

高速滚子轴承运动特性的动态模拟

南京航空学院 李锦标* 吴林丰

【摘要】 在高速轻载的工况下, 滚子轴承的打滑蹭伤及由于滚子歪斜引起的滚子端面磨损已成为滚子轴承的主要失效原因。本文根据牛顿运动定律, 建立了滚子的动力学模型, 并对滚子轴承径向载荷分布和油膜拖动力的计算进行了详细讨论。利用本文所编制的软件, 对滚子和保持架的打滑以及滚子的歪斜运动进行了动态模拟, 得到与实际相符的结果, 可用为实际轴承设计。

关键词: 滚子轴承 动力学 模拟

1 前 言

航发主轴承采用的圆柱滚子轴承, 通常是在高 DN 值和轻载状态下工作的。在这种状态下, 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失效原因。这种特性在准动态分析中还难以实时描述和预测, 发展完全的动态模拟是极其重要的^[1]。国外进行了滚动轴承动力学计算机模拟的研究^[1~3], 并发展了诸如 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的动态特性^[4,5]。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。

2 数学模型

2. 1 基本假设

为便于分析和计算, 对滚子轴承各元件的运动如下假设:

(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 、滚子绕 z 轴的自转 ζ 、绕 η 轴的歪斜 η 和绕 ξ 轴的倾斜 ξ , 见图 1。

(2) 保持架, 三自由度, 即保持架质心在 xoy 平面内的移动和绕 z 轴的转动 θ 。

(3) 内套圈, 五自由度, 假定内套圈无轴向移动。

(4) 外套圈, 固定在轴承座内。

另外, 考虑到计算机容量和速度的限制, 本方法没有包括热分析。

2. 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如下运动方程。

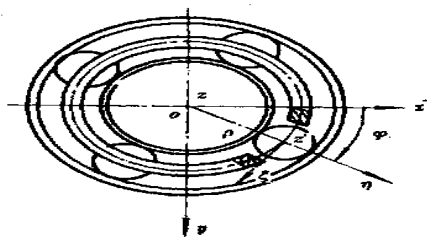


图 1 座标系

(1) 在牵连座标系 (ρ, φ, z) 中考虑滚子。

$$m(\ddot{\rho}_j - \rho_j \ddot{\varphi}) = F_{\rho}^{(j)}, \quad m\ddot{z}_j = F_z^{(j)}, \quad m(\rho_j \ddot{\varphi} + 2\dot{\rho}_j \dot{\varphi}) = F_{\varphi}^{(j)} \\ I\ddot{\xi}_j = G_z^{(j)}, \quad I_T\ddot{\eta}_j + I_T\ddot{\xi}_j\varphi = G_{\eta}^{(j)}, \quad I_T\ddot{\xi}_j - I_T\ddot{\eta}_j\varphi = G_{\xi}^{(j)} \quad (1)$$

式中, n_z 是滚子数目, m 是滚子质量, I 是滚子绕 z 轴的转动惯量, I_T 是滚子绕 η 和 ξ 轴的转动惯量, F_{ρ} 、 F_z 、 F_{φ} 、 G_{ρ} 、 G_{η} 、 G_{ξ} 分别为外加在滚子上的力和力矩。

考虑滚子运动特点, 可作如下合理的简化。由于滚子限制在内外滚道之间, 且由于大的离心效应而紧贴于外滚道上, 故其质心的径向移动速度 $\dot{\rho}$ 和加速度 $\ddot{\rho}$, 以及倾斜角速度 ξ 和角加速度 $\ddot{\xi}$ 相对其它变量来说较小, 认为可忽略, 同时忽略陀螺力矩对滚子倾斜的影响, 则动态方程:

$$m\rho_j \ddot{\varphi} = F_{\varphi}^{(j)}, \quad I\rho_j \ddot{\varphi} = G_{\rho}^{(j)}, \quad I_T\ddot{\eta}_j = G_{\eta}^{(j)}, \quad m\ddot{z}_j = F_z^{(j)} \quad (2)$$

$$\text{准动态方程: } F_{\rho}^{(j)} + m\rho_j \ddot{\varphi} = 0, \quad G_{\xi}^{(j)} = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, n_z) \quad (3)$$

(2) 保持架的运动方程

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

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} 为外加力和力矩。

上述共有 $6N_z + 3$ 个方程, 有 $6N_z + 3$ 个变量: $\{X\} = \{\varphi, \xi_j, \eta_j, z_j, \rho_j, \xi_j, x, y, \theta\}$ 其中 $\{\varphi, \eta_j, \xi_j, z_j, x, y, \theta\}$ 为动态变量, 需通过对运动方程 (2)、(4) 进行积分求解; ρ_j 和 ξ_j 是两个准动态变量, 通过内圈和滚子的平衡方程进行迭代求解。

3 载荷分布

图 2 为滚子轴承各元件间相互作用的力学模型。下面对几个主要载荷的计算进行讨论。

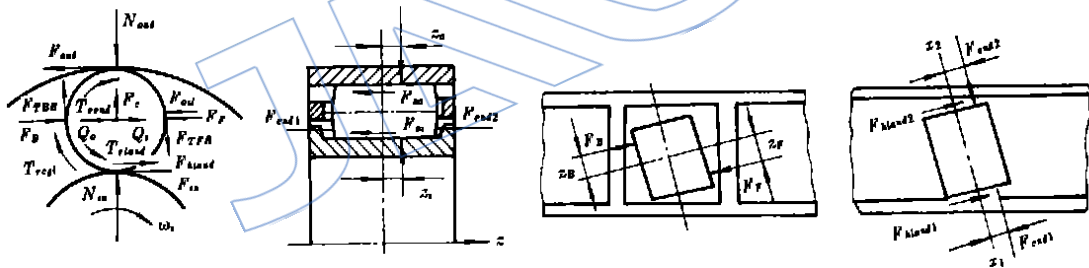


图 2 轴承受力分析

3.1 径向载荷的计算

设滚子与内、外滚道间为全膜弹流润滑, 考虑了内、外套圈存在倾角和滚子沿轴线的修形对载荷分布的影响, 采用分片计算法。

(1) 滚子相对于内、外滚道的径向位移。设内圈相对外圈的径向位移为 Δ (图 3a), 则任意角 φ 处的径向位移 $\Delta\varphi$ 为

$$\Delta\varphi = \Delta \cos\varphi \quad (5)$$

设该 $\Delta\varphi$ 分配到滚子相对于内外滚道间径向位移分别为 $\Delta\varphi_i$ 、 $\Delta\varphi_o$ 。

第 j 滚子、第 i 圆切片与内、外滚道间相对径向位移为

$$\Delta_{iji} = \Delta\varphi_i + C_{zii} - C_i = \Delta\varphi - \Delta\varphi_o + C_{zii} - C_i \\ \Delta_{ijo} = \Delta\varphi_o + C_{zio} - C_i \quad (6)$$

式中, C_{zii} 、 C_{zio} 是由于内圈相对外圈在角 φ 处具有倾角 β_{φ} (图 3b), 使滚子相对于外圈倾斜

β_i 角后, 第 i 圆切片相对内、外滚道产生附加径向位移; C_i 是第 i 圆切片上的修形量 (图 4), 计算见文献 [6]。

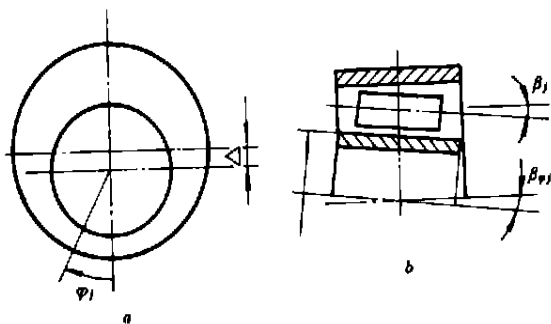


图3 内外圈相对位移

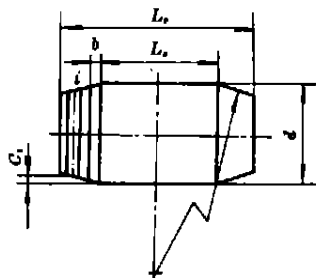


图4 滚子尺寸

(2) 滚子第 i 圆切片几何协调方程。令滚子圆切片与内、外滚道间接触弹性变形量为 δ_{ji} 、 δ_{jo} ; 膜厚为 h_{ji} 、 h_{jo} ; 轴承具有径向间隙 P_d , 则有

$$\delta_{ji} = \Delta_{iji} + h_{ji} - P_d/2, \quad \delta_{jo} = \Delta_{ijo} + h_{jo} - P_d/2 \quad (7)$$

式中膜厚计算采用文献 [7] 的计算模型。

(3) 变形与负荷的关系

$$\delta = 1.529 \times 10^{-10} \cdot Q^{0.9} / l_e^{0.8} \quad (8)$$

当用 δ_{ji} 或 δ_{jo} 代 δ , 用圆切片宽 b 代 l_e , 则可求出每片与内、外滚道之间的接触力 q_{ji} 和 q_{jo} , 沿整个滚子长度作和得滚子与内、外滚道的弹性接触力 N_{inj} 和 N_{outj} 。

(4) 载荷平衡方程。内圈平衡方程 (图 5) 和滚子径向力和倾斜力矩的平衡方程分别为:

$$\sum_{j=1}^{NZ} (N_{inj} \cdot \cos \varphi_j) = F_r \quad (9)$$

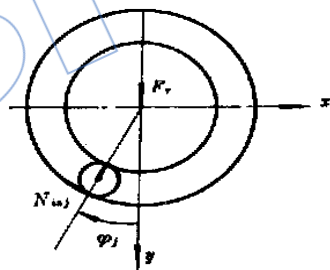


图5 内圈平衡

$$F_{\beta j} = N_{inj} - N_{outj} + m \rho \ddot{\varphi} = 0, \quad G_{\xi j} = N_{inj} \cdot Z_{ij} - N_{outj} \cdot Z_{oj} = 0 \quad (10)$$

式中, F_r 为径向外力, Z_{ij} 、 Z_{oj} 分别是 N_{inj} 和 N_{outj} 与滚子中剖面之间的距离, 见图 2。

求解上述 (5) 和 (6) 方程, 可得 Δ 、 $\Delta \varphi_o$ 、 $C_{z\bar{u}}$ 和 C_{zio} , 再通过 (7) ~ (10) 可计算出各滚子与内、外滚道间的弹性接触力 N_{in} 、 N_{out} 。

3.2 油膜拖动力的计算

高速滚子轴承弹性流体动力润滑的拖动力包括: 主要产生于接触入口区的滚动摩擦力 T_R 和主要产生在赫兹接触区的滑动摩擦力 T_s 。本文中 T_R 采用了 Goksem P. G. 等人的计算模型^[7], T_s 采用了 McCool J. I. 等人的计算模型^[18]。

3.3 其它载荷的计算

滚子与保持架前后梁之间考虑流体动力润滑和弹性碰撞。前者采用文献 [2] 提供的拟合公式; 后者采用赫兹公式; 变形量由滚子与保持架前后梁的相对位置来确定。滚子端面与内、外圈引导挡边之间的作用力考虑流体动力润滑和弹性碰撞, 润滑模型采用有限元法求解^[9]; 弹

性碰撞的解法同前。保持架内表面与引导面之间考虑流体动力润滑，采用无限短轴承模型求解。式 (2) ~ (4) 中各力的表达式见文献 [10]。

4 运动特性的动态模拟

对微分方程 (2) 和 (4) 进行数值积分，可得各运动量随时间变化，从而实现动态模拟。在求解微分方程时，需解决三个问题：(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，而有些变量，如滚子歪斜运动其变化频率很快，故对积分步长很敏感。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—校正方法^[1]。计算表明这种方法是可行的。积分步长的选取直接影响到机时和精度，本文根据轴承各元件运动变化规律，对不同变量采用不同步长积分，较好地解决了这个问题。初值的选取将影响收敛速度，本文采用文献 [5] 提供的准动态解作为初值，收敛很快。

用所编制的计算程序，对某发动机主轴的向心滚子轴承进行了计算。下面主要对轴承的打滑和滚子歪斜运动进行讨论。

轴承主要参数如下：滚子个数 28；滚子直径 0.01265m；滚子有效长度 0.01304m；滚子平直段长 0.0084m；滚子修形半径 0.628m；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-7808G。

4. 1 滚子打滑 S_r

$$S_r = (\omega_r - \omega) / \omega_r \quad (11)$$

式中， ω_r 、 ω 分别为滚子理论、实际自转角速度。由图 6 可见，准动态解和动态解非常接近，所以在某一状态下用准动态解作动态解初值可很快满足收敛要求。在承载区，由于滚子与内滚道的拖动力增加得比与外滚道的

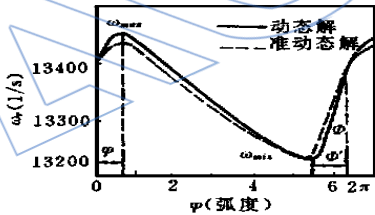


图 6 滚子的转角速度变化曲线

拖动力 (阻力) 快，故滚子自转角速度增加很快，其最大角速度发生在承载区出口处 $\varphi = 40.1^\circ$ ； $\omega_{\max} = 13451 \text{ 1/s}$ 。在非承载区，内滚道对滚子拖动力接近于零，而外滚道对滚子拖动阻力变化不大，这是由于滚子高离心力之故，所以滚子自转角速度下降。滚子最小角速度 $\omega_{\min} = 13231 \text{ 1/s}$ ，且发生在承载区入口处 $\varphi = 56.3^\circ$ 。所以该例滚子最大打滑度为 12.5%，最小打滑度为 11.0%。

4. 2 保持架打滑 S_c

$$S_c = (\omega_r - \omega) / \omega_r \quad (12)$$

式中， ω_r 为保持架理论角速度； ω 为保持架实际角速度。

准动态解通常假定保持架转速为一常

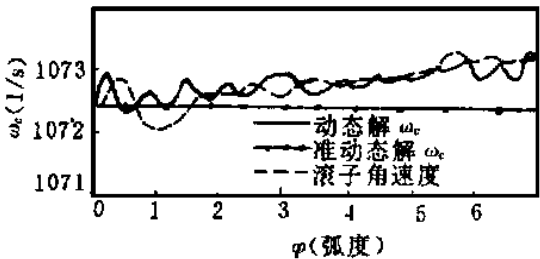


图 7 保持架角速度变化曲线

数, 而动态解则无需此假定。由图 7 可知, 保持架角速度变化很小, 波动幅度在 1.01 1/s 左右。动态解和准动态解在数值上是很接近的。保持架理论角速度为 1218.2 1/s , 实际角速度为 1072.5 1/s 左右, 打滑度为 12.0% , 此值介于滚子最大和最小打滑度之间。图 7 还给出了滚子公转角速度变化曲线, 它与保持架角速度很接近, 这是由于滚子和保持兜孔之间切向间隙很小的缘故。

4. 3 滚子歪斜

在不考虑滚子本身具有不平衡质量引起滚子歪斜下, 滚子歪斜角变化曲线见图 8。如图所示, 在承载区, 由于滚子与内、外滚道间存在较大的倾斜角, 使油膜拖动力沿滚子轴向分布不均, 产生较大的歪斜力矩, 因此滚子歪斜角较大; 在非承载区, 由于滚子离心力使滚子紧贴外滚道, 因此外滚道的油膜拖动力分布均匀, 而内滚道与滚子间接触力非常小, 因此即使产生沿轴向油膜力分布不均, 产生的歪斜力矩及歪斜角均很小, 但由于还存在滚子与保持架兜孔间以及滚子与引导挡边之间的接触力变化, 仍使滚子歪斜角在零附近振荡。由于图可知, 滚子歪斜角摆动频率约为滚子公转频率的 10 倍左右。

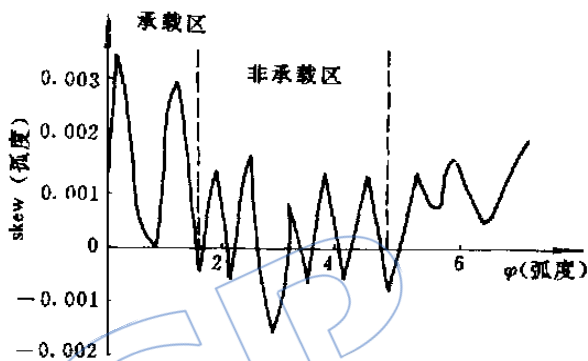


图 8 滚子歪斜角变化曲线

5 结 论

本文阐述了滚子轴承动态模拟方法, 并编制了相应软件, 除可计算各元件间的载荷分布、油膜厚度和疲劳寿命外, 还能对滚子轴承的主要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有效工具, 实际表明, 所编程序可行, 计算结果可信。

参 考 文 献

- Gupta P K. Advanced Dynamics of Rolling Elements. Springer-Verlag New York Inc. 1984
- Conry T F. Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings. NASA-CR-3334, 1981
- Kleckner R J, Pirvics J. High Speed Cylindrical Roller Bearing Analysis. "CYBEAN", NASA-CR-159460, 1978
- 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
- 吴林丰, 方宁. 高速滚子轴承的动力学分析. 第六届中国航空学会动力传输专业学术会议论文集, 西安: 西北工业大学, 1990: 1-9
- Liu J Y. The Effect of Misalignment on the Life of High Speed Cylindrical Roller Bearings. Journal of Lub. Tech. Trans. ASME, 1971, 93 (1): 60-68
- Goksem P G, et al. The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact. Trans. of ASME, Journal of Lub. Tech., 1978, 100 (3): 346-358
- Mc Cool J I, et al. Influence of EHL on the Life and Operation of Turbine Engine Ball Bearings. AD-A020500, Distributed by NTIS, 1975, 63-69
- 李锦标. 滚子轴承挡边—滚子端面润滑分析. 第六届中国航空学会动力传输专业学术会议论文集, 西安: 西北工业大学, 1990: 10-19
- 李锦标, 吴林丰. 高速滚子轴承动力学分析. 全国第一次摩擦学设计学术会议论文集, 沈阳: 东北工学院, 1990
- 刘德贵等编. FORTRAN 算法汇编. 第一分册, 国防工业出版社: 425-428

(责任编辑 王震华)

EFFECT OF STEADY- STATE CIRCUMFERENTIAL PRESSURE AND TEMPERATURE DISTORTIONS ON COMPRESSOR STABILITY

Lian Xiaochun and Chen Fuqun

(*Northwestern Polytechnical University*)

Wang Li'an (*Flight Test Research Institute*)

ABSTRACT

A model for predicting the effect of inlet steady-state circumferential total pressure distortion on compressor stability presented in reference [1] has been improved by considering the variation in compressor efficiency due to the distortion. The improved model is applicable to case of the inlet steady-state circumferential total temperature distortion. Based on this model, a method has been developed for estimating the effects of combined pressure and temperature distortions on the compressor stability. A numerical analysis was conducted for a two-spool turbojet engine with the pressure and temperature distortions as well as the combined distortions. The results show that the variation in compressor efficiency due to distortion cannot be negligible for large amplitude pressure distortion. For the combined distortions, the pressure and temperature distortion orientations play a certain role in the compressor stall. The maximum loss in the compressor stall margin occurs at superimposed (180° overlap) combined distortion. Conversely, the effect is minimum for the opposite combined distortion.

CONTROL OF SEPARATION BY DYNAMIC AIR JETS

Ren Guopin and Zhang Shiyang

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

Results about the effects on separation of an aerofoil at high angle of attack by air jets producing streamwise vortex of alternating circulation and spanwise vortex fluctuating up and down above the surface are given. Combined effects of the above two kinds of jets are also investigated. The actions of the mentioned jets both cause the retardation of separation and earlier reattachment. The suitable design and arrangement of the jets gain reduction of 76% separation bubble length.

DYNAMIC SIMULATION OF HIGH- SPEED ROLLER BEARINGS

Li Jinbiao and Wu Linfeng

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

The general fatigue theory of rolling bearings is unable to predict the failure due to skidding and skewing of rolling elements, which often occur in high-speed roller bearings. According to the hydrodynamic lubrication and EHL theory, a model of interaction among rolling elements is established. The dynamic model of roller bearings is also established according to the second Newton law. By means of the program provided in the 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.

EXPERIMENTAL STUDY ON TURBULENT TWO-PHASE FLOW IN A DUAL-INLET SIDE DUMP COMBUSTOR

Liao Changming, Shen Xiong, Zhou Lixing

(Tsinghua University)

ABSTRACT

The measurements of turbulent gas-particle two-phase flows in two types of side dump combustors have been made. One of the combustors is of blade-inlet type, the other is of central-tube tangential-inlet type. Experimental investigations have been carried out by using a TSI 2-dimensional LDV system. The time-averaged and RMS fluctuation velocity of gas and particle phases in axial and tangential directions have been measured. It can be seen that strong recirculating flows of two phases exist in the head zone of both combustors, and swirling flows of two phases exist in the tangential-inlet combustor; the time-averaged velocity slip between two phases and the fluctuation velocity of two phases are sufficiently high. These flow characteristics can be favorable to ignition, flame stabilization and combustion intensification.

ACOUSTIC EXPERIMENTS OF TWO SCALED-MODEL PROPELLERS ON THE GROUND

Li Xiaodong, Sun Xiaofeng, Hu Zong'an, Zhou Sheng

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT

Propeller acoustic experiments have been completed on the ground. The experimental results show that the aerodynamic and acoustic performances of 4 blades ARA-D propeller are better than that of the 3 blades NACA64 propeller. The sound field of propellers has directional properties, and it is dominated by discrete tones, especially the $1 \sim 5 \times \text{BPG}$ tones. So, increase of the blade number and application of the advanced aerofoil will be very effective to improve aerodynamic and acoustic performances of the propeller. The best way for propeller noise reduction and aircraft fuselage noise suppression is a try to reduce the propeller discrete tones, especially the $1 \sim 5 \times \text{BPF}$ tones.

OPTIMAL DESIGN METHOD FOR CHANNEL SIZE OF THRUST CHAMBER COOLING PASSAGE

Chen Jie *(National University of Defence Technology)*

ABSTRACT

High combustion chamber pressure engine scheme is to be used in new generation of liquid rocket engine with propellant LOX/hydrocarbon. For this kind of engine thrust chamber cooling is one of key technical problems. An optimal design method for geometric size of regenerative cooling channel is provided. The minimum of cooling pressure loss has been taken as an optimal objective. The results of a typical calculation show that the cooling pressure loss may be decreased 50% by using the optimal method.