

综合变形下滚动轴承非线性静接触刚度研究

郑煜¹,王凯²

(1. 陕西工业职业技术学院 机械工程学院,陕西 咸阳 712042;
2. 西安理工大学 机械与精密仪器工程学院,陕西 西安 710048)

摘要:在弹性体条件下,考虑保持架因素,综合各零件的局部刚度与自身刚度的相互影响,应用有限元分析方法,将滚动轴承的接触状态转化为非线性接触问题。通过合理的模型设置,求解不同载荷下轴承各零件的接触状态并给出应力分布及其规律,通过内圈耦合节点位移得出静刚度变化规律。

关键词:滚动轴承;非线性接触状态;静刚度

中图分类号:TH133.31 文献标志码:A 文章编号:1671-5276(2019)04-0046-04

Investigation of Nonlinear Contact Status and Static Stiffness of Rolling Bearing Under Comprehensive Deformation Conditions

ZHENG Yu¹, WANG Kai²

(1. College of Mechanical Engineering, ShaanXi Polytechnic Institute, Xianyang 712042, China;
2. School of Mechanical and Precise Instrument, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Considering the bearing cage and the interaction effect of the local stiffness and the integral stiffness with all parts as elastomer, FEM is used to change the rolling bearing contact status into the nonlinear contact status. By rational setting of finite element model, the contact status of bearing parts is solved and the stress distribution and the change laws of the stress distribution and the static stiffness are given out.

Keywords: rolling bearing; nonlinear contact status; static stiffness

0 引言

滚动轴承是重要的支撑部件,在机械系统中应用广泛^[1]。在重要支撑场合,滚动轴承的运行状态和支撑刚度往往对机械系统的总体运行精度具有非常重要的影响^[2]。

多数使用场合中,滚动轴承转速不十分高且润滑良好,轴承离心力、内圈离心膨胀、热变形等因素对轴承整体刚度影响不突出;同时,处在运动状态下的滚动轴承,以静刚度为基准,其动刚度一般在一定水平范围内周期变化。因此滚动轴承接触状态和静刚度的研究对于研究其支撑刚度、轴系运转运行精度等具有重要的意义。

吕亚楠等通过对直线导轨、滚动轴承建立刚度模型计算公式,完成了混联机床静刚度的建立、分析与优化^[3],刘衍等通过静力平衡方程和变形协调方程得到了轴承-丝杠系统的静刚度模型^[4]。

为提高轴承静支撑刚度理论模型计算精度,将轴承各零件设为弹性体,考虑保持架对支撑刚度的影响,为综合受载下轴承各零件局部刚度和自身刚度对整体支撑刚度的影响,本文选择有限元法。

1 接触问题的有限元算法

由于接触界面非线性和接触条件的单边性不等式约束,在接触分析过程中就需要插入接触界面搜寻步骤,此时必须采用迭代的数值计算方法^[5-6]。

当两物体接触平衡时,物体所有单元,包括接触与非接触单元,其外力虚功都等于内力虚功,即

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{P}\} + \{\mathbf{R}\} \quad (1)$$

式中:[\mathbf{K}]为总刚度矩阵;{ \mathbf{P} }为整体载荷向量;{ \mathbf{R} }为整体接触力向量。

$$\text{若使 } [\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} [\mathbf{K}_I] & 0 \\ 0 & [\mathbf{K}_{II}] \end{bmatrix}, \{\mathbf{u}\} = \begin{Bmatrix} \{u_I\} \\ \{u_{II}\} \end{Bmatrix},$$

$$\{\mathbf{P}\} = \begin{Bmatrix} \{\mathbf{P}_I\} \\ \{\mathbf{P}_{II}\} \end{Bmatrix}, \{\mathbf{R}\} = \begin{Bmatrix} \{\mathbf{R}_I\} \\ \{\mathbf{R}_{II}\} \end{Bmatrix}.$$

将式(1)表示为两接触物体 I 和 II 的总刚度方程如下:

$$\begin{cases} [\mathbf{K}_I]\{u_I\} = \{\mathbf{P}_I\} + \{\mathbf{R}_I\} \\ [\mathbf{K}_{II}]\{u_{II}\} = \{\mathbf{P}_{II}\} + \{\mathbf{R}_{II}\} \end{cases} \quad (2)$$

由式(2)可得:

$$\{\mathbf{u}\} = [\mathbf{K}]^{-1}\{\mathbf{P}\} + [\mathbf{K}]^{-1}\{\mathbf{R}\} \quad (3)$$

基金项目:陕西省教育厅重点实验室科学研究计划项目(16JS076)

作者简介:郑煜(1990—),男,陕西咸阳人,助教,硕士,研究方向为机械系统状态检测与故障诊断。

由于接触力 $\{R\}$ 未知,无法对式(3)直接求解,必须对接触条件进行假设,并将其转化为相应的边界条件,故式(3)可以改为:

$$\{u\} = [K^*]^{-1} \{P^*\} \quad (4)$$

式中: $[K^*]$ 为根据假设边界条件修正后的总刚度矩阵; $\{P^*\}$ 为根据假设边界条件修正后的整体载荷向量。

根据事先假设的接触条件,由式(4)求出节点位移 $\{u\}$,再代入式(3)求解出整体接触力向量 $\{R\}$ 。根据求得的接触位移 $\{u\}$ 和接触力 $\{R\}$,判断接触状态和假设接触状态是否相符。若不符,则需修改接触条件,重复上述过程,如此反复迭代,直至前后计算结果一致,求得节点位移。

考虑到算法的适应性,本文选择成熟商用有限元软件 ANSYS Mechanical APDL 计算轴承非线性静接触刚度。

为说明该计算方法,本文从通用性较强的深沟球轴承 6206 为例,其他轴承读者可依据该例分析计算。

2 有限元模型建立

a) 几何模型建立

考虑到轴承 6206 的对称结构,为节省计算资源,建立全尺寸轴承的 1/2 模型,如图 1 所示。模型中的轴承游隙为 0,忽略润滑剂对轴承动力学性能的影响。

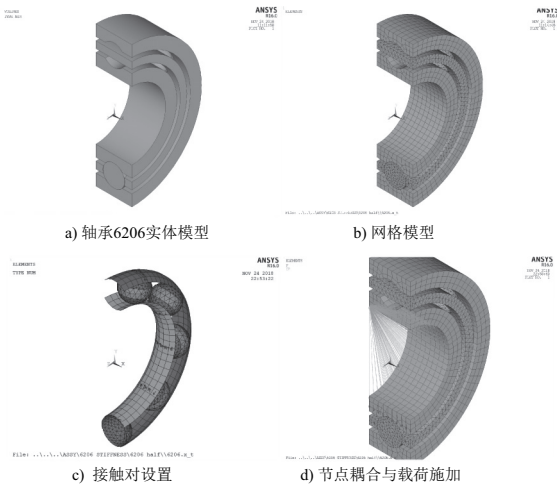


图 1 轴承实体模型与网络划分

b) 单元选取与材料特性设定

选用 Solid185 单元划分轴承几何实体网格,单元算法选择全积分。

按照分析条件,接触类型选择为柔体-柔体,选用 TARGE170 为目标单元,CONTA174 为接触单元,用于轴承的接触面网格划分。

接触单元关键字设置:使程序每次迭代中自动更新接触刚度;接触模型选择标准有限滑移;接触单元算法选择扩展拉格朗日算法,它是一种不断重复更新接触刚度的罚函数法^[7],直到计算穿透值小于允许值时才停止更新。该方法具备总体刚度矩阵病态少,各单元的接触刚度取值更合理的特点。

轴承内、外圈,滚动体采用 GGr15 材料,弹性模量

206 GPa,泊松比 0.3,密度 7830 kg/m³,摩擦系数取 0.2;保持架采用冷轧钢板,弹性模量 196 GPa,泊松比 0.3,密度 7830 kg/m³,摩擦系数 0.2。

c) 网格划分及建立接触

无载荷作用时,滚子与滚道为点接触,随着施加载荷的变化,接触变为面接触且接触状态发生改变。因此,该问题在求解过程中存在边界条件的变化,为真实捕捉接触状态的变化,需要对潜在的接触部位进行网格或节点细化^[8]。

对轴承内、外圈使用扫略网格划分;对保持架和滚动体采用自由网格划分并细化滚动体网格。滚动体与内、外圈滚道面和保持架兜孔之间选用面-面接触方式建立接触对,内滚道、外滚道、保持架兜孔作为目标面划分接触网格;滚动体外表面作为接触面划分接触网格。

d) 约束边界条件及施加载荷

为了使计算过程与实际工况相符,同时考虑非线性过程的收敛性和结果的准确性,需要对以下边界条件进行约束,如图 2 所示。

1) 由于轴承外圈固定在机座上,需要约束外圈外表面的所有自由度,施加 ALL DOF 的位移约束,并设定约束值 Constant Value 为 0;

2) 由于有限元模型为 1/2 轴承,需要在对称平面 xy 上所有的面施加对称约束。

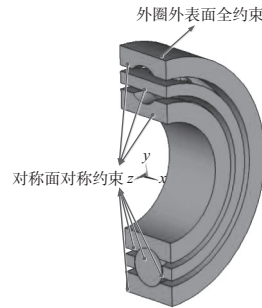


图 2 约束条件

刚性轴与内圈内表面为过盈配合,且传递给轴承内圈径向载荷。所以耦合内圈内表面上所有节点在 u_y 和 u_z 方向的自由度,将内圈内表面视为刚性面;将集中载荷施加在耦合的主节点上,如图 2 所示,数值为径向载荷的一半。

e) 求解选项设置

为使计算过程更加稳定,采用自动时间步长,并使用线性搜索选项,载荷子步最小为 40 步,最大为 100 步。

3 非线性接触状态

通过 ANSYS 的一般后处理器 (POST1),得到轴承 6206 内圈承受径向载荷 5750 N 时,轴承整体和部分零件的等效应力云图,如图 3 所示。

图 3a) 表明,综合滚动体以及轴承内、外圈的受载变形及保持架的作用,轴承上部 4 个滚动体与外圈滚道接触缝隙变大,载荷由下部 5 个滚动体承担;图 3b) 表明保持架存在一定的位移和变形,接触应力主要集中在保持架与

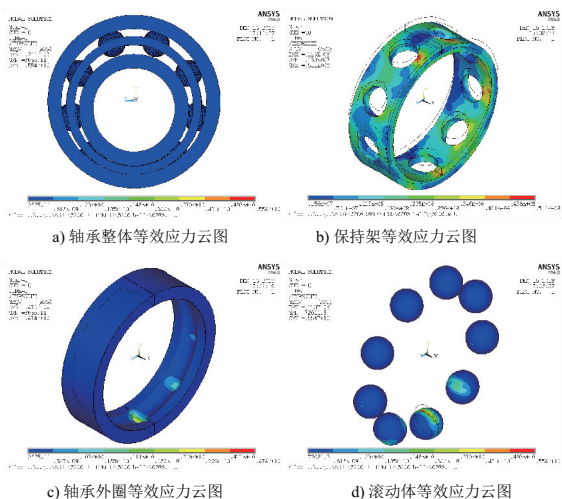


图3 等效应力云图

滚动体接触的兜孔部位,说明载荷作用下保持架发挥了一定支撑作用;图3c)、图3d)说明轴承主要接触应力保持在滚动体与内外圈滚道接触部位,载荷主要由下侧滚动体承担,且该状态下正下方滚动体承力最大。

如图4标记不同位置滚动体,由于载荷、形变等因素可能使得滚动体位移,为考察这种微平移和微转动,绘制滚动体外表面节点位移矢量如图5所示。最上方8、9号滚动体因不运动而未显示;4、5号滚动体平移和转动量皆最大且两种位移从2、3号、6、7号至1号滚动体依次减小;1号滚动体由于结构原因虽受力最大但综合位移不大。

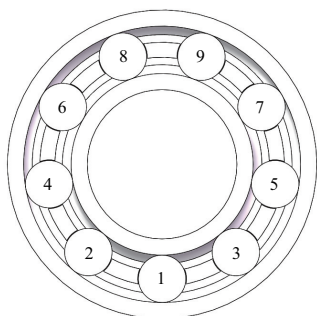


图4 滚动体编号

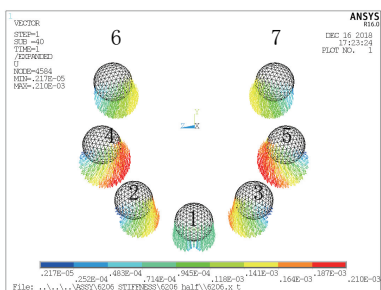


图5 滚动体表面节点位移

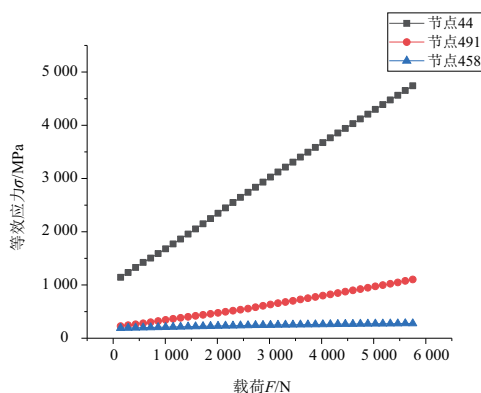
在此条件下,定量研究不同静载荷作用下轴承的接触状态,分别提取外圈滚道上与滚动体接触位置节点44、

491、458,滚动体表面上与外圈滚道接触位置处5823、5147、4737节点应力,绘制节点应力曲线如图6a)、图6b),其中节点44、5823位于1号接触位,491、5147位于3号接触位,458、4737位于5号接触位。

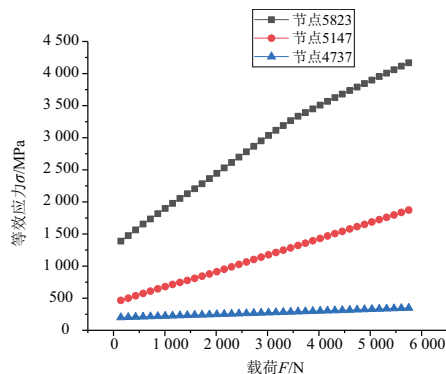
0~5750 N 载荷作用范围内,各接触位置应力保持线性增长;1号接触位应力最大,5号最小;由于滚动体曲率大于外圈滚道,因此1、3、5号位滚动体应力基本均大于外圈滚道。表1给出各接触位应力变化率,3号应力变化最快,5号则最小;随施加载荷的逐渐增大,1、3、5号的应力比值逐渐增大,例如外圈滚道节点,1号与3号比值由4.3增长至4.9,3号与5号比值由1.2增长至4.0。

表1 各接触位应力变化率 MPa/N

	1号位	3号位	5号位
外圈滚道	0.640	0.160	0.016
滚动体	0.500	0.250	0.026



a) 外圈滚道与滚动体接触节点应力



b) 滚动体与外圈接触节点应力

图6 接触位置节点应力

4 静刚度分析

为定量分析轴承在不同大小载荷作用下的静支撑刚度,提取内圈与轴径接触表面节点的y方向位移,因节点 u_y 、 u_z 自由度耦合,反映了该表面径向位移,以载荷大小作为横坐标,y方向位移为纵坐标,绘制轴承支撑刚度图,如图7所示。可见滚动轴承的静支撑刚度在0~5750 N的载荷作用范围内保持线性状态。

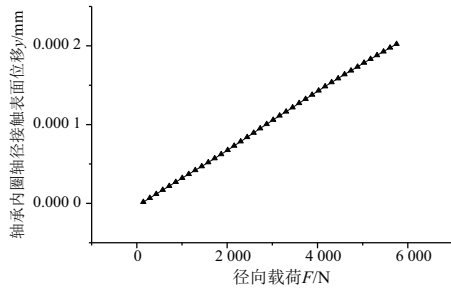


图7 轴承6206静支撑刚度

5 结语

本文将轴承内、外圈考虑为刚体,在分析模型中引入保持架,综合零件的接触刚度和整体刚度,将上述问题转化为非线性接触问题,在明确有限元算法过程的基础上,妥善设置问题模型。通过求解模型,获得滚动轴承不同载荷作用下的接触状态,分析并总结了各接触位置的应力分布和变化规律,给出了轴承的静刚度。本文为滚动轴承的运行状态和支撑精度分析提供了一种研究方法参照。

参考文献:

- [1] 咎涛,庞兆亮,王民,等. 基于VMD的滚动轴承早期故障诊断方法[D]. 北京:北京工业大学学报,2018.
- [2] 李奕江,张金萍,李允公. 基于VMD-HMM的滚动轴承磨损状态识别[J]. 振动与冲击,2018,37(21):61-67.
- [3] 吕亚楠,王立平,关立文. 基于刚度组集的混联机床的静刚度分析与优化[J]. 清华大学学报(自然科学版),2008(2):180-183.
- [4] 刘衍,汪劲松,赵彤,等. 滚珠丝杠传动系统的刚度模型[J]. 清华大学学报(自然科学版),2011,51(5):601-606.
- [5] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
- [6] Ebert. F. J. Fundamentals of design and technology of rolling element bearings[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2010, 23(1): 123-136.
- [7] 郭小明,赵惠麟. 工程结构接触问题的研究及进展[J]. 东南大学学报, 2003, 33(5): 577-582.
- [8] 王大力,孙立明,单服兵. ANSYS在求解轴承接触问题中的应用[J]. 轴承, 2002(9): 1-4.

收稿日期:2019-03-07