

# 某工程车轴箱轴承内圈装反对轴承寿命的影响分析

雷亚南,黄志辉,秦晓特,郑志伟,穆云飞,何建明

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

**摘要:**针对内圈装反的轴承进行受力分析与寿命评估。分别采用 Hertz 弹性接触理论和有限元方法对正确安装的双列圆柱滚子轴承接触应力进行计算,对比分析两种方法下的滚子与外圈以及滚子与内圈的接触应力分布情况。根据 ISO 国际标准理论算法计算了正确安装轴承的寿命,通过 L-P 寿命理论和 ASH 法则得到了内圈装反轴承的寿命,以轴承整体寿命作为评估对象,内圈装反轴承寿命为  $302.55 \times 10^4$  公里,仅是正确安装轴承寿命的 20.44%。

**关键词:**工程车;轴箱轴承;内圈装反;接触应力;有限元;寿命

**中图分类号:**U260 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2022)03-0022-05

## Analysis on Influence of Reverse Installation of Inner Ring of Axle Box Bearing of Engineering Vehicle on Bearing Life

LEI Yanan, HUANG Zhihui, QIN Xiaote, ZHENG Zhiwei, MU Yunfei, HE Jianming

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** The stress analysis and life evaluation are carried out for the bearing with inverted inner ring. Contact stress of double row cylindrical roller bearing correctly installed is calculated by Hertz elasticity contact theory and finite element method respectively, and the contact stress distributions between roller & outer ring and roller & inner ring by the two means are compared and analyzed. According to ISO international standard theory algorithm, the bearing life under correct installation condition is determined. By L-P life theory and ASH rule, bearing life with inverted inner ring is obtained. With the overall life of the bearing being the evaluation standard, bearing life with inverted inner ring is 3 025 500 km, 20.44% of the bearing life in correct installation.

**Keywords:** engineering vehicle; axle box bearing; reverse installation of inner ring; contact stress; finite element; life

## 0 引言

轴箱轴承作为转向架重要部件,不仅要承受车辆较大的径向载荷,还要传递轴向载荷,其性能优劣将直接影响寿命以及车辆的运行安全。在轴承实际安装过程中,由于工人操作失误,轴承内圈出现装反的情况,导致滚子部分区域处于悬空状态,影响了轴承的载荷分布情况及寿命,所以有必要对内圈装反的轴承进行受力分析与寿命评估。

## 1 双列圆柱滚子轴承接触应力计算

### 1.1 轴承参数

轴承采用双列圆柱滚子轴承,由 NJP 2228Q1/C4S0 型号轴承以及 NJ2228Q1/C4S0 型号轴承组合而成。此轴承具有结构紧凑、承载能力大及受负荷后变形小等优点,一般用于工程车上。双列圆柱滚子轴承三维模型及部分剖面图如图 1-图 2 所示,轴承参数如表 1 所示。

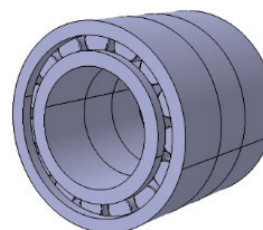


图 1 双列圆柱滚子轴承三维模型

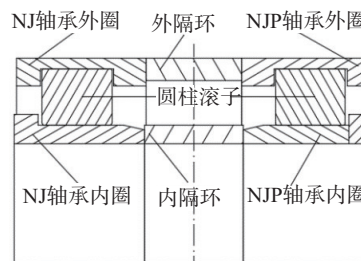


图 2 双列圆柱滚子轴承部分剖面图

基金项目:国家自然科学基金项目(U19A20109)

第一作者简介:雷亚南(1994—),男,湖南邵阳人,硕士研究生,研究方向为车辆设计理论与强度分析。

表 1 轴承参数

轴承参数	数值
内径×外径×宽度(NJ 轴承)/mm	140×250×68
内径×外径×宽度(NJP 轴承)/mm	140×250×68
滚子的数目/个	15
轴承径向游隙/mm	0.165~0.215
油脂类型	润滑脂 L218
注脂量/g	290~310
内外圈材质	GCr18Mo(电渣重熔)
滚子材质	GCr15(电渣重熔)
摩擦系数	0.006

## 1.2 轴承径向载荷分布情况

根据轴承的受载特点与径向游隙情况,双列圆柱滚子轴承只有上半圈的部分滚子承受载荷。依据 Stribeck 理论<sup>[1]</sup>,双列圆柱滚子轴承径向载荷分布情况如图 3 所示。

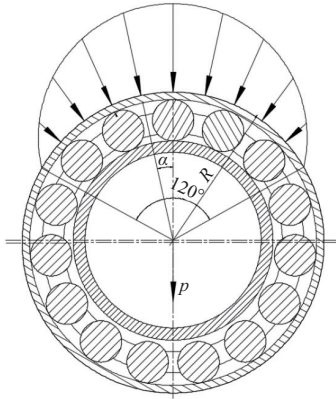


图 3 双列圆柱滚子轴承径向载荷分布情况

在图 3 中,选取与轴承内圈圆心成 120° 的外圈表面作为承载面,受载表面压力呈  $\cos$  函数分布,压力分布函数  $p_i$  为

$$p_i = C \cos(\alpha \beta^{-1} \pi) \quad (1)$$

式中: $C$  为压力系数; $\alpha$  为受载位置点和内圈圆心的连线与垂线的夹角, $\alpha \in \left(-\frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{3}\right)$ , rad; $\beta$  为外圈承载面两端位置点与内圈圆心所成的夹角, $\frac{2\pi}{3}$  rad。

径向总载荷  $P$  为

$$P = \int_{-\frac{\beta}{2}}^{\frac{\beta}{2}} p_i \cdot \cos \alpha \cdot RL d\alpha \quad (2)$$

式中: $R$  表示外圈半径,mm; $L$  表示外圈承载面宽度,mm。

轴箱轴承受载的是转向架一系簧上质量,轴承当量动载荷  $F_r$ <sup>[2]</sup> 为

$$F_r = (A - G_R) \cdot g \cdot f_z \cdot f_a \cdot i_R^{-1} \quad (3)$$

式中: $A$  为轴质量,取 23000 kg; $G_R$  为簧下质量,取 2100 kg; $g$  为 9.81 m/s<sup>2</sup>; $f_z$  为垂向动载系数,取 1.5; $f_a$  为载荷系数,取 1; $i_R$  为每轮对上的轴承数量,取 2。

假定径向总载荷  $P$  与轴承当量动载荷  $F_r$  相同,联立式(1)-式(3)得到轴承外圈受载面的压力分布函数  $p_i$  为

$$p_i = 6.5 \cos(1.5\alpha) \quad (4)$$

## 1.3 Hertz 弹性接触理论接触应力计算

Hertz 弹性接触理论计算接触应力的假设为<sup>[3]</sup>:

- 1) 接触物体产生弹性变形遵从虎克定律;
- 2) 负载与接触表面垂直,且接触区域的摩擦系数为 0;
- 3) 接触面的曲率半径远大于接触宽度;
- 4) 接触体的直径远小于其长度。

根据 Hertz 公式可得:

$$\delta_H = \left[ \frac{F(\rho_1^{-1} \pm \rho_2^{-1})}{\pi L} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (5)$$

$$a = \left\{ \frac{4F[E_1^{-1}(1-\mu_1^2) + E_2^{-1}(1-\mu_2^2)]}{\pi L(\rho_1^{-1} \pm \rho_2^{-1})} \right\}^{0.5} \quad (6)$$

式中: $\delta_H$  为接触应力,MPa; $F$  为法向接触外载荷,N; $L$  为接触线长度,mm; $\rho_1, \rho_2$  分别等于两接触物体节点的曲率半径,mm;正号用于外接触,负号用于内接触; $E_1, E_2$  分别为两圆柱体材料的弹性模量,MPa; $\mu_1, \mu_2$  分别为两圆柱体材料的泊松比; $a$  为接触半宽,mm。

## 1.4 有限元接触应力计算

1) 轴承有限元模型的建立

根据轴承的承载特点与接触特性,轴承最顶端的圆柱滚子相比于其他滚子所受径向载荷、应力以及变形量最大,因此选取轴承的最顶端滚子以及与之相接触的内外圈部分,即轴承 1/15 的最顶端部分作为研究对象,所研究轴承部分的三维模型如图 4 所示。

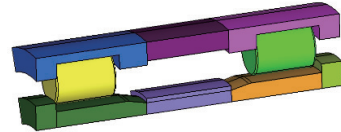


图 4 轴承部分三维模型

2) 网格划分与接触设置

将研究模型导入到有限元软件中,并对其进行网格划分及接触设置。通过网格收敛性分析,接触区域的网格大小选为 0.1 mm,其他非关键部位的网格大小取 1~2 mm,网格单元采用 solid186 单元,有限元模型的单元数和节点数分别为 635 205 个和 753 832 个。滚子与内外圈的接触采用面面接触,滚子的接触表面作为目标面,采用 target170 单元,内外圈的接触表面作为接触面,采用 contact173 单元,共设置 4 对接触,轴承部分有限元模型如图 5 所示。

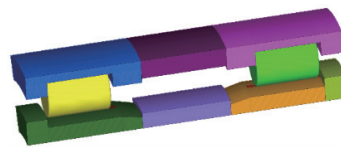


图 5 轴承部分有限元模型

### 3) 边界条件

根据轴承的受力情况,在 NJP 以及 NJ 型号轴承外圈承载表面上施加  $\cos$  函数压力,轴承载荷施加位置如图 6 所示。轴承内圈与车轴过盈配合,因此固定约束施加在内圈以及内隔环的表面上;由于轴承受到垂向载荷且有垂向位移,需释放其  $z$  向自由度,对 NJP 和 NJ 型号轴承外圈侧面以及滚子的两侧表面的中心节点约束其横向与纵向的自由度,即  $x$  与  $y$  方向的自由度<sup>[4]</sup>;轴承约束施加位置如图 7 所示。



图 6 轴承载荷施加位置

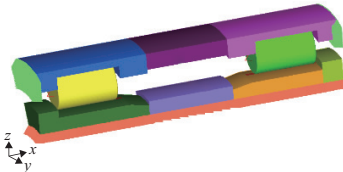


图 7 轴承约束施加位置

## 1.5 两种方法接触应力结果对比

由于轴承具有对称性,所以以下只列出 NJ 型号轴承的接触应力云图。有限元方法所得到的滚子与外圈以及滚子与内圈的接触应力云图如图 8-图 9 所示。

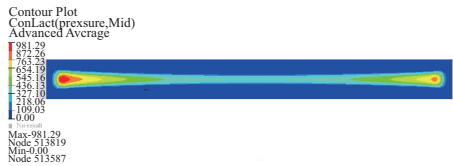


图 8 滚子与外圈的接触应力云图

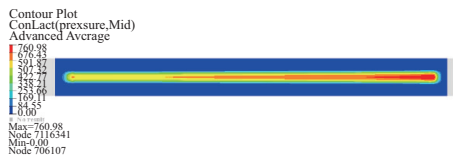


图 9 滚子与内圈的接触应力云图

从图 8 可知,外圈与滚子在接触表面上受力不均匀,接触表面中间部分与两侧部分接触应力相差较大,且右侧部分接触应力的集中系数比左侧部分大,这与 NJ 轴承外圈所受的载荷位置、外圈的形状以及滚子边缘效应有关。从图 9 可知,内圈与滚子在接触表面上受力较均匀,但还是存在应力集中现象,这与滚子与外圈的受力不均以及滚子的边缘效应有关。

运用 Hertz 公式与有限元方法所得到的接触应力和半宽结果对比如表 2 所示。

表 2 两种方法结果对比

名称	参数	计算方法		比值
		Hertz	有限元	
滚子与外圈	最大接触应力/MPa	1 105	981	0.89
	接触半宽/mm	0.38	0.57	1.50
滚子与内圈	最大接触应力/MPa	1 304	761	0.58
	接触半宽/mm	0.31	0.68	2.19

从表 2 可知,有限元方法计算滚子与外圈的接触半宽与 Hertz 公式计算结果的比值达到了 1.5,有限元方法计算滚子与内圈的接触半宽与 Hertz 公式计算结果的比值达到了 2.19。原因分析如下:1) 由轴承的尺寸参数可知,接触体的长度与直径的比值为 2 倍左右,而 Hertz 理论假定接触体初始情况为线接触,接触体直径远小于其长度,此假定会导致接触体受载后接触半宽小于实际情况;2) Hertz 接触理论视接触体为均匀受载,没有考虑外圈受载的复杂性导致的接触面积变化。

在载荷相同的情况下,接触半宽与接触应力成反比。在有限元方法计算的滚子与外圈的接触半宽与 Hertz 公式计算结果的比值达到 1.5 的情况下,有限元计算的滚子与外圈的接触应力与 Hertz 理论计算的结果却比较接近,原因在于外圈受载位置以及形状导致的接触应力集中和边缘效应。

Hertz 弹性接触理论由于受到各种假设的限制,不能考虑轴承受载以及形状的复杂性,因此采用有限元方法对内圈装反的轴承进行建模分析。

## 2 内圈装反对轴承寿命的影响

在轴承实际安装过程中,由于工人操作失误,NJP 轴承内圈出现装反的情况,即 NJP 轴承内圈有斜角的一侧本应装在内侧,却安装在了外侧,内圈装反轴承部分模型如图 10 所示。NJP 轴承的滚子右侧下表面没有和 NJP 轴承内圈接触,导致滚子的悬空,对滚子与内圈的安全运行非常不利,所以有必要对其进行寿命分析。

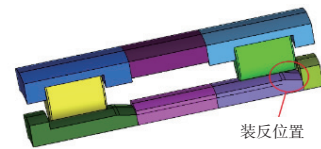


图 10 内圈装反轴承三维示意图

由于只有 NJP 轴承的内圈装反,所以只对 NJP 轴承在正确安装与内圈装反时的寿命进行对比分析。

### 2.1 正确安装轴承寿命计算

采用 ISO 281 : 2007(E) 标准<sup>[5]</sup>计算轴承基本额定寿命  $L_{10}$ :

$$L_{10} = (C_r F_r^{-1})^p \quad (7)$$

式中: $L_{10}$ 为基本额定寿命,百万转; $C_r$ 为基本额定动载荷,值为 1870 kN; $F_r$ 为当量动载荷,值为 142.34 kN; $p$ 为寿命指数,取  $10/3$ <sup>[6]</sup>。

理论计算寿命  $S$  为

$$S = L_{10} \cdot D \cdot \pi \quad (8)$$

式中:  $D$  为车轮轮径(半磨耗),取 880 mm。得到正确安装轴承的计算寿命里程为  $14.8 \times 10^6$  km。

### 2.2 内圈装反轴承寿命计算

由于 NJP 轴承的内圈装反,正确安装的轴承寿命公式不适用于内圈装反轴承寿命计算。根据内圈装反轴承的受力特点,滚子与外圈的接触长度不变,而滚子与内圈的接触长度变短,即滚子与内圈在接触线上受载不均,视为滚子与内圈出现偏载情况。利用有限元方法得到了在正确安装以及内圈装反两种情况下轴承滚子接触表面层区域内切应力分布,结合正确安装轴承理论计算寿命,根据 L-P 寿命理论和 ASH 法则得到内圈装反轴承的寿命<sup>[7]</sup>,内圈装反轴承寿命  $L_m$  为

$$L_m = L_a \cdot \left(\frac{l_m}{l_a}\right)^{\frac{1}{e}} \cdot \left(\frac{z_{om}}{z_{oa}}\right)^{\frac{h-1}{e}} \cdot \left(\frac{\tau_{om}}{\tau_{oa}}\right)^{-\frac{c}{e}} \quad (9)$$

式中:  $L_a$  为正确安装轴承寿命;  $l_m$ 、 $l_a$  分别为内圈装反及正确安装轴承接触区域有效长度, mm;  $z_{om}$ 、 $z_{oa}$  分别为内圈装反及正确安装轴承疲劳切应力深度, mm;  $\tau_{om}$ 、 $\tau_{oa}$  分别为内圈装反及正确安装轴承最大切应力, GPa;  $e$  为 weibull 斜率,取 2;  $h$  为切应力深度—寿命系数,取 2.33;  $c$  为切应力寿命系数,取 10.33。

### 2.3 正确安装与内圈装反轴承寿命结果对比

在同样的有限元建模方法,即相同的网格大小、接触设置以及边界条件下,得到了正确安装与内圈装反轴承滚子、内圈以及外圈的切应力分布情况。由于滚子与外圈接触受力情况比滚子与内圈的情况恶劣,因此以下只列出了滚子与外圈接触时的切应力分布情况。正确安装与内圈装反轴承情况下的滚子、内圈与外圈的切应力云图如图 11—图 16 所示。正确安装与内圈装反轴承切应力分布情况及寿命结果对比如表 3 所示。

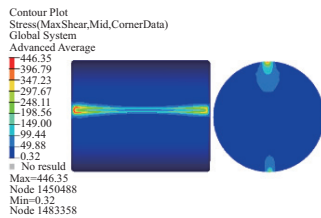


图 11 正确安装轴承滚子的切应力云图

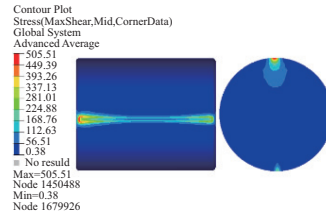


图 12 内圈装反轴承滚子的切应力云图

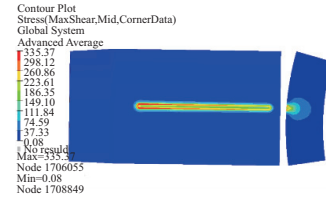


图 13 正确安装轴承内圈的切应力云图

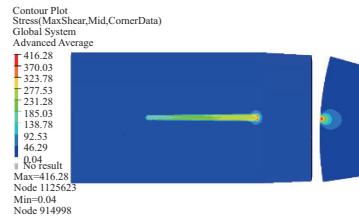


图 14 内圈装反轴承内圈的切应力云图

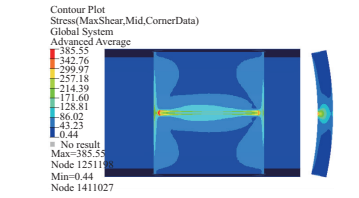


图 15 正确安装轴承外圈的切应力云图

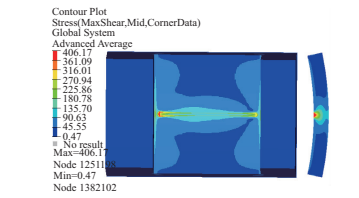


图 16 内圈装反轴承外圈的切应力云图

表 3 正确安装与内圈装反轴承切应力分布情况及寿命结果对比

指标	以内圈作为评估对象		以外圈作为评估对象		以滚子作为评估对象	
	正确安装	内圈装反	正确安装	内圈装反	正确安装	内圈装反
最大切应力/MPa	446.35	505.51	335.37	416.28	385.55	406.17
最大切应力深度/mm	6.09	8.76	8.31	7.62	4.83	5.31
接触区域有效长度/mm	39.64	40.17	39.54	29.37	39.64	40.17
轴承寿命( $\times 10^4$ )/km	1 480.00	984.42	1 480.00	530.88	1 480.00	1 245.25



HARRIS 在 L-P 理论的基础上对寿命进行了改进<sup>[8]</sup>, 考虑了滚子的寿命、轴承整体寿命与内圈、外圈以及滚子寿命的关系如公式(10)所示。

$$L = (L_r^{-e} + L_i^{-e} + L_e^{-e})^{-\frac{1}{e}} \quad (10)$$

式中:  $L$  为轴承的整体寿命;  $L_r$  为轴承的滚子寿命;  $L_i$  为轴承的内圈寿命;  $L_e$  为轴承的外圈寿命,  $e$  取  $\frac{9}{8}$ <sup>[9]</sup>。

综合表 3 及公式(10)可得, 内圈装反轴承寿命为  $302.55 \times 10^4$  km, 仅是正确安装轴承寿命的 20.44%, 说明轴承内圈装反对轴承的寿命影响极大。

### 3 结语

1) 分别采用 Hertz 弹性接触理论和有限元方法对正确安装的双列圆柱滚子轴承接触应力进行计算, 对比分析了两种方法下滚子与外圈以及滚子与内圈的接触应力分布情况。Hertz 弹性接触理论由于受到各种假设的限制, 不能考虑轴承受载以及形状的复杂性, 因此采用有限元方法对内圈装反的轴承进行建模分析。

2) 采用 ISO 国际标准理论算法, 确定了正确安装工况下轴承寿命。根据 L-P 寿命理论和 ASH 法则得到了内圈装反轴承寿命。以轴承整体寿命作为评估对象, 内圈装反

轴承寿命为  $302.55 \times 10^4$  km, 仅仅是正确安装轴承寿命的 20.44%。

#### 参考文献:

- [1] 陈於学, 杨曙年. 圆柱滚子轴承的动载荷分布[J]. 轴承, 2007(1): 9-11.
- [2] 郑志伟, 黄志辉. 高速变轨距转向架轴箱轴承在偏载作用下的寿命评估[J]. 机车电传动, 2020(5): 106-110, 113.
- [3] 陈於学. 基于接触力学的圆柱滚子轴承振动研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2005.
- [4] 余江鸿, 杨文, 李超, 等. 弹性复合圆柱滚子轴承接触特性分析[J]. 机械强度, 2015, 37(6): 1099-1105.
- [5] ISO 281: 2007 (E) Rolling bearings - dynamic load ratings and rating life. International organization for standardization [S].
- [6] 李震, 商慧玲, 张旭, 等. 高速动车轴箱轴承疲劳寿命计算方法[J]. 铁道学报, 2020, 42(3): 55-62.
- [7] 毛月新. 偏载滚子轴承凸度设计及疲劳寿命分析[D]. 上海: 上海大学, 2009.
- [8] 冷钢, 王黎钦, 郑德志, 等. 复杂工况下滚子轴承寿命的修正计算方法[J]. 轴承, 2012(12): 1-5.
- [9] 冷钢. 复合工况下高速滚动轴承的寿命和可靠性预测[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.

收稿日期: 2021-02-01

(上接第 18 页)

### 3 结语

基于试验和有限元仿真软件对复合材料夹芯壁板结构轴向压缩稳定性进行了系统的分析, 结果表明:

1) 复合材料夹芯结构在轴向压缩的过程中, 当达到屈曲载荷后会很快失去其承载能力;

2) 复合材料夹芯结构的破坏形式主要表现为明显的纤维断裂、芯材压溃和面芯分离;

3) 建立的有限元仿真分析模型可以对结构的承载能力以及破坏形式做出较好的预测。

#### 参考文献:

- [1] 陈悦, 朱锡, 李华东, 等. 复合材料夹芯梁屈曲破坏模式及极限承载[J]. 复合材料学报, 2016, 33(5): 991-997.
- [2] 万玉敏, 张发, 刘长喜, 等. 飞机典型薄壁复合材料夹层结构整体屈曲[J]. 复合材料学报, 2018, 35(8): 2235-2245.

[3] 王宝芹, 王沫楠, 刘长喜. 基于多尺度方法的蜂窝夹层复合材料结构轴向压缩稳定性[J]. 复合材料学报, 2020, 37(3): 601-608.

[4] HELLAL H, BOURADA M, HEBALI H, et al. Dynamic and stability analysis of functionally graded material sandwich plates in hygro-thermal environment using a simple higher shear deformation theory [J]. Journal of Sandwich Structures & Materials, 2019: 109963621984584.

[5] HASHIN Z. Analysis of composite materials—a survey [J]. Journal of Applied Mechanics, 1983, 50(3): 481-505.

[6] 程小全, 邹健, 许延敏, 等. 含孔平面编织混杂铺层层合板压缩破坏仿真[J]. 力学学报, 2007, 39(6): 829-834.

[7] 陈秀华. 三参数强度准则及复合材料层压板失效研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

[8] 吴龙兴. 复合材料泡沫夹芯壁板稳定性及承载能力研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.

收稿日期: 2021-03-05