第34卷 第3期 石家庄铁道大学学报(自然科学版) Vol. 34 No. 3

2021年9月 Journal of Shijiazhuang Tiedao University(Natural Science Edition) Sep. 2021

基于有限元方法的内圈装反轴承受力分析与寿命评估

宋杨法, 黄志辉, 雷亚南

(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,根据其径向载荷分布建立了有限元模型,研究了接触部位网格细 化对接触应力的影响,确定了合适的网格大小。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,并对比分析了不同凸悬量对 内圈装反轴承的寿命影响。结果表明,接触部位网格大小选择 0.1 mm,不仅能保证计算精度,且能 较大程度减少计算量;内圈装反轴承的内圈、外圈和滚子寿命较正确安装轴承下降幅度显著,分别为 正确安装轴承寿命的 14.74%、78.64%、52.98%。不同凸悬量对内圈装反轴承的内圈、外圈和滚子寿 命影响程度不同,随着凸悬量的增大,三者的疲劳寿命均下降,其中对轴承内圈的寿命影响最大。

关键词:内圈装反;轴承寿命;有限元;凸悬量;接触应力

中图分类号: U270.1 文献标志码: A 文章编号: 2095-0373(2021)03-0051-09

0 引言

随着中国经济的快速发展,近年来铁路机车主体的发展方向表现为高速化和重载化^[1]。轴箱轴承是承 受簧上载荷、保证铁路机车车辆正常运行的关键承载部件^[2],不仅需要承受车辆较大的径向载荷,还传递轴 向载荷^[3],即还要承担一定的轴向载荷,其性能优劣直接影响轴承寿命以及车辆的运行安全^[4]。由于操作失 误,在实际安装过程中出现轴承内圈装反的情况,导致滚子部分区域处于悬空状态,严重影响轴承的载荷分 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。除此之外滚子部分区域悬空的长 度不同,也会极大地影响轴承寿命,有必要研究内圈装反时不同凸悬量对轴承疲劳寿命的影响。

1 双列圆柱滚子轴承简介

1.1 轴承参数

轴承采用双列圆柱滚子轴承,由 NJP2228Q1/ C4S0 型号轴承以及 NJ2228Q1/C4S0 型号轴承组合而 成,这种带中隔圈的轴承一般用于工程车上,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, 轴承参数及材料参数如表 1、表 2 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

收稿日期:2021-03-05 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztddxxbzrb.20210040

基金项目:国家自然科学基金(U19A20109)

作者简介:宋杨法(1997—),男,硕士研究生,研究方向为车辆结构强度及可靠性。E-mail:songyangfa@foxmail.com 宋杨法,黄志辉,雷亚南.基于有限元方法的内圈装反轴承受力分析与寿命评估[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2021,34(3):51–59.

			化1 抽开多	~ 21			
	内径×外径×宽度(NJ 轴承)/mm		内径×外径×宽度(NJP 轴承)/mm		滚子数量/个	轴承径向游 隙/mm	
	1	$40 \times 250 \times 68$	140×2	50×68		15	0.165~0.215
油脂类型	由脂类型 注脂量/g		内外圈材质			滚子材质	摩擦系数
润滑脂 L218 290~310		GCr18Mo			GCr15	0.006	
			表 2 轴承物理	星参数			
4	铀承部位	密度 /(g・cm ⁻³)	弹性模量/MPa	泊松比	屈服	强度/MPa	抗拉强度/MPa
	滚子	7.80	208 000	0.3	-	1 665	2 155
	内外圈	7.65	200 000	0.3		1 900	2 030

表1 轴承参数

1.2 轴承径向载荷分布情况

52

作用于轴承的载荷通过滚动体由一个套圈传递到另一个套圈, 根据 Stribeck 研究^[5],假定有一个滚动体位于轴承的顶端,当轴承的 径向游隙 *u_r*>0 时,双列圆柱滚子轴承只有上半圈的部分滚子承受 载荷。双列圆柱滚子轴承径向载荷分布情况如图 3 所示。

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,受载表面压力成余弦函数分布,压力分布函数 f_i为

$$f_i = B\cos\left(\frac{\theta}{\phi}\pi\right) \tag{1}$$

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

径向总载荷 F_r为

$$F_r = \int_{-rac{\phi}{2}}^{+rac{\phi}{2}} f_i ullet \cos heta ullet R ullet L \mathrm{d} heta$$

式中,R为外圈半径;L为外圈承载面宽度。

轴箱轴承受载的是转向架一系簧上质量,轴承当量动载荷 [6] 为

$$P = F_r = \frac{(A - G_R)gf_z f_a}{i_R} \tag{3}$$

式中,*P* 为当量动载荷;*F*,为径向载荷;*A* 为轴重,取 23 000 kg;*G*_R 为簧下质量,取 2 100 kg;*g* 为 9.81 m/s²; 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 F_r 与轴承当量动载荷 P 相同,联立式(1) \sim 式(3)得到轴承外圈受载面的压力分布 函数 f_i 为

$$f_i = 6.5\cos(1.5\theta) \tag{4}$$

2 有限元模型的建立

传统的 Hertz 接触理论在实际的应用中存在局限性,没有考虑轴承受载以及形状的复杂性,只能得 到轴承接触应力的近似解,且求解方法繁琐,采用有限元方法对轴承建模分析时,方法简便,结果可视 性强^[7]。

2.1 建立轴承有限元模型

根据双列圆柱滚子轴承的承载特点,轴承最顶端的圆柱滚子所受径向载荷最大,相应的应力以及接触变形量也最大,因此选取轴承的最顶端的滚子以及与之相接触的内外圈部分作为研究对象,以减少有



图 3 双列圆柱滚子轴承径向载荷分布情况

(2)

限元分析的接触对设置,提高分析效率。

2.2 网格划分

将该模型导入到 HyperMesh 软件中,并对其进行网格划分。由于不同的网格大小和网格质量对关 键接触部位的有限元计算结果影响较大,因此,采用精度较高且支持大变形、大应变等非线性分析的八节 点六面体 solid186 单元。首先使用一定的网格尺寸计算关键部位接触应力,再适当细化接触部位的网格 大小,比较再次细化后与前者的计算结果,若两者接触应力结果相差很小,则认为前者网格尺寸取值比较 合理。

2.3 边界条件和接触设置

根据轴承的受载特点和对应工况,对轴承外圈承载表面施加余弦函数压力,轴承载荷施加位置如图 4 所示。轴承内圈完全固定,约束 6 个方向的自由度;滚子与外圈的侧表面约束 X 和 Y 方向的自由度;由于 轴承受到垂向载荷且有垂向位移,需释放其 Z 方向的自由度^[8],轴承约束施加位置如图 5 所示。滚子与 内外圈的接触采用面面接触的接触方式,滚子的接触表面作为目标面,采用 targe170 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。



图 4 轴承载荷施加位置

2.4 网格细化对轴承接触应力的影响

网格划分作为有限元数值模拟分析的一个 重要环节,它直接影响着后续数值计算求解时间 及分析结果的精确性^[9],由于不同的网格大小, 对关键的接触部位有限元结果影响较大^[10],为得 到一个精确的计算结果,需采用不同的网格大小 来进行结果收敛性分析。因此,接触区域的网格 大小分别取 1.0、0.5、0.2、0.1、0.05 mm,而其他 非关键部位的网格大小取 1~2 mm,网格单元采 用 solid186 单元,通过有限元分析,得到滚子与 外圈的最大接触应力随不同网格大小的变化曲 线如图 6 所示。







图 6 滚子与外圈最大接触应力随网格大小的变化曲线

由图 6 可知,接触部分网格大小对接触应力影响较大,网格尺寸越小,接触应力越大,但变化趋势越 平缓。接触部分网格的大小为 0.05 mm 和 0.1 mm 时,最大接触应力分别为 1 010.59 MPa 和 981.29 MPa,2 种网格计算结果的相对误差为 2.99%,小于 3%。当网格增大到 0.2 mm 时,接触应力为 901.08 MPa,与网格的大小为 0.1 mm 计算结果的相对误差为 8.90%,大于 3%。由于网格划分变小,计算量大 大增加,在保证计算精度的前提条件下,接触部分的网格大小选择为 0.1 mm。

3 内圈装反对轴承疲劳寿命的影响分析

由于操作失误,在实际安装过程中轴承内圈出现装反 的情况,使 NJP 轴承内圈有斜角的一侧安装在外侧,导致滚 子靠近外侧一端的部分区域处于悬空状态,严重影响轴承的 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。内圈装反轴承部分模型如图 7 所



示。为了简化模型并提高计算效率,仅对 NJP 轴承在正确安装与内圈装反时的寿命进行对比分析。

3.1 正确安装轴承寿命计算

根据 ISO 281—2007 标准^[11],轴承基本额定寿命 L₁₀

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \tag{5}$$

式中, L_{10} 为基本额定寿命;C为基本额定动载荷,值为 1 870 kN;P为当量动载荷,值为 142.34 kN;p为 寿命指数,滚子轴承为 $\frac{10^{[12]}}{3}$ 。理论计算寿命 L_{km} 的公式为

$$L_{\rm km} = L_{10} D_r \pi \tag{6}$$

式中,Dr,为车轮轮径(半磨耗),取880 mm。

按式(6)计算,在车轮半磨耗状态下,得到正确安装轴承的计算寿命里程为1480万 km。

3.2 内圈装反轴承寿命计算

当轴承内圈装反时,由于滚子部分区域处于悬空状态,导致滚子与内圈的接触区域有效长度变短,视 为滚子与内圈出现偏载情况,因此正确安装的轴承寿命计算公式不适用于内圈装反轴承,基于 L-P 寿命 理论和 ASH 法则,利用有限元软件得到在正确安装以及内圈装反时轴承内圈、外圈和滚子表面层区域内 切应力分布以及对应的应力体积,结合正确安装轴承疲劳寿命、切应力以及应力体积的计算,最终计算出 内圈装反轴承的疲劳寿命^[13],内圈装反轴承疲劳寿命公式为

$$L_{m} = L_{a} \left(\frac{l_{m}}{l_{a}}\right)^{\frac{1}{e}} \left(\frac{z_{om}}{z_{oa}}\right)^{\frac{h-1}{e}} \frac{\tau_{om}}{\tau_{oa}}^{\frac{c}{e}}$$
(7)

式中, L_m 为内圈装反轴承寿命; L_a 为正确安装轴承寿命; l_m 为内圈装反轴承接触区域有效长度; l_a 为正确 安装轴承接触区域有效长度; z_m 为内圈装反轴承疲劳剪切应力深度; z_m 为正确安装轴承疲劳剪切应力深度; τ_m 为内圈装反轴承最大剪切应力; τ_m 为正确安装轴承最大剪切应力;e为 weibull 斜率,取 2; h 为剪切 应力深度-寿命系数,取 2.33;c为剪切应力寿命系数,取 10.33。

3.3 正确安装和内圈装反轴承的有限元结果对比

分别对正确安装轴承和 10 mm 凸悬量的内圈装反轴承进行有限元分析,得到正确安装和内圈装反轴 承的切应力云图如图 8 所示。





由图 8 可知,以轴承滚子为研究对象,正确安装轴承滚子所受最大切应力为 326.14 MPa,最大切应力 深度为 12.22 mm,接触区域有效长度为 39.87 mm;而内圈装反轴承滚子所受最大切应力为 366.25 MPa,最大切应力深度为 11.57 mm,接触区域有效长度为 39.85 mm。

由图 9 可知,以轴承外圈为研究对象,正确安装轴承外圈所受最大切应力为 329.67 MPa,最大切应力 深度为 4.82 mm,接触区域有效长度为 39.87 mm;而内圈装反轴承外圈所受最大切应力为 346.66 MPa, 最大切应力深度为 4.96 mm,接触区域有效长度为 39.85 mm。





由图 10 可知,以轴承内圈为研究对象,正确安装轴承内圈所受最大切应力为 215.55 MPa,最大切应 力深度为 6.71 mm,接触区域有效长度为 39.76 mm;而内圈装反轴承内圈所受最大切应力为 326.13 MPa,最大切应力深度为 7.63 mm,接触区域有效长度为 30.21 mm。





(b)内圈装反

图 10 轴承内圈的切应力云图

3.4 内圈装反轴承的疲劳寿命计算

将轴承正确安装和内圈装反时的有限元分析结果代入式(7),得到正确安装与内圈装反时的疲劳寿 命计算结果如表 3 所示。

指标		最大切应力/MPa	最大切应力深度/mm	接触区域有效长度/mm	轴承寿命 /(10 ⁴ km)
以内圈作为评估对象	正确安装	215.55	6.71	39.76	1 480
	内圈装反	326.13	7.63	30.21	218.10
以外圈作为评估对象	正确安装	329.67	4.82	39.87	1 480
改计图计为计旧对象	内圈装反	346.66	4.96	39.85	1 163.90
以滚子作为评估对象	正确安装	326.14	12.22	39.87	1 480
	内圈装反	366.25	11.57	39.85	784.16

表 3 正确安装与内圈装反轴承的疲劳寿命结果对比

由表 3 可知,与正确安装轴承相比,内圈装反轴承内圈的寿命为 218.10 万 km,约为正确安装轴承疲 劳寿命的 14.74%;外圈的寿命为 1 163.90 万 km,约为正确安装轴承疲劳寿命的 78.64%;滚子的寿命为 784.16 万 km,约为正确安装轴承寿命的 52.98%;以上说明内圈装反时对轴承内圈的寿命影响最大,对 轴承滚子的寿命影响次之,对轴承外圈的寿命影响较小。

4 不同凸悬量对内圈装反轴承疲劳寿命的影响分析

当轴承内圈装反时,滚子外侧下表面和 NJP 轴承内圈上表面没有接触,滚子部分处于悬空,滚子悬空 的长度值称为凸悬量。为研究轴承内圈装反时不同凸悬量对疲劳寿命的影响,只改变 NJP 轴承内圈有斜 角部分的长度,进而得到凸悬量为 4、6、8、12 mm 的轴承,并分别建立有限元模型,其中各个模型的网格大 小、接触设置及边界条件均与上述研究保持相同。通过有限元软件仿真计算,得到在不同凸悬量下内圈 装反轴承各部分的应力云图如图 11~图 13 所示。将不同凸悬量下内圈装反轴承的有限元分析结果分别 带入内圈装反轴承疲劳寿命计算公式(7),得到不同凸悬量下轴承各部分的疲劳寿命计算结果如表 4~表 6 所示。









(b)6 mm 凸悬量



(d)12 mm 凸悬量

图 13 不同凸悬量下轴承内圈的切应力云图 表 4 不同凸悬量下轴承内圈的疲劳寿命计算结果

凸悬量/mm	最大 切应力/MPa	最大 切应力深度/mm	接触区域 有效长度/mm	轴承寿命 /(10 ⁴ km)	相对正确安装的 百分比/ %
4	252.17	7.08	35.03	727.02	49.12
6	271.99	7.59	33.40	527.88	35.67
8	297.87	7.69	31.86	340.94	23.04
10	326.13	7.63	30.21	218.10	14.74
12	357.28	7.64	28.21	140.85	9.52

表 5 不同凸悬量下轴承外圈的疲劳寿命计算结果

凸悬量/mm	最大 切应力/MPa	最大 切应力深度/mm	接触区域 有效长度/mm	轴承寿命 /(10 ⁴ km)	相对正确安装的 百分比/ %
4	335.84	5.11	39.87	1 398.97	94.53
6	338.50	5.01	39.89	1 324.43	89.49
8	342.02	4.95	39.89	1 245.50	84.16
10	346.66	4.96	39.85	1 163.90	78.64
12	352.82	5.01	39.87	1 069.54	72.27

表 6 不同凸悬量下轴承滚子的疲劳寿命计算结果

凸悬量/mm	最大 切应力/MPa	最大 切应力深度/mm	接触区域 有效长度/mm	轴承寿命 /(10 ⁴ km)	相对正确安装的 百分比/ %
4	336.48	12.28	39.87	1 263.37	85.36
6	342.18	12.18	39.89	1 152.16	77.85
8	349.84	12.14	39.89	1 025.42	69.29
10	366.25	11.57	39.85	784.16	52.98
12	394.52	11.10	39.87	519.44	35.10

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

不同凸悬量对轴承内圈、滚子和外圈的疲劳寿命影 响如图 14 所示。

由表 4 和图 14 可知,随着凸悬量的增大,轴承内圈的 最大剪切应力逐渐增加,最大切应力深度基本保持不变, 接触区域有效长度由 35.03 mm 逐渐缩短到28.21 mm,三 者共同影响轴承的疲劳寿命。当凸悬量从 4 mm 增加到 12 mm 时,轴承内圈的疲劳寿命由 727.02 万 km 缩减到 140.85 万 km,下降了 80.63%。

由表 5 和图 14 可知,随着凸悬量的增大,轴承外圈 的最大剪切应力逐渐增加,最大切应力深度和接触区域 有效长度基本保持不变。当凸悬量从 4 mm 增加到 12 mm 时,轴承外圈的疲劳寿命由 1 398.97 万 km 下降到 1 069.54万 km,下降了 23.55%。



图 14 不同凸悬量对轴承各部分疲劳寿命的影响

由表 6 和图 14 可知,随着凸悬量的增大,轴承滚子的最大剪切应力逐渐增加,最大切应力深度和接触 区域有效长度基本保持不变。当凸悬量从 4 mm 增加到 12 mm 时,轴承滚子的疲劳寿命由 1 263.37 万 km 下降到 519.44 万 km,下降了 58.88%。

通过以上分析可知,不同的凸悬量对轴承内圈、外圈和滚子的疲劳寿命有很大影响且影响程度各不相同;随着凸悬量的增大,三者的疲劳寿命均下降,其中对轴承内圈的寿命影响最大。

5 结论

通过 HyperMesh 软件建立了轴箱轴承有限元模型,研究了网格细化对轴承接触应力的影响,对比了正确安 装和内圈装反轴承疲劳寿命,并计算了凸悬量为 4、6、8、10、12 mm 时内圈装反轴承疲劳寿命,得出如下结论:

(1)接触部分网格大小对接触应力影响较大,随着网格的细化,接触应力越来越大,但趋势越来越平缓。接触部位网格选择 0.1 mm 尺寸不仅能保证计算精度,且能较大程度减少计算量。

(2)与正确安装轴承相比,内圈装反时对轴承内圈的寿命影响最大,约为正确安装轴承疲劳寿命的 14.74%;对轴承滚子的寿命影响次之,约为正确安装轴承寿命的 52.98%;对轴承外圈的寿命影响较小, 约为正确安装轴承寿命的 78.64%,

(3)不同的凸悬量对轴承内圈、外圈和滚子的疲劳寿命有很大影响且影响程度各不相同,随着凸悬量的增大,三者的疲劳寿命均下降,其中对轴承内圈的寿命影响最大。

参考文献

[1]颜力,张鹏飞,汤兆平.不同辐板结构对机车牵引齿轮齿面接触影响分析[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2019, 32(3):66-70.

[2]吴子英,刘丽兰. 高速铁路列车轴承疲劳寿命计算方法研究[J]. 机械设计,2015,32(11):46-50.

[3]严隽耄,傅茂海.车辆工程[M].3版.北京:中国铁道出版社,2008.

[4]李永华,智鹏鹏,宫琦,等.高速动车组轴箱轴承疲劳可靠性分析[J].计算机仿真,2018,35(3):88-92.

[5]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.

[6]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.

[7]马士垚,张进国.滚动轴承接触问题的有限元分析[J].机械设计与制造,2010(9):8-9.

[8]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.

[9]霍心达,郑明军,吴文江.基于 HyperMesh 的活塞网格划分策略研究[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版),2012,25 (2):94-99.

[10] 王丹妮. 钢结构疲劳裂纹应力强度因子计算及裂纹扩展路径分析[D]. 天津:天津大学,2014.

[11]International Organization for Standardization. ISO 281:2007(E) Rolling bearings-dynamic load ratings and rating life [S]. 2nd ed. Switzer Land: ISD Publications. 2007. [12]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. [13]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.

Force Analysis and Life Evaluation of Inner Ring Reverse Bearing Based on Finite Element Method

Song Yangfa, Huang Zhihui, Lei Yanan

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

Abstract: In this research, the finite element model was established, the influence of the mesh refinement of the contact position on the contact stress was studied, and the appropriate mesh size was determined, according to the radial load distribution of the inner ring bearing. And according to the ISO international standard theoretical algorithm, the life of the correctly installed bearing was calculated, and the life of the inner ring reverse bearing was obtained by Lmurp life theory and ASH rule, and the influence of different convex suspension on the life of the inner ring reverse bearing was compared and analyzed. The results show that the selection of 0.1 mm mesh size of the contact position can not only ensure the calculation accuracy, but also greatly reduce the amount of calculation; the life of the inner ring, outer ring and roller of the inner ring reverse bearing is significantly lower than that of the correctly installed bearing, which is 14.74\%, 78.64\% and 52.98% of the life of inner ring, outer ring and roller. With the increase of convex suspension has different influence on the life of inner ring, outer ring and roller. With the increase of convex suspension, the fatigue life of the three decreases, but it has the greatest influence on the life of the inner ring of the bearing.

Key words: inner ring installed upside down; bearing life; finite element method; convex suspension; contact stress

(上接第 7 页)

Numerical Analysis of Flexural Behavior of Self-compacting Concrete Considering the Orientation of Steel Fiber

Bi Jihong^{1,2}, Wang Xuedong¹, Zhao Yun¹, Huo Linying¹, Wang Zhaoyao¹

(1. School of Civil Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Key Laboratory of Coast Civil Structure Safety, Tianjin 300072, China)

Abstract: In order to explore the influence of orientation distribution of steel fiber on the flexural behavior of steel fiber reinforced self-compacting concrete, the paper presented an numerical approach to simulate the mechanical properties of steel fiber reinforced self-compacting concrete. Firstly, the pouring process of steel fiber reinforced self compacting concrete was simulated by CFX and Matlab. Then, based on the orientation distribution of steel fibers obtained from the pouring simulation of self-compacting concrete and considering the bondslip behavior between matrix and fibers, FINAL was used to simulate the mechanical properties of steel fiber reinforced self-compacting concrete. Compared with the results of three-point bending tests, the proposed numerical simulation method was verified, and the parametric analysis was carried out by using this method.

Key words: steel fiber reinforced self-compacting concrete; orientation number; flexural behavior; Gaussian law