[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16C 19/36 (2006.01)
F16C 33/58 (2006.01)
F16C 33/36 (2006.01)

[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200910111438.6

[43] 公开日 2009 年 9 月 2 日

[11] 公开号 CN 101520071A

[22] 申请日 2009.4.9
[21] 申请号 200910111438.6
[71] 申请人 福建省永安轴承有限责任公司
地址 366000 福建省永安市中山路 699 号
[72] 发明人 陈其南 陈德富

[74] 专利代理机构 福州智理专利代理有限公司
代理人 丁秀丽

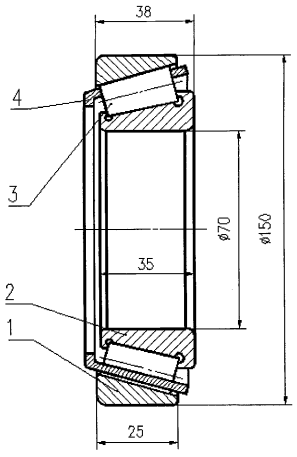
权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图 2 页

[54] 发明名称

高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承

[57] 摘要

一种高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，它包括包括外圈、内圈、夹设于它们之间起支撑作用并实现相对旋转的多个滚子以及隔开并引导滚子运动的保持架，内圈的大挡边为外凸曲线挡边；内圈大挡边根部宽度大于 6.47mm，油沟轴向深度尺寸小于 0.5mm；内、外圈滚道母线和滚子母线为对数曲线凸度形状；滚子数量少于 16 个、滚子长度小于 24mm 及滚道凸面半径小；滚子球基面半径小于 136mm，滚子直径大于 21.671mm。 本发明具有使用寿命长，节能降耗的优点。



1、一种高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，它包括外圈、内圈、夹设于它们之间起支撑作用并实现相对旋转的多个滚子以及隔开并引导滚子运动的保持架，其特征在于：内圈的大挡边为外凸曲线形状；内圈大挡边根部宽度大于6.47mm，油沟轴向深度尺寸小于0.5mm；内、外圈滚道母线和滚子母线为对数曲线凸度形状；滚子数量少于16个、滚子长度小于24mm及滚道凸面半径小；滚子球基面半径小于136mm，滚子直径大于21.671 mm。

2、根据权利要求1所述的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，其特征在于：所述的大挡边粗糙度值小于0.4μm；滚子的球基面粗糙度值小于0.4μm。

3、根据权利要求2所述的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，其特征在于：所述的内圈的大挡边外凸曲线的凸度量为 4～6μm，内圈的大挡边根部宽度为6.97mm；油沟轴向深度为 0.3 mm；内圈的滚道母线和外圈的滚道母线的凸度量为8～11μm；滚子的母线的凸度量为9～12μm；滚子的数量为15个，滚子长度为23.3 mm；滚子的球基面半径为128mm；滚子的直径为22.994mm。

4、根据权利要求3所述的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，其特征在于：所述的大挡边粗糙度为0.25μm，滚子的球基面粗糙度为0.20μm。

5、根据权利要求1~4中的任意一项所述的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承，其特征在于：所述的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承与原通用轴承的外形尺寸和接触角相同且额定负荷不低于原标准设计值。

高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承

技术领域

本发明涉及一种圆锥滚子轴承，特别是涉及用于载重汽车驱动桥主减速器上的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承。

背景技术

圆锥滚子轴承是一种标准的机械基础件，也是通用件。每个型号的外形尺寸是标准的，其各个零件的尺寸也是基本不变的。理论上讲，同一型号的轴承只要外形尺寸、额定负荷和极限转速满足使用要求，均可用于各种工况。然而，一些特殊工况对轴承的要求还是有所区别的。例如，载重汽车驱动桥主减速器主锥圆锥滚子轴承（内轴承）因其承受很大的轴向载荷，采用通用轴承往往在超载、路况差的工况下，容易造成轴承内圈大挡边破裂，轴承损坏。另外，通用轴承对降低摩擦力矩也没有采取特殊措施，因此，在对汽车的节能和环保要求越来越高的情况下，降低轴承的摩擦力矩也是非常重要的。

发明内容

本发明的目的在于提供一种节能耐用的高强度低摩擦力矩圆锥滚子轴承。

本发明包括包括外圈、内圈、夹设于它们之间起支撑作用并实现相对旋转的多个滚子以及隔开并引导滚子运动的保持架，内圈的大挡边为外凸曲线挡边；内圈大挡边根部宽度大于 6.47mm，油沟轴向深度尺寸小于 0.5mm；内、外圈滚道母线和滚子母线为对数曲线凸度形状；滚子数量少于16个、滚子长度小于24mm及滚道凸面半径小；滚子球基面半径小于136mm，滚子直径大于21.671 mm。

本发明具有下述优点：1、轴承外形尺寸与原通用轴承相同，满足了汽车的安装要求；2 通过加大内圈大挡边根部宽度，减少油沟轴向深度尺寸，从而增加挡边强度，提高轴向承载能力，防止大挡边破裂；3 内外滚道和滚子母线由原来的直线改变为对数曲线凸度形状且加大凸度量，有效消除“边缘应力”，提高寿命；4、减少滚子数量、滚子长度及滚道凸面半径（大凸度量），减少滚动接触面积，减少粘滞滚动阻力，降低摩擦力矩；5、减少滚子球基面半径，内圈大挡边由原来的直挡边改变为外凸曲线挡边，改善润滑条件，有利于形成流体动力润滑（油膜），减轻内圈大挡边和滚子球基面间滑动摩擦，降低摩擦力矩，并且

避免轴承过热运转和咬死的危险，提高轴承寿命；6、增大对摩擦力矩影响较小的滚子直径，弥补因滚子数量减少而导致额定动载荷的下降。

附图说明

下面结合附图和实施例对本发明作进一步说明。

图 1 是已有技术的通用轴承圆锥滚子轴承的剖视图。

图 2 是已有技术的通用轴承外圈零件图。

图 3 是已有技术的通用轴承内圈零件图。

图 4 是已有技术的通用轴承滚子零件图。

图 5 是本发明的剖视图。

图 6 是本发明的轴承外圈零件图。

图 7 是本发明轴承内圈零件图。

图 8 是本发明的轴承滚子零件图。

图 1 和图 5 中：1-外圈、2-内圈、3-滚子、4-保持架。

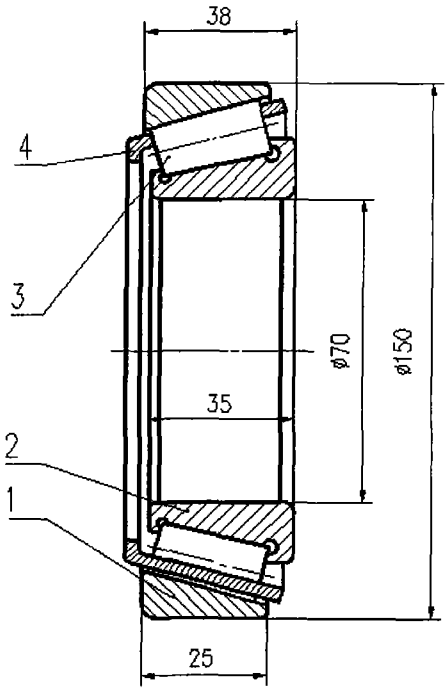
具体实施方式

如图 5~图 8 所示本发明包括外圈、内圈、夹设于它们之间起支撑作用并实现相对旋转的多个滚子以及隔开并引导滚子运动的保持架，与现有技术的相对应部分相比，本发明中：内圈的大挡边为外凸曲线挡边；内圈大挡边根部宽度大于 6.47mm，油沟轴向深度尺寸小于 0.5mm；内、外圈滚道母线和滚子母线为对数曲线凸度形状；滚子数量少于 16 个、滚子长度小于 24mm 及滚道凸面半径减小；滚子球基面半径小于 136mm，滚子直径大于 21.671 mm。大挡边粗糙度值小于 0.4 μm；滚子的球基面粗糙度值小于 0.4 μm。低摩擦力矩圆锥滚子轴承与原通用轴承的外形尺寸和接触角相同且额定负荷不低于原标准设计值。

图 1~图 4 为现有技术的通用轴承圆锥滚子轴承示意图。通过与本发明对比可知，本发明与原通用轴承的外形尺寸和接触角相同且额定负荷不低于原标准设计值，满足了汽车的安装要求。内圈 2 的大挡边根部宽度由图 3 的 6.47mm 增加为图 7 的 6.97mm、油沟轴向深度由图 3 的 0.5mm 减少为图 7 的 0.3 mm，从而增加了挡边强度，提高轴承的轴向承载能力，防止大挡边破裂。外圈 1 的滚道和内圈 2 的滚道母线由图 2、图 3 的直线改变为图 6、图 7 的对数曲线凸度形状且凸度量为 8～11 μm（经过实施例实验检测凸度量可以是 8～11 μm 之间的任意数，包括 8 和 11 μm），滚子 3 的母线由图 4 的的直线改变为图 8 的对数曲线凸度形状

且凸度量为 9～12μm（经过实施例实验检测凸度量可以是 9～12μm之间的任意数，包括 9 和 12μm），有效消除“边缘应力”，提高寿命。滚子 3 的数量由图 1 的 16 个减少为图 5 的 15 个、滚子长度由图 4 的 24 mm 减少为图 8 的 23.3 mm，减少滚动接触面积，减少粘滞滚动阻力，降低摩擦力矩。滚子 3 的球基面半径由图 4 的 136mm 减少为图 8 的 128mm，内圈 2 的大挡边形状由图 3 的直线改变为图 7 的外凸曲线形状且凸度量为 4～6μm（经过实施例实验检测凸度量可以是 4～6μm之间的任意数，包括 4 和 6μm）、大挡边粗糙度由图 3 的 0.4μm减少为图 7 的 0.25μm，滚子 3 的球基面粗糙度由图 4 的 0.4μm减少为图 8 的 0.20μm，改善润滑条件，减轻内圈大挡边和滚子球基面间滑动摩擦，降低摩擦力矩。同时，滚子 3 的直径由图 4 的 21.671 mm 加大到图 8 的 22.994mm，弥补因滚子数量减少而导致额定动载荷的下降。

本发明在保密状态下经过安装于东风牌 EQ153 载重汽车驱动桥主减速器上使用，在保密状态下进行产品经近三年主机配套载重汽车，没有发生轴承内圈大挡边破裂，导致轴承损坏的故障，满足了汽车的长寿命要求。解决了原采用通用轴承存在的缺陷，产品获得主机厂的认可。同时，经与改进前的通用轴承对比测试，摩擦力矩降低了 43%，对提高轴承寿命，降低汽车能耗有着较大的帮助。



滚子数:16

图1

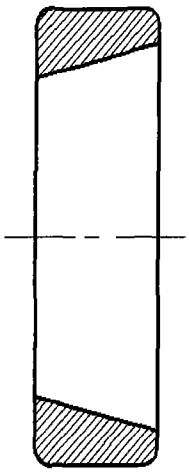


图2

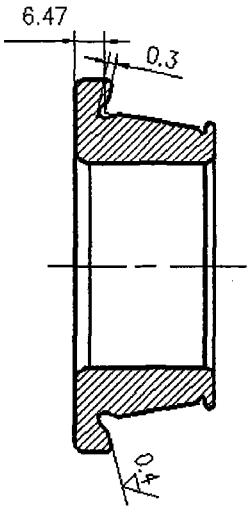


图3

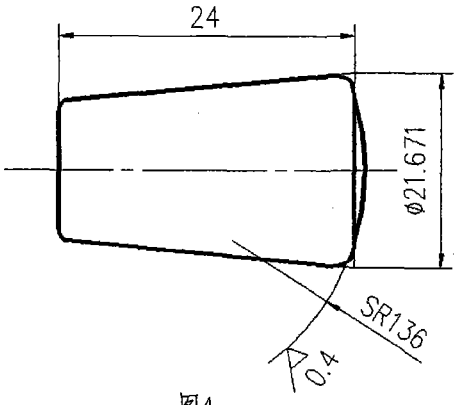
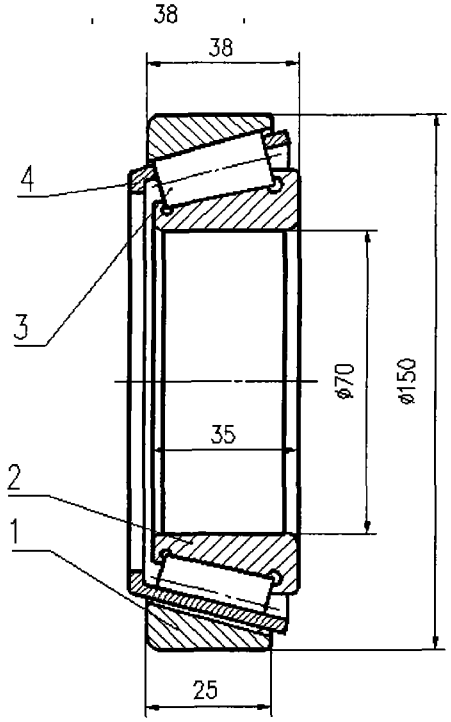


图4



滚子数:15

图5

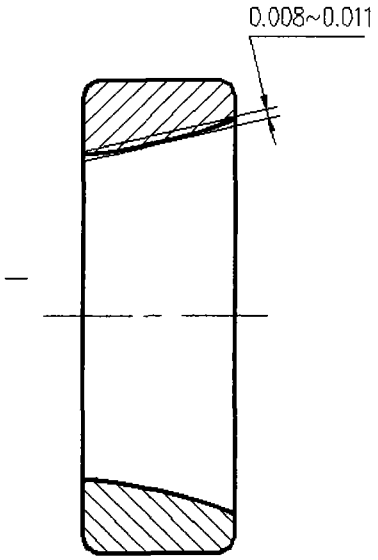


图6

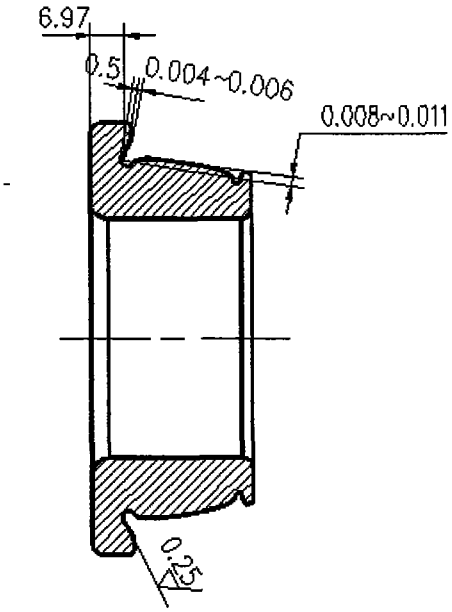


图7

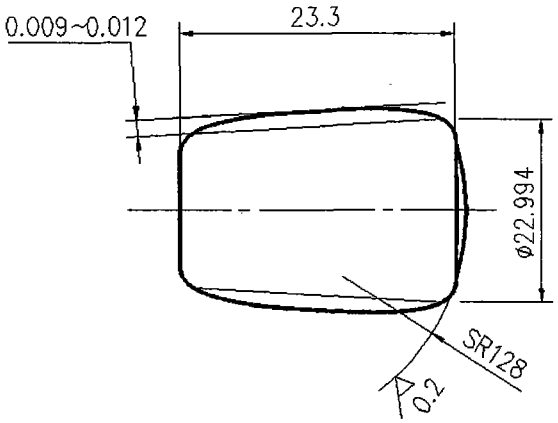


图8