

文章编号:1000-6893(2006)06-1117-05

## 航空发动机滚动轴承的载荷分布研究

唐云冰, 高德平, 罗贵火

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

### Research on the Load Distribution in Aeroengine Ball Bearings

TANG Yun-bing, GAO De-ping, LUO Gui-huo

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics  
and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**摘 要:** 滚动轴承载荷分布的研究大多应用基于 Hertz 接触理论的拟动力学法进行。由于 Hertz 接触理论半无限空间的边界条件, 以及分析时采用刚性套圈假设, 拟动力学法的计算结果与实际情况有较大出入。近年来随着有限元、边界元等数值计算方法的发展, 使考虑套圈变形和边界条件影响的滚动轴承载荷分布的研究成为可能。建立滚动轴承载荷分布的有限元分析模型, 分析载荷参数对轴承接触应力、接触角和变形的影响规律, 并将有限元法的计算结果与拟动力学法及实验结果进行分析比较。研究表明: 由于有限元法考虑套圈变形以及边界条件的影响, 与实验结果更为接近。

**关键词:** 滚珠轴承; 载荷分布; 有限元法; 接触应力; 接触角

**中图分类号:** V231.96 **文献标识码:** A

**Abstract:** The quasi-dynamic method based on the Hertz contact theory is usually used in the research on load distribution in ball bearings, but this method has a big discrepancy with the actual condition due to the semi-infinite boundary condition of the Hertz contact theory and the rigid ferrule hypothesis used. With the development of the finite element method and boundary element method, it is possible to research on the load distribution in ball bearings considering the ferrule deformation and boundary condition. The finite element method is used to research the load distribution in ball bearings in this paper. The regulars of the load distribution in different load cases are obtained by calculation. The results are compared with those obtained by the quasi-dynamic method and the experiment. It is found that the results of finite element method are close to the experiment values because the ferrule deformation and boundary condition are considered.

**Key words:** ball bearing; load distribution; finite element method; contact stress; contact angle

滚动轴承的载荷分布主要是研究轴承变形和承载的情况。轴承的变形可分为轴承内部接触变形以及由此引起的轴承内、外环相对弹性位移。轴承的承载包括承载量的大小和位置、承载滚珠数目等<sup>[1]</sup>。滚动轴承的主要性能参数, 如刚度、疲劳寿命和油膜特性等, 都只有在确定了载荷分布后才能进行计算<sup>[2]</sup>。因此, 滚动轴承载荷分布是轴承设计和分析的主要研究内容之一。

Jones 在 Hertz 接触理论和刚性套圈假设的基础上提出了拟动力学法, 用于计算滚动轴承载荷分布特性<sup>[3, 4]</sup>。经过不断地完善和发展, Harris 在专著“Rolling Bearing Analysis”中对拟动力学法进行了全面地阐述<sup>[5]</sup>。实际上完全刚性的套圈并不存在, 轴承内外环不可避免地会产生偏离理想圆形的变形。航空发动机使用的轴承, 为了减轻重量, 不仅轴承内、外环比较薄, 就连转轴和

轴承座也大多是薄壁结构<sup>[6]</sup>。为了准确计算其载荷分布, 将航空发动机主轴轴承的支承体视为弹性结构是必要的。

本文在考虑套圈变形和边界条件影响的情况下, 建立了滚动轴承载荷分布的有限元模型, 分析了载荷参数对轴承接触应力、接触角和变形的影响规律, 并将有限元法的计算结果与拟动力学法及实验结果进行了比较。

### 1 接触问题的有限元法

滚动轴承的载荷分布首先需要解决的问题是接触分析。拟动力学法以 Hertz 接触理论为基础, 但 Hertz 接触理论半无限空间的边界条件只适用于简单形状物体的分析, 不能满足复杂结构和复杂负荷的情况。此外, 若接触体的几何尺寸太小或作用负荷过大, 就不能满足 Hertz 接触理论关于接触面尺寸与接触体表面曲率半径之比很小的假设, 从而限制了它的使用范围。

收稿日期: 2005-07-04; 修订日期: 2005-10-29  
基金项目: 国防基础科研基金

有限元法能够避开 Hertz 接触理论的上述不足。接触在有限元分析中属于边界非线性问题,通常采用试探——校核的迭代方法进行求解。

根据弹性力学问题的有限元法,可分别建立相互接触物体 I、II 在整体坐标系下的方程

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{K}_I \boldsymbol{\delta}_I &= \mathbf{P}_I + \mathbf{R}_I \\ \mathbf{K}_{II} \boldsymbol{\delta}_{II} &= \mathbf{P}_{II} + \mathbf{R}_{II} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中:  $\mathbf{K}_I, \mathbf{K}_{II}$  为物体 I、II 的刚度矩阵;  $\boldsymbol{\delta}_I, \boldsymbol{\delta}_{II}$  为物体 I、II 的位移向量;  $\mathbf{P}_I, \mathbf{P}_{II}$  为物体 I、II 的载荷向量;  $\mathbf{R}_I, \mathbf{R}_{II}$  为物体 I、II 的接触力向量。

由于接触力  $\mathbf{R}_I, \mathbf{R}_{II}$  未知,式(1)无法直接求解,需利用接触条件。可假设接触面的区域和状态,并将其转化为对应的边界条件,则式(1)可改写为

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\delta}_I &= \mathbf{K}_I^* \mathbf{P}_I^* \\ \boldsymbol{\delta}_{II} &= \mathbf{K}_{II}^* \mathbf{P}_{II}^* \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{K}_I^*, \mathbf{K}_{II}^*$  为根据接触条件修改后形成的刚度矩阵;  $\mathbf{P}_I^*, \mathbf{P}_{II}^*$  为根据接触条件修改后形成的载荷向量。

由式(2)求出节点位移  $\boldsymbol{\delta}_I$  和  $\boldsymbol{\delta}_{II}$ ,代入式(1)可求出接触力向量  $\mathbf{R}_I$  和  $\mathbf{R}_{II}$ 。根据接触点的位移和接触力,判断接触状态是否和假定的接触状态相符。若不符,修改接触条件,再代入式(2)。如此反复迭代,直到前后计算结果一致为止。

## 2 实例分析与讨论

以某型发动机采用的 SKF 制造的 b218 斜角滚珠轴承为例进行分析。轴承参数为:内环滚道直径  $d_i$  为 102.8mm;外环滚道直径  $d_o$  为 147.4mm;内环沟曲率半径  $r_i$  为 11.6mm;外环沟曲率半径  $r_o$  为 11.6mm;滚珠直径  $D_b$  为 22.2mm;初始接触角  $\alpha$  为  $40^\circ$ ;滚珠数  $Z$  为 16。

(1) 滚动轴承的有限元模型 由于轴承的过渡圆角和倒角对内部应力分布和变形影响很小,为了简化网格划分,建模时将其忽略。图 1 表示了经过简化后的轴承有限元模型,  $\alpha$  表示初始接触角。

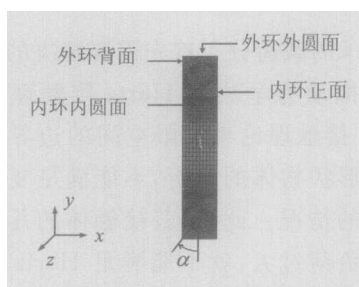


图 1 轴承的有限元模型

Fig. 1 The FEA model of the ball bearing

轴承网格采用 SOLID45 实体单元。用 TARGET170 和 CONTA174 面面接触单元描述轴承的相互接触部分。为了在保证计算精度情况下减少计算量,对可能发生接触的区域采用较密的网格。整个有限元模型共有 61 816 个单元和 66 064 个节点。

根据斜角轴承安装和工作条件,采用了如下约束:

① 为了模拟轴承的装配情况,约束外环背面所有节点  $x$  方向的平动自由度;

② 为了模拟轴承座的影响,约束轴承外环外圆面上所有节点在  $x, y, z$  3 个方向的自由度。为了模拟保持架对滚珠的限制作用,在柱坐标系下约束每个滚珠与内外环接触点连线上所有节点的切向自由度;

③ 为了模拟轴承内环和转轴的过盈配合,轴承内环内圆面上所有节点  $y$  和  $z$  方向的平移自由度一起运动,即各节点在这两个方向的自由度位移相同,不发生局部变形;

④ 轴承内环正面上所有节点  $x$  方向的平移自由度一起运动,避免因作用力集中而造成局部变形。

有限元应力分析前,先进行接触刚度验证、网格测试、变形协调检查,以确定合适的计算参数,保证计算结果稳定、可靠。

(2) 承受轴向负荷的计算 图 2 表示了仅承受轴向负荷时,轴承的应力分布情况,可以看出:当轴承仅受轴向负荷时,所有滚珠与内外环均发生接触,滚珠与内外环的接触角相等,且不随位置角的变化而变化。

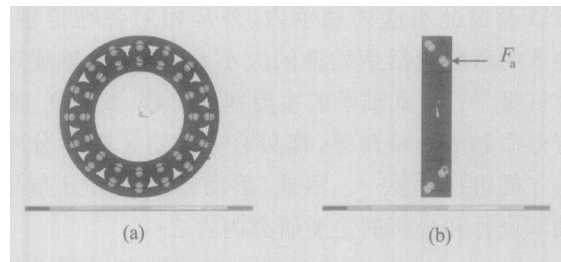


图 2 应力分布图 ( $F_a = 10 \text{ kN}$ )

Fig. 2 The stress distribution ( $F_a = 10 \text{ kN}$ )

图 3 表示了不同轴向负荷作用下,轴承的轴向变形。图 4 表示了不同轴向负荷作用下,轴承的轴向刚度,可以看出:①随着轴向负荷增大,轴承的轴向变形和轴向刚度都增加,但增加趋势逐渐变缓;②在相同轴向负荷作用下,有限元法计算的轴向变形大于拟动力学法的计算结果,有限元法计算的轴向刚度小于拟动力学法的计算结果。

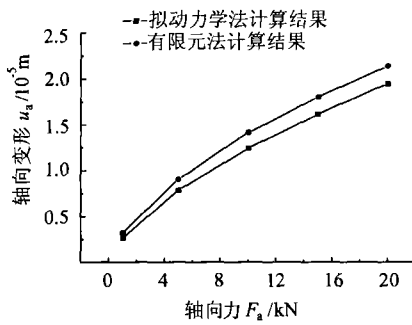


图 3 不同轴向力下的轴向变形

Fig. 3 The axial deformations under different axial forces

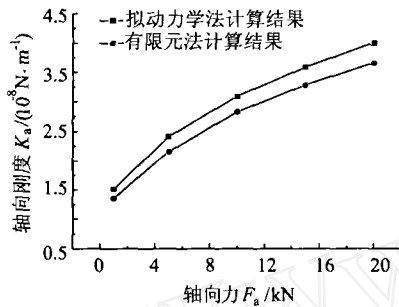


图 4 不同轴向力下的轴向刚度

Fig. 4 The axial stiffnesses under different axial forces

(3) 同时承受径向和轴向负荷的计算 图 5 表示了同时承受径向和轴向负荷时,轴承的应力分布情况。其中,  $\psi$  为轴承的位置角。表 1 是不同径向负荷作用下,轴承的最大接触应力值。可以看出:①在同一位置角处,滚珠与内环的接触应力大于滚珠与外环的接触应力。最大应力在径向负荷正对滚珠与内环的接触点处;②随着径向负

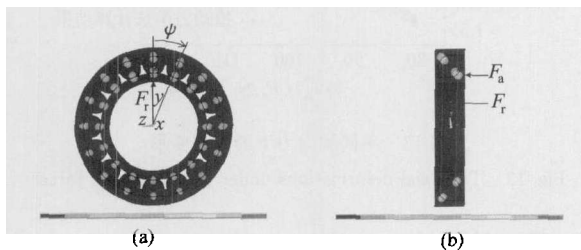


图 5 应力分布图(\$F\_a = 10\$ kN, \$F\_r = 2\$ kN)

Fig. 5 The stress distribution(\$F\_a = 10\$ kN, \$F\_r = 2\$ kN)

表 1 不同径向力作用下的最大接触应力

Table 1 The maximal contact stresses under different radial forces

计算条件	\$F_a = 10\$ kN	
	\$F_r = 2\$ kN	\$F_r = 4\$ kN
滚珠与内环的最大应力	125 MPa	139 MPa
滚珠与外环的最大应力	110 MPa	123 MPa

荷增加,轴承的最大接触应力增大。靠近径向负荷作用区域的应力值增加,远离径向负荷作用区域的应力值减小。

在轴向载荷分别为 10 kN 和 20 kN 时,施加不同的径向力,计算轴承的径向变形和轴向变形,如图 6 和图 7 所示。可以看出:随着径向负荷增大,径向变形增大,轴向变形减小,尤其是当轴向负荷较小时减小较为明显。

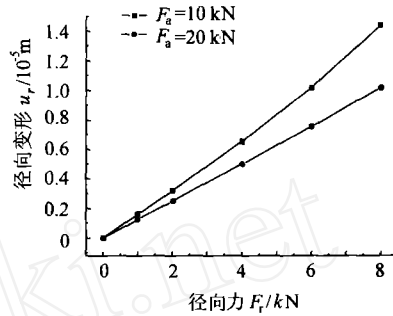


图 6 不同径向力下的径向变形

Fig. 6 The radial deformations under different radial forces

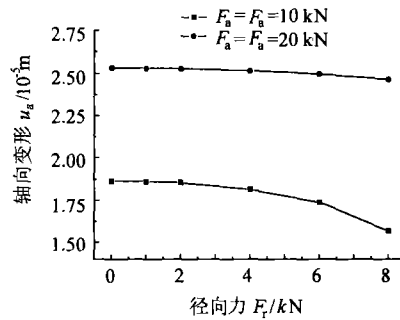


图 7 不同径向力下的轴向变形

Fig. 7 The axial deformations under different radial forces

(4) 同时承受径向和轴向负荷且考虑离心力影响的计算 图 8 表示了同时承受径向和轴向负荷,且考虑离心力影响时,轴承的应力分布图。图 9 是不同转速下,轴承的最大接触应力变化情况。可以看出:随着转速增加,轴承的最大应力点逐渐从滚珠与内环的接触点转移到滚珠与外环的接触点上。

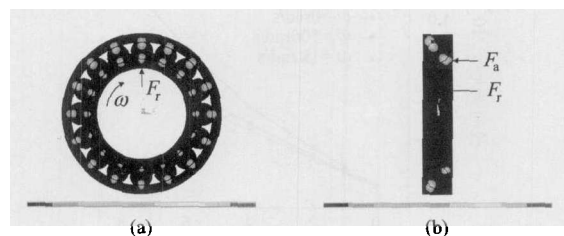


图 8 应力分布图(\$F\_a = 10\$ kN, \$F\_r = 2\$ kN, \$\omega = 500\$ rad/s)

Fig. 8 The stress distribution (\$F\_a = 10\$ kN, \$F\_r = 2\$ kN, \$\omega = 500\$ rad/s)

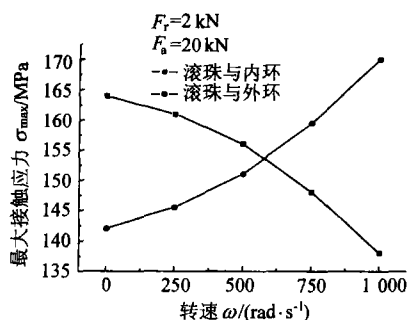


图9 不同转速下最大接触应力示意图

Fig. 9 The sketch of the maximal contact stresses at different speeds

图10表示了同时承受径向和轴向负荷,且考虑转速影响时,轴承接触角的变化情况,可以看出:①同时承受径向和轴向负荷,且考虑转速影响时,轴承的接触角随着位置角的变化而不同;②离心力使得滚珠与内外环的接触角不再相等:内环接触角随着转速增加而增大,外环接触角随着转速增加而减小。

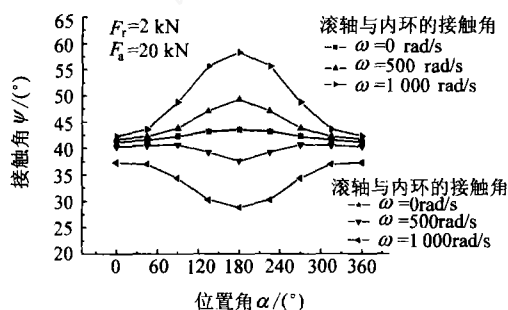


图10 接触角分布图

Fig. 10 The contact angle distribution

如图11表示了不同转速下,轴承径向变形随径向负荷的变化情况,可以看出:①随着径向负荷增加,轴承的径向变形增大;②随着转速增加,轴承的径向变形增大。

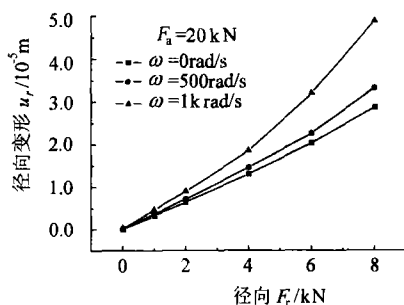


图11 不同径向力下的径向变形图

Fig. 11 The radial deformations under different radial forces

### 3 实验验证

以某微型发动机采用的德国GRW公司D688/602-976陶瓷滚珠轴承为例,测量其在不同径向负荷和轴向负荷作用下的变形<sup>[7]</sup>,并与有限元法和拟动力学法的计算结果进行比较。

图12表示了不同径向负荷作用下,轴承的径向变形。图13表示了不同轴向负荷作用下,轴承的轴向变形。可以看出:3种方法得到的结果基本一致。由于考虑了套圈变形以及边界条件的影响,有限元法计算的变形值比拟动力学法的计算结果稍高,与实验结果更为接近。

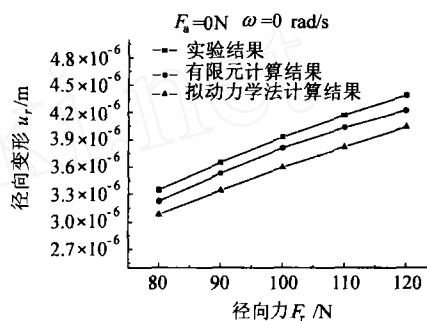


图12 不同径向力下的径向变形图

Fig. 12 The radial deformations under different radial forces

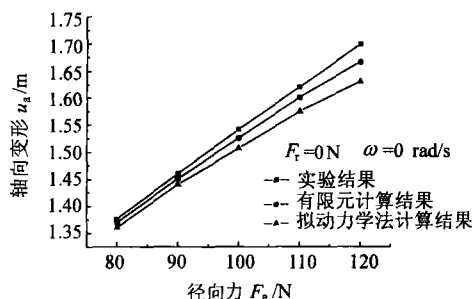


图13 不同轴向力下的轴向变形

Fig. 13 The axial deformations under different axial forces

### 4 结论

在考虑套圈变形和边界条件影响的情况下,建立了滚动轴承载荷分布的有限元模型。分析了载荷参数对轴承接触应力、接触角和变形的影响规律,并将有限元法计算结果与拟动力学法及实验结果进行了比较。主要结论如下:

(1) 基于Hertz接触理论的拟动力学法由于采用了半无限空间的边界条件和刚性套圈假设,仅适用于简单形状物体的分析,难以满足复杂结构和复杂负荷情况下,航空发动机滚动轴承特性分析的精度要求。有限元方法能建立更符合实际

结构和边界条件的滚动轴承载荷分析模型。

(2) 随着轴向负荷增大,轴承的轴向变形和轴向刚度都增加。

(3) 随着转速和负荷增加,轴承的应力值逐渐增大。其中,当转速逐渐增加时,轴承的最大应力点逐渐从滚珠与内环接触点转移到滚珠与外环的接触点上。

(4) 随着径向负荷增大,径向变形增大,轴向变形减小。

(5) 随着转速增加,滚珠与内环的接触角增大,滚珠与外环的接触角减小。

(6) 有限元法计算的变形值比拟动力学法的计算结果稍高,与实验结果更为接近。

### 参 考 文 献

- [1] 陈家庆,周海,徐琳琳. 滚动轴承载荷分布问题的理论研究进展 [J]. 北京石油化工学院学报,2000,8(1): 47-52.  
Chen J Q, Zhou H, Xu L L. Review of theoretical research on the load distribution in roller bearing [J]. Journal of Beijing Institute of Petro-chemical Technology, 2000,8(1): 47-52. (in Chinese)
- [2] Pinel S I, Signer H R, Zaretsky E V. Design and operating characteristics of high-speed, small-bore ball bearings[J]. Tribology Transactions, 1998, 41(4): 423-434.
- [3] Jones A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, 1960, 82(1): 309-320.
- [4] Jones A B, Harris T A. Analysis of a rolling element idler gear bearing having a deformable outer race structure[J]. Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, 1963, 85(2): 273-278.
- [5] Harris T A. Rolling bearing analysis, 4th Edition [M]. John Wiley and Sons, Inc New York, 2001.
- [6] Kang Y P, Chang J W, Tsai S C, et al. Integrated CAE strategies for the design of machine tool spindle-bearing systems [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37(6): 485-511.
- [7] 唐云冰,罗贵火,章璟璇,等. 高速陶瓷滚动轴承等效刚度分析与试验[J]. 航空动力学报,2005,20(2): 240-838.  
Tang Y B, Luo G H, Zhang J X, et al. Theoretical analysis and experiment of the high speed ceramic rolling bearing equivalent stiffness[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 240-838. (in Chinese)

### 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研究生,主要研究方向为航空发动机结构强度、振动与可靠性。E-mail: Netang42@sina.com, 联系电话:025-84892200-2513.

高德平(1938—) 男,上海市人,南京航空航天大学能源与动力学院教授,博士生导师,主要研究方向为航空发动机结构强度、振动与可靠性。E-mail: gdp202@nuaa.edu.cn, 联系电话:025-84892200-2335.

罗贵火(1960—) 男,江西南昌人,南京航空航天大学能源与动力学院副教授,硕士生导师。研究方向:航空发动机结构强度、振动与可靠性。E-mail:ghluo@nuaa.edu.cn

(责任编辑:李铁柏)