

DOI: 10.3901/JME.2021.10.077

随机道路载荷下轮毂轴承服役寿命预测方法研究*

赵礼辉^{1,2,3} 李其宸¹ 冯金芝^{1,2,3} 郑松林^{1,2,3} 刘新荣⁴

(1. 上海理工大学机械工程学院 上海 200093;

2. 机械工业汽车机械零部件强度与可靠性评价重点实验室 上海 200093;

3. 上海市新能源汽车可靠性评价公共技术平台 上海 200093;

4. 义和车桥有限公司 诸城 262229)

摘要: 针对当前轴承寿命评价主要基于定值载荷工况,对于径向力、轴向力及弯矩动态耦合效应考虑较少,导致轴承实际服役寿命与理论寿命存在较大差异的问题,提出一种随机道路载荷下轮毂轴承的服役寿命预测方法。以试验场实测轮心六分力载荷数据为基础,通过联合分布计数确定多轴载荷间耦合频次关系,以确定损伤载荷作用次数;根据轴承滚子-滚道间的变形协调关系,并考虑弯矩作用下滚子角位移及滚道错位对载荷传递的影响,建立圆锥滚子轴承的外滚道-滚子-内滚道瞬时接触载荷计算模型;综合多轴载荷联合分布计数结果与接触载荷计算模型,采用 Newton-Raphson 迭代算法求解得到轴承周向接触载荷序列,并与 Romax 仿真结果对比验证结果的有效性;基于修正的 L-P 理论得到多轴载荷对应下的轴承当量动载荷,综合联合分布计数结果、线性损伤累积准则,完成试验场随机道路载荷下轮毂轴承寿命计算,并通过台架试验验证结果的准确性和方法的合理性。由此,可为轮毂轴承的设计选型及寿命预测提供参考依据。

关键词: 随机载荷; 轮毂轴承; 变形协调; 当量动载荷; 寿命预测

中图分类号: TG156

Research on Prediction Method of Hub-bearing Service Life under Random Road Load

ZHAO Lihui^{1,2,3} LI Qichen¹ FENG Jinzhi^{1,2,3} ZHENG Songlin^{1,2,3} LIU Xinrong⁴

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093;

2. CMIF Key Laboratory for Strength and Reliability Evaluation of Automotive Structures, Shanghai 200093;

3. Public Technology Platform for Reliability Evaluation of New Energy Vehicles in Shanghai, Shanghai 200093;

4. YIHE Axle Co., Ltd., Zhucheng 262229)

Abstract: Currently, bearing life evaluation is mainly based on fixed load conditions, and the dynamic coupling effects of radial force, axial force and bending moment are less considered, which leads to the great difference between the actual service life and the theoretical life of bearings. Therefore, a service life prediction method for hub bearings under random road loads is proposed. Based on the measured wheel load on proving ground, the correlation ship between loads in different directions are determined through joint distribution and the number of cycles which strongly affect the damage of the load are derived. According to the deformation coordination relationship between roller and raceway of bearing and considering the influence of the roller angular displacement and the misalignment of the raceway on load transfer under bending moment, a model to calculate the instantaneous contact load of each component of bearing is established. Combined with the joint distribution counting results of multi-axial loads and the calculation model of contact loads, the circumferential contact load sequence is obtained by using the Newton-Raphson iterative algorithm, and it is compared with the simulation results of Romax to verify the validity of the results. The multi-axial load equivalent dynamic load of

* 国家重点研发计划(2018YFB0104802)和国家自然科学基金(51705322)资助项目。20200803 收到初稿, 20210319 收到修改稿

the bearing is obtained according to the modified L-P theory. Combined with the joint distribution counting results and the linear damage accumulation criterion, the fatigue life of hub bearing under the random road load can be calculated. To validate the proposed method, bench tests are conducted and results show good agreement between calculated and experiments. This method provides a useful tool for the design, selection and life prediction of hub bearings.

Key words: random load; hub-bearing; compatibility of deformation; equivalent dynamic load; life prediction

0 前言

轮毂轴承是汽车上的重要安全部件, 承载车身重量同时为轮毂转动提供精确的引导, 实现车身平动与车轮转动的一个重要过渡。与普通工业轴承服役条件不同, 轮毂轴承运行时不仅承受频繁交变的转矩-转速工况, 还要承受车身重力及来自轮胎-路面间复杂的多轴随机载荷, 其动态冲击更多、失效风险更大, 载荷的复杂性也增加了轮毂轴承的受力分析及寿命预测难度。在工业领域, 轴承作为极易失效部件, 一直是产品寿命分析的重点对象。LUNDBERG 等^[1]最早将轴承的寿命和 Weibull 金属疲劳概率分布联系起来, 建立了轴承寿命计算标准理论, 即 L-P 理论; IOANNIDES 等^[2-4]通过引入金属材料疲劳应力修正了 L-P 理论并经试验验证; TALLIAN^[5-7]综合考虑轴承表层剥落的各个工艺参数和材料冶炼工艺等因素, 进一步完善了 L-P 理论, 最终发展成为 ISO 标准的基础。尽管这些研究工作不断增加影响轴承寿命的材料、工艺以及环境等因素, 并逐渐形成了行业所普遍接受的轴承寿命分析通用规范和标准, 但目前轴承寿命的计算仅限于特定载荷工况, 对于复杂载荷情况主要通过修正系数进行补充, 难以准确反映复杂载荷工况下的轴承寿命。

针对这一现状, 国内外技术人员从不同的方面进一步开展了大量研究。刘德昆等^[8]基于 ISO 标准, 结合寿命损伤累积法则研究了实际运行载荷下动车组轴箱轴承的疲劳寿命, 但使用经验公式得到的轴承当量动载荷未考虑轴承滚子的实际接触载荷, 难以保证计算精度; 文献[9-11]基于轴承的变形协调方程, 通过数值迭代法求解, 研究了汽车典型行驶工况下轮毂轴承内部接触载荷分布规律, 但未考虑随机道路载荷下轴承的疲劳寿命; 文献[12-13]基于有限元的结果, 研究了随机载荷下接触应力与疲劳损伤之间的耦合效应以及接触载荷对疲劳寿命的影响; 但由于有限元方法局部应力完全取决于建模精度及单元尺寸, 计算资源占用需求巨大, 难以实现长时载荷历程下服役寿命的评估^[14]。在故障诊断领

域, 国内外学者通过监测特定信号, 以特征识别的方法对轴承的剩余寿命进行预测, 但这一方法在单一工况条件下具有较好效果, 而对于轮毂轴承服役在饱含大量冲击且频繁交变的非平稳多轴载荷下, 其精度及有效性都难以保证^[15-18]。

为此, 本文提出了一种随机道路载荷下轮毂轴承寿命预测方法, 通过精确计算轮毂轴承的接触载荷及当量动载荷, 并考虑弯矩引入的轴承滚子角位移和滚道错位对接触载荷的影响, 结合线性疲劳损伤理论实现轮毂轴承疲劳寿命的快速精准预测。

1 轮毂单元总成

1.1 轮毂单元结构特点

图 1 为某型商用车前轮的轮毂单元结构示意图。

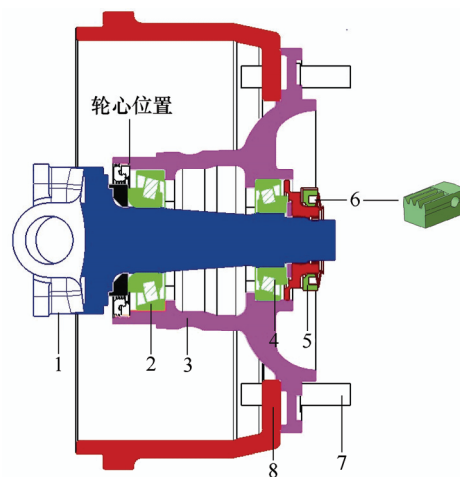


图 1 轮毂单元结构示意图

1. 转向节 2. 轴承 1# 3. 轮毂 4. 轴承 2#
5. 预紧螺母 6. 止动块 7. 螺栓 8. 轮辋

轮毂单元主要由转向节、轴承、轮毂、轮辋、预紧螺母等几部分组成, 轮毂与轮辋之间通过螺栓实现连接。轮毂轴承采用两个不同型号的 SKF 单列圆锥滚子轴承背对背安装配对使用, 通过外侧预紧螺母施加预紧力矩, 预紧后通过止动块锁止, 将预紧力施加到轴承 2(30311 型号圆锥滚子轴承), 预紧力通过轮毂传递到轴承 1(30313 型号圆锥滚子轴承)

实现最终预紧。

1.2 轮心载荷谱

本文通过在试验车辆上安装 MSC 车轮六分力仪, 试验车辆以不同载重的状态下, 在通县试验场测得车辆的轮心载荷信号, 以车辆满载状态为例, 进行轮毂轴承的寿命分析, 六分力仪安装位置及车轮坐标系见图 2。

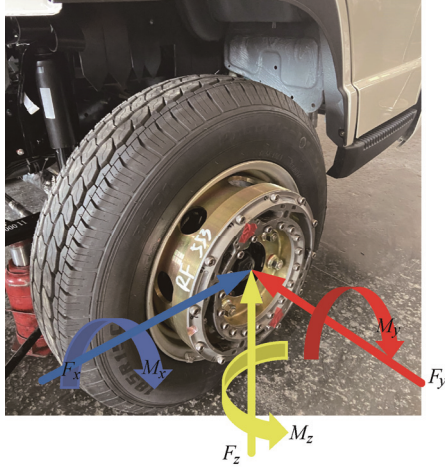


图 2 右前轮六分力仪安装位置

经数采仪采集得到的原始载荷谱数据经过分离提取、去零漂、消除奇异点、滤波去除趋势项等预处理后的载荷曲线见图 3, 轮毂单元仅承受 F_x 、 F_y 、 F_z 方向的载荷, 其他方向载荷忽略不计。

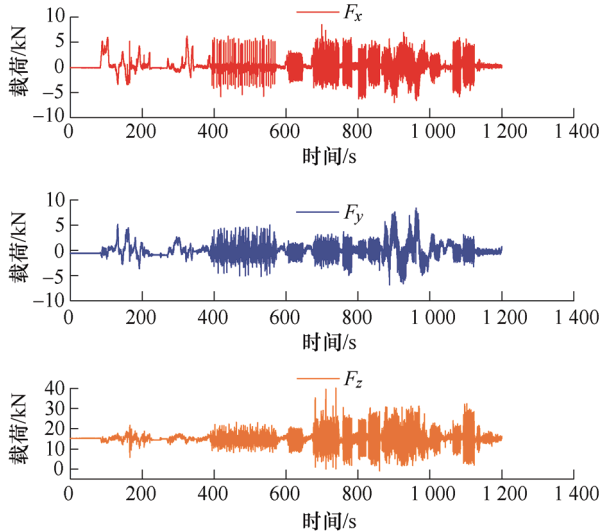


图 3 预处理后的道路载荷谱

1.3 轴承内部载荷分解

轮毂轴承的实际受力分析见图 4, 车轮轮心位于轴承 1 的左侧, 径向载荷 F_r 为 F_x 、 F_z 方向上的合力, 轴向载荷 F_a 为 F_y 方向上的载荷。因轮毂单元结构因素, 载荷中心位于内侧轴承 1 的左侧。

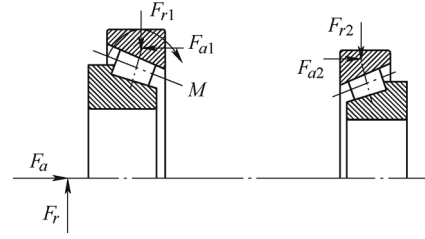


图 4 轮毂轴承受力简图

由力的平衡原理可得轮毂轴承的径向载荷为

$$\begin{cases} F_{r1} = F_r + F_r a / L \\ F_{r2} = F_r a / L \end{cases} \quad (1)$$

对于圆锥滚子轴承, 由于径向力产生的派生轴向力为

$$\begin{cases} S_1 = F_{r1} / 2Y_1 \\ S_2 = F_{r2} / 2Y_2 \end{cases} \quad (2)$$

式(3)的 Y 值需要取 $F_a / F_r > e$ 时的数值。

当 $F_a + S_2 > S_1$ 时, 则

$$\begin{cases} F_{a1} = F_a + S_2 - S_1 \\ F_{a2} = S_2 \end{cases} \quad (3)$$

当 $F_a + S_2 < S_1$ 时, 则

$$\begin{cases} F_{a1} = S_1 \\ F_{a2} = S_1 - F_a \end{cases} \quad (4)$$

此外, 径向力 F_r 对轴承 1 造成的弯矩为

$$M = F_r a \quad (5)$$

当 F_a 方向改变时, 将轴承 1、2 序号调换, 可继续采用式(1)~(5)计算轴承内部载荷; F_r 、 F_a 分别为轮毂单元所受的径向力与轴向力; a 为载荷中心至轴承 1 中心的距离; e 为判断系数。

2 轴承力学平衡方程的建立

2.1 轴承变形协调方程的建立

在联合负荷作用下, 圆锥滚子轴承的滚子与内、外滚道以及内圈的大挡边之间将产生接触载荷。轴承实际工作时, 外圈与轮毂过盈配合, 因此, 在进行力学分析时, 可将外圈与轮毂视为一体, 轴承滚子和内圈视为一体。圆锥滚子轴承中滚子的接触载荷见图 5, 轴承的最高转速不超过 1 000 r/min, 因此可以忽略离心力的影响^[9]。

图 5 中, Q_o 、 Q_i 分别为滚子与外滚道、内滚道的接触载荷; Q_f 为滚子大端面与内圈引导挡边的接触载荷; α_o 为滚子与外滚道的接触角; α_i 为滚子与内滚道的接触角; α_f 为滚子大端面与内圈引导挡边的接触角。

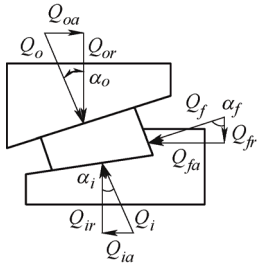


图 5 圆锥滚子轴承受力示意图

由图 5 易得滚子的受力平衡方程为

$$\begin{cases} Q_o \sin(\alpha_o) - Q_i \sin(\alpha_i) - Q_f \sin(\alpha_f) = 0 \\ Q_o \cos(\alpha_o) - Q_i \cos(\alpha_i) + Q_f \cos(\alpha_f) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

将外滚道接触载荷 Q_o 视为自变量, 则有

$$\begin{cases} Q_i = \frac{\sin(\alpha_o + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} Q_o \\ Q_f = \frac{\sin(\alpha_o - \alpha_i)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} Q_o \end{cases} \quad (7)$$

当圆锥滚子轴承承受径向与轴向联合载荷时, 轴承会产生相应的径向位移 δ_r 与轴向位移 δ_a 。

如图 6 所示, 当轴承产生径向位移 δ_r 时, 对于角位置为 ϕ_i 处的滚子径向位移为

$$\delta_{ri} = \delta_r \cos \phi_i \quad (8)$$

轴承承受轴向载荷时, 所有滚子的轴向变形分量是相同的, 即不同角位置滚子的轴向位移 δ_{ai} 等于轴承的轴向位移

$$\delta_{ai} = \delta_a \quad (9)$$

因此, 对于第 i 个滚子, 沿外滚道接触法向上的总位移为(预紧后游隙为 0)

$$\delta_{ni} = \delta_{ri} \cos \alpha_o + \delta_{ai} \sin \alpha_o \quad (10)$$

滚子与外滚道的接触载荷-位移关系为^[19]

$$Q_{oi} = K_n \delta_{ni}^{1.11} \quad (11)$$

式中, K_n 为滚子与滚道之间的接触刚度系数, 由轴承的几何参数决定的, 计算方式为^[19]

$$K_n = 6.24 \times 10^4 l_e^{0.82} D_w^{0.11} [1 + c_i^{0.9} \cos(\alpha_o - \alpha_i)]^{-1.11} \quad (12)$$

式中, D_w 为圆锥滚子的平均直径; l_e 为滚子的有效

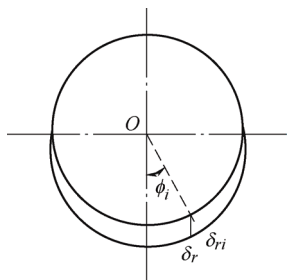


图 6 不同角位置处的轴承径向位移分量

接触长度, 计算公式为^[19]

$$l_e = l / \cos(0.5(\alpha_o - \alpha_i)) \quad (13)$$

式中, l 为滚子长度。

$$c_i = \frac{\sin(\alpha_o + \alpha_f)}{\sin(\alpha_i + \alpha_f)} \quad (14)$$

外滚道接触载荷与施加载荷的关系见图 7, 接触载荷在径向力方向和轴向力方向的分量为

$$\begin{cases} Q_{ri} = Q_{oi} \cos \alpha_i \cos \phi_i \\ Q_{ai} = Q_{oi} \sin \alpha_i \end{cases} \quad (15)$$

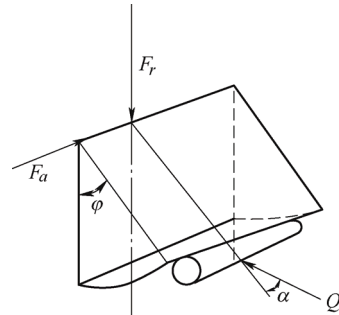


图 7 外滚道接触载荷与施加载荷的关系

上述分析仅考虑轴承的轴向位移与径向位移, 对于圆锥滚子轴承, 内、外圈之间还存在角位移, 即使不发生偏心现象, 滚子也会被压向大挡边上, 产生歪斜力矩, 而外滚道的凹曲率会阻止滚子发生歪斜, 这种阻力和随之的变形将改变滚子-滚道以及滚子-挡边之间的载荷分布。因此, 在建立轴承变形协调方程时, 还需要考虑轴承内、外圈之间的角位移, 计算时将内圈滚子处于 0° 时的角位移 γ 作为参考值, 则其他角位置处滚子的角位移 γ_i 为

$$\gamma_i = \gamma \cos \phi_i \quad (16)$$

如图 8 所示, O 点为两列圆锥滚子轴承的中心; M 为滚子的中心; R_1 为滚子中心到轴承旋转中心的距离; R_2 为点 H 与点 O 之间的距离; β 为 OM 与 ON 之间的夹角; $\delta_{\gamma i}$ 为角位移引起的总位移, $\delta_{r\gamma i}$ 和 $\delta_{a\gamma i}$ 分别为 $\delta_{\gamma i}$ 的径向位移分量和轴向位移分量

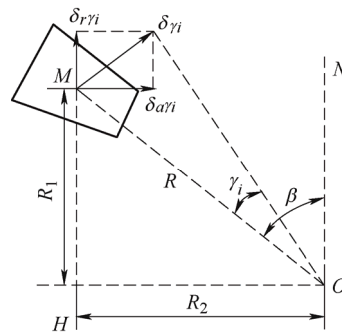


图 8 角位移引起的位移

$$\begin{cases} \delta_{r\gamma i} = R\gamma_i \sin \beta = R_2\gamma_i \\ \delta_{a\gamma i} = R\gamma_i \sin \beta = R_1\gamma_i \end{cases} \quad (17)$$

此外, 轮毂轴承在实际使用时, 为提升轴承性能, 要对轴承施加预紧力, 轴承预紧力 F_o 产生的轴向预变形为^[20]

$$\Delta = \left(\frac{F_o}{ZK_n (\sin \alpha_e)^{2.11}} \right)^{0.9} \quad (18)$$

由上述分析, 轴承总的径向位移和轴向位移为

$$\begin{cases} \delta_{ri} = \delta_r \cos \phi_i + R_2\gamma_i \\ \delta_{ai} = \delta_a + \Delta + \delta_{a\gamma i} + R_1\gamma_i \end{cases} \quad (19)$$

当轴承承受外部载荷时, 滚子接触载荷会对轴承中心产生抵抗力矩, 滚子接触载荷的径向分量与轴向分量产生的抵抗力矩为

$$\begin{cases} M_{ri} = R_2 \cos \phi_i Q_{oi} \cos \alpha_e \\ M_{ai} = R_1 \cos \phi_i Q_{oi} \sin \alpha_e \end{cases} \quad (20)$$

每个滚子总的抵抗力矩为

$$M_i = M_{ai} + M_{ri} \quad (21)$$

分析单列圆锥滚子轴承时, 由于角位移的存在会引起额外的弯矩, 在计算时必须考虑在内, 但对于两列圆锥滚子轴承配对使用时, 由于预紧力的存在, 使得两个单列轴承的刚度远大于一个单列圆锥滚子轴承, 且由一个单列圆锥滚子轴承引起的不平衡力矩可由另外一个消除, 因而在分析时, 可以忽略由角位移引起的额外力矩。

综上, 在外载荷径向力、轴向力以及弯矩下的圆锥滚子轴承平衡方程为

$$F_r - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{ij} = 0 \quad (22)$$

$$F_a - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{aij} = 0 \quad (23)$$

$$M - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^Z M_j = 0 \quad (24)$$

式中, Z 为滚子数量, $i=1, 2$ 分别代表两个单列圆锥滚子轴承。

式(22)、(23)是关于 δ_r 、 δ_a 的非线性方程组, 导入联合分布后的载荷工况数据, 使用 Newton-Raphson 迭代法编制程序求解; 然后根据求得的 δ_r 、 δ_a , 代入式(19)、(11)中得到轴承接触载荷; 若 δ_{ni} 出现负值, 则意味着滚子与滚道脱离, 即不存在接触载荷, 则将 δ_{ni} 重新设为 0 代入计算。最后根据式(24)求得抵抗力矩 M_i , 其中只有轴承 1 承

受弯矩, 求解轴承 2 的时候可省略计算抵抗力矩的步骤。计算流程见图 9。

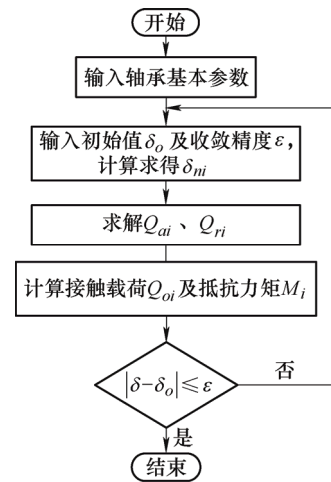


图 9 Newton-Raphson 迭代法计算流程图

2.2 数值仿真结果验证

以轴承 1 为例, 为验证 Newton-Raphson 方法的准确性, 在车辆的典型行驶工况下, 与商业软件 RomaxDesigner 的计算结果进行对比验证,

轴承的几何参数值见表 1。

表 1 轴承 1 几何参数值

轴承参数	数值
外径 D/mm	140
内径 d/mm	65
总宽度 B/mm	36
滚子数量	15
滚子直径 D_w/mm	19
滚子总长度 L_w/mm	26
内滚道接触角 $\alpha_i/^\circ$	11
外滚道接触角 $\alpha_o/^\circ$	15
滚子-挡边接触角 $\alpha_f/^\circ$	77
滚子节圆直径 D_p/mm	102

商用车典型行驶工况下车轮中心处的载荷值见表 2。

表 2 典型行驶工况下轮心载荷值

路况	加速度 $/(m/s^2)$	轴向载荷 F_a/kN	径向载荷 F_r/kN
右转	0.25	-9	-36
直行	0	0	26
左转	-0.25	4	-16

右转工况下, 分别使用 Newton-Raphson 迭代法与 RomaxDesigner(以下简称 Romax)计算轴承的最大接触载荷结果见图 10~12。

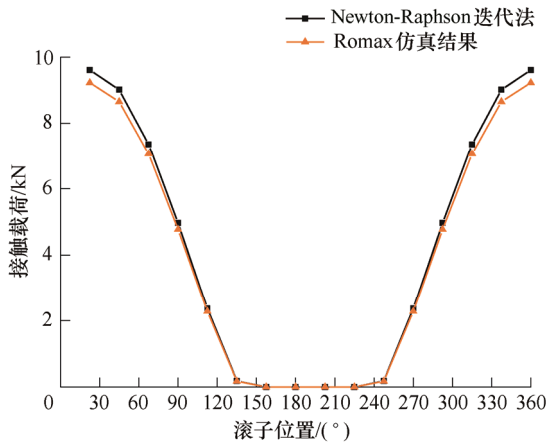


图 10 右转工况轴承 1 最大接触载荷对比图

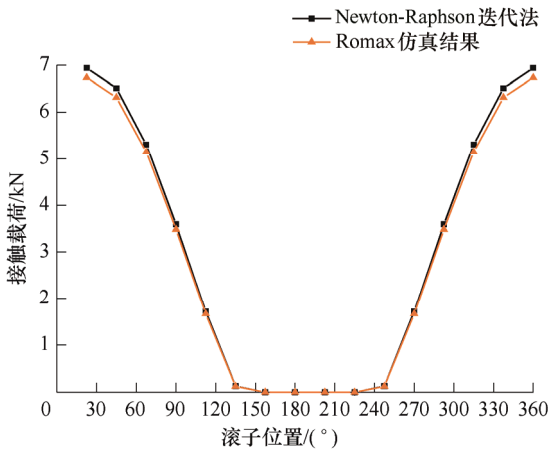


图 11 直行工况轴承 1 最大接触载荷对比图

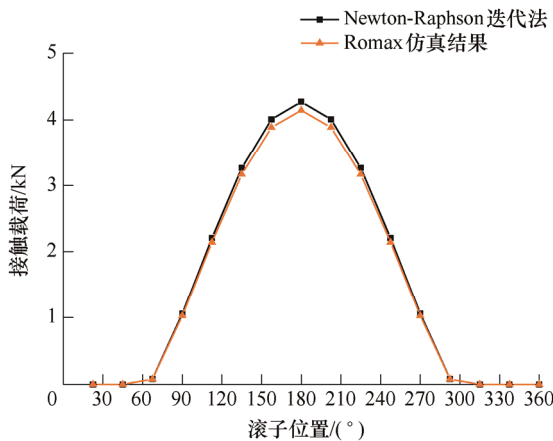


图 12 左转工况轴承 1 最大接触载荷对比图

根据式(12)算得 $c_i=1$, 即内外圈接触载荷相等, 在右转、直行、左转三种典型行驶工况下, Newton-Raphson 迭代法计算结果与 Romax 仿真结果的误差分别为 3%、4%、3%, 误差较小, 且轴承最大接触载荷分布状态保持一致, 证明了 Newton-Raphson 迭代法计算获得轴承滚动体和内外圈之间的接触载荷及当量动载荷的有效性。

3 轴承理论寿命计算

3.1 轴承寿命计算理论

L-P 理论可以较好地预测基于次表层起源的轴承寿命, 但该方法局限性较多, 只适用于简单的 Hertz 应力作用; 目前的工程应用中, 轴承制造商普遍接受的是基于 L-P 轴承寿命理论改进的 ISO 标准, 该标准较传统方法计算得到的轴承寿命更为保守^[9], 同时需要计算轴承的当量等效动载荷与额定静载荷。根据轴承额定寿命理论, 90%可靠度下的圆锥滚子轴承的额定寿命为^[21]

$$L_{10} = \left(L_{\mu}^{\frac{9}{8}} + L_{\nu}^{\frac{9}{8}} \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (25)$$

L_{μ} 和 L_{ν} 分别为内、外滚道的疲劳寿命^[21]

$$\begin{cases} L_{\mu} = \left(\frac{Q_{c\mu}}{Q_{e\mu}} \right)^4 \\ L_{\nu} = \left(\frac{Q_{c\nu}}{Q_{e\nu}} \right)^4 \end{cases} \quad (26)$$

式中, $Q_{c\mu}$ 、 $Q_{c\nu}$ 分别为内、外滚道的基本额定动载荷, 计算公式为^[22]

$$Q_c = b_m 552 \lambda \frac{(1 \mp \gamma)^{29/27}}{(1 \pm \gamma)^{1/4}} \left[\frac{\gamma}{\cos \alpha} \right]^{2/9} D_w^{29/27} l^{7/9} Z^{-1/4} \quad (27)$$

式中, \mp 符号分别代表内、外圈的额定动载荷。

$Q_{e\mu}$ 、 $Q_{e\nu}$ 分别为内、外圈的当量动载荷^[21]

$$\begin{cases} Q_{e\mu} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^4 \right)^{1/4} \\ Q_{e\nu} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^{4.5} \right)^{1/4.5} \end{cases} \quad (28)$$

式中, b_m 为额定寿命修正系数, 圆锥滚子轴承取 1.1; λ 为修正滚子边缘载荷及应力集中而引入的修正系数, 取 0.38~0.8; γ 为寿命计算中间变量, 由轴承的几何参数决定; D_w 为滚子直径; l 为滚子长度; Q_j 为不同滚子的接触载荷。

3.2 损伤等效原理

轴承疲劳失效为典型的损伤累积过程, 当轴承承受随时间变化的循环载荷时, 可采用 Palmgren-Miner 线性累计损伤法则: 轴承在当量动载荷为 P_1 的运转条件下, 滚道的寿命 L_1 , 若在此工况下运转了 N_1 转, 则 P_1 的运转条件下轴承的当量损伤为 $D_1 = \frac{N_1}{L_1}$ 。若轴承经历一段随机道路载荷, 依

次在 P_1, P_2, \dots, P_n 当量负荷作用下运转了 N_1, N_2, \dots, N_n 转, 则该随机道路载荷对轴承造成的损伤为^[23]

$$D = \sum_{i=1}^n D_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{L_i} \quad (29)$$

式中, n 为轴承的一组运转条件, 对应的每一种运转条件 i , 轴承所对应的疲劳寿命为 L_i 转, 但在此工作条件下轴承只运转了 N_i 转, $N_i < L_i$, 当 $D_i = 1$ 时, 轴承发生失效。

3.3 寿命计算及结果

本文的载荷特征分析以试验场一个循环的载荷时间历程为例, 将径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 进行联合分布循环计数。通过联合分布计数可以得到不同载荷等级下的作用频次, 其中载荷区间个数应体现汽车行驶时的典型工况特征及不同载荷频次分布情况, 又需要包含实际使用条件下的典型载荷等级, 本文最终选取 16 级载荷区间; 将分级后得到的载荷谱数据输入到 Matlab 中, 基于 Newton-Raphson 算法迭代求解轴承的平衡方程, 计算得到各个载荷工况下轴承的当量动载荷, 结合第 3.1、3.2 节轴承寿命及损伤计算方法, 计算轴承的当量损伤, 计算流程见图 13。

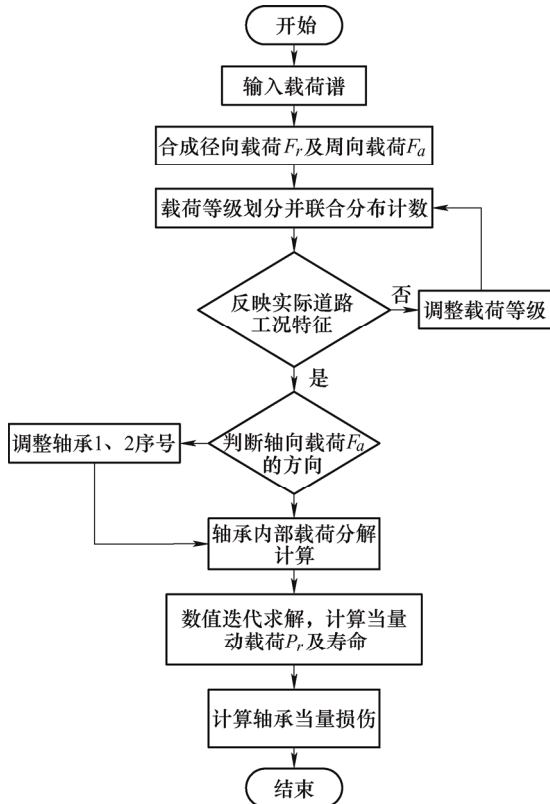


图 13 轴承当量损伤计算流程图

径向载荷与轴向载荷的联合分布频次图

见图 14。

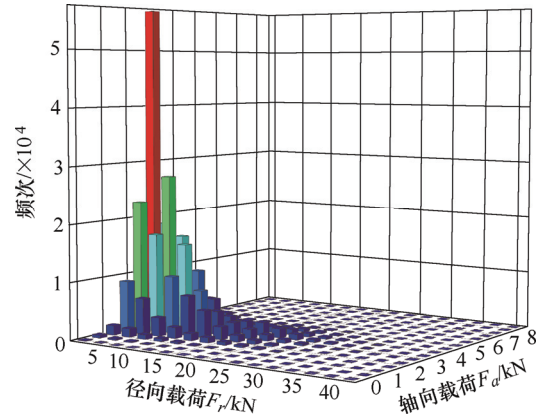


图 14 载荷联合分布频次图

由载荷联合分布频次可以看出, 道路载荷作用次数的范围主要集中在径向载荷为 1~2 kN, 对应的轴向载荷在 0~2 kN。

试验场单次循环对轴承 1、2 造成的损伤见图 15、16。

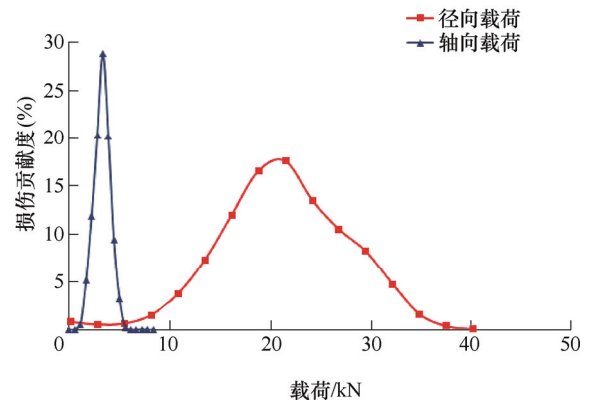


图 15 轴承 1 不同载荷下的损伤贡献率

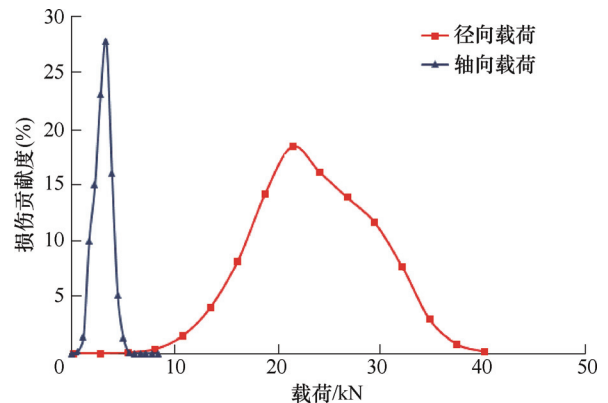


图 16 轴承 2 不同载荷下的损伤贡献率

对轴承 1 损伤贡献度较大的载荷主要集中于径向载荷 16 172~26 851 N, 对应的轴向载荷在 2 231~3 346 N。

对轴承 2 损伤贡献度较大的载荷主要集中于径向载荷 18 842~29 512 N, 对应的轴向载荷在 1 115~3 904 N。

由式(29)可得试验场单次循环对轴承 1 和轴承 2 造成的损伤分别为 1.10×10^{-3} 和 4.30×10^{-5} 。假设 Miner 理论修正系数为 $a=1$, 即当损伤达到 1 时轴承发生失效, 试验场单圈行驶里程 4 667 m, 90%可靠度下轮毂轴承在试验场循环行驶里程为

$$L_{10} = \frac{a}{D} l \quad (30)$$

经计算, 当轮毂轴承的损伤达到 1 时, 轴承 1 循环 909 次, 对应试验场里程 $l=4\ 242\text{ km}$; 轴承 2 循环 23 256 次, 对应试验场里程 $l=108\ 535\text{ km}$ 。试验场的强化路况与一般路况间的强化系数为 25, 以最小循环次数换算, 将强化后的行驶里程乘以强化系数, 可以得到在一般道路上行驶时, 轴承 1 的安全行驶里程为 10.6 万 km, 轴承 2 的安全行驶里程为 271.3 万 km。

4 试验验证

为复现轮毂单元在多轴随机道路载荷下的疲劳寿命和验证本文方法的有效性, 在 MTS 试验台上搭建轮毂单元试验台架, 载荷通过液压作动缸加载(图 17)。试验装置为水平对称装置, 通过调整轴向载荷与轮毂单元中心轴的距离改变弯矩值, 试验时轴承的温度控制在正常工作温度区间(65~70 °C)。对 4 组轮毂轴承进行试验, 为节省试验时间, 同时对 2 个轮毂单元进行试验, 单个出现失效后更换新的轮毂单元, 继续进行试验。失效以轮毂单元出现异常振动及噪声作为初步判定准则, 最终失效则通过拆解轮毂轴承, 观察滚道、滚动体表面是否产生点蚀、剥落或压痕等现象作为判定依据。

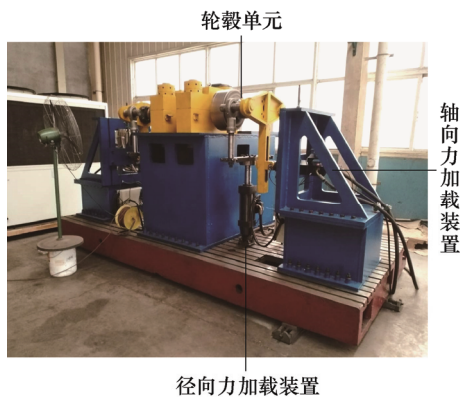


图 17 轮毂单元试验台架简图

4 组试验均以轴承 1 优先发生失效而结束, 失

效轴承中滚子与滚道之间均出现了不同程度的压痕及变色, 最终发生点蚀失效, 轮毂轴承表面失效图片见图 18。

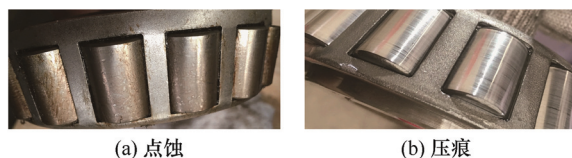


图 18 典型轴承失效

轴承试验结果数据见表 3。

表 3 轴承试验结果

试验编号	对应轴承	循环次数	失效状态
01	轴承 1	1 024	点蚀
	轴承 2	*	无
02	轴承 1	2 456	轻微压痕
	轴承 2	*	无
03	轴承 1	4 272	点蚀及变色
	轴承 2	*	无
04	轴承 1	3 264	点蚀及变色
	轴承 2	*	无

注: *表示试验期间未发生失效。

4 组轮毂轴承疲劳寿命试验数据拟合分布(正态分布拟合优度最优)见图 19。

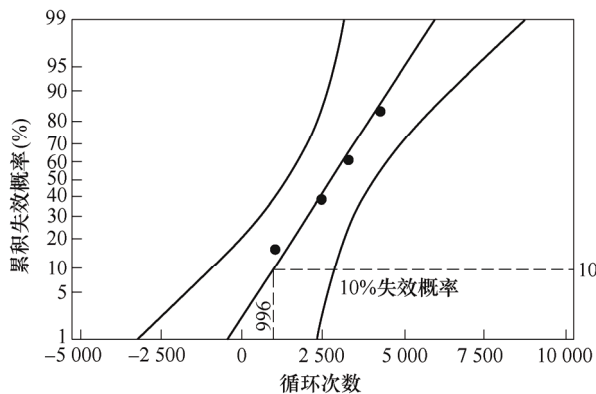


图 19 试验数据分布图及拟合曲线

基于拟合的累积失效概率, 可以得到 10%失效概率下轴承 1 的疲劳寿命循环次数为 996 次, 本文提出的寿命分析方法计算得到的 L_{10} (10%失效率) 寿命为 909 个循环, 位于 95%置信区间, 相对误差为 -8.7%, 验证了本文提出的随机道路载荷下轴承寿命计算方法的有效性。

5 结论

本文基于多轴随机道路载荷下对某型商用车轮

毂轴承的服役寿命进行预测, 得到如下结论。

(1) 基于轴承滚子-套圈变形协调关系, 并考虑弯矩作用下滚子角位移对载荷传递的影响, 建立了圆锥滚子轴承外滚道-滚子-内滚道接触载荷计算模型。

(2) 针对轴承载荷模型的非线性特点, 利用 Newton-Raphson 迭代法进行数值求解, 并与 Romax 模型对比, 证明了建模的有效性。

(3) 通过对随机道路载荷谱进行多轴载荷等级划分并联合分布循环计数, 基于轮毂轴承周向接触载荷序列完成了轴承当量动载荷及寿命计算。

(4) 通过对轮毂轴承进行台架试验, 4 组轮毂轴承均以轴承 1 优先发生失效告终, 试验结果与正态分布具有较好的一致性, 验证了结果的有效性。

(5) 考虑了轮毂单元外部载荷方向的变化, 分析了轴承分布位置对轮毂单元寿命的影响, 为轮毂轴承高可靠性设计提供了依据。

参 考 文 献

- [1] LUNDBERG G, PALMGREN A. Dynamic capacity of rolling bearings[J]. Acta Polytech, Mechanical Engineering Series, 1947, 7(3): 30-36.
- [2] IOANNIDES E, HARRIS T A. New fatigue life model for rolling bearings[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1985, 107(3): 367-378.
- [3] HARRIS A T, MCCOOL I J, ZARETEKY V E, et al. On the accuracy of rolling bearing fatigue life prediction[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(42): 297-309.
- [4] TALLIAN T E. Simplified contact fatigue life prediction model-part I: Review of published models[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 207-213.
- [5] TALLIAN T E. Simplified contact fatigue life prediction model-part II: New model[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 214-220.
- [6] TALLIAN T E. Date-fitted bearing life prediction model-part III: Mathematical model[J]. Journal of Tribology, 1994, 39(2): 269-275.
- [7] NELIAS D, DUMONT M, COUHIER F, et al. Experimental and theoretical investigation of rolling contact fatigue of 52100 and M50 steels under EHI or micro-EHI conditions[J]. Journal of Tribology, 1998, 120(2): 184-190.
- [8] 刘德昆, 李强, 王曦, 等. 动车组轴箱轴承基于实测载荷的寿命预测方法[J]. 机械工程学报, 2016, 52(22): 45-54.
LIU Dekun, LI Qiang, WANG Xi, et al. Life prediction method based on measured load for EMU axle box bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(22): 45-54.
- [9] YANG L, XU T, XU H, et al. Mechanical behavior of double-row tapered roller bearing under combined external loads and angular misalignment[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 142(56): 561-574.
- [10] 汪久根, 徐鹤琴. 深沟球轴承内部载荷序列与寿命计算[J]. 机械工程学报, 2017, 53(15): 131-140.
WANG Jiugen, XU Heqin. Calculation of internal load sequence and life of deep groove ball bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(15): 131-140.
- [11] 张进华, 方斌, 朱永生, 等. 基于球-滚道非完全接触状态下的球轴承载荷分布计算及刚度特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(9): 87-97.
ZHANG Jinhua, FANG Bin, ZHU Yongsheng, et al. Calculation of load distribution and stiffness characteristics of ball bearing under incomplete contact of ball raceway[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9): 87-97.
- [12] HE P, HONG R, WANG H, et al. Fatigue life analysis of slewing bearings in wind turbines[J]. International Journal of Fatigue, 2018, 111(2): 233-242.
- [13] LI F, HU W, MENG Q, et al. A new damage-mechanics-based model for rolling contact fatigue analysis of cylindrical roller bearing[J]. Tribology International, 2018, 120(1): 105-114.
- [14] NECDET D, BAHATTIN K. Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using FEM[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2008, 36(1): 86-102.
- [15] ZHAO Y X, LIU H B. Weibull modeling of the probabilistic S - N curves for rolling contact fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2014, 66(8): 47-54.
- [16] 奚立峰, 黄润青, 李兴林, 等. 基于神经网络的球轴承剩余寿命预测[J]. 机械工程学报, 2007, 43(10): 137-143.
XI Lifeng, HUANG Runqing, LI Xinglin, et al. Prediction of residual life of ball bearing based on neural network[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(10): 137-143.
- [17] PRADEEP K, ASHISH K, DARPE M, et al. Weibull accelerated failure time regression model for remaining useful life prediction of bearing working under multiple operating conditions[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134(12): 106302.
- [18] CHEN J, SHEN C. A new data-driven transferable remaining useful life prediction approach for bearing under different working conditions[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 139(5):

- 106602.1-106602.17.
- [19] REN X L, ZHAI J, REN G. Calculation of radial load distribution on ball and roller bearings with positive, negative and zero clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 10(131-132): 1-7.
- [20] ZHENG J Y, JI J C, YIN S, et al. Internal loads and contact pressure distributions on the main shaft bearing in a modern gearless wind turbine[J]. Tribology International, 2020, 141(1): 105960.
- [21] DICK P, CARL H, ZEBB P. Varying stiffness and load distributions in defective ball bearings : Analytical formulation and application to defect size estimation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 337(10): 284-300.
- [22] BOGDAN W, AGNIESZKA C. Fatigue life prediction of the radial roller bearing with the correction of roller generators[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, 89(9): 299-310.
- [23] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis[M]. New York: Macsource Press, 2001.
-
- 作者简介: 赵礼辉(通信作者), 男, 1985 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为车辆强度可靠性设计与评价、车辆载荷特征建模与快速试验。
E-mail: Pheigoe@126.com
- 李其宸, 男, 1995 年出生。主要研究方向为车辆强度可靠性设计与评价。
E-mail: li_qichen139@163.com