

钢球错装状态下的轴承动力学行为研究

撰文 / 洛阳轴研科技股份有限公司 赵雁

河南科技大学河南省机械设计及传动系统重点实验室 杨芳

本文针对工程实践中遇到的由钢球错装引起的双半套圈角接触球轴承动力学行为异常这一问题开展研究。通过推导钢球与内圈、外圈、保持架和引导套圈之间的作用力、力矩表达式，建立了双半套圈角接触球轴承的动力学模型。在此基础上开展仿真分析，对比正常装配钢球和错装钢球两种条件下轴承的动力学行为差异。开展试验验证，获得轴承在两种装配条件下的振动数据。仿真与试验表明：钢球错装状态下，轴承振动加剧，摩擦力矩增大，易引发早期失效。

双半套圈角接触球轴承可同时承受径向负荷和轴向负荷，能在较高的转速下工作，广泛地应用于航空发动机主轴，轿车轮毂支承等场合。由于该种轴承工作的条件相对苛刻，转速较高，因此其动态性能的好坏直接影响到相应设备的工作性能。

作者在实际工作中发现，某型号双半套圈角接触球轴承在装配过程中将尺寸存在微小差异的钢球错误地装配在一起，而钢球的尺寸差异已经影响到了轴承的动态性能。为此本文针对由钢球错误装配而引起的轴承动态性能异常这一现象开展研究，在建立双半套圈角接触球轴承的动力学模型的基础上，进行仿真研究和试验分析。仿真与试验的结论表明，钢球的错误装配使得轴承的振动加剧，易引起轴承早期失效。

一、动力学模型

双半套圈角接触球轴承的内部动力学行为较为复杂，需要从钢球与沟道间作用力，钢球与保持架兜孔间的法向作

用力和保持架与引导套圈间作用力等几个方面进行分析，并建立相应的动力学模型表达式。

由 Hertz 接触理论可知，钢球与沟道之间的法向接触力为：

$$Q = K\delta^{1.5} \quad (1)$$

式中：K 为某钢球与沟道接触处的载荷 - 变形常量； δ 为某钢球与沟道之间弹性变形量。

钢球与内、外沟道的接触角、变形和位移几何关系为：

$$\begin{aligned} A_{ij} &= [(f_i + f_e - 1)D_w] \sin \alpha_0 \\ &\quad + [\Delta_x + R_2(\theta_y \sin \phi_j + \theta_z \cos \phi_j)] \\ &= [(f_i - 0.5)D_w + \delta_{ij}] \sin \alpha_{ij} \\ &\quad + [(f_e - 0.5)D_w + \delta_{ej}] \sin \alpha_{ej} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} A_{ij} &= [(f_i + f_e - 1)D_w] \cos \alpha_0 \\ &\quad + [\Delta_y \cos \phi_j + \Delta_z \sin \phi_j] - P_d \\ &= [(f_i - 0.5)D_w + \delta_{ij}] \cos \alpha_{ij} \\ &\quad + [(f_e - 0.5)D_w + \delta_{ej}] \cos \alpha_{ej} \end{aligned} \quad (3)$$

表 2 中各类实例与 C 的相似度结果如下：

$\text{SIM}(C, C22L1200-110)=0.51$ ； $\text{SIM}(C, C25L1400-100)=0.95$ ； $\text{SIM}(C, C29L1100-100)=0.62$

由计算结果可知，实例 C25L1400-100 的相似度最大，最为相似，所以 C25L1400-100 可以作为 M 的最优解，在此基础上经过对实例简单修改，使其满足设计要求。

五、结语

本文基于相似性原理和相似度度量的算法规则，在汽车产品的成熟实例库中，可以迅速找到与新设计问题最接近或相似的产品实例，并列出其相似度值的大小，设计人员提取该实例，经过修改实现实例的重用，以减轻设计人员的重复劳动，提高设计效率。

式中: D_w 为钢球直径; f_i, f_e 分别为内、外沟道曲率半径系数; R_2 为内沟道沟曲率中心圆半径; A_x, A_y, A_z 分别为内圈在 x, y, z 方向上的位移; A_0 为轴承原始接触角; A_{ij}, A_{ej} 分别为第 j 个钢球与内、外沟道间的工作接触角; D_{ij}, D_{ej} 分别为第 j 个钢球和内、外沟道间的弹性变形量; P_d 为轴承装配、温度变化、轴承转速引起的轴承径向方向的间隙变化量; H_y, H_z 为转动套圈相对于静止套圈在 y, z 轴方向的偏斜角; φ_j 为第 j 个钢球的位置角。

根据式 (2)、(3) 得到描述几何位置关系的参数表达式:

$$\delta_{ej} = \sqrt{x_{ej}^2 + y_{ej}^2} - (f_e - 0.5)D_w \quad (4)$$

$$\alpha_{ej} = \arctan(x_{ej} / y_{ej}) \quad (5)$$

$$\delta_{ij} = \sqrt{(A_{ij} - x_{ej})^2 + (A_{ij} - y_{ej})^2} - (f_i - 0.5)D_w \quad (6)$$

$$\alpha_{ij} = \arctan[(A_x - x_{ej}) / (A_y - y_{ej})] \quad (7)$$

式 (4) ~ (7) 中: x_{ej}, y_{ej} 为外沟曲率中心与钢球中心在 x, y 方向上的距离。

钢球与沟道的接触, 在完全润滑状态下表现出的摩擦力等同于润滑油的拖动力, 该力表现为一个二维力。

设该拖动力为 $\bar{T}$, 在接触面的短轴 ζ 和长轴 η 方向的投影分别为 T_ζ, T_η , 单位矢量分别为 $\bar{i}, \bar{k}$ 。将其沿接触区域长轴 η 方向分割成 m 个切片单元, 记第 m 个单元上的拖动力为 $T_{m\zeta}$ 和 $T_{m\eta}$ ($m=1, 2, 3, \dots, 21$), 分别为:

$$\bar{T}_{ni} = T_{\zeta} \bar{i} + T_{\eta} \bar{k} \quad (n=i, e) \quad (8)$$

$$T_{\zeta_{nj}} = \sum_{m=1}^{21} T_{m\zeta_{nj}} \quad (n=i, e) \quad (9)$$

$$T_{\eta_{nj}} = \sum_{m=1}^{21} T_{m\eta_{nj}} \quad (n=i, e) \quad (10)$$

$$T_{m\zeta(\eta)_{nj}} = (U_{EHD_n} Q_m)_{\zeta(\eta)_{nj}} \quad (n=i, e) \quad (11)$$

式 (8) ~ (11) 中, U_{EHD_n} 为弹流油膜拖系数; Q_m 为第 m 个切片上的法向接触力。

钢球在内、外沟道约束下的运动由两部分组成, 即钢球的转动和平动。而在运动过程中钢球中心与保持架兜孔中心并不是完全重合的。为此, 引入钢球与保持架间的弹性变形量, 建立保持架兜孔与钢球间法向作用力的表达式为:

$$Q_{ej} = \begin{cases} K_c z_{ej} & (z_{ej} \leq C_p) \\ K_c C_p + K_n (z_{ej} - C_p) & (z_{ej} > C_p) \end{cases} \quad (12)$$

式中: $K_c = 11/C_p$, C_p 为保持架兜孔间隙, $C_p = 0.5 (D_p - D_w)$, D_p 为保持架兜孔直径; K_n 为钢球和保持架兜孔接触处的载荷-变形常量; z_{ej} 为第 j 个兜孔的中心位移。

保持架与引导套圈间的作用力 F_c 是由润滑剂的流体动

压形成的, 可通过描述其两个正交分量来进行表述:

$$\left. \begin{aligned} F'_{cy} &= -\eta_0 u_1 L^3 \varepsilon^2 / [C_1^2 (1 - \varepsilon^2)^2] \\ F'_{cz} &= \pi \eta_0 u_1 L^3 \varepsilon^2 / [4 C_1^2 (1 - \varepsilon^2)^{3/2}] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: G_0 为大气压力和环境温度下润滑油的动力黏度; u_1 为润滑油拖动速度; L 为保持架定心表面宽度; C_1 为保持架引导间隙; E 为保持架中心的相对偏心率; $\varepsilon = e/C_1$; e 为保持架中心的偏心率。

通过上述的公式推导, 建立了双半套圈角接触球轴承动力学关系表达式。该模型描述了钢球与内圈、外圈, 钢球与保持架, 钢球与引导套圈的作用力和力矩。

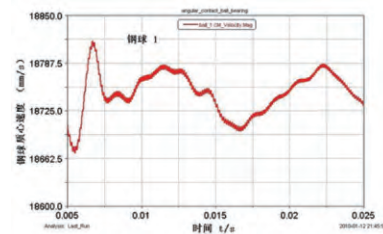
二、仿真分析

以某型号的双半套圈角接触球轴承为例进行仿真研究, 仿真工具为 ADAMS, 仿真时进行了必要的假设和约束: (1) 外圈固定, 内圈绕其轴线转动且可三维平动, 保持架和钢球可任意转动和平动; (2) 模型中各刚性元件几何形变仅存在于局部接触位置, 且接触变形符合 Hertz 接触理论; (3) 在完全弹流润滑状态下计算弹性流体动力润滑拖动力。仿真分析的主要参数如表所示。

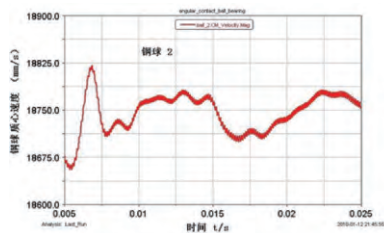
表 仿真参数

名称	数值
外径	80mm
内径	40mm
钢球直径	12mm
轴承宽度	18mm
轴向载荷	12000N
径向载荷	4000N
转速	12000rpm

假设钢球 1 错装为小直径钢球, 其直径为 11.99mm, 其余钢球正常为 12mm, 钢球 2 为钢球 1 邻近钢球。通过仿真计算获得了钢球 1 和钢球 2 在相同仿真条件下的质心速度情况, 如图 1 所示。



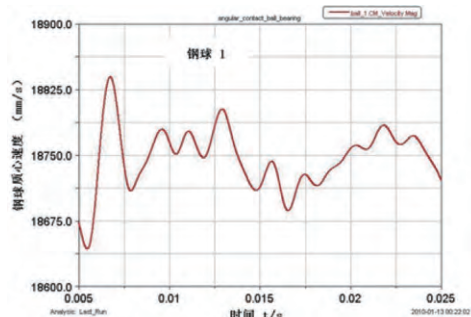
(a) 钢球 1 质心速度



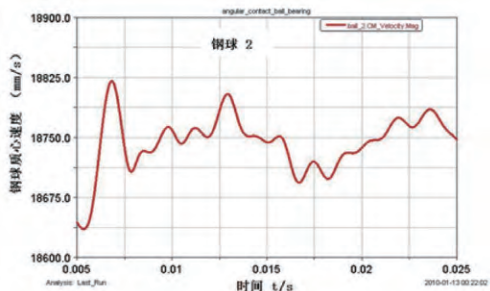
(b) 钢球 2 质心速度

图 1 错装条件下钢球 1 与钢球 2 质心速度对比

将钢球 1 设置为正常直径值, 钢球 2 为钢球 1 邻近钢球, 再次仿真后得到钢球 1 和钢球 2 的质心速度情况, 如图 2 所示。



(a) 钢球 1 质心速度

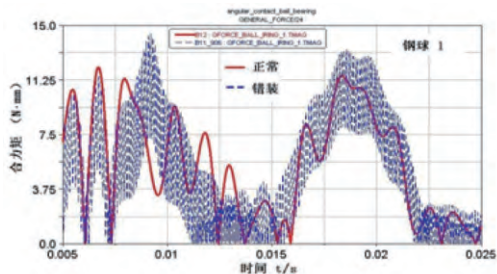


(b) 钢球 2 质心速度

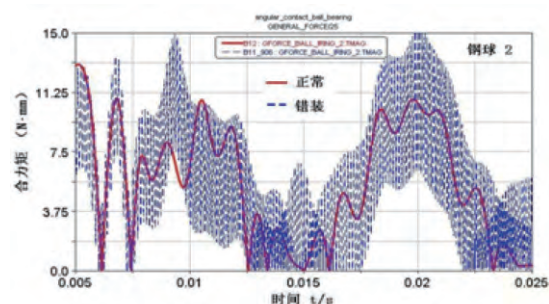
图 2 正常装配下钢球 1 与钢球 2 质心速度对比

对比图 1 和图 2 的钢球质心速度情况, 可以看出: 某一钢球错装会造成钢球质心速度不稳定, 使钢球的振动加剧。

在前述的仿真条件下, 分析钢球 1 和钢球 2 与内外圈的合力矩, 其结果如图 3 和图 4 所示。

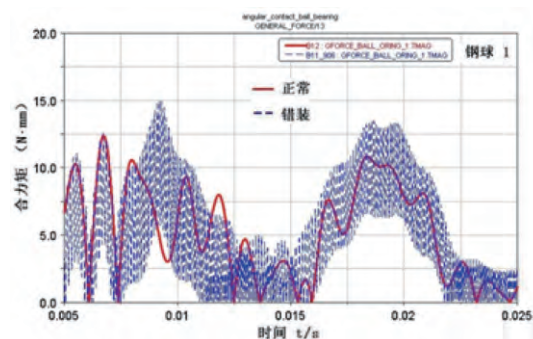


(a) 钢球 1 与内圈合力矩

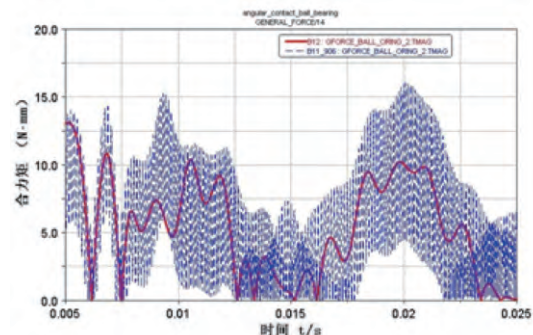


(b) 钢球 2 与内圈合力矩

图 3 钢球与内圈合力矩的对比曲线



(a) 钢球 1 与外圈合力矩



(b) 钢球 2 与外圈合力矩

图 4 钢球与外圈合力矩的对比曲线

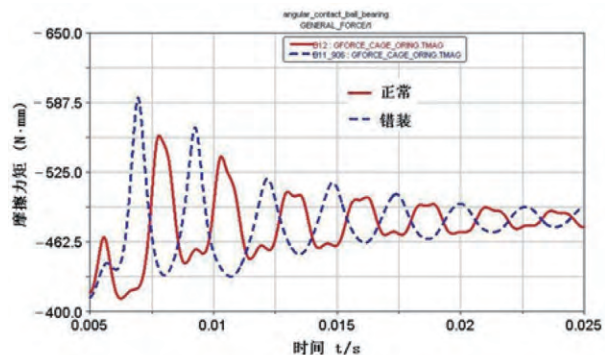


图 5 错装与正常装配的保持架摩擦力矩对比曲线

由图3和图4的仿真结果对比可知：由于错装轴承中钢球1的直径比其他钢球小，造成钢球的受力不对称，从而引起钢球与内外套圈间的合力矩振动强烈。

图5对比了错装钢球条件下和正常装配时的保持架摩擦力矩。

由图5可知：错装轴承的摩擦力矩大于正常装配轴承。错装轴承的最大摩擦力矩为 $591\text{N} \cdot \text{mm}$ ，平均摩擦力矩为 $478\text{N} \cdot \text{mm}$ ；正常装配轴承的最大摩擦力矩为 $557\text{N} \cdot \text{mm}$ ，平均摩擦力矩为 $477\text{N} \cdot \text{mm}$ 。这是由于钢球的运动不稳定导致钢球与保持架相互作用的随机性增大，造成保持架与钢球和引导套圈的摩擦力增大，进而引起摩擦力矩的增大。

三、试验

为验证钢球错装状态下的轴承动力学行为特点，针对某型号的双半套圈角接触球轴承进行了振动特性试验。

试验采用基恩仕 LK-G5000 型激光位移传感器进行振动信号测量，该传感器采用了非接触的测量方式，测量范围 $\pm 3\text{mm}$ ，测量精度 0.02 ，采样周期 10 。

对测量数据进行快速傅里叶变换，得到振动信号的频谱，提取与平衡转速频率 f 相同的谱线，则该谱线就是轴承径向振动跳动引起的振动，该振动包含了振动信号的幅值和相位。

试验中分别对正常装配的轴承和错装的轴承进行振动信号测量，对比了振动信号的峰峰值和有效值，如图6、7所示。

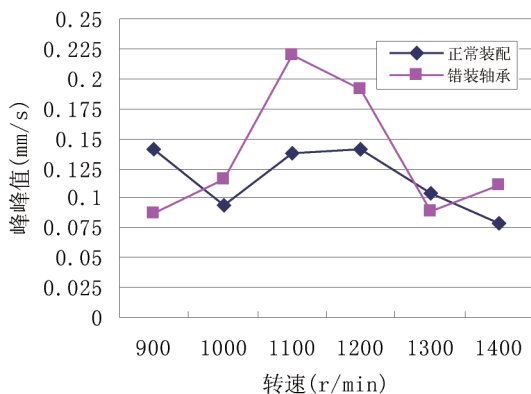


图6 轴承振动峰峰值对比

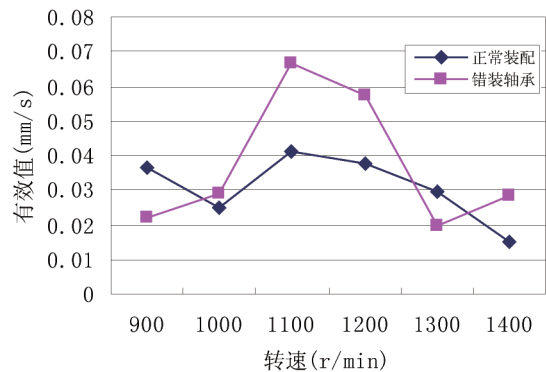


图7 轴承振动有效值对比

通过对比图6、7中的振动曲线可以看出，在平衡转速下，钢球错装的轴承其振动幅值要明显大于正常装配的轴承，通过与仿真结果对比分析可以得到：角接触球轴承某一钢球错装时会造成轴承的振动加剧，摩擦力矩增大。

四、结语

本文针对角接触球轴承装配过程中钢球错装条件下引起的轴承动力学行为差异进行研究，建立了该类型轴承的动力学模型，并开展了仿真分析工作，与轴承的振动特性试验，仿真与试验结果共同表明：某型双半套圈角接触球轴承在某一钢球错装状态下，其运动过程中的振动加大，摩擦力矩增大，从而导致轴承的磨损增加，易引发轴承的早期失效。IM