

(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2014-134230

(P2014-134230A)

(43) 公開日 平成26年7月24日(2014.7.24)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 15/26 (2006.01)	F 1 6 F 15/26 L	3 J 0 3 0
F 0 2 B 77/00 (2006.01)	F 0 2 B 77/00 L	
F 1 6 H 55/14 (2006.01)	F 1 6 H 55/14	

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2013-1633 (P2013-1633)	(71) 出願人	509186579
(22) 出願日	平成25年1月9日 (2013.1.9)		日立オートモティブシステムズ株式会社
			茨城県ひたちなか市高場2520番地
		(74) 代理人	100086232
			弁理士 小林 博通
		(74) 代理人	100092613
			弁理士 富岡 潔
		(74) 代理人	100096459
			弁理士 橋本 剛
		(72) 発明者	斎藤 正晴
			神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立
			オートモティブシステムズ株式会社内
		(72) 発明者	東藤 保
			神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立
			オートモティブシステムズ株式会社内
			最終頁に続く

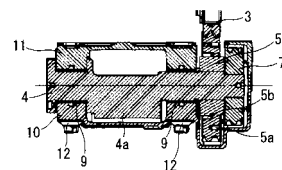
(54) 【発明の名称】 内燃機関のバランス装置

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関のバランス装置において、シザーズギヤを用いることなく歯打ち音を低減する。

【解決手段】 駆動ギヤ5，バランス駆動ギヤ7，バランス従動ギヤ8のうち少なくとも1つのギヤの軸方向両側面に、径の異なる環状溝5a，5bを夫々設ける。前記夫々の環状溝5a，5bは、軸方向において重なる深さまで形成する。これにより、ギヤにおける歯面から内周方向への振動の伝達を遮断する。また、環状溝5a，5bにより、ギヤの剛性が低下して撓りやすくなり、相手側のギヤにおけるヘリカル歯との接触面積を大きくして噛み合いやすし、歯打ち音を抑制することが可能となる。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クランクシャフトから回転力が伝達される入力ギヤと噛み合う駆動ギヤと、
該駆動ギヤから回転力が伝達され、バランスウェイトを備えたバランス駆動シャフトと

、
該バランス駆動シャフトと一体的に回転するように設けられたバランス駆動ギヤと、
該バランス駆動ギヤと噛み合うバランス従動ギヤと、
該バランス従動ギヤと一体的に回転する、バランスウェイトを備えたバランス従動シャフト と、を備え、

前記駆動ギヤ、バランス駆動ギヤ、バランス従動ギヤのうち少なくとも 1 つのギヤの軸
方向両側面には、径の異なる環状溝が夫々設けられており、 10

夫々の環状溝が軸方向において重なる深さまで形成されていることを特徴とする内燃
機関のバランス装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関に設けられて、内燃機関の回転による振動を低減させるバランス装
置に関する。

【背景技術】

【0002】

バランス装置は、クランクシャフトに設けられたクランクギヤから従動ギヤを介してバ
ランスシャフトに回転が伝達されるようになっている。しかしながら、クランクシャフト
とバランス装置は、別々の構造体に支持されているため、支持される位置に誤差が生じや
すく、歯打ち音が生じてしまうといった問題があった。 20

【0003】

このような問題に対して、従動ギヤにシザーズギヤを用いてバックラッシュを吸収し、
歯打ち音を低減する方法が特許文献 1 に開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2007-239521 公報 30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、特許文献 1 は通常のギヤと比較して高価なシザーズギヤを用いているた
め、バランス装置のコストが上昇してしまっていた。また、シザーズギヤを用いた場合、
ギヤ同士を噛み合わせる作業が煩雑であった。

【0006】

本発明の目的は、シザーズギヤを用いることなく歯打ち音を低減することができる内燃
機関のバランス装置を提供することにある。 40

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、前記従来の問題に鑑み、案出されたもので、バランス装置内のギヤのうち少
なくとも一つのギヤの軸方向両側面に、径の異なる環状溝が夫々設けられており、夫々の
環状溝が軸方向において重なる深さまで形成されていることを特徴としている。

【発明の効果】

【0008】

本発明によれば、シザーズギヤを用いることなく歯打ち音を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図 1】 バランサ装置の正面図である。

【図 2】 同装置 Y-Y 方向断面図である。

【図 3】 ロアーハウジングを外してハウジング装置を底部から見た図である。

【図 4】 バランサ駆動シャフトとバランサ駆動ギヤの変形を示す概略図である。

【図 5】 実施形態 2 のメインギヤ断面図である。

【図 6】 実施形態 3 のメインギヤ断面図である。

【図 7】 実施形態 4 のメインギヤ断面図である。

【図 8】 実施形態 5 のメインギヤ断面図である。

【図 9】 実施形態 6 のメインギヤ断面図である。

【図 10】 実施形態 7 のメインギヤ断面図である。

【図 11】 実施形態 8 のメインギヤ断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、本発明に係わるバランサ装置の実施形態 1～8 を図 1～11 に基づいて詳細に説明する。

【0011】

〔実施形態 1〕

図 1 はバランサ装置のエンジン搭載正面図、図 2 は前記図 1 の Y-Y 方向の断面図、図 3 はロアーハウジングを外してハウジング装置を底部から見た図である。

【0012】

図 1 に示すように、内燃機関のシリンダブロック（図示省略）の下面に、クランクシャフト 2 に固定されたクランクギヤ 3 によって回転駆動するバランサ装置 1 が設けられている。

【0013】

図 1～3 に示すように、バランサ装置 1 は、クランクギヤ（入力ギヤ）3 と噛合し、クランクギヤ 3 からの回転力が伝達されるメインギヤ（駆動ギヤ）5 と、メインギヤ 5 から回転力が伝達されるバランサ駆動シャフト 4 と、バランサ駆動シャフト 4 に固定されたバランサ駆動ギヤ 7 と、バランサ駆動ギヤ 7 と各歯が互いに噛合したバランサ従動ギヤ 8 と、バランサ従動ギヤ 8 からの回転力が伝達されるバランサ従動シャフト 6 と、を備える。

【0014】

前記バランサ駆動シャフト 4 およびバランサ従動シャフト 6 には、それぞれ半円状のバランサウェイト 4a, 6a が一体的に形成されている。また、バランサ駆動シャフト 4, バランサ従動シャフト 6 は、内燃機関前後方向に平行に配置されている。なお、両シャフト 4, 6 はクランクシャフト 2 が 1 回転するに当たり 2 回転するように設計されている。

【0015】

バランサ駆動シャフト 4 及びバランサ従動シャフト 6 はすべり軸受け 9 を介し、ロアーハウジング 10 及びアッパーハウジング 11 にて回転自在に支持されている。このロアーハウジング 10 及びアッパーハウジング 11 はボルト 12 によって相互に締結されている。

【0016】

前記クランクギヤ 3, メインギヤ 5, バランサ駆動ギヤ 7, バランサ従動ギヤ 8 は円盤状を呈し、中央にそれぞれクランクシャフト 2, バランサ駆動シャフト 4, バランサ従動シャフト 6 が挿通される挿通孔が貫通形成されている。また、各ギヤ 3, 5, 7, 8 は外周に所定角度をもって軸方向へ捻れ角を有する複数のヘリカル歯が一体に形成されている。

【0017】

本バランサ装置 1 は、クランクシャフト 2 が回転すると、その回転と同期してクランクシャフト 2 に固定されたクランクギヤ 3 が回転する。この時、クランクギヤ 3 からバランサ駆動シャフト 4 に固定されたメインギヤ 5 に回転駆動力が伝達され、バランサウェイト 4a を持ったバランサ駆動シャフト 4, バランサ駆動ギヤ 7, バランサ従動ギヤ 8, バラ

10

20

30

40

50

ンサウエイト 6 a を持ったバランサ従動シャフト 6 を回転するようになっている。

【0018】

本バランサ装置 1 は、バランサウエイト 4 a, 6 a を持ったエンジンの 2 倍速で回転するバランサ駆動シャフト 4, バランサ従動シャフト 6 によってエンジン起振力 2 次成分と逆位相の起振力を発生させ、エンジン振動の相殺を行っている。

【0019】

ここで、図 2 に示すように、本バランサ装置 1 は、クランクギヤ 3 と噛合うメインギヤ 5 に対して、軸方向両側面に径の異なる環状溝 5 a, 5 b が夫々設けられている。この環状溝 5 a, 5 b は、軸方向において重なる深さまで形成されている。

【0020】

通常、バランサ装置は、クランクシャフト 2 の回転変動により、クランクギヤ 3 とメインギヤ 5 間に衝突振動が発生する。

【0021】

また、バランサ駆動シャフト 4 は、バランサウエイト 4 a が設けられているため、シャフト自体が弓状に変形しながら回転する。このため、バランサ駆動シャフト 4 に固定されているメインギヤ 5 も傾いてしまうことがある。さらに、クランクシャフト 2 は、バランサ装置 1 と別の構造体に支持されているため、クランクシャフト 2 に固定されたクランクギヤ 3 とメインギヤ 5 との間に位置ずれが生じる。このため、クランクギヤ 3 とメインギヤ 5 間の噛み合い部分で歯打ち音が発生しやすい。

【0022】

前記回転変動や歯打ち音による振動は、メインギヤ 5、バランサ駆動シャフト 4、すべり軸受け 9 を介しロアーハウジング 10 及びアッパーハウジング 11 に伝わり異音を発生させる。

【0023】

しかし、本実施形態 1 におけるバランサ装置 1 は、メインギヤ 5 に前述の環状溝 5 a, 5 b が形成されているため、クランクギヤ 3 とメインギヤ 5 間で生じる振動が環状溝 5 a, 5 b によって吸収される。その結果、メインギヤ 5 において歯面から内周側への振動の伝達を抑制し、音振性能の向上を図ることが可能となる。

【0024】

また、バランサ駆動シャフト 4 がバランサウエイト 4 a により変形したとしても、メインギヤ 5 に環状溝 5 a, 5 b が形成されているため、剛性が低下して撓り易くなり、メインギヤ 5 の歯面をクランクギヤ 3 に合わせられる。その結果、本実施形態 1 では、歯打ち音を極力抑制することができるといった作用効果を得ることができる。

【0025】

以上のことから、本実施形態 1 では、従来のように音振性能向上のためにシザーズギヤを用いていないため、コストの低減、組立作業の簡略化を図ることが可能となる。

【0026】

また、環状溝 5 a, 5 b がメインギヤ 5 において軸方向にオーバーラップしているため、メインギヤ 5 の軸方向全てにおいて環状溝 5 a, 5 b のうち少なくとも一方が形成されることとなる。その結果、メインギヤ 5 において歯面から内周方向への振動伝達を、より抑制することが可能となる。

【0027】

また、環状溝 5 a, 5 b がメインギヤ 5 において軸方向にオーバーラップしているため、メインギヤ 5 の剛性がより低下して撓りやすくなり、相手側のクランクギヤ 3 におけるヘリカル歯との接触面積を大きくして噛み合いやすし、歯打ち音を抑制することが可能となる。

【0028】

また、シザーズギヤを用いた場合、歯打ち音を小さくすることができるが、ギヤ間のフリクションが大きくなり、噛み合い音が大きくなってしまっていた。すなわち、従来は、歯打ち音を抑制するか噛み合い音を抑制するかはトレードオフの状態であり、歯打ち音、

10

20

30

40

50

噛み合い音の両方を同時に抑制することはできなかった。それに対し、本実施形態 1 は、オーバーラップしている環状溝 5 a, 5 b により、メインギヤ 5 における歯面から内周面へと伝達される振動を遮断することができるため、歯打ち音と噛み合い音の両方を遮断することが可能となる。

【0029】

なお、図 2 では小径の環状溝 5 b が軸方向バランサウェイト 4 a 側、大径の環状溝 5 a が軸方向バランサ駆動ギヤ 7 側に形成された場合を示しているが、小径の環状溝 5 b を軸方向バランサ駆動ギヤ 7 側、大径の環状溝 5 a を軸方向バランサウェイト 4 a 側に形成してもよい。以下、それぞれの効果について説明する。

【0030】

図 4 は、本実施形態 1 におけるバランサ駆動シャフトとバランサ駆動ギヤの変形を示す概略図である。図 4 (a), (b) は小径の環状溝 5 b が軸方向バランサウェイト 4 a 側、大径の環状溝 5 a が軸方向バランサ駆動ギヤ 7 側に形成されており、図 4 (c), (d) は大径の環状溝 5 a が軸方向バランサウェイト 4 a 側、小径の環状溝 5 b が軸方向バランサ駆動ギヤ 7 側に形成されている場合を示している。

【0031】

バランサ駆動シャフト 4 には、バランサウェイト 4 a が形成されているため、シャフト 4 自体が弓状に変形しながら回転する。図 4 (a) はバランサウェイト 4 a が形成された軸方向中央部が下側、軸方向両端が上側に変形した場合を示している。図 4 (b) はバランサウェイト 4 a が形成された軸方向中央部が上側、軸方向両端が下側に変形した場合を示している。

【0032】

図 4 (a) の時、バランサ駆動シャフト 4 の軸方向両端が上側に変形しているため、メインギヤ 5 の外周がクランクギヤ 3 に接近している。一方、図 4 (b) の時、バランサ駆動シャフト 4 の軸方向両端が下側に変形しているため、メインギヤ 5 の外周がクランクギヤ 3 から遠ざかっている。特に、メインギヤ 5 外周の軸方向バランサ駆動ギヤ 7 側がクランクギヤ 3 から遠ざかることとなる。

【0033】

このような場合、図 4 (a) の時よりも図 4 (b) の時の方が、メインギヤ 5 がクランクギヤ 3 から遠ざかっているため、バックラッシュが大きくなり、それに伴い歯打ち音が大きくなる。そのため、歯打ち音を低減させるためには、図 4 (b) の時におけるメインギヤ 5 外周のバランサ駆動ギヤ 7 側のバックラッシュを小さくする必要がある。

【0034】

上述したように、図 4 (a), (b) の場合は、小径の環状溝 5 b がバランサウェイト 4 a 側に形成されているため、メインギヤ 5 は外周側がバランサウェイト 4 a 側に変形しやすい。メインギヤ 5 の外周側がバランサウェイト 4 a 側に変形した場合、メインギヤ 5 外周のバランサ駆動ギヤ 7 側は、クランクギヤ 3 側に接近する。そのため、小径の環状溝 5 b が軸方向バランサウェイト 4 a 側に形成されている方が、メインギヤ 5 とクランクギヤ 3 間のバランサ駆動ギヤ 7 側のバックラッシュを吸収することができ、歯打ち音をより抑制することが可能となる。

【0035】

一方、図 4 (c) はバランサウェイト 4 a が形成された軸方向中央部が下側、軸方向両端が上側に変形した場合を示しており、図 4 (d) はバランサウェイト 4 a が形成された軸方向中央部が上側、軸方向両端が下側に変形した場合を示している。

【0036】

図 4 (c) の時、バランサ駆動シャフト 4 の軸方向両端が上側に変形しているため、メインギヤ 5 の外周がクランクギヤ 3 に接近している。特に、メインギヤ 5 外周のバランサ駆動ギヤ 7 側がクランクギヤ 3 に接近していることとなる。一方、図 4 (d) の時、バランサ駆動シャフト 4 の軸方向両端が下側に変形しているため、メインギヤ 5 の外周がクランクギヤ 3 から遠ざかっている。

【0037】

このような場合、図4(c)の時の方が図4(d)の時よりも、メインギヤ5がクランクギヤ3に近いため、フリクションが大きくなり噛み合い音が大きくなる。そのため、噛み合い音を低減させるためには、図4(c)の時にけるバランス駆動ギヤ7側のメインギヤ5とクランクギヤ3との間のフリクションを低減する必要がある。

【0038】

上述したように、図4(c)、(d)の場合は、小径の環状溝5bがバランス駆動ギヤ7側に形成されているため、メインギヤ5は外周側がバランス駆動ギヤ7側に変形しやすい。メインギヤ5の外周側がバランス駆動ギヤ7側に変形した場合、メインギヤ5外周のバランス駆動ギヤ7側は、クランクギヤ3側から遠ざかる。そのため、小径の環状溝5bがバランス駆動シャフト7側に形成されている方が、メインギヤ5とクランクギヤ3間のバランス駆動ギヤ7側のフリクションを低減させることができ、噛み合い音をより抑制することが可能となる。

10

【0039】

〔実施形態2〕

図5は、本実施形態2におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。以下、実施形態2以降は、メインギヤ5の環状溝5a、5b以外は実施形態1と同様であるため、説明を省略する。

【0040】

図5に示すように、本実施形態2において、前述の環状溝5a、5b内に、環状溝5a、5bと略同一形状の弾性体13が環状溝5a、5bの内外周に緊迫力を持つように挿入されている。前記弾性体13は、振動を吸収するゴム、樹脂、または制振鋼材から構成されている。

20

【0041】

本実施形態2におけるバランス装置によれば、実施形態1と比較して、前記弾性体13が音の発生源となる振動を吸収し、振動の伝播を抑制することにより、更なる音振性能の向上を図ることが可能となる。

【0042】

〔実施形態3〕

図6は、本実施形態3におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図6に示すように、本実施形態3においては、実施形態2における弾性体13の代わりに、振動吸収材として安価なOリング14が環状溝5a、5b内に内外周に緊迫力を持つように挿入されている。

30

【0043】

本実施形態3におけるバランス装置によれば、実施形態2と同様に、Oリング14が音の発生源となる振動を吸収し、振動の伝播を抑制することにより、更なる音振性能の向上が図れる。また、振動吸収剤として安価なOリングを用いることにより、コストの低減を図ることが可能となる。

【0044】

〔実施形態4〕

図7は、本実施形態4におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図7に示すように、本実施形態4においては、環状溝5a、5bが、底部に対して開口部の幅が狭くなるように段差5cが形成されている。

40

【0045】

弾性体13またはOリング14を環状溝5a、5bに挿入する場合、弾性体13またはOリング14は幅の狭い開口部を通る際は開口部により圧縮され、開口部よりも幅の広い底部まで至った際には、圧縮から解放されて最適圧縮形状に戻る。

【0046】

そのため、本実施形態4におけるバランス装置によれば、実施形態2、3の作用効果に加え、弾性体13またはOリング14が環状溝5a、5bから脱落することを抑制するこ

50

とが可能となる。

【0047】

〔実施形態5〕

図8は、本実施形態5におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図8に示すように、本実施形態5においては、前述の環状溝5a、5bにおいて、底部幅W1に対し開口部幅W2が狭くなる様に、底部から開口部にかけて内外周面のうち少なくとも一方がテーパ状に形成されている。開口部幅W2が狭く形成されているため、実施形態4と同様に弾性体13またはリング14が環状溝5a、5bから脱落することを抑制することが可能となる。

【0048】

10

また、本実施形態5におけるバランス装置によれば、実施形態4の段差5cを形成する場合と比較して、テーパ状に形成する方が容易であるため、環状溝5a、5bの形成が容易となる。

【0049】

〔実施形態6〕

図9は、本実施形態6におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図9に示すように、本実施形態6は、前述の環状溝5a、5bにおいて、底部幅W1に対し開口部幅W2が狭くなる様に、底部から開口部にかけて内外周面の両方がテーパ状に形成されている。

【0050】

20

本実施形態6におけるバランス装置によれば、実施形態5と同様の作用効果を奏する。

【0051】

〔実施形態7〕

図10は、本実施形態7におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図10に示すように、本実施形態7において、前述の環状溝5a、5bは底部が開口部よりもメインギヤ5の外周側に位置するように形成されている。

【0052】

本実施形態7におけるバランス装置によれば、メインギヤ5が回転することにより弾性体13またはリング14に対して、メインギヤ5の外周側の方向へ遠心力が働く。これにより、弾性体13またはリング14は環状溝5a、5bの底部に押しつけられることとなる。その結果、実施形態5、6のように高価な特殊加工を施すことなく、弾性体13またはリング14が環状溝5a、5bから脱落することを抑制することが可能となる。

30

【0053】

〔実施形態8〕

図11は、本実施形態8におけるバランス装置のメインギヤ5を示す断面図である。図11に示すように、本実施形態8は、前述の環状溝5a、5b内において、環状溝5a、5b外周より大径の溝15が形成されている。

【0054】

本実施形態8におけるバランス装置によれば、弾性体13またはリング14の一部が緊迫力によって溝15中に食い込むことにより、弾性体13またはリング14が環状溝5a、5bから脱落することを抑制することが可能となる。

40

【0055】

尚、溝15は環状溝5a、5bより小径側に設けても同等の効果が得られる。

【0056】

以上、本発明において、記載された具体例に対してのみ詳細に説明したが、本発明の技術思想の範囲で多彩な変形および修正が可能であることは、当業者にとって明白なことであり、このような変形および修正が特許請求の範囲に属することは当然のことである。

【0057】

例えば、前述の実施形態1～8では、メインギヤ5に環状溝5a、5bを形成した構成

50

について説明したが、メインギヤ5のみならず、バランス駆動ギヤ7又はバランス従動ギヤ8に環状溝を形成することも可能である。これにより、バランス駆動ギヤ7、バランス従動ギヤ8間の音振性能効果の向上を図ることが可能となる。

【0058】

ここで、上述した各実施形態から把握される技術的思想であって、特許請求の範囲に記載したもの以外のものについて、その効果ともに以下に記載する。

【0059】

(1) 請求項1に記載の内燃機関のバランス装置において、前記環状溝内には、弾性体が設けられていることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0060】

(1) 記載の技術的思想によれば、弾性体が音の発生源となる振動を吸収し、振動の伝播を抑制することにより、更なる音振性能の向上を図ることが可能となる。

【0061】

(2) (1) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記弾性体は、ゴム材料であることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0062】

(2) 記載の技術的思想によれば、ゴム材料である弾性体が音の発生源となる振動を吸収し、振動の伝播を抑制することにより、更なる音振性能の向上を図ることが可能となる。

【0063】

(3) (2) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記弾性体は、Ｏリングであることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0064】

(3) 記載の技術的思想によれば、弾性体にＯリングを用いることにより、コストの低減を図ることが可能となる。

【0065】

(4) (1) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記環状溝は、底部に対して開口部の幅が狭くなるように形成されたことを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0066】

(4) 記載の技術的思想によれば、弾性体またはＯリングが幅の狭い開口部によって環状溝から脱落することを抑制することが可能となる。

【0067】

(5) (4) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記環状溝は、底部から開口部に向かうに従い幅が狭くなるようにテーパ状に形成されたことを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0068】

(5) 記載の技術的思想によれば、段差を形成する場合と比較して、テーパ状に形成する方が容易であるため、環状溝の形成が容易となる。

【0069】

(6) (1) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記環状溝は、開口部よりも底部がメインギヤの外周側に位置していることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0070】

(6) 記載の技術的思想によれば、高価な特殊加工を施すことなく、遠心力により、弾性体またはＯリングが環状溝から脱落することを抑制することが可能となる。

【0071】

(7) (1) 記載の内燃機関のバランス装置において、前記環状溝内に、環状溝外周より大径または環状溝より小径の溝が設けられていることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【0072】

(7) 記載の技術的思想によれば、弾性体またはＯリングの一部が緊迫力により溝中に

10

20

30

40

50

食い込むことにより、弾性体またはＯリングが環状溝から脱落することを抑制することが可能となる。

【００７３】

（８）請求項１記載の内燃機関のバランス装置において、前記駆動ギヤの軸方向バランスウエイト側が、反対側より大径の環状溝が設けられていることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【００７４】

（８）記載の技術的思想によれば、駆動ギヤの外周側が軸方向バランスウエイトと反対側に変形しやすく、噛み合い音をより抑制することが可能となる。

【００７５】

（９）請求項１記載の内燃機関のバランス装置において、前記駆動ギヤの軸方向バランスウエイト側が反対側より小径の環状溝が設けられていることを特徴とする内燃機関のバランス装置。

【００７６】

（９）記載の技術的思想によれば、駆動ギヤの外周側が軸方向バランスウエイト側に変形しやすく、歯打ち音をより抑制することが可能となる。

【符号の説明】

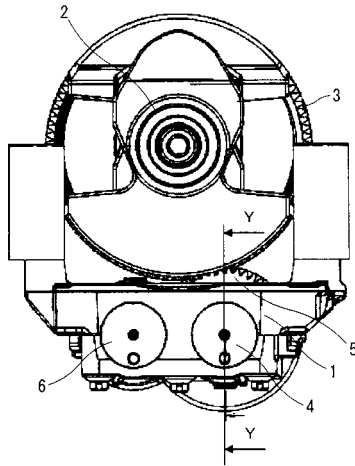
【００７７】

- １…バランス装置
- ２…クランクシャフト
- ３…クランクギヤ（入力ギヤ）
- ４…バランス駆動シャフト
- ４ a…駆動シャフト側バランスウエイト
- ５…メインギヤ（駆動ギヤ）
- ５ a，５ b…環状溝
- ６…バランス従動シャフト
- ６ a…従動シャフト側バランスウエイト
- ７…バランス駆動ギヤ
- ８…バランス従動ギヤ

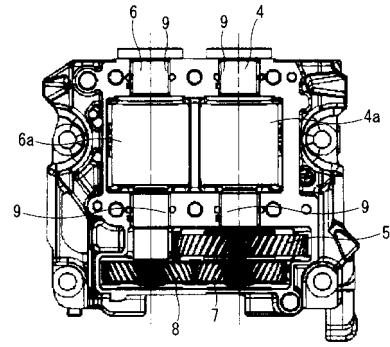
10

20

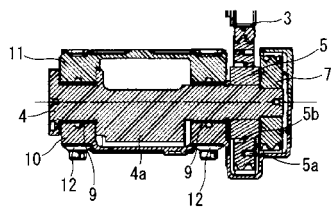
【図 1】



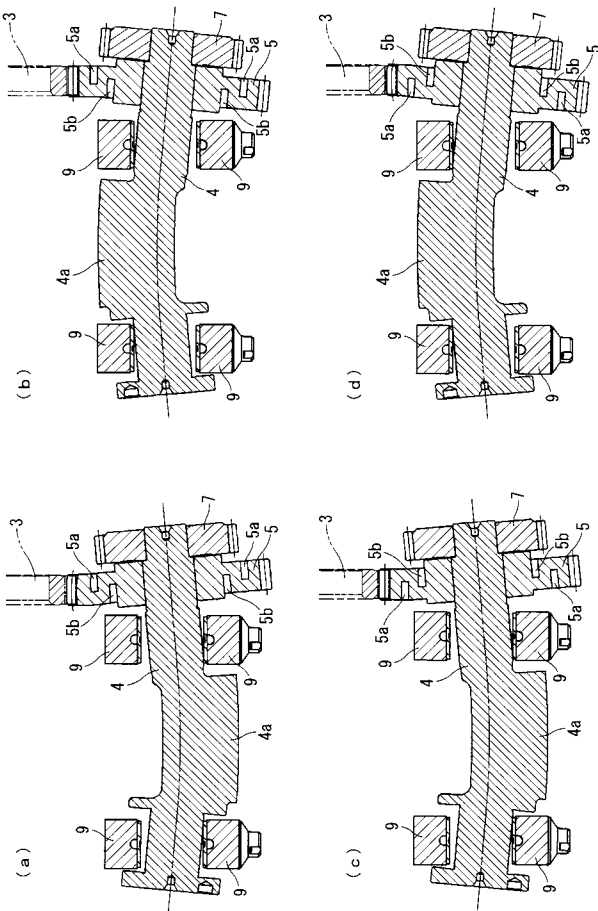
【図 3】



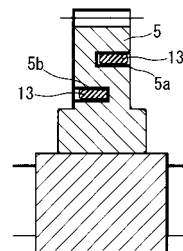
【図 2】



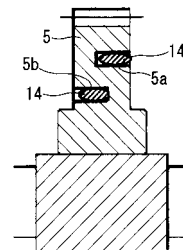
【図 4】



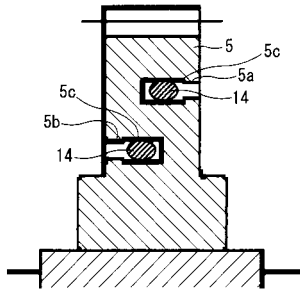
【図 5】



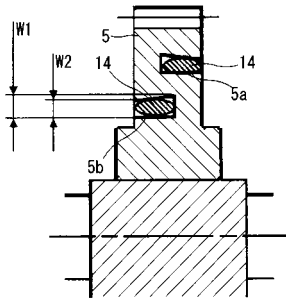
【図 6】



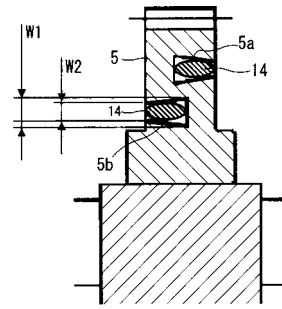
【図 7】



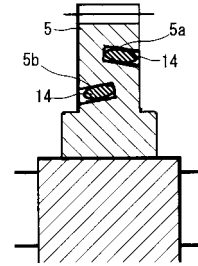
【図 8】



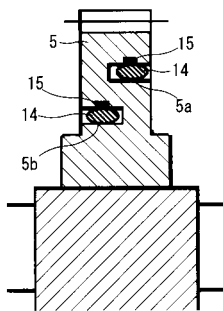
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

- (72)発明者 北村 正晴
神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
- (72)発明者 岡部 晴信
神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
- (72)発明者 鶴田 誠次
神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
- (72)発明者 平野 崇
神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
- Fターム(参考) 3J030 AA06 AA08 BB17 CA10