダ 3 3 内には、膨張排気ピストン 4 4 が配置されている。膨張排気ピストン 4 4 は、膨張排気コンロッド 4 3 を介して補助クランクシャフト 5 2 のクランクピン 5 2 a に回転可能に連結されている。補助クランクシャフト 5 2 は、図 8 に示すように、クランクシャフト 4 2 と平行に配置されたものであって、一端側に、吸気圧縮 1 速ギヤ 4 5 に係合する膨張排気 1 速ギヤ 4 8 と、吸気圧縮 2 速ギヤ 4 6 に係合する膨張排気 2 速ギヤ 4 9 と、が配置されている。膨張排気 1 速ギヤ 4 8 は、第 1 クラッチ 5 0 を介して補助クランクシャフト 5 2 のクランクジャーナル 5 2 b に取り付けられている。膨張排気 2 速ギヤ 4 9 は、第 2 クラッチ 5 1 を介して補助クランクシャフト 5 2 のクランクジャーナル 5 2 b に取り付けられている。

20

【 0 0 3 0 】

この第 2 実施形態においては、吸気圧縮 1 速ギヤ 4 5 及び膨張排気 1 速ギヤ 4 8 は、補助クランクシャフト 5 2 がクランクシャフト 4 2 の回転数の 2 倍の回転数となるように設定されている。そして、吸気圧縮 2 速ギヤ 4 6 及び膨張排気 2 速ギヤ 4 9 は、補助クランクシャフト 5 2 がクランクシャフト 4 2 と同一回転数となるよう設定されている。

【 0 0 3 1 】

第 1 クラッチ 5 0 は、膨張排気 1 速ギヤ 4 8 と補助クランクシャフト 5 2 との間に介装されたものであって、膨張排気 1 速ギヤ 4 8 と補助クランクシャフト 5 2 との締結と解放を行い、締結時には両者は一体に回転可能となり、解放時には、膨張排気 1 速ギヤ 4 8 が補助クランクシャフト 5 2 から離間して、膨張排気 1 速ギヤ 4 8 と補助クランクシャフト 5 2 との間で動力の伝達が行われなくなっている。第 2 クラッチ 5 1 は、膨張排気 2 速ギヤ 4 9 と補助クランクシャフト 5 2 との間に介装されたものであって、膨張排気 2 速ギヤ 4 9 と補助クランクシャフト 5 2 との締結と解放を行い、締結時には両者は一体に回転可能となり、解放時には、膨張排気 2 速ギヤ 4 9 が補助クランクシャフト 5 2 から離間して、膨張排気 2 速ギヤ 4 9 と補助クランクシャフト 5 2 との間で動力の伝達が行われなくなっている。ここで、第 1 クラッチ 5 0 と第 2 クラッチ 5 1 は、どちらか一方が締結された状態では、他方が解放された状態となっている。尚、第 1 クラッチ 5 0 及び第 2 クラッチ 5 1 は、具体的には、湿式多板クラッチあるいはシンクロ機構を有したドグクラッチとすることが好ましい。また、この第 2 実施形態においては、補助クランクシャフト 5 2 の回転数がエンジン回転数に応じてクランクシャフト 4 2 の回転数と同じもしくは 2 倍となるよう 2 段階で切り替えられているが、補助クランクシャフト 5 2 の回転数がエンジン回転数に応じて 2 段階以上（多段階）に切り替えられるよう、ギヤ段（吸気圧縮 1 速ギヤ 4 5、膨張排気 1 速ギヤ 4 8、吸気圧縮 2 速ギヤ 4 6、膨張排気 2 速ギヤ 4 9）の数を増加させた構成とすることも可能である。

30

40

【 0 0 3 2 】

図 9 及び図 1 0 はこの第 2 実施形態における内燃機関の各ピストン 4 0 , 4 4 及び各バ

50

ルブ 35, 37, 39 の動作を示すタイミングチャートであり、図 9 はエンジン回転数が低い(クランクシャフト 42 の回転数が低い)場合のタイミングチャートであり、図 10 はエンジン回転数が高い(クランクシャフト 42 の回転数が高い)場合のタイミングチャートである。

【0033】

吸気圧縮ピストン 40 が下降する動作に合わせて吸気バルブ 35 が開かれる。吸気圧縮ピストン 40 が下死点に到達し再び上昇し始めると吸気バルブ 35 が閉じられる。吸気圧縮ピストン 40 が上死点に接近すると圧縮バルブ 37 が開かれ、膨張排気シリンダ 33 へ圧縮された混合気が送り込まれる。吸気圧縮ピストン 40 が上死点に到達すると圧縮バルブ 37 が閉じられ圧縮された混合気の逆流を防止する。圧縮された混合気は点火プラグ 47 によって点火されて燃焼し、膨張排気ピストン 44 を下降させる。 10

【0034】

このとき、補助クランクシャフト 52 は、クランクシャフト 42 の回転数が低い場合にはクランクシャフト 42 の 2 倍の回転数となり(第 1 クラッチ: 締結、第 2 クラッチ: 解放)、クランクシャフト 42 の回転数が高い場合にはクランクシャフト 42 と同一の回転数となるよう(第 1 クラッチ: 解放、第 2 クラッチ: 締結)、制御される。

【0035】

膨張排気ピストン 44 の膨張速度は第 1 クラッチ 50 と第 2 クラッチ 51 のどちらが締結状態となっているかで決定される。また吸気圧縮ピストン 40 と膨張排気ピストン 44 が同時に上死点となるように第 1 クラッチ 50 または第 2 クラッチ 51 のどちらか一方を締結する。膨張排気ピストン 44 が下死点から再び上昇を始めると排気バルブ 39 が開かれ排気する。また、エンジン回転数が低い場合は第 1 クラッチ 50 が締結状態となり(第 2 クラッチ 51 は解放状態)、膨張排気ピストン 44 が吸気圧縮ピストン 40 に比べて倍の周期で動作することになるので、このとき損失が生じないように、第 1 クラッチ 50 は吸気圧縮ピストン 40 が下死点から上昇した際の上死点と下死点との中間で係合させる。 20

【0036】

尚、吸気バルブ 35 の開閉タイミング及び排気バルブ 39 の開閉タイミングは、エンジン回転数に応じて適正化することが好ましい。また、締結状態の第 1 クラッチ 50 は、膨張行程が終了した時点で解放することが好ましい。さらに、第 1 クラッチ 50 を締結状態として、吸気圧縮ピストン 40 が上死点もしくは圧縮バルブ 37 が開弁される前段階まで排気バルブ 39 を開いていても良い。そして、エンジン回転数が高い場合は、第 2 クラッチ 51 を行程にかかわらず係合状態とすることが好ましい。 30

【0037】

このように、第 2 実施形態における内燃機関は、吸気圧縮行程を行うシリンダと膨張排気行程を行うシリンダとを分離し、膨張行程における膨張排気ピストン 44 の膨張速度と、膨張行程における膨張排気シリンダ 33 内の筒内圧とを、ギヤ段(吸気圧縮 1 速ギヤ 45、膨張排気 1 速ギヤ 48、吸気圧縮 2 速ギヤ 46、膨張排気 2 速ギヤ 49)により変更して動作させることができるものである。

【0038】

図 11 は、上述した本発明の第 1 実施形態及び第 2 実施形態の内燃機関に共通するエンジンシステム構成の一例を模式的に示した説明図である。 40

【0039】

エンジンシステムは新気に含まれるごみを除去するためのエアクリーナ 61 と、エンジン吸気量を調節するスロットル 62 と、燃焼機関であるエンジン 63 (機関本体 1 または 31 に相当)と、エンジン排気中の NOx を還元し、HC、CO を酸化して浄化する触媒 64 と、排気音の消音を行うマフラー 65 と、排気を再び吸気に戻して再循環させる際の EGR 量を調節する EGR コントロールバルブ 66 と、排気中の空燃比を計測する空燃比センサ 67 と、排気の温度を測定する排気温度センサ 68 と、冷却水温度を電圧か電気抵抗として検出できる水温センサ 69 と、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ 70 と、上記各センサからの信号が入力され、エンジン 63、スロットル 62 及び EGR 50

コントロールバルブ 66 を制御する ECU (エンジンコントロールユニット) 71 と、を有している。

【0040】

図 12 に本発明における膨張排気ピストン (第 1 実施形態の膨張排気ピストン 14、第 2 実施形態の膨張排気ピストン 44 に相当) の膨張行程におけるピストンモーションをエンジン回転数 (クランクシャフト回転数) $N1$ の場合とエンジン回転数 (クランクシャフト回転数) $N2$ の場合について示す。尚、 $N1 < N2$ とする。

【0041】

膨張排気ピストンのピストンモーションを保持クランク角 (詳細は後述) と膨張クランク角 (詳細は後述) で表現すると、回転数が低い場合は膨張クランク角を小さくして膨張クランク角よりも保持クランク角を小さくする。

10

【0042】

ここで、上記保持クランク角とは上死点付近で膨張排気ピストンの位置が固定される期間に相当するクランクシャフト (第 1 実施形態におけるクランクシャフト 12、第 2 実施形態におけるクランクシャフト 42 に相当) の回転角度であり、上記膨張クランク角とは上死点から下死点まで膨張排気ピストンの位置が変化する期間に相当するクランクシャフトの回転角度である。

【0043】

そして、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対する上死点からの膨張排気ピストンの作動 (移動) 距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更し、クランクシャフトの回転速度が低い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対する上死点からの膨張排気ピストンの作動 (移動) 距離を相対的に長くする。すなわち、膨張排気ピストンが下死点に向かって下降する際のピストンスピードを速くする。一方、クランクシャフトの回転速度が高い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対する上死点からの膨張排気ピストンの作動 (移動) 距離を相対的に短くする。すなわち、膨張排気ピストンが下死点に向かって下降する際のピストンスピードを相対的に遅くする。

20

【0044】

上述した第 1 実施形態におけるエンジンは、膨張行程において、膨張排気ピストン 14 に対してエンジン回転数に応じた保持クランク角及び膨張クランク角が設定されるものである。また、上述した第 2 実施形態におけるエンジンは、膨張行程において、膨張排気ピストン 44 に対してエンジン回転数に応じた膨張クランク角が設定されるものである。

30

【0045】

図 13 は、エンジン回転数が低回転時におけるエンジン効率と膨張クランク角及び保持クランク角との相関関係を示している。図 13 より、上述した第 1 実施形態及び第 2 実施形態のエンジンのように、膨張クランク角と保持クランク角を適切に設定すると熱効率が向上することがわかる。

【0046】

尚、図 13 における最高効率点は、エンジン回転数に応じて変化するものであり、エンジン回転数が大きくなると、図 13 中の矢印の方向、つまり膨張クランク角及び保持クランク角の双方が相対的に大きくなる方向に変化するものである。また、従来のピストンモーションは保持クランク角がゼロ、かつ膨張クランク角が 180 deg である。

40

【0047】

図 14 は上述した第 1 実施形態及び第 2 実施形態の内燃機関に共通する制御の流れを示したフローチャートである。

【0048】

ステップ (以下 S と表記する) 1 では、冷却水温度を検出する。S2 ではエンジン回転数を検出する。S3 では、冷却水温度とエンジン回転数から膨張排気ピストンのピストンモーションを選択する。尚、この制御フローによるピストンモーションの選択は、繰り返し実行される。

50

【 0 0 4 9 】

図 1 5 は、図 1 4 における S 3 のピストンモーション選択演算にあたる制御ブロックを示している。

【 0 0 5 0 】

ブロック（以下 B と記す）1 では、水温補正テーブル（後述）を用いて検出された冷却水温度からエンジン回転数補正値を演算する。

【 0 0 5 1 】

補正後エンジン回転数は、検出されたエンジン回転数にエンジン回転数補正値を加算することで求められる。

【 0 0 5 2 】

そして、ピストンモーション選択部である B 2 では、補正されたエンジン回転数（補正後エンジン回転数）を用いて、膨張排気ピストンのピストンモーションを選択する。すなわち、この B 2 では、第 1 実施形態における内燃機関においては膨張速度制御用アクチュエータ 1 8 の駆動量が決定され、第 2 実施形態における内燃機関においては第 1 クラッチ 5 0 と第 2 クラッチ 5 1 のどちらのクラッチを締結するのかが選択される。

10

【 0 0 5 3 】

水温補正テーブルは、図 1 6 に示すように、冷却水温度が低い場合はエンジン回転数補正値が低くなり、冷却水温度が高い場合はエンジン回転数補正値が高くなるよう設定されている。つまり、冷却水温度が低い場合は補正後エンジン回転数が検出されたエンジン回転数に対して低くなり、冷却水温度が高い場合は補正後エンジン回転数が検出されたエンジン回転数に対して高くなる。

20

【 0 0 5 4 】

同温度の燃焼ガスとすると水温が低い場合はシリンダ内の壁温が低いためシリンダへ受熱量が多くなる。逆に水温が高い場合にはシリンダ内の壁温が高いためシリンダへ受熱量が低くなる。よって、水温が高い場合は水温が常温におけるエンジン回転数よりも高いことと等価であり、水温が低い場合は水温が常温におけるエンジン回転数よりも低いことと等価になる。

【 0 0 5 5 】

図 1 7 は、図 1 5 における B 2 のピストンモーション選択部にあたる制御ブロックを示している。

30

【 0 0 5 6 】

B 1 1 では、膨張クランク角演算テーブル（後述）を用いて、冷却水温度に応じて補正された補正後エンジン回転数から膨張クランク角を演算する。B 1 2 では、保持クランク角演算テーブル（後述）を用いて、冷却水温度に応じて補正された補正後エンジン回転数から保持クランク角を演算する。B 1 3 では、演算されて膨張クランク角と保持クランク角とを用いて、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対する上死点からの膨張排気ピストンの作動（移動）距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更する。すなわち、第 1 実施形態における内燃機関においては、演算された膨張クランク角及び保持クランク角から膨張速度制御用アクチュエータ 1 8 の駆動量を決定し、第 2 実施形態における内燃機関においては、演算された膨張クランク角及び保持クランク角から第 1 クラッチ 5 0 と第 2 クラッチ 5 1 のどちらのクラッチを締結するのかが選択される。

40

【 0 0 5 7 】

図 1 8 は、上述した膨張クランク角演算テーブルを示している。エンジン回転数が増加すると冷却損失よりも燃焼時間損失が増加するので膨張クランク角を増加させる。逆にエンジン回転数が低くなると燃焼時間損失よりも冷却損失が増加するので膨張クランク角を減少させる。

【 0 0 5 8 】

図 1 9 は、上述した保持クランク角演算テーブルを示している。エンジン回転数が低回転では筒内圧とシリンダ受熱量を適切に設定することが膨張クランク角のみでは困難であるため保持クランク角を膨張クランク角よりも小さい値とする。回転数が増加すると膨張

50

クランク角で筒内圧とシリンダ受熱量を適切に設定できるため保持クランク角を大きくする。尚、エンジンの行程容積と行程面積の比で図18と図19の設定を適正化することが好ましい。

【0059】

以上、説明してきたように、本発明においては、第1実施形態の内燃機関のように3次元カム16のカムプロフィールをクランクシャフト12の回転数に応じて切り替える場合には、膨張クランク角及び保持クランク角が大きいほど、膨張行程における膨張排気ピストンの膨張速度が相対的に大きくなるカムプロフィールが選択される。つまり、第1実施形態においては低回転用のカムプロフィールが選択されるように、膨張速度制御用アクチュエータ18が制御される。また、膨張クランク角及び保持クランク角が小さいほど、膨張行程における膨張排気ピストンの膨張速度が相対的に小さくなるカムプロフィールが選択される。つまり、第1実施形態においては、高回転用のカムプロフィールが選択されるように、膨張速度制御用アクチュエータ18が制御される。

10

【0060】

一方、第2実施形態の内燃機関のように吸気圧縮行程と膨張排気行程を分離してクランクシャフトの回転数に応じてギヤ段を切り替える場合には、膨張クランク角及び保持クランク角が大きいほど、膨張行程における膨張排気ピストンの膨張速度が相対的に大きくなるよう、補助クランクシャフトの回転数が相対的に速くなるギヤが選択される。つまり、第2実施形態においては膨張クランク角及び保持クランク角が大きいと第1クラッチ50が締結される。また、膨張クランク角及び保持クランク角が小さいほど、膨張行程における膨張排気ピストンの膨張速度が相対的に小さくなるよう、補助クランクシャフトの回転数が相対的に遅くなるギヤが選択される。つまり、第2実施形態においては、膨張クランク角及び保持クランク角が小さいと第2クラッチ51が締結される。

20

【0061】

上記実施形態から把握し得る本発明の技術的思想について、その効果とともに列記する。

【0062】

(1) 膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離をクランクシャフトの回転速度に応じて変更する。これによって、クランクシャフトの回転速度に応じて、膨張行程におけるクランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を変更する構成としたので、低回転から高回転まで冷却損失を低減しつつ、燃焼時間損失を低減できる。

30

【0063】

(2) 上記(1)に記載の内燃機関において、クランクシャフトの回転速度が低い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を長くする。これによって、低回転における高温の燃焼ガスとシリンダ壁面の接触時間を少なくでき冷却損失を低減できる。

【0064】

(3) 上記(1)または(2)に記載の内燃機関において、クランクシャフトの回転速度が高い場合、膨張行程において、クランクシャフトの回転角度に対するピストン作動距離を短くする。これによって、高回転において燃焼中にピストンが下降する量が減少して筒内圧が適切に設定することができ、燃焼時間損失を低減できる。

40

【0065】

(4) 上記(1)~(3)のいずれかに記載の内燃機関において、膨張行程において、クランクシャフトの回転速度に応じた所定期間、上死点位置のピストンが上死点近傍位置に保持される。これによって、低回転から高回転まで筒内圧を適切に設定することができ、燃焼時間損失を低減できる。

【0066】

(5) 内燃機関の冷却水温度を検出する冷却水温度検出手段を有し、膨張行程において、冷却水温度とクランクシャフトの回転速度とに応じてクランクシャフトの回転角度に

50

対するピストン作動距離を変更する。これによって、シリンダ壁面への熱伝達量を考慮した筒内圧を設定でき、燃焼時間損失を低減しつつ冷却損失を低減できる。

【図面の簡単な説明】

【0067】

【図1】本発明に係る内燃機関の第1実施形態における構成を模式的に示した説明図。

【図2】本発明に係る内燃機関の第1実施形態における構成を模式的に示した説明図。

【図3】3次元カムを模式的に示した説明図。

【図4】膨張排気シリンダで行われる膨張行程及び排気行程と、3次元カムとの相関を模式的に示した説明図。

【図5】第1実施形態における内燃機関のバルブ及びピストンの動作を示すタイミングチャート。 10

【図6】本発明に係る内燃機関の第2実施形態における構成を模式的に示した説明図。

【図7】本発明に係る内燃機関の第2実施形態における構成を模式的に示した説明図。

【図8】本発明に係る内燃機関の第2実施形態における構成を模式的に示した説明図。

【図9】第2実施形態における内燃機関において、エンジン回転数が低い場合のバルブ及びピストンの動作を示すタイミングチャート。

【図10】第2実施形態における内燃機関において、エンジン回転数が高い場合のバルブ及びピストンの動作を示すタイミングチャート。

【図11】本発明に係る内燃機関のエンジンシステム構成を模式的に示した説明図。

【図12】本発明に係る内燃機関において、膨張排気ピストンの膨張行程におけるピストンモーションを示す説明図。 20

【図13】エンジン回転数が低回転時におけるエンジン効率と膨張クランク角及び保持クランク角との相関関係を示した説明図。

【図14】本発明に係る内燃機関の制御の流れを示すフローチャート。

【図15】図14におけるS3のピストンモーション選択演算にあたる制御ブロック。

【図16】図15のB1で用いる水温補正テーブル。

【図17】図15におけるB2のピストンモーション選択部にあたる制御ブロック。

【図18】図17のB11で用いる膨張クランク角演算テーブル。

【図19】図17のB12で用いる保持クランク角演算テーブル。

【符号の説明】 30

【0068】

2 ... 吸気圧縮シリンダ

3 ... 膨張排気シリンダ

5 ... 吸気バルブ

7 ... 圧縮バルブ

9 ... 排気バルブ

10 ... 吸気圧縮ピストン

12 ... クランクシャフト

14 ... 膨張排気ピストン

16 ... 3次元カム 40

18 ... 膨張速度制御用アクチュエータ

32 ... 吸気圧縮シリンダ

33 ... 膨張排気シリンダ

35 ... 吸気バルブ

37 ... 圧縮バルブ

39 ... 排気バルブ

40 ... 吸気圧縮ピストン

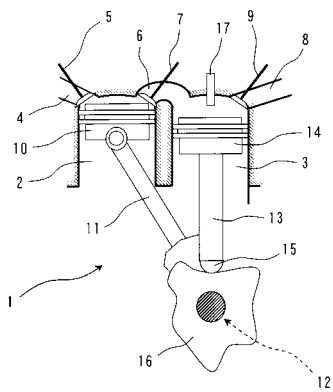
42 ... クランクシャフト

44 ... 膨張排気ピストン

45 ... 吸気圧縮1速ギヤ 50

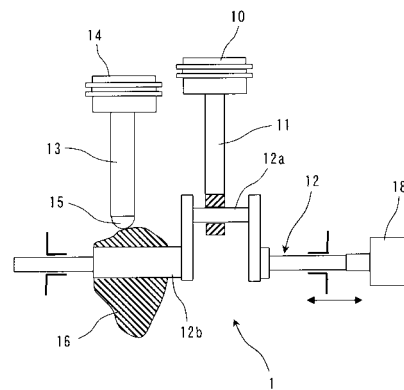
- 4 6 ... 吸気圧縮 2 速ギヤ
- 4 8 ... 膨張排気 1 速ギヤ
- 4 9 ... 膨張排気 2 速ギヤ
- 5 0 ... 第 1 クラッチ
- 5 1 ... 第 2 クラッチ
- 5 2 ... 補助クランクシャフト

【 図 1 】



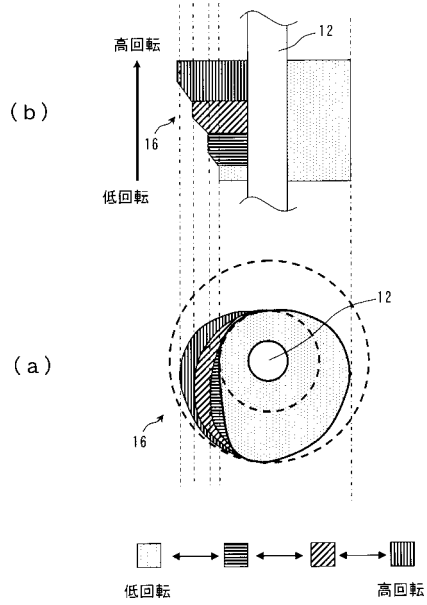
- 2... 吸気圧縮シリンダ
- 3... 膨張排気シリンダ
- 5... 吸気バルブ
- 7... 圧縮バルブ
- 9... 排気バルブ
- 10... 吸気圧縮ピストン
- 12... クランクシャフト
- 14... 膨張排気ピストン
- 16... 3次元カム

【 図 2 】

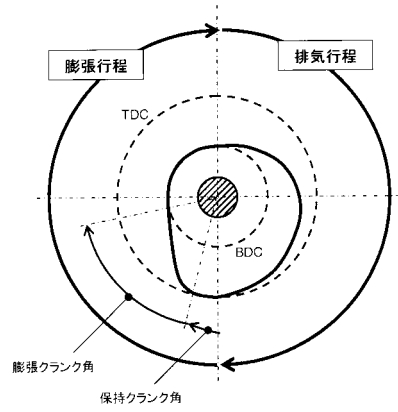


- 18... 膨張速度制御用アクチュエータ

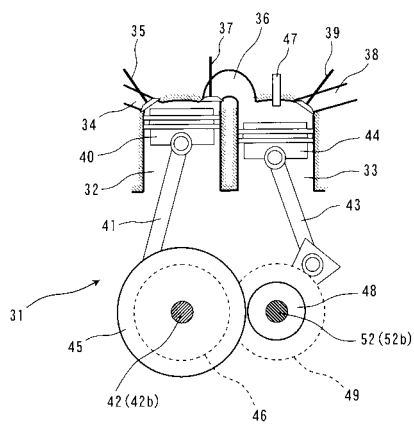
【 図 3 】



【 図 4 】

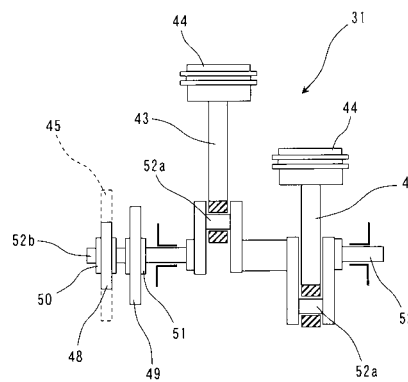


【 図 6 】



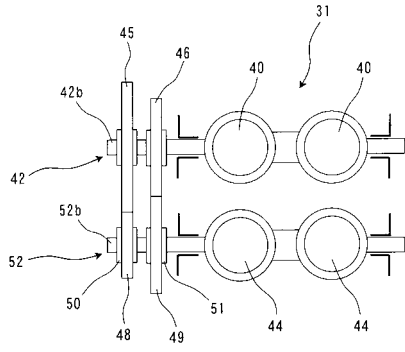
- 32…吸気圧縮シリンダ
- 33…膨張排気シリンダ
- 35…吸気バルブ
- 37…圧縮バルブ
- 39…排気バルブ
- 40…吸気圧縮ピストン
- 42…クランクシャフト
- 44…膨張排気ピストン
- 45…吸気圧縮1速ギヤ
- 46…吸気圧縮2速ギヤ
- 48…膨張排気1速ギヤ
- 49…膨張排気2速ギヤ
- 52…補助クランクシャフト

【 図 7 】

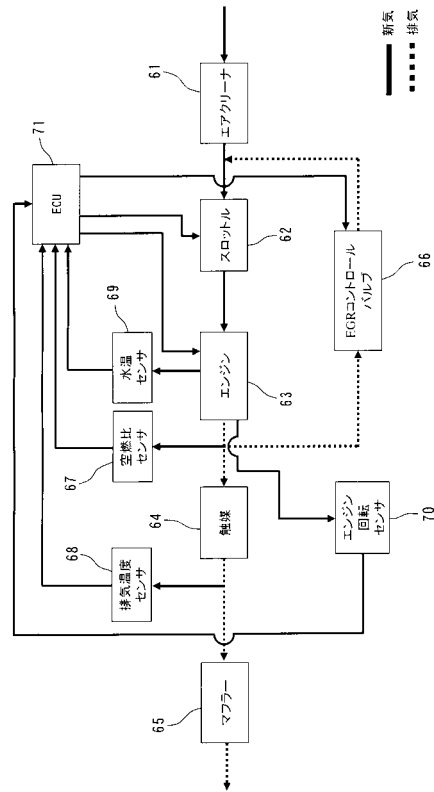


- 50…第1クラッチ
- 51…第2クラッチ

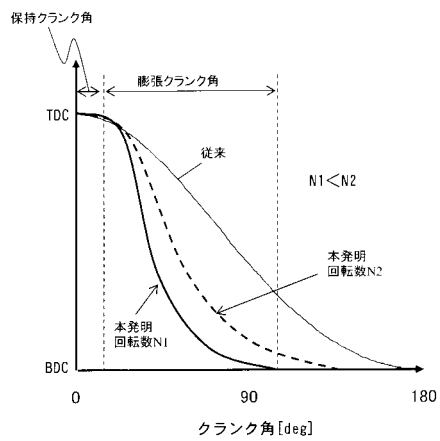
【図8】



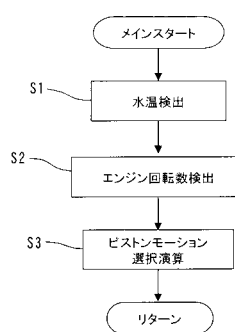
【図11】



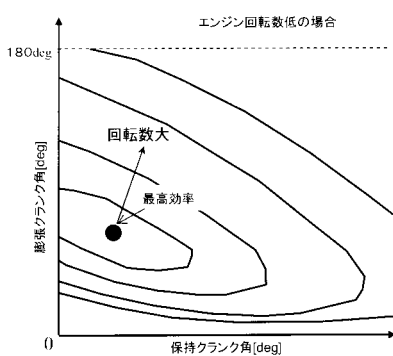
【図12】



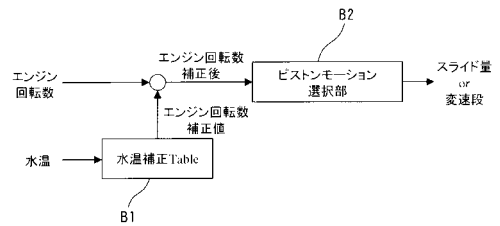
【図14】



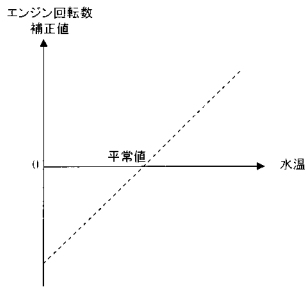
【図13】



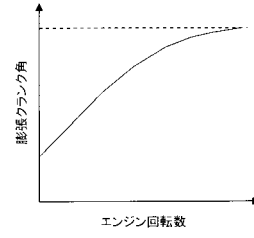
【図15】



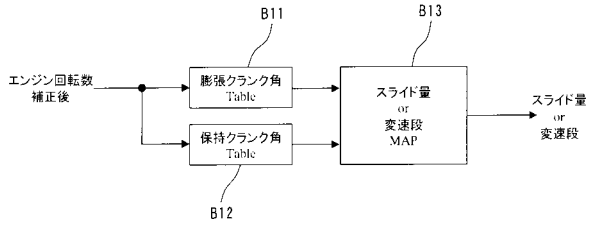
【図16】



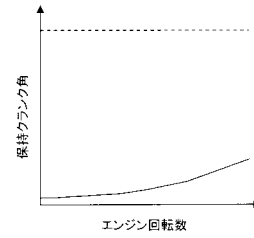
【図18】



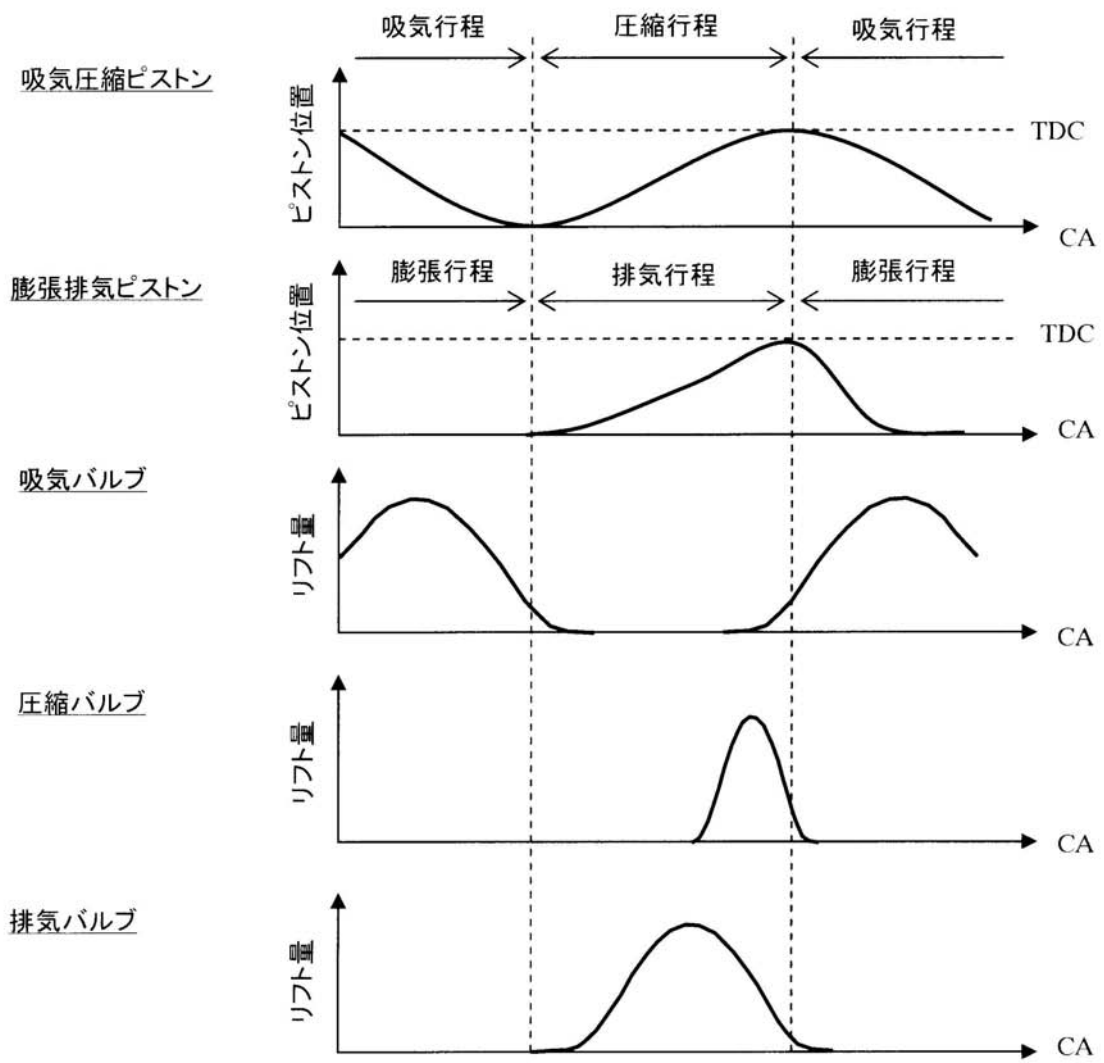
【図17】



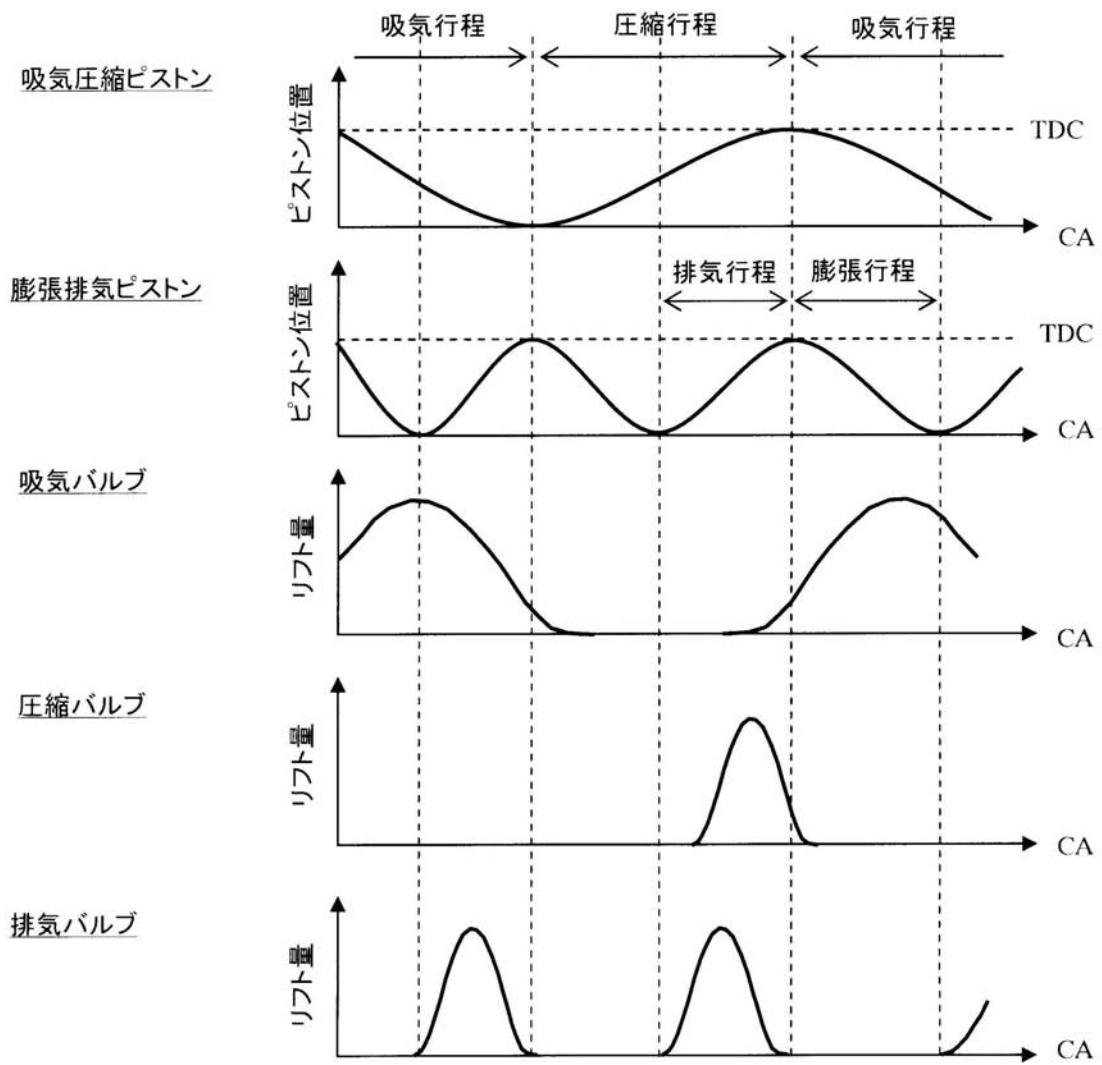
【図19】



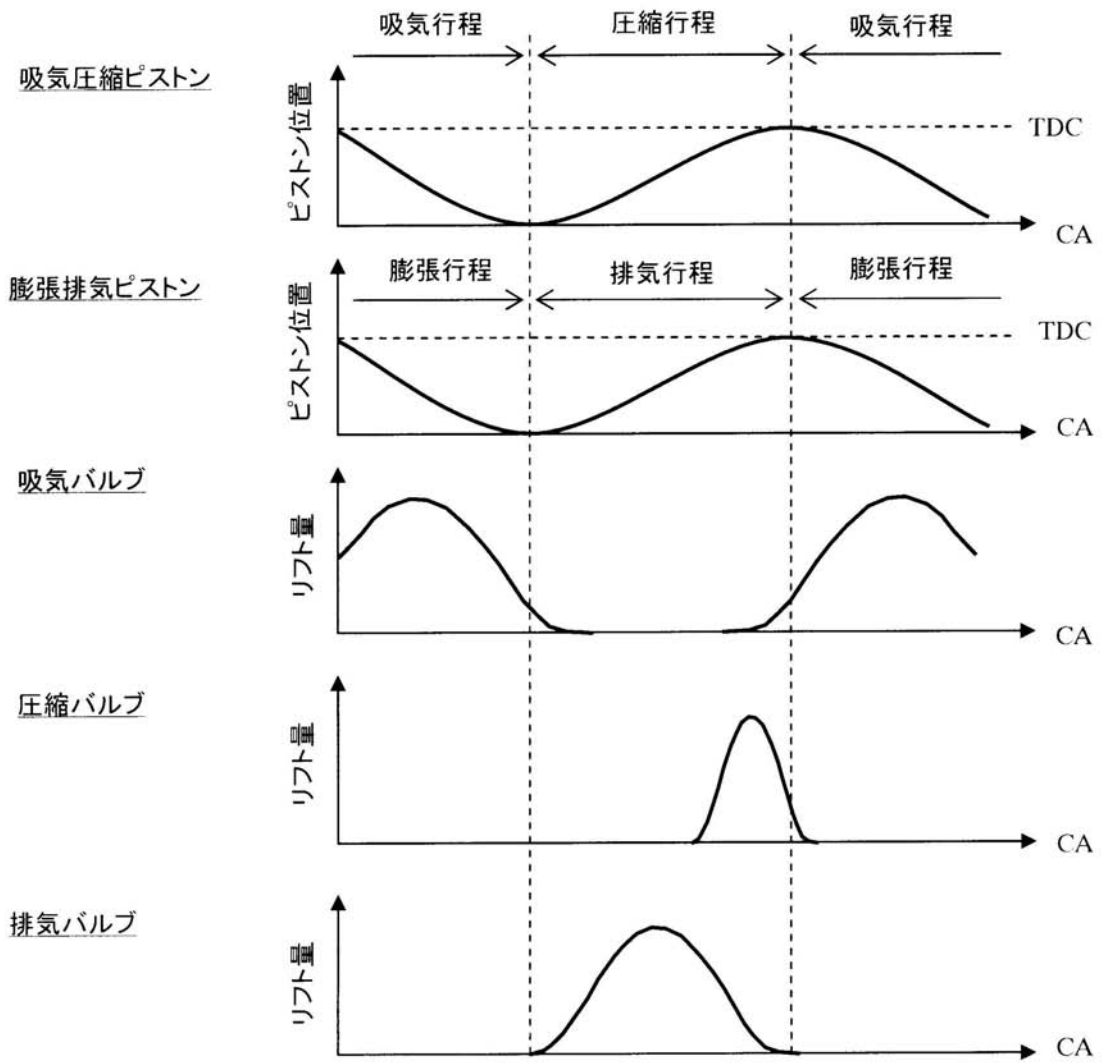
【 図 5 】



【 図 9 】



【 図 1 0 】



フロントページの続き

(72)発明者 大羽 拓

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 太田 健司

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) 3G092 AA12 DD06 DG05 DG07 FA24 GA17 GA18 HD01Z HE01Z HE03Z
HE08Z