(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 8 月 31 日(31.08.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/145795 A1

(51) 国際特許分類:
F16F 15/26 (2006.01)　*F02G 1/053* (2006.01)
F01B 7/16 (2006.01)　*F16C 3/08* (2006.01)
F01B 9/02 (2006.01)　*F02B 77/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/004860

(22) 国際出願日: 2017 年 2 月 10 日(10.02.2017)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2016-035526 2016 年 2 月 26 日(26.02.2016) JP

(71) 出願人: ヤンマー株式会社(YANMAR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒5308311 大阪府大阪市北区茶屋町１－３２ Osaka (JP).

(72) 発明者: 末崎　達也(SUEZAKI Tatsuya); 〒5308311 大阪府大阪市北区茶屋町１－３２　ヤンマー株式会社内 Osaka (JP). 森　久則(MORI Hisanori); 〒5308311 大阪府大阪市北区茶屋町１－３２　ヤンマー株式会社内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人あーく特許事務所(ARC PATENT ATTORNEYS' OFFICE); 〒5300057 大阪府大阪市北区曽根崎１丁目１番２号 Osaka (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

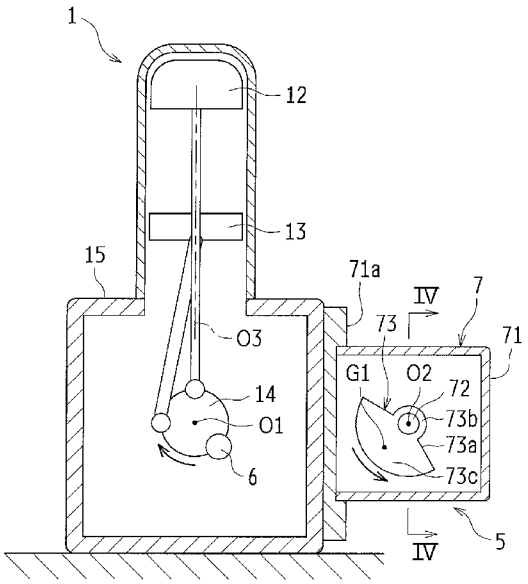
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: VIBRATION REDUCTION DEVICE

(54) 発明の名称 : 振動低減装置

[図2]



(57) **Abstract**: This vibration reduction device (5) comprises: a counter weight (6) provided to a crank shaft (14) of a Stirling engine (1); and an electrically-driven balancer (7) having a balance weight (73) that is rotated by an electric motor (74) mounted to a crankcase (15). The inertial force of the counter weight (6) is set approximately to one half of the combined inertial force of pistons (12, 13). Inertial force of balance weight × L2 = 1/2 × combined inertial force of pistons × L1 is satisfied, when L1 represents the distance between a vibration reduction target position and the rotation center (O1) of the crank shaft (14), and L2 represents the distance between the vibration reduction target position and the rotation center (O2) of the balance weight (73).

(57) 要約: スターリングエンジン(1)のクランク軸(14)に設けられるカウンタウェイト(6)と、クランクケース(15)に取り付けられ電動モータ(74)によって回転するバランスウェイト(73)を有する電動バランサ(7)とによって振動低減装置(5)を構成する。カウンタウェイト(6)の慣性力をピストン(12,13)の合成慣性力の約１／２に設定する。振動低減目標位置とクランク軸(14)の回転中心(O1)との間の距離をＬ１、振動低減目標位置とバランスウェイト(73)の回転中心(O2)との間の距離をＬ２とする場合に、バランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝１／２×ピストンの合成慣性力×Ｌ１が成り立つように設定する。

WO 2017/145795 A1

明　細　書

発明の名称 ： 振動低減装置

技術分野

[0001] 本発明は振動低減装置に係る。特に、本発明は、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する装置の改良に関する。

背景技術

[0002] 従来、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置が提案されている。例えば、特許文献１には、エンジンの不平衡モーメントの低減を目的として、クランク軸の前後端にカウンタウェイトを設けると共に、クランク軸の後端よりも後方に設けられモータにより駆動される偏心回転重錘を備えさせた構成が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：日本国公開特許公報「特開昭６０－２３４１４６号公報」

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、特許文献１に開示されている振動低減装置は、クランク軸の後端よりも後方にモータおよび偏心回転重錘を備えていることから、エンジンおよび振動低減装置を含む装置全体としてクランク軸の長手方向の長さが長くなる傾向がある。また、この特許文献１は、カウンタウェイトや偏心回転重錘の質量の設定などについて具体的な開示が無い。このように、特許文献１に開示されている振動低減装置は実用性に欠けるものである。

[0005] 本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、実用性の高い振動低減装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0006] 前記の目的を達成するための本発明の解決手段は、往復動機関のピストン往復移動によって駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウェイトと、

前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウェイトを有するバランサとを備えた振動低減装置を前提とする。この振動低減装置に対し、前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面が前記ピストンの中心線と略垂直配置となることを特徴とする。

[0007] 本発明によれば、カウンタウェイトおよびバランスウェイトの回転によって生じる遠心力は、ピストン往復移動によって生じる慣性力（ピストン往復移動方向の慣性力）を打ち消す方向に発生することになる。これにより、往復動機関の振動を低減することができる。また、前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面を、前記ピストンの中心線と略垂直配置したことにより、往復動機関および振動低減装置を含む装置全体としてクランク軸の長手方向の長さを短くすることができる（特許文献１に開示されているものに比べて短くすることができる）。このため、振動低減装置の実用性を高めることができる。

[0008] また、他の解決手段としては、往復動機関のピストン往復移動によって駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウェイトと、前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウェイトを有するバランサとを備えた振動低減装置を前提とする。この振動低減装置に対し、前記カウンタウェイトの慣性力（＝質量×回転半径（例えばカウンタウェイトの重心位置の回転半径））を前記ピストンの合成慣性力の約１／２に設定する。また、前記バランスウェイトの質量設定に当たって、振動低減目標位置と前記クランク軸の回転中心との間の距離をＬ１、前記振動低減目標位置とバランスウェイトの回転中心との間の距離をＬ２とする場合に、バランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝１／２×ピストンの合成慣性力×Ｌ１が成り立つように設定したことを特徴とする。

[0009] 本発明の場合、クランク軸の回転数とバランス軸の回転数とが同一回転数（同期回転）とされて前記式が成立している。本発明によっても、カウンタウェイトおよびバランスウェイトの回転によって生じる遠心力は、ピストン

往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、往復動機関の振動を低減することができる。また、カウンタウェイトの慣性力（＝質量×回転半径）、バランスウェイトの慣性力（前記式によって規定される慣性力（＝質量×回転半径））、振動低減目標位置とクランク軸の回転中心との間の距離、振動低減目標位置とバランスウェイトの回転中心との間の距離それぞれを規定したことにより、振動低減装置の実用性を高めることができる。

[0010] また、前記ピストンの往復移動方向を水平方向とし、前記バランサを、前記クランク軸を収容したクランクケースの上面に取り付けることが好ましい。

[0011] この構成によれば、往復動機関の振動を低減できるばかりでなく、バランスウェイトの回転中心位置が振動低減目標位置から上方に所定距離を存した位置に設定されることになり、この距離を長く設定することでバランスウェイトの軽量化が可能となる。また、振動低減装置をクランクケースに取り付ける際には上側からの作業となるため、その作業性が良好となる。

[0012] また、前記バランサとして、クランク軸を挟んだ両側において互いに独立駆動される２個を配置させ、一方のバランサのバランスウェイトの回転方向を前記クランク軸の回転方向とは反対方向に設定し、他方のバランサのバランスウェイトの回転方向を前記クランク軸の回転方向と同方向に設定することが好ましい。

[0013] この構成によれば、各バランサそれぞれのバランスウェイトの軽量化を図ることができ、バランサの扱いが容易になり、往復動機関に対するバランサの取り付け構造の簡素化を図ることが可能となる。

[0014] また、前記バランサにおける前記バランス軸および前記バランスウェイトの回転動力源を電動モータとする。また、前記クランク軸に発電機を接続させ、このクランク軸の回転に伴って発電機による発電が行われるようにする。そして、前記発電機で発電された電力の一部を前記電動モータに給電することも可能とする。

[0015] この構成によれば、電動モータの動力源は、往復動機関の動力を利用した電力となるため、個別の動力源（商用電源等）を必要とすることなく、往復動機関の動力を利用した発電およびその往復動機関の振動低減を行うことができる。

[0016] また、前記往復動機関を、１つのシリンダに対して第１ピストンおよび第２ピストンが収容され、これらピストンが前記シリンダ内でそれぞれ往復移動する構成とする。そして、前記バランスウェイトの回転によって生じる遠心力が、前記第１ピストンの往復移動に起因する慣性力と前記第２ピストンの往復移動に起因する慣性力との合力を打ち消す方向に発生するようにバランスウェイトの回転を制御することが好ましい。

[0017] この構成によれば、１つのシリンダ内に第１ピストンおよび第２ピストンを備えた往復動機関に対して、これらピストンの往復移動に起因する振動を低減することが可能となる。

発明の効果

[0018] 本発明では、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置に対し、バランス軸位置の具体的な特定、または、振動低減装置の構成要素の質量や寸法の具体的な特定を行ったことにより、その実用性を高めることができる。

図面の簡単な説明

[0019] [図1]第１実施形態に係るスターリングエンジンの概略構成を示す断面図である。

[図2]第１実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図3]第１実施形態に係るスターリングエンジンをクランク軸の中心線に対して直交する水平方向から見た断面図である。

[図4]電動バランサを示す図であって図２におけるIV－IV線に沿った断面図である。

[図5]第１実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

[図6]ディスプレーサピストンの往復移動に起因する振動波形、パワーピストンの往復移動に起因する振動波形、これら振動波形の合成波形、振動低減装置の作動による振動波形それぞれの一例を示す図である。

[図7]第１実施形態におけるピストン、クランク軸、カウンタウェイト、および、バランスウェイトのモデルを示す図である。

[図8]比較例におけるピストン、クランク軸、および、バランスウェイトのモデルを示す図である。

[図9]第２実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図10]第３実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図11]第４実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図12]第５実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

[図13]第６実施形態における発電システムの概略構成図である。

[図14]第７実施形態に係る内燃機関および振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図15]第７実施形態に係る内燃機関をクランク軸の中心線に対して直交する水平方向から見た断面図である。

[図16]第８実施形態に係る内燃機関および振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

[図17]第９実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

発明を実施するための形態

[0020] 以下、本発明の複数の実施形態を図面に基づいて説明する。

[0021] （第１実施形態）

まず、第１実施形態について説明する。本実施形態では、単気筒であってディスプレーサピストンおよびパワーピストンがそれぞれ上下方向に往復移動するスターリングエンジンに本発明を適用した場合について説明する。

[0022] －スターリングエンジンの概略構成－

本実施形態の特徴である振動低減装置について説明する前に、スターリングエンジンの概略構成について説明する。

[0023] 図１は本実施形態に係るスターリングエンジン１の概略構成を示す断面図である。この図１に示すように、スターリングエンジン１は、シリンダ１１の内部に、ディスプレーサピストン（第１ピストン）１２およびパワーピストン（第２ピストン）１３がそれぞれ往復移動可能に収容されている。ディスプレーサピストン１２はパワーピストン１３の上方に配置されている。これにより、シリンダ１１の内部は複数の空間に区画されている。ディスプレーサピストン１２の上側の空間は膨張空間（高温空間）１１ａとして形成されている。また、ディスプレーサピストン１２の下側の空間（ディスプレーサピストン１２とパワーピストン１３との間の空間）は圧縮空間（低温空間）１１ｂとして形成されている。

[0024] 前記シリンダ１１の下側に配設されたクランクケース１５の内部にはクランク軸１４が収容されている。前記ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３は、それぞれクランク軸１４に連結されている。具体的に、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３は、図示しないスコッチ・ヨーク機構を介して、所定角度（例えばクランク軸１４回りで９０°）だけ位相がずれた（ディスプレーサピストン１２がロッドを介してクランク軸１４に対して連結する位置と、パワーピストン１３がロッドを介してクランク軸１４に対して連結する位置とがクランク軸１４の回転方向で所定角度だけずれた）状態でクランク軸１４に連結されている。

[0025] また、クランク軸１４の一端側（図１における右側）にはフライホイール３が回転一体に設けられている。また、クランク軸１４の他端側（図１における左側）は、クランクケース１５の外部にまで延びて発電機２に接続されている。

[0026] 前記シリンダ１１には作動ガス（例えばヘリウムガス）が流通するヒータ４１が接続されている。このヒータ４１の一端部は前記膨張空間１１ａに連

通している。また、ヒータ４１の他端部は再生器４２に連通している。この再生器４２はクーラ４３に連通している。クーラ４３は前記圧縮空間１１ｂに連通している。前記ヒータ４１は、工場排熱やバイオマス燃焼熱等の熱を受けることで作動ガスを加熱する。一方、クーラ４３内には作動ガスと熱交換可能に冷却水が流れており、この熱交換によって作動ガスを冷却する。

[0027] 再生器４２およびクーラ４３は、シリンダ１１の外周部に配置されている。再生器４２は、シリンダ１１に対して同心円状に径の異なる円管を有し、この円管とシリンダ１１との間にオーステナイト系ステンレス鋼や黄銅等の金網のマトリックス材を詰めた構成となっている。作動ガスは、マトリックス材を通り抜けて、ヒータ４１またはクーラ４３に流れる。作動ガスは、クーラ４３からヒータ４１に向けて再生器４２を通り抜けるときに、マトリックス材から吸熱する。また、作動ガスは、ヒータ４１からクーラ４３に向けて再生器４２を通り抜けるときに、マトリックス材に放熱する。

[0028] このような構成により、スターリングエンジン１は、膨張空間１１ａでの作動ガスの膨張および圧縮空間１１ｂでの作動ガスの収縮による作動ガスの体積変化に従ってディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３がそれぞれ往復移動する。これにより、クランク軸１４が回転駆動する。そして、このクランク軸１４の回転力が発電機２に伝達されることで、発電機２での発電が行われるようになっている。また、この発電機２は、スターリングエンジン１の始動時には、クランク軸１４を回転させるための電動機として使用される。

[0029] －振動低減装置の構成－

次に、本実施形態の特徴である振動低減装置５の構成について説明する。この振動低減装置５は、前記ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動に起因する振動を低減するものである。特に、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（本実施形態では上下方向）の振動を低減するものとなっている。

[0030] 図２は本実施形態に係るスターリングエンジン１および振動低減装置５を

クランク軸１４の中心線Ｏ１に沿った方向から見た断面図である。図３はスターリングエンジン１をクランク軸１４の中心線Ｏ１に対して直交する水平方向から見た断面図である。図４は振動低減装置５に備えられた電動バランサ７を示す図であって図２におけるIV－IV線に沿った断面図である。図５は電動バランサ７の制御系統を示す図である。

[0031] 振動低減装置５は、クランク軸１４に設けられたカウンタウェイト６と、電動バランサ７とを備えている。

[0032] カウンタウェイト６は、クランク軸１４の中心線Ｏ１に対して偏心した位置において、このクランク軸１４に一体形成された重錘である。本実施形態にあっては、このカウンタウェイト６の慣性力（＝質量×回転半径）が前記ピストン１２，１３の合成慣性力の約１／２に設定されている。一例として、ピストン１２，１３の各質量が２０ｋｇで各ストロークが同一であって位相差が９０°であった場合には、カウンタウェイト６の質量は約１４ｋｇ（＝１／２×２０×√２）に設定される。これらの値はこれに限定されるものではない。

[0033] また、このカウンタウェイト６の配設位置は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力（ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向の慣性力であって、ディスプレーサピストン１２の慣性力とパワーピストン１３の慣性力との合力）を打ち消す方向に、遠心力を発生させる位置に設定されている。

[0034] 具体的には、仮にディスプレーサピストン１２の質量とパワーピストン１３の質量とが等しく、各ピストン１２，１３のストロークが同一であって、各ピストン１２，１３の位相差（各ピストン１２，１３それぞれがクランク軸１４に連結される位置での回転方向の位相差）が９０°であった場合には、これらの位相差の中間の位置（ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれに対して位相差が４５°の位置）に対して反対側の位置にカウンタウェイト６の配設位置が設定されることになる。つまり、図２

に示すように、ディスプレーサピストン１２が上死点にあり、パワーピストン１３が上死点前９０°の位置にある場合に、カウンタウェイト６が、上死点前４５°の位置に対して反対側の位置（上死点後１３５°の位置）となるように設定されている。また、仮にディスプレーサピストン１２の質量とパワーピストン１３の質量との比が２：１であり、各ピストン１２，１３のストロークが同一であって、各ピストン１２，１３の位相差が９０°であった場合には、ディスプレーサピストン１２のクランク軸１４に対する連結位置から２６．６°の位置（パワーピストン１３の連結位置側へ２６．６°の位置）に対して反対側の位置にカウンタウェイト６の配設位置が設定されることになる。これにより、カウンタウェイト６を設けたことによるオーババランス率（カウンタウェイト６を設けたことによる不釣合い力の、各ピストン１２，１３の合成慣性力に対する割合（カウンタウェイト６による不釣合い力が発生しない場合をオーババランス率０パーセントとし、カウンタウェイト６による不釣合い力と各ピストン１２，１３の合成慣性力とが釣り合った場合のオーババランス率を１００パーセントとする）に相当するパラメータ）が５０パーセントとなる。なお、このカウンタウェイト６の配設位置は、実験やシミュレーションに基づいて、前記慣性力（ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力）を打ち消す位置に設定するようにしてもよい。

[0035] 次に、電動バランサ７について説明する。電動バランサ７は、クランク軸１４とは独立駆動されるものであって、スターリングエンジン１のクランクケース１５の側面（図２における右側の側面）に取り付けられている。また、この電動バランサ７は、バランサケース７１、バランス軸７２、バランスウェイト７３、電動モータ７４を備えている。

[0036] バランサケース７１は、略直方体形状の金属ケースであり、その一面にフランジ７１ａが設けられている。このフランジ７１ａが、クランクケース１５の側面にボルト止め等の手段によって着脱可能に取り付けられている。つまり、本実施形態に係る電動バランサ７は、スターリングエンジン１に対し

て後付け可能なものとなっている。また、図４に示すように、このバランサケース７１には、バランス軸７２を回転自在に支持するための支持孔７１ｂ，７１ｂが設けられている。

[0037] バランス軸７２は、バランサケース７１に形成されている前記支持孔７１ｂ，７１ｂにラジアルベアリング７２ａ，７２ａを介して回転自在に支持されている。このバランス軸７２の一端側（図４における左側）は支持孔７１ｂを通過して電動モータ７４の出力軸に連結されている。また、バランス軸７２の他端側（図４における右側）は支持孔７１ｂを通過しており、その端部には、このバランス軸７２の回転位相を検出するためのバランス軸ロータ７２ｂが回転一体に取り付けられている。このバランス軸ロータ７２ｂの外周囲には、このバランス軸ロータ７２ｂの回転位相を検出するための回転位置検出センサ７２ｃが配設されている。この回転位置検出センサ７２ｃの出力信号はバランサコントローラ８（図５を参照）に入力されるようになっている。一例として、バランス軸ロータ７２ｂの外周囲にはその周方向に亘って複数の突起が形成されており、回転位置検出センサ７２ｃが電磁ピックアップで構成されることにより、バランス軸７２の回転位相に応じた回転位置検出センサ７２ｃのピックアップ信号がバランサコントローラ８に入力され、これによってバランス軸７２の回転位相（電動モータ７４の出力軸の回転位相とバランスウェイト７３の回転位相との関係）が求められるようになっている。なお、バランス軸７２の回転位相を検出する手段としては前述したものには限定されず、周知の種々のものが適用可能である。

[0038] バランスウェイト７３は、複数枚のウェイトプレート７３ａ，７３ａ，…が重ね合わされた構成となっている。各ウェイトプレート７３ａは、バランス軸７２が挿通される支持リング部分７３ｂ（図２を参照）と、この支持リング部分７３ｂに一体形成されたウェイト部分７３ｃとを備えた偏平形状の金属製板材で成っている。このウェイトプレート７３ａが複数枚重ね合わされ、それぞれに設けられている支持リング部分７３ｂ，７３ｂ，…にバランス軸７２が挿通され、図示しないキーによって各ウェイトプレート７３ａ，

７３ａ，…がバランス軸７２に回転一体に組み付けられている。

[0039] そして、本実施形態にあっては、この複数枚のウェイトプレート７３ａ，７３ａ，…が重ね合わされて成るバランスウェイト７３の質量設定に当たって、このバランスウェイト７３の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

[0040] バランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝１／２×ピストンの合成慣性力×Ｌ１…（１）

ここで、Ｌ１はクランク軸１４の中心線（回転中心）Ｏ１と振動低減目標位置である床面との間の距離である。また、Ｌ２はバランス軸７２の中心線（バランスウェイトの回転中心）Ｏ２と振動低減目標位置である床面との間の距離である。なお、本実施形態では、これら距離Ｌ１，Ｌ２は同一である。これら距離Ｌ１，Ｌ２が互いに異なる場合については、後述する第２実施形態で説明する。

[0041] また、図２に示すように、前記バランス軸７２の中心線Ｏ２は、クランク軸１４の中心線Ｏ１に対して同一高さ位置で且つ平行となっている。また、クランク軸１４の中心線Ｏ１は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（鉛直方向）に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸７２の中心線Ｏ２は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向に対して直交する方向に平行となる方向に延びていることになる。このため、バランス軸７２の中心線Ｏ２と、クランク軸１４の中心線Ｏ１が略平行配置され、かつこれらの中心線Ｏ１，Ｏ２を含む仮想平面がピストン１２，１３の中心線Ｏ３と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸７２に対するバランスウェイト７３の組み付け位置は、バランスウェイト７３の重心位置Ｇ１が、クランク軸１４の中心線Ｏ１に対して直交し且つディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の中心線Ｏ３を含む仮想平面上に設定されている。

[0042] 電動モータ７４としては、誘導電動機や同期電動機等の交流電動機が採用

されており、前述したようにその出力軸が前記バランス軸７２に回転一体に連結されている。このため、電動モータ７４の作動に伴って、この電動モータ７４の回転速度（回転角速度）と同速度でバランス軸７２およびバランスウェイト７３がバランサケース７１の内部で回転する構成となっている。このように電動モータ７４の出力軸はバランス軸７２に直結されている。これにより、減速機等を必要とせず、構成の簡素化および電動バランサ７の小型化を図っている。

[0043] また、このバランス軸７２およびバランスウェイト７３の回転方向、回転速度、および、回転位相は、前記バランサコントローラ８から電動モータ７４に出力される回転指令信号よって調整が可能である。具体的には、バランス軸７２およびバランスウェイト７３が、クランク軸１４の回転方向（図２では時計回り方向）に対して反対方向（図２では反時計回り方向）に回転し、このクランク軸１４の回転速度と同一の回転速度で回転するようになっている。つまり、前記カウンタウェイト６と同様に、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力（ディスプレーサピストン１２の慣性力とパワーピストン１３の慣性力との合力）を打ち消す方向に遠心力を発生させるように、バランス軸７２およびバランスウェイト７３が回転するようになっている。

[0044] また、図３に示すように、前記クランク軸１４におけるフライホイール３の外側の位置には、クランク軸１４の回転位相を検出するためのクランク軸ロータ１４ａが回転一体に取り付けられている。このクランク軸ロータ１４ａの外周囲には、このクランク軸ロータ１４ａの回転位相を検出するための回転位置検出センサ１４ｂが配設されている。この回転位置検出センサ１４ｂの出力信号はバランサコントローラ８（図５を参照）に入力されるようになっている。一例として、前述したバランス軸ロータ７２ｂと同様に、クランク軸ロータ１４ａの外周囲にはその周方向に亘って複数の突起が形成されており、回転位置検出センサ１４ｂが電磁ピックアップで構成されることにより、クランク軸１４の回転位相に応じた回転位置検出センサ１４ｂのピッ

クアップ信号がバランサコントローラ８に入力され、これによってクランク軸１４の回転位相が求められるようになっている。このクランク軸１４の回転位相に基づいて、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の位置、および、クランク軸１４の回転速度等が算出可能となる。なお、クランク軸１４の回転位相を検出する手段としては前述したものには限定されず、周知の種々のものが適用可能である。

[0045] なお、図５に示すように、前記バランサコントローラ８からの回転指令信号および交流電源ＡＣからの電力は電動モータアンプ８１を経て電動モータ７４に入力されるようになっている。

[0046] －振動低減制御－

次に、上述の如く構成された振動低減装置５による振動低減のための制御について説明する。この制御は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動方向の振動を低減するための電動モータ７４の制御（電動モータ７４に出力される回転指令信号による制御）である。

[0047] まず、振動低減装置５の初回始動時には、電動モータ７４の出力軸の回転位相とバランスウェイト７３の回転位相との関係を求め、電動モータ７４の制御により得られるバランスウェイト７３の回転位相が、ディスプレーサピストン１２とパワーピストン１３との往復移動によって生じる慣性力（ディスプレーサピストン１２の慣性力とパワーピストン１３の慣性力との合力）を打ち消す方向に遠心力を発生させる位置となるようにしておく必要がある。つまり、電動モータ７４の出力軸の回転位相とバランスウェイト７３の回転位相とにズレが生じている場合に、そのズレを考慮した回転指令信号をバランサコントローラ８から出力するようにしておく必要がある。

[0048] このため、振動低減装置５の初回始動時には、前記回転位置検出センサ７２ｃからの出力信号をバランサコントローラ８に入力し、これによってバランスウェイト７３の回転位相を検出し、前記ズレ分を把握する。そして、このズレ分だけ前記回転指令信号を補正して電動モータ７４に出力するようにする。

[0049] その後、スターリングエンジン１の運転時には、図５に示すように、前記回転位置検出センサ１４ｂからの出力信号（クランク軸ロータ１４ａの回転位相信号）がバランサコントローラ８に入力され、この回転位相信号に基づいて、クランク軸１４の回転位置（回転位相）および回転速度等が算出される。

[0050] そして、バランサコントローラ８は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力（ディスプレーサピストン１２の慣性力とパワーピストン１３の慣性力との合力）を打ち消す遠心力がバランスウェイト７３の回転によって発生するように、バランス軸７２を回転させるための回転指令信号を電動モータ７４に出力する。より具体的には、回転位置検出センサ１４ｂからの出力信号によって得られたクランク軸ロータ１４ａの回転位相に応じて電動モータ７４をフィードバック制御（前記回転指令信号をフィードバック制御）する。

[0051] 図６は、ディスプレーサピストン１２の往復移動に起因する振動波形（一点鎖線）、パワーピストン１３の往復移動に起因する振動波形（二点鎖線）、これら振動波形の合成波形（破線）、振動低減装置５の作動による振動波形（実線）それぞれの一例を示す図である。

[0052] 前述したようにディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３は所定角度（例えばクランク軸１４回りで９０°）だけ位相がずれた状態でクランク軸１４に連結されている。このため、ディスプレーサピストン１２の往復移動に起因する振動波形（一点鎖線）およびパワーピストン１３の往復移動に起因する振動波形（二点鎖線）も所定角度だけ位相がずれた波形として現れる。そして、これら振動波形の合成波形（破線）に対して、逆位相の振動波形（実線）が振動低減装置５から発生されることで（前記回転指令信号のフィードバック制御によって、逆位相の振動波形が振動低減装置５から発生されることで）、スターリングエンジン１において、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（上下方向）の振動を大幅に低減することが可能となる。

[0053] また、バランス軸７２およびバランスウェイト７３はクランク軸１４の回転方向に対して反対方向に回転している。つまり、バランス軸７２およびバランスウェイト７３はカウンタウェイト６に対して反対方向に回転している。そして、これらカウンタウェイト６およびバランスウェイト７３は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力を発生する位置（位相）にそれぞれ設けられている。このため、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動方向に直交する方向（水平方向）にあっては、カウンタウェイト６とバランスウェイト７３とは互いに逆位相となる。つまり、カウンタウェイト６が図２の右側（上死点後９０°）の位置にある場合には、バランスウェイト７３は図２の左側に位置することになる。また、カウンタウェイト６が図２の左側（上死点前９０°）の位置にある場合には、バランスウェイト７３は図２の右側に位置することになる。このため、この水平方向でのカウンタウェイト６に起因する振動とバランスウェイト７３に起因する振動とは互いに相殺されることになり、この水平方向の振動も低減することが可能となる。

[0054] 図７は、本実施形態におけるピストン１２，１３（この図７では、便宜上、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３を１つのピストン１２，１３として表している）、クランク軸１４、カウンタウェイト６、および、バランスウェイト７３のモデルを示す図である。また、図８は、公知技術である比較例におけるピストンＰ、クランク軸Ｃ、および、バランスウェイトＢＷ１，ＢＷ２のモデルを示す図である。

[0055] 図８に示す比較例は、２軸式の振動低減装置であって、互いに逆回転する２個のバランスウェイトＢＷ１，ＢＷ２を備え、これらバランスウェイトＢＷ１，ＢＷ２それぞれの質量をピストンＰの質量の１／２に設定するものである。そして、ピストンＰの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力を２個のバランスウェイトＢＷ１，ＢＷ２が発生する構成となっている。また、ピストンＰの往復移動方向に対して直交する方向の振動は、各バラン

スウェイトＢＷ１，ＢＷ２が互いに逆回転することで相殺している。しかしながら、この比較例では、２台の振動低減装置を備えさせる必要があり、製造コストの高騰を招くばかりでなく、エンジンおよび振動低減装置を含む装置全体の大型化を招いてしまうことになる。

[0056] これに対し、図７に示す本実施形態の構成は、１台の振動低減装置５を備えさせるのみで、ピストン１２，１３の往復移動によって生じる慣性力を打ち消すことが可能であり、また、ピストン１２，１３の往復移動方向に対して直交する方向の振動も低減することができるものとなっている。

[0057] 以上説明したように、本実施形態では、カウンタウェイト６およびバランスウェイト７３の回転によって生じる遠心力が、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、スターリングエンジン１において、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（上下方向）の振動を大幅に低減することが可能となる。

[0058] また、本実施形態では、前述したように、バランス軸７２の中心線Ｏ２と、クランク軸１４の中心線Ｏ１が略平行配置され、かつこれらの中心線Ｏ１，Ｏ２を含む仮想平面がピストン１２，１３の中心線Ｏ３と略垂直配置された構成となっている。このため、スターリングエンジン１および振動低減装置５を含む装置全体としてクランク軸１４の長手方向の長さを短くすることができる（特許文献１に開示されているものに比べて短くすることができる）。これにより、振動低減装置５の実用性を高めることができる。

[0059] （第２実施形態）

次に、第２実施形態について説明する。本実施形態は、単気筒であってディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３がそれぞれ水平方向に往復移動するスターリングエンジン１に本発明を適用したものである。その他の構成および制御は前記第１実施形態のものと同様である。従って、ここでは、前記第１実施形態との相違点について主に説明する。

[0060] 図９は、本実施形態に係るスターリングエンジン１および振動低減装置５

をクランク軸１４の中心線Ｏ１に沿った方向から見た断面図である。

[0061] 本実施形態における電動バランサ７は、クランクケース１５の上面に取り付けられている。

[0062] 本実施形態にあっても、カウンタウェイト６の慣性力（＝質量×回転半径）は前記ピストン１２，１３の合成慣性力の約１／２に設定されている。また、このカウンタウェイト６の配設位置は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に、遠心力を発生させる位置に設定されている。

[0063] また、電動バランサ７のバランス軸７２の中心線Ｏ２は、クランク軸１４の中心線Ｏ１に対して鉛直上方に位置し且つこのクランク軸１４の中心線Ｏ１と平行になっている。また、クランク軸１４の中心線Ｏ１は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（水平方向）に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸７２の中心線Ｏ２は、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向に対して直交する水平方向に平行となる方向に延びていることになる。このため、バランス軸７２の中心線Ｏ２と、クランク軸１４の中心線Ｏ１が略平行配置され、かつこれらの中心線Ｏ１，Ｏ２を含む仮想平面がピストン１２，１３の中心線Ｏ３と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸７２に対するバランスウェイト７３の組み付け位置（バランス軸７２の中心線Ｏ２に沿う方向での位置）は、バランスウェイト７３の重心位置Ｇ１が、クランク軸１４の中心線Ｏ１に対して直交し且つディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の中心線Ｏ３を含む仮想平面上に設定されている。

[0064] そして、本実施形態におけるバランスウェイト７３の特徴としては、前記第１実施形態の場合と同様に、バランスウェイト７３の質量設定に当たって、このバランスウェイト７３の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

[0065] バランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝１／２×ピストンの合成慣性力×Ｌ１

…（１）　Ｌ１はクランク軸１４の中心線Ｏ１と振動低減目標位置である床面との間の距離である。また、Ｌ２はバランス軸７２の中心線Ｏ２と振動低減目標位置である床面との間の距離である。

[0066] このような式（１）によってバランスウェイト７３の慣性力が決定されるため、例えば、クランク軸１４の中心線Ｏ１と床面との間の距離Ｌ１に対して、バランス軸７２の中心線Ｏ２と床面との間の距離Ｌ２が２倍であった場合には、バランスウェイト７３の慣性力は、ピストンの合成慣性力の約１／４に設定されることになる。

[0067] その他の構成および動作は前記第１実施形態のものと同様である。

[0068] 本実施形態によれば、前述したように、カウンタウェイト６の慣性力をピストン１２，１３の合成慣性力の約１／２に設定している。また、前述した式（１）が成立するように、バランスウェイト７３の慣性力、クランク軸１４の中心線Ｏ１と床面との間の距離Ｌ１、バランス軸７２の中心線Ｏ２と床面との間の距離Ｌ２それぞれを規定している。これにより、前記第１実施形態の場合と同様に、カウンタウェイト６およびバランスウェイト７３の回転によって生じる遠心力が、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、スターリングエンジン１において、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動方向（水平方向）の振動を大幅に低減することが可能となる。また、前述した式（１）によって振動低減装置５の構成要素の慣性力や寸法を具体的に特定することができるため、振動低減装置５の実用性を高めることができる。また、この式（１）によれば、バランス軸７２の中心線Ｏ２と床面との間の距離Ｌ２の適正化を図ることができ、バランスウェイト７３の回転に起因するモーメントも抑制することが可能になり、スターリングエンジン１の安定した運転を実現することもできる。

[0069] また、前述した式（１）によれば、バランスウェイト７３の回転中心位置（バランス軸７２の中心線Ｏ２）が振動低減目標位置である床面から上方に所定距離（上記Ｌ２）を存した位置に設定されることになり、この距離を長

く設定することでバランスウェイト７３の軽量化が可能となる。また、振動低減装置５をクランクケース１５に取り付ける際には上側からの作業となるため、その作業性が良好である。

[0070] 更に、本実施形態においてもスターリングエンジン１および振動低減装置５を含む装置全体としてクランク軸１４の長手方向の長さを短くすることができ、振動低減装置５の実用性を高めることができる。

[0071] （第３実施形態）

次に、第３実施形態について説明する。本実施形態は、電動バランサの配設個数が前記第１実施形態のものと異なっている。その他の構成および制御は前記第１実施形態のものと同様である。従って、ここでも、前記第１実施形態との相違点について主に説明する。

[0072] 図１０は、本実施形態に係るスターリングエンジン１および振動低減装置５をクランク軸１４の中心線Ｏ１に沿った方向から見た断面図である。

[0073] 本実施形態に係る振動低減装置５は、２個の電動バランサ７Ａ，７Ｂを備えている。これら電動バランサ７Ａ，７Ｂは、クランクケース１５の左右の両側面に取り付けられている。各電動バランサ７Ａ，７Ｂは、それぞれ第１実施形態のものと同様の構成となっている。つまり、各電動バランサ７Ａ，７Ｂそれぞれのバランスウェイト７３が個別の電動モータによって互いに独立して回転可能となっている。

[0074] また、本実施形態では、一方の電動バランサ７Ａは、前記実施形態のものと同様に、クランク軸１４の回転方向（図１０では時計回り方向）に対して反対方向（図１０では反時計回り方向）に回転し、このクランク軸１４の回転速度と同一の回転速度で回転するようになっている。また、他方の電動バランサ７Ｂは、クランク軸１４の回転方向と同方向（図１０では時計回り方向）に回転し、このクランク軸１４の回転速度と同一の回転速度で回転するようになっている。具体的に、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３の往復移動方向に直交する方向（水平方向）にあっては、一方の電動バランサ７Ａのバランスウェイト７３の回転位置と、他方の電動バラン

サ７Ｂのバランスウェイト７３の回転位置とは互いに逆位相となる。つまり、一方の電動バランサ７Ａのバランスウェイト７３が図１０の右側の位置にある場合には、他方の電動バランサ７Ｂのバランスウェイト７３は図１０の左側に位置することになる。また、一方の電動バランサ７Ａのバランスウェイト７３が図１０の左側の位置にある場合には、他方の電動バランサ７Ｂのバランスウェイト７３は図１０の右側に位置することになる。これにより、スターリングエンジン１において、バランスウェイト７３，７３それぞれの回転に起因する水平方向での振動を低減することが可能となる。

[0075] 本実施形態の場合、各電動バランサ７Ａ，７Ｂそれぞれのバランスウェイト７３の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

[0076] １個のバランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝

１／４×ピストンの合成慣性力×Ｌ１ …（２）

なお、各バランスウェイト７３，７３それぞれの慣性力を合わせて一つの慣性力として見なした場合には前記式（１）が成立することになる。

[0077] そして、各電動バランサ７Ａ，７Ｂそれぞれの制御は個別に行われるようになっている。つまり、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力がバランスウェイト７３，７３それぞれの回転によって発生するように、バランス軸７２，７２を回転させるための回転指令信号を各電動バランサ７Ａ，７Ｂそれぞれの電動モータに出力する。つまり、前記回転位置検出センサからの出力信号によって得られたクランク軸ロータの回転位相に対して逆位相となる位置にバランスウェイト７３が位置するように電動モータ７４をフィードバック制御する。

[0078] 本実施形態においても、前記第１実施形態と同様の効果を奏することができる。

[0079] （第４実施形態）

次に、第４実施形態について説明する。本実施形態は、図１１に示すように、ディスプレーサピストン１２およびパワーピストン１３がそれぞれ水平

方向に往復移動するスターリングエンジン１に対し、前記第３実施形態と同様に、振動低減装置５が２個の電動バランサ７Ａ，７Ｂを備えたものとなっている。これら電動バランサ７Ａ，７Ｂは、クランクケース１５の上面および下面に取り付けられている。各電動バランサ７Ａ，７Ｂは、それぞれ第１実施形態のものと同様の構成となっている。その他の構成および動作は前記第３実施形態のものと同様である。また、各電動バランサ７Ａ，７Ｂそれぞれのバランスウェイト７３の慣性力としては、前記式（２）が成り立つように設定されている。なお、各バランスウェイト７３，７３それぞれの慣性力を合わせて一つの慣性力として見なした場合には前記式（１）が成立することになる。

[0080] 本実施形態においても。前記第３実施形態の場合と同様に、スターリングエンジン１において、バランスウェイト７３，７３それぞれの回転に起因する振動（上下方向の振動）を低減することが可能となる。

[0081] （第５実施形態）

次に、第５実施形態について説明する。本実施形態は、電動バランサ７の動力源が前記第１実施形態のものと異なっている。その他の構成および制御は前記第１実施形態のものと同様である。従って、ここでも、前記第１実施形態との相違点について主に説明する。

[0082] 図１２は、本実施形態における電動バランサ７の制御系統を示す図である。この図１２に示すように、本実施形態のものでは、電動バランサ７の動力源として、交流電源ＡＣに代えて前記発電機２を利用するものとなっている。つまり、スターリングエンジン１の運転によって発電機２で発電された電力を利用して電動バランサ７の電動モータ７４を駆動する構成となっている。その他の構成および動作は前記第１実施形態のものと同様である。

[0083] 本実施形態によれば、電動バランサ７の電動モータ７４の動力源は、スターリングエンジン１の動力を利用した電力となるため、個別の動力源（商用電源等）を必要とすることなく、スターリングエンジン１の動力を利用した発電およびそのスターリングエンジン１の振動低減を行うことができる。

[0084] なお、本実施形態の構成（電動バランサ７の動力源として発電機２を利用する構成）は、前記第２実施形態、前記第３実施形態、および、前記第４実施形態にも適用することが可能である。

[0085] （第６実施形態）

次に、第６実施形態について説明する。本実施形態は、複数のスターリングエンジン１および発電機２を備えた発電システムに本発明を適用したものである。

[0086] 図１３は、本実施形態における発電システムの概略構成図である。この図１３に示すように、本実施形態における発電システムは、第１～第３の３台のスターリングエンジン１Ａ，１Ｂ，１Ｃを備えており、各スターリングエンジン１Ａ，１Ｂ，１Ｃそれぞれに図示しない第１～第３の発電機が接続されている。つまり、第１スターリングエンジン１Ａによって第１発電機の発電が行われ、第２スターリングエンジン１Ｂによって第２発電機の発電が行われ、第３スターリングエンジン１Ｃによって第３発電機の発電が行われる構成となっている。また、各スターリングエンジン１Ａ，１Ｂ，１Ｃそれぞれには、前記第２実施形態のものと同様の第１～第３の振動低減装置５Ａ，５Ｂ，５Ｃが設けられている。

[0087] また、各振動低減装置５Ａ，５Ｂ，５Ｃには、個別にバランサコントローラ８Ａ，８Ｂ，８Ｃおよび電動モータアンプ８１Ａ，８１Ｂ，８１Ｃが備えられており、第１～第３の振動低減装置５Ａ，５Ｂ，５Ｃそれぞれの電動モータが個別に制御される構成となっている。これは、前記第１～第３の発電機それぞれにおける発電量に差がある場合に、各発電量に応じて各スターリングエンジン１Ａ，１Ｂ，１Ｃが運転されることによる振動を個別に低減できるようにするためである。なお、図１３の８２は操作部であり、８３は分電盤である。

[0088] 本実施形態の構成によれば、各スターリングエンジン１Ａ，１Ｂ，１Ｃそれぞれにおいて、前記実施形態と同様の効果を奏することができる。

[0089] なお、前記第１実施形態、前記第３実施形態、前記第４実施形態、および

、前記第５実施形態それぞれの構成（スターリングエンジン１および振動低減装置５の構成）も本実施形態に係る発電システムに適用することが可能である。

[0090] （第７実施形態）

次に、第７実施形態について説明する。本実施形態では、単気筒であって１つのピストンが上下方向に往復移動する内燃機関（例えばディーゼルエンジン）に本発明を適用した場合について説明する。

[0091] 図１４は本実施形態に係る内燃機関１０１および振動低減装置５をクランク軸１１４の中心線Ｏ１に沿った方向から見た断面図である。また、図１５は本実施形態に係る内燃機関１０１をクランク軸１１４の中心線Ｏ１に対して直交する水平方向から見た断面図である。

[0092] これらの図に示すように、内燃機関１０１は、シリンダ１１１の内部にピストン１１２が往復移動可能に収容され、このピストン１１２の上側空間が、混合気が燃焼する燃焼室１１１ａとなっている。ピストン１１２はコネクティングロッド１１３を介してクランク軸１１４に連結されている。また、シリンダヘッド１１１ｂには、気筒内に燃料を噴射するインジェクタ１１１ｃが取り付けられている。このインジェクタ１１１ｃの燃料噴射はエンジンコントローラ１０８によって制御される。

[0093] 本実施形態においても、前記第１実施形態のものと同様に、クランク軸１１４に設けられたカウンタウェイト６と電動バランサ７とを備えて成る振動低減装置５が設けられている。

[0094] 本実施形態におけるカウンタウェイト６も、クランク軸１１４の中心線Ｏ１に対して偏心した位置において、このクランク軸１１４に一体形成された重錘である。このカウンタウェイト６の慣性力（＝質量×回転半径）は、前記ピストン１１２の慣性力の約１／２に設定されている。

[0095] また、本実施形態における往復動機関は、１個のピストン１１２を備えた内燃機関１０１であるため、カウンタウェイト６の配設位置は、クランク軸１１４に対するコネクティングロッド１１３の連結位置とは反対側（位相が

１８０°ずれた位置）に設定されている。これにより、ピストン１１２の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に、遠心力を発生させるようになっている。

[0096] その他の構成および動作は前記第１実施形態のものと同様である。

[0097] 本実施形態においても、カウンタウェイト６およびバランスウェイト７３の回転によって生じる遠心力が、ピストン１１２の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、内燃機関１０１において、ピストン１１２の往復移動方向（上下方向）の振動を大幅に低減することが可能となる。

[0098] 更に、本実施形態でも、バランス軸７２の中心線Ｏ２と、クランク軸１１４の中心線Ｏ１が略平行配置され、かつこれらの中心線Ｏ１，Ｏ２を含む仮想平面がピストン１１２の中心線Ｏ３と略垂直配置された構成となっている。このため、内燃機関１０１および振動低減装置５を含む装置全体としてクランク軸１１４の長手方向の長さを短くすることができる。これにより、振動低減装置５の実用性を高めることができる。

[0099] （第８実施形態）

次に、第８実施形態について説明する。本実施形態は、単気筒であってピストン１１２が水平方向に往復移動する内燃機関１０１に本発明を適用したものである。その他の構成および制御は前記第２実施形態および前記第７実施形態のものと同様である。従って、ここでは、これら実施形態との相違点について主に説明する。

[0100] 図１６は、本実施形態に係る内燃機関１０１および振動低減装置５をクランク軸１１４の中心線Ｏ１に沿った方向から見た断面図である。

[0101] 本実施形態における電動バランサ７は、クランクケース１５の上面に取り付けられている。

[0102] 具体的に、本実施形態にあっても、カウンタウェイト６の慣性力（＝質量×回転半径）は前記ピストン１１２の合成慣性力の約１／２に設定されている。

[0103] また、電動バランサ７のバランス軸７２の中心線Ｏ２は、クランク軸１１４の中心線Ｏ１に対して鉛直上方に位置し且つこのクランク軸１１４の中心線Ｏ１と平行になっている。また、クランク軸１１４の中心線Ｏ１は、ピストン１１２の往復移動方向（水平方向）に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸７２の中心線Ｏ２は、ピストン１１２の往復移動方向に対して直交する水平方向に延びていることになる。このため、バランス軸７２の中心線Ｏ２と、クランク軸１１４の中心線Ｏ１が略平行配置され、かつこれらの中心線Ｏ１，Ｏ２を含む仮想平面がピストン１１２の中心線Ｏ３と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸７２に対するバランスウェイト７３の組み付け位置は、バランスウェイト７３の重心位置Ｇ１が、クランク軸１１４の中心線Ｏ１に対して直交し且つピストン１１２の中心線Ｏ３を含む仮想平面上に設定されている。

[0104] そして、このバランスウェイト７３の慣性力としても前記式（１）が成り立つように設定されている。その他の構成および動作は前記第１実施形態のものと同様である。

[0105] 本実施形態の構成によっても、カウンタウェイト６およびバランスウェイト７３の回転によって生じる遠心力が、ピストン１１２の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、内燃機関１０１において、ピストン１１２の往復移動方向（水平方向）の振動を大幅に低減することが可能となる。また、前述した式（１）によって振動低減装置５の構成要素の慣性力や寸法を具体的に特定することができるため、振動低減装置５の実用性を高めることができる。

[0106] また、内燃機関１０１および振動低減装置５を含む装置全体としてクランク軸１１４の長手方向の長さを短くすることができ、これによっても、振動低減装置５の実用性を高めることができる。

[0107] なお、前記第７実施形態および前記第８実施形態の如く往復動機関として内燃機関１０１を適用した構成についても、前記第３実施形態、前記第４実施形態、前記第５実施形態、および、前記第６実施形態それぞれに適用する

ことが可能である。

[0108] （第９実施形態）

次に、第９実施形態について説明する。本実施形態は、電動バランサ７の制御系統の構成が第７実施形態のものと異なっている。その他の構成および制御は前記第７実施形態のものと同様である。従って、ここでは、電動バランサ７の制御系統についてのみ説明する。

[0109] 図１７は、本実施形態における電動バランサ７の制御系統を示す図である。この図１７に示すように、本実施形態のものでは、前記バランサコントローラ８の機能と前記エンジンコントローラ１０８の機能とが１つのコントローラ８０に集約されている。つまり、このコントローラ８０から電動モータ７４への回転指令信号およびインジェクタ１１１ｃへの燃料噴射指令信号が送信される構成となっている。

[0110] これによれば、制御系統全体としてのコントローラの個数を削減でき構成の簡素化および低コスト化を図ることができる。

[0111] 本発明は、以上説明した各実施の形態に限定されるものではなく、他のいろいろな形で実施することができる。そのため、かかる実施の形態はあらゆる点で単なる例示にすぎず、限定的に解釈してはならない。本発明の範囲は請求の範囲によって示すものであって、明細書本文には、何ら拘束されない。更に、請求の範囲の均等範囲に属する変形や変更は、全て本発明の範囲内のものである。

[0112] 例えば、前記各実施形態では、往復動機関１（１０１）を発電機２の動力源として利用した場合について説明した。本発明はこれに限らず、ウォータポンプやオイルポンプ等の他の機器の動力源として往復動機関１（１０１）を利用する場合についても適用が可能である。

[0113] また、前記各実施形態では、単気筒の往復動機関１（１０１）に本発明を適用した場合について説明した。本発明はこれに限らず、多気筒の往復動機関に対しても適用が可能である。

[0114] また、前記各実施形態では電動モータ７４を交流電動機としていたが、本

発明はこれに限らず直流電動機を採用することも可能である。

[0115] また、前記各実施形態ではバランス軸７２とバランスウェイト７３とを別体で構成していたが、これらを一体で構成してもよい。

[0116] 本発明は、以上説明した実施の形態に限定されるものではなく、他のいろいろな形で実施することができる。そのため、かかる実施の形態はあらゆる点で単なる例示にすぎず、限定的に解釈してはならない。本発明の範囲は請求の範囲によって示すものであって、明細書本文には、何ら拘束されない。さらに、請求の範囲の均等範囲に属する変形や変更は、全て本発明の範囲内のものである。

[0117] この出願は、２０１６年２月２６日に日本で出願された特願２０１６－０３５５２６に基づく優先権を請求する。これに言及することにより、その全ての内容は本出願に組み込まれるものである。

産業上の利用可能性

[0118] 本発明は、往復動機関のピストンの往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置に適用可能である。

符号の説明

[0119] １ スターリングエンジン（往復動機関）

１１ シリンダ

１２ ディスプレーサピストン（第１ピストン）

１３ パワーピストン（第２ピストン）

１４ クランク軸

１５ クランクケース

２ 発電機

５ 振動低減装置

６ カウンタウェイト

７ 電動バランサ（バランサ）

７２ バランス軸

７３ バランスウェイト

７４　　電動モータ

１０１　内燃機関（往復動機関）

１１２　ピストン

１１４　クランク軸

Ｏ１　　クランク軸の中心線（振動低減目標位置）

Ｏ２　　バランス軸の中心線

Ｏ３　　ピストンの中心線

Ｇ１　　バランスウェイトの重心位置

請求の範囲

[請求項1] 往復動機関のピストン往復移動によって駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウェイトと、前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウェイトを有するバランサとを備えた振動低減装置において、

前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面が前記ピストンの中心線と略垂直配置となることを特徴とする振動低減装置。

[請求項2] 往復動機関のピストン往復移動によって駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウェイトと、前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウェイトを有するバランサとを備えた振動低減装置において、

前記カウンタウェイトの慣性力を前記ピストンの合成慣性力の約１／２に設定し、

前記バランスウェイトの質量設定に当たって、振動低減目標位置と前記クランク軸の回転中心との間の距離をＬ１、前記振動低減目標位置とバランスウェイトの回転中心との間の距離をＬ２とする場合に、

バランスウェイトの慣性力×Ｌ２＝１／２×ピストンの合成慣性力×Ｌ１が成り立つように設定されていることを特徴とする振動低減装置。

[請求項3] 請求項２記載の振動低減装置において、

前記ピストンの往復移動方向は水平方向であり、前記バランサは前記クランク軸を収容したクランクケースの上面に取り付けられていることを特徴とする振動低減装置。

[請求項4] 請求項１、２または３記載の振動低減装置において、

前記バランサは、クランク軸を挟んだ両側において互いに独立駆動される２個が配置されており、一方のバランサのバランスウェイトの回転方向は前記クランク軸の回転方向とは反対方向に設定され、他方

のバランサのバランスウェイトの回転方向は前記クランク軸の回転方向と同方向に設定されていることを特徴とする振動低減装置。

[請求項5] 請求項１～４のうち何れか一つに記載の振動低減装置において、

前記バランサにおける前記バランス軸および前記バランスウェイトの回転動力源は電動モータであり、

前記クランク軸には発電機が接続されており、このクランク軸の回転に伴って発電機による発電が行われるようになっており、

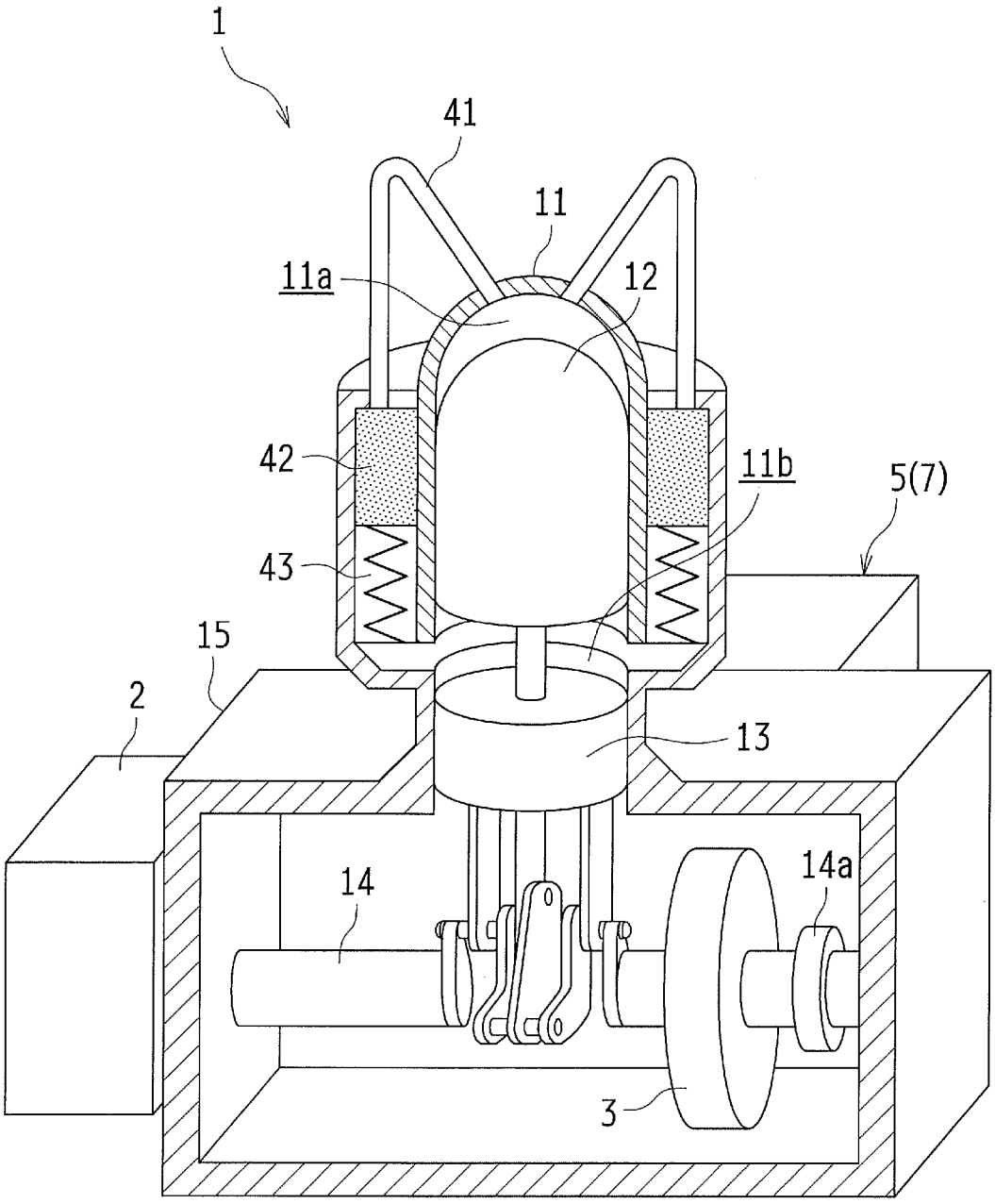
前記発電機で発電された電力の一部が前記電動モータに給電される構成となっていることを特徴とする振動低減装置。

[請求項6] 請求項１～５のうち何れか一つに記載の振動低減装置において、

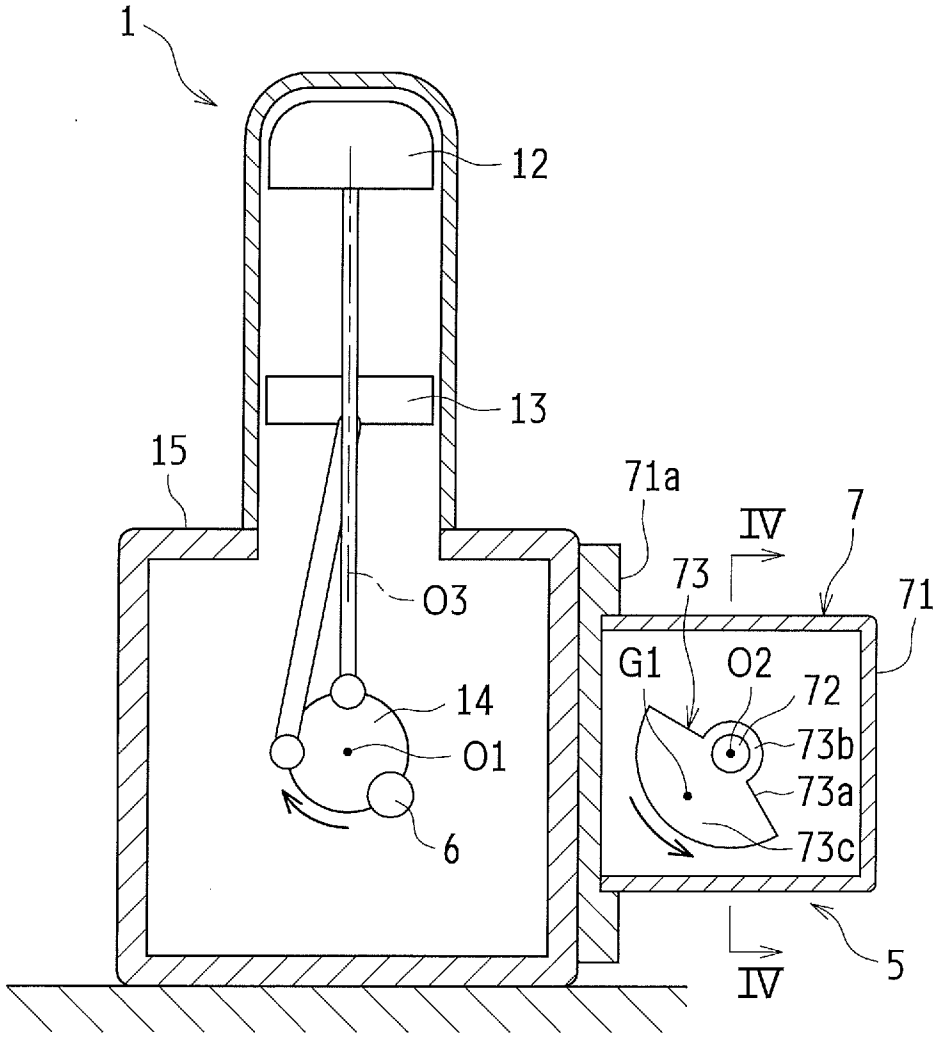
前記往復動機関は、１つのシリンダに対して第１ピストンおよび第２ピストンが収容され、これらピストンが前記シリンダ内でそれぞれ往復移動するようになっており、

前記バランスウェイトの回転によって生じる遠心力が、前記第１ピストンの往復移動に起因する慣性力と前記第２ピストンの往復移動に起因する慣性力との合力を打ち消す方向に発生するようにバランスウェイトの回転が制御される構成となっていることを特徴とする振動低減装置。

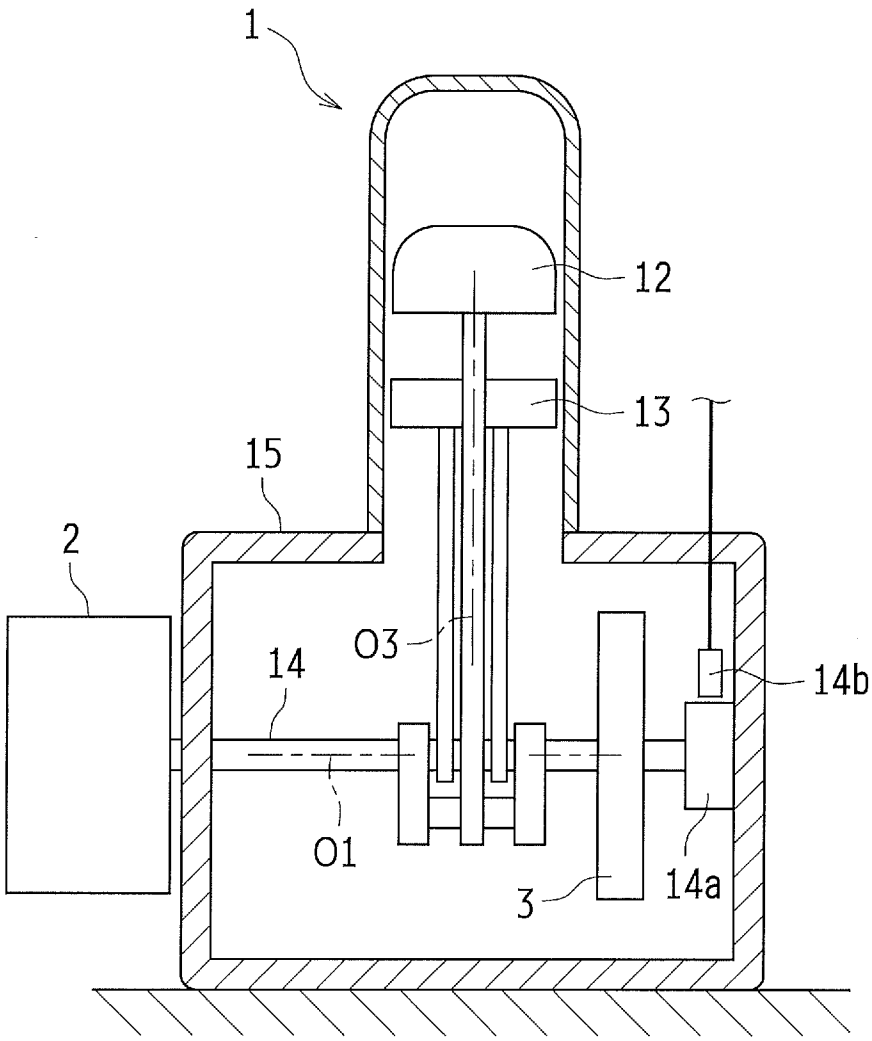
[図1]



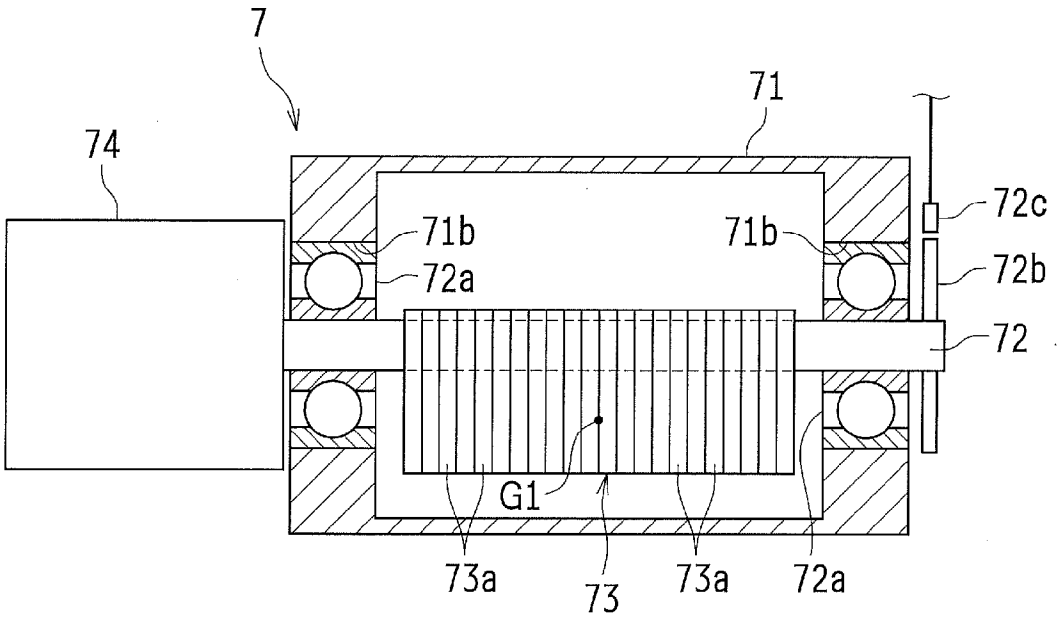
[図2]



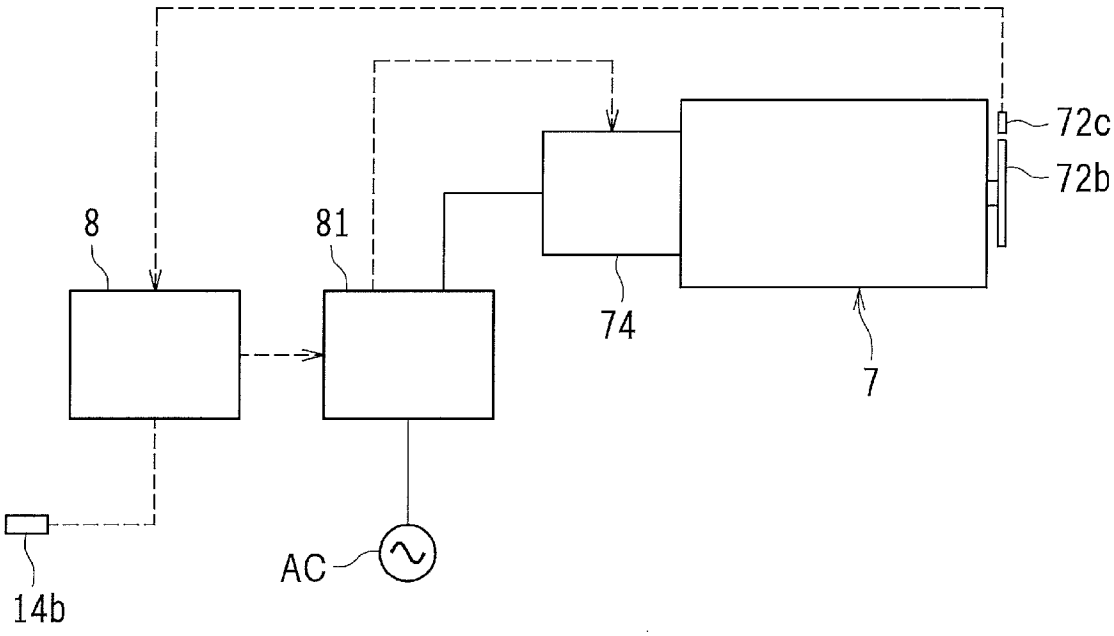
[図3]



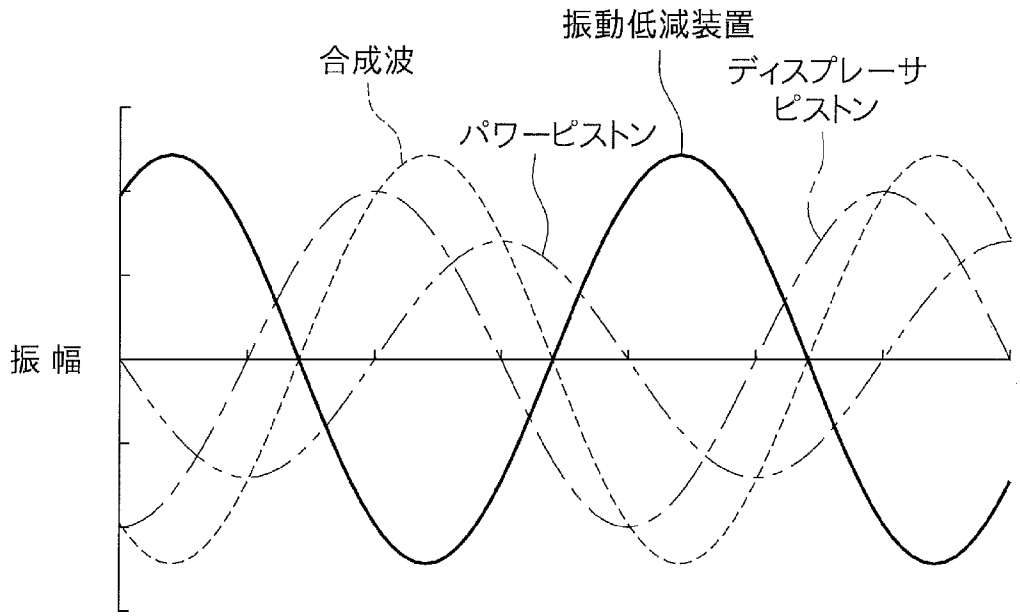
[図4]



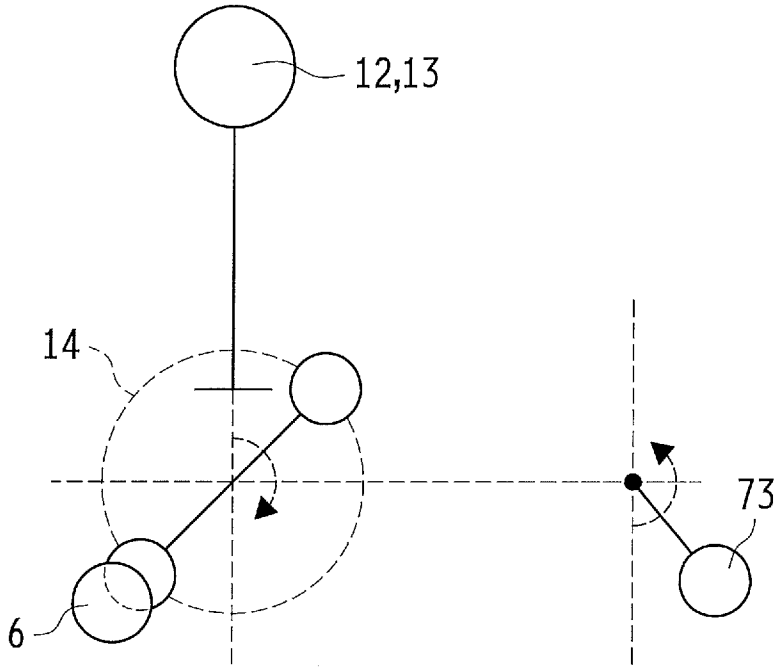
[図5]



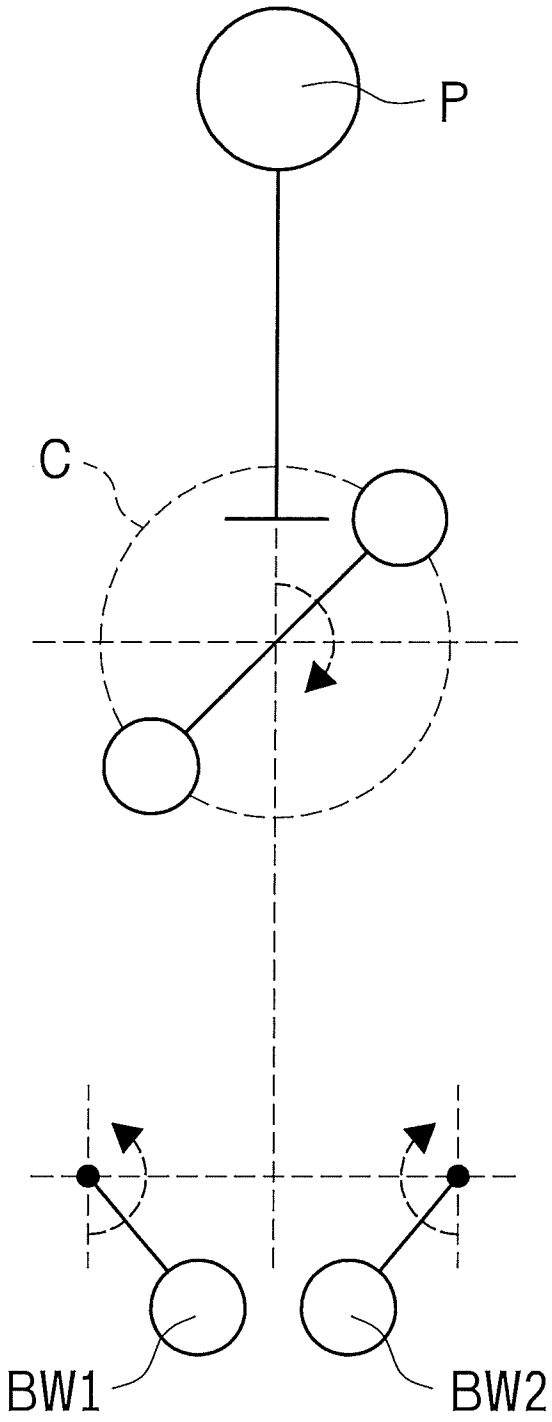
[図6]



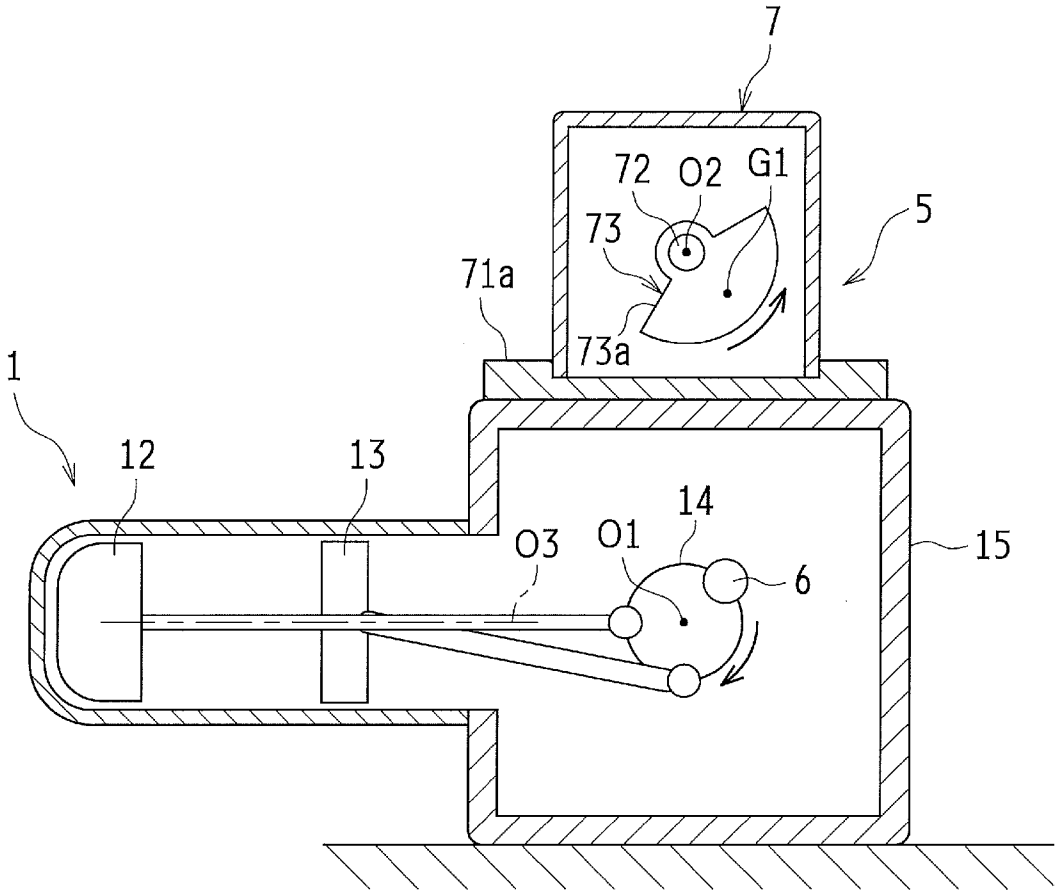
[図7]



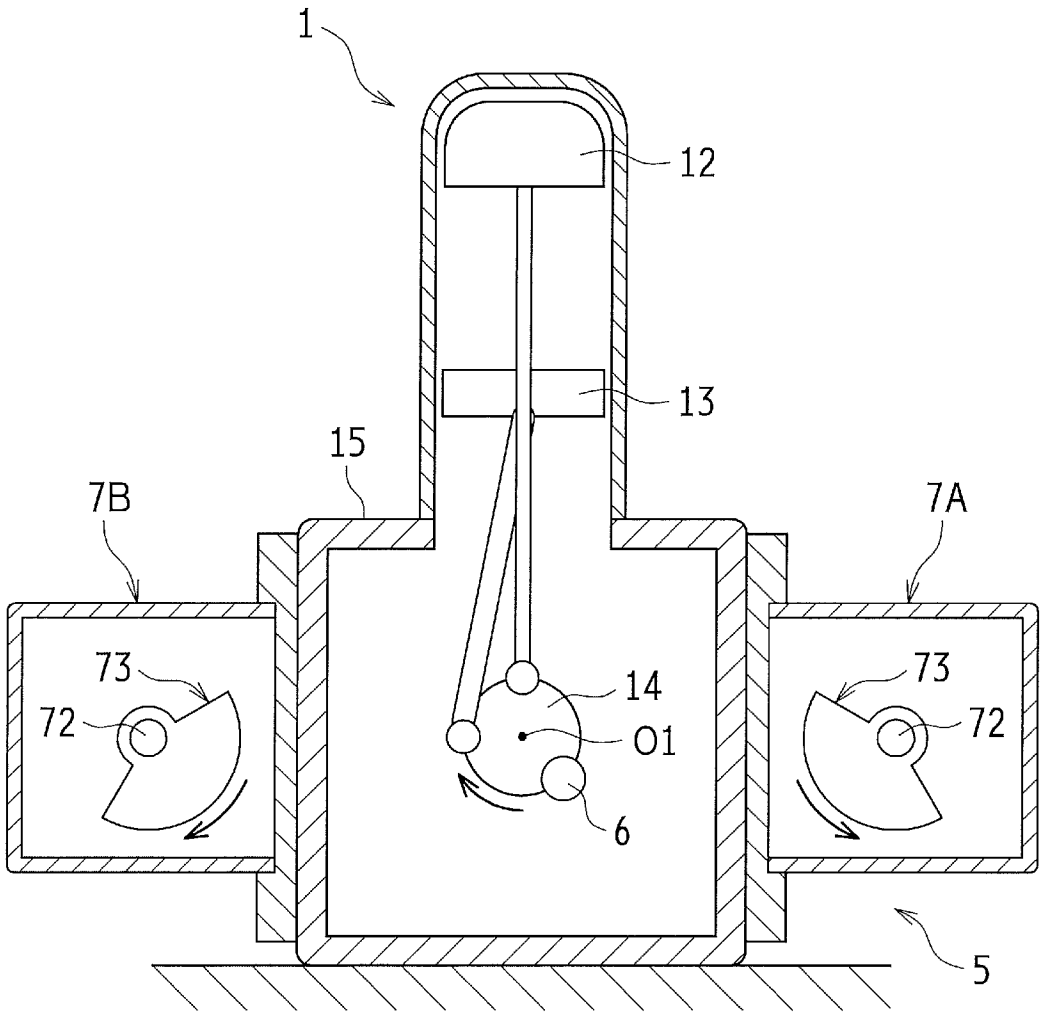
[図8]



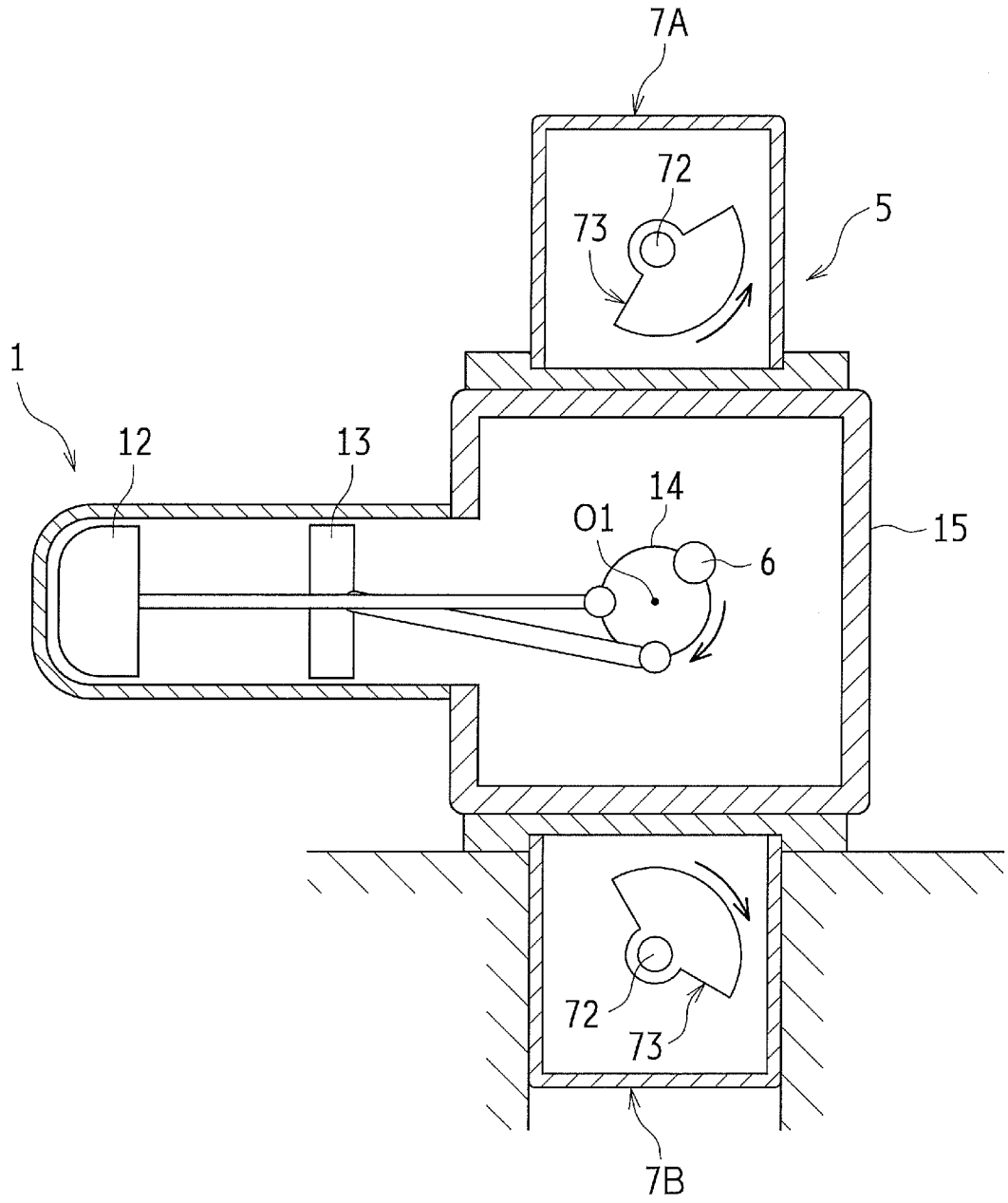
[図9]



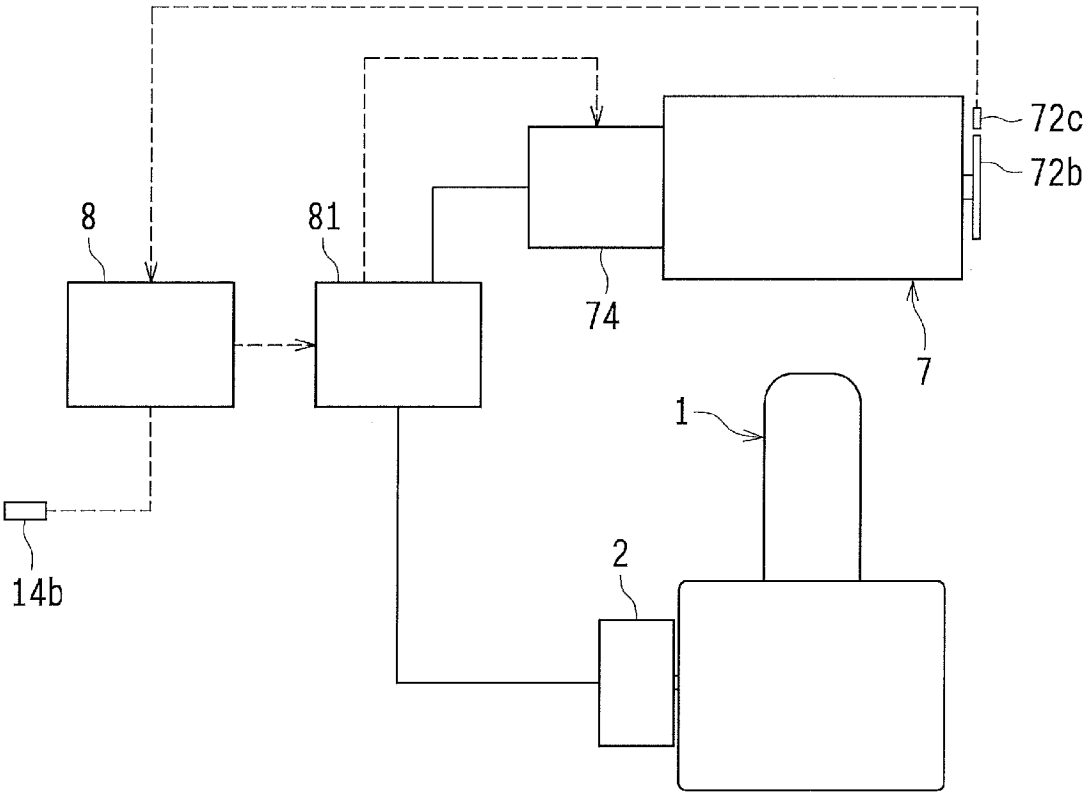
[図10]



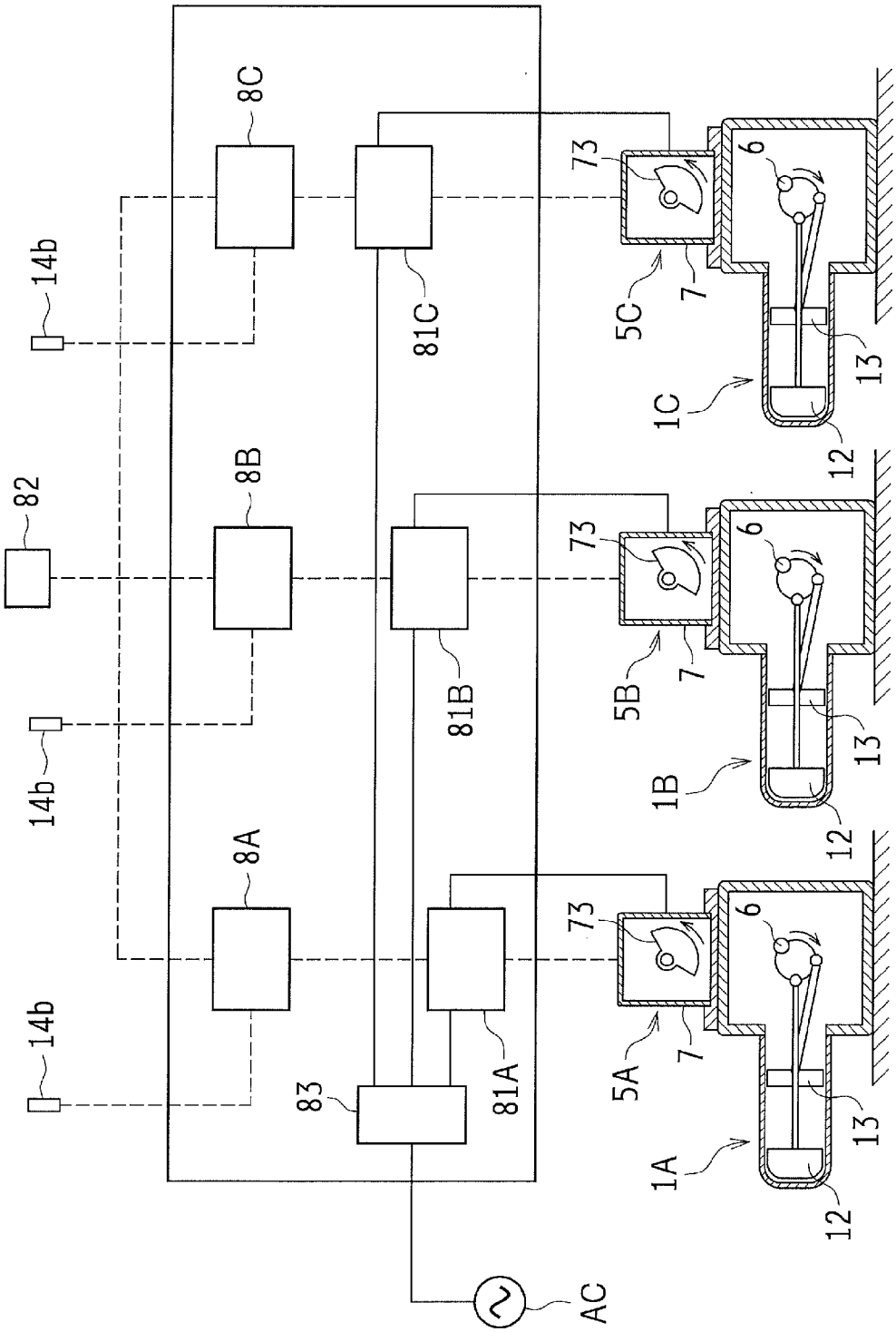
[図11]



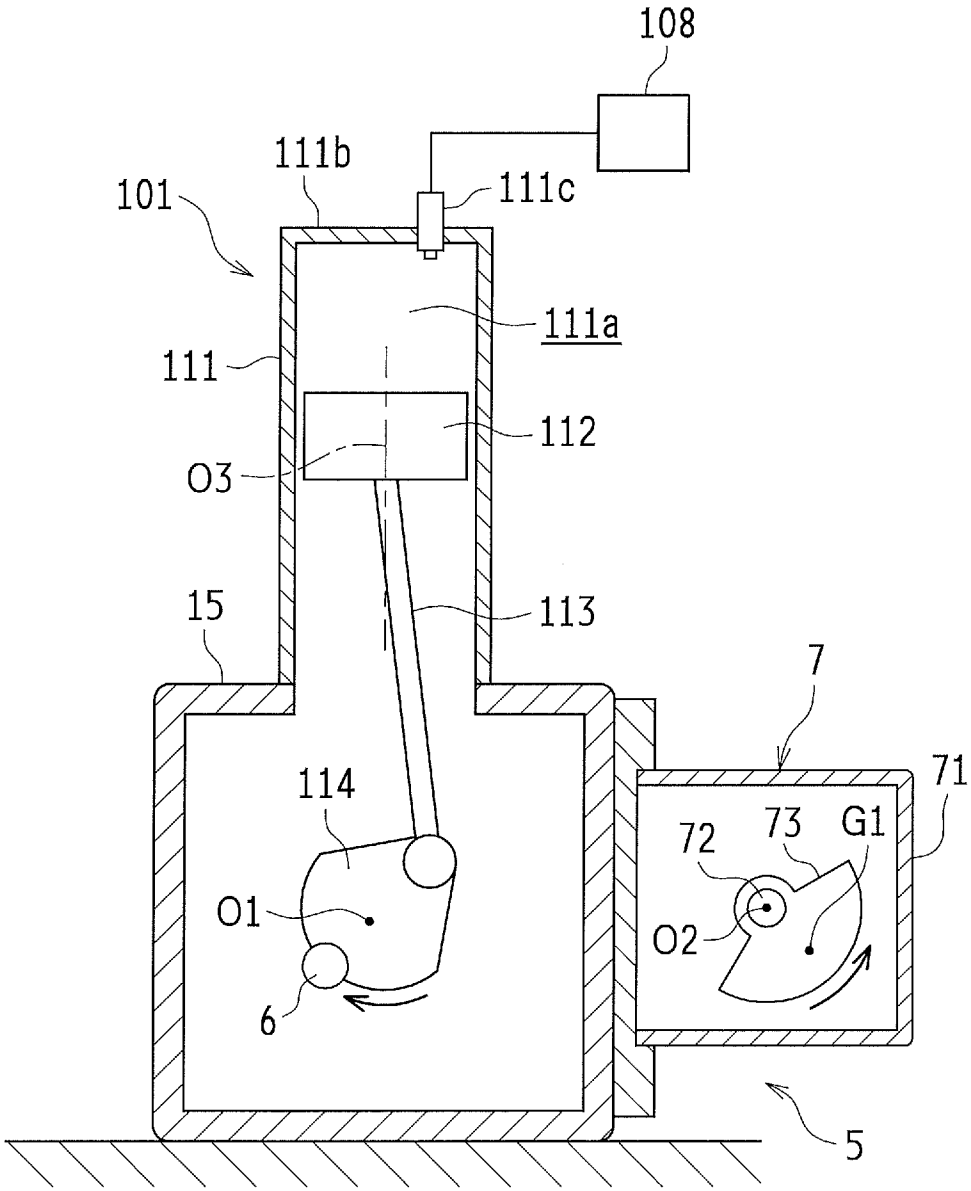
[図12]



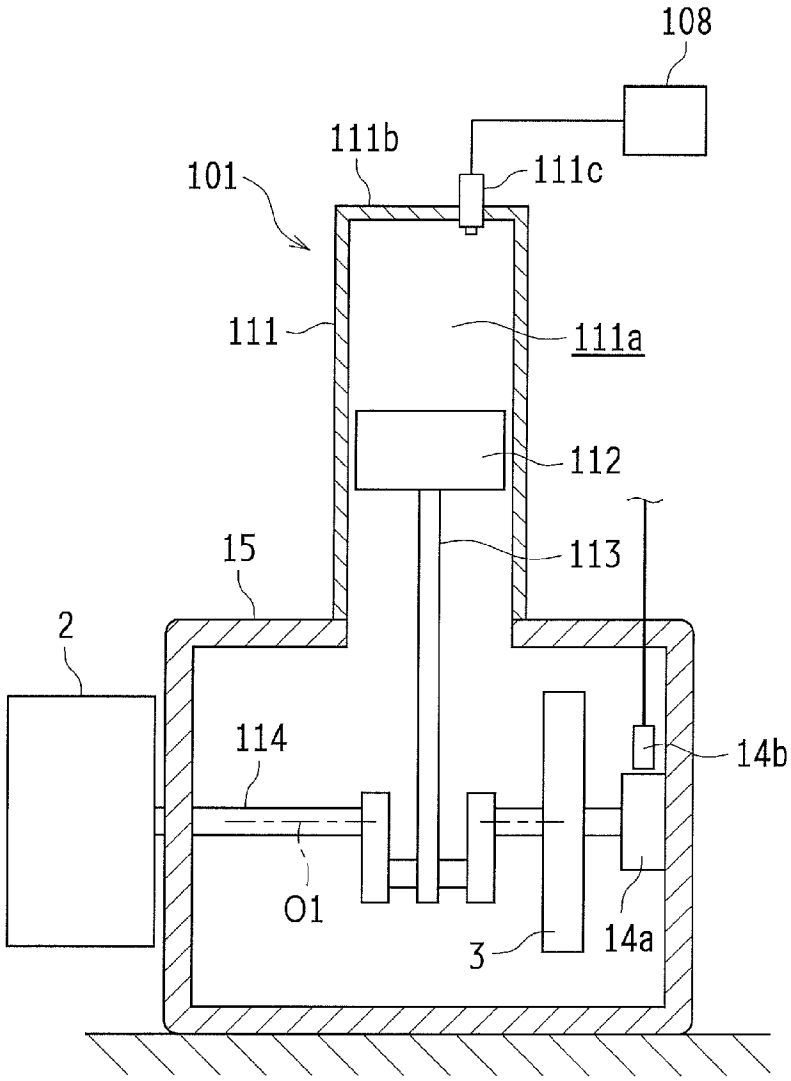
[図13]


8C
8B
8A
82
83
14b
14b
14b
81C
81B
81A
73
73
73
6
6
6
5C
5B
5A
7
7
7
13
13
13
1C
1B
1A
12
12
12
AC

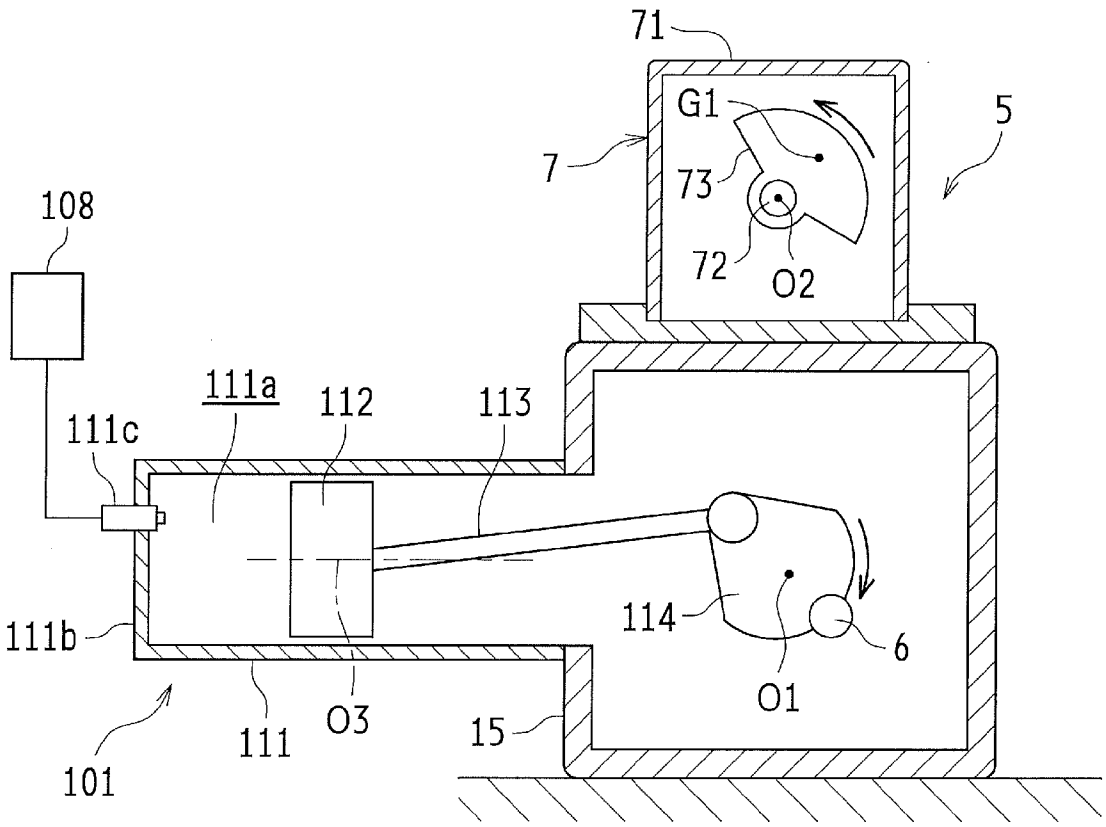
[図14]



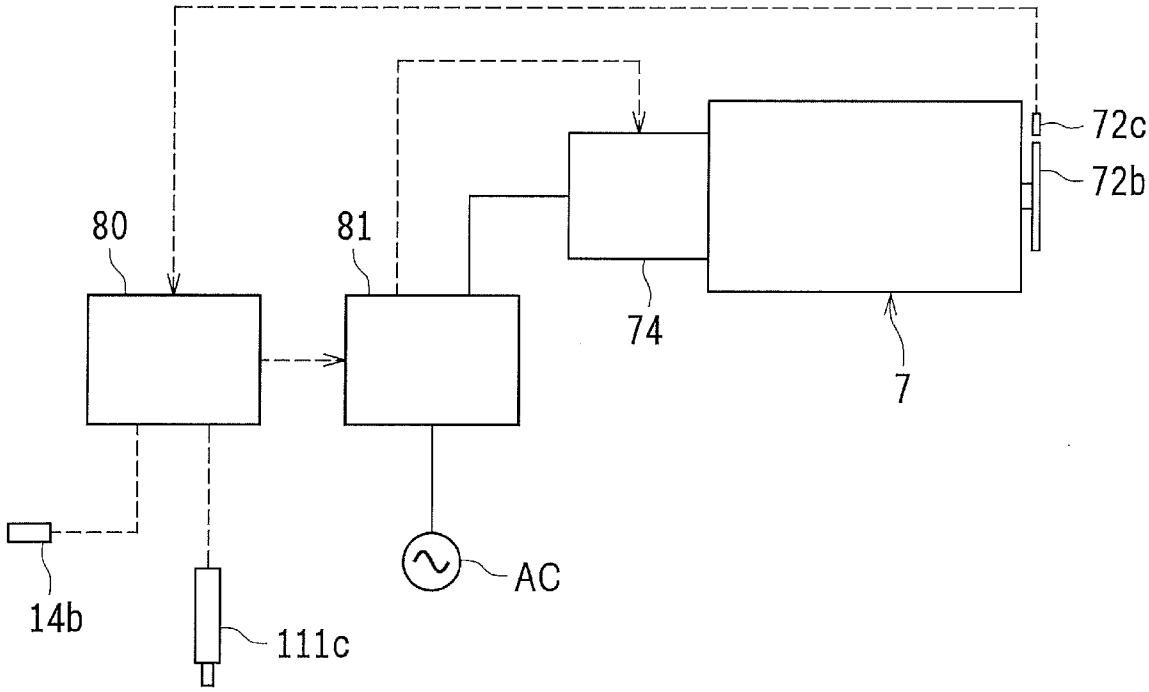
[図15]



[図16]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/004860

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16F15/26(2006.01)i, *F01B7/16*(2006.01)i, *F01B9/02*(2006.01)i, *F02G1/053*(2006.01)i, *F16C3/08*(2006.01)i, *F02B77/00*(2006.01)n

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16F15/26, F01B7/16, F01B9/02, F02G1/053, F16C3/08, F02B77/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2017 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2014-240690 A (Mitsubishi Motors Corp.), 25 December 2014 (25.12.2014), paragraphs [0019] to [0022], [0028] to [0031], [0063] to [0066]; fig. 1 to 6, 18 (Family: none)	1-4 5-6
Y	JP 2006-46324 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 16 February 2006 (16.02.2006), paragraph [0026] & EP 1614939 A1 paragraph [0035] & WO 2006/006435 A1	5-6
Y	JP 4-311656 A (Naoji ISSHIKI), 04 November 1992 (04.11.1992), paragraph [0007]; fig. 1 (Family: none)	6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
20 April 2017 (20.04.17)	09 May 2017 (09.05.17)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/004860

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2006-38126 A (Toyota Motor Corp.), 09 February 2006 (09.02.2006), entire text; all drawings (Family: none)	1-6
A	JP 2009-281458 A (Honda Motor Co., Ltd.), 03 December 2009 (03.12.2009), entire text; all drawings (Family: none)	1-6

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１７／００４８６０

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16F15/26(2006.01)i, F01B7/16(2006.01)i, F01B9/02(2006.01)i, F02G1/053(2006.01)i, F16C3/08(2006.01)i, F02B77/00(2006.01)n

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16F15/26, F01B7/16, F01B9/02, F02G1/053, F16C3/08, F02B77/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
X Y	JP 2014-240690 A（三菱自動車工業株式会社）2014.12.25, [0019]-[0022],[0028]-[0031],[0063]-[0066],図1-6,18（ファミリーなし）	1-4 5-6
Y	JP 2006-46324 A（ヤマハ発動機株式会社）2006.02.16, [0026] & EP 1614939 A1 [0035] & WO 2006/006435 A1	5-6
Y	JP 4-311656 A（一色　尚次）1992.11.04, [0007],図1（ファミリーなし）	6

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
２０．０４．２０１７	０９．０５．２０１７

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｗ　３８６２
保田　亨介
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３６７

C（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2006-38126 A（トヨタ自動車株式会社）2006.02.09, 全文,全図 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 2009-281458 A（本田技研工業株式会社）2009.12.03, 全文,全図 (ファミリーなし)	1-6