

高速滚子轴承的动力学分析

李锦标 吴林丰

(南京航空学院机械工程系, 南京, 210016)

DYNAMIC ANALYSIS OF HIGH-SPEED ROLLER BEARINGS

Li Jin-biao, Wu Lin-feng

(Mechanical Engineering Department of Nanjing Aeronautical Institute, Nanjing, 210016)

摘要 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, 编制了相应的软件。可以计算各元件之间的载荷分布、油膜厚度, 并能对滚子和保持架的打滑、滚子的歪斜和轴向窜动等运动特性进行动态模拟, 从而为高速滚子轴承的设计计算和故障分析提供了一种新的有效工具。

关键词 滚子轴承, 润滑, 动力学, 模拟

Abstract The general fatigue theory of rolling bearings is unable to consider the failure due to skidding and skewing of rolling elements, which often occurs in high-speed roller bearings. According to the hydrodynamic and EHD lubrication theory, this paper establishes the interacting model among rolling elements. The dynamic model of roller bearings is also established according to the second Newton law. By means of the software provided in this paper, it is possible to calculate the load distribution, oilfilm thickness and fatigue life of roller bearings, and to simulate dynamically the skidding of rollers and cage, the skewing and axial motion of rollers. Hence, a new effective tool of design and failure analysis is provided for high-speed roller bearings.

Key words roller bearings, lubrication, dynamics, simulation

航空发动机主轴采用的圆柱滚子轴承, 通常在高 Dn 值和轻载状态下工作。这种状态下, 疲劳破坏已不再是主要故障因素, 轴承元件的动态不稳定性如保持架涡动、滚子打滑、摆动等成为轴承的主要破坏原因。这种特性在准动态分析中是难以准确描述和预测的, 因此发展完全的动态模拟是极其重要的^[1]。国外自本世纪 60 年代开始, 已进行滚动轴承动力学计算机模拟的研究^[1~3]; 并发展了 CYBEAN 和 ADORE 等动态模拟软件。国内在轴承动力学研究方面尚处于起步阶段, 主要是采用拟静力学和拟动力学方法分析轴承动态特性^[4~6], 影响了我国高速轴承的设计水平。本文借鉴国内外经验, 研制了具有自己特色的滚子轴承动力学分析软件, 力图为高速滚子轴承的设计和分析提供新的工具。

1 数学模型

1.1 基本假设

为便于分析和计算, 对滚子轴承各元件的运动假定

1992年10月15日收到

(1) 滚动体 六自由度, 包括滚子质心的公转 Φ 、径向运动 ρ 、轴向运动 Z , 以及滚子绕 Z' 轴的自转 ζ 、绕 η 轴的歪斜 η 和绕 ξ 轴的倾斜 ξ 。

(2) 保持架 三自由度, 即保持架质心在 xy 平面的移动和绕 Z 轴的转动 θ 。

(3) 内环 五自由度, 内环无轴向移动。

(4) 外环 固定在轴承座上。

考虑到计算机容量和速度的限制, 本方法没有包括热分析。

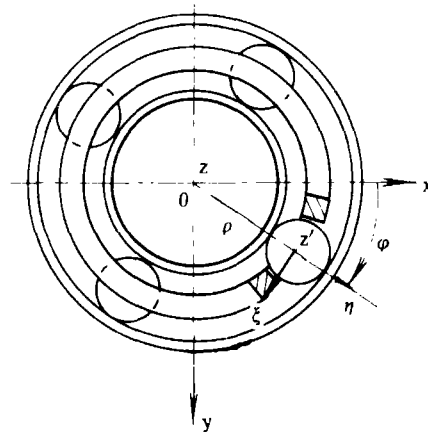


图1 坐标系

1.2 运动方程

按图1所示建立的坐标系, 根据牛顿运动定律建立运动方程:

(1) 滚子 在牵连坐标系 (ρ, Φ, Z') 中考虑

$$\left. \begin{aligned} m(\rho_j - \rho_j \dot{\Phi}_j^2) &= F_\rho^{(j)} & mZ_j &= F_Z^{(j)} & m(\rho_j \dot{\Phi}_j + 2\rho_j \dot{\Phi}_j) &= F_\Phi^{(j)} \\ I\zeta_j &= G_\zeta^{(j)} & I_T \eta_j + I_T \xi_j \dot{\Phi}_j &= G_\eta^{(j)} & I_T \xi_j - I_T \eta_j \dot{\Phi}_j &= G_\xi^{(j)} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$j = 1, 2, \dots, n_z$$

上式中, m 是滚子质量, I 是滚子绕 Z' 转动惯量, I_T 是滚子绕 η 和 ξ 轴的转动惯量, n_z 是滚子数目, $F_\rho, F_Z, F_\Phi, G_\zeta, G_\eta, G_\xi$ 为外加力和力矩, j 是第 j 个滚子。

考虑滚子运动特点, 可以作如下合理的简化。由于滚子限制在内外环之间, 其质心径向移动速度 $\dot{\rho}$ 和加速度 ρ , 以及倾斜角速度 $\dot{\xi}$ 和角加速度 ξ 相对其它变量来说很小, 可以忽略, 同时忽略陀螺力矩对滚子倾斜的影响, 则式 (1) 简化为

动态方程

$$m\rho_j \dot{\Phi}_j = F_\Phi^{(j)}, \quad I\dot{\varphi}_j = G_\zeta^{(j)}, \quad I_T \eta_j = G_\eta^{(j)}, \quad mZ_j = F_Z^{(j)} \quad (2)$$

准动态方程

$$F_\rho^{(j)} + m\rho_j \dot{\Phi}_j^2 = 0, \quad G_\xi^{(j)} = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, n_z) \quad (3)$$

(2) 保持架 保持架在 x, y 平面运动, 其运动方程如下

$$m_c \ddot{x} = F_x, \quad m_c \ddot{y} = F_y, \quad I_c \ddot{\theta} = G_\theta \quad (4)$$

上式中, m_c 为保持架质量, I_c 为保持架绕 z 轴的转动惯量, F_x, F_y, G_θ 为作用在保持架上的外加力和力矩。

上述总共有 $6n_z+3$ 个方程, 有 $6n_z+3$ 个变量

$$\{x\} = \{\Phi_j, \zeta_j, \eta_j, Z_j, \rho_j, \xi_j, x, y, \theta\} \quad j = 1, 2, \dots, n_z$$

其中 $\{\Phi_j, \zeta_j, \eta_j, z_j, x, y, \theta\}$ 为动态变量, 需通过对式 (2)、式 (3)、式 (4) 进行积分求解, ρ_j 和 ξ_j 是两个准动态变量, 通过内环和滚子的平衡方程进行迭代求解。

1.3 载荷计算

图 2 为滚子轴承各元件间相互作用的力学模型。在计算载荷时滚子与内外滚道考虑弹流润滑, 并计及接触入口区剪切热和缺油的影响; 考虑滚子与内外滚道间相对位移、油膜厚度和弹性变形量之间的几何协调关系, 并采用分片计算法考虑倾斜、歪斜对载荷分布的影响^[6]。滚子与保持架前后梁之间考虑流体动力润滑和弹性碰撞, 其中流体动力润滑模型采用文献[2]提供的经验公式, 弹性碰撞力采用 Hertz 公式计算, 变形量由滚子与保持架前后梁相对位置确定; 滚子端面与引导档边之间的作用考虑流体动力润滑和弹性碰撞, 润滑模型和求解方法见文献[7]。保持架内表面与内环引导面之间考虑流体动力润滑, 采用无限短轴承模型求解。

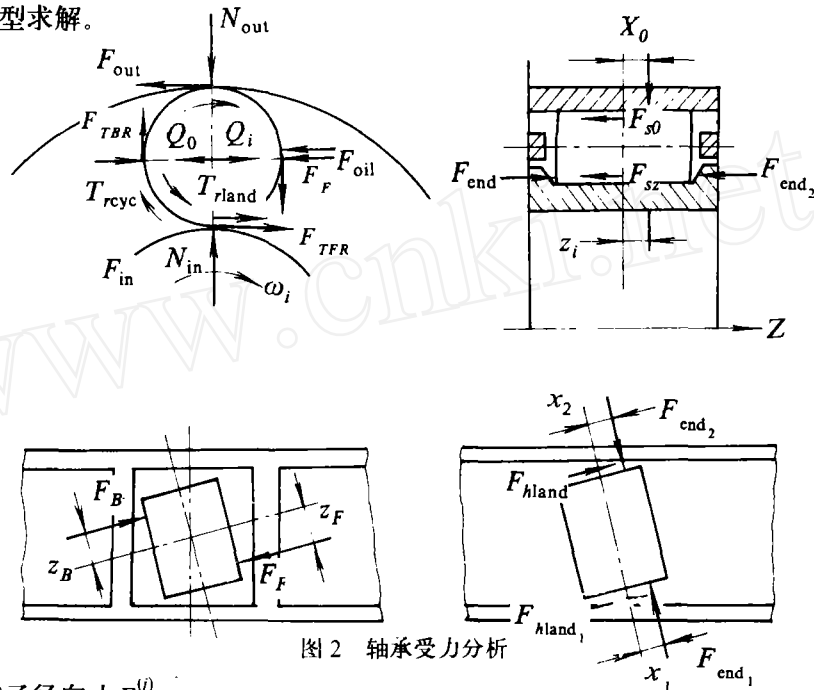


图 2 轴承受力分析

(1) 滚子径向力 $F_{\rho}^{(j)}$

$$F_{\rho}^{(j)} = N_{IN}^{(j)} - N_{out}^{(j)} + F_{TBR}^{(j)} - F_{TFR}^{(j)} \quad (5)$$

式中, $N_{IN}^{(j)}$ 、 $N_{out}^{(j)}$ 为内外滚道对滚子的法向力; $F_{TFR}^{(j)}$ 、 $F_{TBR}^{(j)}$ 为保持架前后梁对滚子的摩擦力。

(2) 倾斜力矩 $G_{\xi}^{(j)}$

$$G_{\xi}^{(j)} = N_{IN}^{(j)} Z_i^{(j)} - N_{out}^{(j)} Z_o^{(j)} \quad (6)$$

式中, $Z_i^{(j)}$ 、 $Z_o^{(j)}$ 为内外滚道法向油膜力沿 z 方向作用点的位置。

(3) 切向力 $F_{\Phi}^{(j)}$

$$F_{\Phi}^{(j)} = F_{IN}^{(j)} - F_{out}^{(j)} + F_B^{(j)} - F_F^{(j)} + Q_i^{(j)} - Q_o^{(j)} + F_{hland_1}^{(j)} + F_{hland_2}^{(j)} - F_{oil}^{(j)} \quad (7)$$

式中, $F_{IN}^{(j)}$ 、 $F_{out}^{(j)}$ 为内外滚道与滚子之间的摩擦力; $F_F^{(j)}$ 、 $F_B^{(j)}$ 为保持架前后梁对滚子的法

向推力; $Q_i^{(j)}$ 、 $Q_o^{(j)}$ 为内外滚道和滚子之间的切向流体动压力; $F_{hland_1}^{(j)}$ 、 $F_{hland_2}^{(j)}$ 为滚子左右两端面与引导挡边之间的摩擦力; $F_{oil}^{(j)}$ 为滚子运动时的油雾阻力。

(4) 自转力矩 $G_{\zeta}^{(j)}$

$$G_{\zeta}^{(j)} = r[F_{IN}^{(j)} + F_{out}^{(j)} - F_{TBR}^{(j)} - F_{TFR}^{(j)}] + T_{rland_1}^{(j)} + T_{rland_2}^{(j)} - T_{rend}^{(j)} - T_{rcyl}^{(j)} \quad (8)$$

式中, $F_{TFR}^{(j)}$ 、 $F_{TBR}^{(j)}$ 为滚子与保持架前后梁间的摩擦力; $T_{rland_1}^{(j)}$ 、 $T_{rland_2}^{(j)}$ 为滚子端面与引导挡边之间的摩擦力矩; $T_{rend}^{(j)}$ 为滚子端面在油雾中转动时的阻力矩; $T_{rcyl}^{(j)}$ 为滚子圆柱面在油雾中转动时的阻力矩; r 为滚子半径。

(5) 歪斜力矩 $G_{\eta}^{(j)}$

$$G_{\eta}^{(j)} = F_{IN}^{(j)} Z_i^{(j)} - F_{out}^{(j)} Z_o^{(j)} + F_{end_1}^{(j)} x_1^{(j)} - F_{end_2}^{(j)} x_2^{(j)} + (F_{hland_1}^{(j)} - F_{hland_2}^{(j)}) \frac{l_r}{2} - F_F^{(j)} Z_F^{(j)} - F_B^{(j)} Z_B^{(j)} \quad (9)$$

式中, $Z_i^{(j)}$ 、 $Z_o^{(j)}$ 为滚子与内外滚道摩擦力沿 z 方向的作用点位置; $F_{end_1}^{(j)}$ 、 $F_{end_2}^{(j)}$ 为滚子两端面与引导挡边之间的法向作用力; $x_1^{(j)}$ 、 $x_2^{(j)}$ 为 $F_{end_1}^{(j)}$ 和 $F_{end_2}^{(j)}$ 的作用位置; l_r 为滚子长度; $Z_F^{(j)}$ 、 $Z_B^{(j)}$ 为 $F_F^{(j)}$ 和 $F_B^{(j)}$ 的轴向作用位置。

(6) 轴向力 $F_z^{(j)}$

$$\tilde{F}_z^{(j)} = F_{end_1}^{(j)} - F_{end_2}^{(j)} - F_{so}^{(j)} - F_{si}^{(j)} \quad (10)$$

式中, $F_{si}^{(j)}$ 、 $F_{so}^{(j)}$ 为滚子与内外滚道之间的轴向摩擦力

(7) 保持架受力 F_x 、 F_y 和 G_{θ}

如图 3 所示

$$F_x = F_{Gx} + \sum_{j=1}^{n_z} \{ F_B^{(j)} \sin(\Phi_j - \alpha) - F_{TBR}^{(j)} \cos(\Phi_j - \alpha) + F_{TFR}^{(j)} \cos(\Phi_j + \alpha) - F_F^{(j)} \sin(\Phi_j + \alpha) \} \quad (11)$$

$$F_y = F_{Gy} + m_c g + \sum_{j=1}^{n_z} \{ -F_B^{(j)} \cos(\Phi_j - \alpha) - F_{TFR}^{(j)} \sin(\Phi_j - \alpha) + F_{TFR}^{(j)} \sin(\Phi_j + \alpha) + F_F^{(j)} \cos(\Phi_j + \alpha) \} \quad (12)$$

$$G_{\theta} = (R + r) \sum_{j=1}^{n_z} (F_F^{(j)} - F_B^{(j)}) + T_{Cl} - F_{CO} - T_{cend} \quad (13)$$

$$\alpha = \arcsin[r / (R + r)] \quad (14)$$

式中, F_{Gx} 、 F_{Gy} 为保持架与内环引导面之间 x 和 y 方向的流体动压力; T_{Cl} 为保持架与内环引导面之间的驱动摩擦力矩; T_{CO} 为保持架与外环之间的摩擦力矩; T_{cend} 为保持架两侧面在油雾中转动时的摩擦力矩。

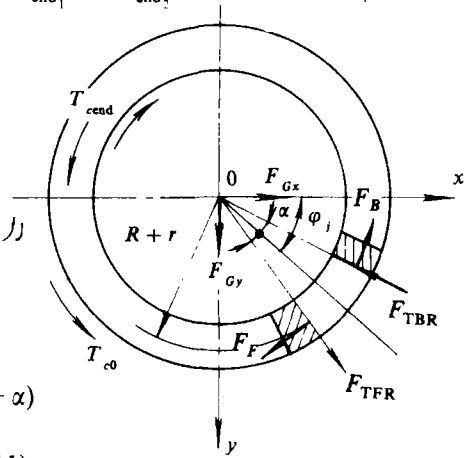


图3 保持架受力分析

2 运动方程的求解

径向和倾斜的准动态方程式 (3) 需采用迭代方程求解^[6]; 而动态方程式(2)、式(4)则采用数值积分方法求解。为便于计算, 对动态方程中的变量进行无量纲化。

令 $T = \omega_c t$; $\bar{z} = z / C_{aax}$; $\bar{x} = x / C_{ara}$; $\bar{y} = y / C_{ara}$, 其中, ω_c 为保持架理论转速; C_{aax} 为滚子端面与引导挡边之间的轴向间隙; C_{ara} 为保持架与内环引导面之间的径向间隙; T 、 \bar{x} 、 \bar{y} 、 \bar{z} 为时间 t 和位移 x 、 y 、 z 的无量纲量。则式 (2) 和式 (4) 可化为

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\Phi}_j &= F_\Phi^{(j)} / m\omega_c^2 \rho = \bar{F}_\Phi^{(j)} \\ \ddot{\zeta}_j &= G_\zeta^{(j)} / I\omega_c^2 = \bar{G}_\zeta^{(j)} \\ \ddot{\eta}_j &= G_\eta^{(j)} / I_T\omega_c^2 = \bar{G}_\eta^{(j)} \\ \ddot{\bar{Z}}_j &= F_z^{(j)} / m\omega_c^2 C_{aax} = \bar{F}_z^{(j)} \\ \ddot{\bar{x}} &= F_x / m_c\omega_c^2 C_{ara} = \bar{F}_x \\ \ddot{\bar{y}} &= F_y / m_c\omega_c^2 C_{ara} = \bar{F}_y \\ \ddot{\theta} &= G_\theta / I_c\omega_c^2 = \bar{G}_\theta \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$j = 1, 2, \dots, n_z$$

在求解上述运动方程时, 需解决 3 个问题: (1) 积分方法; (2) 积分步长; (3) 初值。滚子轴承的计算特点是每一点计算量大, 另外有些变量, 如歪斜 η , 变化频率很快, 对积分步长很敏感。所以在选择计算方法时应考虑选用函数值计算次数较少且稳定性较好的积分方法。本文采用阿当姆斯预估-校正方法。积分步长的选取对滚子轴承的计算也是很重要的, 步长太小, 则耗时太多, 使轴承动力学求解成为纸上空谈; 如步长太大, 则容易导致某些变量出现振荡现象。本文根据轴承运动变化规律, 对不同变量采用不同步长积分, 较好地解决了时间和精度的问题。初值的选取也直接影响计算机时, 采用准动态解作为轴承动力学计算的初值^[6], 具有很快的收敛速度。

3 结果分析

用所编制的计算程序, 对外航空用 118mm 孔径的向心滚子轴承进行了计算。该轴承的主要参数: 滚子个数 28; 滚子有效长度 0.01304m; 滚子修形半径 0.628m; 滚子平直段长 0.0084m; 滚子直径 0.01265m; 滚子端面半径 0.381m; 内滚道直径 0.13166m; 外滚道直径 0.15708m; 润滑油采用 Mil-L-7808。

利用本文所编制的程序, 可以得到保持架和滚子的转速及打滑度, 滚子倾斜、歪斜和轴向窜动量、保持架轴心轨迹、轴承内外环滚道与滚子之间的载荷分布和油膜厚度, 滚子

与保持架横梁之间的作用力, 滚子端面与引导档边之间的作用力, 保持架与内环引导面之间的作用力等等。本文仅对保持架和滚子的打滑、滚子的歪斜及轴向窜动进行讨论。计算时假定轴承径向载荷为 8900N, 轴承内环转速为 25 500r/min。

3.1 滚子打滑度

滚子的打滑度定义为 $r_{\text{slid}} = (\omega_{\text{理论}} - \omega_{\text{实际}}) / \omega_{\text{理论}}$ 。式中, r_{slid} 为滚子打滑度; $\omega_{\text{理论}}$ 为滚子理论自转角速度; $\omega_{\text{实际}}$ 为滚子实际自转角速度。

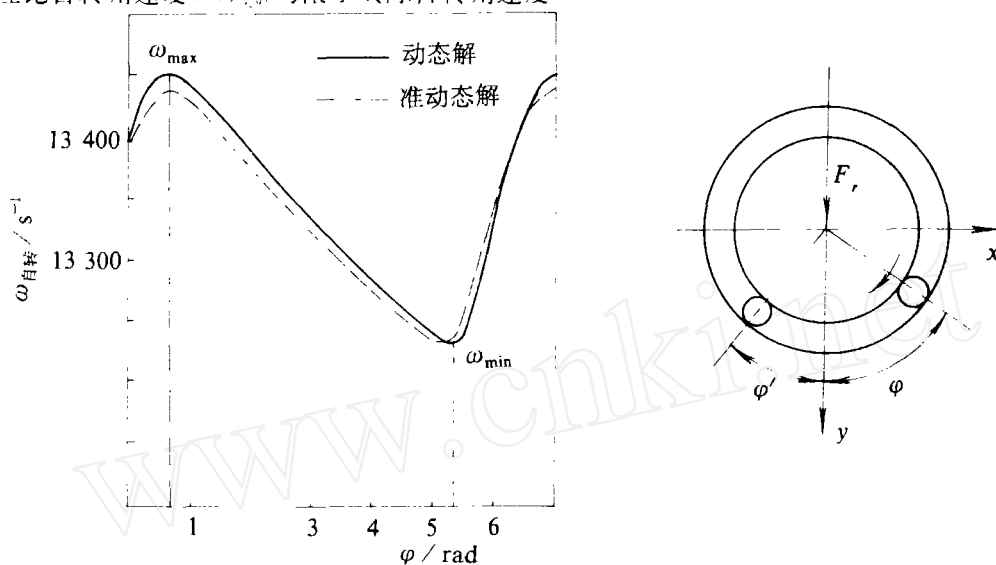


图4 滚子自转速度变化曲线

图4为滚子在不同位置时的自转速度变化曲线。由图可知, 准动态解和动态解非常接近, 用准动态解作为动态解的初值可以很快满足收敛要求。在本文假定的工况下, 滚子最大转速为 13 451.0/s, 最小转速为 13 231.0/s, 滚子自转速度的理论值为 15 121.0/s, 因此滚子最大打滑度为 12.5%, 最小打滑度为 11.0%。从图4还可看出, 滚子最小转速大约发生在承载区入口处 $\Phi = 56.3^\circ$, 而最大转速大约发生在承载区出口处 $\Phi' = 40.1^\circ$, 滚子增速区间的角度为 96.4° , 而减速区间的角度为 263.6° 。

3.2 保持架打滑度

保持架的打滑度定为 $c_{\text{slid}} = (\omega_{\text{C理论}} - \omega_{\text{C实际}}) / \omega_{\text{C理论}}$ 。式中, c_{slid} 为保持架打滑度; $\omega_{\text{C理论}}$ 为保持架理论转速; $\omega_{\text{C实际}}$ 为保持架实际转速。

由图5可知, 准动态解得到的保持架转速为一常数, 而动态解可以得到保持架转速的变化规律。保持架转速变化很小, 波动幅度在 1.0/s 左右。保持架理论转速为 1 218.2/s, 实际转速为 1 072.5 ± 0.5/s, 打滑度为 12.0%, 此值介于滚子最大和最小打滑度之间。图5还给出了滚子公转角速度变化曲线, 与保持架转速很接近, 这是由于滚子和保持架兜孔之间的切向间隙很小的缘故。

3.3 滚子歪斜

图6为滚子歪斜角度的变化曲线。由图6可知, 在承载区, 滚子歪斜角度较大; 在非承载区, 歪斜角较小。这是由于承载区滚子倾斜角大, 导致由滚子与内外滚道之间的摩擦力分布不均所引起的歪斜力矩增大的缘故。还可看出, 滚子歪斜角度的变化频率很高, 变

化幅度较大。在不考虑滚子自身不平衡量的情况下, 滚子公转一周歪斜角度变化 10 次, 即歪斜变化频率是公转频率的 10 倍。滚子歪斜的这种振荡主要是由于滚子与保持架兜孔前后梁以及滚子端面与引导挡边之间的碰撞而引起的。计算发现, 对于球形端面滚子, 端面与引导挡边之间的碰撞不是主要因素, 滚子与保持架横梁之间的碰撞将严重影响滚子与保持架的运动稳定性, 也将影响滚子和保持架的磨损与疲劳强度。

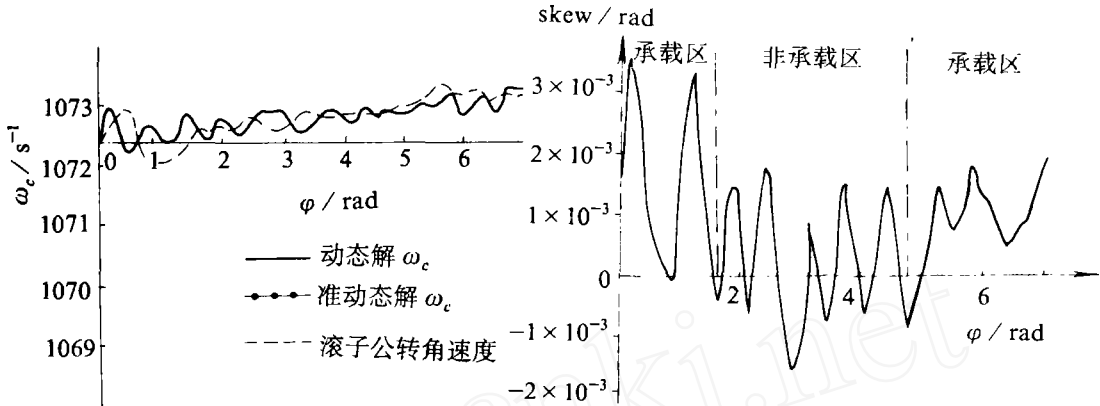


图 5 保持架转速

图 6 滚子歪斜角变化曲线

图 7 为滚子与保持架前后梁之间的法向载荷。由图 7 可知, 在承载区滚子与保持架前梁之间的载荷较大, 与保持架后梁之间的载荷较小; 在非承载区, 滚子与保持架前梁之间的载荷很小, 而滚子与保持架后梁之间的载荷则较大。滚子与前后梁之间载荷的变化频率与滚子歪斜的变化频率是一致的。由此可以证实, 在承载区, 滚子的歪斜变化是由于滚子与保持架兜孔前梁之间的碰撞引起的; 在非承载区, 滚子歪斜的变化是由滚子与保持架兜孔后梁之间的碰撞所引起的。在本文假定工况下, 滚子与保持架之间的最大碰撞力为 20N, 最小碰撞力为 1N。

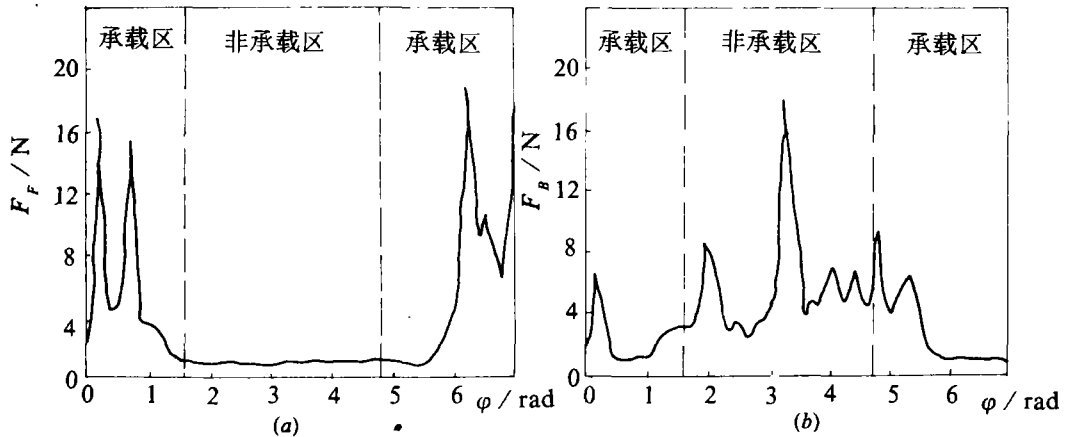


图 7 滚子与保持架前后梁之间法向载荷

(a)滚子与保持架前梁之间; (b)滚子与保持架后梁之间

3.4 滚子轴向窜动

滚子轴向窜动主要取决于滚子端面与引导挡边之间的载荷以及滚子与内外滚道之间的

轴向摩擦力。图8为滚子两端面与引导挡边之间的载荷曲线。由于端面2所受的载荷大于端面1所受的载荷，所以滚子轴向位移偏向受载小的一边。由于歪斜角和轴向位移的变化，滚子端面所受的力也是变化的，从而导致滚子轴向位移的波动性（见图9）。

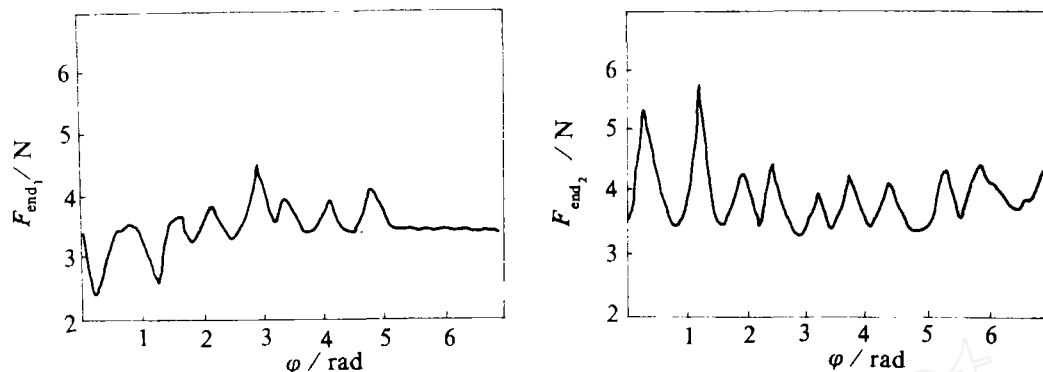


图8 滚子两端面与引导挡边之间的载荷
(a)滚子端面1与引导挡边之间; (b)滚子端面2与引导挡边之间

4 结 论

(1) 在预报滚子和保持架的打滑度方面，准动态解和动态解是很接近的。因此，可以采用准动态分析方法分析轴承的打滑度，从而大大节省计算机时。

(2) 动态分析除可以计算轴承的打滑度外，还可以计算滚子歪斜角、轴向窜动、保持架轴心轨迹以及滚子与保持架兜孔、滚子端面与引导挡边之间的碰撞力等等。

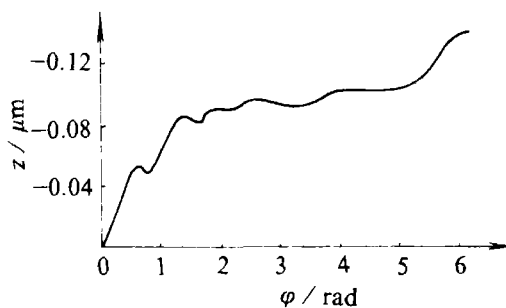


图9 滚子轴向窜动轨迹

参 考 文 献

- 1 Gupta P K. Advanced Dynamics of Rolling Elements. New York: Springer-Verlag, 1984.
- 2 Thomas F C. Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings. NASA-CR-3334. Jan 1981.
- 3 Kleckner R J, Pirvics J. High Speed Cylindrical Roller Bearing Analysis CYBEAN. NASA-CR-159460. July 1978
- 4 林国昌, 徐从儒, 林基恕. 滚子轴承准静态分析. 航空动力学报, 1992, 7(1): 17~21
- 5 朱东. 高速滚子轴承的打滑分析. 清华大学研究生论文.
- 6 吴林丰, 方宁. 高速滚子轴承的动力学分析. 第六届航空学会动力传输专业学术会议论文集. 西安, 1990. 1~9
- 7 李锦标. 滚子轴承挡边—滚子端面润滑分析. 第六届航空学会动力传输专业学术会议论文集. 西安, 1990. 10~19