DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.04.004　　文章编号：1000-128X(2023)04-0026-08

考虑轴向载荷时不同因素对轴箱轴承接触应力影响

李治桦，黄志辉，唐嘉诚，宋杨法
（西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：变轨距转向架轮轴装配关系为间隙配合，与传统转向架轴箱轴承相比，其轴箱轴承承受的轴向载荷更大，需考虑轴向载荷对轴承接触应力的影响。文章采用仿真软件Romax建立某1 435/1 520 mm高速变轨距转向架轴箱轴承仿真模型，考虑轴向载荷时不同轨距、不同滚子修形方式和不同轴向游隙对滚子与内圈接触应力的影响。计算结果表明：当轨道为宽轨时，轴承承受轴向载荷后，轴承接触应力情况比轨道为标准轨时更严重，并且未修形滚子的最大接触应力不满足标准要求；轴承承受轴向载荷后，4种修形滚子比未修形滚子均能降低最大接触应力和应力集中系数，其中对数修形滚子承受轴向载荷的能力优于其他3种修形滚子；当轴承承受轴向载荷后，最佳轴向游隙会继续向负游隙方向减小。

关键词：轴箱轴承；轴向载荷；接触应力；轨距；修形方式；轴向游隙；高速列车
中图分类号：U292.91^{+}4；U270.331^{+}.2　　**文献标识码：**A

Impact of different factors on contact stress of axle box bearing when considering axial load

LI Zhihua, HUANG Zhihui, TANG Jiacheng, SONG Yangfa

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: As the axle assembly relationship of variable gauge bogie is clearance fit, in which the axle box bearing bears greater axial load compared with the traditional bogie axle box bearing, it is necessary to consider the impact of axial load on bearing contact stress. A simulation model of a 1 435/1 520 mm high-speed variable gauge bogie axle bearings was established using Romax, and the impact of different track gauges, different roller modification methods, and different axial clearance on the contact stress between the rollers and the inner ring were analyzed when considering axial load. The calculation results show that: After the bearing is subjected to axial load, 1) the bearing contact stress is more serious in case of broad gauge than standard gauge, and the maximum contact stress of unmodified roller does not meet the standard requirements; 2) the 4 types of modified rollers can reduce the maximum contact stress and stress concentration coefficient compared with the unmodified rollers, among which the ability of logarithmic modified rollers to bear axial load is better than the other 3 types of modified rollers; and 3) the optimal axial clearance will continue to decrease in the direction of negative clearance.

Keywords: axle box bearing; axial loading; contact stress; gauge; modification method; axial clearance; high-speed train

---

基金项目：国家重点研发计划项目（2016YFB1200501）
通信作者：黄志辉（1966—），男，工学博士，研究员，硕士生导师，主要从事机车车辆设计及理论、车辆系统动力学、结构与强度等方面的研究；E-mail: hzh_95@163.com
引用格式：李治桦, 黄志辉, 唐嘉诚, 等. 考虑轴向载荷时不同因素对轴箱轴承接触应力影响[J]. 机车电传动, 2023(4): 26-33.
Citation: LI Zhihua, HUANG Zhihui, TANG Jiacheng, et al. Impact of different factors on contact stress of axle box bearing when considering axial load[J]. Electric drive for locomotives,2023(4): 26-33.

0　引言

轴箱轴承是保证铁路机车车辆正常运行的关键部件之一，其性能优劣直接影响车辆的运行安全[1]。对于高速变轨距转向架，为满足不同轨距线路运行要求，轮轴装配关系采用间隙配合，从而导致其轴箱轴承需承受比传统转向架轴箱轴承更大的轴向载荷，受载情况更为严峻，因此需要考虑轴向载荷对变轨距转向架轴箱轴承接触应力的影响，以避免滚子与滚道间接触应力过大导致轴承过早失效的情况[2]。

目前，有关变轨距转向架轴箱轴承的资料较少。文献[3]从密封、润滑和材质等方面进行了分析，确定了变轨距转向架轴箱轴承的基本型式和尺寸。文献[4]计算了变轨距转向架轴箱轴承在偏载工况下的疲劳寿命，得到了不同偏载量与滚子轴承疲劳寿命之间的拟合曲线。文献[5]从速度 400 km/h 变轨距转向架车轴尺寸与转速要求进行分析，得出了现有轴承无法满足高速变轨距转向架轴箱轴承的使用要求，需重新研发新的轴箱轴承。文献[6]针对日本 E30 B 型变轨距转向架轴箱轴承内外径增大的问题，提出需考虑轴承线速度和热容量等指标。文献[7]对某变轨距转向架轴箱轴承的技术难点、设计分析和试验验证等进行了阐述分析。但其中有关轴向载荷对变轨距转向架轴箱轴承接触应力影响的情况未见介绍。

以某 1 435/1 520 mm 高速变轨距动车转向架轴箱轴承为研究对象，分析其受载情况，根据相关标准计算载荷大小，建立仿真模型，考虑轴向载荷时分析不同轨距、不同滚子修形方式和不同轴向游隙对轴承接触应力的影响，为高速变轨距转向架轴箱轴承的设计提供参考。

1　变轨距转向架

1.1　总体结构及变轨原理

某高速列车变轨距动车转向架结构[8]如图 1 所示。其中，一系悬挂采用圆柱螺旋压缩弹簧和转臂式定位，安装一系垂向减振器；构架采用“H”形整体焊接；二系悬挂采用空气弹簧，安装双抗蛇行减振器、二系垂向减振器和二系横向减振器，设有横向止挡和抗侧滚扭杆，采用“Z”字形牵引拉杆；电机驱动装置采用架悬式交流异步电机和一级减速齿轮平行传动方式；基础制动装置采用轮装随动式制动夹钳单元，通过制动吊座安装于构架侧梁。枕梁与车体连接，便于拆装和维护。转向架主要技术参数如表 1 所示。

该转向架在地面变轨设施的辅助作用下完成变轨，变轨过程分为 5 个步骤[9]：①车轮卸载，轴箱承载；②锁紧机构解锁，车轮横向约束释放；③两侧车轮同时分别向左右两侧横移，轮对内侧距改变；④锁紧机构复位锁紧，车轮在新的轨距位置固定；⑤轴箱卸载，车轮重新承载，完成变轨。整个变轨过程可逆，列车可双向运行。

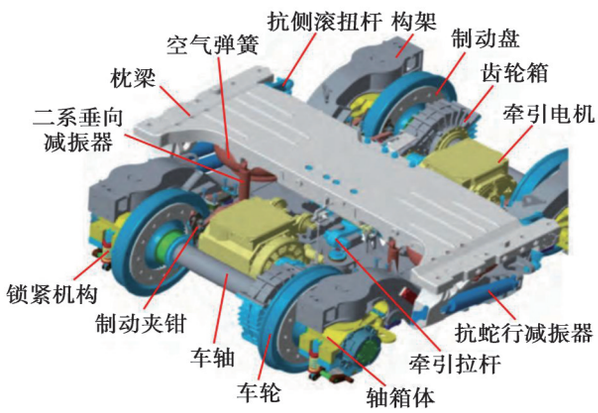


图 1　变轨距转向架结构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of variable gauge bogie structure

表 1　转向架主要技术参数

Table 1　Main technical parameters of bogie

参数名称	参数值
轴重/kg	18 000
轨距/mm	1 435/1 520
轮对内侧距/mm	1 353/1 440
速度等级/(km·h^{-1})	350
一系簧上质量/kg	16 251.33
左右轴颈载荷作用点横向距离/mm	2 160
一系簧上质量重心到车轴中心线垂向距离/mm	1 385

1.2　轴箱轴承布置方式

不同变轨距动车转向架之间其轴箱轴承布置方式有所不同。西班牙 CAF BRAVA 和日本 E30 A 采用在车轮轮毂孔处布置的方式[6]；日本 E30 B 采用在外套筒上布置的方式[10]。本文所提的变轨距动车转向架轮对轴箱装置[8]如图 2 所示，其轴箱轴承布置方式与日本 E30 B 类似，过盈安装在滑移衬套上，同车轮一起相对于车轴沿横向滑移，在轴箱中的位置随轮对内侧距的改变而改变。轴箱轴承基本参数如表 2 所示。

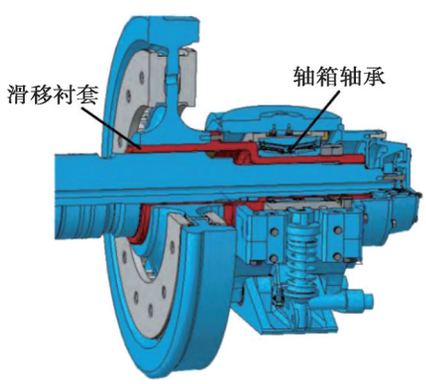


图 2　变轨距转向架轮对轴箱装置

Fig. 2　Variable gauge bogie wheelset axle box device

表2 轴箱轴承基本参数

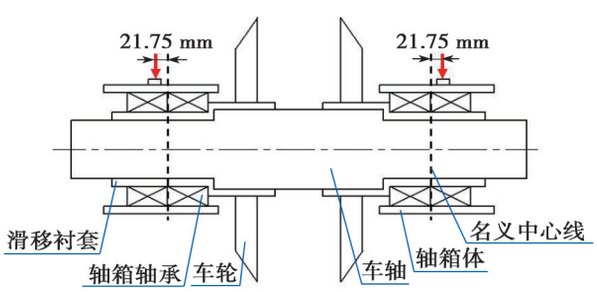
Table 2 Basic parameters of axle box bearings

参数项目	轴承型式	内径×外径×宽度/mm	滚子总长度/mm	滚子节圆直径/mm	单列滚子数量/个
参数值或说明	双列圆锥滚子轴承	180×280×167	55	230	16

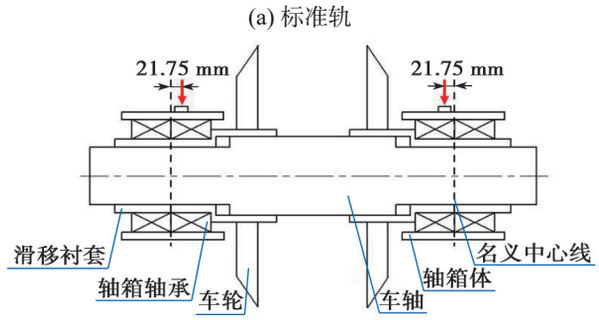
2 载荷分析与计算

2.1 径向载荷

对于传统转向架，径向载荷作用于轴箱轴承两列滚子名义中心的位置，而对于变轨距转向架，径向载荷作用轴箱轴承的位置则不在中心。根据表1中轮对内侧距可知，变轨时单侧车轮将沿轴向移动43.5 mm。为使径向载荷偏离中心量尽可能小，对于左侧轴承而言，当轨道为标准轨，要求径向载荷作用于名义中心左侧21.75 mm，而当轨道为宽轨时，径向载荷作用于名义中心右侧21.75 mm；对于右侧轴承，当轨道为标准轨，在设计时径向载荷作用于名义中心右侧21.75 mm，而当轨道为宽轨时，径向载荷作用于名义中心左侧21.75 mm。不同轨距时径向载荷作用轴承位置如图3所示。



(a) 标准轨



(b) 宽轨

图3 不同轨距时径向载荷作用轴承位置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of bearing position for radial load action at different track gauges

2.2 轴向载荷

传统转向架的车轮与车轴为过盈配合，左右两侧轴箱轴承共同承担轮轨横向力的矢量和；变轨距转向架的车轮与车轴为间隙配合，左右两侧轴箱轴承分别承担对应车轮的轮轨横向力[7]。与传统转向架轴箱轴承相比，变轨距转向架轴箱轴承承受的轴向载荷更大。

2.3 载荷计算

以标准EN 13103/EN 13104规定的轮对载荷作为客车与动车组轴箱轴承设计的评价载荷[11]。EN 13104确定了动力车轴载荷大小，一系簧上质量作用于车轴左、右轴颈的径向载荷P_1、P_2以及左、右侧轮轨横向力Y_1、Y_2的计算公式如下[12]：

$$\left.\begin{aligned} p_1&=\left(0.625+0.0875\frac{h_1}{b}\right)m_1g\\ p_2&=\left(0.625-0.0875\frac{h_1}{b}\right)m_1g\\ Y_1&=0.35m_1g\\ Y_2&=0.175m_1g \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

式中：h_1为一系簧上质量重心到车轴中心线的垂向距离，mm；b为左右轴颈载荷作用点横向距离之半，mm；m_1为一系簧上质量，kg；g为重力加速度，9.8 m/s^2。

通过对变轨距转向架轴箱轴承的载荷分析，将表1参数值代入式(1)，得到动力车轴左右两侧轴箱轴承的载荷，结果如表3所示。

表3 不同位置轴箱轴承的载荷

Table 3 Load on axle box bearings at different positions kN

轴箱轴承	径向载荷	轴向载荷
左侧	117.53	55.80
右侧	81.75	27.80

由表3可知，动力车轴中左侧轴箱轴承受载最大，因此选取左侧轴箱轴承进行分析。

3 Romax仿真模型

3.1 变轨距转向架轴箱轴承仿真模型

软件Romax是传动系统经典的计算分析软件，能够对轴承等传动部件进行快速建模、精确仿真。其中，软件内嵌了国内外先进轴承企业的轴承样本数据，并提供轴承的自定义设置，能够考虑轴承内部游隙的影响，计算轴承载荷分布、接触应力等，具有轴承凸度设计功能，在轴承分析领域得到广泛应用，因此采用Romax对变轨距转向架轴箱轴承进行计算[13]。

在软件Romax中建立变轨距转向架轴箱轴承仿真模型。按照表2数据进行自定义设置得到双列圆锥滚子轴承模型，如图4所示。根据图4中坐标系定义，沿z轴正方向的第1列滚子为“A列”，第2列滚子为“B列”。建立滑移衬套仿真模型，根据实际装配位置在滑移衬套相应轴段添加轴承，轴承内圈随滑移衬套旋转，外圈固定。在2列滚子名义中心位置施加径向载荷，在滑移衬套端部施加轴向载荷，通过改变径向载荷与滚子名义中心的轴向距离模拟不同轨距轴承的受载情况。

建立的变轨距转向架轴箱轴承仿真模型如图5所示。

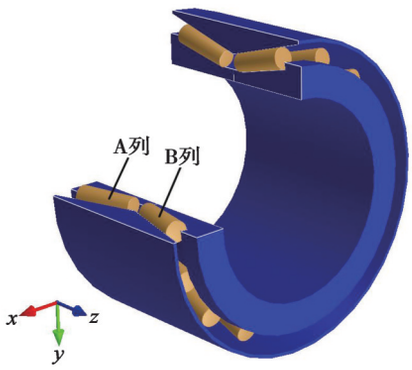


图4　Romax 自定义轴承模型

Fig. 4　Custom bearing model by Romax

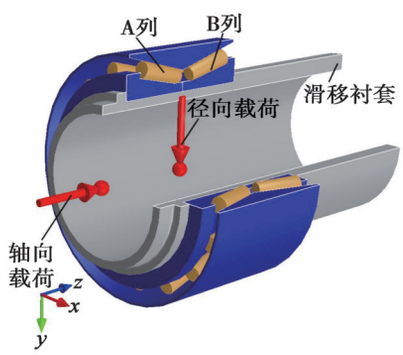


图5　Romax 仿真模型

Fig. 5　Simulation model by Romax

3.2　理论与仿真比较

3.2.1　法向接触载荷比较

为保证建立的Romax仿真模型准确性，采用载荷分布理论公式进行计算。轴承受径向和轴向载荷时滚子的载荷分布理论公式[14]为：

$$Q_0=\begin{cases}\dfrac{F_r}{Z\cdot J_r(\varepsilon)\cdot\cos\alpha_o}\left[1-\dfrac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\varphi)\right]^{\frac{10}{9}}\\ 2.89\times10^4L^{0.82}D_m^{0.11}\times\\ \left[\sin\alpha_o\cdot\left(\dfrac{F_a}{2.89\times10^4L^{0.82}D_m^{0.11}Z(\sin\alpha_o)^{2.11}}\right)^{0.9}\right]^{1.11}\end{cases}\tag{2}$$

式中：Q_0为滚子法向接触载荷，kN；F_r为轴承所受径向载荷，kN；Z为单列滚子数量；$J_r(\varepsilon)$为载荷分布径向积分；α_o为滚子与外圈接触角，(°)；ε为载荷分布范围参数；L为滚子有效接触长度，mm；D_m为滚子平均直径，mm；F_a为轴承所受轴向载荷，kN。

将理论公式计算的法向接触载荷与Romax仿真模型得到的结果进行比较，如图6和图7所示。

由图6可知，轴承在径向载荷作用时2列滚子能够同时受载；由图7可知，轴承在轴向载荷作用时B列滚子完全脱离接触，仅A列滚子受载，并且每个滚子受载相同。2种载荷分别作用于轴承时，通过Romax仿真模型得到的每个滚子的法向接触载荷与理论公式计算结果基本吻合，说明Romax仿真模型建立准确。

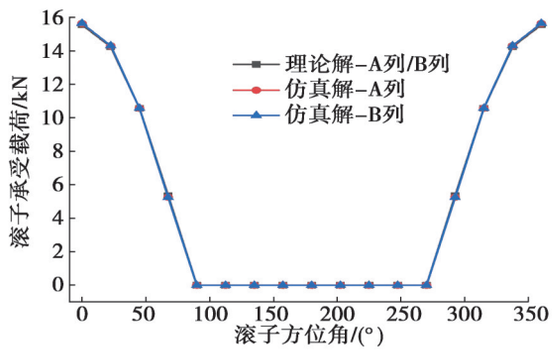


图6　径向载荷作用时滚子的载荷分布

Fig. 6　Load distribution of rollers when radial load is applied

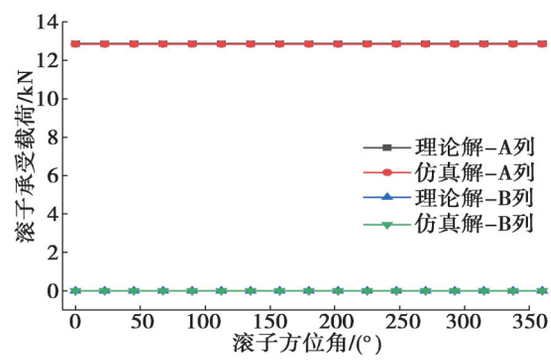


图7　轴向载荷作用时滚子的载荷分布

Fig. 7　Load distribution of rollers when axial load is applied

3.2.2　法向接触应力比较

为保证Romax仿真模型计算接触应力的可行性，采用Hertz接触理论公式进行计算，其公式为[15]：

$$\left.\begin{aligned}\sum\rho_{i,o}&=\frac{1}{D_m}\left(\frac{2}{1\mp\dfrac{D_m\cdot\cos\alpha_{i,o}}{d_m}}\right)\\ \sigma_{i,o}&=\frac{2Q_{i,o}}{3.35\times10^{-3}\pi L\left(\dfrac{Q_{i,o}}{L\sum\rho_{i,o}}\right)^{\frac{1}{2}}}\end{aligned}\right\}\tag{3}$$

式中：下标i,o分别表示内圈和外圈；$\sum\rho_{i,o}$为内/外圈接触曲率，1/mm；$\sigma_{i,o}$为滚子与内/外圈接触应力，MPa；D_m为滚子平均直径，mm；$\alpha_{i,o}$为滚子与内/外圈接触角，(°)；d_m为滚子节圆直径，mm；$Q_{i,o}$为滚子所受载荷，kN。

将Hertz接触理论计算的法向接触应力与Romax仿真模型得到的结果进行比较，结果如表4所示。

对比Hertz理论解与Romax仿真模型的解，由表4可知，两者误差均不超过3%，这说明采用Romax仿真模型计算接触应力是可行的。由于圆锥滚子轴承内圈的接触曲率大于外圈，所以滚子与内圈间的接触应力比外圈大，因此下文仅对滚子与内圈间的接触应力进

表4　2种方法应力计算结果比较

Table 4　Stress comparison of the calculation results of the two methods　MPa

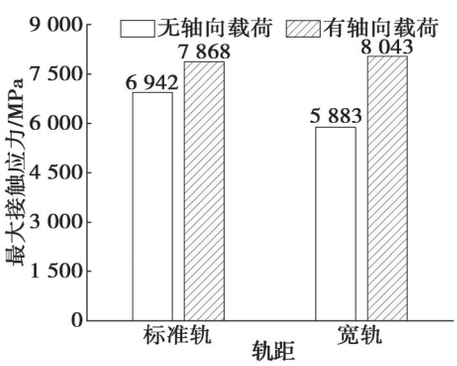
对比项目	A列		B列	
	滚子与内圈	滚子与外圈	滚子与内圈	滚子与外圈
Hertz解	1 135.08	1 058.89	1 135.08	1 058.89
Romax解	1 111.02	1 031.50	1 111.14	1 031.67
误差/%	2.12	2.59	2.11	2.57

行分析。

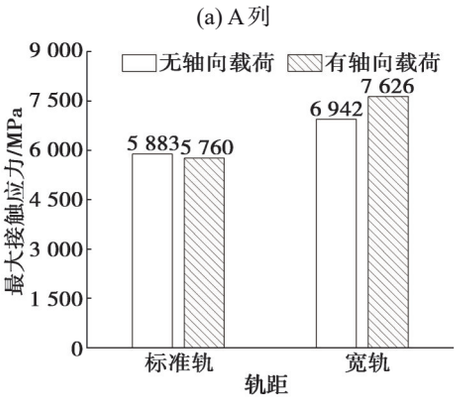
4　考虑轴向载荷时不同因素对轴箱轴承接触应力影响

4.1　不同轨距对轴承接触应力的影响

文献[2]表明，轴承寿命与滚子最大接触应力的7~9次方成反比，应力过大会导致轴承过早失效，降低轴承的承载能力与使用寿命。因此，将滚子的最大接触应力作为评价指标，考虑轴向载荷时分析不同轨距对未修形滚子接触应力的影响，结果如图8所示。



(a) A列

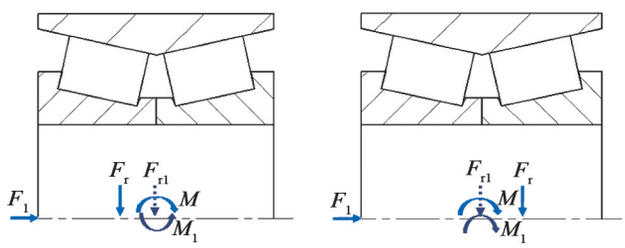


(b) B列

图8　不同轨距对滚子最大接触应力的影响

Fig. 8　The effect of different gauge on the maximum contact stress of rollers

由图8可知，当轨道为标准轨时，轴承承受轴向载荷后，A列滚子的最大接触应力增加，B列滚子的最大接触应力有所降低；当轨道为宽轨时，轴承承受轴向载荷后，A列和B列滚子的最大接触应力均增加。这是由于当轨道为标准轨时，径向载荷F_r作用于2列滚子名义中心左侧，根据力的平移定理，等效为径向载荷作用于名义中心位置F_{r1}和1个逆时针方向的力矩M_1，如图9(a)所示；当轨道为宽轨时，径向载荷F_r作用于2列滚子名义中心右侧，因此附加力矩M_1方向变为顺时针，如图9(b)所示。当轴承受径向载荷F_{r1}和轴向载荷F_1共同作用时，滚子的载荷将对轴承中心合成1个顺时针方向的力矩M，迫使内圈转动。因此，当轴承承受轴向载荷后，对于标准轨，由于力矩方向相反，并不会同时增大2列滚子的最大接触应力，而对于宽轨，由于力矩方向相同，使得2列滚子的最大接触应力均增大。



(a) 标准轨　(b) 宽轨

图9　不同轨距时轴承受载示意图

Fig. 9　Schematic diagram of bearing load under different gauge

由图8可知，未修形滚子的最大接触应力已远超过滚子材料热处理后的许用接触应力4 000 MPa，不符合标准ISO 76:2006规定的滚子轴承内部接触应力应小于4 000 MPa的要求[16]，因此工程中通常会对滚子外轮廓进行修形，以改善滚子与滚道间的接触应力分布，减小滚子最大接触应力。

4.2　不同滚子修形方式对轴承接触应力的影响

常见的滚子修形方式有“全凸圆弧型”“相交圆弧型”“相切圆弧型”“对数型”[17]，不同修形滚子母线形状如表5所示。

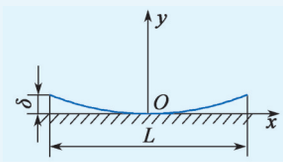
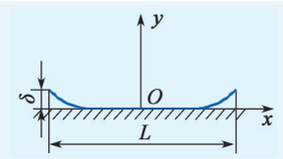
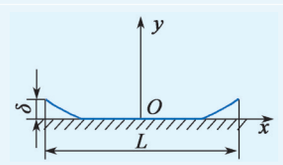
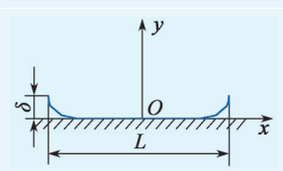
修形方式的优劣，可以通过最大接触应力和应力集中系数进行评价。应力集中系数反映了滚子接触应力沿母线长度方向上的分布均匀性，定义为滚子的最大接触应力与平均接触应力之比[18]。通过分析可知，当轨道为宽轨时，轴承承受轴向载荷后滚子的接触应力情况比轨道为标准轨时更严重，因此考虑轴向载荷时，基于宽轨分析不同滚子修形方式对其接触应力的影响，结果如图10和图11所示。

由图10和图11可知，轴承承受轴向载荷后，4种修形滚子较未修形滚子均能大幅减小最大接触应力和应力集中系数。其中，“对数型”修形滚子的2个评价指标值均最小，这说明对数修形滚子在轴向载荷作用下的适应性最好，能够更有效改善应力集中并使应力分布更均匀。4种修形滚子沿母线长度方向上的接触应力分布情况如图12所示。

由图12可知，由于轴承受力矩作用使内圈发生倾覆，A列和B列滚子的接触应力非对称分布，呈歪斜趋势。在4种修形方式中，“相交圆弧型”滚子母线的直线与圆弧连接处非光滑过渡曲率有突变，导致最大接

表 5　修形滚子母线形状

Table 5　Shape of modified roller generatrix

修形方式	母线形状
全凸圆弧型	
相切圆弧型	
相交圆弧型	
对数型	

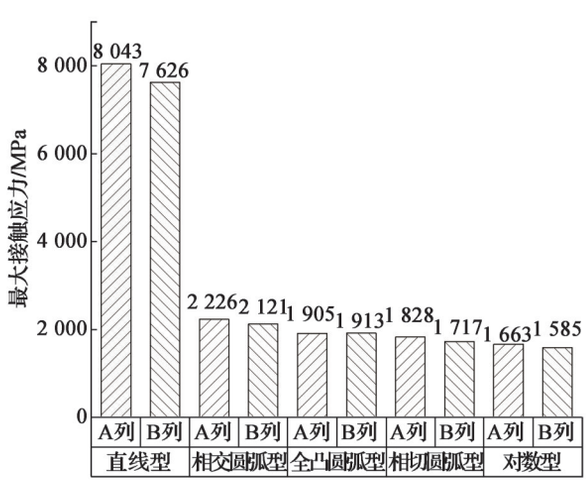


图 10　不同修形方式对滚子最大接触应力的影响

Fig. 10　Effect of different modification methods on the maximum contact stress of rollers

触应力位于连接处；“全凸圆弧型”滚子母线呈椭圆分布，故最大接触应力位于滚子中部；“相切圆弧型”滚子母线的直线与圆弧连接处光滑过渡曲率无突变，因而连接处的接触应力比“相交圆弧型”滚子小；“对数型”滚子母线中部近似一条直线，而靠近端部的位置曲率变化快，因此轴承承受轴向载荷后，“对数型”修形滚子优于其他 3 种修形方式滚子。

4.3　不同轴向游隙对轴承接触应力的影响

轴向游隙存在负游隙、零游隙和正游隙 3 种情况。当轴向游隙为负游隙时，相当于一个预紧力使得滚子与滚道接触并产生初始变形量；当轴向游隙为零游隙时，滚子与滚道刚好接触无初始变形量；当轴向游隙

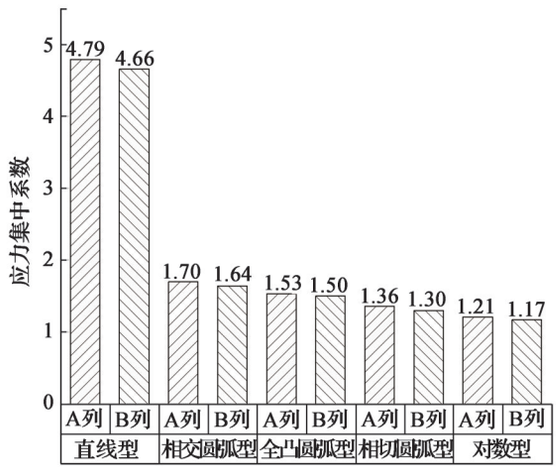
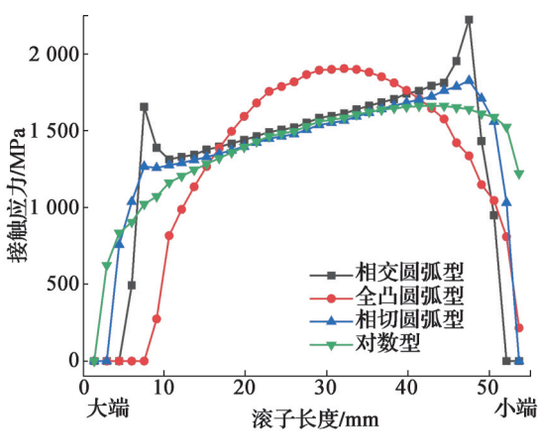
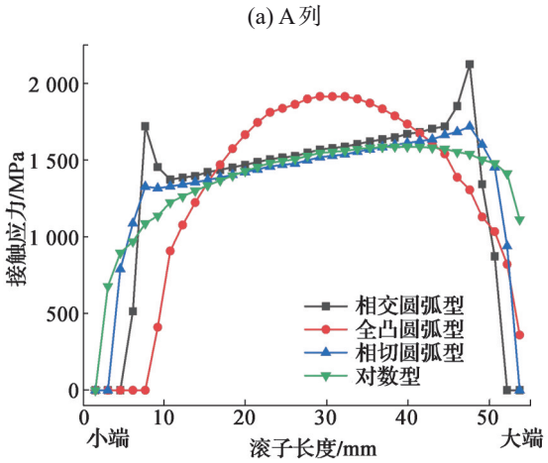


图 11　不同修形方式对应力集中系数的影响

Fig. 11　Effect of different modification methods on stress concentration coefficient



(a) A 列



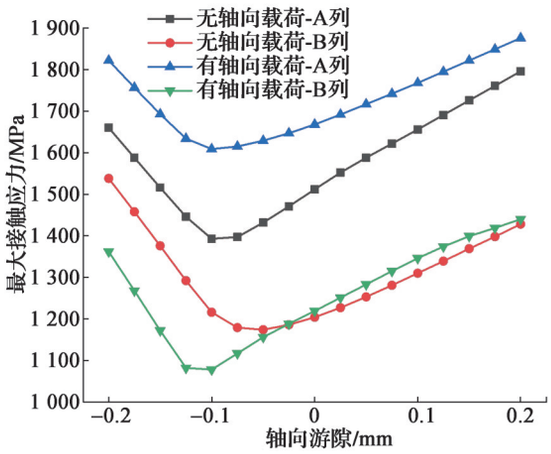
(b) B 列

图 12　不同修形方式的 2 列滚子接触应力分布

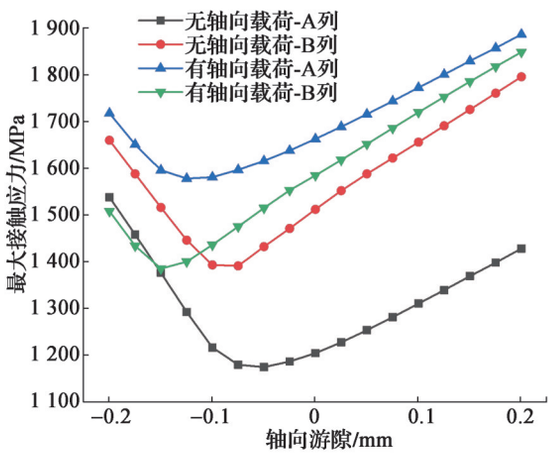
Fig. 12　Contact stress distribution of two rows of rollers with different modification methods

为正游隙时，滚子与滚道存在间隙不接触。由于前文的分析是基于零游隙轴承，因此以对数修形滚子为例考虑轴向载荷时分析不同轴向游隙对其接触应力的影响，结果如图 13 所示。

由图 13 可知，无论轴承位于何种轨距条件下且是否承受轴向载荷，滚子的最大接触应力均随轴向游隙



(a) 标准轨



(b) 宽轨

图 13　不同轴向游隙对滚子最大接触应力的影响

Fig. 13　Effect of different axial clearances on the maximum contact stress of rollers

的增大呈先减小后增大的趋势。这是由于轴向游隙从负游隙向正游隙方向增大时，受载滚子增多，承载区域变宽，因此最大接触应力减小，并且存在 1 个最小值；随着轴向游隙继续向正游隙方向增大，受载滚子减少，承载区域变窄，最大接触应力增大。同时，轴承承受轴向载荷后使得 A 列滚子轴向游隙减小，B 列滚子轴向游隙增大，导致 A 列滚子同一轴向游隙对应的最大接触应力变大，B 列滚子同一最大接触应力对应的轴向游隙变小，并且最大接触应力出现最小值时对应的轴向游隙向负游隙方向减小。由图 13 可知，动力车轴左侧轴箱轴承的最佳轴向游隙为−0.15~−0.05 mm。

5　结论

以某 1 435/1 520 mm 高速列车变轨距动车转向架轴箱轴承为例，分析其受载情况并计算载荷大小，采用仿真软件 Romax 建立仿真模型，考虑轴向载荷时分析不同轨距、不同滚子修形方式和不同轴向游隙对轴承接触应力的影响，得出以下结论：

①轴承在不同轨距下承受轴向载荷后存在不同受载情况，当轨道为宽轨时，轴承接触应力情况比轨道为标准轨时更严重，设计轴承时应重点关注轨道为宽轨时的滚子接触应力。

②轴承承受轴向载荷后，4 种修形滚子较未修形滚子均能有效改善应力集中和应力分布不均匀性，其中对数修形滚子承受轴向载荷的能力最强。

③轴承承受轴向载荷前的最佳轴向游隙为负游隙，受轴向载荷后最佳轴向游隙继续向负游隙方向减小，设计轴承时轴向游隙在负游隙范围内较好。

参考文献：

[1] 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.
SONG Yangfa, HUANG Zhihui, LEI Yanan. Force analysis and life evaluation of inner ring reverse bearing based on finite element method[J]. Journal of Shijiazhuang tiedao university (natural science edition), 2021, 34(3): 51-59.

[2] POPLAWSKI J V, PETERS S M, ZARETSKY E V. Effect of roller profile on cylindrical roller bearing life prediction, part II: comparison of roller profiles[J]. Tribology transactions, 2001, 44(3): 417-427.

[3] 韩光旭, 周殿买, 黄志辉. 高速变轨距转向架轴箱轴承选型及寿命评估[J]. 机车电传动, 2018(4): 6-9.
HAN Guangxu, ZHOU Dianmai, HUANG Zhihui. Type selection and life assessment of high-speed gauge-changeable bogie axle box bearing[J]. Electric drive for locomotives, 2018(4): 6-9.

[4] 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.
ZHENG Zhiwei, HUANG Zhihui. Life evaluation of high-speed EMU variable gauge bogie axle box bearing under partial load[J]. Electric drive for locomotives, 2020(5): 106-110.

[5] 黄志辉, 胡飞飞, 李国栋, 等. 400km·h^{-1}变轨距动车组转向架关键技术综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 358-368.
HUANG Zhihui, HU Feifei, LI Guodong, et al. Review on key technologies of 400 km·h^{-1} variable gauge EMUs bogies [J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(1): 358-368.

[6] 李芾, 邵亚堂, 黄运华, 等. 国外变轨距列车及其转向架的发展与研究[J]. 机车电传动, 2018(3): 1-13.
LI Fu, SHAO Yatang, HUANG Yunhua, et al. Development and research of foreign gauge-changeable train and bogie [J]. Electric drive for locomotives, 2018(3): 1-13.

[7] 魏家麒, 向琴, 刘旗, 等. 变轨距动车组轴箱轴承选择及优化研究[J]. 现代城市轨道交通, 2022(3): 33-38.
WEI Jiaqi, XIANG Qin, LIU Qi, et al. Design and verifica-

tion scheme of variable gauge EMU axle box bearings[J]. Modern urban transit, 2022(3): 33-38.

[8] 孔瑞晨, 周殿买, 黄志辉, 等. 高速变轨距动车组转向架解锁-锁紧装置设计[J]. 机车电传动, 2018(5): 5-8.
KONG Ruichen, ZHOU Dianmai, HUANG Zhihui, et al. Design of unlocking-locking device for high-speed gauge-changeable EMUs' bogie[J]. Electric drive for locomotives, 2018(5): 5-8.

[9] 周殿买, 徐彬, 黄志辉, 等. 400 km/h高速动车组变轨距走行系统关键技术研究[J]. 机车电传动, 2020(2): 23-25.
ZHOU Dianmai, XU Bin, HUANG Zhihui, et al. Key technology design of variable gauge running system for 400 km/h high-speed EMU[J]. Electric drive for locomotives, 2020 (2): 23-25.

[10] TOKUDA N, OKAMOTO I, FUJITA T, et al. Development of gauge change bogies[J]. Quarterly report of RTRI, 2003, 44(3): 109-113.

[11] 杨巨平, 赵永翔, 蔡慧. 概率寿命相关的铁路车辆轴颈/轴箱轴承的合理设计评价载荷[J]. 机械工程学报, 2015, 51 (18): 191-197.
YANG Juping, ZHAO Yongxiang, CAI Hui. Reasonable loadsets for design assessment on journal/axlebox bearings of railway vehicles related to probabilistic lives[J]. Journal of mechanical engineering, 2015, 51(18): 191-197.

[12] CEN. Railway applications - wheelsets and bogies - powered axles - design method: BS EN 13104: 2009+A2: 2012 [S]. London: British Standards Institution, 2013.

[13] 牛青波, 于晓凯, 赵圣卿, 等. RomaxDesigner及RomaxCLOUD在轴承设计分析中的应用[J]. 轴承, 2016(9): 10-14.
NIU Qingbo, YU Xiaokai, ZHAO Shengqing, et al. Application of RomaxDesigner and RomaxCLOUD in design and analysis of bearings[J]. Bearing, 2016(9): 10-14.

[14] 罗继伟, 罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
LUO Jiwei, LUO Tianyu. Rolling bearing analysis calculation and application[M]. Beijing: China Machine Press, 2009.

[15] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析: 第1卷 轴承技术的基本概念[M]. 罗继伟, 马伟, 杨咸启, 等译. 北京: 机械工业出版社, 2015.
HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis volume 1 basic concepts of bearing technology[M]. LUO Jiwei, MA Wei, YANG Xianqi, et al translated. Beijing: China Machine Press, 2015.

[16] ISO/TC 4. Rolling bearings − static load ratings: ISO 76: 2006 (E) [S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2006.

[17] 陈家庆, 张沛, 徐林林. 滚动轴承滚子凸度设计的理论研究进展[J]. 北京石油化工学院学报, 2001, 9(1): 32-38.
CHEN Jiaqing, ZHANG Pei, XU Linlin. Theoretical research on crowned design of roller bearing[J]. Journal of Beijing institute of petrochemical technology, 2001, 9(1): 32-38.

[18] 龚春园, 刘宏昭, 杨程, 等. 歪斜状况下对数修形圆锥滚子轴承的凸度分析与仿真[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(1): 37-41.
GONG Chunyuan, LIU Hongzhao, YANG Cheng, et al. Crowning analysis and simulation of tapered roller bearings with logarithmic profile in skew condition[J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2015, 34 (1): 37-41.

收稿日期：2023-06-13
修回日期：2023-07-01