



# [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01813206.5

[43] 公开日 2003 年 9 月 17 日

[11] 公开号 CN 1443119A

[22] 申请日 2001.9.17 [21] 申请号 01813206.5

[30] 优先权

[32] 2000. 9. 29 [33] JP [31] 298222/2000

[32] 2000. 10. 6 [33] JP [31] 307091/2000

[86] 国际申请 PCT/JP01/08059 2001. 9. 17

[87] 国际公布 WO02/28668 英 2002. 4. 11

[85] 进入国家阶段日期 2003. 1. 22

[71] 申请人 日本精工株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 大内英男

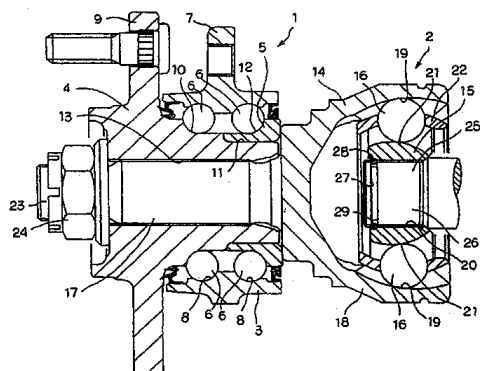
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利  
商标事务所  
代理人 刘志平

权利要求书 2 页 说明书 20 页 附图 9 页

[54] 发明名称 用于车轮传动装置中的轴承元件

[57] 摘要

波纹部分 30 固定了内座圈 5，所以在滚动件 6 上有预加载荷。通过拧紧螺母 24 可以将一个用于车轮传动装置中的轴承元件 1 与等速万向节 2 连接。通过对螺母 24 拧紧力的计算，在波纹部分 30 内端面和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域上，单位长度的载荷被控制在 125N/mm，或者表面压力被控制在  $1.5 \times 10^8$  Pa。因此，该用于车轮传动装置中的轴承元件成本低，可以安全地提供预加载荷，防止在工作过程中出现令人不愉快的噪音，并消除由于塑性变形而引起的间隙。



1. 一种用于车轮传动装置中的轴承元件，包括：一个驱动轴，在轴的内半部形成有等速万向节的外环，其外半部形成有花键轴；一个径向中心部分带有花键孔的轮毂，花键轴能安装在花键孔中，在使用过程中，轮毂可以旋转并被等速万向节驱动；在轮毂外端的外表面上有凸缘，来支撑车轮并将车轮固定到轮毂上；一个小直径阶梯部分位于轮毂的内侧端，这样阶梯部分外直径尺寸小于形成第一内环道的部分的尺寸；一个内座圈，其外表面周围有第二内环道，内座圈被绕小直径阶梯部分安装；轮毂有一个中间部分，其外表面上直接带有一个第一内环道，或者通过与轮毂分离的另一内座圈形成；一个外座圈，其内周表面上带有一对外环道，这样它们就面对上述第一和第二内环道，在使用过程中，外座圈并不旋转；还有很多滚动件位于每个外环道和第一和第二内环道之间，一个圆柱部分位于轮毂内端上的部分上，其向内突起超过安装在小直径阶梯部分上的内环，圆柱部分上还有一个在径向上向外皱曲的波纹部分，该波纹部分可以将内座圈固定在朝向小直径部分的阶梯表面的位置上，内座圈被施加到滚动件的预加载荷固定在轮毂上，一个螺母拧在上述驱动轴端部上，螺母带有一个内端，拧紧螺母使轮毂外端面与螺母内端表面接触，使驱动轴和轮毂接触并固定在一起，并使波纹部分的内端面与等速万向节外环的外端面接触，其特征在于波纹部分的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域的表面压力平均值高达  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ 。

2. 一种用于车轮传动装置中的轴承元件，包括：一个驱动轴，在轴的内半部形成有等速万向节的外环，其外半部形成有花键轴；一个径向中心部分带有花键孔的轮毂，花键轴安装在花键孔中，在使用过程中，轮毂可以旋转并被等速万向节驱动；在轮毂外端的外表面上有凸缘，来支撑车轮并将车轮固定到轮毂上；一个小直径阶梯部分位于轮毂的内侧端，这样其外直径尺寸小于形成第一内环道的部分的尺寸；一个内座圈，其外表面周围有第二内环道，内座圈被安装到小直径阶梯部分周围；轮

轂有一个中间部分，其外周表面上直接带有一个第一内环道，或者通过与轮轂分离的另一内座圈形成；一个外座圈，其内周表面上带有一对外环道，这样它们就面对上述第一和第二内环道，在使用过程中，外座圈并不旋转；还有很多滚动件位于每个外环道和第一和第二内环道之间，一个圆柱部分位于轮轂内端上的部分上，其向内突起超过安装在小直径阶梯部分上的内环，圆柱部分还有一个在径向上向外皱曲的波纹部分，该波纹部分可以将内座圈固定在小直径部分的阶梯表面的位置上，内座圈被施加到滚动件的预加载荷固定在轮轂上，驱动轴具有一个带有外螺纹部分的端部，一个螺母拧在外螺纹部分上，螺母带有一个内端，拧紧螺母使轮轂外端面与螺母内端表面接触，使驱动轴和轮轂接触并固定在一起，并使波纹部分的内端面与等速万向节外环的外端面为线接触，其特征在于每个单位长度的载荷  $F/L_a$  高达  $125\text{N/mm}$ ，轴向力  $F$  是当拧紧螺母的时候施加到花键轴上的力， $L_a$  是绕波纹部分的内端面和等速万向节的外端面之间接触区域平均直径的周长， $F/L_a$  是轴向力  $F$  除以周长  $L_a$  得到的。

## 用于车轮传动装置中的轴承元件

### 技术领域

本发明涉及一种用于车轮传动装置中的轴承元件，特别涉及一种轴承元件，车轮传动装置与轴承元件形成一个整体以使用等速万向节来支撑车轮，轴承元件所支撑的车轮被独立悬架{FF 车辆（发动机前置前轮驱动车辆）的前轮、FR 车辆（发动机前置后轮驱动车辆）的后轮、和 4WD 车辆（四轮驱动车辆）的所有车轮}支撑，这样它们可以相对悬架自由旋转，轴承元件可以旋转并驱动驱动轮。

### 背景技术

现在有很多种支撑车轮的轴承元件，其结构是通过滚动体使得外座圈和内座圈可以自由旋转，轴承元件是用来支撑车轮使它们能相对悬架自由旋转。

而且，用于在独立悬架中支撑车轮的轴承元件除了旋转和支撑车轮之外，其结构还合成了一个用等速万向节来支撑车轮的轴承元件。用于车轮传动装置的轴承元件必须可以将驱动轴的旋转光滑地（通过等速万向节来保证）传递给车轮，而不管差速齿轮和从动轮的相对位移以及施加在车轮上的转向角。

图 1 表示的为此目的安装在车轮传动装置上的典型轴承元件，其中包括一个用于支撑车轮的轴承元件 1 和一个等速万向节 2。

在用于支撑车轮的轴承元件 1 中，一个轮毂 4 和一个内座圈 5 通过很多滚动体 6 来支撑在外座圈 3 的径向内侧以便它们能自由旋转。为了达到这个目的，外座圈 3 通过第一凸缘 7 固定在悬架的枢轴（在图中未示出）上，这样在使用过程中它就不会旋转，第一凸缘形成在外座圈 3 的外表面。此外，在外座圈 3 的外表面还有一对外环道 8，轮毂 4 和内座圈 5 是支撑在外座圈 3 的径向内侧，这样它们能与外座圈 3 同心，并且可以自由旋转。

一个用来支撑车轮的第二凸缘 9 形成在轮毂 4 的外表面，位于外侧一端（外侧是当轴承元件安装在车辆上的时候车辆宽度方向的外侧，在图 1 等表示了轴承元件的图中它位于左侧）。而且，在轮毂 4 中部的外表面上还有一个第一内环道 10，在轮毂 4 的内侧端（内侧是当轴承元件安装在车辆上的时候车辆宽度方向的内侧，在图 1 等表示了轴承元件的图中它位于右侧）的外表面上有一个小直径的阶梯部分 11，内座圈 5 安装在小直径阶梯部分 11 的外面，并且固定在小直径阶梯部分 11 上，在内座圈 5 的外表面上有一个第二内环道 12。此外，第一花键孔 13 形成在轮毂 4 的中心。

另一方面，等速万向节 2 包括一个外环 14、内环 15、很多滚珠 16 和一个花键轴 17。

用于等速万向节的外环 14 和花键轴 17 构成了驱动轴部件 18。换句话说，花键轴 17 位于驱动轴部件 18 的外半部分，并且可以安装在花键孔 13 中，而用于等速万向节的外环 14 位于驱动轴部件 18 的内半部分。在外环 14 的内表面的圆周方向上有很多外接合槽 19 用于等速万向节，这样外接合槽与圆周方向正交。

而且，在等速万向节内环 15 的中间有第二花键孔 20，在内环 15 的外表面有内接合槽 21 与外接合槽 19 成一直线，并与圆周方向正交。

上述滚珠 16 通过挡板 22 保持在内接合槽 21 与外接合槽 19 之间，这样滚珠可以沿着接合槽 21、19 自由滚动。

等速万向节 2 各部件的形状与公知的球笼式等速万向节或 barfield 式等速万向节的部件类似，所以在本发明中省略了对它们的详细介绍。

为了使上述等速万向节 2 和这种滚动轴承元件 1 来支撑车轮，花键轴 17 从内向外插入到花键孔 13 中。而且，在花键轴 17 的外侧端，一个螺母 24 被拧到外螺纹部分 23 上，外螺纹部分是形成在从轮毂 4 外侧端的凸起上，通过拧紧螺母 24，花键轴 17 和轮毂 4 就固定在一起。在这种状态下，内座圈 5 的内端面与等速万向节的外座圈 14 的外端面接触，这样内座圈 5 就不会沿着与小直径阶梯部分 11 分离的方向运动。

同时，在滚动件 6 上还有足够大的预加应力。

此外，当装配车辆悬架的时候，在驱动轴 25 外端上的外螺纹部分 26 就安装到位于内座圈 15 中心的第二花键孔 20 中。

而且，安装在连接槽 27 中的卡环 28 与形成在第二花键孔 20 外端开口边缘的阶梯部分 29 啮合来阻止外螺纹部分 26 从第二花键孔 20 中脱落，连接槽 27 位于外螺纹 26 外端的外表面上。

驱动轴 25 的内端固定在三角型等速万向节（图中未示出）的耳轴中心，等速万向节安装在差速齿轮（图中未示出）的输出轴上。因此，当车辆行驶的时候，驱动轴 25 等速旋转。

在图 1 所示的车轮传动装置中使用的轴承元件中，有一个力压在内座圈 5 上以便给滚动件 6 提供一个预应力，滚动件位于第一和第二内环道 10、12 之间和每个外环道 8 之间，该力是通过将螺母 24 拧到外螺纹部分 23 上并拧紧而得到的。因此，必须将螺母 24 拧得非常紧以保证对内座圈 5 有足够的压力。

在花键轴 17 上的轴向力的大小和通过在外螺纹部分 23 上拧紧螺母 24 以便将等速万向节得外环 14 的外端面压到内座圈 5 的内端面上的轴向力的大小应该是很大，取决于车轮传动装置中使用的轴承元件的尺寸，例如普通家庭车中力的大小约为  $(4 \text{ 到 } 9) \times 10^4 \text{N}$ 。

因为这个比较大的轴向力，所以在内座圈 5 的内端面和等速万向节的外环 14 的外端面之间的区域有表面压力，但是两个端面都是平面，与中轴线垂直，因此彼此接触的区域很宽。因此，每个端面在接触部分都会产生塑性变形。

而且，根据日本专利公开文本 平 11-5404 所公开的结构，如图 2 所示，在轮毂 4 内端上的圆柱部分构成了波纹部分 30，圆柱部分是向内突起超过安装在小直径阶梯部分 11 上的内座圈 5，波纹部分会在径向上发生向外地变形，内座圈 5 被该波纹部分 30 固定在朝向小直径部分 11 的阶梯表面 31 的位置上。在第二种现有结构中，波纹部分 30 的保持力可以向滚动件 6 提供预加载荷。与上述第一种现有结构类似，在用来支撑车轮的轴承元件 1 和等速万向节 2 之间的连接是通过将螺栓 24 拧到

外螺纹部分 23 上并拧紧来获得的，外螺纹部分 23 是位于花键轴 17 的外端上。当该螺母 24 已经拧紧了的话，在波纹部分 30 内表面上形成的平坦表面 32 与等速万向节外环 14 的外端的表面接触。在第二种现有结构中，上述平坦表面 32 使得当螺栓 24 拧到外螺纹部分 23 上并拧紧的时候，在花键轴 17 上产生的轴向力大于第一种情况。

通过使用图 1 所示用于车轮传动装置中的轴承元件并如上所述，当车辆移动的时候，有时候会产生令人不愉快的摩擦尖叫噪音。当内座圈 5 的内端表面和等速万向节外环 14 的外端表面接触的区域由于在等速万向节 2 和支撑车轮的轴承元件 1 之间传递的扭矩波动而产生摩擦的时候，就会产生这种噪音。换句话说，由于反复的加速和减速，扭矩经常会发生变化。而且，由于在等速万向节 2 和支撑车轮的轴承元件 1 之间传递扭矩，则在等速万向节 2 侧面的花键轴 17 就会在两个扭转方向上产生弹性变形，变形量会经常随着扭矩波动而变化。

而且，由于引起花键轴 17 在扭转方向上产生变形的力或使得已经扭转的花键轴 17 回到初始位置的力会大于作用在接触区域的摩擦力，所以在接触区域上就会产生微小的滑动。在这种情况下，接触区域上的摩擦力就会变大，由于摩擦，内座圈 5 的内端表面和等速万向节外环 14 的外端表面之间的摩擦能量就会变大，并且引起噪音。

为了防止产生这种噪音，通过使用润滑油、二硫化钼、含氟树脂等就可以在内座圈 5 的内端表面和等速万向节外环 14 的外端表面之间的接触区域上形成减少摩擦的薄膜。通过使接触区域更加光滑，就可以使得即使有微小滑动内座圈 5 的内端表面和等速万向节外环 14 的外端表面之间的摩擦能量也会很小，这样就使噪音很难产生。

这种公知的方法是有一定效果的。但是，用于减少摩擦的薄膜并不总是足够耐用，很难在一段很长的时间内发挥足够的作用。特别是，由于没有用密封环来密封接触区域的结构，所以能有效地减少噪音的时间就很有有限。

还考虑到，为了减小摩擦，在螺母 24 上的拧紧力可以放松以便减小在内座圈 5 的内端表面和等速万向节外环 14 的外端表面之间的表面

压力。但是，在图 1 所示的第一种现有结构中，由于在螺母 24 上的拧紧力造成滚动件 6 上有预加载荷，所以，这种方法实施起来很困难。在图 2 所示的第二种现有结构中，由于必须增大在螺母 24 上的拧紧力，所以也不太可能抑制噪音的出现。

而且，在图 1 所示的第一种现有结构中，螺母 24 相对外螺纹部分 23 上的拧紧力必须增大以便提供预加载荷，因此在花键轴 17 上有更大的轴向力。因此，拧紧螺母 24 的扭矩必须很大，不可避免地降低组装用于车轮传动装置中的轴承元件的工作效率。

考虑到第一种结构中的轴向力与图 2 表示的第二种结构中的轴向力相同，所以在波纹部分 30 的内端表面上必须有一个大的平坦表面 32，因此就会产生相同的问题。而且，在图 2 表示的第二种结构中，由于要用大扭矩来拧紧螺母 24 所以成本就增加了。

### 发明内容

考虑到上述问题，本发明的目的是提供一种用于车轮传动装置中的轴承元件，其结构可以在很长时间内有效地抑制令人不愉快的摩擦尖叫噪音。

而且，考虑到上述问题，本发明的另一个目的是提供一种用于车轮传动装置中的轴承元件，其制造成本很低，而且在减少拧紧螺母所需的扭矩的情况下也可以向滚动件提供足够的预加载荷。

本发明中用于车轮传动装置中的轴承元件包括：一个驱动轴，在轴的内半部安装有等速万向节的外环，其外半部安装有花键轴；一个中心带有花键孔的轮毂，花键轴能安装在花键孔中，在使用过程中，由于花键孔和花键轴的啮合，轮毂可以旋转并被等速万向节驱动；在轮毂外端的外表面上有凸缘，来支撑车轮并将车轮固定到轮毂上；一个第一内环道，直接位于轮毂中间的外表面上或者通过与轮毂分离的内座圈形成；一个小直径阶梯部分位于轮毂的内侧端，这样其外直径尺寸小于第一内环道部分的尺寸；一个内座圈，其外表面周围有第二内环道，内座圈被安装道小直径阶梯部分；一个外座圈，其外表面上带有一对外环道，这样它们就面对上述第一和第二内环道，在使用过程中，外座圈并不旋转；



还有很多滚动件位于每个外环道之间和第一和第二内环道之间。

一个圆柱部分位于轮毂内端上的部分上，其向内突起超过安装在小直径阶梯部分上的内环，还有一个在径向上皱曲的波纹部分，波纹部分位于圆柱部分上，这样该波纹部分可以将内座圈固定在朝向小直径部分的阶梯表面的位置上，内座圈被滚动件所施加的预加载荷固定在轮毂上。

一个螺母拧在上述驱动轴端部的外螺纹部分上，轮毂外端面与螺母内端表面接触，驱动轴和轮毂通过将拧紧螺母连接在一起，波纹部分的内端面与等速万向节外环的外端面接触。

而且，本发明的一个特征是在波纹部分内端面上有一个平坦表面，这样内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域的表面压力平均值是  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$  或更小。

本发明的另一个特征是内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间的接触是线接触，每个单位长度的载荷  $F/L_a$  是  $125\text{N/mm}$  或更小，轴向力  $F$  是当拧紧螺母的时候施加到花键轴上的力， $L_a$  是以内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域平均直径的周长， $F/L_a$  是轴向力  $F$  除以  $L_a$  得到的。

#### 附图说明

图 1 是第一种传统结构的截面图。

图 2 是第二种传统结构一半的截面图。

图 3 是本发明第一实施例的截面图。

图 4 是开口销的透视图。

图 5 是本发明第二实施例的截面图。

图 6 是本发明第三实施例的截面图。

图 7 是图 8 中的部分 VII，以便解释本发明的工作过程。

图 8 是本发明第四实施例的截面图。

图 9 是本发明第五实施例的截面图。

图 10 是本发明第六实施例的截面图。

### 具体实施方式

于图2中第二种现有结构类似,本发明中用于车轮传动装置的轴承元件包括一个驱动轴部件、轮毂、凸缘、第一内环道、小直径阶梯部分、内座圈、外座圈和滚动件。

在驱动轴的内半部有一个用于等速万向节的外环,外半部有花键轴。

而且在花键轴所安装的轮毂的中心有一个花键孔,这样在使用的时候,轮毂可以旋转,并且被等速万向节驱动。

此外,在轮毂外端的外表面上有凸缘,来支撑车轮并将车轮固定到轮毂上。

此外,第一内环道,直接位于轮毂中间的外表面上或者通过与轮毂分离的内座圈形成。

另外一个小直径阶梯部分位于轮毂的内侧端,这样其外直径尺寸小于第一内环道部分的尺寸。

内座圈,其外表面周围有第二内环道,内座圈被安装道小直径阶梯部分。

外座圈的外表面上带有一对外环道,这样它们就面对上述第一和第二内环道,在使用过程中,外座圈并不旋转。

另外很多滚动件位于每个外环道之间和第一和第二内环道之间。

一个圆柱部分位于轮毂内端上的部分上,其向内突起超过安装在小直径阶梯部分上的内环,还有一个在径向上皱曲的波纹部分,波纹部分位于圆柱部分上。该波纹部分可以将内座圈固定在朝向小直径部分的阶梯表面的位置上,内座圈被滚动件所施加的预加载荷固定在轮毂上。

一个螺母拧在上述驱动轴端部的外螺纹部分上,轮毂外端面与螺母内端表面接触,驱动轴和轮毂通过将拧紧螺母连接在一起,波纹部分的内端面与等速万向节外环的外端面接触。

在车轮传动装置的轴承元件中,波纹部分内端面上有一个平坦表面,最好内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域的表面压力平均值是  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$  或更小,更好的是  $1.0 \times 10^8 \text{Pa}$  或更小。通

过使用本发明上述车轮传动装置的轴承元件结构，内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域的表面压力可以保持很低的水平，这样就内端面和外端面之间消耗的摩擦能量就会很小，这样就可以阻止噪音产生。而且，不象用薄膜来降低摩擦，它还可以在很长的一段之间来防止噪音产生。

上述的圆柱部分可以不是精确的圆柱形，这样就很容易制造波纹部分，但是最好内表面或外表面中至少一个是锥形的，这样朝着内端的径向厚度就逐渐变小。

而且，不象图2所示的第二种现有结构，在本发明的第二实施例中，在波纹部分内端面上没有平坦表面，最好波纹部分的横截面形状为凸起的圆弧，这样内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间的接触是线接触。

另外，最好每个单位长度的载荷  $F/L_a$  是  $125\text{N/mm}$  或更小，轴向力  $F$  是当拧紧螺母的时候施加到花键轴上的力， $L_a$  是以内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域平均直径的周长， $F/L_a$  是轴向力  $F$  除以  $L_a$  得到的。

当波纹部分的横截面形状为凸起的圆弧，而且曲率半径大于等于  $5\text{mm}$ ，并且等速万向节外环外端面为平坦表面的时候，该单位长度的载荷  $F/L_a$  值特别有效。通过使用本发明上述车轮传动装置的轴承元件结构，内座圈的内端面和等速万向节外环的外端面之间接触区域的表面压力可以保持很低的水平，这样即使当波纹部分的内端面不是平坦表面的时候，在上述任一端面上都没有塑性变形。而且，滚动件上的预加载荷是通过将内座圈内端面靠在轮毂内端上的波纹部分上来得到的，所以即使当减小螺母的拧紧力以便使得单位长度的载荷  $F/L_a$  更小，在内座圈与小直径阶梯部分分离的方向上内圈座也不会移动，这样预加载荷可以更有效地发挥作用。

下面，将参照附图7介绍为什么需要通过将单位长度的载荷  $F/L_a$  保持在  $125\text{N/mm}$  甚至更小来防止上述两个端面发生塑性变形。

波纹部分30实际上的平坦表面的截面形状的曲率半径  $R_{30}$  大于等于

5mm，波纹部分形成在轮毂4的内端，包括了轮毂4的中心线，以便能支撑内座圈5的内端面。这样的原因是当使用便宜的冷锻来在铁制的轮毂4内端形成波纹部分30的时候，由于加工过程所产生的损失例如裂化就很小。换句话说，为了在用冷锻加工波纹部分30中不产生破坏，那么曲率半径 $R_{30}$ 必须大于等于5mm。

波纹部分30的截面形状不是简单的圆弧，而是由很多曲率半径不同的曲面组成的复杂曲面，曲率半径 $R_{30}$ 必须大于等于5mm的部分是向内凸出最多的部分，并且与等速万向节的外环14的外端面接触。

另一方面，波纹部分30与等速万向节的外环14的外端面接触的内端面的表面硬度的最小数值是大约Hv300（维氏硬度）。换句话说，轮毂4的内端，也就是通过冷锻而引起塑性变形来制造波纹部分30的那一端不能太硬，这样才能很容易发生塑性变形（通过一个比较小的力来制造这样就不会由于破裂而发生损失）。

因此，当考虑到在加工过程中由于工艺造成的产品质量的差异以及冷锻制造波纹部分过程中硬化的差异，波纹部分30内端面的表面硬度的最小数值是大约Hv300。

另一方面，当内端面的表面硬度最小数值大于等于Hv300，由于破裂就很容易造成损伤，所以就不能使用。而且，考虑到在相邻内座圈5上的不利影响和成本增长，也很难采用在波纹部分30加工完成之后的淬火硬化。

因此，波纹部分30的内端面的表面硬度最小数值是大约Hv300。

此外，用于轮毂4的钢铁的安全应力，或者换句话说塑性变形的难易程度取决于表面硬度。当表面硬度值增加的时候，安全应力值增加，换句话说，更难发生塑性变形。表面硬度为Hv300的时候，安全应力为950Mpa。

而且当两个圆柱体接触的时候，在接触表面上的最大表面压力 $P_{max}$ 可以根据赫兹公式，或者下面的公式（1）来确定。

公式 1

$$P_{\max} = \sqrt{\frac{E \cdot \frac{\Sigma \rho}{2} \times \frac{F}{L_a}}{\pi \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)}} \quad \text{----- (1)}$$

公式 (1) 中的符号表示的含义如下:

E: 纵向弹性模量

用于车轮传动装置中的轴承元件中的轮毂 4 和外环 14 都是钢铁制成的, 所以纵向弹性模量是 206000MPa。

m: 泊松数

钢铁的泊松数是 10/3

$\Sigma \rho$ : 两个圆柱体曲率 ( $1/R_1, 1/R_2$ ) 的和 ( $=1/R_1+1/R_2$ )

在该公式中,  $R_1$  等于波纹部分 30 横截面的曲率半径  $R_{30}$ , 曲率半径  $R_{30}$  为 5mm。而且,  $R_2$  是等速万向节外环 14 的外端面截面的曲率半径,  $R_2 = \infty, 1/R_2 = 0$ 。

F: 垂直于两个圆柱体 [N] 的载荷

向花键轴 17 施加的轴向载荷

$L_a$ : 两个圆柱体 [m] 的圆周接触长度

当接触区域的平均直径设为 D 的时候,  $L_a = \pi D$ 。

将车轮传动装置中的轴承元件所决定的数值代入公式 (1) 中, 为了使接触表面的表面压力等于安全应力, 采用下面的公式 (2)。

公式 2

$$\sqrt{\frac{206000 \times 10^6 \times \frac{0.2 \times 10^3}{2} \times \frac{F}{L}}{\pi \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{10}{3}\right)^2}\right)}} \leq 950 \times 10^6 \quad \text{----- (2)}$$

通过公式 (2) 来得到单位长度的载荷  $F/L_a$ ,

$$F/L_a \leq 1.25 \times 10^5 [N/m] = 125 [N/mm]$$

从结果可以知道，通过计算螺母拧到花键轴外端上外螺纹部分的拧紧力来使得单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于  $125N/mm$ ，则当螺母拧紧的时候波纹部分 30 内端和等速万向节外环 14 的外端面就不会产生塑性变形，这样螺母不会因为塑性变形而变松。

当波纹部分 30 横截面的曲率半径  $R_{30}$  设定为  $5mm$  的时候采用上述计算。但是，通常情况下，波纹部分 30 横截面的曲率半径  $R_{30}$  小于  $5mm$ 。只要单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于  $125N/mm$ ，那么在接触区域的表面压力不会超过波纹部分 30 内端和等速万向节外环 14 的外端面上的安全应力值。

而且，在螺母拧紧扭矩和由于螺母拧紧而在花键轴 17 上引起的轴向力之间还有比例式，这样，当组装车轮传动装置中的轴承元件的时候，扭矩就可以得到控制，但是并没有直接控制轴向力。

下面将参照附图介绍本发明的优选实施例。在这里相同的部分使用相同的代号。

图 3 表示本发明的第一实施例。本发明的一个特征是防止在工作过程中所产生的摩擦尖叫噪音，所采用的结构是套在轮毂 4 内端的小直径部分 11 上的内环 5 被波纹部分 30 固定在轮毂 4 内端的小直径部分 11 上，一个适当的预加载荷施加到滚动件 6 上。内圈座 5 的固定部分与图 2 所示的第二种现有结构相同，其他部分的结构与图 1 所示的第一种现有结构相同，所以省略或简化了多余的说明，本说明书只涉及本发明的特征部分和与上述现有结构不同的部分。

在轮毂 4 中心花键孔 13 内表面上形成的内花键叫做平行花键 (parallel spline)，每个花键齿都与轮毂 4 的中心线平行。相反，在驱动轴 18 外半部的花键轴 17 的外表面上形成的外花键叫做螺旋花键 (twisted spline)，花键齿的方向相对驱动轴 18 的中心线方向有一点倾斜。

当花键轴 17 被压到花键孔 13 中以便将车轮传动装置中的轴承元件 1 与等速万向节 2 组装起来，花键轴 17 和花键孔 13 可以形成在旋转方

向上没有间隙的花键配合。

而且，在螺母 24 外端面上有一个圆柱部分 33，螺母拧到在花键轴 17 外端的外螺纹部分 23 上，在该圆柱部分 33 圆周上有偶数的槽口 34（在附图中有 6 个），这样它们就可以在圆周方向上均匀地排列。

另一方面，当螺母 24 被拧紧的时候，在与槽口 34 配合的部分，外螺纹 23 外端上有通孔 35，这样，它就可以径向穿过外螺纹部分 23。

而且，当螺母 24 拧到外螺纹部分 23 上并拧紧到所需的数值的时候，开尾销 36 穿过通孔 35 和一对来列排列在通孔 35 两段开口的槽口 34，如图 4 所示。

开尾销 36（前端见图 3，右端见图 4）的末端通过卷边沿着图 4 中虚线所示分开，这样，它就不会从通孔 35 和槽口 34 中脱落。使用这样的结构，螺母 24 就被特别牢固地固定到位。

螺母 24 的拧紧力（拧紧扭矩）是通过在波纹部分 30 内端面上平坦表面 32 的表面积  $S$  计算出来的，这样在平坦表面 32 和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域的表面压力的平均值等于  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ （ $\approx 15 \text{kgf/mm}^2$ ）。在本实施例中，平坦表面 32 的外径  $D_{32}$  等于 51mm，内径  $d_{32}$  等于 47mm，螺母 24 的拧紧力要使得通过拧紧螺母 24 而施加到花键轴 17 上的轴向力  $F$  小于等于 40KN（ $\approx 4 \text{tf}$ ）。

在上述条件下，可以求得两个端面之间接触面积的表面压力平均值  $P_{av}$  如下。

$$P_{av} = F/S = (40 \times 10^3) / \{ \pi (0.051^2 - 0.047^2) / 4 \} \approx 1.3 \times 10^8 [\text{Pa}]$$

在本实施例中，两个端面之间接触面积的表面压力小于等于  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ ，所以就可以抑制在使用过程中在接触面积上产生令人不愉快的摩擦尖叫噪音。

换句话说，因为接触面积的表面压力保持很低，就可以使在这些面积之间的摩擦能量很低，这样就可以防止在这些端面之间产生这种噪音，或者将噪音保持在一个很低的水平，即使在工作过程中由于花键轴 17 发生扭转变形而在两个端面之间发生摩擦也是如此。

下面，将介绍表面压力如何影响噪音产生的实验。

在该实验中，通过调整螺母 24 的拧紧力，两个端面之间接触面积的表面压力的平均值分别是  $1.0 \times 10^8$  [Pa]、 $1.5 \times 10^8$  [Pa]、 $2.0 \times 10^8$  [Pa] 和  $2.5 \times 10^8$  [Pa]，通过重复向等速万向节的外环 14 提供两个方向的扭矩来获得在这四种情况下接触区域所产生的噪音。所产生的噪音经过耳朵测定，是降低了。结果在表 1 中表示。在表 1 中，“○”表示噪音很低，很难听到，“X”表示噪音很高，很吵，“△”表示噪音位于“○”和“X”之间。

表 1

接触区域的平均表面压力 [Pa]	噪音条件
$2.5 \times 10^8$	X
$2.0 \times 10^8$	X
$1.5 \times 10^8$	△
$1.0 \times 10^8$	○

从表 1 中很容易看出，通过使两个端面之间接触面积的表面压力小于等于  $1.5 \times 10^8$  [Pa]，就可以减轻在使用过程中在接触面积上产生令人不愉快的摩擦尖叫噪音，将其保持在小于等于  $1.0 \times 10^8$  [Pa]，就可以将噪音降低到很难听到的水平。

为了使平均表面压力保持很低，必须将螺母 24 的拧紧力保持很低，在本发明中，波纹部分 30 固定了内座圈 5，这样即使在拧紧力很低的情况下，施加到滚动件 6 上的预加载荷也不会减小或放松。

而且，为了抑制上述噪音的产生，可以计算出螺母 24 的拧紧力的最大值，而且，为了抑制上述噪音的产生，不必计算拧紧力的最小值。但是，驱动轴 18 和轮毂 4 之间在轴向上的相对移动是受到控制的因此不管在工作过程中驱动轴 18 上有没有推理载荷都不会发生轴向移动，这样就可以计算出最小值。换句话说，在工作过程中，能使驱动轴 18 和轮毂 4 之间在轴向上发生相对位移的力使在差速齿轮一侧的三角型等速万向节中的轴向力施加的，而且，在旋转过程中还会有离心力。因为驱动轴 18 和轮毂 4 都是受到控制的，因此不管这种力大小，它们都不会移动，所以螺母 24 的拧紧力的最小值保持在 3.5KN，包括安全系数。



下面，图5表示的是本发明的第二优选实施例。该实施例与上述第一实施例不同之处在于，在螺母24外端面上的圆柱部分33上没有特殊的槽口34（见图3）。在本实施例中，在花键轴17外端的外螺纹部分23的部分圆周方向上有一个凹槽37。在本实施例中，当螺母34被拧到一个特定量的时候，圆柱部分33与凹槽37啮合的部分就会沿着径向向内发生塑性变形（卷边），并以互锁的方式安装到该凹槽37中以防止螺栓24松动。在本实施例中，一对内座圈5、5a安装到轮毂4上，构成了第一内环道10和第二内环道12。

在本实施例中，螺母24的拧紧力是通过在波纹部分30内端面上平坦表面32的表面积S计算出来的，这样在平坦表面32和等速万向节的外环14的外端面之间接触区域的表面压力的平均值等于 $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ （ $\approx 15 \text{kgf/mm}^2$ ）。在本实施例中，平坦表面32的外径 $D_{32}$ 等于53mm，内径 $d_{32}$ 等于50mm，螺母24的拧紧力要使得通过拧紧螺母24而施加到花键轴17上的轴向力F小于等于20KN（ $\approx 2 \text{tf}$ ）。

在上述条件下，可以求得两个端面之间接触面积的表面压力平均值 $P_{av}$ 如下。

$$P_{av} = F/S = (20 \times 10^3) / \{ \pi (0.053^2 - 0.050^2) / 4 \} \approx 0.8 \times 10^8 [\text{Pa}]$$

在本实施例中，两个端面之间接触面积的表面压力小于等于 $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ ，所以就可以抑制在使用过程中在接触面积上产生令人不愉快的摩擦尖叫噪音。其他结构和功能与上述第一实施例相同。

下面，图6表示的是本发明的第三优选实施例。该实施例与上述第一实施例不同之处在于，在螺母24外端面上的圆柱部分33上没有特殊的槽口34（见图3）。在本实施例中，在花键轴17外端的外螺纹部分23的部分圆周方向上有一个凹陷部分38，花键轴17的外端是圆柱形。在本实施例中，当螺母34被拧到一个特定量的时候，花键轴17外端圆周方向的一部分就会沿着径向向外发生塑性变形（卷边），圆柱部分33就与圆柱部分安装在一起以防止螺栓24松动。

在本实施例中，螺母24的拧紧力是通过在波纹部分30内端面上平坦表面32的表面积S计算出来的，这样在平坦表面32和等速万向节的

外环 14 的外端面之间接触区域的表面压力的平均值等于  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$  ( $\approx 15 \text{kgf/mm}^2$ )。在本实施例中, 平坦表面 32 的外径  $D_{32}$  等于 50mm, 内径  $d_{32}$  等于 46mm, 螺母 24 的拧紧力要使得通过拧紧螺母 24 而施加到花键轴 17 上的轴向力  $F$  小于等于 30KN ( $\approx 3 \text{tf}$ )。

在上述条件下, 可以求得两个端面之间接触面积的表面压力平均值  $P_{av}$  如下。

$$P_{av} = F/S = (30 \times 10^3) / \{ \pi (0.050^2 - 0.046^2) / 4 \} \approx 1.0 \times 10^8 [\text{Pa}]$$

在本实施例中, 两个端面之间接触面积的表面压力小于等于  $1.5 \times 10^8 \text{Pa}$ , 所以就可以抑制在使用过程中在接触面积上产生令人不愉快的摩擦尖叫噪音。其他结构和功能与上述第一实施例相同。

图 7 和 8 表示的是本发明的第四优选实施例, 其中图 7 是图 8 的一部分。下面说明的本发明的特征是套在轮毂 4 内端的小直径阶梯部分 11 上的内座圈 5, 它通过在轮毂 4 内端的波纹部分 30 固定到小直径阶梯部分 11 上, 一个适当的预加载荷施加到滚动件 6 上, 波纹部分 30 的横截面为弧形, 波纹部分 30 的内端和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域没有塑性变形。

内圈座 5 的固定部分结构与图 2 所示的第二种现有结构相同, 其他结构和功能与图 1 所示的现有结构相同, 因此下面的说明只涉及本发明的特征部分和与上述现有结构不同的部分。

轮毂 4 是由碳钢制成的, 特别是退火的 S53C。如图 8 中的网格斜线所示, 在轮毂 4 中心的外表面中, 与第二凸缘 9 的底座上的密封唇 43 滑动接触的部分、第一内环道 10 的部分和从安装了内座圈 5 的小直径部分 11 的外半部伸向阶梯部分 31 的部分都经过例如感应淬火等热处理淬火。

在这些部分中, 为了提高对抗第二凸缘 9 所受到的瞬间载荷的屈服强度, 并提高抵抗由于密封唇 43 摩擦所造成磨损的能力, 第二凸缘 9 的底座也经过淬火硬化。而且, 第一内环道 10 的部分经过淬火硬化以便来保证其滚动疲劳寿命。

此外, 从小直径部分 11 的外半部伸向阶梯表面 31 的部分也经过淬

火硬化来保证在由载荷施加到安装在小直径部分 11 的外侧的内座圈 5 上的时候也不发生塑性变形。

另一方面，在轮毂 4 内端的波纹部分 30 上的部分没有经过淬火硬化，但是保持了可弯曲性。在波纹部分内端圆柱部分的硬度是大约 Hv220 到 280。相反，在冷锻形成波纹部分 30 后，波纹部分表面硬度是由于加工硬化变为大约 Hv320。

如上所述，在本发明中，在图 2 所示的第二种现有结构中的平坦表面 32 在波纹部分 30 的内端面上并没有，但是内端面的截面形状是凸起的圆弧。在本实施例中，与等速万向节外环 14 的外端面接触的波纹部分 30 的内端部分的截面形状的曲率半径  $R_{30}$  等于 5.5mm。而且，在内座圈 5 内端面的内边上转弯部分 R 的曲率半径通常是 2 到 6mm，在本实施例中为 4mm。

而且，被螺母 24 连接到轮毂 4 上的驱动轴 18 是碳钢制成的，图 8 中网格剖面线表示的部分被淬火硬化。特别是等速万向节外环 14 外端面、和从花键轴 17 的底座伸向靠近端部的中心部分阶梯部分 31 的部分都经过例如感应淬火等热处理淬火硬化，来增加花键轴 17 的底座的硬度。

由于上述原因，很难增加波纹部分 30 内端面的表面硬度，但是很容易硬化等速万向节外环 14 外端面。通过对外端面淬火，就可以增加上述底座的强度，也可以使得外端面很难发生塑性变形。另一方面，如下所述，也可以通过计算螺母 24 的拧紧力来防止波纹部分 30 的内端面发生塑性变形。

与图 3 所示的实施例类似，本实施例包括一个外螺纹部分 23、圆柱部分 33、槽口 34 和通孔 35。考虑到这些，可参照对图 3 的说明。

最好使用薄螺纹即节距是 1mm，这样螺母 24 在每个旋转角度上的的轴向力都很小，这样当槽口 34 与通孔 35 配合的位置上，拧紧的轴向力就保持在一个允许的范围内（上限和下限之间）。

没有提前形成通孔 35，首先就可以用特定数值来拧紧螺母 24，然后在花键轴 17 的外端与一对合适的槽口 34 对准的部分上，这样就可以

很容易工作，最后一个开尾销 36 插入通孔中。

此外，在螺母 24 外端的圆柱部分 33 形成凹槽的话，首先就可以用特定数值来拧紧螺母 24，然后在方便工作的位置上由一个通孔，通孔穿过圆柱部分 33 和花键轴 17 的外端，最后，一个开尾销 36 插入通孔中。

在上述任一的情况下，为了代替形成通孔的困难工作，也可以仔细调节螺母 24 的拧紧量而不是将一个开尾销 36 插入预制成的槽口 34 和通孔 35 中。

在两种情况下，螺母 24 的拧紧力（拧紧扭矩）通过计算使得在波纹部分 30 内端面 2 和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于  $125\text{N/mm}$ 。在本实施例中，接触区域的直径，或者换句话说，波纹部分 30 内端面沿着轴向向内凸起的部分的直径  $D_{30}$  等于  $50\text{mm}$ ，内径  $d_{32}$  等于  $47\text{mm}$ ，螺母 24 的拧紧力要使得通过拧紧螺母 24 而施加到花键轴 17 上的轴向力  $F$  小于等于  $15000\text{N}$ 。

在上述条件下，可以求得单位长度的载荷  $F/L_a$  如下。

$$F/L_a = 15000 / (50\pi) \approx 99.5 [\text{N/mm}]$$

在本实施例中，两个端面之间接触区域的单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于  $125\text{N/mm}$ ，所以就可以防止波纹部分 30 内端面和等速万向节的外环 14 的外端面发生塑性变形。特别是，波纹部分 30 的截面形状的曲率半径  $R_{30}$  等于  $5.5\text{mm}$ ，大于满足条件  $F/L_a$  小于等于  $125\text{N/mm}$  的曲率半径值  $R_{30}$  ( $5\text{mm}$ )，因此就可以充分的阻止上述塑性变形。

为了防止单位长度的载荷  $F/L_a$  过低，必须将螺栓 24 的拧紧力保持很低，但是在本发明种，内座圈 5 被波纹部分 30 固定，所以即使在拧紧力很低的情况下，施加到滚动件 6 上的预加载荷也不会减小或放松。

而且，为了防止波纹部分 30 内端面和等速万向节的外环 14 的外端面发生塑性变形，可以从抑制上述塑性变形的角度来计算螺栓 24 的拧紧力的最大值，但是不惜要计算螺栓 24 的拧紧力的最小值。但是，驱动轴 18 和轮毂 4 之间在轴向上的相对移动是受到控制的因此不管在工作过程中驱动轴 18 上有没有推理载荷都不会发生轴向移动，这样就可以计算出最小值。换句话说，在工作过程中，能使驱动轴 18 和轮毂 4

之间在轴向上发生相对位移的力使在差速齿轮一侧的三角型等速万向节中的轴向力施加的，而且，在旋转过程中还会有离心力。因为驱动轴 18 和轮毂 4 都是受到控制的，因此不管这种力大小，它们都不会移动，所以螺母 24 的拧紧力的最小值保持在 3500N，包括安全系数。而且，下限没有由上述单位长度的载荷  $F/L_a$  计算，但是可以由轴向力  $F$  计算。

下面，图 9 表示的是本发明的第五优选实施例。该实施例与上述第四实施例不同之处在于，在螺母 24 外端面上的圆柱部分 33 上没有特殊的槽口 34（见图 8）。在本实施例中，在花键轴 17 外端的外螺纹部分 23 的部分圆周方向上有一个凹槽 37。在本实施例中，当螺母 24 被拧到一个特定量的时候，圆柱部分 33 与凹槽 37 啮合的部分就会沿着径向向内发生塑性变形（卷边），并以互锁的方式安装到该凹槽 37 中以防止螺栓 24 松动。

而且，在本实施例中，一对内座圈 5、5a 安装到轮毂 4 上，构成了第一内环道 10 和第二内环道 12。此外，在本实施例中，不必将轮毂 4 的硬度保持在内环道需要的水平。因此，在本实施例中轮毂 4 由 S50C 碳钢制造。而且，如图 9 中的网格斜线所示，在轮毂 4 中心的外表面中，从第二凸缘 9 的底座上伸到一对安装了内座圈 5、5a 的部分都经过淬火硬化。

在本实施例中，螺母 24 的拧紧力通过计算使得在波纹部分 30 内端面 2 和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于 125N/mm。在本实施例中，接触区域的直径，或者换句话说，波纹部分 30 内端面沿着轴向向内凸起的部分的直径  $D_{30}$  等于 47mm，螺母 24 的拧紧力要使得通过拧紧螺母 24 而施加到花键轴 17 上的轴向力  $F$  小于等于 18000N。

在上述条件下，可以求得单位长度的载荷  $F/L_a$  如下。

$$F/L_a = 18000 / (47\pi) \approx 122.0 \text{ [N/mm]}$$

在本实施例中，两个端面之间接触区域的单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于 125N/mm，所以就可以防止波纹部分 30 内端面和等速万向节的外环 14 的外端面发生塑性变形。

特别是,在波纹部分 30 的截面形状的曲率半径  $R_{30}$  等于 6.0mm,大于满足条件  $F/L_a$  小于等于 125N/mm 的曲率半径值  $R_{30}$  (5mm),因此就可以充分的阻止上述塑性变形。其他结构和功能与上述第四实施例相同。

下面,图 10 表示的是本发明的第六优选实施例。该实施例与上述第四或第五实施例不同之处在于,在外座圈 3 的外表面上没有第一凸缘 7 (见图 8、9),而是该外表面就是圆柱表面。而且,在悬架的接头处还有一个安装孔 40,外座圈 3 安装在安装孔 40 的内侧,通过一对安装在安装孔 40 两端内表面上的卡环来防止外圈座从安装孔 40 中脱落。而且,该实施例与上述第四实施例不同之处还在于,在螺母 24 外端面上的圆柱部分 33 上没有特殊的槽口 34 (见图 8)。而是,在花键轴 17 的外端面上有凹陷部分 42,花键轴 17 的外端为圆柱形。

在本实施例中,当螺母 24 被拧到一个特定量的时候,花键轴 17 的外端圆周方向的一部分与圆柱部分 33 一起沿着径向向外发生塑性变形(卷边),并以互锁的方式与圆柱部分 33 安装在一起以防止螺栓 24 松动。

在本实施例中,螺母 24 的拧紧力通过计算使得在波纹部分 30 内端面 2 和等速万向节的外环 14 的外端面之间接触区域单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于 125N/mm。在本实施例中,接触区域的直径,或者换句话说,波纹部分 30 内端面沿着轴向向内凸起的部分的直径  $D_{30}$  等于 45mm,螺母 24 的拧紧力要使得通过拧紧螺母 24 而施加到花键轴 17 上的轴向力  $F$  小于等于 16000N。

在上述条件下,可以求得单位长度的载荷  $F/L_a$  如下。

$$F/L_a = 16000 / (47\pi) \approx 113.2 [N/mm]$$

在本实施例中,两个端面之间接触区域的单位长度的载荷  $F/L_a$  小于等于 125N/mm,所以就可以防止波纹部分 30 内端面和等速万向节的外环 14 的外端面发生塑性变形。特别是,在波纹部分 30 的截面形状的曲率半径  $R_{30}$  等于 6.5mm,大于满足条件  $F/L_a$  小于等于 125N/mm 的曲率半径值  $R_{30}$  (5mm),因此就可以充分的阻止上述塑性变形。其他结构和功能与上述第四实施例相同。

在所有上述优选实施例中，滚动件6采用滚珠，但是在重型车的车轮传动装置中的轴承元件中可以采用圆锥滚柱作为滚动件。当然，采用圆锥滚柱的结构也是本发明的技术范畴。

而且，如图2所示，在波纹部分30的内端面上有平坦表面32，这就会使得波纹部分30内端面2和等速万向节的外环14的外端面之间接触区域单位长度的载荷 $F/L_a$ 远远大于125N/mm。在这种情况下，第一实施例可以将波纹部分30内端面2和等速万向节的外环14的外端面之间接触区域表面压力的平均值小于等于 $1.5 \times 10^8$ Pa。这时，当接触区域的表面压力根据公式2计算出的结果为950MPa，则单位长度的载荷 $F/L_a$ 出现最大值。

#### 工业实用性

通过上述结构和功能，本发明提供一种用于车轮传动装置中的轴承元件，可以给滚动件提供足够的预加载荷，并且在很长时间中抑制工作过程中所产生的令人不愉快的噪音。而且，本发明还提供一种用于车轮传动装置中的低成本轴承元件，可以给滚动件提供足够的预加载荷，并能消除由于塑性变形所引起的间隙。

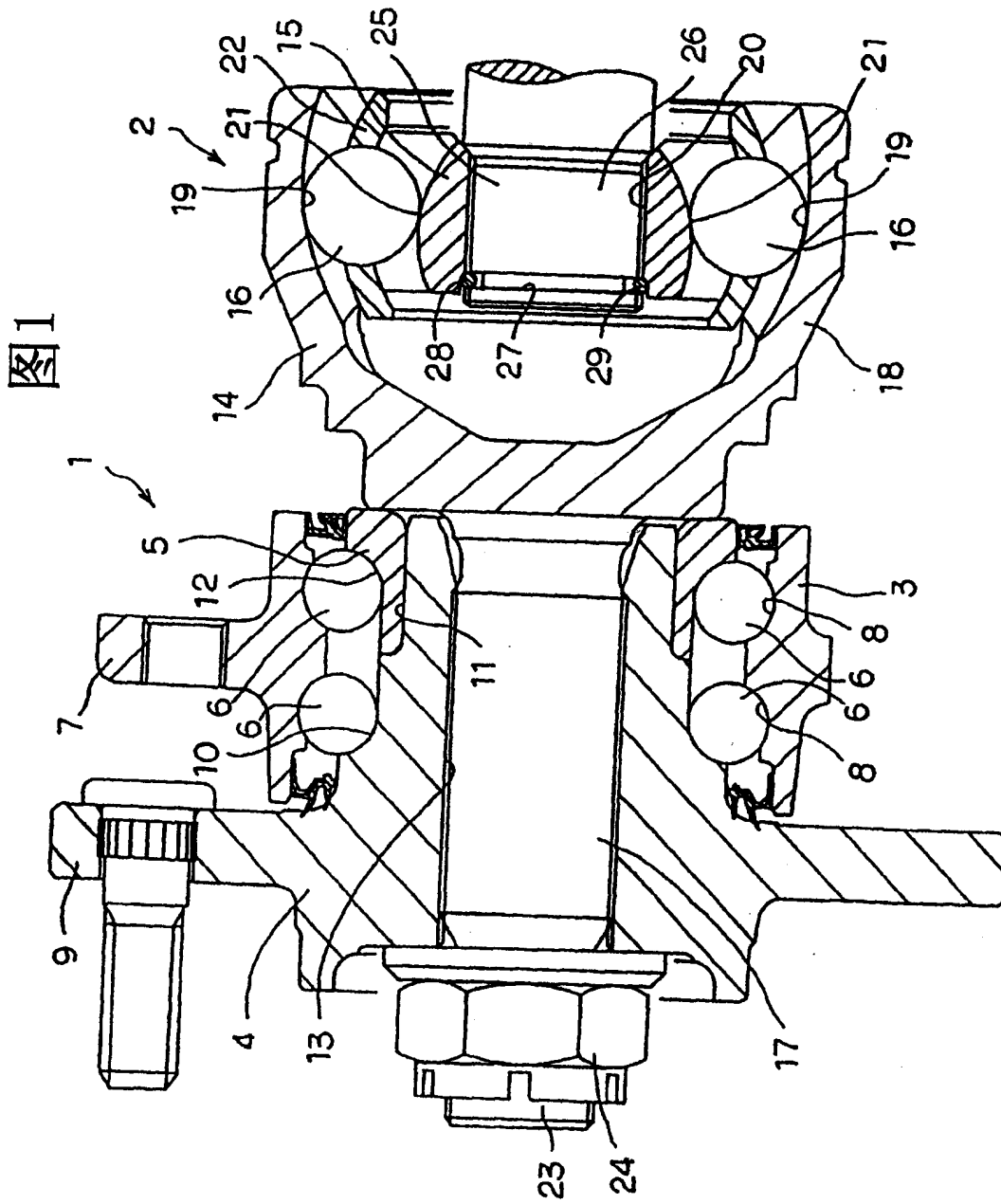


图1



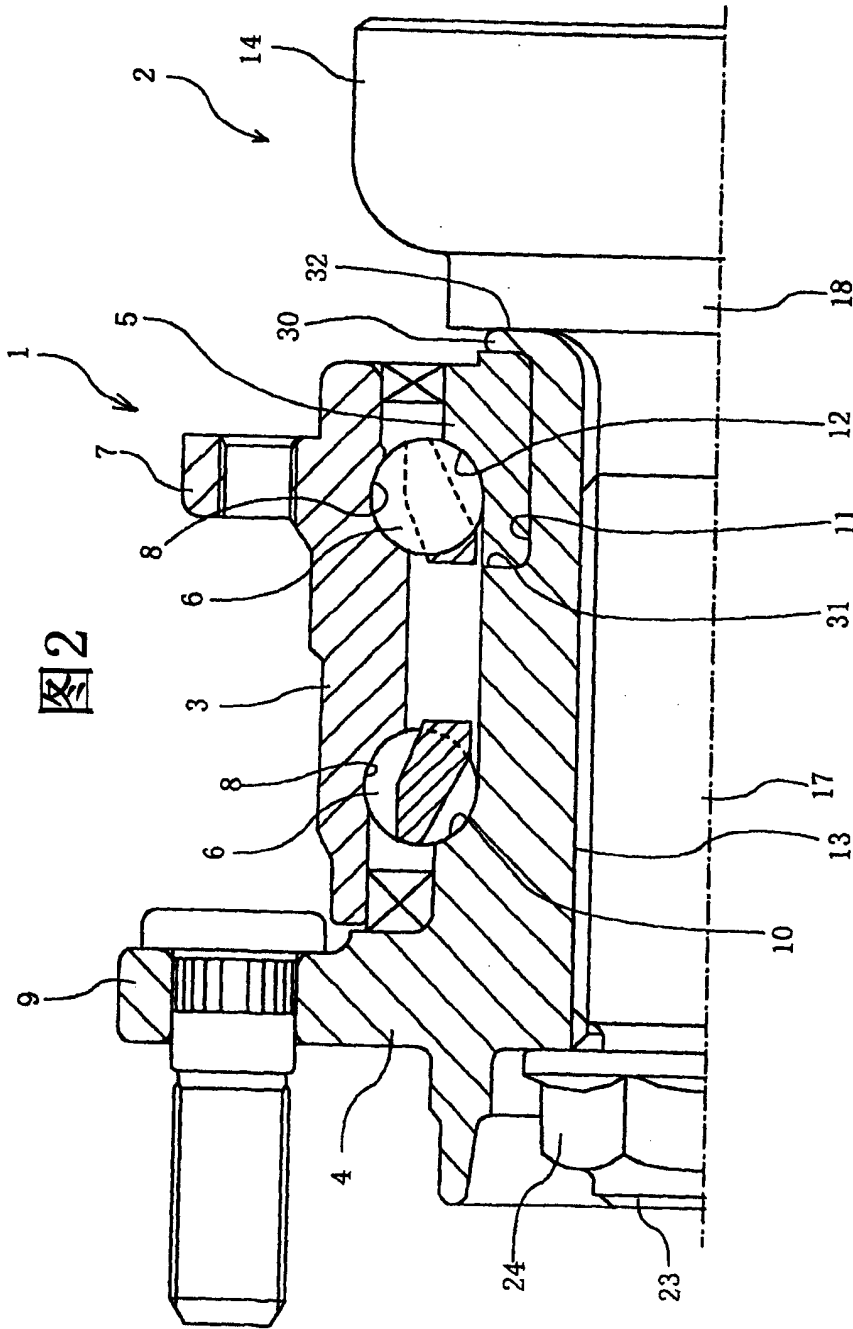


图2

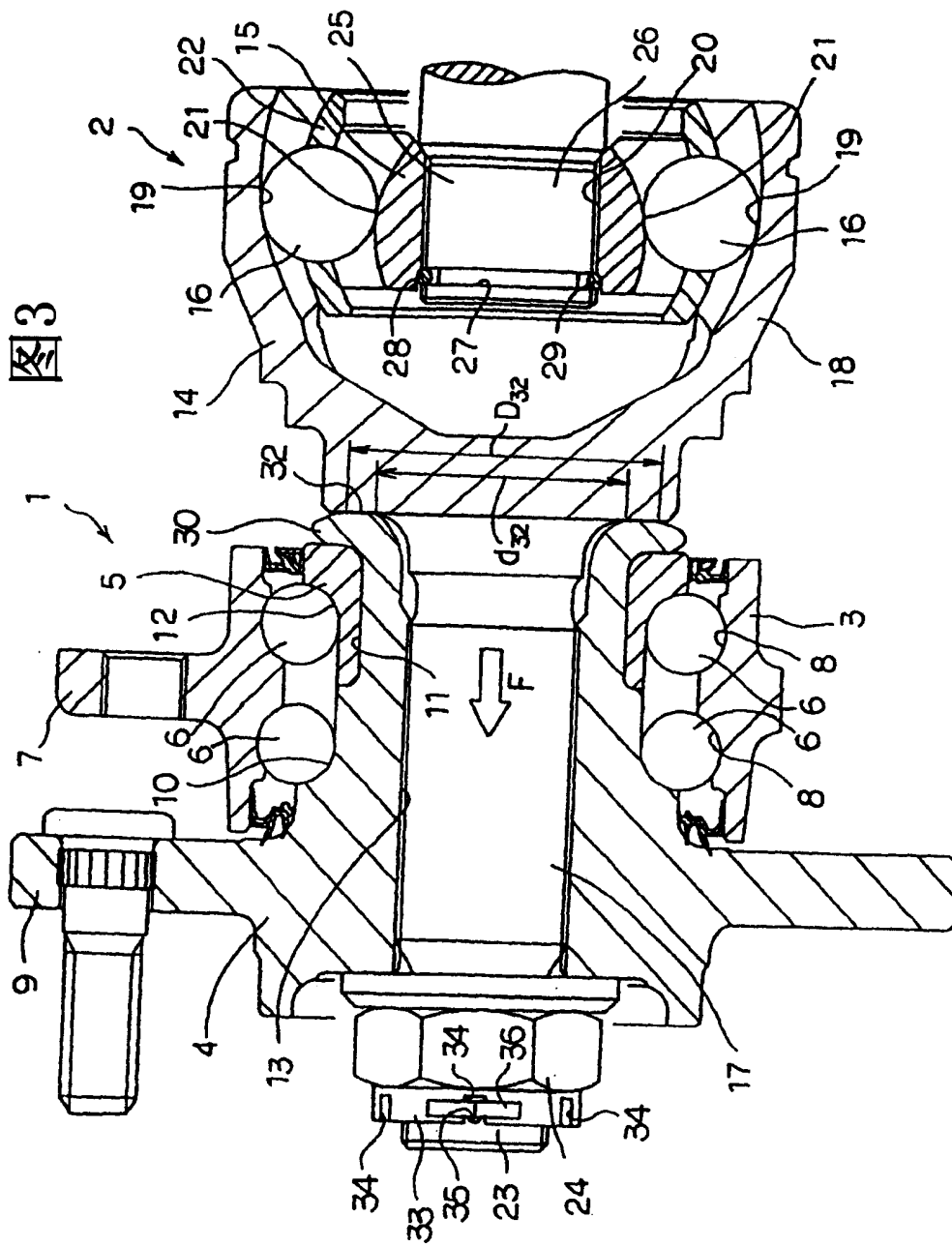
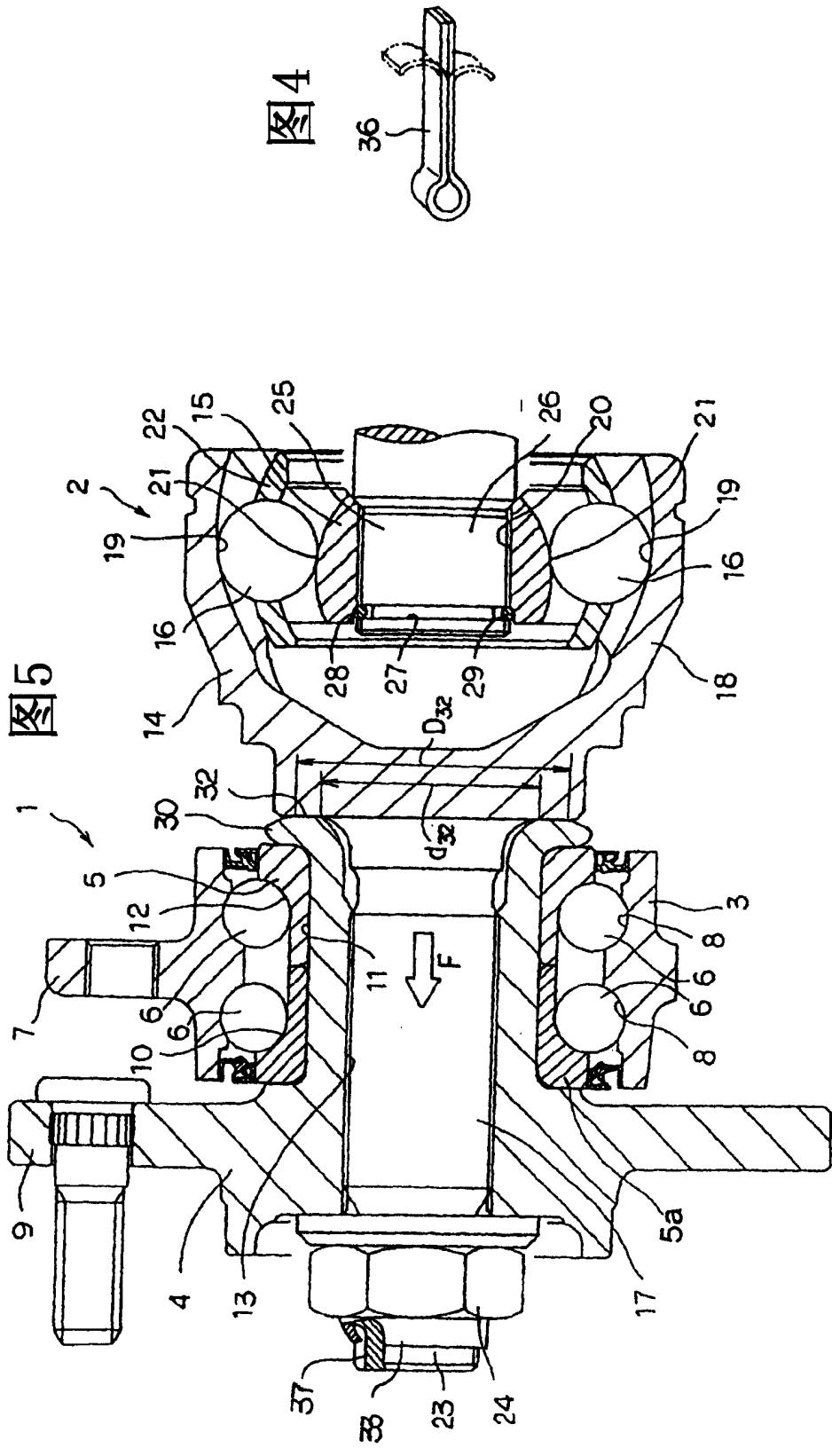


图3



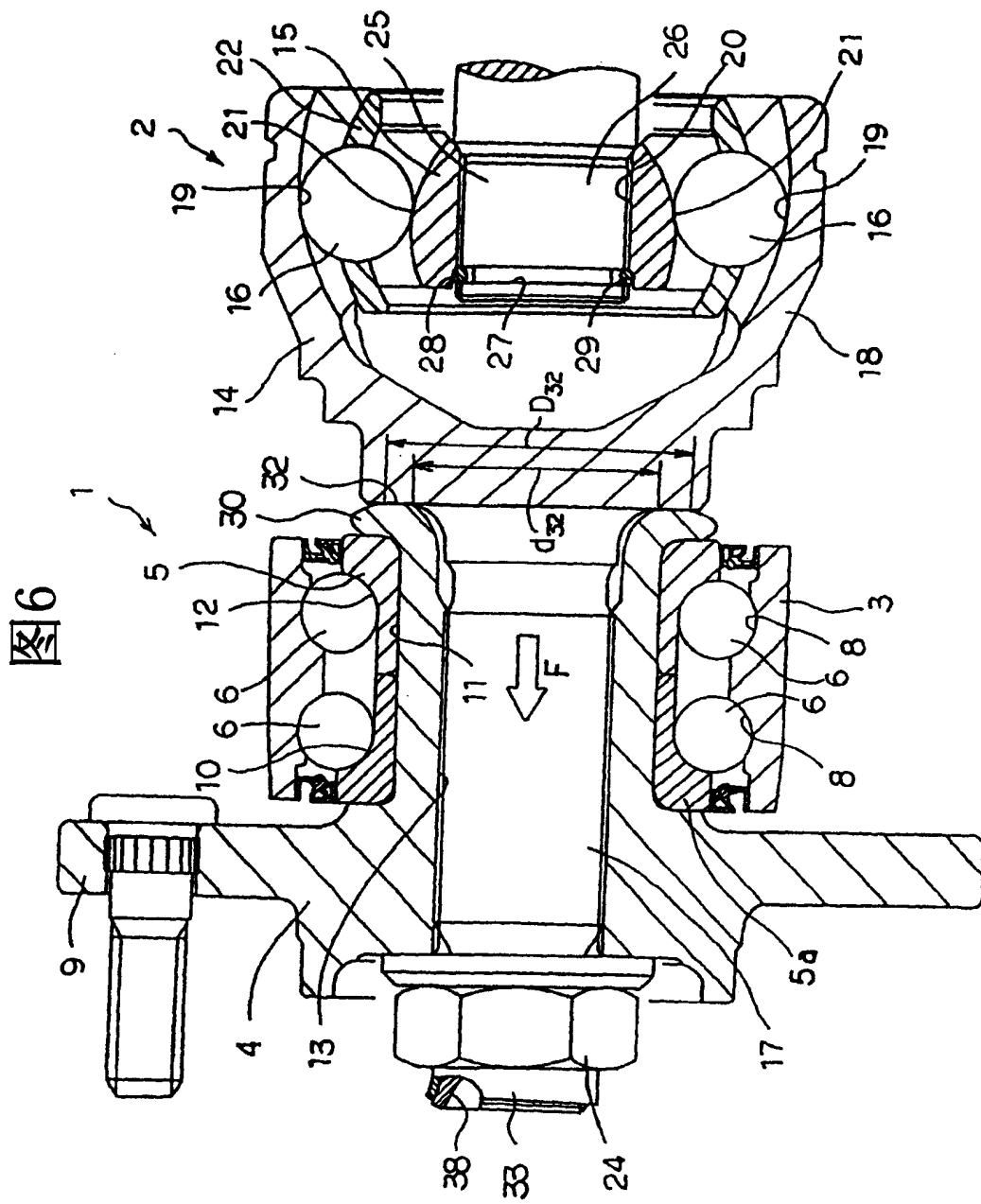


图6

图7

