

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.11.012

万向铰节点推力关节轴承的力学性能分析

刘晓明, 韦铁平, 杨晓翔*

(福州大学 机械工程及自动化学院, 福建 福州 350002)

摘要:针对推力关节轴承复合受载情况下的安全性能问题,根据某场馆所采用的万向铰节点结构特点与承载特点,利用有限元法对结构中的推力关节轴承进行了两种不同载荷工况下的力学性能分析。利用大型有限元前处理软件 ANSA 对三维模型进行了网格划分,再通过 ANSA 与 ANSYS 软件的接口,准确建立了万向铰节点结构有限元计算模型,并计算出两种工况下推力关节轴承内、外圈的应力分布规律。研究表明,压剪工况下,除盖板外,各部件最大应力均比拉剪工况大;且两种工况下,万向铰节点的最大 Von Mises 应力值发生的位置一样,均发生在下部轴承外圈内上边缘,因此该部位有可能会是轴承外圈开裂的起始源处。分析结果为万向铰节点推力关节轴承的设计与改进提供了有益的参考。

关键词:万向铰节点;推力关节轴承;有限元法;力学性能分析

中图分类号:TH133.3;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2013)11-1354-04

Mechanical performance analysis of thrust spherical plain bearings in universal hinged joint

LIU Xiao-ming, WEI Tie-ping, YANG Xiao-xiang

(College of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China)

Abstract: Aiming at the safety performance of thrust spherical plain bearings under multiple load, finite element method(FEM) was applied to analyze the mechanical performance of thrust spherical plain bearing based on the structure and loading conditions of universal hinged joint used in a venue. The three-dimensional model was meshed using ANSA. Finite element calculation model of universal hinged joint was built up and its stress distribution graph in two working conditions was calculated by interface between ANSA and ANSYS. The results indicate that the maximum stress of every component except cover plate under pressing and shear condition is larger than the tension shear condition. The place which the maximum VonMises stress occurred is the same in two working conditions. Maximum VonMises stress occurs at upper edge of the nether bearing outer ring which is probably the beginning of the crack. The analysis result is summarized and could be useful for design and improvement of thrust spherical plain bearing in universal hinged joint.

Key words: universal hinged joint; thrust spherical plain bearing; finite element method; mechanical performance analysis

0 引 言

传统的铰节点一般仅能满足平面内的转动性能,平面外不能发生转动。某场馆的南、北楼成倾斜状,两者之间通过数个连杆进行连接,构造比较特别。如果连杆端部采用传统的铰节点,当结构产生位移时,该类

型铰节点可能会因为平面外受力而发生破坏,因此连杆端部的节点应该具有平面内外的转动性能,即实现双向铰的要求;同时,根据实际情况,该铰节点还需满足三方向受力的要求。为满足以上要求,在场馆结构中采用了以推力关节轴承为转动中心的万向铰节点,此种类型铰节点的轴向承载力大于径向承载力。目

收稿日期:2013-06-28

作者简介:刘晓明(1983-),女,福建永春人,助理实验师,硕士,主要从事计算力学方面的研究。E-mail:lilianxm@126.com

通信联系人:杨晓翔,男,教授,博士生导师。E-mail:yangxx@fzu.edu.cn

前,有关研究者利用有限元法对大型关节轴承的纯径向受载和纯轴向受载作了一些研究,但对轴径向复合受载时,轴承的压力和变形计算方面的相关文献则不多^[1-3]。李永梅等^[4]对支柱螺钉刚性支承推力轴承进行静态受力分析,Olofsson U 等^[5-6]对微磨损边界润滑的球面滚子推力轴承进行了试验研究和仿真分析。

推力关节轴承本质上属于机械件,建筑中应用尚不多,无设计规范依据,因此有必要对构件进行安全性分析计算。本研究采用大型有限元结构软件 ANSYS 对万向铰节点受轴径向复合载荷时进行强度校核,为推力关节轴承的设计制造提供依据。

1 结构简化与建模

1.1 力学模型的简化及假设

根据万向铰节点三维模型(如图 1 所示)及二维加载示意图(如图 2 所示),本研究主要研究两种不同工况下万向铰节点各部件的应力变化规律,为此,本研究做了如下的模型简化:

(1) 试件的几何形状、荷载和边界条件是对称的,因此仅建立 1/2 模型进行分析;

(2) 将盖板与底座简化成一体,芯轴与上、下轴承内圈简化成一体,轴承上部、下部外圈独立,一共简化成 4 个部件。

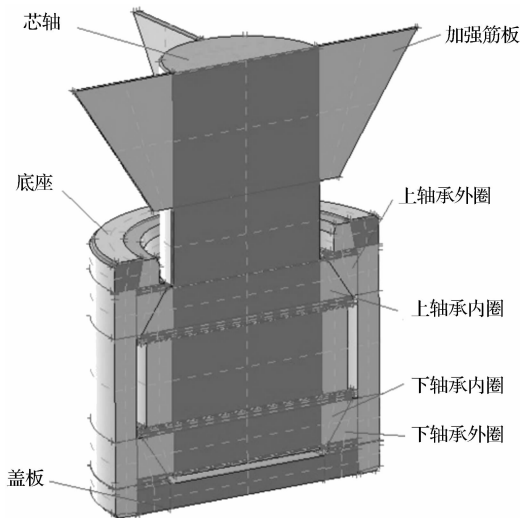


图 1 万向铰节点三维模型示意图

1.2 有限元模型

万向铰节点所承载荷如图 2 所示,拉力 $F_1 = 9\ 600\ \text{kN}$, 压力 $F_2 = 16\ 000\ \text{kN}$, 剪力 $F = 1\ 500\ \text{kN}$ 。芯轴上表面直径 $d = 0.36\ \text{m}$, 芯轴上表面面积为 $S = \pi d^2 / 4 = 0.102\ \text{m}^2$ 。

图 2 中剪力的作用方向,可以将其简化成对该轴截面水平方向位移耦合,然后对该半圆轴截面的圆心施加集中力。将筋板上表面与芯轴上表面垂直方向位

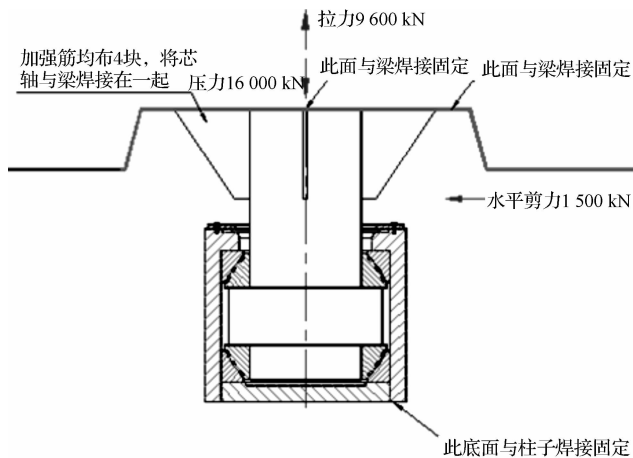


图 2 万向铰节点二维加载示意图

移耦合,然后在上表面施加均布的拉或压应力作为拉力或压力。

1.2.1 拉剪工况

在顶面施加均布载荷:

$$P_1 = \frac{-F_1}{S} = -94.36\ \text{MPa} \quad (1)$$

在施加剪力截面的圆心施加 X 向集中力 750 kN。

1.2.2 压剪工况

在顶面施加均布载荷:

$$P_2 = \frac{F_2}{S} = 157.27\ \text{MPa} \quad (2)$$

在施加剪力截面的圆心施加 X 向集中力 750 kN。

轴承内外圈材料为 4Cr13, 芯轴材料为 Q390B, 底座材料为 Q345C, 盖板材料为 Q345C-Z25。材料特性^[7]如表 1 所示。

表 1 万向铰节点各部件材料特性

部件	材料	弹性模量 E/GPa	泊松比 ν	屈服极限 σ_s /MPa
内圈	4Cr13	215	0.3	670
外圈	4Cr13	215	0.3	900
芯轴	Q390B	206	0.3	390
底座	Q345C	206	0.3	345
盖板	Q345C-Z25	206	0.3	345

本研究利用大型有限元前处理软件 ANSA 得到的有限元计算模型及推力关节轴承有限元网格如图 3 所示。计算时,两种工况下边界条件一致:对称面施加对称约束边界;底座及盖板底面的 6 个自由度全约束固定。

关节轴承有限元建模与仿真计算最关键的问题在于如何正确处理关节内圈与外圈之间的球面接触副。模型中共有 6 对接触副,根据面面接触原则^[8],接触副设置如图 3 所示:

(1) 接触副 1。上部轴承外圈与底座接触 (C_1, T_1);

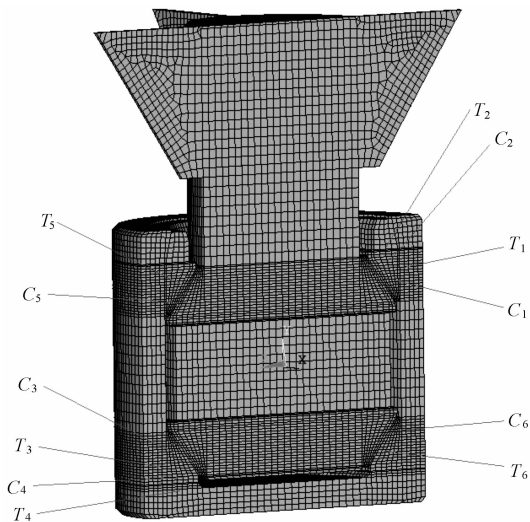


图 3 万向铰节点有限元计算模型

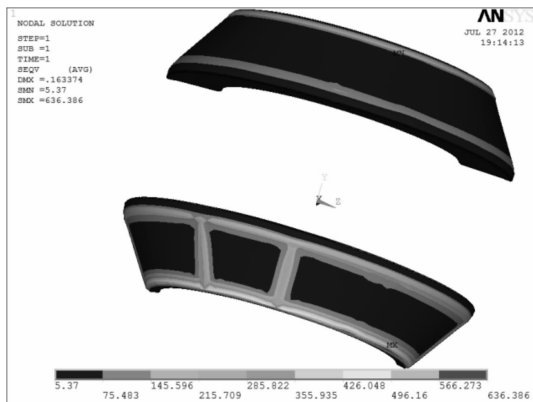


图 5 轴承内圈应力分布

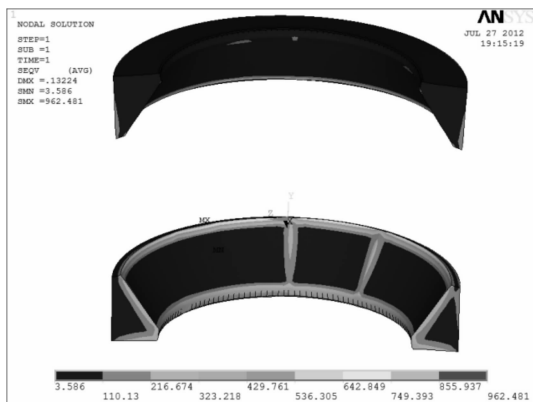


图 6 轴承外圈应力分布

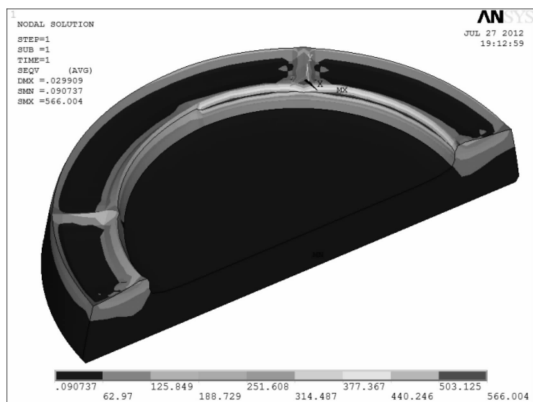


图 7 盖板应力分布

- (2)接触副 2。上部轴承外圈顶部与底座接触(C_2 、 T_2)；
- (3)接触副 3。下部轴承外圈与底座接触(C_3 、 T_3)；
- (4)接触副 4。下部轴承外圈与盖板接触(C_4 、 T_4)；
- (5)接触副 5。上部轴承内、圈环接触(C_5 、 T_5)；
- (6)接触副 6。下部轴承内、圈环接触(C_6 、 T_6)。

根据《机械设计手册》，轴承外圈与底座、盖板之间的接触是钢—钢接触，静摩擦因数取 0.15；而轴承内外圈之间有润滑，摩擦系数取 0.1。

2 有限元分析结果

2.1 拉剪工况

拉剪工况下,万向铰节点各部件最大 VonMises 等效应力结果如表 2 所示。整体应力分布、内外圈应力分布及盖板应力分布如图 4~7 所示。

表 2 拉剪工况各部件应力分析结果

部件	内圈	外圈	芯轴	底座	盖板
最大应力值/MPa	636.39	962.48	266.45	172.67	566

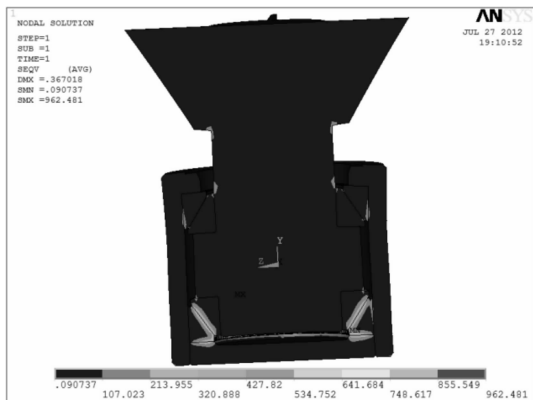


图 4 万向铰节点整体应力分布

从应力分析结果可以看出:拉剪工况下,万向铰节点整体最大应力为 962.48 MPa,位于下部轴承外圈内上边缘。由于受剪力作用,盖板右边缘与芯轴接触挤压,所以最大应力发生在右上部内边缘处,并出现一条应力值较大的环带,最大应力值为 566 MPa;而左边缘与芯轴脱离,周边应力较之很小。

2.2 压剪工况

压剪工况下,万向铰节点各部件最大 VonMises 等效应力结果如表 3 所示。整体应力分布、内外圈应力分布及芯轴应力分布如图 8~10 所示。

表 3 拉剪工况各部件应力分析结果

部件	内圈	外圈	芯轴	底座	盖板
最大应力值/MPa	881.24	1319	423.62	276.55	264.41

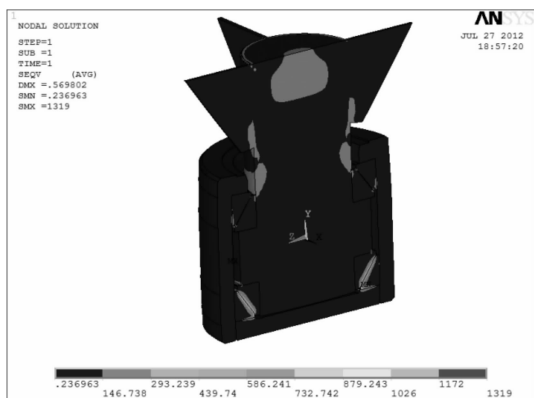


图 8 万向铰节点整体应力分布

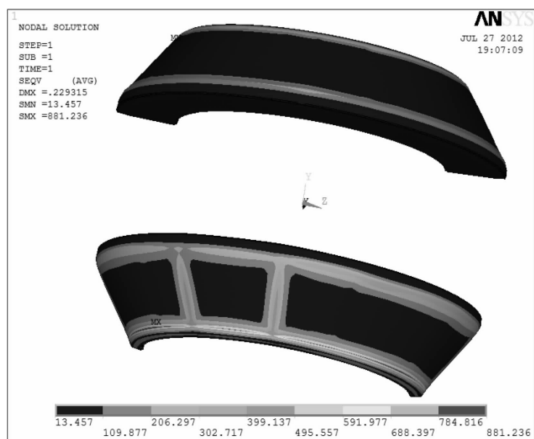


图 9 轴承内圈应力分布

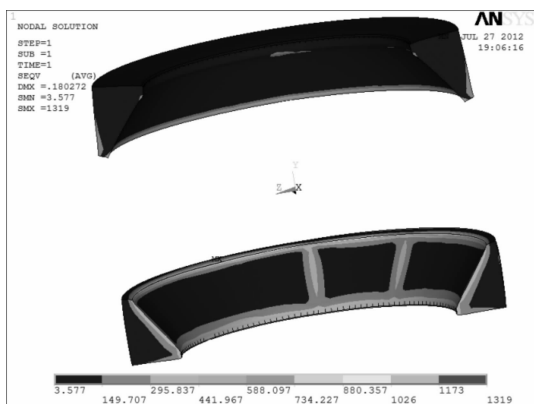


图 10 轴承外圈应力分布

从应力分析结果可以看出:压剪工况下,除盖板

外,各部件最大应力均比拉剪工况大,此时万向铰节点整体最大应力为 1 319 MPa,位于下部轴承外圈内上边缘,而轴承外圈的材料强度极限是 1 350 MPa,最大应力值在强度极限范围内,但非常接近极限值。

3 结束语

本研究利用 ANSYS 对方向铰节点受轴径向复合载荷时进行强度较核,根据有限元模拟分析结果,可以得出如下的结论及建议:

(1)拉剪工况和压剪工况下,万向铰节点的最大 Von Mises 应力值发生的位置一样,均发生在下部轴承外圈内上边缘,因此该部位有可能会是轴承外圈开裂的起始源处。目前,从市场接收到的反馈信息也是绝大部分是轴承外圈碎裂^[9],与仿真结果吻合。

(2)本研究对该结构的有限元分析,不仅可以为万向铰节点推力关节轴承设计和改进提供依据,还可以为同类工程机械问题提供参考。

参考文献 (References):

- [1] 刘六井,高伟.大型推力关节轴承结构有限元分析[J].航海工程,2004(2):25-27.
- [2] 李科委,沈雪瑾,陈有光,等.基于有限元法的向心关节轴承三维力学性能分析[J].轴承,2008(6):19-21.
- [3] HAMZEH O N, TASSOULAS J L, BECKER E B. Behavior of elastomeric bridge bearings[J]. **Computational results Journal of Bridge Engineering**,1998,3(3):140-146.
- [4] 李永梅,戴彤焱.支柱螺钉刚性支承推力轴承静态受力分析[J].机械工程师,1995(2):21-22.
- [5] OLOFSSON U, ANDERSSON S, BJÖRKLUND S. Simulation of mild wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings[J]. **Wear**,2000,241(2):180-185.
- [6] OLOFSSON U. Characterisation of wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings[J]. **Wear**,1997,208(1):194-203.
- [7] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,1999.
- [8] 李黎明.ANSYS 有限元分析实用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [9] 王虎奇,王爱霞,温芳,等.装载机铰接触向心关节轴承的力学性能分析[J].机械传动,2010(6):51-53.

[编辑:张翔]

本文引用格式:

刘晓明,韦铁平,杨晓翔.万向铰节点推力关节轴承的力学性能分析[J].机电工程,2013,30(11):1354-1358.

LIU Xiao-ming, WEI Tie-ping, YANG Xiao-xiang. Mechanical performance analysis of thrust spherical plain bearings in universal hinged joint[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2013,30(11):1354-1358.
 《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>