

文章编号:1000-6893(2008)02-0492-07

航空发动机高速滚子轴承动态特性分析

崔立, 王黎钦, 郑德志, 古乐

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

Analysis on Dynamic Characteristics of Aero-engine High-speed Roller Bearings

Cui Li, Wang Liqin, Zheng Dezhi, Gu Le

(School of Mechatronics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

摘要: 高速滚子轴承的动态特性对航空发动机转子系统的性能有重要的影响,为得到较准确的轴承动态性能,采用拟动力学法建立承受四自由度载荷的滚子轴承动力学分析模型,模型中各零件之间的力和力矩由建立的轴承零件相互作用模型计算得到,并使用较精确的弹流模型计算拖动力,给出了非圆滚道轴承动态性能的计算方法。通过算例分析了工况参数和结构参数对滚子轴承动态特性的影响规律,最后通过实验结果验证了程序的可靠性。滚子轴承动态特性的研究为研究航空发动机转子-轴承动态性能耦合分析奠定了基础。

关键词: 滚子轴承; 动态特性; 拟动力学; 四自由度载荷; 非圆滚道

中图分类号: V233.453 **文献标识码:** A

Abstract: The dynamic characteristics of roller bearings at high speed have important effect on rotor system of aero-engine. In order to obtain the accurate dynamic characteristics of roller bearings, the dynamic analysis models of roller bearings under four-DOF load are established by quasi-dynamic method, in which forces and moments are obtained from inter-action model of bearing parts and traction force is computed by an accurate traction model. The computational method of dynamic characteristics of bearing with noncircular raceway is given. The rules of impact of different operating condition parameters and bearing structure parameters on dynamic characteristics of roller bearings are analyzed by the program. Finally, the accurateness of the program is verified by the test data. The study of dynamic characteristics of ball bearings establishes the foundation for the further study of dynamic characteristic coupling analysis of rotor-bearing system.

Key words: roller bearing; dynamic characteristic; quasi-dynamic; four-DOF load; noncircular raceway

滚子轴承是航空发动机主轴的关键部件,航空发动机中介轴承也往往采用滚子轴承,其主要损坏形式是滚子打滑造成的内圈滚道损伤、滚子的歪斜和倾斜造成的磨损等,为了提高整机可靠性必须研究高速滚子轴承的动态性能。Harris 采用弹性流体动力润滑理论建立了滚子轴承的拟静力学分析理论^[1],该模型对于预测轴承打滑有一定精度,至今仍是简化分析常用的方法,但无法计算滚子的歪斜,此外还存在弹流计算精度低、方程组收敛困难等问题。在此基础上 Rumbarger^[2]通过实验得到更准确的弹流拖动系数且建立了流体动压力计算模型并预测了保持架打滑率及轴承生热。随后 Kleckner, Gupta 等^[3-5]建立了滚动轴承的动力学分析模型,国外先后发展了 CY-BEAN, ADORE, BRAIN, BEAST 等^[6-9]计算程

序,国内基于滚子轴承拟静力学、拟动力学和动力学理论也开发了相应的分析程序^[10-13]。目前存在的问题是动力学计算结果精度虽较高但使用复杂、计算非常耗时,限制了其工程的应用,主要用来探索轴承元件瞬时的动态不稳定性。对于能承受复杂载荷,考虑滚子凸度、歪斜、倾斜,拖动系数具有较高精度,可以计算非圆滚道滚子轴承动态特性,精度较高收敛较快且能适用于中介滚子轴承通用动态性能分析程序还较少见。本文基于拟动力学理论,考虑滚子和内圈五自由度、保持架三自由度,建立四自由度载荷作用下滚子轴承的分析模型,开发简便实用的计算程序,对滚子轴承动态特性分析,为航空发动机转子系统的设计提供有力工具。

1 高速滚子轴承拟动力学模型

对具有确定的几何构形、以较高 $d \cdot n$ 值运转的滚子轴承在下列假设条件下进行研究:

收稿日期:2007-05-29; 修订日期:2007-07-09
基金项目:国家自然科学基金(50575054)
通讯作者:王黎钦 E-mail: lqwang@hit.edu.cn

① 滚子和内圈有 5 个自由度,不考虑轴向位移,外圈可绕轴线旋转,保持架平面运动;

② 不同转速和载荷下的轴承环境温度已知,润滑油在该温度下黏度、黏温、黏压系数、热传导率等参数已知;

③ 滚子的转速是方位角的函数。

1.1 轴承零件的相互作用

为准确计算各零件的相互作用力,首先建立相互作用模型。在载荷 $\{F_y, F_z, M_y, M_z\}$ 作用下滚子和内圈作用模型如图 1。

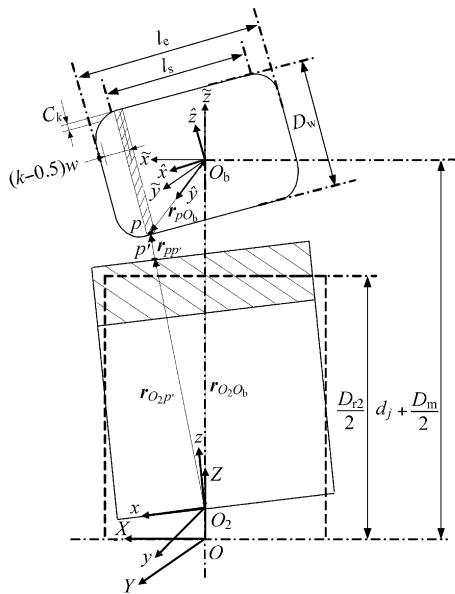


图 1 滚子与内圈相互作用模型

Fig. 1 Model of roller-race interaction

$OXYZ$ 为惯性坐标系 i , O_2xyz 为内圈坐标系 r_2 , $O_b\hat{x}\hat{y}\hat{z}$, $O_b\hat{x}\hat{y}\hat{z}$ 分别为滚子发生倾斜和歪斜前后的滚子质心坐标系 b_1 和 b_2 。

设轴承内圈位移为 $\{y_2, z_2, \theta_y, \theta_z\}$, ϕ_j 为第 j 个滚子方位角, 滚子歪斜和倾斜角 α_j, β_j , 滚子质心在惯性坐标系坐标 $\left\{0, \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \sin \phi_j, \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \cos \phi_j\right\}$ 。 d_j 为滚子沿径向位移, D_m 为轴承中径。考虑带凸度的滚子, 滚子长度为 l_c , 直线部分长度为 l_s 。

由于滚子的直径可沿其轴线任意变化, 使用切片法将滚子分成 n 个圆片, 独立计算每个圆片与套圈的相互作用。每个圆片厚度 $w = l_c/n$, 对于图 1 中第 k 个圆片, 半径修正量为^[1]

$$\left. \begin{aligned} C_k &= 0; & \frac{l_c - l_s}{2} \leq (k - 0.5)w \leq \frac{l_c + l_s}{2} \\ C_k &= \left(R^2 - \frac{l_s^2}{4}\right)^{0.5} - (R^2 - x_k^2)^{0.5}; & \text{其他} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $x_k = -\frac{l_c}{2} + (k - 0.5)w$; R 为滚子圆弧半径。

第 k 个圆片与轴承内圈的相互作用, 就是图 1 中滚子表面 p 、套圈表面 p' 两点在 b_1 坐标系中沿径向的距离。由图 1 可得

$$r_{pO_b}^{b_2} = \left[x_k \quad 0 \quad -\frac{D_w}{2} \right]^T \quad (2)$$

$$r_{O_2p'}^{r_2} = \left[x_k \quad \frac{D_{r2}}{2} \sin \phi_j \quad \frac{D_{r2}}{2} \cos \phi_j \right]^T \quad (3)$$

$$r_{O_2O_b}^{i} = \left[0 \quad \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \sin \phi_j - y_2 \quad \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \cos \phi_j - z_2 \right]^T \quad (4)$$

$$r_{p'p}^{b_1} = T_{ib_1} (r_{O_2O_b}^{i} - T_{ib_1} T_{b_1b_2} r_{pO_b}^{b_2} - T_{ir_2} r_{O_2p'}^{r_2}) \quad (5)$$

式中: 上标代表坐标系; D_w 为滚子直径; D_{r2} 为轴承内圈滚道直径; T_{ib_1} 为从坐标系 i 到坐标系 b_1 的变换矩阵, 表达式为

$$T_{ib_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_j & \sin \phi_j & \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \sin \phi_j \\ 0 & -\sin \phi_j & \cos \phi_j & \left(d_j + \frac{D_m}{2}\right) \cos \phi_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

同理,

$$T_{b_1b_2} = \begin{bmatrix} \cos \beta_j \cos \alpha_j & \sin \alpha_j & -\sin \beta_j \cos \alpha_j & 0 \\ -\sin \alpha_j & \cos \alpha_j & \sin \beta_j \sin \alpha_j & 0 \\ \sin \beta_j & 0 & \cos \beta_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$T_{ir_2} = \begin{bmatrix} \cos \theta_y \cos \theta_z & \sin \theta_z & -\sin \theta_y \cos \theta_z & 0 \\ -\sin \theta_z & \cos \theta_z & \sin \theta_y \sin \theta_z & y_2 \\ \sin \theta_y & 0 & \cos \theta_y & z_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

则第 k 个圆片与内圈滚道的接触变形为

$$\delta_{2jk} = \| r_{p'p}^{b_1} \| - C_k - h_{2jk} \quad (9)$$

式中: h_{2jk} 为圆片与内圈滚道间的弹流油膜厚度, 采用 Dowson-Higginson 公式计算。同样的分析方法可以得到第 k 个圆片与外圈滚道的接触变形 δ_{1jk} 。

得到接触变形后使用线接触弹性接触变形的解析公式^[14]求得接触力。滚子与套圈的拖动力用经过实验验证的拖动系数模型计算,该模型建立在较精确的五参数润滑油流变模型基础上,拖动系数公式为^[15]

$$\mu = (A + Bs)e^{-Cs} + D \quad (10)$$

式中: s 为滑滚比,由运动学计算得到;系数 A, B, C, D 按文献[16]中公式计算。

假设保持架质心坐标为 $\{0, y_c, z_c\}$,轴承为内引导,内圈和保持架的相互作用模型如图 2 所示。

q 为保持架内表面上一点,为求保持架和引导套圈的最小间隙 δ_{cq} 和此处的方位角 ψ ,必须使 r_q^2 在 $yO_{r2}z$ 平面的投影最小,由此可求得

$$\delta_{cq} = \delta_0 - \frac{R_2}{2} + \sqrt{(-\cos \theta_y \sin \theta_z S + \cos \theta_z Y' + \sin \theta_y \sin \theta_z Z')^2 + (\sin \theta_y S + \cos \theta_y Z')^2} \quad (11)$$

$$\psi = \arccos \left\{ \frac{S[\sin \theta_y \cos \theta_y - \sin \theta_y \sin \theta_z \cos \theta_z - \sin \theta_y \cos \theta_y (\sin \theta_z)^2]}{R_2[(\cos \theta_y)^2 + (\cos \theta_z)^2]} \right\} \quad (12)$$

式中: $Y' = y_c - y_2 + R_2 \cos \psi$ (13)

$Z' = z_c - z_2 + R_2 \sin \psi$ (14)

δ_0 为保持架和内圈之间的初始间隙; R_2 为保持架内表面半径; S 为保持架半宽。由 δ_{cq} 和表面粗糙度的关系判定是流体动力润滑还是干接触:

① $\delta_{cq} < \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_{r2}^2}$,保持架与引导套圈直接接触,采用赫兹线接触公式计算保持架和套圈之间的法向力 F_{lr} 和切向摩擦力 F_{lt} ;

② $\delta_{cq} \geq \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_{r2}^2}$,保持架与引导套圈之间为流体动力润滑,采用流体动力润滑公式计算法向力和摩擦力。

其中, σ_c, σ_{r2} 分别为保持架、套圈的表面粗糙度。滚子和保持架的相互作用,可采用类似方法求得。

1.2 拟动力学数学模型

考虑包括转速变化引起的惯性力矩 M_{xj} ,由文献[16]计算流体阻力 F_{gj} ,图 3 给出了第 j 个滚子所受的力和力矩。图 3 中: F_{zj} 为滚子的离心力; F_{cj}, f_{cj} 为保持架对滚子的法向和切向作用力; $Q_{1jk}, Q_{2jk}, P_{1jk}, P_{2jk}, T_{1jk}, T_{2jk}$ 为第 j 个滚子的第 k 个圆片和外圈、内圈的接触力、流体动压力和拖动力。由图 3 可以列出第 j 个滚子的动力学方程组

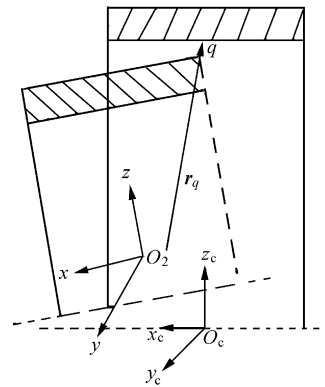


图 2 保持架与内圈相互作用模型

Fig. 2 Model of retainer-internal race interaction

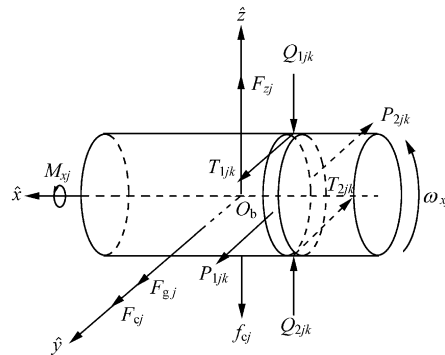


图 3 作用在滚子上的力和力矩

Fig. 3 Forces and moments acting on a roller

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (T_{1jk} - T_{2jk} + P_{1jk} - P_{2jk}) + F_{cj} + F_{gj} &= m \dot{\omega}_{Oj} \left(d_j + \frac{D_m}{2} \right) \\ \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (Q_{2jk} - Q_{1jk}) - f_{cj} + F_{zj} &= 0 \\ \frac{D_w}{2} \left(\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (T_{2jk} + T_{1jk}) - f_{cj} \right) &= J \dot{\omega}_{xj} \\ \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (Q_{2jk} e_{jk} - Q_{1jk} e_{jk}) &= J \dot{\omega}_{yj} \\ \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (P_{2jk} e_{jk} - P_{1jk} e_{jk}) &= J \dot{\omega}_{zj} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: J 为滚子的转动惯量; e_{jk} 为第 k 个切片在 x 方向的坐标; $\dot{\omega}_{Oj}$ 为滚子公转速度; $\omega_{xj}, \omega_{yj}, \omega_{zj}$ 分

别为滚子绕坐标轴的自转速度分量,这里假设 $\omega_{yj} = \omega_{zj} = 0$ 。采用四阶中心差分公式计算微分,将微分方程转化为非线性方程。考虑保持架所有兜孔承受的力和力矩以及引导套圈的力和力矩,认为稳态工况保持架转速为定值,建立保持架的平衡方程组

$$\left. \begin{aligned} F_{lr} \sin \psi - F_{lt} \cos \psi + \\ \sum_{j=1}^N (-F_{cj} \cos \phi_j + f_{cj} \sin \phi_j) = 0 \\ \sum_{j=1}^N F_{cj} = 0 \\ F_{lr} \cos \psi + F_{lt} \sin \psi + \\ \sum_{j=1}^N (F_{cj} \sin \phi_j + f_{cj} \cos \phi_j) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: N 为滚子数目。滚子和保持架对轴承内圈的作用力即为以上内圈对滚子和保持架的反作用力,对内圈受力分析得到内圈平衡方程组

$$\left. \begin{aligned} F_y - F_{lr} \sin \psi + F_{lt} \cos \psi - \sum_{j=1}^N Q_{2j} \sin \phi_j = 0 \\ F_z - F_{lr} \cos \psi - F_{lt} \sin \psi - \sum_{j=1}^N Q_{2j} \cos \phi_j = 0 \\ M_y - \sum_{j=1}^N Q_{2j} e_j \cos \phi_j = 0 \\ M_z - \sum_{j=1}^N Q_{2j} e_j \sin \phi_j = 0 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: e_j 为 ϕ_j 处内圈滚道接触载荷的偏心距。对于外套圈引导的拟动力学计算模型,只需将式(17)中的保持架作用力去掉即可。

以上非线性方程组维数较大且具有较强的非线性,为解决收敛困难、初值依赖性强、计算时间长等,使用“先局部后整体”的思想将方程组分割成若干个局部方程组,结合最速下降法对初值不敏感和牛顿-拉夫逊方法求解。方程组分割依据是将求解未知量数量级相近的方程组合成若干个局部方程组,局部方程组都收敛后再整体求解。

1.3 非圆滚道轴承动态性能计算

非圆滚道是解决航空发动机滚子轴承高速轻载打滑的有效方法。非圆滚道的形成有两种:一种是外滚道直接加工形成非圆形;一种是外圈外表面或轴承座内表面做成非圆形,靠套圈与轴承座的过盈配合使套圈变形形成非圆滚道。

第 1 种非圆滚道轴承可以直接根据加工时对套圈施加的外载借助有限元软件 ANSYS 计算得到套圈各节点的变形量,代入 1.2 节建立的拟动力学方程组求解即可。第 2 种非圆滚道轴承,轴承座与套圈之间作用力未知,需要循环求解接触变形。具体计算方法为:假设轴承座与套圈之间作用力为 F_{hj} ,使用有限元软件计算轴承座和套圈各点的接触变形 $\delta_{hlj}, \delta_{1hj}$,滚子与外圈接触变形为 $\delta_{1jk} = \delta_{1jk} - \delta_{1hj}$,由 1.1 节模型计算接触力,得到滚子与外圈接触力 $Q_{1j} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n Q_{1jk}$,求解外圈受力平衡方程、套圈与轴承座接触部分变形协调方程

$$\sum_{j=1}^N (Q_{1j} - F_{hj}) \cos \phi_j = 0 \quad (18)$$

$$\rho_{1j} + \delta_{1hj} + \delta_{1ej} = \rho_{hj} + \delta_{hlj} \quad (19)$$

式中: ρ_{1j}, ρ_{hj} 为外圈外表面、轴承座内表面在第 j 个滚子处的极径; δ_{1ej} 为外圈偏心距引起的外圈外表面向轴承座的趋近量。将计算得到的结果代入式(18)和式(19),若不能满足,则修正轴承座与套圈作用力 F_{hj} ,重复计算直至达到平衡精度要求。再代入 1.2 节中建立的拟动力学方程组求解,可得到非圆滚道轴承的动态特性参数。

2 结果与讨论

基于上述拟动力学模型,使用 MATLAB 开发了计算程序,选用文献[1]中使用的轴承为例研究了轴承工况和结构参数对动态特性的影响规律。使用润滑油型号为 MIL-L-7808,轴承内圈旋转,外圈固定,基本几何参数如表 1 所示。

表 1 轴承几何参数

Table1 Geometry parameters of bearing

名称	数值
中径/mm	183
滚子直径/mm	14
滚子长度/mm	20
滚子数	36
径向游隙/mm	0.0 635

2.1 工况对轴承动态特性的影响

图 4 为内圈转速为 10 000 r/min,绕 Y 轴的弯矩对滚子载荷强度分布的影响,存在绕 Y 轴弯矩时,滚子发生倾斜,接触载荷沿滚子长度分布不均匀且载荷偏于一侧;径向载荷增大而弯矩不变

时,径向载荷与弯矩比值增大,接触载荷不均匀分布现象得到减轻。

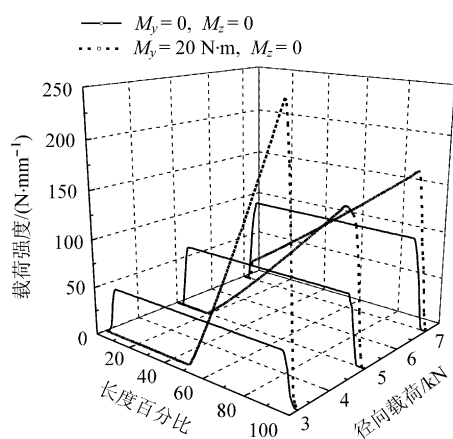


图 4 Y 轴弯矩对载荷强度分布的影响

Fig. 4 Effects of bending moment about Y axis on bearing load intensity

图 5 为内圈转速为 10 000 r/min, 绕 Z 轴的弯矩对滚子载荷强度分布的影响, 存在绕 Z 轴弯矩时, 滚子发生歪斜, 载荷集中在滚子中央附近, 径向载荷增大而弯矩不变时, 载荷不均匀分布现象得到减轻。由以上分析可知, 对于高速轻载滚子轴承, 若存在较大的弯矩, 将出现极大的峰值接触应力, 导致滚子局部出现疲劳。

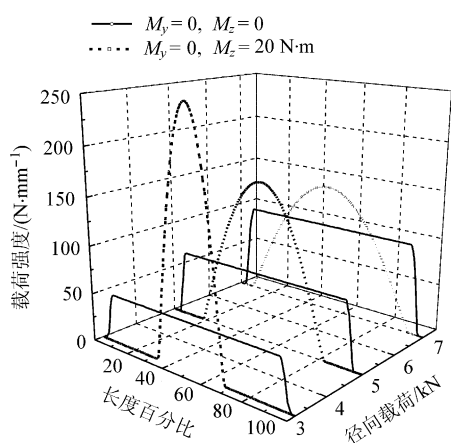


图 5 Z 轴弯矩对载荷强度分布的影响

Fig. 5 Effects of bending moment about Z axis on bearing load intensity

滚子与内圈的 PV 值是接触应力与滑动速度的乘积, 是表征高速滚动轴承动态性能的重要指标, PV 值越大轴承发热量越大。图 6 表明滚子与内圈的 PV 值随转速增加而增大, 当存在弯矩时, PV 值变得很大, 且可看出当弯矩较大时承载

滚子数目将有所减少, 导致部分滚子接触载荷极大, PV 值也极大, 从而致使轴承的局部发热量很大。

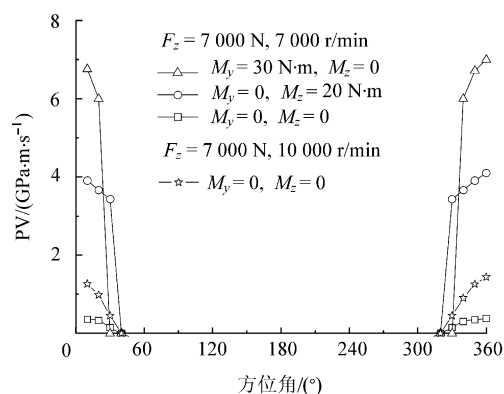


图 6 轴承弯矩和转速对 PV 值的影响

Fig. 6 Effects of bending moment and rotational speed on bearing PV values

航空轴承特别是中介轴承因为振动等因素往往会承受一定的弯矩, 由以上对滚子载荷强度和 PV 值的分析可知弯矩对滚子轴承动态性能的影响较大, 所以必须要考虑轴承弯矩的影响且要严格控制弯矩的大小, 以避免局部疲劳或过热导致轴承失效。

滚动轴承的阻尼较小在动力学分析中往往可以忽略。根据滚动轴承刚度定义, 得到滚子轴承刚度的张量表达式

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_y}{\partial y_2} & \frac{\partial F_y}{\partial z_2} & \frac{\partial F_y}{\partial \theta_y} & \frac{\partial F_y}{\partial \theta_z} \\ \frac{\partial F_z}{\partial y_2} & \frac{\partial F_z}{\partial z_2} & \frac{\partial F_z}{\partial \theta_y} & \frac{\partial F_z}{\partial \theta_z} \\ \frac{\partial M_y}{\partial y_2} & \frac{\partial M_y}{\partial z_2} & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_y} & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_z} \\ \frac{\partial M_z}{\partial y_2} & \frac{\partial M_z}{\partial z_2} & \frac{\partial M_z}{\partial \theta_y} & \frac{\partial M_z}{\partial \theta_z} \end{bmatrix} \quad (20)$$

式中: \mathbf{K} 为四维矩阵。使用文中方法求解滚子轴承拟动力学方程组, 收敛后计算式(17)的雅可比偏导矩阵, 即为滚子轴承的四维刚度矩阵。图 7 给出了沿 Z 轴的径向刚度特性和绕 Y 轴的角刚度特性, 可看出径向刚度和角刚度随径向载荷增大呈非线性增大, 随转速增大而减小, 存在弯矩时径向刚度和角刚度减小, 且弯矩对径向刚度的影响较大。在航空发动机转子-轴承系统耦合分析中需考虑工况对轴承刚度的影响。

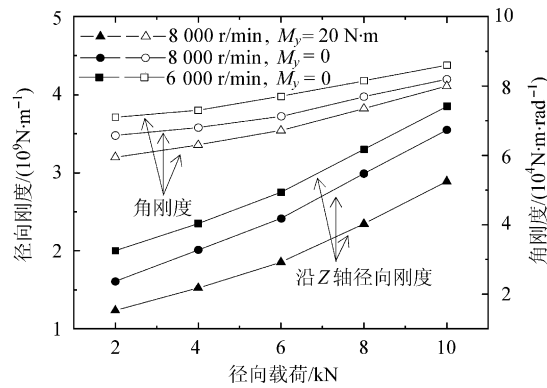


图 7 工况对轴承刚度的影响

Fig. 7 Effects of operating condition parameters on bearing stiffnesses

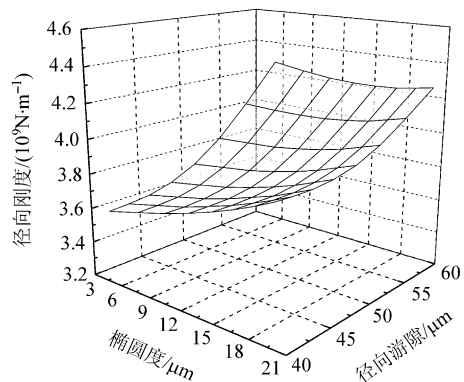


图 9 结构参数对径向刚度的影响

Fig. 9 Effects of structure parameters on bearing radial stiffness

2.2 结构参数对轴承动态特性的影响

轴承内圈转速 10 000 r/min, 径向载荷 7 000 N 时, 分析径向游隙、外圈椭圆度对滚子轴承动态性能的影响。

图 8 计算了受载最大滚子的 PV 值随结构参数的变化情况, 可以得出外圈椭圆度增大滚子 PV 值显著减小, 轴承径向游隙增大滚子 PV 值增大。这是由于外圈椭圆度增大, 轴承预载荷变大从而承载滚子数目增加, 保持架阻力矩相应减小, 使得滚子打滑现象得到减轻。轴承径向游隙增大时承载滚子变少, 滚子打滑变得严重, 从而使滚子 PV 值变大。故对于高速滚子轴承应合理选择轴承的径向游隙并考虑外圈的椭圆度, 避免局部滚子的 PV 值很大从而出现过热失效。

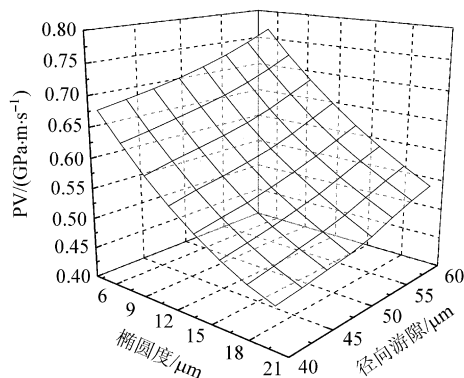


图 8 结构参数对 PV 值的影响

Fig. 8 Effects of structure parameters on bearing PV values

图 9 表明外圈椭圆度增大径向刚度显著增大, 轴承径向间隙增大径向刚度减小。

由以上分析知结构参数的改变可在较大程度上改变轴承的动态性能, 在转子系统中应优化轴承的结构参数以获取较好动态性能。

2.3 算例验证

采用文献[1]中实验数据验证本程序的可靠性, 轴承基本参数如表 1 所示, 使用本程序计算该轴承在 6 500 r/min 时的保持架转速, 与 Harris 程序计算结果和实验结果对比如图 10 所示。

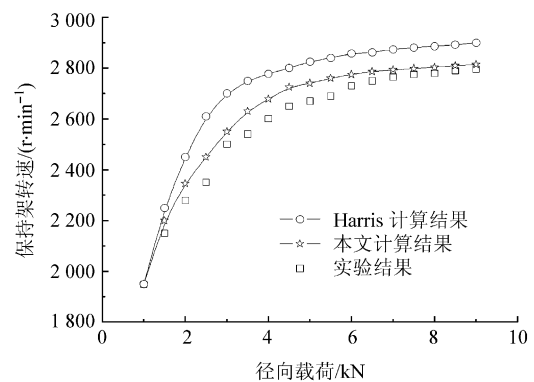


图 10 径向载荷对保持架转速的影响

Fig. 10 Effects of radial load on retainer speed

对比结果可以得出本程序计算精度较高, 证明了本文方法的可行性和程序的可靠性。

3 结 论

建立了滚子轴承零件相互作用模型, 推导了各零件相互作用力和力矩计算公式, 建立了高速滚子轴承拟动力学模型, 给出了非圆滚道轴承动态性能分析的方法, 分析了工况参数和结构参数

对高速滚子轴承动态特性的影响规律,用 Harris 实验结果验证了可靠性,得出适用高速滚子轴承的以下结论:

(1) 考虑滚子、内圈五自由度,保持架三自由度,由相互作用模型得作用力,并使用较精确的流变模型计算拖动系数,可以较准确地计算滚子轴承的动态特性。

(2) 滚子轴承承受绕 Y 轴弯矩或 Z 轴弯矩时,滚子接触载荷强度峰值和 PV 值将变得较大,高速轻载时弯矩对轴承动态特性的影响非常显著,计算滚子轴承动态特性时应考虑弯矩的影响避免轴承局部疲劳或过热失效。

(3) 工况和结构参数对轴承的动态性能影响较大且大多呈非线性,转子-轴承耦合分析时必须考虑工况变化的影响,且可根据影响规律优化轴承结构参数以获取较好的动态性能。

参 考 文 献

- [1] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 4th ed. New York: John Wiley and Sons Inc, 2001.
- [2] Rumbarger J H. Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis[J]. Journal of Lubrication Technology, 1973, 10: 401-416.
- [3] Kleckner R J. High speed cylindrical rolling element bearing analysis "CYBEAN"-analytic formulation[J]. Trans of ASME, 1980, 102(6):380-390.
- [4] Gupta P K. Dynamic of rolling-element bearings part I: cylindrical roller bearing analysis[J]. Trans of ASME, 1979, 101(3):293-304.
- [5] Gupta P K. Dynamic loads and cage wear in high-speed rolling bearings[J]. Wear, 1991, 147(1): 119-134.
- [6] Sibley L B, Pirvics J. Computer analysis of rolling bearings[C]// Computer-Aided Design of Bearings and Seals, Proc ASME Annual Meeting. 1976:95-115.
- [7] Hadden G B, Kleckner R J, Ragen M A. Steady state and transient thermal analysis of a shaft bearing system including ball, cylindrical and tapered roller bearings [R]. NASA-CR-165365, 1982.
- [8] Stacke L E, Fritzon D. Dynamic behaviour of rolling bearings: simulations and experimentals[J]. Proc Instn Mech, Part J, 2001, 215(6): 499-507.
- [9] Aramaki H. Rolling bearing analysis program package "BRAIN"[J]. Motion and Control, 1997(3): 15-21.
- [10] 陈国定, 李建华, 张成铁. 考虑粗糙效应的航空高速滚子轴承动态模拟[J]. 航空动力学报, 1998, 13(3):327-329. Chen Guoding, Li Jianhua, Zhang Chengtie. Dynamic simulation of aviation high-speed roller bearings with surface roughness effect [J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(3):327-329. (in Chinese)
- [11] 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):B625-B632. Li Jinbiao, Wu Linfeng. Dynamic analysis of high-speed rolling bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1992, 13(12):B625-B632. (in Chinese)
- [12] 杨威启. 高速轻载圆柱滚子轴承分析[J]. 轴承, 1999, 10:3-6. Yang Xianqi. Analysis of roller bearing under high speed and light load[J]. Bearing, 1999, 10:3-6. (in Chinese)
- [13] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 圆柱滚子中介轴承拟静力学分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(6):1069-1074. Hu Xuan, Luo Guihuo, Gao Deping. Quasi-static analysis of cylindrical roller intershaft bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(6):1069-1074. (in Chinese)
- [14] 丁长安, 张雷, 周福章, 等. 线接触弹性接触变形的解析算法[J]. 摩擦学学报, 2001, 21(2):135-138. Ding Changan, Zhang Lei, Zhou Fuzhang, et al. Theoretical formula for calculation of line-contact elastic contact deformation[J]. Tribology, 2001, 21(2): 135-138. (in Chinese)
- [15] Wang Y S, Yang B Y, Wang L Q. Investigation into the traction coefficient in elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribotest, 2004, 11(2): 113-124.
- [16] Gupta P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984.

作者简介:

崔立(1981—) 男,博士研究生。主要研究方向:滚动轴承和转子动力学。

Tel: 0451-86402012

E-mail: mechcui@163.com

王黎钦(1964—) 男,教授,博士生导师。中国机械工程学会摩擦学分会理事,黑龙江省摩擦学专业委员会主任委员。主要研究方向:极苛刻工况摩擦学和高性能陶瓷轴承技术。

Tel: 0451-86402012

E-mail: lqwang@hit.edu.cn

(责任编辑:蔡斐,杨冬)