

(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2017-227138

(P2017-227138A)

(43) 公開日 平成29年12月28日(2017.12.28)

(51) Int.Cl.			F I	テーマコード (参考)		
F02D	15/02	(2006.01)	F02D	15/02	C	3G092
F02B	75/04	(2006.01)	F02B	75/04		3J033
F02B	75/32	(2006.01)	F02B	75/32	B	
F16C	7/06	(2006.01)	F16C	7/06		

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2016-122048 (P2016-122048)
 (22) 出願日 平成28年6月20日 (2016.6.20)

(71) 出願人 509185192
 株式会社 ACR
 神奈川県大和市中央林間3-4-14
 (74) 代理人 100092347
 弁理士 尾仲 一宗
 (72) 発明者 松岡 寛
 神奈川県大和市中央林間3-4-14 株
 式会社ACR内
 (72) 発明者 岸下 敬治
 神奈川県大和市中央林間3-4-14 株
 式会社ACR内
 Fターム(参考) 3G092 AA12 DD06 DG08 EA25 FA11
 FA24 FA50
 3J033 AA04 DA06 EA03

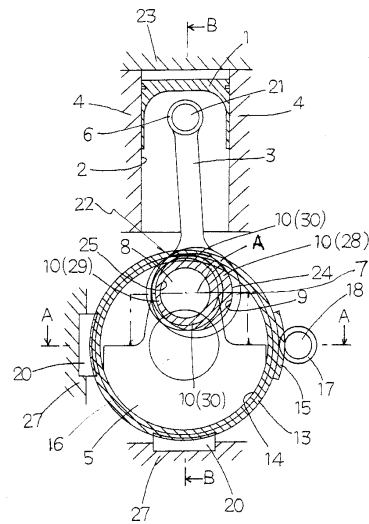
(54) 【発明の名称】 可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン

(57) 【要約】

【課題】本発明は、コンロッドの大端部とクランクシャフトのクランクピンの軸部との間に偏心ブッシュを配設し、エンジンの駆動時に偏心ブッシュを1.5倍の回転速度で回転させて機械式アトキンソンサイクルを可能にする。

【解決手段】この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、クランクシャフト5のクランクピン8の軸部とコンロッド3の大端部7の孔部9との間に、外周円形の外径24で且つ孔25の軸心が偏心した偏心ブッシュ10を回転可能に摺動配設する。エンジンを駆動すると、偏心ブッシュ10をエンジン回転速度の1.5倍の回転速度で回転し、シリンダ2内のピストン1のストローク量を吸入行程より膨張行程を長くして熱効率を改善する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

シリンダを形成するシリンダブロックを備えたエンジン本体，前記シリンダ内を往復運動するピストン，前記ピストンに一端部が連結されたコンロッド，前記コンロッドの他端部の大端部が連結されたクランクシャフトを有し，前記ピストンは，吸入行程，圧縮行程，膨張行程，次いで排気行程で順次作動する 4 サイクルで駆動されることから成るエンジンにおいて，

前記コンロッドの前記大端部を取り付ける前記クランクシャフトの軸部と前記コンロッドの前記大端部における第 1 孔部との間に相対回転自在に配設された偏芯ブッシュ，及び前記偏芯ブッシュを回転させる動力伝達系を構成する歯車機構を有し，

前記偏芯ブッシュは，外周が円形に形成された外径と前記クランクシャフトの前記軸部に偏芯して摺動嵌合する第 2 孔部とを有し且つ厚肉部及び前記厚肉部に対向する薄肉部に形成されており，

前記偏芯ブッシュに取り付けられた第 1 ギアの中心は前記クランクシャフトの前記軸部と同軸に取り付けられた前記歯車機構を介して前記クランクシャフトのエンジン回転速度の 1.5 倍の回転速度で回転するように設定されており，前記シリンダ内の前記ピストンのストローク量が前記吸入行程より前記膨張行程が長く設定されていることを特徴とする可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 2】

前記歯車機構は，前記エンジン本体にギア用ガイドを介して支持され且つ内周に内歯歯車を外周の一部に外歯歯車を備えたリングギア，及び前記リングギアの前記内歯歯車に噛み合い且つ前記偏芯ブッシュの側面に一体構造に設けられた前記第 1 ギアから構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 3】

前記偏芯ブッシュの前記厚肉部は，前記エンジンが前記圧縮行程の爆発上死点に位置する時に，前記クランクシャフトに対してクランク角度の位相で実質的に 90 度ずれて設定されていることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 4】

前記偏芯ブッシュは，前記第 1 ギアと一体的に回転駆動され，前記偏芯ブッシュの位相をずらすため前記リングギアが前記エンジン本体に対して回転可能に取り付けられていることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 5】

前記偏芯ブッシュは，前記リングギアの前記内歯歯車に噛み合う前記第 1 ギアを介して前記エンジン回転速度の 1.5 倍の前記回転速度で回転駆動されるように設定されていることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 6】

前記偏芯ブッシュの前記外径と前記第 2 孔部の軸心との偏芯量に応じて，前記吸入行程と前記膨張行程との前記ピストンの前記ストローク量が調整されることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 7】

前記リングギアの前記外歯歯車に噛み合う位相変換用歯車と前記位相変換用歯車を回転駆動する位相変換用モータとから構成された位相ずらし機構を備えており，前記位相ずらし機構は前記エンジンの運転状況に応じて前記リングギアを前記クランクシャフトのメインペアリング軸に対して回転させて前記クランク角の位相調整角度だけずらし，前記位相調整角度に応じて前記エンジンの圧縮比が変更されることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

10

20

30

40

50

【請求項 8】

前記偏芯ブッシュの前記厚肉部は、前記エンジンの運転状況により、前記位相ずらし機構によってエンジン爆発上死点の時に前記クランクシャフトに対して実質的に90度の位相から±45度の位相の範囲で前記クランク角の位相がずれるように調整されており、前記エンジンの圧縮比を変化させる可変圧縮比に構成されていることを特徴とする請求項7に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

【請求項 9】

前記偏芯ブッシュが前記厚肉部から前記薄肉部へ延びる漸減肉厚部に形成されており、前記偏芯ブッシュを前記クランクシャフトの前記メインベアリング軸に対して予め決められた回転量を回転させることによって前記エンジンの予め決められた所定の前記圧縮比に調整されることを特徴とする請求項7又は8に記載の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジン。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、例えば、往復動内燃機関において、4サイクル中にピストンのストローク量を変更するため、クランクの大端部とクランクシャフトのクランクピンである軸部との間に偏芯ブッシュを配設し、膨張行程のストローク量を吸入行程のストローク量より長く設定して仕事量を増大させると共に、偏芯ブッシュのクランク角の位相調整角度を歯車機構を介して変更調整してエンジンの圧縮比を変更させることから成る可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンに関する。

20

【背景技術】

【0002】

従来、内燃機関についてアトキンソンサイクルを実現して、ピストンがシリンダの内壁面から受ける摩擦抵抗を低減できるというものが知られている。該内燃機関は、膨張行程では、コンロッドがピストンの往復動方向に沿った状態で動き、吸入行程ではコンロッドが往復動方向に対して傾斜した状態で動くことにより、膨張行程におけるピストンストロークは、吸入行程におけるピストンストロークよりも大きくなる（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

また、内燃機関として、その運転を負荷に応じてアトキンソンサイクルとオットーサイクルのいずれかで制御して燃焼効率を改善し、特性の変更時の機関の出力段差を抑制する制御をするものが知られている。該内燃機関は、吸入バルブの位相角とリフト量即ちストローク量を複数の特性の間で変更すると共に、負荷に応じてアトキンソンサイクル又はオットーサイクルで制御するものであって、運転状態を検出し、運転状態から目標空気量を算出し、目標空気量に基づいて圧縮比の目標値を算出し、それを実現するために吸入バルブの複数の特性の変更が必要かを判定し、必要と判定されるとき、特性の間で吸気量が一致するクランク角度を機関回転数に基づいて目標位相角として算出し、その位相角で特性の変更を許可するものである（例えば、特許文献2参照）。

30

【0004】

また、内燃機関の吸排気装置として、内燃機関をアトキンソンサイクルで運転するにあたり、実圧縮比の低下を好適に図ることが可能なものが知られている。該内燃機関の吸排気装置は、燃焼室内にスワール流を発生させる第1の吸入ポートと、第1の吸入ポートを開閉する第1の吸入弁と、第1の吸入ポートが発生させるスワール流の減衰を抑制可能な態様で排気を行うことが可能な第1の排気ポートと、第1の排気ポートを開閉する第1の排気弁と、第1の吸入弁を内燃機関の吸入行程下死点近傍で閉弁すると共に、第1の排気弁を内燃機関の吸入行程下死点近傍で開弁するECU、吸入側VVT及び排気側VVTとを備えている（例えば、特許文献3参照）。

40

【0005】

また、エンジンとして、吸入弁の開閉タイミングの可変制御を行わずに、アトキンソン

50

サイクルを可能にするものが知られている。該アトキンソンサイクルは、1つのシリンダ内に異なる周期で往復動する2つのピストンを備え、2つのピストンの内の一方のメインピストンは、吸気行程及び膨張行程にてシリンダ内の容積を増加させる一方、圧縮行程及び排気行程にてシリンダ内の容積を減少させるように往復動すると共に、2つのピストンのうちの他方のサブピストンは、膨張行程終了ときのシリンダ内の容積が吸気行程終了時のシリンダ内の容積より大きくなるように往復動する（例えば、特許文献4参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2014-234707号公報

【特許文献2】特開2014-20265号公報

【特許文献3】特開2011-153523号公報

【特許文献4】特開2011-32989号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、往復動内燃機関即ちレシプロケータンエンジンについて、その熱効率は、圧縮比により大きく依存しており、高い圧縮比ほどその熱効率が高くなるが、一方、圧縮比を高くするほど、シリンダ内の圧力が高くなり、エンジンの構造を強固に製作する必要がある。また、内燃機関の圧縮比を高くするほど、シリンダ内の温度も高くなるため、窒素酸化物NO_xの生成も増加する傾向にある。更に、ガソリンエンジンでは、シリンダ内の温度が高くなると、ノッキングを起こす傾向にあるので、圧縮比を高くするにも限度がある。従って、エンジンでは、エンジンサイクルにおいて、圧縮比と膨張比を別に設定できるアトキンソンサイクルが上記各特許文献のように種々に開発されている。アトキンソンサイクルは、圧縮比を比較的に低く設定し、膨張比を高く設定することによって、高圧縮比の問題をクリアしながら、高い膨張比によって高い熱効率を確保することが理論的に可能になる。しかしながら、従来の機械式アトキンソンサイクルは、複雑なリンク機構を必要とするため、実用化しているケースは少ないのが現状である。

【0008】

また、アトキンソンサイクルの機械式の複雑な構造を避けて、吸気バルブの弁開時間を制御することによって、低い圧縮比と高い膨張比を確保しているものが種々知らせている。例えば、吸気バルブの閉時間をエンジン吸気下死点より遅くして、膨張行程の初めまで延長することによって、実質的な圧縮比を小さくし、膨張行程のみを変更しないように制御することができる。しかしながら、このような吸気バルブの制御方法は、吸気バルブを介してシリンダ内に一旦吸入した空気を同じ吸気バルブを介して吐き出すことになり、その分だけ損失が発生することになる。

【0009】

この発明の目的は、上記の問題を解決することであり、コンロッドの大端部の孔とクランクシャフトのクランクピンである軸部との間に偏芯ブッシュを相対回転可能に配設し、偏芯ブッシュの偏芯量によって吸入行程のストローク量を短く且つ膨張行程のストローク量を長くするように機械的に設定し、エンジンの圧縮比を低減して仕事量を増大させて、熱効率を改善すると共に、位相変換用モータで駆動してエンジン本体に設けた位相ずらし機構である歯車機構を回転作動して、偏芯ブッシュをクランク大端部の孔部に対して予め決められた少しだけの位相調整角度（例えば、±30度程度）を回転させて周方向にずらして、ピストンの4サイクル中のサイクルのストローク量を簡単に変更して圧縮比を可変に構成することを特徴とする可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0010】

この発明は、シリンダを形成するシリンダブロックを備えたエンジン本体、前記シリン

10

20

30

40

50

ダ内を往復運動するピストン，前記ピストンに一端部が連結されたコンロッド，前記コンロッドの他端部の大端部が連結されたクランクシャフトを有し，前記ピストンは，吸入行程，圧縮行程，膨張行程，次いで排気行程で順次作動する4サイクルで駆動されることから成るエンジンにおいて，

前記コンロッドの前記大端部を取り付ける前記クランクシャフトの軸部と前記コンロッドの前記大端部における第1孔部との間に相対回転自在に配設された偏芯ブッシュ，及び前記偏芯ブッシュを回転させる動力伝達系を構成する歯車機構を有し，

前記偏芯ブッシュは，外周が円形に形成された外径と前記クランクシャフトの前記軸部に偏芯して摺動嵌合する第2孔部とを有し且つ厚肉部及び前記厚肉部に対向する薄肉部に形成されており，

前記偏芯ブッシュに取り付けられた第1ギヤの中心は，前記クランクシャフトの前記軸部と同軸に取り付けられた前記歯車機構を介して前記クランクシャフトのエンジン回転速度の1.5倍の回転速度で回転するように設定されており，前記シリンダ内の前記ピストンのストローク量が前記吸入行程より前記膨張行程が長く設定されていることを特徴とする可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンに関する。

【0011】

また，前記歯車機構は，前記エンジン本体にギア用ガイドを介して支持され且つ内周に内歯歯車を外周の一部に外歯歯車を備えたリングギア，及び前記リングギアの前記内歯歯車に噛み合い且つ前記偏芯ブッシュの側面に一体構造に設けられた前記第1ギアから構成されているものである。

【0012】

また，前記偏芯ブッシュの前記厚肉部は，前記エンジンが前記圧縮行程の爆発上死点に位置する時に，前記クランクシャフトに対してクランク角度の位相で実質的に90度ずれて設定されているものである。

【0013】

また，前記偏芯ブッシュは前記第1ギアと一体的に回転駆動され，前記偏芯ブッシュの位相をずらすため前記リングギアが前記エンジン本体に対して回転可能に取り付けられているものである。

【0014】

また，前記偏芯ブッシュは，前記リングギアの前記内歯歯車に噛み合う前記第1ギアを介して前記エンジン回転速度の1.5倍の前記回転速度で回転駆動されるように設定されているものである。

【0015】

また，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは，前記偏芯ブッシュの前記外径と前記第2孔部の軸心との偏芯量に応じて，前記吸入行程と前記膨張行程との前記ピストンの前記ストローク量が調整されるものである。

【0016】

また，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは，前記リングギアの前記外歯歯車に噛み合う位相変換用歯車と前記位相変換用歯車を回転駆動する位相変換用モータとから構成された位相ずらし機構を備えており，前記位相ずらし機構は前記エンジンの運転状況に応じて前記リングギアを前記クランクシャフトのメインベアリング軸に対して回転させて前記クランク角の位相調整角度だけずらし，前記位相調整角度に応じて前記エンジンの圧縮比が変更されるものである。

【0017】

また，前記偏芯ブッシュの前記厚肉部は，前記エンジンの運転状況により，前記位相ずらし機構によってエンジン爆発上死点の時に前記クランクシャフトに対して実質的に90度の位相から±45度の位相の範囲で前記クランク角の位相がずれるように調整されており，前記エンジンの圧縮比を変化させる可変圧縮比に構成されているものである。

【0018】

また，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは，前記偏芯ブッシュが前記厚肉部

10

20

30

40

50

から前記薄肉部へ延びる漸減肉厚部に形成されており、前記偏芯ブッシュを前記クランクシャフトの前記メインベアリング軸に対して予め決められた回転量を回転させることによって前記エンジンの予め決められた所定の前記圧縮比に調整されるものである

【発明の効果】

【0019】

この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、上記のように構成されているので、偏芯ブッシュをコンロッドとクランクシャフトとの間に介在させるシンプルな構造であり、偏芯ブッシュをクランクシャフトに設けた歯車機構を介してエンジン回転速度より増速させてエンジン回転数の1.5倍で回転させることだけで、エンジンを容易にアトキンソンサイクルで作動することができ、既存のエンジンに比較して改変構造が小さいながらも容易にアトキンソンサイクルの駆動装置を構成することができ、仕事量を増大させて高い熱効率を容易に得ることができる。即ち、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、既存のエンジン基本構造を大幅に変更することなく構成することができ、圧縮比に対して膨張比を10~30%程度大きくすることが可能であり、その場合に熱効率を数%から10%程度改善することができる。

10

【0020】

更に、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンには、偏芯ブッシュに対して位相ずらし機構を設け、該位相ずらし機構によって、クランクシャフト角度に対して偏芯ブッシュの位相を簡単に変更することにより、アトキンソンサイクルの特性を損なうことなく、圧縮比を ± 4 以上を容易に可変にすることが可能になる。また、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンにおいて、偏芯ブッシュの位相をずらす場合には、圧縮上死点近傍では、偏芯ブッシュの偏芯部即ち厚肉部がほぼ90度の位置、言い換えれば、シリンダの垂直軸に対して水平方向の位置にあり、この位置が位相変位として極めて感度が高いが、排気下死点では位相変化に対して極めて鈍感であるため、ほぼ圧縮比のみを変化させることが可能である。言い換えれば、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは、偏芯ブッシュをクランクシャフトのクランクピンである軸部の周方向に位相ずらし機構のリングギアを所定量だけ回転させてずらすことによって、圧縮比を極めて簡単に可変に構成することができる。即ち、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、エンジンの低負荷時には、比較的の高い圧縮比で極めて高い膨張比を得ることができ、また、高負荷時には、比較的の低い圧縮比で、極めて高い膨張比を得ることができ

20

30

【0021】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは、上記のように、2つの重要な機能として、エンジンをアトキンソンサイクルで駆動することと、エンジンの圧縮比を可変に調整することとを、シンプルな構造で提供することができる。また、現在、自動車メーカーのガソリンエンジンの熱効率は、最大40%程度と言われているが、最終的な目標効率を50%としているが、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルを用いれば、50%の熱効率を得ることが可能になる。また、ディーゼルエンジンを搭載したトラックについては、現状では燃料代が大きな経費になっているが、走行燃費が5~10%程度改善することによって経費節減について大きなメリットになる。更に、近年HCCI(均一予混合圧縮着火)式燃焼方式が高い熱効率とクリーンな排ガスで注目されているが、運転はエンジンの軽負荷域のみで、中高負荷域では燃焼がコントロールできず、運転できない。本発明の可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンを用いると、中高負荷域では圧縮比を下げ

40

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図1】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンを達成するためのエンジンの実施例を示す説明図である。

【図2】図1のエンジンのA-A線における偏芯ブッシュを増速させる歯車機構と位相ずらし機構との構造を概略的に断面で示す説明図である。

50

【図 3】図 1 のエンジンの B - B 線における偏芯ブッシュとコンロッド及びクランクシャフトとの連結状態を概略的に断面で示す説明図である。

【図 4】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンにおける 4 サイクル中の吸入行程と圧縮行程とを説明するための偏芯ブッシュによる上死点及び下死点の変更状態を説明するためのピストン，コンロッド，偏芯ブッシュ及びクランクシャフトの作動を概略的に示す説明図である。

【図 5】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンにおける 4 サイクル中の膨張行程と排気行程とを説明するための偏芯ブッシュによる上死点及び下死点の変更状態を説明するためのピストン，コンロッド，偏芯ブッシュ及びクランクシャフトの作動を概略的に示す説明図である。

10

【図 6】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの作動サイクルを実線，偏芯ブッシュの移動軌跡を一点鎖線，及びクランクピンであるクランクシャフトの軸部の移動軌跡を点線で示すグラフである。

【図 7】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの作動サイクルにおいて，位相をずらした時の圧縮比と膨張比との変化を示しており，丸印は圧縮比の変化を示し，四角印は膨張比の変化を示し，三角印はアトキンソン比（圧縮比 / 膨張比）の変化を示すグラフである。

【図 8】この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの作動サイクルにおいて，位相をずらした時の基準とアトキンソンサイクル仕様との軸平均有効圧と燃費改善率との変化を示し，位相調整角度に対して，丸印はアトキンソンサイクル軸平均有効圧の変化を示し，四角印は基準軸平均有効圧の変化を示し，三角印は燃費改善率の変化を示すグラフである。

20

【発明を実施するための形態】

【0023】

以下，図面を参照して，この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの実施例を説明する。この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルで駆動されるエンジンは，動弁機構（図示せず）が設けられたシリンダヘッド 23，シリンダヘッド 23 にガスケット（図示せず）を介在して固定され且つシリンダ 2 を形成するシリンダブロック 4 を備えたエンジン本体 27，シリンダ 2 内を往復運動するピストン 1，ピストン 1 の一端部である小端部 6 がピストンピン 21 によって揺動自在に連結されたコンロッド 3，コンロッド 3 の他端部の大端部 7 が軸部であるクランクピン 8 によって連結されたクランクシャフト 5 を備えている。この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは，吸入行程（Suction Stroke），圧縮行程（Compression Stroke），膨張行程（Expansion Stroke），及び排気行程（Exhaust Stroke）で順次作動される 4 サイクルで駆動されるものである。

30

【0024】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは，特に，コンロッド 3 の大端部 7 を取り付けるクランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 とコンロッド 3 の大端部 7 における孔部 9（第 1 孔部）との間に，偏芯ブッシュ 10 が相対回転自在に配設されていることを特徴としている。偏芯ブッシュ 10 は，外周が円形に形成された外径 24 と，クランクシャフト 5 のクランクピン 8 に摺動嵌合する孔部 25（第 2 孔部）の軸心とが偏芯しており，厚肉部 28，該厚肉部 28 に対向する薄肉部 29，及び厚肉部 28 から薄肉部 29 へ延びる漸減肉厚部 30 から構成されている。言い換えれば，偏芯ブッシュ 10 は，外周が円形であって，偏芯した孔部 25 が形成されることによって，内径が厚肉部 28，それに対向（即ち 180° の方向に対向）する薄肉部 29，及び厚肉部 28 から薄肉部 29 へと延びる一対の滑らかな漸減肉厚部 30 によって形成されている。偏芯ブッシュ 10 は，エンジン本体 27 に取り付けられた複数（図では 2 箇所であるが，3 箇所が好ましい）のガイド 20 により自在に取り付けられたリングギア 13 を通じてクランクシャフト 5 のエンジン回転速度の 1.5 倍の回転速度で回転するように設定されている。この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは，上記のような偏芯ブッシュ 10 をクランクシャフ

40

50

ト 5 に組み込むだけの構成によって、膨張行程が吸入行程に比較してピストン 1 のストローク量が長くなるように設定することができる。

【 0 0 2 5 】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンでは、偏芯ブッシュ 1 0 がクランクシャフト 5 の 1 . 5 倍の回転速度ということは、クランクシャフト 5 が 9 0 度回転したとき、偏芯ブッシュ 1 0 はエンジン回転方向とは逆に 1 3 5 度回転した軸部になる。また、一般的なエンジンでは、クランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 とコンロッド 3 の大端部 7 の孔部 9 との間には、厚さ 2 mm 程度のプレーンベアリングを介在して摺動自在に組み立てられている。本願発明では、クランクピン 8 と孔部 9 との間の隙間を適正なサイズに構成して、プレーンベアリングに代えて偏芯ブッシュ 1 0 を介在させた構造を備えたものである。具体的には、偏芯ブッシュ 1 0 は、エンジンが圧縮行程の爆発上死点 C 5 に位置する時に、クランク角度の位相で実質的に 9 0 度ずれて設定されており、クランクシャフト 5 のクランクピン 8 とコンロッド 3 の孔部 9 との間に回転自在に取り付けられているものである。

10

【 0 0 2 6 】

また、偏芯ブッシュ 1 0 とクランクシャフト 5 との間に介在された偏芯ブッシュ 1 0 の回転作動用の歯車機構 2 2 は、偏芯ブッシュ 1 0 の側面 1 1 に一体構造に設けられたギア 1 2 (第 1 ギア)、及びギア 1 2 に噛み合う内歯歯車 1 4 を内周に備えたリングギア 1 3 から構成され、一種の増速機構を構成している。リングギア 1 3 は、エンジン本体 2 7 にリングギア用ガイド 2 0 によって支持されて回転可能に取り付けられており、クランクシャフト 5 の回転とは独立して取り付けられた状態であるが、位相変換用モータ 1 9 の駆動によってのみ位相ずらし機構 2 6 を介して予め決められた所定の回転量だけ回転することができるものである。また、位相ずらし機構 2 6 は、リングギア 1 3 の外周に設けられた外歯歯車 1 5 に噛み合うギア 1 7 (第 2 ギア)、及びギア 1 7 に連結した出力軸 1 8 を備えた位相変換用モータ 1 9 から構成されている。偏芯ブッシュ 1 0 は、一体構造のギア 1 2 によって一体的に回転駆動される。リングギア 1 3 は、エンジン本体 2 7 に設けた複数のリングギア用ガイド 2 0 に回転可能に配設支持されている。この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンが通常の作動をしている時には、リングギア 1 3 は、エンジン本体 2 7 に固定即ち静止された状態であり、位相ずらし機構 2 6 が作動する時には位相変換用モータ 1 9 の駆動によって予め決められた回転量だけエンジン本体 2 7 に対して回転することができるものである。また、偏芯ブッシュ 1 0 と一体回転のギア 1 2 は、クランクシャフト 5 の内歯歯車 1 4 に噛み合せてエンジン回転速度の 1 . 5 倍の回転速度で回転駆動されるように設定されている。即ち、偏芯ブッシュ 1 0 と一体のギア 1 2 のギア数に対してリングギア 1 3 の内歯歯車 1 4 のギア数は 2 . 5 倍のギア数に設定することで、偏芯ブッシュ 1 0 は、エンジン回転速度の 1 . 5 倍で回転することが可能になる。

20

30

【 0 0 2 7 】

更に、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、偏芯ブッシュ 1 0 が、位相ずらし機構 2 6 によって、エンジンの運転状況により、エンジン爆発上死点 C 5 の時に、9 0 度の位相から最大 ± 4 5 度 (図 7 及び図 8 では ± 3 0 度まで表示) ずらすことができるように組み立てられており、偏芯ブッシュ 1 0 がクランク角に対してずらされることによって、圧縮比が変化させられて可変圧縮比に構成されることを特徴としている。偏芯ブッシュ 1 0 に取り付けられたギア 1 2 は、位相ずらし機構 2 6 を構成するリングギア 1 3 の外歯歯車 1 5 と噛み合う位相変換用ギア 1 7 に取り付けられており、位相変換用ギア 1 7 は位相変換用モータ 1 9 の出力軸 1 8 に連結されている。また、偏芯ブッシュ 1 0 は、その外径 2 5 と孔部 2 4 の軸心との偏芯量に応じて、吸入行程と膨張行程とのピストン 1 のストローク量を調整するものである。

40

【 0 0 2 8 】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、特に、コンロッド 3 の大端部 7 を取り付けるクランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 と、コンロッド 3 の大端部 7 における孔部 9 との間に相対回転自在に配設された偏芯ブッシュ 1 0、及び偏芯ブッ

50

シュ10を回転させる動力伝達系を構成する歯車機構22を有し、歯車機構22がエンジン本体27にリングギア用ガイド20を介して支持され且つ内周に内歯歯車14を外周の一部に外歯歯車15を備えたリングギア13、及びリングギア13の内歯歯車14に噛み合い且つ偏芯ブッシュ10の側面11に一体構造に設けられたギア12から構成されており、偏芯ブッシュ10が歯車機構22を通じてクランクシャフト5の回転速度の1.5倍の回転速度で回転して吸入行程ではストローク量が小さく且つ膨張行程ではストローク量が長く設定されるアトキンソンサイクルを構成し、更に、リングギア13の外歯歯車15と噛み合う位相変換用ギア17によって構成される位相ずらし機構26によってリングギア13を予め決められた回転角だけ回転移動させて、簡単に圧縮比を変えることを特徴としている。

10

【0029】

次に、図4及び図5を参照して、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの作動を説明する。図4及び図5に示す矢印は、サイクルの進行を示すものであり、図中の水平に伸びる直線Gは吸入下死点C3でのピストンピン21の位置を示し、直線Hは膨張下死点C7でのピストンピン21の位置を示している。また、図4には、4サイクルにおける吸入行程の吸入始めの排気上死点C1から吸入行程の中間点C2、圧縮行程の圧縮始めの吸入下死点C3、及び圧縮行程の中間点C4が示されている。図5には、4サイクルにおける膨張行程の膨張始めの爆発上死点C5から膨張行程の中間点C6、排気行程の排気始めの膨張下死点C7、及び排気行程の中間点C8が示されている。言い換えれば、この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンでは、吸入行程はC1 C2 C3の行程であり、圧縮行程はC3 C4 C5の行程であり、膨張行程はC5 C6 C7の行程であり、及び圧縮行程はC7 C8 C1の行程である。また、図4及び図5において、D段には、ピストン1の往復運動の状態、コンロッド3の大端部7におけるクランクシャフト5の軸部であるクランクピン8の位置、偏芯ブッシュ10の回転状態、及びクランクシャフト5の回転主軸であるメインベアリング軸16の位置を示している。E段には、軸部であるクランクピン8とクランクシャフト5のメインベアリング軸16の回転位置関係を示している。F段には、偏芯ブッシュ10とクランクピン8との回転位置関係を示している。

20

【0030】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンについて、更に具体的に説明すると、クランクシャフト5は、図4及び図5では矢印で示すように、反時計周りに回転している。

30

(1) 図4では、ピストン1の排気上死点C1では、偏芯ブッシュ10の厚肉部28は、クランクピン8に対して水平方向であって、図4 - C1の右側に位置している。

(2) 同時に、偏芯ベアリング10は、ギア12によって駆動され、クランクシャフト5の軸部であるクランクピン8とメインベアリング軸16の中心を結ぶ位置からその回転角度の1.5倍の割合だけ、クランク回転逆方向に回転させる。

(3) クランクシャフト5が90度回転した時、即ち、吸入行程の中間点C2では、クランクピン8は、クランクシャフト5のメインベアリング軸16に対して水平位置になり、偏芯ブッシュ10は、その水平面から更に135度(言い換えれば、1.5倍)だけ時計回りに回転している。

40

(4) この様に、偏芯ブッシュ10をクランクシャフト5に配設した歯車機構22のギア12によりクランクシャフト5の回転より増速させて1.5倍の回転速度で回転作動させる。言い換えれば、偏芯ブッシュ10をクランクシャフト5の回転から増速して駆動させる。

(5) クランクシャフト5が180度回転した時、即ち、ピストンピン21が吸入行程の吸入下死点C3に位置する時では、クランクシャフト5の軸部であるクランクピン8は真下側に位置し、その時、偏芯ブッシュ10の厚肉部28は、クランクピン8とメインベアリング軸16の中心を結ぶ位置まで回転し、この時、偏芯ブッシュ10の厚肉部28は上方に位置し、コンロッド3の大端部中心はクランクシャフト5の軸部であるクランクピ

50

ン 8 中心より上側に位置し，吸入行程の吸入下死点 C 3 になる。即ち，コンロッド 3 に連結されているピストン 1 は，偏芯ブッシュ 1 0 によりストロークが短い，言い換えれば，ストローク量が小さいことになり，吸入下死点 C 3 になる。

(6) 次いで，この状態から圧縮行程の中間点 C 4 を通って圧縮行程の圧縮上死点 C 5 まで回転する。

(7) 同様に，クランクシャフト 5 が回転し，クランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 が 3 6 0 度回転した時，即ち，圧縮行程の爆発上死点 C 5 では，偏芯ブッシュ 1 0 の厚肉部 2 8 は，1 . 5 倍の回転をしてクランクピン 8 に対して水平方向で且つ図 5 の左側に位置し，更に 1 8 0 度多く回転したことになる。従って，ピストン 1 の位置は，上記の排気上死点 C 1 と同じ位置になる。

(8) この後，ピストン 1 は，膨張行程に移行することになり，膨張行程の中間点 C 6 を通って往復運動する。偏芯ブッシュ 1 0 は，クランクピン 8 より 1 . 5 倍増速して時計回りに回転を行い，クランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 が 5 4 0 度回転した時，膨張下死点 C 7 では，偏芯ブッシュ 1 0 の厚肉部 2 8 は，クランクピン 8 に対して図 5 の下側に位置し，その結果，コンロッド 3 の大端部 7 の中心はクランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 の中心より下側に位置し，ピストン 1 の位置も吸入下死点 C 3 に比較してそれよりも偏芯ブッシュ 1 0 の偏芯により下がったところまで移動し，膨張行程において多くの仕事を行うことになる。即ち，膨張下死点 C 7 になり，吸入下死点 C 3 よりも大きいストロークを動いたことになって，即ち，ストローク量が大きくなったことになる。それ故に，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルは，圧縮比より膨張比の高いアトキンソンサイクルで運転されたことになる。なお，図 4 及び図 5 では，説明を簡単にするため，図の上死点は偏芯ブッシュ 1 0 の偏芯によるコンロッド 3 の傾きを無視して図示しているものである。

【 0 0 3 1 】

図 4 及び図 5 のピストン 1 の 4 サイクルの作動におけるストローク量を，図 6 のグラフに示している。即ち，図 6 には，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルのピストン 1 のストローク量を示すグラフが示されている。図 6 において，実線で示す曲線は，本願発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルのピストン 1 の 4 サイクルにおけるストローク量を示している。点線で示す曲線は，クランクシャフト 5 の軸部であるクランクピン 8 の移動軌跡を示している。また，一点鎖線で示す曲線は，偏芯ブッシュ 1 0 の回転移動軌跡を示している。図 6 のグラフから判るように，圧縮始めの吸入下死点 C 3 のピストン 1 のストローク量は小さくなっているが，膨張下死点 C 7 のピストン 1 のストローク量は大きくなっており，アトキンソンサイクルの作動状態になっている。

【 0 0 3 2 】

この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは，図 7 に示すように，リングギア 1 3 を位相ずらし機構 2 6 でエンジン本体 2 7 に対して回転させて，偏芯ブッシュ 1 0 の位相をずらした時の位相調整角度についての圧縮比と膨張比との変化を示すものである。図 7 において，丸印は圧縮比の変化を示し，四角印は膨張比の変化を示し，三角印はアトキンソン比（圧縮比 / 膨張比）の変化を示している。従って，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンでは，予め決められた所定の圧縮比と膨張比に設定する時には，その圧縮比と膨張比に対応する位相調整角度まで，位相ずらし機構 2 6 によってリングギア 1 3 を所定量回転させればよいことになる。

【 0 0 3 3 】

また，図 8 には，この可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンの作動サイクルにおいて，偏芯ブッシュ 1 0 の位相をずらした時の基準とアトキンソンサイクル仕様との軸平均有効圧と燃費改善率との変化を示している。図 8 のグラフにおいて，丸印はアトキンソンサイクル軸平均有効圧の変化を示し，四角印は基準軸平均有効圧の変化を示し，三角印は燃費改善率の変化を示している。即ち，偏芯ブッシュ 1 0 の位相をずらした場合に位相調整角度が 2 0 度に上がった場合に燃費改善率が大きくなっていることが判る。

【 0 0 3 4 】

10

20

30

40

50

エンジンの圧縮比は、ピストン下死点の位置とピストン上死点位置での物理的容積の比で計算されるものである。そこで、本願発明における圧縮比を変える位相ずらし機構 26 では、ピストン上死点では偏芯ブッシュ 10 の厚肉部はほぼ水平に位置している。その為、ピストン上死点での偏芯ブッシュ 10 の厚肉部の位置をわずかに回転させる（位相をずらす）ことによって、ピストンの上死点位置は、高い感度で上下することになる。即ち、偏芯ブッシュ 10 の厚肉部をわずかに上方に回転させた位置を上死点にすることが可能になる。一方、圧縮開始前の下死点では、偏芯ブッシュ 10 の厚肉部が上側に位置しており、偏芯ブッシュ 10 をわずかにずらした回転（位相をずらす）では、その上下方向は極めてわずかしか変位しないことになる。即ち、偏芯ブッシュ 10 の位相をずらした場合、上死点近傍ではピストン 1 の上下位置の変化は大きい、ピストン下死点では上下位置の変化は極めて少ないことになる。その結果、圧縮比を可変にすることができることになる。

10

【産業上の利用可能性】

【0035】

この発明による可変圧縮比機械式アトキンソンサイクルエンジンは、例えば、4 サイクルの内燃機関に適用して好ましいものである。

【符号の説明】

【0036】

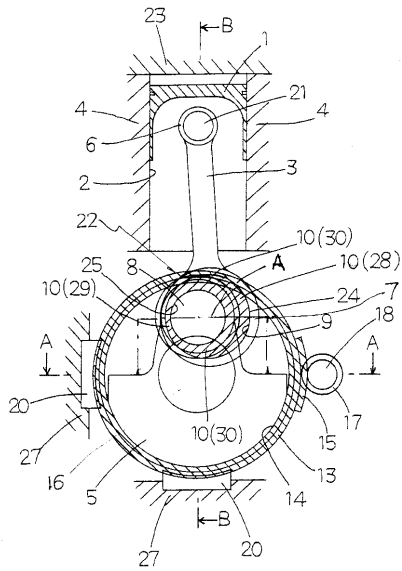
- 1 ピストン
- 2 シリンダ
- 3 コンロッド
- 4 シリンダブロック
- 5 クランクシャフト
- 7 大端部
- 8 クランクピン（軸部）
- 9 孔部（第 1 孔部）
- 10 偏芯ブッシュ
- 11 側面
- 12 ギア（第 1 ギア）
- 13 リングギア
- 14 内歯歯車
- 15 外歯歯車
- 16 メインベアリング軸
- 17 ギア（第 2 ギア）
- 18 出力軸
- 19 位相変換用モータ
- 20 リングギア用ガイド
- 22 歯車機構
- 24 外径
- 25 孔部（第 2 孔部）
- 26 位相ずらし機構
- 27 エンジン本体
- 28 厚肉部
- 29 薄肉部
- 30 漸減肉厚部

20

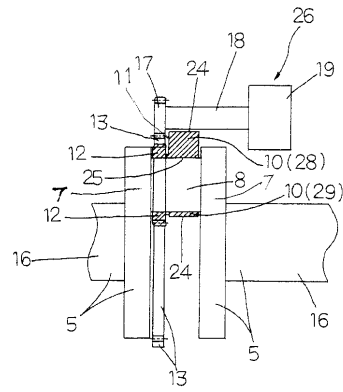
30

40

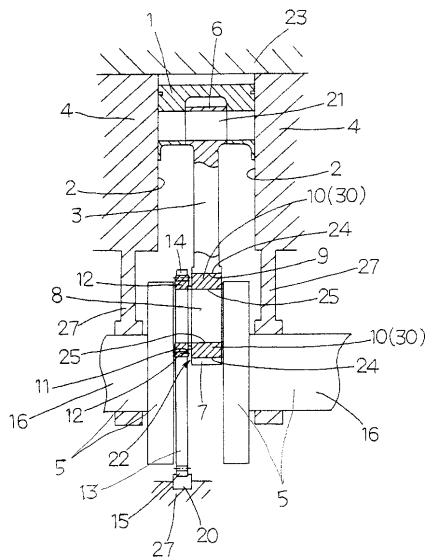
【 図 1 】



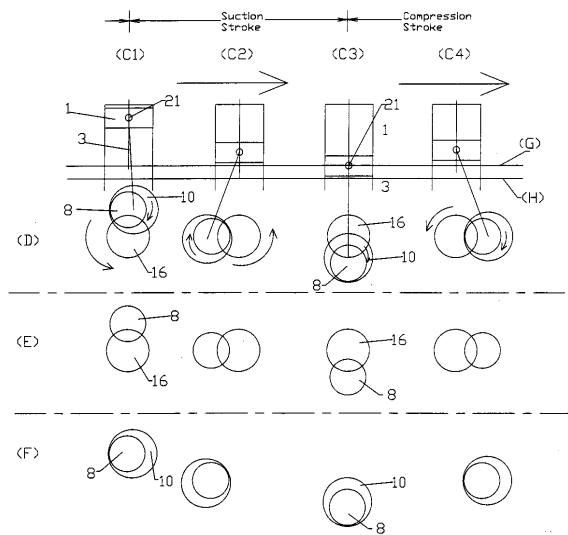
【 図 2 】



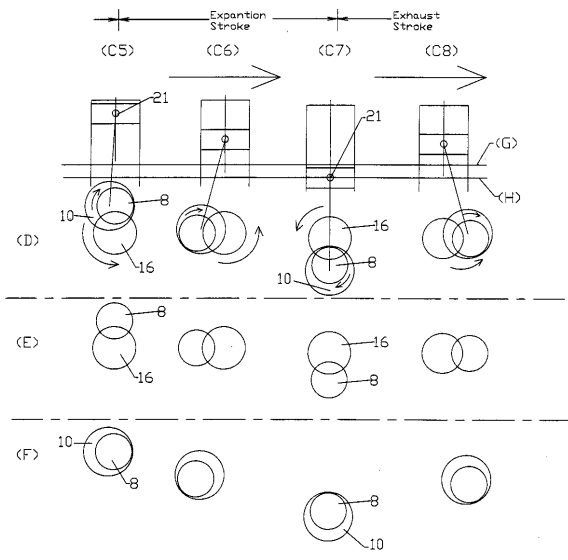
【 図 3 】



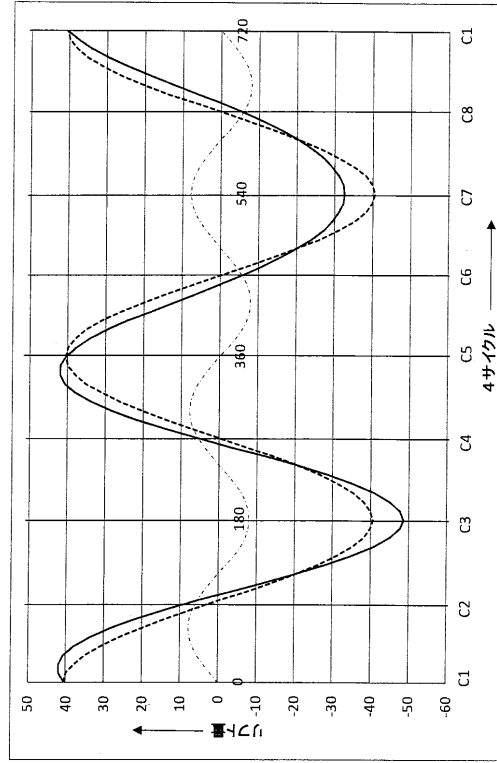
【 図 4 】



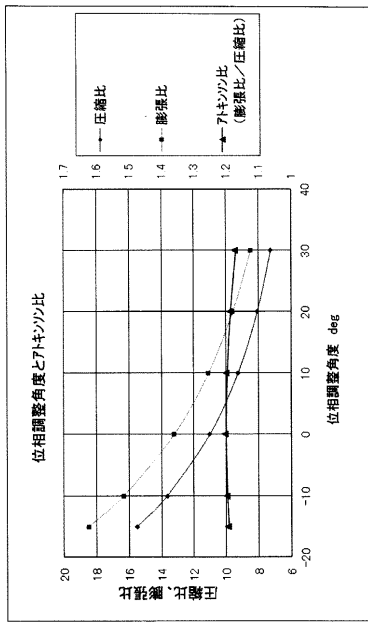
【図5】



【図6】



【図7】



【図8】

