

文章编号: 1000-8055(2007)01-0163-06

高速球轴承的生热分析

陈观慈, 王黎钦, 古 乐, 郑德志
(哈尔滨工业大学 机电学院 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 在结合球轴承的拟静力学和生热分析的基础上, 对球轴承各热源分别进行生热计算, 得到了高速球轴承各个单元间的局部生热和轴承总生热, 分析了输入转速、载荷等多种参数对轴承各单元间的局部生热和总生热的影响, 结果显示球轴承的生热绝大部分来自球与内圈滚道的自旋生热, 并且转速、轴向载荷和内圈沟曲率系数对生热的影响最大。同时将球轴承作为一个整体用现有经验公式计算轴承生热, 其结果严重偏离台架功耗试验结果, 而从局部热源出发计算轴承总生热更为准确, 为轴承的三维温度场计算、润滑油油量选择等奠定了良好的基础。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 高速球轴承; 轴承生热; 局部法; 整体法
中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A

Heating analysis of the high speed ball bearing

CHEN Guan-ci, WANG Li-qin, GU Le, ZHEN De-zhi

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

Abstract: Based on the thermal analysis and the quasi-static analysis, heating by different heat sources is calculated. The local heating between the units of the high speed ball bearing and the total heating are obtained. The influences of the rotational speed, the load and other parameters on the local heating and the total heating are analyzed. The results reveal that a great portion of the heating comes from the spin heating between the ball and the inner ring. Furthermore, the influences of the rotational speed, the axial load and the curvature coefficient of the inner ring on the heating are the greatest of all the parameters which have an effect on the heating. At the same time, the heating is also calculated from the integral bearing. It is found that the result departs from the fact. In comparison with the result by regarding the ball bearing as an integral unit, the result obtained by the local method is consistent with the practice. However, the total heating calculated from the local heat sources of the bearing is more accurate. It can help to investigate three dimensional thermal field of the ball bearing and to choose the lubricant quantity etc.

Key words: aerospace propulsion system; high speed ball bearing; bearing heating; local method; integral method

在各种航空发动机的重载、高速工况下, 由于轴承元件间摩擦、润滑油粘性剪切, 轴承内部生热

量快速升高, 热量如不能在短小时内散发, 随着热量在轴承内的积聚, 轴承温度异常升高, 将引起润滑

收稿日期: 2005-10-29; 修订日期: 2006-02-26

作者简介: 陈观慈(1977-), 男, 江西于都人, 哈尔滨工业大学机电学院博士生, 主要从事高速轴承温度场与流场分析的研究。

联系人: 王黎钦, E-mail: lqwang@hit.edu.cn

剂粘度下降、承载能力减弱;同时温度的异常升高易引起轴承接触面材料回火软化,导致轴承过早疲劳失效^[1-3],并且温度过高还会更严重的导致轴承胶合和咬死.为此本文用 FORTRAN 语言在高速球轴承拟静力学分析程序的基础上进行高速球轴承生热程序编制和生热分析,为轴承工作温度场的计算、润滑油选择和润滑油量的确定奠定良好基础.

轴承的生热计算通过对轴承功率损失计算间接进行.可以通过各种经验公式或者试验结果直接获得轴承的整体摩擦力矩并乘上套圈转速得到轴承的整体生热,简称整体法;也可以根据轴承各单元的运动学关系单独计算每个接触单元间的局部生热,简称局部法. Palmgren 通过实验的方法得到了滚动轴承的整体载荷摩擦力矩和粘性摩擦力矩的经验公式, Astridge 等人同样通过实验方法得到了高速圆柱滚子轴承的整体功率损失^[4], Rumbarger 等人则建立模型分别计算了圆柱滚子轴承的局部功率损失^[5].然而在轴承功耗损失监测过程中发现,以 Palmgren 经验公式为基础的整体法对轴承生热率的整体计算值往往比实际工作时的生热率大很多,达到几倍或十几倍, Astridge 经验公式虽然做了一定的改进,但仅适用于圆柱滚子轴承;并且在工作过程中轴承的各个接触区域状态完全不一样,各类热源对轴承生热的影响也存在差异,整体法计算轴承生热不能确定上述差异和区别,存在局限性.相比较而言,局部法直接从理论入手计算轴承生热,能够确定轴承的各热源及接触区域的生热大小,计算结果更接近实际工况,适用范围广,特别是变工况和极限工况分析.

1 原 理

高速球轴承中各个元件间的摩擦是轴承生热的主因,各个摩擦热源的计算公式如下所示^[6,7]:

(a) 球与滚道的差动滑动生热(沿接触椭圆短轴):

$$H_{1mj} = \int_{ymj} v_{ymj} dA \quad (1)$$

(b) 球的陀螺转动生热(沿接触椭圆长轴):

$$H_{2mj} = \frac{1}{2} D \omega_{yj} \bar{F}_{xmj} \quad (2)$$

(c) 球的自旋生热:

$$H_{msj} = M_{msj} \omega_{msj} \quad (3)$$

(d) 球的润滑拖动生热:

$$H_{di} = \frac{1}{2} e \bar{F}_{di} (\omega_{ij} - \Omega_i)^{0.81} \quad (4)$$

(e) 保持架与套圈引导面之间滑动摩擦生热:

$$H_{CL} = \frac{1}{2} D_{CR} \bar{F}_{CL} [c_m (\omega - \Omega_m)] \quad (5)$$

(f) 球和保持架的滑动摩擦生热:

$$H_{cj} = \mu_{cj} Q_{cj} \omega_j \quad (6)$$

(g) 轴承的总生热:

$$H_t = \sum_j^z (H_{1mj} + H_{2mj} + H_{msj} + H_{dj} + H_{cj}) + H_{CL} \quad (7)$$

其中: H 生热率/ W

τ 润滑摩擦应力或剪应力/ Pa

v 滑动速度/ m/ s

D 球直径/ m

ω 转动角速度/ rad/ s

M 摩擦力矩/ N·m

s 自旋

e 节圆直径/ m

Ω 套圈转速/ rad/ s

F 摩擦力/ N

μ 摩擦系数

Q 法向接触载荷/ N

r 半径/ m

z 球数

下标: j 球编号

x 球与套圈接触椭圆长轴

y 球与套圈接触椭圆短轴或球坐标轴

m $m=1$ 表示外圈滚道; $m=2$ 表示内圈滚道

o 公转

d 润滑油拖动

c 保持架

CR 保持架接触表面

L 套圈挡边

f 边缘

t 总计

由于现代高速球轴承在结构设计中尽量减小了球在滚道中的陀螺转动,因此在轴承的生热计算时,忽略因陀螺枢轴运动及其引起的球沿椭圆接触面长轴方向的滑动生热是可行的^[8].同时因为保持架与球在大多数时间内的相互作用力 Q_{cj}

非常小^[6],因此可以忽略保持架与球之间的滑动生热.

球轴承的生热计算程序嵌套在现有的高速球轴承拟静力学分析程序内,该程序计算结果经过实践证明精度较高,程序用 FORTRAN 语言编写,拟静力学程序的输出结果作为生热计算程序的输入结果,当读入包含有球轴承的几何参数、材料参数、载荷参数和润滑油参数的文本文件时,直接输出球轴承的运动学结果和生热结果.

2 结果分析

本文计算范例选取航空发动机主轴双半内圈角接触球轴承 276927N K1 W1 (H),轴承的主要几何参数为:球径 22. 225 mm、内圈内径 133. 35 mm、外圈外径 201. 725 mm、节圆直径 167. 335 mm、垫片角 25°,轴承的稳态工况为外圈固定、内圈转速 14 675 r/ min、径向载荷 3 920 N 和轴向载荷 58 800 N,润滑油为合成航空润滑油 4050.

图 1 给出了球在轴承中不同位置的生热,由图可知,由于轴承的承载区和非承载区具有对称性,从而各因素引起的生热同样具有对称性,在 11 号球生热达到最大值,此时球的承载也最大,11 号球两侧的球随着承载的减小和进入非承载区,各因素引起的生热也不断减小,在 1 号球处生热最小,此时球处于非承载区.同时可以发现球与内圈滚道的自旋生热因球在轴承的位置不同而差别最大,承载区和非承载区最大相差 22. 6 W,而球的搅油生热受球的位置变化影响最小,承载区和非承载区最大相差 0. 15 W,仅为最大搅油生热的 4 %.

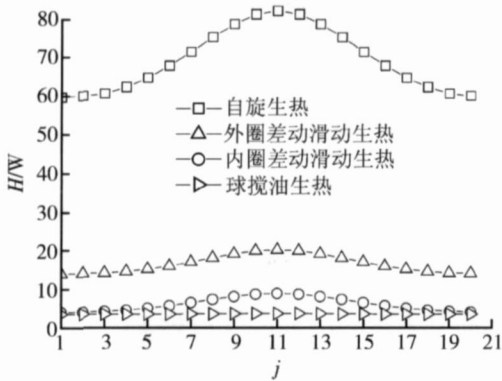


图 1 不同球号的轴承生热
Fig. 1 Heating of the different location in the bearing

图 2 给出了高速球轴承在不同转速输入情况的各种生热因素引起的生热变化,由图可知,所有

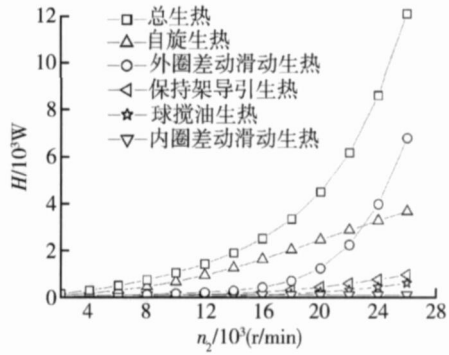


图 2 内圈转速变化对轴承生热影响
Fig. 2 Influence of the rotational speed variation on the bearing heating

的生热都随转速的升高而增大,其中总生热和自旋生热受速度变化的影响最大,除总生热和自旋生热外,其余因素引起的生热在转速小于 14 000 r/ min 时几乎无变化,且生热量较低,而当转速继续增加时,外圈差动滑动生热急剧增加,但对应的内圈差动滑动生热增幅要小得多,这主要是由于随着速度的增加,球与外圈滚道之间的接触负荷因离心力作用而增加;球与内、外圈滚道接触表面的线速度差快速增大,图 3(a)和图 3(b)分别给出了转速为 2 000 r/ min、26 000 r/ min 时一个球与滚道接触表面的线速度差,横坐标为球与滚道接触椭圆长轴,纵坐标为球表面与滚道表面的线速度差即差动滑动速度,由图 3(a)可知在低转速情况下,球在内、外圈滚道接触面滚动方向的线速度差相差不大,两者的最大线速度差都约为 0. 37 m/ s,而由图 3(b)则可发现在 26 000 m/ s 高转速下球与内圈接触面的最大线速度差为 2. 95 m/ s,球与外圈接触面的最大线速度差更高达 12 m/ s,是前者的 4. 07 倍,而且这种增加是随转速的增加而增加的,因此导致外圈差动滑动生热较快增加,并且增加幅度大于内圈差动滑动生热.与此同时保持架导引生热、球搅油生热和内圈差动滑动生热随速度变化的升高幅度相对较小.比较各不同速度下的生热可以发现,高速球轴承的生热主要是球在内圈滚道上的自旋滑动引起的,因此可以采用合理的轴承设计来减少球在内圈滚道的自旋从而减小球轴承在工作中的生热.

图 4 给出了内圈转速为 14 675 r/ min、外圈固定和轴向载荷为 58 800 N 工况下,不同径向载荷作用下的轴承的生热变化情况,由图可知各生热因素引起的生热几乎不随径向载荷变化而变化,主要是由于径向载荷的增加引起轴承内、外圈接触负荷的改变,当径向载荷由 1 000 N 增加为

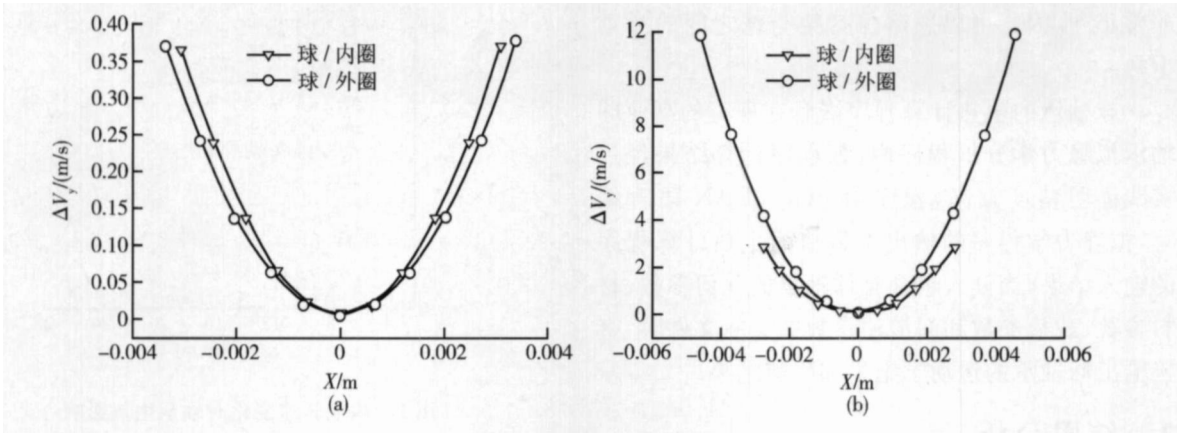


图 3 球与滚道接触区线速度差

Fig. 3 Linear velocity difference in the contact area between the ball and the race

10 000 N 时,径向载荷承载区内的内、外圈总接触负荷相应增加,最大增加幅值分别为 1 518.1 N 和 1 442.7 N,但径向载荷非承载区内的内、外圈总接触负荷相应减少,最大减小幅值分别为 781.4 N 和 504.9 N,并且径向载荷承载区内的球数要比非承载区少,这种接触负荷的增加和减少导致了在径向载荷承载区和非承载区内与接触负荷相关的自旋生热、内外圈差动滑动生热增加和减小,导致轴承的总生热增加较小;再者由于径向载荷相对于 58 800 N 的轴向载荷较小,因此对于轴承生热的影响也较小.同时同样可发现自旋生热在总生热量中所占比重最大.

自旋生热增长幅度最大,轴向载荷从 10 000 N 增加到 100 000 N,自旋生热增加值为 3 747.7 W,同时自旋生热在总生热中所占比重也最多.其余生热因素引起的生热随轴向载荷的增加较小,特别是球搅油生热几乎无变化.由于保持架转速随着轴向载荷的增加而减小,导致保持架导引生热随轴向载荷的增加而减小.比较图 2 和图 5 可发现轴向载荷与内圈转速对轴承生热的影响比较相似.

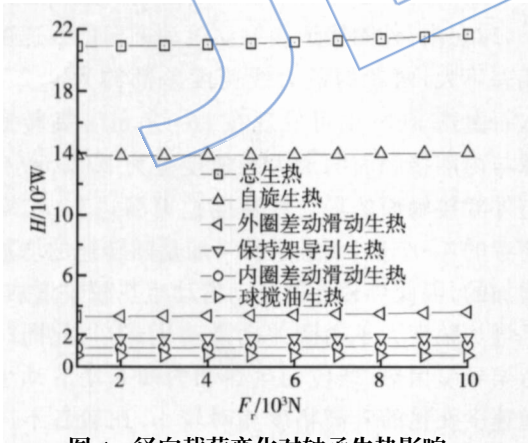


图 4 径向载荷变化对轴承生热影响

Fig. 4 Influence of the radial load variation on the bearing heating

图 5 给出了内圈转速为 14 675 r/min、外圈固定和径向载荷为 3 920 N 工况下,轴向载荷变化引起的轴承生热的变化.由图可知轴向载荷对轴承生热的影响较大,随着轴向载荷的增加,除保持架导引生热外各生热因素引起的生热率逐渐增加,且在所有轴承的生热因素中,球在内圈滚道上的

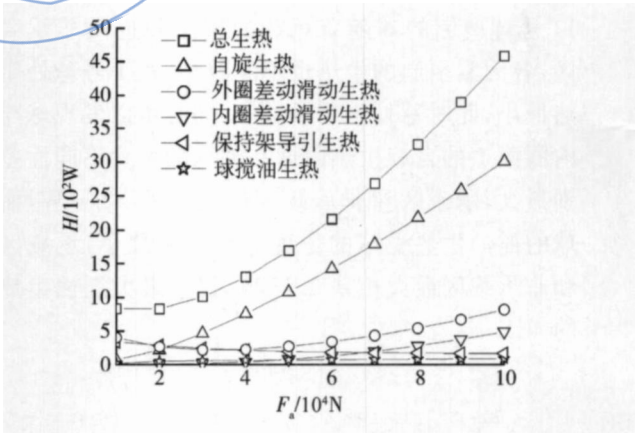


图 5 轴向载荷变化对轴承生热影响

Fig. 5 Influence of the axial load variation on the bearing heating

图 6 给出了润滑油运动粘度对轴承生热的影响,由图可知随着运动粘度的增加轴承生热不断增加,运动粘度为 1 mm²/s 时轴承的总生热为 1 950.5 W,运动粘度增加到 10 mm²/s,此时轴承总生热为 2 283.7 W,两者相差仅为 333.2 W,约占总生热的 14%,而 4050 合成航空润滑油在 100 ℃ 时的运动粘度为 5 mm²/s,随着轴承温度的升高,润滑油的运动粘度逐渐变小,因此随着温度的升高,轴承的生热也减小,但是减小幅度相对于轴承

总生热较小,因此可以说粘度对轴承生热影响有限.因只有保持架与套圈引导面之间的滑动摩擦生热与润滑油粘度有关,故图中只有总生热和保持架导引曲线随粘度变化,其余曲线保持水平.

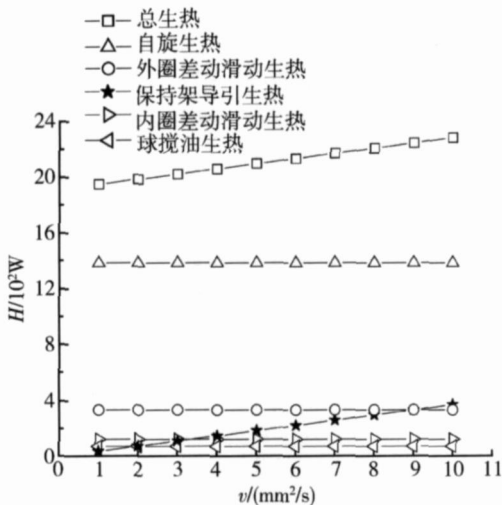


图 6 粘度变化对轴承生热影响

Fig. 6 Influence of the viscosity variation on the bearing heating

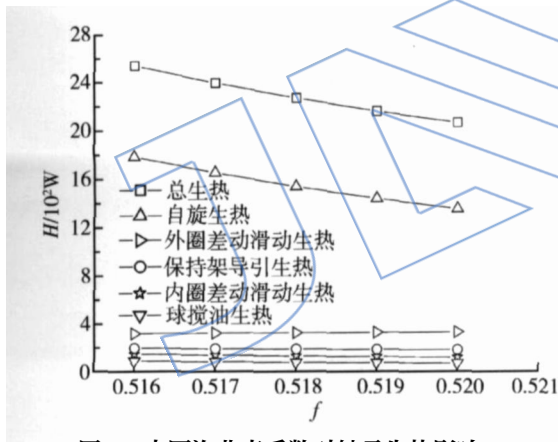


图 7 内圈沟曲率系数对轴承生热影响

Fig. 7 Influence of the curvature coefficient of the inner ring on the bearing heating

图 7 给出了内圈沟曲率系数变化对高速球轴承的生热的影响,由图可知随着内圈沟曲率系数的增加,轴承的总生热以及除外圈差动滑动外的其它各因素引起的轴承生热相应下降,其中总生热与球在内圈滚道中的自旋生热下降最为明显,主要原因是球与内圈滚道的椭圆接触面随沟曲率系数的增加而迅速减小,从而导致总生热与自旋生热迅速减小;相比较于球与内圈滚道的自旋生热,沟曲率系数的增加对外圈差动滑动、保持架导引、内圈差动滑动和球搅油引起的生热影响非常小;值得注意的是因为外圈接触负荷随内圈沟曲

率系数的增加而增加,因此导致外圈的差动滑动生热随沟曲率系数增加而增加.

图 8 给出了用整体法^[6]、局部精确法计算高速球轴承的生热和台架功耗试验结果.台架功耗试验的有关条件有:径向载荷 3 920 N,轴向载荷 58 800 N,4050 航空润滑油,喷油润滑,供油温度 $^{\circ}\text{C}$,润滑油流量 7 l/min,供油压力 2.5×10^5

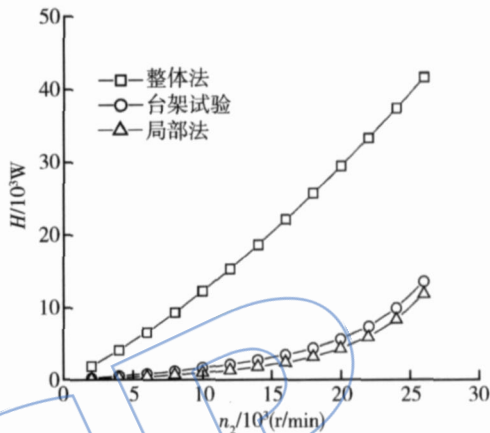


图 8 整体法与局部法生热计算比较

Fig. 8 Comparison of the heating calculated by the integral method and the local method

Pa,每个状态工作 25 min,取不同转速情况下的稳定功率损耗.由图可知在相同条件下采用整体法计算的高速球轴承生热严重的偏离台架功耗试验结果,转速为 2 000 r/min 时,整体法计算轴承生热约为台架功耗试验结果的 7 倍,而局部法生热为台架试验的 1.97 倍;转速为 26 000 r/min 下,两者相差 28 144.8 W,整体法计算生热结果是台架功耗试验的 3.07 倍,此时局部法生热结果是台架试验结果的 1.14 倍.因此相比较而言,局部法计算高速球轴承生热更为接近台架功耗试验结果,但台架试验结果稍大于前者,主要可能有一些原因引起:台架试验监测的是整个电机的输出功率,除被试轴承外,包括电机轴承上的其他部件也存在功率损耗;本文的局部法生热计算中忽略了球的陀螺转动和球与保持架兜孔的滑动生热,这些小的生热也会引起试验结果比局部法计算结果偏大.综合上述分析,局部法在计算高速球轴承生热时准确性更高.

3 结 论

通过采用局部法计算高速球轴承的生热以及与整体法计算结果比对可以发现:

(1) 高速运转情况下,球轴承各接触区域的生热存在较大差别,其中不同位置的球与内圈滚

道的自旋生热相差最大。

(1) 在高速球轴承的各生热因素中,输入转速、轴向载荷和内圈沟曲率系数对高速球轴承的生热影响最大。

(2) 在高速球轴承的各生热因素中,球在内圈滚道上的自旋生热最为严重,占轴承总生热的绝大部分。

(3) 局部法计算球轴承生热比采用经验公式的整体法计算轴承生热更接近轴承的实际工况,更具准确性,整体法中的经验公式在适合的条件才具准确性。

在取得轴承各元件间的摩擦生热后,可以将此作为边界条件进一步利用现有的有限元软件或流体计算软件计算轴承系统的三维温度场和流场分布。

参考文献:

- [1] 何晓亮,熊万里,黄红武. 高速精密主轴轴承热特性的计算及分析[J]. 机械, 2003, 30(6):14-16.
HE Xiaoliang, XIONG Wanli, HUANG Hongwu. Analysis and calculation on the thermal behavior of precision high-speed spindle bearing[J]. Machinery, 2003, 30(6): 14-16.
- [2] Brown J R, Nelson H, Forster. Operating temperatures in the mist lubricated rolling element bearing for gas turbines [R]. AIAA-2000-3027, 1 268-1 275.
- [3] 蒋兴奇,马家驹,赵联春. 高速精密角接触球轴承热分析[J]. 轴承, 2000, (8):1-4.
JIANG Xingqi, MA Jiaju, ZHAO Lianchun. Thermal analysis for high speed precision angular contact ball bearing [J]. Bearing, 2000, (8):1-4.
- [4] 刘志全,张永红,苏华. 高速滚动轴承热分析[J]. 润滑与密封, 1998:66-68.
LIU zhiqian, ZHANG Yonghong, SU hua. Heat analysis of high speed rolling element bearing[J]. Lubrication Engineering, 1998:66-68.
- [5] Rumbarger J H, Filetti E G, Gubemick D, et al. Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis [J]. ASME Journal of Lubr. Tech., 1973, 95(4):401-416.
- [6] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 3rd, John Wiley and Sons, Inc. 1990.
- [7] Harris T A, Mindel M H. Rolling element bearing dynamics[J]. WEAR, 1973, 23:311-337.
- [8] 贾群义. 滚动轴承的设计原理与应用技术[M]. 第1版,西安:西北工业大学出版社,1991.