

叶片-轮盘榫联结构的接触分析*

韩清鹏^{1†} 王娇² 魏春雨¹

(1. 辽宁科技大学机械工程与自动化学院, 鞍山 114051) (2. 东北大学机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘要 叶片与轮盘之间的榫联结构存在接触和摩擦组合运动, 在较高的热-机械载荷作用下容易发生微动磨损并导致疲劳破坏. 本文采用有限元法对叶片-轮盘榫联结构进行接触分析, 计算不同摩擦系数和不同转速情况下的叶片榫头和轮盘榫槽之间的接触压力、接触滑动距离. 结果表明, 摩擦系数增大, 榫联结构接触面上的接触压力和滑动距离减小; 转速增加, 则接触压力和滑动距离增大.

关键词 叶片-轮盘, 榫联结构, 有限元法, 接触分析

DOI: 10.6052/1672-6553-2013-036

引言

涡轮机械中的叶片和轮盘之间的榫联结构, 其接触界面上的相互作用较为复杂, 所产生的接触疲劳、微动疲劳等问题容易导致构件损伤和破坏^[1-3].

目前针对叶片-轮盘榫联结构的接触分析是工程领域关注的热点. 文献[4]应用有限元法和 Amonton 摩擦定律进行了二维榫联结构的弹性分析. 文献[5]对比了二维榫联结构的接触应力的有限元结果与光弹结果. 文献[6]完成了榫联结构的三维有限元弹性分析, 比较了几何参数(接触区长度、接触面倾角、榫头圆角半径等)和摩擦系数对接触应力的影响. 文献[7]较准确地计算得到了燕尾形榫联结构高应力梯度位置的接触应力分布. 文献[8]重点研究了圆弧/直线几何形式下燕尾形榫联结构的接触应力分布, 讨论了几何参数对接触区应力改善的作用. 另外, 文献[9-10]的结果都表明, 榫联结构的接触分析应考虑斜榫槽的倾斜角和载荷的作用, 对掌握接触面微动磨损有参考价值.

利用三维 CAD 软件和有限元法对叶片和轮盘及其榫联部位进行精细建模, 计入真实叶型所特有的、由于离心力作用所引起的叶身弯矩和扭矩. 在此基础上, 对比研究了转速和摩擦系数对叶片-轮盘榫联结构接触区接触压力和滑动距离的影响.

1 计算模型

叶片-轮盘榫联结构的示意图如图 1 所示, 这是一个 24 个叶片的周期对称结构, 图示部分即为 15° 扇区. 两部分的材料均为钛合金 Ti-6Al-4V, 弹性模量为 $E = 110\text{GPa}$, 泊松比为 0.3, 密度为 $\rho = 4.5\text{g/cm}^3$.

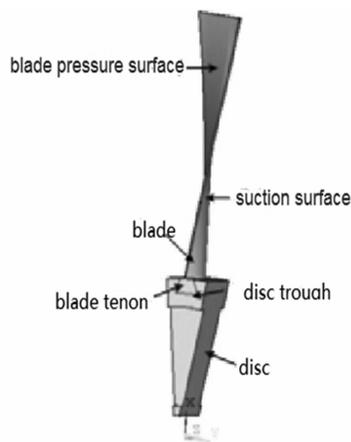


图 1 叶片-轮盘榫联结构示意图

Fig. 1 Dovetail attachment of blade-disc structure

采用 ANSYS 中的 ICEM 模块进行网格划分, 得到质量较高的六面体网格, 如图 2 所示, 两部分的三维实体均选择 Solid185 单元. 该有限元模型的网格节点数为 51300 个, 单元数为 45300 个; 接触区节点数为 3720 个, 单元数为 3162 个, 接触区长度设为 11.7mm.

2012-07-05 收到第 1 稿, 2012-08-13 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(10972192)和高校基本科研业务费项目资助项目(N110603006)

† 通讯作者 E-mail: han1011@163.com

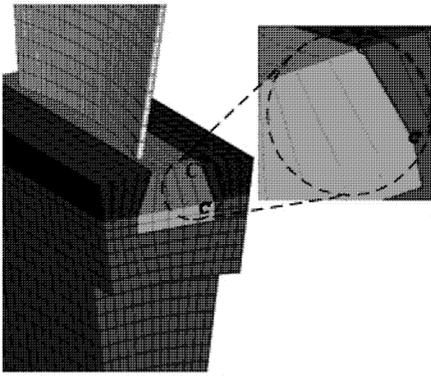


图2 叶片-轮盘榫联结构的精细有限元模型
Fig.2 Fine finite element analysis model of dovetail attachment of blade-disc system

在相接触的两个表面上分别添加三维8节点面-面接触单元 Contal74 和三维目标单元 Targe170. 接触刚度(相对于基体单元刚度的比例因子)设为 $FKN = 1.0$. 所创建的非对称接触对如图3所示.

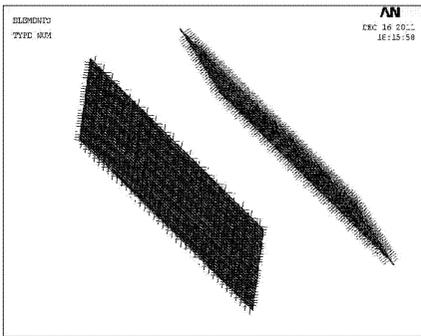


图3 榫联结构的两部分非对称接触对
Fig.3 Non symmetric pair of dovetail attachment

为了提高计算效率,可以采用在叶片-轮盘结构的1/24模型. 施加循环对称边界条件后即成为一个完整的盘片系统. 扩展以后的有限元模型如图4所示.

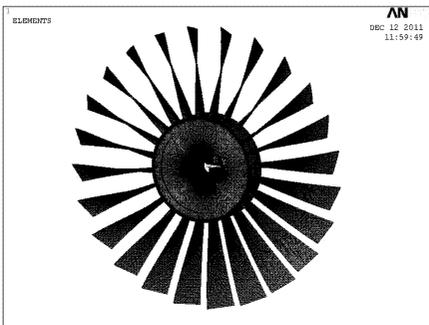


图4 扩展后的叶片-轮盘结构
Fig.4 Stretched blade-disc structure

在叶片-轮盘榫联结构的接触分析中,摩擦系数的变化范围一般是 $0.0 - 1.5$ ^[11]. 在这里分别取 $0.0, 0.3, 0.5, 0.7, 1.0$ 五种情况. 载荷条件为不同转速所形成的离心力,分别考虑了 $2500\text{r}/\text{min}$ 、 $5000\text{r}/\text{min}$ 、 $7500\text{r}/\text{min}$ 和 $10031\text{r}/\text{min}$ 四种情况.

2 计算结果

2.1 摩擦系数对接触压力和滑动距离的影响

当转速为 $10030\text{r}/\text{min}$,摩擦系数分别为 $0, 0.3, 1.0$ 时的计算结果如图5所示.

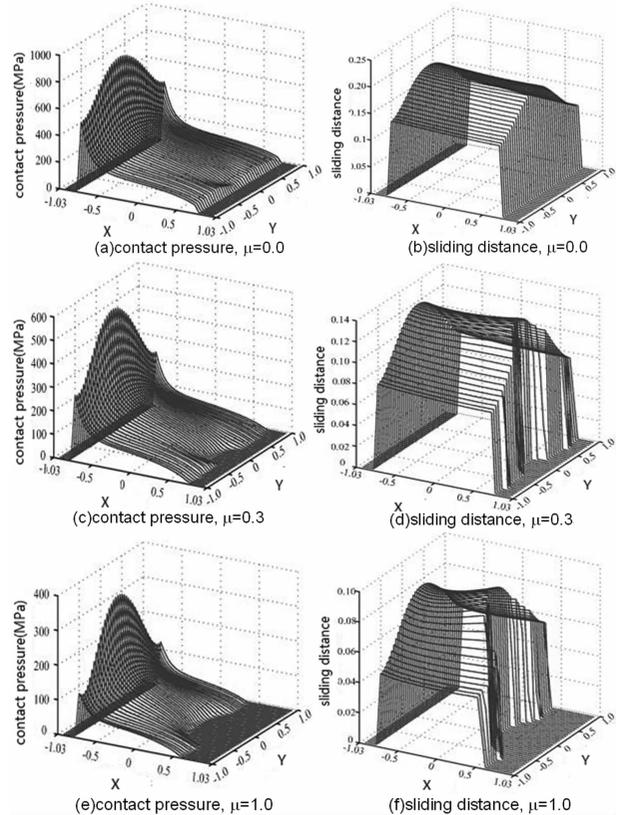


图5 不同摩擦系数下接触面上接触压力和滑动距离的分布图
Fig.5 Distribution diagram of contact pressure and sliding distance under different friction coefficient

不同摩擦系数下得到的接触压力峰值都出现在接触边的底端,并且沿着接触边接触压力值逐渐的减小. 随着摩擦系数的增加,接触压力值逐渐降低, $\mu = 0.0$ 时的接触压力最大为 836.68MPa ; $\mu = 1.0$ 时,接触压力值最小为 339.55MPa .

随着摩擦系数增加,接触边上的滑动距离逐渐减小. $\mu = 0.0$ 时的滑动距离值最大为 0.20mm ; $\mu = 1.0$ 时的滑动距离值最小为 0.095mm .

2.2 转速对接触区接触压力和滑动距离的影响

设摩擦系数为 0.3 不变,对叶片-轮盘结构施加不同的转速,分别为 2500r/min、5000 r/min、7500 r/min、10030 r/min,计算结果如图 6 所示。

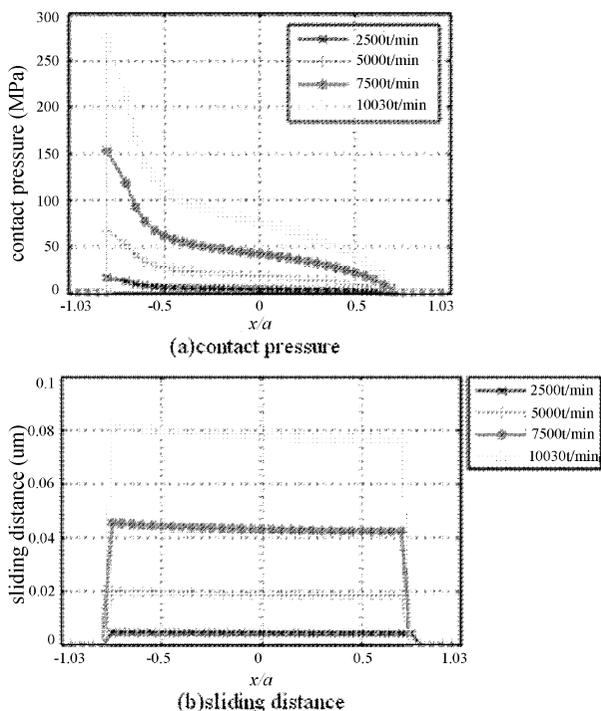


图6 不同转速下接触边上接触压力分布图

Fig.6 Distribution diagram of contact pressure under different rotational speed

如图 6(a) 所示,接触边上接触压力随转速的增大而逐渐增大.当转速为 2500r/min 时,接触压力的峰值为 33.568MPa.当转速达到 10030r/min 时接触压力最大值为 541.142MPa.接触压力的峰值仍然出现在接触边底端.如图 6(b) 所示,接触边上的滑动距离随转速的增大而逐渐增大.转速为 2500r/min 时的滑动距离为 8.594 μm ,转速达到 10030r/min 时,滑动距离值达到 138.634 μm .滑动距离值在接触边上基本一致。

3 结论

由有限元法计算得到的叶片-轮盘榫联结构的接触应力和滑动距离,在不同摩擦系数和不同转速情况下表现出一定的规律.不同摩擦系数时的接触压力峰值均出现在接触边的底端,并且沿接触边逐渐减小.摩擦系数增加时接触压力逐渐降低,接触边上的滑动距离逐渐减小.随着转速的增加,接触

区域的接触压力和滑动距离都逐渐增大。

参 考 文 献

- 何明鉴. 机械构件的微动疲劳. 北京: 国防工业出版社. 1994 (He Mingjian. Fretting fatigue of mechanical components. Beijing: National Defence Industry Press, 1994 (in Chinese))
- 古远兴. 高低周复合载荷下燕尾榫结构微动疲劳寿命研究[博士学位论文]. 南京:南京航空航天大学,2007 (Gu Y X. Research on fretting fatigue life of dovetail joint under HCF-LCF load [PhD Thesis]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2007 (in Chinese))
- 刘道新,刘军,刘元镛. 微动疲劳裂纹萌生位置及形成方式研究. 工程力学,2007,24(3):42~47 (Liu D X, Liu J, Liu Y Y. Study on nucleating location and formation of fretting fatigue cracks. *Engineering Mechanics*, 2007,24(3):42~47 (in Chinese))
- Boddington P H B, Chen K, Ruiz C. The numerical analysis of dovetail joints. *Computer Structure*, 1985, 20: 731~735
- Kenny B, Patterson E A, Said M, Aradhya K S S. Contact stress distributions in a turbine disk dovetail type joint - A comparison of photoelastic and finite element results. *Strain*, 1991, 27: 21~24
- Papanikos P, Meguid S A, Stjepanovic Z. Three-dimensional nonlinear finite element analysis of dovetail joints in aeroengine discs. *Finite Element Analysis Design*, 1998, 29: 173~186
- 魏大盛,王延荣. 榫联结构接触面几何构形对接触区应力分布的影响. 航空动力学报,2010,25(2):407~411 (Wei D S, Wang Y R. Effects of profile of contact surfaces on the stress distribution for tenon jointing in blade disk assemblies. *Journal of Aerospace Power*, 2010,25(2):407~411 (in Chinese))
- 魏大盛,王延荣. 榫联结构几何参数对接触应力的影响. 推进技术,2010,4:473~477 (Wei D S, Wang Y R. Mortise and tenon joint structure geometry parameters on the contact stress. *Journal of Propulsion Technology*, 2010, 25(2):407~411 (in Chinese))
- Anandavel K, Prakash R V. Effect of three-dimensional loading on macroscopic fretting aspects of an aero-engine blade-disc dovetail interface. *Tribology International*,

2010, 44(11): 1544 ~ 1555

10 Murthy H, Harish G, Farris T N. Efficient modeling of fretting of blade/disc contacts including load history effects. *ASME Journal of Tribology*, 2004, 126: 56 ~ 64

11 Ruiz C, Boddington P H B, Chen K. An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint. *Experimental Mechanics*, 1984, 24(3): 208 ~ 217

CONTACT ANALYSIS OF DOVETAIL ATTACHMENT IN BLADED-DISC SYSTEM *

Han Qingpeng^{1†} Wang Jiao² Wei Chunyu¹

(1. College of Mechanical Engineering, Liaoning Science and Technology University, Anshan 114051, China)

(2. College of Mechanical Engineering, Northeast University, Shenyang 110819, China)

Abstract Dovetail attachment is a typical structure of turbomachine connecting blades and disk (root-blade and slot-disk contact with each other). Fretting wear and surface fatigue fracture tend to occur under higher thermal and vibration loads in dovetail attachment interface, where blade usually happens to fatal failure. FEA method was applied to solve the complexity of the contact interface stress of dovetail attachment. The contact pressure and contact slide distance of dovetail attachment were calculated under different friction coefficient and different rotational speed. The calculation shows that contact pressure and contact slide distance reduce as friction coefficient increases, and the contact pressure and contact slide distance enlarge as rotational speed increases.

Key words bladed-disc, dovetail attachment, FEA, contact analysis

Received 15 July 2012, revised 13 August 2012.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (10972192) and The basic scientific research expenses funded project (N110603006)

† Corresponding author E-mail: han1011@163.com