

多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法

刘显军^{1,2}, 洪军², 朱永生², 刘志刚²

(1. 中国工程物理研究院总体工程研究所, 621900, 四川绵阳; 2. 西安交通大学

机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了准确计算多支承轴系中每一个轴承的受力与刚度, 分析预紧力对轴承刚度的影响, 提出了一种基于有限元分析的迭代计算方法. 该方法考虑了主轴受载后轴承受力与刚度的相互影响关系, 在轴系和单轴承的有限元模型中利用受力-变形-刚度关系式进行迭代求解, 以此寻找轴承受载后的平衡状态. 通过与典型数值计算结果的比较可以看出, 所提方法解算出了每一个轴承的受力和刚度, 解决了多支承轴系的超静定问题和支承-轴承受力分配问题. 通过轴承受载变形实验同时验证了方法的正确性.

关键词: 多支承轴系; 轴承受力; 轴承刚度; 预紧力; 有限元迭代法

中图分类号: TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)11-0041-05

Iterative Method to Solve Bearing's Force and Stiffness for a Multi-Support Spindle System Based on Finite Element Analysis

LIU Xianjun^{1,2}, HONG Jun², ZHU Yongsheng², LIU Zhigang²

(1. Institute of System Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang, Sichuan 621900, China;

2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An iterative method based on finite element analysis (FEA) was presented to compute each bearing's force and stiffness and analyze the effect of preload on bearing's stiffness for a multi-support spindle system. The interaction relation of bearing's force and stiffness after the loading of the main spindle is considered in the present method. The force-deformation-stiffness correlation is adopted to search for the bearing's balance state in the FEA model of the spindle system and single bearing. The comparison with typical numerical results shows that this method can calculate correctly the force and stiffness of each bearing and solve the hyperstatic problem and force distribution of the support-bearing for a multi-support spindle system. In addition, the feasibility of this method was confirmed by our experiments on bearing deformation under external load.

Keywords: multi-support spindle systems; bearing's force; bearing's stiffness; preload; finite element iterative method

轴承作为主轴系统的关键部件, 其性能直接决定着轴系的刚度、温度等特性. 计算实际工况载荷下轴承的受力和刚度, 并分析预紧力对轴承刚度的影响机制, 是研究轴承寿命和主轴特性的基础^[1-3].

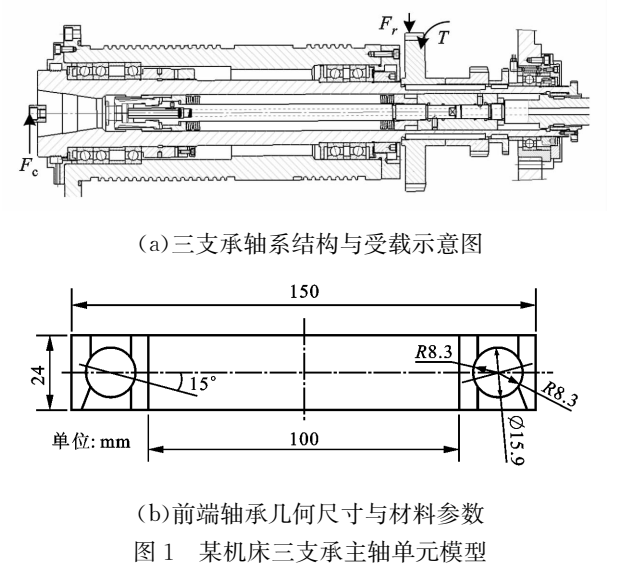
机床主轴单元一般为多支承轴系结构, 且每个支承有数个配对轴承, 而求解支承与轴承受力属于超静定力学范畴. 传统的力学方法^[4]是依据受力平衡、力矩平衡、虚位移等条件来建立方程组的, 并将

多对轴承组成的支承简化为一简支结构,这样很难准确地分解每个轴承的受力.典型的数值计算方法^[5-8]大多基于赫兹接触理论来计算轴承刚度,并将预紧后变化了的轴承接触角和内外圈位移作为承受载荷时的初始状态,而有限元分析方法则在轴承应力计算、主轴静态特性分析等领域广泛应用^[9-10].

目前,根据主轴外载荷来准确计算每一个轴承的受力与刚度还存在一定的难度,因为在实际工况下,轴系-轴承的模型是非线性的,轴承的受力和刚度相互影响^[11-12].为此,本文提出了一种基于有限元分析的迭代方法,其在轴系-轴承有限元模型中利用了受力-变形-刚度关系式进行迭代运算,从而寻找轴承承载变形的平衡状态.

1 基于有限元分析的迭代方法

如图 1a 所示,本文分析的主轴单元为典型的三支承轴系,前端为 TBT 型三联支承(轴承序号为 11、12、13),中间为 TB 型二联支承(轴承序号为 21、22),后端为一深沟球轴承(轴承序号为 31).该轴系外载荷有切削载荷 F_c 和齿轮驱动载荷(包括径向力 F_r 和扭矩 T).前端轴承几何模型如图 1b 所示,轴承球和套圈均为钢材料.



以多支承轴系为例,基于轴系-轴承有限元模型对受力-变形-刚度进行迭代运算,以求解轴承受力和刚度,步骤如下.

- 步骤 1** 利用轴系有限元模型进行静力学分析,即将轴承等价为具有一定刚度和阻尼的弹簧单元,根据预设的刚度 $K^{(0)}$ 和计算出的弹簧单元位移来计算轴承受力 $F^{(1)}$.
- 步骤 2** 利用单个轴承有限元模型进行接触分析,

即根据计算出的轴承变形和步骤 1 得到的受力结果 $F^{(1)}$ 来计算刚度 $K^{(1)}$.

步骤 3 用步骤 2 得到的 $K^{(1)}$ 代替步骤 1 中的预设刚度 $K^{(0)}$ 进行循环计算,直到迭代误差小于要求的值 e ,即 $\text{abs}(K^{(i)} - K^{(i-1)}) < e$,便可获得轴承受力和刚度的理想结果 $F^{(i)}$ 、 $K^{(i)}$.

1.1 轴承受力的有限元计算

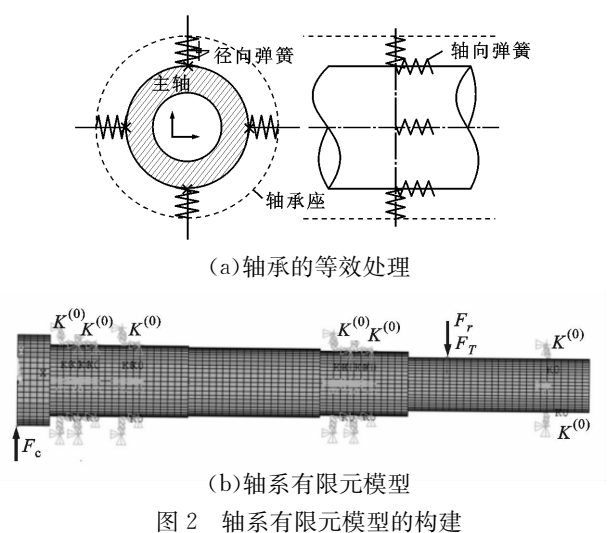
1.1.1 轴系网格模型的建立 建模步骤如下.

步骤 1 主轴预处理.将孔、槽、螺纹等按实体处理,将各处倒角简化成直角,忽略空刀槽.这样做是为了在不影响计算结果的前提下,保证网格模型的规则划分和可求解性.

步骤 2 附加质量的处理.将齿轮等组件简化成集中质量,以避免轴系非线性性.

步骤 3 轴承等效处理.每一个轴承可等效为 4 个轴向分布和 4 个径向分布的弹簧单元,如图 2a 所示.弹簧的长度为轴承的内外半径之差,弹簧的位置在轴承法线与主轴中心线的交点.弹簧单元参数有刚度(轴承的轴向刚度 K_{a_i} 和径向刚度 K_{r_i})和阻尼.

步骤 4 有限单元选取与网格划分.在主轴一剖面内用平面单元(如 PLANE42)进行网格划分,再通过扫掠方式用三维实体结构单元(如 SOLID45)进行网格划分,如图 2b 所示.



1.1.2 施加位移约束和载荷边界条件 如图 2b 所示,位移约束限制了弹簧单元外节点的所有自由度 K_0 .载荷 F_c 直接施加在主轴切削端部, F_r 施加在接触节点上, T 产生的切向力 F_T 施加在主轴截面外圈的节点上.

1.1.3 轴承受力求解 轴系受力变形后,轴承受到的力可以由弹簧单元的预设轴向刚度乘以该方向上的位移 $(\Delta X_i, \Delta Y_i)$ 来表示,即

$$F_{a_i} = K_{a_i} \Delta X_i; \quad F_{r_i} = K_{r_i} \Delta Y_i \quad (1)$$

1.2 轴承刚度的有限元计算

步骤 1 建立轴承网格模型. 所有滚珠所受到的预紧力与轴向力基本相同,但在局部有几个滚珠的径向受力最大,因此可以取径向力最大的滚珠作为分析模型的依据,该分析模型依次为整个轴承模型→单滚珠对称模型→半滚珠对称模型,这样构造出的模型精度高,接触区域设置准确. 在滚珠与内外圈的接触区域,目标和接触单元采用 CONTA174 和 TARGE170,接触算法采用 ANSYS 默认的增强型拉格朗日法. 这种设置方式能很好地模拟非线性接触问题.

步骤 2 施加位移约束边界条件. 对剖面施加对称约束,对外圈外表面的约束是针对所有自由度的,对内圈轴向受力侧面和径向受力面上的所有节点分别施加轴向、径向自由度耦合约束.

步骤 3 施加载荷工况边界条件. 使用 ANSYS 工具、通过瞬态动力学分析方法,将轴承预紧加载设置为第 1 个载荷步,将径向和轴向载荷设置为第 2 个载荷步,再在每一个载荷步求解完成后使模型产生应力刚化效应,其结果将作为下一个载荷步的求解模型. 2 个载荷步见图 3,描述如下.

(1)第 1 个载荷步,预紧载荷施加于轴承端面. 如图 3a 所示,轴承 C 右端面在受到预紧力 F_p 之后,其内圈将向左移动 δ_p . 在此过程中,外隔套将对 3 个轴承外圈施加反作用力,同时轴肩对轴承 A、B 的内圈施加反作用力. 这些力使轴承外圈相对内圈产生位移,整个位移将被滚珠接触区域的变形所吸收.

(2)第 2 个载荷步,轴向和径向载荷施加于第 i 个轴承内圈. 如图 3b 所示,主轴受到轴向、径向载荷的作用,致使轴承内圈侧面和内表面受到了轴向力 F_{a_i} 和径向力 F_{r_i} 的作用. 由于轴承外圈已经定位,则轴承内圈在轴向和径向上将发生位移,这种位移被滚珠和内外圈的变形所吸收.

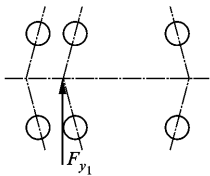
步骤 4 轴承刚度求解. 当轴承接触变形后,其刚度等于轴承受力除以受力方向上的变形 (ΔX_{i+1} 、 ΔY_{i+1}),即

$$F_{a_{i+1}} = K_{a_i} / \Delta X_{i+1}; \quad F_{r_{i+1}} = K_{r_i} \Delta Y_{i+1} \quad (2)$$

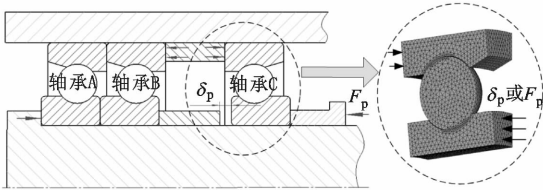
2 计算结果及分析

本文在 $F_p=200$ N、主轴切削力为 -3 kN、驱动径向力为 2 kN 下进行分析.

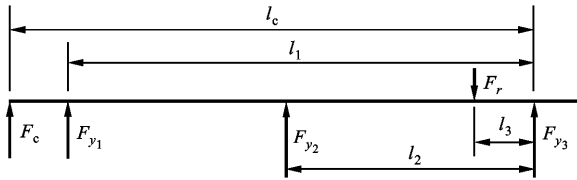
文献[5]方法是将三联角接触球轴承支承简化为一个支承点在第 2 个轴承接触线与主轴轴线交点处的支承(见 4a),并将支反力除以 2.6 作为单个轴承的载荷. 该轴系受力模型如图 4b 所示,模型计算所得的前、中、后支承的支反力分别为 $F_{y_1}=-4\,341$ N、 $F_{y_2}=2\,130$ N、 $F_{y_3}=1\,011$ N. 将 F_{y_1} 分配到前端 3 个轴承上,则轴承受力为 $-1\,670$ N. 应用文献[7]方法求得的轴承编号为 11、12、13 的轴承刚度为 2.475×10^8 N/m.



(a)简化三联角接触球轴承支承

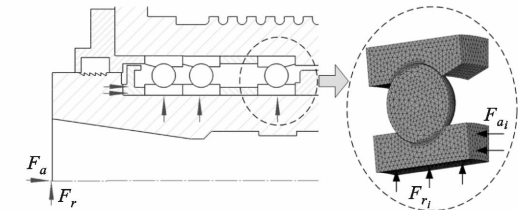


(a)预紧工况



(b)轴系受力模型

图 4 文献[5]方法的计算受力分析



(b)载荷工况

图 3 主轴-轴承载荷工况分析和施加的边界条件

本文采用有限元迭代方法来计算每个轴承的 F_r 和 K_r ,结果如表 1 所示. 该计算是收敛的,经过 8 次迭代计算的刚度精度达到了 0.01. 从表 1 可以看出,本文方法解算出了每一个轴承的受力,前支承中 3 个轴承的受力并不相同,说明文献[5]的力分配原则不正确,同时还看出轴承的刚度计算结果与文献[7]比较一致,说明本文方法是可取的.

在计算过程中,调节 F_p ($F_p=200\sim1\,600\text{ N}$),可以得到轴承径向刚度随预紧力的变化结果(这里以 11 号轴承为例),同时在轴系有限元模型中代入准确的轴承刚度值,可以求出轴系刚度,求解结果如表 2 所示.从表 2 可以看出, F_p 增大,轴承、轴系刚度将随之增大,但增加的幅度越来越小.理论上,滚

动轴承经预紧后,滚动体和内、外圈接触处将产生弹性变形,使得接触面积相应增大,参与承受力的滚动体增多,这样轴承工作时在承受同样的负荷的接触变形肯定比未预紧时的小,所以轴承的支承刚度提高.当预紧力增加到一定程度时,轴承开始进入塑性变形阶段,轴承刚度提高就不明显了.

表 1 轴承的径向受力和刚度迭代计算结果

轴承编号	11	12	13	21	22	31
$K_r^{(0)}/10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$	2	2	2	2	2	2
$F_r^{(1)}/\text{N}$	-1 632	-1 266	-717	839	976	976
$K_r^{(1)}/10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$	2.496	2.254	2.001	2.048	2.096	2.095
$\vdots$			$\vdots$			
$F_r^{(7)}/\text{N}$	-2 115	-1 439	-719	978	1 170	1 174
$K_r^{(7)}/10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$	2.785	2.358	2.005	2.091	2.147	2.146
$F_r^{(8)}/\text{N}$	-2 206	-1 444	-719	990	1 186	1 183
$K_r^{(8)}/10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$	2.792	2.340	2.005	2.109	2.153	2.150
误差 e	0.007	0.002	0.001	0.008	0.009	0.008

表 2 轴承、轴系刚度随预紧力的变化结果

F_p/N	200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 600
$K_{r_i}/\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1}$	286.5	328.7	366.2	394.5	421.3	443.4	462.6	474.1
$K_r'/\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1}$	89.02	94.22	99.15	103.33	107.18	110.27	112.55	113.78

注: K_r' 为主轴径向刚度.

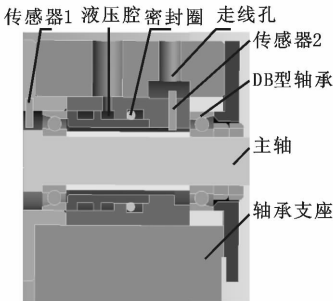
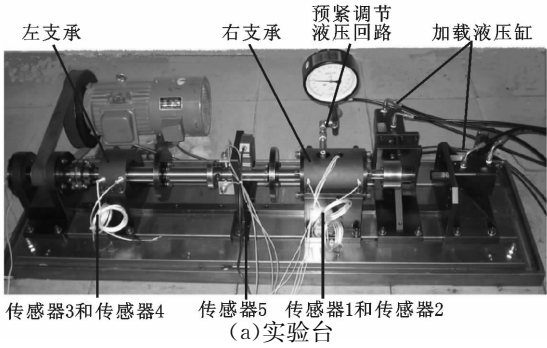
3 实验验证

实验对象为 2 个支承主轴,每个支承由一对背对背安装的角接触球轴承组成.在右支承轴承处设计了一个调节预紧力的液压回路装置,主轴端部通过液压缸加载来模拟主轴切削载荷.在 4 个轴承附近和主轴中间位置分别安装了电涡流位移传感器,以测量轴承和主轴受载变形时产生的径向位移.主轴实验台如图 5 所示.

通过液压装置调节 F_p ,使得 $F_p=200\text{ N}$,保持主轴静止,调节径向液压缸,其施加径向阻力 3 kN,再利用 5 个位移传感器得到轴承与主轴径向变形数据,如表 3 所示.从表 3 看出,实验与计算结果比较吻合,但有 5% 的误差.产生误差的原因一是有限元模型对实际模型进行了一定的简化,二是位移传感器的安装位置与轴承有一定的偏距.

表 3 轴承与主轴的变形数据

结果	径向变形/ μm				
实验	11.1	11.5	3.4	3.6	5.7
计算	10.92	11.36	3.33	3.51	5.65
传感器编号	1	2	3	4	5

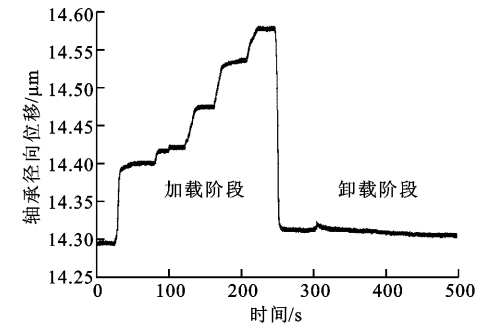


(b)右支承结构

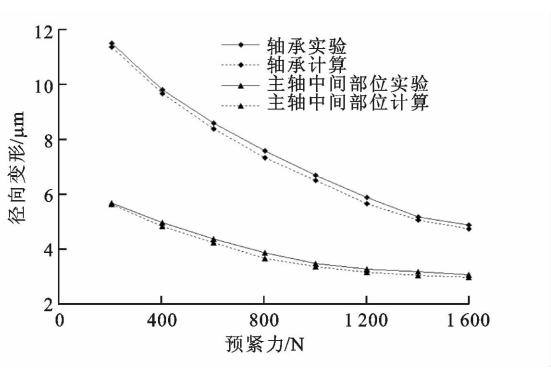
图 5 主轴-轴承实验台

另外,调节 F_p 可以得到轴承和主轴的变形结果,以传感器 2 处的右支承右端轴承为例,加载后的

变形曲线如图 6a 所示. 在相同载荷下,增加 F_p ,轴承和轴系的刚度提高,变形减小,如图 6b 所示. 从图 6 中看出,实验与计算结果一致,再次表明本文方法是可行的.



(a)右支承右端轴承的加载变形曲线



(b)轴承和主轴在预紧力下的变形曲线

图 6 不同预紧条件下轴承和主轴的变形结果

4 结束语

本文提出了一种基于有限元分析的迭代计算方法,即在轴系-轴承有限元模型中利用刚度-变形-受力关系式进行迭代运算. 计算与实验结果表明,该方法不仅能准确地计算多支承轴系中每一个轴承的受力和刚度,还能有效地研究预紧力与轴承刚度、轴系刚度的关系.

参考文献:

[1] 王玉金, 赵韩, 罗继伟. 高速机床主轴支承系统轴承配置分析 [J]. 制造技术与机床, 2003(1): 44-46.
WANG Yujin, ZHAO Han, LUO Jiwei. Analysis on bearing configuration for spindle bearing system in high-speed machine [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2003(1): 44-46.
[2] KIM S M, LEE S K. Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle-bearing system considering bearing surroundings [J]. International Journal of Machine

Tools and Manufacture, 2001, 41 (6): 809-831.
[3] CHEN J S, CHEN K W. Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45 (12/13): 1487-1493.
[4] 戴曙. 数控机床设计讲座-第三讲数控机床主轴组件设计 [J]. 制造技术与机床, 1995 (2): 47-54.
DAI Shu. Spindle unit design of NC [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 1995 (2): 47-54.
[5] HARRIS T A. Rolling bearing analysis [M]. 3rd ed. New York, USA: John Wiley and Sons Inc., 1990.
[6] 张迅雷, 邵凤常, 曹诚梓. 角接触球轴承静刚度的精确计算 [J]. 轴承, 1995(5): 2-5.
ZHANG Xunlei, SHAO Fengchang, CAO Chengzi. Precise computation on static rigidity of angular contact ball bearings [J]. Bearing, 1995(5): 2-5.
[7] 王硕桂, 夏源明. 过盈配合量和预紧力对高速角接触球轴承刚度的影响 [J]. 中国科学技术大学学报, 2006, 36(12): 1314-1320.
WANG Shuogui, XIA Yuanming. Effect of the interference fit and axial preload in the stiffness of the high-speed angular contact ball bearing [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2006, 36 (12): 1314-1320.
[8] 王保民, 胡赤兵, 邬再新, 等. 预紧对高速角接触球轴承动态刚度的影响 [J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35 (2): 29-32.
WANG Baomin, HU Chibing, WU Zaixin, et al. Effect of pretension on dynamic stiffness of high-speed angular contact ball bearing [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(2): 29-32.
[9] 高红斌. 基于有限元法的滚动轴承结构和模态分析与研究 [J]. 机械工程与自动化, 2007(4): 90-92, 95.
GAO Hongbin. Research on structure and modality of roller bearing based on FEA [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2007(4): 90-92, 95.
[10] WANG Tianyu, WANG Fengxiang, BAI Haoran, et al. Stiffness and critical speed calculation of magnetic bearing-rotor system based on FEA [C]// 11th International Conference on Electrical Machines and Systems. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 575-578.
[11] 冈本纯三, 黄志强. 球轴承的设计计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 23-48.
[12] ZVERV I. An elastic deformation model of high speed spindles built into ball bearings [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 170(3): 570-578.

(编辑 苗凌)