



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103448467 B

(45) 授权公告日 2015. 08. 05

(21) 申请号 201310233656. 3

GB 1416989 A, 1975. 12. 10,

(22) 申请日 2004. 10. 13

US 4958944 A, 1990. 09. 25,

(30) 优先权数据

US 6146022 A, 2000. 11. 14,

60/511004 2003. 10. 14 US

JP S576125 A, 1982. 01. 13,

10/964013 2004. 10. 13 US

审查员 宋艳琪

(62) 分案原申请数据

200480001553. 3 2004. 10. 13

(73) 专利权人 SKF 公司

地址 瑞典哥德堡

(72) 发明人 森吉兹·R·谢夫克特

(74) 专利代理机构 北京泛华伟业知识产权代理

有限公司 11280

代理人 蔡民军

(51) Int. Cl.

B60B 27/00(2006. 01)

F16C 19/18(2006. 01)

F16C 19/49(2006. 01)

(56) 对比文件

JP S576125 A, 1982. 01. 13,

FR 2631402 A1, 1989. 11. 17,

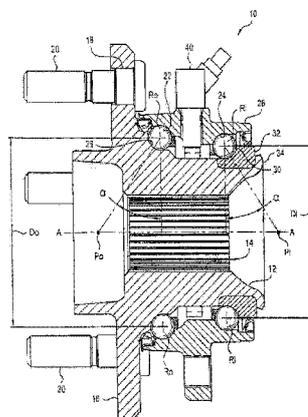
权利要求书1页 说明书3页 附图5页

(54) 发明名称

非对称轮毂组件

(57) 摘要

一种轮毂轴承组件,包括一轮毂,其具有位于一个轴端的径向向外定向的用于安装车轮的凸缘,一外侧环,其具有轴向间隔轴承滚道;及以两排的方式安装于所述外侧环和所述轮毂之间的环形空间中的多个滚轮元件;所述凸缘附近的滚动元件外侧排的节圆直径大于内侧排中的滚动元件的节圆直径。



1. 一种轮毂轴承组件,包括轮毂(12),该轮毂具有位于一个轴端的用于安装车轮的径向向外指向的凸缘(16);外侧环(26),该外侧环具有轴向间隔开的轴承滚道(22,24);以及以两排(Ri,Ro)安装于所述外侧环(26)和所述轮毂(12)之间的环形空间中的多个滚动元件;临近所述凸缘(16)的外侧排(Ro)滚动元件的节圆直径(Do)比内侧排(Ri)中的滚动元件的节圆直径(Di)大至少5mm的距离;其中,所述内排和外排滚动元件的接触角在压力中心(Pi,Po)处与轮毂(12)的旋转轴(A-A)相交,所述压力中心(Pi,Po)在轮毂组件的外侧端位于所述凸缘(16)的外侧而在内侧位于所述轮毂(12)的外侧,以在压力中心(Pi,Po)之间限定宽的压力跨距,从而提供更大的力矩刚度、负载在轴承上的更佳分布并减小作用在所述凸缘(16)上的力矩,从力Fr在轴承轴线A-A上的施力点到外侧压力中心Po的距离短于到内侧压力中心Pi的距离。

2. 一种轮毂轴承组件,包括轮毂(12),该轮毂具有位于一个轴端的用于安装车轮的径向向外指向的凸缘(16);外侧环(26),该外侧环具有轴向间隔开的轴承滚道(22,24);以及以两排(Ri,Ro)安装于所述外侧环(26)和所述轮毂(12)之间的环形空间中的多个滚动元件;临近所述凸缘(16)的外侧排(Ro)滚动元件的节圆直径(Do)大于内侧排(Ri)中的滚动元件的节圆直径(Di);其中,所述内排和外排滚动元件的接触角在压力中心(Pi,Po)处与轮毂(12)的旋转轴(A-A)相交,以在压力中心(Pi,Po)之间限定宽的压力跨距,以及其中所述外排(Ro)的节圆直径(Do)比内侧排(Ri)的滚动元件的节圆直径(Di)大至少5毫米,从而提供更大的力矩刚度、负载在轴承上的更佳分布并减小作用在所述凸缘(16)上的力矩,从力Fr在轴承轴线A-A上的施力点到外侧压力中心Po的距离短于到内侧压力中心Pi的距离。

3. 根据权利要求2所述的轮毂轴承组件,其中所述两排(Ri,Ro)的滚动元件是滚珠。

4. 根据权利要求2所述的轮毂轴承组件,其中所述外侧排(Ro)的滚动元件是滚珠,而所述内侧排(Ri)的滚动元件是锥形滚子。

5. 一种轮毂轴承组件,包括轮毂(12),该轮毂具有位于一个轴端的用于安装车轮的径向向外指向的凸缘(16);外侧环(26),该外侧环具有轴向间隔开的轴承滚道(22,24);以及以两排(Ri,Ro)安装于所述外侧环(26)和所述轮毂(12)之间的环形空间中的多个滚动元件;临近所述凸缘(16)的外侧排(Ro)滚动元件的节圆直径(Do)比内侧排(Ri)中的滚动元件的节圆直径(Di)大至少5mm的距离;其中,所述外排滚动元件的接触角在压力中心(Po)处与轮毂(12)的旋转轴(A-A)相交,所述压力中心(Po)在轮毂组件的外侧端位于所述凸缘(16)的外侧,以在压力中心(Pi,Po)之间限定宽的压力跨距,从而提供更大的力矩刚度、负载在轴承上的更佳分布并减小作用在所述凸缘(16)上的力矩,从力Fr在轴承轴线A-A上的施力点到外侧压力中心Po的距离短于到内侧压力中心Pi的距离。

## 非对称轮毂组件

[0001] 本申请是具有的申请日为 2004 年 10 月 13 日的中国专利申请 200480001553.3、名为“非对称轮毂组件”的分案申请。该中国专利申请 200480001553.3 是具有国际申请号 PCT/US2004/033976、国际公布号 W02005/065077 的 PCT 申请进入中国国家阶段的申请，进入国家阶段日期为 2005 年 6 月 13 日。该 PCT 申请要求优先权日为 2003 年 10 月 14 日的 US60/511,004 和优先权日为 2004 年 10 月 13 日的 US10/964,013 的优先权。

### 技术领域

[0002] 本发明涉及在用于车辆的轮毂单元的改进，并且特别是涉及一种新的用于旋转地支撑车辆轮子的非对称轴承结构。

[0003] 本申请要求于 2003 年 10 月递交的美国临时申请系列号为 60/511004 的优先权。

### 背景技术

[0004] 用于车轮的轮毂单元本身并不是一种新技术。现有技术中的代表性单元披露在例如 2000 年 3 月 14 日授权的 OSHIAKI 的美国专利 No. 6,036,371 “用于车轮的滚动轴承单元”以及 1982 年 1 月 8 日授权的 Evans 的美国专利 No. 4,333,695 “滚动轴承”等专利中。如这些专利中所示，所述轮毂单元一般包括大概为圆柱体的轮毂，该轮毂带有径向向外定向的凸缘，用于通过一系列在圆周方向上间隔开的、容纳支撑车轮的托架 (lug) 或螺栓的螺栓孔安装在车轮上。轴向间隔的两排轴承支撑所述车轮从而在具有用于滚动元件的内部滚道的外环之间进行旋转。在 Yoshiaki 的 ‘371 专利中，所述轴承支撑包括一排滚珠和一排锥形滚子。

[0005] 即使这些轮毂组件一般情况下都可以满足想要达到的目的，但是本发明是对这种一般类型的轮毂组件进行的改进，其特征在于结构和配置的新颖特征，与现有技术相比具有功能上的优势，例如在轴承上具有更加平衡的负载分布，而且被称作“更坚硬”的轮毂减小弯曲力矩，尤其有益于转向操作。

### 发明内容

[0006] 本发明提供了一种非对称的单元，其中，在与所述轮毂的径向凸缘相邻的外侧排上的轴承的节圆直径大于内侧端轴承的节圆直径。在本发明的优选实施例中，轴承的外侧排和内侧排是角接触的滚珠轴承，并且外侧或者车轮端的一排轴承的直径优选地至少比内侧悬挂端的一排轴承的节圆直径大 5 毫米。通过这种结构，两个轴承排的接触角与轮毂轴线相交所在的压力中心之间的距离可以被最大化，从而提供高的弯曲刚度。而且，所述外侧排优选地在所述轮毂凸缘的外侧与轮毂轴线相交，从而在内侧和外侧轴承排之间更均匀地平衡系统负载。此外，由于采用了非对称的设计，外侧排可以容纳较多的滚珠，从而在不改变装置的几何结构的情况下增加轴承的能力。使用这种设计，外侧压力中心可以比对称单元更靠外侧，而不用增加接触角以及减小轴承径向动态能力。

[0007] 换句话说，将现有技术中的对称滚珠单元与本发明的非对称单元进行比较，非对

称结构提供了更大的能力而不会影响转向节或轴向凸缘的几何尺寸。因此,轴承设计人员可以将滚珠轴承应用到一般需要锥形轴承的应用场合中,从而提供经济性而不影响性能。

[0008] 如上面所述,使用非对称设计增加轮毂刚度改善噪音和振动刚性,提高转向准确度和车辆的动态性能,并且也改善了由于转轮实际运行而带来的制动磨损。

[0009] 在非对称设计而刚度提高的情况下,所以轮毂单元可以适应向轮毂施加较大弯矩的大直径车轮。非对称设计允许在不改变轮毂设计的情况下增加车轮的尺寸。

[0010] 总之,本发明改善了轮毂凸缘的强度,增加了耐久性并提高了轮毂的安全性。

## 附图说明

[0011] 下文将结合附图更加完整地阐述本发明的这些和其它目的和各个特点以及操作和结构的详细内容,其中:

[0012] 图 1 是根据本发明所述的非对称轮毂组件的横向剖面图;

[0013] 图 2 是根据本发明所述的非对称轮毂组件的另一实施例的横向剖面图;

[0014] 图 3 是根据本发明所述的非对称轮毂的横向剖面图,图中示出与现有技术的对称结构相比负载的平衡以及外侧排上径向负载分量的减小。

[0015] 图 4 是比较现有对称系统和本发明的非对称轮毂组件的负载分布的自由体受力图。

[0016] 图 5 是比较本发明的非对称轮毂设计和现有技术非对称系统的弯矩的自由体受力图。

## 具体实施方式

[0017] 现在参照附图,尤其是图 1,示出了根据本发明的总体上以附图标记 10 指明的非对称轮毂组件。轮毂组件 10 包括长形轮毂 12,该长形轮毂具有在轮毂 12 的轴向延伸的花键中心开口,并在其外侧端或车轮端具有圆周方向延伸的径向向外定向的凸缘 16,该凸缘具有一系列在圆周上间隔开的孔 18 用以通过柱螺栓 20 安装车轮。

[0018] 轮毂组件 10 包括外侧排和内侧排滚珠轴承,即依靠在外环 26 的外侧轴承滚道 22、24 上的  $R_o$ 、 $R_i$ 。用于外侧排  $R_o$  的内侧轴承滚道 28 与轮毂 12 形成整体,且用于内侧排滚珠轴承  $R_i$  的内侧轴承滚道 30 形成于环形插入件 32 上,在组装两排  $R_o$ 、 $R_i$  中的滚珠后,通过在轮毂 12 内轴端的沿圆周延伸的缘 34 该插入件被保持定位。常规密封件 S 设置于轮毂 12 和外环 26 之间的环形间隔的相对轴向端部处。而且,外环 26 在其内侧端或悬挂端具有装置 27,用于将其固定于车辆的机架或转向机构上。传感器 38 也安装在外环 26 中,该传感器面对轮毂上的传感环 40,用以以常规方式测量旋转速度。

[0019] 本发明的特征在于,结构和装置的新颖特征提供非对称轴承,其与现有技术相比具有功能上的优势。为此,外侧排滚珠  $R_o$  的节圆直径  $D_o$  优选地大于内侧排滚珠  $R_i$  的节圆直径  $D_i$ 。直径  $D_o$ 、 $D_i$  之差优选地至少为 5 毫米。而且,轴承的接触角  $\alpha$  在这里定义为压力中心  $P_o$ 、 $P_i$  的点处与轮毂的旋转轴 A—A 相交。压力中心  $P_o$ 、 $P_i$  在轮毂组件外侧端位于凸缘 (16) 外侧以及位于内侧端以改善性能,诸如更高的负载承受能力和负载在轴承  $R_o$ 、 $R_i$  上的更佳分布。

[0020] 图 3 示出了路面力如何作用在根据本发明所述的角接触滚珠轮毂部件的压力中

心  $P_o$ 、 $P_i$  上、从而改善轴承  $R_o$ 、 $R_i$  上的负载分布并且减少组件外侧凸缘 16 上的弯矩力臂。

[0021] 如图 3 所示,对于其中内排和外排  $R_i$ 、 $R_o$  的节圆直径相同的轴承结构来说,来自轮胎界面的负载力  $F_r$  作用在轴承几何中心 B—B 的外侧。因此,从力  $F_r$  在轴承轴线 A—A 上的施力点到外侧压力中心  $P_o$  的距离短于到内侧压力中心  $P_i$  的距离,因此,基于简支梁的理论,作用在外侧排外侧轴承  $R_o$  上的垂直力  $F_{v_2}$  的大小大于内侧力  $F_{v_1}$  的大小。如图 3 所示,通过增加外侧轴承  $R_o$  的节圆直径  $D_o$  而不改变接触角  $\alpha$ ,到力  $F_{v_3}$  的距离得以增加,从而减小了该力的大小。增加外侧节圆直径  $D_o$  在每个滚珠之间提供更大的空间或间隔,因此,外侧排滚珠  $R_o$  直径的增加通过更多的滚动元件实现了外侧排  $R_o$  预期寿命以及另外负载承载能力的双重改善,并在轴承  $R_o$ 、 $R_i$  之间实现了更平衡的负载分布。在大多数情况下,由于主要因为转向节和刹车件的几何结构,轴承外侧比内侧具有更大的径向空间,所以组件的整个几何结构不会由于滚动元件外侧排  $R_o$  的节圆直径  $D_o$  的增加而受到影响。

[0022] 图 5 是自由体受力图,示出了在转向状态下侧向路面力  $F_a$  对作用在轮毂组件上的弯矩的影响。如图 5 所示,对称结构的力矩臂  $L_1$  大于非对称结构的力矩臂  $L_2$ ,由于这一原因,绕 A 的力矩  $F_a \times L_1$  大于绕 B 的力矩为  $F_a \times L_2$ 。因此,由于力矩臂的不同,所以对称结构上的有效力矩较高,因此轮毂凸缘上产生更大的弯曲,对轮毂组件的“刚度”产生了不利的影响。

[0023] 图 2 示出了根据本发明所述的非对称轮毂组件的改进实施例。总体由附图标记 10a 所指定的轮毂组件就组成部件而言是相同的,在此情况下不同的是,内侧轴承  $R_i$  为锥形滚子轴承应用于主要负载为径向的场合。这种结构可适用于现有的锥形滚子轴承需要更换而不必改变转向节直径的场合。

[0024] 该发明在主要是径向负载的情况下改善性能,例如应用于典型地使用锥形滚子的重型卡车中。轴承采用了与上述相同的内侧和外侧排  $R_i$ 、 $R_o$  的偏移关系,接触角  $\alpha$  优选地相交于轮毂轴端的外侧。在外侧排  $R_o$  使用滚珠的优选非对称设计在不牺牲负载承载能力的同时改善了轮毂刚度和结构强度。

[0025] 如上所述,在对称设计中,作用在外侧排的垂直力  $F_{v_2}$  的大小大于作用在内侧的力  $F_{v_1}$ ,由此会降低外侧排  $R_o$  的预期寿命。通过增加节圆直径来实现非对称设计,即使不改变接触角  $\alpha$  也会得到多重效益。如图 3 所示,力的大小被减小 ( $F_{v_3}$ ),并产生更多的空间以容纳更多的滚珠,从而改善预期寿命并产生进一步减小的力  $F_{v_4}$ 。

[0026] 总之,非对称设计的益处包括提供改善了的制动磨损的高的弯曲刚度,较好的驾驶精度,优化的轴承能力和预期寿命。

[0027] 虽然这里示出并描述了本发明的特定实施例,但是并不是为了限制本发明,在所附的权利要求的范围内也可以进行修改和变动。

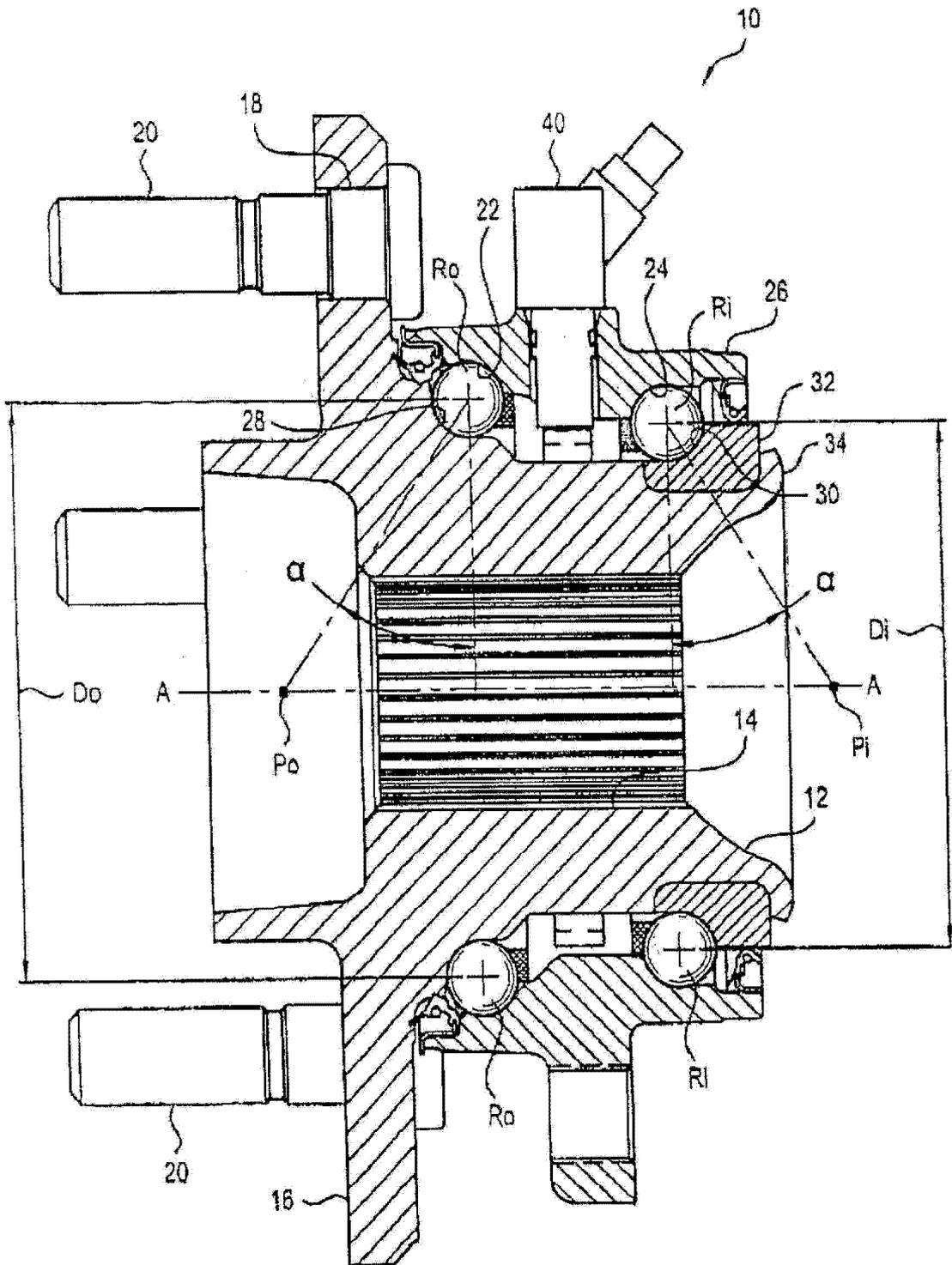


图 1

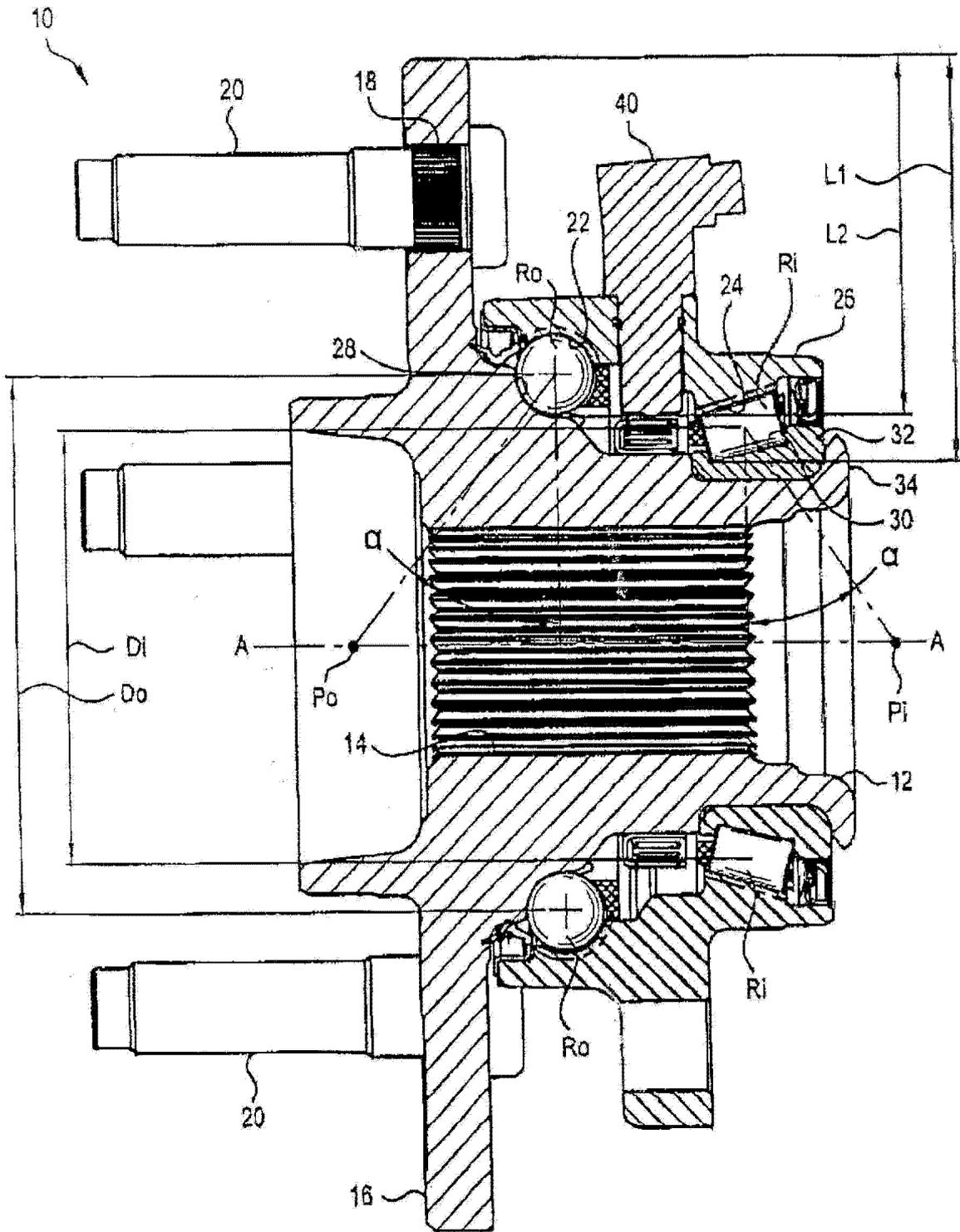


图 2

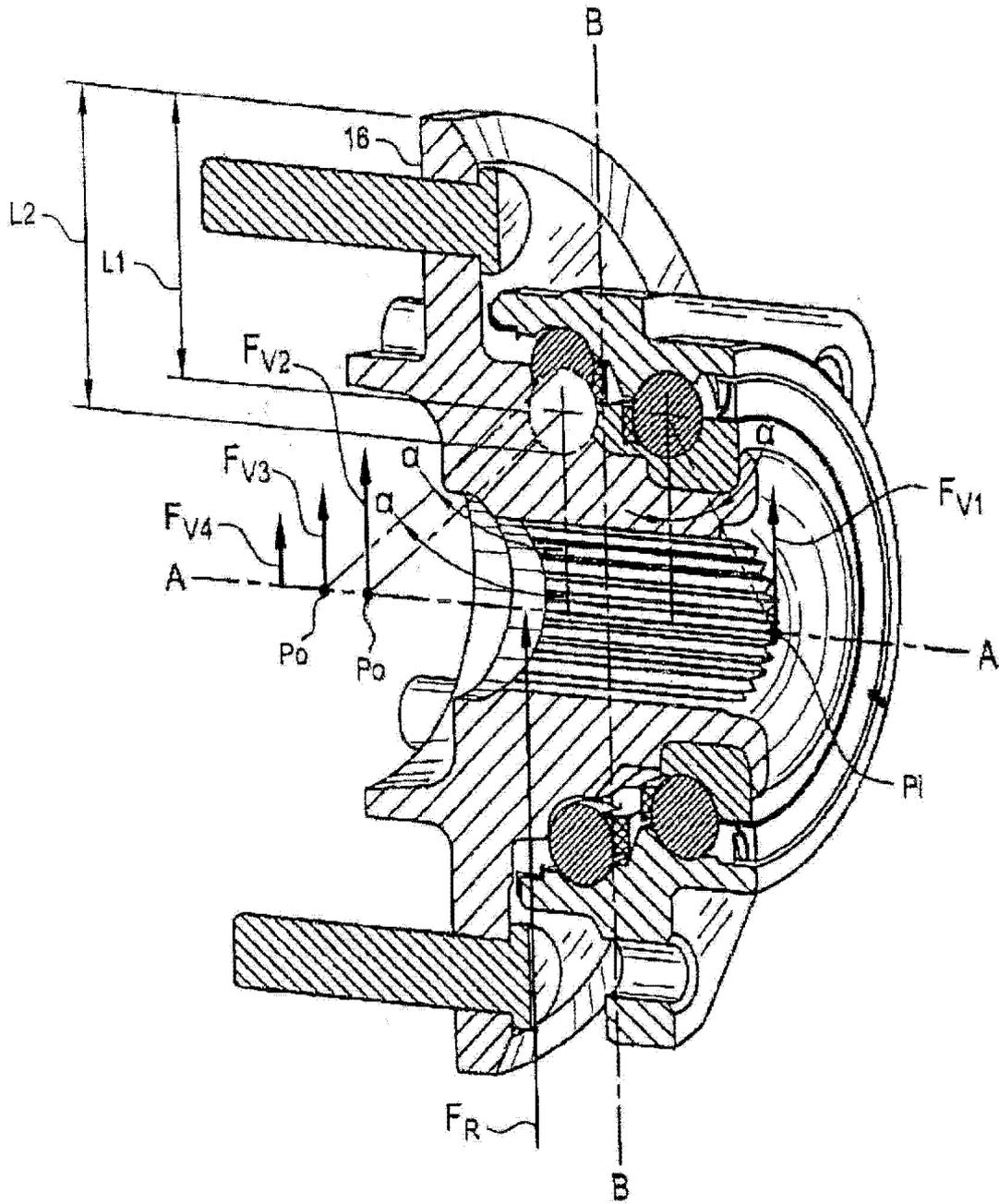


图 3

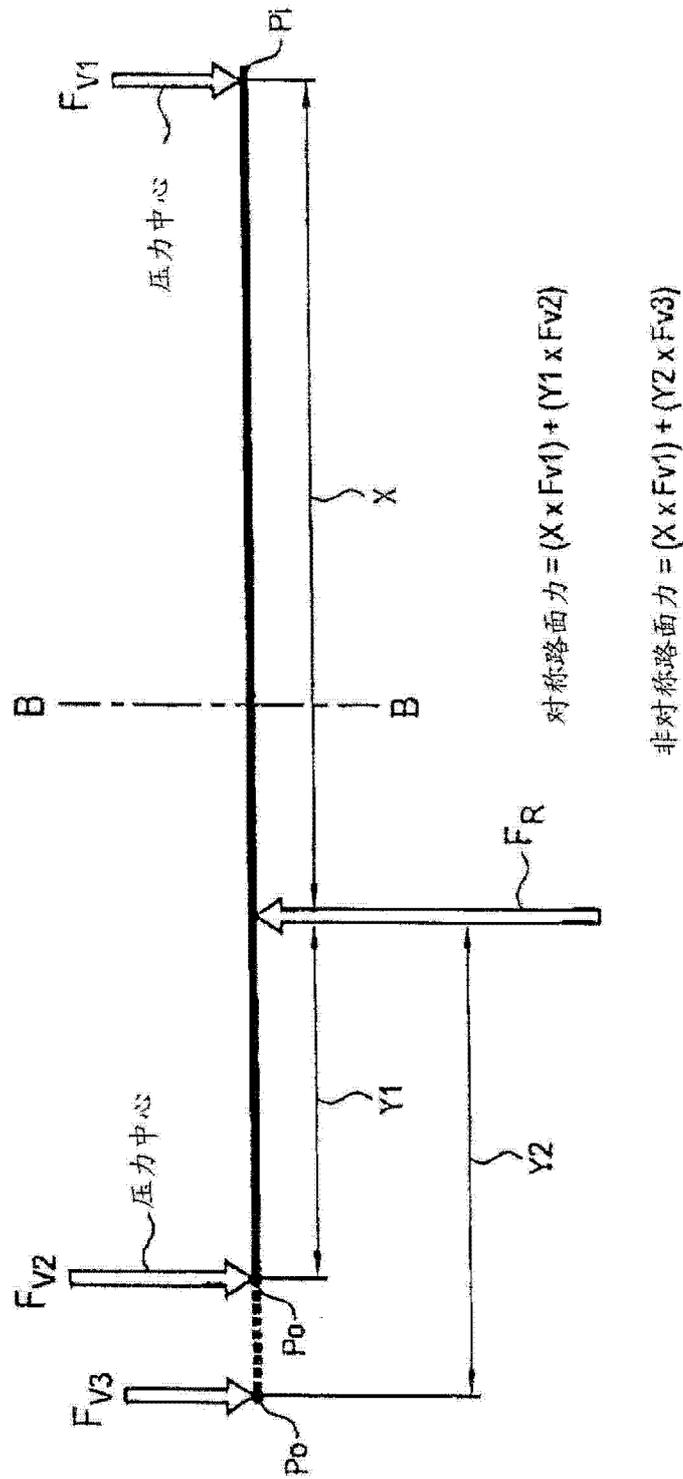
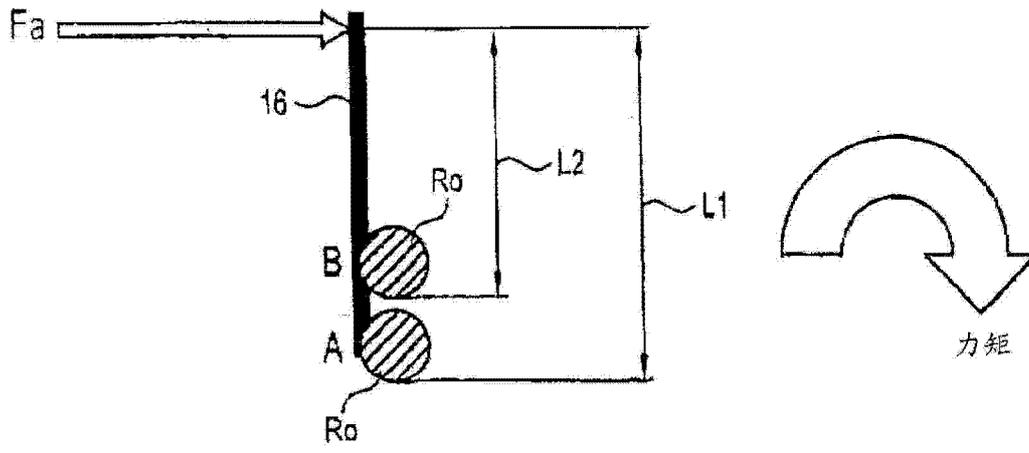


图 4



绕A的力矩 =  $F_a \times L_1$  (对称部件)

绕B的力矩 =  $F_a \times L_2$  (非对称部件)

图 5