

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6457851号
(P6457851)

(45) 発行日 平成31年1月23日(2019.1.23)

(24) 登録日 平成30年12月28日(2018.12.28)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 41/26 (2006.01) F 1 6 H 41/26
F 1 6 H 41/24 (2006.01) F 1 6 H 41/24 B

請求項の数 7 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2015-58116 (P2015-58116)	(73) 特許権者	000005348
(22) 出願日	平成27年3月20日 (2015.3.20)		株式会社 S U B A R U
(65) 公開番号	特開2016-176565 (P2016-176565A)		東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号
(43) 公開日	平成28年10月6日 (2016.10.6)	(74) 代理人	110002066
審査請求日	平成30年2月19日 (2018.2.19)		特許業務法人筒井国際特許事務所
		(72) 発明者	山崎 義暢
			東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 富士重工業株式会社内
		審査官	川口 真一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンに回転自在に設けられ、コネクティングロッドを支持する複数のクランクピンが形成されるクランク軸と、

前記クランク軸に対向するハウジングと、前記ハウジングに設けられるポンプ羽根車と、を備えるトルクコンバータと、

前記クランク軸と前記ハウジングとの間に設けられ、前記クランク軸と前記ハウジングとを連結するプレート部材と、

を有し、

前記複数のクランクピンのうち、前記トルクコンバータ側に配置されるクランクピンは基準クランクピンであり、

前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根形状と、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根形状とは、互いに相違する、車両用駆動装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の車両用駆動装置において、

前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根は、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根よりも、曲率半径が大きい、車両用駆動装置。

【請求項 3】

10

20

請求項 1 または 2 記載の車両用駆動装置において、

前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記ポンプ羽根車の端面は、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記ポンプ羽根車の端面よりも、前記ポンプ羽根車に対向するタービン羽根車から離れる、車両用駆動装置。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の車両用駆動装置において、

前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根は、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根よりも、枚数が少ない、車両用駆動装置。

【請求項 5】

請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の車両用駆動装置において、

前記プレート部材の形状は、回転中心から前記基準クランクピンの逆位相側に重心が外れるアンバランス形状である、車両用駆動装置。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の車両用駆動装置において、

前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記プレート部材の剛性は、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記プレート部材の剛性よりも低い、車両用駆動装置。

【請求項 7】

請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の車両用駆動装置において、

前記トルクコンバータは、前記ハウジングの内周面に設けられる凸部を備え、
前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記内周面の凹凸形状と、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記内周面の凹凸形状とは、互いに相違する、車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、トルクコンバータを備える車両用駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

エンジンのクランク軸には、ドライブプレート等のプレート部材を介してトルクコンバータが連結されている。また、クランク軸に連結されるプレート部材にウェイトを固定することにより、クランク軸の振動を抑制する技術が提案されている（特許文献 1 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2014 - 29170 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、プレート部材にウェイトを固定することは、プレート部材の剛性バランスを崩してしまう要因であった。このように、プレート部材の剛性バランスを崩すことは、プレート部材の様な変形を損なう要因であることから、トルクコンバータを傾斜させる要因であった。そして、トルクコンバータを傾斜させることは、トルクコンバータやこれに連結される各種部品の負荷を増大させる要因であるため、トルクコンバータの傾きを抑制することが求められている。

【0005】

本発明の目的は、トルクコンバータの傾きを抑制することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明の車両用駆動装置は、エンジンに回転自在に設けられ、コネクティングロッドを

10

20

30

40

50

支持する複数のクランクピンが形成されるクランク軸と、前記クランク軸に対向するハウジングと、前記ハウジングに設けられるポンプ羽根車と、を備えるトルクコンバータと、前記クランク軸と前記ハウジングとの間に設けられ、前記クランク軸と前記ハウジングとを連結するプレート部材と、を有し、前記複数のクランクピンのうち、前記トルクコンバータ側に配置されるクランクピンは基準クランクピンであり、前記基準クランクピンの同位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根形状と、前記基準クランクピンの逆位相側に位置する前記ポンプ羽根車の羽根形状とは、互いに相違する。

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、基準クランクピンの同位相側に位置するポンプ羽根車の羽根形状と、基準クランクピンの逆位相側に位置するポンプ羽根車の羽根形状とを、互いに相違させるようにしたので、トルクコンバータに作用する推力バランスを調整することができ、トルクコンバータの傾きを抑制することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明の一実施の形態である車両用駆動装置を上方から示す概略図である。

【図2】クランク軸とトルクコンバータとの連結構造を示す断面図である。

【図3】図2の矢印A方向からドライブプレートを単体で示す正面図である。

【図4】クランク軸とドライブプレートとの位置関係を示す概略図である。

【図5】(a)～(d)は、ドライブプレートに作用する遠心力を示すイメージ図である

20

【図6】参考例としてクランク軸の振動状況を示すイメージ図である。

【図7】ドライブプレートが連結されたクランク軸の振動状況を示すイメージ図である。

【図8】(a)および(b)は、比較例として、ドライブプレートの変形に伴うトルクコンバータの傾きを示すイメージ図である。

【図9】ポンプシエルの一部を切り欠いて示す斜視図である。

【図10】図1のB-B線に沿ってポンプシエルの内部構造を示す概略図である。

【図11】(a)および(b)は、攪拌突起および保持壁の有無による作動油の速度勾配の変化を示すイメージ図である。

【図12】(a)および(b)は、攪拌突起および保持壁を備えたポンプシエルの回転状況を示すイメージ図である。

30

【図13】他の例であるポンプシエルの内部構造を示す概略図である。

【図14】(a)および(b)は、他の例であるポンプシエルの回転状況を示すイメージ図である。

【図15】(a)および(b)は、他の例であるポンプシエルの回転状況を示すイメージ図である。

【図16】(a)および(b)は、ポンプインペラ、タービンランナおよびステータを概略的に示した展開図である。

【図17】(a)および(b)は、部位毎にポンプインペラのブレード形状を変えたポンプシエルの回転状況を示すイメージ図である。

40

【図18】(a)および(b)は、ポンプインペラ、タービンランナおよびステータを概略的に示した展開図である。

【図19】(a)および(b)は、ポンプインペラ、タービンランナおよびステータを概略的に示した展開図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。図1は本発明の一実施の形態であるパワーユニット(車両用駆動装置)10を上方から示す概略図である。図1に示すように、車両に搭載されるパワーユニット10は、エンジン11とこれに連結されるトランスミッション12とを有している。エンジン11を構成するシリンダブロック13

50

にはジャーナルボア 1 4 が形成されており、ジャーナルボア 1 4 には図示しない軸受メタルを介してクランク軸 1 5 が回転自在に支持されている。なお、図示するエンジン 1 1 は、水平対向型の 4 気筒エンジンである。

【 0 0 1 0 】

クランク軸 1 5 は、回転中心に設けられる複数のクランクジャーナル J 1 ~ J 5 と、クランクジャーナル J 1 ~ J 5 を連結する複数のクランクスロー T 1 ~ T 4 と、を有している。クランクスロー T 1 ~ T 4 は、回転中心から偏心するクランクピン P 1 ~ P 4 と、クランクジャーナル J 1 ~ J 5 およびクランクピン P 1 ~ P 4 を連結するクランクアーム 2 0 と、を備えている。クランクピン P 1 ~ P 4 には、コネクティングロッド 2 1 を介してピストン 2 2 が連結されている。また、中央に配置される 2 つのクランクスロー T 2 , T 3 には、クランクピン P 2 , P 3 の逆位相側に延びるバランスウェイト 2 3 が設けられている。さらに、クランク軸 1 5 の一端部には出力フランジ 2 4 が設けられており、クランク軸 1 5 の他端部には補機駆動軸 2 5 が設けられている。なお、補機駆動軸 2 5 にはクランクプーリ 2 6 が取り付けられる。

10

【 0 0 1 1 】

図 2 はクランク軸 1 5 とトルクコンバータ 3 0 との連結構造を示す断面図である。図 2 に示すように、クランク軸 1 5 の出力フランジ 2 4 には、複数のネジ孔 2 4 a が形成されている。この出力フランジ 2 4 には、ドライブプレート 3 1 の中央部 3 1 a が締結ボルト 3 2 を用いて固定されている。また、トルクコンバータ 3 0 には外殻を構成するポンプシェル (ハウジング) 3 3 が設けられており、ポンプシェル 3 3 の外周面にはネジ孔 3 4 a を備えた取付部 3 4 が固定されている。このポンプシェル 3 3 の取付部 3 4 には、ドライブプレート 3 1 の外周部 3 1 b が締結ボルト 3 5 を用いて固定されている。すなわち、クランク軸 1 5 とこれに軸方向に対向するポンプシェル 3 3 とは、ドライブプレート (プレート部材) 3 1 を介して互いに連結されている。なお、ドライブプレート 3 1 の中央部 3 1 a には、締結ボルト 3 2 を挿入する貫通孔 3 6 が形成されており、ドライブプレート 3 1 の外周部 3 1 b には、締結ボルト 3 5 を挿入する貫通孔 3 7 が形成されている。

20

【 0 0 1 2 】

トルクコンバータ 3 0 は、ポンプシェル 3 3 に固定されるポンプインペラ (ポンプ羽根車) 4 0 と、ポンプインペラ 4 0 に対向するタービンランナ (タービン羽根車) 4 1 と、を備えている。トルクコンバータ 3 0 はステータ 4 2 を備えており、ステータ 4 2 はポンプインペラ 4 0 とタービンランナ 4 1 との間に配置されている。また、ポンプインペラ 4 0 には、周方向に並ぶ複数枚のブレード (羽根) 4 3 が設けられている。同様に、タービンランナ 4 1 およびステータ 4 2 には、周方向に並ぶ複数枚のブレード 4 4 , 4 5 が設けられている。さらに、ポンプシェル 3 3 には作動油 (流体) が貯留されており、ポンプインペラ 4 0 からタービンランナ 4 1 には、作動油を媒体としてエンジントルクが伝達される。すなわち、エンジン 1 1 によってポンプインペラ 4 0 が回転駆動されると、ポンプインペラ 4 0 のブレード 4 3 からタービンランナ 4 1 のブレード 4 4 に向けて作動油が圧送され、この作動油を介してポンプインペラ 4 0 からタービンランナ 4 1 に回転トルクが与えられる。また、タービンランナ 4 1 に回転トルクを与えた作動油は、ステータ 4 2 を通過して再びポンプインペラ 4 0 に流入する。

30

40

【 0 0 1 3 】

タービンランナ 4 1 にはタービンハブ 4 6 が連結されており、タービンハブ 4 6 にはタービン軸 4 7 が連結されている。トルクコンバータ 3 0 の出力軸であるタービン軸 4 7 には、ミッションケース 4 8 内の変速機構 4 9 が連結されている。また、トルクコンバータ 3 0 のポンプシェル 3 3 は、軸受 5 0 を介してミッションケース 4 8 に支持されている。なお、滑り要素であるトルクコンバータ 3 0 には、ポンプシェル 3 3 とタービン軸 4 7 とを連結するロックアップクラッチ 5 1 が設けられている。

【 0 0 1 4 】

続いて、クランク軸 1 5 と一体に回転するドライブプレート 3 1 の構造について説明する。図 3 は図 2 の矢印 A 方向からドライブプレート 3 1 を単体で示す正面図である。図 4

50

はクランク軸 15 とドライブプレート 31 との位置関係を示す概略図である。図 4 には図 1 の A - A 線に沿う断面が概略的に示されている。また、図 5 (a) ~ (d) は、ドライブプレート 31 に作用する遠心力を示すイメージ図である。図 5 (a) ~ (d) には、クランク軸 15 と共に回転するドライブプレート 31 の回転状態が 90° 毎に示されている。

【 0015 】

図 3 および図 4 に示すように、ドライブプレート 31 には、厚み方向に貫通する複数の開口部 60 が形成されている。これらの開口部 60 の多くは、クランクピン (基準クランクピン) P 4 の同位相側に配置されている。すなわち、ドライブプレート 31 に形成される開口部 60 は、ドライブプレート 31 が回転中心 C 1 の周りで回転対称とならないように配置されている。換言すれば、ドライブプレート 31 においては、クランクピン P 4 の同位相側に位置する部位が、開口部 60 の多い肉抜き部 61 として構成されている。また、ドライブプレート 31 においては、クランクピン P 4 の逆位相側に位置する部位が、開口部 60 の少ない慣性マス部 62 として構成されている。

10

【 0016 】

ここで、基準クランクピンであるクランクピン P 4 とは、クランクピン P 1 ~ P 4 のうち、トルクコンバータ 30 側に配置されるクランクピンである。前述したように、ドライブプレート 31 に開口部 60 を形成することにより、ドライブプレート 31 の重心は、クランク軸 15 の回転中心 C 1 よりもクランクピン P 4 の逆位相側にずらされる。すなわち、ドライブプレート 31 は、回転中心 C 1 よりもクランクピン P 4 の逆位相側に重心が外れるアンバランス形状に形成されている。これにより、図 5 (a) ~ (d) に矢印で示すように、クランク軸 15 と共に回転するドライブプレート 31 の遠心力は、クランク軸 15 の出力フランジ 24 に対して、クランクピン P 4 の逆位相側つまり慣性マス部 62 側に作用する。

20

【 0017 】

なお、図 4 に示すように、クランクピン P 4 の同位相側とは、基準線 L 1 よりもクランクピン P 4 に近づく側であり、クランクピン P 4 の逆位相側とは、基準線 L 1 よりもクランクピン P 4 から離れる側である。また、基準線 L 1 とは、クランク軸 15 の回転中心 C 1 とクランクピン P 4 の軸中心 C 2 とを結ぶ直線 L 2 に直交し、かつクランク軸 15 の回転中心 C 1 を通過する直線である。

30

【 0018 】

次いで、参考例を用いてクランク軸 100 に発生し得る振動について説明した後に、ドライブプレート 31 によるクランク軸 15 の振動抑制について説明する。図 6 は参考例であるクランク軸 100 の振動状況を示すイメージ図である。また、図 7 はドライブプレート 31 が連結されたクランク軸 15 の振動状況を示すイメージ図である。なお、図 6 に示すクランク軸 100 には、重心が回転中心に一致するドライブプレート 101 が連結されている。また、図 6 に示すクランク軸 100 は、各クランクスロー T 1 ~ T 4 にバランスウェイト 23 を有している。なお、図 6 において、図 1 に記載される部品と同様の部品については、同一の符号を付してその説明を省略する。

40

【 0019 】

図 6 に示すように、クランク軸 100 が回転する際には、白抜きの矢印で示すように、クランクピン P 1 ~ P 4 に対して、コネクティングロッド 21 およびピストン 22 の慣性力が作用する。図示するクランク軸 100 の回転角においては、クランク軸 100 の中央部が矢印 A 方向に付勢され、クランク軸 100 の両端部が矢印 B 方向に付勢されるため、クランク軸 100 は矢印 A 方向に凸の弓形に変形する。そして、更にクランク軸 100 が 180° 回転すると、クランク軸 100 の中央部が矢印 B 方向に付勢され、クランク軸 100 の両端部が矢印 A 方向に付勢されるため、クランク軸 100 は矢印 B 方向に凸の弓形に変形する。このようなクランク軸 100 の弓形変形が繰り返され、クランク軸 100 には振動が発生していた。

【 0020 】

50

そこで、図7に示すように、実施例のパワーユニット10には、アンバランス形状のドライブプレート31が設けられている。このドライブプレート31をクランク軸15に固定することにより、クランク軸15に対してクランクピンP4の逆位相側に遠心力を作用させることができる。すなわち、図7に示すように、クランクピンP4の慣性力を打ち消すように、クランク軸15の出力フランジ24に遠心力を発生させることができる。これにより、クランクジャーナルJ5の変位を抑制することができ、クランク軸15の振動を抑制することができる。さらに、クランク軸15に連結されるクランクプーリ26には、クランクピンP1の逆位相側にウェイト27が設けられている。これにより、クランクジャーナルJ1の変位を抑制することができ、クランク軸15の振動を抑制することができる。

10

【0021】

前述したように、アンバランス形状のドライブプレート31を用いることにより、ドライブプレート31の遠心力によってクランク軸15の振動を抑制することができる。しかしながら、アンバランス形状のドライブプレート31は、剛性バランスが崩れてしまうという問題を有している。このように、ドライブプレート31の剛性バランスが崩れることは、ドライブプレート31の様な変形を阻害する要因であり、トルクコンバータ30を傾かせる要因であった。

【0022】

ここで、図8(a)および(b)は、比較例として、ドライブプレート31の変形に伴うトルクコンバータ200の傾きを示すイメージ図である。なお、図8(a)に示したクランク軸15の回転角と、図8(b)に示したクランク軸15の回転角とは、互いに180°ずれている。また、図8に示したトルクコンバータ200は、比較例として示したトルクコンバータであり、後述する「ポンプシェル構造」や「ポンプインペラ構造」を備えていない。

20

【0023】

前述したように、ドライブプレート31には、クランクピンP4の同位相側に多くの開口部60が形成される。すなわち、ドライブプレート31において、クランクピンP4の同位相側に位置する肉抜き部61の剛性は、クランクピンP4の逆位相側に位置する慣性マス部62の剛性よりも低くなる。このため、図8(a)および(b)に示すように、クランク軸15が回転する際には、ドライブプレート31の慣性マス部62に比べて肉抜き部61が変形し易いことから、矢印Aで示すように、トルクコンバータ30はクランクピンP4側に傾いていた。すなわち、クランク軸15が回転する際には、図8(a)および(b)に示すように、トルクコンバータ30の傾きが繰り返されるため、トルクコンバータ30は揺動することになる。

30

【0024】

そこで、実施例のパワーユニット10が備えるトルクコンバータ30は、トルクコンバータ30に作用する遠心力のバランスを調整することにより、トルクコンバータ30の傾きを抑制する「ポンプシェル構造」を有している。また、実施例のパワーユニット10が備えるトルクコンバータ30は、トルクコンバータ30に作用する推力のバランスを調整することにより、トルクコンバータ30の傾きを抑制する「ポンプインペラ構造」を有している。以下の説明では、トルクコンバータ30の「ポンプシェル構造」について説明した後、トルクコンバータ30の「ポンプインペラ構造」について説明する。

40

【0025】

[ポンプシェル構造]

図9はポンプシェル33の一部を切り欠いて示す斜視図である。また、図10は図1のB-B線に沿ってポンプシェル33の内部構造を示す概略図である。図9および図10に示すように、ポンプシェル33の内周面65には、複数の攪拌突起(凸部,突起部)66を備えた攪拌部67と、複数の保持壁(凸部,壁部)68を備えた保持部69と、が形成されている。ポンプシェル33の攪拌部67においては、複数の攪拌突起66が周方向に所定間隔で配置されており、ポンプシェル33の保持部69においては、複数の保持壁6

50

8が周方向に所定間隔で配置されている。また、ポンプシェル33の攪拌部67を構成する攪拌突起66は、ピストンピンP4の同位相側、つまりドライブプレート31の低剛性側(肉抜き部61側)に配置されている。一方、ポンプシェル33の保持部69を構成する保持壁68は、ピストンピンP4の逆位相側、つまりドライブプレート31の高剛性側(慣性マス部62側)に配置されている。また、攪拌突起66は、高さ寸法や幅寸法に関し、保持壁68よりも小さく形成されている。このように、ポンプシェル33に攪拌突起66や保持壁68を形成することにより、ポンプシェル33の攪拌部67における内周面65の凹凸形状と、ポンプシェル33の保持部69における内周面65の凹凸形状とを、互いに相違させることができる。

【0026】

また、ポンプシェル33内には作動油が貯留されるため、エンジン11が始動されてポンプシェル33が回転駆動されると、回転するポンプシェル33に引かれて内部の作動油も回転することになる。ここで、図10の拡大部分X1に示すように、ポンプシェル33の攪拌突起66は小さいため、攪拌突起66によってポンプシェル33の内周面近傍の作動油は攪拌される。すなわち、攪拌突起66によって作動油の流れを乱すことができるため、ポンプシェル33の攪拌部67においては作動油の回転速度を低下させることができる。一方、図10の拡大部分X2に示すように、ポンプシェル33の保持壁68は大きいため、保持壁68によってポンプシェル33の内周面近傍の作動油は保持される。すなわち、保持壁68間の隙間Sに作動油が保持されて運ばれるため、ポンプシェル33の保持部69においては作動油の回転速度を上昇させることができる。

【0027】

ここで、図11(a)および(b)は攪拌突起66および保持壁68の有無による作動油の速度勾配の変化を示すイメージ図である。なお、図11(a)に示したポンプシェル300は、前述したポンプシェル33ではなく、作動油の速度勾配を説明するために例示したポンプシェルである。また、図11(a)において、図10に示す部材と同様の部材については、同一の符号を付してその説明を省略する。

【0028】

図11(a)に符号Y1で示すように、攪拌突起66および保持壁68が形成されていない部位においては、図11(b)に実線V1で示すように、内周面65に近づくにつれて作動油の移動速度が上昇する。また、図11(a)に符号Y2で示すように、攪拌突起66が形成された部位(攪拌部67)においては、攪拌突起66によって内周面近傍の作動油が攪拌されるため、図11(b)に破線V2で示すように、攪拌突起66を備えていない部位(実線V1)よりも、作動油の移動速度が低下する。さらに、図11(a)に符号Y1で示すように、保持壁68が形成された部位(保持部69)においては、保持壁68によって内周面近傍の作動油が運ばれるため、図11(b)に一点鎖線V3で示すように、保持壁68を備えていない部位(実線V1)よりも、作動油の移動速度が上昇する。

【0029】

このように、ポンプシェル33の内周面65に攪拌突起66を設けることにより、作動油の移動速度を低下させることができる。すなわち、ポンプシェル33の攪拌部67においては、作動油の移動速度が低下することから、ポンプシェル33に作用する作動油の遠心力を減少させることができる。一方、ポンプシェル33の内周面65に保持壁68を設けることにより、作動油の移動速度を上昇させることができる。すなわち、ポンプシェル33の保持部69においては、作動油の移動速度が上昇することから、ポンプシェル33に作用する作動油の遠心力を増加させることができる。

【0030】

前述したように、攪拌突起66によってポンプシェル33に作用する遠心力を減少させることができ、保持壁68によってポンプシェル33に作用する遠心力を増加させることができる。すなわち、攪拌突起66や保持壁68によってポンプシェル33に作用する遠心力のバランスを調整することができるため、攪拌突起66や保持壁68によってトルクコンバータ30の傾きを抑制することが可能である。ここで、図12(a)および(b)

10

20

30

40

50

は、攪拌突起 66 および保持壁 68 を備えたポンプシェル 33 の回転状況を示すイメージ図である。なお、図 12 (a) に示したクランク軸 15 の回転角と、図 12 (b) に示したクランク軸 15 の回転角とは、互いに 180° ずれている。

【0031】

図 12 (a) および (b) に示すように、攪拌突起 66 を備えたポンプシェル 33 の攪拌部 67 に作用する遠心力 F_{a1} は小さくなり、保持壁 68 を備えたポンプシェル 33 の保持部 69 に作用する遠心力 F_{a2} は大きくなる。このように、ポンプシェル 33 に作用する遠心力 F_{a1} , F_{a2} の大きさが異なることから、ポンプシェル 33 には回転モーメント M_1 が作用することになる。この回転モーメント M_1 は、矢印 A に対向する方向、つまりドライブプレート変形に起因するトルクコンバータ 30 の傾きを抑制する方向に作用している。これにより、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制することができるため、パワーユニット 10 を構成する各種部品の負荷を軽減することができ、パワーユニット 10 の耐久性を向上させることができる。

10

【0032】

また、図 9 に示すように、ポンプシェル 33 の内周面 65 に設けられる保持壁 68 は、回転中心 C_1 に対して傾斜している。このため、ポンプシェル 33 が回転する際には、ポンプシェル 33 の保持壁 68 に対して、作動油から推力 F_{a3} が作用する。すなわち、図 12 (a) および (b) に示すように、ポンプシェル 33 には、回転モーメント M_1 を増加させる方向に、作動油からの推力 F_{a3} が作用している。これにより、ポンプシェル 33 の回転モーメント M_1 を増加させることができ、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制することができる。

20

【0033】

前述の説明では、ポンプシェル 33 の内周面 65 のほぼ半分は、攪拌突起 66 を備えた攪拌部 67 を形成し、ポンプシェル 33 の内周面 65 の残りのほぼ半分は、保持壁 68 を備えた保持部 69 を形成しているが、これに限られることはない。ここで、図 13 は、他の例であるポンプシェル (ハウジング) 70 の内部構造を示す概略図である。なお、図 13 において、図 10 に示す部材と同様の部材については、同一の符号を付してその説明を省略する。

【0034】

図 13 に示すように、ピストンピン P4 の同位相側、つまりドライブプレート 31 の低剛性側 (肉抜き部 61 側) においては、ポンプシェル 33 の内周面 65 の一部に攪拌部 67 が形成されている。また、ピストンピン P4 の逆位相側、つまりドライブプレート 31 の高剛性側 (慣性マス部 62 側) においては、ポンプシェル 33 の内周面 65 の一部に保持部 69 が形成されている。このように、ポンプシェル 33 の内周面 65 の全周ではなく、内周面 65 の一部に攪拌突起 66 や保持壁 68 を設けた場合であっても、ポンプシェル 33 に作用する作動油の遠心力 F_{a1} , F_{a2} を調整することができる。これにより、前述したポンプシェル 33 と同様に、ポンプシェル 70 に回転モーメント M_1 を作用させることができ、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制することができる。

30

【0035】

前述の説明では、ポンプシェル 33 , 70 の内周面 65 に対して攪拌突起 66 と保持壁 68 との双方を設けているが、これに限られることはない。ここで、図 14 および図 15 は、他の例であるポンプシェル (ハウジング) 71 , 72 の回転状況を示すイメージ図である。なお、図 14 (a) に示したクランク軸 15 の回転角と、図 14 (b) に示したクランク軸 15 の回転角とは、互いに 180° ずれている。同様に、図 15 (a) に示したクランク軸 15 の回転角と、図 15 (b) に示したクランク軸 15 の回転角とは、互いに 180° ずれている。なお、図 14 および図 15 において、図 1 に示す部材と同様の部材については、同一の符号を付してその説明を省略する。

40

【0036】

図 14 (a) および (b) に示すように、ポンプシェル 71 の内周面 65 には、凸部として攪拌突起 66 だけが形成されている。すなわち、ピストンピン P4 の同位相側、つま

50

りドライブプレート 31 の低剛性側（肉抜き部 61 側）においては、ポンプシェル 71 の内周面 65 に攪拌突起 66 が形成されている。一方、ピストンピン P4 の逆位相側、つまりドライブプレート 31 の高剛性側（慣性マス部 62 側）においては、ポンプシェル 71 の内周面 65 に前述した保持壁 68 が形成されていない。このように、ポンプシェル 71 に凸部として攪拌突起 66 だけを形成することにより、ポンプシェル 71 の内周面 65 の凹凸形状を部位毎に相違させた場合であっても、攪拌突起 66 によって作動油の遠心力 F_{a1} を減少させることができる。これにより、前述したポンプシェル 33 と同様に、ポンプシェル 71 に回転モーメント M_1 を作用させることができ、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制することができる。

【0037】

図 15 (a) および (b) に示すように、ポンプシェル 72 の内周面 65 には、凸部として保持壁 68 だけが形成されている。すなわち、ピストンピン P4 の逆位相側、つまりドライブプレート 31 の高剛性側（慣性マス部 62 側）においては、ポンプシェル 72 の内周面 65 に保持壁 68 が形成されている。一方、ピストンピン P4 の同位相側、つまりドライブプレート 31 の低剛性側（肉抜き部 61 側）においては、ポンプシェル 72 の内周面 65 に前述した攪拌突起 66 が形成されていない。このように、ポンプシェル 72 に凸部として保持壁 68 だけを形成することにより、ポンプシェル 72 の内周面 65 の凹凸形状を部位毎に相違させた場合であっても、保持壁 68 によって作動油の遠心力 F_{a2} を増加させることができる。これにより、前述したポンプシェル 33 と同様に、ポンプシェル 72 に回転モーメント M_1 を作用させることができ、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制することができる。

【0038】

[ポンプインペラ構造]

以下、トルクコンバータ 30 の傾きを抑制する「ポンプインペラ構造」について説明する。図 16 (a) および (b) は、ポンプインペラ 40、タービンランナ 41 およびステータ 42 を概略的に示した展開図である。図 16 (a) には、図 1 に符号 Z1 で示したトルクコンバータ 30 の部位が示されている。また、図 16 (b) には、図 1 に符号 Z2 で示したトルクコンバータ 30 の部位が示されている。なお、図 16 (a) および (b) に示した矢印 O は、トルクコンバータ 30 内を循環する作動油の流れを示している。

【0039】

まず、図 1 に示すように、トルクコンバータ 30 のポンプインペラ 40 は、ピストンピン P4 の同位相側、つまりドライブプレート 31 の低剛性側（肉抜き部 61 側）に配置される低トルク伝達部 80 を有している。また、トルクコンバータ 30 のポンプインペラ 40 は、ピストンピン P4 の逆位相側、つまりドライブプレート 31 の高剛性側（慣性マス部 62 側）に配置される高トルク伝達部 81 を有している。図 16 (a) に示すように、ポンプインペラ 40 の低トルク伝達部 80 には、ポンプインペラ 40 のブレード 43 として、緩やかに変化する湾曲面を備えたブレード 43 a が設けられている。一方、図 16 (b) に示すように、ポンプインペラ 40 の高トルク伝達部 81 には、ポンプインペラ 40 のブレード 43 として、急に変化する湾曲面を備えたブレード 43 b が設けられている。すなわち、低トルク伝達部 80 のブレード 43 a は、高トルク伝達部 81 のブレード 43 b よりも、大きな曲率半径によって構成されている。換言すれば、低トルク伝達部 80 のブレード 43 a は、高トルク伝達部 81 のブレード 43 b よりも、小さな曲率によって構成されている。

【0040】

このように、低トルク伝達部 80 のブレード形状（羽根形状）と、高トルク伝達部 81 のブレード形状（羽根形状）とを変えることにより、ポンプインペラ 40 からタービンランナ 41 に伝達される推力を変えることができる。すなわち、図 16 (a) に示すように、ポンプインペラ 40 の低トルク伝達部 80 は、緩やかな湾曲面によって構成されるブレード 43 a を有することから、作動油が小さく蛇行してポンプインペラ 40 からタービンランナ 41 に流入する。これにより、ポンプインペラ 40 からタービンランナ 41 に伝達

10

20

30

40

50

される回転トルクは減少し、ポンプインペラ40からタービンランナ41に伝達される軸方向の推力 F_{b1} も減少する。一方、図16(b)に示すように、ポンプインペラ40の高トルク伝達部81は、急な湾曲面によって構成されるブレード43aを有することから、作動油が大きく蛇行してポンプインペラ40からタービンランナ41に流入する。これにより、ポンプインペラ40からタービンランナ41に伝達される回転トルクは増加し、ポンプインペラ40からタービンランナ41に伝達される軸方向の推力 F_{b2} も増加する。

【0041】

前述したように、ポンプインペラ40のブレード形状を変えることにより、ポンプインペラ40からタービンランナ41に伝達される推力 F_{b1} 、 F_{b2} を増減させることができる。すなわち、ポンプインペラ40のブレード形状を変えることにより、作動油を介してポンプシェル33の外周部に軸方向に作用する推力 F_{b1} 、 F_{b2} を増減させることができる。このように、ポンプインペラ40のブレード形状を変えることにより、ポンプシェル33に作用する軸方向の推力のバランスを調整することができ、トルクコンバータ30の傾きを抑制することが可能である。ここで、図17(a)および(b)は、部位毎にポンプインペラ40のブレード形状を変えたポンプシェル33の回転状況を示すイメージ図である。なお、図17(a)に示したクランク軸15の回転角と、図17(b)に示したクランク軸15の回転角とは、互いに 180° ずれている。

【0042】

図17(a)および(b)に示すように、ポンプインペラ40の低トルク伝達部80からポンプシェル33に作用する推力 F_{b1} は小さくなり、ポンプインペラ40の高トルク伝達部81からポンプシェル33に作用する推力 F_{b2} は大きくなる。このように、ポンプシェル33に作用する推力 F_{b1} 、 F_{b2} の大きさが異なることから、ポンプシェル33には回転モーメント M_1 が作用することになる。この回転モーメント M_1 は、矢印Aに対向する方向、つまりドライブプレート変形に起因するトルクコンバータ30の傾きを抑制する方向に作用している。これにより、トルクコンバータ30の傾きを抑制することができるため、パワーユニット10を構成する各種部品の負荷を軽減することができ、パワーユニット10の耐久性を向上させることができる。

【0043】

前述の説明では、低トルク伝達部80のブレード43aを緩やかな湾曲面によって構成し、高トルク伝達部81のブレード43bを急な湾曲面によって構成しているが、これに限られることはない。ここで、図18および図19は、ポンプインペラ85、90、タービンランナ41およびステータ42を概略的に示した展開図である。なお、図18および図19には、他の例であるポンプインペラ(ポンプ羽根車)85、90が示されている。また、図18(a)および図19(a)には、図1に符号Z1で示したポンプインペラ40の部位と同様の部位、つまりポンプインペラ85、90の低トルク伝達部86、91が示されている。さらに、図18(b)および図19(b)には、図1に符号Z2で示したポンプインペラ40の部位と同様の部位、つまりポンプインペラ85、90の高トルク伝達部87、92が示されている。なお、図18および図19に示した矢印Oは、トルクコンバータ30内を循環する作動油の流れを示している。

【0044】

図18(a)および(b)に示すように、ポンプインペラ85の低トルク伝達部86の幅寸法 W_1 は、ポンプインペラ85の高トルク伝達部87の幅寸法 W_2 よりも、小さく設定されている。これにより、ポンプインペラ85の低トルク伝達部86とタービンランナ41との間隔 G_1 は、ポンプインペラ85の高トルク伝達部87とタービンランナ41との間隔 G_2 よりも大きく設定されている。すなわち、ポンプインペラ85の低トルク伝達部86の端面86aは、ポンプインペラ85の高トルク伝達部87の端面87aよりも、タービンランナ41から離されている。なお、低トルク伝達部86のブレード88と高トルク伝達部87のブレード89との幅寸法が互いに相違するため、低トルク伝達部86のブレード形状と高トルク伝達部87とのブレード形状とは互いに相違することになる。

【 0 0 4 5 】

このように、低トルク伝達部 8 6 とタービンランナ 4 1 との間隔 G 1 と、高トルク伝達部 8 7 とタービンランナ 4 1 との間隔 G 2 を変えることにより、ポンプインペラ 8 5 からタービンランナ 4 1 に伝達される推力を変えることができる。すなわち、図 1 8 (a) に示すように、ポンプインペラ 8 5 とタービンランナ 4 1 との間隔 G 1 が広がる低トルク伝達部 8 6 においては、ポンプインペラ 8 5 からタービンランナ 4 1 に流れ込む作動油が減少するため、ポンプインペラ 8 5 からタービンランナ 4 1 に伝達される軸方向の推力 $F b 1$ も減少する。一方、図 1 8 (b) に示すように、ポンプインペラ 8 5 とタービンランナ 4 1 との間隔 G 2 が狭まる高トルク伝達部 8 7 においては、ポンプインペラ 8 5 からタービンランナ 4 1 に流れ込む作動油が増加するため、ポンプインペラ 8 5 からタービンランナ 4 1 に伝達される軸方向の推力 $F b 2$ も増加する。このように、低トルク伝達部 8 6 と高トルク伝達部 8 7 とにおいて、ポンプインペラ 8 5 とタービンランナ 4 1 との間隔を変えた場合であっても、ポンプシェル 3 3 に作用する推力 $F b 1$, $F b 2$ を調整することができる。これにより、前述した図 1 7 に示すように、ポンプシェル 3 3 に前述した回転モーメント $M 1$ を作用させることができ、トルクコンバータ 3 0 の傾きを抑制することができる。

10

【 0 0 4 6 】

続いて、図 1 9 (a) および (b) に示すように、ポンプインペラ 9 0 の低トルク伝達部 9 1 におけるブレード 9 3 の枚数は、ポンプインペラ 9 0 の高トルク伝達部 9 2 におけるブレード 9 4 の枚数よりも、少なく設定されている。また、換言すれば、ポンプインペラ 9 0 の低トルク伝達部 9 1 におけるブレード 9 3 の配置間隔は、ポンプインペラ 9 0 の高トルク伝達部 9 2 におけるブレード 9 4 の配置間隔よりも、広く設定されている。なお、低トルク伝達部 9 1 と高トルク伝達部 9 2 とのブレード枚数が相違することから、低トルク伝達部 9 1 の全体としてのブレード形状と、高トルク伝達部 9 2 の全体としてのブレード形状とは、互いに相違することになる。

20

【 0 0 4 7 】

このように、低トルク伝達部 9 1 のブレード 9 3 の枚数と、高トルク伝達部 9 2 のブレード 9 4 の枚数とを変えることにより、ポンプインペラ 9 0 からタービンランナ 4 1 に伝達される推力を変えることができる。すなわち、図 1 9 (a) に示すように、ポンプインペラ 9 0 のブレード枚数が少ない低トルク伝達部 9 1 においては、ポンプインペラ 9 0 からタービンランナ 4 1 に流れ込む作動油が減少するため、ポンプインペラ 9 0 からタービンランナ 4 1 に伝達される軸方向の推力 $F b 1$ も減少する。一方、図 1 9 (b) に示すように、ポンプインペラ 9 0 のブレード枚数が多い高トルク伝達部 9 2 においては、ポンプインペラ 9 0 からタービンランナ 4 1 に流れ込む作動油が増加するため、ポンプインペラ 9 0 からタービンランナ 4 1 に伝達される軸方向の推力 $F b 2$ も増加する。このように、低トルク伝達部 9 1 と高トルク伝達部 9 2 とにおいて、ブレード 9 3 , 9 4 の枚数を変えた場合であっても、ポンプシェル 3 3 に作用する推力 $F b 1$, $F b 2$ を調整することができる。これにより、前述した図 1 7 に示すように、ポンプシェル 3 3 に前述した回転モーメント $M 1$ を作用させることができ、トルクコンバータ 3 0 の傾きを抑制することができる。

30

40

【 0 0 4 8 】

本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。例えば、前述の説明では、エンジン 1 1 として水平対向型の 4 気筒エンジンを採用しているが、これに限られることはなく、シリンダ数やシリンダ配列を変更した他の形式のエンジンを採用しても良い。また、前述の説明では、クランク軸 1 5 のクランクスロー T 1 , T 4 からバランスウェイト 2 3 を削減しているが、これに限られることはなく、クランクスロー T 1 , T 4 にバランスウェイト 2 3 を設けても良い。

【 0 0 4 9 】

前述の説明では、トルクコンバータ 3 0 の傾きを抑制するため、トルクコンバータ 3 0

50

に「ポンプシェル構造」と「ポンプインペラ構造」との双方を適用しているが、これに限られることはない。トルクコンバータ30に「ポンプシェル構造」だけを適用した場合であっても、トルクコンバータ30の傾きを抑制することが可能である。また、トルクコンバータ30に「ポンプインペラ構造」だけを適用した場合であっても、トルクコンバータ30の傾きを抑制することが可能である。

【0050】

前述の説明では、回転中心C1に対して保持壁68を傾斜させて配置しているが、これに限られることはなく、回転中心C1に対して保持壁68を平行に配置しても良い。また、図示する例では、内周面65の接線方向に対して保持壁68を垂直に配置しているが、これに限られることはなく、内周面65の接線方向に対して保持壁68を垂直以外の角度で傾斜させても良い。また、保持壁68の形状や配列としては、図示する例に限られることはない。例えば、保持壁68を湾曲させても良く、保持壁68を複数列で配置しても良い。同様に、攪拌突起66の形状や配列としては、図示する例に限られることはない。例えば、攪拌突起66を板状に形成しても良く、攪拌突起66を1列に配置しても良い。

10

【0051】

前述の説明では、開口部60の配置を部位毎に変えることにより、ドライブプレート31をアンバランス形状に形成しているが、これに限られることはない。例えば、ドライブプレートにウェイトを固定することにより、ドライブプレートをアンバランス形状に形成しても良い。また、前述の説明では、開口部60の配置が部位毎に変わることから、ドライブプレート31の剛性バランスが変化しているが、これに限られることはない。例えば、ドライブプレートに補強プレートを固定することにより、ドライブプレートの剛性バランスを変化させても良い。

20

【符号の説明】

【0052】

- 10 パワーユニット（車両用駆動装置）
- 11 エンジン
- 15 クランク軸
- 21 コネクティングロッド
- 22 ピストン
- 30 トルクコンバータ
- 31 ドライブプレート（プレート部材）
- 33 ポンプシェル（ハウジング）
- 40 ポンプインペラ（ポンプ羽根車）
- 41 タービンランナ（タービン羽根車）
- 43 ブレード（羽根）
- 43 a ブレード（羽根）
- 43 b ブレード（羽根）
- 65 内周面
- 66 攪拌突起（凸部，突起部）
- 68 保持壁（凸部，壁部）
- 70 ポンプシェル（ハウジング）
- 71 ポンプシェル（ハウジング）
- 72 ポンプシェル（ハウジング）
- 85 ポンプインペラ（ポンプ羽根車）
- 86 a 端面
- 87 a 端面
- 88 ブレード（羽根）
- 89 ブレード（羽根）
- 90 ポンプインペラ（ポンプ羽根車）
- 93 ブレード（羽根）

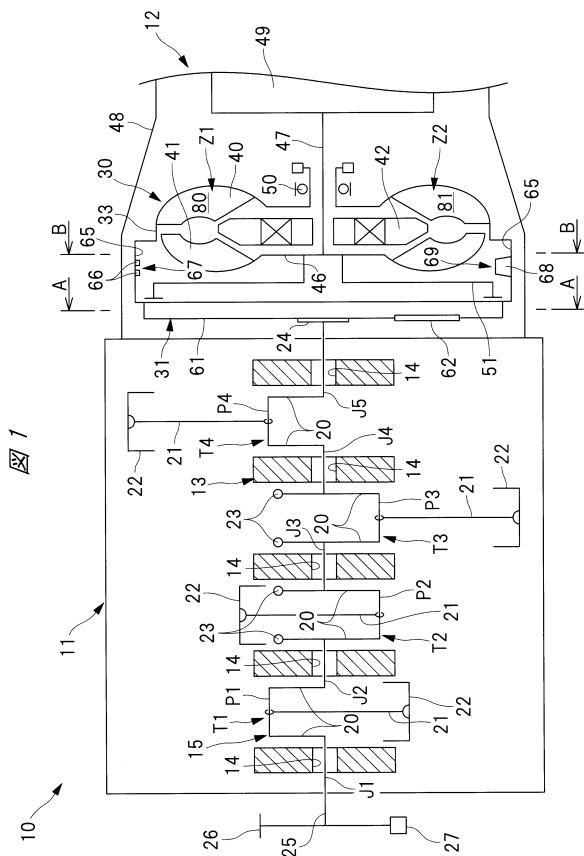
30

40

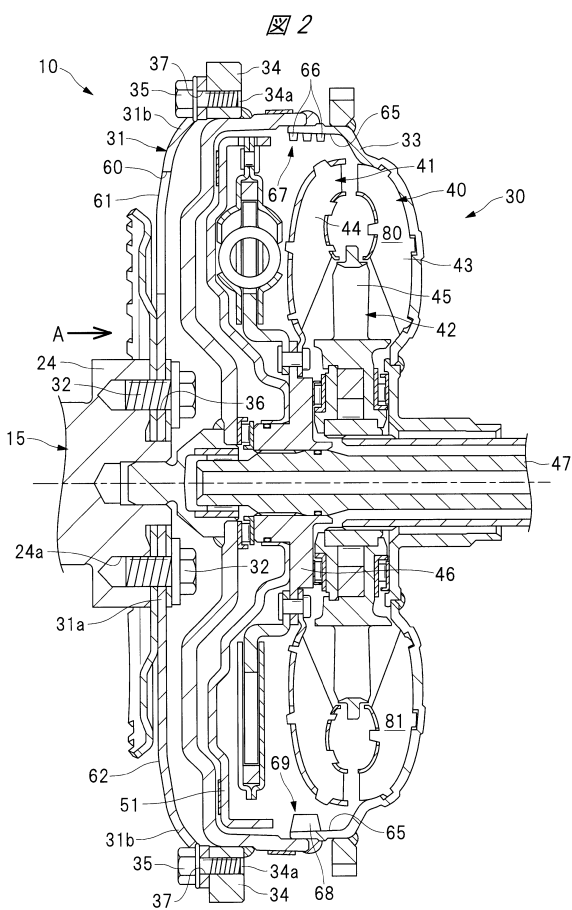
50

- 9 4 ブレード (羽根)
- P 1 クランクピン
- P 2 クランクピン
- P 3 クランクピン
- P 4 クランクピン (基準クランクピン)

【図 1】

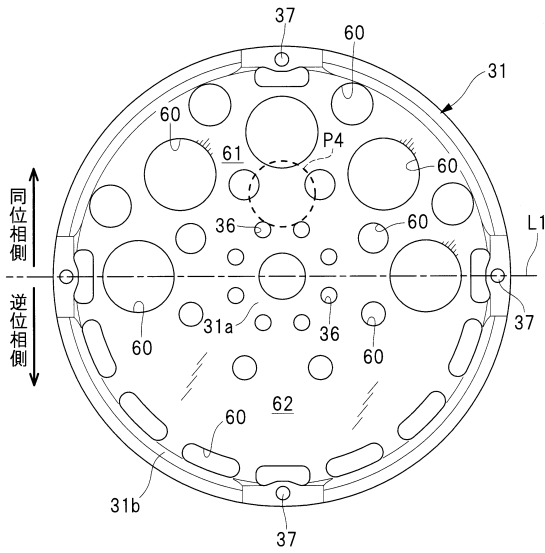


【図 2】



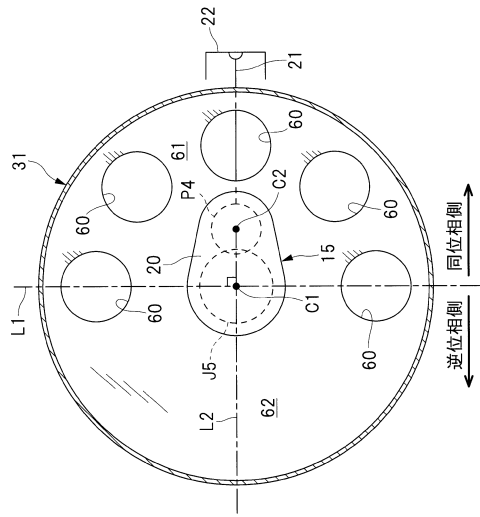
【 図 3 】

図 3



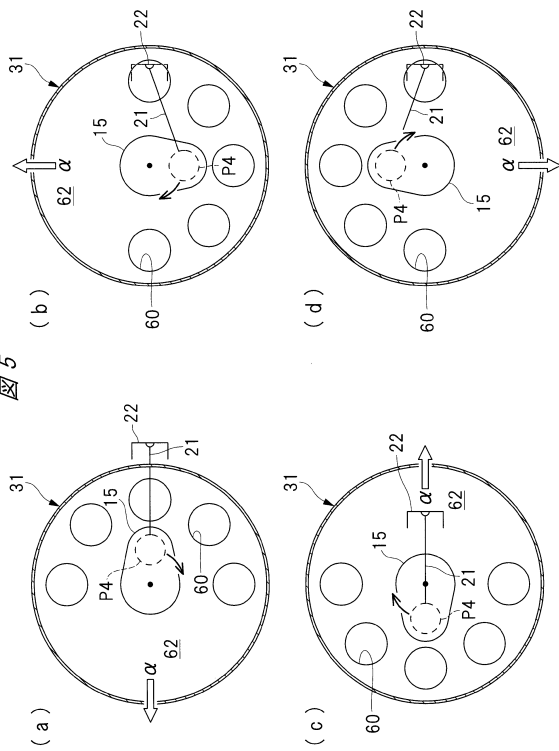
【 図 4 】

図 4



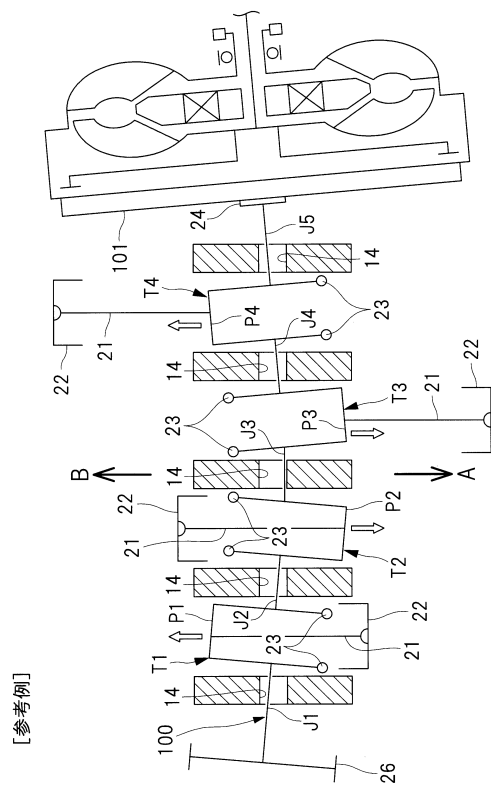
【 図 5 】

図 5



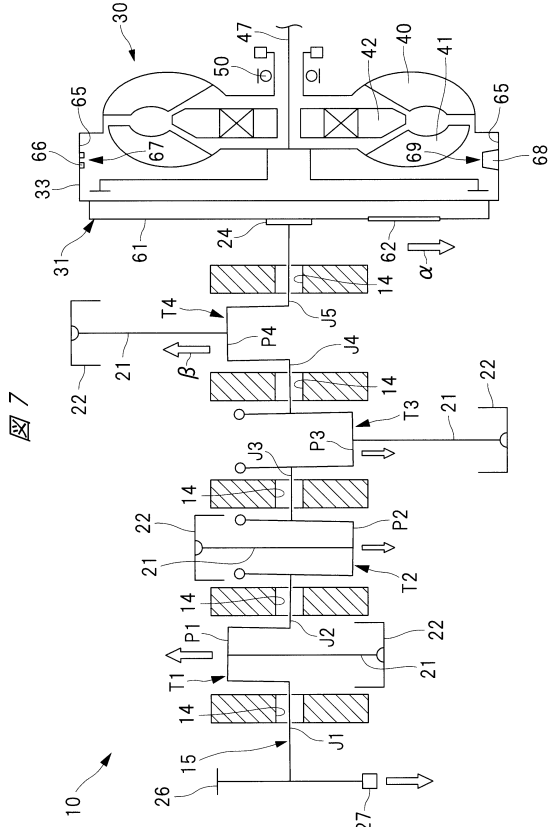
【 図 6 】

図 6

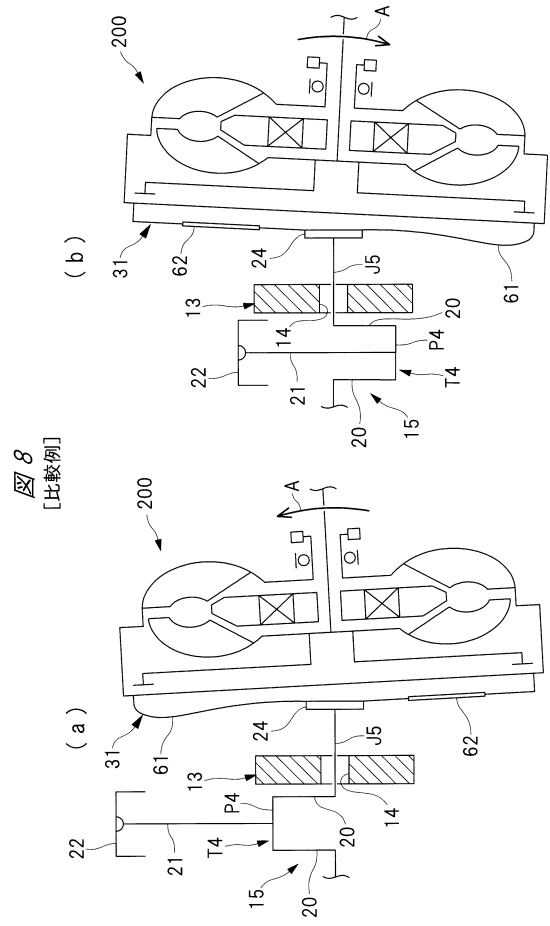


[参考例]

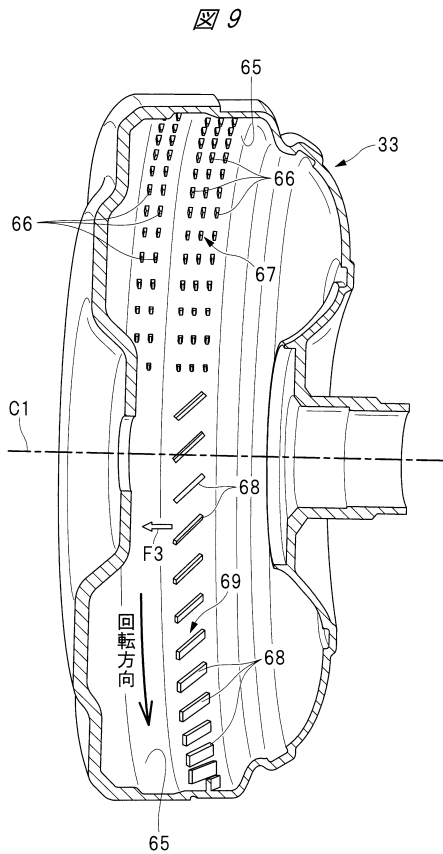
【図7】



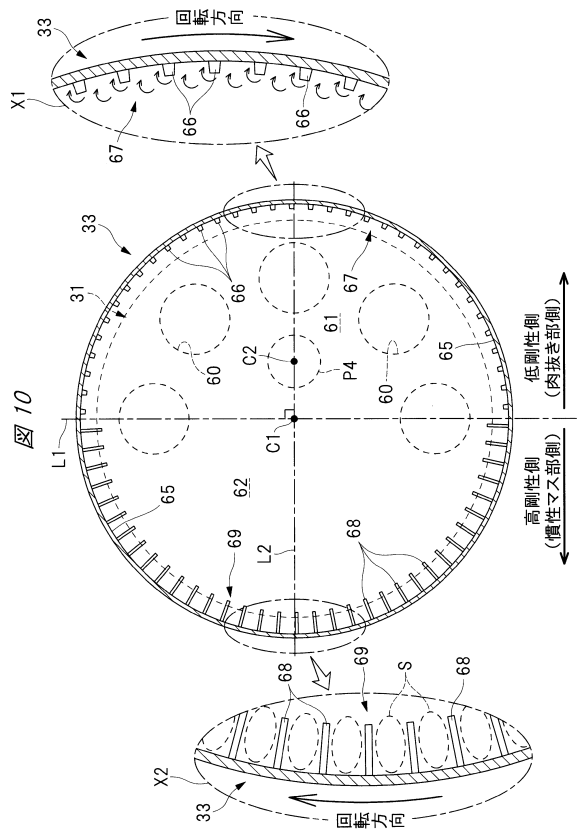
【図8】



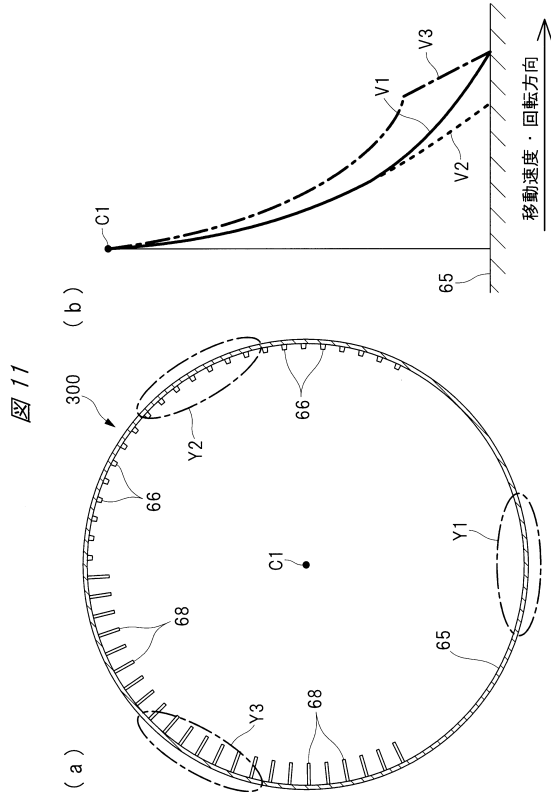
【図9】



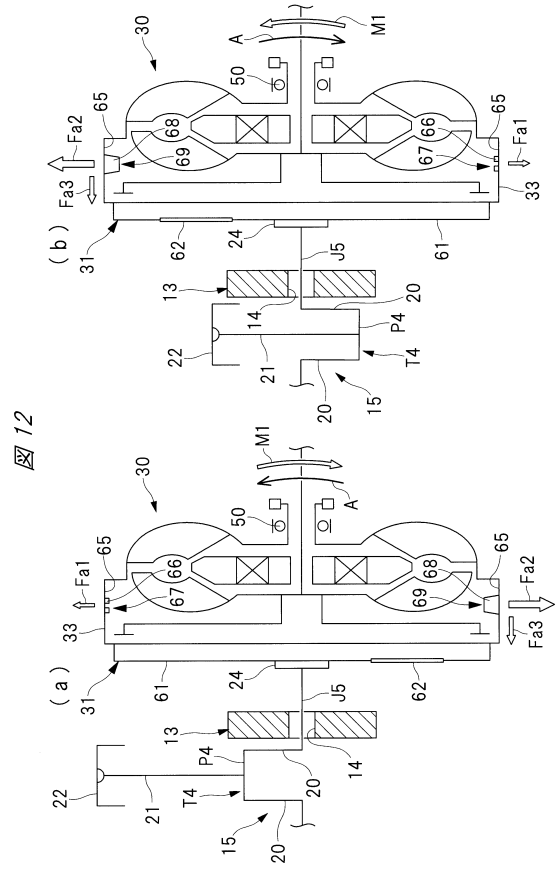
【図10】



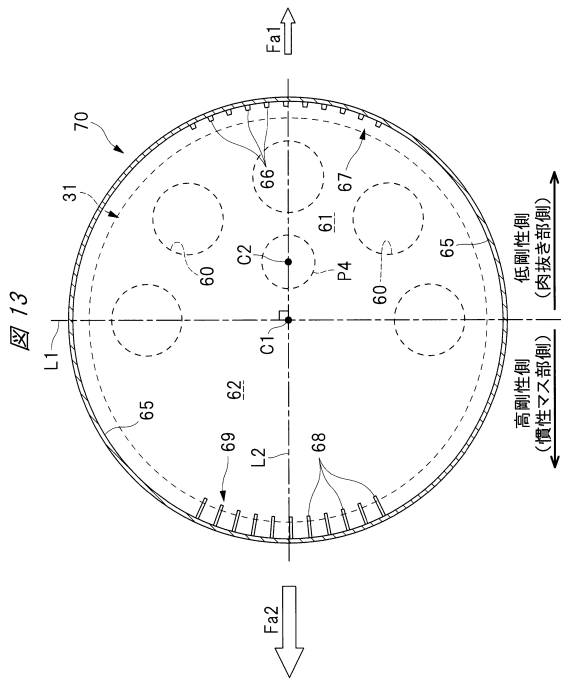
【 図 1 1 】



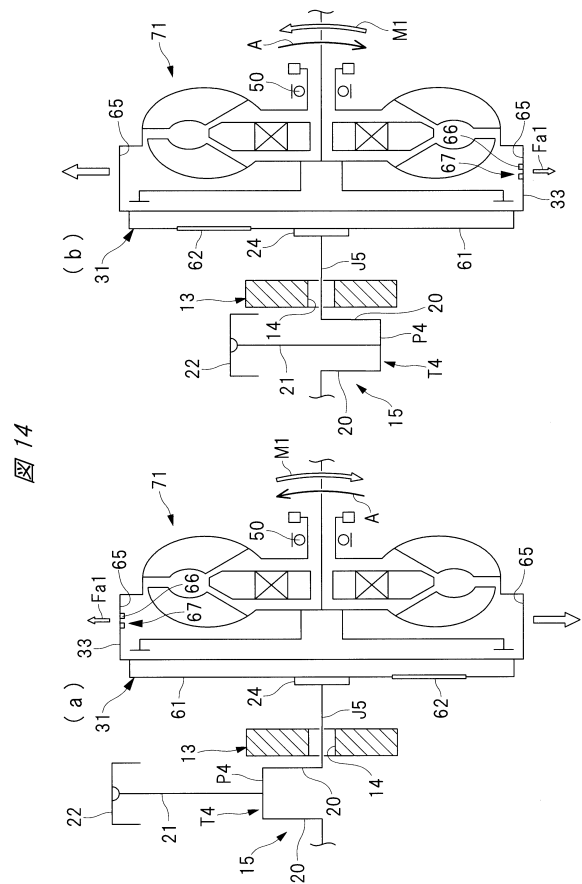
【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



【 図 1 4 】



【図15】

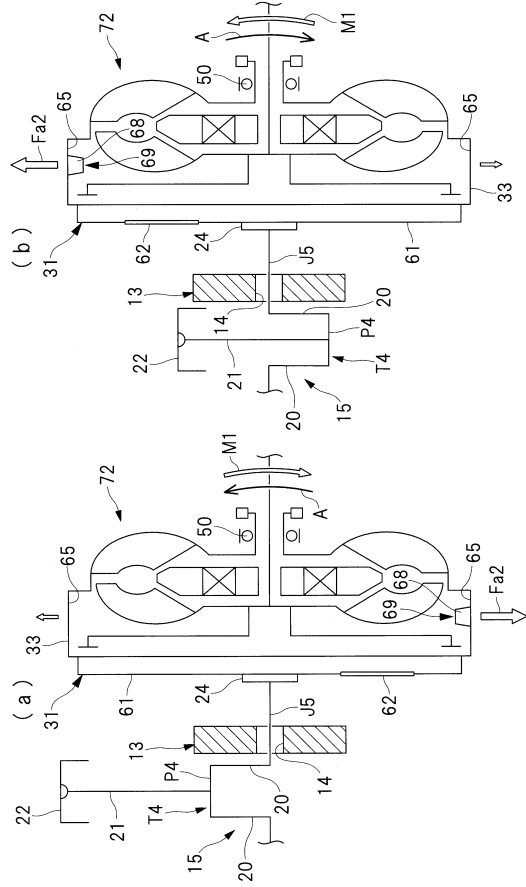


図15

【図17】

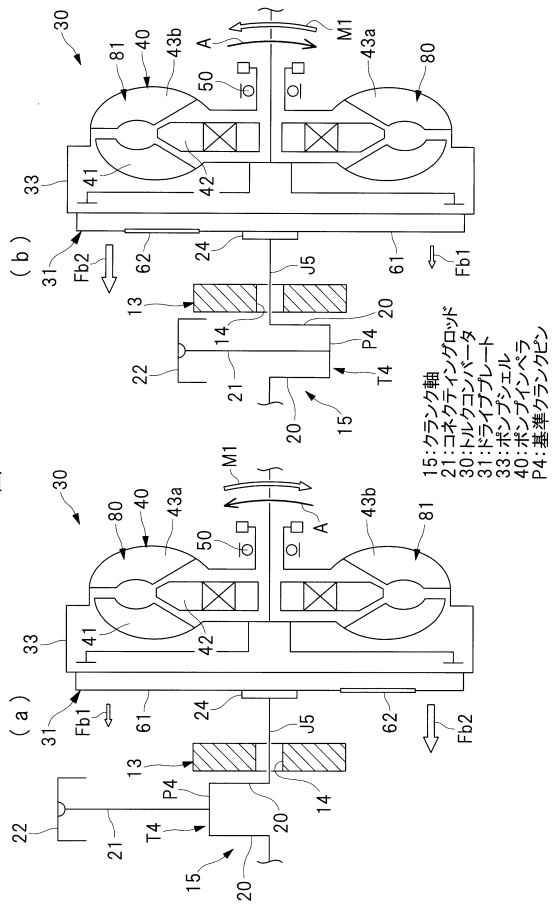


図17

- 15: クランク軸
- 21: コネクティングロッド
- 30: トルクコンバータ
- 31: ディスクプレート
- 33: ホンブシエラ
- 40: ホンブシエラ
- P4: 基準クランクピン

【図16】

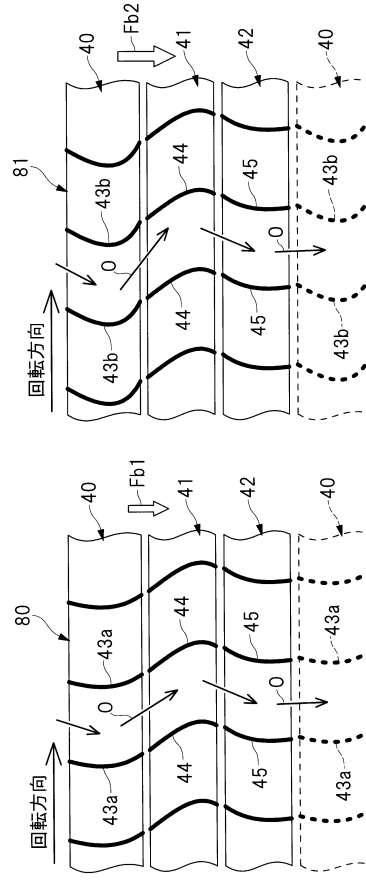


図16

【図18】

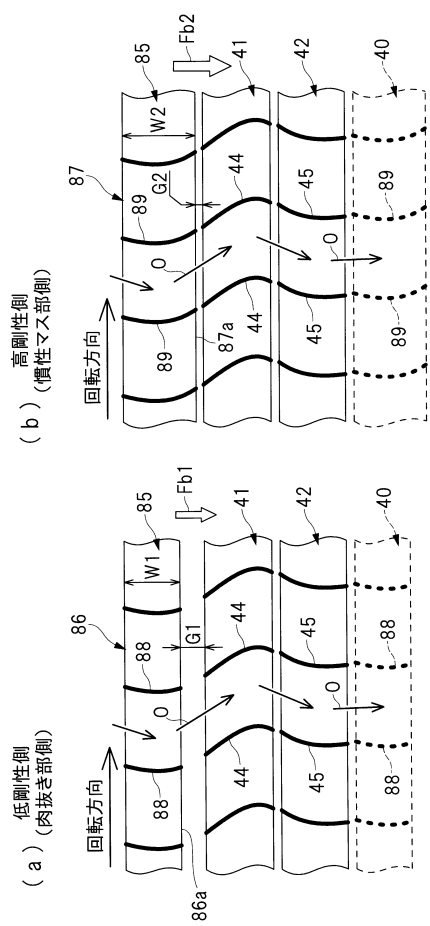
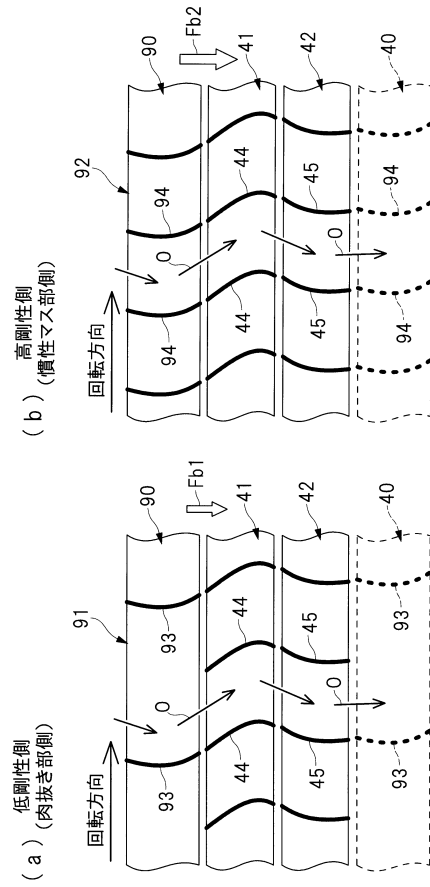


図18

図 19



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2014-29170(JP,A)
実開昭63-187763(JP,U)
実開昭63-11964(JP,U)
特開2010-101345(JP,A)
米国特許出願公開第2011/250975(US,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 41/26

F16H 41/24