



# [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200410054554.6

[43] 公开日 2005年2月9日

[11] 公开号 CN 1576644A

[22] 申请日 2004.7.23

[21] 申请号 200410054554.6

[30] 优先权

[32] 2003. 7. 25 [33] JP [31] 279674/2003

[32] 2003. 8. 7 [33] JP [31] 289238/2003

[32] 2003. 8. 7 [33] JP [31] 289239/2003

[71] 申请人 TS 株式会社

地址 日本东京都

共同申请人 株式会社纳博克

[72] 发明人 安藤辉久 小岛正拳 常深正博  
奥藤秀和

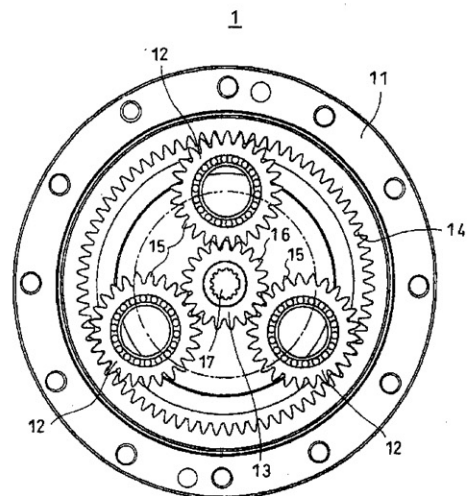
[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司  
代理人 胡强 杨松龄

权利要求书2页 说明书16页 附图13页

[54] 发明名称 内齿齿轮机构及行星齿轮减速机

[57] 摘要

第1齿轮要素(11)的内齿(14)及第2齿轮要素(12)的外齿(15)都形成为高齿。使内齿(14)和外齿(15)的啮合率为2.0以上,总是通过至少2个齿的啮合来传递负荷。由此,降低在内齿(14)和外齿(15)上产生的接触面压力和弯曲应力。



1. 一种内齿齿轮机构，其特征在于，在备有：形成于第 1 齿轮要素上的内齿，和形成于第 2 齿轮要素上并与上述内齿啮合的外齿的内齿齿轮机构中，

5 上述内齿及上述外齿都形成为高齿，  
上述内齿与上述外齿的啮合率为 2.0 以上，  
在上述内齿与上述外齿之间，总是通过至少 2 个齿的啮合来传递负荷。

2. 如权利要求 1 所述的内齿齿轮机构，其特征在于，  
10 上述内齿及上述外齿的至少任一个的齿顶侧的齿宽形成为比基于渐开线的齿宽窄，使得在通过 2 个齿的啮合来进行负荷传递时即使第 3 个齿啮合，2 个齿的负荷传递和第 3 个齿的啮合动作也不会产生干扰。

3. 一种行星齿轮减速机，其特征在于，在备有：  
15 连结到马达的输出轴上的输入轴，  
连结到上述输入轴上的恒星齿轮，  
具有与上述恒星齿轮连动的 1 级或 2 级以上的行星齿轮级的行星齿轮机构，

20 在内周上形成有与由 1 级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮、  
或者由多级构成的上述行星齿轮机构的最后一级行星齿轮啮合的内齿的齿圈，

和旋转自如地保持上述齿圈的箱体  
的行星齿轮减速机中，

25 上述行星齿轮及与上述行星齿轮啮合的齿圈的内齿的各齿形成为高齿，该行星齿轮与上述齿圈的内齿的啮合率为 2.0 以上。

4. 如权利要求 3 所述的行星齿轮减速机，其特征在于，  
在与由 1 级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮啮合的上述恒星  
30 齿轮、或者与由多级构成的上述行星齿轮机构的最后一级行星齿轮啮合的最后一级恒星齿轮中，上述恒星齿轮或上述最后一级恒星齿轮的齿根侧形成为高齿，齿顶侧形成为标准齿。

5. 如权利要求 3 所述的行星齿轮减速机，其特征在于，  
由多级构成的上述行星齿轮机构的最后一级以外的行星齿轮的各

齿形成为标准齿。

6. 如权利要求 3 所述的行星齿轮减速机, 其特征在于, 与上述齿圈啮合的行星齿轮在圆周方向上配设有 3 个。

5 7. 如权利要求 3 所述的行星齿轮减速机, 其特征在于, 对上述齿圈进行了表面硬化处理。

8. 一种行星齿轮减速机, 其特征在于, 在备有:  
连结到马达的输出轴上的输入轴,  
连结到上述输入轴上的恒星齿轮,  
具有与上述恒星齿轮连动的 1 级或 2 级以上的行星齿轮级的行星  
10 齿轮机构,

在内周上形成有与由 1 级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮、  
或者由多级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮啮合的内齿的齿圈,  
和旋转自如地保持上述齿圈的箱体  
的行星齿轮减速机中,

15 上述齿圈的内齿及与上述齿圈啮合的行星齿轮的各齿形成为高齿, 上述内齿和与上述齿圈啮合的行星齿轮的啮合率为 2.0 以上, 使上述齿圈的内齿形成为铸件。

9. 如权利要求 8 所述的行星齿轮减速机, 其特征在于,  
由多级构成的上述行星齿轮机构中的与上述恒星齿轮啮合的第 1  
20 级行星齿轮, 夹着上述恒星齿轮在大致对置的位置上配置有 2 个, 该第 1 级行星齿轮的各齿形成为高齿。

10. 如权利要求 9 所述的行星齿轮减速机, 其特征在于,  
上述齿圈的内齿和保持该内齿、并旋转自如地支承在上述箱体上的  
的支承部一体地形成成为铸件。

## 内齿齿轮机构及行星齿轮减速机

## 技术领域

5 本发明涉及备有形成于第1齿轮要素上的内齿和形成于第2齿轮要素上并与内齿啮合的外齿的内齿齿轮机构，以及备有恒星齿轮、与其啮合的行星齿轮机构、内周形成有与行星齿轮啮合的内齿的齿圈、和旋转自如地保持齿圈的箱体的行星齿轮减速机。

## 背景技术

10 作为备有形成于第1齿轮要素上的内齿和形成于第2齿轮要素上并与内齿啮合的外齿的内齿齿轮机构，公知有特开平10-246173号公报、特开平11-22789号公报、以及特开2002-97668号公报所述的技术。特开平10-246173号公报所述的内齿齿轮机构，是在风车等中使用的行星增速机，将从输入轴传递到齿圈上的旋转通过行星齿  
15 轮机构增速后传递给输出轴。特开平11-22789号公报所述的内齿齿轮机构，是在建筑机械的移动驱动装置等中使用的行星齿轮减速机，将油压马达的旋转通过行星齿轮机构减速后传递给作为被动旋转体的机壳并驱动其旋转。特开2002-97668号公报所述的内齿齿轮机构，用作在建筑机械中使用的旋转机构，将设置在其上端侧的油压马达的  
20 旋转通过行星齿轮减速机构减速并使输出轴旋转，驱动上部旋转体相对下部移动体旋转。这些公报中所述的内齿齿轮机构，都备有形成在第1齿轮要素上的内齿和形成在第2齿轮要素上并与内齿啮合的外齿，将输入的旋转增速或减速后传递。

但是，上述各公报所述的内齿齿轮机构，如果内齿与外齿为同一  
25 材质，则外齿的寿命比内齿短很多。即，比外齿更位于外周侧的内齿的齿根侧的齿厚比外齿厚，此外，比内齿更位于内周侧的外齿其齿轮要素的直径比内齿小、啮合频率变大。因此，如果内齿与外齿为同一材质，外齿的寿命就比内齿短。并且，此时如果内齿与外齿之间的传递负荷变大，则产生的接触面压力和弯曲应力也会变大，内齿与外齿  
30 的疲劳寿命的差变得显著，该内齿齿轮机构的寿命因外齿的寿命而受到制约。此外，在内齿及外齿上产生的接触面压力和弯曲应力较大的情况下，虽然也考虑通过提高外齿的硬度来缓和外齿的寿命，但如果

这样做，则相反地容易大幅缩短内齿的寿命，从而迫使必须提高内齿的硬度。

第 1 观点的发明，鉴于上述实际情况，目的是提供一种内齿齿轮机构，该内齿齿轮机构能够降低在内齿和外齿上产生的接触面压力和弯曲应力，能够缓和因内齿与外齿的寿命差变大而使内齿齿轮机构的寿命受到制约的情况，此外，能够缓和和提高内齿硬度的要求。

此外，作为备有恒星齿轮、与其啮合的行星齿轮机构、内周形成有与行星齿轮啮合的内齿的齿圈、和旋转自如地保持齿圈的箱体的行星齿轮减速机，公知有上述特开平 11-22789 号公报和实开平 5-42812 号公报等所述的技术。特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减速机，由 2 级形成的行星齿轮机构构成。该行星齿轮机构的最后一级（第 2 级）的行星齿轮级备有托架，该托架具有在圆周方向均匀位置上用螺栓固定在马达侧的机壳（箱体）上的 3 个厚壁筋部。与形成在齿圈的内周上的内齿啮合的 3 个行星齿轮，在圆周方向均匀位置上被最后一级的托架旋转自如地支撑着。此外，实开平 5-42812 号公报所述的行星齿轮减速机，是由 3 级形成的行星齿轮机构构成，与齿圈啮合的最后一级（第 3 级）的行星齿轮在圆周方向均匀位置上配设有 4 个。

但是，在特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减速机的情况下，由于与齿圈的内齿啮合的最后一级的行星齿轮的个数减少为 3 个，使得在此 3 个行星齿轮的各齿上产生的接触面压力和弯曲应力变大。因此，需要加宽该行星齿轮以及内齿的齿宽以确保强度。如果齿宽变宽，该行星齿轮减速机的长度也会变长，从行星齿轮减速机的配设空间的角度上是不希望这样的。此外，在实开平 5-42812 号公报所述的行星齿轮减速机的情况下，虽然能够通过将最后一级的行星齿轮做成 4 个而抑制齿宽变宽，但会导致部件件数的增加和机构的复杂化等问题。

第 2 观点的发明，鉴于上述实际情况，目的是提供一种行星齿轮减速机，该行星齿轮减速机能够降低在齿圈及行星齿轮的各齿上产生的表面压力和弯曲应力，容易确保与齿圈啮合的行星齿轮的强度，能够使行星齿轮机构简化。

此外，如上述那样，特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减

速机，由 2 级形成的行星齿轮机构构成，在该行星齿轮机构的最后一级（第 2 级）的行星齿轮级中，3 个行星齿轮分别在圆周方向均匀位置上被固定在机壳上的托架旋转自如地支撑着。与该最后一级的行星齿轮啮合的内齿齿圈（内周上形成有内齿的齿圈）设置在圆筒状的壳体上，该壳体通过螺栓固定在设置有与履带啮合的链轮等的支撑部件上。并且，该支撑部件通过轴承相对于壳体旋转自如地被支撑着。

特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减速机，由于在最后一级的行星齿轮和齿圈啮合时产生最大的传递负荷，所以在此啮合时在齿圈的内齿上产生的接触面压力和弯曲应力也变大。所以，必须加大齿圈的内齿的轴向齿宽以确保强度。但是，如果齿宽变大，则该行星齿轮减速机的长度也变长，从行星齿轮减速机的配设空间的角度出发是不希望这样的。因此，为将齿宽的宽度控制得较窄，需要通过在内齿上实施表面硬化处理来确保强度。在特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减速机的情况下，通过将齿圈设置在圆筒状的壳体上，与支撑部件分体地形成，为内齿的表面硬化处理提供了方便。

但是，在特开平 11-22789 号公报所述的行星齿轮减速机的情况下，如果不将齿圈的内齿在轴向上加宽来确保其强度，就会象上述那样，需要进行用于确保强度的表面硬化处理，在制造行星齿轮减速机时，产生了增加工时的问题。

进而，由于表面硬化处理是高成本的工序，所以优选的是尽量减少实施表面硬化处理的部分。因此，将齿圈与支撑部分割，只对齿圈进行表面硬化处理，有产生构造上的制约的问题。

第 3 观点的发明，鉴于上述实际情况，目的是提供一种行星齿轮减速机，该行星齿轮减速机能够降低在齿圈的内齿上产生的表面压力和弯曲应力，容易确保齿圈的内齿的强度，能够不将齿圈的内齿的齿宽在轴向上加大并削减其内齿的表面硬化处理工序，能够缓和在工时和构造上的制约。

#### 发明内容

根据第 1 观点的发明的内齿齿轮机构，其特征在于，在备有形成于第 1 齿轮要素上的内齿和形成于第 2 齿轮要素上并与上述内齿啮合的外齿的内齿齿轮机构中，上述内齿及上述外齿都形成高齿，上述内齿与上述外齿的啮合率为 2.0 以上，在上述内齿与上述外齿之间，

总是通过至少 2 个齿的啮合来传递负荷。

根据该构成，由于内齿及外齿都为高齿、啮合率确保在 2.0 以上、总是通过 2 个齿的啮合来传递负荷，所以加载于内齿及外齿上的负荷总是可靠地分散到 2 个以上的齿上。因此，能够大幅降低在内齿及外齿上产生的接触面压力和弯曲应力，能够抑制内齿与外齿的疲劳寿命之差扩大。从而，由于能够抑制内齿与外齿的寿命差扩大，所以能够缓和内齿齿轮机构的寿命受到的制约。此外，由于能够降低在内齿及外齿上产生的接触面压力和弯曲应力，所以减弱了提高内齿硬度的必要性，能够缓和和提高内齿硬度的要求。

此外，根据第 2 观点的发明的行星齿轮减速机，其特征在于，在备有：连结到马达的输出轴上的输入轴，连结到上述输入轴上的恒星齿轮，具有与上述恒星齿轮连动的 1 级或 2 级以上的行星齿轮级的行星齿轮机构，内周形成有与由 1 级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮、或者由多级构成的上述行星齿轮机构的最后一级行星齿轮啮合的内齿的齿圈，和旋转自如地保持上述齿圈的箱体的行星齿轮减速机中，上述行星齿轮及与上述行星齿轮啮合的齿圈的各齿形成为高齿，该行星齿轮与上述齿圈的内齿的啮合率为 2.0 以上。

根据该构成，通过使与齿圈啮合的行星齿轮形成为高齿、使啮合率为 2.0 以上，加载于该行星齿轮的各齿上的力总是分散到 2 个以上的齿上，能够降低在各齿上产生的表面压力和弯曲应力。并且，容易确保与齿圈啮合的行星齿轮的强度，即使减少行星齿轮的个数也能抑制齿宽变宽。此外，还可使行星齿轮机构的简化。

此外，根据第 3 观点的发明的行星齿轮机构，其特征在于，在备有：连结到马达的输出轴上的输入轴，连结到上述输入轴上的恒星齿轮，具有与上述恒星齿轮连动的 1 级或 2 级以上的行星齿轮级的行星齿轮机构，内周形成有与由 1 级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮、或者由多级构成的上述行星齿轮机构的行星齿轮啮合的内齿的齿圈，和旋转自如地保持上述齿圈的箱体的行星齿轮减速机中，上述齿圈的内齿及与上述齿圈啮合的行星齿轮的各齿形成为高齿，上述内齿和、与上述齿圈啮合的行星齿轮的啮合率为 2.0 以上，使上述齿圈的内齿形成为铸件。

根据该构成，通过使上述齿圈的内齿及与其啮合的行星齿轮的各

齿形成高齿、使啮合率为 2.0 以上，能够使加载在齿圈的内齿上的力总是分散到 2 个以上的齿上，能够降低产生的表面压力和弯曲应力。并且，容易确保齿圈的内齿的强度，能够不在轴向上加大齿圈的内齿的齿宽并削减其内齿的表面硬化处理工序，能够使用铸件来容易地制造齿圈。从而，能够减少行星齿轮减速机的制造工时和缓和构造上的制约。

另外，关于本发明的上述内容及其它目的、特征、以及优点，通过以下结合附图的说明，就能更加明了。

#### 附图说明

10 图 1 是例示有关本发明的第 1 实施方式的内齿齿轮机构的图，是表示内齿与外齿的啮合状态的图。

图 2 是表示在图 1 所示的内齿齿轮机构中的齿圈的内齿与行星齿轮的外齿啮合的状态的放大图。

15 图 3 是表示在图 1 所示的内齿齿轮机构中的齿圈的内齿与行星齿轮的外齿啮合的状态的放大图。

图 4 是说明啮合时在 1 个齿上发生的负荷变化的状况的图。

图 5 是将图 1 所示的内齿齿轮机构中的内齿的一部分放大表示的图。

20 图 6 是例示有关本发明的第 2 实施方式的行星齿轮减速机的剖视图。

图 7 是在图 6 的 VII 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮与齿圈的啮合状态的图。

图 8 是从图 6 的 VIII 线向视位置观察的图，是将齿圈、行星齿轮、第 2 恒星齿轮取出而表示的图。

25 图 9 是在图 6 的 IX 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮与齿圈的啮合状态的图。

图 10 是在图 6 的 X 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮与第 2 恒星齿轮的啮合状态的图。

30 图 11 是例示有关本发明的第 3 实施方式的行星齿轮减速机的剖视图。

图 12 是图 11 的 XII - XII 线向视剖视图，是表示齿圈、行星齿轮、恒星齿轮的图。



图 13 是在图 11 的 XIII 线向视位置上, 将一部分放大表示的剖视图, 是表示行星齿轮与齿圈的啮合状态的图。

#### 具体实施方式

下面, 参照附图对用于实施本发明的最佳方式进行说明。

#### 5 【第 1 实施方式】

图 1 是例示有关本发明的实施方式的内齿齿轮机构 1 的图, 表示内齿与外齿的啮合状态。如图 1 所示, 内齿齿轮机构 1 构成为如下的行星齿轮机构, 备有: 作为第 1 齿轮要素的齿圈 11, 作为第 2 齿轮要素的行星齿轮 12, 和恒星齿轮 13 等。

10 在齿圈 11 上, 在内周侧形成有内齿 14, 与各行星齿轮 12 啮合而传递负荷。行星齿轮 12 在圆周方向上均匀地配置有 3 个, 分别被未图示的支承部旋转自如地支承着。在各行星齿轮 12 的外周上形成有外齿 15, 外齿 15 与齿圈 11 的内齿 14 啮合。这样, 内齿齿轮机构 1 备有形成在齿圈 11 上的内齿 14 和形成在行星齿轮 12 上的外齿 15。

15 此外, 在恒星齿轮 13 上形成有与行星齿轮 12 的外齿 15 啮合的外周齿 16, 在垂直于纸面方向上旋转自如地被支承着的轴 17 贯穿恒星齿轮 13 的中心 (恒星齿轮 13 与轴 17 分体, 旋转自如地被支承着)。另外, 图 1 中例示的内齿齿轮机构 1 形成为由多级构成的行星齿轮机构, 图示的行星齿轮级构成了最后一级的行星齿轮级。

20 备有以上构成的内齿齿轮机构 1 作为例如减速机使用。在作为减速机使用的情况下, 从轴 17 输入的旋转驱动力传递到未图示的第 1 级的行星齿轮级。接着, 经过 1 级乃至 2 级以上的行星齿轮级而进行了减速后, 其旋转被传递到恒星齿轮 13。如果恒星齿轮 13 旋转, 分别被未图示的支承部支承的行星齿轮 12 就旋转, 通过外齿 15 与内齿  
25 14 的啮合来驱动齿圈 11 旋转。

此外, 也能够将内齿齿轮机构 1 作为例如增速机使用。在这种情况下, 输入的旋转传递到齿圈 11, 通过外齿 15 与内齿 14 的啮合, 使分别被未图示的支承部支承的行星齿轮 12 旋转。如果行星齿轮 12 旋转, 就驱动恒星齿轮 13 增速旋转, 轴 17 与恒星齿轮 13 一起旋转。

30 接着, 对内齿 14 及外齿 15 的构成更详细地进行说明。图 2 及图 3 是表示齿圈 11 的内齿 14 与行星齿轮 12 的外齿 15 啮合的状态的放大图。如图 2 及图 3 所示, 内齿 14 及外齿 15 都形成为高齿而不是标

准齿。并且，内齿 14 与外齿 15 的啮合率 ( $\varepsilon$ ) 形成为 2.0 以上。

在图 2 和图 3 中，分别例示了不同的啮合状态(内齿 14 与外齿 15 的接触位置不同的状态)，将各自状态下的进行负荷传递的作用线 (a 及 b) 用点划线表示。另外，图 2 及图 3 都表示作为减速机使用的情况，行星齿轮 12 沿箭头 c 方向旋转，由此，驱动齿圈 11 沿箭头 d 方向旋转。

在图 2 的状态下，内齿 14 与外齿 15 在 2 个齿上啮合来传递负荷。具体地讲，在作用线 a 上的啮合点 a1 及 a2 的 2 点上相对于各齿面在法线方向上进行负荷传递。另一方面，在图 3 的状态下，内齿 14 与外齿 15 在 3 个齿上啮合来传递负荷，作用线 b 上的啮合点为 b1、b2、b3 的 3 点。从而，内齿 14 与外齿 15 有在 2 个齿上啮合而进行负荷传递的状态和在 3 个齿上啮合而进行负荷传递的状态。另外，在本实施方式中啮合率为 2.5 ( $\varepsilon=2.5$ )

这样，内齿 14 与外齿 15 都形成为高齿，在两者之间，总是至少通过 2 个齿的啮合来传递负荷，能够总是将负荷分散到 2 个以上的齿上。从而，能够大幅度降低内齿 14 及外齿 15 上产生的接触面压力和弯曲应力等，能够抑制内齿 14 和外齿 15 的疲劳寿命之差的扩大。

图 4 是用来说明在内齿及外齿都形成为标准齿、啮合率  $\varepsilon=1.5$  的情况(图 4(a))，和啮合率  $\varepsilon=2.5$  的内齿齿轮机构 1 的内齿 14 及外齿 15 的情况(图 4(b))下，啮合时在 1 个齿上发生的负荷变化(沿齿面的法线方向作用的负荷的变化)的状况的图。在啮合率  $\varepsilon=1.5$  的情况下，1 个齿啮合的状态占啮合时的全相位中的 33%，2 个齿啮合的状态占全相位的 66.6% ( $33.3\% \times 2$ )。这样，由于啮合率不到 2.0，一定存在 1 个齿啮合的状态，传递负荷的最大值变大(即，成为强度计算基准的设计负荷变大)，内齿及外齿上产生了过大的接触面压力和弯曲应力。

另一方面，在啮合率  $\varepsilon=2.5$  的情况下，2 个齿啮合的状态占啮合时的全相位中的 40%，3 个齿啮合的状态占全相位的 60% ( $20\% \times 3$ )。这样，由于至少通过 2 个齿的啮合来传递负荷，能够大幅度地降低传递负荷的最大值，与存在 1 个齿啮合来传递负荷的状态的情况相比，能够将沿齿面的法线方向作用的最大传递负荷(即设计负荷)减半。

此外，图 5 是将内齿 14 的一部分放大表示的图。如图 5 所示，

内齿 14 的齿顶侧的区域 e 形成为比基于渐开线的齿宽（图中用虚线 f 表示的齿宽）还窄。另外，在图 5 中，表示在齿的最顶侧齿宽仅变窄  $\alpha$  而形成的状态。

在内齿齿轮机构 1 中，通过使内齿 14 的齿顶侧形成为比基于渐开线的齿宽还窄，即使在通过 2 个齿的啮合来进行负荷传递时第 3 个齿啮合，通过 2 个齿的负荷传递和第 3 个齿的啮合动作也不会产生干扰。由此，能够在内齿 14 和外齿 15 之间高效地传递负荷。此外，能够抑制要求的传递负荷因产生上述的干扰而上升，也能够减小设计负荷。此外，能够通过将齿顶侧的齿宽制成比基于渐开线的齿宽窄的简单的构成来防止产生干扰。

如以上说明，根据内齿齿轮机构 1，能够大幅降低在内齿及外齿上产生的接触面压力和弯曲应力等，由于能够显著地抑制内齿与外齿的寿命差的扩大，因此能够缓和内齿齿轮机构的寿命受到的制约。

此外，根据内齿齿轮机构 1，由于能够大幅降低在内齿及外齿上产生的接触面压力和弯曲应力等，因此减弱了提高内齿硬度的必要性，能够缓和提高内齿硬度的要求。具体地讲，通过降低内齿上产生的表面压力和应力，制约内齿寿命的因素减少，在很多情况下，即使不对内齿进行例如淬火等的硬化处理，也能够充分地确保必要的表面硬度。此外，通过能够削减硬化处理的工序，不会发生例如因热处理而造成的变形，容易确保内齿的尺寸精度。

此外，在将内齿与外齿都为高齿、其啮合率为 2.0 以上的内齿齿轮机构用于增速机的情况下，由于能够将内齿及外齿上产生的负荷减半，故能够降低啮合时内齿及外齿的圆周方向的弹性变形量。因此，能够降低因在高速旋转中传递负荷而发生的噪音。

以上对本发明的第 1 实施方式进行了说明，但本发明并不限于上述实施方式，可以在权利要求书所述的限制内做各种设计变更。例如，也可以做如下变更来实施。

(1) 只要是备有内齿和外齿的内齿齿轮机构就可以，不论哪种形式都能够适用。例如，能够适用于行星齿轮减速机、行星齿轮增速机、建筑机械等的旋转装置等各种齿轮机构，能够发挥本发明的效果。

(2) 在上述实施方式中，对用于由多个行星齿轮级构成的内齿齿轮机构的最后一级的情况进行了说明，但也可用于多个行星齿轮级

的最后一级以外的行星齿轮级。此外，也可以用于由 1 个行星齿轮级构成的内齿齿轮机构。此外，也可以用于行星齿轮机构以外的内齿齿轮机构。

(3) 在上述实施方式中，对内齿的齿顶侧的齿宽形成为比基于渐开线的齿宽窄的情况进行了说明，但也可以不是这样。例如，外齿的齿顶侧的齿宽也可以形成为比基于渐开线的齿宽窄。

### 【第 2 实施方式】

图 6 是例示有关本发明的第 2 实施方式的行星齿轮减速机 101(以下称为减速机 101)的剖视图。如图 6 所示，减速机 101 备有箱体 111，通过设置在箱体 111 上的凸缘部 116 安装到未图示的机架等上。减速机 101 将由配设在箱体 111 内、备有多个活塞的油压马达 110 产生的旋转驱动力减速并传递，最终驱动齿圈 112 旋转，该齿圈 112 旋转自如地保持在箱体 111 上。由此，通过安装在凸缘部 117 上的未图示的链轮驱动未图示的被驱动部，该凸缘部 117 设置于齿圈 112 上。

该减速机 101 备有：箱体 111、齿圈 112、输入轴 113、恒星齿轮 114、行星齿轮机构 115 等。

箱体 111 安装在机架等上，内部收纳油压马达 110 的同时，通过轴承 118 旋转自如地保持齿圈 112。轴承 118 配设在箱体 111 的一端侧(图中的左端侧)的周围，在轴承 118 和凸缘部 116 之间的箱体 111 的周围设置有密封部 119。通过该密封部 119 将箱体 111 与齿圈 112 的另一端侧(图中右端侧)之间的缝隙密封。此外，油压马达 110 的输出轴 120 从箱体 111 的一端侧突出地设置，旋转自如地被支承着。此外，在箱体 111 的一端侧的端部上，沿着外周在圆周方向均匀位置的 3 处，朝着一端侧突出地设置有轂部 122。3 个轂部 122 分别旋转自如地支承后述行星齿轮机构 115 的最后级的行星齿轮 126。

齿圈 112 形成为中空圆筒状，如上述那样旋转自如地安装在箱体 111 的一端侧上，驱动未图示的链轮等。在齿圈 112 的一端侧上安装有盖板部件 112a，在齿圈 112 的内部收纳有行星齿轮机构 115。在齿圈 112 的内周上形成有与行星齿轮机构 115 的第 1 级的行星齿轮 124 及最后级的行星齿轮 126 啮合的内齿 128。此外，该内齿 128 中，与行星齿轮 124 啮合的部分(形成在一端侧的部分)形成为标准齿部分 128a，与行星齿轮 126 啮合的部分(形成在另一端侧的部分)形成

为高齿部分 128b。

输入轴 113 通过花键联轴器 121 连结到油压马达 110 的输出轴 120 上。由此，驱动输入轴 113 与输出轴 120 一起旋转。恒星齿轮 114 连结在输入轴 113 的一端侧上，设置为可与输入轴 113 一起一体地旋转。  
5 在恒星齿轮 114 上形成有外周齿 123，与行星齿轮机构 115 的第 1 级的行星齿轮 124 啮合、来进行驱动。

行星齿轮机构 115 构成为：具有与恒星齿轮 123 连动而被驱动的 2 级行星齿轮级。具体地讲，备有第 1 级的行星齿轮 124、作为其保持架（行星架）的托架 125、第 2 级（最后一级）的行星齿轮 126。

10 第 1 级行星齿轮 124 在圆周方向配设 3 个，各行星齿轮 124 旋转自如地保持在托架 125 上。形成在各行星齿轮 124 上的外周齿 127 与恒星齿轮 114 的外周齿 123 啮合，驱动各行星齿轮随着恒星齿轮 114 的旋转而旋转。此外，行星齿轮 124 的外周齿 127 配设为也与形成在齿圈 112 的内周上的内齿 128 啮合。由此，如果恒星齿轮 114 旋转，  
15 行星齿轮 124 就一边自转一边沿着齿圈 112 的内周进行公转运动。

此外，图 7 是在图 6 的 VII 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮 124 与齿圈 112 的啮合状态的图。如图 6、图 7 所示，行星齿轮 124 的外周齿 127 与齿圈 112 的内齿 128 的标准齿部分 128a 啮合，该外周齿 127 也成为标准齿。

20 托架 125 备有：形成为平板环状的平板部分 129，和在圆周方向均匀位置上从该平板部分 129 向一端侧突出设置的 3 个轴部 130。轴部 130 分别旋转自如地支承行星齿轮 124。由此，如果受恒星齿轮 114 的驱动、行星齿轮 124 一边绕轴部 130 自转一边相对恒星齿轮 114 进行公转，则在其公转运动的同时，托架 125 也进行围绕恒星齿轮 114  
25 的旋转。

此外，在托架 125 的平板部分 129 的内周上形成有内周齿 131，与第 2 恒星齿轮 132 啮合。输入轴 120 及输出轴 113 嵌插于第 2 恒星齿轮 132 中，并且该输入输出轴（120、113）旋转自如地支承第 2 恒星齿轮 132。在第 2 恒星齿轮 132 上形成有与托架 125 的内周齿 131  
30 啮合的外周齿 133。由此，驱动第 2 恒星齿轮 132 随着托架 125 的旋转而旋转。

最后一级的行星齿轮 126 分别旋转自如地保持在从箱体 111 突出

设置的轂部 122 上。图 8 是从图 6 的 VIII 线向视位置观察的图，是将齿圈 112、行星齿轮 126、第 2 恒星齿轮 132 取出而表示的图。如图 6、图 8 所示，行星齿轮 126 沿圆周方向在均匀位置上配设 3 个。在行星齿轮 126 上形成有外周齿 134，外周齿 134 与第 2 恒星齿轮 132 的外周齿 133 啮合的同时，也与齿圈 112 的内齿 128 啮合。由此，如果第 2 恒星齿轮 132 旋转，行星齿轮 126 就绕轂部 122 旋转（行星齿轮 126 不进行公转），通过行星齿轮 126 的旋转驱动齿圈 112 旋转。

图 9 是在图 6 的 IX 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮 126 与齿圈 112 的啮合状态的图。如图 9 所示，与齿圈 112 啮合的行星齿轮 126 的各齿 134 形成为高齿，与齿圈 112 的内齿 128 的高齿部分 128b 的各高齿啮合。并且，行星齿轮 126 与齿圈 112 总是成为 2 个以上的齿啮合的状态，确保啮合率为 2.0 以上。

这样，在行星齿轮机构 115 中，通过使与齿圈 112 啮合的最后一级的行星齿轮 126 形成为高齿、并使啮合率在 2.0 以上，加载在行星齿轮 126 的各齿 134 上的力总是分散到 2 个以上的齿上，能够降低各齿 134 上产生的表面压力和弯曲应力等。并且，即使将行星齿轮 126 的个数减少到至少 3 个，也容易确保与齿圈 112 啮合的行星齿轮 126 的强度，能够减少部件件数，并且能够抑制齿宽变宽。

此外，图 10 是在图 6 的 X 线向视位置上将一部分放大表示的剖视图，是表示行星齿轮 126 与第 2 恒星齿轮 132 的啮合状态的图。如图 10 所示，行星齿轮 126 的外周齿 134 形成为高齿，而第 2 恒星齿轮 132 的外周齿 133 的齿根侧形成为高齿、齿顶侧形成为标准齿。恒星齿轮 132 与行星齿轮 126 的齿数较少，啮合率为 2.0 以下，恒星齿轮 132 的齿承受的负荷大。此外，为了增大减速比而需要减少恒星齿轮 132 的齿数，恒星齿轮 132 的啮合次数也很多。因此，为了增强恒星齿轮的齿根的强度，最好将齿根的齿厚增厚而制成高齿。此外，如果将恒星齿轮 132 制成高齿，齿顶的齿厚就会变薄，通过将齿顶制成标准齿就能够充分地确保齿顶的齿厚。由此，能够强化恒星齿轮 132 的齿根的强度的同时，能够充分确保齿顶的齿厚，能够防止齿顶的损坏。

此外，在行星齿轮机构 115 中，如上述那样，第 1 级（最后一级以外）的行星齿轮 124 的各齿 127 形成为比最后一级的恒星齿轮 132

的表面压力小的标准齿。由此，在最后一级以外的以高速旋转的行星齿轮 124 上，润滑油容易从其齿峰与齿谷形成的空间脱离，能够降低因啮合时润滑油被封入而产生的阻力（参照图 7）。此外，在最后一级以外的以高速旋转的行星齿轮中，能够抑制因制成高齿而使滑移率过大，能够降低滑动阻力，还能够抑制最后一级以外的行星齿轮与制成高齿的情况相比的效率低下。

如以上说明，根据行星齿轮减速机 101，能够降低在与齿圈 112 啮合的行星齿轮 126 的各齿 134 上产生的表面压力和弯曲应力等，容易确保其强度，能够谋求行星齿轮机构 115 的简化。此外，也可以对齿圈 112 的内齿 128 实施淬火等表面硬化处理。在这种情况下，容易确保内齿 128 的强度，能够缩小该齿圈的齿宽。对在行星齿轮减速机 101 中行星齿轮机构具有 2 级的行星齿轮级的情况进行了说明，即使是具有 3 级以上的行星齿轮级时，通过将齿圈啮合的最后一级的行星齿轮的各齿制成高齿并使啮合率为 2.0 以上，也能够发挥与行星齿轮减速机 101 同样的作用效果。

以上对本发明的第 2 实施方式进行了说明，但本发明并不限于上述的实施方式，在权利要求书所述的限制内能够做各种设计变更。例如，也可以做如下变更来实施。

(1) 行星齿轮机构也可以是只有 1 级的行星齿轮级。具体地讲，由 1 级构成的行星齿轮机构的行星齿轮只进行自转，通过与该行星齿轮啮合来驱动齿圈旋转即可。在这种情况下，通过使该行星齿轮的各齿形成高齿并使啮合率为 2.0 以上，能够降低在行星齿轮的各齿上产生的表面压力和弯曲应力等，能够发挥与上述实施方式的情况同样的作用效果。

(2) 在行星齿轮机构是由 1 级构成的情况下，也可以使与该行星齿轮啮合的恒星齿轮（连结到输入轴上的恒星齿轮）的齿根侧形成高齿，将齿顶侧制成标准齿。在这种情况下，能够发挥与在上述实施方式中使第 2 恒星齿轮的齿根侧形成高齿、使齿顶侧形成标准齿同样的作用效果。

### 【第 3 实施方式】

图 11 是例示有关本发明的第 3 实施方式的行星齿轮减速机 201（以下称为减速机 201）的剖视图。如图 11 所示，减速机 201 备有箱体 211，

通过设置在箱体 211 上的凸缘部 216 安装到未图示的机架等上。减速机 201 将通过配设在箱体 211 内、备有多个活塞的油压马达 210 发生的旋转驱动力减速并传递，最终驱动齿圈 212 旋转，该齿圈 212 旋转自如地保持在箱体 211 上。由此，通过安装在凸缘部 217 上的未图示的链轮驱动未图示的被驱动部，该凸缘部 217 设置于齿圈 212 上。

该减速机 201 备有：箱体 211、齿圈 212、输入轴 213、恒星齿轮 214、行星齿轮机构 215 等。

箱体 211 安装在机架等上，内部收纳有油压马达 210 的同时，通过轴承 218 旋转自如地保持齿圈 212。轴承 218 配设在箱体 211 的一端侧（图中左侧）的周围，在轴承 218 和凸缘部 216 之间的箱体 211 的周围设置有密封部 219。通过该密封部 219 将箱体 211 与齿圈 112 的另一端侧（图中右侧）之间的缝隙密封。此外，油压马达 210 的输出轴 220 从箱体 211 的一端侧突出地设置，旋转自如地被支承着。在箱体 211 的一端侧的端部上，安装有后述的行星齿轮机构 215 的最后一级的保持部 222。

齿圈 212 形成为中空圆筒状，如上述那样，旋转自如地安装在箱体 211 的一端侧上，驱动未图示的链轮等。在齿圈 212 的一端侧上安装有盖板部件 212a，在齿圈 212 的内部收纳有行星齿轮机构 215。在齿圈 212 的内周上形成有与行星齿轮机构 215 的第 1 级的行星齿轮 224 及最后一级的行星齿轮 226 啮合的内齿 228。该内齿 228 形成为高齿而不是标准齿。此外，齿圈 212 备有内齿 228 和保持该内齿 228 并旋转自如地支承在箱体 211 上的支承部 229，内齿 228 与支承部 229 是一体地形成成为铸件的。另外，在齿圈 212 中，不需要如现有技术那样，将与链轮等连结的支承部件与圆筒状的壳体分体地形成，而是将设置有连结到链轮等上的凸缘部 217 的支承部 229 与内齿 228 一体地形成成为铸件。

输入轴 213 通过花键联轴器 221 连结到油压马达 210 的输出轴 220 上。由此，驱动输入轴 213 与输出轴 220 一起旋转。并且，在输入轴 213 的一端侧上连结着恒星齿轮 214，设置为与输入轴 213 一起一体地旋转。在恒星齿轮 214 上形成有外周齿 223，与行星齿轮机构 215 的第 1 级的行星齿轮 224 啮合、进行驱动。

行星齿轮机构 215 构成为：具有与恒星齿轮 223 连动而被驱动的



2 级的行星齿轮级。具体地讲，各有第 1 级的行星齿轮 224、作为其保持架（行星架）的托架 225、第 2 级（最后一级）的行星齿轮 226、行星齿轮 226 的保持部 222。

图 12 是图 11 的 XII-XII 线向视剖视图，是表示齿圈 212、行星  
5 齿轮 224、恒星齿轮 214、托架 225 的一部分（另一端侧的部分）的  
图。如图 11、图 12 所示，第 1 级的行星齿轮 224 夹着恒星齿轮 214  
在大致对置的位置上配置有 2 个，各行星齿轮 224 分别旋转自如地保  
持在托架 225 上。并且，形成在各行星齿轮 224 上的外周齿 227 与恒  
星齿轮 214 的外周齿 223 啮合，驱动其随着恒星齿轮 214 的旋转而旋  
10 转。此外，行星齿轮 224 的外周齿 227 配设为也与形成在齿圈 212 的  
内周上的内齿 228 啮合。由此，如果恒星齿轮 214 旋转，行星齿轮 224  
就一边自转一边沿着齿圈 212 的内周进行公转运动。此外，如图 12  
所示，恒星齿轮 214 的外周齿 223、行星齿轮 224 的外周齿 227 以及  
齿圈 212 的内齿 228，都形成为高齿而不是标准齿。

15 如图 11 所示，托架 225 是将前后夹着 2 个行星齿轮 224 的 2 片  
椭圆状的平板等组合而构成。并且，托架 225 备有 2 个连接椭圆状的  
平板的轴部 230，该轴 230 分别旋转自如地支承行星齿轮 224。由此，  
如果由恒星齿轮 214 进行驱动、行星齿轮 224 一边绕轴部 220 自转一  
边相对于恒星齿轮 214 进行公转，则在其公转运动的同时，托架 225  
20 也进行围绕恒星齿轮 214 的旋转。

此外，在托架 225 上的位于另一端侧的平板的内周上形成有内周  
齿 231，与第 2 恒星齿轮 232 啮合。输入轴 213 嵌插于第 2 恒星齿轮  
232 中，并且该输入轴 213 旋转自如地支承第 2 恒星齿轮 232。在第 2  
恒星齿轮 232 上形成有与托架 225 的内周齿 231 啮合的外周齿 233。  
25 由此，驱动第 2 恒星齿轮 232 随着托架 225 的旋转而旋转。

最后一级行星齿轮 226 分别旋转自如地保持在设置在保持部 222  
上的轴部 235 上。行星齿轮 226 沿圆周方向在均匀位置上配设 3 个。  
在行星齿轮 226 上形成有外周齿 234，外周齿 234 与第 2 恒星齿轮 232  
的外周齿 233 啮合的同时，也与齿圈 212 的内齿 228 啮合。由此，如  
果第 2 恒星齿轮 232 旋转，行星齿轮 226 就绕轴部 235 旋转（行星齿  
30 轮 226 不进行公转），通过行星齿轮 226 的旋转驱动齿圈 212 旋转。

图 13 是在图 11 的 XIII 线向视位置上将一部分放大表示的剖视

图，是表示行星齿轮 226 与齿圈 212 啮合的状态的图。如图 13 所示，齿圈 212 的内齿 228 以及与齿圈 232 啮合的行星齿轮 226 的各齿 234 形成为高齿。并且内齿 228 与行星齿轮 226 总是成为 2 个以上的齿啮合的状态，确保啮合率为 2.0 以上。

5 最后，保持部 222 通过花键结合而安装在箱体 211 的一端侧上的同时，固定在箱体 211 上。并且，备有 3 个圆周方向均匀配置的轴部 235，如上述那样，由各轴部 235 旋转自如地支承各行星齿轮 226。

如以上说明，根据行星齿轮减速机 201，通过将齿圈 212 的内齿 228 和与其啮合的行星齿轮 226 的各齿 234 形成为高齿并使啮合率为 10 2.0 以上，加载在齿圈 212 的内齿 228 上的力总是分散到 2 个以上的齿上，能够降低产生的接触面压力和弯曲应力等。因此，容易确保齿圈 212 的内齿 228 的强度。如果容易确保内齿 228 的强度，则不需要为了确保强度而对内齿 228 实施淬火等表面硬化处理。此外，即使不做表面硬化处理，也不需要轴向加大内齿 228 的齿宽。并且，能够使用铸件而容易地制造齿圈 212。从而，能够缓和行星齿轮减速机的 15 制造工时或构造上的制约。

此外，在现有技术的行星齿轮减速机中，第 1 级的行星齿轮配置有 3 个以上，但根据行星齿轮减速机 201，即使第 1 级的行星齿轮 224 为 2 个，通过将其外周齿 227 形成为高齿，也能够降低在各齿上产生的 20 的表面压力和弯曲应力等。因此，能够减少行星齿轮的个数的同时，通过与第 1 级的行星齿轮 224 啮合也能够降低在齿圈的内齿 228 上产生的表面压力和弯曲应力等。从而，容易确保内齿 228 的强度，不需要对内齿 228 实施淬火等表面硬化处理，还能够抑制在轴向上加大内齿 228 的齿宽。

25 此外，根据行星齿轮减速机 201，即使不进行通过热处理等的表面效果处理也能够确保齿圈 212 的内齿 228 的强度。因此，不会如现有技术的行星齿轮减速机那样，为了进行热处理而将齿圈 212 与支承部 229 分割从而在构造上受到制约，而是能够将齿圈 212 与支承部 229 一体地形成为铸件。进而，在削减了表面硬化处理的同时，能够省略 30 将齿圈 212 与支承部 229 拧合的螺栓、能够使部件件数减少。

此外，通过省略热处理工序，就消除了因热处理而造成的齿圈的变形，能够消除起因于该变形的作用在内齿上的负荷的偏移。从而，

提高了耐久性的同时，还能够降低所产生的噪音。

此外，以上说明了在行星齿轮减速机 201 中行星齿轮机构具有 2 级的行星齿轮级的情况，但即使是具有 3 级以上的行星齿轮级的情况下，通过使啮合率为 2.0 以上，也能够发挥与行星齿轮减速机 201 同样的作用效果。

以上对本发明的第 3 实施方式进行了说明，但本发明并不限于上述实施方式，可以在权利要求书所述的限制内做各种设计变更。例如，也可以做如下变更来实施。

(1) 行星齿轮机构也可以只有 1 级的行星齿轮级。具体地讲，由 1 级构成的行星齿轮机构的行星齿轮只进行自转，通过与该行星齿轮啮合来驱动齿圈旋转也可以。在这种情况下，通过使该行星齿轮的各齿和齿圈的内齿形成高齿并使啮合率为 2.0 以上，能够降低在齿圈的内齿上产生的表面压力和弯曲应力等，能够发挥与上述实施方式的情况同样的作用效果。

(2) 在上述实施方式中，对第 1 级的行星齿轮配置有 2 个、最后一级的行星齿轮配置有 3 个的情况进行了说明，但也可以不是这样。例如，也可以是第 1 级的行星齿轮配置有 3 个以上，此外，也可以是最后一级的行星齿轮配置有 4 个以上。另外，在第 1 级的行星齿轮配置有 3 个以上的情况下，其外周齿不形成高齿也可以。

以上对作为本发明的合适的实施方式的第 1 实施方式至第 3 实施方式进行了说明，当然，通过阅读并理解本说明书，变形例及应用例就变得清楚了。有关权利要求书中包含的内容的变形例和应用例、及其等价物都包含在本发明的范围内。

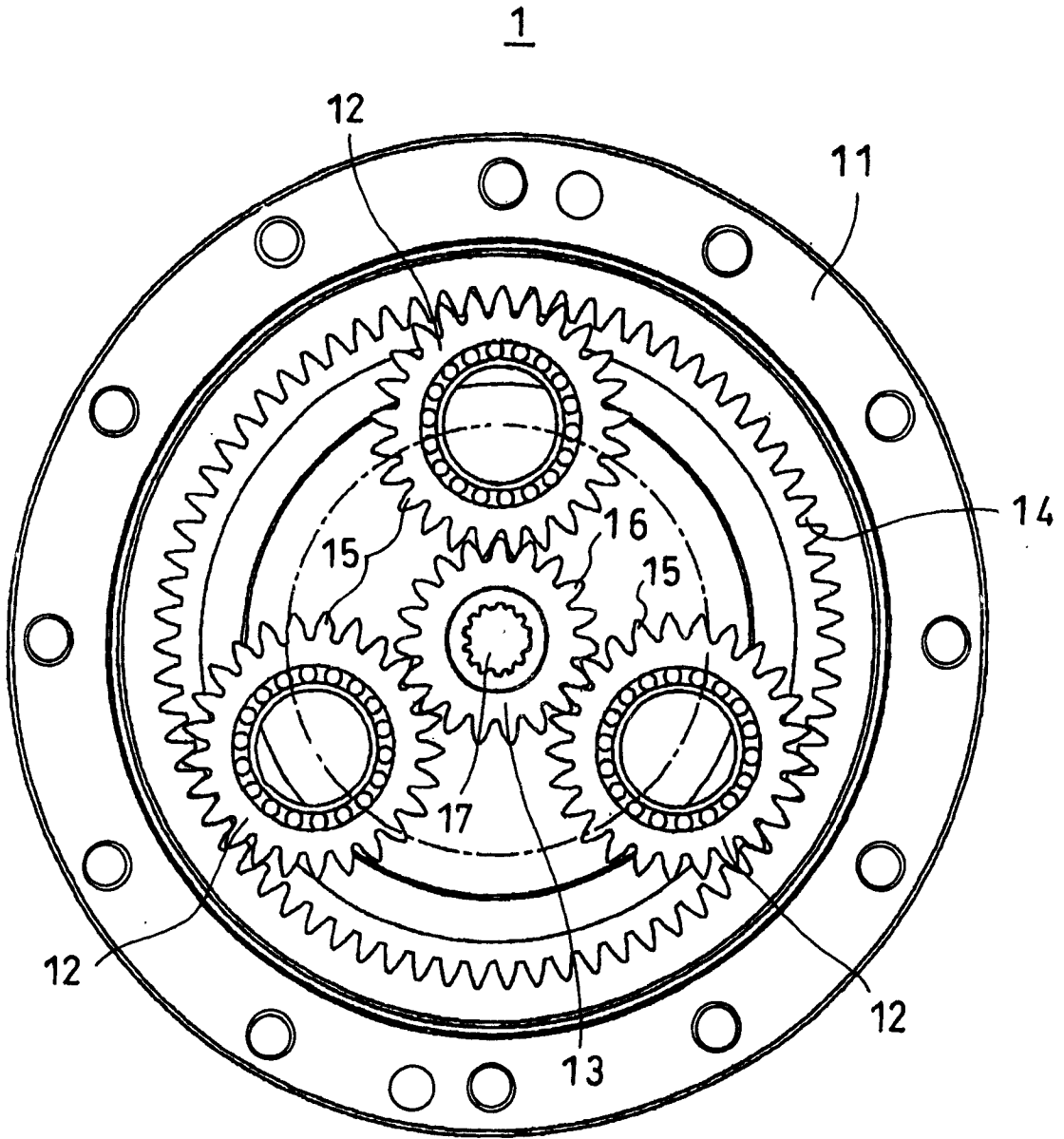


图 1

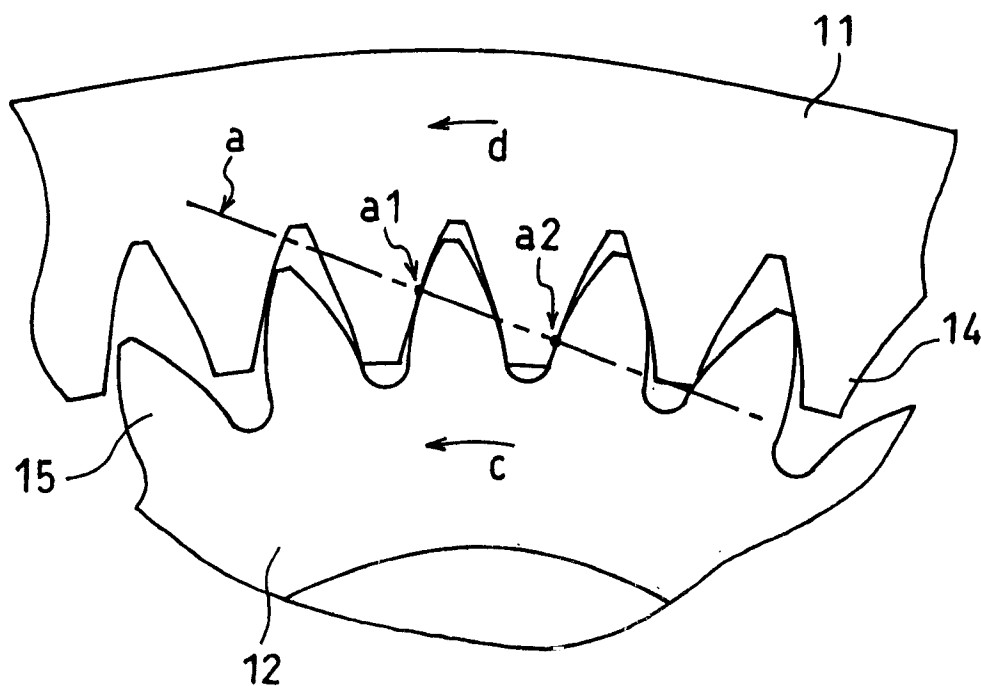


图 2

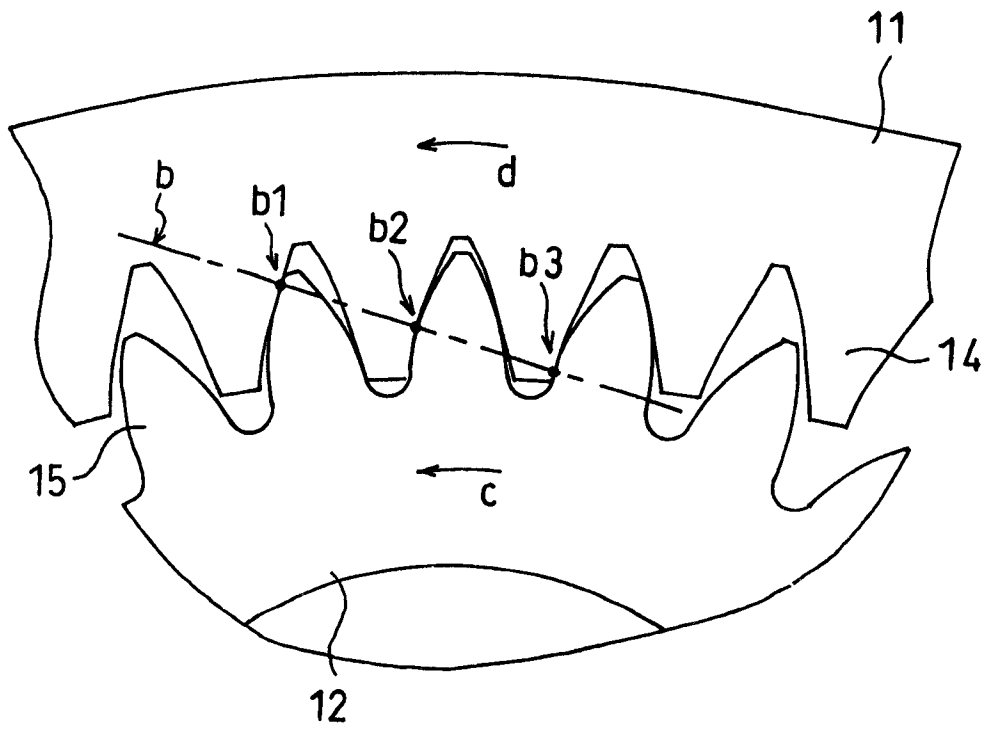


图 3

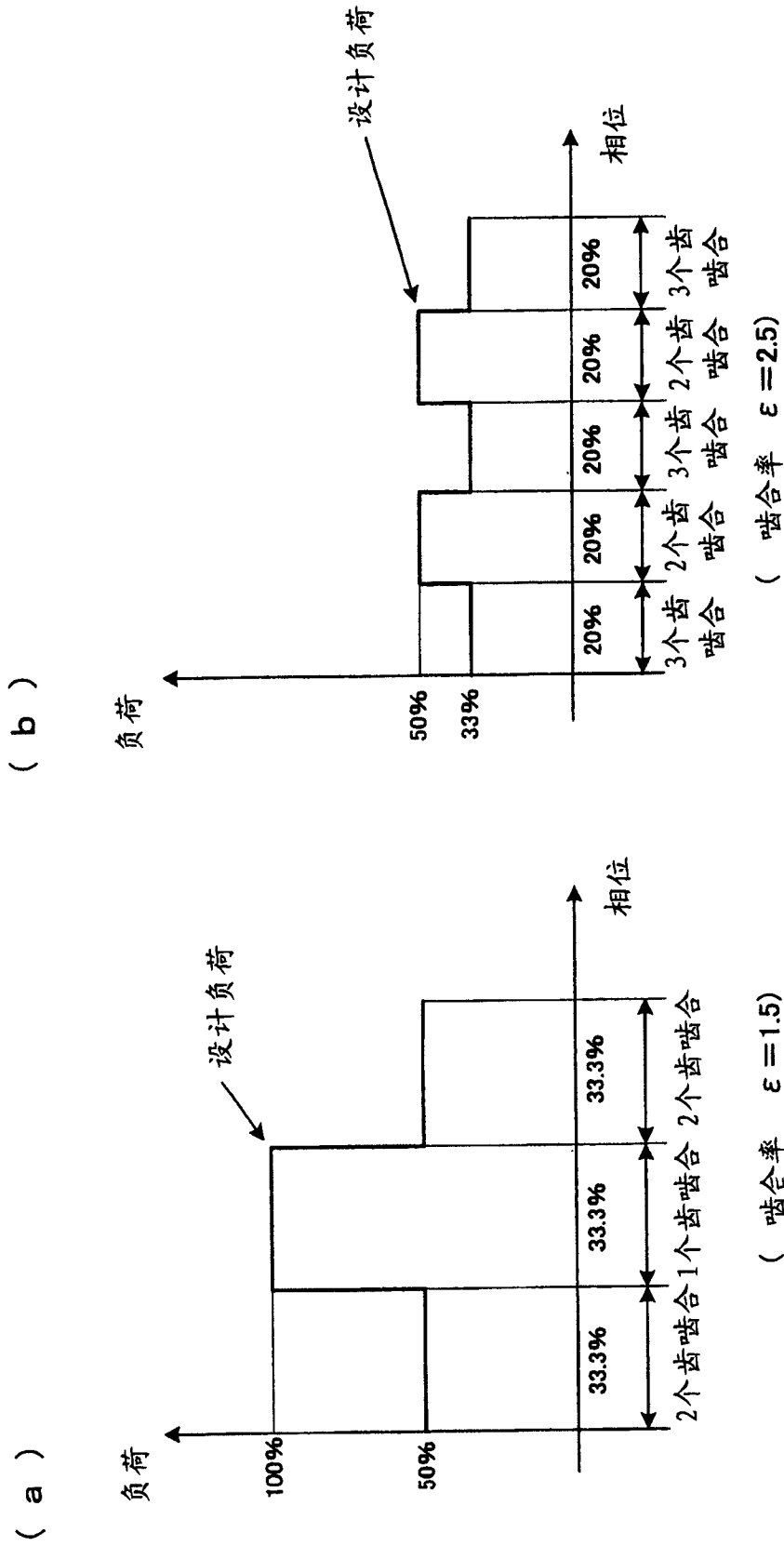


图 4

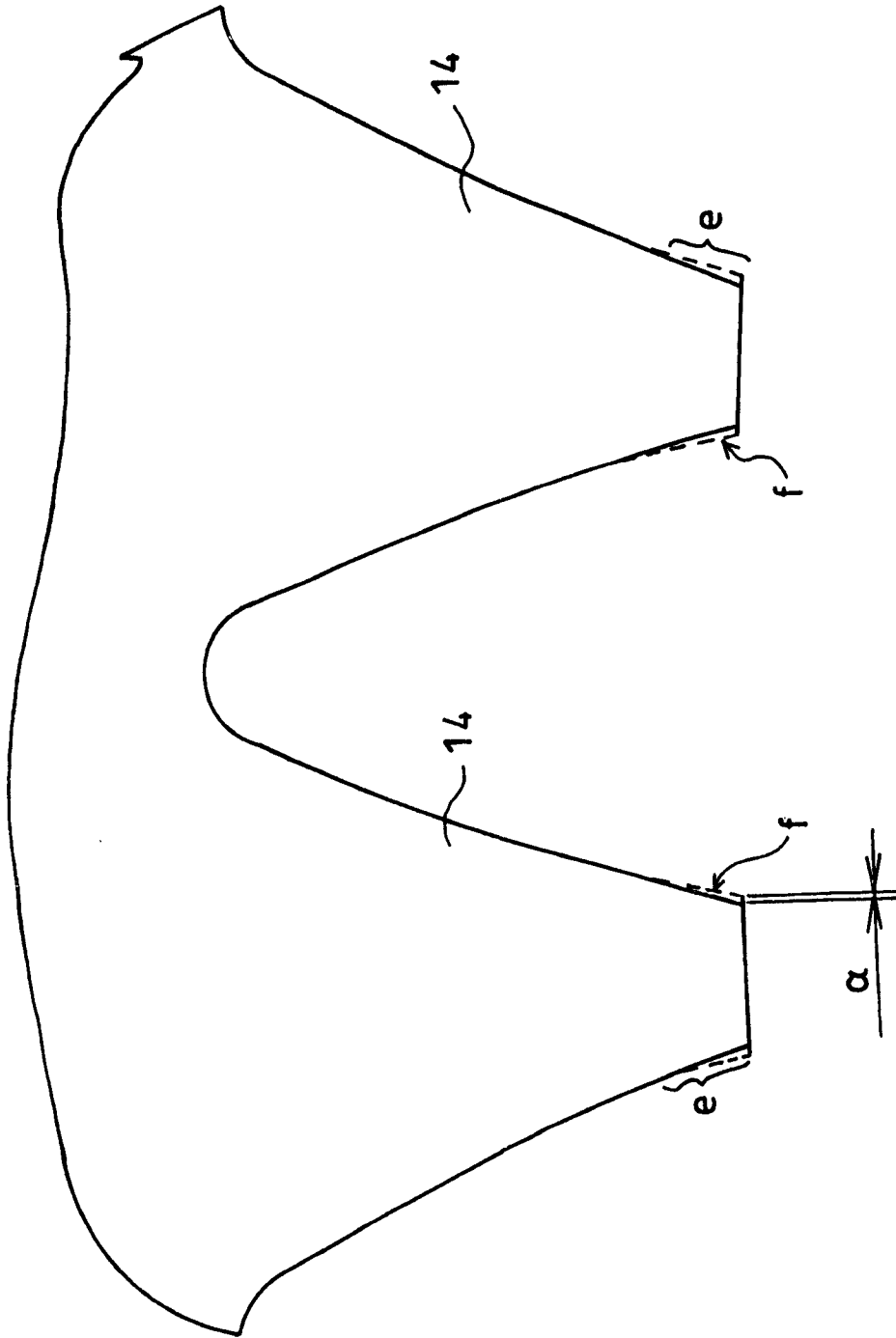


图 5



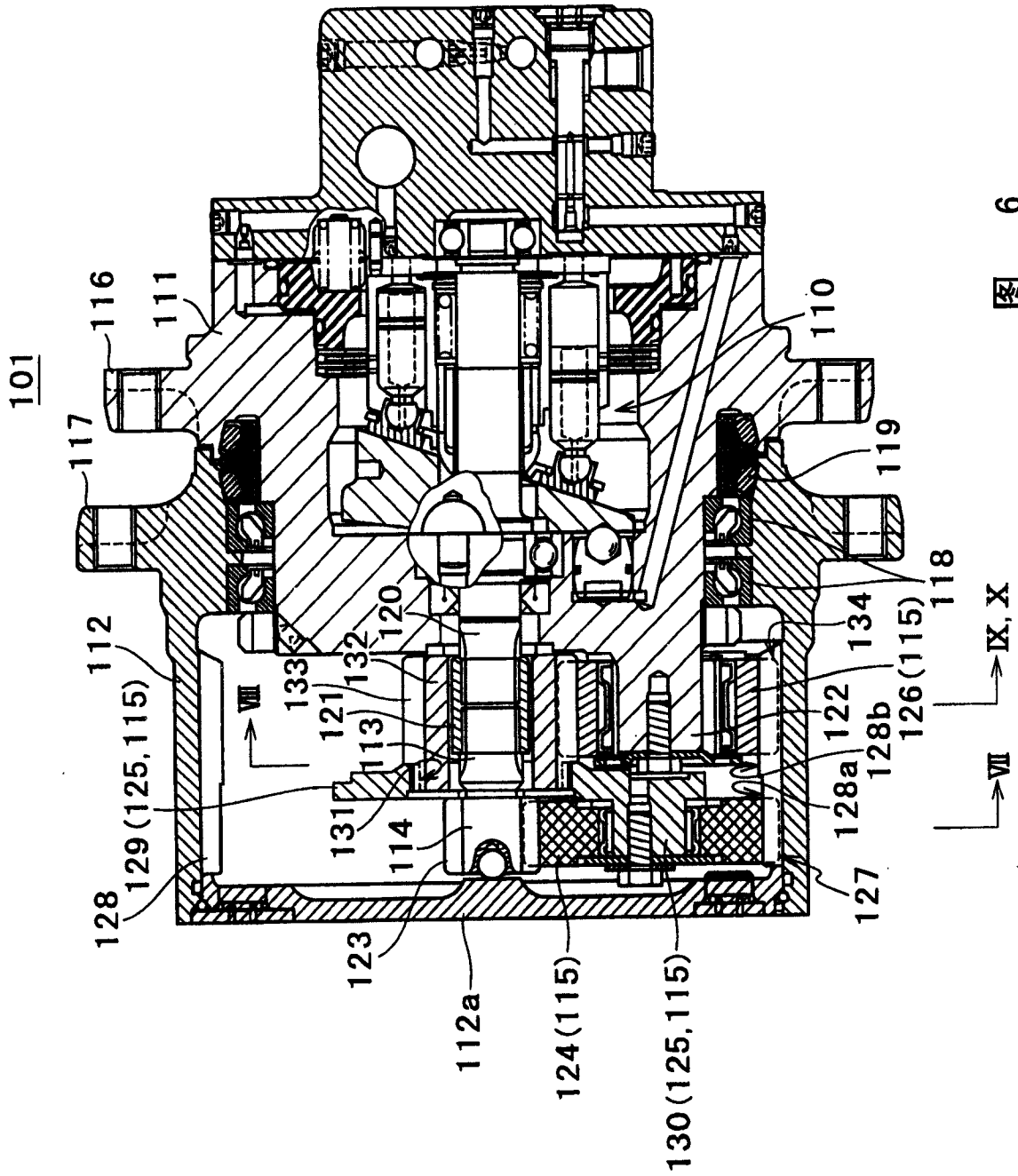


图 6

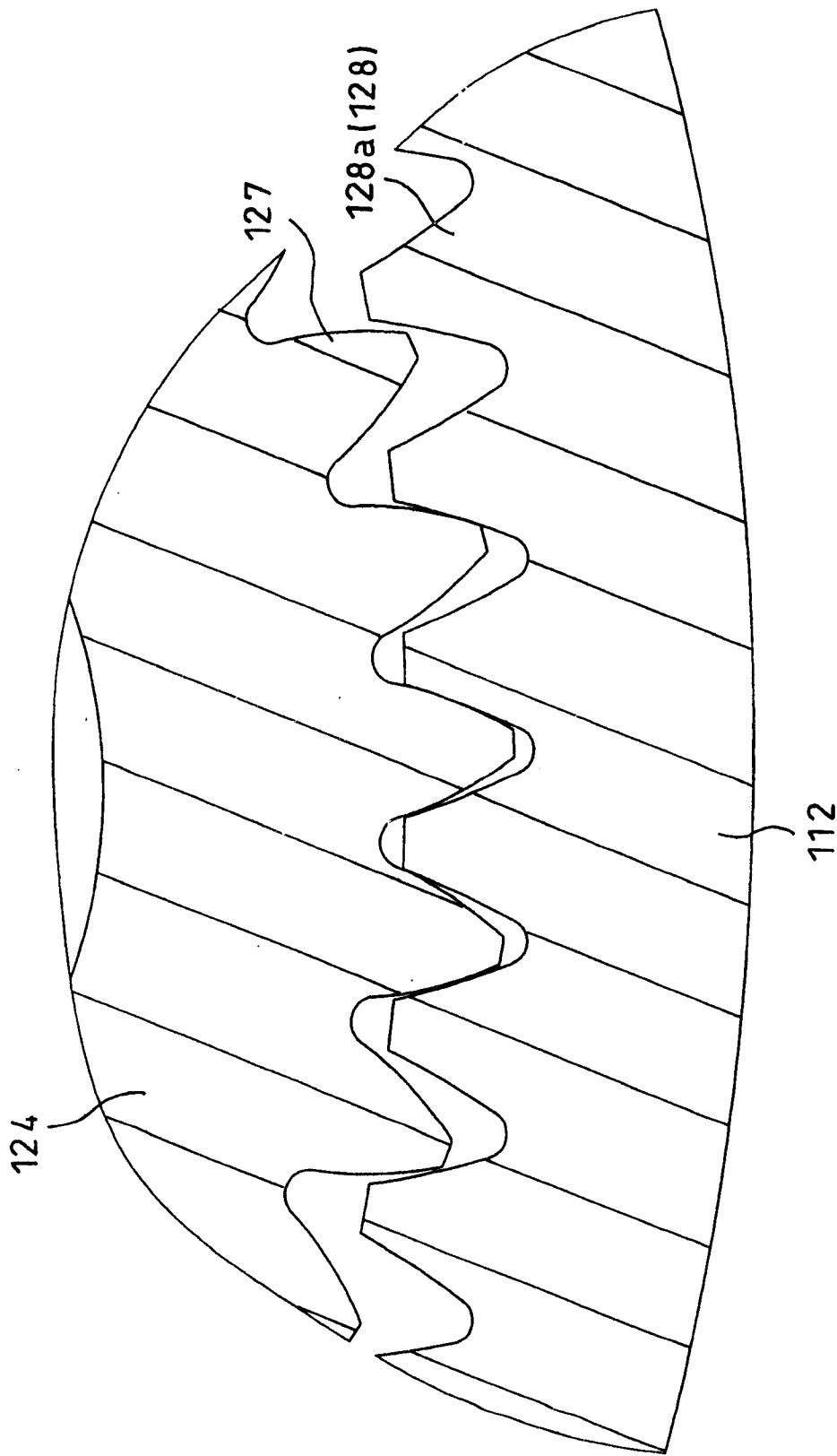


图 7

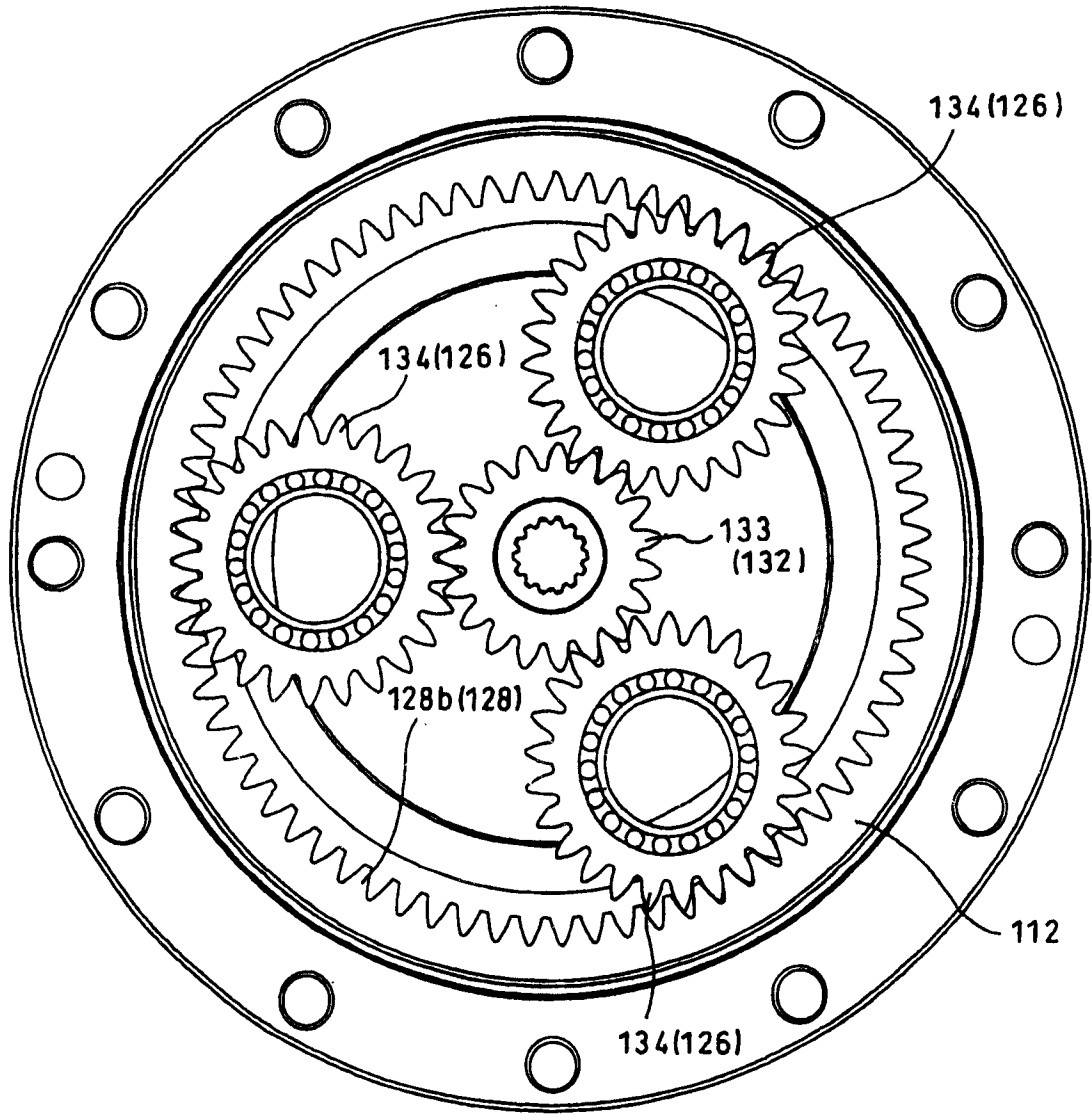


图 8

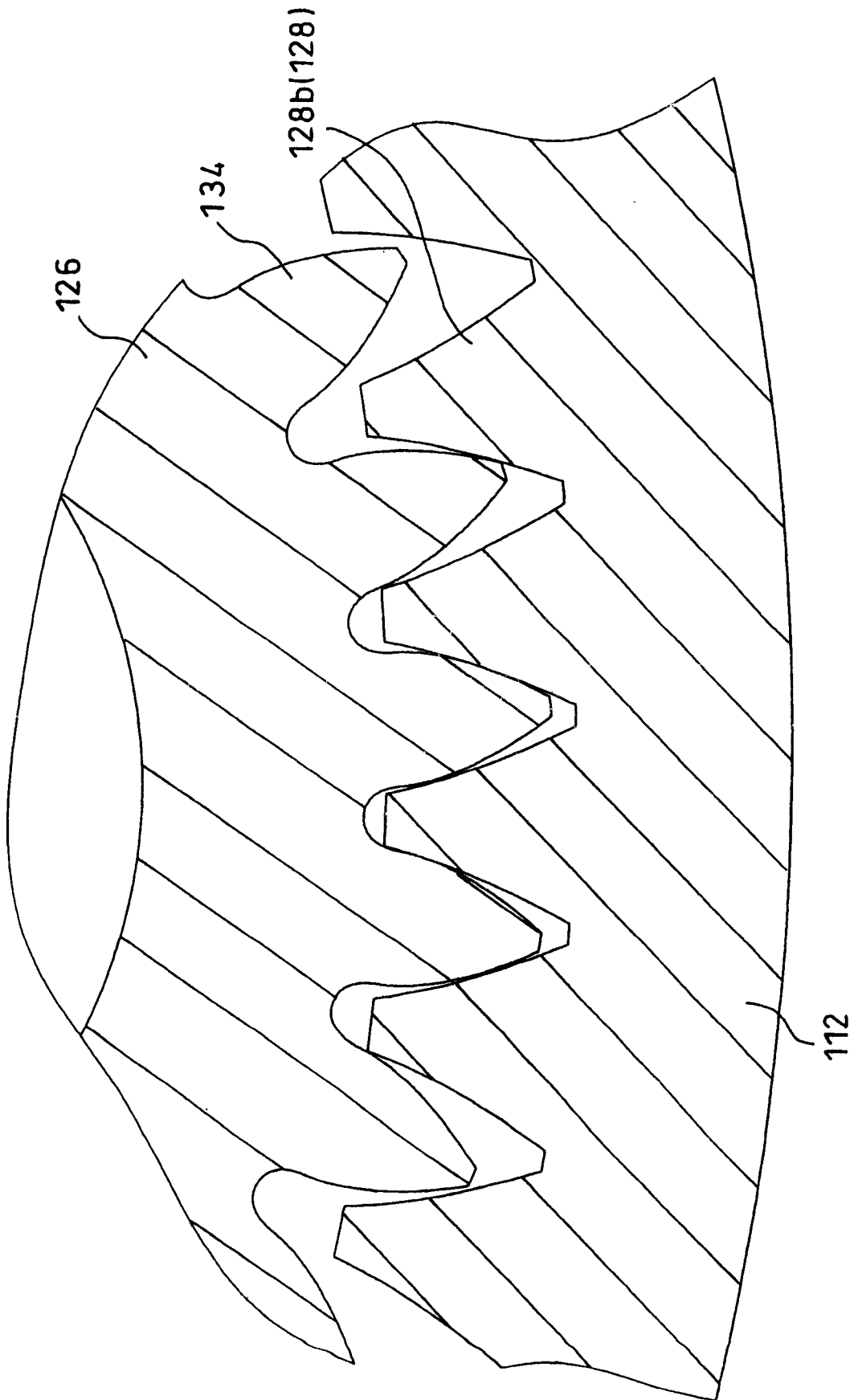


图 9

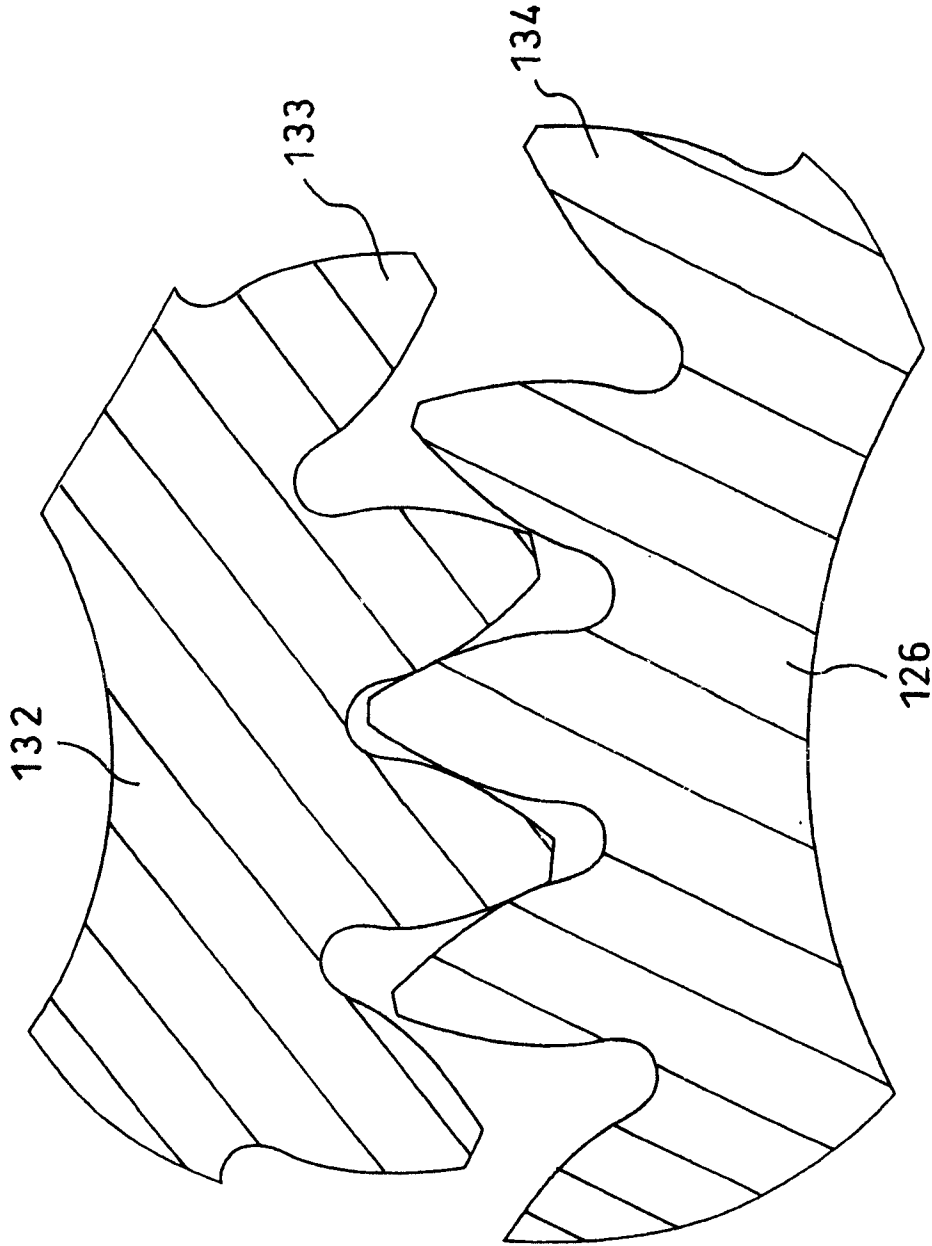


图 10



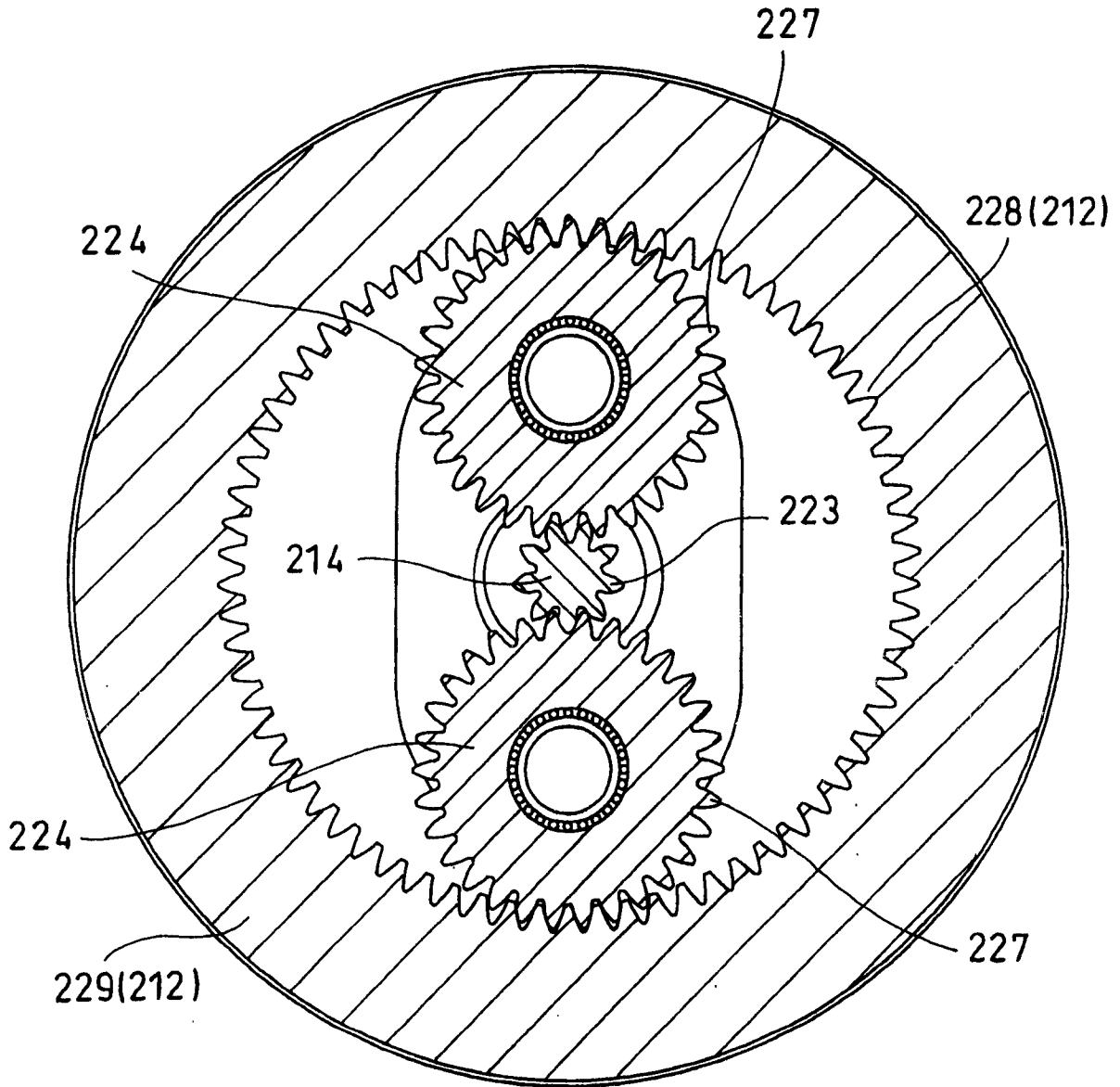


图 12

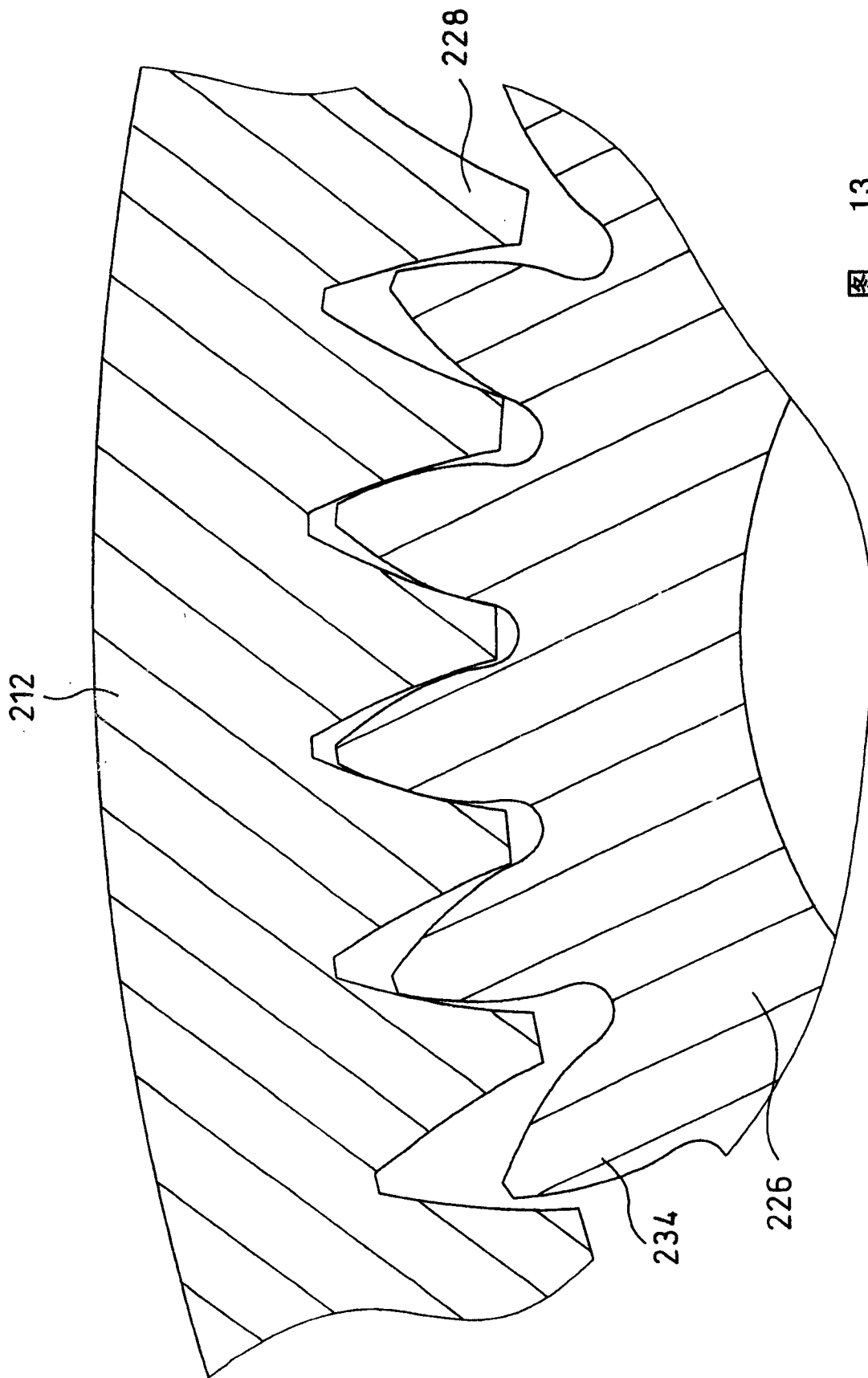


图 13