(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2017-207053
(P2017-207053A)
(43)公開日　平成29年11月24日(2017.11.24)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F02B 77/00	(2006.01)	F02B	77/00	L	3J033
F16F 15/26	(2006.01)	F16F	15/26	F	
F16C 7/06	(2006.01)	F16F	15/26	B	
		F16C	7/06		

審査請求 未請求　請求項の数 20　ＯＬ　（全 65 頁）

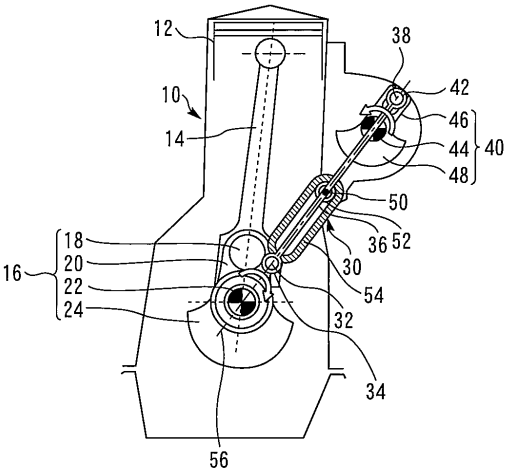
(21)出願番号　特願2017-6799(P2017-6799)
(22)出願日　平成29年1月18日(2017.1.18)
(31)優先権主張番号　特願2016-99067(P2016-99067)
(32)優先日　平成28年5月17日(2016.5.17)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(71)出願人　000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町１番地
(74)代理人　100106150
弁理士　高橋　英樹
(74)代理人　100082175
弁理士　高田　守
(74)代理人　100113011
弁理士　大西　秀和
(72)発明者　神山　栄一
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　荒井　隆宣
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】内燃機関のバランス装置

(57)【要約】
【課題】この発明は、内燃機関のバランス装置に関し、小型軽量化を妨げることなく内燃機関の振動を有効に打ち消すことを目的とする。
【解決手段】ＣＳ主軸２２を中心として回転するクランク軸１６と、ＢＳ支持軸４４を中心として回転するバランス軸４０とを備える。クランク軸１６はＣＳ偏心ウェイト２４を備える。バランス軸４０はＢＳ偏心ウェイト４８を備える。ＣＳ主軸２２から外れたＣＳ連結点３２と、ＢＳ支持軸４４から外れたＢＳ連結点３８とを連結桿３６で連結する。ＣＳ連結点３２に、クランク軸１６と連結桿３６の相対回転を可能とするＣＳ連結機構３４を設ける。ＢＳ連結点に、バランス軸４０と連結桿３６の相対回転を可能とするＢＳ連結機構４２を設ける。バランス軸４０がクランク軸１６と逆回転するように連結桿３６の動きをガイドするガイド部５４を設ける。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
内燃機関のバランス装置であって、
ＣＳ主軸を回転軸として回転するクランク軸と、
前記ＣＳ主軸と平行なＢＳ支持軸を回転軸として回転するバランス軸とを備え、
前記クランク軸は、当該クランク軸の重心を前記ＣＳ主軸の中心から偏心させるＣＳ偏心ウェイトを備え、
前記バランス軸は、当該バランス軸の重心を前記ＢＳ支持軸の中心から偏心させるＢＳ偏心ウェイトを備え、更に、
前記クランク軸の、前記ＣＳ主軸の中心から外れた位置に設けられたＣＳ連結点と、前記バランス軸の、前記ＢＳ支持軸の中心から外れた位置に設けられたＢＳ連結点とを連結する連結桿と、
前記ＣＳ連結点を回転中心とする前記クランク軸と前記連結桿との相対回転を可能とするＣＳ連結機構と、
前記ＢＳ連結点を回転中心とする前記バランス軸と前記連結桿との相対回転を可能とするＢＳ連結機構と、
前記バランス軸が前記クランク軸と逆回転するように前記連結桿の動きをガイドするガイド部と、
を備えることを特徴とする内燃機関のバランス装置。
【請求項２】
前記ＣＳ連結点、及び前記ＢＳ連結点の少なくとも一方を、夫々の回転半径の方向に変位可能とする連結点調整機構と、
前記連結桿の一点に設けられた摺動部と、を備え、
前記ガイド部は、前記摺動部の動きを、前記ＣＳ主軸の側から前記ＢＳ支持軸の側に向かう直線運動及びその逆向きの直線運動に規制することを特徴とする請求項１に記載の内燃機関のバランス装置。
【請求項３】
前記ＣＳ連結点、及び前記ＢＳ連結点の少なくとも一方を、夫々の回転半径の方向に変位可能とする連結点調整機構を備え、
前記ガイド部は、前記連結桿と重なる位置を中心として前記連結桿の可動平面と同じ平面内で回転することができ、かつ、前記連結桿を、当該連結桿の中心線の方向に摺動可能に保持することを特徴とする請求項１に記載の内燃機関のバランス装置。
【請求項４】
前記連結桿の、前記ＣＳ連結点と前記ＢＳ連結点との中点に設けられた規制部を備え、
前記ＣＳ連結点と前記ＢＳ連結点の距離は、前記ＣＳ主軸と前記ＢＳ支持軸との距離に等しく、
前記ＣＳ主軸の中心と前記ＣＳ連結点との距離は、前記ＢＳ支持軸の中心と前記ＢＳ連結点との距離に等しく、
前記ガイド部は、前記規制部が前記ＢＳ支持軸に最接近する位置で、当該規制部が前記ＣＳ連結点と同じ回転方向に変位するのを阻止するＢＳ側ガイドと、前記規制部が前記ＣＳ主軸に最接近する位置で当該規制部が前記ＣＳ連結点と同じ回転方向に変位するのを阻止するＣＳ側ガイドと、を備えることを特徴とする請求項１に記載の内燃機関のバランス装置。
【請求項５】
前記クランク軸は、ＣＳ主軸の中心が、ピストンの往復運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に設置されるオフセットクランクの手法で用いられ、
前記バランス軸及び前記ガイド部は、前記ＣＳ主軸の中心及び前記ＢＳ支持軸の中心の少なくとも一方が、前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に形成されるように配置されることを特徴とする請求項２に記載の内燃機関のバランス装置。
【請求項６】

前記ＣＳ主軸の中心と前記ＢＳ支持軸の中心とを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする請求項５に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項７】

前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線上に位置し、かつ、前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする請求項５に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項８】

前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線上に位置し、かつ、前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットさていることを特徴とする請求項５に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項９】

前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線から一方の側に一定値だけオフセットされており、かつ、前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線から他方の側に一定値だけオフセットされていることを特徴とする請求項５に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１０】

前記クランク軸は、ＣＳ主軸の中心が、ピストンの往復運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に設置されるオフセットクランクの手法で用いられ、

前記ガイド部の回転中心が、前記ＣＳ主軸の中心と前記ＢＳ支持軸の中心とを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする請求項３に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１１】

前記ＣＳ連結点は、前記ＣＳ主軸の中心に対して前記ＣＳ偏心ウェイトの重心と同じ側に設けられ、かつ

前記ＢＳ連結点は、前記ＢＳ支持軸の中心に対して前記ＢＳ偏心ウェイトの重心と同じ側に設けられていることを特徴とする請求項１乃至１０の何れか１項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１２】

前記ＣＳ連結点は、前記ＣＳ主軸の中心に対して前記ＣＳ偏心ウェイトの重心と反対側に設けられ、かつ

前記ＢＳ連結点は、前記ＢＳ支持軸の中心に対して前記ＢＳ偏心ウェイトの重心と反対側に設けられていることを特徴とする請求項１乃至１０の何れか１項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１３】

前記バランス軸に、前記クランク軸の回転方向と逆向きの回転モーメントを与えるモーメント付与機構を備えることを特徴とする請求項１乃至１２の何れか１項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１４】

前記モーメント付与機構は、バランス軸に装着されたカムと、当該カムに押圧されることにより縮小するバネ部材とを備え、

前記カムは、前記バランス軸の回転に伴って、前記連結桿が前記ＢＳ支持軸の側に移動する過程で前記バネ部材を押圧し、前記連結桿の軸線が前記ＢＳ支持軸と重なる位置において、前記バネ部材から前記逆向きの回転モーメントを受けるように形成されていることを特徴とする請求項１３に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１５】

単気筒又は４サイクル２気筒の内燃機関に搭載されることを特徴とする請求項１乃至１４の何れか１項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１６】

前記連結桿は、内燃機関の上死点及び下死点においてピストンの往復運動の軸線から傾斜するように配置され、

前記ＣＳ偏心ウェイトは、前記上死点の状況下で、前記ＣＳ主軸の中心を通り前記ピストンの軸線と平行なＣＳ軸線を挟んで、前記ＣＳ連結点と反対側となる領域に重心を有し、

前記ＢＳ偏心ウェイトは、前記上死点の状況下で、前記ＢＳ支持軸の中心を通り前記ピストンの軸線と平行なＢＳ軸線を挟んで、前記ＢＳ連結点と反対側となる領域に重心を有していることを特徴とする請求項１乃至１５の何れか1項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１７】

前記ＣＳ偏心ウェイトは、内燃機関のコンロッドに起因する加振力、内燃機関のピストンに起因する加振力の一部、及び前記連結桿に起因する加振力の一部の合成力を打ち消す大きさの重量及び重心を有し、

前記ＢＳ偏心ウェイトは、内燃機関のピストンに起因する加振力の残部及び前記連結桿に起因する加振力の残部を打ち消す大きさの重量及び重心を有し、

前記一部と前記残部は均等であることを特徴とする請求項１６に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１８】

前記バランス軸は、その一端において前記連結桿と連結されており、

前記ＢＳ偏心ウェイトが有する重量のうち、前記連結桿に起因する加振力の残部を打ち消すための重量は、前記バランス軸の他端の近傍に比して、前記一端の近傍に大きく反映されていることを特徴とする請求項１７に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項１９】

前記連結桿は、前記クランク軸の側にＣＳ側軸受けを有し、

前記ＣＳ連結機構は、前記ＣＳ側軸受けにより回転可能に保持されたＣＳ側偏心軸を有し、

前記ＣＳ側偏心軸は、その中心から一定値だけずれたＣＳ偏心点が前記ＣＳ主軸の中心と一致するように前記ＣＳ主軸に固定されており、

前記ＣＳ側偏心軸の中心が、前記ＣＳ連結点を構成していることを特徴とする請求項1乃至１８の何れか1項に記載の内燃機関のバランス装置。

【請求項２０】

前記連結桿は、前記バランス軸の側にＢＳ側軸受けを有し、

前記ＢＳ連結機構は、前記ＢＳ側軸受けにより回転可能に保持されたＢＳ側偏心軸を有し、

前記ＢＳ側偏心軸は、その中心から一定値だけずれたＢＳ偏心点が前記ＢＳ支持軸の中心と一致するように前記ＢＳ支持軸に固定されており、

前記ＢＳ側偏心軸の中心が、前記ＢＳ連結点を構成していることを特徴とする請求項1乃至１９の何れか1項に記載の内燃機関のバランス装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

この発明は、内燃機関のバランス装置に係り、特に、単気筒又は４サイクル二気筒の内燃機関への搭載に適したバランス装置に関する。

【背景技術】

【０００２】

レシプロ式の内燃機関には、一般に、バランス装置が搭載される。内燃機関の運転中は、ピストンの運動に起因する慣性力が発生する。バランス装置は、その慣性力に起因する振動を打ち消すための加振力を発生するように構成される。バランス装置が適切に振動を打ち消せば、静粛性に優れた内燃機関を実現することができる。

【０００３】

特許文献１には、４気筒の内燃機関に搭載するためのバランス装置が開示されている。

このバランス装置は、偏心ウェイトが装着されたバランス軸を有している。バランス軸は、不等速歯車を介してクランク軸と連結されている。内燃機関の運転中にクランク軸が回転すると、不等速歯車を介してバランス軸が回転する。

【０００４】

この際、バランス軸に装着されている偏心ウェイトは、バランス軸の角速度及び角加速度に応じて周期的に加振力を発生する。そして、バランス軸の角速度及び角加速度は、不等速歯車の特性に応じたプロファイルで変化する。特許文献１において、その不等速歯車は、打ち消すべき振動が大きいクランク角において大きな加振力が生成されるように形成されている。このため、上記従来のバランス装置によれば、内燃機関の振動を有効に抑制して優れた静粛性を実現することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特開２０１０－１６９０４５号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

しかしながら、特許文献１に記載のバランス装置では、クランク軸の回転を歯車によりバランス軸に伝えることが必要である。このため、両者の距離が離れる内燃機関では、歯車が大型化せざるを得ない。その結果、バランス装置が大型化してしまい、内燃機関の小型軽量化が妨げられる事態が生ずる。

【０００７】

この発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、内燃機関の小型軽量化を妨げることなく、内燃機関の振動を有効に打ち消すことの出来るバランス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】

第１の発明は、上記の目的を達成するため、内燃機関のバランス装置であって、

ＣＳ主軸を回転軸として回転するクランク軸と、

前記ＣＳ主軸と平行なＢＳ支持軸を回転軸として回転するバランス軸とを備え、

前記クランク軸は、当該クランク軸の重心を前記ＣＳ主軸の中心から偏心させるＣＳ偏心ウェイトを備え、

前記バランス軸は、当該バランス軸の重心を前記ＢＳ支持軸の中心から偏心させるＢＳ偏心ウェイトを備え、更に、

前記クランク軸の前記ＣＳ主軸の中心から外れた位置に設けられたＣＳ連結点と、前記バランス軸の前記ＢＳ支持軸の中心から外れた位置に設けられたＢＳ連結点とを連結する連結桿と、

前記ＣＳ連結点を回転中心とする前記クランク軸と前記連結桿との相対回転を可能とするＣＳ連結機構と、

前記ＢＳ連結点を回転中心とする前記バランス軸と前記連結桿との相対回転を可能とするＢＳ連結機構と、

前記バランス軸が前記クランク軸と逆回転するように前記連結桿の動きをガイドするガイド部と、

を備えることを特徴とする。

【０００９】

また、第２の発明は、第１の発明において、

前記ＣＳ連結点、及び前記ＢＳ連結点の少なくとも一方を、夫々の回転半径の方向に変位可能とする連結点調整機構と、

前記連結桿の一点に設けられた摺動部と、を備え、

前記ガイド部は、前記摺動部の動きを、前記ＣＳ主軸の側から前記ＢＳ支持軸の側に向

かう直線運動及びその逆向きの直線運動に規制することを特徴とする。
【００１０】
また、第３の発明は、第１の発明において、
前記ＣＳ連結点、及び前記ＢＳ連結点の少なくとも一方を、夫々の回転半径の方向に変位可能とする連結点調整機構を備え、
前記ガイド部は、前記連結桿と重なる位置を中心として前記連結桿の可動平面と同じ平面内で回転することができ、かつ、前記連結桿を、当該連結桿の中心線の方向に摺動可能に保持することを特徴とする。
【００１１】
また、第４の発明は、第１の発明において、
前記連結桿の、前記ＣＳ連結点と前記ＢＳ連結点との中点に設けられた規制部を備え、
前記ＣＳ連結点と前記ＢＳ連結点の距離は、前記ＣＳ主軸と前記ＢＳ支持軸との距離に等しく、
前記ＣＳ主軸の中心と前記ＣＳ連結点との距離は、前記ＢＳ支持軸の中心と前記ＢＳ連結点との距離に等しく、
前記ガイド部は、前記規制部が前記ＢＳ支持軸に最接近する位置で、当該規制部が前記ＣＳ連結点と同じ回転方向に変位するのを阻止するＢＳ側ガイドと、前記規制部が前記ＣＳ主軸に最接近する位置で当該規制部が前記ＣＳ連結点と同じ回転方向に変位するのを阻止するＣＳ側ガイドと、を備えることを特徴とする。
【００１２】
また、第５の発明は、第２の発明において、
前記クランク軸は、ＣＳ主軸の中心が、ピストンの往復運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に設置されるオフセットクランクの手法で用いられ、
前記バランス軸及び前記ガイド部は、前記ＣＳ主軸の中心及び前記ＢＳ支持軸の中心の少なくとも一方が、前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に形成されるように配置されることを特徴とする。
【００１３】
また、第６の発明は、第５の発明において、
前記ＣＳ主軸の中心と前記ＢＳ支持軸の中心とを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする。
【００１４】
また、第７の発明は、第５の発明において、
前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線上に位置し、かつ、前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする。
【００１５】
また、第８の発明は、第５の発明において、
前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線上に位置し、かつ、前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線から一定値だけオフセットさていることを特徴とする。
【００１６】
また、第９の発明は、第５の発明において、
前記ＢＳ支持軸の中心が前記直線運動の軸線から一方の側に一定値だけオフセットされており、かつ、前記ＣＳ主軸の中心が前記直線運動の軸線から他方の側に一定値だけオフセットされていることを特徴とする。
【００１７】
また、第１０の発明は、第３の発明において、
前記クランク軸は、ＣＳ主軸の中心が、ピストンの往復運動の軸線から一定値だけオフセットされた位置に設置されるオフセットクランクの手法で用いられ、
前記ガイド部の回転中心が、前記ＣＳ主軸の中心と前記ＢＳ支持軸の中心とを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線から一定値だけオフセットされていることを特徴とする。
【００１８】

また、第１１の発明は、第１乃至第１０の発明の何れかにおいて、
前記ＣＳ連結点は、前記ＣＳ主軸の中心に対して前記ＣＳ偏心ウェイトの重心と同じ側に設けられ、かつ
前記ＢＳ連結点は、前記ＢＳ支持軸の中心に対して前記ＢＳ偏心ウェイトの重心と同じ側に設けられていることを特徴とする。
【００１９】
また、第１２の発明は、第１乃至第１０の発明の何れかにおいて、
前記ＣＳ連結点は、前記ＣＳ主軸の中心に対して前記ＣＳ偏心ウェイトの重心と反対側に設けられ、かつ
前記ＢＳ連結点は、前記ＢＳ支持軸の中心に対して前記ＢＳ偏心ウェイトの重心と反対側に設けられていることを特徴とする。
【００２０】
また、第１３の発明は、第１乃至第１２の発明の何れかにおいて、
前記バランス軸に、前記クランク軸の回転方向と逆向きの回転モーメントを与えるモーメント付与機構を備えることを特徴とする。
【００２１】
また、第１４の発明は、第１３の発明において、
前記モーメント付与機構は、バランス軸に装着されたカムと、当該カムに押圧されることにより縮小するバネ部材とを備え、
前記カムは、前記バランス軸の回転に伴って、前記連結桿が前記ＢＳ支持軸側に移動する過程で前記バネ部材を押圧し、前記連結桿の軸線が前記ＢＳ支持軸と重なる位置において、前記バネ部材から前記逆向きの回転モーメントを受けるように形成されていることを特徴とする。
【００２２】
また、第１５の発明は、第１乃至第１４の発明の何れかにおいて、
単気筒又は４サイクル２気筒の内燃機関に搭載されることを特徴とする。
【００２３】
また、第１６の発明は、第１乃至第１５の発明の何れかにおいて、
前記連結桿は、内燃機関の上死点及び下死点においてピストンの往復運動の軸線から傾斜するように配置され、
前記ＣＳ偏心ウェイトは、前記上死点の状況下で、前記ＣＳ主軸の回転中心を通り前記ピストンの往復運動の軸線と平行なＣＳ軸線を挟んで、前記ＣＳ連結点と反対側となる領域に重心を有し、
前記ＢＳ偏心ウェイトは、前記上死点の状況下で、前記ＢＳ支持軸の回転中心を通り前記ピストンの往復運動の軸線と平行なＢＳ軸線を挟んで、前記ＢＳ連結点と反対側となる領域に重心を有していることを特徴とする。
【００２４】
また、第１７の発明は、第１６の発明において、
前記ＣＳ偏心ウェイトは、内燃機関のコンロッドに起因する加振力、内燃機関のピストンに起因する加振力の一部、及び前記連結桿に起因する加振力の一部の合成力を打ち消す大きさの重量及び重心を有し、
前記ＢＳ偏心ウェイトは、内燃機関のピストンに起因する加振力の残部及び前記連結桿に起因する加振力の残部を打ち消す大きさの重量及び重心を有し、
前記一部と前記残部は均等であることを特徴とする。
【００２５】
また、第１８の発明は、第１７の発明において、
前記バランス軸は、その一端において前記連結桿と連結されており、
前記ＢＳ偏心ウェイトが有する重量のうち、前記連結桿に起因する加振力の残部を打ち消すための重量は、前記バランス軸の他端の近傍に比して、前記一端の近傍に大きく反映されていることを特徴とする。

【００２６】
　また、第１９の発明は、第1乃至第１８の発明の何れかにおいて、
　前記連結桿は、前記クランク軸の側にＣＳ側軸受けを有し、
　前記ＣＳ連結機構は、前記ＣＳ側軸受けにより回転可能に保持されたＣＳ側偏心軸を有し、
　前記ＣＳ側偏心軸は、その中心から一定値だけずれたＣＳ偏心点が前記ＣＳ主軸の中心と一致するように前記ＣＳ主軸に固定されており、
　前記ＣＳ側偏心軸の中心が、前記ＣＳ連結点を構成していることを特徴とする。
【００２７】
　また、第２０の発明は、第1乃至第１９の発明の何れかにおいて、
　前記連結桿は、前記バランス軸の側にＢＳ側軸受けを有し、
　前記ＢＳ連結機構は、前記ＢＳ側軸受けにより回転可能に保持されたＢＳ側偏心軸を有し、
　前記ＢＳ側偏心軸は、その中心から一定値だけずれたＢＳ偏心点が前記ＢＳ支持軸の中心と一致するように前記ＢＳ支持軸に固定されており、
　前記ＢＳ側偏心軸の中心が、前記ＢＳ連結点を構成していることを特徴とする。
【発明の効果】
【００２８】
　第１の発明によれば、クランク軸とバランス軸は互いに逆回転する。それらが共に一回転する間に、クランク軸の重心とバランス軸の重心は二度位相を一致させる。以下、位相の一致する二点を結ぶ方向を「Ｙ方向」、これに垂直な方向を「Ｘ方向」とする。クランク軸とバランス軸が逆回転する過程で、ＣＳ偏心ウェイトに起因する加振力（以下、「ＣＳ加振力」と称す）のＸ成分と、ＢＳ偏心ウェイトに起因する加振力（以下、「ＢＳ加振力］と称す」のＸ成分は互いに打ち消し合うように作用する。一方、それらのＹ成分は、互いに合成されて強められる。このため、本発明によれば、主としてＹ方向に加振力を発生させることができる。内燃機関においては、ピストンの往復運動に伴って、その往復方向に、振動の原因となる慣性力が発生する。本発明によれば、Ｙ方向をその往復方向に合わせることにより、ＣＳ加振力とＢＳ加振力の合成力によりピストンの慣性力を打ち消すことができる。
　本発明において、ＣＳ偏心ウェイトはクランク軸と共に回転する。このため、ＣＳ加振力のＹ成分は、クランク角の変化に伴って正弦波状に変化する。一方、ＢＳ偏心ウェイトは、連結桿を介してクランク軸と逆回転させられる。この場合、ＢＳ偏心ウェイトの回転はクランク軸の回転が等速回転であれば、必然的に不等速回転となる。そして、ＢＳ加振力のＹ成分は、クランク角の変化に対して歪んだ正弦波状の変化を示す。
　ピストンの往復運動に起因する慣性力は、クランク半径ｒｃに対するコンロッド長ｌｃの比、即ち連桿比ｌｃ／ｒｃが無限大であれば、クランク軸の回転に対して正弦波状の変化を示す。そして、実用的な連桿比ｌｃ／ｒｃでは、その慣性力は、クランク角の変化に対して歪んだ正弦波状の変化を示す。本発明によれば、ＢＳ加振力のＹ成分が歪んだ正弦波状に変化するため、ＣＳ加振力とＢＳ加振力との合成力は、ピストンの往復運動に起因する慣性力と精度良く整合させることができる。このため、本発明によれば、内燃機関の振動を有効に抑制することができる。
　そして、本発明は、上記の効果を、歯車を用いることなく連結桿とガイド部とで実現することができる。連結桿とガイド部は、歯車に比して軽量に、かつ小さなスペース収まるように形成することができる。このため、この発明によれば、内燃機関の小型軽量化を妨げることなく、内燃機関の振動を有効に打ち消すことができる。
【００２９】
　第２の発明によれば、連結桿上の摺動部の位置は、ガイド部が許容する直線運動上の何れかの点に制限される。以下、この直線の方向を「ｙ方向」とし、これに直行する方向を「ｘ方向」とする。クランク軸が回転すれば、ＣＳ連結点は、ｙ方向の位置と共にｘ方向の位置を変化させる。そして、摺動部のｘ座標が規制されているため、ＣＳ連結点がｘ正

方向に移動すれば、ＢＳ連結点は、必然的にｘ負方向に移動する。また、ＣＳ連結点の変位方向がｘ正方向からｘ負方向に変化すれば、ＢＳ連結点の変位方向は、ｘ負方向からｘ正方向に変化する。この際、ＢＳ連結点は、ｙ方向に関しては常にＢＳ連結点と同じ方向に変位する。その結果、バランス軸は、クランク軸に対して逆向きに回転することとなる。

【００３０】

第３の発明においても、ＣＳ連結点とＢＳ連結点とは、第２の発明の場合と同様に、ｙ方向では同じ方向に変位し、一方、ｘ方向では逆の方向に変位する。このため、本発明によっても、クランク軸の回転に伴ったバランス軸をクランク軸に対して逆回転させることができる。また、本発明では、ＢＳ連結点からガイド部までの距離（ＢＳ距離）とＣＳ連結点からガイド部までの距離（ＣＳ距離）との比ＢＳ／ＣＳが、クランク軸の回転に伴って変化する。第２の発明では、この比は常に一定である。梃子の原理により、上記の比が大きいほど、クランク角の変化に伴うバランス軸の回転角変化が大きなものとなる。このため、本発明によれば、ピストンの慣性力を相殺するための加振力に、第２の発明の場合とは異なるプロファイルを与えることができる。

【００３１】

第４の発明によれば、連結桿の規制部は、ＣＳ主軸の中心、ＣＳ連結点、規制部、ＢＳ支持軸の中心及びＢＳ連結点が一直線上に並ぶ状況下でＢＳ支持軸に最接近する。以下、この位置を「第１思案点」とする。第１思案点では、ＢＳ連結点に作用する連結桿の軸力が回転モーメントとならない。このため、移動方向に制約がなければ、ＢＳ連結点は、クランク角の変化に伴い、第１思案点から何れの方向にも回転することができる。そして、ＢＳ連結点がクランク軸の回転方向と同じ方向に変位すれば、バランス軸はクランク軸と同方向に回転することとなる。本発明では、その方向の変位が連結桿の規制部とＢＳ側ガイドとにより阻止される。このため、上記の状況からクランク角が変化すれば、ＢＳ連結点はクランク軸の回転方向とは逆方向に変位することになる。第１思案点を外れるとＢＳ連結点に作用する連結桿の軸力が回転モーメントを発生させる。このため、バランス軸はクランク軸の回転に伴って逆回転を続ける。第１思案点の状態からクランク軸が１８０°回転すると、連結桿の規制部がＣＳ主軸に最接近する状態で、ＣＳ主軸の中心、ＣＳ連結点、規制部、ＢＳ支持軸の中心及びＢＳ連結点が一直線上に並ぶ状況が形成される。以下、この位置を「第２思案点」とする。第２思案点では、規制部の変位がＣＳ側ガイドに規制される。その結果、第２思案点でもＢＳ連結点は、クランク軸の回転方向と逆方向に導かれる。以上の作動が繰り返されることにより、本発明によっても、連結桿を介して、バランス軸をクランク軸と逆回転させ続けることができる。

【００３２】

第５乃至第９の何れかに記載の発明によれば、クランク軸がオフセットクランクの手法で用いられるため、上死点から下死点に向かうピストンの動きに起因する慣性力と、下死点から上死点に向かうピストンの動きに起因する慣性力とが非対象となる。連結部の摺動部が、ＣＳ主軸の中心とＢＳ支持軸の中心とを結ぶ線分（以下、「ＣＳ－ＢＳ中心線」とする）上を往復運動する場合には、バランス軸が、上死点側から下死点側に向かう過程とその逆の過程とで対象な角速度プロファイルを示す。この場合、ＢＳ偏心ウェイトが発する加振力は、往路と復路で対象なものとなる。これに対して、本発明では、摺動部の直線運動が、ＣＳ－ＢＳ中心線と一致しない直線上にガイドされる。この場合、バランス軸の角速度プロファイルに歪みが生じ、ＢＳ偏心ウェイトが発する加振力は往路と復路で非対称なものとなる。このため、本発明によれば、往路と復路で非対称となる加振力を発生させることができ、オフセットクランクの条件下でピストンが発生する慣性力を適切に打ち消すことができる。

【００３３】

第１０の発明によれば、第９の発明の場合と同様に、ピストンが発する慣性力は往路と復路で非対称なものとなる。回転可能なガイド部が連結桿を保持する構成では、その回転中心がＣＳ－ＢＳ中心線上に設定されていると、バランス軸の角速度プロファイルが往路

と復路で対象となり、その結果、ＢＳ偏心ウェイトが発する加振力も往路と復路で対象なものとなる。これに対して、ガイド部の回転中心が、ＣＳ－ＢＳ中心線上から外れていると、ＢＳ偏心ウェイトが発する加振力は往路と復路で非対称なものとなる。このため、本発明によれば、オフセットクランクの条件下でピストンが発する慣性力を適切に打ち消すことができる。

【００３４】

第１１の発明によれば、ＣＳ偏心ウェイトの回転位相とＢＳ偏心ウェイトの回転位相を概ね揃えた上で、所望のプロファイルで変化する加振力をＹ方向に発生させることができる。

【００３５】

第１２の発明によれば、ＣＳ偏心ウェイトの回転位相とＢＳ偏心ウェイトの回転位相を概ね揃えた上で、第５の発明で実現されるプロファイルとは異なるプロファイルで変化する加振力をＹ方向に発生させることができる。

【００３６】

第１３の発明において、バランス軸には、連結桿を介して回転モーメントが与えられる。この構成において、連結桿の軸線がバランス軸の回転中心に重なる位置（以下、「思案点」とする）では、連結力の軸力は、バランス軸に何ら回転モーメントを与えない。このため、バランス軸に付与される外力が連結桿の軸力だけであると、バランス軸は、思案点において、正逆何れの方向にも回転できる状態となる。本発明では、モーメント付与機構によってバランス軸に逆回転のモーメントが与えられる。このため、本発明によれば、バランス軸を、安定してクランク軸の回転方向と逆向きに回転させ続けることができる。

【００３７】

第１４の発明によれば、カムとバネ部材により、思案点において適切な回転モーメントをバランス軸に与えることができる。

【００３８】

第１５の発明によれば、内燃機関は、単独で作動する一のピストン、又は同じ位相で作動する二つのピストンを備える。これらの内燃機関では、ピストン同士で往復運動の慣性力を打ち消し合うことがない。本発明によれば、バランス装置が発する加振力により、これらの内燃機関の振動を適正に抑えることができる。

【００３９】

第１６の発明によれば、上死点の状況下では、ピストン及びコンロッドが、ピストンの往復運動の軸線に沿った方向（以下、「基準方向」とする）の加振力を発生する。この際、連結桿は、概ねＣＳ主軸の中心からＣＳ連結点に向かう方向（以下、「第１傾斜方向」とする）の加振力をＣＳ偏心ウェイトに与え、かつ、概ねＢＳ支持軸の中心からＢＳ連結点に向かう方向（以下、「第２傾斜方向」とする）の加振力をＢＳ偏心ウェイトに与える。これらの加振力の合成力は、上記の基準方向に向かう成分に加えて、第１傾斜方向及び第２傾斜方向に向かう成分を有するものとなる。本発明では、ＣＳ偏心ウェイトの重心が、ＣＳ軸線を挟んでＣＳ連結点の反対側に設けられている。この重心によれば、基準方向の加振力成分に加えて第１傾斜方向の加振力成分を打ち消すことができる。また、本発明では、ＢＳ偏心ウェイトの重心が、ＢＳ軸線を挟んでＢＳ連結点の反対側に設けられている。この重心によれば、基準方向の加振力成分に加えて第２傾斜方向の加振力成分を打ち消すことができる。内燃機関の下死点でも、同様の原理によって加振力の相殺が生ずる。このため、本発明によれば、ピストン、コンロッド、及び連結桿の夫々が発する加振力、適切に打ち消すことができる。

【００４０】

第１７の発明によれば、内燃機関の上死点及び下死点では、ＣＳ偏心ウェイトとＢＳ偏心ウェイトに起因する加振力を、コンロッド、ピストン及び連結桿に起因する加振力と釣り合わせることができる。また、上死点及び下死点を除く状況下では、コンロッドとＢＳ偏心ウェイトに起因する加振力を、ＣＳ偏心ウェイトに起因する加振力と釣り合わせることができる。このため、本発明によれば、個々の要素に起因する加振力を、常に良好に打

ち消し合わせることができる。
【００４１】
第１８の発明によれば、連結桿に起因する加振力はバランス軸の一端に入力される。そして、バランス軸が備えるＢＳ偏心ウェイトは、その一端の付近に大きく反映された重量により、その加振力を相殺することができる。加振力の入力箇所と、これを相殺するための重量の箇所とが離れているほど、バランス軸に作用するモーメントは大きくなる。本発明によれば、そのモーメントを十分に小さく抑えつつ、各要素に加振力を打ち消し合わせることができる。
【００４２】
第１９の発明によれば、連結桿とＣＳ主軸をＣＳ側偏心軸により連結させることができる。この構造によれば、連結桿が有するＣＳ側軸受けの中心を回転中心として、クランク軸と連結桿は相対的に回転することができる。つまり、ＣＳ側軸受けの中心に、第１の発明における「ＣＳ連結点」を形成することができる。また、ＣＳ側偏心軸によれば、ＣＳ主軸の中心をＣＳ側軸受けの中心、つまり、ＣＳ連結点から一定値だけ偏心させることができる。このように、本発明によれば、第１の発明が要求する機能を満たす「ＣＳ連結機構」を具体的に実現することができる。
【００４３】
第２０の発明によれば、連結桿とＢＳ支持軸をＢＳ側偏心軸により連結させることができる。この構造によれば、連結桿が有するＢＳ側軸受けの中心を回転中心として、バランス軸と連結桿は相対的に回転することができる。つまり、ＢＳ側軸受けの中心に、第１の発明における「ＢＳ連結点」を形成することができる。また、ＢＳ側偏心軸によれば、ＢＳ支持軸の中心をＢＳ側軸受けの中心、つまり、ＢＳ連結点から一定値だけ偏心させることができる。このように、本発明によれば、第１の発明が要求する機能を満たす「ＢＳ連結機構」を具体的に実現することができる。
【図面の簡単な説明】
【００４４】
【図１】本発明の実施の形態１の構成を示す図である。
【図２】図１に示すバランス装置の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図３】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとバランス軸回転角（ＢＳ回転角）αの関係を示す図である。
【図４】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を示す図である。
【図５】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとＢＳ角加速度ｄ２α／ｄθ２の関係を示す図である。
【図６】図１に示す内燃機関のピストンの動作とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図７】内燃機関のピストンが発する慣性力と図１に示すバランス装置が発する加振力のプロファイルを示す図である。
【図８】図７に示すバランス軸の加振力とクランク軸の加振力を合成して表した図である。
【図９】図８に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図１０】本発明の実施の形態１のバランス装置の変形例の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図１１】内燃機関のピストンが発する慣性力と図１０に示すバランス装置が発する加振力のプロファイルを示す図である。
【図１２】図１１に示すバランス軸の加振力とクランク軸の加振力を合成して表した図である。
【図１３】図１２に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図１４】本発明の実施の形態２におけるバランス装置の状態とクランク角θとの関係を

説明するための図である。
【図１５】本発明の実施の形態３におけるバランス装置の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図１６】図１５に示すバランス装置の動作に伴って連結桿のピボットに生ずる移動の軌跡を示す図である。
【図１７】図１５に示すバランス装置において、ガイド部が満たすべき条件を説明するための図である。
【図１８】図１５に示すバランス装置がガイド部として備える必須の構成を示す図である。
【図１９】本発明の実施の形態４の構成を説明するための図である。
【図２０】図１９に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図２１】図２０に示す各状態でバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２２】本発明の実施の形態４の変形例においてバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２３】本発明の実施の形態４の第２の変形例の構成を説明するための図である。
【図２４】本発明の実施の形態４の第３の変形例の動作を説明するための図である。
【図２５】本発明の実施の形態５の構成を説明するための図である。
【図２６】図２５に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図２７】図２５に示す各状態でバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２８】本発明の実施の形態６の構成を説明するための図である。
【図２９】図２８に示す内燃機関が備えるオフセットクランクの構造がもたらす効果を説明するための図である。
【図３０】図２８に示す内燃機関におけるピストンの変位とクランク角θとの関係を示す図である。
【図３１】図３１（Ａ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の構成を説明するための図である。図３１（Ｂ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第１の変形例の構成を説明するための図である。図３１（Ｃ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第２の変形例の構成を説明するための図である。図３１（Ｄ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第３の変形例の構成を説明するための図である。
【図３２】図３１（Ａ）に示す構成におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を、オフセット比ｈ／ｒをパラメータとして示した図である。
【図３３】内燃機関のピストンが発する慣性力と図３１（Ａ）に示すバランス装置が発する合成加振力のプロファイルを示す図である。
【図３４】図３３に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図３５】本発明の実施の形態７におけるバランス装置の構成を説明するための図である。
【図３６】図３５に示す構成におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を、オフセット比ｈ／ｒをパラメータとして示した図である。
【図３７】内燃機関のピストンが発する慣性力と図３５に示すバランス装置が発する合成加振力のプロファイルを示す図である。
【図３８】図３７に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図３９】本発明の実施の形態８の構成を説明するための図である。
【図４０】図３９に示すバランス装置が加振力を打ち消す原理を説明するための図である。
【図４１】図３９に示すバランス装置が備えるＣＳ偏心ウェイトの重心位置を説明するための図である。
【図４２】図３９に示すバランス装置が備えるクランク軸の特徴を説明するための斜視図である。

【図４３】図３９に示すバランス装置が備えるバランス軸の特徴を説明するための斜視図である。
【図４４】図３９に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図４５】本発明の実施の形態８で用い得るバランス軸の他の例の特徴を説明するための斜視図である。
【図４６】本発明の実施の形態９の構成を説明するための図である。
【図４７】図４６に示すバランス装置が加振力を打ち消す原理を説明するための図である。
【図４８】図４６に示すバランス装置が備えるＣＳ偏心ウェイトの重心位置を説明するための図である。
【図４９】図４６に示すバランス装置が備えるバランス軸の特徴を説明するための斜視図である。
【図５０】図４６に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図５１】本発明の実施の形態９で用い得るバランス軸の他の例の特徴を説明するための斜視図である。
【図５２】本発明の実施の形態１０のバランス装置の分解斜視図である。
【図５３】図５２に示す連結桿の分解斜視図である。
【図５４】本発明の実施の形態１０のバランス装置の主要部を側面視で表した断面図である。
【図５５】図５２に示すＣＳ側偏心軸とＢＳ側偏心軸に共穴加工を施す手法を説明するための図である。
【図５６】本発明の実施の形態１０のバランス装置の動作を説明するための図である。
【図５７】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第１の変形例を説明するための図である。
【図５８】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第２の変形例が備えるＢＳ側偏心軸の構造を説明するための断面図である。
【図５９】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第３の変形例が備えるＣＳ側偏心軸の構造を説明するための断面図である。
【図６０】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第４の変形例の構成及び動作を説明するための断面図である。
【図６１】本発明の実施の形態１１のバランス装置の分解斜視図である。
【図６２】図６１に示す連結桿の分解斜視図である。
【図６３】本発明の実施の形態１１のバランス装置の主要部を側面視で表した断面図である。
【図６４】本発明の実施の形態１１においてＢＳ側偏心軸に生ずる偏心量が変化する様子を表した図である。
【図６５】本発明の実施の形態１１のバランス装置の動作を説明するための図である。
【図６６】本発明の実施の形態１１のバランス装置の変形例の構成及び動作を説明するための断面図である。
【発明を実施するための形態】
【００４５】
実施の形態１．
［実施の形態１の構成］
図１は、本発明の実施の形態１の構成を説明するための図である。本実施形態は内燃機関１０を備えている。内燃機関１０はピストン１２を有している。本実施形態において、内燃機関１０は、ピストン１２を一つだけ備える単気筒の４サイクル式機関である。
【００４６】
ピストン１２は、コンロッド１４を介してクランク軸１６に連結されている。クランク軸１６は、コンロッド１４と連結されるクランクピン１８を備えている。クランクピン１８は、クランクアーム２０を介してクランクジャーナル（以下、「ＣＳ主軸」とする）２

２と一体成形されている。ＣＳ主軸２２は、シリンダブロックに設けられた軸受けにより回転可能に保持されている。

【００４７】

クランク軸１６は、ＣＳ偏心ウェイト２４を備えている。ＣＳ偏心ウェイト２４は、その重心が、ＣＳ主軸２２の中心を挟んでクランクピン１８の概ね反対側に位置するように設けられている。また、ＣＳ偏心ウェイト２４には、コンロッド１４の重量を打ち消すための重量（ｍｃ）と、ピストン１２の重量の半分に当たる重量（ｍｐ／２）を打ち消すための重量が与えられている。

【００４８】

クランク軸１６は、ピストン１２が上死点と下死点の間を一往復する間に１回転する。以下、ピストン１２の往復運動の方向を「Ｙ方向」、これに垂直な方向を「Ｘ方向」とする。

【００４９】

本実施形態において、ＣＳ偏心ウェイト２４は、ピストン１２との間に概ね１８０°クランク角（°ＣＡ）の位相差が生ずるように設定されている。つまり、ＣＳ偏心ウェイト２４の位相は、下記の二つの条件が成立するように設定されている。

（１）ピストン１２が上死点に位置する際に、ＣＳ偏心ウェイト２４の重心が概ねＹ方向の下死点側変位端に位置する。

（２）ピストン１２が下死点に位置する際に、ＣＳ偏心ウェイト２４の重心が概ねＹ方向の上死点側変位端に位置する。

【００５０】

内燃機関１０は、バランス装置３０を備えている。クランク軸１６は、バランス装置３０の構成要素である。クランク軸１６には、ＣＳ主軸２２の中心から外れた位置にＣＳ連結点３２が設けられている。より具体的には、ＣＳ連結点３２は、ＣＳ主軸２２の中心を挟んでＣＳ偏心ウェイト２４の反対側に設けられている。

【００５１】

ＣＳ連結点３２には、ＣＳ連結機構３４を介して連結桿３６が連結されている。連結桿３６はＣＳ連結機構３４によって回転可能に保持されている。このため、クランク軸１６と連結桿３６とは、ＣＳ連結点３２を回転中心として、クランク軸１６の回転面と平行な平面内で相対的に回転することができる。

【００５２】

連結桿３６の他端は、ＢＳ連結点３８においてバランス軸４０と連結されている。バランス軸４０は、ＢＳ連結点３８にＢＳ連結機構４２を備えている。連結桿３６はＢＳ連結機構４２によって回転可能に保持されている。このため、連結桿３６とバランス軸４０は、ＢＳ連結点３８を回転中心として相対的に回転することができる。

【００５３】

バランス軸４０は、ＢＳ連結点３８から外れた位置にＢＳ支持軸４４を備えている。ＢＳ支持軸４４は、ＣＳ主軸２２と平行に設けられ、シリンダブロックが備える軸受けにより回転可能に保持されている。このため、バランス軸４０は、ＢＳ支持軸４４を回転軸としてクランク軸１６の回転面と平行な平面内で回転することができる。

【００５４】

バランス軸４０には、また、ＢＳ連結機構４２を保持するＢＳ連結点調整機構４６が設けられている。ＢＳ連結点調整機構４６は、バランス軸４０上のＢＳ連結機構４２の位置、つまり、ＢＳ連結点３８の位置が正しい位置に受動的に調整されるための機構である。ＢＳ連結点調整機構４６の機能により、ＢＳ連結点３８は、ＢＳ支持軸４４の中心を通るバランス軸４０の回転半径の方向に一定の範囲内で変位することができる。

【００５５】

バランス軸４０には、更に、ＢＳ偏心ウェイト４８が設けられている。ＢＳ偏心ウェイト４８は、ＢＳ支持軸４４の中心を挟んでＢＳ連結点３８の反対側にその重心が位置するように設けられている。また、ＢＳ偏心ウェイト４８には、概ねピストン１２の重量の半

分に当たる重量（ｍｐ／２）を打ち消すための重量が与えられている。
【００５６】
本実施形態において、バランス軸４０は、クランク軸１６が一回転する際に、その回転方向と逆向きに一回転する。ここで、ＢＳ偏心ウェイト４８は、図１に示すように、ＣＳ偏心ウェイト２４と位相が揃うように設けられている。つまり、ＢＳ偏心ウェイト４８の位相は、ＣＳ偏心ウェイト２４の位相と同様に、ピストン１２の位相と概ね１８０°ＣＡだけずれている。このため、ＢＳ偏心ウェイト４８の位相とピストン１２の位相との間でも、下記の二つの条件が成立する。
（１）ピストン１２が上死点に位置する際に、ＢＳ偏心ウェイト４８の重心が概ねＹ方向の下死点側変位端に位置する。
（２）ピストン１２が下死点に位置する際に、ＢＳ偏心ウェイト４８の重心が概ねＹ方向の上死点側変位端に位置する。
【００５７】
連結桿３６は、その中点にピボット５０を備えている。ピボット５０には円形の摺動部５２が装着されている。シリンダブロックには、摺動部５２の動きを規制するガイド部５４が設けられている。ガイド部５４は、ＣＳ主軸２２の中心とＢＳ支持軸４４の中心とを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線５６の方向を長手方向とする摺動スペースを有している。摺動部５２は、その摺動スペースの内壁に沿って移動することができる。その結果、ピボット５０の運動は、ＣＳ－ＢＳ中心線５６上の直線運動に制限される。
【００５８】
［実施の形態１のバランス装置の基本動作の説明］
図２は、図１に示すバランス装置３０の動作を説明するための図である。図２において、横軸はクランク角θ［°ＣＡ］を示す。以下、クランク角θは、０［°ＣＡ］又は３６０［°ＣＡ］が上死点に対応し、１８０［°ＣＡ］が下死点に対応するものとする。また、ＣＳ－ＢＳ中心線５６の方向を「ｙ方向」、これに垂直な方向を「ｘ」方向とする。但し、図２では、説明の便宜上、ｙ方向をＹ方向（ピストン１２の運動方向）と一致させている。
【００５９】
図２において、θ＝０［°ＣＡ］の状態では、バランス軸４０の回転角α（以下、「ＢＳ回転角α」とする）も０［deg］である。この際、ＣＳ偏心ウェイト２４の重心及びＢＳ偏心ウェイト４８の重心は、共に下死点側変位端に位置している。
【００６０】
図２において、クランク軸１６は時計回りの方向で回転するものとする。θ＝０［°ＣＡ］の状態からクランク軸１６が回転すると、ＣＳ連結点は（ｘ正方向、ｙ負方向）に変位する。この際、ピボット５０のｘ座標はガイド部５４により常に原点に維持される。このため、ＢＳ連結点３８は、（ｘ負方向、ｙ負方向）に変位する。その結果、バランス軸４０はクランク軸１６の回転方向とは逆向きに回転する。
【００６１】
ＣＳ連結点３２は、θが９０［°ＣＡ］に達するまでは、（ｘ正方向、ｙ負方向）に変位し続ける。この際、ＢＳ連結点３８のｘ座標がＣＳ連結点３２のｘ座標と同じ距離だけ変化すれば、つまり、図２において連結桿３６が垂直な状態を保ったままであれば、ＢＳ連結点３８のｙ座標は、ＣＳ連結点３２のｙ座標と同等の距離だけ変位することになる。しかしながら、バランス装置３０では、θが９０［°ＣＡ］に達するまでは、ＣＳ連結点３２とＢＳ連結点３８とがｘ方向において遠ざかる。このｘ方向の距離を補うため、ＢＳ連結点３８のｙ座標は、ＣＳ連結点３２のｙ座標より大きく変位せざるを得ない。その結果、クランク軸１６が９０［°ＣＡ］回転した段階で、ＢＳ回転角αは９０［deg］を超えている。
【００６２】
クランク角θが９０［°ＣＡ］を超えて１８０［°ＣＡ］に至るまでは、ＣＳ連結点３２が（ｘ負方向、ｙ負方向）に変化する。この際、ＢＳ連結点３８は、（ｘ正方向、ｙ負

方向）に変位する。ここでは、クランク角θの増加に伴ってＣＳ連結点３２とＢＳ連結点３８とがｘ方向において接近する。このため、ＢＳ連結点３８のｙ座標の変化は、ＣＳ連結点３２のｙ座標の変化より少量となる。そして、クランク角θが１８０［°ＣＡ］に達した段階で、ＢＳ回転角αも同様に１８０［deg］に達する。

【００６３】

上記の理由により、バランス軸４０は、クランク角θが０［°ＣＡ］から９０［°ＣＡ］まで変化する過程では、クランク軸１６より早い速度で回転する。そして、バランス軸４０の回転速度は、クランク角θが９０［°ＣＡ］から１８０［°ＣＡ］まで回転する過程では、クランク軸１６の回転速度より低速となる。このような速度変化は、同様のメカニズムによってクランク角θが１８０［°ＣＡ］から３６０［°ＣＡ］に変化する際にも生ずる。

【００６４】

以上説明した通り、本実施形態におけるバランス装置３０は、下記の特性を有している。

（１）クランク軸１６とバランス軸４０が、同周期で逆方向に回転する。

（２）クランク軸１６が等速で回転する際にバランス軸４０には不等速回転が生ずる。この際、バランス軸４０の回転速度は、クランク角θが０［°ＣＡ］～９０［°ＣＡ］の範囲及び２７０［°ＣＡ］～３６０［°ＣＡ］の範囲に属する場合はクランク軸１６の回転速度より高速となる。また、クランク角θが９０［°ＣＡ］～２７０［°ＣＡ］の範囲に属する場合はバランス軸４０の回転速度がクランク軸１６の回転速度より低速となる。

（３）クランク角θ＝０［°ＣＡ］の状態、つまり、ピストン１２が上死点に位置する状態では、クランク軸１６の重心及びバランス軸４０の重心が共に下死点側の変位端に位置する。また、クランク角θ＝１８０［°ＣＡ］の状態、つまり、ピストン１２が下死点に位置する状態では、クランク軸１６の重心及びバランス軸４０の重心が共に上死点側の変位端に位置する。

【００６５】

内燃機関１０の作動中は、ピストン１２に往復運動が生じ、クランク軸１６とバランス軸４０に回転運動が生ずる。この際、コンロッド１４には、往復運動と回転運動の複合運動が生ずる。コンロッド１４の主たる重量はクランクピン１８と共に回転する部分に存在している。このため、クランク軸１６の重量（ｍｃ＋ｍｐ／２）のうち（ｍｃ）は、コンロッド１４の回転部分と相殺される。従って、内燃機関１０の作動中は、その内部において以下のような運動が生じていると見なすことができる。

（１）ピストン１２の運動に伴う重量（ｍｐ）のＹ方向往復運動

（２）クランク軸１６の回転に伴う偏心重量（ｍｐ／２）の正転運動

（３）バランス軸４０の回転に伴う偏心重量（ｍｐ／２）の逆転運動

【００６６】

重量（ｍｐ）のＹ方向往復運動は、Ｙ方向の慣性力を発生させる。この慣性力は、ピストン１２の動作に同期して大きさを変化させ、上死点において概ね負の最大値となり、下死点において概ね正の最大値となる。

【００６７】

偏心重量（ｍｐ／２）の正転運動と、偏心重量（ｍｐ／２）の逆転運動は、夫々の回転半径の外向きに加振力を発生する。それらの加振力のうちＸ成分は互いに打ち消され、Ｙ成分は合成される。そして、合成された加振力Ｙ成分は、ピストン１２の作動に伴う慣性力を打ち消す。このため、本実施形態におけるバランス装置３０によれば、内燃機関１０の作動中における振動を十分に小さく抑えることができる。

【００６８】

［実施の形態１のバランス装置の詳細な動作説明］

図３は、本実施形態においてクランク角θとＢＳ回転角αの間に成立する関係を示す。図３は、クランク軸１６の回転に伴い、バランス軸４０に、上述した不等速回転が生じている様子を表している。

【００６９】
図４は、図３に示すＢＳ回転角αを、ＢＳ角速度ｄα／ｄθに置き換えた図である。バランス軸４０がクランク軸１６と等速で逆回転していれば、ＢＳ角速度ｄα／ｄθは常に－１となる。これに対して、本実施形態では、バランス軸４０の不等速回転に起因して、上死点の付近ではＢＳ角速度ｄα／ｄθが絶対値の大きな値となる。また、下死点の付近では、ＢＳ角速度ｄα／ｄθが、絶対値の小さな値となる。
【００７０】
図５は、図４に示すＢＳ角速度ｄα／ｄθを、更にＢＳ角加速度ｄ２α／ｄθ２に置き換えた図である。バランス軸４０の回転速度がクランク軸１６と等速であれば、ＢＳ角加速度ｄ２α／ｄθ２は常に０となる。これに対して、本実施形態では、バランス軸４０の不等速回転に起因して、ＢＳ角加速度ｄ２α／ｄθ２が上死点と下死点の中間付近で絶対値の大きな値となる。
【００７１】
バランス軸４０には、角速度の二乗に比例する遠心力が作用する。また、バランス軸４０に角加速度が生ずれば、バランス軸４０にはその反力が作用する。そして、バランス軸４０は、上述した遠心力と反力の合成値に応じた加振力を発生する。このため、本実施形態においてバランス軸４０が発生する加振力は、クランク軸１６が発する加振力に対して歪んだものとなる。
【００７２】
図６は、クランク角θの変化に対するピストン１２の動きを説明するための図である。内燃機関１０において、ピストン１２は、クランク軸１６とコンロッド１４を介してＣＳ主軸２２と連結されている。ここでは、コンロッド長をｌｃ、クランク半径をｒｃとする。また、両者の比、即ち連桿比をｌｃ／ｒｃで表す。
【００７３】
図６に示すように、クランク角θが０［°ＣＡ］から９０［°ＣＡ］に向かって変化する過程では、クランクピン１８の座標が（Ｘ正方向、Ｙ負方向）に変位する。ピストン１２のＸ座標は一定であるから、この過程でクランクピン１８はＸ方向においてピストン１２から遠ざかる。そして、このＸ方向の距離を補うために、ピストン１２のＹ座標は、クランクピン１８のＹ座標に比して大きく変位せざるを得ない。このため、クランク角θが０［°ＣＡ］から９０［°ＣＡ］に変化する際にピストン１２に生ずるストロークＰＳ９０は、その間にクランクピン１８に生ずるＹ方向の変位量より大きなものとなる。
【００７４】
クランク角θが９０［°ＣＡ］から１８０［°ＣＡ］に向かって変化する過程では、クランクピン１８の座標が（Ｘ負方向、Ｙ負方向）に変位する。この過程で、クランクピン１８はＸ方向においてピストン１２に接近する。そして、両者がＸ方向に接近することから、ピストン１２のＹ方向変位量は、クランクピン１８のＹ方向変位量に比して小さなものとなる。このため、クランク角θが９０［°ＣＡ］から１８０［°ＣＡ］に変化する際のピストン変位量（ＰＳ１８０－ＰＳ９０）は、上述したＰＳ９０より小さくなる。同様の変位量の変化は、ピストン１２が下死点側から上死点側に変位する際にも生ずる。以上の理由により、クランク軸１６が等速回転する場合に、ピストン１２の変位速度は、上死点近傍において比較的高速となり、一方、下死点近傍において比較的低速になる。
【００７５】
図７は、ピストン１２が発する慣性力とバランス装置３０が発する加振力のプロファイルを示す。波形６０、６２及び６４は、夫々下記力のプロファイルである。
波形６０：クランク軸１６の偏心重量（ｍｐ／２）が発する加振力のＹ成分
波形６２：バランス軸４０の偏心重量（ｍｐ／２）が発する加振力のＹ成分
波形６４：ピストン１２が発する慣性力
【００７６】
クランク軸１６は、偏心重量（ｍｐ／２）を等速回転させる。このため、クランク軸１６の加振力に対応する波形６０は、ほぼ歪みのない正弦波となる。

バランス軸４０は、上死点から中間点に向かう過程で速く、また、中間点から下死点に向かう過程ではゆっくりと、偏心重量（ｍｐ／２）を不等速回転させる。このため、バランス軸４０に対応する波形６２は、９０［°ＣＡ］付近と２７０［°ＣＡ］付近に張りを有する歪んだ正弦波状となる。

【００７７】

ピストン１２は、その変位速度に応じた慣性力を発生する。そして、ピストン１２の変位速度は、上述した通り上死点付近では高速となり、下死点付近では低速となる。このため、ピストン１２に対応する波形６４は、上死点側の０［°ＣＡ］又は３６０［°ＣＡ］にはピークを有するが、下死点側の１８０［°ＣＡ］付近にはピークを有しない歪んだ正弦波状となる。

【００７８】

図８は、クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分とバランス軸４０が発する加振力Ｙ成分を合成した加振力を、ピストン１２の慣性力と対比して表した図である。図８中に示す３種類の波形は、夫々下記の通りである。

波形６０×２：図７に示す波形６０の加振力の２倍に相当

波形６０＋６２：図７に示す波形６０と波形６２の合成に相当

波形６４：図７に示す波形６４と同じ

【００７９】

本実施形態では、クランク軸１６の回転を、連結桿３６を介してバランス軸４０に伝えている。これに対して、クランク軸１６の回転は、例えば、通常の真円形状の歯車機構を用いてバランス軸４０に伝えることもできる。この場合、バランス軸４０がクランク軸１６と等速で回転することとなり、バランス軸４０の加振力Ｙ成分は、波形６０と同様に歪みのない正弦波に沿ったものとなる。従って、この場合は、クランク軸１６とバランス軸４０の双方により生成される加振力Ｙ成分の合成力が、波形６０の加振力を２倍したもの、つまり、図８に示す波形６０×２に相当したものとなる。

【００８０】

波形６０には歪みが含まれていない。このため、波形６０に波形６０を合成しても、合成された波形６０×２は、ピストン１２の慣性力の波形６４にさほど近づかない。これに対して、波形６０に波形６２を合成して生成した波形６０＋６２は、下死点付近が比較的平坦で、上死点付近にピーク的盛り上がりを有するものとなる。この波形６０＋６２は、波形６０×２に比して、遥かに波形６４の対象形に近い。

【００８１】

図９は、図８に示す波形６０×２及び波形６０＋６２に、更に波形６４を合成して生成した波形を示す。夫々の波形の意味は下記の通りである。

波形６０×２＋６４：バランス軸４０を歯車機構で作動させた場合に、内燃機関１０に残存する不釣合い力

波形６０＋６２＋６４：本実施形態において内燃機関１０に残存する不釣合い力

【００８２】

波形６０＋６２＋６４が示すように、本実施形態において内燃機関１０に残存する不釣合い力は、クランク角θの全域において十分に小さなものとなる。そして、その不釣合い力は、バランス軸４０を歯車機構で等速回転させる場合の不釣合い力（波形６０×２＋６４）に比しても十分に小さなものとなる。

【００８３】

本実施形態において用いた連結桿３６は、歯車機構に比して著しく軽量に、かつ小型に形成することができる。このため、本実施形態の構成によれば、歯車機構を用いてバランス軸４０を回転させる場合に比して、内燃機関１０の小型軽量化に有利であると共に、内燃機関１０に優れた静粛性を与えることができる。

【００８４】

［実施の形態１の変形例］

図１０は、本発明の実施の形態１の変形例の構成を説明するための図である。上述した

実施の形態１では、ＣＳ連結点３２を、ＣＳ主軸２２の中心を挟んでＣＳ偏心ウェイト２４の反対側に設け、かつ、ＢＳ連結点３８を、ＢＳ支持軸４４の中心を挟んでＢＳ偏心ウェイト４８の反対側に設けている（図１参照）。しかしながら、本発明の構成はこれに限定されるものではない。すなわち、図１０に示すように、ＣＳ連結点３２を、ＣＳ主軸２２の中心に対してＣＳ偏心ウェイト２４と同じ側に設け、かつ、ＢＳ連結点３８を、ＢＳ支持軸４４の中心に対してＢＳ偏心ウェイト４８と同じ側に設けることとしてもよい。

【００８５】

図１１、図１２及び図１３は、上述した変形例の動作に伴って発生する慣性力及び加振力の波形を示す。各図に示す波形には、図７、図８及び図９に記した符号と共通する符号を付している。図１３に示すように、本変形例の構成によれば、内燃機関１０に残存する不釣合い力（波形６０＋６２＋６４）を、実施の形態１の場合に比して更に小さくすることができる。尚、ＣＳ連結点３２及びＢＳ連結点３８の位置は、図１０に示す位置に限定されるものでもなく、バランス装置３０に発生させるべき加振力Ｙ成分の波形に応じて適宜設定することができる。

【００８６】

また、上述した実施の形態１では、内燃機関１０を単気筒の機関としているが、本発明の構成はこれに限定されるものではない。例えば、４サイクル式の二気筒式機関では、二つの気筒のピストンが同じ位相で往復運動する。本発明は、それら二つのピストンが発生する慣性力を打ち消すために用いることとしてもよい。

【００８７】

また、上述した実施の形態１では、上死点及び下死点において、クランク軸１６の重心の位相とバランス軸４０の重心の位相を合わせることとしているが、両者の位相は、所望の加振力を得るために必要であれば相違させてもよい。両者の位相は、具体的には、４５［°ＣＡ］の範囲内、３０［°ＣＡ］の範囲内、１５［°ＣＡ］の範囲内、又は５［°ＣＡ］の範囲内で必要に応じて相違させることとしてもよい。

【００８８】

尚、上述した３つの変形は、実施の形態１の変形として用い得るだけではなく、後述する他の全ての実施形態の変形としても用いることができる。

【００８９】

また、上述した実施の形態１では、ガイド部５４によって保持される摺動部５２を円形としているが、本発明の構成はこれに限定されるものではない。摺動部５２は、ガイド部５４に沿ってピボット５０を直線運動させ得るものであればよく、その形状は、角を落とした正方形又は長方形のような形状としてもよい。

【００９０】

また、上述した実施の形態１では、ガイド部５４によって保持されるピボット５０を、連結桿３６の中点に設けることとしているが、本発明の構成はこれに限定されるものではない。すなわち、連結桿３６のピボット５０は、バランス装置３０の作動が可能な範囲で、連結桿３６上の任意の点に設けることができる。

【００９１】

また、上述した実施の形態１では、バランス軸４０の側にＢＳ連結点調整機構４６を設けているが、本発明の構成はこれに限定されるものではない。すなわち、連結点調整機構は、バランス装置３０の作動を可能とするために、バランス軸４０及びクランク軸１６の双方に、又はクランク軸１６の側に設けることとしてもよい。

【００９２】

実施の形態２．

次に、図１４を参照して本発明の実施の形態２について説明する。図１４は、本実施形態におけるバランス装置６６の動作を説明するための図である。本実施形態の構成は、図１に示す内燃機関１０に、図２に示すバランス装置３０に代えて、図１４に示すバランス装置６６を搭載することにより実現することができる。以下、図１４において、図２に示す要素と共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【００９３】
図１４に示すバランス装置６６は、連結桿３６の軌道を規制するためにガイド部６８を備えている。ガイド部６８は、連結桿３６の幅と概ね等しい溝７０を有している。連結桿３６は、その溝７０に収まった状態で、その溝７０の中を摺動することができる。
【００９４】
ガイド部６８は、図１４において連結桿３６と重なっている部分に回転軸７２を備えている（本来は連結桿３６の裏側であり目視はできない）。この回転軸７２は、ＣＳ主軸２２及びＢＳ支持軸４４と平行であり、かつ、それらを結ぶＣＳ－ＢＳ中心線５６と重なる位置に設けられている。このため、ガイド部６８は、連結桿３６を保持した状態で、連結桿３６の可動平面内で回転することができる。
【００９５】
図１４において、連結桿３６上に記した●点７４は、連結桿３６の中点を表している。上述した実施の形態１では、連結桿３６の中点（ピボット５０）がＣＳ－ＢＳ中心線５６上を移動するように連結桿３６の動きが規制される（図２参照）。この場合、連結桿３６は、ＣＳ連結点３２に生じた変位を常に１：１の梃子比でＢＳ連結点３８に伝える。
【００９６】
本実施形態では、図１４に示すように、クランク角θ＝０［°ＣＡ］の状況では、連結桿３６の中点７４が、ガイド部６８の上、つまりＢＳ連結点３８の側に外れている。この場合、ＣＳ連結点３２に生じた変位は、１より大きな梃子比で増幅されてＢＳ連結点３８に伝えられる。そして、クランク角θが９０［°ＣＡ］を超えると、連結桿３６の中点７４が、ガイド部６８の下側、つまりＣＳ連結点３２の側に外れた状態となる。この場合、ＣＳ連結点３２側に生じた変位は、１に満たない梃子比で縮小されてＢＳ連結点３８に伝えられる。
【００９７】
このように、本実施形態の構成によれば、ＣＳ連結点３２に生ずる変位を、適宜異なる梃子比でＢＳ連結点３８に伝達することができる。より具体的には、クランク角θが０［°ＣＡ］に近い上死点付近の領域では、クランク角θの回転に対して、バランス軸４０を、実施の形態１の場合に比して更に高速で回転させることができる。そして、クランク角θが１８０［°ＣＡ］に近い下死点付近の領域では、クランク角θの回転に対して、バランス軸４０を、実施の形態１の場合に比して更にゆっくりと回転させることができる。
【００９８】
バランス軸４０の速度プロファイルが変化すれば、バランス軸４０が発生する加振力のプロファイルも異なったものとなる。このため、本実施形態におけるバランス装置６６によれば、実施の形態１の場合とは異なる加振力プロファイルを発生させることができる。
【００９９】
内燃機関１０のピストン１２が発する慣性力は、種々の設計値に応じて様々なプロファイルを示す。本実施形態の構成によれば、ピストン１２の発する慣性力のプロファイルが図１４に示すバランス装置６６が発する加振力のプロファイルと近似する場合において、内燃機関１０に対して優れた静粛性を付与することができる。
【０１００】
実施の形態３．
次に、図１５乃至図１８を参照して本発明の実施の形態３について説明する。図１５は、本実施形態におけるバランス装置７８の動作を説明するための図である。本実施形態の構成は、図１に示す内燃機関１０に、図２に示すバランス装置３０に代えて、図１５に示すバランス装置７８を搭載することにより実現することができる。バランス装置７８は、下記の三点を除いて図２に示すバランス装置３０と同様である。尚、図１５において、図２に示す要素と共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。
【０１０１】
（相違点１）

本実施形態のバランス装置７８はバランス軸８０を備えている。バランス軸８０には、ＢＳ連結点調整機構４６（図２参照）を介することなくＢＳ連結機構４２が直接装着されている。

【０１０２】

（相違点２）

本実施形態のバランス装置７８は以下の条件を満たしている。

（１）ＣＳ主軸２２の中心とＢＳ支持軸４４の中心との距離L_{CB}が、ＣＳ連結点３２とＢＳ連結点３８との距離l_{cb}に等しい。

（２）ＣＳ連結点３２の回転半径ｒ１が、ＢＳ連結点３８の回転半径ｒ２に等しい。

【０１０３】

（相違点３）

本実施形態のバランス装置７８はガイド部８２を備えている。図１５において、ガイド部８２の中に示す８の字状の破線はピボット５０の軌跡８４を示している。ガイド部８２には、ピボット５０が軌跡８４に沿って移動することができるように、摺動部５２の直径より広い幅が与えられている。

【０１０４】

図１５において、クランク角θが０［°ＣＡ］の状態では、連結桿３６の中心線が、ＢＳ支持軸４４の中心とＢＳ連結点３８を結ぶ線分と重なる。以下、この点を「第１思案点」と称す。第１思案点では、連結桿３６からＢＳ連結点３８に与えられる軸力は、バランス軸８０に回転モーメントを与えない。このため、バランス軸８０は、第１思案点において正転方向にも逆転方向にも回転し得る状態となる。

【０１０５】

第１思案点からクランク軸１６が正転すれば、ＣＳ連結点３２には僅かに（ｘ正方向、ｙ正方向）への変位が生ずる。ＣＳ連結点３２とＢＳ連結点３８の距離は常に一定であるから、ＣＳ連結点３２に上記の変位が生じれば、その変位を補うためにＢＳ連結点３８も何れかの方向に変位せざるを得ない。

【０１０６】

連結桿３６が自由に変位できるとすれば、ＢＳ連結点３８は、この際、ｘ正方向にもｘ負方向にも、つまり、正転方向にも逆転方向にも変位することができる。そして、ＢＳ連結点３８がＣＳ連結点３２と共に正転方向に変位すれば、それらの中間点にある連結桿３６のピボット５０は、必然的にほぼ真円の軌跡を辿って正転方向に変位することになる。他方、ＢＳ連結点３８がＣＳ連結点３２と逆向きに変位すれば、それらの中間点にあるピボット５０には、僅かなｘ変位と大きなｙ変位が生ずる。この際ピボット５０は、８の字状の軌跡８４に沿って変位する。

【０１０７】

図１６は、上述した８の字状の軌跡（以下、「逆回転軌跡」と称す）８４を、ＢＳ連結点３８の正回転に伴うピボット５０の軌跡（以下、「正回転軌跡」と称す）８６と対比して表した図である。尚、図１６中に符号８８を付して示す摺動軌跡８８は、ピボット５０が逆回転軌跡８４に沿って変位する際に摺動部５２の外壁が辿る形状を表している。

【０１０８】

図１７は、図１５に示すガイド部８２の詳細を説明するための図である。図１７に示すように、ガイド部８２は、その一端にＢＳ側ガイド９０を備えている。ＢＳ側ガイド９０は、第１思案点において摺動部５２が位置する箇所に設けられており、図１６に示す摺動軌跡８８の上端部と同じ形状を有している。ＢＳ側ガイド９０によれば、第１思案点において、摺動部５２が正回転軌跡８６に沿って変位するのを阻止し、摺動部５２を逆回転軌跡８４に沿って変位させることができる。

【０１０９】

以上説明した理由により、本実施形態のバランス装置７８においては（図１５参照）、第１思案点からクランク軸１６が僅かに回転する際に、摺動部５２を常に逆回転軌跡８４に沿って変位させることができる。この際、ＢＳ連結点３８の変位方向は、必然的に逆回

転の方向、つまり、ｘ負方向となる。そして、ＢＳ連結点３８が第１思案点から少しでもｘ負方向に変位すれば、連結桿３６が発する軸力がバランス軸４０に回転モーメントを与える。以後、クランク角θが１８０［°ＣＡ］に達するまで、バランス軸８０は、その回転モーメントを受けて安定した逆回転を維持する。

【０１１０】

クランク角θが１８０［°ＣＡ］に達すると、ＢＳ支持軸４４の中心とＢＳ連結点３８を結ぶ線分が連結桿３６の中心線と重なる状態が再び形成される。以下、この点を「第２思案点」と称す。第２思案点でも、第１思案点と同様に、バランス軸８０が正転方向にも逆転方向にも回転し得る状態となる。

【０１１１】

図１７に示すように、本実施形態におけるガイド部８２は、ＢＳ側ガイド９０の反対側にＣＳ側ガイド９２を備えている。ＣＳ側ガイド９２は、第２思案点において摺動部５２が位置する箇所に設けられており、図１６に示す摺動軌跡８８の下端部と同じ形状を有している。ＣＳ側ガイド９２によれば、第２思案点において、摺動部５２が正回転軌跡８６に沿って変位するのを阻止し、摺動部５２を逆回転軌跡８４に沿って変位させることができる。

【０１１２】

ＣＳ側ガイド９２による規制に起因して、第２思案点からクランク軸１６が回転する際に、摺動部５２は常に逆回転軌跡８４に沿って変位する。そして、僅かな変位が発生すれば、第１思案点に戻るまでバランス軸８０には安定して逆回転方向の回転モーメントが作用する。以上の動作が繰り返されることにより、本実施形態においても、バランス軸８０をクランク軸１６の回転方向とは逆の方向に不等速回転させることができる。

【０１１３】

図１６に示すように、ピボット５０が逆回転軌跡８４に沿って移動する際に、摺動部５２の外壁は、中央部に括れを有する摺動軌跡８８を辿る。このため、ガイド部８２の内壁は、その摺動軌跡８８と同様に、曲線の集合で形成することとしてもよい。しかしながら、本実施形態においてガイド部８２に求められる機能は、第１思案点と第２思案点で摺動部５２の動きを規制することだけである。

【０１１４】

つまり、本実施形態では、第１思案点と第２思案点で摺動部５２の動きが適切に規制できれば、その間の過程では、連結桿３６の軸力によりバランス軸８０を安定して逆回転させることができる。このため、ガイド部８２は、第１思案点と第２思案点との間で摺動部５２と接している必要はない。

【０１１５】

図１７において、ガイド部８２は、ＢＳ側ガイド９０とＣＳ側ガイド９２との間に、直線状の側壁９４，９６を備えている。これらの側壁９４，９６は、直線状であるため、摺動軌跡８８（図１６参照）が有する曲線状の側壁に比して製造が容易である。また、これらの側壁９４，９６は摺動軌跡８８に沿って変位する摺動部５２と干渉することがない。このため、図１７に示すようなガイド部８２によれば、製造工程を簡素化しつつ所望の機能を実現することができる。

【０１１６】

以上説明した通り、本実施形態の構成によっても、連結桿３６を介する構造により、バランス軸８０をクランク軸１６の回転方向とは逆方向に不等速回転させることができる。このため、本実施形態の構成によっても、実施の形態１又は２の場合と同様に、静粛性に優れた小型の内燃機関１０を実現することができる。

【０１１７】

尚、上述した実施の形態３では、連結桿３６のピボット５０及び摺動部５２が前記第４の発明における「規制部」に相当している。

【０１１８】

［実施の形態３の変形例］

図１８は、実施の形態３においてガイド部８２として用いることのできる他の構成の例を示す。上述した実施の形態３では、ＢＳ側ガイド９０とＣＳ側ガイド９２の間に直線状の側壁９４，９６を設けることとしている。図１８に示す例では、それらの側壁９４，９６を省略している。実施の形態３におけるガイド部８２は、このような簡素な構成で実現することとしてもよい。

【０１１９】

実施の形態４．

次に、図１９乃至図２４を参照して本発明の実施の形態４について説明する。図１９は、本実施形態の構成を説明するための図である。本実施形態の構成は、上述した実施の形態３の構成に対して、モーメント付与機構９８を追加することにより実現することができる。尚、図１９において、図１又は図１５に示す要素と共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【０１２０】

モーメント付与機構９８はカム１００を備えている。カム１００はＢＳ支持軸４４に装着されている。カム１００は、ＢＳ支持軸４４と共に回転するカムノーズ１０６を有している。

【０１２１】

モーメント付与機構９８は、また、バネ部材１０２及び１０４を備えている。バネ部材１０２及び１０４は、位相が１８０［deg］ずれた位置でカム１００の側面にばね力を伝達するように配置されている。

【０１２２】

本実施形態の構成は、実施の形態３の場合と同様のバランス装置７８を備えている。バランス装置７８においては、第１思案点及び第２思案点において、バランス軸８０に回転モーメントが伝わらない状態が生ずる。モーメント付与機構９８は、それらの状態下で、クランク軸１６の回転方向とは逆向きの回転モーメントをバランス軸８０に加えるための機構である。

【０１２３】

図２０は、本実施形態の構成の動作を説明するための図である。また、図２１は、図２０に示す(1)～(8)の状況下でカム１００がバネ部材１０２，１０４から受けるばねトルクの大きさを示す。尚、図２１において、ばねトルクが負の領域はバネ部材１０２，１０４が圧縮されている領域であり、ばねトルクが正の領域はバネ部材１０２，１０４が開放されている領域である。

【０１２４】

図２０及び図２１において、(1)～(2)の区間では、連結桿３６の軸力１０８がバランス軸８０を回転させるモーメント１１０を発生し、かつ、カム１００の回転に伴ってバネ部材１０２に圧縮方向の変位１１２が生じている。(2)～(4)の区間では、バネ部材１０２に解放方向の変位１１２が生ずると共に、バランス軸８０にカム１００を介してモーメント１１０が伝達される。本実施形態の構成は、第１思案点が(2)～(4)の区間に含まれるように設計されている。この区間においてバランス軸８０にモーメント１１０が伝達されると、バランス軸８０に安定した逆回転を維持させることができる。

【０１２５】

本実施形態のカム１００は、(4)～(5)の区間は、バネ部材１０２に伸縮が生じないように形成されている。このため、バランス軸８０は、この区間においては、主として連結桿３６の軸力により逆回転を維持する。(5)～(8)の区間では、バネ部材１０４の機能により、概ね(1)～(4)の区間と同様のモーメント１１０が発生する。そして、本実施形態の構成は、バネ力がモーメント１１０を発生する(6)～(8)の区間に第２思案点が含まれるように設計されている。このため、本実施形態の構成によれば、バランス軸８０を、全回転域において安定してクランク軸１６と逆回転させることができる。

【０１２６】

［実施の形態４の変形例］

ところで、上述した実施の形態４では、図２０及び図２１に示す(4)～(5)の区間及び(8)～(1)の区間を、ばねトルクを発生させない区間としている。しかしながら、本発明の構成はこれに限定されるものではない。これらの区間では、連結桿３６の軸力により十分にモーメントを発生させることができるため、駆動トルクを平滑化させるために、図２２に示すようにそれらの区間をバネ部材１０２，１０４の圧縮のための区間として用いることとしてもよい。

【０１２７】

また、上述した実施の形態４では、２つのバネ部材１０２，１０４を用いることで第１思案点付近及び第２思案点付近の双方で所望の回転モーメントを発生させることとしている。しかしながら、本発明の構成はこれに限定されるものではない。図２３は、２つのカムノーズを有するカム１１４を用いた構成を示す。このような構成によれば、第１思案点及び第２思案点の双方において、一つのバネ部材１０２に所望の回転モーメントを発生させることができる。

【０１２８】

また、上述した実施の形態４では、ＢＳ支持軸４４にカム１００を装着して回転モーメントを発生させることとしている。しかしながら、本発明の構成はこれに限定されるものではない。図２４は、シリンダブロック等の静止部材側に２つのカム機構１１６，１１８を設けた例を示す。カム機構１１６，１１８は、夫々、ＢＳ連結点３８の回転動作をバネトルクに変換する機能を有している。このような構成によれば、実施の形態４の場合と同様に、バランス軸８０を安定して逆回転させ続けるための回転モーメントを適切に発生させることができる。

【０１２９】

また、上述した実施の形態４では、バランス軸８０に所望の回転モーメントを与えるために、カム１００及びバネ部材１０２，１０４を新たに内燃機関１０に組み込むこととしている。しかしながら、本発明の構成はこれに限定されるものではない。例えば、筒内直噴式のガソリン機関やディーゼル機関は高圧燃料噴射ポンプを備えている。そして、高圧燃料噴射ポンプには、内燃機関の動作サイクルと同期して作動するカムと、そのカムに係合するバネ部材が含まれていることがある。実施の形態４において生成した回転モーメントは、それら既存のカム及びバネ部材等を用いて発生させることとしてもよい。

【０１３０】

また、上述した実施の形態４では、モーメント付与機構９８を実施の形態３の構成に組み込むこととしている。実施の形態３のバランス装置７８は、実施の形態１のバランス装置３０及び実施の形態２のバランス装置６６に比して、第１思案点及び第２思案点においてセルフロックを起こし易い。このため、実施の形態４の構成は、実施の形態３の構成を前提とする場合に特に高い有用性を発揮する。しかしながら、その組み合わせの条件はこれに限定されるものではない。即ち、実施の形態４におけるモーメント付与機構９８は、実施の形態１又は実施の形態２の構成と組み合わせることとしてもよい。

【０１３１】

実施の形態５．

次に、図２５乃至図２７を参照して本発明の実施の形態５について説明する。図２５は、本実施形態の構成を説明するための図である。本実施形態の構成は、上述した実施の形態３の構成に対して、モーメント付与機構１２０を追加することにより実現することができる。尚、図２５において、図１又は図１５に示す要素と共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【０１３２】

本実施形態において、モーメント付与機構１２０は、第１バネ部材１２２を備えている。第１バネ部材１２２は、バネ材１２４と当接部１２６を備えている。当接部１２６は、連結桿３６の軸線がＢＳ支持軸４４の中心と重なる第１思案点において、ＢＳ連結点３８と当接するように設けられている。また、バネ材１２４は、その際に、ＢＳ連結点３８を図中反時計回りの方向に付勢するバネ力を発生するように設けられている。

【０１３３】
モーメント付与機構１２０は、また、第２バネ部材１２８を備えている。第２バネ部材１２８は、第１バネ部材１２２から概ね１８０［deg］位相がずれた位置に設けられている。第２バネ部材１２８は、バネ材１３２と当接部１３０を備えている。当接部１３０は、第１思案点から１８０［deg］だけバランス軸８０が回転した状態を指す第２思案点においてＢＳ連結点３８と当接するように設けられている。また、バネ材１３２は、その際に、ＢＳ連結点３８を図中反時計回りの方向に付勢するバネ力を発生するように設けられている。
【０１３４】
図２６は、本実施形態の構成の動作を説明するための図である。また、図２７は、図２６に示す(1)～(8)の状況下で、ＢＳ連結点３８が受けるｘ方向の付勢力の大きさを示す。図２６に示すように、(1)～(2)の区間では、クランク軸１６の回転に伴って、第１バネ部材１２２に縮小方向の変位１３６を生じさせる軸力１３４が発生する。また、(3)～(4)の区間では、第１バネ部材１２２に伸張方向の変位１３６が発生する。そして、ＢＳ連結点３８には、(1)～(4)のほぼ全域においてｘ負方向の反力１３８が作用する。
【０１３５】
ＢＳ連結点３８がＢＳ支持軸４４の中心より上に位置している場合、ｘ負方向の反力１３８は、バランス軸８０を、クランク軸と逆方向に回転させるモーメントを発生する。本実施形態において、バランス装置７８は、(1)～(4)の区間内に第１思案点が含まれるように設計されている。このため、この装置７８によれば、第１思案点の近傍においてバランス軸８０を安定して逆回転の方向に回転させることができる。
【０１３６】
図２６において、(5)～(8)の区間では、第２バネ部材１２８が、ＢＳ連結点３８をｘ正方向に付勢する。ＢＳ連結点３８がＢＳ支持軸４４の中心より下に位置している場合、ＢＳ連結点３８に作用するｘ正方向の力は、バランス軸８０をクランク軸１６の回転方向と逆向きに回転させるモーメントを発生する。本実施形態において、バランス装置７８は、(5)～(8)の区間内に第２思案点が含まれるように設計されている。このため、この装置７８によれば、第２思案点の近傍においてバランス軸８０を安定して逆回転の方向に回転させることができる。
【０１３７】
以上説明した通り、本実施形態の構成によっても、実施の形態４の場合と同様に、バランス軸８０を安定的にクランク軸１６に対して逆方向に回転させることができる。このため、本実施形態の構成によっても、静粛性に優れた小型の内燃機関１０を提供することができる。
【０１３８】
実施の形態６．
［実施の形態６の構成］
次に、図２８乃至図３４を参照して本発明の実施の形態６について説明する。図２８は本発明の実施の形態６の構成を説明するための図である。本実施形態の構成は、バランス装置３０がオフセット構造のバランス装置１４０に置き換えられている点を除いて、実施の形態１の構成（図１参照）と同様である。
【０１３９】
本実施形態において、内燃機関１０のクランク軸１６は、オフセットクランクの手法で用いられている。図２８において、符号１４２を付して示す破線はピストン１２の往復運動の軸線である。内燃機関１０において、クランク軸１６の軸線１４４は、そのピストン１２の軸線１４２から距離Ｈだけ平行に離れた位置に配置されている。
【０１４０】
（オフセットクランクによる効果）
図２９はオフセットクランクの手法により得られる効果を説明するための図である。図２９の左側の図形は比較例の構造を示す。この構造においては、ＣＳ主軸２２の中心がピ

ストン１２の往復運動の軸線１４２と重なっている。図２９の右側の図形は、オフセットクランクの手法を用いた構造を模式的に示している。この構造においては、ＣＳ主軸２２の中心が、ピストン１２の往復運動の軸線１４２から距離Ｈだけオフセットされている。

【０１４１】

図２９において、符号１４６を付して示す矢印は、ピストン１２に作用する燃焼圧を表している。燃焼圧１４６は、爆発行程においてピストン１２が上死点を僅かに超えた辺りから大きな値となる。図２９に示す二つの図形は、何れも、ピストン１２に大きな燃焼圧１４６が作用している状態を示している。

【０１４２】

ピストン１２は、コンロッド１４を介してクランクピン１８に連結されている。このため、ピストン１２には、燃焼圧１４６の反力１４８がコンロッド１４から入力される。ピストン１２の軸線１４２に対してコンロッド１４がδ［deg］傾いていれば、その反力１４８には、（反力１４８*sinδ）で表される水平成分１５０が含まれる。そして、この水平成分１５０は、ピストン１２を筒内側壁に押し付ける力として作用する。

【０１４３】

ピストン１２の往復運動の軸線１４２がＣＳ主軸２２の中心と重なる比較例の構造では、軸線１４２に対してコンロッド１４が傾斜した段階でピストン１２に大きな燃焼圧１４６がかかる。このため、この構成では、大きな水平成分１５０が発生し、ピストン１２のフリクションが大きくなり易い。

【０１４４】

オフセットクランクの手法によれば、大きな燃焼圧１４６がピストン１２に作用する際のコンロッド１４の傾斜角δを小さな値にすることができる。このため、この構成によれば、ピストン１２が、大きな水平成分１５０を受けることなく筒内を往復運動することができる。このため、本実施形態の構成によれば、比較例の構成に比して、ピストン１２のフリクションが低減でき、燃費が向上する。

【０１４５】

（オフセットに起因する非対象性）

図３０は、本実施形態においてピストン１２が示す速度プロファイルの非対象性を説明するための図である。図３０において、ピストン１２は、クランク角θ＝０［°ＣＡ］において上死点に位置し、θ＝１８０［°ＣＡ］において下死点に位置する。

【０１４６】

θ＝９０［°ＣＡ］とθ＝１８０［°ＣＡ］は、クランク角θに関しては上死点と下死点の中間点である。しかしながら、θ＝９０［°ＣＡ］におけるコンロッド１４の傾斜角δ９０と、θ＝２７０［°ＣＡ］における傾斜角δ２７０との間には、オフセットクランクの影響で大きな差異が生ずる。その結果、クランク角θ＝９０［°ＣＡ］で発生するピストンストロークＰＳ９０と、θ＝２７０［°ＣＡ］で生ずるピストンストロークＰＳ２７０は異なった値となる。必然的に、θが９０～１８０［°ＣＡ］に変化する際に生ずるストローク（ＰＳ１８０－ＰＳ９０）と、θが１８０～２７０［°ＣＡ］に変化する際に生ずるストローク（ＰＳ２７０－ＰＳ１８０）も異なる値となる。

【０１４７】

このように、オフセットクランクの手法が用いられた内燃機関１０においては、クランク角θが上死点から下死点に向かう往路の過程と、下死点から上死点に向かう復路の過程とで、ピストン１２が非対称な変位プロファイルを示す。そして、変位プロファイルが非対称であれば、その変位に伴って生ずる慣性力も非対称なものとなる。このため、内燃機関１０のピストン１２が発する慣性力を精度良く打ち消すためには、バランス装置１４０にも非対称な加振力を発生させることが有効である。

【０１４８】

（本実施形態のバランス装置の構成）

図３１（Ａ）は、本実施形態において用いられるバランス装置１４０の構成を示す。バランス装置１４０は、ＣＳ主軸２２の中心とＢＳ支持軸４４の中心を結ぶＣＳ－ＢＳ中心

線５６が、ガイド部５４の軸線１５２から距離ｈだけ離れるようにてオフセットされている点を除いて実施の形態１におけるバランス装置３０（図２参照）と同様である。以下、図３１（Ａ）において、図２に示す要素と共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【０１４９】

図３１（Ａ）に示すバランス装置１４０において、連結桿３６の摺動部５２は、クランク軸１６の回転に伴ってガイド部５４の内部を直線運動する。この際、連結桿３６のピボット５０は、ガイド部５４の軸線１５２に沿って移動する。ピボット５０がＣＳ－ＢＳ中心線５６の上を移動する場合、ＢＳ回転角αは、クランク角θが０～１８０［°ＣＡ］まで変化する往路の過程と、θが１８０～３６０［°ＣＡ］まで変化する復路の過程とで対象な変化プロファイルを示す。しかしながら、ピボット５０がＣＳ－ＢＳ中心線５６から外れた軸線１５２の上を移動する場合、ＢＳ回転角αのプロファイルは往路の過程と復路の過程で非対称なものとなる。

【０１５０】

このようなＢＳ回転角αの非対象性は、ピボット５０が、ＣＳ－ＢＳ中心線５６から外れた軸線１５２の上を移動することに起因して発生する。図３１（Ｂ）、図３１（Ｃ）及び図３１（Ｄ）は、そのような非対称性が生ずる他のバランス装置の例を示す。具体的には、図３１（Ｂ）は、ガイド部５４の軸線１５２からＢＳ支持軸４４の中心が距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５４を示す。図３１（Ｃ）は、ＢＳ支持軸４４の中心がガイド部５４の軸線１５２から距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５６を示す。また、図３１（Ｄ）は、ＣＳ主軸２２の中心とＢＳ支持軸４４の中心の双方が、夫々反対方向に軸線１５２から距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５８を示す。これらのバランス装置１５４，１５６，１５８は、ピストン１２が発する慣性力の非対称性に応じて、図３１（Ａ）に示すバランス装置１４０と適宜入れ替えて用いることができる。

【０１５１】

（本実施形態のバランス装置が発する加振力）

以下、図３１（Ａ）と共に図３２乃至図３４を参照して、本実施形態のバランス装置１４０が発する加振力について説明する。バランス装置１４０の各種寸法は、ＢＳ回転角αのプロファイルに影響を与える各種パラメータとなる。ここでは、ＣＳ連結点３２の回転半径ｒ１と連結桿３６の長さｌｃｂとの比ｒ１／ｌｃｂを一般的な値に固定し、オフセット値ｈと回転半径ｒ１との比ｈ／ｒ１を“－ａ”、“－ｂ”、“＋ａ”に変えて実施したシミュレーションの結果について説明する。尚、ａ及びｂに付した符号は、距離ｈをオフセットさせた方向の違いを表している。

【０１５２】

図３２は、クランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθとの関係を示す。バランス軸４０はクランク軸１６と逆向きに回転しているため、αがθと同じ変化を示せば、ＢＳ角速度ｄα／ｄθは－１となる。例えば、“－ａ”の波形には、上死点から下死点に向かう往路ではθに対してαの変化が少なく、下死点から上死点に向かう復路ではその逆の傾向となる非対称性が現れている。また、”－ｂ”の波形には、“－ａ”の波形に比して弱い非対象性が表れている。更に、“＋ａ”の波形には、“－ａ”の非対称性とは逆の非対象性が現れている。

【０１５３】

このように、本実施形態のバランス装置１４０は、往路と復路で非対称なプロファイルを持つＢＳ角速度ｄα／ｄθを発生させることができる。上述した通り、バランス軸４０には、角速度の二乗に比例する遠心力と、角加速度に対する反力とが作用する。そして、バランス軸４０は、それらの遠心力と反力の合成値に応じた加振力を発生する。本実施形態では、ＢＳ角速度ｄα／ｄθが非対称なプロファイルを有するため、バランス軸４０が発する加振力も、ピストン１２の慣性力と同様に、往路と復路で非対称なプロファイルを有するものとなる。

【０１５４】

図３３は、クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分とバランス軸４０が発する加振力Ｙ成分を合成した加振力を、ピストン１２の慣性力と対比して表した図である。図３３中に示す５種類の波形は、夫々下記の通りである。

波形６０×２：クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分の２倍に相当（図８参照）

波形１６０：ピストン１２が発する非対称な慣性力

波形１６２：“－ａ”の条件下でバランス軸４０が発する加振力Ｙ成分と、クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分との合成に相当

波形１６４：“－ｂ”の条件下でバランス軸４０が発する加振力Ｙ成分と、クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分との合成に相当

波形１６６：“＋ａ”の条件下でバランス軸４０が発する加振力Ｙ成分と、クランク軸１６が発する加振力Ｙ成分との合成に相当

【０１５５】

クランク軸１６が発する加振力は、クランク角θの変化に対してほぼ歪みのない正弦波状となる。そして、バランス軸４０がクランク軸１６と等速で回転すれば、両者が発する加振力はほぼ同じものとなる。この場合、バランス装置１４０が発生する慣性力は、波形６０×２が示すように往路と復路でほぼ対象なプロファイルを示す。一方、波形１６２、１６４及び１６６は、何れも非対称なプロファイルを有している。ピストン１２の発する慣性力が非対称であるため、それらの波形１６２、１６４及び１６６には、ピストン１２の慣性力を打ち消すことに関して、波形６０×２に比して高い可能性が認められる。

【０１５６】

図３４は、図３３に示す各種の加振力をピストン１２の慣性力に合成した結果、内燃機関１０に残存する不釣合い力の波形を示す。図３４に示す波形の意味は、夫々下記の通りである。

波形１６０＋１６２：条件“－ａ”の下で内燃機関１０に残存する不釣合い力

波形１６０＋１６４：条件“－ｂ”の下で内燃機関１０に残存する不釣合い力

波形１６０＋１６６：条件“＋ａ”の下で内燃機関１０に残存する不釣合い力

波形１６０＋６０×２：バランス軸４０を歯車機構で作動させた場合に、内燃機関１０に残存する不釣合い力

【０１５７】

図３４に示すように、何れの条件の下でも、本実施形態のバランス装置１４０によれば、バランス軸４０を歯車機構で作動させる場合に比して、残存する不釣合い力を小さくすることができる。特に、今回のシミュレーションでは、条件“－ｂ”を用いた場合に、残存する不釣合い力を十分に小さな値にすることができる（波形１６０＋１６４参照）。このように、本実施形態の構成によれば、オフセットクランクの手法が用いられている場合においても、連結桿３６を用いたコンパクトな機構で、内燃機関１０に対して優れた静粛性を付与することができる。

【０１５８】

実施の形態７．

［実施の形態７の構成］

次に、図３５乃至図３８を参照して本発明の実施の形態７について説明する。

図３５は本発明の実施の形態７において用いられるバランス装置１６８の構成を説明するための図である。本実施形態の構成は、バランス装置３０が、バランス装置１６８に置き換えられている点を除いて、実施の形態１の構成（図１参照）、又は実施の形態６の構成（図２８参照）と同様である。

【０１５９】

また、本実施形態のバランス装置１６８は、ガイド部６８の回転軸７２の中心が、ＣＳ－ＢＳ中心線５６から距離ｈだけ離れるようにてオフセットされている点を除いて、実施の形態２におけるバランス装置６６（図１４参照）と同様である。以下、図３５において、図１４に示す要素と同一又は共通する要素については、共通する符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【０１６０】
本実施形態のバランス装置１６８は、実施の形態６のバランス装置１４０と同様に、オフセットクランクの手法に対応している。換言すると、図３５に示すバランス装置１６８は、実施の形態６のバランス装置１４０と同様に、クランク角θが０～１８０［°ＣＡ］に変化する過程と、θが１８０～３６０［°ＣＡ］に変化する過程とで、バランス軸４０を非対称に不等速回転させる。
【０１６１】
図３５に示すバランス装置１６８において、ガイド部６８の回転軸７２の中心がＣＳ－ＢＳ中心線５６と重なっていれば、ＢＳ回転角αは、クランク角θ＝０［°ＣＡ］を境にして正側（９０［°ＣＡ］側）と負側（２７０［°ＣＡ］側）で対象な変化プロファイルを示す。しかしながら、その回転軸７２の中心がＣＳ－ＢＳ中心線５６から外れていると、上記の対象性が崩れ、ＢＳ回転角αの変化プロファイルが非対称なものとなる。
【０１６２】
図３６、図３７及び図３８は、夫々、上述した実施の形態６における図３２、図３３及び図３４に対応している。これらの図の説明は、対応する図の説明と共通するため、ここでは重複する説明を省略する。
【０１６３】
図３６乃至図３８に示すように、本実施形態におけるバランス装置１６８によっても、実施の形態６の場合と同様に、非対称な慣性力を打ち消すのに適した非対象な加振力を生成することができる。このため、本実施形態の構成によっても、実施の形態６の場合と同様に、オフセットクランクの手法が用いられた内燃機関１０に対して、小型軽量化を妨げることなく優れた静粛性を付与することができる。
【０１６４】
実施の形態８.
［実施の形態８の構成］
次に、図３９乃至図４５を参照して本発明の実施の形態８について説明する。
図３９は本発明の実施の形態８のバランス装置１７０を搭載した内燃機関の構成を示す。バランス装置１７０は、上述した実施の形態１乃至７の場合と同様にピストン１２の往復運動の軸線１７２に対して傾斜して配置される連結桿３６を有している。ここでは、ピストン１２の軸線１７２と連結桿３６との傾斜角が「β」°であるものとする。また、ピストン１２の軸線１７２と平行でＣＳ主軸２２を通る直線、並びにＢＳ支持軸４４を通る直線を、夫々「ＣＳ軸線１７４」及び「ＢＳ軸線１７６」と称す。
【０１６５】
本実施形態のバランス装置１７０は、クランク軸１７８及びバランス軸１８０を備えている。クランク軸１７８及びバランス軸１８０は、夫々ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４を有している。本実施形態のバランス装置１７０は、ＣＳ偏心ウェイト１８２及びＢＳ偏心ウェイト１８４が、夫々図３９中に●点で示す位置に重心１８６，１８８を備えている点を除き、実施の形態１のバランス装置３０（図１参照）と同様である。
【０１６６】
図４０は、本実施形態のバランス装置１７０が、内燃機関において生ずる加振力を打ち消す原理を説明するための図である。具体的には、図４０の左側は、ピストン１２に起因する加振力Ｆｐとコンロッド１４に起因する加振力Ｆｃとを打ち消すために、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４が満たすべき条件を示した図である。また、図４０の右側は、連結桿３６に起因する加振力Ｆｃを打ち消すために、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４が満たすべき条件を示した図である。以下、実施の形態１での説明と同様に、ピストン１２の重量を「ｍｐ」、コンロッドの重量を「ｍｃ」で表す。更に、本実施形態では、連結桿３６の重量を「ｍｒ」で表す。
【０１６７】
図４０に示す二つの図形は、何れもピストン１２が上死点に達した際の状態を表してい

る。この際、ピストン１２及びコンロッド１４は、ピストン１２の往復運動の軸線１７２に沿って図中上向きに「ｍｐ＋ｍｃ」に対応する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を発する。この加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を打ち消すためには、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４が、図中下向きに同じ大きさの加振力を発生する必要がある。

【０１６８】

本実施形態では、上記の要求に応えるべく、図４０左側に示すように、ＣＳ偏心ウェイト１８２に、「ｍｃ＋ｍｐ／２」に対応する図中下向きの加振力を分担させている。また、ＢＳ偏心ウェイトには、「ｍｐ／２」に対応する図中下向きの加振力を分担させている。このような設定によれば、ピストン１２及びコンロッド１４が上死点で発する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を適切に打ち消すことができる。

【０１６９】

ピストン１２が下死点に達する状況下では、ピストン１２及びコンロッド１４が、上死点の場合とは方向を反転させた加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を発生する。この際、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４も方向を反転させた加振力を発する。このため、上記の設定によれば、下死点においても加振力を打ち消し合わせることができる。

【０１７０】

上死点と下死点の間では、ピストン１２は、ピストン１２の往復運動の軸線１７２に沿って上下動するだけで、前記軸線方向以外の加振力を発生しない。コンロッド１４は、ＣＳ主軸２２の周りを回転し、重量ｍｃの遠心力に応じた加振力Ｆｃを発する。この際、同様に回転するＣＳ偏心ウェイト１８２は、重量「ｍｃ＋ｍｐ／２」の遠心力に対応する加振力を発する。そして、コンロッド１４に起因する加振力Ｆｃは、ＣＳ偏心ウェイト１８２の加振力のうち「ｍｃ」に対応する部分によって打ち消される。更に、ＣＳ偏心ウェイト１８２が発する加振力の残部、つまり、「ｍｐ／２」に対応する部分は、ＣＳ偏心ウェイト１８２と逆方向に回転するＢＳ偏心ウェイト１８４の加振力によって打ち消される。このように、図４０の左側に示す条件によれば、ピストン１２及びコンロッド１４の運動に伴う加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４により常時打ち消すことができる。

【０１７１】

図４０の右側の図形は、ピストン１２が上死点に達するのと同期して、連結桿３６が図中右上側の動作端に達した状態を示している。この状態で、連結桿３６は、ＣＳ軸線１７４に対してβ°の傾斜角で図中右上に向かう加振力Ｆｒを発する。本実施形態では、この加振力Ｆｒを打ち消すために、上死点の状況下で、ＣＳ偏心ウェイト１８２及びＢＳ偏心ウェイト１８４に、夫々「ｍｒ／２」の重量に対応する図中左下向きの加振力を発生させる。

【０１７２】

図４０に示す状況下で、ＣＳ偏心ウェイト１８２及びＢＳ偏心ウェイト１８４は、重量「ｍｒ／２」に対応する加振力を夫々発している。それらの加振力は、ＣＳ軸線１７４及びＢＳ軸線１７６に対してβ°の角度で図中左下に向かっている。これらの加振力によれば、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを適切に打ち消すことができる。

【０１７３】

ピストン１２が下死点に達した際には、連結桿３６が、図中左下向きに重量ｍｒに対応する加振力Ｆｒを発する。この際、ＣＳ偏心ウェイト１８２及びＢＳ偏心ウェイト１８４は、図中右上向きに加振力を発する。このため、上記の設定によれば、下死点においても連結桿３６に起因する加振力を打ち消すことができる。

【０１７４】

上死点と下死点の間では、連結桿３６は大きな加振力を発生しない。他方、ＣＳ偏心ウェイト１８２に与えられた重量「ｍｒ／２」と、ＢＳ偏心ウェイト１８４に与えられた重量「ｍｒ／２」は、夫々逆方向に回転しながら加振力を発する。そして、それらの加振力は、互いに逆向きであることから打ち消される。

【０１７５】

このように、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４が図４０の右側に示す条件を満たす場合は、連結桿３６の運動に伴う加振力を、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４により常時打ち消すことができる。

【０１７６】

本実施形態では、ＣＳ偏心ウェイト１８２及びＢＳ偏心ウェイト１８４に、夫々、図４０の左側に示す条件と右側に示す条件を合成して課している。具体的には、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４に、夫々下記の条件を満たすような重量と重心を付与している。

【０１７７】

＜ＣＳ偏心ウェイト＞

ピストン１２が上死点に達する際に下記の大きさと向きを有する２つの加振力を合成した加振力を発生する。

（１）大きさ：重量（ｍｃ＋ｍｐ／２）に対応
　　向き　：加振力Ｆｐと逆向きの方向（以下、「反Ｆｐ方向」とする）
（２）大きさ：重量（ｍｒ／２）に対応
　　向き　：加振力Ｆｒと逆向きの方向（以下、「反Ｆｒ方向」とする）

【０１７８】

＜ＢＳ偏心ウェイト＞

ピストン１２が上死点に達する際に下記の大きさと向きを有する２つの加振力を合成した加振力を発生する。

（１）大きさ：重量（ｍｐ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｐ方向
（２）大きさ：重量（ｍｒ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｒ方向

【０１７９】

図４１は、図３９に示すクランク軸１７８、即ち本実施形態において用いられるクランク軸１７８の拡大図である。クランク軸１７８は、上記の条件を満たす重量と重心を有している。具体的には、クランク軸１７８は、概ね（ｍｃ＋ｍｐ／２＋ｍｒ／２）の重量を有し、図４１中に●点で示す位置に重心１８６を有している。

【０１８０】

クランク軸１７８が、ピストン１２とコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）だけを打ち消すものであれば、上死点における重心１８６の位置はＣＳ軸線１７４と重なるのが望ましい。これに対して、本実施形態では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すために、重心１８６の位置が、ＣＳ軸線１７４から反Ｆｒ方向の側にβｃｓ°だけずらされている。つまり、本実施形態のクランク軸１７８は、ＣＳ軸線１７４に対して、ＣＳ連結点３２の反対側に重心１８６を有している。尚、重心１８６のずれ角βｃｓ°は、必然的に連結桿３６の傾斜角β°より小さな角度となる。

【０１８１】

図４２は、クランク軸１７８の斜視図である。ここでは、クランク軸１７８の左側に連結桿３６が配置されるものとする。クランク軸１７８は、クランクピン１８を挟んで２枚のＣＳ偏心ウェイト１８２を有している。ピストン１２及びコンロッド１４の加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）は、クランクピン１８に作用する。このため、その力を打ち消す重量「ｍｃ＋ｍｐ／２」は、２枚のＣＳ偏心ウェイト１８２に均等に配分されていることが望ましい。他方、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒは、クランク軸１７８の図中左端付近に作用する。この力を打ち消すための重量が図中右側のＣＳ偏心ウェイト１８２に与えられた場合、連結桿３６が発する加振力Ｆｒと図中右側のＣＳ偏心ウェイト１８２が発する加振力とがクランク軸１７８に大きなモーメントを与える。このため、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量「ｍｒ／２」は、連結桿３６に近い側のＣＳ偏心ウェイト１８２に与えられていることが望ましい。

【０１８２】

本実施形態では、上記の要求に応えて、図中右側のＣＳ偏心ウェイト１８２には「ｍｃ＋ｍｐ／２」の半分の重量のみを与える。尚、このＣＳ偏心ウェイト１８２単体での重心は上死点でＣＳ軸線１７４と重なる位置に存在する。そして、図中左側のＣＳ偏心ウェイト１８２には、「ｍｃ＋ｍｐ／２」の半分の重量に加えて「ｍｒ／２」の全ての重量を与えている。この際、「ｍｒ／２」の重量は、２枚のＣＳ偏心ウェイト１８２の重心が図４１に示す重心１８６となるように、図中左側のＣＳ偏心ウェイト１８２に与えられる。このような設定によれば、クランク軸１７８に大きなモーメントを作用させることなく、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０１８３】

図４３は、図３９に示すバランス軸１８０、即ち本実施形態において用いられるバランス軸１８０の拡大図である。ここでは、バランス軸１８０の左側に連結桿３６が配置されるものとする。バランス軸１８０のＢＳ偏心ウェイト１８４は、大径部１９０と小径部１９２を有している。大径部１９０は、連結桿３６と連結される側の一端１９４の近傍に設けられている。小径部１９２は、バランス軸１８０の他端１９６側に設けられている。

【０１８４】

ＢＳ偏心ウェイト１８４には、概ね「ｍｐ／２＋ｍｒ／２」の重量が与えられる。この重量のうち、ピストン１２に起因する加振力Ｆｐを打ち消すための重量「ｍｐ／２」は、大径部１９０と小径部１９２に等しく分配される。他方、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量「ｍｒ／２」は大径部１９０だけに与えられる。その結果、大径部１９０は、小径部１９２より大きな外径を有する。

【０１８５】

ＢＳ偏心ウェイト１８４の重心１８８は、クランク軸１７８の場合と同様にＢＳ軸線１７６を挟んでＢＳ連結点３８の反対側に設けられる（図３９参照）。具体的には、ＢＳ偏心ウェイト１８４の重心１８８は、ＢＳ軸線１７６から連結桿３６の傾斜方向に一定角だけずらされている。このずれ角は、必然的に連結桿３６の傾斜角β°より小さな角度となる。このような設定によれば、バランス軸１８０に大きなモーメントを作用させることなく、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０１８６】

図４４は、本実施形態のバランス装置１７０を搭載した内燃機関の動作を説明するための図である。具体的には、図４４は、内燃機関の様子を０［°ＣＡ］から３６０［°ＣＡ］まで、４５［°ＣＡ］刻みで表している。図中、ＣＳ偏心ウェイト１８２が発する加振力をＦｃｓと示し、ＢＳ偏心ウェイト１８４が発する加振力をＦｂｓとして示している。尚、これらの加振力Ｆｃｓ及びＦｂｓは、理解を容易にするため、（Ｆｐ＋Ｆｃ）を打ち消すための加振力と、Ｆｒを打ち消すための加振力の２つに分解して表している。図４４に示すように、本実施形態の構成によれば、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）のみならず、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒをも常時適切に打ち消すことができる。

【０１８７】

［実施の形態８の変形例］

図４５は、本実施形態のバランス装置１７０に適用可能なバランス軸の他の例の斜視図である。図４５に示すバランス軸１９８は、ＢＳ偏心ウェイト２００を有している。ＢＳ偏心ウェイト２００は、連結桿３６に連結される側の一端１９４から他端１９６にかけて、外径が徐々に小さくなるように形成されている。このような構成によれば、図４３に示すバランス軸１８０の場合と同様に、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量ｍｒを、一端１９４の側に他端１９６の側に比して大きく反映させることができる。このため、図４５に示すバランス軸１９８によっても、大きなモーメントを生じさせることなく加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０１８８】

ところで、上述した実施の形態８では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量を、連結桿３６に近い側に大きく反映させることとしている。しかしながら、こ

の特徴は本発明に必須のものではない。即ち、加振力Ｆｒを打ち消すためにクランク軸１７８に付与する重量「ｍｒ／２」は、２つのＣＳ偏心ウェイト１８２に均等に配分することとしてもよい。同様に、バランス軸１８０に対しても、重量「ｍｒ／２」は、バランス軸１８０の全域に均等に配分することとしてもよい。

【０１８９】

また、上述した実施の形態８では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための構成を、実施の形態１のバランス装置に組み込むこととしているが、本発明はこれに限定されるものではない。即ち、加振力Ｆｒを打ち消す構成は、実施の形態２乃至７の何れにも組み込むことが可能である。

【０１９０】

また、上述した実施の形態８では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量を、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４に均等に反映させることとしているが、本発明はこれに限定されるものではない。即ち、加振力Ｆｒを打ち消すための重量は、ＣＳ偏心ウェイト１８２とＢＳ偏心ウェイト１８４に不均等に反映させることとしてもよい。この点は、後述する実施の形態９についても同様である。

【０１９１】

実施の形態９．

次に、図４６乃至図５１を参照して本発明の実施の形態９について説明する。

図４６は本発明の実施の形態９のバランス装置２０２を搭載した内燃機関の構成を示す。バランス装置２０２は、クランク軸２０４及びバランス軸２０６を備えている。クランク軸２０４及びバランス軸２０６は、夫々ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０を有している。本実施形態のバランス装置２０２は、以下の２つの点を除いて実施の形態８のバランス装置１７０（図３９参照）と同様である。

（１）ＣＳ連結点３２がＣＳ主軸２２に対してＣＳ偏心ウェイト２０８の重量側に設けられており、かつ、ＢＳ連結点３８がＢＳ支持軸４４に対してＢＳ偏心ウェイト２１０の重量側設けられている点。

（２）ＣＳ偏心ウェイト２０８及びＢＳ偏心ウェイト２１０が、夫々図４６中に●点で示す位置に重心２１２，２１４を備えている点。

【０１９２】

図４７は、本実施形態のバランス装置２０２が、内燃機関において生ずる加振力を打ち消す原理を説明するための図である。図４０の左側は、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を打ち消すために、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０が満たすべき条件を示した図である。この条件は、図４０の左側欄を参照して実施の形態８において説明した条件と実質的に同様である。

【０１９３】

図４７に示す二つの図形は、何れもピストン１２が上死点に達した際の状態を表している。本実施形態の構成では、連結桿３６は、ピストン１２が下死点から上死点に向かって移動する過程で図中右上から左下に向かって変位する。そして、上死点の状況下では、図中左下側の変位端に達する。

【０１９４】

図４７の右側の図形は、ピストン１２が上死点に達するのと同期して、連結桿３６が図中左下側の動作端に達した状態を示している。この状態で、連結桿３６は、ＣＳ軸線１７４に対してβ°の傾斜角で図中左下に向かう加振力Ｆｒを発する。本実施形態では、この加振力Ｆｒを打ち消すために、上死点の状況下で、ＣＳ偏心ウェイト２０８及びＢＳ偏心ウェイト２１０に、夫々「ｍｒ／２」の重量に対応する図中右上向きの加振力を発生させる。

【０１９５】

図４７に示す状況下で、ＣＳ偏心ウェイト２０８及びＢＳ偏心ウェイト２１０は、重量「ｍｒ／２」に対応する加振力を夫々発している。それらの加振力は、ＣＳ軸線１７４及びＢＳ軸線１７６に対してβ°の角度で図中右上に向かっている。これらの加振力によれ

ば、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを適切に打ち消すことができる。
【０１９６】
ピストン１２が下死点に達した際には、連結桿３６が、図中右上側の変位端に達し、右受け向きに重量ｍｒに対応する加振力Ｆｒを発する。この際、ＣＳ偏心ウェイト２０８及びＢＳ偏心ウェイト２１０は、図中左下向きに加振力を発する。このため、上記の設定によれば、下死点においても連結桿３６に起因する加振力を打ち消すことができる。
【０１９７】
上死点と下死点の間では、連結桿３６は大きな加振力を発生しない。他方、ＣＳ偏心ウェイト２０８に与えられた重量「ｍｒ／２」と、ＢＳ偏心ウェイト２１０に与えられた重量「ｍｒ／２」は、夫々逆方向に回転しながら、互いに加振力を打ち消し合う。
【０１９８】
このように、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０が図４７の右側に示す条件を満たす場合は、連結桿３６の運動に伴う加振力を、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０により常時打ち消すことができる。
【０１９９】
本実施形態では、ＣＳ偏心ウェイト２０８及びＢＳ偏心ウェイト２１０に、夫々、図４７の左側に示す条件と右側に示す条件を合成して課している。具体的には、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０に、夫々下記の条件を満たすような重量と重心を付与している。
【０２００】
＜ＣＳ偏心ウェイト＞
ピストン１２が上死点に達する際に下記の大きさと向きを有する２つの加振力を合成した加振力を発生する。
（１）大きさ：重量（ｍｃ＋ｍｐ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｐ方向
（２）大きさ：重量（ｍｒ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｒ方向
【０２０１】
＜ＢＳ偏心ウェイト＞
ピストン１２が上死点に達する際に下記の大きさと向きを有する２つの加振力を合成した加振力を発生する。
（１）大きさ：重量（ｍｐ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｐ方向
（２）大きさ：重量（ｍｒ／２）に対応
　　向き　：反Ｆｒ方向
【０２０２】
図４８は、図４６に示すクランク軸２０４、即ち本実施形態において用いられるクランク軸２０４の拡大図である。クランク軸２０４は、上記の条件を満たす重量と重心を有している。具体的には、クランク軸２０４は、概ね（ｍｃ＋ｍｐ／２－ｍｒ／２）の重量を有し、図４８中に●点で示す位置に重心２１２を有している。
【０２０３】
クランク軸２０４が、ピストン１２とコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）だけを打ち消すものであれば、上死点における重心２１２の位置はＣＳ軸線１７４と重なるのが望ましい。これに対して、本実施形態では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すために、重心２１２の位置が、ＣＳ軸線１７４から反Ｆｒ方向の側にβｃｓ°だけずらされている。つまり、本実施形態のクランク軸２０４は、ＣＳ軸線１７４に対して、ＣＳ連結点３２の反対側に重心２１２を有している。
【０２０４】
クランク軸２０４は、図４２に示すクランク軸１７８と同様に２枚のＣＳ偏心ウェイト２０８を備えている。本実施形態でも、実施の形態８の場合と同様に、連結桿３６に起因

する加振力Ｆｒを打ち消すための重量「Ｆｒ／２」は、連結桿３６の近くに配置されるＣＳ偏心ウェイト２０８にのみ反映される。具体的には、連結桿３６から離れた位置に配置されるＣＳ偏心ウェイト２０８には加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を打ち消すための重量「ｍｃ＋ｍｐ／２」の半分が与えられる。他方、連結桿３６の近くに配置されるＣＳ偏心ウェイト２０８には、加振力Ｆｒを打ち消すための重量「ｍｒ／２」をそこから差し引いた重量「（ｍｃ＋ｍｐ／２）／２－ｍｒ／２」が与えられる。そして、後者のＣＳ偏心ウェイト２０８は、２枚のＣＳ偏心ウェイト２０８の重心が図４８に示す重心２１２となるように形成される。このような構成によれば、実施の形態８の場合と同様に、クランク軸２０４に大きなモーメントを作用させることなく、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０２０５】

図４９は、図４６に示すバランス軸２０６、即ち本実施形態において用いられるバランス軸２０６の拡大図である。バランス軸２０６のＢＳ偏心ウェイト２０１には小径部２１６と大径部２１８が設けられている。小径部２１６は、連結桿３６と連結される側の一端１９４の近傍に形成されている。大径部２１８は、バランス軸２０６の他端１９６の近傍に形成されている。

【０２０６】

ＢＳ偏心ウェイト２１０には、概ね「ｍｐ／２－ｍｒ／２」の重量が与えられる。この重量のうち、重量「ｍｐ／２」は、小径部２１６と大径部２１８に等しく分配される。そして、重量の減量分「ｍｒ／２」は小径部２１６だけに反映される。ＢＳ偏心ウェイト２１０の重心２１４は、クランク軸２０４の場合と同様にＢＳ軸線１７６を挟んでＢＳ連結点３８の反対側に設けられる（図４６参照）。このような設定によれば、バランス軸２０６に大きなモーメントを作用させることなく、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０２０７】

図５０は、本実施形態のバランス装置２０２を搭載した内燃機関の動作を説明するための図である。具体的には、図５０は、内燃機関の様子を０［°ＣＡ］から３６０［°ＣＡ］まで、４５［°ＣＡ］刻みで表している。図中、ＣＳ偏心ウェイト２０８が発する加振力をＦｃｓと（－Ｆｃｓ）で表している。「Ｆｃｓ」は重量「ｍｃ＋ｍｐ／２」に対応する仮想的な加振力であり、「－Ｆｃｓ」は、重量の減量分「－ｍｒ／２」によって生ずる仮想的なマイナス加振力である。現実には、ＣＳ偏心ウェイト２０８は、「Ｆｃｓ」のベクトルと「－Ｆｃｓ」のベクトルとの合成ベクトルに相当する加振力を発生する。

【０２０８】

図５０には、同様に、ＢＳ偏心ウェイト２１０が発する加振力をＦｂｓと（－Ｆｂｓ）で表している。「Ｆｂｓ」は重量「ｍｐ／２」に対応する仮想的な加振力であり、「－Ｆｂｓ」は、重量の減量分「－ｍｒ／２」によって生ずる仮想的なマイナス加振力である。現実には、ＢＳ偏心ウェイト２１０は、「Ｆｂｓ」のベクトルと「－Ｆｂｓ」のベクトルとの合成ベクトルに相当する加振力を発生する。

【０２０９】

図５０に示すように、本実施形態の構成によれば、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）が、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０に起因する加振力（Ｆｃｓ＋Ｆｂｓ）によって打ち消されている。また、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒが、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０の減量効果（－Ｆｃｓ－Ｆｂｓ）により打ち消されている。このため、本実施形態の構成によれば、内燃機関の作動に伴う加振力を常時適切に打ち消すことができる。

【０２１０】

［実施の形態９の変形例］

図５１は、本実施形態のバランス装置２０２に適用可能なバランス軸の他の例の斜視図である。図５１に示すバランス軸２２０は、ＢＳ偏心ウェイト２２２を有している。ＢＳ偏心ウェイト２２２は、連結桿３６に連結される側の一端１９４から他端１９６にかけて

、外径が徐々に大きくなるように形成されている。このような構成によれば、図４９に示すバランス軸２０６の場合と同様に、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量ｍｒを、一端１９４の側に他端１９６の側に比して大きく反映させることができる。このため、図５１に示すバランス軸２２０によっても、大きなモーメントを生じさせることなく加振力Ｆｒを打ち消すことができる。

【０２１１】

ところで、上述した実施の形態９では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための重量を、連結桿３６に近い側に大きく反映させることとしている。しかしながら、この特徴は本発明に必須のものではない。即ち、加振力Ｆｒを打ち消すためにクランク軸２０４から減ずる重量「ｍｒ／２」は、２つのＣＳ偏心ウェイト２０８から均等に減じてもよい。同様に、バランス軸２０６についても、重量「ｍｒ／２」はバランス軸２０６の全域から均等に減ずることとしてもよい。

【０２１２】

また、上述した実施の形態９では、連結桿３６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すための構成を、実施の形態１を基礎とするバランス装置に組み込むこととしているが、本発明はこれに限定されるものではない。即ち、加振力Ｆｒを打ち消す構成は、実施の形態２乃至７の何れを基礎とするバランス装置にも組み込むことが可能である。

【０２１３】

実施の形態１０．

［実施の形態１０の構成］

次に、図５２乃至図６０を参照して本発明の実施の形態１０について説明する。

上述した実施の形態１のバランス装置３０（図１参照）は、ＢＳ連結点３８がバランス軸４０の径方向にスライドすることができるように構成されている。以下、この方式を「スライド式」と称す。本明細書に開示したバランス装置の中では、実施の形態１のバランス装置に加えて、実施の形態２（図１４参照）、実施の形態６（図２８参照）、実施の形態７（図３５参照）、実施の形態８（図３９参照）、及び実施の形態９（図４６参照）のバランス装置がスライド式である。

【０２１４】

一方、上述した実施の形態３のバランス装置７８は、ＢＳ連結点３８が、相対的な回転だけが可能となるように、バランス軸８０に連結されている。以下、この方式を「リンク式」と称す。本明細書に開示したバランス装置の中では、実施の形態３のバランス装置に加えて、実施の形態４（図１９参照）、及び実施の形態５（図２５参照）のバランス装置がリンク式である。

【０２１５】

図５２は本発明の実施の形態１０のバランス装置２２４の分解斜視図である。本実施形態のバランス装置２２４は、上述したリンク式のバランス装置を実現する具体的構成の一例を提供する点に特徴を有している。

【０２１６】

バランス装置２２４はクランク軸２２６を備えている。クランク軸２２６はクランクピン２２８を備えている。クランクピン２２８は、コンロッド（図示せず）を介して内燃機関のピストン（図示せず）に連結される。クランクピン２２８の両側にはＣＳ偏心ウェイト２３０が設けられている。また、それらの回転軸として、クランク軸２２６はＣＳ主軸２３２を備えている。

【０２１７】

バランス装置２２４は、ＣＳ主軸２３２に固定されるＣＳ側偏心軸２３４を備えている。ＣＳ側偏心軸２３４には、ＣＳ主軸２３２と嵌め合いの関係となる貫通孔２３６が設けられている。貫通孔２３６はＣＳ側偏心軸２３４の中心から一定値だけ偏心した位置に設けられている。貫通孔２３６には、位置決め溝２３８が設けられている。ＣＳ側偏心軸２３４は、ＣＳ主軸２３２の位置決めガイド２４０が位置決め溝２３８に係り合うようにＣＳ主軸２３２に装着される。その結果、ＣＳ側偏心軸２３４は、相対的な回転が許容され

ない状態でＣＳ主軸２３２に固定される。ＣＳ側偏心軸２３４には、更に、貫通孔２３６と干渉しない位置に複数の軽減孔２４２が設けられている。

【０２１８】

バランス装置２２４はバランス軸２４４を備えている。バランス軸２４４はＢＳ偏心ウェイト２４６を備えている。また、バランス軸２４４は、ＣＳ主軸２３２と平行なＢＳ支持軸２４８を備えている。バランス軸２４４はＢＳ支持軸２４８を回転軸として回転することができる。

【０２１９】

ＢＳ支持軸２４８にはＢＳ側偏心軸２５０が装着される。ＢＳ側偏心軸２５０には、ＢＳ支持軸２４８と嵌め合いの関係となる貫通孔２５２が設けられている。貫通孔２５２はＢＳ側偏心軸２５０の中心から一定値だけ偏心した位置に設けられている。ＢＳ側偏心軸２５０も、ＣＳ側偏心軸２３４の場合と同様に、相対的な回転が許容されない状態でＢＳ支持軸２４８に固定される。ＢＳ側偏心軸２５０には、更に、貫通孔２５２と干渉しない位置に複数の軽減孔２５４が設けられている。

【０２２０】

バランス装置２２４は、連結桿２５６を備えている。

図５３は連結桿２５６の分解斜視図である。図５３に示すように、連結桿２５６は連結桿本体２５８を備えている。連結桿本体２５８はＣＳ側環状部２６０とＢＳ側環状部２６２を備えている。ＣＳ側環状部２６０とＢＳ側環状部２６２は連結部２６４によって一体化されている。

【０２２１】

ＣＳ側環状部２６０には、ＣＳ側軸受け２６６が収納された後、止め輪２６８が装着される。止め輪２６８は、ＣＳ側軸受け２６６の脱落を防止する。同様に、ＢＳ側環状部２６２には、ＢＳ側軸受け２７０が収納された後、止め輪２７２が装着される。止め輪２７２は、ＢＳ側軸受け２７０の脱落を防止する。ＣＳ側軸受け２６６及びＢＳ側軸受け２７０には、夫々複数のベアリングボールを内包する転がり軸受けである。

【０２２２】

連結桿２５６の連結部２６４にはピボット２７４が装着される。ピボット２７４は、転がり軸受けとして機能することができる。ピボット２７４は、連結部２６４を挟んで反対側に配置されるナット２７６により固定される。

【０２２３】

再び図５２を参照して説明を続ける。上述したＣＳ側偏心軸２３４は、ＣＳ側軸受け２６６の内部に挿入される。その結果、ＣＳ側偏心軸２３４は、連結桿２５６により回転可能に保持される。同様に、上述したＢＳ側偏心軸２５０は、ＢＳ側軸受け２７０の内部に挿入される。その結果、ＢＳ側偏心軸２５０は、連結桿２５６により回転可能に保持される。

【０２２４】

バランス装置２２４はガイド部２７８を備えている。ガイド部２７８は、その内部に長穴２８０を有している。ガイド部２７８は、長穴２８０の中にピボット２７４が収納されるように所定の位置に固定される。長穴２８０は、ピボット２７４の直径より僅かに大きな幅を有しており、実施の形態３におけるガイド部８２と同様に、８の字の軌道を描くようにピボット２７４の動作をガイドする。

【０２２５】

図５４は、本実施形態のバランス装置２２４の側面断面図である。図５４には、上方にバランス軸２４４の断面が、また、下方にクランク軸２２６の断面が夫々描かれている。内燃機関において、クランク軸２２６は、吸排気弁を駆動するタイミングチェーンや、オイルポンプの駆動源として機能する。ここには一例として、ＣＳ主軸２３にスプロケット２８２を設け、このスプロケット２８２にタイミングチェーン２８４を架設した状態を示している。

【０２２６】

図５４に示すように、ＣＳ主軸２３２の先端には、セットボルト２８６によりＣＳ側偏心軸２３４が装着されている。以下、ＣＳ主軸２３２の中心点を「Ｃ２３２」と称し、ＣＳ側偏心軸２３４の中心点を「Ｃ２３４」と称する。本実施形態において、Ｃ２３２の点とＣ２３４の点との間には偏心量Ａが確保されている。

【０２２７】

上述した通り、ＣＳ主軸２３２は、相対的な回転が生じないようにＣＳ側偏心軸２３４に固定されている。このため、ＣＳ主軸２３２が回転すると、ＣＳ側偏心軸２３４は、偏心量Ａを保ったままＣＳ主軸２３２と共に回転する。この際、Ｃ２３４の点は、Ｃ２３２の点を中心とする半径Ａの円軌道を描く。

【０２２８】

ＣＳ側偏心軸２３４は、連結桿２５６の内部に回転可能に保持されている。このため、連結桿２５６は、Ｃ２３４の点を回転中心としてＣＳ側偏心軸２３４の周りを回転することができる。ＣＳ側偏心軸２３４はクランク軸２２６と一体化されている。従って、連結桿２５６とクランク軸２２６とは、Ｃ２３４の点を中心として相対的に回転可能であることになる。この点において、ＣＳ側偏心軸２３４の中心点Ｃ２３４は、上述した実施の形態３におけるＣＳ連結点３２に相当している。

【０２２９】

図５４に示す状態からＣＳ主軸２３２が９０［°ＣＡ］回転すると、Ｃ２３４の点はＣ２３２の点と同じ高さにまで低下する。この間、連結桿２５６は、図中下方向に距離Ａだけ移動する。ＣＳ主軸２３２が更に９０［°ＣＡ］回転すると、Ｃ２３４の点は、Ｃ２３２の点より下方に距離Ａだけ離れた点まで移動する。この間、連結桿２５６は更に距離Ａだけストロークして図中下方側の変位端に達する。このようにして、本実施形態の構成によれば、クランク軸２２６の回転に伴い、連結桿２５６にストローク距離２Ａの往復運動を生じさせることができる。

【０２３０】

ところで、本実施形態では、ＣＳ主軸２３２が半径Ｂを有している。このため、ＣＳ側偏心軸２３４の中心点Ｃ２３４からＣＳ主軸２３２の外周までの距離は、最大で「Ａ＋Ｂ」となる。そして、本実施形態では、そのＡ＋Ｂの距離がＣＳ側偏心軸２３４の半径（Ｄ／２）に十分に収まるよう、その直径Ｄを十分に大きな値としている。このため、本実施形態によれば、所望の強度を損なうことなく、ＣＳ側偏心軸２３４の外径内にＣＳ主軸２３２の直径全体を収納することのできる貫通孔２３６（図５２参照）を確保することができる。

【０２３１】

図５４の上方に示すように、ＢＳ支持軸２４８の先端には、セットボルト２８８によりＢＳ側偏心軸２５０が装着されている。以下、ＢＳ支持軸２４８の中心点を「Ｃ２４８」と称し、ＢＳ側偏心軸２５０の中心点を「Ｃ２５０」と称する。本実施形態において、Ｃ２４８の点とＣ２５０の点との間には、ＣＳ主軸２３２の側と同様に、偏心量Ａが確保されている。

【０２３２】

図５４に示す状態から、ＣＳ側偏心軸２３４の中心点Ｃ２３４が、Ｃ２３２の点を中心として紙面手前側に回転するようにクランク軸２２６が回転すると、ガイド部２７８は、実施の形態３におけるガイド部８２と同様に機能する。具体的には、ガイド部２７８はこの際、ピボット２７４が紙面手前側に変位するのを許さず、その動きを紙面奥側へ向かう動きだけに制限する。その結果、連結桿２５６には、ＢＳ側偏心軸２５０を紙面奥側へ変位させる動きが生ずる。

【０２３３】

ＢＳ側偏心軸２５０の動作は、連結桿２５６とＢＳ支持軸２４８とによって拘束されている。他方、ＢＳ側偏心軸２５０は、連結桿２５６の内部で回転することはできる。連結桿２５６の拘束によれば、ＢＳ側偏心軸２５０は、図５４に示す状態から紙面奥側へ変位するためには、同時に紙面下方へ変位する必要がある。また、Ｃ２４８の点はＢＳ支持軸

２４８によって固定されているため、上記の変位は、Ｃ２５０の点とＣ２４８との距離が偏心量Ａに維持されたままで生じなければならない。

【０２３４】

このような拘束条件の下、図５４に示す状態からクランク軸２２６の回転が継続されると、ＢＳ側偏心軸２５０は、その中心点Ｃ２５０がＣ２４８の点を中心として半径Ａの円軌道を描くように、ＢＳ支持軸２４８の周りを公転するような動作を示す。ＢＳ側偏心軸２５０は、上述した通り相対的に回転することがないようにＢＳ支持軸２４８と固定されている。このため、ＢＳ側偏心軸２５０の回転はＢＳ支持軸２４８にそのまま伝達される。

【０２３５】

本実施形態の構成において、連結桿２５６は、Ｃ２５０の点を通る軸線を回転軸としてＢＳ側偏心軸２５０に対して相対的に回転することができる。そして、ＢＳ側偏心軸２５０はバランス軸２４４と一体化されている。従って、連結桿２５６とバランス軸２４４とは、Ｃ２５０の点を中心として相対的に回転可能であることになる。この点において、ＢＳ側偏心軸２５０の中心点Ｃ２５０は、リンク式のバランス装置におけるＢＳ連結点３８に相当している（図１５参照）。

【０２３６】

ＢＳ側偏心軸２５０がＢＳ支持軸２４８の周りを一回公転する間に、Ｃ２５０の点はストローク距離２Ａの往復運動を示す。この間、連結桿２５６は、同様にストローク距離２Ａの往復運動を示す。そして、この往復運動は、ＣＳ主軸２３２の側での生ずる往復運動と同期して行われる。その結果、本実施形態の構成によれば、実施の形態３において説明した動作及び機能を実現することができる。

【０２３７】

ところで、本実施形態では、ＢＳ支持軸２４８が半径Ｅを有している。このため、ＢＳ側偏心軸２５０の中心点Ｃ２５０からＢＳ支持軸２４８の外周までの距離は、最大で「Ａ＋Ｅ」となる。そして、本実施形態では、そのＡ＋Ｅの距離がＢＳ側偏心軸２５０の半径（Ｆ／２）に十分に収まるよう、その直径Ｆを十分に大きな値としている。このため、本実施形態によれば、所望の強度を損なうことなく、ＢＳ側偏心軸２５０の外径内にＢＳ支持軸２４８の直径全体を収納することのできる貫通孔２５２（図５２参照）を確保することができる。

【０２３８】

［ＣＳ側偏心軸及びＢＳ側偏心軸の加工方法］

図５５は、本実施形態におけるＣＳ側偏心軸２３４とＢＳ側偏心軸２５０を共穴加工により成形する手法を説明するための図である。上述した通り、本実施形態のバランス装置２２４では、ＣＳ主軸２３２とＣＳ側偏心軸２３４との偏心量と、ＢＳ支持軸２４８とＢＳ側偏心軸２５０との偏心量が、同一量「Ａ」に設定されている。

【０２３９】

実施の形態３の欄で説明した通り、リンク式のバランス装置においては、ＣＳ連結点の回転半径ｒ１とＢＳ連結点の回転半径ｒ２とが同じ値でなければならない。本実施形態では、ＣＳ連結点がＣ２３４であり、その回転半径ｒ１が偏心量Ａに当たる。同様に、ＢＳ連結点がｃ２５０であり、その回転半径ｒ２が偏心量Ａである。従って、本実施形態では、ＣＳ主軸２３２側の偏心量ＡとＢＳ支持軸２４８側の偏心量Ａを正確に一致させることが必要である。

【０２４０】

図５５は、具体的には、ＢＳ側偏心軸２５０とＣＳ側偏心軸２３４を同一の治具２９０の中にセットした状態を示す。治具２９０は、図中にＣ２３４，Ｃ２４２を付して示す軸線を中心とする２段階の窪み２９２，２９４を有している。窪み２９２はＣＳ側偏心軸２３４の直径と等しい直径を有する円形に成形されている。また、窪み２９４は、ＢＳ側偏心軸２５０の直径と等しい直径を有する円形に成形されている。これらの窪み２９２，２９４は同心となるように加工されている。

【０２４１】
本実施形態では、外形及び軽減孔２４２の加工が終わった段階のＢＳ側偏心軸２５０が先ず治具２９０の窪み２９４にセットされる。次いで、外形及び軽減孔２５４の加工が終わった段階のＣＳ側偏心軸２３４が治具２９０の窪み２９２にセットされる。その後、ＢＳ側偏心軸２５０の貫通孔２５２と、ＣＳ側偏心軸２３４の貫通孔２３６が、共穴加工の手法で順次設けられる。このような手法によれば、ＣＳ側偏心軸２３４の偏心量ＡとＢＳ側偏心軸２５０の偏心量Ａを正確に一致させることができる。
【０２４２】
［軽減孔による効果］
図５６は、本実施形態のバランス装置２２４を備える内燃機関を正面視で表した図である。より具体的には、図５６の左側は、ピストン１２が上死点に位置する状態を表す。また、図５６の右側はピストン１２が下死点に位置する状態を表している。
【０２４３】
本実施形態のバランス装置２２４は、ピストン１２が上死点に達する際に連結桿２５６が図中右上側の変位端に達し、ピストン１２が下死点に達する際に連結桿２５６が図中左下側の変位端に達するように構成されている。つまり、本実施形態のバランス装置２２４は、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６を、連結桿２５６と概ね反対向きに作動させる構成を有している。
【０２４４】
このような構成のバランス装置では、連結桿２５６に起因する加振力Ｆｒを打ち消すために、連結桿２５６の重量ｍｒを、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６に付加する必要が生ずる。このため、内燃機関を軽量化する観点から連結桿２５６は軽いほど望ましい。この意味で、連結桿２５６と一体に変位するＣＳ側偏心軸２３４及びＢＳ側偏心軸２５０は軽いほど望ましい。
【０２４５】
また、本実施形態のバランス装置２２４では、連結桿２５６が図中右上側の変位端に達する時期と同期して、ＣＳ側偏心軸２３４の幅広部分（軽減孔２４２が穿たれた部分）、及びＢＳ側偏心軸２５０の幅広部分（軽減孔２５４が穿たれた部分）が、その変位端の方向に回転してくる。このため、それらの幅広部分が大きな重量を有していると、ＣＳ側偏心軸２３４自身の遠心力、並びにＢＳ側偏心軸２５０自身の遠心力に起因して、大きな加振力が生ずる。このため、ＣＳ側偏心軸２３４の幅広部分、及びＢＳ側偏心軸２５０の幅広部分については、特に減量化が望まれる。
【０２４６】
図５６に示すように、本実施形態では、それらの幅広部分に軽減孔２４２、２５４が設けられている。これらの軽減孔２４２，２５４によれば、上記の幅広部分の重量を大きく低減させることができる。その結果、ＣＳ側偏心軸２３４の遠心力並びにＢＳ側偏心軸２５０の遠心力に起因する加振力は大きく低下する。更に、連結桿２５６の重量に起因する加振力も大きく低下する。このため、本実施形態の構成によれば、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６の軽量化を図り、引いては内燃機関の軽量化を進めることができる。
【０２４７】
［実施の形態１０の変形例］
図５７は、本実施形態のバランス装置２２４の変形例の側面断面図である。本実施形態のバランス装置２２４は、上述した通り、ＣＳ主軸２３２の直径がＣＳ側偏心軸２３４の外形内に十分に収まるように設計されている。このため、ＣＳ主軸２３２は、円形の形状を保ったままＣＳ側偏心軸２３４を貫通することができる。
【０２４８】
また、本実施形態のバランス装置２２４は、ピボット２７４とガイド部２７８をクランク軸２２６及びバランス軸２４４の側に配置することで、連結桿２５６の表面側（図５７における左側）をほぼフラットな状態とすることができる。このため、バランス装置２２

４によれば、ＣＳ主軸２３２を連結桿２５６から長く突き出して、様々な機器の駆動に利用することができる。図５７は、吸排気弁を駆動するための２８２に加えて、ＣＳ主軸２３２にオイルポンプの駆動軸２９６を装着した例を示す。このように、本実施形態のバランス装置２２４によれば、内燃機関の小型化を促進することができる。

【０２４９】

図５８は、本実施形態において用い得るＢＳ側偏心軸の変形例の構成を説明するための図である。図５８に示すＢＳ側偏心軸２９８は、直径Ｇ、つまり半径（Ｇ／２）を有している。半径（Ｇ／２）は、種々の制約から、偏心量ＡとＢＳ支持軸２４８の半径Ｅの和より小さくせざるを得ない場合がある。図５８に示す構成は、このような場合における解決の一例を示す。この構成は、ＢＳ側偏心軸２９８が、ＢＳ支持軸２４８の断面より小さな貫通孔を有している。他方、ＢＳ支持軸２４８の先端は、その貫通孔への挿入が可能な形状に加工されている。そして、加工されたＢＳ支持軸２４８の先端は、ＢＳ側偏心軸２９８の貫通孔に挿入された状態で固定されている。このような構成によれば、ＢＳ側偏心軸２９８のために十分に大きなスペースが確保できない場合でも、連結桿２５６を用いたバランス装置を実現することができる。

【０２５０】

図５９は、本実施形態において用い得るＣＳ側偏心軸の変形例の構成を説明するための図である。図５９に示すＣＳ側偏心軸３００は、直径Ｈ、つまり半径（Ｈ／２）を有している。半径（Ｈ／２）は、種々の制約から、偏心量ＡとＣＳ主軸２３２の半径Ｂの和より小さくせざるを得ない場合がある。図５９に示す構成は、このような場合における解決の一例を示す。この構成は、ＣＳ側偏心軸３００が、ＣＳ主軸２３２の断面より小さな貫通孔を有している。他方、ＣＳ主軸２３２の先端は、その貫通孔への挿入が可能な形状に加工されている。そして、加工されたＣＳ主軸２３２の先端は、ＣＳ側偏心軸３００の貫通孔に挿入された状態でセットボルト２８８が締め付けられている。このような構成によれば、ＣＳ側偏心軸３００のために十分に大きなスペースが確保できない場合でも、連結桿２５６を用いたバランス装置を実現することができる。

【０２５１】

図６０は、本実施形態のバランス装置の変形例を正面視で表した図である。具体的には、図６０の左側は、変形例においてピストン１２が上死点に位置する状態を表す。また、図６０の右側は変形例においてピストン１２が下死点に位置する状態を表している。

【０２５２】

図６０に示すバランス装置３０２では、ピストン１２が上死点に達する際に連結桿２５６が図中左下側の変位端に達し、ピストン１２が下死点に達する際に連結桿２５６が図中右上側の変位端に達するように構成されている。つまり、バランス装置３０２では、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６が、連結桿２５６と概ね反対向きに作動する。

【０２５３】

このような構成のバランス装置では、連結桿２５６に起因する加振力Ｆｒを、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力Ｆｐ＋Ｆｃを打ち消す力として利用することができる。そして、その加振力Ｆｒが大きいほど、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６に与えるべき重量を軽くすることができる。

【０２５４】

図６０に示すＣＳ側偏心軸３０４は、実施の形態１０におけるＣＳ側偏心軸２３４と異なり軽減孔を有していない。同様に、図６０に示すＢＳ側偏心軸３０６は、実施の形態１０におけるＢＳ側偏心軸２５０と異なり軽減孔を有していない。このようなＣＳ側偏心軸３０４並びにＢＳ側偏心軸３０６によれば、自身の遠心力により大きな加振力を生成することができ、かつ、連結桿２５６に大きな加振力Ｆｒを発生させることができる。このため、図６０に示す構成は、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６の軽量化を促進することができる。

【０２５５】

また、上述した実施の形態１０では、連結桿２５６に内包させるＣＳ側軸受け２６６及びＢＳ側軸受けを転がり軸受けで構成している。しかしながら、それらの軸受けは転がり軸受けに限定されるものではない。例えば、それらは潤滑油を用いる滑り軸受けであってもよい。この点は後述する実施の形態１１についても同様である。

【０２５６】

実施の形態１１．

次に、図６１乃至図６６を参照して本発明の実施の形態１１について説明する。

図６１は本発明の実施の形態１１のバランス装置３０８の分解斜視図である。本実施形態のバランス装置３０８は、実施の形態１（図１参照）等に示すスライド式のバランス装置を実現する具体的構成の一例を提供する点に特徴を有している。以下、図６１乃至図６６において、上述した実施の形態１０の要素と同一又は共通する要素については、同一の符号を付してその説明を省略又は簡略する。

【０２５７】

バランス装置３０８において、ＣＳ主軸２３２には、実施の形態１０の場合と同様にＣＳ側偏心軸２３４が固定される。ＢＳ支持軸２４８には、ＢＳ側偏心軸３１０が固定される。ＢＳ側偏心軸３１０は、ＢＳ支持軸２４８に固定される側の面とは反対の面に長穴３１２を有している。ＢＳ側偏心軸３１０の外形は円筒状であり、長穴３１２はその円の径方向に沿って設けられている。

【０２５８】

バランス装置３０８は、ＣＳ側偏心軸２３４とＢＳ側偏心軸３１０とを連結する連結桿３１４を備えている。

図６２は連結桿３１４の分解斜視図である。図６２に示すように、連結桿３１４は連結桿本体３１６を有している。連結桿本体３１６は、ＣＳ側環状部２６０から伸びる柱状部３１８を有している。柱状部３１８の端部には、ナット３２０によりＢＳピボット３２２が固定されている。また、柱状部３１８には、ＣＳ側環状部２６０との境界付近に、ナット２７６によりピボット２７４が固定されている。ＢＳピボット３２２は、ピボット２７４と同様に転がり軸受けとして機能する。

【０２５９】

再び図６１を参照して説明を続ける。上述したＣＳ側偏心軸２３４は、実施の形態１０の場合と同様に、連結桿３１４のＣＳ側軸受け２６６に挿入される。他方、ＢＳ側偏心軸３１０は、長穴３１２の中にＢＳピボット３２２を収納することで連結桿３１４と連結される。

【０２６０】

バランス装置３０８はガイド部３２４を備えている。ガイド部３２４は、その内部に長穴３２６を有している。長穴３２６は、ピボット２７４の直径に合致する幅を有しており、実施の形態１におけるガイド部５４と同様にピボット２７４の運動を直線運動に規制する。

【０２６１】

図６３は、本実施形態のバランス装置３０８の側面断面図である。図６３には、上方にバランス軸２４４の断面が、また、下方にクランク軸２２６の断面が夫々描かれている。クランク軸２２６には、実施の形態１０の場合と同様にタイミングチェーン２８４を駆動するスプロケット２８２が設けられている。

【０２６２】

図６３に示す構成において、ＣＳ側偏心軸２３４は、実施の形態１０の場合と同様に作動する。具体的には、本実施形態においてもＣＳ側偏心軸２３４の中心点「Ｃ２３４」がバランス装置のＣＳ連結点３２に相当する。そして、クランク軸２２６が回転すると、そのＣＳ連結点３２（Ｃ２３４）が、偏心量Ａを保ってＣＳ主軸の中心点Ｃ２３２の回りで円軌道を描く。これに伴い、連結桿３１４は距離２Ａのストロークで往復運動を行う。

【０２６３】

尚、本実施形態においても、ＣＳ側偏心軸２３４の半径（Ｄ／２）は、偏心量ＡとＣＳ

主軸２３２の半径Ｂの和に対して十分に大きな値とされている。このため、本実施形態の構造においても、図５７に示したような小型化に適したパッケージングを適用することは可能である。

【０２６４】

図６３の上方に示すように、ＢＳ支持軸２４８の先端には、セットボルト３２８によりＢＳ側偏心軸３１０が固定されている。そして、ＢＳ側偏心軸３１０の長穴３１２の中に、連結桿３１４のＢＳピボット３２２が収納されている。以下、ＢＳ支持軸２４８の中心点を「Ｃ２４８」と称すると共に、ＢＳピボット３２２の中心点を「Ｃ３２２」と称する。

【０２６５】

本実施形態の構成では、連結桿３１４は、Ｃ３２２の点を通る軸線を回転軸としてＢＳ側偏心軸３１０に対して相対的に回転することができる。そして、ＢＳ側偏心軸３１０はバランス軸２４４と一体化されている。従って、連結桿３１４とバランス軸２４４とは、Ｃ３２２の点を中心として相対的に回転可能であることになる。この点において、ＢＳピボット３２２の中心点Ｃ２３２は、スライド式のバランス装置におけるＢＳ連結点３８に相当している（図２参照）。

【０２６６】

図２を参照して説明した通り、スライド式のバランス装置３０においては、連結桿３６の作動に伴い、ＢＳ連結点３８とバランス軸４０の中心点との距離が変化する。本実施形態のバランス装置３０８もスライド式であるため、ＢＳ連結点３８とバランス軸２４４の中心点との距離、つまり、ＢＳピボット３２２の中心点Ｃ３２２とＢＳ支持軸２４８の中心点Ｃ２４８との距離が変化可能でなければならない。

【０２６７】

図６４は、ＢＳ支持軸２４８の中心点Ｃ２４８とＢＳピボット３２２の中心点Ｃ３２２との位置関係を、図６３に示すLXIV矢視で表した図である。図６４に示すように、本実施形態の構成によれば、Ｃ２４８に対するＣ３２２の偏心量Ｉは、ＢＳピボット３２２が長穴３１２に沿ってスライドすることで変化する。このため、本実施形態におけるＢＳ側偏心軸３１０と連結桿３１４の構成によれば、スライド式のバランス装置の作動に必要な要求を満たすことができる。

【０２６８】

再び図６３を参照してバランス装置３０８の動作を説明する。図６３に示す状態から、ＣＳ側偏心軸２３４の中心点Ｃ２３４が、Ｃ２３２の点を中心として紙面手前側に回転するようにクランク軸２２６が回転すると、ガイド部３２４は、実施の形態１におけるガイド部５４と同様に機能する。具体的には、ガイド部３２４はこの際、ピボット２７４が紙面手前に変位するのを許さず、その動きを紙面下方へ向かう動きだけに制限する。その結果、連結桿３１４には、ＢＳピボット３２２を紙面奥側かつ下方へ変位させる動きが生ずる。

【０２６９】

ＢＳピボット３２２のこの動きは、ＢＳ側偏心軸３１０に、クランク軸２２６の回転と逆向きの回転を与える。そして、ＢＳ側偏心軸３１０がＢＳ支持軸２４８と固定されているため、ＢＳピボット３２２の変位に合わせてＢＳ支持軸２４８に回転運動が生ずる。以後、クランク軸２２６の回転が継続すると、ＢＳピボット３２２の中心点Ｃ３２２がＣ２４８の周囲を回転し、バランス軸２４４に継続的な回転が生ずる。この際、連結桿３１４には、距離２Ａをストローク長とする上下動が生ずる。

【０２７０】

［軽減孔による効果］

図６５は、本実施形態のバランス装置３０８を備える内燃機関を正面視で表した図である。より具体的には、図６５の左側は、ピストン１２が上死点に位置する状態を表す。また、図６５の右側はピストン１２が下死点に位置する状態を表している。

【０２７１】

本実施形態のバランス装置３０８は、実施の形態１０の場合と同様に、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６を、連結桿３１４と概ね反対向きに作動させる構成を有している。このような構成のバランス装置では、内燃機関を軽量化する観点から連結桿３１４は軽いほど望ましい。そして、本実施形態では、実施の形態１０の場合と同様にＣＳ側偏心軸２３４の幅広部に軽減孔２４２を設けている。このため、本実施形態の構成によっても、実施の形態１０の場合と同様に内燃機関を軽量化することができる。

【０２７２】

［実施の形態１１の変形例］

上述した通り、実施の形態１１では、ＣＳ側偏心軸２３４に、偏心量ＡとＣＳ主軸２３２の半径Ｂの和より十分に大きな半径（Ｄ／２）を与えることとしている。しかしながら、種々の制約によりＣＳ主軸２３２の半径（Ｄ／２）は、Ａ＋Ｂより小さくせざるを得ない場合がある。本実施形態のバランス装置３０８においても、このような場合には、実施の形態１０の場合と同様に、図５９に示すような構成を採用することとしてもよい。

【０２７３】

図６６は、本実施形態のバランス装置の変形例を正面視で表した図である。具体的には、図６６の左側は、変形例においてピストン１２が上死点に位置する状態を表す。また、図６６の右側は変形例においてピストン１２が下死点に位置する状態を表している。図６６に示すバランス装置３３０では、実施の形態１１の場合と異なり、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６が、連結桿３１４と概ね反対向きに作動する。

【０２７４】

このような構成のバランス装置３３０では、連結桿３１４の重量を、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力Ｆｒを打ち消すために利用することができる。このため、バランス装置３３０においては、連結桿３１４に大きな重量を残すことでＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６に与えるべき重量を軽くすることができる。このため、図６６に示す構成では、実施の形態１１の場合と異なり、ＣＳ側偏心軸に軽減孔を設けないこととしている。このような構成によれば、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６の軽量化を図ることができる。

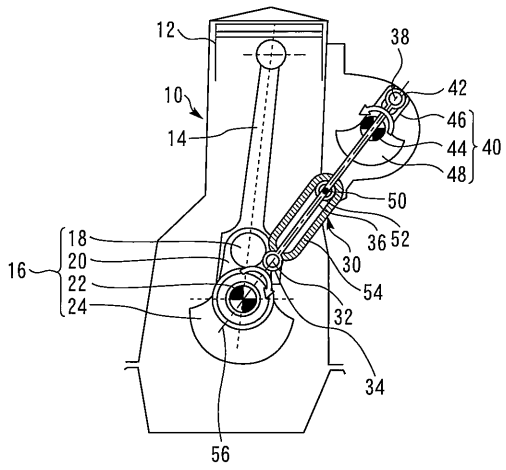
【符号の説明】

【０２７５】

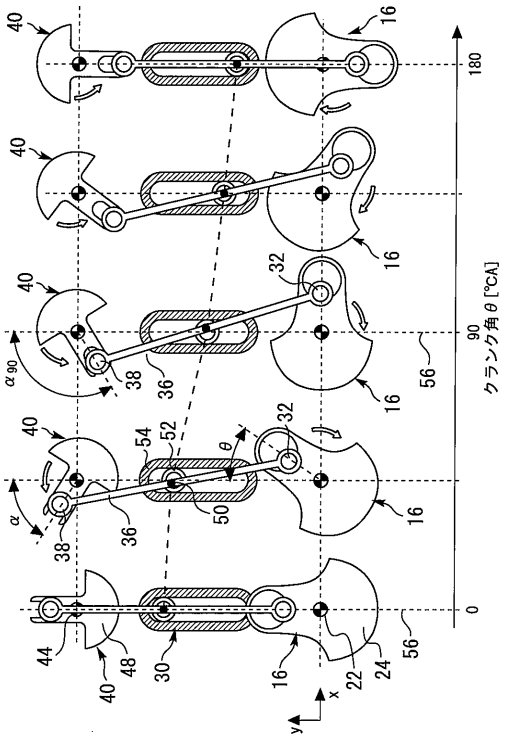
１０　内燃機関
１２　ピストン
１６，１７８，２０４，２２６　クランク軸
１８，２２８　クランクピン
２０　クランクアーム
２２，２３２　ＣＳ主軸
２４，１８２，２０８，２３０　ＣＳ偏心ウェイト
３０、６６、７８，１４０、１５４、１５６、１５８，１６８，１７０，２０２，２２４，３０２，３０８，３３０　バランス装置
３２　ＣＳ連結点
３４　ＣＳ連結機構
３６，２５６，３１４　連結桿
３８　ＢＳ連結点
４０、８０，１８０，１９８，２０６，２２０，２４４　バランス軸
４２　ＢＳ連結機構
４４，２４８　ＢＳ支持軸
４６　ＢＳ連結点調整機構
４８，１８４，２００，２１０，２２２，２４６　ＢＳ偏心ウェイト
５０，２７４　ピボット
５２　摺動部
５４、６８、８２，２７８，３２４　ガイド部

５６　ＣＳ－ＢＳ中心線
７２　回転軸
９０　ＢＳ側ガイド
９２　ＣＳ側ガイド
９８，１２０　モーメント付与機構
１００、１１４　カム
１０２；１０４　バネ部材
１１６；１１８　カム機構
１２２　第１バネ部材
１２８　第２バネ部材
１５２　軸線
１７２　ピストンの往復運動の軸線
１７４　ＣＳ軸線
１７６　ＢＳ軸線
１８６，１８８，２１２，２１４　重心
１９０，２１８　大径部
１９２，２１６　小径部
１９４　一端
１９６　他端
２３４，３００，３０４　ＣＳ側偏心軸
２４２，２５４　軽減孔
２５０，２９８，３０６，３１０　ＢＳ側偏心軸
２６６　ＣＳ側軸受け
２７０　ＢＳ側軸受け
３２２　ＢＳピボット

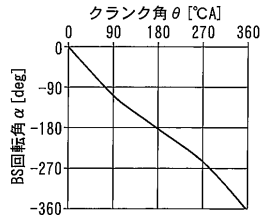
【図１】



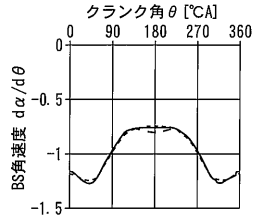
【図２】



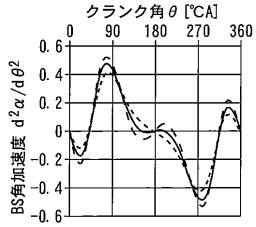
【図３】



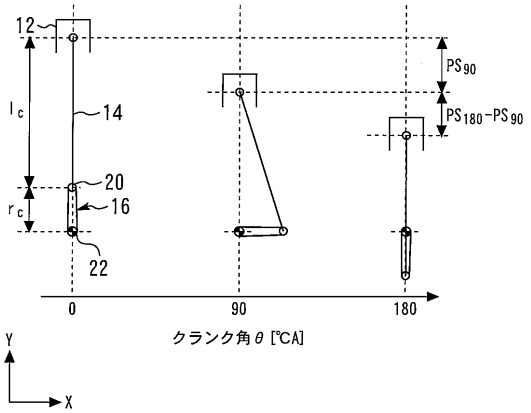
【図４】



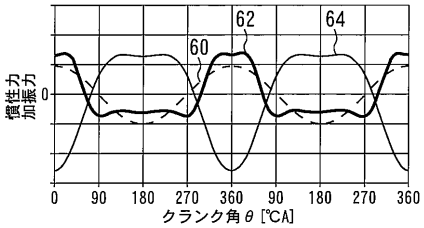
【図５】



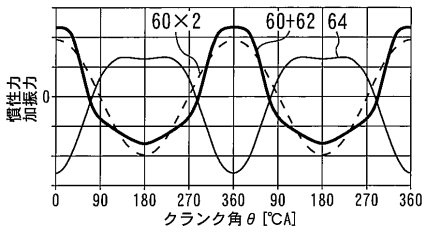
【図６】



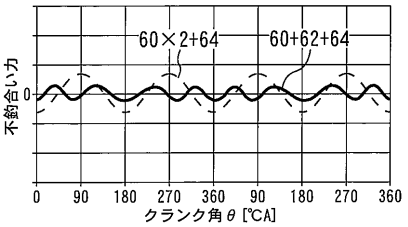
【図７】



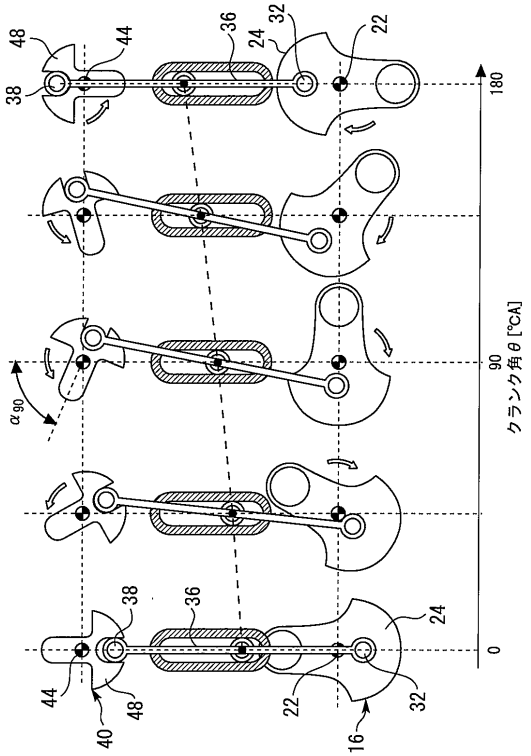
【図８】



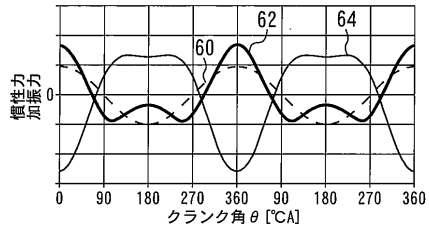
【図９】



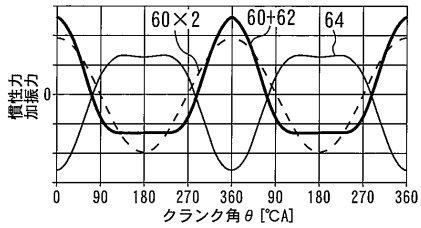
【図１０】



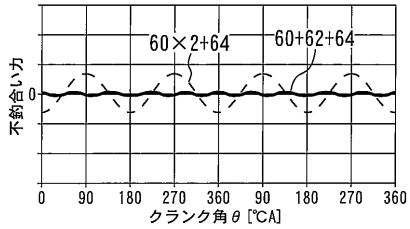
【図１１】



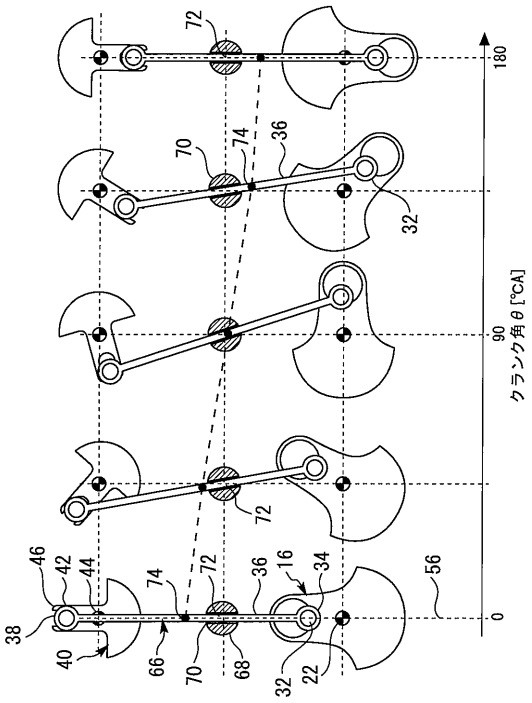
【図１２】



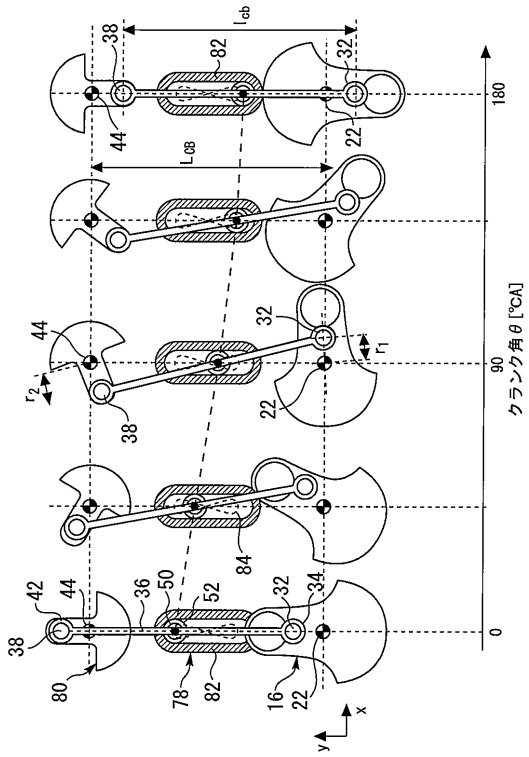
【図１３】



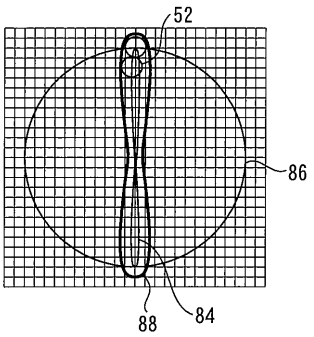
【図１４】



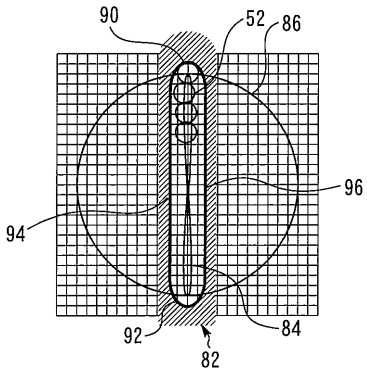
【図１５】



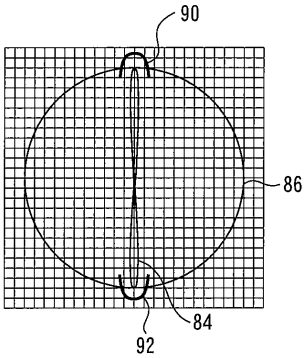
【図１６】



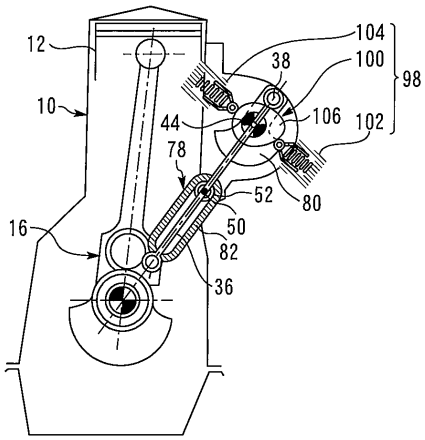
【図１７】



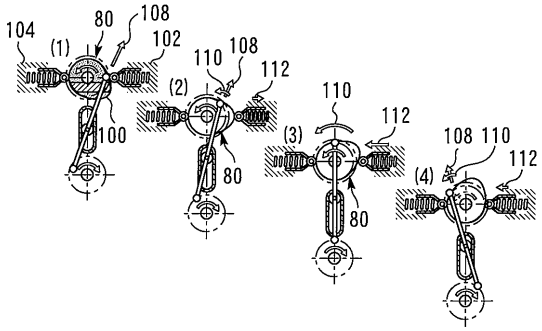
【図１８】

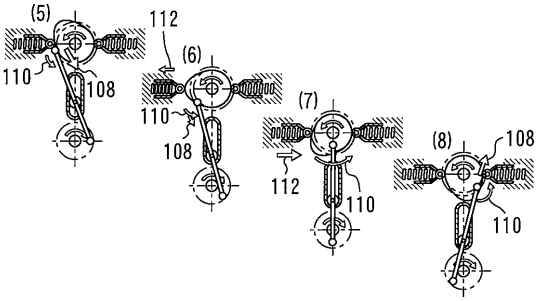


【図１９】

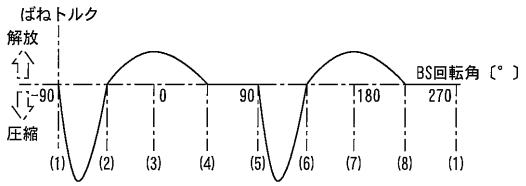


【図２０】

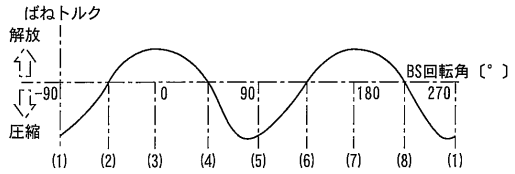




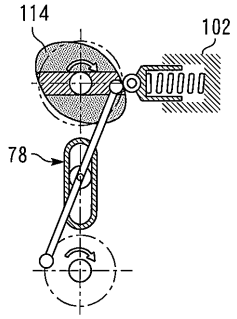
【図２１】



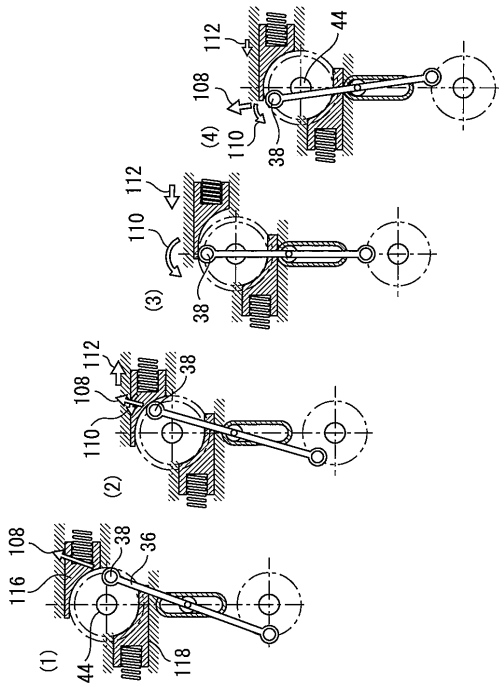
【図２２】



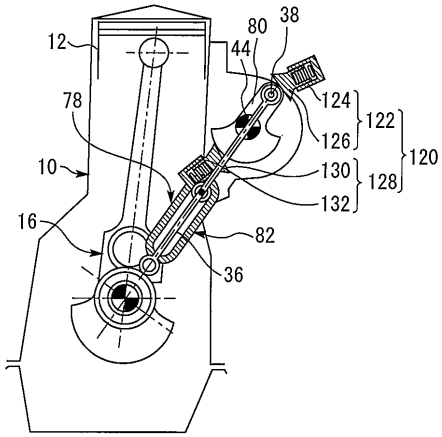
【図２３】



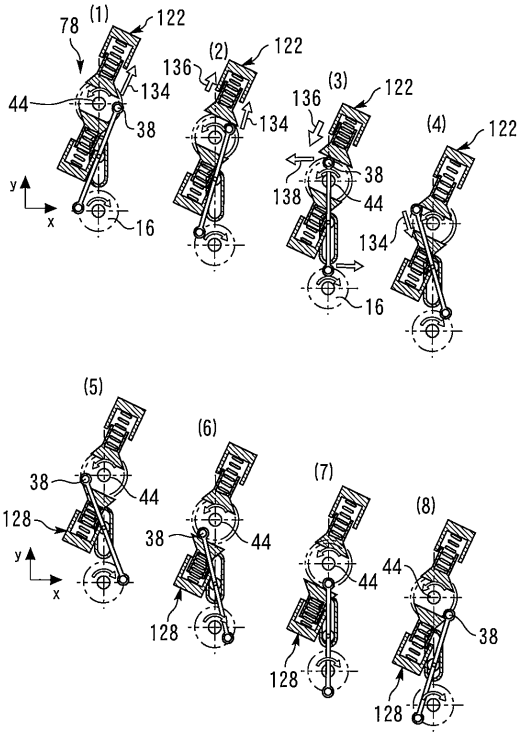
【図２４】



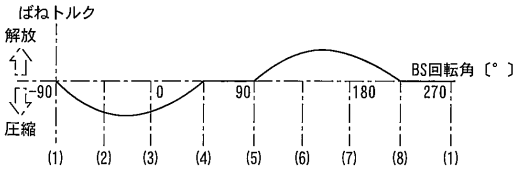
【図２５】



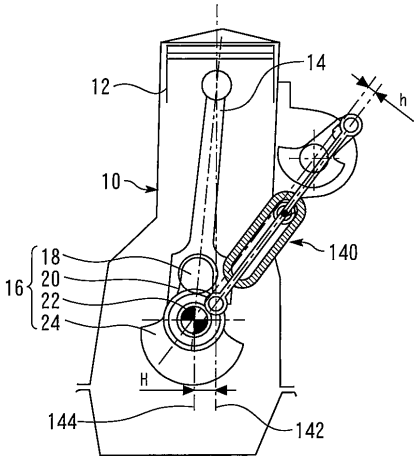
【図２６】



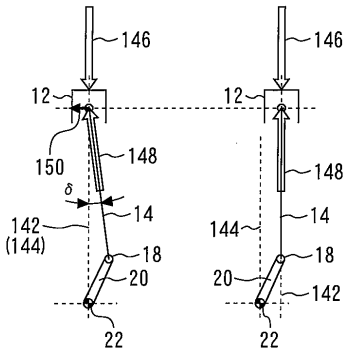
【図２７】



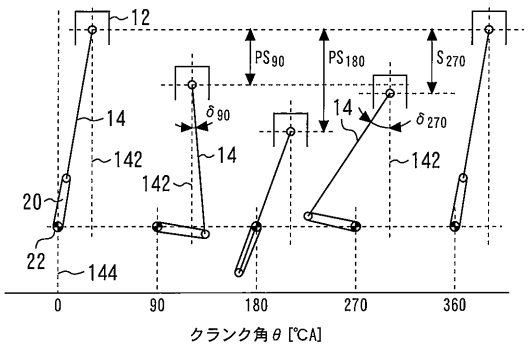
【図２８】



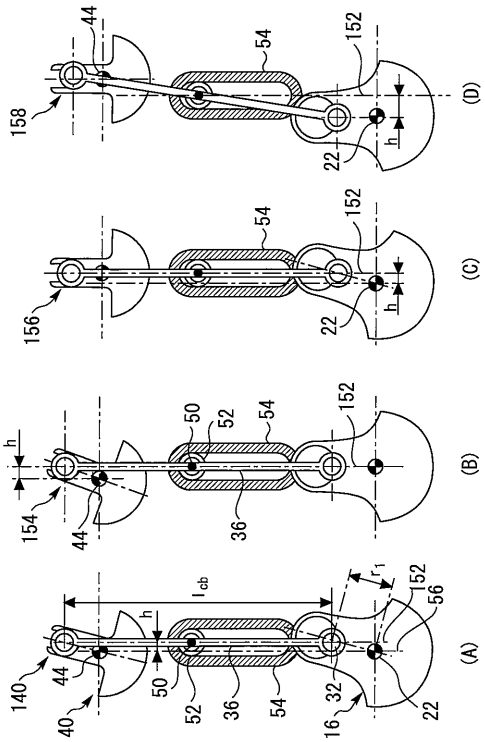
【図２９】



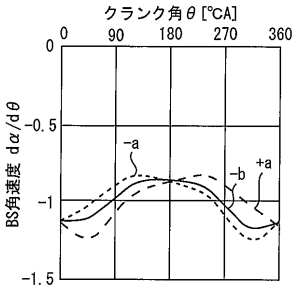
【図３０】



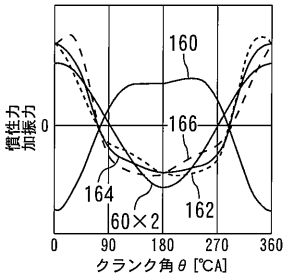
【図３１】



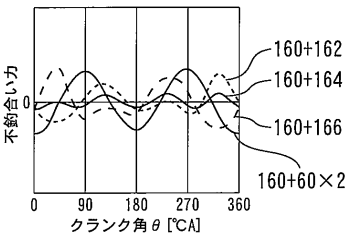
【図３２】



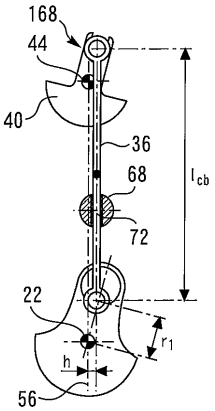
【図３３】



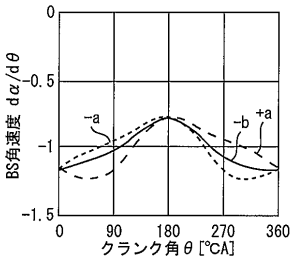
【図３４】



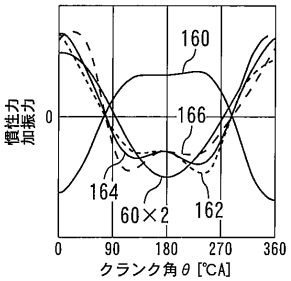
【図３５】



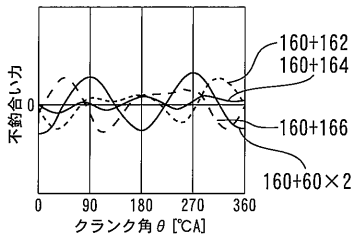
【図３６】



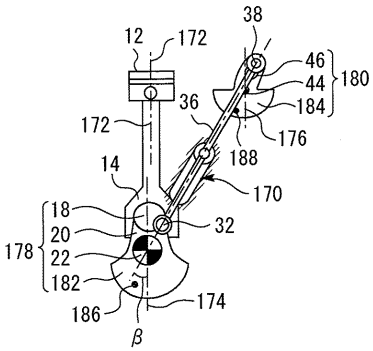
【図３７】



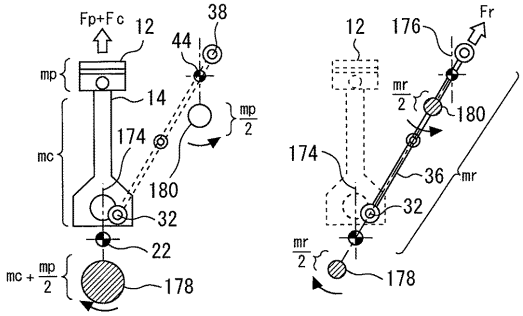
【図３８】



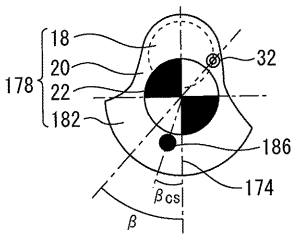
【図３９】



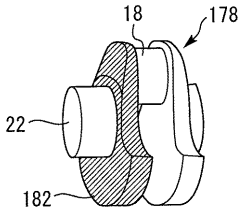
【図４０】



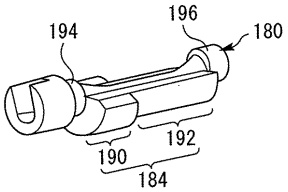
【図４１】



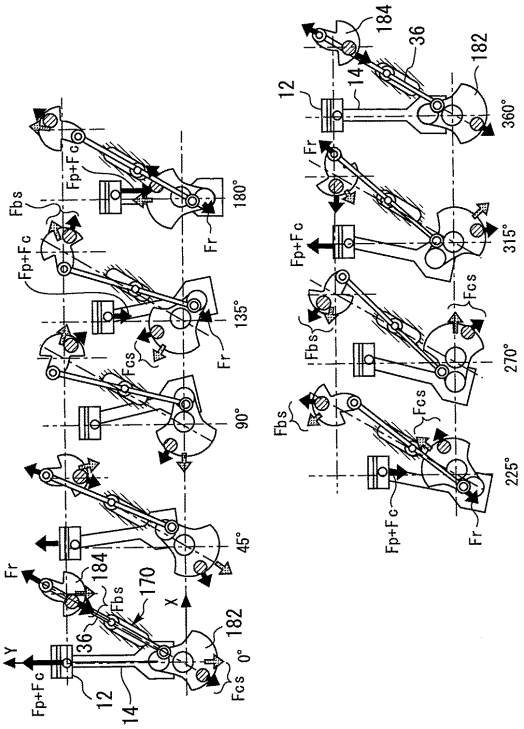
【図４２】



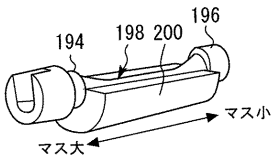
【図４３】



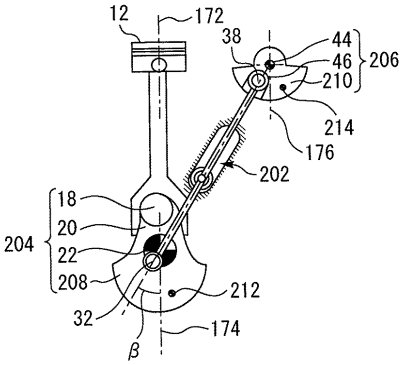
【図４４】



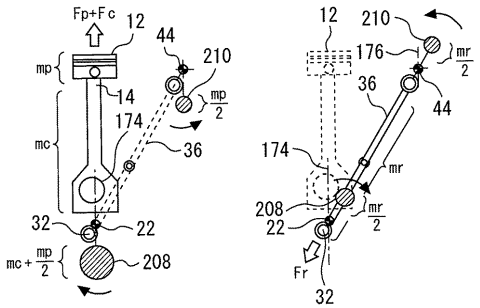
【図４５】



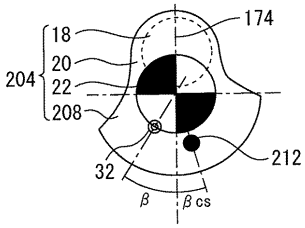
【図４６】



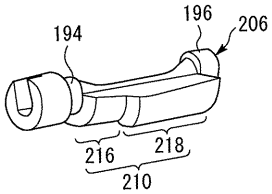
【図４７】



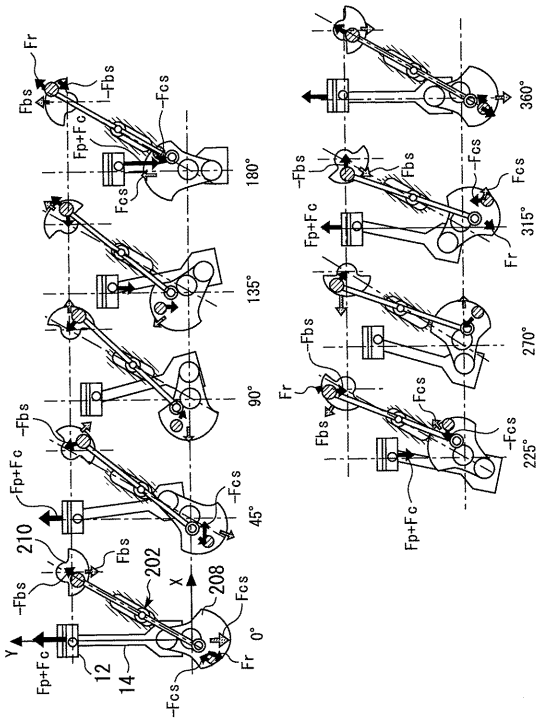
【図４８】



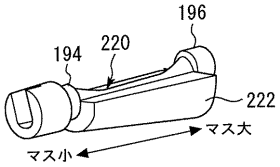
【図４９】



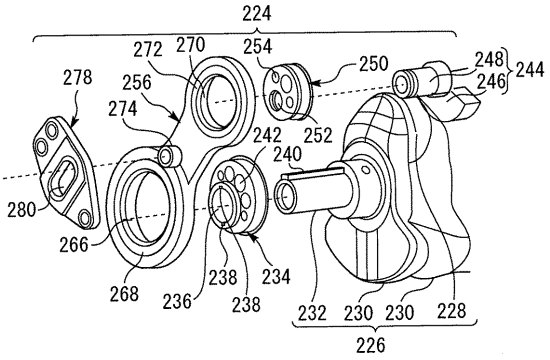
【図５０】



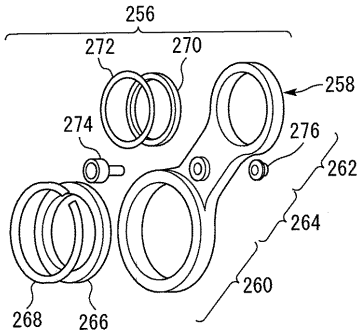
【図５１】



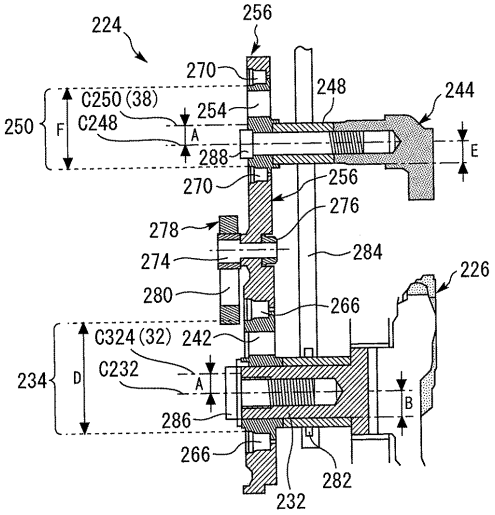
【図５２】



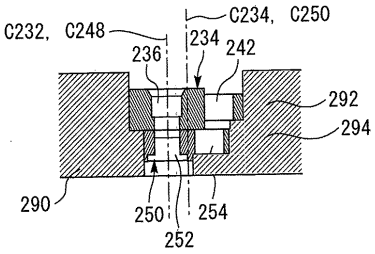
【図５３】



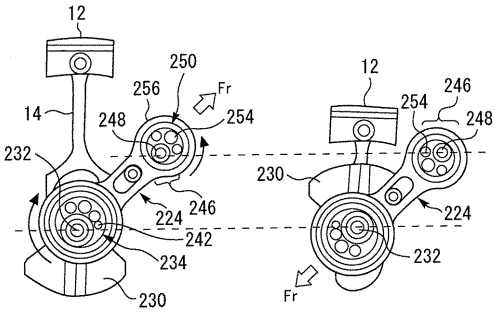
【図５４】



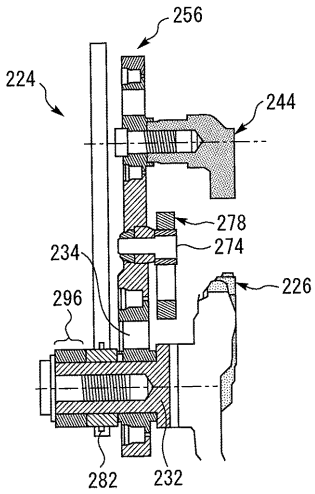
【図５５】



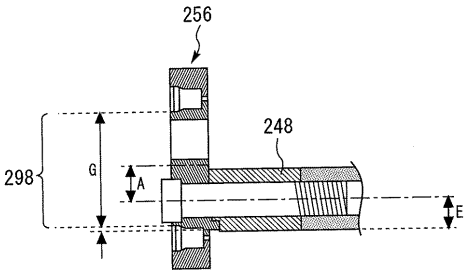
【図５６】



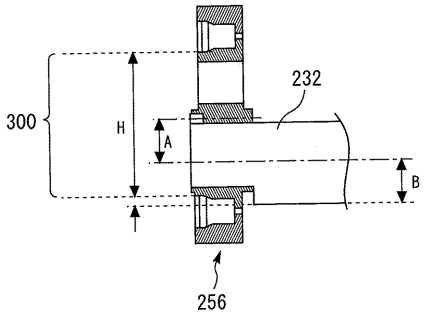
【図５７】



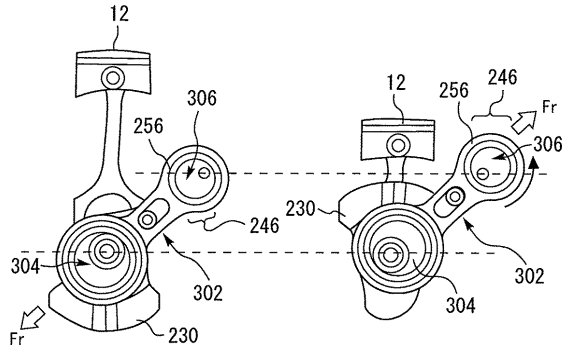
【図５８】



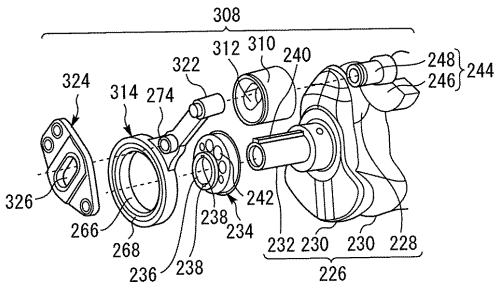
【図５９】



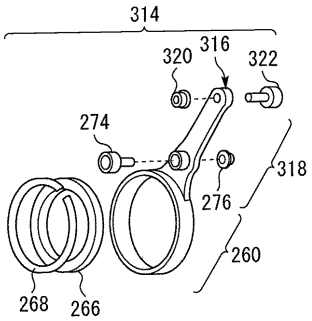
【図６０】



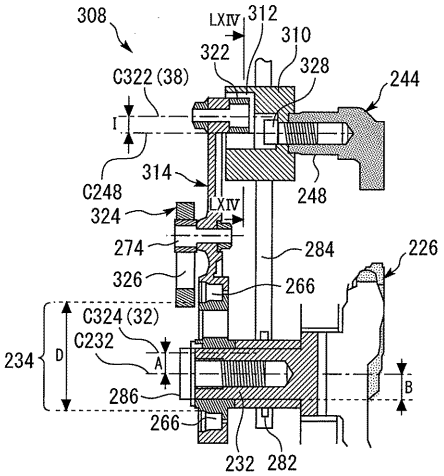
【図６１】



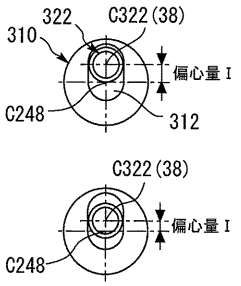
【図６２】



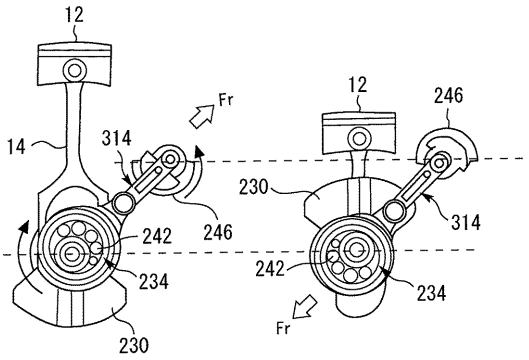
【図６３】



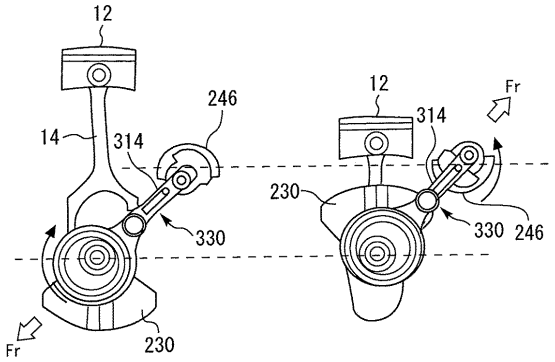
【図６４】



【図６５】



【図６６】



【手続補正書】
【提出日】平成29年4月10日(2017.4.10)
【手続補正１】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００２９
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００２９】
第２の発明によれば、連結桿上の摺動部の位置は、ガイド部が許容する直線運動上の何れかの点に制限される。以下、この直線の方向を「ｙ方向」とし、これに直行する方向を「ｘ方向」とする。クランク軸が回転すれば、ＣＳ連結点は、ｙ方向の位置と共にｘ方向の位置を変化させる。そして、摺動部のｘ座標が規制されているため、ＣＳ連結点がｘ正方向に移動すれば、ＢＳ連結点は、必然的にｘ負方向に移動する。また、ＣＳ連結点の変位方向がｘ正方向からｘ負方向に変化すれば、ＢＳ連結点の変位方向は、ｘ負方向からｘ正方向に変化する。この際、ＢＳ連結点は、ｙ方向に関しては常にＣＳ連結点と同じ方向に変位する。その結果、バランス軸は、クランク軸に対して逆向きに回転することとなる。
【手続補正２】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００３５
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００３５】
第１２の発明によれば、ＣＳ偏心ウェイトの回転位相とＢＳ偏心ウェイトの回転位相を概ね揃えた上で、第１１の発明で実現されるプロファイルとは異なるプロファイルで変化

する加振力をＹ方向に発生させることができる。
【手続補正３】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００３６
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００３６】
第１３の発明において、バランス軸には、連結桿を介して回転モーメントが与えられる。この構成において、連結桿の軸線がバランス軸の回転中心に重なる位置（以下、「思案点」とする）では、連結桿の軸力は、バランス軸に何ら回転モーメントを与えない。このため、バランス軸に付与される外力が連結桿の軸力だけであると、バランス軸は、思案点において、正逆何れの方向にも回転できる状態となる。本発明では、モーメント付与機構によってバランス軸に逆回転のモーメントが与えられる。このため、本発明によれば、バランス軸を、安定してクランク軸の回転方向と逆向きに回転させ続けることができる。
【手続補正４】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００４４
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００４４】
【図１】本発明の実施の形態１の構成を示す図である。
【図２】図１に示すバランス装置の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図３】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとバランス軸回転角（ＢＳ回転角）αの関係を示す図である。
【図４】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を示す図である。
【図５】図１に示すバランス装置におけるクランク角θとＢＳ角加速度ｄ２α／ｄθ２の関係を示す図である。
【図６】図１に示す内燃機関のピストンの動作とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図７】内燃機関のピストンが発する慣性力と図１に示すバランス装置が発する加振力のプロファイルを示す図である。
【図８】図７に示すバランス軸の加振力とクランク軸の加振力を合成して表した図である。
【図９】図８に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図１０】本発明の実施の形態１のバランス装置の変形例の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図１１】内燃機関のピストンが発する慣性力と図１０に示すバランス装置が発する加振力のプロファイルを示す図である。
【図１２】図１１に示すバランス軸の加振力とクランク軸の加振力を合成して表した図である。
【図１３】図１２に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図１４】本発明の実施の形態２におけるバランス装置の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図１５】本発明の実施の形態３におけるバランス装置の状態とクランク角θとの関係を説明するための図である。
【図１６】図１５に示すバランス装置の動作に伴って連結桿のピボットに生ずる移動の軌跡を示す図である。
【図１７】図１５に示すバランス装置において、ガイド部が満たすべき条件を説明するた

めの図である。
【図１８】図１５に示すバランス装置がガイド部として備える必須の構成を示す図である。
【図１９】本発明の実施の形態４の構成を説明するための図である。
【図２０】図１９に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図２１】図２０に示す各状態でバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２２】本発明の実施の形態４の変形例においてバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２３】本発明の実施の形態４の第２の変形例の構成を説明するための図である。
【図２４】本発明の実施の形態４の第３の変形例の動作を説明するための図である。
【図２５】本発明の実施の形態５の構成を説明するための図である。
【図２６】図２５に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図２７】図２６に示す各状態でバネ機構がバランス軸に与えるトルクの変化を示す図である。
【図２８】本発明の実施の形態６の構成を説明するための図である。
【図２９】図２８に示す内燃機関が備えるオフセットクランクの構造がもたらす効果を説明するための図である。
【図３０】図２８に示す内燃機関におけるピストンの変位とクランク角θとの関係を示す図である。
【図３１】図３１（Ａ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の構成を説明するための図である。図３１（Ｂ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第１の変形例の構成を説明するための図である。図３１（Ｃ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第２の変形例の構成を説明するための図である。図３１（Ｄ）は本発明の実施の形態６のバランス装置の第３の変形例の構成を説明するための図である。
【図３２】図３１（Ａ）に示す構成におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を、オフセット比ｈ／ｒをパラメータとして示した図である。
【図３３】内燃機関のピストンが発する慣性力と図３１（Ａ）に示すバランス装置が発する合成加振力のプロファイルを示す図である。
【図３４】図３３に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図３５】本発明の実施の形態７におけるバランス装置の構成を説明するための図である。
【図３６】図３５に示す構成におけるクランク角θとＢＳ角速度ｄα／ｄθの関係を、オフセット比ｈ／ｒをパラメータとして示した図である。
【図３７】内燃機関のピストンが発する慣性力と図３５に示すバランス装置が発する合成加振力のプロファイルを示す図である。
【図３８】図３７に示す合成加振力とピストンの慣性力を合成して表した図である。
【図３９】本発明の実施の形態８の構成を説明するための図である。
【図４０】図３９に示すバランス装置が加振力を打ち消す原理を説明するための図である。
【図４１】図３９に示すバランス装置が備えるＣＳ偏心ウェイトの重心位置を説明するための図である。
【図４２】図３９に示すバランス装置が備えるクランク軸の特徴を説明するための斜視図である。
【図４３】図３９に示すバランス装置が備えるバランス軸の特徴を説明するための斜視図である。
【図４４】図３９に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図４５】本発明の実施の形態８で用い得るバランス軸の他の例の特徴を説明するための斜視図である。
【図４６】本発明の実施の形態９の構成を説明するための図である。

【図４７】図４６に示すバランス装置が加振力を打ち消す原理を説明するための図である。
【図４８】図４６に示すバランス装置が備えるＣＳ偏心ウェイトの重心位置を説明するための図である。
【図４９】図４６に示すバランス装置が備えるバランス軸の特徴を説明するための斜視図である。
【図５０】図４６に示すバランス装置の動作を説明するための図である。
【図５１】本発明の実施の形態９で用い得るバランス軸の他の例の特徴を説明するための斜視図である。
【図５２】本発明の実施の形態１０のバランス装置の分解斜視図である。
【図５３】図５２に示す連結桿の分解斜視図である。
【図５４】本発明の実施の形態１０のバランス装置の主要部を側面視で表した断面図である。
【図５５】図５２に示すＣＳ側偏心軸とＢＳ側偏心軸に共穴加工を施す手法を説明するための図である。
【図５６】本発明の実施の形態１０のバランス装置の動作を説明するための図である。
【図５７】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第１の変形例を説明するための図である。
【図５８】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第２の変形例が備えるＢＳ側偏心軸の構造を説明するための断面図である。
【図５９】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第３の変形例が備えるＣＳ側偏心軸の構造を説明するための断面図である。
【図６０】本発明の実施の形態１０のバランス装置の第４の変形例の構成及び動作を説明するための断面図である。
【図６１】本発明の実施の形態１１のバランス装置の分解斜視図である。
【図６２】図６１に示す連結桿の分解斜視図である。
【図６３】本発明の実施の形態１１のバランス装置の主要部を側面視で表した断面図である。
【図６４】本発明の実施の形態１１においてＢＳ側偏心軸に生ずる偏心量が変化する様子を表した図である。
【図６５】本発明の実施の形態１１のバランス装置の動作を説明するための図である。
【図６６】本発明の実施の形態１１のバランス装置の変形例の構成及び動作を説明するための断面図である。
【手続補正５】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００６３
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００６３】
上記の理由により、バランス軸４０は、クランク角θが０［°ＣＡ］から９０［°ＣＡ］まで変化する過程では、クランク軸１６より早い速度で回転する。そして、バランス軸４０の回転速度は、クランク角θが９０［°ＣＡ］から１８０［°ＣＡ］まで変化する過程では、クランク軸１６の回転速度より低速となる。このような速度変化は、同様のメカニズムによってクランク角θが１８０［°ＣＡ］から３６０［°ＣＡ］に変化する際にも生ずる。
【手続補正６】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０１０５
【補正方法】変更
【補正の内容】

【０１０５】
第１思案点からクランク軸１６が正転すれば、ＣＳ連結点３２には僅かに（ｘ正方向、ｙ負方向）への変位が生ずる。ＣＳ連結点３２とＢＳ連結点３８の距離は常に一定であるから、ＣＳ連結点３２に上記の変位が生じれば、その変位を補うためにＢＳ連結点３８も何れかの方向に変位せざるを得ない。
【手続補正７】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０１４６
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０１４６】
θ＝９０［°ＣＡ］とθ＝２７０［°ＣＡ］は、クランク角θに関しては上死点と下死点の中間点である。しかしながら、θ＝９０［°ＣＡ］におけるコンロッド１４の傾斜角δ９０と、θ＝２７０［°ＣＡ］における傾斜角δ２７０との間には、オフセットクランクの影響で大きな差異が生ずる。その結果、クランク角θ＝９０［°ＣＡ］で発生するピストンストロークＰＳ９０と、θ＝２７０［°ＣＡ］で生ずるピストンストロークＰＳ２７０は異なった値となる。必然的に、θが９０～１８０［°ＣＡ］に変化する際に生ずるストローク（ＰＳ１８０－ＰＳ９０）と、θが１８０～２７０［°ＣＡ］に変化する際に生ずるストローク（ＰＳ２７０－ＰＳ１８０）も異なる値となる。
【手続補正８】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０１５０
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０１５０】
このようなＢＳ回転角αの非対象性は、ピボット５０が、ＣＳ－ＢＳ中心線５６から外れた軸線１５２の上を移動することに起因して発生する。図３１（Ｂ）、図３１（Ｃ）及び図３１（Ｄ）は、そのような非対称性が生ずる他のバランス装置の例を示す。具体的には、図３１（Ｂ）は、ガイド部５４の軸線１５２からＢＳ支持軸４４の中心が距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５４を示す。図３１（Ｃ）は、ＣＳ主軸２２の中心がガイド部５４の軸線１５２から距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５６を示す。また、図３１（Ｄ）は、ＣＳ主軸２２の中心とＢＳ支持軸４４の中心の双方が、夫々反対方向に軸線１５２から距離ｈだけオフセットされたバランス装置１５８を示す。これらのバランス装置１５４，１５６，１５８は、ピストン１２が発する慣性力の非対称性に応じて、図３１（Ａ）に示すバランス装置１４０と適宜入れ替えて用いることができる。
【手続補正９】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０１９２
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０１９２】
図４７は、本実施形態のバランス装置２０２が、内燃機関において生ずる加振力を打ち消す原理を説明するための図である。図４７の左側は、ピストン１２及びコンロッド１４に起因する加振力（Ｆｐ＋Ｆｃ）を打ち消すために、ＣＳ偏心ウェイト２０８とＢＳ偏心ウェイト２１０が満たすべき条件を示した図である。この条件は、図４０の左側欄を参照して実施の形態８において説明した条件と実質的に同様である。
【手続補正１０】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２２５
【補正方法】変更

【補正の内容】
【０２２５】
図５４は、本実施形態のバランス装置２２４の側面断面図である。図５４には、上方にバランス軸２４４の断面が、また、下方にクランク軸２２６の断面が夫々描かれている。内燃機関において、クランク軸２２６は、吸排気弁を駆動するタイミングチェーンやオイルポンプの駆動源として機能する。ここには一例として、ＣＳ主軸２３２にスプロケット２８２を設け、このスプロケット２８２にタイミングチェーン２８４を架設した状態を示している。
【手続補正１１】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２３６
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２３６】
ＢＳ側偏心軸２５０がＢＳ支持軸２４８の周りを一回公転する間に、Ｃ２５０の点はストローク距離２Ａの往復運動を示す。この間、連結桿２５６は、同様にストローク距離２Ａの往復運動を示す。そして、この往復運動は、ＣＳ主軸２３２の側で生ずる往復運動と同期して行われる。その結果、本実施形態の構成によれば、実施の形態３において説明した動作及び機能を実現することができる。
【手続補正１２】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２３９
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２３９】
実施の形態３の欄で説明した通り、リンク式のバランス装置においては、ＣＳ連結点の回転半径ｒ１とＢＳ連結点の回転半径ｒ２とが同じ値でなければならない。本実施形態では、ＣＳ連結点がＣ２３４であり、その回転半径ｒ１が偏心量Ａに当たる。同様に、ＢＳ連結点がＣ２５０であり、その回転半径ｒ２が偏心量Ａである。従って、本実施形態では、ＣＳ主軸２３２側の偏心量ＡとＢＳ支持軸２４８側の偏心量Ａを正確に一致させることが必要である。
【手続補正１３】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２４０
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２４０】
図５５は、具体的には、ＢＳ側偏心軸２５０とＣＳ側偏心軸２３４を同一の治具２９０の中にセットした状態を示す。治具２９０は、図中にＣ２３４，Ｃ２５０を付して示す軸線を中心とする２段階の窪み２９２，２９４を有している。窪み２９２はＣＳ側偏心軸２３４の直径と等しい直径を有する円形に成形されている。また、窪み２９４は、ＢＳ側偏心軸２５０の直径と等しい直径を有する円形に成形されている。これらの窪み２９２，２９４は同心となるように加工されている。
【手続補正１４】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２５２
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２５２】
図６０に示すバランス装置３０２では、ピストン１２が上死点に達する際に連結桿２５

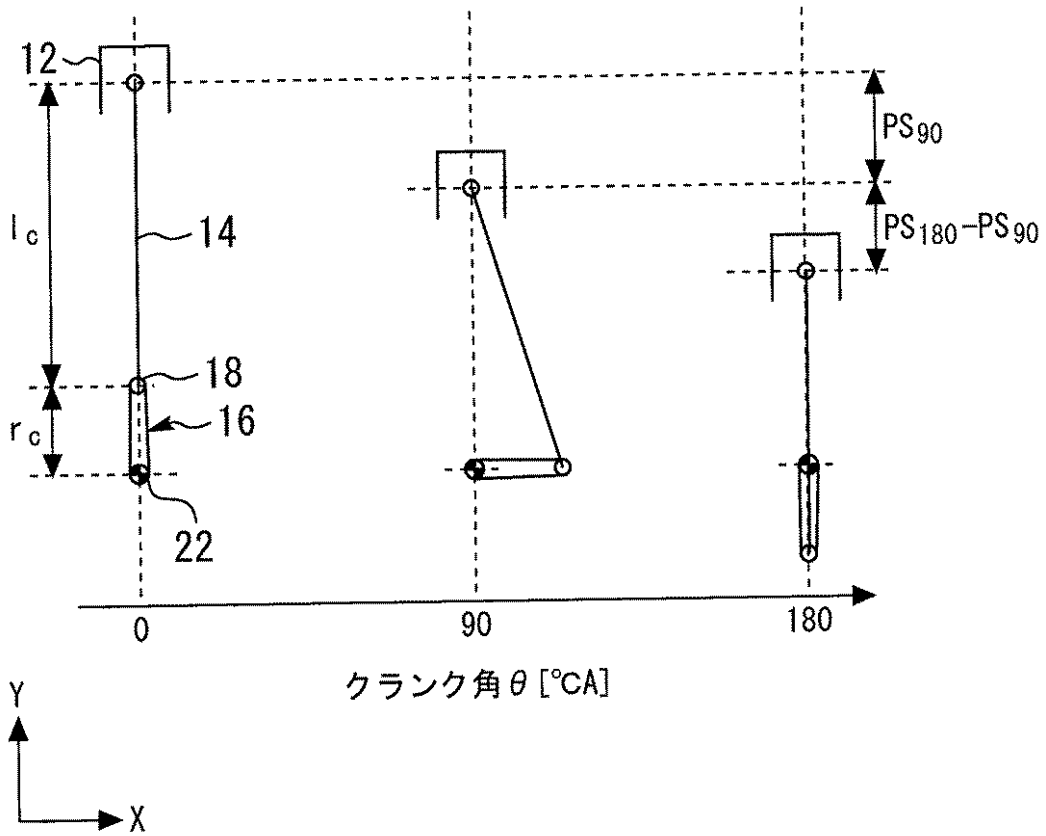
６が図中左下側の変位端に達し、ピストン１２が下死点に達する際に連結桿２５６が図中右上側の変位端に達するように構成されている。つまり、バランス装置３０２では、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６が、連結桿２５６と概ね同じ向きに作動する。

【手続補正１５】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２６５
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２６５】
本実施形態の構成では、連結桿３１４は、Ｃ３２２の点を通る軸線を回転軸としてＢＳ側偏心軸３１０に対して相対的に回転することができる。そして、ＢＳ側偏心軸３１０はバランス軸２４４と一体化されている。従って、連結桿３１４とバランス軸２４４とは、Ｃ３２２の点を中心として相対的に回転可能であることになる。この点において、ＢＳピボット３２２の中心点Ｃ３２２は、スライド式のバランス装置におけるＢＳ連結点３８に相当している（図２参照）。

【手続補正１６】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０２７３
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０２７３】
図６６は、本実施形態のバランス装置の変形例を正面視で表した図である。具体的には、図６６の左側は、変形例においてピストン１２が上死点に位置する状態を表す。また、図６６の右側は変形例においてピストン１２が下死点に位置する状態を表している。図６６に示すバランス装置３３０では、実施の形態１１の場合と異なり、ＣＳ偏心ウェイト２３０及びＢＳ偏心ウェイト２４６が、連結桿３１４と概ね同じ向きに作動する。

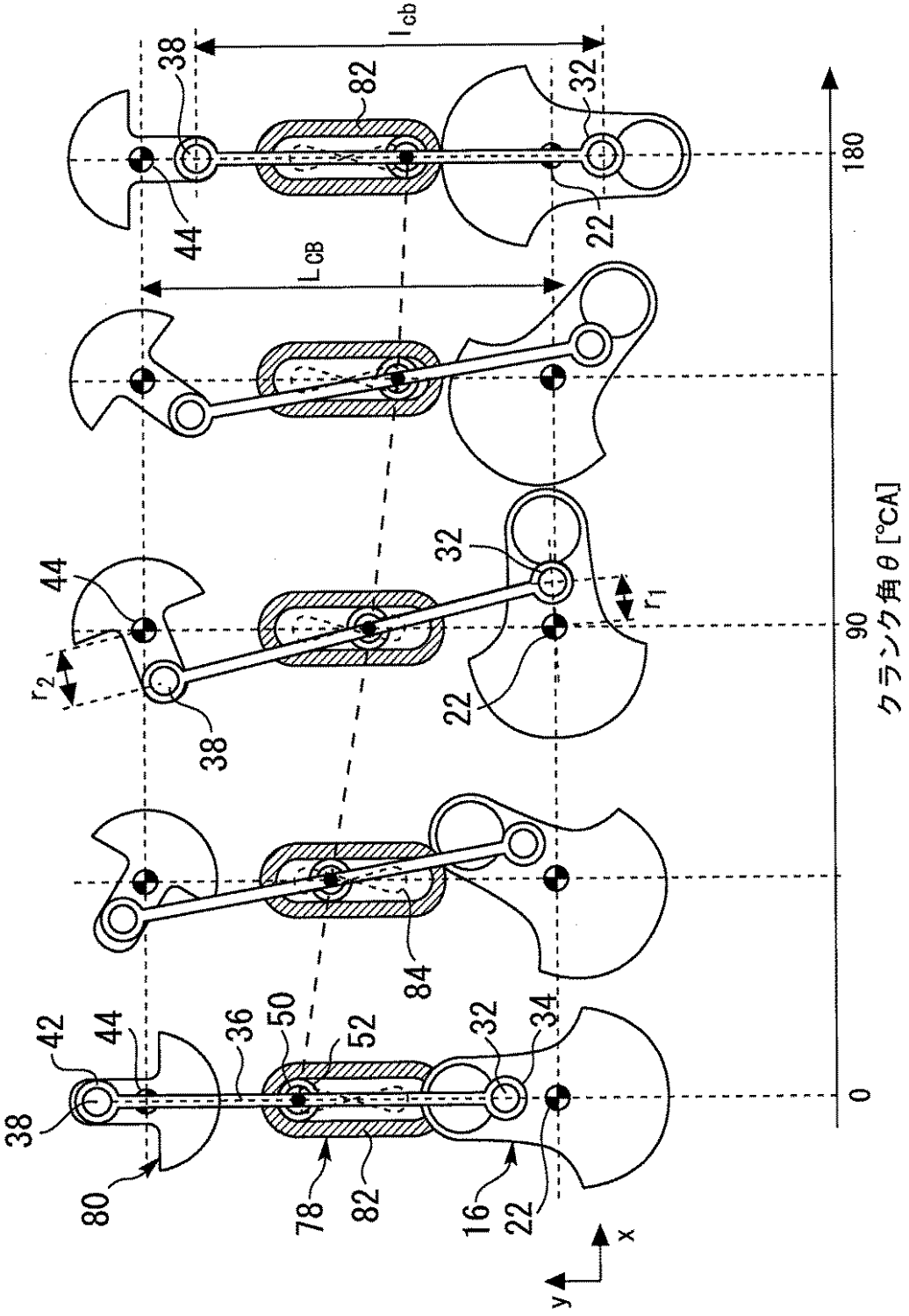
【手続補正１７】
【補正対象書類名】図面
【補正対象項目名】図６
【補正方法】変更
【補正の内容】

【図６】



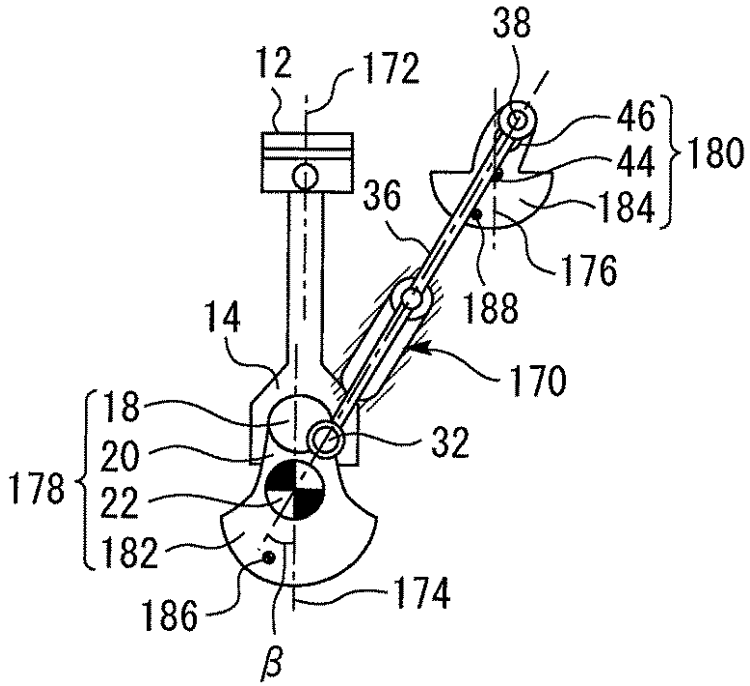
【手続補正１８】
【補正対象書類名】図面
【補正対象項目名】図１５
【補正方法】変更
【補正の内容】

【図１５】

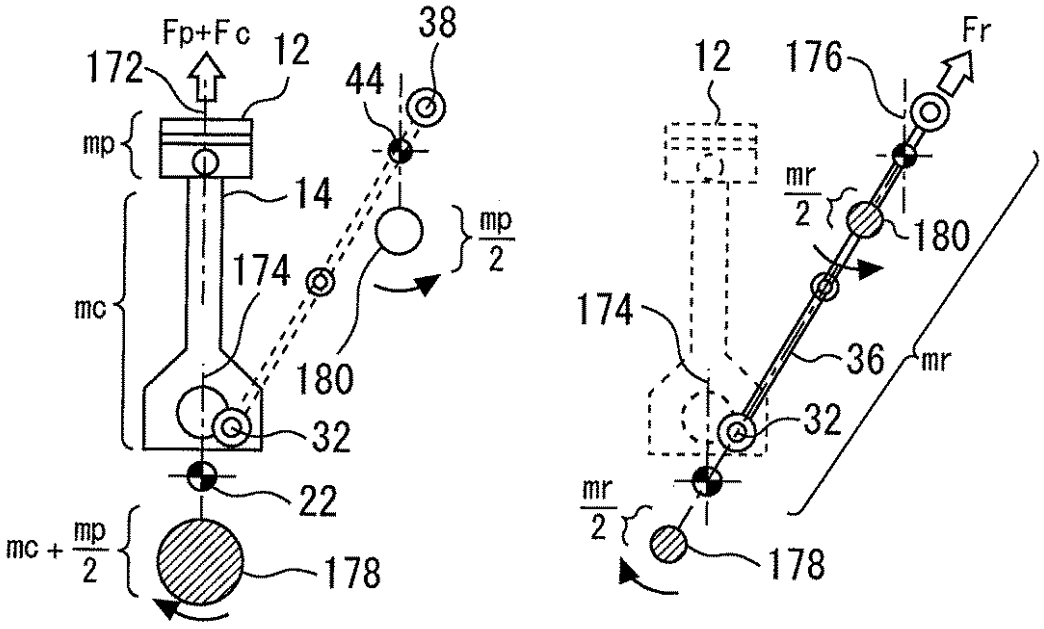


【手続補正１９】
【補正対象書類名】図面
【補正対象項目名】図３９
【補正方法】変更
【補正の内容】

【図３９】

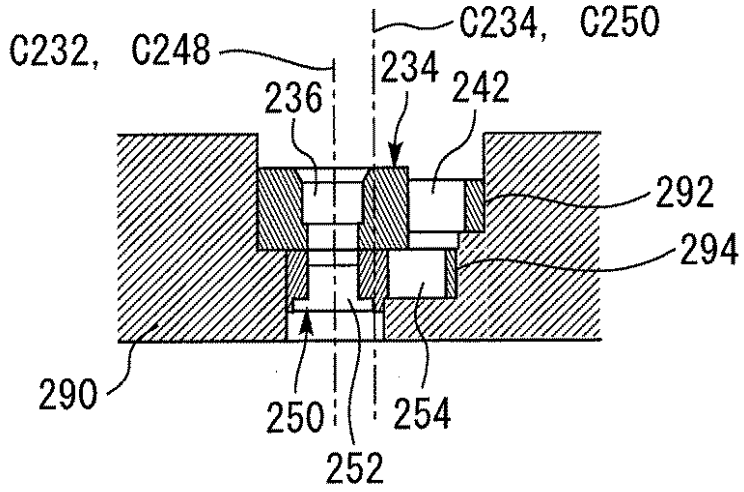


【手続補正２０】
【補正対象書類名】図面
【補正対象項目名】図４０
【補正方法】変更
【補正の内容】
【図４０】



【手続補正２１】
【補正対象書類名】図面
【補正対象項目名】図５５
【補正方法】変更
【補正の内容】

【図５５】



フロントページの続き

(72)発明者　川本　信樹
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) 3J033 AA04　BA05　BA13　DA02　DA10