航 空 学 报
Acta Aeronautica et Astronautica Sinica
May 25 2020 Vol. 41 No. 5
ISSN 1000-6893 CN 11-1929/V
http://hkxb.buaa.edu.cn hkxb@buaa.edu.cn

引用格式：郑金涛，邓四二，张文虎，等. 航空发动机主轴滚子轴承非典型失效机理[J]. 航空学报，2020，41(5)：423347. ZHENG J T，DENG S E，ZHANG W H，et al. Atypical failure mechanism of aero-engine main shaft roller bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica，2020，41(5)：423347(in Chinese). doi：10.7527/S1000-6893.2019.23347

航空发动机主轴滚子轴承非典型失效机理

郑金涛[1]，邓四二[1,2,3,*]，张文虎[1]，党晓勇[4]

1. 河南科技大学 机电工程学院，洛阳 471003
2. 河南科技大学 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室，洛阳 471003
3. 辽宁重大装备协同创新中心，大连 116024
4. 北京动力机械研究所，北京 100074

摘 要：针对某航空发动机圆柱滚子轴承的非典型失效问题，基于滚动轴承动力学理论，考虑滚子动不平衡量及滚子与套圈挡边间的碰摩，建立高速圆柱滚子轴承的动力学微分方程组，采用预估-校正 GSTIFF(Gear stiff)变步长积分算法进行求解，分析了轴承工况参数和结构参数对动不平衡滚子的最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力的影响。结果表明：滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力大小随滚子动不平衡量、轴承内圈转速增加而增大，与径向载荷间未表现出明显的相关性；较小的轴向游隙能够有效抑制滚子歪斜，但会增大滚子与挡边碰撞力，存在合理的轴向游隙范围使得在滚子歪斜角不会过大的情况下滚子与挡边碰撞力较小；较小的保持架兜孔周向游隙与挡边负背角和较大的滚子球端面半径能够减小滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力。

关键词：圆柱滚子轴承；动力学；动不平衡；碰撞；非典型失效

中图分类号：V233.4+53 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-6893(2020)05-423347-13

航空发动机圆柱滚子轴承常规失效模式主要为滚子轻载打滑及保持架断裂等。而某航空发动机主轴圆柱滚子轴承出现有异于常规失效模式的滚子端面严重磨损的非典型失效模式。目前对航空发动机主轴圆柱滚子轴承失效机理分析一般都采用定性分析，很少从轴承动力学特性进行失效机理定量分析。

在圆柱滚子轴承动力学特性分析方面，国内外许多学者进行了许多研究，李锦标和吴林丰[1]根据流体和弹流润滑理论，建立了滚子轴承各元件间的相互作用模型，并根据牛顿运动定律建立了滚子轴承动力学模型，计算了载荷分布、油膜厚度、滚子和保持架的打滑以及滚子的歪斜和轴向窜动等运动特性；Leblanc 等[2]建立了圆柱滚子轴承的非线性动力学模型，考虑套圈的结构变形以及保持架材料，分析了滚子滚道接触产生的力和力矩；Wang 等[3]建立了高速圆柱滚子轴承非线性动力学模型，采用 Newton-Raphson 算法研究了系统的动态性能参数，分析了不同径向载荷作用下滚子转速的变化规律，得到了最小油膜厚度和滚子与滚道接触载荷的分布规律；Gao 等[4]采用计算流体力学(CFD)方法分析了开放空间中有限长且两端自由的圆柱体周围的流体流动情况。提出了适用于圆柱滚子轴承的阻力系数与雷诺数之间的关系式；张志华等[5]在高速圆柱滚子轴承动力学基础上，建立了轴承瞬态动力学方程，

收稿日期：2019-08-05；**退修日期**：2019-08-31；**录用日期**：2019-09-09；**网络出版时间**：2019-09-28 11:31
网络出版地址：http://hkxb.buaa.edu.cn/CN/html/20200522.html
基金项目：国家自然科学基金青年科学基金(51905152)；河南省自然科学基金(162300410086)；河南省科技攻关计划(172102210254)
* **通信作者**. E-mail：dse@haust.edu.cn

并利用 Newton-Raphson 和 Runge-Kutta 算法进行数值求解;邓四二等[6]建立了高速圆柱滚子轴承动力学微分方程组,研究了保持架间隙比和保持架引导方式对保持架打滑率及质心运动的影响;Cui 等[7-8]建立了考虑滚子动不平衡的圆柱滚子轴承动力学模型,研究了滚子动不平衡量对保持架非线性动态特性,特别是对保持架振动的影响;孙雪等[9-10]针对带弹性环的圆柱滚子轴承,建立了非线性动力学微分方程组,研究了弹性环对保持架运转稳定性的影响;崔立等[11]基于拟动力学建立了可承受 4 自由度载荷的滚子轴承动力学模型,分析了工况参数和结构参数对滚子轴承动态特性的影响;薛峥等[12]建立了圆柱滚子轴承的 3 自由度模型,分析了滚子与套圈、滚子与保持架、套圈与保持架间的接触关系,得到了滚子的运动速度、滚子与内外圈间的接触载荷及保持架质心的运动轨迹等;韩勤锴等[13]考虑径向间隙、滚子凸度等因素和滚子与保持架间的非连续弹性碰撞,基于 Hertz 接触和弹流润滑理论,建立了变载偏斜圆柱滚子轴承非线性动力学模型,研究了滚子与内外滚道间的时变摩擦力和摩擦力矩;曹伟等[14]建立了考虑加速度、工况参数、结构参数及润滑剂流变特性等参数的圆柱滚子轴承动力学模型,对轴承运动特性进行瞬态及时变分析;Liu 等[15]针对滚子倾斜和歪斜对热弹流润滑的影响,建立了考虑热效应和非牛顿特性润滑油的滚子倾斜与歪斜耦合模型,研究了倾斜角与歪斜角、转速及外加载荷对润滑性能的影响,并改进了滚子端面和母线的形状,减小了滚子的倾斜和歪斜;Zhang 等[16]基于滚动轴承动力学理论,提出了考虑滚子凸度偏移对滚子质心影响的高速圆柱滚子轴承动力学微分方程组,研究了滚子在 4 种不同修型方式及不同转速与载荷下,凸度偏移量对滚子倾斜角及歪斜角的影响;Patra 等[17]利用拉格朗日方程建立了圆柱滚子轴承的动力学模型,采用改进的 Newmark-β 方法进行了数值求解,研究了圆柱滚子轴承在平衡和不平衡状态下与转速有关的动态特性。

上述这些研究虽然在轴承润滑特性、保持架运动特性以及滚子动态特性等方面开展了理论研究,但到目前为止未见圆柱滚子轴承滚子与套圈挡边之间的碰摩行为理论分析,从而造成无法从理论方面对航空发动机主轴圆柱滚子轴承滚子端面严重磨损的非典型失效机理进行定量分析。鉴于此,本文在圆柱滚子轴承动力学理论基础上,计入滚子动不平衡量和滚子端面与套圈挡边之间的碰摩因素,对航空发动机主轴圆柱滚子轴承进行动态特性分析,从理论方面进行航空发动机主轴圆柱滚子轴承滚子端面严重磨损非典型失效机理研究,为航空发动机主轴圆柱滚子轴承设计提供一定的理论依据。

1 圆柱滚子轴承非典型失效表征

某航空发动机主轴圆柱滚子轴承使用过程中出现如图 1 所示的失效模式,该失效模式与航空发动机主轴圆柱滚子轴承的常规失效模式不同,具体表现为滚子的端面与工作表面严重磨损,内圈的挡边与滚道表面和保持架的兜孔横梁存在严重的磨损变色。经初步分析,滚子倒角在磨削加工中产生的动不平衡量较大以及内圈挡边轴向游隙超差导致滚子歪斜过大是引起该轴承失效的主要原因。针对这个航空发动机主轴圆柱滚子轴承非典型失效故障,本文从圆柱滚子轴承动力学特性理论方面加以研究此失效机理。



(a) 滚子 (b) 内圈 (c) 保持架

图 1 某航空发动机轴承失效

Fig. 1 An aero-engine bearing failure

2 高速圆柱滚子轴承动力学模型

2.1 圆柱滚子轴承系统坐标系

为准确描述圆柱滚子轴承各部件运动状态及部件之间的相互作用关系,建立圆柱滚子轴承系统坐标系,如图 2 所示。坐标系包括:

1) 惯性坐标系 (O;X,Y,Z),原点 O 位于外圈几何中心,X 轴与外圈轴线重合,YOZ 平面与外圈径向平面平行。轴承运转过程中外圈固定,即惯性坐标系在空间中固定。

2) 内圈质心坐标系 (o_i;x_i,y_i,z_i),原点 o_i 与内圈质心重合,x_i 轴与惯性坐标系 X 轴平行,$y_io_iz_i$ 平面与内圈径向平面平行,坐标系随内圈移

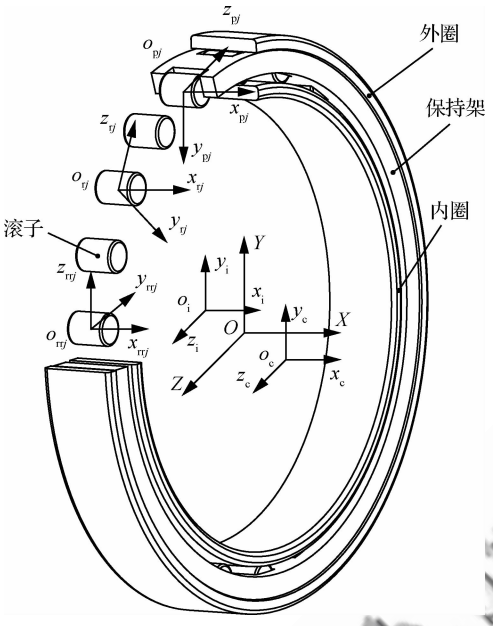


图 2 圆柱滚子轴承系统坐标系

Fig. 2 Coordinate systems of cylindrical roller bearing

动和转动。

3）保持架质心坐标系（o_c；x_c，y_c，z_c），原点 o_c 与保持架质心重合，x_c 轴与惯性坐标系 X 轴平行，$y_c o_c z_c$ 平面与保持架径向平面平行，坐标系随保持架移动和转动。

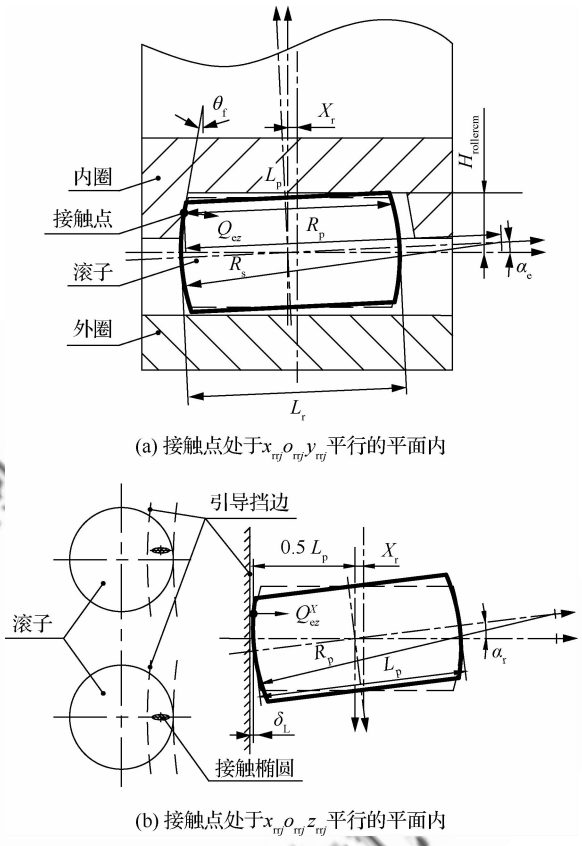
4）保持架兜孔坐标系（o_{pj}；x_{pj}，y_{pj}，z_{pj}），原点 o_{pj} 与保持架第 j 个兜孔中心重合，x_{pj} 轴与惯性坐标系 X 轴平行，$y_{pj} o_{pj} z_{pj}$ 平面与保持架径向平面平行，y_{pj} 轴过保持架质心，坐标系随保持架移动和转动。

5）滚子中心坐标系（o_{rj}；x_{rj}，y_{rj}，z_{rj}），原点 o_{rj} 与第 j 个滚子几何中心重合，x_{rj} 轴沿第 j 个滚子轴线方向，$y_{rj} o_{rj} z_{rj}$ 平面与第 j 个滚子径向平面平行，y_{rj} 轴过外圈质心，坐标系随滚子移动和转动。

6）滚子参考坐标系（o_{rrj}；x_{rrj}，y_{rrj}，z_{rrj}），原点 o_{rrj} 与第 j 个滚子几何中心重合，x_{rrj} 轴与惯性坐标系 X 轴平行，$y_{rrj} o_{rrj} z_{rrj}$ 平面与第 j 个滚子径向平面平行，y_{rrj} 轴过外圈质心，坐标系随滚子移动和转动。

2.2 滚子与挡边间作用力与力矩方程组

图 1 轴承为外圈无挡边、内圈有挡边的圆柱滚子轴承。当滚子歪斜角较大时，滚子球端面与内圈斜挡边发生接触[18]，接触与几何关系如图 3 所示。



(a) 接触点处于$x_{rrj}o_{rrj}y_{rrj}$平行的平面内

(b) 接触点处于$x_{rrj}o_{rrj}z_{rrj}$平行的平面内

图 3 滚子和挡边接触与几何关系

Fig. 3 Contact and geometric relationship between roller and rib

由几何关系[19]得出滚子端面与单侧挡边接触点法线方向弹性变形量为

$$\delta_L^K = [(1-\cos\alpha_r)(R_p - L_p/2) - (C_a/2 + C_{af}) + X_r^K]\cos\theta_f \tag{1}$$

式中：K 为 L 时，计算对应于左挡边，K 为 R 时，计算对应于右挡边；α_r 为滚子歪斜角；C_a 为轴承轴向游隙；R_p 为滚子端面与挡边接触点和滚子端面球心在 x_{rj} 方向距离：

$$R_p = R_s\cos\theta_f \tag{2}$$

L_p 为接触点所在的与 $x_{rj}o_{rj}z_{rj}$ 面平行的平面内的滚子长度，其表达式为

$$L_p = L_r - 2(R_s - R_p) \tag{3}$$

其中：R_s 为滚子球端面半径；L_r 为滚子全长。

C_{af} 为负背角 θ_f 引起的单侧轴向间隙：

$$C_{af} = (H_{rollercm} - D_w/2)\tan\theta_f \tag{4}$$

其中：$H_{rollercm}$ 为滚子中心与内圈滚道之间的距离；D_w 为滚子直径。

X_r^K 为滚子轴向位移产生的与左右挡边间的

间隙增量：

$$\begin{cases} X_{\mathrm{r}}^{L} = -X_{\mathrm{r}} \\ X_{\mathrm{r}}^{R} = X_{\mathrm{r}} \end{cases} \tag{5}$$

其中：X_{r} 为滚子相对内圈质心在惯性坐标系 X 轴方向的位移。

根据 Hertz 点接触理论，套圈单侧挡边对滚子端面法向接触力为[20-21]

$$Q_{\mathrm{ez}}^{K} = \frac{\pi E' k}{3}\left[2R_{\mathrm{eff}}\Pi\left(\frac{\delta_{\mathrm{L}}^{K}}{\Gamma}\right)^{3}\right]^{1/2} \tag{6}$$

式中：E' 为滚子与挡边综合弹性模量；k 为接触椭圆长半轴与短半轴之比，其表达式为

$$k = 1.033\ 9(R_y/R_x)^{0.636} \tag{7}$$

R_{eff} 为接触点当量曲率半径：

$$R_{\mathrm{eff}} = 1/(1/R_x + 1/R_y) \tag{8}$$

Γ 和 Π 分别为第一类和第二类完全椭圆积分：

$$\Gamma = 1.000\ 3 + 0.596\ 8/(R_y/R_x) \tag{9}$$

$$\Pi = 1.527\ 7 + 0.602\ 3\ln(R_y/R_x) \tag{10}$$

式中：R_x 与 R_y 分别为接触点所在的 2 个正交平面内的等效曲率半径，其表达式为

$$\begin{cases} R_x = 1/\{1/R_{\mathrm{s}} + 1/[(d_i/2 + H_{\mathrm{contact}})/\tan\theta_{\mathrm{f}}]\} \\ R_y = R_{\mathrm{s}} \\ R_y/R_x \geqslant 1 \end{cases} \tag{11}$$

式中：H_{contact} 为滚子端面与挡边接触点高，

$$H_{\mathrm{contact}} = H_{\mathrm{rollercm}} - R_{\mathrm{s}}\sin\theta_{\mathrm{f}} + 0.5L_{\mathrm{r}}\sin\alpha_{\mathrm{e}} \tag{12}$$

其中：α_{e} 为滚子倾斜角。

套圈单侧挡边对滚子端面拖动力

$$Q_{\mathrm{e}\theta}^{K} = C(F_{\mathrm{G}} + \mu Q_{\mathrm{ez}}^{K}) \tag{13}$$

式中：μ 为滚子端面与挡边间摩擦系数；C 为拖动力方向系数

$$\begin{cases} C = +1 & v_{\mathrm{i}} \geqslant v_{\mathrm{r}} \\ C = -1 & v_{\mathrm{i}} < v_{\mathrm{r}} \end{cases} \tag{14}$$

其中：v_{i} 与 v_{r} 分别为挡边与滚子在接触点处的线速度。

F_{G} 为润滑剂对滚子端面产生的拖动力：

$$F_{\mathrm{G}} = (\omega_{\mathrm{i(o)}} - \omega_{0j})\upsilon\rho_{\mathrm{e}}\int\frac{R}{C_{\mathrm{a}}}\mathrm{d}A \tag{15}$$

式中：$\omega_{\mathrm{i(o)}}$ 为内(外)圈角速度；ω_{0j} 为第 j 个滚子公转角速度；υ 为润滑油运动黏度；ρ_{e} 为油气密度。

$$\int\frac{R}{C_{\mathrm{a}}}\mathrm{d}A = \frac{4}{3}\cdot\frac{R_0}{C_{\mathrm{a}}}h_{\mathrm{f}}\sqrt{(D_{\mathrm{w}}/2)^2 - (D_{\mathrm{w}}/2 - h_{\mathrm{f}})^2} \tag{16}$$

式中：R_0 为挡边接触点半径；h_{f} 为挡边高度。

综上所述，套圈挡边对滚子产生的力与力矩为

$$\begin{cases} Q_{\mathrm{ez}}^{X} = (Q_{\mathrm{ez}}^{L} - Q_{\mathrm{ez}}^{R})\cos\theta_{\mathrm{f}} \\ Q_{\mathrm{ez}}^{Y} = (Q_{\mathrm{ez}}^{L} + Q_{\mathrm{ez}}^{R})\sin\theta_{\mathrm{f}} \\ Q_{\mathrm{e}\theta} = Q_{\mathrm{e}\theta}^{L} + Q_{\mathrm{e}\theta}^{R} \\ M_{\mathrm{e}\theta x} = (Q_{\mathrm{e}\theta}^{L} + Q_{\mathrm{e}\theta}^{R})(H_{\mathrm{rollercm}} - H_{\mathrm{contact}}) - 2M_{\mathrm{G}} \\ M_{\mathrm{e}\theta} = (Q_{\mathrm{e}\theta}^{L} - Q_{\mathrm{e}\theta}^{R})(L_{\mathrm{p}}/2 + C_{\mathrm{a}}/2) \\ M_{\mathrm{er}} = (Q_{\mathrm{ez}}^{L} + Q_{\mathrm{ez}}^{R})\cos\theta_{\mathrm{f}}(R_{\mathrm{p}} - L_{\mathrm{p}}/2)\sin\alpha_{\mathrm{r}} \\ M_{\mathrm{ee}} = (Q_{\mathrm{ez}}^{L} + Q_{\mathrm{ez}}^{R})\sin\theta_{\mathrm{f}}(L_{\mathrm{p}}/2)\sin\alpha_{\mathrm{e}} \end{cases} \tag{17}$$

式中：Q_{ez}^{X} 与 Q_{ez}^{Y} 分别为挡边对滚子端面的法向接触力在滚子参考坐标系 $x_{\mathrm{rr}j}$ 和 $y_{\mathrm{rr}j}$ 方向分量；$Q_{\mathrm{e}\theta}$ 为挡边对滚子端面的拖动力；$M_{\mathrm{e}\theta x}$、$M_{\mathrm{e}\theta}$ 为挡边对滚子端面的拖动力产生的附加力矩；M_{er}、M_{ee} 为挡边对滚子端面的法向接触力产生的附加力矩；M_G 为润滑剂对滚子端面产生的阻滞力矩：

$$M_{\mathrm{G}} = F_{\mathrm{G}}(D_{\mathrm{w}}/2 - h_{\mathrm{f}}/2) \tag{18}$$

2.3 滚子动力学微分方程组

轴承工作时外圈固定，内圈匀速旋转，保持架由内圈引导，轴承运转过程中承受纯径向载荷。当轴承高速运转时，滚子动不平衡量将导致滚子承受附加动载荷，从而引起滚子歪斜与倾斜。如图 4 所示，动不平衡量引起第 j 个滚子质心偏离几何中心 $o_{\mathrm{r}j}$，位于与滚子坐标系轴向 $x_{\mathrm{r}j}$ 方向夹角 $\theta_{\mathrm{m}j}$、径向 $y_{\mathrm{r}j}$ 方向夹角 $\varphi_{\mathrm{m}j}$ 且与几何中心距离 $e_{\mathrm{m}j}$ 的 $o_{\mathrm{m}j}$ 处，$F_{\mathrm{cv}j}$ 与 $F_{\mathrm{ch}j}$ 为第 j 个滚子动不平衡量旋转产生的离心力，其计算表达式参见文献[8]。

在轴承运转过程中，滚子受到套圈、保持架及润滑剂的共同作用，如图 5 所示，滚子端面与挡边间产生的力与力矩由式(17)得出，其余符号的表达式参见文献[16]。

图 5 中，$N_{\mathrm{r}j}^{\mathrm{i}}$、$N_{\mathrm{r}j}^{\mathrm{o}}$ 分别为内、外滚道与第 j 个滚子间的法向接触力；$T_{\mathrm{r}j}^{\mathrm{i}}$、$T_{\mathrm{r}j}^{\mathrm{o}}$ 分别为内、外滚道

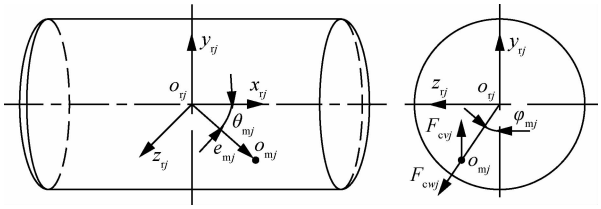


图 4 第 j 个滚子动不平衡量原理图

Fig. 4 Schematic diagram of the j th roller dynamic unbalance

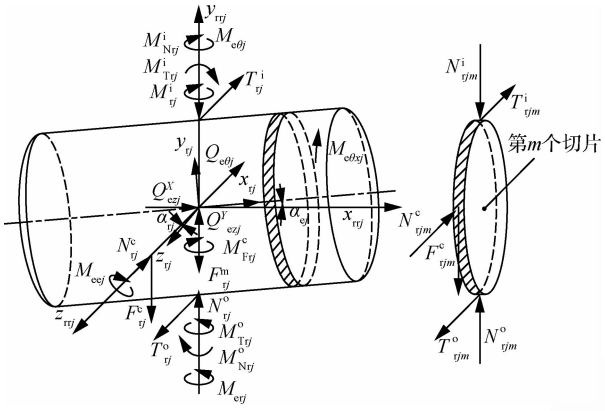


图 5 第 j 个滚子受力示意图

Fig. 5 Schematic diagram of forces acting on the j th roller

与第 j 个滚子间的拖动力；$M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{N}rj}$、$M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{N}rj}$ 分别为内、外滚道与第 j 个滚子间接触力产生的附加力矩；$M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{T}rj}$、$M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{T}rj}$ 分别为内、外滚道与第 j 个滚子间拖动力产生的附加力矩；N^{c}_{rj}、F^{c}_{rj} 为保持架横梁与第 j 个滚子间的法向接触力和切向摩擦力；$M^{\mathrm{c}}_{\mathrm{N}rj}$、$M^{\mathrm{c}}_{\mathrm{F}rj}$ 为第 j 个滚子与保持架横梁接触力与摩擦力产生的附加力矩；F^{m}_{rj} 为第 j 个滚子的离心力；N^{i}_{rjm}、N^{o}_{rjm} 为内、外滚道与第 m 个切片间的接触力；T^{i}_{rjm}、T^{o}_{rjm} 为内、外滚道与第 m 个切片间的拖动力；N^{c}_{rjm}、F^{c}_{rjm} 为保持架横梁与第 m 个切片间的法向接触力和切向摩擦力；α_{rj} 与 α_{ej} 为第 j 个滚子的歪斜角与倾斜角。第 j 个滚子非线性动力学微分方程组为

$$
\begin{cases}
m_{rj}\ddot{x}_{rj} = Q^{\mathrm{X}}_{ezj} - F_{cwxj} + \mu^{\mathrm{i}}_{sj}N^{\mathrm{i}}_{rj} + \mu^{\mathrm{o}}_{sj}N^{\mathrm{o}}_{rj} \\
m_{rj}\ddot{y}_{rj} = -N^{\mathrm{i}}_{rj}\cos\varphi_j + N^{\mathrm{o}}_{rj}\cos\varphi_j - N^{\mathrm{c}}_{rj}\sin\varphi_j - T^{\mathrm{i}}_{rj}\sin\varphi_j + T^{\mathrm{o}}_{rj}\sin\varphi_j - F^{\mathrm{c}}_{rj}\cos\varphi_j - F^{m}_{rj}\cos\varphi_j - \\
\qquad Q^{\mathrm{Y}}_{ezj}\cos\varphi_j - Q_{e\theta j}\sin\varphi_j + F_{cwyj}\cos\varphi_j + F_{cwzj}\sin\varphi_j - F_{cvj}\cos\varphi_j \\
m_{rj}\ddot{z}_{rj} = N^{\mathrm{i}}_{rj}\sin\varphi_j - N^{\mathrm{o}}_{rj}\sin\varphi_j - N^{\mathrm{c}}_{rj}\cos\varphi_j - T^{\mathrm{i}}_{rj}\cos\varphi_j + T^{\mathrm{o}}_{rj}\cos\varphi_j + F^{\mathrm{c}}_{rj}\sin\varphi_j + F^{m}_{rj}\sin\varphi_j + \\
\qquad Q^{\mathrm{Y}}_{ezj}\sin\varphi_j - Q_{e\theta j}\cos\varphi_j - F_{cwyj}\sin\varphi_j + F_{cwzj}\cos\varphi_j + F_{cvj}\sin\varphi_j \\
J_{rxj}\dot{\omega}_{rxj} = -T^{\mathrm{i}}_{rj}\frac{D_{\mathrm{w}}}{2} - T^{\mathrm{o}}_{rj}\frac{D_{\mathrm{w}}}{2} + F^{\mathrm{c}}_{rj}\frac{D_{\mathrm{w}}}{2} - M_{e\theta rj} + \Delta M_{xmj} \\
J_{ryj}\dot{\omega}_{ryj} = M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{N}rj}\sin\varphi_j + M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{N}rj}\sin\varphi_j - M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{T}rj}\sin\varphi_j - M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{T}rj}\sin\varphi_j + M^{\mathrm{c}}_{\mathrm{F}rj}\cos\varphi_j + M_{erj}\cos\varphi_j + \\
\qquad M_{ee j}\sin\varphi_j - M_{e\theta j}\cos\varphi_j - \Delta M_{ymj}\cos\varphi_j + \Delta M_{zmj}\sin\varphi_j \\
J_{rzj}\dot{\omega}_{rzj} = M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{N}rj}\cos\varphi_j + M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{N}rj}\cos\varphi_j - M^{\mathrm{i}}_{\mathrm{T}rj}\cos\varphi_j - M^{\mathrm{o}}_{\mathrm{T}rj}\cos\varphi_j - M^{\mathrm{c}}_{\mathrm{F}rj}\sin\varphi_j - M_{erj}\sin\varphi_j + \\
\qquad M_{ee j}\cos\varphi_j + M_{e\theta j}\sin\varphi_j + \Delta M_{ymj}\sin\varphi_j + \Delta M_{zmj}\cos\varphi_j
\end{cases}
\tag{19}
$$

式中：m_{rj} 为第 j 个滚子的质量；$\ddot{y}_{rj}$、$\ddot{z}_{rj}$ 为第 j 个滚子质心在惯性坐标系中的位移加速度；J_{rxj}、J_{ryj}、J_{rzj} 为第 j 个滚子在惯性坐标系中的转动惯量；$\dot{\omega}_{rxj}$、$\dot{\omega}_{ryj}$、$\dot{\omega}_{rzj}$ 为第 j 个滚子在惯性坐标系中的角加速度；μ^{i}_{sj}、μ^{o}_{sj} 为第 j 个滚子与滚道之间的横向摩擦系数；F_{cwxj}、F_{cwyj}、F_{cwzj} 分别为 F_{cwj} 在滚子参考坐标系 x_{rj}、y_{rj}、z_{rj} 方向分量；ΔM_{mxj}、ΔM_{myj}、ΔM_{mzj} 为第 j 个滚子动不平衡量产生的附加力矩；φ_j 为第 j 个滚子的方位角。

2.4 保持架动力学微分方程组

保持架在轴承工作时主要受到滚子的碰撞及摩擦、保持架自身重力、引导面拖动力矩、非引导面及端面阻滞力矩等，如图 6 所示。

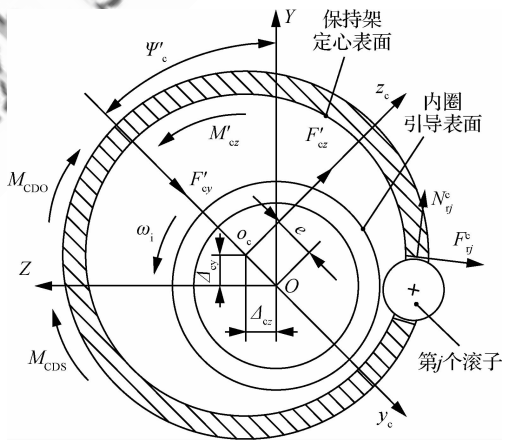


图 6 保持架受力示意图

Fig. 6 Schematic diagram of cage forces

图 6 中，$(O;Y,Z)$ 为惯性坐标系，$(o_{\mathrm{c}};y_{\mathrm{c}},z_{\mathrm{c}})$ 为保持架质心坐标系；e 为保持架质心相对内圈质心的偏移量，$e=\sqrt{\Delta^2_{\mathrm{cy}}+\Delta^2_{\mathrm{cz}}}$；$\Psi'_{\mathrm{c}}$ 为引导面作

用力与保持架整体坐标系之间的偏角，内圈引导保持架时，该偏角为 Ψ_c，$\Psi_c=\Psi'_c+\pi$；F'_{cy}、F'_{cz} 分别为内圈引导表面与保持架定心表面间由于流体动压效应而产生的作用力的两个正交分量；M'_{cx} 为润滑油流体动压油膜的分布压力对保持架表面产生的摩擦力矩；M_{CDO}、M_{CDS} 分别为保持架外表面和端面受到由周围空气－油雾混合物剪切引起的阻力。力的表达式参见文献[16]。保持架非线性动力学微分方程组为

$$\begin{cases} m_c\ddot{y}_c=\sum_j^{RN}(N^c_{rj}\sin\varphi_j+F^c_{rj}\cos\varphi_j)+F'_{cy}\cos\psi_c+F'_{cz}\sin\psi_c-G^c \\ m_c\ddot{z}_c=\sum_j^{RN}(N^c_{rj}\cos\varphi_j-F^c_{rj}\sin\varphi_j)+F'_{cy}\sin\psi_c-F'_{cz}\cos\psi_c \\ J_{cx}\dot{\omega}_{cx}=\sum_j^{RN}\left(F^c_{rj}\frac{D_w}{2}\right)-M'_{cx}-M_{CDO}-M_{CDS} \\ J_{cy}\dot{\omega}_{cy}=\sum_j^{RN}(-M^c_{rj}\cos\varphi_j) \\ J_{cz}\dot{\omega}_{cz}=\sum_j^{RN}(M^c_{rj}\sin\varphi_j) \end{cases} \tag{20}$$

式中：m_c 为保持架质量；$\ddot{y}_c$、$\ddot{z}_c$ 为保持架质心在惯性坐标系中的位移加速度；J_{cx}、J_{cy}、J_{cz} 为保持架在惯性坐标系中的转动惯量；$\dot{\omega}_{cx}$、$\dot{\omega}_{cy}$、$\dot{\omega}_{cz}$ 为保持架在惯性坐标系中的角加速度；G^c 为保持架重力；RN 为滚子个数。

2.5 内圈动力学微分方程组

作为轴承系统的动力部件，内圈除了受到内部元件的法向力、摩擦力及其产生的力矩，还要受到外加载荷作用。内圈非线性动力学微分方程组为

$$\begin{cases} m_i\ddot{x}_i=\sum_j^{RN}(Q^X_{ezj}-F_{cwxj}+\mu^i_{sj}N^i_{rj}) \\ m_i\ddot{y}_i=\sum_j^{RN}(N^i_{rj}\cos\varphi_j+T^i_{rj}\sin\varphi_j+Q^Y_{ezj}\cos\varphi_j+Q_{e\theta j}\sin\varphi_j)-F_r-G^i \\ m_i\ddot{z}_i=\sum_j^{RN}(N^i_{rj}\sin\varphi_j+T^i_{rj}\cos\varphi_j-Q^Y_{ezj}\sin\varphi_j+Q_{e\theta j}\cos\varphi_j) \\ J_{ix}\dot{\omega}_{ix}=\sum_j^{RN}(T^i_{rj}\frac{D_w}{2}+M_{ezj}) \\ J_{iy}\dot{\omega}_{iy}=\sum_j^{RN}(M^i_{Trj}\sin\varphi_j-M_{erj}\cos\varphi_j-M_{eej}\sin\varphi_j+M_{e\theta j}\cos\varphi_j) \\ J_{iz}\dot{\omega}_{iz}=\sum_j^{RN}(M^i_{Trj}\cos\varphi_j+M_{erj}\sin\varphi_j-M_{eej}\cos\varphi_j-M_{e\theta j}\sin\varphi_j) \end{cases} \tag{21}$$

式中：m_i 为内圈质量；$\ddot{y}_i$、$\ddot{z}_i$ 为内圈质心在惯性坐标系中的位移加速度；J_{ix}、J_{iy}、J_{iz} 为内圈在惯性坐标系中的转动惯量；$\dot{\omega}_{ix}$、$\dot{\omega}_{iy}$、$\dot{\omega}_{iz}$ 为内圈在惯性坐标系中的角加速度；F_r 为轴承所受径向载荷；G^i 为内圈重力。

3 结果分析

本文以图 1 所示某航发圆柱滚子轴承为例，采用预估-校正 GSTIFF(Gear stiff)变步长积分算法对第 1 节所述的圆柱滚子轴承各部件非线性

动力学微分方程组进行求解。该航发圆柱滚子轴承主要参数如表 1 所示。

本文研究的滚子动不平衡量设置于滚子倒角极限位置，即与滚子几何中心轴向及径向距离均为 2.8 mm 处，该位置受磨削加工误差的影响最易产生动不平衡量。当滚子动不平衡量较小时，滚子与挡边不发生接触，故选取动不平衡质量在 0.03～0.10 g 范围内进行分析。

表 1 某航发圆柱滚子轴承主要参数

Table 1 Main parameters of an aero-engine cylindrical roller bearing

参数	数值
轴承内径/mm	52.322
轴承外径/mm	75.692
轴承宽度/mm	16
滚子个数	10
滚子直径/mm	6
滚子全长/mm	6
保持架引导方式	内圈引导

3.1 轴承工况参数对动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与内圈挡边最大碰撞力的影响

研究了轴承轴向游隙为 0.03 mm，保持架兜孔周向游隙为 0.2 mm，内圈挡边负背角为 0.3°，滚子球端面半径为 300 mm 时，工况参数的改变对不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力的影响，如图 7 和图 8 所示。

3.1.1 径向载荷

当轴承内圈转速为 30 000 r/min，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随径向载荷变化如图 7 所示，图中 m_d 为动不平衡质量。

从图 7 可知，当轴承工况参数与结构参数一定时，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随滚子动不平衡量增加而增大。这是由于在滚子旋转时，滚子动不平衡量越大，产生的离心力也随之增大，滚子最大歪斜角增加，抑制滚子歪斜的滚子端面与挡边间作用力也相对增大，滚子与挡边最大碰撞力增大。当滚子动不平衡量一定时，随径向载荷增大，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力未表现出相应的变化。这是因为承受纯径向载荷的轴承在运转过程中存在承载区与非承载区，径向载荷仅作用于承载区内的滚子，在非承载区内，滚子运行状态与径向载荷间相关性较小。

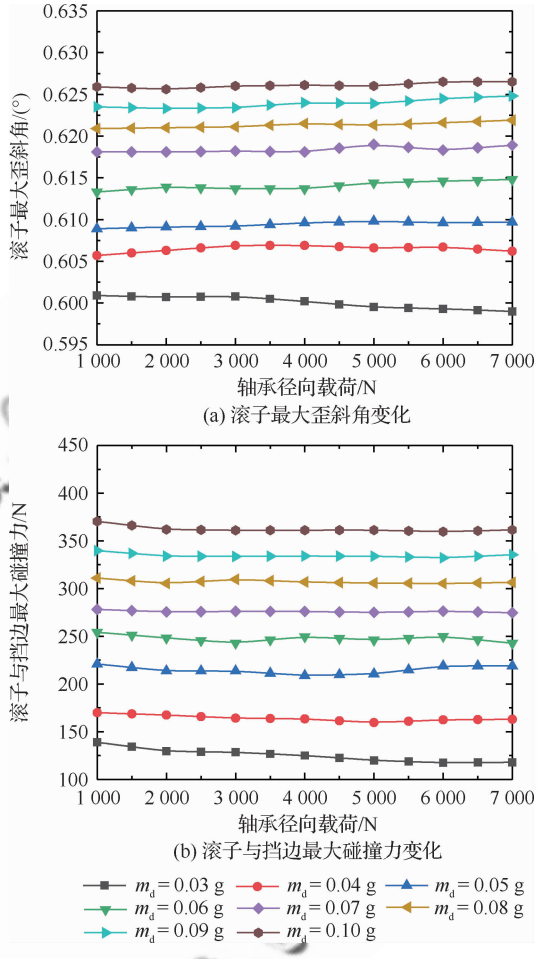


图 7 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随径向载荷变化

Fig. 7 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and rib change with radial load

3.1.2 内圈转速

当径向载荷为 3 000 N，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随轴承转速变化如图 8 所示。

从图 8 可知，当滚子动不平衡量一定时，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随轴承转速增加而增大。当轴承转速较低且滚子动不平衡量较小时，动不平衡量产生的离心力较小，滚子歪

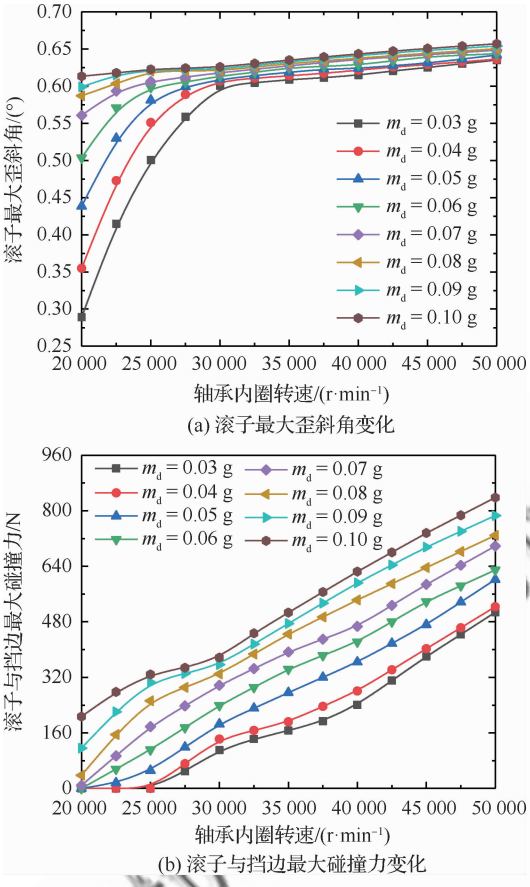


图 8 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随内圈转速变化

Fig. 8 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and rib change with rotation speed

斜程度小，此时滚子端面与挡边间的作用力较小甚至无作用力产生，挡边对滚子歪斜抑制能力较弱，所以滚子动不平衡量越小，在轴承转速较低时滚子歪斜角随转速增大越显著。当轴承转速高于 25 000 r/min 时，所有在研究的动不平衡量范围内的滚子端面与挡边均存在接触，随转速升高到 30 000 r/min 以上，滚子端面与挡边作用力较大，滚子歪斜受保持架横梁与挡边共同影响，对滚子歪斜抑制能力较强，所以最大歪斜角随转速增加而缓慢增大。

3.2 轴承结构参数对动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与内圈挡边最大碰撞力的影响

轴承外圈固定，内圈转速为 30 000 r/min，径向载荷为 3 000 N 时，结构参数的改变对不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力的影响，如图 9～图 12 所示。

3.2.1 轴向游隙

当保持架兜孔周向游隙为 0.2 mm，内圈挡边负背角为 0.3°，滚子球端面半径为 300 mm 时，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随轴承轴向游隙变化如图 9 所示。

从图 9 可知，当滚子动不平衡量一定时，滚子最大歪斜角随轴承轴向游隙增大而增大，滚子与挡边最大碰撞力随轴向游隙增大而减小。当轴向游隙小于 0.02 mm 时，滚子与挡边碰撞较为剧烈，在接触点处产生的力与力矩会抑制滚子歪斜，轴向游隙越小，滚子与挡边碰撞力越大，滚子歪斜角越小，此时滚子歪斜主要受挡边限制。随滚子

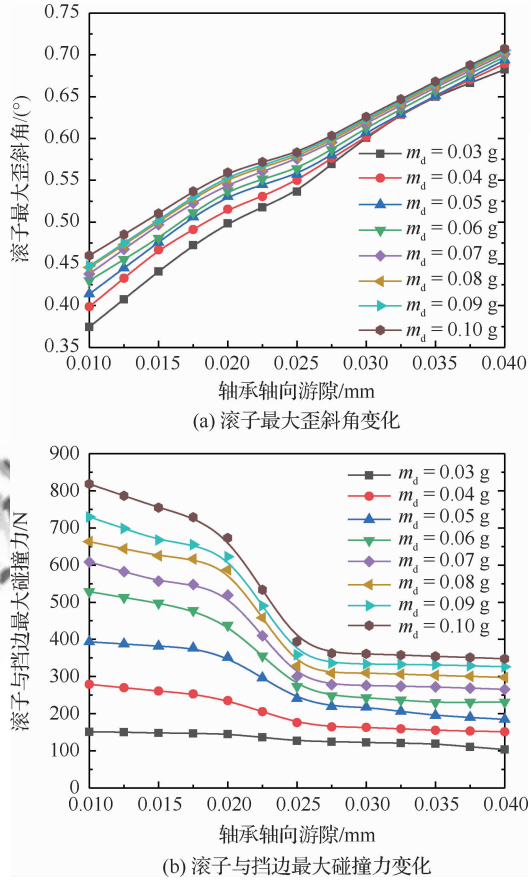


图 9 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随轴承轴向游隙变化

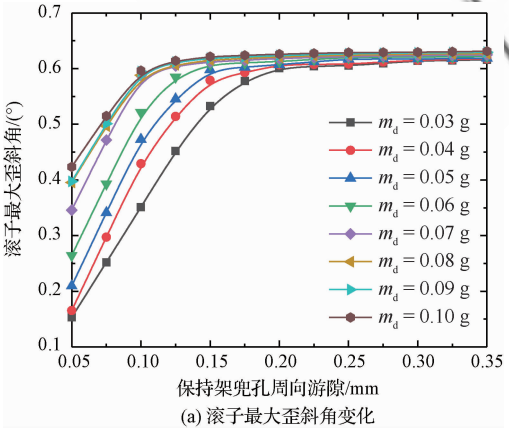
Fig. 9 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and rib change with axial clearance

动不平衡量增加，歪斜角增大，滚子端面与挡边产生的接触变形显著增加，滚子动不平衡量对滚子与挡边最大碰撞力影响较显著。当轴向间隙在0.02～0.027 mm范围时，随轴向游隙增加，挡边对滚子歪斜的抑制能力减弱，保持架横梁碰撞力对滚子歪斜的抑制能力相对增强。此时动不平衡量越大，滚子歪斜角越大，滚子与保持架横梁碰撞力越大，其对滚子歪斜抑制作用相对越明显，滚子歪斜角增大程度越缓，滚子与挡边最大碰撞力下降越快。当轴向游隙大于0.027 mm时，挡边对滚子歪斜的抑制较弱，随轴向游隙继续增大，滚子歪斜角也同样增大，两者增大趋势不同使得滚子端面与挡边接触变形缓慢减小，即滚子与挡边的最大碰撞力随轴向游隙增加缓慢减小。因此，考虑滚子动不平衡量，存在一个合理的轴向游隙范围，本文研究的轴承轴向游隙在0.023～0.027 mm范围内，使得在滚子歪斜角不会过大的情况下滚子与挡边碰撞力较小。

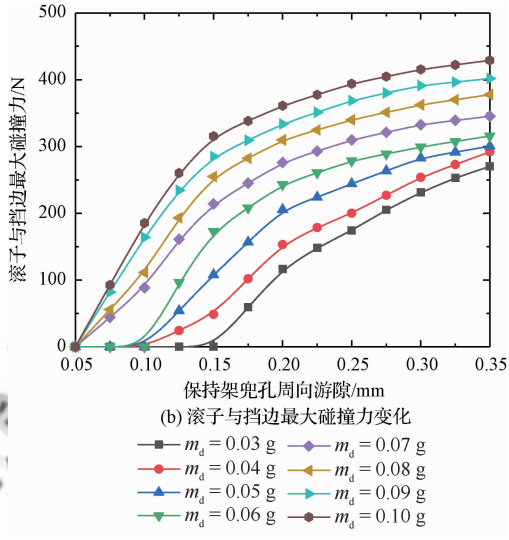
3.2.2 保持架兜孔周向游隙

当轴承轴向游隙为0.03 mm，内圈挡边负背角为0.3°，滚子球端面半径为300 mm，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随保持架兜孔周向游隙变化如图10所示。

从图10可知，当滚子动不平衡量一定时，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随兜孔周向游隙增大而增大。当保持架兜孔周向游隙较小时，滚子在兜孔内的摆动受保持架前后两侧横梁限制，其对滚子歪斜的抑制作用较大，所以滚子歪斜程度随周向游隙增大而显著增加，使得最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力显著增大。当兜孔周向游隙超过0.2 mm时，滚子的摆动只受一侧横梁限制，随周向游隙继续增大，保持架对滚子歪斜的抑制作用减弱，故滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力增大程度降低。因此，考虑滚子动不平衡量，在保证滚子与保持架横梁碰撞力不会过大的情况下，应适当选用较小的保持架兜孔周向游隙。



(a) 滚子最大歪斜角变化



(b) 滚子与挡边最大碰撞力变化

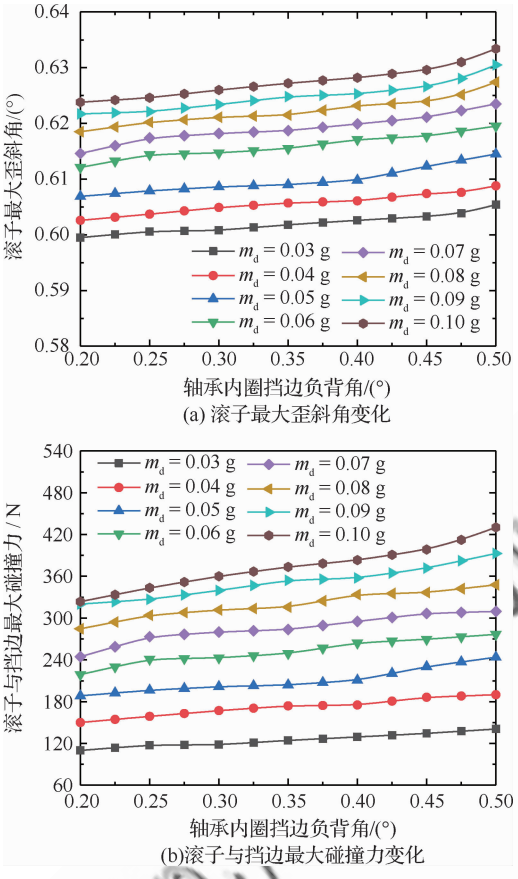
图10 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随保持架兜孔周向游隙变化

Fig. 10 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and rib change with cage pocket circumferential clearance

3.2.3 内圈挡边负背角

当轴承轴向游隙为0.03 mm，保持架兜孔周向游隙为0.2 mm，滚子球端面半径为300 mm，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随内圈挡边负背角变化如图11所示。

从图11可知，当滚子动不平衡量一定时，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随内圈挡边负背角增大而增大。这是由于当滚子端面与挡边存在接触时，挡边负背角越大，接触点距滚子轴线越远，即接触点与滚子端面球心在滚子轴线方向距离越小，滚子最大歪斜角越大。另一方面，滚子端面与挡边接触力在滚道轴向方向的分量随挡边负背角的增加而减小，因此需要更大的接触

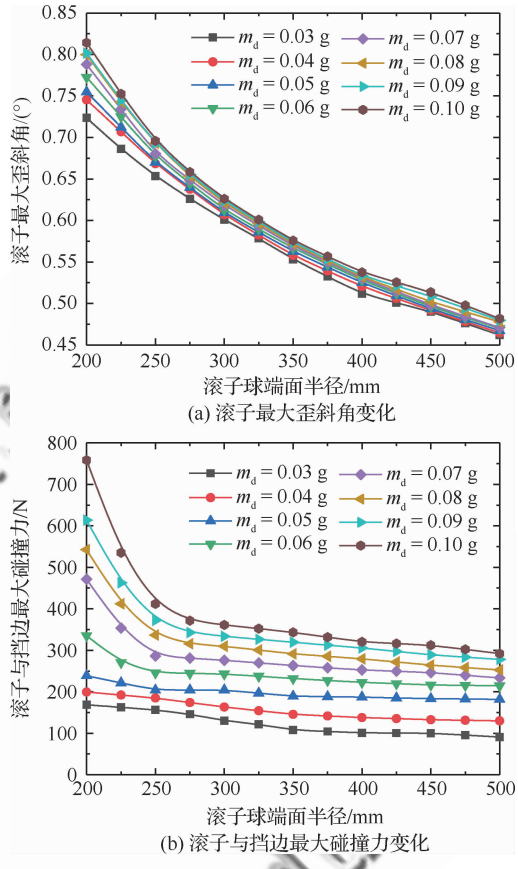


(a) 滚子最大歪斜角变化

(b)滚子与挡边最大碰撞力变化

图 11 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随内圈挡边负背角变化

Fig. 11 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and the rib change with negative back angle of inner ring rib



(a) 滚子最大歪斜角变化

(b) 滚子与挡边最大碰撞力变化

图 12 动不平衡滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随滚子球端面半径变化

Fig. 12 Maximum skew angle of unbalance roller and maximum collision force between roller and rib change with radius of roller end face

力才能使得滚子在极限歪斜位置瞬时平衡，所以滚子与挡边最大碰撞力随负背角增大而增大。由于轴承设计原因，负背角仅能小范围变化，故其对滚子歪斜及挡边碰撞影响较弱。因此，挡边高度一定时，可根据滚子球端面半径适当选取较小的挡边负背角。

3.2.4 滚子球端面半径

当轴承轴向游隙为 0.03 mm，保持架兜孔周向游隙为 0.2 mm，内圈挡边负背角为 0.3°，不同滚子动不平衡量下滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随滚子球端面半径变化如图 12 所示。

从图 12 可知，当滚子动不平衡量一定时，滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随滚子球端面半径增大而减小。这是由于当滚子端面与挡边存在接触时，滚子球端面半径越大，接触点与滚子端面球心在滚子轴线方向距离越大，滚子最大歪斜角越小。另一方面，滚子端面与挡边接触力在滚道轴向方向的分量随滚子球端面半径增加而增大，因此较小的接触力就能够使得滚子在极限歪斜位置瞬时平衡，所以滚子与挡边最大碰撞力随滚子球端面半径增大而减小。当滚子球端面半径较小为 200 mm 时，瞬时平衡所需要的接触力急剧增加，滚子动不平衡量对滚子与挡边影响相对显著。因此，考虑滚子动不平衡量，综合挡边负背角与滚子球端面半径间的几何关系，尽量选取较大的滚子球端面半径，以减小轴承运转过程中滚子歪斜角和滚子与挡边碰撞力。

4 结 论

1) 较大的滚子动不平衡量和内圈挡边轴向游隙超差是引起航发轴承非典型失效的主要原因。

2) 滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力随滚子动不平衡量及轴承内圈转速增加而增大,与径向载荷间未表现出明显的相关性。

3) 滚子最大歪斜角随轴承轴向游隙增加而增大,滚子与挡边最大碰撞力随轴承轴向游隙增加而减小。在轴向游隙较小时,滚子动不平衡量对歪斜角与碰撞力影响较为显著。存在一个合理的轴承轴向游隙范围,本文研究的轴承轴向游隙为 0.023～0.027 mm,使得在滚子歪斜角不会过大的情况下滚子与挡边碰撞力较小。

4) 滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随保持架兜孔周向游隙增加而增大。在保持架兜孔周向游隙较小时,滚子动不平衡量对歪斜角影响较为显著。考虑滚子动不平衡,应适当选用较小的保持架兜孔周向游隙。

5) 滚子最大歪斜角和滚子与挡边最大碰撞力均随内圈挡边负背角增加而增大,随滚子球端面半径增加而减小。在滚子球端面半径较小时,滚子动不平衡量对歪斜角与碰撞力影响较为显著。考虑滚子动不平衡,应适当选用较小的挡边负背角和较大的滚子球端面半径。

参 考 文 献

[1] 李锦标, 吴林丰. 高速滚子轴承的动力学分析[J]. 航空学报, 1992, 13(12): 625-632.
LI J B, WU L F. Dynamic analysis of high-speed roller bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1992, 13(12): 625-632 (in Chinese).

[2] LEBLANC A, NELIAS D, DEFAYE C. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1-2): 145-160.

[3] WANG Y S, JIN N N, ZHU H F. Analysis on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing[J]. Key Engineering Materials, 2011, 480-481: 980-985.

[4] GAO W J, NELIAS D, LYU Y G, et al. Numerical investigations on drag coefficient of circular cylinder with two free ends in roller bearings[J]. Tribology International, 2018, 123: 43-49.

[5] 张志华, 周彦伟, 邓四二, 等. 高速圆柱滚子轴承动力学及运动仿真[J]. 轴承, 2006(1): 1-3.
ZHANG Z H, ZHOU Y W, DENG S E, et al. Dynamics and motion simulation of high speed cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2006(1): 1-3 (in Chinese).

[6] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 207-215.
DENG S E, GU J F, CUI Y C, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 207-215 (in Chinese).

[7] CUI Y C, DENG S E, ZHENG W H, et al. The impact of roller dynamic unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage nonlinear dynamic characteristics[J]. Mechanism & Machine Theory, 2017, 118: 65-83.

[8] CUI Y C, DENG S E, NIU R J, et al. Vibration effect analysis of roller dynamic unbalance on the cage of high-speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 434: 314-335.

[9] 孙雪, 邓四二, 陈国定, 等. 弹性支承下的高速圆柱滚子轴承振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(18): 20-28.
SUN X, DENG S E, CHEN G D, et al. Vibration characteristics analysis of high-speed cylindrical roller bearings with elastic supports[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(18): 20-28 (in Chinese).

[10] 孙雪, 邓四二, 陈国定, 等. 弹性支承下圆柱滚子轴承保持架稳定性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 487-496.
SUN X, DENG S E, CHEN G D, et al. Analysis of cage's stability in a cylindrical roller bearing with elastic support[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 487-496 (in Chinese).

[11] 崔立, 王黎钦, 郑德志, 等. 航空发动机高速滚子轴承动态特性分析[J]. 航空学报, 2008, 29(2): 492-498.
CUI L, WANG L Q, ZHENG D Z, et al. Analysis on dynamic characteristics of aero-engine high-speed roller bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(2): 492-498 (in Chinese).

[12] 薛峥, 汪久根, RYMUZA Z, 等. 圆柱滚子轴承的动力学分析[J]. 轴承, 2009(7): 1-6.
XUE Z, WANG J G, RYMUZA Z, et al. Dynamic analysis on cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2009(7): 1-6 (in Chinese).

[13] 韩勤锴, 李兴林, 闫国斌, 等. 变载偏斜圆柱滚子轴承打滑动力学分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(9): 58-65.
HAN Q K, LI X L, YAN G B, et al. Dynamic skidding behavior of skew cylindrical roller bearings under time-variable loads[J]. Journal of Mechanical Engineering,

2017, 53(9): 58-65 (in Chinese).

[14] 曹伟, 王家序, 蒲伟, 等. 加速工况下圆柱滚子轴承运动特性[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(3): 583-591.
CAO W, WANG J X, PU W, et al. Kinetic characteristics of cylindrical roller bearing during acceleration[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2018, 49(3): 583-591 (in Chinese).

[15] LIU X L, BAI X R, CUI J L, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis for tilted and skewed rollers in cylindrical roller bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 230(4): 428-441.

[16] ZHANG W H, DENG S E, CHENG G D, et al. Study on the impact of roller convexity excursion of high-speed cylindrical roller bearing on roller's dynamic characteristics[J]. Mechanism & Machine Theory, 2016, 103: 21-39.

[17] PATRA P, SARAN V H, HARSHA S P, et al. Non-linear dynamic response analysis of cylindrical roller bearings due to rotational speed[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2018: 1-12.

[18] 赵燕, 毕明龙, 石东丹. 基于抑制滚子歪斜的高速圆柱滚子轴承设计[J]. 轴承, 2018(12): 14-16.
ZHAO Y, BI M L, SHI D D. Design of high speed cylindrical roller bearings based on control of roller skew[J]. Bearing, 2018(12): 14-16 (in Chinese).

[19] KLECKNER R J, PIRVICS J, CASTELLI V. High speed cylindrical rolling element bearing analysis "CYBEAN"-analytic formulation[J]. Journal of Lubrication Technology, 1980, 102(3): 380-388.

[20] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理[M]. 二版. 北京: 中国标准出版社, 2014: 258-260.
DENG S E, JIA Q Y, XUE J X. Design theory of rolling bearings[M]. 2nd ed. Beijing: Standards Press of China, 2014: 258-260 (in Chinese).

[21] 杨咸启. 接触力学理论与滚动轴承设计分析[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2018: 268-269.
YANG X Q. Contact mechanics theory and design analysis of rolling bearings[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2018: 268-269 (in Chinese).

(责任编辑: 李世秋)

http://hkzb.buaa.edu.cn

Atypical failure mechanism of aero-engine main shaft roller bearing

ZHENG Jintao[1], DENG Sier[1,2,3,*], ZHANG Wenhu[1], DANG Xiaoyong[4]

1. *School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China*
2. *National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China*
3. *Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing in Liaoning, Dalian 116024, China*
4. *Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China*

Abstract: Based on the dynamic analysis of rolling bearings, this paper presents dynamics differential equations of high-speed cylindrical roller bearing, considering the roller dynamic unbalance and the collision and friction between the roller and the rib, aiming at the atypical failure of aero-engine cylindrical roller bearing. The problem is solved by the GSTIFF (Gear stiff) integer algorithm with variable step. And the influence of the bearing condition parameters and the structural parameters on the maximum skew angle of the dynamic unbalanced roller and maximum collision force between the roller and the rib are analyzed. The results show that the maximum skew angle of the roller and the maximum collision force between the roller and the rib increase with the roller dynamic unbalance and the inner ring rotation speed, showing no obvious correlation with the radial load. The smaller axial clearance can effectively suppress the roller skew, but it will increase the impact force between the roller and the rib. And a reasonable axial clearance range makes the collision force between the roller and the rib small when the roller skew angle is not excessive. The smaller cage pocket circumferential clearance and the rib negative back angle and the larger roller ball end face radius can reduce the maximum skew angle of the roller and the maximum collision force between the roller and the rib.

Keywords: cylindrical roller bearing; dynamics; dynamic unbalance; collision; atypical failure

http://hkxb.buaa.edu.cn

Received: 2019-08-05; **Revised**: 2019-08-31; **Accepted**: 2019-09-09; **Published online**: 2019-09-28 11:31
URL: http://hkxb.buaa.edu.cn/CN/html/20200522.html
Foundation items: Young Scientists Fund of the National Natural Science Foundation of China (51905152); Natural Science Foundation of Henan Province (162300410086); Science and Technology Planning Project of Henan Province (172102210254)
* **Corresponding author**. E-mail: dse@haust.edu.cn