

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5114046号
(P5114046)

(45) 発行日 平成25年1月9日(2013.1.9)

(24) 登録日 平成24年10月19日(2012.10.19)

(51) Int. Cl.	F I	
FO2D 17/02 (2006.01)	FO2D 17/02	M
FO1B 9/04 (2006.01)	FO1B 9/04	
FO1B 31/14 (2006.01)	FO1B 31/14	
FO1L 1/356 (2006.01)	FO1L 1/34	E
FO1L 13/00 (2006.01)	FO1L 13/00	3O1K
請求項の数 15 (全 33 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2006-329864 (P2006-329864)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成18年12月6日(2006.12.6)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2007-278272 (P2007-278272A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成19年10月25日(2007.10.25)	(74) 代理人	100075513
審査請求日	平成21年11月26日(2009.11.26)		弁理士 後藤 政喜
審判番号	不服2011-25118 (P2011-25118/J1)	(74) 代理人	100114236
審判請求日	平成23年11月22日(2011.11.22)		弁理士 藤井 正弘
(31) 優先権主張番号	特願2006-67855 (P2006-67855)	(74) 代理人	100120178
(32) 優先日	平成18年3月13日(2006.3.13)		弁理士 三田 康成
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100120260
			弁理士 飯田 雅昭
		(72) 発明者	平谷 康治
			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】 可変膨張比エンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの膨張比を可変する膨張比可変手段と、
 エンジン負荷を検出する負荷検出手段と、
 前記膨張比可変手段を制御する制御手段とを備え、
 前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、膨張比を前記負荷が前記所定負荷に等しい時の膨張比に比して小さくなるように制御し、
 前記所定負荷は、膨張比を小さくする前記制御を行わないと膨張行程後期の排気弁が開く前にシリンダ内の圧力が負圧となる負荷であることを特徴とする可変膨張比エンジン。

【請求項2】

前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、負荷が低いほど前記膨張比を小さくするように制御することを特徴とする請求項1に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項3】

前記膨張比可変手段は、排気弁の開時期を可変とする排気弁開時期可変手段を備え、
 前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、前記排気弁の開時期を進めることにより膨張比を小さくすることを特徴とする請求項1または2に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項4】

前記排気弁開時期可変手段は、前記排気弁の開時期のみを可変とすることを特徴とする請求項3に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 5】

前記排気弁開時期可変手段は、前記排気弁の開時期を進めた進角量だけ前記排気弁の開時期を進めることを特徴とする請求項 3 に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 6】

前記膨張比可変手段は、吸気弁の開時期を可変とする吸気弁開時期可変手段を備え、
前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、前記排気弁の開閉時期を進めるとともに、前記吸気弁の開時期を進めることを特徴とする請求項 5 に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 7】

前記膨張比可変手段は、ピストンの上死点位置を可変とする上死点位置可変手段を備え、

10

前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、ピストンの上死点位置を下げるにより膨張比を小さくすることを特徴とする請求項 1 から 6 のいずれか一つに記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 8】

上死点位置可変手段は、ピストンとクランク軸との間を連結する複数のリンクからなり、少なくとも一つのリンクの動作を規制して膨張比を小さくすることを特徴とする請求項 7 に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 9】

前記複数のリンクは、前記ピストンにピストンピンを介して連結される第 1 リンクと、この第 1 リンクに揺動可能に連結されるとともに前記クランク軸に回転可能に連結する第 2 リンクと、この第 2 リンクと揺動可能に連結されるとともに、前記第 2 リンクの揺動を規制する第 3 リンクとからなることを特徴とする請求項 8 に記載の可変膨張式エンジン。

20

【請求項 10】

前記ピストンと前記クランク軸とを 1 本のコンロッドを介して連結する通常のエンジンに比して、前記ピストンのストローク特性が単振動に近い特性を有することを特徴とする請求項 7 から 9 のいずれか一つに記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 11】

前記ピストンのストローク量を前記ピストンの径より大きくしたことを特徴とする請求項 1 から 10 のいずれか一つに記載の可変膨張比エンジン。

30

【請求項 12】

前記ピストンは、前記ピストンが下死点にある場合において、前記クランク軸方向から見て、前記クランク軸のカウンタウェイトと前記ピストンのピストンピンとがオーバーラップするとともに、前記カウンタウェイトに干渉する前記ピストンのスカート部を除去するようにしたことを特徴とする請求項 7 から 11 のいずれか一つに記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 13】

前記膨張比可変手段として、排気弁の開時期を可変とする排気弁開時期可変手段とピストンの上死点位置を可変とする上死点位置可変手段とを備え、

検出した負荷が前記所定負荷より低い場合には、前記膨張比可変手段のうち応答性のよい前記可変手段を用いて膨張比を小さくすることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の可変膨張比エンジン。

40

【請求項 14】

前記膨張比可変手段として、排気弁の開時期を可変とする排気弁開時期可変手段とピストンの上死点位置を可変とする上死点位置可変手段とを備え、

検出した負荷が前記所定負荷より低い場合には、前記排気弁開時期可変手段を用いて膨張比を小さくすることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の可変膨張比エンジン。

【請求項 15】

前記膨張比可変手段として、吸気弁の開時期を可変とする吸気弁開時期可変手段を備え、

50

前記制御手段は、前記吸気弁の開閉時期を下死点前に設定し、負荷に応じて前記吸気弁の開閉時期を進めることを特徴とする請求項3から14のいずれか一つに記載の可変膨張比エンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、可変膨張比エンジン、特に可変膨張比エンジンの膨張比制御に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の変圧縮比（膨張比）エンジンとして、特許文献1に示すものがある。

【0003】

特許文献1に記載の変圧縮比エンジンは、ピストンを支持する浮動レバーが第1のconnectingロッドを介してクランク軸に連結され、クランク軸のクランクピンを中心として回転するように設けられる。ピストンがシリンダ内を往復運動し、ピストンの往復運動を浮動レバーと第1のconnectingロッドを介してクランク軸の回転運動として取り出す。

【0004】

モータが偏心軸を回転させ、偏心軸の偏心により第2のconnectingロッドを介して偏心軸と連結した浮動レバーがクランク軸のクランクピンを中心に回転する。浮動レバーの回転により、ピストンの上死点位置とシリンダとの相対位置が変更して内燃機関の圧縮比が変更される。

【0005】

そして、各気筒毎、若しくは各気筒を共通してノッキングまたはノッキングの前兆を検出するセンサと、回転機構を駆動させ、各気筒の圧縮比を同時に変更させる制御手段とを備え、制御手段は、センサにより各気筒いずれかのノッキングまたはノッキングの前兆を検出した場合に、各気筒の圧縮比を同時に低下させるようにした。

【0006】

また、吸排気弁の開閉時期制御を行うエンジンとして、特許文献2に記載のものがある。

【0007】

これは、筒状のスリーブに連通孔を穿設し、エンジンブロック内に連通孔に連通する作動油給排通路を形成する。一方、スリーブ内に摺動可能に嵌挿されて、内部に油室が形成されたタペットに連通孔に連通するように通路手段を穿設する。

【0008】

そして、スリーブとタペットの相対変位により通路手段と連通孔とが遮断されて、油室内に摺動可能に嵌挿された作動ピストンがタペットと一体的に駆動され、弁が開閉する。言い換えると、通路手段と連通孔とが遮断されるまで油室内の油の出入りがあり、作動ピストンが駆動されない。したがって、スリーブを駆動する駆動手段とこの駆動手段を制御する制御手段とを設け、制御手段が、運転状態検出手段からの情報に基づいて駆動手段によりスリーブを所定量駆動することで、通路手段と連通孔とが遮断されるまでの距離（＝時間）を制御して、バルブタイミングを変更するように構成したものである。

【0009】

そして、可変圧縮比エンジンが低回転領域運転時、エンジン始動時あるいはエンジン冷間時であると判断すると、吸気弁または排気弁のバルブタイミングを遅開け/早閉じ（すなわち小作動角）にするとともに、可変圧縮比エンジンが高回転領域で運転されていると判断すると、吸気弁または排気弁のバルブタイミングを早開け/遅閉じ（すなわち大作動角）とする。

【特許文献1】特開2000-073804号公報

【特許文献2】特開平8-177429号公報

10

20

30

40

50

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

圧縮比（膨張比）を可変とするエンジンにおいて、通常は低負荷運転領域において機関最高圧縮比に設定し、燃費を低減するが、所定の低負荷以下で運転する場合において膨張比が高すぎると、膨張行程後半の排気弁が開く直前において、筒内圧力が大気圧よりも低くなってしまふ、いわゆる負の仕事が発生し、燃費が悪化するという課題を発明者らが見出した。このことは、吸気弁のバルブタイミングを遅明け／早閉じとしたことにより、吸気弁の閉じ時期が下死点よりも大幅に早まり、この結果として実質的な圧縮比が膨張比に比して低下した場合に顕著である。

10

【0011】

特許文献1に記載の可変圧縮比エンジンにおいては、ノッキングの回避のために、高負荷運転領域においてノッキングが生じる場合に圧縮比を下げることを目的としており、低負荷領域においては燃費を向上させるために、高い圧縮比（膨張比）を使うことを前提としている。

【0012】

また、引用文献2に記載の吸排気弁の開閉時期制御を備えたエンジンにおいては、高回転でのガス交換効率を上げる（残留ガスをできるだけ減らして新気をたくさん吸入する）ことを目的として排気弁開時期を制御するが、低負荷の燃費を良くするための制御内容は記載されていない。

20

【0013】

本発明は、このような従来の問題点に着目してなされたものであり、所定の低負荷領域での燃費の悪化を防止する可変膨張比エンジンを提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0014】

本発明は、エンジンの膨張比を可変する膨張比可変手段と、エンジン負荷を検出する負荷検出手段と、前記膨張比可変手段を制御する制御手段とを備え、前記制御手段は、前記負荷が所定負荷より低い場合に、膨張比を前記負荷が前記所定負荷に等しい時の膨張比に比して小さくなるように制御し、前記所定負荷は、膨張比を小さくする前記制御を行わないと膨張行程後期の排気弁が開く前にシリンダ内の圧力が負圧となる負荷であることを特徴とする可変膨張比エンジンである。

30

【発明の効果】

【0015】

本発明では、所定負荷未滿で生じる負の仕事の発生を防止し、燃費の悪化を抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

図1は、本発明による可変膨張比エンジンの第1実施形態を示す図である。本発明を適用する可変膨張比エンジンは、ピストンとクランクシャフトとを2つのリンクで連結する複リンク機構による可変膨張比エンジン（以下「複リンク式可変膨張比エンジン」という）である。この複リンク式可変膨張比エンジンは、ピストンとクランクシャフトとを1つのリンク（コンロッド）で連結し、膨張比が一定である通常のエンジンに比べて、ピストンが上死点付近に滞在する期間が長いという特性がある（詳細は、例えば特開2002-285857号公報）。

40

【0017】

まず、本発明を適用する複リンク式可変膨張比エンジンについて説明する。

【0018】

複リンク式可変膨張比エンジン10は、ピストン32とクランクシャフト33とを2つのリンク11、12で連結するとともに、コントロールリンク13でリンク11、12を制御して複リンク式可変膨張比エンジン10の膨張比を変更する。リンクは、ピストン3

50

2と連結するアップリンク(第1リンク)11と、アップリンク11に接続するとともに、クランクシャフト33に連結するロアリンク(第2リンク)12とで構成される。

【0019】

アップリンク11は、上端をピストンピン21を介してピストン32に連結し、下端を連結ピン22を介してロアリンク12の一端に連結する。ピストン32は、燃烧圧力を受け、シリンダブロック31のシリンダ31a内を往復動する。ロアリンク12は、一端を連結ピン22を介してアップリンク11に連結し、他端を連結ピン23を介してコントロールリンク13に連結する。また、ロアリンク12は、連結ピン22、23が位置する両端間のほぼ中央の連結孔に、クランクシャフト33のクランクピン33bを挿入し、クランクシャフト33の回転軸と平行なクランクピン33bの中心軸回りに回転する。ロアリンク12は左右の2部材に分割可能に構成される。なお、連結ピン22、23、クランクピン33bは、クランクシャフト方向に延出して設置される。

10

【0020】

クランクシャフト33は、複数のジャーナル33aとクランクピン33bとを備える。ジャーナル33aは、シリンダブロック31及びラダーフレーム34によって回転自在に支持される。クランクピン33bの中心軸は、ジャーナル33aの中心から所定量偏心しており、クランクピン33bにロアリンク12の連結孔が回転自在に連結する。

【0021】

コントロールリンク13は、先端に連結ピン23を挿入し、ロアリンク12の一端に回転可能に連結する。またコントロールリンク13は、他端をコントロールシャフト25に形成され、クランクシャフト33の回転軸と平行方向に延出する連結ピン24を介してコントロールシャフト25に連結する。コントロールシャフト25は、クランクシャフト33の回転軸と平行に設置された棒状部材であり、その外周部にはラックギアが形成されており、そのラックギアがアクチュエータ51の回転軸52に設けられたピニオン53に噛合する。アクチュエータ51の伸縮によってコントロールシャフト25が回転させられ、連結ピン24が回転移動し、コントロールリンク13は、この連結ピン24を中心として揺動する。なお、請求項中の上死点位置可変手段は、アップリンク11と、ロアリンク12及びコントロールリンク13から構成される。

20

【0022】

コントローラ70は、アクチュエータ51を制御してコントロールシャフト25を回転させて複リンク式可変膨張比エンジン10の膨張比を変更する。膨張比の変更方法については、図2を用いて説明する。またコントローラ70は、吸気ポートに設けられた燃料噴射弁41の燃料噴射を制御する。さらにコントローラ70は、図示しないシリンダヘッドに設けられた点火プラグ42の点火時期を制御する。また排気弁61は、後述のようにその開閉タイミングを変更可能であり、コントローラ70は、その排気弁61の開閉タイミングを制御してEGR量を調整する。コントローラ70は、中央演算装置(CPU)、読み出し専用メモリ(ROM)、ランダムアクセスメモリ(RAM)及び入出インターフェース(I/Oインタフェース)を備えたマイクロコンピュータで構成される。コントローラ70を複数のマイクロコンピュータで構成してもよい。

30

【0023】

このような複リンク式可変膨張比エンジン10とすることで、可変膨張を可能とするエンジンであっても、エンジンサイズが大きくなることを抑制し、また、ピストンの上死点位置を容易に変更することができる。さらには、ピストンのストローク特性を単振動に近付けることができ、これによりエンジンの振動が減少でき、音振性能に優れたエンジンとすることができる。

40

【0024】

図2は、複リンク式可変膨張比エンジン10による膨張比変更方法を説明する図である。

【0025】

コントローラ70に制御されるコントロールシャフト25を所定量回転して、連結ピン

50

24の位置を変更することで、複リンク式可変膨張比エンジン10の膨張比が所定値に変更される。例えば図2(A)、図2(C)に示すように連結ピン24を、クランクピン33bがピストン上死点に対応する角度に位置する時にアッパリンク11が垂直方向に配置される位置Aにすれば、上死点にある時のピストン32の位置が最も高い位置となり、つまり上死点位置が最も高くなり高膨張比になる。

【0026】

そして図2(B)、図2(C)に示すように、連結ピン24を位置Aから反時計方向に回転して位置Bにすると、コントロールリンク13が上方へ押し上げられ、連結ピン23の位置が上がる。これによりロアリンク12はクランクピン33bを中心として反時計方向に回転し、連結ピン22が図示左下方に下がり、ピストン上死点(TDC)におけるピストン32の位置が下降する。したがって膨張比が低膨張比になる。

10

【0027】

このようにして、コントローラ70は、コントロールシャフト25の連結ピン24の位置を制御することで、ピストン32の位置を制御し、複リンク式可変膨張比エンジン10の圧縮比(膨張比)を可変制御することができる。

【0028】

図3に、複リンク式可変膨張比エンジン10でのオットーサイクルのP-V線図を示す。図中、実線が後述する所定負荷以上の場合の線図を示し、破線が所定負荷未滿時に本実施形態の可変膨張比制御を実施しない場合の線図を示し、一点鎖線が所定負荷未滿時に本実施形態の可変膨張比制御を実施した場合の線を示す。

20

【0029】

所定負荷未滿でのエンジン運転状態において、破線で示すように、所定負荷以上に比して吸気量を制限して負荷を制御する。そして、このシリンダ内の混合ガス量が少なくシリンダ内圧力が大きく上昇しない条件では、膨張工程後半で排気弁61が閉じているためにシリンダ内圧力が負圧となり、いわゆる負の仕事が生じる(図中斜線部で示す)。なお、所定負荷とは、この膨張工程後半に負圧が生じる負荷条件である。つまり、所定負荷以上の運転状態では、実線で示すように負の仕事は生じない。また、発明者らの知見では、この負の仕事が発生する所定負荷領域は、高い圧縮比(膨張比)でのみ発生するものと考えられ、予め実験等により負の仕事が生じる膨張比と負荷との関係を求めておく。

【0030】

この負の仕事が生じることによる効率(燃費)の低下を防止するため、本実施形態では、図2において説明したような膨張比の可変制御を実施して、実質的な膨張比を低下させることで、負の仕事が生じることを抑制する。図において膨張比を可変制御した場合を一点鎖線で示し、膨張比を小さくすることにより、負圧が生じることはなく、負の仕事の発生を防止することができる。

30

【0031】

図4は、複リンク式可変膨張比エンジン10を用いた場合の負荷と膨張比(圧縮比)との関係を示す図である。この図によると負の仕事が生じる第1の所定負荷未滿では、この所定負荷と等しい時の膨張比に比して膨張比が小さくなるように可変制御される。より具体的には、負荷が小さくなるほどに膨張比(圧縮比)が小さくなるように可変制御される。一方、第1の所定負荷以上で第2の所定負荷までは効率向上のため、複リンク式可変膨張比エンジン10の最大圧縮比に設定され、第2の所定負荷以上では、ノッキングを防止するため負荷が大きくなるほどに圧縮比は徐々に小さく設定される。

40

【0032】

図5は、コントローラ70が実施する複リンク式可変膨張比エンジン10の可変膨張比制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。

【0033】

まずステップS1で、エアフローメータの検出信号に基づいて負荷を演算し、ステップS2で、演算した負荷と負の仕事に基づき設定する所定負荷とを比較し、演算した負荷が所定負荷より小さければ膨張工程後半で負の仕事が生じる恐れがあるため、ステップS

50

3に進み、複リンク式可変膨張比エンジン10の膨張比を図4の特性に従って低下させ、制御を終える。また、ステップS2で演算した負荷が所定負荷以上であれば制御を終える。

【0034】

このように本実施形態は、複リンク式可変膨張比エンジン10の膨張工程後半において、シリンダ内に負圧が生じる所定負荷未満の場合には、所定負荷以上の場合に比して膨張比を低下させる。膨張比を低下させることにより、負圧の発生が抑制され、燃費の向上を図ることができる。

【0035】

図6は、第2の実施形態としての複リンク式可変膨張比エンジン10に備えられるバルブタイミング制御装置の一実施例を示す斜視図、図7は、その要部の切欠断面図である。

10

【0036】

バルブタイミング制御装置として、特開2003-49616号公報に記載される装置を適用することができる。例えば、このバルブタイミング制御装置を排気側のカムシャフトに備え、バルブタイミング制御装置を用いてコントローラ70により排気弁61の開閉時期を制御する。以下、このバルブタイミング制御装置100について説明する。

【0037】

バルブタイミング制御装置(排気弁開時期可変手段)100は、第1回転体としての円筒状のハウジング101と、このハウジング101内に收容された第2回転体としてのロータ102と、図示しない油圧供給弁と、この油圧供給弁を制御する図示しないコントローラ70とから構成される。ハウジング101の一端面には、カムスプロケット103が固定されており、図示しないクランクシャフト33のクランクスプロケットとの間に図示しないタイミングチェーンが巻き掛けられている。また、ロータ102は、ハウジング101に対し後述するように所定角度だけ相対回転可能となっており、かつ排気弁61を開閉する図示しないカムシャフトの端部にセンターボルト104によって固定されている。

20

【0038】

つまり、ハウジング101がクランクシャフト33に同期して回転し、このハウジング101とともにロータ102が回転してカムシャフトが駆動される所定の状態から、ハウジング101とロータ102とを相対回転させることによって、カムシャフトのクランクシャフト33に対する位相が遅進する構成となっている。なお、ハウジング101およびロータ102は、カムシャフトの回転中心に対し同軸状に配置されている。

30

【0039】

ロータ102は、その回転中心方向から半径方向に延びる複数個、例えば3個のペーン105を備えている。具体的には、ロータ102は内周側に環状部106を有し、この環状部106からほぼ一定の角度間隔(図では120°)でもって3個のペーン105がハウジング101側に延出している。

【0040】

一方、ハウジング101の内部には、ロータ102の環状部106側に延出し、環状部106にその先端部が接する凸部108がほぼ一定の角度間隔(図では120°)で3箇所、設けられている。隣接する凸部108間には扇状の凹部107が形成され、この凹部107にロータ102のペーン105がそれぞれ配置される。凹部107の周方向長さがペーン105の周方向長さより長いため、ハウジング101に対してロータ102が周方向に所定量だけ相対回転可能に形成される。

40

【0041】

そして、各凹部107内は、ペーン105により、2つの隔室に区画され、この隔室は圧力室として、一方が進角側油圧室109が、他方が遅角側油圧室110として区画されている。従って、コントローラ70の制御により、進角側油圧室109へ油圧制御弁を通じて油圧が供給されると排気弁61のバルブタイミングが進角する方向、図では時計方向へロータ102が相対回転し、または遅角側油圧室110へ油圧が供給されると排気弁61のバルブタイミングが遅角する方向、図では反時計方向へロータ102が相対回転する

50

。なお、このバルブタイミング制御装置 100 では、ハウジング 101 とロータ 102 との相対回転位置を変更することで排気弁のバルブタイミングを制御するため、排気弁 61 の閉時期の進角制御に伴って、開時期も進角制御される。つまり、排気弁 61 の閉時期が進角補正されれば、同じ補正量だけ開時期が進角補正される。

【0042】

このようにして、コントローラ 70 が複リンク式可変膨張比エンジン 10 の運転条件に応じてハウジング 101 内に形成された油圧室 109、110 への油圧の供給を制御することにより、ハウジング 101 とロータ 102 との相対回転位置を変更して排気弁 61 のバルブタイミングを制御することができる。

【0043】

図 8 は他のバルブタイミング制御装置を示す図である。

【0044】

他のバルブタイミング制御装置 200 は、例えば特開平 11 - 107725 号に開示された機構を用いたものである。これについて図 8 及び図 9 を参照して吸気弁 212 に適用した場合について以下、説明する。

【0045】

このバルブタイミング制御装置（吸気弁開時期可変手段）200 は、吸気弁 212 のリフト量を制御するリフト量制御アクチュエータ 201 と、吸気弁 212 の位相角を制御する位相角制御アクチュエータ 202 と、リフト量制御アクチュエータ 201 と位相角制御アクチュエータ 202 とを制御するエンジンコントローラ 70 とを有する。

【0046】

バルブタイミング制御装置 200 は、シリンダヘッドに摺動自在に設けられた吸気弁 212 と、シリンダヘッド上部に回転自在に支持された駆動軸 213 と、駆動軸 213 に固設された駆動カム 215 と、駆動軸 213 の上方位置に回転自在に支持された制御軸 216 と、制御軸 216 に制御カム 217 を介して揺動自在に支持されたロッカアーム 218 と、吸気弁 212 の上端部に伝達部材であるバルブリフタ 219 を介して配置された揺動カム 220 とを備える。また、駆動カム 215 とロッカアーム 218 とはリンクアーム 225 によって連係されるとともに、ロッカアーム 218 と揺動カム 220 がリンク部材 226 によって連係されている。

【0047】

駆動軸 213 と制御軸 216 は、図示しないクランクシャフトと平行に配置され、駆動軸 213 は、一端部に設けられた従動スプロケット等を介して複リンク式可変膨張比エンジン 10 のクランクシャフト 33 からトルクが伝達され、回転する。

【0048】

図 9 は、バルブタイミング制御装置 200 の駆動軸方向から見た構成図である。

【0049】

ロッカアーム 218 は、中央に有する基部 218a が制御カム 217 に回転自在に支持されている。また、基部 218a の一端に突設された一端部 218b には、ピン 221 を圧入するピン孔 218d が貫通形成されている。基部 218a の他端に突設された他端部 218c には、リンク部材 226 の一端部 226a と連結するピン 228 を圧入するピン孔 218e が形成されている。

【0050】

制御カム 217 は、円筒状であり、制御軸 216 の外周に固定されている。制御カム 217 の軸心 P1 の位置は、制御軸 216 の軸心 P2 から だけ偏倚している。

【0051】

揺動カム 220 には、駆動軸 213 が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔 222a が貫通形成されている。また揺動カム 220 には、ロッカアーム 218 の他端部 218c 側に位置するカムノーズ側の端部 223 にピン孔 223a が貫通形成されている。さらに揺動カム 220 の下面には、基円面 224a と、基円面 224a からカムノーズの先端縁側に円弧状に延びるカム面 224b とが形成されており、基円面 224a とカム面 224

10

20

30

40

50

bとが、揺動カム220の揺動位置に応じてバルブリフタ219の上面所定位置に当接する。

【0052】

リンクアーム225は、比較的大径な円環状の基部225aと、基部225aの外周面所定位置に突設された突出端225bとを備え、基部225aの中央位置には、駆動カム215のカム本体215aの外周面に回転自在に嵌合する嵌合孔225cが形成されている。また突出端225bには、ピン221が回転自在に挿通するピン孔225dが貫通形成されている。

【0053】

リンク部材226は、両端部226a、226bにピン挿通孔226c、226dを貫通形成される。このピン挿通孔226c、226dには、ロッカアーム218の他端部218cと揺動カム220の端部223の各ピン孔218e、223aに圧入したピン228、229の端部が回転自在に挿通する。そして、リンク部材226と各ピン孔218e、223aに圧入したピン228、229とによって連係機構が構成されている。

10

【0054】

制御軸216は、一端部に設けられたリフト量制御アクチュエータ201によって所定回転角度範囲内で回転するように制御される。また駆動軸213は、一端部に設けられた位相角制御アクチュエータ202によって所定回転角度範囲内で回転するように制御される。リフト量制御アクチュエータ201及び位相角制御アクチュエータ202は、エンジンの運転状態を検出するコントローラ70からの制御信号によって駆動する。

20

【0055】

コントローラ70は、クランク角センサの検出信号に基づいてエンジン回転数を演算し、エアフローメータの検出信号に基づいて負荷を演算し、水温センサの検出信号に基づいて水温を検出する。コントローラ70は、このようにして演算または検出した現在の機関運転状態に基づいて、リフト量制御アクチュエータ201及び位相角制御アクチュエータ202に制御信号を出力する。

【0056】

続いて図10、11を用いてバルブタイミング制御装置200の作用を説明する。

【0057】

まず、吸気弁212のリフト量を小さくする場合には、コントローラ70からの制御信号によってリフト量制御アクチュエータ201及び位相角制御アクチュエータ202を一方に回転駆動する。すると図10(A)、(B)に示すように、制御カム217は、軸心P1が制御軸216の軸心P2から右上方の回動位置に保持され、厚肉部217aが駆動軸213から上方向に離間移動する。このため、ロッカアーム218は、全体が駆動軸213に対して上方向へ移動し、揺動カム220は、リンク部材226を介して端部223が強制的に若干引き上げられて全体が右方向へ回動する。

30

【0058】

図10(A)、(B)に示すように駆動カム215が回転してリンクアーム225を介してロッカアーム218の一端部218bを押し上げると、そのリフト量がリンク部材226を介して揺動カム220及びバルブリフタ219に伝達されるが、そのリフト量は図10(B)に示すように比較的小さい。

40

【0059】

したがって、このようにした場合には、図12に示すようにバルブリフト量が小さくなるとともに、吸気弁212の開時期が遅くなり、排気弁61とのバルブオーバーラップが小さくなる。このため、燃費の向上と機関の安定した回転を得られる。

【0060】

一方、吸気弁212のリフト量を大きくする場合には、コントローラ70からの制御信号によってリフト量制御アクチュエータ201及び位相角制御アクチュエータ202を反対方向に回転駆動する。すると図11(A)、(B)に示すように制御軸216が、制御カム217を図10に示す位置から時計方向に回転させ、軸心P1(厚肉部217a)を

50

下方向へ移動させる。このため、ロッカアーム 2 1 8 は、今度は全体が駆動軸 2 1 3 方向（下方向）に移動して他端部 2 1 8 c が揺動カム 2 2 0 の上端部 2 2 3 をリンク部材 2 2 6 を介して下方へ押圧して揺動カム 2 2 0 全体を所定量だけ時計方向へ回動させる。

【 0 0 6 1 】

揺動カム 2 2 0 のバルブリフタ 2 1 9 上面に対する下面の当接位置が図 1 1 (A)、(B) に示すように右方向位置に移動する。このため、図 1 0 に示すように駆動カム 2 1 5 が回転してロッカアーム 2 1 8 の一端部 2 1 8 b をリンクアーム 2 2 5 を介して押し上げると、バルブリフタ 2 1 9 に対するそのリフト量は図 1 1 (B) に示すように大きくなる。

【 0 0 6 2 】

したがって、このようにした場合には、図 1 2 に示すようにバルブリフト量も大きくなるとともに、吸気弁 2 1 2 の開時期が早くなるとともに閉時期が遅くなる。この結果、吸気充填効率が向上し、十分な出力を確保することができる。

【 0 0 6 3 】

次に図 1 3、図 1 4 を用いて本実施形態のバルブタイミング制御内容について説明する。図 1 3 は、複リンク式可変膨張比エンジン 1 0 の負荷と吸排気弁のバルブタイミングとの関係を示す。

【 0 0 6 4 】

まず、高膨張比を維持することで負の仕事が生じ燃費を悪化させる所定負荷以上の場合においては、排気弁 6 1 が開く開時期は、出力向上や燃費向上等を鑑みて一定時期（図では膨張工程の下死点の前）に制御される。一方、所定負荷未満の場合には、排気弁 6 1 の開時期を進角補正して早めるように制御する。つまり、排気弁 6 1 の開時期を膨張工程の下死点より一層早いタイミングに補正し、エンジンの膨張比を実質的に低下させるように制御する。この際に進角量はエンジン負荷が小さくなるほど大きく、早まるように設定される。このような制御により、負荷が低いほど膨張比が低下して、負の仕事の発生を抑制して燃費を向上することができる。なお、バルブタイミング制御装置 1 0 0 を用いることで排気弁 6 1 の開時期の進角制御に伴い、排気弁 6 1 が閉じる閉時期も早まり、進角制御される。

【 0 0 6 5 】

所定負荷未満での排気弁 6 1 の進角制御に伴い、吸気弁 2 1 2 の開時期も進角制御する。吸気弁 2 1 2 と排気弁 6 1 とをそれぞれ進角制御することにより、吸排気弁のオーバーラップ期間を維持することができ、内部 E G R 量の変化による異常燃焼を防止することができる。

【 0 0 6 6 】

吸気弁 2 1 2 の閉時期は吸気工程の下死点より進角側に設定され、エンジン負荷が小さくなるほど、進角するように設定される（吸気弁閉時期可変手段）。このような吸気弁 2 1 2 のバルブタイミング制御により吸気量を制限して、スロットル弁による吸気量制御を実施する内燃機関に比してポンピングロスを低減し、燃費を向上することができる。

【 0 0 6 7 】

図 1 4 は、コントローラ 7 0 が実施する排気弁 6 1 のバルブタイミング制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。なお、この制御は、本実施形態で説明した吸排気弁のバルブタイミング制御とともに、第 1 の実施形態で説明した複リンク式可変膨張比エンジン 1 0 の可変膨張比制御を合わせて行うものであり、排気弁 6 1 のバルブタイミング制御装置 1 0 0 の応答性と膨張比を変化させるコントロールリンク 1 3 等からなる可変膨張比機構の応答性とが略同じ場合の制御である。

【 0 0 6 8 】

まずステップ S 1 で、エアフローメータの検出信号に基づいて負荷を演算し、ステップ S 2 で演算した負荷と所定負荷とを比較し、演算した負荷が所定負荷より小さければステップ S 1 1 に進み、ステップ S 1 1 で膨張工程後半で負の仕事が生じる恐れがあるため、排気弁 6 1 の開時期を進角補正し、制御を終える。また、ステップ S 2 で演算した負荷

10

20

30

40

50

が所定負荷以上であれば制御を終える。

【 0 0 6 9 】

したがって、排気弁 6 1 のバルブタイミング制御装置 1 0 0 の応答性と膨張比を変化させる可変膨張比機構の応答性が略同じ場合には排気弁 6 1 のバルブタイミング制御を優先適用して膨張比制御を行うようにする。なお、バルブタイミング制御とともに可変膨張比機構による膨張比制御を実行してもよい。

【 0 0 7 0 】

図 1 5 に、図 1 3 と図 1 4 で説明した吸排気弁のバルブタイミング制御を行った場合のオットーサイクルの P - V 線図を示す。図中、実線が所定負荷以上の場合の線図を示し、破線が所定負荷未満時に、本実施形態の吸排気弁のバルブタイミング制御を実施しない場合の線図を示し、一点鎖線が所定負荷未満時に本実施形態のバルブタイミング制御を実施した場合の線を示す。

10

【 0 0 7 1 】

所定負荷未満でのエンジン運転状態において、破線で示すように、図 1 3 で説明した吸気弁 2 1 2 の閉時期制御により吸気量を制限して負荷を制御する。そして、このシリンダ内の混合ガス量が少なくシリンダ内圧力が大きく上昇しない条件では、膨張工程後半で排気弁 6 1 が閉じているためにシリンダ内圧力が負圧となり、いわゆる負の仕事が生じる。なお、所定負荷とは、この膨張工程後半に負圧が生じる負荷条件である。つまり、所定負荷以上の運転状態では、実線で示すように負の仕事は生じない。発明者らの知見では、この負の仕事が発生する所定負荷領域は、高い膨張比を有するエンジンでのみ発生するもの

20

【 0 0 7 2 】

この負の仕事が生じることによる効率の低下を防止するため、本実施形態では、バルブタイミング制御機構 1 0 0 により、排気弁 6 1 の開時期を進角補正することで、実質的な膨張比を低下させて負の仕事が生じることを抑制する。

【 0 0 7 3 】

この排気弁 6 1 の開時期を進角補正した場合を一点鎖線で示し、負の仕事が生じるタイミングで排気弁 6 1 が開くことにより、シリンダ内の圧力は大気圧に維持され、負圧が生じることはなく、負の仕事の発生を防止し、燃費の悪化を抑制することができる。

【 0 0 7 4 】

図 1 6 は、本発明による第 3 実施形態としての複リンク式可変膨張比エンジン 1 0 に備えられるピストン構造を示す図であり、図 1 6 (A) は斜視図であり、図 1 6 (B) は図 1 6 (A) の B - B 断面図であり、図 1 6 (C) は図 1 6 (A) の C - C 断面図である。また図 1 7 はピストン挙動を示す図である。なお、第 3 の実施形態の複リンク式可変膨張比エンジン 1 0 の構成としては、排気弁 6 1 のバルブタイミング制御装置を、図 6 と図 7 に示した開時期の変化により閉時期も従属的に変化するものに代えて、図 8 から図 1 1 に示した開時期と閉時期とをそれぞれ独立して設定することができるバルブタイミング制御装置を用いるものとして、以下に説明する。

30

【 0 0 7 5 】

まず、この実施形態のピストン 3 2 は、図 1 6 (C) に示されているようにピストンスカート 3 2 a が部分的に大幅に短縮されている点に特徴を有する。ピストン 3 2 の外形は、ピストンリングが設置される冠部 3 2 b と、その下部のピストンスカート 3 2 a とから形成され、ピストンスカート 3 2 a は、クランクシャフト 3 3 回転時に、そのカウンターウェイト 3 3 c と干渉する干渉部が削除され、ピストン 3 2 が下死点にいる場合には、ピストン 3 2 のピストンピンが一对のカウンターウェイト 3 c 間に位置するように構成される(図 1 6 (A) 参照)。このようなピストン 3 2 を採用することでピストンストロークをピストン径より大きく拡大し、膨張比(圧縮比)を大きくすることができる。

40

【 0 0 7 6 】

膨張比を大きくするピストン 3 2 を採用するために、複リンク式可変膨張比エンジン 1 0 を構成するアッパリンク 1 1、ロアリンク 1 2 及びコントロールリンク 1 3 の長さを第

50

1の実施形態の構成から変更して最適化し、特にアップリンク11は最小限の長さとして、ピストンストロークの延長を達成する。

【0077】

このような構成により、エンジンのストロークを延長することにより、高い膨張比を達成しつつ、燃焼室の形状が扁平化することがなく、燃焼状態が悪化することを防止できる。また、ストロークの延長化により、エンジンのサイズを大型化することなく大排気量が可能となり、出力を向上でき、または排気量が同じ場合には、エンジンサイズを小型化し、エンジンルーム内のレイアウト性向上や軽量化を図ることができる。

【0078】

なお、このような構成にするためにはピストンスカート32aの強度が課題となるが、
図17(B)に示すように、複リンク機構の特性を利用し、ピストン32の上死点位置においてアップリンク11が略直立にすることでピストン32にかかる横方向荷重(スラスト荷重)を低減できる。これにより、ピストンスカート部の強度は確保される。

10

【0079】

第3の実施形態の吸排気弁のバルブタイミング制御装置は、開時期と閉時期とをそれぞれ独立して制御できるものであり、図18は、このバルブタイミング制御装置を用いた場合の複リンク式可変膨張比エンジン10の負荷と吸排気弁のバルブタイミングとの関係を示す。

【0080】

まず高膨張比を維持することで負の仕事が生じ燃費を悪化させる所定負荷以上の場合において、排気弁61の閉時期は、エンジン負荷に拘わらず吸気工程の上死点直後の一定時期に制御される。一方、排気弁61の開時期は負の仕事が生じる所定負荷以上の場合には膨張工程の下死点直前の一定時期に制御されるが、所定負荷未満の場合には、排気弁61の開時期を進角補正して下死点直前から早めるように制御する。この際の進角量はエンジン負荷が小さくなるほど大きく、早まるように設定される。

20

【0081】

また、吸気弁212の開時期は、エンジン負荷に拘わらず排気工程の上死点直前の一定時期に制御される。このように排気弁61の閉時期と吸気弁212の開時期とを負荷にかかわらず一定に設定し、排気弁61の閉時期と吸気弁212の開時期のオーバーラップ期間を同一とすることで、内部EGR量の変化による異常燃焼を防止することができる。

30

【0082】

図19は、コントローラ70が実施する排気弁61のバルブタイミング制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。なお、この制御は、本実施形態で説明した吸排気弁のバルブタイミング制御とともに、第1の実施形態で説明した複リンク式可変膨張比エンジン10の可変膨張比制御を合わせて行うことも可能であり、この場合には、エンジン10の膨張比の実質的な設定範囲をより広げることができる。この制御は、排気弁61のバルブタイミング制御装置の応答性が、膨張比を変化させるコントロールリンク13等からなる可変膨張比機構の応答性より遅い場合の制御である。この場合には、可変膨張比機構の応答性を優先して、可変膨張比機構での膨張比制御をまず実施した後、応答性の遅い吸排気弁のバルブタイミング制御での膨張比制御を行うようにする。応答性のよい制御を優先することで、応答遅れによる燃費の悪化を抑制することができる。

40

【0083】

まずステップS1で、エアフローメータの検出信号に基づいて負荷を演算し、ステップS2で演算した負荷と所定負荷とを比較し、演算した負荷が所定負荷より小さければステップS21に進み、ステップS21で可変膨張比制御を行い、膨張比を低下させる。続くステップ11では、膨張工程後半で負の仕事が生じる恐れがあるため、排気弁61の開時期を進角補正し、ステップS22で膨張比を大きくする可変膨張比制御を実施して、制御を終える。一方、ステップS2で演算した負荷が所定負荷以上であれば制御を終える。

【0084】

このような制御を行うことで、可変膨張比の応答速度を損じることなく、所定負荷未満

50

での負の仕事が生じることを防止し、可変膨張比の応答速度と燃費の向上とを両立させることができる。

【0085】

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。

【図面の簡単な説明】

【0086】

【図1】本発明による複リンク式可変膨張比エンジンの第1実施形態を示す図である。

【図2】複リンク式可変膨張比エンジンによる膨張比変更方法を説明する図である。

【図3】負の仕事を説明するオットーサイクルのP-V線図である。

10

【図4】複リンク式可変膨張比エンジンの負荷と膨張比（圧縮比）の関係を示す図である。

【図5】可変膨張比制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。

【図6】排気弁のバルブタイミング制御装置の斜視図である。

【図7】排気弁のバルブタイミング制御装置の切欠断面図である。

【図8】吸気弁のバルブタイミング制御装置の構成図である。

【図9】吸気弁のバルブタイミング制御装置の駆動軸方向から見た構成図である。

【図10】吸気弁のリフト量を小さくしたときのバルブタイミング制御装置の最小揺動状態及び最大揺動状態を示す図である。

【図11】吸気弁のリフト量を大きくしたときのバルブタイミング制御装置の最小揺動状態及び最大揺動状態を示す図である。

20

【図12】バルブタイミング制御装置で調整した吸気弁のリフトと作動角との関係を示す図である。

【図13】第2の実施形態の吸気弁と排気弁の開閉時期を示す図である。

【図14】排気弁のバルブタイミング制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。

【図15】負の仕事を説明するオットーサイクルのP-V線図である。

【図16】本発明による可変膨張比エンジンの第2実施形態のピストン構造を示す図である。

【図17】ピストン挙動を示す図である。

30

【図18】第3の実施形態の吸気弁と排気弁の開閉時期を示す図である。

【図19】排気弁のバルブタイミング制御の制御内容を説明するためのフローチャートである。

【符号の説明】

【0087】

10 複リンク式可変膨張比エンジン

11 アップリンク（第1リンク）

12 ロアリンク（第2リンク）

13 コントロールリンク（第3リンク）

21 ピストンピン

40

22 連結ピン

23 連結ピン

24 連結ピン

25 コントロールシャフト

32 ピストン

33 クランクシャフト

61 排気弁

70 コントローラ（制御手段）

100 バルブタイミング制御装置（排気弁開時期可変手段）

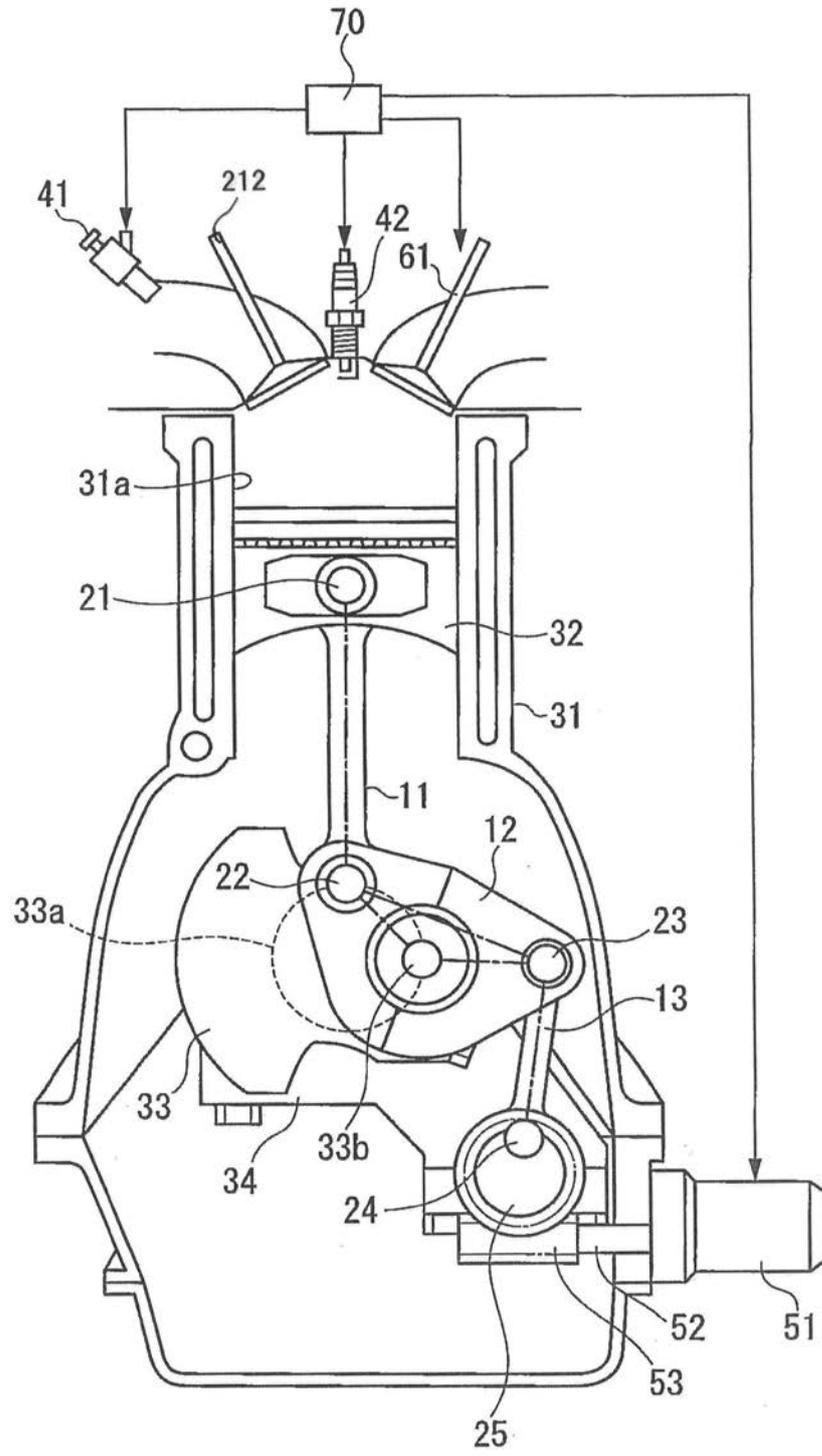
200 バルブタイミング制御装置（吸気弁開時期可変手段）

50

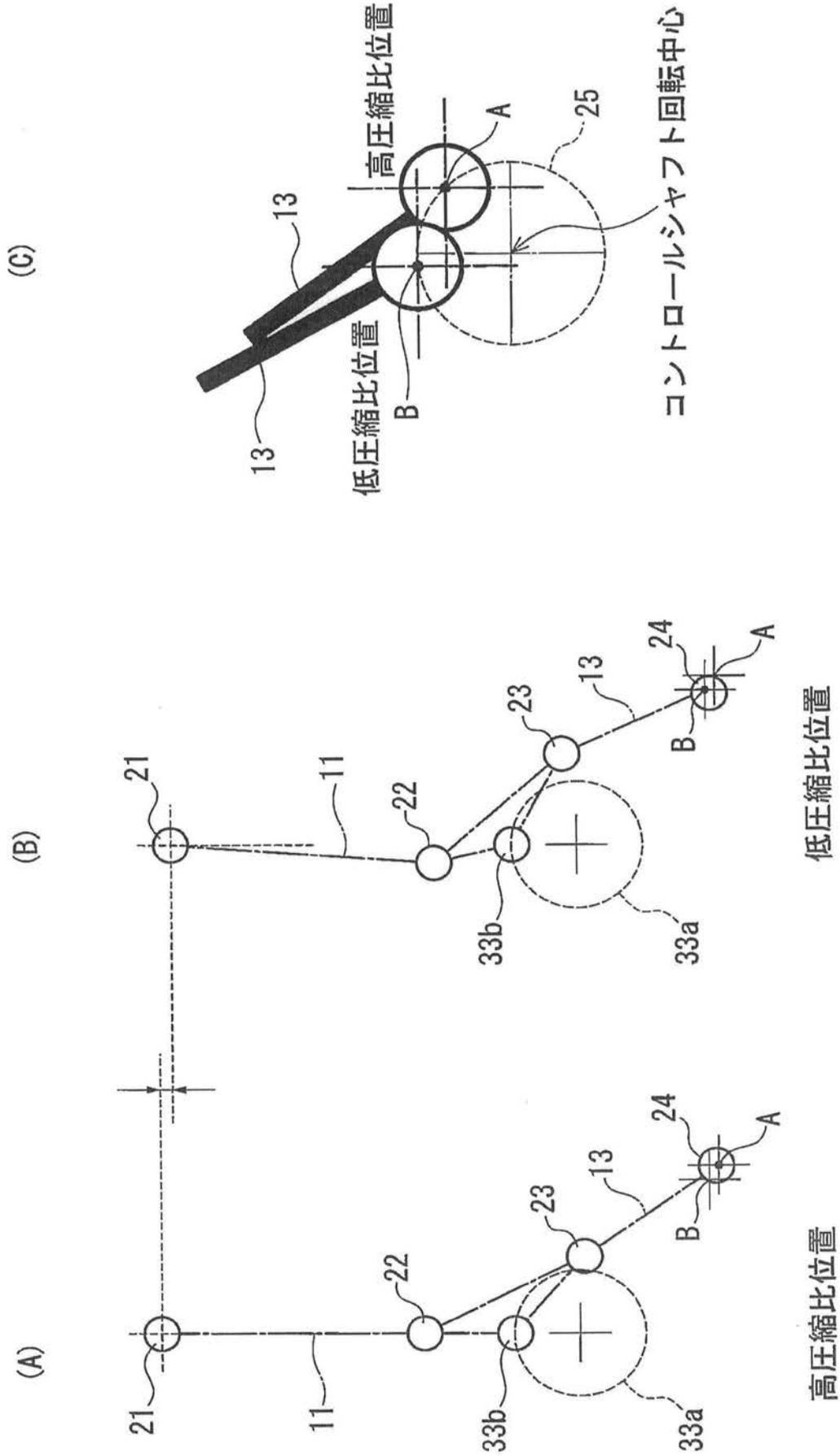
2 1 2 吸気弁

【図1】

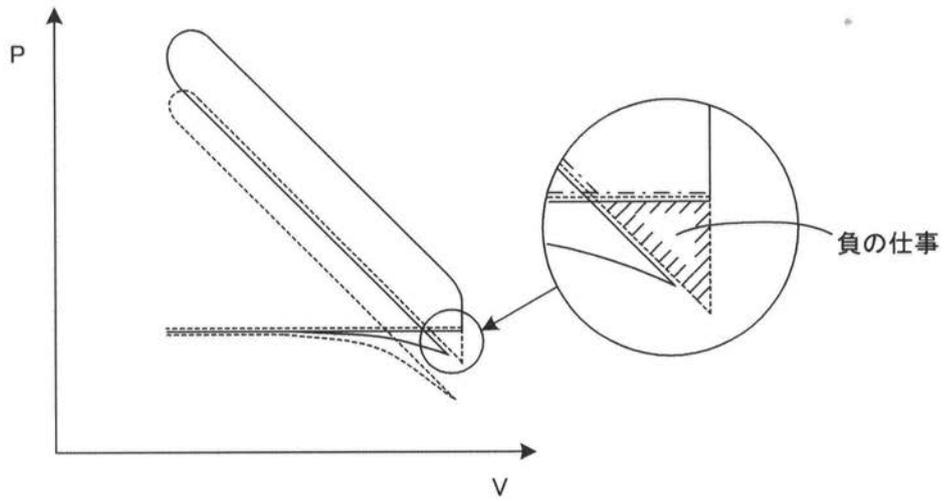
10



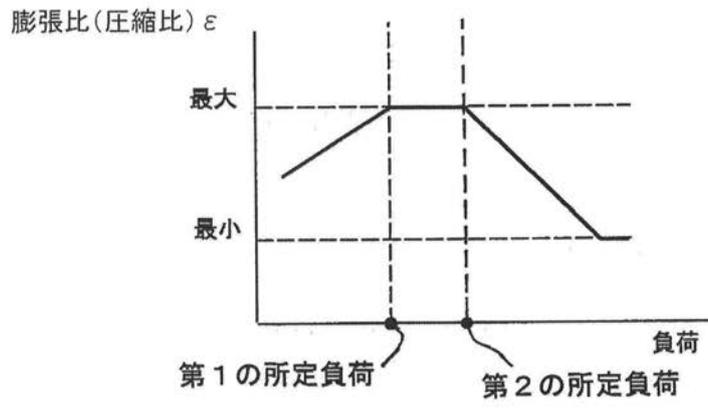
【図2】



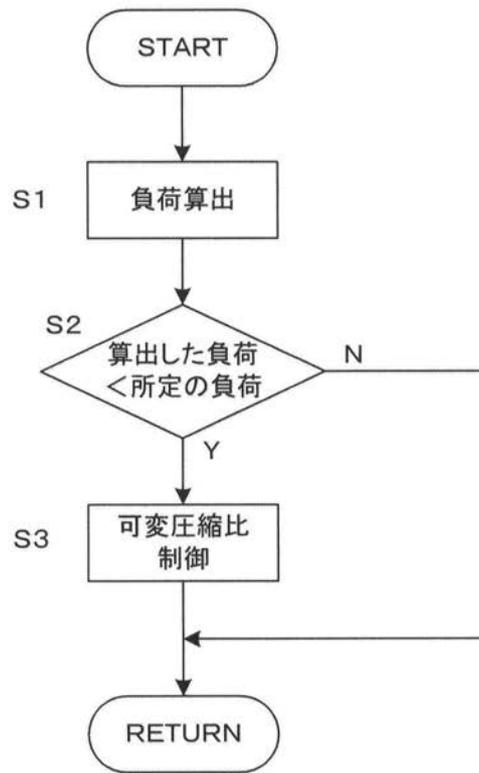
【図3】



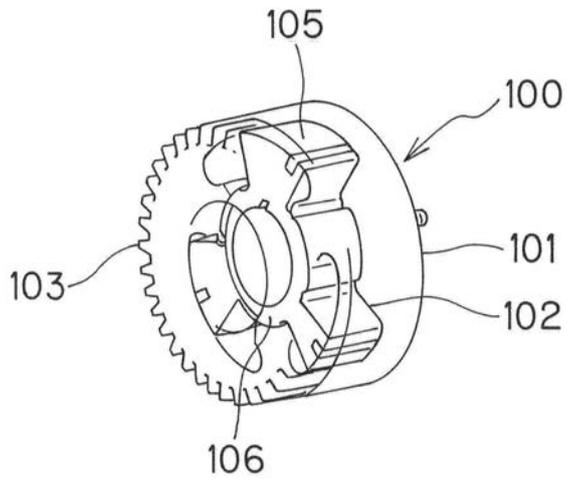
【図4】



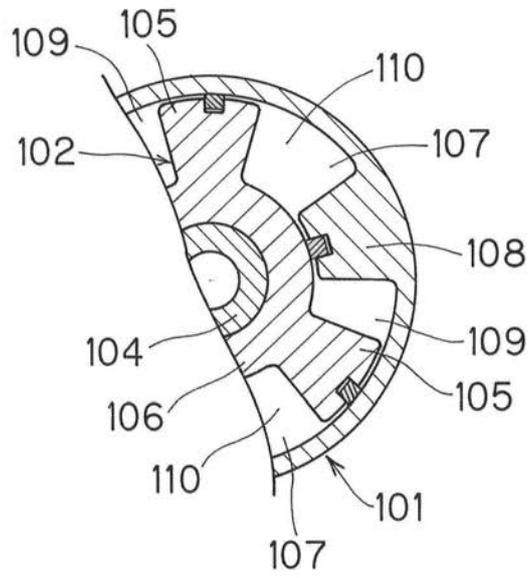
【図5】



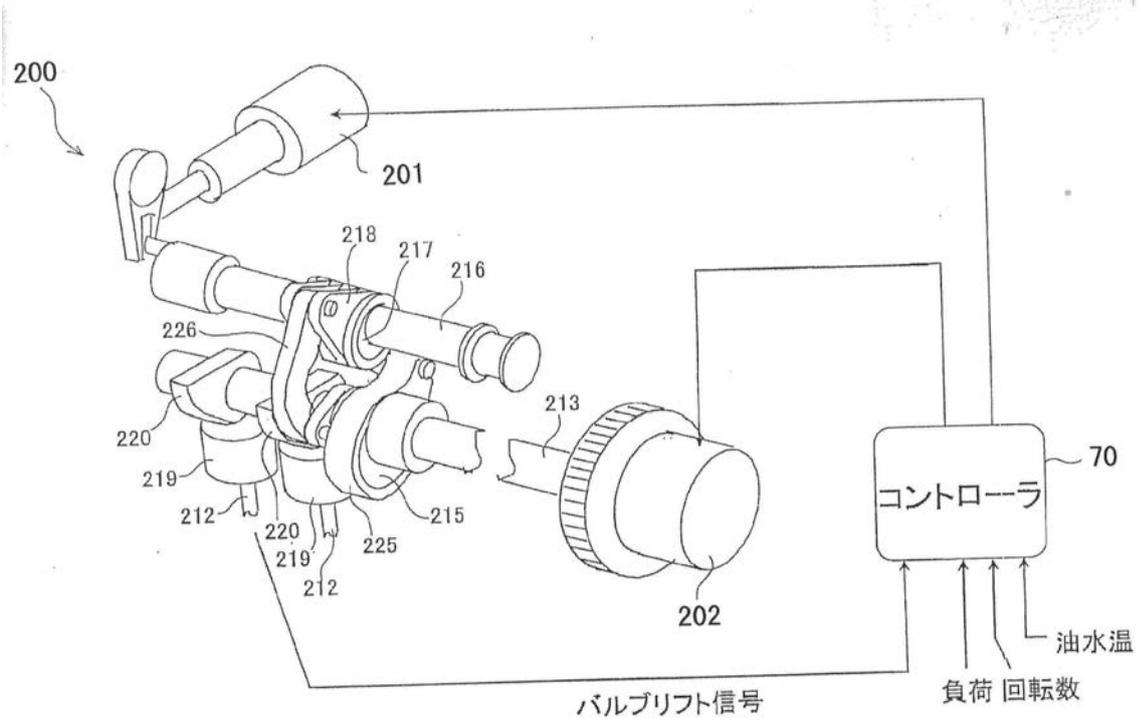
【図6】



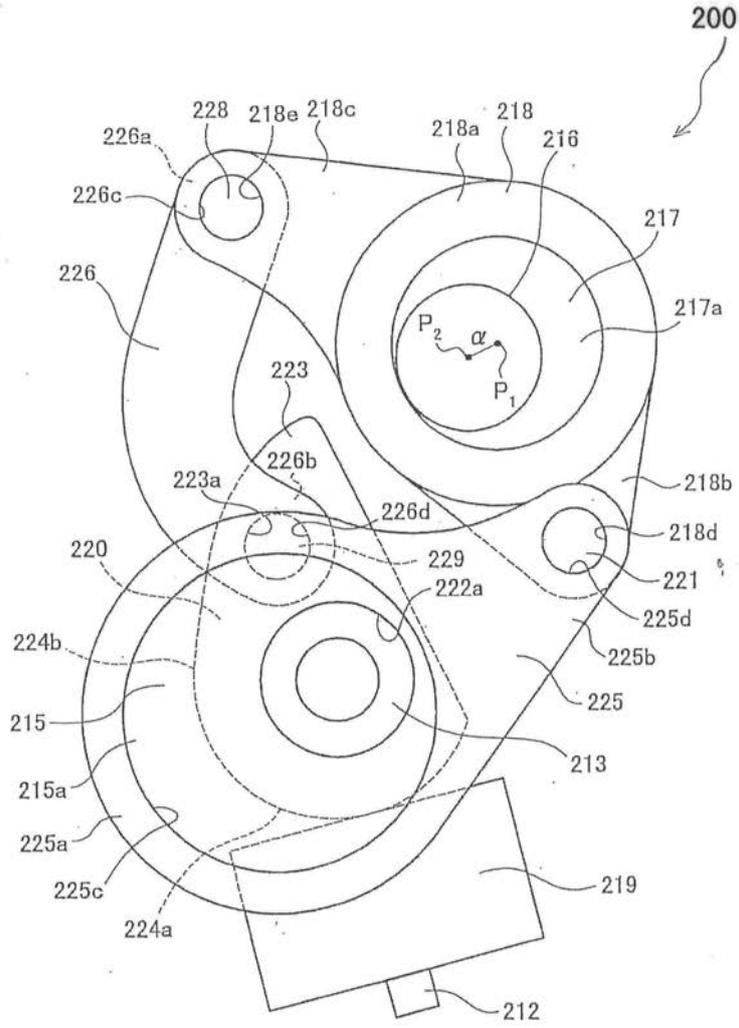
【図7】



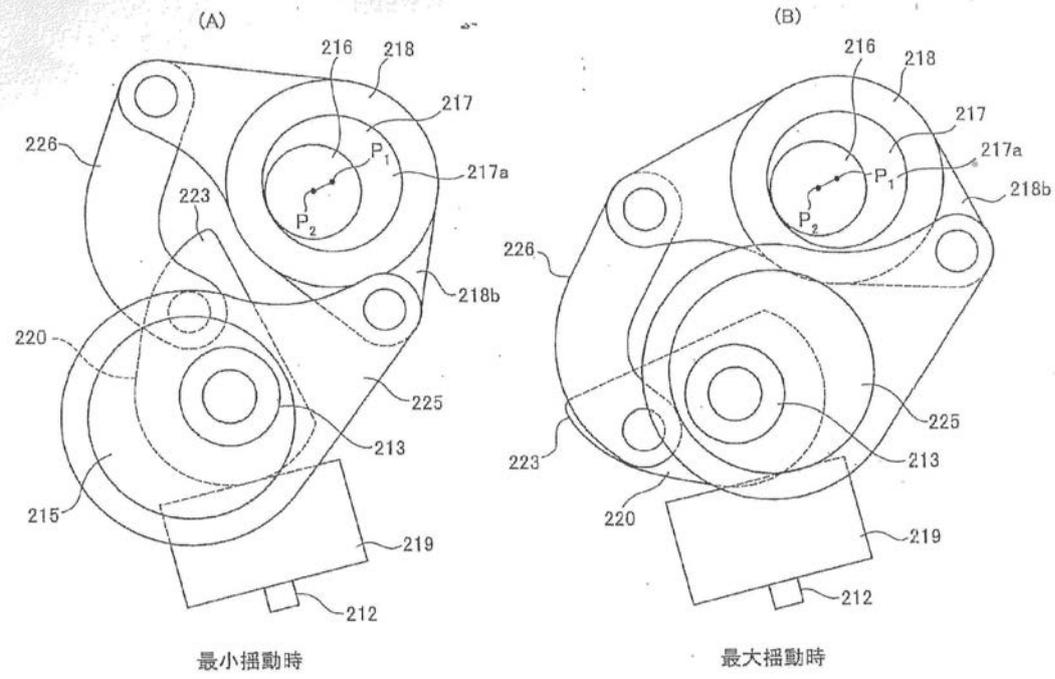
【図8】



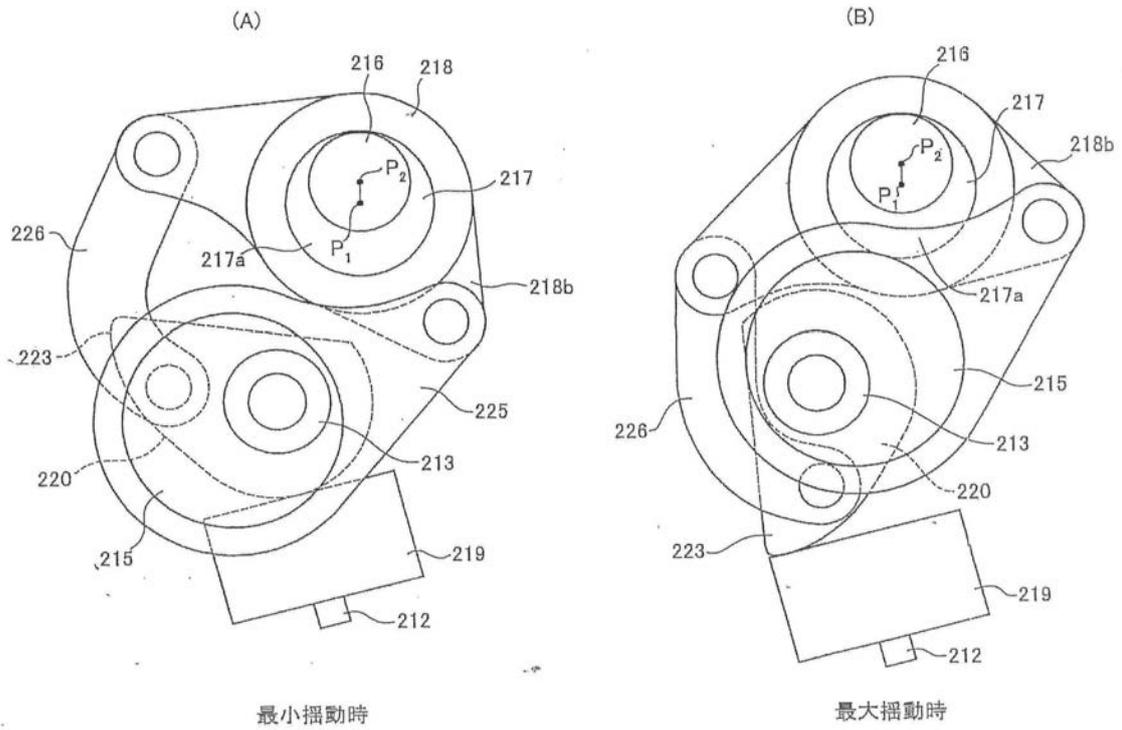
【 図 9 】



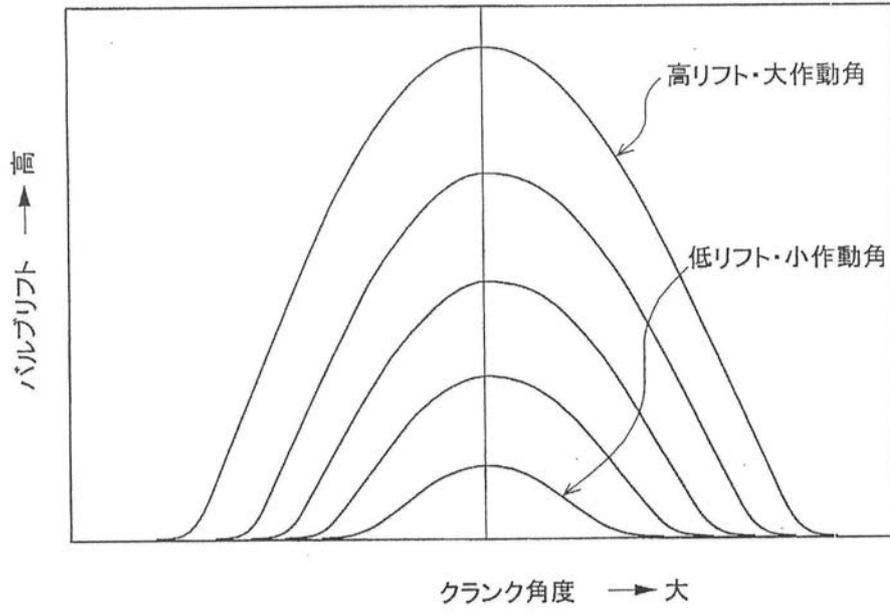
【図10】



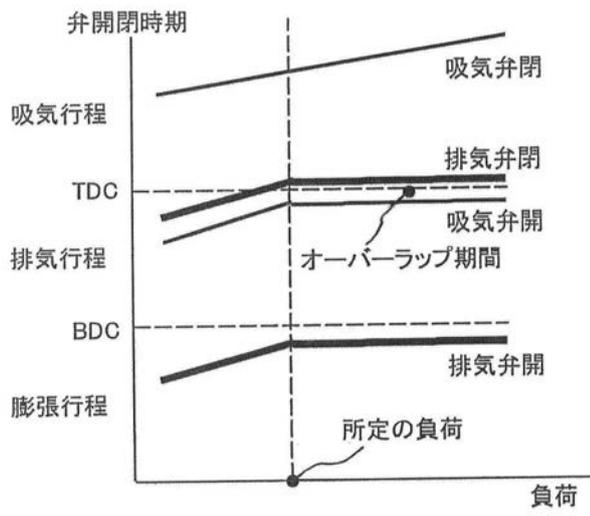
【図11】



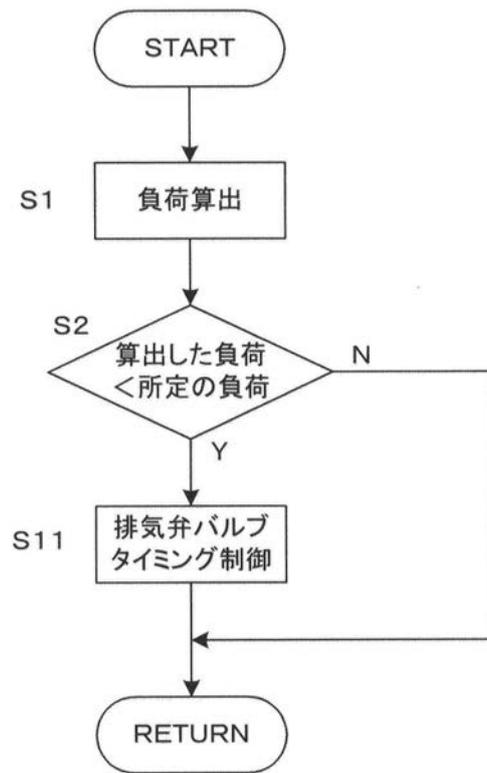
【図12】



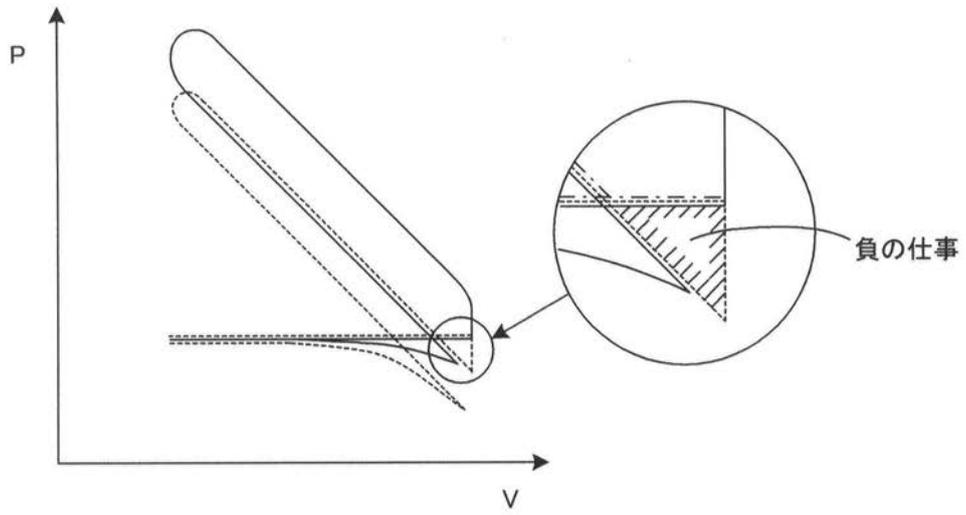
【図13】



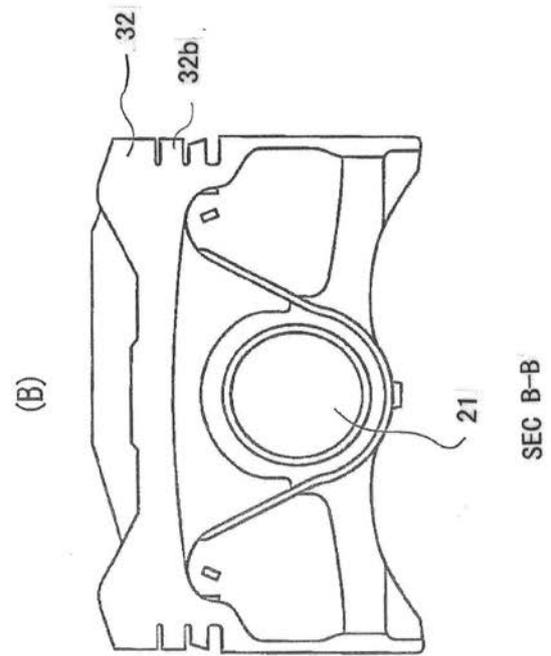
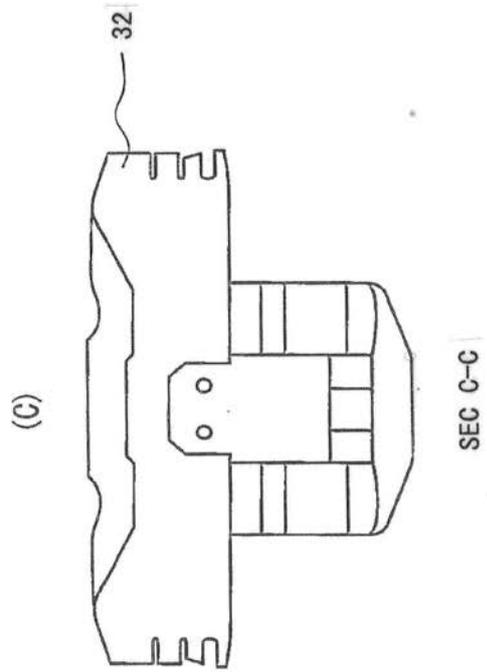
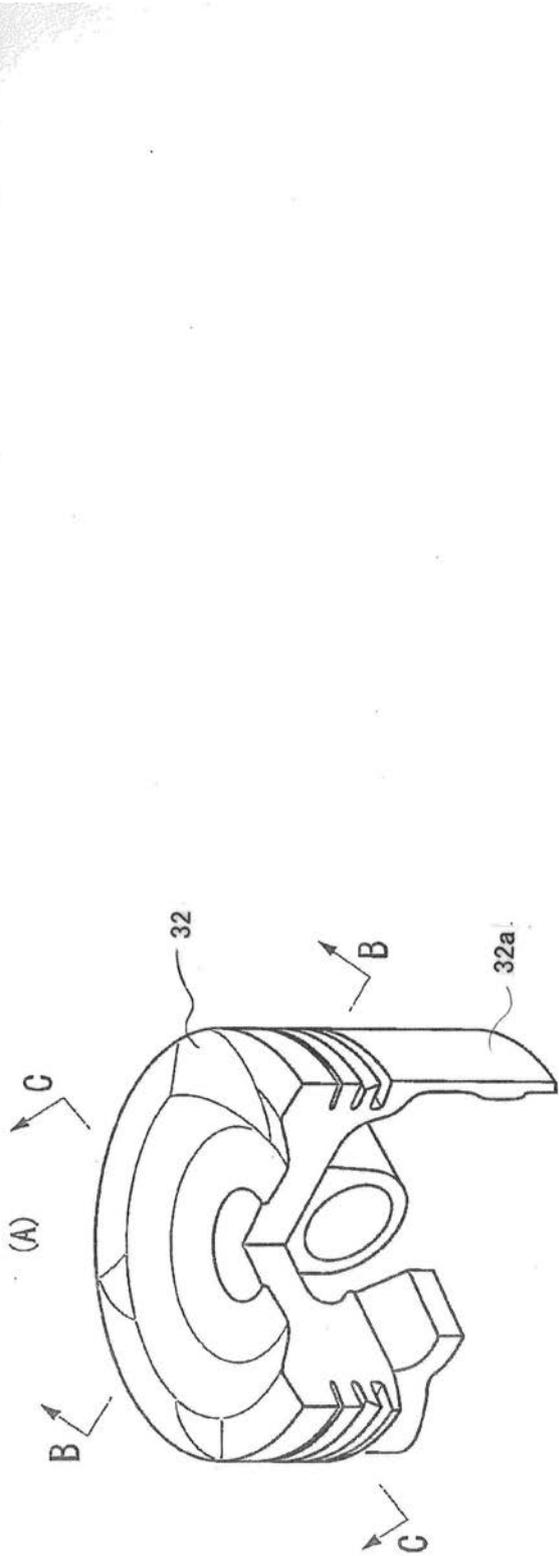
【図14】



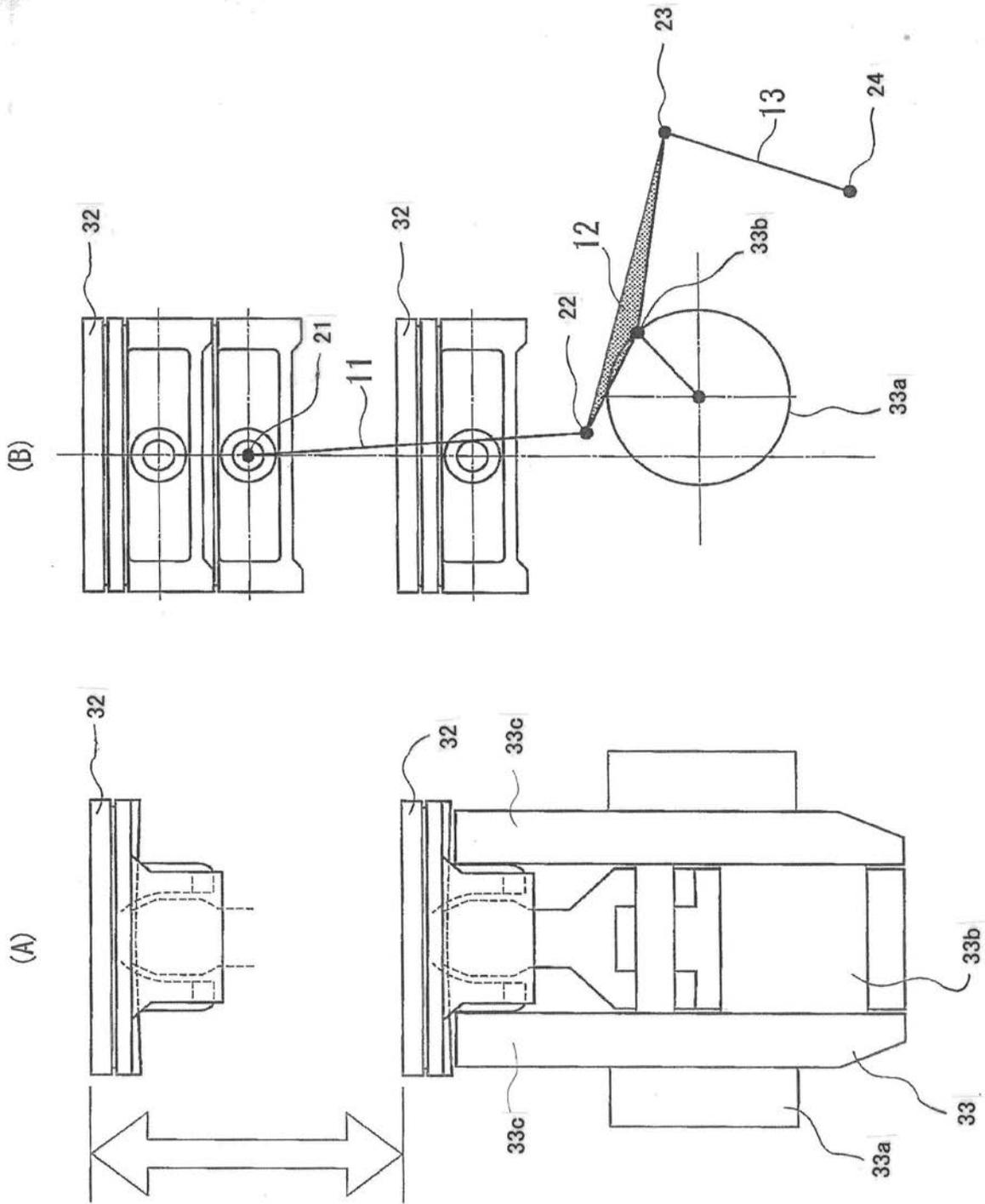
【 図 1 5 】



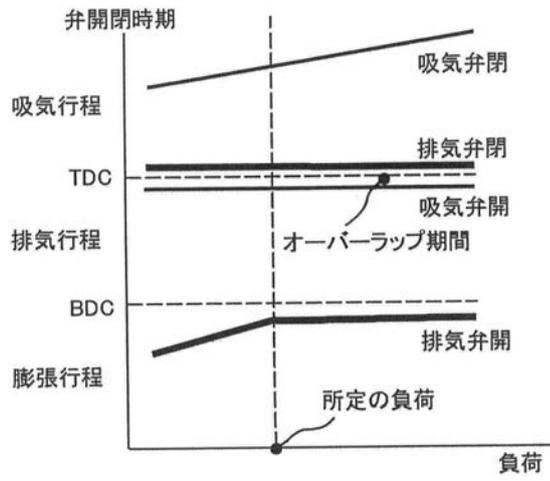
【 図 16 】



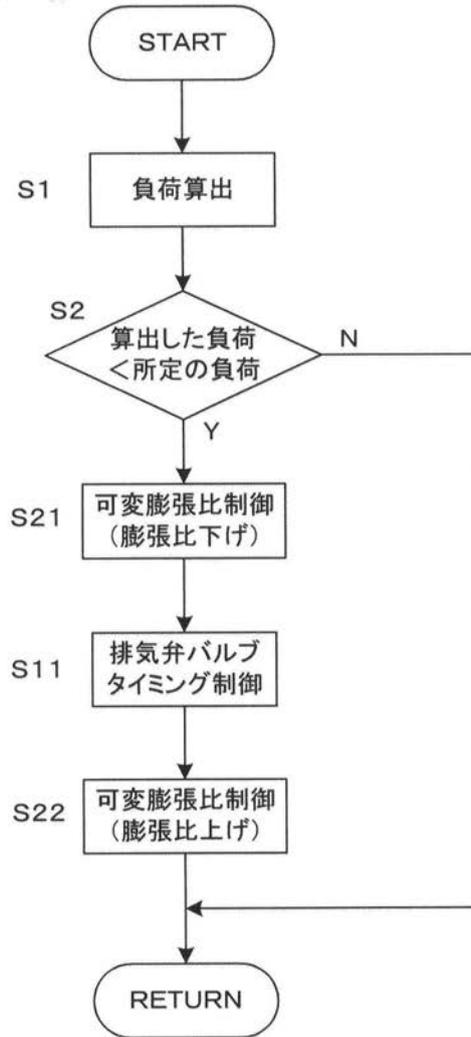
【 図 17 】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	
<i>F 0 2 B 75/04</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 B 75/04</i>	
<i>F 0 2 B 75/32</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 B 75/32</i>	B
<i>F 0 2 D 15/02</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D 15/02</i>	C
<i>F 0 2 F 3/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 F 3/00</i>	M
<i>F 1 6 C 3/28</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 C 3/28</i>	
<i>F 1 6 H 21/34</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 H 21/34</i>	

(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

(72)発明者 田中 大輔
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 土田 博文
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

合議体

審判長 千葉 成就

審判官 刈間 宏信

審判官 藤井 眞吾

(56)参考文献 特開2002-285876(JP,A)
特開2004-183510(JP,A)
特開2003-120345(JP,A)
特開2003-328794(JP,A)
特開2005-147339(JP,A)
特開平10-252512(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02D17/02