

(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2016-145565

(P2016-145565A)

(43) 公開日 平成28年8月12日 (2016. 8. 12)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO4C 15/00 (2006.01)</b>	FO4C 15/00 J	3H041
<b>FO4C 2/10 (2006.01)</b>	FO4C 15/00 L	3H044
	FO4C 2/10 341H	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2015-23723 (P2015-23723)  
 (22) 出願日 平成27年2月9日 (2015. 2. 9)

(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 100125265  
 弁理士 貝塚 亮平  
 (74) 代理人 100077539  
 弁理士 飯塚 義仁  
 (72) 発明者 今森 智史  
 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) 3H041 AA02 BB03 CC11 CC13 DD10  
 DD38  
 3H044 AA02 BB03 CC11 CC12 DD19  
 DD28

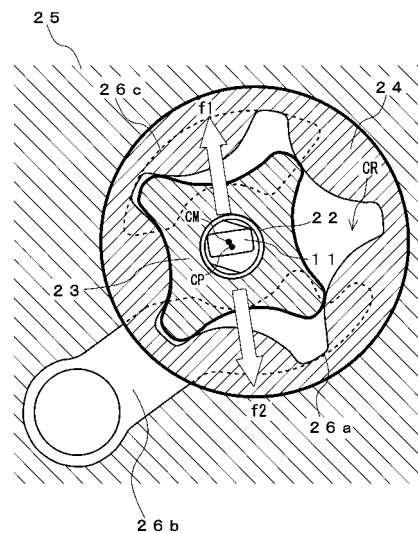
(54) 【発明の名称】 電動オイルポンプ

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 電動機によって回転駆動されるオイルポンプのポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能な電動オイルポンプを提供する。

【解決手段】 モータシャフト11を、モータ反力 $f_1$ と油圧反力 $f_2$ が相殺される位置に予めポンプシャフト22に対して偏心してポンプシャフト22に係合させる。その際、モータシャフト11の軸心 $C_M$ はポンプシャフト22の軸心 $C_P$ よりもフロントボディ部の吐出口26cに近接させることとする。

【選択図】 図4



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

駆動源となる電動機と、該電動機によって回転駆動されるオイルポンプとを備え、前記電動機のモータシャフトの軸端部は断面が平坦状の凸部に成形されていると共に、前記オイルポンプのポンプシャフトの軸端部は断面がコ状の凹部に成形されている電動オイルポンプであって、

前記モータシャフトの軸心は、前記凹部の前記凸部に対する当たり面が交替することにより発生するモータ反力と、作動油が前記オイルポンプから吐出される際に発生する油圧反力とが相殺される位置に予め前記ポンプシャフトの軸心に対し偏心して取り付けられていることを特徴とする電動オイルポンプ。

10

## 【請求項 2】

前記モータシャフトの軸心は、前記オイルポンプの吐出口側に予め前記ポンプシャフトの軸心に対し偏心して設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載の電動オイルポンプ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は電動オイルポンプに関し、より詳細には電動機によって回転駆動されるオイルポンプのポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能な電動オイルポンプに関するものである。

20

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、CVT（ベルト式無段変速機）のプーリー機構、CVTの前後進切換機構（前進用クラッチ、後進用ブレーキ）あるいはトルクコンバータのロックアップクラッチ機構等の油圧作動機構に作動油（オイル）を供給するオイルポンプとして、容積型ポンプ、とりわけ内接ギヤポンプが広く使用されている（例えば、特許文献 1 を参照。）。

内接ギヤポンプは、アウターロータと、アウターロータに対し偏心したインナーロータが内接して構成され、インナーロータとアウターロータが噛み合って回転することにより、アウターロータとインナーロータとによって形成される閉じた空間（閉空間）の容積および位置をその回転に伴って変化させ、閉空間の膨張行程においてはオイルを吸込口から吸い込み、閉空間の圧縮行程においては吸い込んだオイルを圧縮し、そして閉空間の排出行程においては圧縮したオイルを吐出口から下流へ圧送している。

30

## 【0003】

上記内接ギヤポンプの駆動源としては、エンジン以外に電動機が用いられている。オイルポンプのポンプシャフトと電動機のモータシャフトとの結合部においては、ポンプシャフトのモータシャフト側の軸端部は断面がコ状の凹部に形成され、一方、モータシャフトのポンプシャフト側の軸端部は断面が平坦状の凸部に形成され、その平坦状の凸部とコ状凹部が嵌合することにより、オイルポンプが電動機によって回転駆動されている。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

40

## 【0004】

【特許文献 1】特開 2014 - 181606 号公報

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0005】

図 5 は、モータシャフトの軸端部 11a が反時計回りに半回転（ $= 0^\circ \sim 180^\circ$ ）した時の、ポンプシャフトの軸端部 22a とモータシャフトの軸端部 11a との係合状態を示す説明図である。

図 5 (a) に示されるように、モータシャフトの軸心  $C_M$  とポンプシャフトの軸心  $C_P$  は偏心（芯ズレ）しており、その芯ズレを吸収するためにモータシャフトの軸端部 11a（凸部

50

とポンプシャフトの軸端部 2 2 a (凹部)との間には隙間(ガタ)がある。ここで、モータシャフトの軸端部 1 1 a はポンプシャフトの軸端部 2 2 a の A 面に係合しているとす。図 5 (a)から図 5 (c)に示されるように、モータシャフトの軸心 $C_M$ とポンプシャフトの軸心 $C_P$ は偏心しているため、モータシャフトの軸端部 1 1 a はポンプシャフトの軸端部 2 2 a の A 面に係合しながら、両者の係合形態は面接触から点接触(いわゆる片当たり状態)に移行する。そしてモータシャフトの軸端部 1 1 a が更に回転すると、図 5 (d)に示されるように、ポンプシャフトの軸端部 2 2 に対する係合面(片当たり面)が A 面から B 面に交替するようになる。同時に、この係合面の交替に起因して、モータ反力 $f_1$ がポンプシャフトの軸端部 2 2 a に負荷されることになる。このモータ反力 $f_1$ は、図 5 (a)から図 5 (g)に示されるように、モータシャフトが半回転する毎に 1 回の割合で発生している。つまり、ポンプシャフトにはモータ反力 $f_1$ が周期的に繰り返し負荷され、係合面(片当たり面)が交替する際、異音が発生することになる。なお、このモータ反力 $f_1$ の方向は、係合面の交替が起こるモータシャフトの軸心 $C_M$ とポンプシャフトの軸心 $C_P$ との相対位置(芯ズレ)によって変わってくる。

10

他方、図 6 に示されるように、容積型オイルポンプにおいては圧縮されたオイルが吐出口 DP から排出される際、オイルの反動によってポンプシャフトにはインナーロータを介して一定方向の油圧反力 $f_2$ が作用する。

従って、この油圧反力 $f_2$ に上記モータ反力 $f_1$ が重なる場合、ポンプシャフト 2 2 に大きな荷重が入力され、これによりポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を引き起こしていた。

20

そこで、本発明は、上記従来技術の問題点に鑑み成されたものであり、その目的は、電動機によって回転駆動されるオイルポンプのポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能な電動オイルポンプを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記目的を達成するための本発明に係る電動オイルポンプでは、駆動源となる電動機(10)と、該電動機(10)によって回転駆動されるオイルポンプ(20)とを備え、前記電動機(10)のモータシャフト(11)の軸端部(11a)は断面が平坦状の凸部に成形されていると共に、前記オイルポンプ(20)のポンプシャフト(22)の軸端部(22a)は断面がコ状の凹部に成形されている電動オイルポンプであって、

30

前記モータシャフト(11)の軸心( $C_M$ )は、前記凹部の前記凸部に対する当たり面が交替することにより発生するモータ反力( $f_1$ )と、作動油が前記オイルポンプ(20)から吐出される際に発生する油圧反力( $f_2$ )とが相殺される位置に予め前記ポンプシャフト(22)の軸心( $C_P$ )に対し偏心して取り付けられていることを特徴とする。

【0007】

本願発明者は、モータシャフトの軸端部(11a)とポンプシャフトの軸端部(22a)との結合部における係合面(片当たり面)の交替に起因して発生するモータ反力( $f_1$ )の方向は、モータシャフトの軸心( $C_M$ )とポンプシャフトの軸心( $C_P$ )との間の芯ズレに依存すること、従って、芯ズレが固定される場合、モータシャフトが回転する場合であっても、モータ反力( $f_1$ )の向きは変動しないことを見出した。このことは、芯ズレを介してモータ反力( $f_1$ )の向きを所望の方向へ制御できることを示している。

40

従って、上記構成では、モータシャフト(11)の軸心( $C_M$ )の位置を、上記モータ反力( $f_1$ )の方向が油圧反力( $f_2$ )に対し $180^\circ$ 異なる向き(逆向き)になるように調整し、これによりモータ反力( $f_1$ )と油圧反力( $f_2$ )が相殺し合い(打ち消し合い)、その結果、ポンプシャフト(22)に入力される反力荷重が好適に低減され、ポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能となる。

【0008】

本発明に係る電動オイルポンプの第 2 の特徴は、前記モータシャフト(11)の軸心( $C_M$ )は、前記オイルポンプ(20)の吐出口(26c)側に予め前記ポンプシャフト(22)の軸心( $C_P$ )に対し偏心して設けられている、ことである。

50

## 【 0 0 0 9 】

上記構成では、ポンプシャフト(22)に作用するモータ反力( $f_1$ )の方向が油圧反力( $f_2$ )に対し好適に逆向きとなり、これにより両荷重が相殺し合い(打ち消し合い)、ポンプシャフト(22)に入力される反力荷重を好適に低減することが可能となる。

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 1 0 】

本発明の電動オイルポンプ(100)によれば、モータシャフト(11)の軸心( $C_M$ )の位置が、予めモータ反力( $f_1$ )と油圧反力( $f_2$ )が相殺し合う(打ち消し合う)位置に設定されているため、ポンプシャフト(22)に入力される反力荷重が好適に低減され、これによりポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能となる。

10

特に、モータシャフト(11)の軸心( $C_M$ )の位置がポンプシャフト(11)の軸心( $C_P$ )よりもオイルポンプ(20)の吐出口(26c)側に設けられている場合は、モータ反力( $f_1$ )の方向が油圧反力( $f_2$ )に対し好適に逆向きとなり、これにより両荷重が相殺し合い(打ち消し合い)、ポンプシャフト(22)に入力される反力荷重をより好適に低減することが可能となる。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 1 1 】

【 図 1 】本発明の電動オイルポンプを示す要部断面説明図である。

【 図 2 】本発明の電動オイルポンプに係るモータシャフトの軸心とポンプシャフトの軸心との間の芯ズレを示す説明図である。

20

【 図 3 】本発明の電動オイルポンプに係るモータシャフトの軸端部とポンプシャフトの軸端部との係合部における回転を示す説明図である。

【 図 4 】本発明の電動オイルポンプに係るモータ反力と油圧反力との相殺を示す説明図である。

【 図 5 】従来の電動オイルポンプに係るモータシャフトの軸端部とポンプシャフトの軸端部との係合部における回転を示す説明図である。

【 図 6 】従来の電動オイルポンプに係るポンプ部を示す要部断面説明図である。

## 【 発明を実施するための形態 】

## 【 0 0 1 2 】

以下、図に示す実施の形態により本発明をさらに詳細に説明する。

30

## 【 0 0 1 3 】

図1は、本発明の電動オイルポンプ100を示す要部断面説明図である。

この電動オイルポンプ100は、回転動力を発生するモータ部10と、その回転動力によって作動油(オイル)をリザーブタンク(図示せず)から吸引して所定のオイル圧まで高めて下流の油圧作動機構(例えばツインクラッチ機構)へ圧送するポンプ部20とから成り、ポンプ部20はポンプシャフト22上に2個の内接ギヤポンプ21,21が直列に接続された2連ポンプ構造を成している。従って、本電動オイルポンプ100は別個独立に各クラッチ機構へ油圧をそれぞれ供給することが可能である。以下、各構成について更に説明する。

40

## 【 0 0 1 4 】

モータ部10は、例えば、永久磁石から成る回転子(図示せず)と回転子を囲むように設けられた3相(U相、V相、W相)の巻線コイル(図示せず)とから成るブラシレスモータによって構成されている。モータ制御部(図示せず)は回転子の磁極位置(N極またはS極位置)を検出して、回転子の磁極位置に応じて各巻線コイルに流す相間(例えばU相-V相間)電流の向き(励磁方向)を順次変えて回転子を一定方向に回転させている。なお、各相間に印加される電圧は、パルス電圧であり、モータドライバ(図示せず)によって印加される。モータの速度制御は、各パルスのデューティ比、隣接するパルス間の周期(周波数)を変えるパルス幅変調(PWM)方式でモータ制御部(図示せず)によって行われる。

50

## 【0015】

モータ部10の出力軸となるモータシャフト11は軸受部12に支持されながらオイル部20のポンプシャフト22に係合している。その軸端部11aは断面が平坦状の凸部に成形され、断面がコ状の凹部に成形されたポンプシャフト22の軸端部22aに凹凸嵌合している。

## 【0016】

また、詳細については図2を参照しながら後述するが、その軸心 $C_M$ はポンプシャフト22に作用するモータ反力 $f_1$ の方向が油圧反力 $f_2$ に対し逆向きとなる（相殺する）位置に設けられている。

## 【0017】

ポンプ部20は、内接ギヤポンプ21がポンプシャフト22上に2個直列に接続された2連ポンプ構造を成している。各内接ギヤポンプ21は、回転軸となるポンプシャフト22と、オイルを吸引・圧送するインナーロータ23及びアウターロータ24と、アウターロータ24を収納しながら回転支持するロータハウジング25と、吸込口26a（図4）および吸入油路26b（図4）ならびに吐出口26c（図4）および吐出油路（図示せず）が内部にそれぞれ形成されたフロントボディ部26及びリヤボディ部28と、2つの内接ギヤポンプ21, 21の隔壁となる中間ボディ部27とから構成されている。

## 【0018】

ポンプシャフト22の外周面には2個のインナーロータ23, 23が相対回転不能に取り付けられ、これによりポンプシャフト22とインナーロータ23, 23は常に一体となって回転する。また、ポンプシャフト22とインナーロータ23は同芯となるように取り付けられている。

## 【0019】

インナーロータ23は、アウターロータ24を回転駆動するドライブロータであり、アウターロータ24より常に一つ少ない歯数、本実施例では4個の外歯を有し、その波形は例えばトロコイド曲線に基づいて成形されている。

## 【0020】

アウターロータ24は、インナーロータ23によって回転駆動されるドリブンロータであり、インナーロータ23より常に一つ多い歯数、本実施例では5個の内歯を有し、その波形は例えばトロコイド曲線に基づいて成形されている。また、アウターロータ24は、その軸心がインナーロータ23の軸心（＝ポンプシャフト22の軸心 $C_p$ ）に対し偏心してロータハウジング25内に回転自在に収容されている。

## 【0021】

アウターロータ24とインナーロータ23との間には閉じた閉空間CR（図4）が形成され、ポンプシャフト22が回転すると、アウターロータ24とインナーロータ23とが噛み合っただけで回転し、その回転に伴いその閉空間CRの位置・容積が変化する。従って、内接ギヤポンプ21は、閉空間CRが膨張するタイミングと閉空間CRが吸込口（サクシオンポート）26aを通過するタイミングがほとんど一致し且つ、閉空間CRに閉じこめられたオイルが最も圧縮されるタイミングと閉空間CRが吐出口（デリバリーポート）26cを通過するタイミングがほとんど一致するように構成されている。従って、閉空間CRが吸込口（サクシオンポート）26aを通過するタイミングで、オイルが閉空間CR内に吸い込まれ、閉空間CRが吐出口（デリバリーポート）26cを通過するタイミングで圧縮されたオイルが閉空間CRから吐出される。

## 【0022】

図2は、本発明の電動オイルポンプ100に係るモータシャフト11の軸心 $C_M$ とポンプシャフト22の軸心 $C_p$ と吐出口26cとの相対位置関係を示す説明図である。

モータシャフト11の軸心 $C_M$ は、ポンプシャフト22の軸心 $C_p$ よりもフロントボディ部26の吐出口26cに近接する位置に、ポンプシャフト22の軸心 $C_p$ に対し偏心して設けられている。このようにモータシャフト11の軸心 $C_M$ を位置決めすることにより、図4に示されるようにモータ反力 $f_1$ の向きが油圧反力 $f_2$ に対し逆向きとなり、両方の反力荷重が

10

20

30

40

50

相殺し合い、その結果ポンプシャフト 2 2 に入力される反力荷重を好適に低減することが可能となる。

【 0 0 2 3 】

図 3 は、本発明の電動オイルポンプ 1 0 0 に係るモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a とポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a との係合部における回転を示す説明図である。

図 3 (a) に示されるように、モータシャフト 1 1 は、その軸心  $C_M$  がポンプシャフト 2 2 の軸心  $C_P$  よりも吐出口 2 6 c (図示せず) に近接する位置に、ポンプシャフト 2 2 に対し偏心して設けられている。モータシャフト 1 1 はドライブシャフトであり、ポンプシャフト 2 2 はドリブンシャフトである。モータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、当初、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の B 面に面接触している。なお、モータシャフト 1 1 は軸心  $C_M$  及びポンプシャフト 2 2 の軸心  $C_P$  はいずれも回転中心 (定点) であり、モータシャフト 1 1 は軸心  $C_M$  の回りを回転し、ポンプシャフト 2 2 はモータシャフト 1 1 によって回転駆動され軸心  $C_P$  の回りを回転する。従って、モータシャフト 1 1 及びポンプシャフト 2 2 は回転中心を異にしているため、両者の回転量は必ずしも等しくない。ここでの  $\theta$  はモータシャフト 1 1 の回転量である。

10

【 0 0 2 4 】

図 3 (b) に示されるように、 $\theta = 30^\circ$  においてモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の B 面に線接触 (いわゆる片当たり) してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。

【 0 0 2 5 】

図 3 (c) に示されるように、 $\theta = 60^\circ$  においてもモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の B 面に線接触 (いわゆる片当たり) してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。

20

【 0 0 2 6 】

図 3 (d) に示されるように、 $\theta = 90^\circ$  においてモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の A 面に線接触 (いわゆる片当たり) してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。従って、 $60^\circ < \theta < 90^\circ$  の範囲内において、モータシャフト 1 1 のポンプシャフト 2 2 に対する係合面 (片当たり面) が B 面から A 面に交替し、これによりモータ反力  $f_1$  が矢印方向に発生する。モータ反力  $f_1$  の向きは吐出口 2 6 c 側であるため、油圧反力  $f_2$  (図示せず) によって打ち消され、油圧反力  $f_2$  もモータ反力  $f_1$  によって打ち消される。

30

【 0 0 2 7 】

図 3 (e) に示されるように、 $\theta = 120^\circ$  においてモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の A 面に面接触してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。

【 0 0 2 8 】

図 3 (e) に示されるように、 $\theta = 150^\circ$  においてモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の A 面に面接触してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。

【 0 0 2 9 】

図 3 (f) に示されるように、 $\theta = 180^\circ$  においてモータシャフト 1 1 の軸端部 1 1 a は、ポンプシャフト 2 2 の軸端部 2 2 a の A 面に面接触してポンプシャフト 2 2 を反時計方向へ回転させている。これは、図 3 (a) のモータシャフト 1 1 及びポンプシャフト 2 2 が各中心線に関しそれぞれ反転した状態に等しい。

40

【 0 0 3 0 】

図 4 は、本発明の電動オイルポンプ 1 0 0 に係るモータ反力  $f_1$  と油圧反力  $f_2$  との相殺を示す説明図である。

モータ反力  $f_1$  と油圧反力  $f_2$  が相殺し合うためには、オイルが吐出口 2 6 c から排出されるタイミング (吐出行程) と、モータシャフト 1 1 のポンプシャフト 2 2 に対する係合面 (片当たり面) の交替が発生するタイミング (図 3 (d) と) が一致することが望ましい。従

50

って、モータシャフト 1 1 の位置決めについては、吐出口 2 6 c だけでなく、インナーロータ 2 3 とアウターロータ 2 4 の噛み合いに係る回転位置（位相）を考慮して決定することが望ましい。つまり、吐出行程に対応するインナーロータ 2 3 とアウターロータ 2 4 の噛み合い位置において、モータシャフト 1 1 のポンプシャフト 2 2 に対する係合面（片当たり面）の交替が発生する（図 3 (d)）ように、吐出口 2 6 c 側にモータシャフト 1 1 をポンプシャフト 2 2 に対し偏心して設けることが望ましい。

【 0 0 3 1 】

以上の通り、本発明に係る電動オイルポンプ 1 0 0 によれば、モータシャフト 1 1 の軸心  $C_M$  の位置が、予めモータ反力  $f_1$  と油圧反力  $f_2$  が相殺し合う（打ち消し合う）位置に設定されているため、ポンプシャフト 2 2 に入力される反力荷重が好適に低減され、これによりポンプシャフトの異音およびその支持部の摩耗を好適に低減することが可能となる。

10

また、モータシャフト 1 1 の位置決めについては、オイルが吐出口 2 6 c から排出されるタイミング（吐出行程）と、モータシャフト 1 1 のポンプシャフト 2 2 に対する係合面（片当たり面）の交替が発生するタイミングとが一致するように、インナーロータ 2 3 とアウターロータ 2 4 の噛み合いに係る回転位置（位相）を考慮して決定されているため、モータ反力  $f_1$  と油圧反力  $f_2$  が好適に相殺し合い、これによりポンプシャフト 2 2 の異音およびその支持部の摩耗をより好適に低減することが可能となる。

【符号の説明】

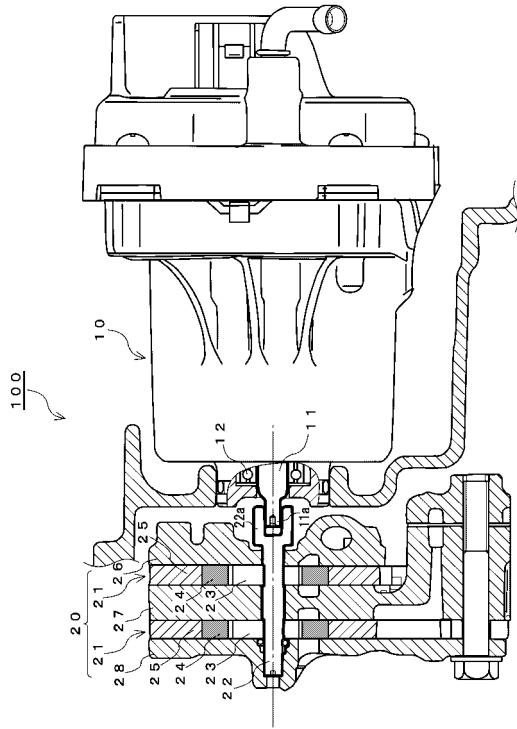
【 0 0 3 2 】

- 1 0      モータ部
- 1 1      モータシャフト
- 1 1 a    モータシャフト軸端部
- 1 2      軸受部
- 2 0      ポンプ部
- 2 1      内接ギヤポンプ
- 2 2      ポンプシャフト
- 2 2 a    ポンプシャフト軸端部
- 2 3      インナーロータ
- 2 4      アウターロータ
- 2 5      ロータハウジング
- 2 6      フロントボディ部
- 2 7      中間ボディ部
- 2 8      リヤボディ部
- 1 0 0    電動オイルポンプ

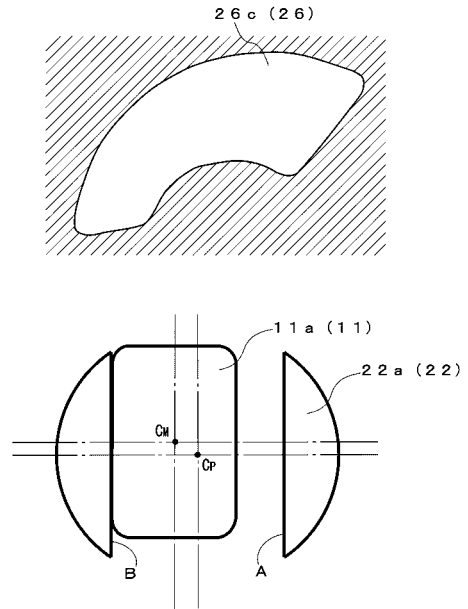
20

30

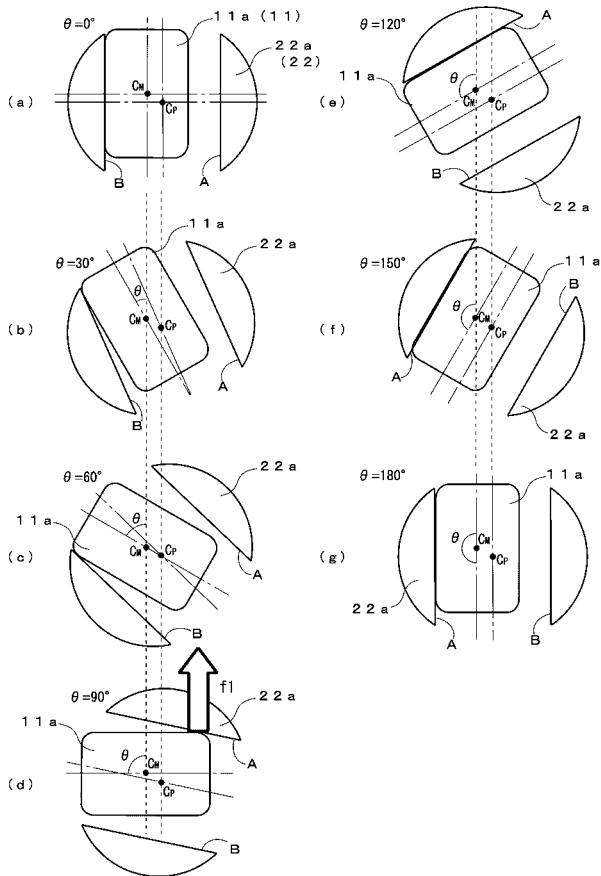
【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】

