

(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2012-137023

(P2012-137023A)

(43) 公開日 平成24年7月19日(2012.7.19)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO4C 2/10 (2006.01)</b>	FO4C 2/10 321A	3H041
<b>FO4C 15/00 (2006.01)</b>	FO4C 15/00 K	3H044

審査請求 有 請求項の数 3 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2010-290009 (P2010-290009)	(71) 出願人	593016411 住友電工焼結合金株式会社
(22) 出願日	平成22年12月27日 (2010.12.27)	(74) 代理人	100074206 弁理士 鎌田 文二
		(74) 代理人	100084858 弁理士 東尾 正博
		(74) 代理人	100112575 弁理士 田川 孝由
		(72) 発明者	魚住 真人 兵庫県伊丹市昆陽北一丁目1番1号 住友電気工業株式会社伊丹製作所内
		(72) 発明者	島田 良幸 兵庫県伊丹市昆陽北一丁目1番1号 住友電工焼結合金株式会社内

最終頁に続く

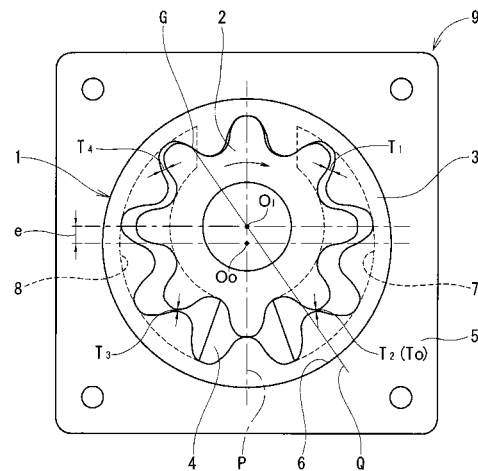
(54) 【発明の名称】 内接歯車式ポンプ用ロータ

(57) 【要約】

【課題】 吐出量の増大を図って駆動時の振動を抑制する。

【解決手段】 歯数差が1枚のインナーロータ2とアウトロータ3を偏心させて組み合わせた内接歯車式ポンプである。インナーロータ2の回転中心 $O_I$ とアウトロータ3の回転中心 $O_O$ を結ぶ偏心軸Pに対し噛み合い点Gが、常時、その両ロータ2、3の回転方向後方に位置するとともに、両ロータ2、3の偏心軸Pより吸入ポート7側の歯間隙間最小部位 $T_0$ がインナーロータの回転中心 $O_I$ と噛み合い点Gを結ぶ直線Qに対しその両ロータ2、3の回転方向後方に位置する。この構成の内接歯車式ポンプ用ロータは、歯丈が高くなって吐出量の増大が望めるとともに、両ロータ2、3の歯同士の衝撃力が小さくなり、吐出量が多くて振動の小さい内接歯車式ポンプを得ることができる。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

歯数が  $n$  のインナーロータ (2) と歯数が  $(n + 1)$  のアウターロータ (3) を、偏心させて組み合わせた内接歯車式ポンプ用ロータにおいて、

上記インナーロータ (2) とアウターロータ (3) の噛み合い点 (G) が、前記インナーロータ (2) の回転中心 ( $O_I$ ) とアウターロータ (3) の回転中心 ( $O_O$ ) を結ぶ偏心軸 (P) に対し、常時、その両ロータ (2、3) の回転方向後方に位置するとともに、前記インナーロータ (2) の回転中心 ( $O_I$ ) と前記噛み合い点 (G) を結ぶ直線 (Q) に対して両ロータ (2、3) の偏心軸 (P) より吸入ポート (7) 側の歯間隙間最小部位 ( $T_0$ ) が、常時、その両ロータ (2、3) の回転方向後方に位置することを特徴とする内接歯車式ポンプ用ロータ。

10

## 【請求項 2】

上記アウターロータ (3) は、インナーロータ (2) の中心 ( $O_I$ ) がアウターロータ (3) の中心 ( $O_O$ ) を中心とする直径 ( $2e + t$ ) の円 (S) 上を 1 周公転し、その間にインナーロータ (2) が  $(1/n)$  回自転し、このインナーロータ (2) の公転と自転により形成された歯形曲線群の包絡線を描き、この包絡線と同一又はそれより外側に描かれる歯形としたものであることを特徴とする請求項 1 に記載の内接歯車式ポンプ用ロータ。

ここに、

$e$  : インナーロータ (2) の中心 ( $O_I$ ) とアウターロータ (3) の中心 ( $O_O$ ) の偏心量

20

$t$  : チップクリアランス

## 【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載のポンプ用ロータ (1) を、ポンプハウジング (5) に設けられたロータ室 (6) に収納して構成される内接歯車式ポンプ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

この発明は、歯数差が 1 枚のインナーロータとアウターロータを偏心させて組み合わせた内接歯車式ポンプ用ロータ、及びそのロータを用いた内接歯車式ポンプに関する。

30

## 【背景技術】

## 【0002】

内接歯車式ポンプは、車のエンジンの潤滑用や自動変速機 (AT) 用のオイルポンプなどとして利用されている。この内接歯車式ポンプは、この発明の一実施形態を示す図 1 に示すように、通常、歯数が  $n$  (自然数) のインナーロータ 2 と歯数が  $(n + 1)$  のアウターロータ 3 を偏心させて組み合わせてロータ 1 とし、そのロータ 1 を吸入ポート 7 と吐出ポート 8 を有するポンプハウジング 5 のロータ室 6 に収納した構成である。

このとき、アウターロータ 3 の歯形は、例えば、インナーロータ 2 の歯形を決定した後、図 5 に示すように、そのインナーロータ 2 をその中心  $O_I$  がアウターロータ 3 の中心  $O_O$  を中心とする直径 ( $2e + t$ ) の円 S 上を 1 周公転させ、その間にインナーロータ 2 が  $1/n$  回自転し、このインナーロータ 2 の公転と自転の繰り返しにより形成された歯形曲線群の包絡線を描いて決定した前記包絡線とする。

40

ここに、

$e$  : インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

$t$  : チップクリアランス

$n$  : インナーロータの歯数

## 【0003】

この内接歯車式ポンプ 9 に採用するポンプ用ロータ 1 の中に、トロコイド曲線を用いてロータ 1 の歯形を創成したもの (特許文献 1 参照) や、サイクロイド曲線でロータの歯形を創成したものがある。

50

そのトロコイド曲線を用いた歯形は、基礎円、転円、軌跡円、偏心量の値が1つの歯形に対してそれぞれ1つ設定される。その歯形を有するポンプは、吐出量を増加させるためには、歯丈を高くすればよいが、歯丈を高くする目的でインナーロータ2とアウターロータ3の偏心量 $e$ を大きくすると、歯幅が狭くなりすぎたり、歯形の設計自体が不可能になったりする。従って、偏心量 $e$ が規制され、そのために歯丈も制限されて吐出量を増加させる要求に応えるのが難しい。

また、同じ歯丈でも歯数を増やすと吐出量を増やすことが可能になる。しかし、歯数を増やすとロータ1の径寸法が大きくなってしまい、ロータ1の外径寸法を変えずに吐出量を増加させるという要求に応えるのが難しい。

#### 【0004】

サイクロイド曲線を用いた歯形も、同様に、基礎円の直径と基礎円上を滑らずに転がって創成するため、外転円と内転円の直径によってロータ1の歯数が決まる。また、そのロータ1の歯丈は、外転円と内転円の直径によって決まるため、ポンプの吐出量は基礎円と転円の直径に依存するものになる。そのために、歯丈や歯数の設定に関する自由度が低く、ポンプの吐出量を増加させる要求に応えるのが難しい。

#### 【0005】

さらに、内接歯車式ポンプは、歯数を増加させるほどインナーロータ2が1回転する間のポンプ室(ポンピングチャンバ)4からの吐出回数が多くなるため、吐出圧の脈動が小さくなる。しかし、上述のように、トロコイド曲線又サイクロイド曲線の歯形からなる従来の内接歯車式ポンプは、吐出量を満足させながら歯数を増加させるとロータサイズが大きくなるため、歯数を増加させることも制限される。

#### 【先行技術文献】

#### 【特許文献】

#### 【0006】

【特許文献1】特開昭61-201892号公報

【特許文献2】WO2010/016473A1号公報

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0007】

このような状況下、本願発明者らは、上記外転円と内転円に相当する創成円を、特定の条件下において移動自転させることによって、歯先、歯底の創成円の径方向移動量を変更することで歯丈を任意に変化させることができる歯形形成方法を考えた(特許文献2)。この歯丈を任意に変化し得ることは、歯丈を増大させることで、インナーロータ2とアウターロータ3の歯間に形成されるポンプ室4の容積が大きくなってポンプの吐出量を増大させ得る(特許文献2段落0022~同0023参照)。

#### 【0008】

また、インナーロータ2とアウターロータ3の噛み合い点Gがそのインナーロータ2の回転中心 $O_I$ とアウターロータ3の回転中心 $O_O$ を結ぶ偏心軸Pに対し、常時、その両ロータ2、3の回転方向後方に位置する(図1等参照)と、小径(歯底径)の寸法、歯数が同じサイクロイド歯形等のインナーロータ2に対し、その歯丈が高くなることを発見した。この歯丈が高くなれば、吐出量が増加する。

しかし、その歯丈が高くなった分、ロータ1の回転に伴う振動が大きくなる傾向となった。近年、自動車の清廉化が進み、上記エンジンの潤滑用や自動変速機(AT)用のオイルポンプにおいても例外でない。

この発明は、吐出量を増加させつつ、内接歯車式オイルポンプのさらなる清廉化を図ることを課題とする。

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0009】

図1に示す内接歯車式ポンプ9のポンプ作用時、両ロータ2、3が噛み合い点Gを介して回転している瞬間時、アウターロータ3はその噛み合い点Gでもって揺動自在に支持さ

10

20

30

40

50

れていると見ることができる。

この揺動自在に支持されていることは、アウターロータ 3 は噛み合い点 G を支点として揺動（振動）してインナーロータに衝突する（歯同士が衝突する）恐れがあることであり、このため、その歯間隙間 T が小さい（狭い）程、その衝撃力は小さいこととなる。すなわち、内接歯車式オイルポンプは清廉化することとなる。

【 0 0 1 0 】

また、このポンプ作用時、吐出ポート 8 側ではポンプ室 4 は正圧であるため、両ロータ 2、3 の歯間隙間 T は広がる方向に力が加わり、歯間の衝突は生じにくい。一方、吸入ポート 7 側はポンプ室 4 が負圧であるため、両ロータ 2、3 の歯間隙間 T は狭める方向に力が加わり、歯間の衝突は生じ易く、その狭める方向はロータの回転方向後方に向かってで

10

【 0 0 1 1 】

以上から、偏心軸 P より吸入ポート側の歯間隙間最少部位  $T_0$  が、インナーロータ 2 の回転中心  $O_I$  と噛み合い点 G を結ぶ直線 Q に対して、常時、その両ロータ 2、3 の回転方向後方に位置すれば、吸入ポート 7 側において、仮に、その歯間隙間最少部位  $T_0$  で歯同士の衝突が生じてもその衝撃力は小さくなる。すなわち、この構成の内接歯車式オイルポンプは清廉化することとなる。

【 0 0 1 2 】

この考えの下、上記課題を達成するために、この発明は、歯数が  $n$  のインナーロータ 2、歯数が  $(n+1)$  のアウターロータ 3 を偏心させて組み合わせた内接歯車式ポンプ用ロータ 1 において、インナーロータ 2 とアウターロータ 3 の噛み合い点 G が、インナーロータ 2 の回転中心  $O_I$  とアウターロータ 3 の回転中心  $O_O$  を結ぶ偏心軸 P に対し、常時、その両ロータ 2、3 の回転方向後方に位置するとともに、インナーロータ 2 の回転中心  $O_I$  と噛み合い点 G を結ぶ直線 Q に対して両ロータ 2、3 の偏心軸 P より吸入ポート 7 側の歯間隙間最小部位  $T_0$  が、常時、その両ロータ 2、3 の回転方向後方に位置する構成を採用したのである。

20

【 0 0 1 3 】

この噛み合い点 G 及び両ロータの吸入ポート 7 側の歯間隙間最小部  $T_0$  が、常時、偏心軸 P 又はインナーロータ 2 の回転中心  $O_I$  と噛み合い点 G を結ぶ直線 Q に対しその両ロータ 2、3 の回転方向後方に位置するようになり得る歯形としては、上記特許文献 2 に記載の、歯文や歯形が任意等の歯形設計の自由度が高いことが好ましい。このため、上記の構成の内接歯車式ポンプ用のロータ 1 において、図 2 a、図 2 b で示す、下記の構成等を採用することが好ましい。

30

記

下記の条件 (1) ~ (3) を満たして創成円 B、C を移動させ、その間にインナーロータ中心  $O_I$  と同心である基準円 A 上の基準点 J と重なる前記創成円 B、C 上の点 j が描く軌跡曲線を基準円中心  $O_I$  から歯先頂点  $T_T$  又は歯底頂点  $T_B$  に至る直線  $L_2$ 、 $L_3$  に対して対称形状に描いて歯形の歯先曲線 2 a、歯底曲線 2 b の少なくとも一方とする構成を採用する。

40

- 創成円 B、C の移動条件 (1) ~ (3) -

【 0 0 1 4 】

(1) 前記創成円 B、C 上の点 j が前記基準円 A 上の基準点 J に重なるように創成円 B、C を配置したときにその創成円中心  $p_a$ 、 $p_b$  が位置決めされる移動始点  $S_{p_a}$ 、 $S_{p_b}$  から、創成円 B、C 上の点 j が歯先頂点  $T_T$  又は歯底頂点  $T_B$  に位置するように創成円 B、C を配置したときにその創成円中心  $p_a$ 、 $p_b$  が位置決めされる移動終点  $L_{p_a}$ 、 $L_{p_b}$  までの創成円中心移動曲線  $AC_1$ 、 $AC_2$  上を創成円中心  $p_a$ 、 $p_b$  が移動し、かつ、創成円 B、C がその創成円の移動方向と同方向に一定角速度で自転する。

この条件 (1) によって、創成円 B、C の中心  $p_a$ 、 $p_b$  が創成円中心移動曲線  $AC_1$ 、 $AC_2$  上を移動することにより、その創成円上の点 j が歯形を描き、かつ、その創成円

50

B、Cが一定角速度で自転することによって、その点jは、弧状の軌跡を描くこととなる。

【0015】

(2)前記創成円中心移動曲線 $AC_1$ 、 $AC_2$ は、前記インナーロータ中心 $O_I$ から創成円中心 $p_a$ 、 $p_b$ までの基準円径方向の距離を、前記移動始点 $S_{pa}$ 、 $S_{pb}$ から移動終点 $L_{pa}$ 、 $L_{pb}$ まで、前記歯先曲線2aにあってはその距離を増加変化させ、又は前記歯底曲線2bにあってはその距離を減少変化させる。

この「歯先曲線2aにあってはその距離を増加変化させ、又は前記歯底曲線2bにあってはその距離を減少変化させる。」条件によって、創成円中心移動曲線 $AC_1$ 、 $AC_2$ は、歯先側にあっては創成円の移動方向に対し外側に徐々に移動する傾斜曲線(図2aにおいて右上がり)となり、歯底側にあっては、創成円の移動方向に対し内側に徐々に移動する傾斜曲線(図2aにおいて左上がり)となつて、それに伴い、上記点jの描く弧状の軌跡(歯形曲線)が創成円の移動方向に対し斜めとなる(歯先側にあっては外側に向かい、歯底にあっては内側に向かう)。

【0016】

(3)歯先頂点 $T_T$ 又は歯底頂点 $T_B$ は、前記基準円Aの径方向において、創成円Bの移動始点 $S_{pa}$ と基準円中心 $O_I$ の距離 $R_0$ に移動始点時の創成円Bの半径を足した長さを超えて基準円中心 $O_I$ から離れている、又は、創成円Cの移動始点 $S_{pb}$ と基準円中心 $O_I$ の距離 $r_0$ に移動始点時の創成円Cの半径を引いた長さを超えて基準円中心 $O_I$ に近づいている。

この条件によって、創成円径より高い歯丈となつて、基礎円上を転動する転円のサイクロイド曲線歯形より、歯丈が高くなる。

【0017】

上記創成円B、Cは、それぞれの直径 $Bd$ 、 $Cd$ を一定に保つて創成円の中心が移動始点から移動終点へ移動する円と、それぞれの直径 $Bd$ 、 $Cd$ を縮めながら創成円の中心が移動始点から移動終点へ移動する円の2通りが考えられる。これ等の創成円は、ポンプの要求性能を考慮して適当な方を選ぶことができる。創成円B、Cの直径 $Bd$ 、 $Cd$ を縮めながら移動させれば、歯形設計の自由度が増す。

また、創成円B、Cの中心の移動始点 $S_{pa}$ 、 $S_{pb}$ は基準円中心 $O_I$ から基準点Jに至る直線 $L_1$ にあっては、その直線 $L_1$ に対して創成円B、Cの移動方向前方に位置したりすることができる。その前方に位置させると、歯先曲線2a又は歯底曲線2bの始点接線が歯先 $T_T$ 又は歯底 $T_B$ 側に傾き、歯形(歯先・歯底曲線)2a、2bの初期(歯先部と歯底部の分岐点Jから歯先 $T_T$ 及び歯底 $T_B$ に向かう最初の部分)が寝ることとなつて、その初期の歯間間隔が大きくなる。この歯間間隔が大きくなることは、脈動が小さくなるとともに、吸入特性が向上する。

創成円B、Cの移動終点 $L_{pa}$ 、 $L_{pb}$ は、直線 $L_2$ 、 $L_3$ 上にあることが好ましいが、直線 $L_2$ 、 $L_3$ に対して創成円B、Cの移動方向前後方に位置させることもできる。

【0018】

この内接歯車式ポンプ用ロータにおいて、インナーロータ中心 $O_I$ と創成円中心 $p_a$ 、 $p_b$ との間の距離の変化率 $R'$ が移動終点 $L_{pa}$ 、 $L_{pb}$ において0である曲線 $AC_1$ 、 $AC_2$ 上を前記創成円中心 $p_a$ 、 $p_b$ が移動すると好ましい。

【0019】

また、前記曲線 $AC_1$ 、 $AC_2$ が正弦関数を利用した曲線であると好ましい。例えば、創成円中心移動曲線 $AC_1$ 、 $AC_2$ 上を創成円中心 $p_a$ 、 $p_b$ が移動始点 $S_{pa}$ 、 $S_{pb}$ から基準円Aの径方向において移動した移動量 $R$ が、以下の式を満たす曲線である。

$$R = R \times \sin\left(\left(\frac{\quad}{2}\right) \times (m/S)\right)$$

ここにおいて、 $R$ :(インナーロータ中心 $O_I$ から創成円中心 $p_a$ の移動終点 $L_{pa}$ までの距離) - (インナーロータ中心 $O_I$ から創成円中心 $p_a$ の移動始点 $S_{pa}$ までの距離)、又は(インナーロータ中心 $O_I$ から創成円中心 $p_b$ の移動始点 $S_{pb}$ までの距離) - (インナーロータ中心 $O_I$ から創成円中心 $p_b$ の移動終点 $L_{pb}$ までの距離)であつて、

10

20

30

40

50

以下、「創成円の径方向移動距離」又は単に「移動距離」と言う。S：ステップ数、 $m = 0 \sim S$ であり、そのステップ数Sは、前記移動始点S p a、S p b、インナーロータ中心O<sub>I</sub>および移動終点L p a、L p bで作られる創成円移動角度 $\theta_T$ 又は $\theta_B$ を等間隔に分割した数を言う。

【0020】

歯先頂点T<sub>T</sub>は、基準円A上の基準点Jとインナーロータ中心とを結ぶ直線L<sub>1</sub>から一定角度 $\theta_T$ 回転した位置の直線L<sub>2</sub>上に設定され、歯底頂点T<sub>B</sub>は、直線L<sub>1</sub>から一定角度 $\theta_B$ 回転した位置の直線L<sub>3</sub>上に設定される。その一定角度 $\theta_T$ 、 $\theta_B$ は、歯数や歯先部、歯底部の設置領域の比率などを考慮して設定される。

【0021】

歯先創成円Bや歯底創成円Cが、移動中に径が変化する円である場合、上記特許文献2と同様に、それらの創成円の移動始点における直径B d<sub>max</sub>、C d<sub>max</sub>は、目標歯丈を考慮して設定される。両創成円の移動始点から移動終点に至る間の直径変化量をそれぞれB d、C dとすると、歯丈を決定する歯先高さや歯底深さは下式で求まる。

$$\text{歯先高さ} = R + (B d / 2) + \{ (B d - B d) / 2 \}$$

$$\text{歯底深さ} = R + (C d / 2) + \{ (C d - C d) / 2 \}$$

【0022】

この2つの式において、R、B d、B d、C d、C dはいずれも任意に設定できる数値である。そして、移動量Rの変化率R'を考慮してこれらの値を種々変化させたいくつかの歯形モデルを作製し、その中から最適なモデルを選ぶなどの方法により、R、B d、B d、C d、C dの適正值を見出すことができる。

創成円B、Cの直径は、移動終点L p a、L p bでの直径が移動始点S p a、S p bでの直径に対して0.2倍以上かつ1倍以下が適当である。

【0023】

上記の構成の内接歯車式ポンプ用ロータにおけるアウターロータの歯形は、従来周知の手段でもって創成することができるが、例えば、図5に示す、インナーロータ2の中心O<sub>I</sub>がアウターロータ3の中心O<sub>O</sub>を中心とする直径(2e + t)の円S上を1周公転し、その間にインナーロータ2が(1/n)回自転し、このインナーロータ2の公転と自転により形成された歯形曲線群の包絡線を描き、この包絡線と同一又はそれより外側に描かれる歯形としたものを採用することができる。

このようなポンプ用ロータは、当然なこととして、従来と同様に、ポンプハウジングに設けられたロータ室に収納して内接歯車式ポンプを構成することができる。

【発明の効果】

【0024】

この発明においては、以上の構成を採用することによって、歯丈が高くなって吐出量が増加しても、両ロータ2、3の歯同士の衝突力が小さくなって、吐出量が多くて振動の小さい内接歯車式ポンプを得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0025】

【図1】この発明の内接歯車式ポンプの一実施形態のハウジングのカバーを外した状態にして示す端面図

【図2 a】一定径の創成円を用いてインナーロータの歯形を創成する方法の解説図

【図2 b】一定径の創成円の中心の移動状態を示すイメージ図

【図3 a】同実施形態の作用説明図

【図3 b】同実施形態の作用説明図

【図3 c】同実施形態の作用説明図

【図3 d】同実施形態の作用説明図

【図3 e】同実施形態の作用説明図

【図3 f】同実施形態の作用説明図

【図3 g】同実施形態の作用説明図

10

20

30

40

50

【図 3 h】同実施形態の作用説明図

【図 3 i】同実施形態の作用説明図

【図 3 j】同実施形態の作用説明図

【図 4】従来例の作用説明図

【図 5】アウターロータの歯形の形成方法を示す図

【発明を実施するための形態】

【0026】

図 1 乃至図 3 j にこの発明の一実施形態を示し、この実施形態は、特許文献 2 に記載の歯形創成法によって、各々が鉄系焼結合金で形成された歯数 8 枚のインナーロータ 2 と歯数 9 枚のアウターロータ 3 を製造し、その両者 2、3 を組み合わせて内接歯車式オイルポンプ用ロータ 1 とし、そのロータ 1 を吸入ポート 7 と吐出ポート 8 を有するポンプハウジング 5 のロータ室 6 に収納して内接歯車式ポンプ 9 を構成したものである。

10

【0027】

すなわち、図 2 a、図 2 b に示すように、インナーロータ 2 は、その歯形が、インナーロータと同心の基準円 A と、円周上の点 j が基準円 A と Y 軸の交点である基準点 J を通過する創成円 B 及び / もしくは歯底創成円 C を用いて創成する。その歯形は、下記条件に基づいて創成した歯先と歯底を組み合わせたものとし、基準円 A は、インナーロータ中心から歯先と歯底の境界点までを半径とする円であり、この円上から前記点 j が移動を開始する。

【0028】

20

図 2 a において、歯先創成円 B の直径を  $B_d$ 、

インナーロータ中心  $O_I$  と前記基準点 J を結ぶ直線を  $L_1$ 、

インナーロータの中心  $O_I$  と歯先頂点  $T_T$  を結ぶ直線を  $L_2$ 、

前記歯先創成円 B の中心の移動始点  $S_{pa}$  と、インナーロータ中心  $O_I$  および前記歯先頂点  $T_T$  の 3 点で作られる角度  $S_{pa}O_I T_T$  (直線  $L_1$  から  $L_2$  までの回転角) を  $\tau$  とする。

前記歯先創成円 B の中心  $p_a$  が、移動始点  $S_{pa}$  (前記点 j が前記基準点 J に重なる位置での歯先創成円 B の中心位置であり、図 2 a ではその移動始点  $S_{pa}$  が直線  $L_1$  上にある) から、前記直線  $L_2$  側に向かって移動終点  $L_{pa}$  (これは直線  $L_2$  上にある) まで角度  $\tau$  の範囲で移動する。このとき、前記歯先創成円 B の中心  $p_a$  の周方向の角速度は一定である。

30

この間に前記歯先創成円 B の中心  $p_a$  は、基準円 A の径方向に距離  $R$  移動する。

この歯先創成円 B の中心  $p_a$  が、移動始点  $S_{pa}$  から移動終点  $L_{pa}$  に至る間に、歯先創成円 B は角度  $\beta$  自転し、創成円上の点 j が基準点 J から歯先頂点  $T_T$  に到達する。この間に前記点 j が移動した軌跡によってインナーロータの歯先 2 a の歯形の半分が描かれる (図 2 b も同時参照)。

【0029】

この際の、歯先創成円 B の自転の方向と、角度  $\tau$  の移動方向は同一である。つまり、自転の方向が右回りであれば、歯先創成円 B の移動の方向も右回りである。

【0030】

40

このようにして描いた歯形曲線を、直線  $L_2$  に対して反転する (直線  $L_2$  を中心にして対称形状にする) ことにより、インナーロータの歯先曲線が出来上がる。

【0031】

歯底曲線も同様にして描くことができる。直径  $C_d$  の歯底創成円 C を歯先創成円 B が回転する方向とは逆方向に一定角速度で自転させながら歯底創成円 C の中心  $p_b$  を移動始点  $S_{pb}$  から移動終点  $L_{pb}$  に向けて角度  $\beta$  の範囲で移動させる。このときの、歯底創成円 C の円周の一点 j が前記基準点 J から直線  $L_3$  上に設定された歯底頂点  $T_B$  に到達するまでに移動した軌跡によってインナーロータの歯底の歯形の半分が描かれる。このようにして描いた歯底曲線を、直線  $L_3$  に対して反転する (直線  $L_3$  を中心にして対称形状にする) ことにより、インナーロータの歯底曲線が出来上がる。

50

## 【 0 0 3 2 】

アウターロータ3の歯形は、以上のようにして作製したインナーロータ2でもって、図5に示す、インナーロータ2の中心 $O_I$ がアウターロータ3の中心 $O_O$ を中心とする直径 $(2e+t)$ の円S上を1周公転し、その間にインナーロータ2が $(1/n)$ 回自転し、このインナーロータ2の公転と自転により形成された歯形曲線群の包絡線を描き、この包絡線からなるものとした。

## 【 0 0 3 3 】

以上の方法での歯形創成による実施形態の内接歯車式ポンプ9は、図3(a)~図3(j)に示すように、インナーロータ2とアウターロータ3の噛み合い点Gがインナーロータ2の回転中心 $O_I$ とアウターロータ3の回転中心 $O_O$ を結ぶ偏心軸Pに対し、常時、その両ロータ2、3の回転方向(図示矢印方向)後方に位置するようにするとともに、両ロータ2、3の偏心軸Pより吸入ポート7側の歯間隙間最小部位 $T_0$ がインナーロータ2の回転中心 $O_I$ と前記噛み合い点Gを結ぶ直線Qに対して、常時、その両ロータ2、3の回転方向後方に位置する。図3(a)~図3(j)はインナーロータ2を5度又は2.5度間隔で順々に回転させた状態を示す。

この歯形創成に基づく図3(a)~図3(j)に示す実施例と同図4に示す比較例を、下記の諸元でもって作製した。

## 【 0 0 3 4 】

「実施例」

アウターロータ歯数：9

インナーロータ歯数：8

ロータ幅：10mm

アウターロータ外径：60mm

アウターロータ歯先径(大径： $L_{oo}$ )：51.94mm

アウターロータ歯底径(小径： $L_{os}$ )：38.34mm

インナーロータ歯先径(大径： $L_{Io}$ )：45.08mm

インナーロータ歯底径(小径： $L_{Is}$ )：31.04mm

偏心量 $e$ ：3.4mm

基準円Aの直径 $A_d$ ：35.50mm

創成円Bの始点径 $B_{d_{max}}$ ：2.22mm

創成円Bの終点径 $B_{d_{min}}$ ：2.22mm

創成円Bの径変化量 $r$ ：0mm

創成円Bの中心移動距離 $R$ ：2.58mm

創成円Bの中心移動量 $R$ ： $2.58 \times \sin(\quad / 2 \times m / S)$

創成円Cの始点径 $B_{d_{max}}$ ：2.22mm

創成円Cの終点径 $B_{d_{min}}$ ：2.22mm

創成円Cの径変化量 $r$ ：0mm

創成円Cの中心移動距離 $R$ ：0mm

創成円Cの中心移動量 $R$ ：0mm

$T$ ：11.25°

$B$ ：11.25°

ステップ数 $S$ ：30

## 【 0 0 3 5 】

「比較例」

アウターロータ歯数：9

インナーロータ歯数：8

ロータ幅：10mm

アウターロータ外径：60mm

アウターロータ歯先径(大径： $L_{oo}$ )：51.92mm

アウターロータ歯底径(小径： $L_{os}$ )：38.32mm

インナーロータ歯先径 (大径:  $L_{I o}$ ): 45.08 mm  
 インナーロータ歯底径 (小径:  $L_{I s}$ ): 31.48 mm  
 偏心率  $e$ : 3.4 mm  
 基準円 A の直径  $A d$ : 37.0 mm  
 創成円 B の始点径  $B d_{max}$ : 2.31 mm  
 創成円 B の終点径  $B d_{min}$ : 2.3 mm  
 創成円 B の径変化量  $r$ :  $0.01 \times \sin(\quad / 2 \times m / S)$  mm  
 創成円 B の中心移動距離  $R$ : 2.75 mm  
 創成円 B の中心移動量  $R$ :  $2.75 \times \sin(\quad / 2 \times m / S)$  mm  
 創成円 C の始点径  $B d_{max}$ : 2.31 mm  
 創成円 C の終点径  $B d_{min}$ : 2.3 mm  
 創成円 C の径変化量  $r$ :  $0.01 \times \sin(\quad / 2 \times m / S)$  mm  
 創成円 C の中心移動距離  $R$ : 1.06 mm  
 創成円 C の中心移動量  $R$ :  $1.06 \times \sin(\quad / 2 \times m / S)$  mm  
 $T$ : 11.25°  
 $B$ : 11.25°  
 ステップ数  $S$ : 30

10

## 【0036】

上記の仕様のインナーロータ 2 とアウターロータ 3 を組み合わせた内接歯車式ポンプ用ロータ 1 をポンプハウジング 5 に組み込んで内接歯車式ポンプを構成した。そして、下記試験条件での各ポンプの吐出量及びその駆動時のポンプハウジング 5 の振動を比較した。その結果を以下の表 1 に示す。

20

「試験条件」

油種: ATF  
 油温: 80 度  
 吐出圧: 0.5 MPa  
 回転数: 2000 rpm

## 【0037】

## 【表 1】

## 試験結果

	吐出量 (L/min)	駆動時の振動 ( $m/s^2$ )
従来例	15.3	12.1
実施例	15.7	10.2

30

## 【0038】

図 4 の比較例は図 3 (j) のインナーロータ 2 の回転位置に対応し、この両図の対比から、後者は偏心軸 P より吸入ポート 7 側の歯間隙間最少部位  $T_0$  がインナーローラ 2 の回転中心  $O_I$  と噛み合い点 G を結ぶ直線 Q に対して両ロータ 2、3 の回転方向後方に位置しているのに対し、前者は回転方向前方に位置していることが理解でき、上記試験結果から、実施例は、比較例に対し、吐出量のみならず、振動においても優れていることが理解できる。

40

## 【0039】

なお、上記実施形態においては、歯先創成円 B や歯底創成円 C が自己の直径  $B d$ 、 $C d$  を一定に保ちながら移動始点  $S p a$ 、 $S p b$  から移動終点  $L p a$ 、 $L p b$  に移動し、その間の前記点 j の軌跡によってインナーロータ 2 の歯先 2 a の歯形の半分を描いたが、歯形創成方法は、これらに限定されるものではない。例えば、特許文献 2 記載の歯先創成円 B や歯底創成円 C がその直径を変化させながら移動始点  $S p a$ 、 $S p b$  から移動終点  $L p a$

50

、 $L_{pb}$ に移動し、その間に前記点 $j$ が移動した軌跡によりインナーロータの歯先や歯底の歯形の半分を描く方法を採用することもできる。

また、創成円 $B$ 、 $C$ の移動始点 $S_{pa}$ 、 $S_{pb}$ を基準円中心 $O_1$ から基準点 $J$ に至る直線 $L_1$ に対して創成円 $B$ 、 $C$ の移動方向前方に位置させたものとすることができる。

さらに、特願2009-163702号に記載の「楕円の組み合わせによる」歯形創成方法などを採用し得る。すなわち、例えば、歯数差が一枚のインナーロータとアウトロータを偏心配置にして組み合わせ構成される内接歯車ポンプ用ロータにおいて、複数の楕円を、隣り合う楕円が互いに接触又は部分的に重なるように組み合わせ各楕円の曲線の一部を連続的に連らせ、その連続的に連なった曲線でインナーロータの歯形を創成する方法等も採用することができる。

また、アウトロータ3の歯形は、上述のインナーロータ2の公転と自転により形成された歯形曲線群の包絡線に限られるものではない。インナーロータ2とアウトロータ3が干渉せずに回転するためのアウトロータ3の最小歯形線が前記包絡線であり、その包絡線より外側に描かれる歯形とする等、アウトロータ3とし得るものであれば、いずれの手段による歯形であっても良い。

【符号の説明】

【0040】

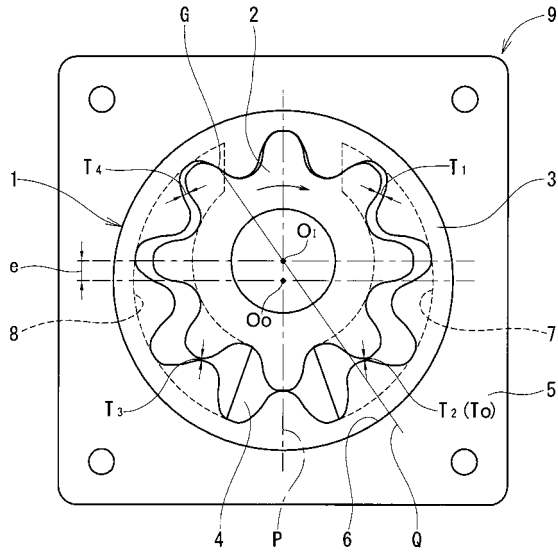
1	ポンプ用ロータ
2	インナーロータ
3	アウトロータ
4	ポンプ室
5	ポンプハウジング
6	ロータ室
7	吸入ポート
8	吐出ポート
9	内接歯車式ポンプ
e	インナーロータとアウトロータの偏心量
t	チップクリアランス
n	インナーロータの歯数
$O_I$	インナーロータ中心
$O_O$	アウトロータ中心
S	$2e + t$ の直径を持つ円
$L_{Io}$	インナーロータ大径
$L_{Is}$	インナーロータ小径

10

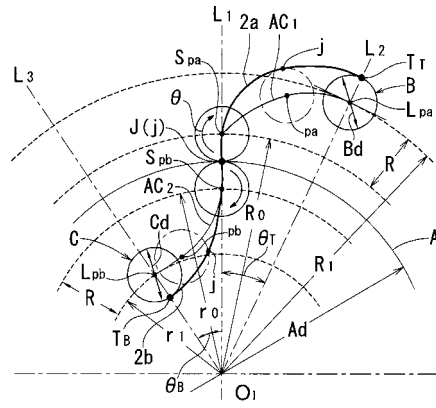
20

30

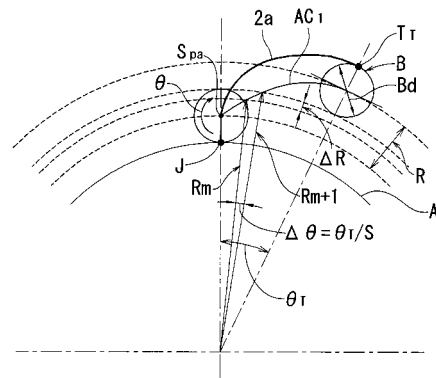
【 図 1 】



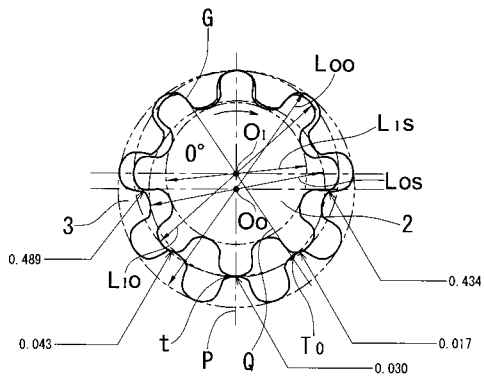
【 図 2 a 】



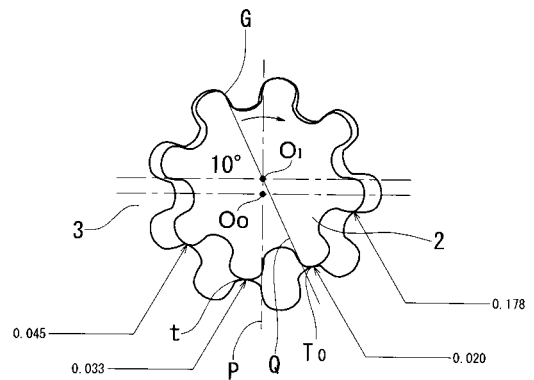
【 図 2 b 】



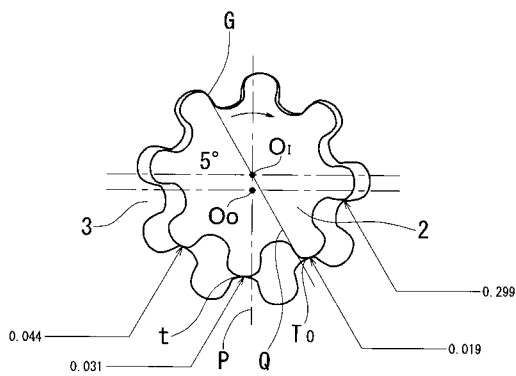
【 図 3 a 】



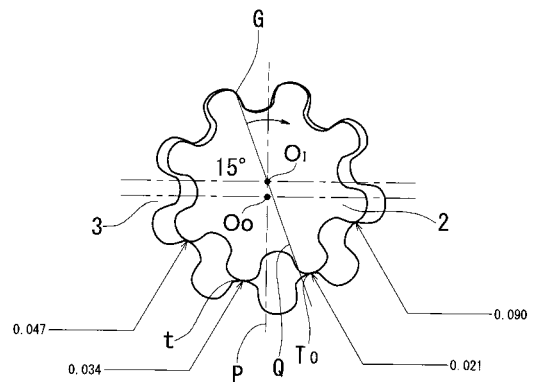
【 図 3 c 】



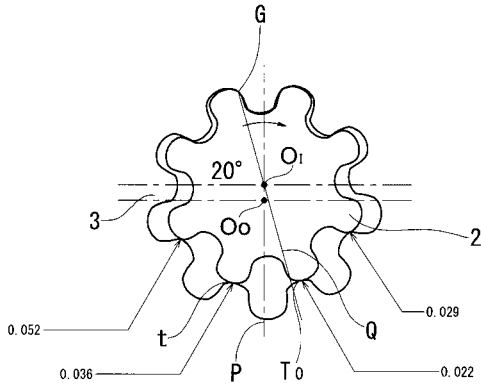
【 図 3 b 】



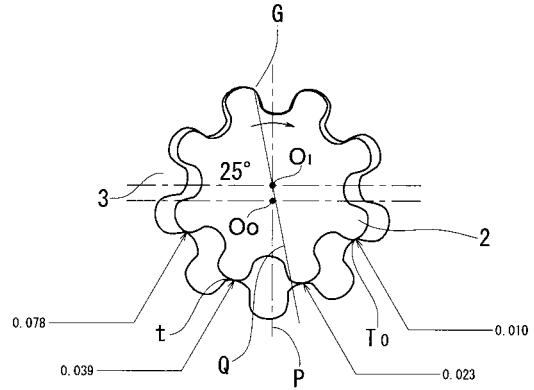
【 図 3 d 】



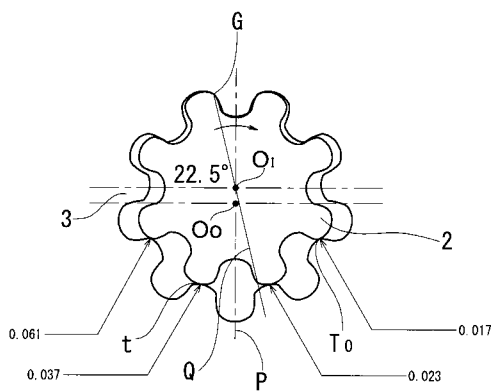
【 図 3 e 】



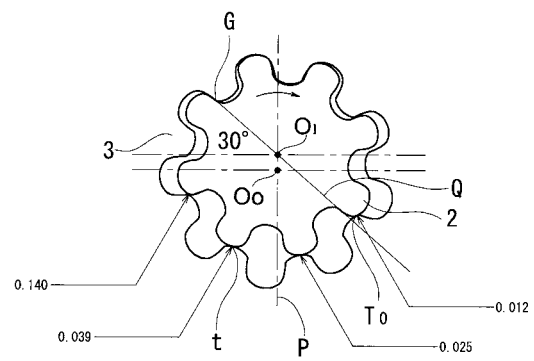
【 図 3 g 】



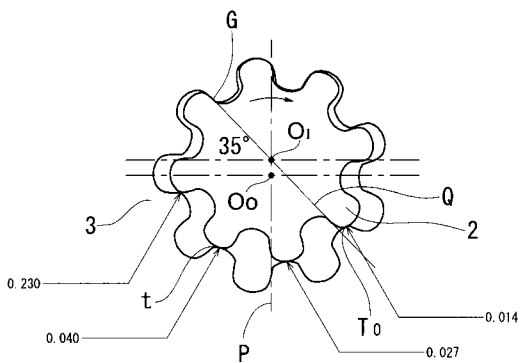
【 図 3 f 】



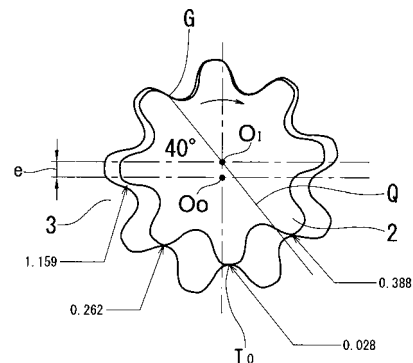
【 図 3 h 】



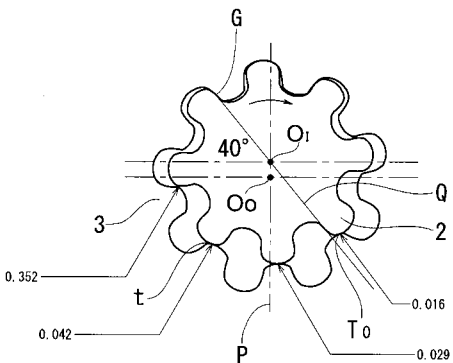
【 図 3 i 】



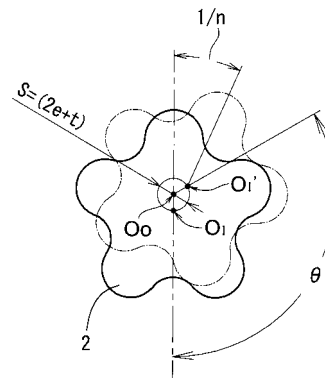
【 図 4 】



【 図 3 j 】



【 図 5 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 吉田 健太郎

兵庫県伊丹市昆陽北一丁目1番1号 住友電工焼結合金株式会社内

Fターム(参考) 3H041 AA02 BB04 CC11 CC15 DD06

3H044 AA02 BB03 CC11 CC14 DD05