

文章编号:1671-6833(2012)01-0084-04

## 销钉连接接触面的应力有限元计算与分析

李成,朱红红,铁瑛,何龙

(郑州大学机械工程学院,河南郑州450001)

**摘要:**采用有限元数值求解方法,对由圆柱销钉和匀质正交各向异性层合板构成的连接结构模型进行了销钉拔出过程中接触面的应力计算与分析.模型计算分两个载荷步进行:载荷步一进行不加外载时结构过盈配合所致预应力的计算;载荷步二进行施加位移载荷使销钉从板中拔出的应力计算.结果表明:应力集中在销钉和孔边附近,且呈现对称分布趋势;其中孔径向和环向方面应力值变化幅度较大,最大应力出现在连接板孔边上,孔中心轴向方向应力值变化幅度较小,最大应力在销轴上,为预测销钉拔出造成的易损伤位置提供参考依据,同时应力计算结果为进行各向异性连接件的失效损伤分析奠定了基础.

**关键词:**销钉;连接;有限元;接触面应力分布;正交各向异性板

**中图分类号:** V229+.1 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2012.01.021

### 0 引言

在发电机构中,发电机内部销钉连接处发生定子绕组端部的压板螺杆和固定支架松动;以及引线间绝缘垫块脱落卡入线棒间而振动磨损线棒绝缘等现象;也曾发现在上、下层销钉连接的鼻端处,内部空心导线出现裂纹渗漏水和实心导线断股的情况.因此,对发电机的连接构件进行振动受力或拉拔受力的理论与实验研究,提高发电机连接部位的强度和可靠性,对确保发电机可靠运行和预防事故发生是十分必要的.机械的连接分为机械静连接和机械动连接,其中机械静连接又分为可拆连接和不可拆连接.笔者所要讨论的是用销钉连接的可拆连接.发电机内部有用销钉连接的机构,在其工作过程中,由于设计的不对称性,会产生不平衡的惯性力,从而使带孔的连接件产生应力集中,销钉受到剪切力和拉伸应力容易被破坏<sup>[1-3]</sup>.维修过程中需要把销钉拉拔出来,对处于拉拔过程中的板孔边及整个板进行应力分析,对预测拆装过程是否造成连接件的破坏有着重要意义.

单钉连接的板孔边缘接触应力分布是一个重要的问题<sup>[4-5]</sup>.由于这个问题在销钉与孔边缘之

间加入了移动边界条件作为接触区域,而且与载荷大小以及几何、材料参数有关,所以比较复杂<sup>[6]</sup>.笔者采用有限元数值求解方法,对由圆柱销钉和匀质正交各向异性层合板构成的连接结构模型进行了销钉拉拔过程的连接接触应力计算,模型计算考虑了销钉与板孔过盈配合产生的预应力及连接接触非线性,较为精确地计算了销钉拔出过程层板与销钉上的应力分布,为工程应用分析提供了一定的参考依据.

### 1 销钉连接模型的构建

本模型是把某些结构连接部位抽象出来,利用有限元软件 ANSYS 来生成有限元模型.模型是由一个长方形的板和一个圆柱销钉组成,其中长方体长和宽都是 40 mm,厚度为  $h = 10$  mm;板中间的孔半径  $r_1 = 4.9$  mm,厚度  $h_1 = 10$  mm;销钉的半径  $r_2 = 5$  mm,长度为 15 mm,销钉为高碳钢,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.29;板材料为碳/环氧树脂层合板,其单层板材料属性为  $E_1 = 146.9$  GPa,  $E_2 = 11.38$  GPa,  $E_3 = 12.38$  GPa,  $G_{12} = G_{13} = 6.185$  GPa,  $G_{23} = 5.78$  GPa,  $\nu_{12} = \nu_{13} = 0.3$ ,  $\nu_{23} = 0.42$ .

建立的有限元模型如图 1 所示,(a)为全模

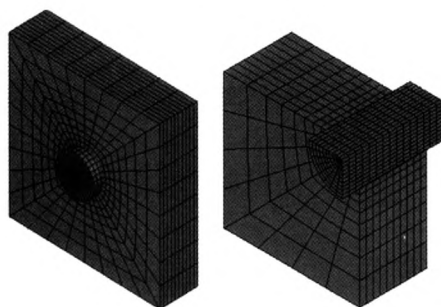
收稿日期:2011-10-08;修订日期:2011-11-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61079005)

作者简介:李成(1962-)男,新疆乌鲁木齐人,郑州大学教授,博士,主要研究方向为固体力学、复合材料结构强度,

Email:chengli@zzu.edu.cn.

型,(b)为剖开四分之一模型以便清楚展示内部网格划分情况,模型在板孔与销钉接触区域采取了网格细化,以便能精确计算接触应力.对销钉进行网格划分时,为得到较为规整的网格,借助了划分网格的辅助单元 mesh200,先对销钉纵向截面的一半矩形进行二维平面的网格划分,然后将此矩形面带同平面单元绕销轴旋转  $360^\circ$  生成三维单元,销钉采用的是三维八节点 Solid45 单元.层合板采用 Solid64 单元进行网格划分,整个模型共含 7 360 个单元,8 304 个节点.



(a)全模型图 (b)截开模型细节图

图1 有限元计算模型

Fig.1 FEA model

本例所加的边界条件是方板周边4个面全约束,即  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向都不能产生位移;中间的销钉在受力的作用时可以在  $z$  方向上移动,而在  $x$ 、 $y$  方向不能产生位移,计算中在销钉端面施加 12.5 mm 的位移载荷,即将销钉从板中拉出为止,如图 2 所示.

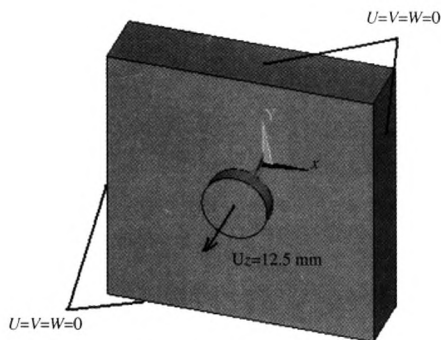


图2 边界与载荷条件

Fig.2 Boundary and load conditions

销钉与板孔连接有 0.1 mm 的过盈量,为合理模拟接触行为,考虑拉拔过程中销钉的弹性变形,使用 ANSYS 柔对柔的面一面接触单元;三维八节点四边形单元 TARGET170 和 CONTACT174,它们能很好地应用于过盈配合的接触问题<sup>[7]</sup>,其中

目标面附着于板孔表面,接触面附着于销钉外表面,如图 3 所示生成的接触对.采用增广 Lagrangian 接触算法进行接触力的求解,即设置接触单元关键字 keyopt(2)为默认值即可;为精确捕捉到过盈量,设置接触单元关键字选项 keyopt(9)等于 2,包含初始几何渗透且拥有渐变效应;设置接触刚度自动更新即 keyopt(10)=2;其它接触单元关键字按默认设置.

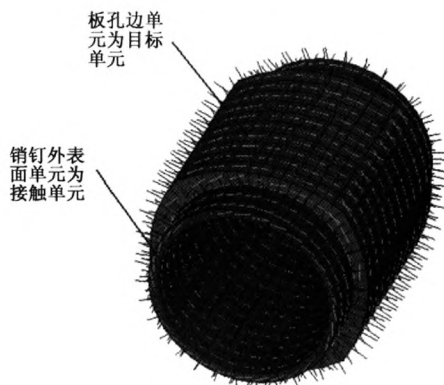


图3 生成的接触对

Fig.3 Generated contact pairs

## 2 计算结果与误差分析

由于销钉与板孔过盈配合导致结构在施加拉拔载荷前就存在装配应力,为精确计算拉拔后结构应力,首先需进行过盈配合导致的装配应力计算.鉴此考虑分两个载荷步进行计算求解.

载荷步一:只施加方板周边4个侧面的全约束边界条件,而不施加任何外载荷(即将图2的外载荷  $U_z$  去除),进行过盈配合预应力求解.

载荷步二:在载荷步一求解结果的基础上,再施加位移载荷  $U_z = 12.5$  mm,进行销钉从孔中拔出的应力求解.考虑载荷步二中较大的位移变化,采用较小的载荷步,并使用非线性有限元方法计算求解,以提高求解精度.

### 2.1 结果分析

为方便比较孔边及销轴径向及切向应力分布结果,将结果坐标系转为柱坐标系, $x$ 、 $y$ 、 $z$  3 个方向分别表示孔的径向、环向及孔轴向.

#### 2.1.1 载荷步一的结果分析

载荷步一是用来计算过盈配合产生的预应力,销钉与板孔会互相挤压,在接触面产生压应力,限于篇幅,笔者只展示层合板和销钉的径向应力.图4、图5分别给出层合板和销钉的径向应力分布图,由图中结果可以看出,层合板整体的孔径

向方向应力均是小于 0 的,销轴与孔接触外表面区域的径向应力也均是小于 0 的,即板孔与销轴接触区域产生了压应力,这是符合现实情况的,表明了结果的正确性.层板与销轴径向应力呈现对称分布趋势,孔周及销钉外圈一周的径向应力并不相等,最大压应力均对称出现在孔边及销轴侧面,这是由于层合板材料的各向异性性质造成的.

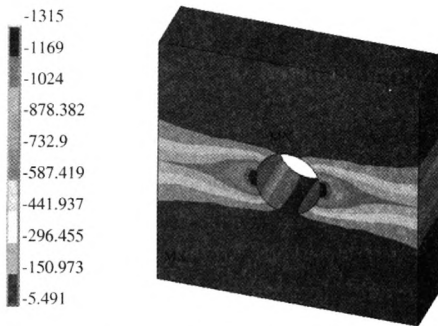


图 4 层合板的  $x$  方向应力分布

Fig. 4 Laminate stress distribution of  $x$  direction

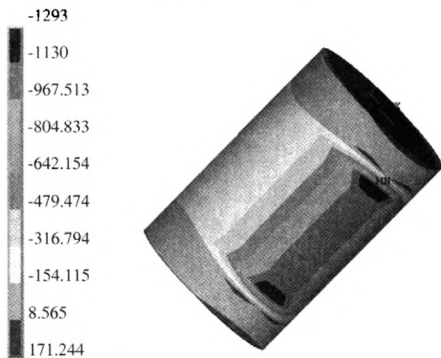


图 5 销轴的  $x$  方向应力分布

Fig. 5 Pin stress distribution of  $x$  direction

### 2.1.2 载荷步二的结果分析

载荷步二是在载荷步一预应力计算结果的基础上再施加位移载荷  $U_z = 12.5 \text{ mm}$  进行的计算.图 6,7,8 给出了销钉从板中恰好完全拔出时板及销轴上  $x, y, z$  3 个方向上的应力分布,分别代表孔径向、切向及孔轴向应力分布结果.为更好地展示模型中各个关键部位的应力分布,将应力图均分 4 个角度进行展示.由图 6 看出  $x$  方向应力集中在板孔边缘呈现对称分布,最大应力出现在板孔  $0^\circ$  及  $180^\circ$  方向,计算出的最大值为  $5.544 \text{ MPa}$ ,为拉应力,这是因为销轴拔出压应力解除,同时又受销轴拉拔过程的牵拉所致.销轴及远离孔边的地方径向应力值均较小.图 7 给出的是整个模型的

$y$  方向应力分布情况,可看出应力也集中在板孔边缘,且呈对称分布,最大环向应力对称出现在孔边四角,最大值为  $0.474 \text{ MPa}$ ,为拉应力.图 8 是  $z$  向应力图即销轴轴向,层合板的轴向最大应力同样出现在孔边为  $0.222 \text{ MPa}$ ,但此方向最大应力出现在销轴的外表面处,值为  $0.382 \text{ MPa}$ ,为拉应力,这是因为销轴与板孔是过盈配合,拔出过程一直受到拉伸作用所致.

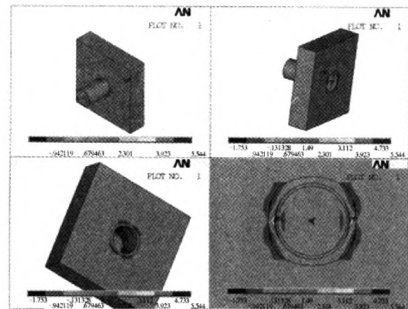


图 6  $x$  方向的应力图

Fig. 6 Stress distribution of  $x$  direction

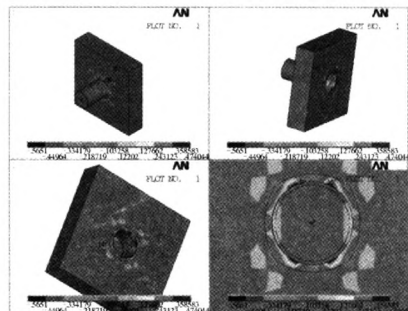


图 7  $y$  方向的应力图

Fig. 7 Stress distribution of  $y$  direction

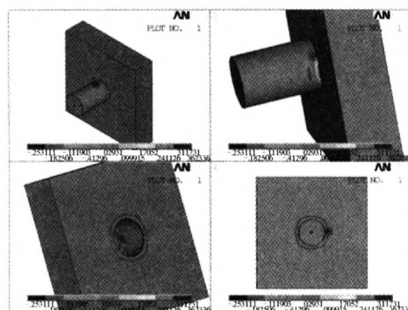


图 8  $z$  方向的应力图

Fig. 8 Stress distribution of  $z$  direction

为清楚展示销轴上应力分布,图 9 给出了拉出时单独销轴件的米赛斯应力分布图,可看出应力集中分布在轴身表面附近区域,即从板孔中拉出时与板孔的接触区.由以上结果可以看出,应力

一般集中在自由边和孔边附件,也就是集中在销钉和孔附近。

以底面板孔的应力集中为例,图10提取出了板孔底面孔边一周应力数据,展示了孔周径向、环向及孔中心轴向应力的应力分布值,可见均是关于180°对称分布的,径向及环向沿孔周变化幅度较大,径向应力峰值位于0°及180°附近,环向则在75°及275°附近,这与上面应力云图显示是相对应的,轴向应力数值较小,波动幅度也很平缓。

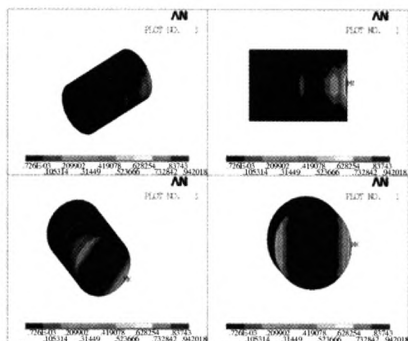


图9 销钉上的 Mises 应力分布

Fig.9 Mises stress distribution of pin

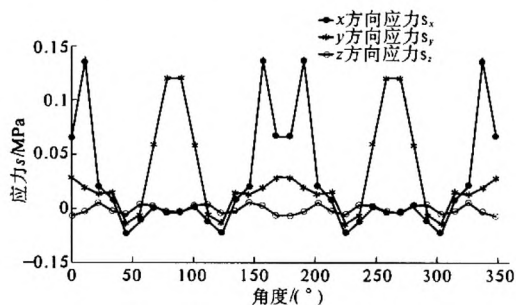


图10 板底面孔周应力分布

Fig.10 Hole-edge stress distribution of laminate

## 2.2 误差分析

为精确计算孔边应力分布,笔者模型已经特别对孔边和自由边附件的区域进行了网格细化,且采用较小载荷步和非线性有限元方法进行求解,但这也并非完善。对于数值计算造成的误差,主要还有如下几个方面需要考虑。

(1)计算模型与真实构件的差异:任何计算模型总要对真实构件进行种种简化,这种简化是否合适,对计算精度有相当的影响。

(2)计算模型的约束条件与实际情况总有些差异,这就会造成一定的误差。

(3)考虑到计算量不能太大,因此网格的划

分也不可能太密,这对计算结果,尤其是销钉位置的结果会引进一定的误差。

(4)在数值计算中关于摩擦系数的考虑,文中考虑的情况并未周全,且真实的摩擦系数很难确定。

(5)数值计算是按照弹性问题来计算销钉与板的接触应力的,但实际上销钉或板的应力肯定会超过弹性范围。

## 3 结论

(1)基于有限元数值求解方法,对均质各项异性材料销钉连接结构进行了应力分析。考虑销钉与连接件过盈配合产生的预应力及连接接触非线性,分两个载荷步加载计算,精确求解了拆装时销钉拔出过程中的销钉与连接件的应力分布。

(2)计算结果表明,销钉从板中恰好拔出时,应力集中在销钉和孔边附近,且应力呈现对称分布趋势;其中孔径向和环向方面应力值变化幅度较大,最大应力出现在连接板孔边上,孔中心轴向方向应力值变化幅度较小,最大应力在销轴上,为预测易损伤处提供了参考依据。应力计算结果为进行各向异性连接件的失效损伤分析奠定了基础,可在以后的工作中作进一步研究,以得到便于工程应用如拆装销钉是否造成连接板损伤的定量判定。

(3)计算模型虽考虑了连接接触非线性,但忽略了摩擦情况,且模型对工程实际做了简化,计算模型还有待进一步完善。

## 参考文献:

- [1] 肖守讷,贾宇. 高速列车铝合金车体中铆钉和螺栓联接结构的强度分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2004,27(5):16-19.
- [2] 钱若力,陈秋生,杜洪增. 薄壁杆件连接部位疲劳寿命计算与试验研究[J]. 中国民航学院学报, 2004, 22(2):10-12.
- [3] 飞机结构强度研究所. 航空结构连接件疲劳分析手册(Z). 结构强度研究所,1985.
- [4] 尹益辉,余绍蓉. 螺栓啮合螺纹段的轴力、等效应力分布及摩擦的影响分析[J]. 机械强度,2006,28(4):524-531.
- [5] GORDON K, STEFAN H. Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance [J]. Composites; Part B,2004(35):331-343.

(下转第92页)

- sembly [P]. United States: 4328939, 1982-5-11.
- [7] 谢存禧, 李琳. 空间机构设计与应用创新[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 4-12.
- [8] 欧阳富, 刘彦华, 孙东民. 关于重新建立空间机构自由度计算公式的探索[J]. 机械工程学报, 2003, 39(1): 60-64.
- [9] The Boeing Company. Body braced main airplane landing gear[P]. United States: 4345727, 1982-8-24.
- [10] Messier-Hispano-Bugatti. Aircraft landing gear[P]. United States: 4556179, 1985-12-3.

## Kinematic Analysis of Landing Gear Spatial Retractable Mechanism

FAN Guang-jun<sup>1</sup>, YUAN Li<sup>1</sup>, LU Li-jun<sup>1,2</sup>, JIANG Bing-yan<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory for High-Performance Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China;  
2. School of Aeronautics and Astronautics, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** Traditional plane retractable mechanisms of landing gear are restricted by supercritical airfoils, but spatial mechanisms can meet the requirements of space limit and distribute loads of landing gear among more points of the airplane. Several spatial mechanisms are discussed in this paper using CATIA software; a relatively simple six-bar spatial mechanism is introduced. Digital mockup of retractable landing gear based on the six-bar spatial mechanism is built, and the landing gear mechanism kinematic simulation is conducted. Motion parameters of the key points, the center point of the support strut lower surface and the joint center point of lower and upper arm braces, are measured, and velocity curves of the two points are given.

**Key words:** landing gear; spatial mechanism; digital mock-up; kinematic simulation

(上接第 87 页)

- [6] CHEN Wen-wa, SHYH L, JYI T Y. Three-dimensional contact stress analysis of a composite laminate with boled joint[J]. Composite Structure, 1995(30): 287-297.
- [7] 龚曙光, 黄云清. 有限元分析与 ANSYS APDL 编程及高级应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.

## Stress Calculation and Analysis of Connection Interface of Pin Joints with FEM

LI Cheng, ZHU Hong-hong, TIE Ying, HE Long

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** The connection interface stresses of pin joint composed of a cylinder pin and homogeneous orthotropic laminate are calculated and analyzed with finite element method when the pin is pulled from the laminate hole. The model is calculated by two steps; firstly, calculating pre-stresses caused by assembly interference of pin and plate without external loads; secondly, calculating stresses when pulling pin from the laminate resulted from applying displacement load. The final results show that stresses are concentrated near the pin and hole edge and display symmetrical distribution. Stresses in the radial and tangential directions change much and the maximum happens on the laminate hole edge, while stresses in the axial direction of hole centre change little and the maximum exists on pin surface. These can offer reference for predicting regions where damages most possibly occur and lay the foundation for analyzing failures of orthotropic laminate.

**Key words:** pin; joint; finite element; contact stress distribution; orthotropic laminate