

(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2017-160856

(P2017-160856A)

(43) 公開日 平成29年9月14日(2017.9.14)

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード (参考)	
F 0 2 B	63/00	(2006.01)	F 0 2 B	63/00	C	3 G 0 1 6	
F 0 1 L	1/02	(2006.01)	F 0 1 L	1/02	E	3 J 0 4 9	
F 0 2 B	67/04	(2006.01)	F 0 2 B	67/04	A	3 J 0 6 2	
F 0 2 B	67/06	(2006.01)	F 0 2 B	67/06	Z		
F 1 6 H	7/02	(2006.01)	F 1 6 H	7/02	A		
審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 15 頁) 最終頁に続く							

(21) 出願番号 特願2016-46814 (P2016-46814)
 (22) 出願日 平成28年3月10日 (2016.3.10)

(71) 出願人 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 110001379
 特許業務法人 大島特許事務所
 (74) 代理人 100067356
 弁理士 下田 容一郎
 (74) 代理人 100160004
 弁理士 下田 憲雅
 (74) 代理人 100120558
 弁理士 住吉 勝彦
 (74) 代理人 100148909
 弁理士 瀧澤 匡則
 (74) 代理人 100161355
 弁理士 野崎 俊剛

最終頁に続く

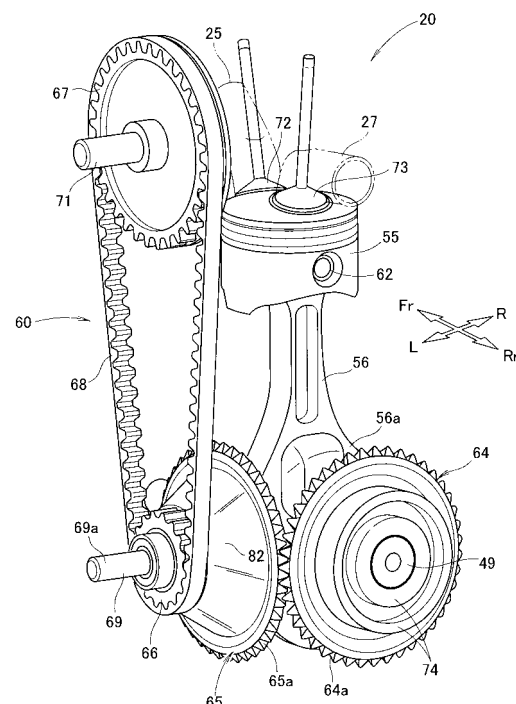
(54) 【発明の名称】 作業機用エンジン

(57) 【要約】

【課題】軽量化が図れ、さらに、コンパクト化が図れる作業機用エンジンを提供する。

【解決手段】作業機用エンジン20は、クランクシャフト49に同軸に設けられる第1ベベルギヤ64と、クランクシャフト49に対して交差するように支持される第2ベベルギヤ65とを備える。また、第2ベベルギヤ65と同軸上に駆動タイミングプーリ66が支持される。さらに、駆動タイミングプーリ66および従動タイミングプーリ67にカム駆動ベルト68が掛け渡される。また、第1ベベルギヤ64を歯数N1、第2ベベルギヤ65を歯数N2、駆動タイミングプーリ66を歯数N3、従動タイミングプーリ67を歯数N4とし、 $N1 = 0.5 \times (N2 / N3) \times N4$ とした。

【選択図】 図8



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クランクシャフトの回転をカムシャフトに伝えるカム駆動ベルトを備える作業機用エンジンにおいて、

前記クランクシャフトに同軸に設けられる駆動用の第 1 ベベルギヤと、

該第 1 ベベルギヤに噛み合い、前記クランクシャフトに対して交差するように支持される従動用の第 2 ベベルギヤと、

該第 2 ベベルギヤと同軸上に支持される駆動タイミングプーリと、

該駆動タイミングプーリの上方に設けられ、前記クランクシャフトに対して交差するように支持される従動タイミングプーリと、を備え、

前記駆動タイミングプーリおよび前記従動タイミングプーリに前記カム駆動ベルトが掛け渡され、

前記第 1 ベベルギヤを歯数 N_1 、前記第 2 ベベルギヤを歯数 N_2 、前記駆動タイミングプーリを歯数 N_3 、前記従動タイミングプーリを歯数 N_4 とし、

$N_1 = 0.5 \times (N_2 / N_3) \times N_4$ とする、

ことを特徴とする作業機用エンジン。

【請求項 2】

前記第 1 ベベルギヤの歯数 N_1 、前記第 2 ベベルギヤの歯数 N_2 が、

$N_1 < N_2$ の条件を満たす、請求項 1 記載の作業機用エンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、クランクシャフトの回転をカム駆動ベルトを介してカムシャフトに伝える作業機用エンジンに関する。

【背景技術】

【0002】

作業機用エンジンとして、クランクシャフトに駆動タイミングプーリが同軸上に形成され、駆動タイミングプーリおよび従動タイミングプーリにタイミングベルトが掛け渡されるオーバーヘッドカムシャフト（OHC）構造が知られている。

すなわち、クランクシャフトと平行にカムシャフトが設けられ、カムシャフトに従動タイミングプーリが同軸上に形成され、駆動タイミングプーリおよび従動タイミングプーリにタイミングベルトが掛け渡される（例えば、特許文献 1 参照。）。

【0003】

特許文献 1 の作業機用エンジンによれば、カムシャフトがクランクシャフトと平行に設けられる。よって、吸気ポートや排気ポートの設置自由度が制限される。よって、吸気ポートに連通される吸気系部品や、排気ポートに連通される排気系部品の配置に制約が与えられる。

このため、吸気系部品や排気系部品を小型にして作業機用エンジンを軽量化することが難しい。さらに、吸気系部品や排気系部品を効率よくまとめて作業機用エンジンをコンパクト化することが難しい。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2003-120222 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明は、軽量化が図れ、さらに、コンパクト化が図れる作業機用エンジンを提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

請求項1に係る発明は、クランクシャフトの回転をカムシャフトに伝えるカム駆動ベルトを備える作業機用エンジンにおいて、前記クランクシャフトに同軸に設けられる駆動用の第1ベベルギヤと、該第1ベベルギヤに噛み合い、前記クランクシャフトに対して交差するように支持される従動用の第2ベベルギヤと、該第2ベベルギヤと同軸上に支持される駆動タイミングプーリと、該駆動タイミングプーリの上方に設けられ、前記クランクシャフトに対して交差するように支持される従動タイミングプーリと、を備え、前記駆動タイミングプーリおよび前記従動タイミングプーリに前記カム駆動ベルトが掛け渡され、前記第1ベベルギヤを歯数 $N1$ 、前記第2ベベルギヤを歯数 $N2$ 、前記駆動タイミングプーリを歯数 $N3$ 、前記従動タイミングプーリを歯数 $N4$ とし、 $N1 = 0.5 \times (N2 / N3) \times N4$ とする、作業機用エンジンが提供される。

10

【0007】

このように、従動用の第2ベベルギヤをクランクシャフトに対して交差させ、第2ベベルギヤと同軸上に駆動タイミングプーリを支持した。また、クランクシャフトに対して交差するように従動タイミングプーリを支持した。さらに、駆動タイミングプーリおよび従動タイミングプーリにカム駆動ベルトを掛け渡した。

ここで、「クランクシャフトに対して交差する」とは、クランクシャフトに対して直交、あるいは、クランクシャフトに対して任意の角度を持つように配置されることをいう。

【0008】

クランクシャフトに対して交差するように従動タイミングプーリを支持することにより、カムシャフトがクランクシャフトに対して交差するように配置される。よって、吸気バルブ、排気バルブの配置位置を任意に選択できる。すなわち、吸気バルブで開閉する吸気ポートや、排気バルブで開閉する排気ポートの配置位置を任意に選択できる。

20

これにより、吸気系部品、排気系部品の配置位置の自由度を高めることができ、各系部品を小型化することやコンパクトに配置することが可能になり、作業機用エンジンの軽量化、コンパクト化が図れる。

【0009】

また、吸気系部品、排気系部品の配置位置の自由度を高めることにより、各系部品を冷却風の導入方向に合わせることが可能になる。よって、エンジンを効率よく冷却できる。これにより、冷却ファンの小型化が図れ、低損失、低騒音を得ることができる。

30

【0010】

ここで、吸気バルブ、排気バルブが圧縮ばねにより保持される。よって、圧縮ばねの付勢力に抗して吸気バルブ、排気バルブが開閉される。この際に、圧縮ばねの反力が第2ベベルギヤと第1ベベルギヤに作用する。

また、吸気バルブ、排気バルブの開閉のタイミングはクランクシャフトの回転と同期する。よって、第1ベベルギヤと第2ベベルギヤとの歯数を同じにすると、圧縮ばねの反力が各ベベルギヤの特定の歯に作用する。このため、第1ベベルギヤと第2ベベルギヤとの疲労限度や摩耗の進展などの観点から考慮の余地がある。

【0011】

そこで、請求項1において、第1ベベルギヤの歯数 $N1$ 、第2ベベルギヤの歯数 $N2$ 、駆動タイミングプーリの歯数 $N3$ 、従動タイミングプーリの歯数 $N4$ とし、 $N1 = 0.5 \times (N2 / N3) \times N4$ とした。

40

よって、吸気バルブ、排気バルブを開閉する際に、圧縮ばねの反力が第1ベベルギヤと第2ベベルギヤとの特定の歯に作用することを防止できる。すなわち、圧縮ばねの反力を各ベベルギヤの任意の歯に分散させることができる。

【0012】

これにより、第1ベベルギヤと第2ベベルギヤとの疲労限度や摩耗の進展などを抑制できる。したがって、第1ベベルギヤ、第2ベベルギヤに疲労強度の低い材質を選定することが可能になり、材料費の低減や軽量化が図れる。また、摩耗の進展を抑えることにより、第1ベベルギヤ、第2ベベルギヤ（すなわち、作業用エンジン）の長寿命化が図れる。

50

【0013】

請求項2に係る発明では、好ましくは、前記第1ベベルギヤの歯数N1、前記第2ベベルギヤの歯数N2が、 $N1 < N2$ の条件を満たす、請求項1記載の作業機用エンジン。

【0014】

ここで、第2ベベルギヤと同軸上に駆動タイミングプーリが支持される。よって、第2ベベルギヤと駆動タイミングプーリとの回転数が同一になる。

そこで、請求項2において、第1ベベルギヤの歯数N1、第2ベベルギヤの歯数N2の関係が $N1 < N2$ の条件を満たすようにした。第2ベベルギヤの回転数を減らすことが可能になり、従動タイミングプーリの歯数N4を減らすことができる。

【0015】

これにより、吸気バルブ、排気バルブの開閉のタイミングをクランクシャフトの回転と同期させるために、従動タイミングプーリの歯数N4を減らすことができる。

よって、従動タイミングプーリのピッチ円直径を小さく抑えることができる。これにより、シリンダヘッドのコンパクト化や、冷却性能の向上が図れる。

【発明の効果】

【0016】

本発明によれば、吸気系部品、排気系部品の配置位置の自由度を高めることにより、各系部品を小型にすることや、効率よくまとめて配置することが可能になる。これにより、作業機用エンジンの軽量化を図ることができる。さらに、コンパクト化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】本発明に係る作業機用エンジンを搭載した発電機を示す断面図である。

【図2】図1の作業機用エンジンおよびマフラーを示す分解斜視図である。

【図3】図1の作業機用エンジンを示す断面図である。

【図4】図2の作業機用エンジンを後方から見た状態を示す斜視図である。

【図5】図4の5-5線断面図である。

【図6】図5の第2ベベルギヤおよび駆動タイミングプーリを示す断面図である。

【図7】図4の第1ベベルギヤと第2ベベルギヤとを示す斜視図である。

【図8】図4の動弁機構を示す斜視図である。

【図9】本発明に係る作業機用エンジンを搭載した発電機を冷却する例を説明する図である。

【図10】本発明に係る作業機用エンジンの第1ベベルギヤおよび第2ベベルギヤの疲労限度や摩耗の進展を抑制する例を説明する図である。

【発明を実施するための形態】

【0018】

本発明を実施するための最良の形態を添付図に基づいて以下に説明する。

なお、図中に示す「前(Fr)」、「後(Rr)」、「左(L)」、「右(R)」は発電機10の操作盤33側を前(Fr)とする。

ここで、本発明に係る作業機用エンジン20を実施例において発電機10に適用する例について説明するが、作業機用エンジン20を草刈機、除雪機、耕耘機などの他の作業機に適用することも可能である。

また、本発明に係る作業機用エンジン20を「エンジン20」と略記する。

【実施例】

【0019】

実施例に係る作業機用エンジン20について説明する。

図1、図2に示すように、発電機10は、発電機10の外枠を形成する外装ケース12と、外装ケース12の内部13に収納されるエンジン20と、エンジン20の前側に設けられる発電部(作業部)21と、発電部21の前側に設けられる冷却ファン22と、冷却ファン22の前側に設けられるリコイルスタータ23とを備える。

【0020】

また、発電機10は、エンジン20の吸気ポート25に連通する吸気系（吸気系部品）26と、エンジン20の排気ポート27に連通する排気系（排気系部品）28と、エンジン20の前方に配置される燃料タンク31と、燃料タンク31の下方に設けられるインバータ32と、外装ケース12の前壁12aに設けられる操作盤33とを備える。

【0021】

発電機10によれば、リコイルスタータ23を手動で回転することにより、エンジン20が駆動する。エンジン20が駆動することによりクランクシャフト49が回転する。クランクシャフト49に発電部21のロータが連結される。よって、クランクシャフト49が回転することにより発電部21のロータが回転する。

10

【0022】

発電部21のロータが回転することにより、ロータとステータとに起電力が発生し、発電部21で発電がおこなわれる。発電部21で発電された直流電力がインバータ32で交流電力に変換され、操作盤33のコネクタ35から外部に給電される。

【0023】

また、発電部21のロータに冷却ファン22が連結される。よって、発電部21のロータが回転することにより、冷却ファン22が回転する。冷却ファン22が回転することにより、外装ケース12の外部14から内部13に外気を吸い込み、吸い込んだ外気を冷却風としてエンジン20や排気系28（特に、マフラー37）に送風する。これにより、エンジン20や排気系28のマフラー37を冷却風で冷却できる。

20

マフラー37は排気ポート27にボルト38で連結される。

【0024】

図3、図4に示すように、エンジン20は、クランクケース42が第1ケース43と第2ケース44とに傾斜状に2分割されるエンジンである。第1ケース43に、シリンダ45、シリンダヘッド46およびベルトケース47が一体に形成される。

さらに、ベルトケース47の左側壁47aの下部に支持部（いわゆる、ボス）48が一体形成される。

【0025】

支持部48は、クランクシャフト49に交差する方向へ延びる取付孔48a（図5も参照）が形成される。取付孔48aに支持軸69（後述する）の基部69aが差し込まれることにより、支持部48に支持軸69が取り付けられる。この状態において、支持軸69がクランクシャフト49に対して交差するように配置される。

30

【0026】

第1ケース43にシリンダ45、シリンダヘッド46、ベルトケース47および支持部48を一体形成し、単体のブロック構造41とすることができる。これにより、エンジン20の軽量化やコンパクト化が図れる。

以下、構成の理解を容易にするために「単体のブロック構造41」を「ユニブロック41」と称す。

【0027】

また、クランクケース42が第1ケース43と第2ケース44とに傾斜状に2分割される。よって、第1ケース43の第1分割面43aと第2ケース44の第2分割面44aとが合わせられる合わせ面51が傾斜状に形成される。

40

ここで、第1分割面43aと第2分割面44aとの合わせ面は、ノックピン（図示せず）を用いることにより精度よく位置決めされる。

【0028】

また、エンジン20は、クランクケース42の内部53に回転自在に支持されるクランクシャフト49と、クランクシャフト49にピストン55を連結するコネクティングロッド（以下、「コンロッド」という）56と、ユニブロック41に支持される動弁機構（動弁構造）60とを備える。

【0029】

50

クランクシャフト４９の出力軸（一端部側）４９ａが第１ケース４３の取付部４３ｂに回転自在に支持される。また、クランクシャフト４９の支持軸（他端部側）４９ｂが第２ケース４４の取付部４４ｂに回転自在に支持される。クランクシャフト４９のクランクピンにコンロッド５６の大端部５６ａが回転自在に連結される。

また、コンロッド５６の小端部５６ｂがピストンピン６２を介してピストン５５に連結される。

【００３０】

動弁機構６０は、クランクシャフト４９に設けられる第１ベベルギヤ６４と、第１ベベルギヤ６４に噛み合う第２ベベルギヤ６５と、第２ベベルギヤ６５と同軸上に支持される駆動タイミングプーリ６６と、駆動タイミングプーリ６６の上方に設けられる従動タイミングプーリ６７と、駆動タイミングプーリ６６および従動タイミングプーリ６７に掛け渡されるカム駆動ベルト６８とを備える。

10

【００３１】

また、動弁機構６０は、第２ベベルギヤ６５および第２ベベルギヤ６５を同軸上に支持する支持軸６９と、従動タイミングプーリ６７を支持するカムシャフト７１と、カムシャフト７１のカム７１ａ（図５参照）で駆動する吸気バルブ７２および排気バルブ７３とを備える。

【００３２】

第１ベベルギヤ６４は、クランクシャフト４９の支持軸４９ｂに対して同軸に設けられ、軸受７４とバランスウエイト７５との間に配置される。クランクシャフト４９が回転することにより、クランクシャフト４９と一体に第１ベベルギヤ６４が回転する。第１ベベルギヤ６４に第２ベベルギヤ６５が噛み合わされる。

20

また、第１ベベルギヤ６４および第２ベベルギヤ６５が、クランクケース４２の内部５３に収納される（図５も参照）。

【００３３】

図５、図６に示すように、第２ベベルギヤ６５の左側に駆動タイミングプーリ６６が同軸上に、かつ、一体に形成される。第２ベベルギヤ６５および駆動タイミングプーリ６６が支持軸６９に複数の軸受７７を介して回転自在に支持される。

【００３４】

支持軸６９の基部６９ａが支持部４８の取付孔４８ａに差し込まれることにより、支持部４８に支持軸６９がクランクシャフト４９に対して交差するように取り付けられる。よって、第２ベベルギヤ６５および駆動タイミングプーリ６６が、複数の軸受７７や支持軸６９を介して第１ケース４３に回転自在に支持される。

30

【００３５】

また、第２ベベルギヤ６５および駆動タイミングプーリ６６の軸線７９がクランクシャフト４９に対して交差するように配置される。

ここで、「クランクシャフト４９に対して交差する」とは、クランクシャフト４９に対して直交、あるいは、クランクシャフト４９に対して任意の角度を持つように配置されることをいう。

【００３６】

このように、支持軸６９を第１ケース４３を利用して支持することにより、支持軸６９を固定する部材を個別に設ける必要がない。これにより、部品数の増加を抑えて、エンジン（すなわち、発電機１０）の軽量化が図れる。

40

【００３７】

この状態において、第１ベベルギヤ６４が回転することにより第２ベベルギヤ６５が回転する。すなわち、第１ベベルギヤ６４は駆動用のギヤ、第２ベベルギヤ６５は従動用のギヤである。

【００３８】

ところで、第１ベベルギヤ６４と第２ベベルギヤ６５とはバックラッシュなどを考慮して、第１ベベルギヤ６４に対して第２ベベルギヤ６５の軸方向に精度よく位置決めする必

50

要がある。

そこで、第 2 ベベルギヤ 6 5、駆動タイミングプーリ 6 6 を支持軸 6 9 で支持し、支持軸 6 9 を第 1 ケース 4 3 に取り付けようとした。この第 1 ケース 4 3 には、クランクシャフト 4 9 の出力軸 4 9 a が取り付けられる。また、第 2 ケース 4 4 には、クランクシャフト 4 9 の支持軸 4 9 b (図 3 参照) が取り付けられる。

【0039】

図 3、図 4 に戻って、第 1 ケース 4 3 の第 1 分割面 4 3 a と第 2 ケース 4 4 の第 2 分割面 4 4 a との合わせ面 5 1 がノックピンで精度よく位置決めされる。すなわち、第 1 ケース 4 3 に対して第 2 ケース 4 4 が精度よく位置決めされる。

この状態において、クランクシャフト 4 9 の出力軸 4 9 a が第 1 ケース 4 3 の取付部 4 3 b で支持される。また、クランクシャフト 4 9 の支持軸 4 9 b が第 2 ケース 4 4 の取付部 4 4 b で支持される。

よって、第 1 ケース 4 3 の取付部 4 3 b と第 2 ケース 4 4 の取付部 4 4 b とが精度よく位置決めされる。すなわち、第 1 ケース 4 3 に対してクランクシャフト 4 9 が精度よく取り付けられる。

【0040】

また、第 1 ケース 4 3 に支持軸 6 9 が取り付けられる。このように、第 1 ケース 4 3 の単一部分材に支持軸 6 9 を取り付けることにより、クランクシャフト 4 9 に対して支持軸 6 9 が精度よく位置決めされる。

よって、第 1 ベベルギヤ 6 4 に対して第 2 ベベルギヤ 6 5 を精度よく位置決めできる。特に、第 2 ベベルギヤ 6 5 を軸方向に対して精度よく位置決めできる。

【0041】

これにより、第 1 ベベルギヤ 6 4 と第 2 ベベルギヤ 6 5 とのバックラッシュを好適に抑えることができる。したがって、第 1 ベベルギヤ 6 4、第 2 ベベルギヤ 6 5 の噛み合いによる騒音や振動を抑え、さらに、第 1 ベベルギヤ 6 4、第 2 ベベルギヤ 6 5 の耐久性を高めることができる。

さらに、第 1 ベベルギヤ 6 4 に対して第 2 ベベルギヤ 6 5 を精度よく位置決めすることにより、管理工数の削減も可能になる。

【0042】

また、第 1 ケース 4 3 の取付部 4 3 b と第 2 ケース 4 4 の取付部 4 4 b とが精度よく位置決めされる。よって、第 1 ケース 4 3 と第 2 ケース 4 4 とを一体に組み付けた状態で、第 1 ケース 4 3 の取付部 4 3 b と第 2 ケース 4 4 の取付部 4 4 b とを同時に加工(すなわち、共加工)する必要がなくなる。これにより、クランクケース 4 2 の製造費や管理費を抑えることができる。

【0043】

図 6 に示すように、第 1 ベベルギヤ 6 4 および第 2 ベベルギヤ 6 5 は、樹脂材で形成される。また、第 1 ベベルギヤ 6 4 の歯部 6 4 a および第 2 ベベルギヤ 6 5 の歯部(歯) 6 5 a は、歯型がスパイラル形状に形成される。

第 1 ベベルギヤ 6 4 および第 2 ベベルギヤ 6 5 を樹脂材で形成し、各歯部 6 4 a、6 5 a の歯型をスパイラル形状に形成する理由について後で説明する。

【0044】

図 6 に戻って、第 2 ベベルギヤ 6 5 は、クランクケース 4 2 の内部 5 3 に収納され、中空の円錐台状に形成される。具体的には、第 2 ベベルギヤ 6 5 は、支持軸 6 9 に複数の軸受 7 7 を介して支持されるギヤ基部 8 1 と、ギヤ基部 8 1 から歯部 6 5 a に向けて円錐台状に徐々に拡径されるリブ部 8 2 と、リブ部 8 2 の先端部に形成される環状の歯部 6 5 a とを有する。

第 2 ベベルギヤ 6 5 の歯部 6 5 a はピッチ円 P 1 (図 7 参照) に形成される。また、歯部 6 5 a のピッチ円 P 1 の直径は P D 1 である。

【0045】

ここで、第 2 ベベルギヤ 6 5 のリブ部 8 2 をギヤ基部 8 1 から歯部 6 5 a に向けて円錐

10

20

30

40

50

台状に徐々に拡径させる理由について説明する。

すなわち、エンジン 20 の駆動中にクランクシャフト 49 が回転する。さらに、クランクシャフト 49 の回転に追従してコンロッド 56 およびピストン 55 が作動する。クランクシャフト 49 の回転に追従してコンロッド 56 が作動することにより、コンロッド 56 の大端部 56 a 側がピストンピン 62 を支点にして左右側に作動する。

【0046】

コンロッド 56 の大端部 56 a が最も左側に位置した作動軌跡 84 を想像線で示す。コンロッド 56 の作動軌跡 84 は、左側の第 2 ベベルギヤ 65 に向けて膨らむように作動する。そこで、第 2 ベベルギヤ 65 のリブ部 82 を、ギヤ基部 81 から歯部 65 a に向けて円錐台状に徐々に拡径させるようにした。

10

【0047】

よって、第 2 ベベルギヤ 65 のピッチ円 P1 の内部（具体的には、第 2 ベベルギヤ 65 のリブ部 82 および歯部 65 a の内部）85 に空間が確保される。以下、「第 2 ベベルギヤ 65 のピッチ円 P1 の内部 85」を「第 2 ベベルギヤ 65 の内部 85」と略記する。

この第 2 ベベルギヤ 65 の内部 85 にコンロッド 56 の作動軌跡 84 を進入可能とした。

【0048】

このように、第 1 ベベルギヤ 64 および第 2 ベベルギヤ 65 がクランクケース 42 の内部 53 に収納される。さらに、第 2 ベベルギヤ 65 の内部 85 にコンロッドの作動軌跡 84 を進入可能とした。

20

よって、第 1 ベベルギヤ 64 および第 2 ベベルギヤ 65 をクランクケース 42 の内部 53 にコンパクトに収納できる。これにより、エンジン 20 の軽量化、コンパクト化を図ることができる。

【0049】

図 8 に示すように、第 2 ベベルギヤ 65 がクランクシャフト 49 に対して交差に配置され、第 2 ベベルギヤ 65 と同軸上に駆動タイミングプーリ 66 が支持軸 69 で支持される。駆動タイミングプーリ 66 の上方で、かつ、クランクシャフト 49 に対して交差するように従動タイミングプーリ 67 が配置される。

また、従動タイミングプーリ 67 がカムシャフト 71 に支持される。カムシャフト 71 はシリンダヘッド 46 およびベルトケース 47（図 5 参照）に回転自在に支持される。この状態において、駆動タイミングプーリ 66 および従動タイミングプーリ 67 にカム駆動ベルト 68 が掛け渡される。

30

【0050】

よって、クランクシャフト 49 の回転が第 1 ベベルギヤ 64、第 2 ベベルギヤ 65、駆動タイミングプーリ 66 を経てカム駆動ベルト 68 に伝えられる。カム駆動ベルト 68 が回転することにより、従動タイミングプーリ 67 とともにカムシャフト 71 が回転する。

カムシャフト 71 が回転することにより、カムシャフト 71 のカム 71 a（図 5 参照）で吸気バルブ 72、排気バルブ 73 が作動する。吸気バルブ 72 の作動で吸気ポート 25 が開閉され、排気バルブ 73 の作動で排気ポート 27 が開閉される。

【0051】

このように、クランクシャフト 49 に対して交差するように従動タイミングプーリ 67 が支持されることにより、カムシャフト 71 がクランクシャフト 49 に対して交差するように配置される。よって、吸気バルブ 72、排気バルブ 73 の配置位置を任意に選択できる。

40

すなわち、吸気バルブ 72 で開閉する吸気ポート 25 や、排気バルブ 73 で開閉する排気ポート 27 の配置位置を任意に選択できる。

具体的には、吸気ポート 25 がエンジン 20 の前側に配置され、排気ポート 27 がエンジン 20 の後側に配置される。

【0052】

ここで、図 3 に示すように、吸気ポート 25 には、吸気系 26 の気化器 91 やエアクリ

50

ーナ（図示せず）などが連通される。また、排気ポート 27 には、排気系 28 の排気マニホールド やマフラー 37 などが連通される。

よって、吸気ポート 25 や排気ポート 27 の配置位置を任意に選択可能とすることにより、吸気系 26 の気化器 91 や、排気系 28 のマフラー 37 の配置位置を選択する際の自由度を高めることができる。

これにより、吸気系 26、排気系 28 を小型にすることや、効率よくまとめて配置することが可能になり、エンジン 20 の軽量化、コンパクト化が図れる。

【0053】

具体的には、吸気ポート 25 がエンジン 20 の前側に配置されることにより、吸気系 26 の気化器 91 がエンジン 20 の前側で、かつ、冷却ファン 22 の後側に配置される。すなわち、エンジン 20 と冷却ファン 22 との間に気化器 91 が配置される。

また、排気ポート 27 がエンジン 20 の後側に配置されることにより、排気系 28 のマフラー 37 がエンジン 20 の後側に配置される。

【0054】

また、図 9 に示すように、吸気系 26（図 3 参照）や排気系 28 の配置位置の自由度を高めることにより、吸気系 26 や排気系 28 を冷却風の導入方向に合わせて配置することが可能になる。

すなわち、エンジン 20 と冷却ファン 22 との間に気化器 91 が配置され、エンジン 20 の後側にマフラー 37 が配置される。

【0055】

よって、冷却ファン 22 から発電部 21 を経て気化器 91、エンジン 20（特に、シリンダ 45 など）やマフラー 37 に冷却風を矢印 A の如く送風できる。

これにより、発電部 21 やシリンダ 45 の冷却に加えて、気化器 91 やマフラー 37 などを効率よく冷却できる。したがって、冷却ファン 22 の小型化が図れ、さらに、冷却ファン 22 の低損失、低騒音を確保できる。

【0056】

さらに、図 8 に示すように、駆動タイミングプーリ 66 と従動タイミングプーリ 67 とがクランクシャフト 49 に対して交差するように支持される。よって、カム駆動ベルト 68 をクランクシャフト 49 に沿って配置できる。

これにより、冷却ファン 22（図 9 参照）から送風される冷却風の流れをカム駆動ベルト 68 で遮ることを抑制できる。よって、冷却風によるエンジン 20（特に、シリンダ 45 など）やマフラー 37 への冷却効果を高めることができる。

したがって、発電部 21 やエンジン 20 を少量の冷却風で効率よく冷却でき、冷却ファン 22 の小型化が図れる。

【0057】

また、図 5 に示すように、カム駆動ベルト 68 をクランクシャフト 49 に沿って配置することにより、ベルトケース 47 とシリンダ 45 との間に空間 96 を確保できる。空間 96 は、図 9 に示すように、冷却風の流れ方向（すなわち、矢印 A 方向）に沿って形成される。よって、冷却ファン 22 から矢印 A の如く送風された冷却風を空間 96 に導くことができる。これにより、シリンダ 45 を一層効率よく冷却できる。

また、空間 96 を経た冷却風をマフラー 37 に導いて、マフラー 37 を一層効率よく冷却できる。

【0058】

図 10 に示すように、吸気バルブ 72、排気バルブ 73 が圧縮ばねにより保持されている。よって、カムシャフト 71 のカム 71a（図 5 参照）により吸気バルブ 72、排気バルブ 73 が圧縮ばねの付勢力に抗して開閉される。この際に、第 2 ベベルギヤ 65 の歯部 65a と第 1 ベベルギヤ 64 の歯部 64a との噛合部（接触部）98 に圧縮ばねの反力が作用する。

【0059】

また、吸気バルブ 72、排気バルブ 73 の開閉のタイミングはクランクシャフト 49 の

10

20

30

40

50

回転と同期する。よって、第1ベベルギヤ64と第2ベベルギヤ65とを同じ歯数とした場合、第1ベベルギヤの特定の歯部65aと第2ベベルギヤ65の特定の歯部65aとに圧縮ばねの反力が作用する。

このため、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65a、第2ベベルギヤ65の特定の歯部65aの疲労限度や摩耗の進展などの観点から考慮の余地がある。

【0060】

そこで、第1ベベルギヤ64の歯数N1、第2ベベルギヤ65の歯数N2、駆動タイミングプーリ66の歯数N3、従動タイミングプーリ67の歯数N4とし、

$$N1 = 0.5 \times (N2 / N3) \times N4 \quad \dots \dots (1)$$

$$N1 < N2 \quad \dots \dots (2)$$

10

とした。

【0061】

これにより、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65a、第2ベベルギヤ65の特定の歯部65aに荷重が作用する頻度（以下、「荷重作用頻度」という）は、

$$\text{荷重作用頻度} = 2 \times N_r \times (G.C.D) / N2 \quad \dots \dots (3)$$

となる。

但し、Nr：クランクシャフト49の回転数

G.C.D：歯数N1、歯数N2の最大公約数

【0062】

一例として、

20

第1ベベルギヤ64の歯数N1：42

第2ベベルギヤ65の歯数N2：48

駆動タイミングプーリ66の歯数N3：16

従動タイミングプーリ67の歯数N4：28

と設定した場合、歯数N1、歯数N2のG.C.D=6となり、式(3)から荷重作用頻度は、

$$\text{荷重作用頻度} = 2 \times N_r \times 6 / 48 \quad \dots \dots (4)$$

となる。

【0063】

よって、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65b、第2ベベルギヤ65の特定の歯部65bに荷重が作用した状態から、クランクシャフト49が2回転（すなわち、エンジン20が1サイクル）する。

30

この状態において、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65bは元の位置に戻る。一方、第2ベベルギヤ65の特定の歯部65bは下方位置に配置される。すなわち、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65aに対して第2ベベルギヤ65の特定の歯部65aが噛み合わない位置に配置される。

これにより、荷重作用頻度を少なく抑えることができる。

【0064】

これに対して、第1ベベルギヤ64の歯数N1と、第2ベベルギヤ65の歯数N2とを同一（すなわち、N1=N2）とした場合、荷重作用頻度が多くなる。

40

具体的には、

第1ベベルギヤの歯数N5：43

第2ベベルギヤの歯数N6：43

駆動タイミングプーリの歯数N7：16

従動タイミングプーリの歯数N8：32

と設定すると、荷重作用頻度は、

$$\text{荷重作用頻度} = 2 \times N_r$$

となり、式(4)の荷重作用頻度=2×Nr×6/48より大きくなる。

荷重作用頻度=2×Nrの場合、例えば、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65b、第2ベベルギヤ65の特定の歯部65bに荷重が作用した状態から、クランクシャフト49

50

が2回転（すなわち、エンジン20が1サイクル）した後、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65bに第2ベベルギヤ65の特定の歯部65bが噛み合わされる。

これにより、荷重作用頻度が多くなる。

【0065】

よって、式（1）、式（2）を満たすことにより、吸気バルブ72、排気バルブ73を開閉する際に、第1ベベルギヤ64の特定の歯部65bと第2ベベルギヤ65の特定の歯部65bとに圧縮ばねの反力が作用する荷重作用頻度を少なく抑えることができる。

すなわち、第1ベベルギヤ64の任意の歯部65aと第2ベベルギヤ65の任意の歯部65aとに圧縮ばねの反力を分散させることができる。

【0066】

これにより、第1ベベルギヤ64の歯部64aと第2ベベルギヤ65の歯部65aとの疲労限度や摩耗の進展などを抑制できる。したがって、第1ベベルギヤ64、第2ベベルギヤ65に疲労強度の低い材質を選定することが可能になり、材料費の低減や軽量化が図れる。

また、第1ベベルギヤ64、第2ベベルギヤ65の摩耗の進展を抑えることにより、第1ベベルギヤ64、第2ベベルギヤ65（すなわち、エンジン20）の長寿命化が図れる。

【0067】

ここで、第2ベベルギヤ65と同軸上に駆動タイミングプーリ66が支持され、かつ、駆動タイミングプーリ66が第2ベベルギヤ65と一体に形成される。よって、第2ベベルギヤ65と駆動タイミングプーリ66との回転数が同一になる。

この状態において、第1ベベルギヤの歯数 $N1$ 、第2ベベルギヤの歯数 $N2$ の関係が $N1 < N2$

の条件を満たす。

【0068】

よって、クランクシャフト49の回転数に対して第2ベベルギヤ65（すなわち、駆動タイミングプーリ66）の回転数を減らすことが可能になる。これにより、吸気バルブ72、排気バルブ73の開閉のタイミングをクランクシャフト49の回転と同期させるために、従動タイミングプーリ67の歯数 $N4$ を減らすことができる。

よって、従動タイミングプーリ67のピッチ円直径を小さく抑えることができる。これにより、シリンダヘッド46のコンパクト化が図れる。さらに、シリンダヘッド46をコンパクト化することにより冷却性能の向上が図れる。

【0069】

また、吸気バルブ72、排気バルブ73が圧縮ばねの付勢力に抗して開閉される際に、第2ベベルギヤ65の歯部65aと第1ベベルギヤ64の歯部64aとの噛合部（接触部）98に衝撃荷重（衝撃力）が作用し、騒音が発生することが考えられる。

【0070】

そこで、第1ベベルギヤ64および第2ベベルギヤ65を樹脂材で形成した。これにより、排気バルブ73、吸気バルブ72を開くときの衝撃荷重（衝撃力）を低減できる。

さらに、図7に示すように、第1ベベルギヤ64の歯部64aおよび第2ベベルギヤ65の歯部65aをスパイラル形状に湾曲形成した。これにより、排気バルブ73、吸気バルブ72を開くときの衝撃荷重（衝撃力）を一層良好に低減できる。

【0071】

なお、本発明に係る作業機用エンジンは、前述した実施例に限定されるものではなく適宜変更、改良などが可能である。

例えば、前記実施例で示した発電機、エンジン、クランクケース、クランクシャフト、コンロッド、第1ベベルギヤ、第2ベベルギヤ、駆動タイミングプーリ、従動タイミングプーリ、カム駆動ベルトおよびカムシャフトなどの形状や構成は例示したものに限定するものではなく適宜変更が可能である。

【産業上の利用可能性】

【0072】

本発明は、クランクシャフトの回転を駆動タイミングプーリ、従動タイミングプーリおよびカム駆動ベルトを介してカムシャフトに伝える作業機用エンジンへの適用に好適である。

【符号の説明】

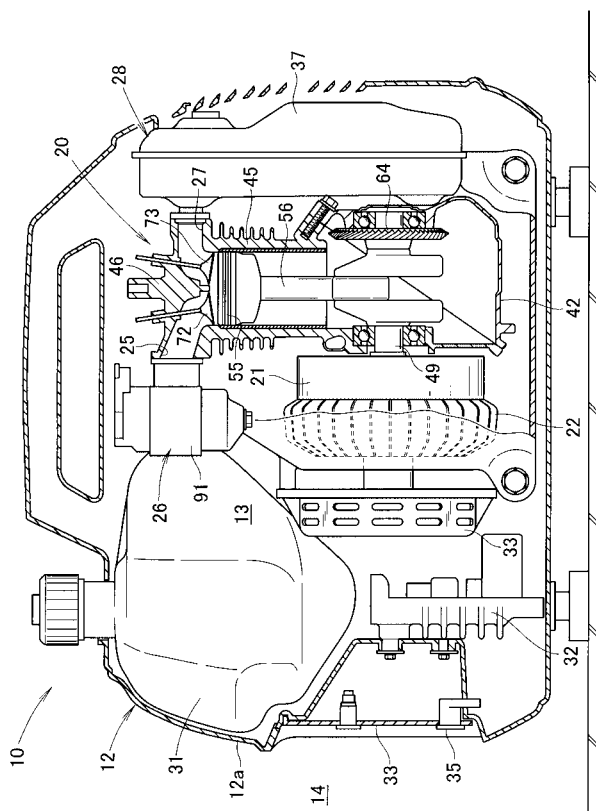
【0073】

- 10 発電機
- 20 エンジン（作業機用エンジン）
- 42 クランクケース
- 49 クランクシャフト
- 53 クランクケースの内部
- 56 コンロッド（コネクティングロッド）
- 64 第1ベベルギヤ
- 65 第2ベベルギヤ
- 66 駆動タイミングプーリ
- 67 従動タイミングプーリ
- 68 カム駆動ベルト
- 71 カムシャフト
- 84 コンロッドの作動軌跡
- 85 第2ベベルギヤの内部（第2ベベルギヤのピッチ円の内部）
- P1 第2ベベルギヤのピッチ円

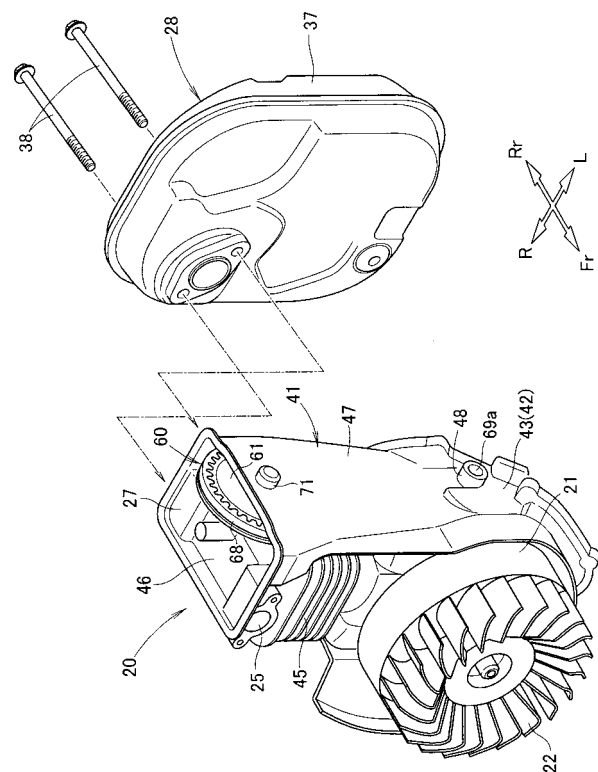
10

20

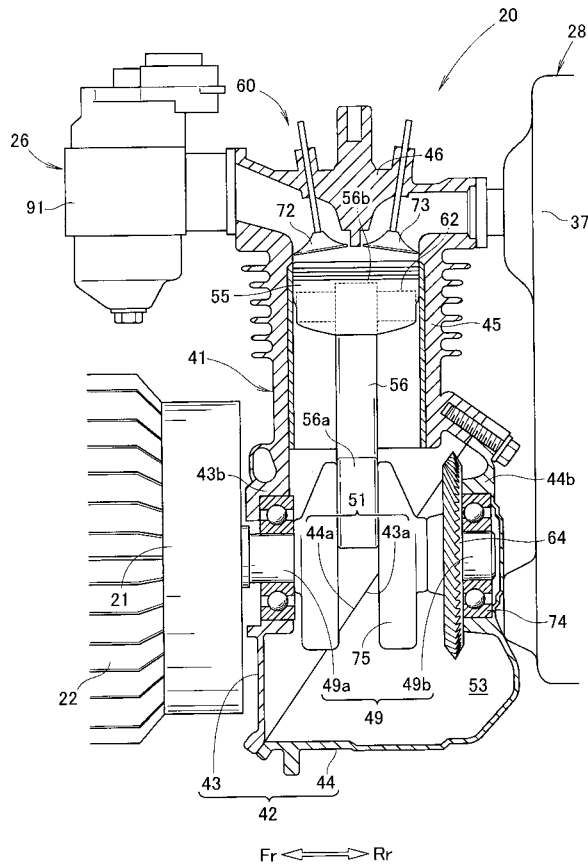
【図1】



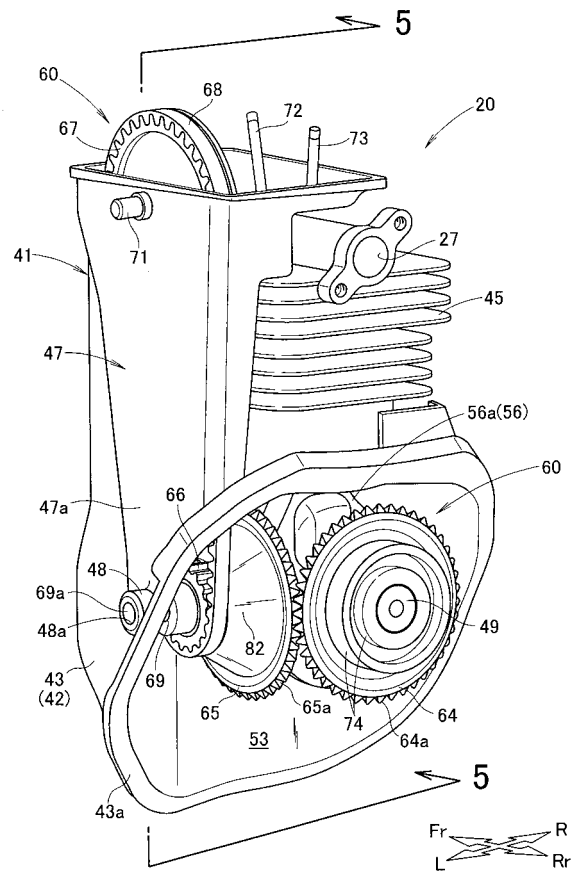
【図2】



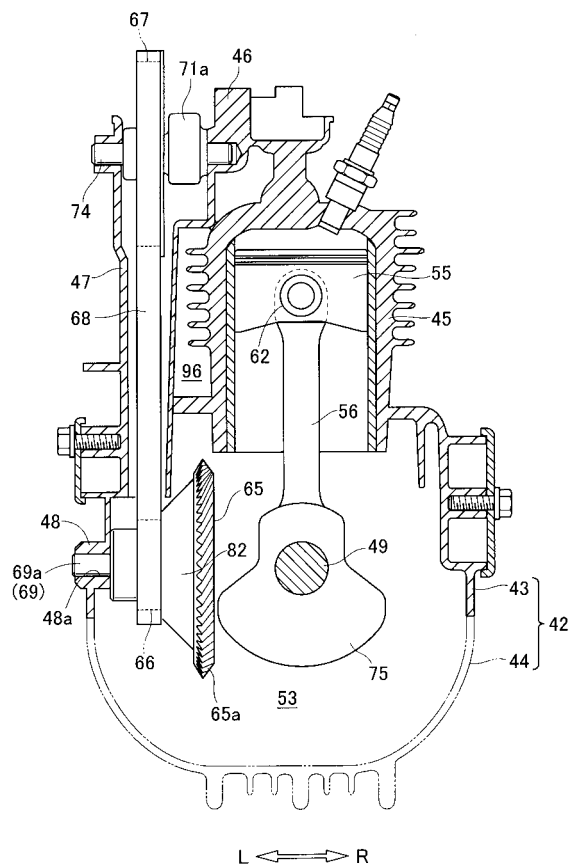
【図 3】



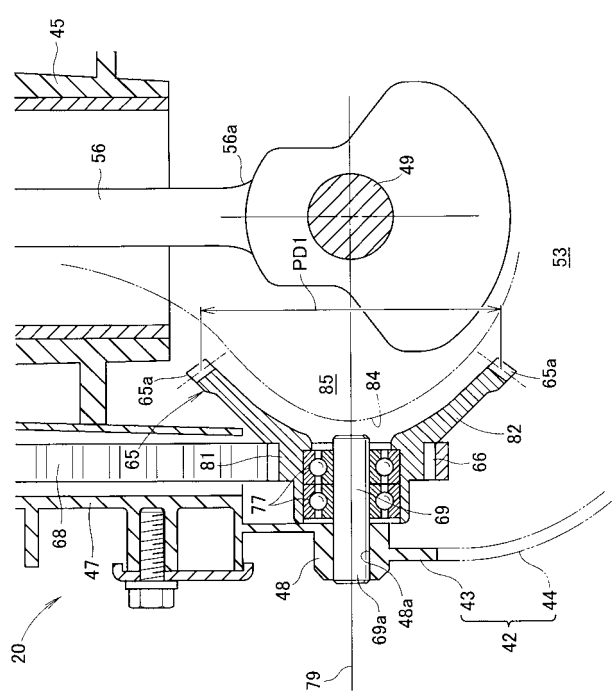
【図 4】



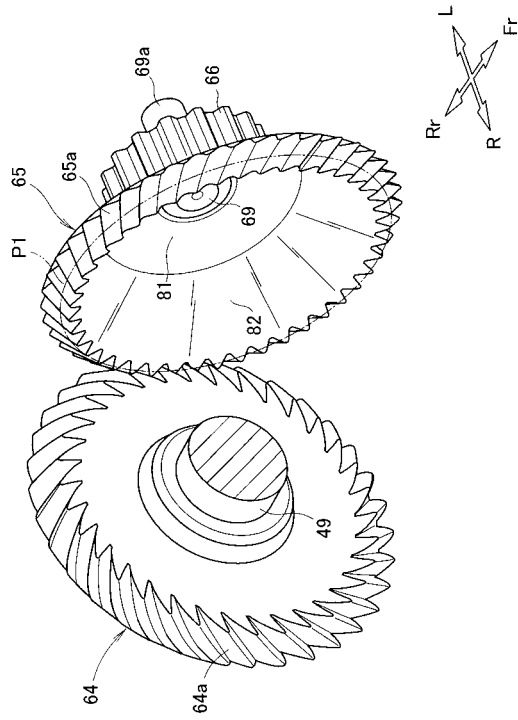
【図 5】



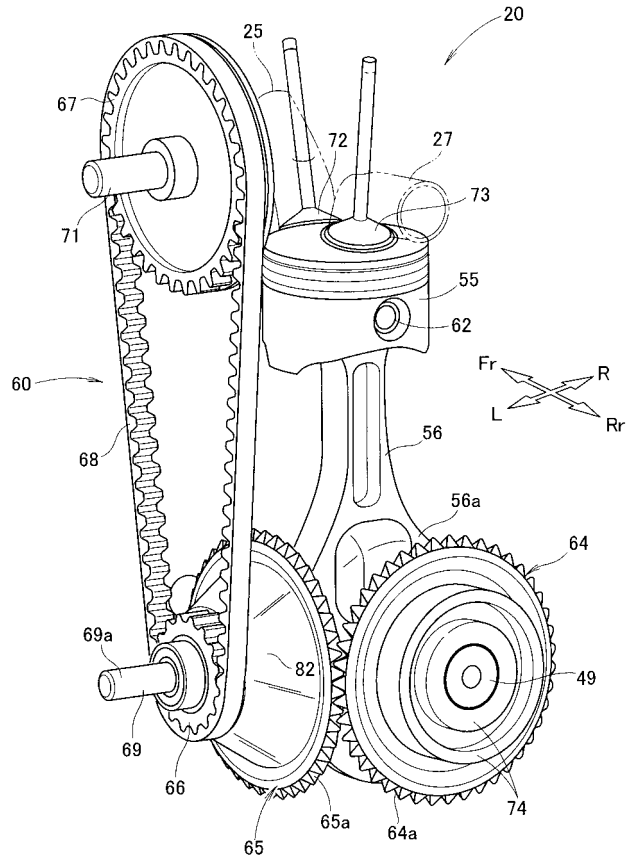
【図 6】



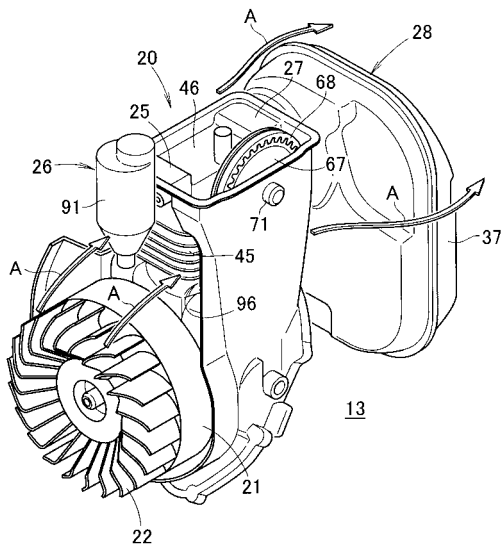
【図 7】



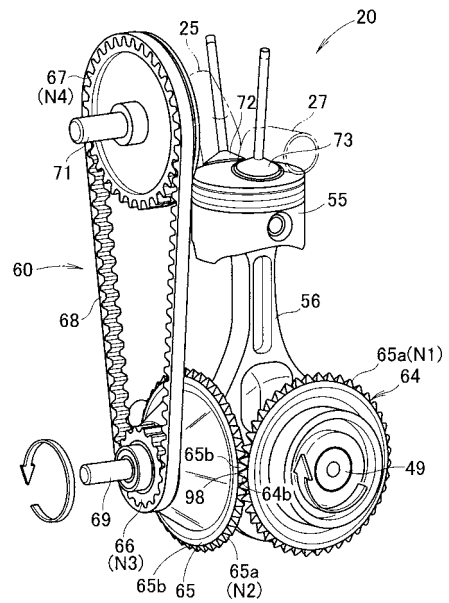
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード (参考)
F 1 6 H 37/00 (2006.01) F 1 6 H 37/00 Z

(72)発明者 伊藤 隆司
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

(72)発明者 河野 昌平
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

(72)発明者 小山 浩史
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3G016 AA02 AA06 BA22 BA27 EA24 GA01
3J049 AA03 CA02
3J062 AB03 AB12 AC01 BA12 CG01