



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200410030003.6

[43] 公开日 2004年9月29日

[11] 公开号 CN 1532403A

[22] 申请日 2004.3.17

[21] 申请号 200410030003.6

[30] 优先权

[32] 2003.3.25 [33] JP [31] 2003-083028

[32] 2003.5.7 [33] JP [31] 2003-129339

[32] 2004.1.30 [33] JP [31] 2004-024200

[71] 申请人 住友电工烧结合金株式会社

地址 日本国冈山县

[72] 发明人 绪方大介 干直树 有永真也

佐佐木阳充

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公
司

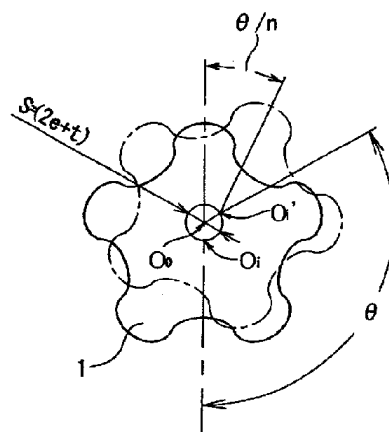
代理人 王新华

权利要求书2页 说明书11页 附图15页

[54] 发明名称 内齿轮泵

[57] 摘要

一种降噪音内齿轮泵，包括具有由光滑曲线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮。外齿轮的齿廓由以下步骤确定。内齿轮(1)的中心 O_i 绕着外齿轮的中心 O_o 旋转，以形成具有直径 $2e+t$ 的圆形 S ，其中“ e ”是内外齿轮之间的偏心量，“ t ”是在外齿轮和压紧在外齿轮上的内齿轮之间的间隙的最大值。内齿轮(1)绕其轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心 O_i 沿圆形轨道 S 转一圈，其中“ n ”是内齿轮的齿数。由内齿轮的旋转所形成的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线被用作外齿轮的齿廓。



1. 一种内齿轮泵，包括：
- 5 (a) 具有由光滑曲线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮；
和
- (b) 具有由以下步骤确定的齿廓的外齿轮：
- (b1) 内齿轮的中心绕着外齿轮的中心旋转，以形成具有 $2e+t$ 的直径的圆形，其中“e”是内齿轮的中心和外齿轮的中心之间的偏心量，“e”
10 是在外齿轮和压在外齿轮上的内齿轮之间的齿轮间间隙的最大值；
- (b2) 内齿轮绕其轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨道转一圈，
其中“n”是内齿轮的齿数；
- (b3) 画出由内齿轮旋转所形成的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线；
和
- 15 (b4) 利用所述包络线作为外齿轮的齿廓（下文中的“e”、“t”
和“n”采用相同的定义）。
2. 根据权利要求1所述的内齿轮泵，其特征在于，所述形成内齿轮
齿顶的光滑曲线是外摆线。
3. 根据权利要求1所述的内齿轮泵，其特征在于，所述形成内齿轮
20 齿顶的光滑曲线是在椭圆的主轴水平地设置时构成椭圆的上半部的主要
部分的曲线。
4. 一种内齿轮泵，包括：
- (a) 内齿轮，所述内齿轮具有：
- (a1) 由通过以下步骤被修改的光滑曲线形成的齿顶：
- 25 (a1a) 试验内齿轮的中心绕着试验外齿轮的中心旋转，以形成直径
为 $2e+t$ 的圆形；
- (a1b) 试验内齿轮绕其自身轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨
道转一圈；
- (a1c) 画出由试验内齿轮旋转所形成的试验内齿轮的一组齿廓曲线
30 的包络线；

- (a1d) 利用所述包络线作为试验外齿轮的齿廓；
- (a1e) 利用试验内和外齿轮的齿廓，确定闭合泵室所需要的齿面尾端在试验内齿轮齿顶中的位置；
- 所述齿面具有位于齿顶顶部处的前端；
- 5 (a1f) 确定试验内齿轮和试验外齿轮啮合处的齿啮合点的位置；
- (a1g) 将位于从上述尾端到齿啮合点的位置处的另一个齿面的位置变换到形成原始齿廓的曲线内侧的位置；
- (a1h) 利用位置被修改之后的齿廓作内齿轮齿顶的齿廓；和
- (a2) 由内摆线形成的齿根；和
- 10 (b) 具有由以下步骤确定的齿廓的外齿轮：
- (b1) 内齿轮的中心绕着外齿轮的中心旋转，以形成具有 $2e+t$ 的直径的圆形，所述内齿轮的齿顶具有通过上述步骤最终确定的齿廓，所述外齿轮的齿廓将被最终确定；
- (b2) 内齿轮绕其自身轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨道转
- 15 一圈；
- (b3) 画出由内齿轮旋转所形成的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线；
- 和
- (b4) 利用所述包络线作为外齿轮的齿廓。
5. 根据权利要求 4 所述的内齿轮泵，其特征在于，所述形成内齿轮
- 20 齿顶的光滑曲线是外摆线。
6. 根据权利要求 4 所述的内齿轮泵，其特征在于，所述形成内齿轮齿顶的光滑曲线是在椭圆的主轴水平地设置时构成椭圆的上半部的主要部分的曲线。

内齿轮泵

5

技术领域

本发明涉及一种降噪声内齿轮泵，所述内齿轮泵包括具有由光滑曲线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮。

10 背景技术

公开的日本专利申请特表平 11-811935 公开了一种致力于降低噪声、提高了机构效率并增加了泵的寿命的内齿轮泵。

图 11 示出了在 11-811935 中公开的内齿轮泵的轮齿的外形。所述泵结合了具有由外摆线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮（齿廓由虚线表示）和具有由内摆线形成的齿顶和由外摆线形成的齿根的外齿轮（其齿廓以实线表示）。外齿轮的齿根的外摆线轮廓 fh1 由第一形成圆 re1 上的一点的轨迹形成，所述第一形成圆外接节圆 P 并从起始点 zO 开始在节圆 P 上没有滑动地滚动。内齿轮齿顶的外摆线轮廓 fh2 由第二形成圆 re2 上的一点的轨迹形成，所述第二形成圆外接节圆 P 并从起始点 zO' 开始在节圆 P 上没有滑动地滚动。外齿轮的齿顶的内摆线轮廓 fr1 由第三形成圆 rh1 上的一点的轨迹形成，所述第三形成圆内接节圆 P 并从起始点 zO 开始在节圆 P 上没有滑动地滚动。内齿轮齿根的内摆线轮廓 fr2 由第四形成圆 rh2 上的一点的轨迹形成，所述第四形成圆内接节圆 P 并从起始点 zO' 开始在节圆 P 上没有滑动地滚动。形成圆 re1、re2、rh1、rh2 具有不同的直径。在外齿轮的齿顶和相应的内齿轮的齿根之间的间隙 CR 等于第三和第四形成圆 rh1 和 rh2 的直径之间的差。在外齿轮的齿根和相应的内齿轮的齿顶之间的间隙 CR' 等于第一和第二形成圆 re1 和 re2 的直径之间的差。当内外齿轮之间的偏心量为“e”时，在两个齿轮最紧密地互锁的位置处两个齿轮之间的间隙几乎等于在两个齿轮最松弛地互锁的位置处两个齿轮之间的间隙。

在内齿轮泵的外齿轮和内齿轮之间需要具有能够使齿轮平滑地转动的间隙。在 Tokuhyouhei 11-811935 中公开的泵中，通过在第一和第二形成圆 re_1 和 re_2 之间以及在第三和第四形成圆 rh_1 和 rh_2 之间提供直径差来形成间隙。在这种情况下，当内齿轮在啮合部位被压靠在外齿轮上时，
5 在内齿轮的齿和相对的外齿轮的齿之间存在最小的间隙。下文中，该最小的间隙被称作“齿轮间间隙”，包括在权利要求部分中的表述。本发明的发明人发现：当泵启动时，在啮合部位处齿轮间间隙从零点急剧地增加。

10 发明内容

本发明的目的是提供一种内齿轮泵，其中消除了齿轮间间隙的急剧改变以进一步地减小噪声。

根据本发明，通过提供以下的内齿轮泵来实现上述目的。所述内齿轮泵包括：

- 15 (a) 具有由光滑曲线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮；
和
(b) 外齿轮。

外齿轮的齿廓由下述步骤予以确定。

- (b1) 内齿轮的中心绕着外齿轮的中心旋转，以形成具有 $2e+t$ 的直径的圆形，其中“ e ”是内齿轮的中心和外齿轮的中心之间的偏心量，“ e ”
20 是在外齿轮和压在外齿轮上的内齿轮之间的齿轮间间隙的最大值；

(b2) 内齿轮绕其轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨道转一圈，其中“ n ”是内齿轮的齿数；

- (b3) 画出由内齿轮旋转所形成的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线；
25 和

(b4) 利用所述包络线作为外齿轮的齿廓。

上述形成内齿轮的齿顶的光滑曲线可以是外摆线，或者，当椭圆的主轴线水平地设置时，可以是构成所述椭圆的上半部的主要部分的曲线。

- 根据本发明的一个方面，本发明提供一种下述内齿轮泵。所述内齿
30 轮泵包括：

(a) 具有由光滑曲线形成的齿顶和由内摆线形成的齿根的内齿轮；
和

(b) 外齿轮。

5 形成齿顶的光滑曲线通过以下步骤被修改（在以下的说明中，对“e”、“t”
和“n”采用与上述相同的定义，并且下文中也采用相同的定义）。

(a1a) 试验内齿轮的中心绕着试验外齿轮的中心旋转，以形成直径
为 $2e+t$ 的圆形。

(a1b) 试验内齿轮绕其自身轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨道
转一圈。

10 (a1c) 画出由试验内齿轮旋转所形成的试验内齿轮的一组齿廓曲线
的包络线；

(a1d) 利用所述包络线作为试验外齿轮的齿廓；

(a1e) 利用试验内和外齿轮的齿廓，确定闭合泵室所需要的齿面尾
端在试验内齿轮齿顶中的位置。

15 所述齿面具有位于齿顶顶部处的前端。

(a1f) 确定试验内齿轮和试验外齿轮啮合处的齿啮合点的位置。

(a1g) 将位于从上述尾端到齿啮合点的位置处的另一个齿面的位置
变换到形成原始齿廓的曲线内部的位置。

(a1h) 位置被修改之后的齿廓被用作内齿轮齿顶的齿廓。

20 在上述的描述中，齿啮合点是内齿轮的齿面中最接近内齿轮齿顶的
顶端的点，当内齿轮迫使外齿轮旋转时，所述内齿轮的齿面被压在外齿
轮上以对外齿轮施加旋转力。

外齿轮的齿廓由下述步骤确定。

25 (b1) 内齿轮的中心绕着外齿轮的中心旋转，以形成具有 $2e+t$ 的直
径的圆形，所述内齿轮的齿顶具有通过上述步骤最终确定的齿廓，所述
外齿轮的齿廓将被最终确定。

(b2) 内齿轮绕其自身轴线旋转 $1/n$ 次，同时其中心沿圆形轨道转
一圈。

(b3) 画出由内齿轮旋转所形成的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线。

30 (b4) 所述包络线被用作外齿轮的齿廓。

上述形成内齿轮的齿顶的光滑曲线可以是外摆线，或者，当椭圆的主轴线水平地设置时，可以是构成所述椭圆的上半部的主要部分的曲线。

如上所述，外齿轮的齿廓通过以下步骤形成。内齿轮在具有 $2e+t$ 的直径的圆上旋转。当内齿轮转动一圈时，它在自己的轴线上旋转 $1/n$ 次。
5 这一操作产生一组内齿轮的齿廓线。所述一组齿廓线的包络线被用于形成外齿轮的齿廓。这样，齿轮间间隙从零逐渐地增加到最大间隙，所述最大间隙在外齿轮的齿顶的顶部和内齿轮齿顶的顶部之间产生。换句话说，在转动期间两个齿轮之间的相对移动量是很小的。结果，两个齿轮平滑地移动，只产生受抑制的振动。因此，与传统的泵相比，泵的操作
10 噪声可减小。减小的振动增加了泵的寿命。

作为本发明的一个方面，本发明提供了下述内齿轮泵。所述泵具有内齿轮，其齿廓通过以下步骤被修改。由试验内齿轮的旋转所形成的试验内齿轮的一组齿廓曲线的包络线被用作试验外齿轮的齿廓。使用试验内齿轮和试验外齿轮的齿廓确定用于改变内齿轮齿顶的齿面的位置。
15 所述泵具有外齿轮，利用齿面的位置被修改的内齿轮通过与上述步骤相同的步骤形成外齿轮的齿廓。当泵操作时，泵抑制内齿轮和外齿轮的齿在非啮合部位相互碰撞。结果，泵进一步减小了噪声。

附图说明

20 图 1 是本发明的泵的实施例的简图，其中泵的盖被除去。

图 2 是示出了当内齿轮在自身的轴线上旋转的同时转动时其齿廓的变换的示意图。

图 3 是示出了由内齿轮的一组齿廓曲线的包络线形成的外齿轮的齿廓的示意图。

25 图 4 是放大视图，示出了本发明的外齿轮的齿廓和现有技术的外齿轮的齿廓之间的差别。

图 5A 是示出了具有本发明的齿廓的泵的齿轮间间隙的变换的例子
的示意图；图 5B 是示出了所述变换的另一个例子的示意图。

30 图 6A 是示出了具有现有技术的齿廓的泵的齿轮间间隙的变换的例子
的示意图；图 6B 是示出了所述变换的另一个例子的示意图。

图 7A 是示出了当齿轮在一定的条件下转动时，具有本发明的齿廓的泵的情况下的振动波形的图表，并且，作为对照，图 7B 是示出了当齿轮在与图 7A 相同的条件下转动时，具有现有技术的齿廓的泵的振动波形的图表。

5 图 8A 是示出了当齿轮在另外的条件下转动时，具有本发明的齿廓的泵的情况下的振动波形的图表，并且，作为对照，图 8B 是示出了当齿轮在与图 8A 相同的条件下转动时，具有现有技术的齿廓的泵的振动波形的图表。

10 图 9A 是示出了当齿轮在又一另外条件下转动时，具有本发明的齿廓的泵的情况下的振动波形的图表，并且，作为对照，图 9B 是示出了当齿轮在与图 9A 相同的条件下转动时，具有现有技术的齿廓的泵的振动波形的图表。

15 图 10A 是示出了当齿轮在又一另外的条件下转动时，具有本发明的齿廓的泵的情况下的振动波形的图表，并且，作为对照，图 10B 是示出了当齿轮在与图 10A 相同的条件下转动时，具有现有技术的齿廓的泵的振动波形的图表。

图 11 示出了形成现有技术的内齿轮泵的轮齿的齿廓的方法。

图 12 是示出了具有由构成椭圆的上半部的主要部分的曲线形成的齿顶的内齿轮的齿廓的示意图，其中示出了被修改前的齿面。

20 图 13 是示出了具有由构成椭圆的上半部的主要部分的曲线形成的齿顶的内齿轮的齿廓的示意图，其中示出了修改后的齿面。

图 14 是示出了齿面在两个位置处被修改的内齿轮的齿廓的示意图，一个位置位于当齿轮旋转时形成齿顶的曲线的中心之前，另一个位置在所述中心之后。

25 图 15A 是示出了在齿面被修改之前的齿轮间间隙变换的例子的示意图，图 15B 是示出了所述变换的另一个例子的示意图。

图 16A 是示出了在齿面被修改之后的齿轮间间隙变换的例子的示意图，图 16B 是示出了所述变换的另一个例子的示意图。

30 具体实施方式

参照图 1-3 说明本发明的一个实施例。如图 1 所示，内齿轮泵 10 包括齿数为“n”的内齿轮 1，齿数为“n+1”的外齿轮 2，以及容纳两个齿轮的泵壳 3。泵壳 3 设置有吸入口 4 和输送口 5。

在泵 10 中，内齿轮 1 是主动齿轮，外齿轮 2 是从动齿轮。内齿轮 1 具有旋转中心 O_i ，外齿轮 2 具有旋转中心 O_o 。中心 O_i 和 O_o 彼此偏心，偏心量为“e”。

内齿轮 1 具有参照图 11 描述的齿廓。更具体而言，齿顶具有由形成圆 re_2 上的一点的轨迹形成的外摆线齿廓，所述形成圆 re_2 外接节圆 P 并在所述圆上滚动。齿根具有由形成圆 rh_2 上的一点的轨迹形成的内摆线的轮廓，所述形成圆 rh_2 内接节圆 P 并在所述圆上滚动。

另一方面，外齿轮 2 具有由图 2 和图 3 所示的方法确定的齿廓。如图 2 所示，内齿轮 1 的中心 O_i 绕外齿轮 2 的中心旋转，以便形成直径为 $2e+t$ 的圆 S，其中“t”是在外齿轮 2 和压紧在外齿轮 2 上的内齿轮 1 之间的齿轮间间隙的最大值（参见图 5A 和 6A）。

当内齿轮 1 的中心 O_i 在圆形轨道 S 上转一圈时，内齿轮 1 绕其轴线旋转 $1/n$ 次（ $(360/n)$ 度）。图 2 中交替的长短虚线示出了在以下位置处的内齿轮的一组齿廓曲线，在所述位置时，内齿轮 1 的中心 O_i 绕着外齿轮的中心 O_o 转动 θ 度的角度从而变换到点 O_i' ，同时内齿轮 1 绕自己的轴线转动 (θ/n) 度。如图 3 所示，随着伴随自转的绕转，齿廓曲线发生变化。齿廓曲线组具有包络线 6，其用于形成外齿轮 2 的齿廓。

图 4 是放大视图，示出了由参照图 2 和 3 说明的内齿轮的一组齿廓曲线的包络线所形成的本发明的外齿轮与通过参照图 11 说明的方法形成的现有技术的外齿轮的齿廓之间的差别。在图 4 中，实线示出了本发明的泵的齿廓，虚线示出了现有技术泵的轮廓。两个齿廓在齿顶和齿根的分界线附近彼此明显地不同。

图 5A 和 5B 示出了当分别具有以下特征的内齿轮和外齿轮组合时的本发明的泵的齿轮间间隙的变换：

内齿轮：

齿数：10

节圆：直径 62.00（单位是 mm，下文中的单位也是 mm）。

外摆线形成圆：直径 3.10

内摆线形成圆：直径 3.10

外齿轮：

齿数：11

5 两个齿轮之间的偏心量：3.10

齿轮间间隙的最大值：0.12

图 6A 和 6B 示出了具有由参照图 11 所说明的方法形成的齿廓的现有技术的泵的齿轮间间隙的变换。所述泵具有以下特征：

内齿轮：

10 齿数：10

节圆：直径 62.00（单位是 mm，下文中的单位也是 mm）。

外摆线形成圆：直径 3.10

内摆线形成圆：直径 3.10

外齿轮：

15 齿数：11

节圆：直径 68.20

外摆线形成圆：直径 3.04

内摆线形成圆：直径 3.16

两个齿轮间的偏心量：3.10

20 图 5A 和 6A 示出的例子中，零齿轮间间隙的位置出现在内齿轮 1 的齿顶的顶部与外齿轮 2 的齿根的底部重合的位置处。图 5B 和 6B 示出的例子中，零齿轮间间隙的位置出现在内齿轮 1 的齿根的底部与外齿轮 2 的齿顶的顶部重合的位置处。

25 在现有技术的齿廓的情况下，如图 6A 所示，齿轮间间隙按下列顺序变化：0→0.114→0.118→0.118→0.120→0.120（单位为 mm，下文采用同样的单位）。在图 6B 中，齿轮间间隙按下列顺序变化：0→0.105→0.116→0.117→0.120→0.120。在两种情况下，齿轮间间隙从零急剧地增加。

30 作为对照，利用本发明的齿廓，如图 5A 所示，齿轮间间隙按下列顺序变化：0→0.045→0.075→0.099→0.115→0.120。在图 5B 中，齿轮间

间隙按下列顺序变化： $0 \rightarrow 0.029 \rightarrow 0.060 \rightarrow 0.088 \rightarrow 0.108 \rightarrow 0.118$ 。在两种情况下，齿轮间间隙的变化和缓。

图 7A 至图 10B 示出了测量结果以比较具有本发明的齿廓的泵的性能和具有现有技术的齿廓的泵的性能。所述结果通过齿轮旋转时在泵中的振动的波形来表示。图 7A 至图 10A 示出了对于本发明的齿廓的波形，图 7B 至 10B 示出了现有技术的齿廓的波形。用于比较试验的泵结合了具有 10 个齿的内齿轮 1 和具有 11 个齿的外齿轮 2，它们的齿廓在图 5A-6B 中示出。

图 7A 和 7B 示出了在以下条件下的试验结果：油温： 40°C ，输送压： 0.3Mpa ，以及转数： $3,000\text{rpm}$ 。

图 8A 和 8B 示出了在以下条件下的试验结果：油温： 40°C ，输送压： 0.4Mpa ，以及转数： $3,000\text{rpm}$ 。

图 9A 和 9B 示出了在以下条件下的试验结果：油温： 100°C ，输送压： 0.3Mpa ，以及转数： $3,000\text{rpm}$ 。

图 10A 和 10B 示出了在以下条件下的试验结果：油温： 100°C ，输送压： 0.4Mpa ，以及转数： $3,000\text{rpm}$ 。

从这些结果可看出，具有本发明的齿廓的泵在这些条件中的任何一种下都产生较小的振动。随着振动的减小，产生的噪声减小，并且泵的寿命增加。

如上所述，本发明的前述结构消除了齿轮间间隙的急剧变化，从而来源于急剧的间隙变化的噪声可以被抑制。然而，齿轮间间隙从零逐渐地增加到最大间隙，所述最大间隙在外齿轮齿顶的顶部和内齿轮齿顶的顶部之间产生。结果，内外齿轮的齿会在非啮合部位互相碰撞，特别是在齿轮间间隙较小的部位。这样的碰撞有可能成为新的噪声源。

因此，本发明还提出了一种抑制由于齿在非啮合部位的碰撞（下文称作撞击）所导致的噪声的方法。该方法即使是在内齿轮具有除摆线以外的齿廓时也是有效的。

所述抑制齿在非啮合部位撞击的方法通过以下参照具体的例子来说明。图 12 示出了内齿轮 1 的齿廓。该齿廓具有由构成椭圆的上半部的主要部分的曲线形成的齿顶 7，所述椭圆的主轴水平地设置；以及由形成

圆 rh (内部滚动圆) (直径: B) 产生的内摆线曲线所形成的齿根 8, 所述形成圆 rh 内接节圆 P (基圆 P) (直径: A) 并无滑动地在节圆 P 上滚动。齿顶 7 的曲线是中心对称的, 它的一端在节圆 P 上的点 C 处连接到齿根 87 的曲线的尾端, 其另一端在节圆 P 上的点 D 处连接到齿根 8 的曲线的起始端。

5 当内齿轮具有如图 12 所示的齿廓时, 外齿轮的齿廓通过以下步骤形成。如参照图 2 和 3 所述, 内齿轮的中心绕着外齿轮的中心旋转, 以便形成具有直径 $2e+t$ 的圆。当内齿轮的中心在圆形轨道上转一圈时, 内齿轮绕其自身的轴线转 $1/n$ 次。这种操作产生了内齿轮的一组齿廓曲线。

10 当该组齿廓曲线的包络线被用于形成外齿轮的齿廓时, 使处于零和最大间隙 (所述最大间隙由外齿轮的齿顶的顶部和内齿轮的齿顶的顶部产生) 之间的某些非啮合部位处的齿轮间间隙略宽于最初的最大间隙。

结果, 源于齿轮间间隙的急剧变化所产生的噪声可被抑制。另外, 内和外齿轮的齿的撞击也可得到抑制, 这是由于在零间隙和由两个顶部产生的最大间隙之间的非啮合部位处的齿轮间间隙增大了。然而, 外齿轮与泵壳之间具有滑动间隙。因此, 外齿轮的中心倾向于在旋转期间振荡。如果振荡的大小大于在某些非啮合部位处的齿轮间间隙, 两个齿轮的齿的撞击不能得到充分地抑制。

20 为了进一步防止前述的齿撞击, 采用以下的设置方式。如图 13 所示, 点 F 被确定为闭合泵室所需要的齿面 7a 的尾端。点 G 被确定为齿啮合点。存在于点 F 至点 G 之间的齿面 7c 的位置被修改到如实线所示的位置, 所述位置位于由长短交替虚线所标明的原始椭圆曲线的内侧。位置被修改以后的齿廓被用作内齿轮的齿廓。在图 13 中, 点 E 是齿顶的顶部, 点 G 和 D 分别是啮合外齿轮所必需的齿面 7b 的前端和尾端。从图 13 中可以看出, 位置被修改的齿面 7c 具有比原始椭圆曲线大的曲率半径。然而, 25 所述曲率半径并不限于图 13 所示的一个。

上述内齿轮的齿廓修改以及与齿廓被修改后的内齿轮相组合的外齿轮的齿廓的随后确定是通过以下的步骤来执行的。

30 首先, 利用由试验内齿轮的旋转形成的试验内齿轮的一组齿廓曲线的包络线来形成试验外齿轮的齿廓。以下说明这种形成方法。

齿廓未修改的试验内齿轮围绕试验外齿轮的中心旋转，以便形成具有 $2e+t$ 的直径的圆。当试验内齿轮的中心绕圆形轨道转一圈时，试验内齿轮绕自身的轴线转 $1/n$ 次。这一操作产生一组试验内齿轮的一组齿廓曲线。该组齿廓曲线的包络线被用于确定试验外齿轮的齿廓。

- 5 接着，试验内和外齿轮的齿廓被用于确定闭合泵室所必需的内齿轮的内面 7a 的尾端的位置（在图 12-14 中所述位置用点 F 标明）。

通过将处于从该尾端位置（点 F）到齿啮合点（图 12-14 中的点 G）的位置处的齿面 7c 变换到形成原始齿廓的曲线内侧的位置来进行齿面 7c 的位置改变。位置被改变之后的齿廓被用于内齿轮齿顶的齿廓。

- 10 随后，齿顶具有最后确定的齿廓的内齿轮的中心绕着将要被最终确定齿廓的外齿轮的中心旋转，以便形成直径为 $2e+t$ 的圆形。在内齿轮绕圆形轨道转一圈的同时，其绕自身轴线旋转 $1/n$ 次。这一操作产生内齿轮的一组齿廓曲线。该组齿廓曲线的包络线被用于最终确定外齿轮的齿廓。

- 15 齿面 7c 的位置改变在两个位置中的至少一个位置处执行：一个位置是当齿轮旋转时形成齿顶 7 的曲线的中心的前面，另一个位置是在所述中心的后面。图 14 示出的情况中，修改在两个位置处进行。

- 20 闭合泵室所需要的齿面 7a 的尾端位置 F 根据泵室与吸入口和输送口分开的位置而改变。有两种分开的方法：一种方法是在泵室到达最大容量时的位置处将泵室从吸入口和输送口分开，另一种方法是，在泵室的容量开始从最大值减小时将泵室从吸入口和输送口分开。齿面 7a 在后一种情况中比在前一种情况中具有更小的区域。

- 25 图 15A 和 15B 示出了在内齿轮的齿廓被修改以前泵的齿轮间间隙的变换。图 16 A 和 16B 示出了在内齿轮的齿廓被修改以后泵的齿轮间间隙的变换。

使用具有以下特征的内和外齿轮进行所述变换的测量：

内齿轮：

齿数：10

齿顶圆：直径：68.20

- 30 节距圆：直径：62.00

用于形成齿顶的椭圆：半短轴：4.17655, 半长轴：4.91633

用于形成齿根的内摆线形成圆：直径：3.10

修改后的齿面的曲率半径：5.3

外齿轮：

5 齿数：11

在两个齿轮之间的偏心量：3.10

齿轮间间隙的最大值：0.12

在图 15A 和 16A 示出的例子中，零间隙的位置出现在内齿轮齿顶的顶部与外齿轮齿根的底部重合的位置处。在图 15B 和 16B 示出的例子中，
10 零间隙的位置出现在内齿轮齿根的底部与外齿轮齿顶的顶部重合的位置处。

在齿廓未被修改以前的情况中，如图 15A 所示，齿轮间间隙按以下顺序变化：0→0.013→0.106→0.148→0.136→0.122→0.120。如图 15B 所示，齿轮间间隙按以下顺序变化：0→0.052→0.137→0.144→0.128→
15 0.120。

作为比较，利用修改后的齿廓，如图 16A 所示，齿轮间间隙按以下顺序变化：0→0.013→0.114→0.238→0.210→0.120→0.120。如图 16B 所示，齿轮间间隙按以下顺序变化：0→0.050→0.194→0.239→0.163→
20 0.121。从这些数据可以看出，在啮合部位的间隙和在两个顶部之间的最大间隙部位处的齿轮间间隙与图 15A 和 15B 示出的数据相比只有微不足道的差别。然而，在其它部位处的齿轮间间隙与图 15A 和 15B 所示的间隙相比相当大。因此，修改后的齿廓不仅可防止齿轮间间隙从啮合部位中的零间隙急剧地增加（伴随噪声的产生），而且可抑制在非啮合部位的轮齿撞击（伴随噪声的产生）。

25 在上述的实施例 中，内齿轮的齿顶的齿廓由构成椭圆上半部分的主要部分的曲线形成。然而，该齿廓并不限于所述类型。可使用任何具有光滑曲线的齿廓，诸如外摆线曲线、余摆线或样条（spline）曲线。

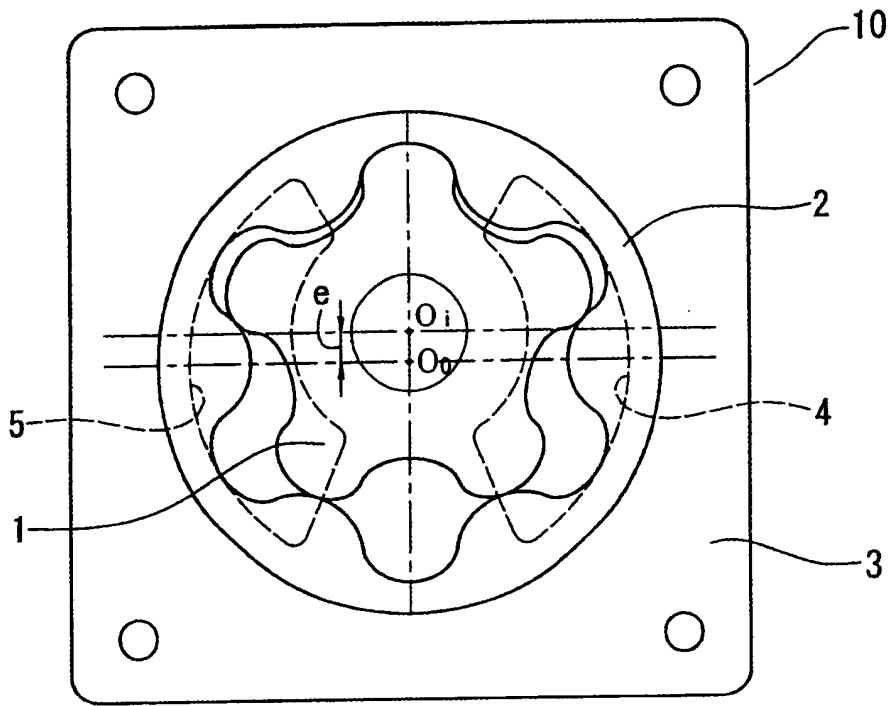


图 1

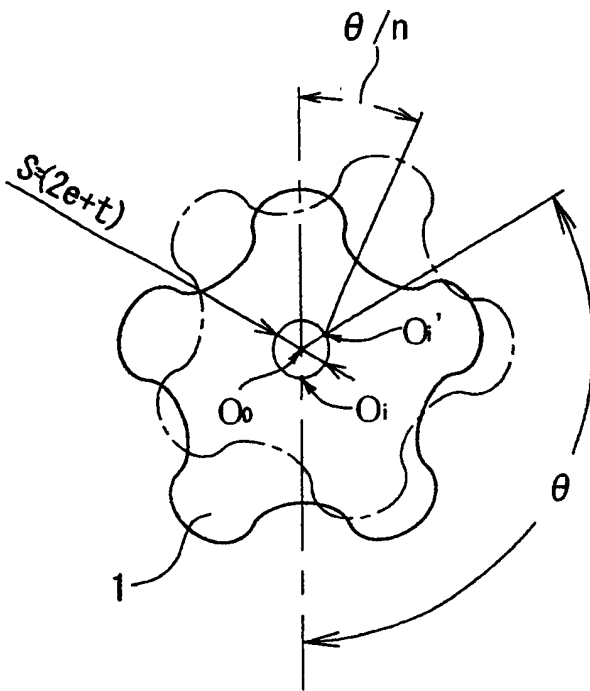


图 2

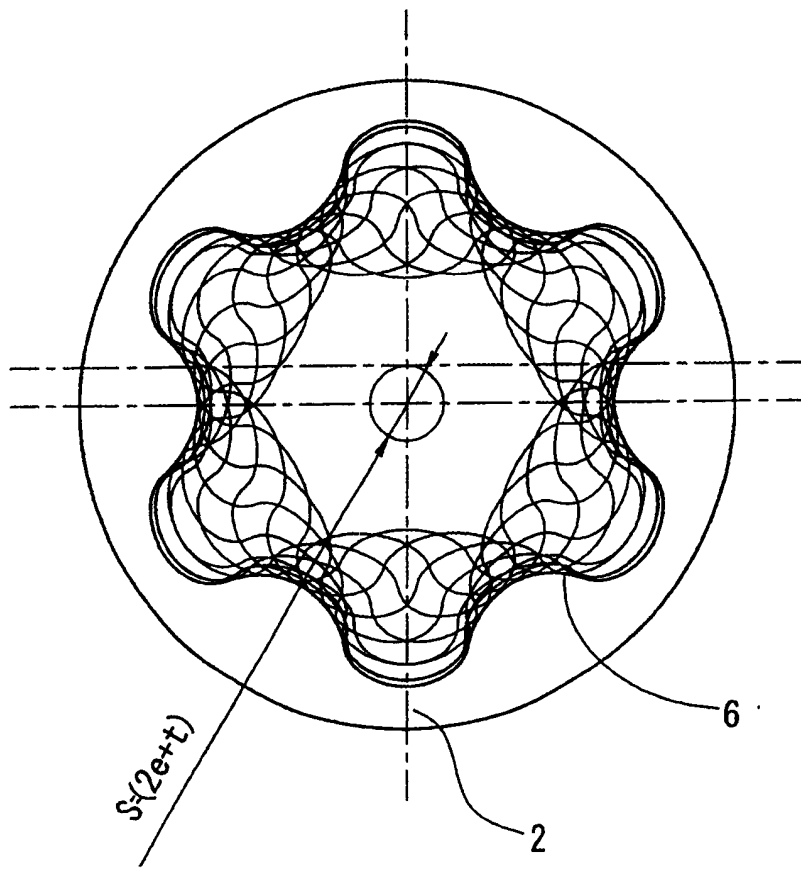


图 3

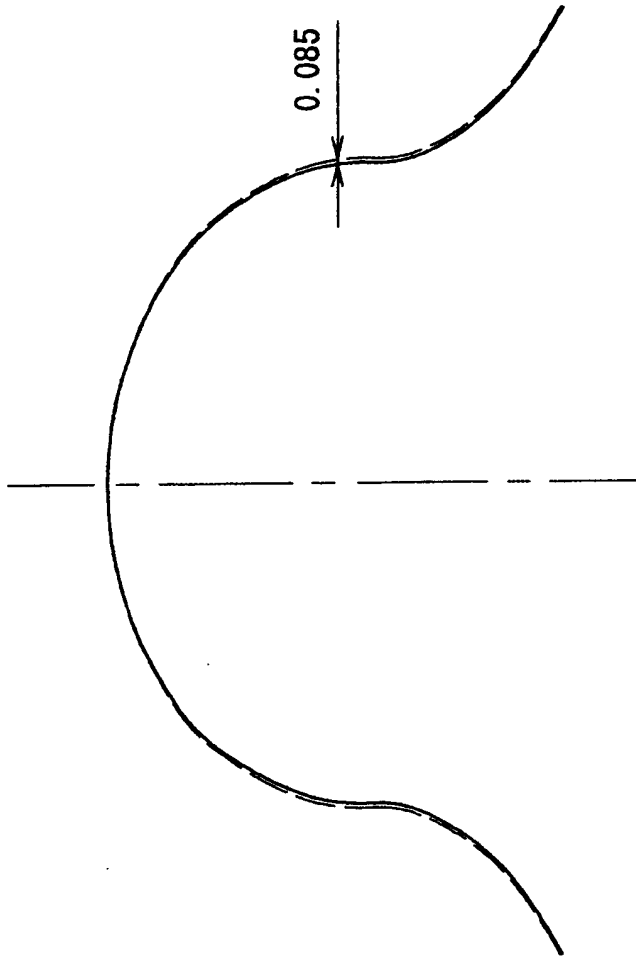


图 4

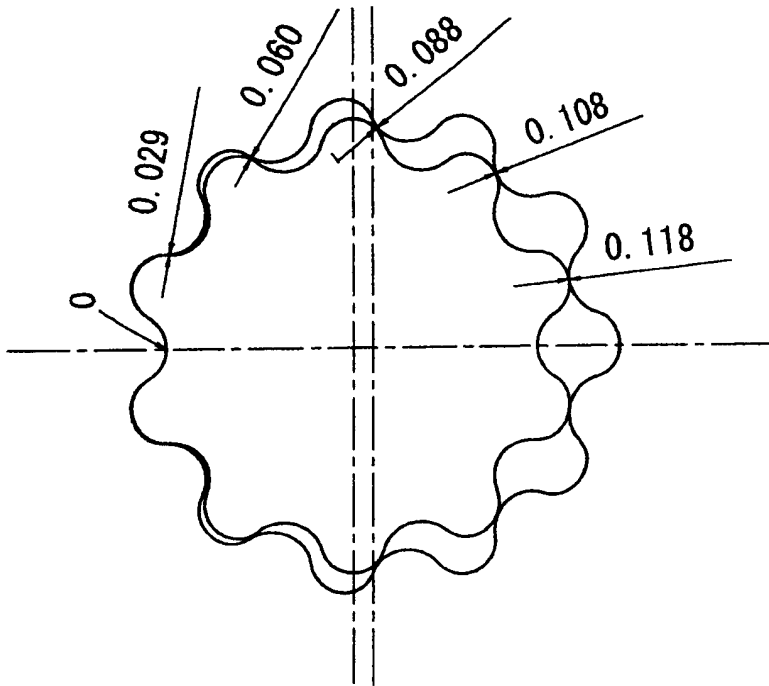


图 5B

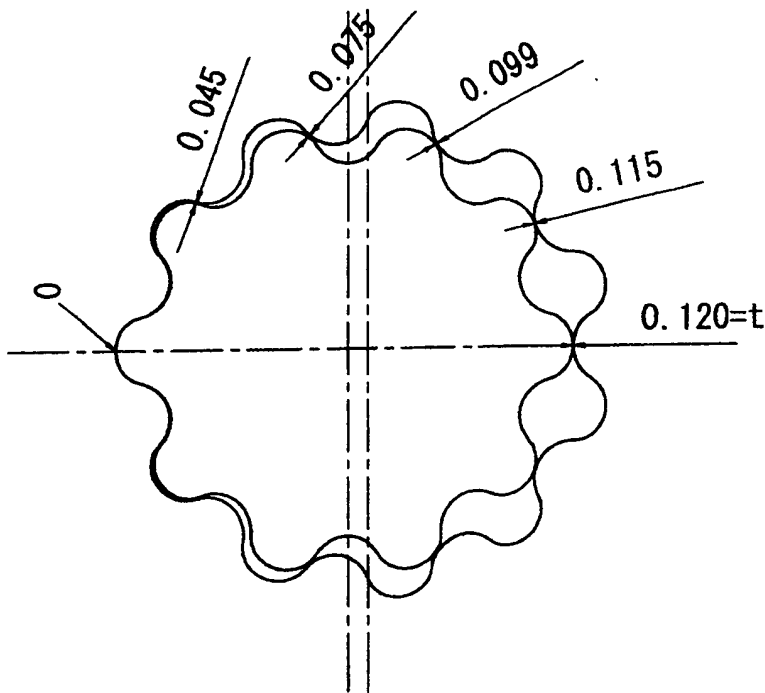


图 5A

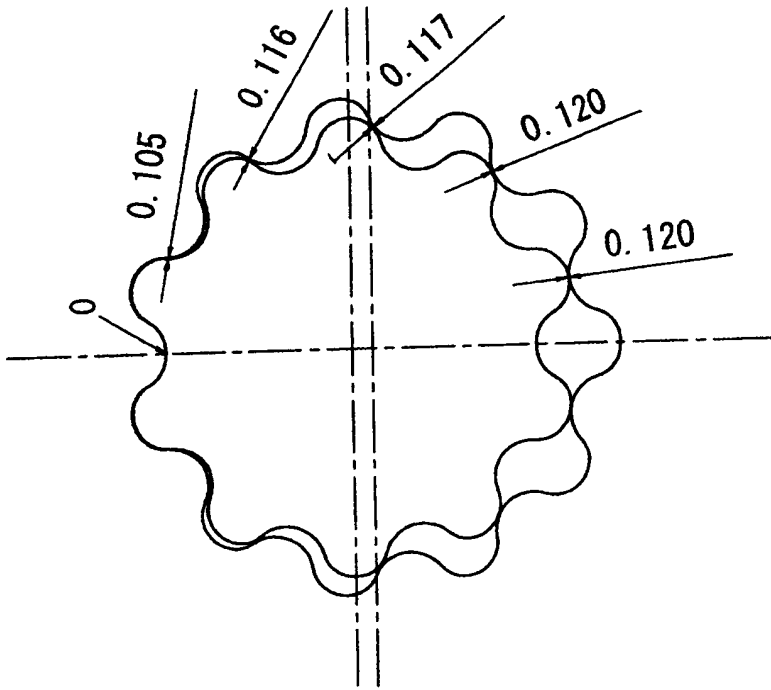


图 6B

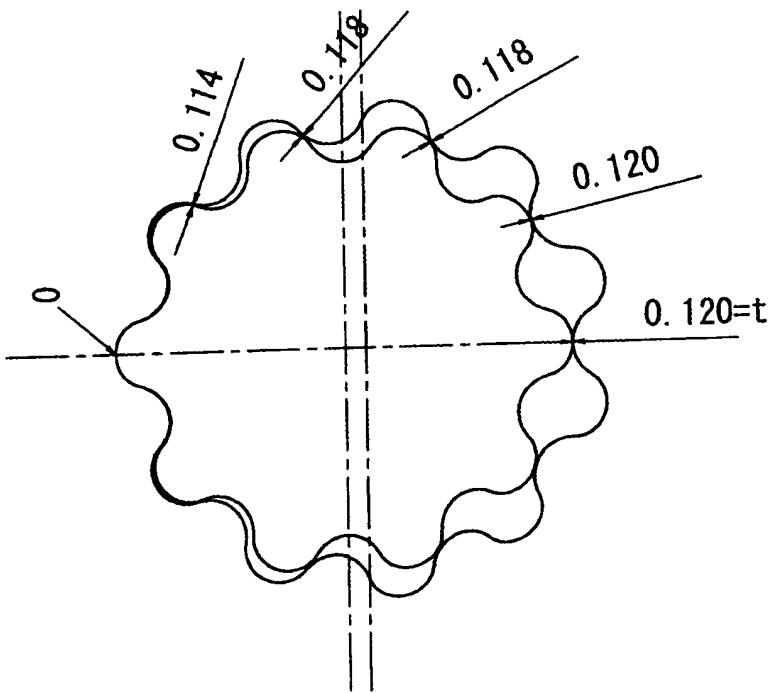
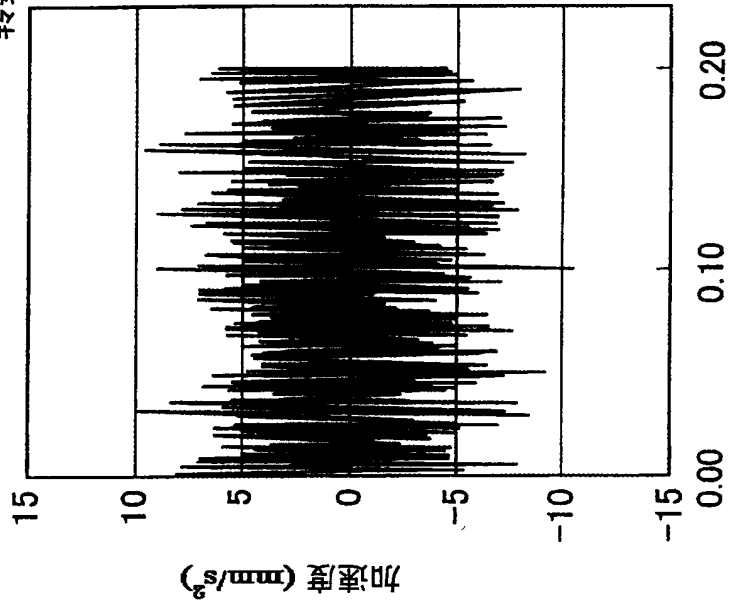


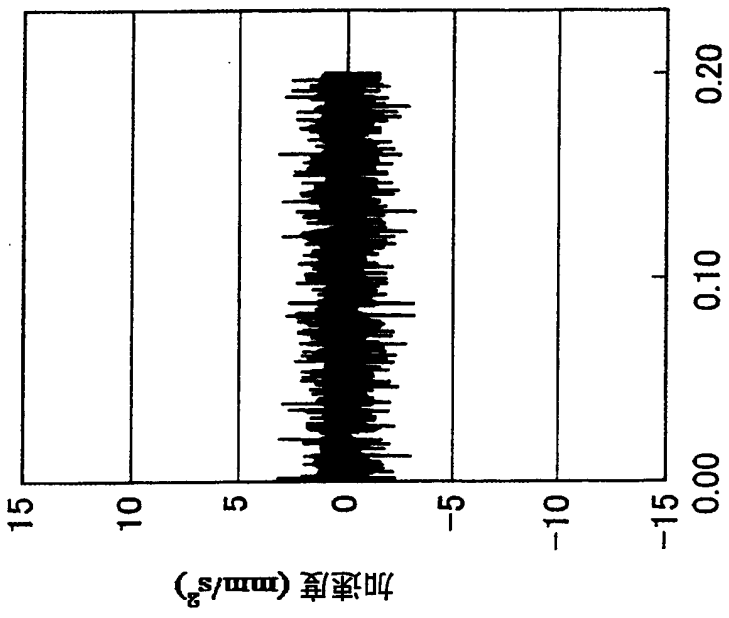
图 6A

油温：40℃
输送压力：0.3MPa
转数：3000rpm



时间 (s)

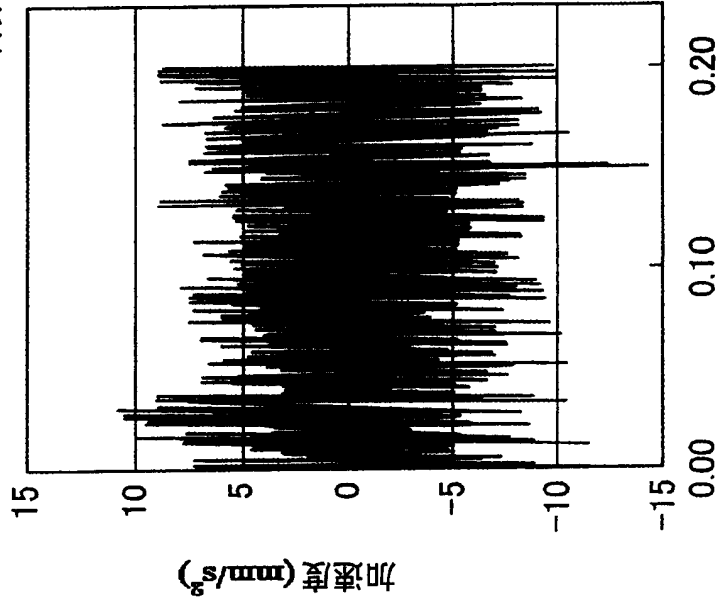
图 7A



时间 (s)

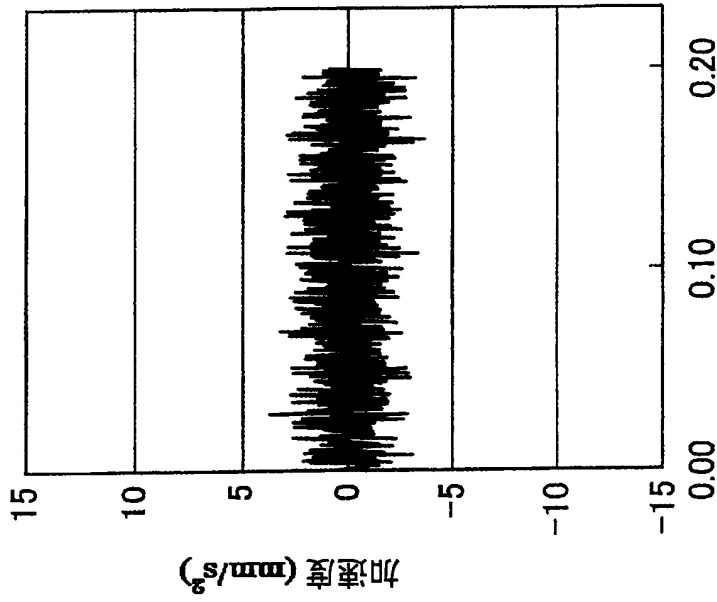
图 7B

油温: 40°C
输送压力: 0.4MPa
转数: 3000rpm



时间 (s)

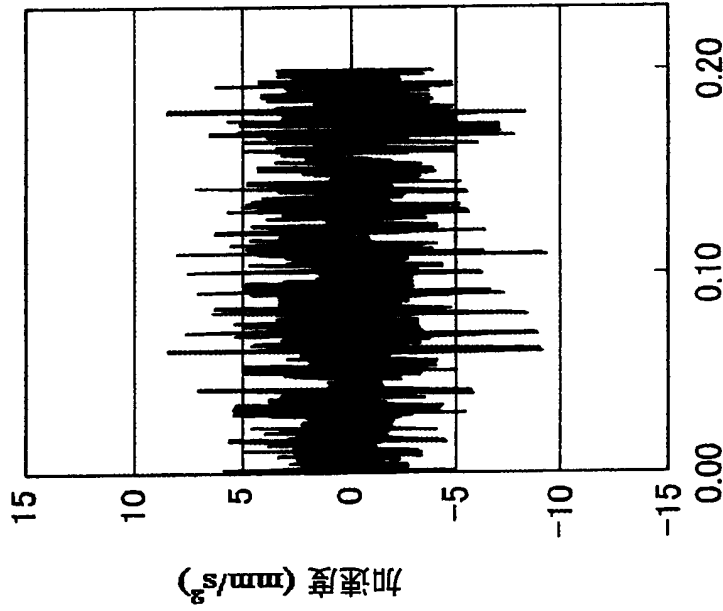
图 8B



时间 (s)

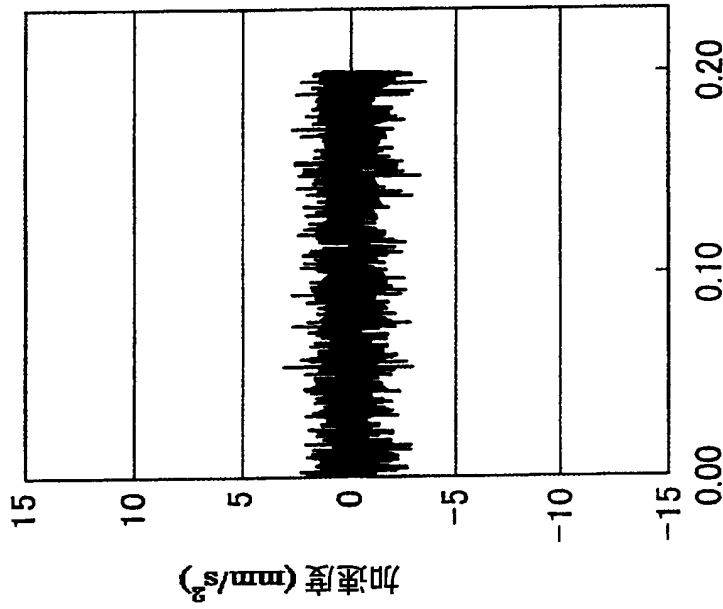
图 8A

油温 : 100°C
输送压力 : 0.3MPa
转数 : 3000rpm



时间 (s)

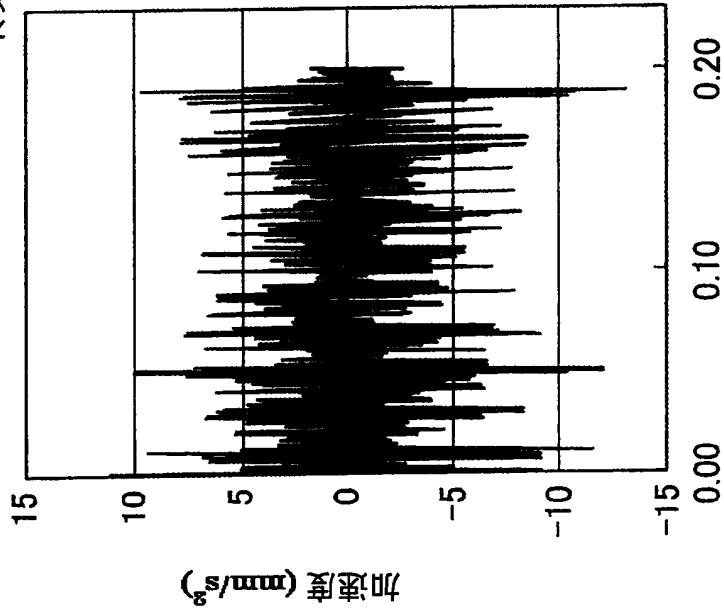
图 9A



时间 (s)

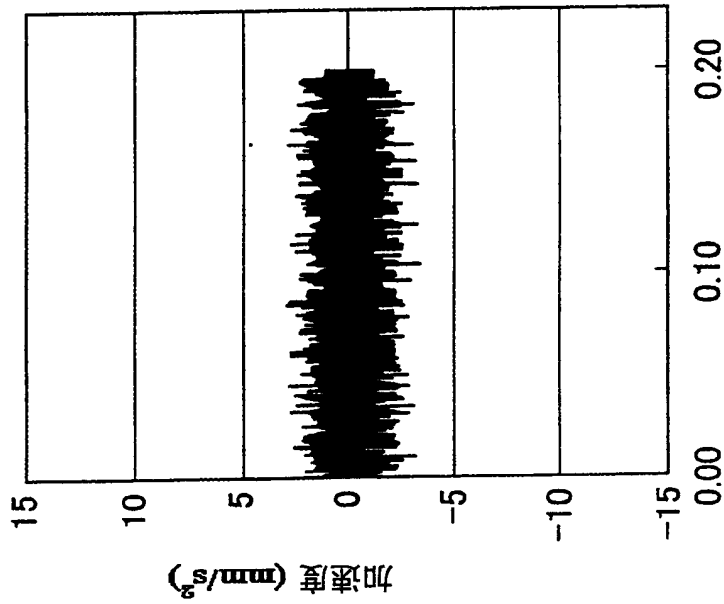
图 9B

油温 : 100°C
输送压力 : 0.4MPa
转数 : 3000rpm



时间 (s)

图 10A



时间 (s)

图 10B

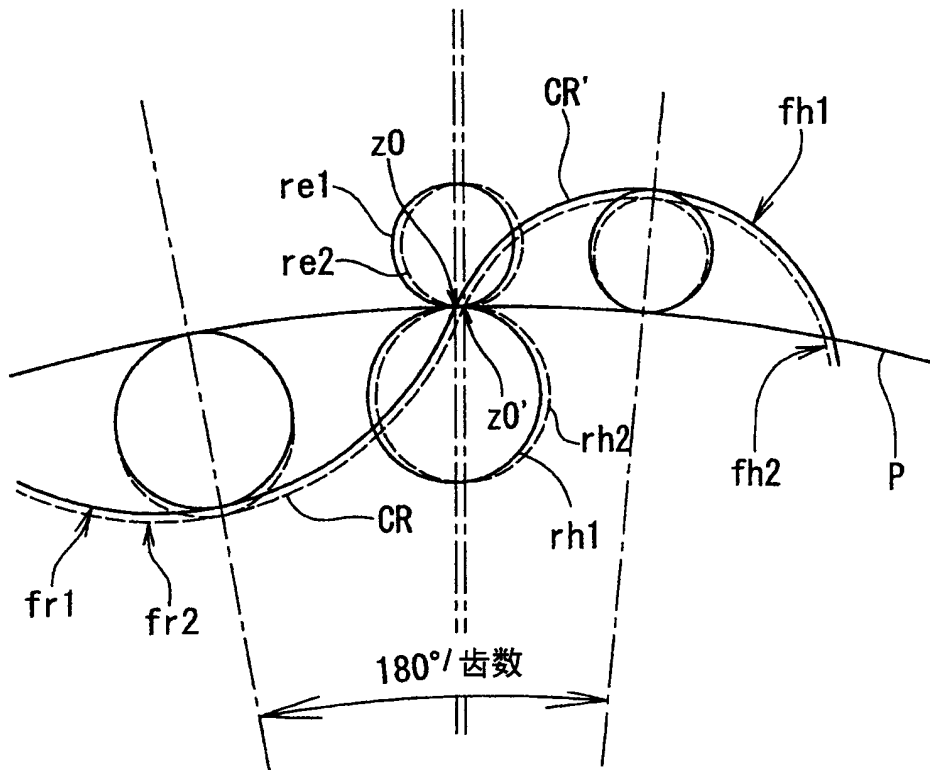


图 11

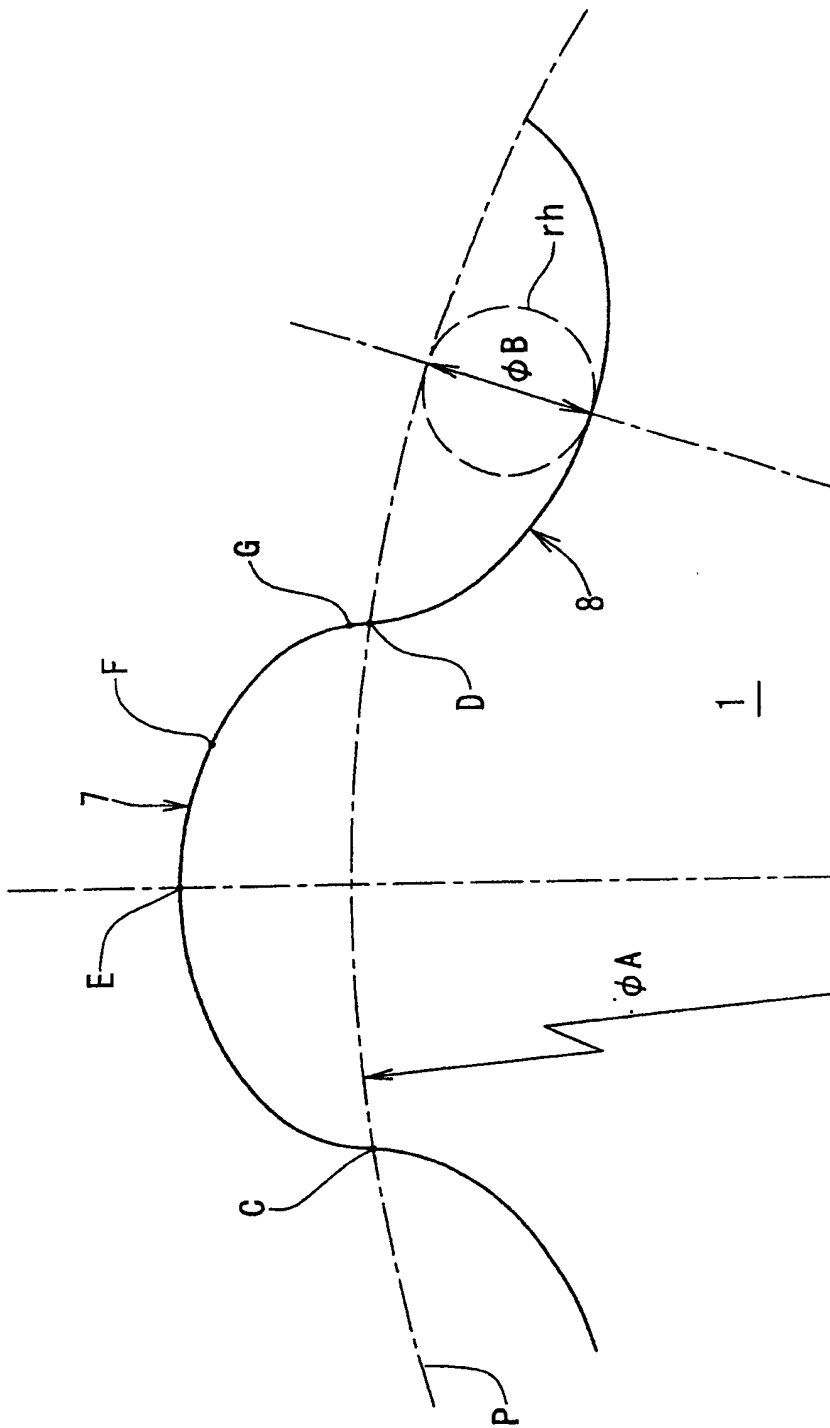


图 12

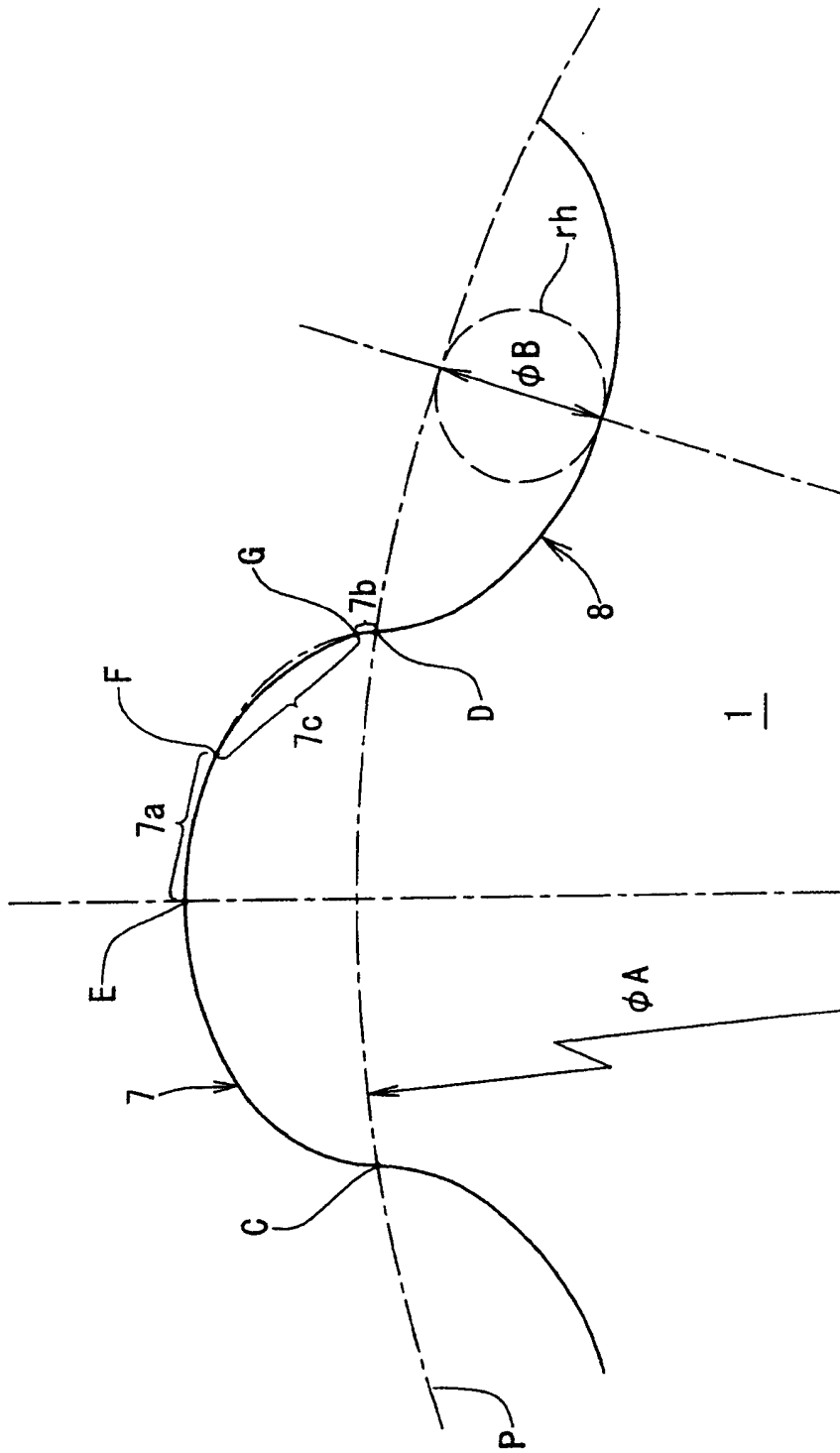


图 13

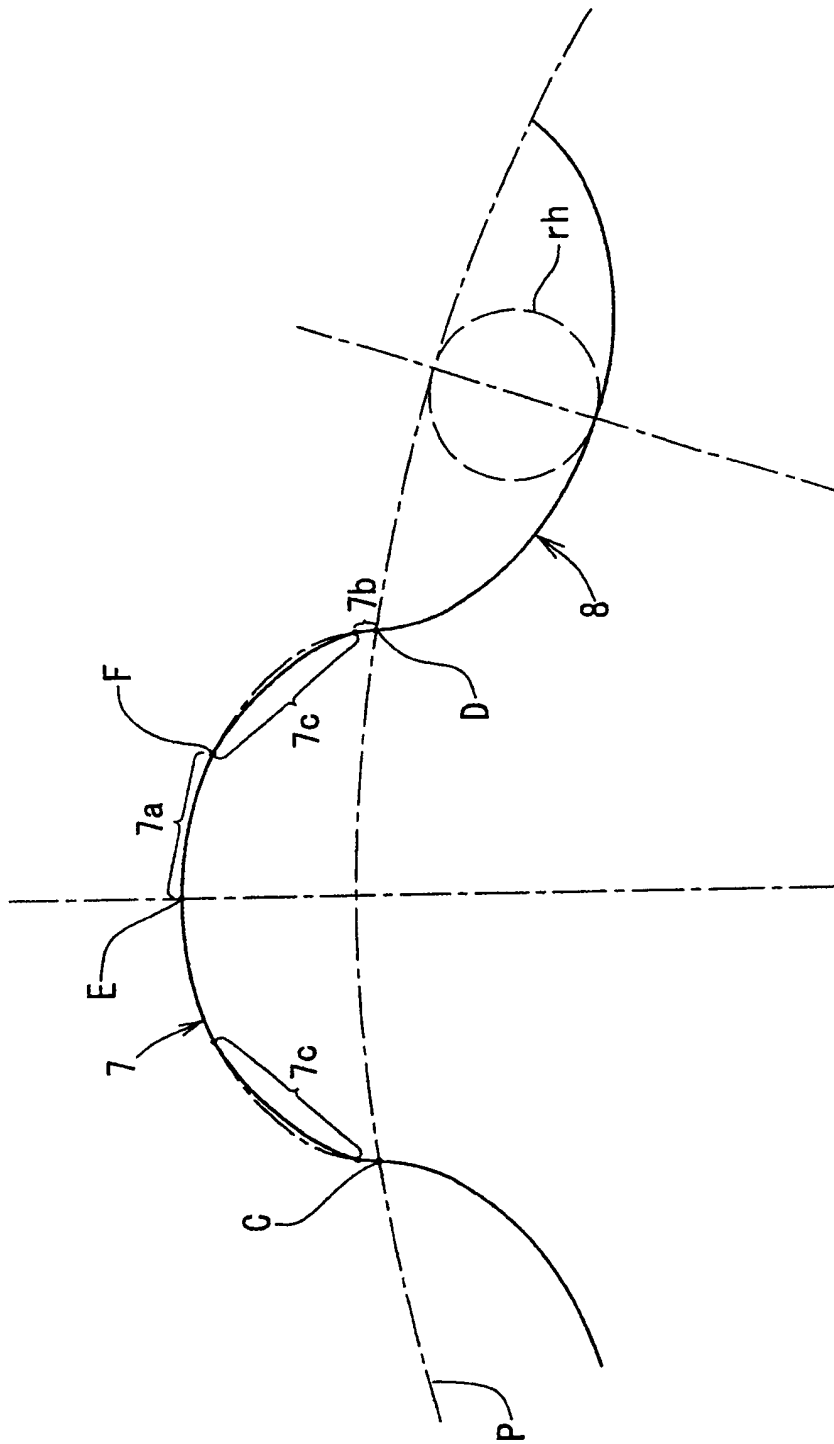


图 14

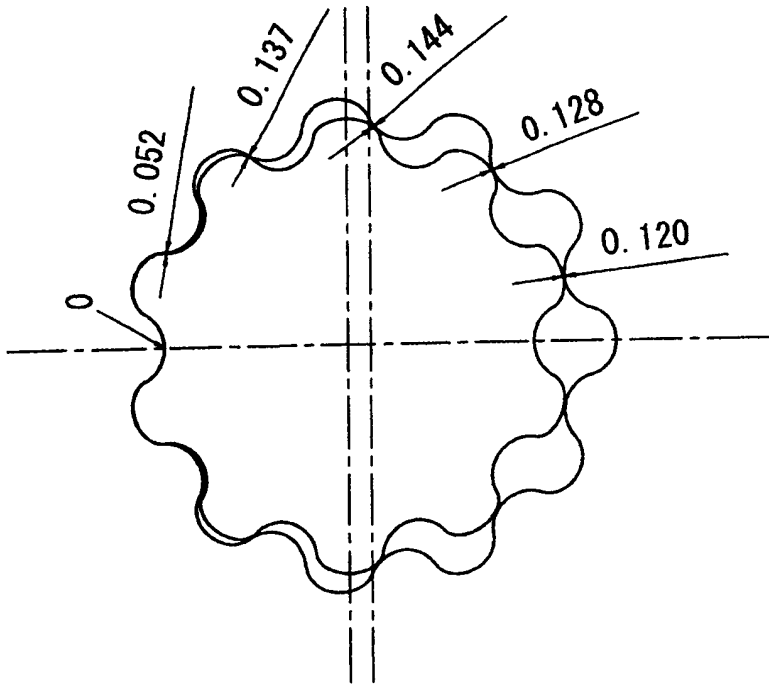


图 15B

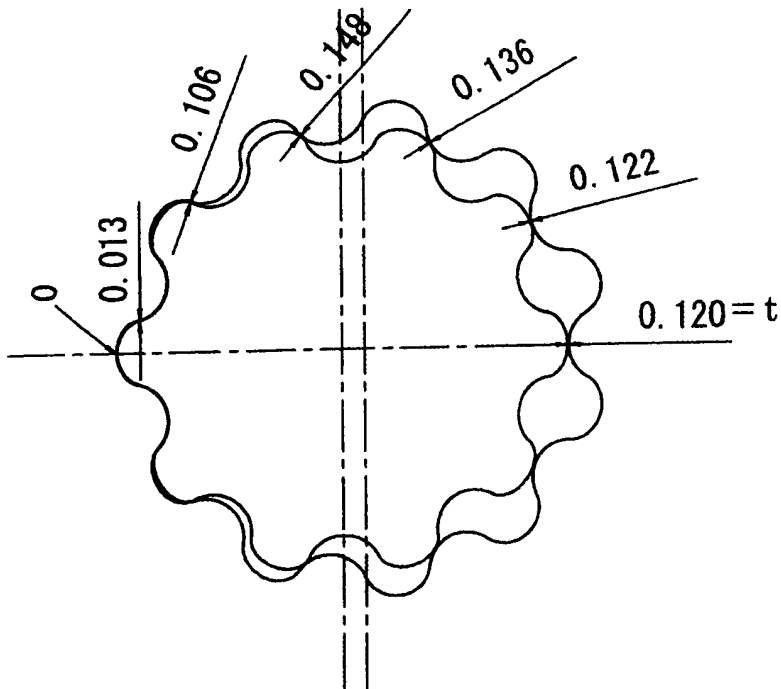


图 15A

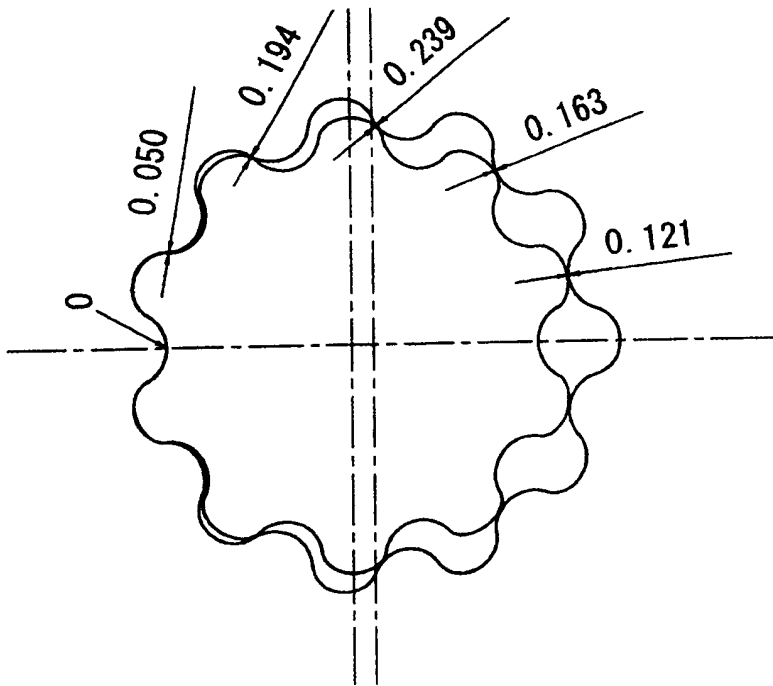


图 16B

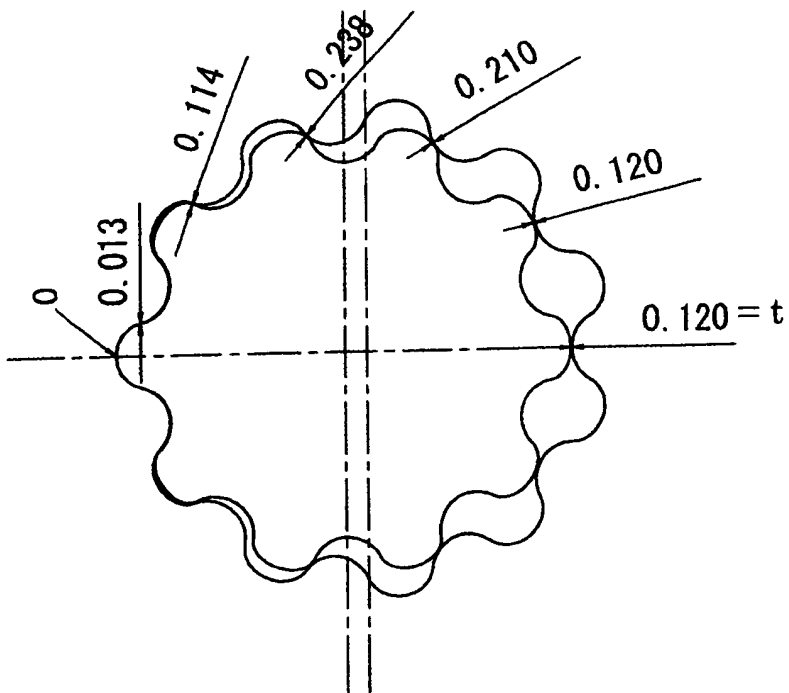


图 16A