

运用 ANSYS 的平面止推轴承有限元分析

王槐 张景旭 代霜

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

摘要: 基于有限元分析软件 ANSYS, 建立了平面止推轴承接触分析的三维模型, 对钢球和滚道的接触问题进行了数值模拟, 分析了接触刚度(FKN)、渗透容差($FTOLN$)、初始闭合($ICONT$)、接触算法和对称接触等关键参数, 并给出了推荐值。轴承承载后的应力和弹性趋近量与 Hertz 理论计算结果的误差分别为 0.98% 和 2.26%, 验证了有限元模型建立和分析过程的正确性, 也为相关滚动轴承的静力学分析提供了理论依据。

关键词: 平面止推轴承; 有限元; 赫兹接触

中图分类号: TH123.4 文献标志码: A 文章编号: 1671—3133(2011)08—0075—05

Analysis of the finite element contact model in the plane thrust bearing using ANSYS

WANG Huai ZHANG Jing-xu DAI Shuang

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences Changchun, Changchun 130033, China)

Abstract: Based on the software of ANSYS, the finite element contact model of the plane thrust bearing was established. The contact deformation process between the ball and the raceway was numerically simulated. The effects of several most important parameters, including FKN , $FTOLN$, $ICONT$, contact algorithm and asymmetric contact selection, were analyzed in detail and recommended values were proposed. Compared with the results which were calculated by the Hertz theory, the errors of the maximum contact stress and the elastic deformation of the bearing contact are 0.98% and 2.26%. That means the finite element analysis was feasible. And the simulation applied theoretical basis for static study of the rolling bearing.

Key words: plane thrust bearing; finite element; Hertz contact

由钢球和平面滚道构成的平面止推轴承具有结构相对简单、便于加工和检测等优点, 广泛应用于大型望远镜、经纬仪等低速回转设备的方位轴系中^[1-2]。为保证轴系具有高回转精度、低晃动误差, 同时达到预期的承载能力和寿命, 需要研究轴承的受力和应力分布状态等问题。因此, 对平面止推轴承中钢球与滚道进行静力分析具有十分重要的意义。

本文针对具体的工程应用实例, 采用 ANSYS 有限元分析软件建立平面止推轴承的有限元模型, 探讨主要接触参数的设置, 分析应力和变形情况, 并通过与 Hertz 理论计算结果对比, 验证建模和分析过程的合理性, 为相关轴承的静力分析提供理论依据。

1 传统赫兹理论求解

1.1 接触问题的分析

一般滚动轴承的接触状态如图 1 所示, 即两接触

体的主曲率平面重合于平面 I 和平面 II, 并定义接触体的主曲率为接触体半径的倒数, 凸面取正值, 凹面取负值。

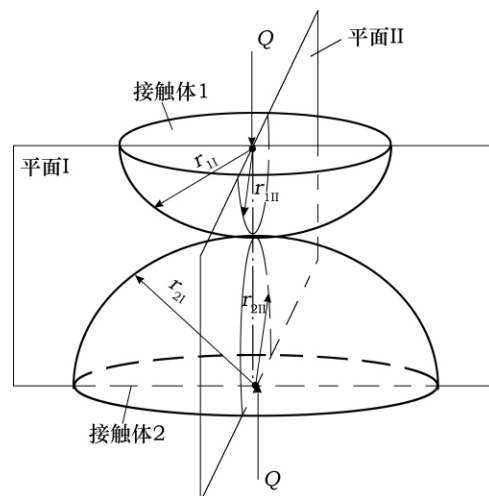


图 1 一般滚动轴承的接触状态

定义 Σ_ρ 为接触点处两接触体的主曲率和,即:

$$\Sigma_\rho = \frac{1}{r_{1I}} + \frac{1}{r_{1II}} + \frac{1}{r_{2I}} + \frac{1}{r_{2II}} = \rho_{1I} + \rho_{1II} + \rho_{2I} + \rho_{2II} \dots\dots\dots (1)$$

式中: r_{1I} 、 r_{1II} 、 r_{2I} 、 r_{2II} 分别为接触体 1、接触体 2 的半径在平面 I、平面 II 上的投影; 主曲率 ρ_{1I} 、 ρ_{1II} 、 ρ_{2I} 、 ρ_{2II} 为 r_{1I} 、 r_{1II} 、 r_{2I} 、 r_{2II} 的倒数。

定义辅助函数 $F(\rho)$ 为:

$$F(\rho) = \frac{|\rho_{1I} - \rho_{1II}| + |\rho_{2I} - \rho_{2II}|}{\Sigma_\rho} \dots\dots\dots (2)$$

根据 Hertz 接触理论,可求得接触椭圆的长半轴 a 、短半轴 b 、弹性趋近量 δ 和最大接触应力 p_{max} 为:

$$a = a^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma_\rho} \left(\frac{1-\xi_1^2}{E_1} + \frac{1-\xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \dots\dots\dots (3)$$

$$b = b^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma_\rho} \left(\frac{1-\xi_1^2}{E_1} + \frac{1-\xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \dots\dots\dots (4)$$

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma_\rho} \left(\frac{1-\xi_1^2}{E_1} + \frac{1-\xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} \frac{\Sigma_\rho}{2} \dots\dots\dots (5)$$

$$p_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab} = \frac{3}{2\pi e_a e_b} \sqrt{(\Sigma_\rho)^2 Q} \dots\dots\dots (6)$$

式中: Q 为接触区域载荷; N ; E_1 、 E_2 分别为接触体 1、接触体 2 材料的弹性模量,MPa; ξ_1 、 ξ_2 分别为接触体 1、接触体 2 材料的泊松比; e_a 、 e_b 、 a^* 、 b^* 、 δ^* 为由接触区域尺寸即辅助函数 $F(\rho)$ 所决定的系数,其计算非常复杂,通常可根据 $F(\rho)$ 由相应图表查出^[3-5]。

1.2 利用 Hertz 理论求解平面止推轴承的接触问题

以某平面止推轴承为例进行分析,材料为 GCr15SiMn 几何参数为: 钢球直径 $D_w = 18\text{mm}$ 钢球数量 $Z = 600$ 个。材料参数为: 弹性模量 $E = 207\,000\text{ MPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$ 。轴向载荷为 $69\,580\text{N}$, 因此单个钢球所承受的轴向载荷 $F_a = 116\text{N}$ 。

由弹性 Hertz 接触理论求解得到: 钢球和滚道最大 Hertz 接触应力 $p_{max} = 1\,530\text{MPa}$, 弹性趋近量 $\delta = 4.02\mu\text{m}$ 。钢球和上、下轴承圈的弹性趋近量相同,因此总弹性趋近量为 $8.04\mu\text{m}$ 。

2 轴承三维有限元接触模型的建立

2.1 轴承的三维实体建模

根据某型号止推轴承的结构尺寸,取其中一个钢球和与其接触的两滚道局部区域作为研究对象,在 ANSYS 的前处理模块中建立局部轴承三维模型如图 2a 所示。轴承计算的主要工作量在接触部分,为节省计算资源,可根据其几何特点,建立 1/4 局部轴承对称

模型,如图 2b 所示。

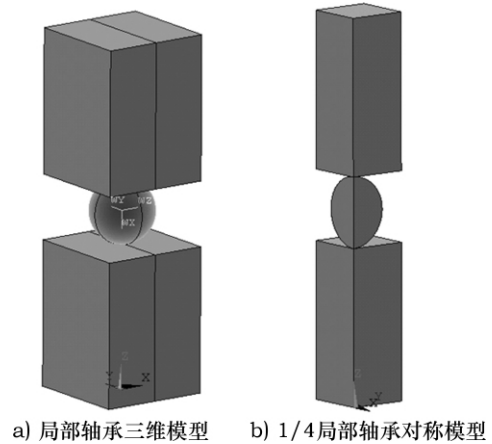
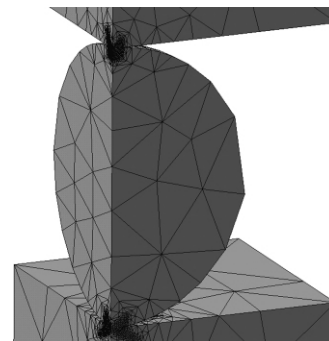


图 2 平面止推轴承的有限元模型

2.2 单元选择及网格划分

采用 10 节点的三维实体单元 Solid 92 单元划分网格。为提高数值计算精度,需要细化网格,而接触是非线性问题,其计算量相当大,为节省资源提高效率,采用接触区域局部细化网格划分的方法。通常情况下,接触网格要细化到接触区域半轴尺寸的一半^[7-9],因此首先对模型整体进行自由网格划分,生成 766 个单元和 1 724 个节点,然后手动选择接触区域进行局部细化,最终生成 53 883 个单元和 69 711 个节点。

接触区域局部网格的细化如图 3 所示。



3 接触区域局部网格的细化

2.3 轴承接触问题的描述

接触是一种很普遍的高度非线性行为,它属于状态变化非线性类型中的一个特殊而重要的子集。接触问题分为两种基本类型: 刚体-柔体接触和柔体-柔体接触。

ANSYS 支持三种接触方式: 点-点、点-面和面-面接触^[6]。针对平面止推轴承的特点,本模型选用面-面接触方式,并使用“接触对生成向导”生成接触对。作

为刚性面的钢球表面被当作“目标面”,采用 Target170 单元;而作为柔性体的滚道表面当作“接触面”,采用 Conta174 单元。

3 接触参数的设置

采用 ANSYS 分析接触问题的优势在于其提供了详细的接触参数设置,包括 26 个实常数以及 12 个关键选项,可以对各种接触方式和状态进行模拟,在不同的接触情况下,其中某些参数的选择和设定又会显著影响分析结果的正确性和精确程度。虽然 ANSYS 软件对其中的大多数参数提供默认值,但根据特定接触情况对其中的一些参数进行调整可以提高分析效率,并可以使结果更接近于真实情况。在此结合本仿真模型,对其中的主要参数进行分析。

3.1 接触刚度 FKN

所有的接触问题都需要定义接触刚度。两个表面之间渗透量的大小取决于接触刚度,过大的接触刚度可能会引起总刚度矩阵病态,造成收敛困难。一般来说,应该选取足够大的接触刚度以保证接触渗透小到可以接受,但同时又应该让接触刚度足够小以免引起总刚度矩阵的病态问题而保证收敛性。

ANSYS 根据变形体单元的材料特性来估计一个默认的接触刚度值。采用实常数 FKN ,为接触刚度指定一个比例因子或指定一个真正的值,比例因子一般在 0.01 ~ 10 之间,默认值为 1.0。为了避免过多的迭代次数,应该尽量使渗透到达极小值。

本仿真中 $FKN = 100$,并得出如下结论。

1) 对于此类较复杂的接触问题, FKN 的设定应从较小的取值开始。虽然这样有时会带来额外的渗透 (penetration),但通常整个仿真过程很短,便于对过程中出现的问题及时修正。当问题解决后,可以逐渐增大 FKN 值直至渗透低于设定要求。

2) 接触边界出现强烈的位移变化,或是应力集中,而模型由于划分的网格较粗而产生较小的“面”时,较大的 FKN 值往往有利于得到理想的结果。通常可以采用的解决方法包括对接触边界的局部网格进行细化,或采用高阶的接触单元和目标单元来定义曲面,但这样会增加仿真过程时间,因此应根据具体情况在仿真精度和效率之间找到最佳平衡点。

3.2 接触算法

对于面-面的接触单元,ANSYS 可以使用扩展的拉格朗日算法或罚函数法。扩展的拉格朗日算法是为了找到精确的拉格朗日乘子而对罚函数修正项进

行反复迭代。

与罚函数法相比,拉格朗日算法不易引起病态条件,对接触刚度的灵敏度较小。但在有些分析中,扩展的拉格朗日算法可能需要更多的迭代,特别是在变形后网格扭曲严重的状态下^[10]。

而罚函数法在某些特定情况下有利于快速收敛,例如在可能发生剧烈运动的多表面接触三维模型中,此时对分析影响较大的是 FKN 等参数。

根据本仿真实体的接触特点,采用扩展的拉格朗日算法进行分析。

3.3 渗透容差 $FTOLN$

使用拉格朗日算法的同时应使用实常数 $FTOLN$,它是拉格朗日算法指定允许的最大渗透,即渗透容差。如果 ANSYS 发现渗透大于此值时,即使不平衡力和位移增量已经满足了收敛准则,总的求解仍被当作不收敛处理。 $FTOLN$ 的默认值为 0.1,可以改变这个值,但要注意如果此值太小可能会造成太多的迭代次数或者不收敛。

在收敛结果中对接触单元的渗透检查是后处理的重要步骤,可能发生接触单元表面少量渗透进入目标表面的情况,而此渗透量与 FKN 和 $FTOLN$ 参数密切相关。如果总体收敛困难是由过大的渗透引起的,那么可能低估了 FKN 的值或者是将 $FTOLN$ 的值取得太小;如果总体的收敛困难是由于不平衡力和位移增量达到收敛值需要过多的迭代次数引起的,那么 FKN 的值可能被高估或者是将 $FTOLN$ 的值取得太大。

通过大量分析反复对比,最终本仿真采用 $FKN = 0.01$ 收敛结果的最大渗透值 $FTOLN = 0.944 \times 10^{-5} \text{ mm}$,轴承局部 1/4 模型节点渗透分布图如图 4 所示。

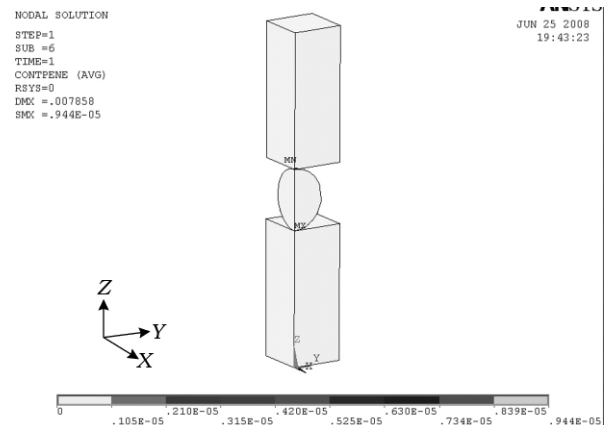


图 4 轴承局部 1/4 模型节点渗透分布图

3.4 初始闭合 *ICONT*

实常数 *ICONT* 用于指定一个合理的初始接触环。初始接触环是指沿着目标面的“调整环”深度,如果沒有人为指定 *ICONT* 的值,ANSYS 会根据几何尺寸来给 *ICONT* 提供很小的数值(通常小于 0.03),同时输出指定数值的警告信息。*ICONT* 为正值时表示相对于下面变形体单元厚度的比例因子,为负值时表示接触环的真正值。任何落在“调整环”区域内的接触检查点被自动移到目标面上。

本仿真中 $ICONT = 1 \times 10^{-8}$,总结出如下结论。

1) 如果 *ICONT* 取值过高,接触应力和压力将变得不均匀。

2) 在某些情况下,ANSYS 默认的 *ICONT* 取值会把本应分开的节点“拉”到一起,此时应将 *ICONT* 取值一个很小的值,本仿真正是这种情况。由于初始状态为钢球和平面滚道之间的“点”接触,在接触点附近的双方节点由于轴向距离较近,很可能被“拉”到一起,错误地增大接触面积,产生失真的仿真结果。

3.5 对称接触和非对称接触

在生成 ANSYS 接触对时,可以选择生成对称的或非对称的接触单元。在非对称接触情况下,一个面是接触面,而另一个是目标面;而在对称接触情况下,系统将两个面都定义为既是目标面又是接触面。

一般当相接触两者的特征区别不明显,或者两者的网格都比较稀疏时,应采用对称接触方式,此时不需要特别考虑哪个面是接触面,哪个面是目标面。而非对称接触方式在区分目标面和接触面时需要遵守以下规则。

1) 当一个凸表面与一个平的或者凹表面相接触时,应指定凸表面为接触面,另一方为目标面。

2) 当一个网格较疏的表面与一个网格较密的表面发生接触时,应指定网格较密的表面为接触面,另一方为目标面。

3) 当一个高硬度表面与一个低硬度表面相接触时,应指定低硬度表面为接触面,另一方为目标面。

4) 当一个高阶单元表面与一个低阶单元表面相接触时,应指定高阶单元表面为接触面,另一方为目标面。

5) 当一个较大的表面与一个较小的表面相接触时,应指定小表面为接触面,另一方为目标面。

因此,结合止推轴承的结构特点,在分析中指定钢球表面为接触表面,滚道表面为目标表面。

4 有限元仿真及结果分析

4.1 边界条件的设定及加载

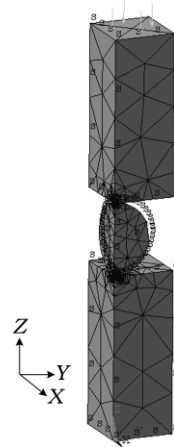


图5 有限元模型的边界条件及加载图

有限元模型的边界条件及加载图如图 5 所示。本分析模型只选取了一个钢球和与其接触的两滚道部分区域的 1/4 来分析,因此剖面处需要施加对称约束,如图 5 中“s”标记所示。然后将轴承的轴向载荷转化为均布载荷施加到上轴承环局部的上表面。为简化分析,忽略轴承环整体的弯曲变形,将 1/4 模型的下表面的自由度 UX 、 UY 和 UZ 约束为零,上表面的自由度 UX 、 UY 约束为零,钢球与上、下环面接触点的自由度 UX 、 UY 约束为零。

4.2 有限元计算结果

通过 ANSYS 后处理分析,得到 1/4 模型在轴向载荷作用下的接触应力情况,其最大值产生于钢球和滚道的接触点位置,其值为 1515MPa,轴承局部 1/4 模型接触应力图如图 6 所示。

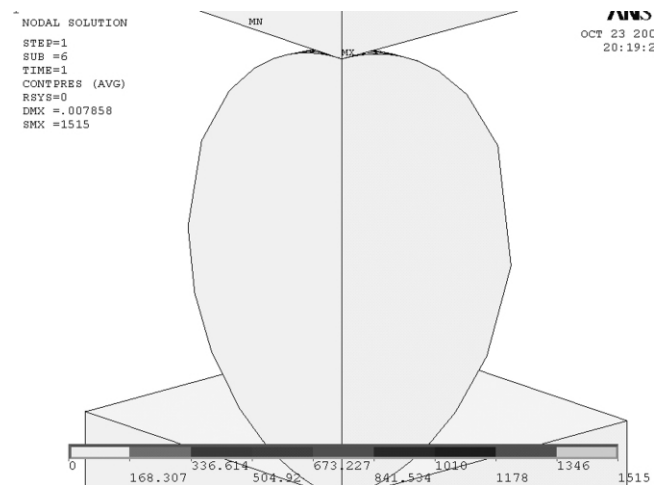


图6 轴承局部 1/4 模型接触应力图

同时,得到 1/4 模型在轴向载荷作用下的轴向(Z 向)位移分布,即上、下两个轴承环的弹性趋近量总和,其值为 0.007858mm(因变形方向与 Z 轴正方向相反,所以图中有负号),即 7.858 μ m,轴承局部 1/4 模型轴向弹性变形分布图如图 7 所示。

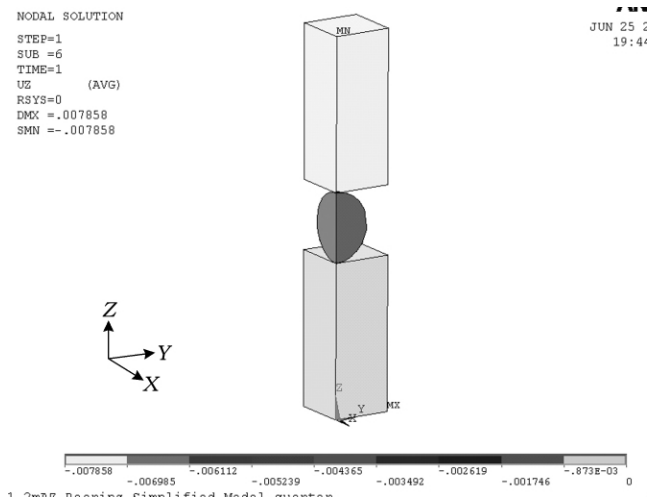


图 7 轴承局部 1/4 模型轴向弹性变形分布图

4.3 计算结果的比较

有限元仿真分析与 Hertz 理论计算结果对比见表 1。

表 1 仿真分析与 Hertz 理论计算结果的对比

计算方法	最大接触应力 /MPa	最大接触应力误差 /%	弹性趋近量 / μm	弹性趋近量误差 /%
Hertz 理论计算	1 530		8.04	
仿真分析	1 515		7.858	
结果对比		0.98		2.26

通过对比表 1 中的数值并结合多次仿真的结果得到如下结论。

1) 仿真分析和 Hertz 理论计算结果相比,最大接触应力的误差为 0.98%,弹性趋近量的误差为 2.26%,可见该模型有限元分析与理论计算结果较一致。而对应数值略小,主要是由于少量节点不可避免地出现渗透现象所导致。

2) 网格划分的密度将直接影响分析的精度和收敛情况,并且轴承接触区域的面积很小(除特大型轴承外,一般小于 1mm^2),因此通过局部细化网格生成单元的边长,必须小于采用 Hertz 理论计算得到的椭圆形(本文为圆形)接触区短半轴长度的 50%,才能得到合理的仿真结果。

3) 在计算机资源允许的情况下,通过适当细化接触区域的网格和调整接触参数可以减小误差,在仿真精度和分析效率之间找到平衡点。

5 结语

本文采用有限元分析软件 ANSYS,对实际工程项目中低速回转设备上的平面轴承进行了 1/4 简化模型

的仿真分析。结合具体的接触情况对 FKN 、 $FTOLN$ 、 $ICONT$ 、接触算法和对称接触等关键参数的设置进行详细分析,并提出推荐值。通过与 Hertz 经典理论的计算结果对比,得到最大接触应力误差为 0.98%,弹性趋近量误差为 2.26%,验证了有限元模型建立、参数设置以及仿真前后处理过程的正确性。

由于接触分析属于非线性问题,无论是采用计算机辅助的有限元仿真模型,还是 Hertz 经典理论计算模型,都需要对实际接触情况进行一定程度地简化,例如假设接触区域为理想的椭圆形,不考虑摩擦作用、接触区域随材料微观表面差异的变化等。在下一步的研究中,将结合相关实验验证,对带有弧面滚道特征的角接触轴承,以及具有多种轴承结构特征的一体化转台轴承进行静力学分析,为求解工程问题提供分析依据。

参考文献:

- [1] 张景旭. 大型跟瞄架方位轴系的研制[J]. 光学精密工程, 1996, 4(2).
- [2] 高福晖. 机械零件强度许用值新标准及大型经纬仪机械设计[M]. 成都: 成都科技大学出版社, 1988.
- [3] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [4] Harris T A. Rolling Bearing Analysis [M]. 4th Edition. John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [5] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [6] ANSYS 9.0 Structure Analysis Help [M]. ANSYS Inc 2004.
- [7] Jwooh. 深沟球轴承赫兹接触的有限元分析[J]. 机械工程师, 2007(6).
- [8] 王大力, 孙立明, 单服兵, 等. ANSYS 在求解轴承接触问题中的应用[J]. 轴承, 2002(9).
- [9] 苏新伟, 钟佳丽. 基于 ANSYS 的推力球轴承仿真的不同网格划分的研究[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2008, 25(5).

作者简介: 王槐, 助理研究员, 主要研究方向: 大型望远镜精密轴系关键技术。

E-mail: playsnail@sina.com

收稿日期: 2009-11-16