

文章编号: 1000-8055(2007)11-1971-06

高速球轴承打滑的临界负荷研究

崔立, 王黎钦, 郑德志, 古乐
(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001)

摘要: 对高速球轴承滚动体受力分析, 得出其打滑机理. 建立轴承零件相互位置关系模型确定了各零件的理论转速. 用拟静力学和拟动力学结合的方法计算承受联合负荷球轴承的临界轴向负荷. 以 276927NK1W1(H) 航空轴承为算例, 研究了承受不同载荷的临界负荷. 结果表明径向载荷对临界负荷值的影响较大; 当保持架转速明显趋于平稳且承载滚动体不发生打滑时, 得到承受联合负荷轴承的临界负荷. 用 Gupta 的典型算例和 Poplowski 的试验结果对该方法的可靠性进行了验证.

关键词: 航空、航天推进系统; 高速球轴承; 联合负荷; 打滑; 临界轴向负荷

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

Study on critical load of skidding in high speed ball bearing

CUI Li, WANG Li-qin, ZHENG De-zhi, GU Le

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

Abstract: The skidding principle for high-speed ball bearing was obtained from the stress analysis of rolling body. The theoretical rotary speed of various components was determined through interaction modeling of bearing elements. And, the critical load of combined loaded bearing was calculated by combining quasi-static and quasi-dynamic analysis methods. Take 276927NK1W1(H) bearing, for example, the critical load under different loads was studied. The results show that, radial load has greater influence on critical load; the critical load of combined loaded bearing can be obtained when rotary speed of cage becomes steady obviously and no skidding occurs on the surface of loaded rolling elements. Finally, the reliability of this method was verified by the computation example of Gupta and test result of Poplowski.

Key words: aerospace propulsion system; high speed ball bearing; combined load; skidding; critical axial load

航空发动机主轴用高速球轴承打滑会引起发动机故障^[1], 较有效的解决办法是对轴承施加轴向预负荷, 对于给定的工况条件存在临界轴向负荷, 当轴向负荷大于临界负荷时, 轴承打滑就得到有效抑制^[2]. Harris^[3] 使用牛顿流体模型求解轴承运动学参数得出了仅受轴向载荷轴承打滑的临界轴向负荷, 但牛顿流体模型对高速轴承运动学

的求解精度不高, Boness^[2] 使用较精确的弹流模型得到了受轴向载荷轴承的临界负荷经验公式, 但只能用于工程估算. 随后滚动轴承动力学得到了广泛的研究^[4-6], 动力学模型可以准确计算轴承零件的运动状态, 但计算复杂工程中不实用, 拟动力学方法计算较为简便且对轴承打滑的预测和动力学方法的预测结果较为接近^[7], 罗祝三等^[8] 使

收稿日期: 2006-10-27; 修订日期: 2006-12-25

基金项目: 国家自然科学基金(50575054)

作者简介: 崔立(1981-), 男, 河南驻马店人, 博士生, 主要从事轴承和转子动力学的研究.

联系人: 王黎钦, 教授, 博士生导师, 博士, lqwang@hit.edu.cn

用拟动力学法计算得出仅受轴向载荷的球轴承的临界负荷. 航空发动机主轴角接触球轴承主要承受轴向载荷,但在转子系统的振动、偏心质量等作用下轴承会承受径向载荷. 蒋兴奇等^[9]计算载荷分布得到承受联合载荷轴承的最小轴向负荷, Neng Tung Liao 等^[10]分析了轴承打滑的影响因素并提出承受联合负荷的轴承防止打滑应该增大轴承的轴向变形. 目前面临的问题是国内计算临界负荷的拟动力学方法存在考虑自由度较少、轴承不能承受联合载荷、计算时间长等限制,缺少通用的临界负荷计算程序. 本文针对承受联合载荷和只受轴向载荷的球轴承,建立较精确的计算模型,开发简便实用的分析工具,对承受不同载荷轴承的临界负荷进行讨论,为防止高速球轴承打滑提供有力的工具.

1 轴承打滑分析与临界轴向负荷计算

1.1 打滑分析

考虑高速球轴承中滚动体所受的接触力、流体拖动力、摩擦力、保持架对滚动体作用的法向力、惯性力和力矩等,建立图 1 所示滚动体的受力分析图,其中 X 方向沿轴承轴线方向, Z 轴与 X 轴垂直并指向轴承外部,按右手法则自然确定的 Y 轴与滚动体滚动方向重合. 图中, Q_1 、 Q_2 是套圈和滚动体的接触力, T_1 、 T_2 是滚动体受到的沿接触椭圆长轴的拖动力, f_{1b} 、 f_{2b} 是沿接触椭圆短轴的摩擦力, F_c 、 f_c 保持架对滚动体作用的法向力和摩擦力. F_z 是离心力, F_d 是流体阻力, M_x 、 M_y 、 M_z 是惯性力矩.

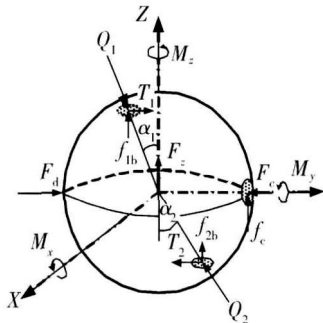


图 1 滚动体的力和力矩

Fig. 1 Forces and moments acting on a ball

依据图 1 得到平衡方程如下:

$$F_c - F_d + T_2 - T_1 = 0 \tag{1}$$

$$Q_1 5D_w T_1 \sin \alpha + Q_2 5D_w T_2 \sin \alpha = M_z \tag{2}$$

式中 D_w 是球径,再由拖动力求解方程

$$T_1 = \mu_1 Q_1, T_2 = \mu_2 Q_2 \tag{3}$$

式中 μ_1 、 μ_2 是拖动系数,联立求解可得

$$\mu_1 = \frac{2M_z + D_w(F_c + F_d)\sin \alpha}{Q_1(D_w \sin \alpha + D_w \sin \alpha)} \tag{4}$$

$$\mu_2 = \frac{2M_z - D_w(F_c + F_d)\sin \alpha}{Q_2(D_w \sin \alpha + D_w \sin \alpha)} \tag{5}$$

当滚动体方程(1)、(2)满足平衡关系时,拖动系数需满足(4)、(5)两式. 计算不同轴向载荷时滚动体和内圈的接触力、滚动体和外圈的接触角如表 1 所示. 轴向载荷较小时,可以看出滚动体和内圈的接触力、滚动体和外圈的接触角变得很小,从(4)、(5)两式可推知 μ_1 、 μ_2 的值均较大且 μ_2 的值很大. 工况一定时只能增大滚动体的滑滚比来增大拖动系数,而拖动系数随滑滚比增大先增大后减小,所以当滑滚比增大使拖动系数达到最大值仍不能满足(4)、(5)两式时,滚动体平衡方程被打破,滚动体发生打滑,且打滑最先发生在滚动体和内圈的接触点处. 存在一个临界轴向负荷,当轴向载荷等于该值时,拖动系数达到最大值刚好能够满足滚动体平衡方程.

表 1 轴向载荷对接触力和接触角的影响

Table 1 Axial load impact on contact force and angle

轴向载荷/N	300	1 000	5 000	10 000
滚动体和内圈接触力/N	48	97	508	1 045
滚动体和外圈接触角/(°)	3.7	4.8	12	17

承受联合载荷作用的高速球轴承,轴向载荷较小时存在承载区和非承载区,非承载区的滚动体靠保持架推动,滚动体打滑较严重且造成保持架滑动较大,承载区内受载较小的滚动体也发生打滑. 只承受轴向载荷的高速球轴承,各滚动体的受力和运动状态完全相同,轴向载荷较小时滚动体的拖动力较小引起打滑.

轴承是否发生打滑用保持架滑动是否过大、承载滚动体是否打滑来衡量. 对于仅受轴向载荷的球轴承,滚动体公转转速和保持架转数相同,保持架的滑动即代表了滚动体的打滑,判断打滑可用保持架的滑动或滚动体的打滑率. 为了精确计算联合受载时轴承零件不打滑的理论转数,建立图 2 所示轴承零件的位置关系.

图中虚线是轴承零件移动后的位置, D_m 是轴承中径, Z_b 、 Z_2 是滚动体、内圈沿 Z 轴的位移, D_i 、 D_o 是移动后滚动体和内、外圈接触点的滚动直径. 假设内圈转速为 ω_i , 外圈静止, 第 i 个滚动

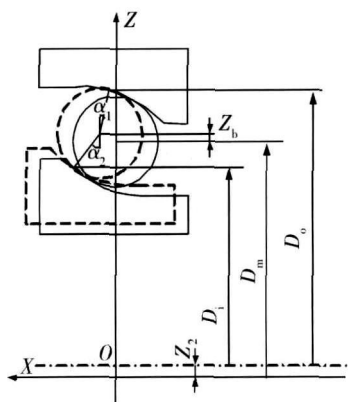


图2 联合负荷作用下轴承零件的位置
Fig. 2 Position of bearing elements
under combined load

体的公转和自转速度为 ω_{ai} 、 ω_{bi} , 滚动体和套圈接触点不存在滑动. 建立运动学方程组

$$(\omega - \omega_{bi})(0.5D_m + Z_{bi} - Z_2 - 0.5D_w \cos \alpha_i) = 0.5D_w \omega_{bi} \quad (6)$$

$$\omega_{bi}(0.5D_m + Z_{bi} - Z_2 + 0.5D_w \cos \alpha_i) = 0.5D_w \omega_b \quad (7)$$

由(6)、(7)两式计算得到第 i 个滚动体公转速度的理论值为

$$\omega_{bi} = \frac{\omega(0.5D_m + Z_{bi} - Z_2 - 0.5D_w \cos \alpha_i)}{D_m + 2Z_{bi} - 2Z_2 + 0.5D_w(\cos \alpha_i - \cos \alpha_o)} \quad (8)$$

假设保持架转速为各滚动体公转速度的平均值, 得到保持架转速的理论值为

$$\omega_b = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{\omega(0.5D_m + Z_{bi} - Z_2 - 0.5D_w \cos \alpha_i)}{D_m + 2Z_{bi} - 2Z_2 + 0.5D_w(\cos \alpha_i - \cos \alpha_o)} \quad (9)$$

得到理论转速后, 可按下式计算滚动体打滑率和保持架的滑动率

$$\Delta \omega_{bi} \% = \frac{\omega_{bi} - \omega_{bi}'}{\omega_{bi}'} \times 100\% \quad (10)$$

$$\Delta \omega_b \% = \frac{\omega_b - \omega_b'}{\omega_b'} \times 100\% \quad (11)$$

式中, ω_{bi}' 、 ω_b' 是滚动体、保持架实际转速.

1.2 轴承打滑的临界轴向负荷计算

1.2.1 承受联合载荷轴承的临界负荷

轴向载荷较小时存在承载区和非承载区, 假设非承载区滚动体受力状态和运动规律都相同, 非承载区可以只需取一个滚动体计算. 所以要先计算载荷分布, 将承载区和非承载区的滚动体分为两组计算轴承运动学参数. 拟静力学方法能够较准确的计算滚动轴承的载荷分布且计算简便, 但不能准确预测滚动体的运动状态. 拟动力学计

算比较复杂但可以较准确计算轴承运动状态. 本文结合使用拟静力学和拟动力学方法的优点确定承受联合负荷球轴承的临界负荷.

拟静力学模型根据 Jones 的理论建立. 为得到精度较高的运动学解, 本文的拟动力学模型在前人基础上进行了以下改进: 考虑轴承零件多个自由度以真实反映实际运转情况, 其中考虑滚动体和内圈 6 个自由度、保持架绕轴线转动且质心可以三维平动; 假设滚动体转速不是定值而是方位角的函数, 考虑了转速变化引起的惯性力和力矩; 采用较精确且简便的弹流模型计算拖动力. 拟动力学模型的建立和求解过程为:

(1) 由轴承零件的相互位置关系求出各零件的接触变形或最小间隙, 再由赫兹理论、流体动力润滑、弹流理论计算出相互作用力, 其中弹流拖动力使用经过试验验证的润滑油拖动模型^[11]计算, 该模型建立在较精确的润滑油流变模型基础上^[12], 拖动系数公式为^[11]

$$\mu = (A + Bs)e^{-\alpha} + D \quad (12)$$

式中 s 为滑滚比, 由运动学分析计算得到, 系数 A 、 B 、 C 、 D 按文献[10]中公式计算.

(2) 分别对滚动体、保持架和内圈受力分析并建立动力学方程组, 使用四阶中心差分公式计算转速的微分, 将微分方程组转化为非线性方程组.

(3) 结合使用牛顿拉夫逊法和最速下降法求解非线性方程组.

方程组收敛后即可得到各轴承零件的变形和运动学参数. 图 3 给出了临界负荷的求解流程.

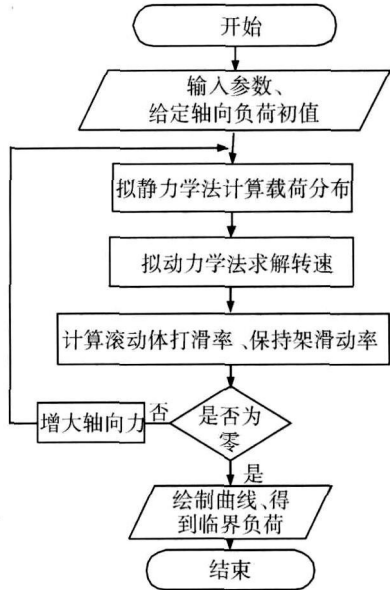


图3 临界负荷求解流程图
Fig. 3 Calculate flow chart of critical load

对于工况确定的轴承, 给定初始轴向负荷, 拟静力学方法计算轴承载荷分布并将滚动体分为承载区和非承载区, 拟动力学方法求解运动学参数, 由式(8)、(9) 计算理论转速, 计算承载滚动体的打滑率和保持架的滑动率, 两者都为零时满足收敛条件, 根据中间计算结果绘制保持架、滚动体转速随轴向载荷变化的曲线, 从曲线变化趋势可直接得到临界负荷值.

1.2.2 仅受轴向载荷轴承的临界负荷

仅受轴向载荷的轴承稳态下各滚动体受力状态和运动规律相同, 可以只对一个滚动体计算. 使用拟动力学法计算, 并计算滚动体打滑率和保持架滑动率, 两者都为零时的轴向负荷即为轴向临界负荷.

2 临界负荷计算与讨论

基于以上计算方法, 使用 MATLAB 开发了计算临界负荷的程序. 以 276927 NK1W1(H) 航空轴承为算例研究了承受不同载荷轴承的临界负荷. 轴承参数为: 球数 20, 球径 22.225 mm, 节圆直径 167.44 mm, 接触角 22°, 沟曲率半径系数 0.515, 0.52, 各轴承零件的弹性模量均为 2.0408×10^{11} Pa, 泊松比均为 0.3, 工作转速为 10 000 r/min. 使用 HKD-1 型航空润滑油.

使用拟动力学方法求解只受轴向载荷轴承的临界负荷, 得到结果为 900 N. 图 4 给出计算过程中得到的保持架转速、滚动体打滑率随轴向载荷的变化关系.

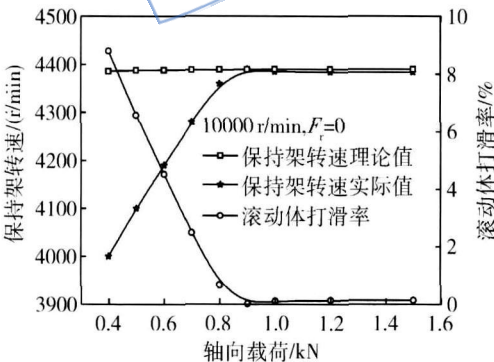


图 4 轴向载荷对承受轴向负荷轴承打滑影响
Fig.4 Axial load impact on skidding of axial loaded bearing

可以看出当轴向载荷为 900 N 时, 滚动体打滑率降低到了最低, 接近于 0; 保持架转速也与不滑动时的理论值基本一致. 轴向载荷低于 900 N 时, 随着轴向载荷减小, 滚动体的打滑率增大、保

持架转速与理论转速差值增大; 轴向载荷大于 900 N 时, 保持架转速和滚动体转速都趋于稳定. 所以在这种工况下, 轴承的临界负荷为 900 N.

使用拟静力学和拟动力学结合的方法求解承受联合载荷球轴承临界轴向负荷. 图 5 为径向负荷为 1 000 N 时保持架转速随轴向载荷变化关系.

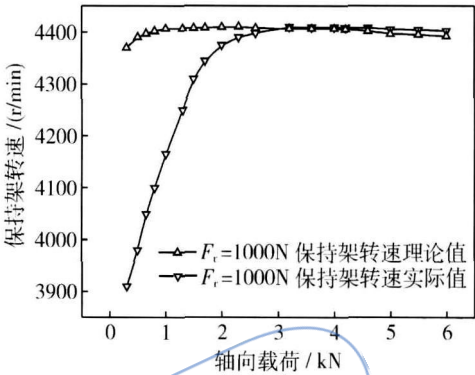


图 5 轴向载荷对保持架转速的影响
Fig.5 Axial load impact on rotary speed of cage

轴向负荷为 2 600 N 时保持架滑动接近于零, 此时滚动体全部承载, 所有滚动体打滑率都接近零. 而轴向载荷为 1 500 N 时保持架转速已经明显趋于平稳且滑动率为 2.2%, 在允许范围之内. 图 6 表明轴向载荷 1 500 N、径向载荷 1 000 N 时, 承载区滚动体打滑率几乎为零, 保持架滑动是由非承载区滚动体打滑引起. 所以轴向负荷为 1 500 N 时即可满足轴承不发生打滑的条件, 且此后随着轴向载荷的增加保持架转速增长很小, 对减小打滑意义已经不大, 且轴向预负荷太大会增大摩擦力矩、增加轴承发热量、降低轴承寿命. 所以当径向负荷为 1 000 N 时, 临界轴向负荷应为 1 500 N.

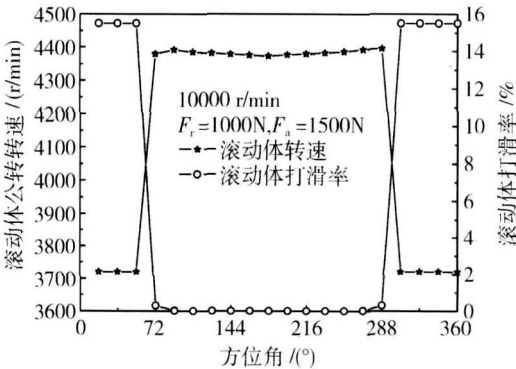


图 6 滚动体转速和打滑度分布
Fig.6 Distribution of rolling elements rotary speed and skidding

径向负荷较小时, 较小的轴向负荷就可以使滚动体全部承载, 径向负荷为 100 N 时, 计算得到当轴向负荷为 210 N 时可使全部滚动体承载, 但图 7 表明保持架仍存在较大滑动, 这是因为部分滚动体受载很小仍存在较大打滑。

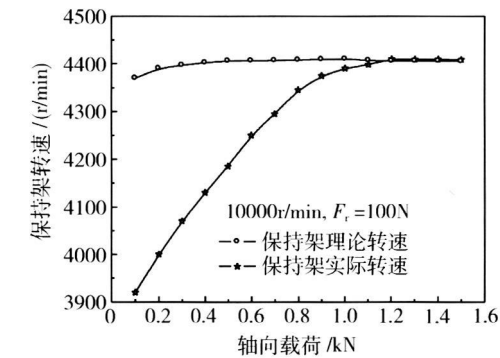


图 7 轴向载荷对保持架转速的影响

Fig.7 Axial load impact on rotary speed of cage

当轴向载荷为 1 200 N 时保持架转速和理论转速基本一致, 保持架滑动和滚动体打滑都基本为零, 即临界负荷为 1 200 N, 如果不考虑径向负荷的影响施加轴向预负荷时仍然按仅受轴向载荷得到的临界负荷 900 N, 虽然保持架转速和理论转速较为接近, 保持架滑动率仅为 0.45%, 但滚动体已全部承载, 保持架的滑动是由滚动体打滑引起, 所以部分承载滚动体仍存在打滑现象。图 8 表明轴向负荷为 900 N、径向负荷 100 N 时有 3 个滚动体存在打滑现象, 这将引起轴承局部发热过大, 所以必须考虑径向负荷的影响。径向负荷的存在引起临界负荷增大, 这是因为径向负荷的存在改变了载荷分布, 承载区滚动体都不打滑所需的轴向载荷增大。

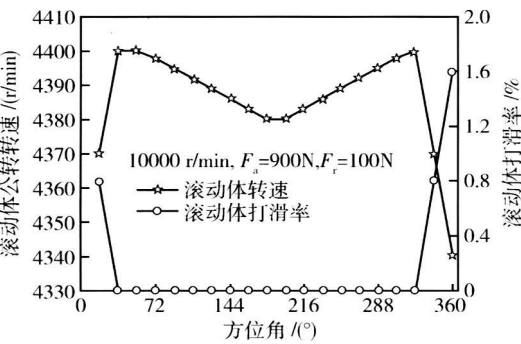


图 8 滚动体转速和打滑度分布

Fig.8 Distribution of rolling elements rotary speed and skidding

由以上分析可知, 当轴承承受联合负荷作用时, 为防止轴承打滑, 必须同时满足保持架滑动较

小、承载区滚动体不发生打滑。对比承受不同载荷轴承的临界负荷发现径向负荷对临界轴向负荷的影响较大。

3 可靠性验证

采用 Gupta 动力学典型算例^[11]验证承受联合载荷轴承零件转速计算的可靠性, 轴承参数为: 球数 6, 球径 8 mm, 节圆直径 31 mm, 接触角为 24°, 沟曲率系数为 0.52、0.56, 各零件弹性模量为 $1.999\,48 \times 10^{11}$ Pa, 泊松比为 0.25。轴向负荷 2 000 N, 径向负荷 400 N, 工作转速为 12 000 r/min。使用本文程序计算, 与 Gupta 的 ADORE 程序计算结果对比如表 2 所示。

表 2 计算结果比较

Table 2 Compare of the computation results		
计算参数	ADORE 结果	本文结果
保持架角速度/(r/min)	47 060	47 425
滚动体公转角速度/(r/min)	47 210	47 538
滚动体和内圈旋滚比	0.344 7	0.361 6
滚动体和内圈滑动速度/(m/s)	-0.052 1	-0.053 8

对比计算结果可得出本程序对轴承运动学参数计算精度较高, 证明了本文方法的可行性和程序的可靠性。

采用 Poplowski 等人^[3]的试验结果验证本文对仅受轴向载荷轴承的临界负荷计算的可靠性。轴承参数为: 内径 35 mm, 外径 62 mm, 球径 8 mm, 球数 15, 接触角 22°, 沟曲率系数为 0.514, 0.524, 转速 35 000 r/min, 轴承仅受轴向载荷。使用本文拟动力学方法计算得到临界轴向负荷为 1 300 N, 计算过程中得到保持架转速与内圈转速之比, 和试验结果对比如图 9 所示。

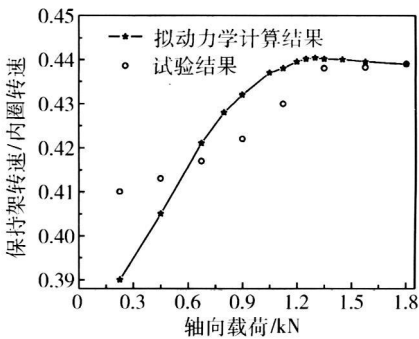


图 9 程序计算结果和试验对比

Fig.9 Contrast of program result and test result

可以看出拟动力学方法计算结果和试验结果较为接近,对临界轴向负荷的确定较为准确.

4 结 论

本文分析了高速球轴承的打滑机理,推导了滚动体和保持架理论转速的精确计算公式,提出了承受联合负荷和仅受轴向载荷轴承的临界轴向负荷的求解方法,分析了承受不同载荷轴承的临界负荷,使用 Poplow ski 等人的试验结果验证了本文方法的可靠性,得出适用于高速球轴承的以下结论:

(1) 结合拟静力学和拟动力学计算承受联合负荷轴承的临界负荷较为有效;仅受轴向载荷的轴承可以使用拟动力学法迭代计算临界负荷.

(2) 承受联合负荷作用的球轴承,当承载滚动体不打滑且保持架转速明显趋于平稳时对应的轴向负荷为临界轴向负荷.仅受轴向负荷作用的球轴承,滚动体打滑率为零时对应的轴向负荷即为临界轴向负荷.

(3) 径向负荷的存在会增大临界轴向负荷值且对其影响较大,承受联合负荷作用的轴承施加轴向预负荷时必须要考虑径向负荷的影响.

参考文献:

[1] Tauqir A. Causes of fatigue failure in the main bearing of an aeror engine[J]. Engineering Failure Analysis, 2000, 7: 127-143.

[2] Boness R. J. Load requirement for the prevention of skidding in high speed thrust loaded ball bearings[J]. Trans of ASME, Journal of Lubrication Technology, 1981, 103: 35-39.

[3] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 3rd ed. New York: John Wiley and Sons, Inc. 1990.

[4] Gupta P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer Verlag, 1984.

[5] Meeks C R. Ball bearing dynamic analysis using computer methods[J]. Trans of ASME, 1996, 118: 52-58.

[6] Cermelj P, Boltezar M. An indirect approach to investigating the dynamics of a structure containing ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 276: 401-417.

[7] 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.

[8] 罗祝三, 吴林丰, 孙心德. 轴向受载的高速球轴承的拟动力学分析[J]. 航空动力学报, 1996, 11(3): 257-260.

LU O Zhusan, WU Linfeng, SUN Xinde. Quasi-dynamic analysis of high speed thrust ball bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 11(3): 257-260.

[9] 蒋兴奇, 马家驹, 顾小兵. 主轴轴承最小预负荷的计算[J]. 轴承, 2001, 3: 1-4.

JIANG Xinqi, MA Jiaju, GU Xiaobing. Calculation of minimum preload of spindle bearing[J]. Bearing, 2001, 3: 1-4.

[10] Neng-Tung Liao, Jen-Fin lin. Ball bearing skidding under radial and axial loads[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37: 91-113.

[11] 王燕霜, 杨伯原, 王黎钦. 4106 航空润滑油拖动特性研究[J]. 摩擦学学报, 2004, 24(2): 156-159.

WANG Yanshuang, YANG Boyuan, WANG Liqin. Traction behavior of 4106 aviation lubricating oil[J]. Tribology, 2004, 24(2): 156-159.

[12] Wang Y S, Yang B Y, Wang L Q. Investigation into the traction coefficient in elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribotest, 2004, 12, 11(2): 113-124.