

【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関において、

前記クランクケースに回転可能に支持されたクランクシャフトと一体的に回転するように、前記クランクシャフトに結合された駆動スプロケットと、

前記駆動スプロケットに対して離間して配置され、第 1 巻掛伝動部材を介して前記駆動スプロケットに連結されることで前記駆動スプロケットからの回転駆動力が伝達されうるように構成された中継スプロケットであって、伝達された回転駆動力を前記シリンダブロック上部に設けられた吸排気弁の開閉を行う動弁機構に伝達しうるように構成された中継スプロケットと、

前記駆動スプロケットと前記中継スプロケットとを連結する前記第 1 巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持する張力保持手段とを具備し、

前記張力保持手段は、前記駆動スプロケットの回転中心と前記中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 1 リンク部材と、一端が前記シリンダブロックに取り付けられ且つ他端が前記中継スプロケットに取り付けられるという第 2 リンク部材であって該第 2 リンク部材の前記シリンダブロックにおける取り付け部と前記中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 2 リンク部材とを有するリンク機構であって、前記クランクケースに対する前記シリンダブロックの相対的な移動にともなう前記中継スプロケットの移動をもたらしうるリンク機構を有して構成される、

ことを特徴とする可変圧縮機構を備える内燃機関。

【請求項 2】

前記中継スプロケットは、第 2 巻掛伝動部材を介して前記動弁機構に連結されることで前記駆動スプロケットから伝達された回転駆動力を前記動弁機構に伝達しうるように構成され、

前記第 2 巻掛伝動部材を押圧しうるプランジャと、前記プランジャを滑動可能に収容するハウジングと、前記プランジャを前記ハウジングから突出するように付勢する付勢手段とを有し、前記プランジャの前記ハウジングからの突出量に応じて前記第 2 巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するテンショナをさらに備える、

ことを特徴とする請求項 1 に記載の可変圧縮機構を備える内燃機関。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、可変圧縮比機構を備える内燃機関に関する。

【背景技術】**【0002】**

内燃機関の燃費性能や出力性能を向上させることを目的として、内燃機関の圧縮比を変更可能にする可変圧縮機構を備える内燃機関の提案がなされており、例えば、カム機構などを利用して、内燃機関の燃焼室を構成する機関要素であるシリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させることで、燃焼室の容積を変更して内燃機関の圧縮比を変更する可変圧縮機構を備える内燃機関が知られている（特許文献 1 を参照）。

【0003】

上記のような可変圧縮機構を備える内燃機関においては概して、クランクケース内に配置されたクランクシャフトに対してシリンダブロックが気筒の軸線方向に移動するため、シリンダブロック上部（シリンダヘッド）に配置された吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトもクランクシャフトに対して相対的に移動することとなる。この点から、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトの駆動力がクランクシャフトからチェーンベルトなどを介して伝達されるように構成されている内燃機関において、可変圧縮機構の作動により、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトがクランクシャフトに対して相対的に移動された場合においても、吸排気弁を所望のタイミング

グにて開閉することができ、また、クランクシャフトの回転駆動力を良好に吸排気弁のカムシャフトに伝達することを可能とすべく、例えば、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトとクランクシャフトとを連結するチェーンベルトの張り具合（張力）を調整し一定に保持するテンショナを使用することの提案がなされている（引用文献 2 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2007 - 332798 公報

【特許文献 2】特開 2009 - 97449 号公報

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトにクランクシャフトの回転駆動力を伝達する駆動力伝達機構において使用されるチェーンベルト等のような巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するために使用されるテンショナとしては、油圧式テンショナが広く知られており、該油圧式テンショナは概して、シリンダ孔を有するハウジングと、シリンダ孔に移動可能に設けられたプランジャと、プランジャをシリンダ孔から突出するように付勢するリターンスプリングと、プランジャの突出時に油圧源から供給される作動油をシリンダ孔内に導入してプランジャに油圧を作用させるとともに、プラン

20

【0006】

このような油圧式テンショナは、リターンスプリングによって外方向へ突出されるプランジャによりチェーンベルトが押圧され、該チェーンベルトからプランジャに付与される押し込み力をシリンダ孔内の作動油によって緩衝することにより、該チェーンベルトのばたつきを防止して、チェーンベルト張力を調整し一定に保持するようになっている。

【0007】

しかしながら、チェーンベルトなどのような巻掛伝動部材を支持する各スプロケットの回転中心間の相対的な位置関係に大きなバラツキが生じうるような構成に対して、このような油圧式テンショナを使用する場合、該油圧式テンショナによる調整可能範囲を越えてしまうような大きな緩みが巻掛伝動部材にもたらされた際には、巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持することができないというような事態が生じる可能性がある。

30

【0008】

本発明は上記のような課題に鑑み、シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関において、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトにクランクシャフトの回転駆動力を伝達する駆動力伝達機構において使用される巻掛伝動部材を支持するスプロケットの回転中心間に大きなバラツキが生じうるような構成に対して、より確実に巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持することを可能とする張力保持手段を有する、可変圧縮機構を備える内燃機関を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0009】

請求項 1 に記載の発明によれば、シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関において、前記クランクケースに回転可能に支持されたクランクシャフトと一体的に回転するように、前記クランクシャフトに結合された駆動スプロケットと、前記駆動スプロケットに対して離間して配置され、第 1 巻掛伝動部材を介して前記駆動スプロケットに連結されることで前記駆動スプロケットからの回転駆動力が伝達されるように構成された中継スプロケットであって、伝達された回転駆動力を前記シリンダブロック上部に設けられた吸排気弁の開閉を行う動弁機構に伝達しうるように構成された中継スプロケットと、前記駆動スプロケットと前記中継スプロケットと

50

を連結する前記第 1 巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持する張力保持手段とを具備し、前記張力保持手段は、前記駆動スプロケットの回転中心と前記中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 1 リンク部材と、一端が前記シリンダブロックに取り付けられ且つ他端が前記中継スプロケットに取り付けられるという第 2 リンク部材であって該第 2 リンク部材の前記シリンダブロックにおける取り付け部と前記中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 2 リンク部材とを有するリンク機構であって、前記クランクケースに対する前記シリンダブロックの相対的な移動にともなう前記中継スプロケットの移動をもたらすリンク機構を有して構成される、ことを特徴とする可変圧縮機構を備える内燃機関が提供される。

【0010】

すなわち、請求項 1 に記載の発明では、シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関に関して、クランクケース内に回転可能に支持されたクランクシャフトと一体的に回転する駆動スプロケットと、該駆動スプロケットに対して離間して配置された中継スプロケットとを介して、クランクシャフトの回転駆動力を、シリンダブロック上部に設けられた吸排気弁の開閉を行う動弁機構に伝達するように構成する場合において、駆動スプロケットの回転中心と中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 1 リンク部材を配設することで、第 1 巻掛伝動部材を支持するスプロケット（駆動スプロケットと中継スプロケット）間の相対的位置関係のバラツキの発生を抑制し、より確実に第 1 巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持することを可能と致します。さらに、上記のような第 1 リンク部材とともに、一端がシリンダブロックに取り付けられ且つ他端が中継スプロケットに取り付けられるという第 2 リンク部材であって該第 2 リンク部材のシリンダブロックにおける取り付け部と中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第 2 リンク部材を有して構成されるリンク機構によれば、第 1 巻掛伝動部材を支持するスプロケット間の相対的位置関係のバラツキの発生を抑制しつつ、クランクケースに対するシリンダブロックの相対的な移動にともなう中継スプロケットの移動をもたらすことを可能とする。

【0011】

請求項 2 に記載の発明によれば、前記中継スプロケットは、第 2 巻掛伝動部材を介して前記動弁機構に連結されることで前記駆動スプロケットから伝達された回転駆動力を前記動弁機構に伝達しうるように構成され、前記第 2 巻掛伝動部材を押圧しうるプランジャと、前記プランジャを滑動可能に収容するハウジングと、前記プランジャを前記ハウジングから突出するように付勢する付勢手段とを有し、前記プランジャの前記ハウジングからの突出量に応じて前記第 2 巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するテンションをさらに備える、ことを特徴とする請求項 1 に記載の可変圧縮機構を備える内燃機関が提供される。

【発明の効果】

【0012】

各請求項に記載の発明によれば、シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関に関して、クランクケース内に回転可能に支持されたクランクシャフトと一体的に回転する駆動スプロケットと、該駆動スプロケットに対して離間して配置された中継スプロケットとを介して、クランクシャフトの回転駆動力を、シリンダブロック上部に設けられた吸排気弁の開閉を行う動弁機構に伝達するような構成に対して、第 1 巻掛伝動部材を支持するスプロケット（駆動スプロケットと中継スプロケット）間の相対的位置関係のバラツキの発生を抑制することができ、より確実に第 1 巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持することを可能としつつ、クランクケースに対するシリンダブロックの相対的な移動にともなう中継スプロケットの移動をもたらすことを可能とする、という共通の効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図 1】内燃機関の全体図である。

- 【図 2】可変圧縮比機構の分解斜視図である。
- 【図 3】図解的に表した内燃機関の側面断面図である。
- 【図 4】可変バルブタイミング機構を示す図である。
- 【図 5】吸気弁および排気弁のリフト量を示す図である。
- 【図 6】機械圧縮比、実圧縮比および膨張比を説明するための図である。
- 【図 7】理論熱効率と膨張比との関係を示す図である。
- 【図 8】通常のサイクルおよび超高膨張比サイクルを説明するための図である。
- 【図 9】機関負荷に応じた機械圧縮比等の変化を示す図である。
- 【図 10】吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトとクランクシャフトとを連結する駆動力伝達機構の一実施形態を示す図である。
- 【図 11】本発明の可変圧縮機構を備えた内燃機関における、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトとクランクシャフトとを連結する駆動力伝達機構の一実施形態を示す図である。

10

20

30

40

50

【発明を実施するための形態】

【0014】

図 1 は本発明による可変圧縮比機構を備える内燃機関の側面断面図を示す。図 1 を参照すると、1 はクランクケース、2 はシリンダブロック、3 はシリンダヘッド、4 はピストン、5 は燃焼室、6 は燃焼室 5 の頂面中央部に配置された点火栓、7 は吸気弁、8 は吸気ポート、9 は排気弁、10 は排気ポートを夫々示す。吸気ポート 8 は吸気枝管 11 を介してサージタンク 12 に連結され、各吸気枝管 11 には夫々対応する吸気ポート 8 内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁 13 が配置される。なお、燃料噴射弁 13 は各吸気枝管 11 に取付ける代りに各燃焼室 5 内に配置してもよい。

【0015】

サージタンク 12 は吸気ダクト 14 を介してエアクリーナ 15 に連結され、吸気ダクト 14 内にはアクチュエータ 16 によって駆動されるスロットル弁 17 と例えば熱線を用いた吸入空気量検出器 18 とが配置される。一方、排気ポート 10 は排気マニホールド 19 を介して例えば三元触媒を内蔵した触媒装置 20 に連結され、排気マニホールド 19 内には空燃比センサ 21 が配置される。

【0016】

一方、図 1 に示される実施例ではクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との連結部にクランクケース 1 とシリンダブロック 2 のシリンダ軸線方向の相対位置を変化させることによりピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更可能な可変圧縮比機構 A が設けられており、更に実際の圧縮作用の開始時期を変更可能な実圧縮作用開始時期変更機構 B が設けられている。なお、図 1 に示される実施例ではこの実圧縮作用開始時期変更機構 B は吸気弁 7 の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構からなる。

【0017】

図 1 に示されるようにクランクケース 1 とシリンダブロック 2 にはクランクケース 1 とシリンダブロック 2 間の相対位置関係を検出するための相対位置センサ 22 が取付けられており、この相対位置センサ 22 からはクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間隔の変化を示す出力信号が出力される。また、可変バルブタイミング機構 B には吸気弁 7 の閉弁時期を示す出力信号を発生するバルブタイミングセンサ 23 が取付けられており、スロットル弁駆動用のアクチュエータ 16 にはスロットル弁開度を示す出力信号を発生するスロットル開度センサ 24 が取付けられている。

【0018】

電子制御ユニット 30 はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス 31 によって互いに接続された ROM (リードオンリメモリ) 32、RAM (ランダムアクセスメモリ) 33、CPU (マイクロプロセッサ) 34、入力ポート 35 および出力ポート 36 を具備する。吸入空気量検出器 18、空燃比センサ 21、相対位置センサ 22、バルブタイミングセンサ 23 およびスロットル開度センサ 24 の出力信号は夫々対応する AD 変換器 37 を介して入力ポート 35 に入力される。また、アクセルペダル 40 にはアクセルペダル 4

0の踏込み量Lに比例した出力電圧を発生する負荷センサ41が接続され、負荷センサ41の出力電圧は対応するAD変換器37を介して入力ポート35に入力される。更に入力ポート35にはクランクシャフトが例えば30°回転する毎に出力パルスが発生するクランク角センサ42が接続される。一方、出力ポート36は対応する駆動回路38を介して点火栓6、燃料噴射弁13、スロットル弁駆動用アクチュエータ16、可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bに接続される。

【0019】

図2は図1に示す可変圧縮比機構Aの分解斜視図を示しており、図3は図解的に表した内燃機関の側面断面図を示している。図2を参照すると、シリンダブロック2の両側壁の下方には互いに間隔を隔てた複数個の突出部50が形成されており、各突出部50内には夫々断面円形のカム挿入孔51が形成されている。一方、クランクケース1の上壁面上には互いに間隔を隔てて夫々対応する突出部50の間に嵌合せしめられる複数個の突出部52が形成されており、これらの各突出部52内にも夫々断面円形のカム挿入孔53が形成されている。

10

【0020】

図2に示されるように一对のカムシャフト54, 55が設けられており、各カムシャフト54, 55上には一つおきに各カム挿入孔53内に回転可能に挿入される円形カム58が固定されている。これらの円形カム58は各カムシャフト54, 55の回転軸線と共軸をなす。一方、各円形カム58の両側には図3に示すように各カムシャフト54, 55の回転軸線に対して偏心配置された偏心軸57が延びており、この偏心軸57上に別の円形カム56が偏心して回転可能に取付けられている。図2に示されるようにこれら円形カム56は各円形カム58の両側に配置されており、これら円形カム56は対応する各カム挿入孔51内に回転可能に挿入されている。また、図2に示されるようにカムシャフト55にはカムシャフト55の回転角度を表す出力信号を発生するカム回転角度センサ25が取付けられている。

20

【0021】

図3(A)に示すような状態から各カムシャフト54, 55上に固定された円形カム58を図3(A)において矢印で示される如く互いに反対方向に回転させると偏心軸57が互いに離れる方向に移動するために円形カム56がカム挿入孔51内において円形カム58とは反対方向に回転し、図3(B)に示されるように偏心軸57の位置が高い位置から中間高さ位置となる。次いで更に円形カム58を矢印で示される方向に回転させると図3(C)に示されるように偏心軸57は最も低い位置となる。

30

【0022】

なお、図3(A)、図3(B)、図3(C)には夫々の状態における円形カム58の中心aと偏心軸57の中心bと円形カム56の中心cとの位置関係が示されている。

【0023】

図3(A)から図3(C)とを比較するとわかるようにクランクケース1とシリンダブロック2の相対位置は円形カム58の中心aと円形カム56の中心cとの距離によって定まり、円形カム58の中心aと円形カム56の中心cとの距離が大きくなるほどシリンダブロック2はクランクケース1から離れる。即ち、可変圧縮比機構Aは回転するカムを用いたクランク機構によりクランクケース1とシリンダブロック2間の相対位置を変化させていることになる。シリンダブロック2がクランクケース1から離れるとピストン4が圧縮上死点に位置するときの燃焼室5の容積は増大し、従って各カムシャフト54, 55を回転させることによってピストン4が圧縮上死点に位置するときの燃焼室5の容積を変更することができる。

40

【0024】

図2に示されるように各カムシャフト54, 55を夫々反対方向に回転させるために駆動モータ59の回転軸には夫々螺旋方向が逆向きの一对のウォーム61, 62が取付けられており、これらウォーム61, 62と嚙合するウォームホイール63, 64が夫々各カムシャフト54, 55の端部に固定されている。この実施例では駆動モータ59を駆動す

50

ることによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を広い範囲に亘って変更することができる。

【0025】

一方、図 4 は図 1 において吸気弁 7 を駆動するためのカムシャフト 70 の端部に取付けられた可変バルブタイミング機構 B を示している。図 4 を参照すると、この可変バルブタイミング機構 B は機関のクランク軸によりタイミングベルトを介して矢印方向に回転せしめられるタイミングプーリ 71 と、タイミングプーリ 71 と一緒に回転する円筒状ハウジング 72 と、吸気弁駆動用カムシャフト 70 と一緒に回転しかつ円筒状ハウジング 72 に対して相対回転可能な回転軸 73 と、円筒状ハウジング 72 の内周面から回転軸 73 の外周面まで延びる複数個の仕切壁 74 と、各仕切壁 74 の間で回転軸 73 の外周面から円筒状ハウジング 72 の内周面まで延びるベーン 75 とを具備しており、各ベーン 75 の両側には夫々進角用油圧室 76 と遅角用油圧室 77 とが形成されている。

10

【0026】

各油圧室 76 , 77 への作動油の供給制御は作動油供給制御弁 78 によって行われる。この作動油供給制御弁 78 は各油圧室 76 , 77 に夫々連結された油圧ポート 79 , 80 と、油圧ポンプ 81 から吐出された作動油の供給ポート 82 と、一对のドレインポート 83 , 84 と、各ポート 79 , 80 , 82 , 83 , 84 間の連通遮断制御を行うスプール弁 85 とを具備している。

【0027】

吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を進角すべきときは図 4 においてスプール弁 85 が右方に移動せしめられ、供給ポート 82 から供給された作動油が油圧ポート 79 を介して進角用油圧室 76 に供給されると共に遅角用油圧室 77 内の作動油がドレインポート 84 から排出される。このとき回転軸 73 は円筒状ハウジング 72 に対して矢印方向に相対回転せしめられる。

20

【0028】

これに対し、吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を遅角すべきときは図 4 においてスプール弁 85 が左方に移動せしめられ、供給ポート 82 から供給された作動油が油圧ポート 80 を介して遅角用油圧室 77 に供給されると共に進角用油圧室 76 内の作動油がドレインポート 83 から排出される。このとき回転軸 73 は円筒状ハウジング 72 に対して矢印と反対方向に相対回転せしめられる。

30

【0029】

回転軸 73 が円筒状ハウジング 72 に対して相対回転せしめられているときにスプール弁 85 が図 4 に示される中立位置に戻されると回転軸 73 の相対回転動作は停止せしめられ、回転軸 73 はそのときの相対回転位置に保持される。従って可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を所望の量だけ進角させることができ、遅角させることができることになる。

【0030】

図 5 において実線は可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相が最も進角されているときを示しており、破線は吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相が最も遅角されているときを示している。従って吸気弁 7 の開弁期間は図 5 において実線で示す範囲と破線で示す範囲との間で任意に設定することができ、従って吸気弁 7 の閉弁時期も図 5 において矢印 C で示す範囲内の任意のクランク角に設定することができる。

40

【0031】

図 1 および図 4 に示される可変バルブタイミング機構 B は一例を示すものであって、例えば吸気弁の開弁時期を一定に維持したまま吸気弁の閉弁時期のみを変えることのできる可変バルブタイミング機構等、種々の形式の可変バルブタイミング機構を用いることができる。

【0032】

次に図 6 を参照しつつ本願において使用されている用語の意味について説明する。なお

50

、図6の(A)、(B)、(C)には説明のために燃焼室容積が50mlでピストンの行程容積が500mlであるエンジンが示されており、これら図6の(A)、(B)、(C)において燃焼室容積とはピストンが圧縮上死点に位置するときの燃焼室の容積を表している。

【0033】

図6(A)は機械圧縮比について説明している。機械圧縮比は圧縮行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積のみから機械的に定まる値であってこの機械圧縮比は(燃焼室容積+行程容積)/燃焼室容積で表される。図6(A)に示される例ではこの機械圧縮比は(50ml+500ml)/50ml=11となる。

【0034】

図6(B)は実圧縮比について説明している。この実圧縮比は実際に圧縮作用が開始されたときからピストンが上死点に達するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実圧縮比は(燃焼室容積+実際の行程容積)/燃焼室容積で表される。即ち、図6(B)に示されるように圧縮行程においてピストンが上昇を開始しても吸気弁が開弁している間は圧縮作用は行われず、吸気弁が閉弁したときから実際の圧縮作用が開始される。従って実圧縮比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図6(B)に示される例では実圧縮比は(50ml+450ml)/50ml=10となる。

【0035】

図6(C)は膨張比について説明している。膨張比は膨張行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの膨張比は(燃焼室容積+行程容積)/燃焼室容積で表される。図6(C)に示される例ではこの膨張比は(50ml+500ml)/50ml=11となる。

【0036】

次に図7および図8を参照しつつ本発明において用いられている超膨張比サイクルについて説明する。なお、図7は理論熱効率と膨張比との関係を示しており、図8は本発明において負荷に応じ使い分けられている通常のサイクルと超高膨張比サイクルとの比較を示している。

【0037】

図8(A)は吸気弁が下死点近傍で閉弁し、ほぼ吸気下死点付近からピストンによる圧縮作用が開始される場合の通常のサイクルを示している。この図8(A)に示す例でも図6の(A)、(B)、(C)に示す例と同様に燃焼室容積が50mlとされ、ピストンの行程容積が500mlとされている。図8(A)からわかるように通常のサイクルでは機械圧縮比は(50ml+500ml)/50ml=11であり、実圧縮比もほぼ11であり、膨張比も(50ml+500ml)/50ml=11となる。即ち、通常の内燃機関では機械圧縮比と実圧縮比と膨張比とがほぼ等しくなる。

【0038】

図7における実線は実圧縮比と膨張比とがほぼ等しい場合の、即ち通常のサイクルにおける理論熱効率の変化を示している。この場合には膨張比が大きくなるほど、即ち実圧縮比が高くなるほど理論熱効率が高くなることがわかる。従って通常のサイクルにおいて理論熱効率を高めるには実圧縮比を高くすればよいことになる。しかしながら機関高負荷運転時におけるロッキングの発生の制約により実圧縮比は最大でも1.2程度までしか高くすることができず、斯くして通常のサイクルにおいては理論熱効率を十分に高くすることはできない。

【0039】

一方、このような状況下で機械圧縮比と実圧縮比とを厳密に区分しつつ理論熱効率を高めることが検討され、その結果理論熱効率は膨張比が支配し、理論熱効率に対して実圧縮比はほとんど影響を与えないことが見いだされたのである。即ち、実圧縮比を高くすると爆発力は高まるが圧縮するために大きなエネルギーが必要となり、斯くして実圧縮比を高めても理論熱効率はほとんど高くない。

【0040】

10

20

30

40

50

これに対し、膨張比を大きくすると膨張行程時にピストンに対し押下げ力が作用する期間が長くなり、斯くしてピストンがクランクシャフトに回転力を与えている期間が長くなる。従って膨張比は大きくすれば大きくするほど理論熱効率が高くなる。図7の破線 = 10は実圧縮比を10に固定した状態で膨張比を高くしていった場合の理論熱効率を示している。このように実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くしたときの理論熱効率の上昇量と、図7の実線で示す如く実圧縮比も膨張比と共に増大せしめられる場合の理論熱効率の上昇量とは大きな差がないことがわかる。

【0041】

このように実圧縮比が低い値に維持されているとノッキングが発生することがなく、従って実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くするとノッキングの発生を阻止しつつ理論熱効率を大巾に高めることができる。図8(B)は可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bを用いて、実圧縮比を低い値に維持しつつ膨張比を高めるようにした場合の一例を示している。

10

【0042】

図8(B)を参照すると、この例では可変圧縮比機構Aにより燃焼室容積が50mlから20mlまで減少せしめられる。一方、可変バルブタイミング機構Bによって実際のピストン行程容積が500mlから200mlになるまで吸気弁の閉弁時期が遅らされる。その結果、この例では実圧縮比は $(20\text{ml} + 200\text{ml}) / 20\text{ml} = 11$ となり、膨張比は $(20\text{ml} + 500\text{ml}) / 20\text{ml} = 26$ となる。図8(A)に示される通常のサイクルでは前述したように実圧縮比がほぼ11で膨張比が11であり、この場合に比べると図8(B)に示される場合には膨張比のみが26まで高められていることがわかる。これが超高膨張比サイクルと称される所以である。

20

【0043】

一般的に言って内燃機関では機関負荷が低いほど熱効率が悪くなり、従って機関運転時における熱効率を向上させるためには、即ち燃費を向上させるには機関負荷が低いときの熱効率を向上させることが必要となる。一方、図8(B)に示される超高膨張比サイクルでは圧縮行程時の実際のピストン行程容積が小さくされるために燃焼室5内に吸入しうる吸入空気量は少なくなり、従ってこの超高膨張比サイクルは機関負荷が比較的低いときにしか採用できないことになる。従って本発明では機関負荷が比較的低いときには図8(B)に示す超高膨張比サイクルとし、機関高負荷運転時には図8(A)に示す通常のサイクルとするようにしている。

30

【0044】

次に図9を参照しつつ運転制御全般について概略的に説明する。図9には或る機関回転数における機関負荷に応じた吸入空気量、吸気弁閉弁時期、機械圧縮比、膨張比、実圧縮比およびスロットル弁17の開度の各変化が示されている。なお、図9は、触媒装置20内の三元触媒によって排気ガス中の未燃HC、COおよびNO_xを同時に低減しうるように燃焼室5内における平均空燃比が空燃比センサ21の出力信号に基いて理論空燃比にフィードバック制御されている場合を示している。

【0045】

さて、前述したように機関高負荷運転時には図8(A)に示される通常のサイクルが実行される。従って図9に示されるようにこのときには機械圧縮比は低くされるために膨張比は低く、図9において実線で示されるように吸気弁7の閉弁時期は図5において実線で示される如く早められている。また、このときには吸入空気量は多く、このときスロットル弁17の開度は全開に保持されているのでポンピング損失は零となっている。

40

【0046】

一方、図9において実線で示されるように機関負荷が低くなるとそれに伴って吸入空気量を減少すべく吸気弁7の閉弁時期が遅くされる。またこのときには実圧縮比がほぼ一定に保持されるように図9に示される如く機関負荷が低くなるにつれて機械圧縮比が増大され、従って機関負荷が低くなるにつれて膨張比も増大される。なお、このときにもスロットル弁17は全開状態に保持されており、従って燃焼室5内に供給される吸入空気量はス

50

ロットル弁 17 によらずに吸気弁 7 の閉弁時期を変えることによって制御されている。

【0047】

このように機関高負荷運転状態から機関負荷が低くなる時には実圧縮比がほぼ一定のもとで吸入空気量が減少するにつれて機械圧縮比が増大せしめられる。即ち、吸入空気量の減少に比例してピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積が減少せしめられる。従ってピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積は吸入空気量に比例して変化していることになる。なお、このとき図 9 に示される例では燃焼室 5 内の空燃比は理論空燃比となっているのでピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積は燃料量に比例して変化していることになる。

【0048】

機関負荷が更に低くなると機械圧縮比は更に増大せしめられ、機関負荷がやや低負荷寄りの中負荷 L1 まで低下すると機械圧縮比は燃焼室 5 の構造上限界となる限界機械圧縮比（上限機械圧縮比）に達する。機械圧縮比が限界機械圧縮比に達すると、機械圧縮比が限界機械圧縮比に達したときの機関負荷 L1 よりも負荷の低い領域では機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持される。従って低負荷側の機関中負荷運転時および機関低負荷運転時には即ち、機関低負荷運転側では機械圧縮比は最大となり、膨張比も最大となる。別の言い方をすると機関低負荷運転側では最大の膨張比が得られるように機械圧縮比が最大にされる。

【0049】

一方、図 9 に示される実施例では機関負荷が L1 まで低下すると吸気弁 7 の閉弁時期が燃焼室 5 内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期となる。吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達すると吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷 L1 よりも負荷の低い領域では吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持される。

【0050】

吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持されるともはや吸気弁 7 の閉弁時期の変化によっては吸入空気量を制御することができない。図 9 に示される実施例ではこのとき、即ち吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷 L1 よりも負荷の低い領域ではスロットル弁 17 によって燃焼室 5 内に供給される吸入空気量が制御され、機関負荷が低くなるほどスロットル弁 17 の開度は小さくされる。

【0051】

一方、図 9 において破線で示すように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁 7 の閉弁時期を早めることによってスロットル弁 17 によらずに吸入空気量を制御することができる。従って、図 9 において実線で示される場合と破線で示される場合とをいずれも包含するように表現すると、本発明による実施例では吸気弁 7 の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて、燃焼室内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期 L1 まで吸気下死点 BDC から離れる方向に移動せしめられることになる。このように吸入空気量は吸気弁 7 の閉弁時期を図 9 において実線で示すように変化させても制御することができるし、破線に示すように変化させても制御することができる。

【0052】

前述したように図 8 (B) に示す超高膨張比サイクルでは膨張比が 2.6 とされる。この膨張比は高いほど好ましいが図 7 からわかるように実用上使用可能な下限実圧縮比 = 5 に対しても 2.0 以上であればかなり高い理論熱効率を得ることができる。従って本実施例では膨張比が 2.0 以上となるように可変圧縮比機構 A が形成されている。

【0053】

ところで、シリンダブロックをクランクケースに対して相対的に移動させる可変圧縮機構を備える内燃機関においては、クランクケース内に配置されたクランクシャフトに対してシリンダブロックが相対的に移動するため、シリンダブロック上部（シリンダヘッド）に配置された吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトもクランクシャフトに対して相対的に移動することとなる。この点から、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトの駆動力がクランクシャフトからチェーンベルトを介して伝達される

10

20

30

40

50

ように構成されている内燃機関において、可変圧縮機構の作動により、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトがクランクシャフトに対して相対的に移動された際にも、吸排気弁を所望のタイミングにて開閉することができ、また、クランクシャフトの回転駆動力を良好に吸排気弁のカムシャフトに伝達することを可能とすべく、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトとクランクシャフトとを連結する駆動力伝達機構にて使用されるチェーンベルトの張り具合（張力）を調整し一定に保持するテンショナを適用することの提案がなされている。

【0054】

吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトにクランクシャフトの回転駆動力を伝達する駆動力伝達機構に使用されるチェーンベルト等のような巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するために使用されるテンショナとして、油圧式テンショナが広く知られており、該油圧式テンショナは概して、シリンダ孔を有するハウジングと、シリンダ孔に移動可能に設けられたプランジャと、プランジャをシリンダ孔から突出するように付勢するリターンスプリングと、プランジャの突出時に油圧源から供給される作動油をシリンダ孔内に導入してプランジャに油圧を作用させるとともに、プランジャの後退移動を阻止する逆止弁とを有して構成されている。

【0055】

このような油圧式テンショナは、リターンスプリングによって外方向への突出されるプランジャによりチェーンベルトが押圧され、該チェーンベルトからプランジャに付与される押し込み力をシリンダ孔内の作動油によって緩衝することにより、該チェーンベルトのばたつきを防止して、チェーンベルトの張力を調整し一定に保持するようになっている。

【0056】

図10は、可変圧縮機構を備えた内燃機関における、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトとクランクシャフトとを連結する駆動力伝達機構100の一実施形態を示す図である。図10に示される実施形態における、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフト102とクランクシャフト101とを連結する駆動力伝達機構100は、クランクケースに回転可能に支持されたクランクシャフトと一体的に回転するようにクランクシャフトに結合された駆動スプロケット103と、該駆動スプロケットと離間して配置され、第1巻掛伝動部材となるチェーンベルト105を介して駆動スプロケットに連結されることで駆動スプロケットからの回転駆動力が伝達されるに構成された中継スプロケット104であってクランクケースに対するシリンダブロックの相対的な移動にともない移動しうる中継スプロケット104とを有して構成される。また、中継スプロケットは、第2巻掛伝動部材となるチェーンベルト106を介して、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフトに連結されることで駆動スプロケットから伝達された回転駆動力を該カムシャフトに伝達しうるように構成される。そして、第1巻掛伝動部材105及び第2巻掛伝動部材106となる各チェーンベルトの張力を調整し一定に保持すべく、各巻掛伝動部材を押圧しうるプランジャと、プランジャを滑動可能に収容するハウジングと、プランジャをハウジングから突出するように付勢する付勢手段とを有するテンショナであって、プランジャのハウジングからの突出量に応じて各巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するテンショナ107、108が、各巻掛伝動部材に対して配置される。尚、中継スプロケット104をシリンダブロックに直接的に取り付けることは構造上の観点などから極めて困難をとまなうことが想定され、図10に示される実施形態においては、中継スプロケットは、該中継スプロケットとシリンダブロックとを連結する連結部材としての役割を有するブラケット109を介してシリンダブロックに取り付けられるように構成される。

【0057】

このような駆動伝達機構100によれば、シリンダブロックが、側面視にて円弧状の軌跡を描きながらクランクケースに対して相対的に移動されるような場合においても、チェーンベルト105、106の張り具合を油圧式テンショナ107、108にて調節することができ、クランクシャフトの回転駆動力を、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成する

10

20

30

40

50

カムシャフトに対して良好に伝達しうる。

【0058】

しかしながら、図10に示されるような構成においては、駆動スプロケット103及び中継スプロケット104の各回転中心間の間隔を所定の距離に拘束するような部材を有して構成されていないが故に、駆動スプロケットの回転中心と中継スプロケットの回転中心との間の相対的な位置関係は、シリンダブロックに対するブラケット109の組付けのバラツキに大きく依存ことになり、大きなバラツキが生じる場合がある。このような構成、すなわち、チェーンベルトを支持する各スプロケットの回転中心間の相対的な位置関係に大きなバラツキが生じうるような構成に対して、上記のような油圧式テンショナを使用する場合、該油圧式テンショナによる調整可能範囲を越えてしまうような大きな緩みが巻掛伝動部材にもたらされた際には、巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持することができないというような事態が生じる可能性がある。

10

【0059】

このことに基づいて本発明においては、駆動スプロケットと中継スプロケットとを連結する第1巻掛伝動部材の張力を所定の張力にて一定に保持する張力保持手段が、リンク機構を有して構成される。図11は、本発明の可変圧縮機構を備えた内燃機関における、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフト202とクランクシャフト201とを連結する駆動力伝達機構の一実施形態を示す図である。図11に示されるごとく、本発明の駆動力伝達機構200の張力保持手段は、駆動スプロケット203の回転中心と中継スプロケット204の回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第1リンク部材209と、一端がシリンダブロックに取り付けられ且つ他端が中継スプロケット204に取り付けられるという第2リンク部材210であって該第2リンク部材のシリンダブロックにおける取り付け部211と中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第2リンク部材210とを有するリンク機構208であって、クランクケースに対するシリンダブロックの相対的な移動にともなう中継スプロケット204の移動をもたらすリンク機構208を有して構成される。尚、図11に示される実施形態において、吸排気弁の開閉を行う動弁機構を構成するカムシャフト202と中継スプロケット204とを連結する第2巻掛伝動部材206に対しては、該第2巻掛伝動部材206を押圧しうるプランジャと、プランジャを滑動可能に収容するハウジングと、プランジャをハウジングから突出するように付勢する付勢手段とを有するテンショナ207であって、プランジャのハウジングからの突出量に応じて第2巻掛伝動部材の張力を調整し一定に保持するテンショナ207が配置される。

20

30

【0060】

このような本発明の張力保持手段によれば、駆動スプロケット203の回転中心と中継スプロケット204の回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第1リンク部材209を配設することで、第1巻掛伝動部材205を支持する駆動スプロケット203の回転中心と中継スプロケット204の回転中心との間の相対的な位置関係のバラツキの発生を抑制することができ、より確実に第1巻掛伝動部材205の張力を所定の張力にて一定に保持することを可能と致します。さらに、上記のような第1リンク部材205とともに、一端がシリンダブロックに取り付けられ且つ他端が中継スプロケット204に取り付けられるという第2リンク部材210であって該第2リンク部材のシリンダブロックにおける取り付け部211と中継スプロケットの回転中心との間隔を所定の距離に一定に保つ第2リンク部材210を有して構成されるリンク機構208によれば、第1巻掛伝動部材205を支持する駆動スプロケット203と中継スプロケット204との間の相対的な位置関係のバラツキの発生を抑制しつつ、クランクケースに対するシリンダブロックの相対的な移動にともなう中継スプロケット204の移動をもたらすことを可能とする。

40

【符号の説明】

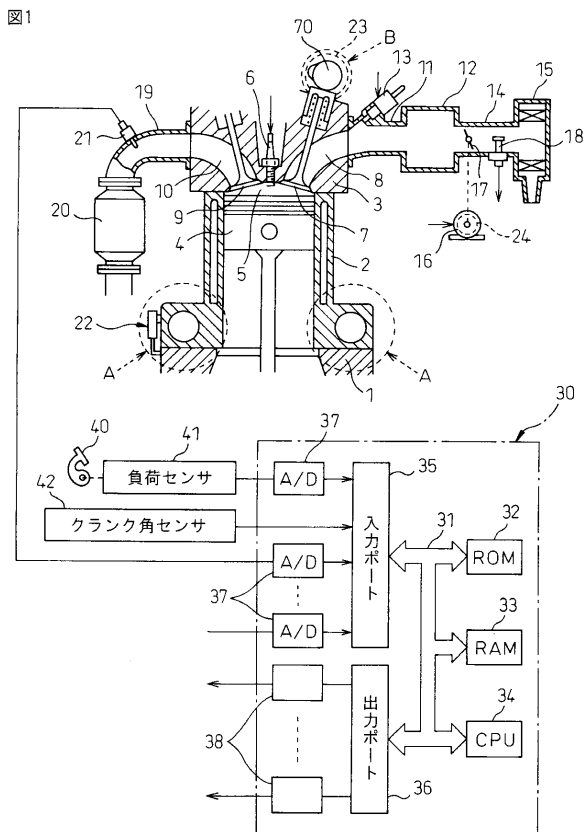
【0061】

- 201 クランクシャフト
- 202 カムシャフト

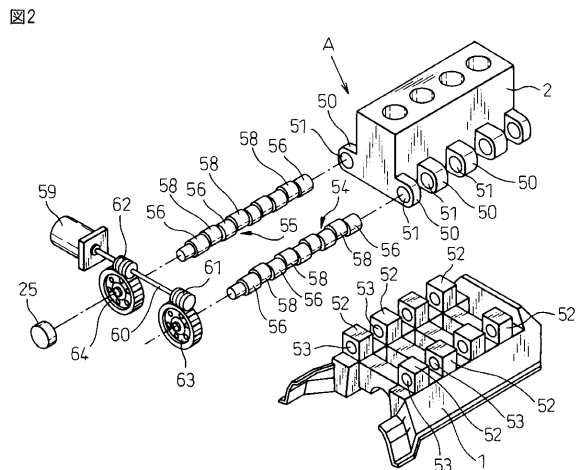
50

- 2 0 3 駆動スプロケット
- 2 0 4 中継スプロケット
- 2 0 5 第 1 巻掛伝動部材
- 2 0 6 第 2 巻掛伝動部材
- 2 0 7 テンショナ
- 2 0 8 リンク機構
- 2 0 9 第 1 リンク部材
- 2 1 0 第 2 リンク部材

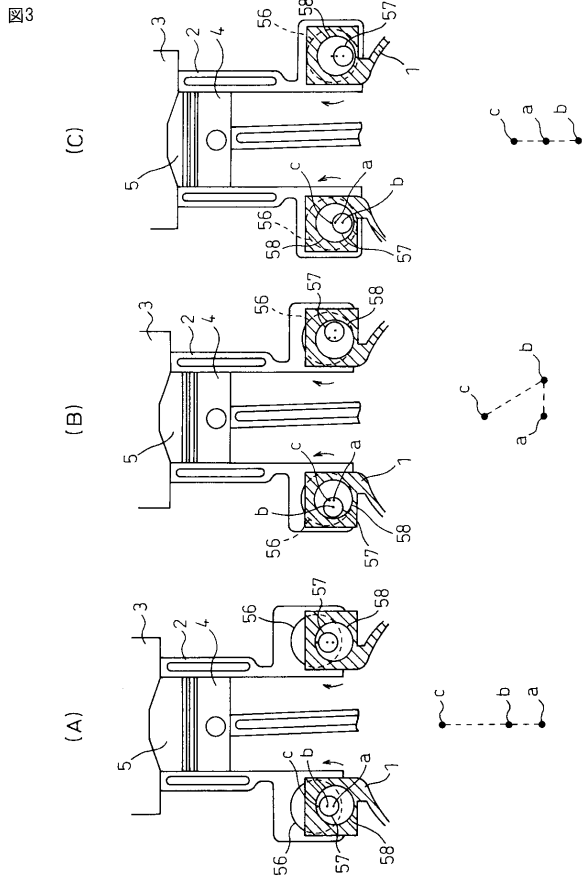
【 図 1 】



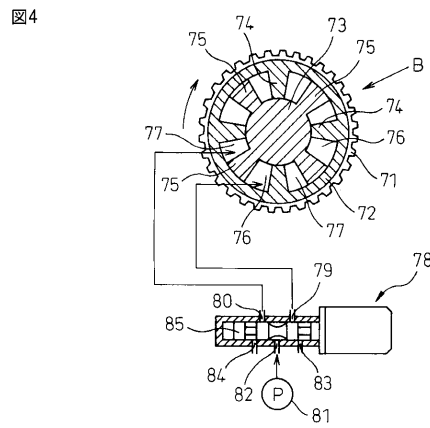
【 図 2 】



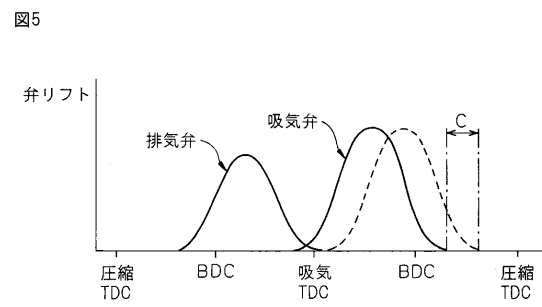
【 図 3 】



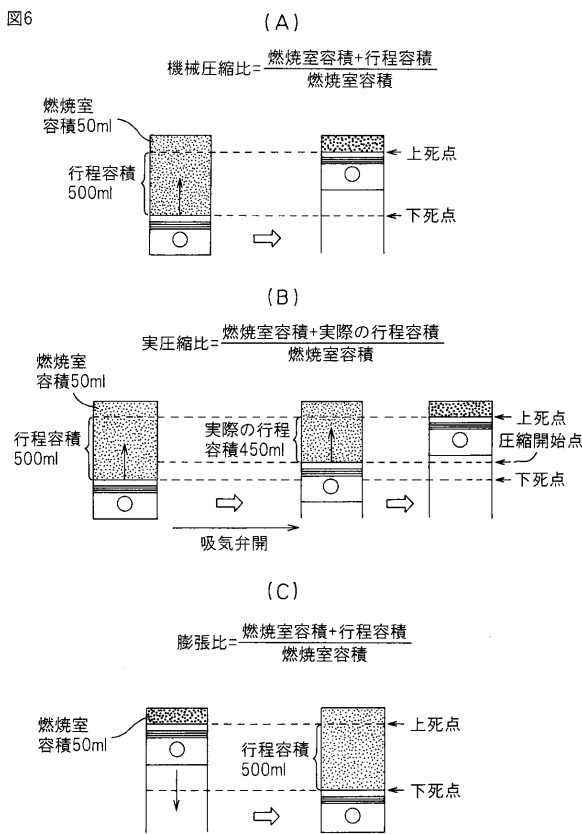
【 図 4 】



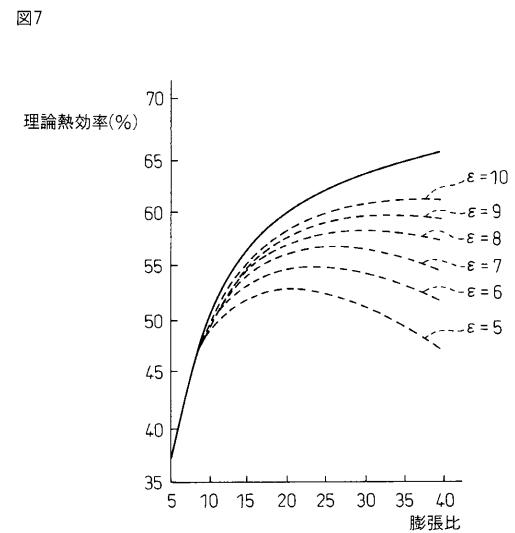
【 図 5 】



【 図 6 】

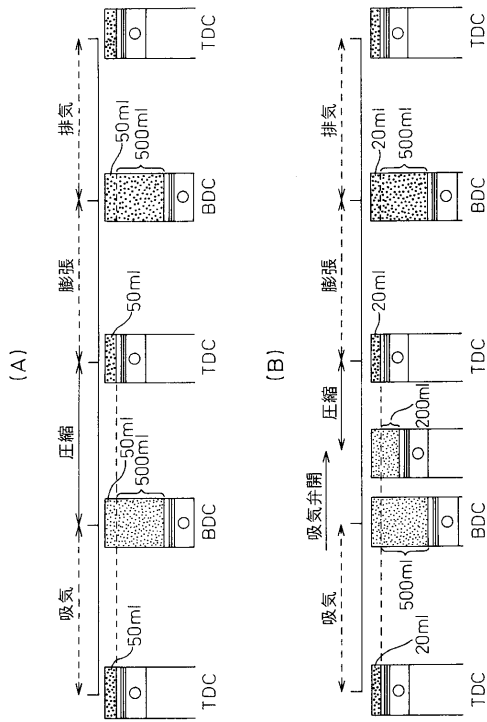


【 図 7 】



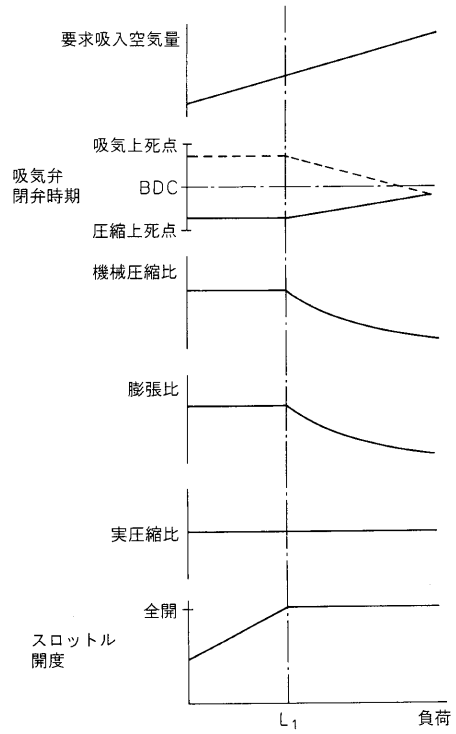
【 図 8 】

図8



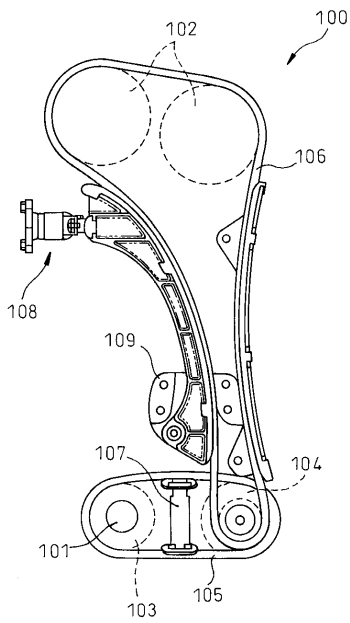
【 図 9 】

図9



【 図 10 】

図10



【 図 11 】

図11



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 0 2 B 67/06 A

(72)発明者 伊藤 馨

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G092 AA11 AA12 DA01 DA02 DA09 DD07 DG05 DG08 HA01Z HA06Z
HA13X HA13Z HA14X HA14Z HD05Z HE03Z HF08Z
3J049 AA03 AA08 AB01 AB05 BB11 BC03 BE10 BH02 CA02