

文章编号: 1000-8055(2005)02-0240-05

高速陶瓷滚动轴承等效刚度分析与试验

唐云冰, 罗贵火, 章璟璇, 高德平
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 高速旋转机械, 尤其是微小型发动机广泛采用陶瓷滚动轴承。轴承支承刚度对高速转子——支承系统的动力特性有重要的影响。滑动轴承已有比较系统的动力特性数据库可供参考使用; 滚动轴承一般按经验公式估算其刚度特性或简化为定常的弹性元件, 但误差较大。本文分析了影响滚动轴承等效刚度的主要因素, 提出了滚动轴承等效刚度的计算方法, 并设计了试验装置, 对陶瓷轴承的等效刚度进行测试。理论分析和试验取得了比较一致的结果。

关键词: 航空、航天推进系统; 转子动力学; 等效刚度; 动力特性; 陶瓷轴承

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Theoretical Analysis and Experiment of the High Speed Ceramic Rolling Bearing Equivalent Stiffness

TANG Yun-bing, LUO Gui-huo, ZHANG Jing-xuan, GAO De-ping

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Ceramic bearings are widely used in the high speed machine, especially in the micro or small turbine engines. The bearing stiffness has a considerable influence on the dynamic characteristics of a rotor-bearing system. There were some databases of slide bearing dynamic characteristics. Rolling bearing stiffness is usually estimated empirically and it is simplified as a constant stiffness element. This method often causes large error. The primary factors that influence the rolling bearing equivalent stiffness were analyzed and a method for the calculation of rolling bearing equivalent stiffness was proposed. A test rig was designed for measuring the equivalent stiffness of ceramic bearings. The theoretical and experimental results agree well.

Key words: aerospace propulsion system; rotor dynamic; equivalent stiffness; dynamic characteristics; ceramic bearing

旋转机械正在向高速、高精度方向发展, 转子——支承系统中临界转速的预估、不平衡响应的计算和动态优化设计显得非常的重要, 其中在分析计算中最重要的因素之一是能否准确地给出轴承的动态参数——等效刚度和等效阻尼。等效刚度定义为: 实际工程中联接件或支承的刚度值随转速的变

化, 它是激振频率的函数。一般在转子动力学分析中, 滚动轴承的刚度值采用统计数据, 其范围为 $1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^9 \text{ N/m}$, 或采用某些经验公式作估算。由于未充分考虑滚动轴承在实际工作中的复杂性, 其数据往往与实际情况有较大的差距, 影响了转子系统动力特性分析的正确性和精确度^[1, 2]。因此, 正

收稿日期: 2004-03-22; 修订日期: 2004-07-15

基金项目: 国防基础科研基金资助项目(01B52008)

作者简介: 唐云冰(1979-), 男, 四川成都人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事转子动力学的研究

确地确定滚动轴承的动态参数, 显得特别的重要。本文以陶瓷滚动轴承为例, 从理论和试验 2 个方面研究了滚动轴承的等效刚度特性。

1 陶瓷轴承

高速滚动轴承运转中的主要问题是: 高速运转时, 滚动体产生很大的离心力和陀螺力矩, 增大了轴承负荷, 且相对于轴承圈套的滑动量增大, 导致轴承温升提高, 使用寿命下降, 刚度和精度降低。滚动体产生的离心力和陀螺力矩与其材料的密度成正比, 而用于制造陶瓷轴承的氮化硅(Si₃N₄)的密度只为轴承钢的 40%, 有利于用于高转速。同时陶瓷材料的弹性模量大, 热膨胀系数小, 是钢的 25%, 使陶瓷轴承刚度, 径向间隙稳定。这对于有预负荷的主轴来说是非常有利的, 即在高速运转中仍可保持主轴的高刚度^[3,4]。

氮化硅材料的陶瓷轴承, 特别是由陶瓷滚动体和钢套圈构成的组合陶瓷轴承, 具有良好的耐磨性、较高的运转精度和较长的工作寿命, 常常应用于高速的精密设备中。小型和微型发动机更是广泛地采用了高精度陶瓷轴承的支承结构^[5]。

2 滚动轴承等效刚度的理论分析

滚动轴承的等效刚度是通过滚动体与内外圈滚道间的接触和油膜综合作用的结果。在径向载

图 1 所示。

2.1 滚动轴承的接触刚度

滚动轴承在运转时, 将受不平衡力等外载荷的作用, 此外滚动体还将受到离心力和陀螺力矩的作用。其接触刚度定义为滚动轴承运转时, 同时考虑外载荷、滚动体离心力和陀螺力矩的影响, 轴承抵抗弹性变形的能力。由滚动轴承的负荷分布及相应的变形, 可得出如下关系式:

$$F_r = A Q_{0i}$$
 (1)

式中, F_r 为轴承运转时的外载荷; Q_{0i} 为滚动体的最大接触负荷; 系数 A 与轴承的集物理参数有关, 也与径向载荷和转速有关。

根据刚度的定义, 可以得出接触刚度的表达式为:

$$K_c = \frac{\partial F_r}{\partial \delta_0} = \frac{\partial F_r}{\partial Q_{0i}} \frac{\partial Q_{0i}}{\partial \delta_0} = A \frac{\partial Q_{0i}}{\partial \delta_0}$$
 (2)

$$\delta_0 = \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{0i}} \right)^t \right] Q_{0i}$$
 (3)

其中: δ_0 为滚动体中的最大接触变形; k_i 为内圈接触系数; k_e 为外圈接触系数; F_c 为滚动体的离心力, 与转速有关; t 为指数系数, 点接触轴承一般取 2/3, 线接触时一般取 0.9。

由式(2)和式(3)可得:

$$K_c = \frac{A Q_{0i}^{1-t}}{t \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{0i}} \right)^t \right]^{t-1}}$$
 (4)

由式(4)可知, 滚动轴承的接触刚度不仅与滚动轴承的几何参数、材料参数有关, 而且和径向载荷、转速有着密切的关系。不同的径向载荷, 滚动轴承有不同的载荷分布。因此, 滚动轴承的接触刚度是径向载荷的函数。径向载荷的大小和方向与转速有关, 所以滚动轴承的接触刚度是转速的函数。滚动轴承总的接触刚度可以认为是承载区内各个滚动体接触刚度的并联。

2.2 滚动轴承的油膜刚度

滚动轴承在润滑条件下运转, 一般会形成一层弹流润滑膜。应用弹流理论可以得出其油膜刚度。轴承在承载区内各滚动体处的最小油膜厚度均不相同, 因而轴承的油膜刚度需在确定各个滚动体处的油膜刚度之后, 利用力平衡条件得出。

滚动轴承的油膜刚度按下式定义:

$$K_{\eta} = - \frac{\partial Q_j}{\partial (h_{min})_j} \quad (j = 0, 1, \cdots, n)$$
 (5)

式中: Q_j 为作用于第 j 个滚动体的径向载荷; $(h_{min})_j$ 为第 j 个滚动体与内外滚道间形成的最小

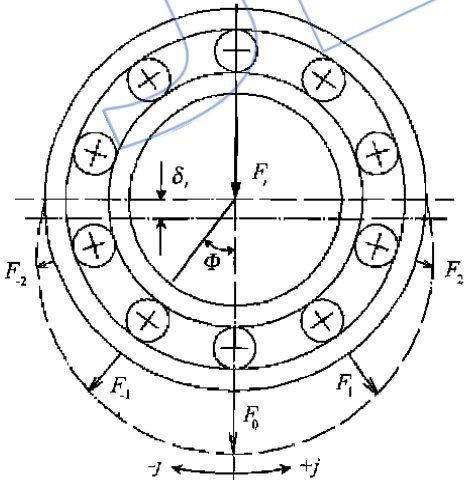


图1 径向负荷下轴承的变形

Fig. 1 The distortion of the bearing in radial load

荷 F_r 的作用下, 轴承内外圈的相对位移为 δ_0 。若将载荷作用线正下方的滚动体记为序号 0, 由该滚动体向左右两侧对称的其余滚动体编号为 1, 2, $\cdots$, n_0 。2 个相邻滚动体中心线所构成的圆心角记为 Φ , 如

油膜厚度之和。

由力平衡条件, 总油膜刚度为:

$$\left. \begin{aligned} K_{\eta} &= K_{\eta_0} + 2 \sum_{j=1}^n \delta K_{\eta} \cos^2(j\Phi) \\ n\varphi &< 180^\circ \\ K_{\eta} &= K_{\eta_0} + 2 \sum_{j=1}^n \delta K_{\eta} \cos^2(j\Phi) + K_{\eta_0} \\ n\varphi &= 180^\circ \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

其中: $\delta = \begin{cases} +1 & j\Phi < 90^\circ \\ -1 & j\Phi > 90^\circ \end{cases}$

式中, K_{η} 为承载区内标号为 j 的滚动体的油膜刚度。

$$K_{\eta} = \frac{Q^{\frac{1}{2}} t_1}{t_1 \left[d_{ji} + d_{je} \left(1 + \frac{F_c}{Q_{\eta}} \right)^{t_1-1} \right]} \quad (7)$$

其中, t_1 为弹流理论中的负荷指数, 点接触时一般取 0.16, 线接触取 0.073。 d_{ji} 为承载区内标号为 j 的滚动体与内圈接触的油膜系数。 d_{je} 为承载区内标号为 j 的滚动体与外圈接触的油膜系数。

2.3 滚动轴承的等效刚度

转动时的滚动轴承不仅有接触刚度, 还有油膜刚度。因此, 滚动轴承的刚度是以上两种因素共同作用的结果。将滚动轴承的综合刚度 K_v 定义为由接触刚度 K_c 和油膜刚度 K_{η} 串联而成, 即:

$$\frac{1}{K_v} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_{\eta}} \quad (8)$$

由式(8)可知, 滚动轴承的综合刚度不仅与几何参数、材料参数有关, 还与外载、润滑油、转速等因素有关, 反映了滚动轴承的刚度特性。

等效刚度 K_d 是指在交变动载荷作用下, 抵抗动态位移的能力, 也就是位移阻抗。将滚动轴承简化为单自由度系统, 根据牛顿第二定律, 其振动方程为:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + K_v x = p \quad (9)$$

滚动轴承在运转时, 由不平衡量引起的激振力是周期性的简谐力, 可以表示为:

$$p = P_0 e^{j\omega t} \quad (10)$$

结构的位移响应可以表示为:

$$x = X e^{j(\omega t - \varphi)} \quad (11)$$

其中: P_0 为简谐激振力的幅值; X 为振动位移的幅值; ω 为激振力的角频率; φ 为位移滞后于激振力的相位角。

根据等效刚度的定义, 将式(10)和式(11)代入

式(9)可得:

$$K_d(\omega) = \frac{p(\omega)}{x(\omega)} = K_v - m\omega^2 + j\omega c = |K_d(\omega)| e^{j\varphi_{\omega}} \quad (12)$$

$$|K_d(\omega)| = \sqrt{(K_v - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} = K_v \sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2} \quad (13)$$

其中: $\varphi(\omega) = \arctan \frac{2\xi\lambda}{1 - \lambda^2}$

λ 为频率比, $\lambda = \omega/\omega_0$; ω_0 为系统的固有频率, $\omega_0 = \sqrt{K_v/m}$; ξ 为阻尼比, $\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$ 。

由式(12)可知, 滚动轴承的等效刚度 $K_d(\omega)$ 不仅与综合刚度有关, 还与振动质量、阻尼、振动激励频率和转速等有关。滚动轴承在运转时, 阻尼主要来自油膜阻尼。一般情况下油膜阻尼相当小, 可以忽略不计。从理论上讲, 当激励频率在滚动轴承的固有频率附近时, 等效刚度与综合刚度之比 $K_d(\omega)/K_v \rightarrow 2\xi$, 也就是趋向于零, 两种刚度相差很大。但是如果滚动轴承的工作转速范围远在其固有频率之下, 由于不平衡量施加的激励力频率也远在其固有频率之下, 即频率比 $\lambda < 1$, 两种刚度的值相差不大。

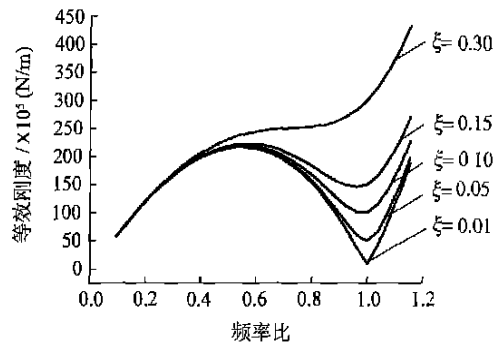


图2 等效刚度变化图

Fig 2 The equivalent stiffness change figure

根据上面的分析, 采用轨道控制理论对滚动轴承进行拟静力学分析, 综合考虑赫兹接触理论和弹性流体动力润滑理论的作用^[6]。分别计算出滚动轴承在高速运转下的接触刚度和油膜刚度, 代入式(8)和式(13), 可以得到滚动轴承等效刚度的理论解。

值得注意的是通常在利用公式(13)分析转速对滚动轴承等效刚度的影响时, 一般把 K_v 当成常数看待。这样得到的结论是在频率比小于1的范围内, 等效刚度随频率比的增大是减小的^[7]。而实际

的情况是 K_v 并不为常数,它与滚动轴承的径向载荷和转速有着密切的关系。根据研究表明 K_v 是随着转速的增加而增大的。所以在频率比 $\lambda < 1$ 的转速范围内,将使得等效刚度随着转速的增加变化如图2所示。从图2中可以看出:当 $0 < \lambda \leq 0.6$ 时,随着转速的升高,等效刚度变大;当 $0.6 < \lambda < 1$ 时,随着转速的升高,等效刚度变小。随着阻尼比的增加,等效刚度逐渐增大,当阻尼比足够大时(例如 $\xi = 0.3$)等效刚度甚至不会出现下降的趋势。在转速较低的时候,阻尼比对轴承的等效刚度影响较小。

3 陶瓷轴承等效刚度试验研究

对某微型发动机的D688/602-976陶瓷滚动轴承进行等效刚度试验。其内外圈为高碳铬轴承钢(SUJ2),14个滚动体为陶瓷滚珠(氮化硅, Si_3N_4),最高转速可达120 000 r/min。

本文通过试验测量在一定工作条件下滚动轴承的等效刚度值,分析转速对滚动轴承等效刚度的影响,验证理论计算的正确性。

3.1 试验系统

假设滚动轴承的支承刚度为各向同性。试验的最高转速定为30 000 r/min左右。试验转子的一阶临界转速为65 000 r/min,远高于最高试验转速(即频率比 $\lambda < 1$)。

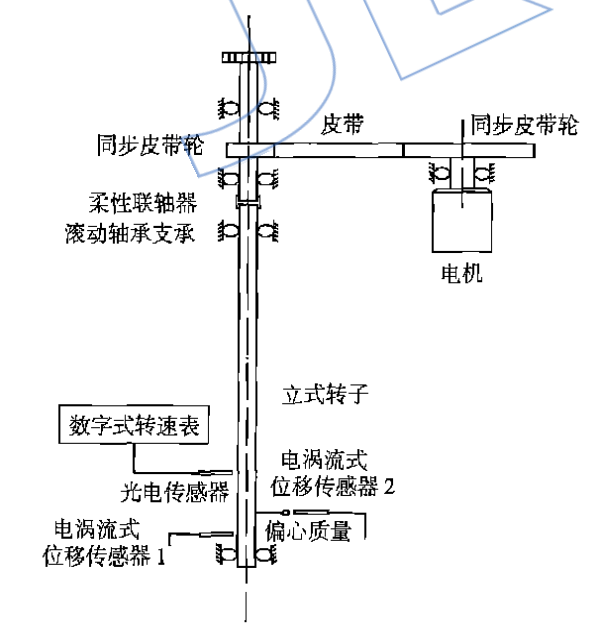


图3 试验装置结构图

Fig. 3 Experiment equipment figure

试验装置如图3所示,动力系统由电机,增速机构和动力输出3部分组成。通过柔性联接将扭矩

传递给试验转子系统,这样可以减少动力部分对试验转子系统的影响。试验转子系统由立式转子——滚动轴承支承组成,转子的两边对称地装有完全相同的2个陶瓷轴承。试验中测量下端的轴承,因为下端轴承与上端轴承相比较,受动力输出端的影响更小,从而测量得到的数据更加准确和可靠。轴承的润滑采用非循环喷油润滑。

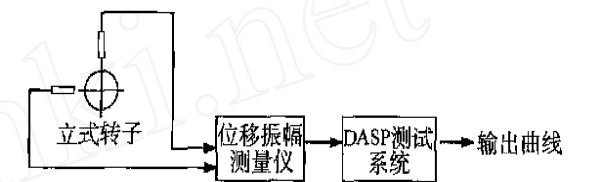


图4 试验测试系统图

Fig. 4 Test system figure

试验测试系统由电涡流式位移传感器、位移测量仪、DA SP测试系统等仪器组成(如图4所示)。试验时用电涡流传感器测量在不同转速下转子系统的径向振动值(分别为水平和垂直2个方向)。

3.2 试验结果分析

根据支承刚度的定义,滚动轴承的等效刚度可用下式表示^[8]:

$$K_d = F_{\max} / x_{\max} \tag{14}$$

其中: $F_{\max}$ 为偏心外载的幅值(由不平衡量和转子转速决定); $x_{\max}$ 为滚动轴承内圈的振动幅值。

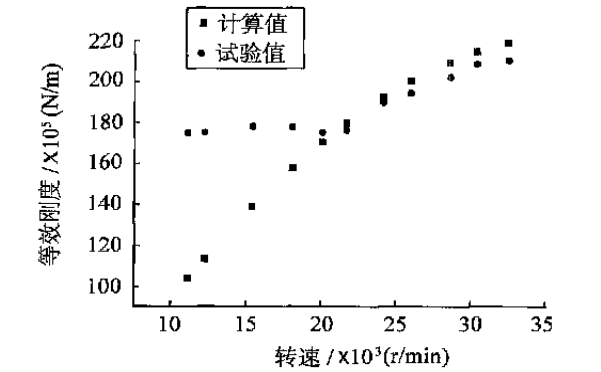


图5 等效刚度随转速变化关系图

Fig. 5 The equivalent stiffness varying with speed figure

陶瓷轴承内圈的振动测量比较困难,试验时采取如下措施:通过测定陶瓷轴承附近轴的振动,近似地代替其内圈振动情况。由于传动带有跳齿现象,而且轴的圆度存在偏差,所以测量的位移在低速时有较大的误差。

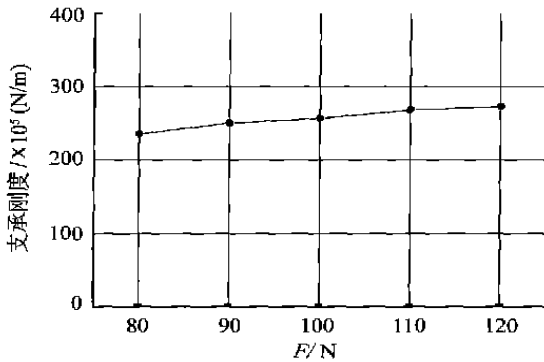


图6 陶瓷轴承静刚度值

Fig. 6 Static stiffness of the ceramic bearing

通过图5可以看出,在一定的安装、润滑和预紧的条件下,轴承的等效刚度在频率比 $\lambda < 1$ 的一定转速范围内是随着转速的升高而升高的。在转速较低的时候,计算值和试验值之间有一定的误差,等效刚度的试验值比计算值高。这主要是传动部分、轴的安装、加工状况以及轴承游隙等综合作用的结果。此外低转速时偏心载荷较小,而其它因素对测量结果影响较大的缘故。在转速较高的时候,计算值和试验比较接近,误差小于10%。同时经过测量得出该陶瓷轴承的静刚度值在 2×10^7 N/m左右(如图6所示),其数量级与等效刚度值基本一致。

4 结 论

研究了滚动轴承等效刚度的理论计算方法和主要影响因素。通过分析认为滚动轴承的综合刚度与转速有关,随着转速的增加而增大。轴承的等效刚度在频率比 $\lambda < 1$ 的一定转速范围内是随着转速的升高而升高的,并通过试验得到了验证。陶

瓷滚动轴承等效刚度的计算值和试验值取得了比较一致的结果,为微型发动机转子系统动态特性的研究提供了有力的保障。

参考文献

- [1] 闻邦春,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学—理论、技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000: 113~122
Wen Bang-chun, Gu Jia-liu, Xia Song-bo etc. Advanced Rotor Dynamics—Theory, Technique and Application [M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 113~122
- [2] Royston T J, Basdogan I. Vibration Transmission Through Self-Aligning (Spherical) Rolling Element Bearings—Theory and Experiment[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 215(5): 997~1014
- [3] Wang L Q, Li X J, Gu L. Research on Hybrid Ceramic Bearings for Missile Turbojet Engines [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2001, 22(6): 522~525
- [4] Childs T H C, Mahmood S. Material Removal Mechanism in Magnetic Fluid Grinding of Ceramic Ball Bearings [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1994, 208(1): 47~59
- [5] 黄国平,温泉,李博,等. 微型涡喷发动机顶层技术研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 832~838
HUANG Guo-ping, WEN Quan, LI Bo, et al. Top Level Design of Micro Turbine Jet Engine [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2003, 18(6): 832~838
- [6] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社, 1985: 96~109
- [7] 付才高,郑大平,李博,等. 航空发动机设计手册第19册——转子动力学及整机振动[Z]. 北京:航空工业出版社, 2000: 62~63
- [8] 黄太平,罗贵火,苏卫民,等. 滚动轴承动力特性测试方法[J]. 振动、测试与诊断, 1996, 16(4): 32~37.
HUANG Tai-ping, LUO Gui-huo, SU Wei-min, et al. Methods for Measuring Dynamic Characteristics of Rolling Element Bearings[J]. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 1996, 16(4): 32~37.