



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 205226065 U

(45) 授权公告日 2016. 05. 11

(21) 申请号 201521014469. 7

(22) 申请日 2015. 12. 08

(73) 专利权人 中车大连机车研究所有限公司

地址 116021 辽宁省大连市沙河口区中长街
49 号

(72) 发明人 李琦 高博 黄佳伟

(74) 专利代理机构 大连万友专利事务所 21219

代理人 王发

(51) Int. Cl.

F16C 32/06(2006. 01)

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

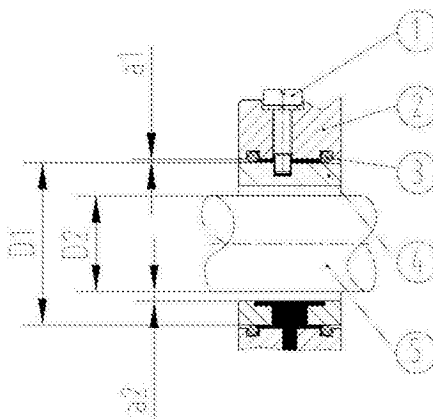
权利要求书1页 说明书2页 附图2页

(54) 实用新型名称

涡轮增压器用半浮动径向轴承

(57) 摘要

本实用新型公开了一种涡轮增压器用半浮动径向轴承, 轴承座与三油楔轴承为间隙配合并且两端有 O 形圈密封, 轴承座中的限位螺钉插入到三油楔轴承的限位孔中, 且限位螺钉与轴承的限位孔存在一定间隙, 主轴穿过三油楔轴承的内孔。轴承座与三油楔轴承之间的直径方向间隙为三油楔轴承外径的 0. 15%~0. 25%。三油楔轴承与主轴的直径方向间隙为主轴直径的 0. 1%~0. 3%。采用此种半浮动径向轴承进一步提高了轴承承载能力, 提高了转子的稳定性。



1. 涡轮增压器用半浮动径向轴承,其特征在於:轴承座(2)与三油楔轴承(4)为间隙配合,轴承座(2)内孔左右两端设有凹槽,凹槽内装有O形圈(3),轴承座(2)上的限位螺钉(1)插入到三油楔轴承(4)的限位孔中,限位螺钉(1)与三油楔轴承(4)的限位孔存在间隙,主轴(5)穿过三油楔轴承(4)的内孔。

2. 根据权利要求1所述的涡轮增压器用半浮动径向轴承,其特征在於:轴承座(2)与三油楔轴承(4)之间的直径方向间隙 $2 \times a_1$ 为三油楔轴承外径 D_1 的0.15%–0.25%。

3. 根据权利要求1所述的涡轮增压器用半浮动径向轴承,其特征在於:三油楔轴承(4)与主轴(5)的直径方向间隙 $2 \times a_2$ 为主轴直径 D_2 的0.15%–0.3%。

涡轮增压器用半浮动径向轴承

技术领域

[0001] 本实用新型涉及一种径向轴承,尤其涉及一种涡轮增压器用半浮动径向轴承。

背景技术

[0002] 随着我国铁路内燃机车向高速重载化的发展,以及柴油机节能减排,对涡轮增压器的要求不断提高。增压器径向轴承作为涡轮增压器的关键零部件对增压的正常运行起着至关重要的作用。

[0003] 三油楔轴承,实际上就是在轴和轴承座之间加入一个可以自由转动的由三个变曲率曲面组成的浮环,由于自身能自动形成动压润滑以及其自动对中性,此类轴承在旋转机械中有很大的应用价值,因此在涡轮增压器中使用也越来越广泛,对其的承载内力以及稳定性提出更高的要求。

实用新型内容

[0004] 本实用新型所解决的技术问题是克服现有技术的不足提供一种改进设计的涡轮增压器用半浮动径向轴承结构。

[0005] 本实用新型采用的技术方案是轴承座与三油楔的轴承为间隙配合并且两端设有O形圈密封,拧入轴承座的限位螺钉可插入到轴承的限位孔中,且限位螺钉与轴承的限位孔存在一定间隙,主轴穿过三油楔轴承的内孔。轴承座与内表面带有三油楔的轴承之间的直径方向间隙为轴承外径的0.15%~0.25%。三油楔轴承与主轴的直径方向间隙为主轴直径的0.15%~0.3%。

[0006] 本实用新型的有益效果是由于改进设计的涡轮增压器用半浮动径向轴承结构油膜压力大幅提高,油膜的刚度和阻尼系数提高,进一步提高了轴承的承载能力和增压器转子的稳定性。

附图说明

[0007] 图1为本实用新型涡轮增压器用半浮动径向轴承结构的示意图;

[0008] 图2为现有技术半浮动径向轴承与轴承座间润滑油压力分布示意图;

[0009] 图3为本实用新型涡轮增压器半浮动径向轴承与轴承座间润滑油压力分布示意图。

[0010] 附图标记如下:1-限位螺钉,2-轴承座,3-O形密封圈,4-三油楔轴承,5-主轴。

具体实施方式

[0011] 下面结合附图对本实用新型作进一步说明。

[0012] 由图1可以看出,涡轮增压器半浮动轴承结构,轴承座2内孔左右两端设有凹槽,凹槽内装有O形圈3,轴承座2上的限位螺钉1插入到三油楔轴承4的限位孔中,限位螺钉1与三油楔轴承4的限位孔存在间隙,主轴5穿过三油楔轴承4的内孔。

[0013] 由图2和图3可以看出,改进后的半浮动径向轴承与轴承座间润滑油压力远大于原有

半浮动径向轴承与轴承座间滑油压力。

[0014] 对于固定瓦轴承油膜的刚度和阻尼系数的公式为：

$$[0015] \quad k_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \sin \Phi r d\Phi dz$$

$$[0016] \quad k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \sin \Phi r d\Phi dz$$

$$[0017] \quad k_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \cos \Phi r d\Phi dz$$

$$[0018] \quad k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \cos \Phi r d\Phi dz$$

$$[0019] \quad c_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial}{\partial \dot{x}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \sin \Phi r d\Phi dz$$

$$[0020] \quad c_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} = \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \sin \Phi r d\Phi dz$$

$$[0021] \quad c_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial}{\partial \dot{x}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \cos \Phi r d\Phi dz$$

$$[0022] \quad c_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} = \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\Phi_a}^{\Phi_b} -p \cos \Phi r d\Phi dz$$

[0023] 上述公式中 k_{ij} ——轴承刚度系数； c_{ij} ——轴承阻尼系数； $i, j = x, y$ ； p ——油膜压力；

[0024] Φ_a ——轴承中油膜起始角； Φ_b ——轴承中油膜终止角；

[0025] 由于改进设计的涡轮增压器用半浮动径向轴承结构油膜压力大幅提高，油膜的刚度和阻尼系数提高，因此进一步提高了轴承的承载能力和增压器转子的稳定性。

[0026] 另外，在液体动力润滑径向滑动轴承的设计中，索氏数(Sommesfeld数)是轴承承载能力的一个重要参数。在滑动轴承的其它参数相同时，索氏数值越小，则转子系统越稳定。但同时轴承 S 不能过小，过小后油膜厚度会变小，导致轴承超温及轴承磨损。

$$[0027] \quad S = \frac{\mu N_s}{p} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

[0028] 式中： S ——轴承索氏数； μ ——滑油绝对粘度； p ——轴承载荷； R ——形成油膜转轴半径；

[0029] C ——径向半径间隙； R ——旋转轴颈； N_s ——相对转速

[0030] 对于半浮动轴承，插入限位销钉，即减小了相对转速 N_s ，限位销钉存在一定间隙，即要存在一定的相对运动。通过计算轴承座与三油楔轴承之间的直径方向间隙 $2 \times a_1$ 为三油楔轴承外径 D_1 的 $0.15\% \sim 0.25\%$ 。三油楔轴承与主轴的直径方向间隙 $2 \times a_2$ 为主轴直径 D_2 的 $0.15\% \sim 0.3\%$ 时，转子运行稳定性较好。

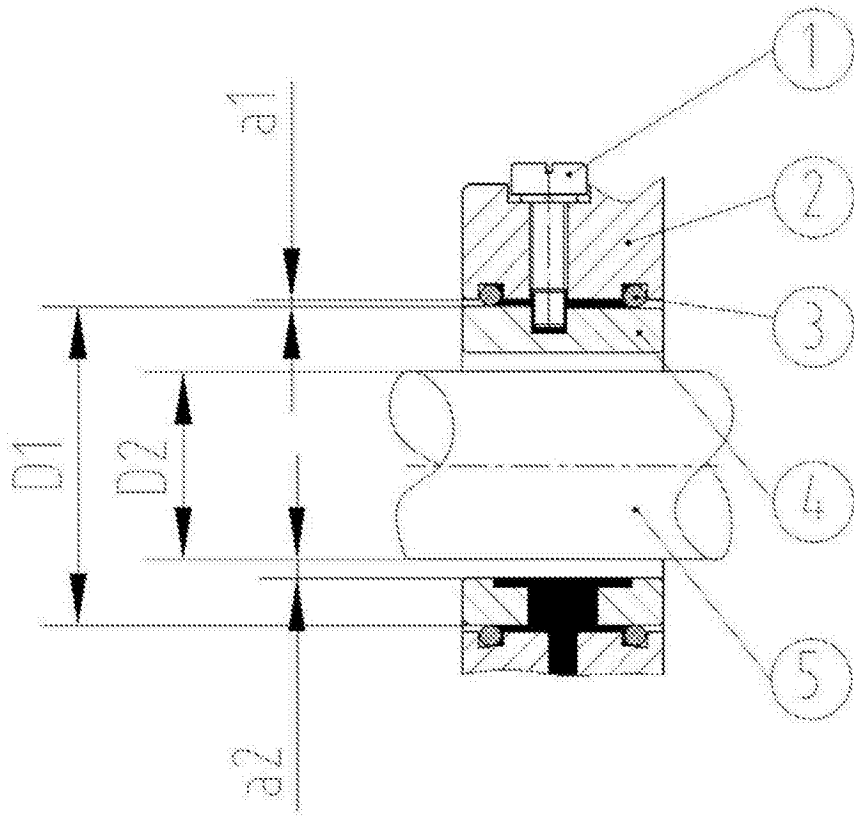


图1

压力分布

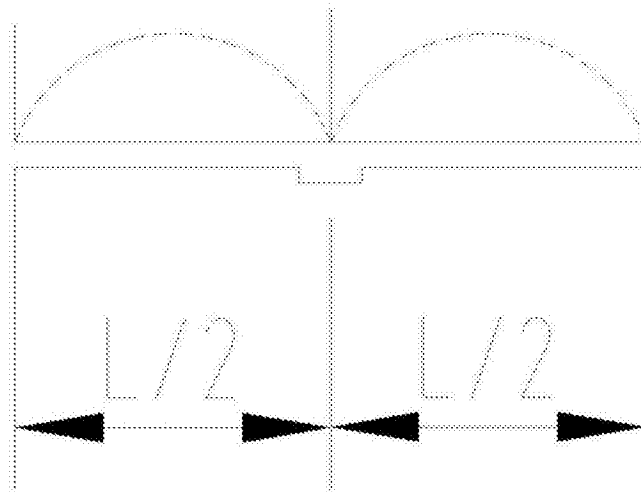


图2

压力分布

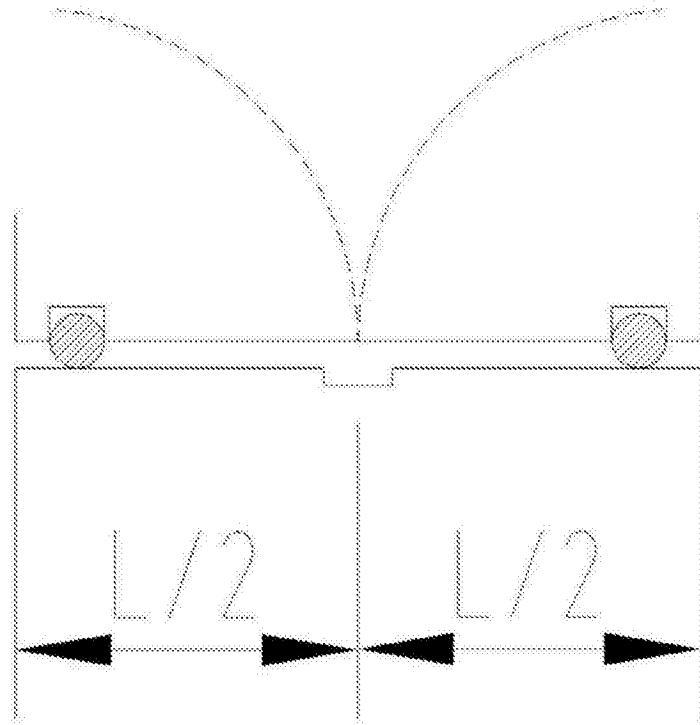


图3