

涡轮叶片持久寿命预测中气膜冷却孔的影响

蔡志勤^{*1}, 孙兴华¹, 姜立学², 周柏卓³, 王德伦²

(1. 大连理工大学 工程力学系 工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024;

2. 大连理工大学 机械工程学院, 大连 116024;

3. 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要:从涡轮叶片典型部位取材并设计加工试件,进行持久寿命试验。通过观察比较试验结果,发现相同名义应力下气膜冷却孔将使试件的持久寿命大为降低。为了验证这一结论,采用有限元数值模拟的方法对该试件的持久拉伸过程进行模拟,同时考虑材料的正交各向异性以及高温条件下的蠕变规律,求得应力集中最大节点的应力值,进而算出其持久寿命,并与标准试件进行比较。

关键词:涡轮叶片;持久寿命;气膜冷却孔;数值模拟

中图分类号:TH140.7 **文献标识码:**A

1 引 言

通过国内外涡轮叶片研究现状的对比可以发现^[1-7]:我国的涡轮叶片寿命预测仍缺少大量的试验数据的支持,急需完整的、可靠的、经过大量试验验证的发动机强度设计系统,并且对其气膜冷却孔所带来的影响,研究普遍较少。气膜冷却孔是涡轮叶片上比较常见的结构,其尺寸相对较小,使用过程中会出现较大的应力集中效应,从而大大降低试件的持久寿命。

2 持久寿命试验

为了提高涡轮叶片持久寿命设计参数选取和设计方法的可靠性,从涡轮叶片代表性部位取材并设计、加工试验试件,进行持久寿命试验。加工出的试件共分为无孔、直孔、斜孔三种如图 1 所示,以便进行比较分析。根据部颁标准《金属高温拉伸持久试验方法》(HB5150-80)^[8],在 980 摄氏度和不同应力下进行若干组持久寿命试验,记录每个试件断裂寿命。

持久寿命试验要求在整个试验过程中保持轴向载荷大小恒定,所以采用增减砝码的方式进行加载,并用电炉加热,升温时间为 2 小时,到达规定温度后保温 1 小时,以使试件的温度均匀。试验结果

列入表 1。

通过观察比较试验结果,可以看出相同名义应力下气膜冷却孔(无论直孔还是斜孔)将大大降低

表 1 持久寿命试验数据(980℃)

Tab. 1 Results of endurance life experiment (980℃)

试验应力/MPa	预测寿命 (标准试件)/h	试件数量	试件编号	持久寿命/h
250	74.07	3	4#(无孔)	44.78
			5#(无孔)	48.0
			6#(无孔)	15.5
307.1	21.71	3	1#(直孔)	5.52
312.5	19.39		2#(直孔)	6.83
314.1	18.75		3#(直孔)	4.25
274.7	43.23	3	18#(斜孔)	3.72
288.4	32.22		19#(斜孔)	12.62
288.4	32.22		20#(斜孔)	5.22

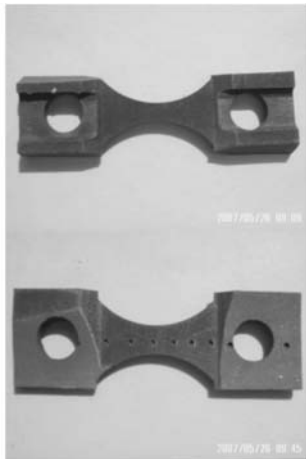


图 1 实际试件外观图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental specimen

收稿日期:2008-08-08;修改稿收到日期:2008-10-23.

基金项目:航空科学基金(04C06002)资助项目.

作者简介:蔡志勤*(1961-),女,博士,副教授
(E-mail:zhqcai@dlut.edu.cn).

试件的持久寿命,降低幅度大于无孔试件的,最大的约为 88%。为了验证这一结论,采用有限元数值模拟的方法对该试件的持久拉伸过程进行模拟,以期获得满意的解释。

3 有限元数值模拟

ANSYS 蠕变分析主要有隐式蠕变和显式蠕变两种,隐式蠕变规律包含 12 种已知的方程,同时 ANSYS 还提供了用户自定义的功能。本文采用隐式蠕变规律时间硬化理论的第 6 方程 Norton 蠕变形式,蠕变规律以材料参数形式输入。这要求在进行 ANSYS 有限元分析前,首先要得到该定向凝固镍基高温合金 980℃ 下的蠕变参数,见表 2。

表 2 Norton 蠕变参数^[9]

Tab. 2 Parameters of norton function			
温度/℃	A	n	p
980	1.35×10^{-20}	7.52	0.33

将上述参数换算成 Ansys 隐式蠕变规律时间硬化理论的第 6 式可识别的形式:

$C_1 = 4.45e-21, C_2 = 7.52, C_3 = -0.67, C_4 = 0$
该合金为横观各向同性材料,其 5 个独立材料常数^[10] 分别如下(3 为纵轴):

$E_1 = E_2 = 122 \text{ GPa}, E_3 = 102 \text{ GPa}$
 $G_{31} = G_{32} = 74 \text{ GPa}, \mu_{31} = \mu_{32} = 0.52$
 $\mu_{12} = 0.28$

根据实际试件的尺寸在 Ansys 中建立有限元实体模型,单元类型选取 10 节点 Tet187 号单元和 20 节点 Brick186 号单元。实体模型一端施加固定位移约束,另一端施加恒力载荷。材料选取正交各向异性本构模型,蠕变模型选取隐式蠕变第 6 式。

ANSYS 建模时选取总体坐标系 X 方向(亦为默认材料坐标系 X 方向)对应试件的轴向(定向凝固合金 3 方向),Y 和 Z 分别对应试件的其他两个互相垂直方向(定向凝固合金 1,2 方向)。

4 数值模拟结果分析

4.1 无孔试件

对于无孔试件,加载力 300 N,加载时间 50 小时,用有限元分析模拟 4 号、5 号和 6 号试件 980℃,名义应力 250 MPa 下的持久加载过程。图 2~图 4 分别为试件的应力云图,危险点的应力变化图。

由图 2 看出,试件的危险点处在最小截面附近,是最容易出现裂纹的地方,由此推断试件应该

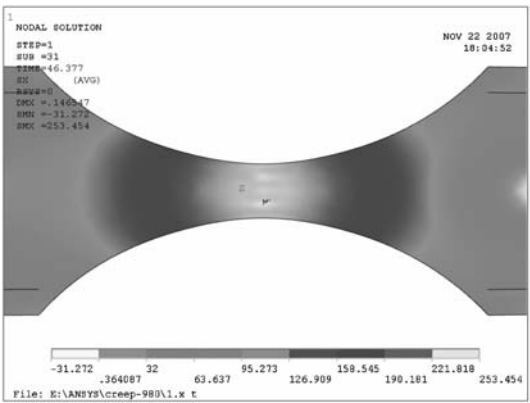


图 2 恒力加载 46.37 小时后轴向应力云图(单位:MPa)
Fig. 2 X-axis stress contour plot of non-hole specimen after 46.37h's lasting load(unit:MPa)

在最小截面处断裂,这与试验结果是一致的。另外,由图 3 可算出试件危险点平均应力值,仅为 253.22 MPa,应力集中效应是很小的。

4.2 带孔试件

首先对直孔试件(气膜冷却孔轴线垂直试件表面)的持久寿命进行有限元数值模拟。孔直径 0.4 mm,间距 2 mm,数量为 3 个,并排分布,其中中间的气膜冷却孔位于模拟试件最小截面处。分别对 1 号、2 号和 3 号直孔试件的持久加载过程进行模拟,名义应力按照表 1 给出的加载,结果见图 5 和图 6。

斜孔试件为气膜冷却孔轴线与试件表面夹角 40 度,并且与试件轴向(定向凝固方向)垂直。由于气膜冷却孔的位置在试件上呈随机分布,有的并不位于试件的最小截面处,因此取两种极限状态进行模拟:一种是中间的气膜冷却孔位于试件最小截面处(20# 试件),另一种是中间两个气膜冷却孔对称分布于最小截面两侧(18# 试件)。试件最小截面宽度为 3 mm(直孔为 2 mm),孔间距都为 2 mm,直径为 0.3 mm。

通过观察以上有孔试件的有限元分析结果,不难看出,不论哪种情况,其最大应力点都出现在最小截面附近的气膜冷却孔上,此处也是最容易出现裂纹的地方,由此推断所有断裂面都应该通过气膜冷却孔,这与试验结果是吻合的。

通过已经得出的应力集中处最大应力点的应力值,利用标准试件的持久寿命方程(M-S),重新对模拟试件的持久寿命进行预测,以期得到对试验结果的合理解释。

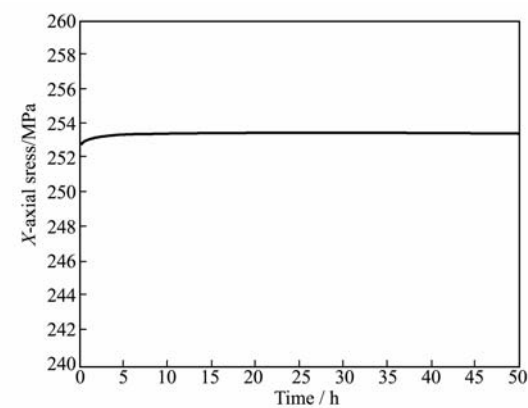


图 3 危险节点轴向应力变化曲线图

Fig. 3 X-axis stress curve of non-hole specimen at the maximum stress node

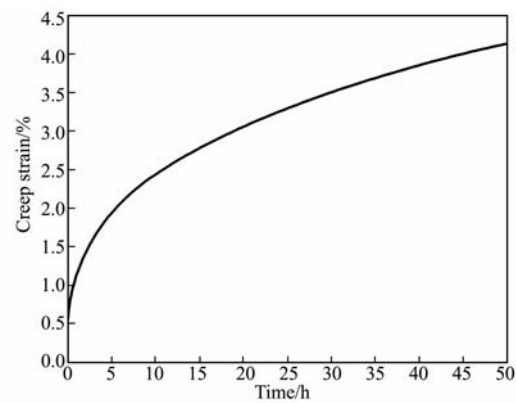
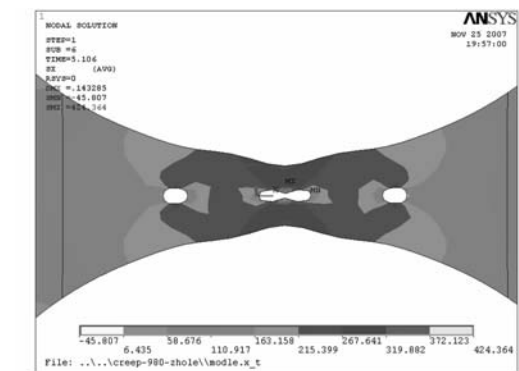
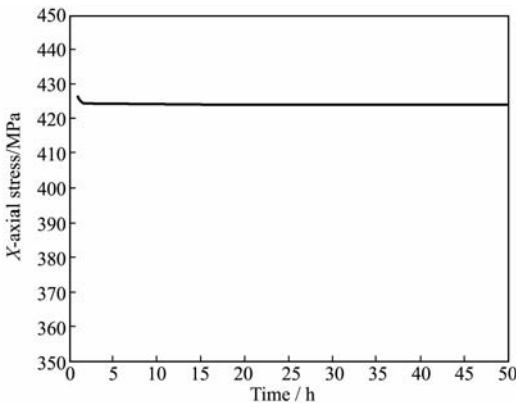


图 4 危险节点的轴向蠕变曲线图

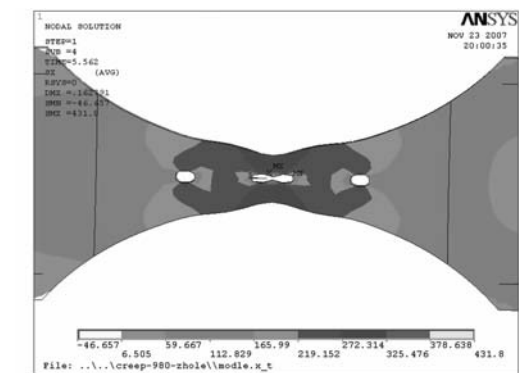
Fig. 4 X-axis creep strain curve of non-hole specimen at the maximum stress node



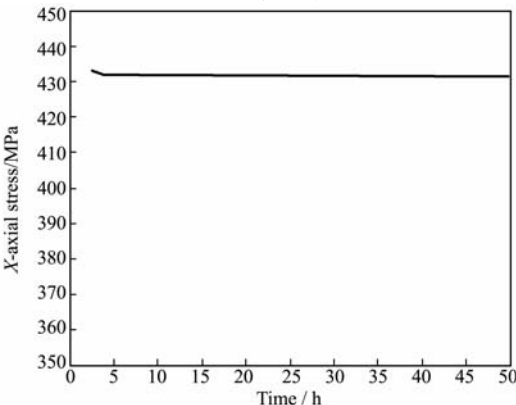
(a) 1# 试件(5.12 小时)



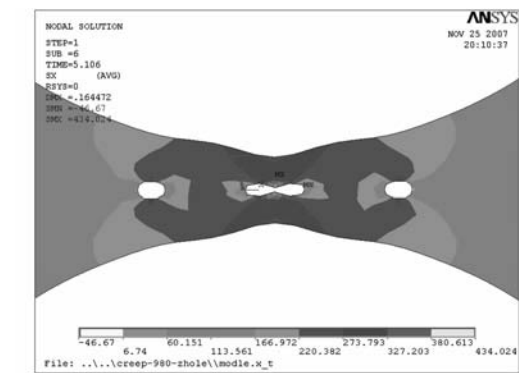
(a) 1# 试件



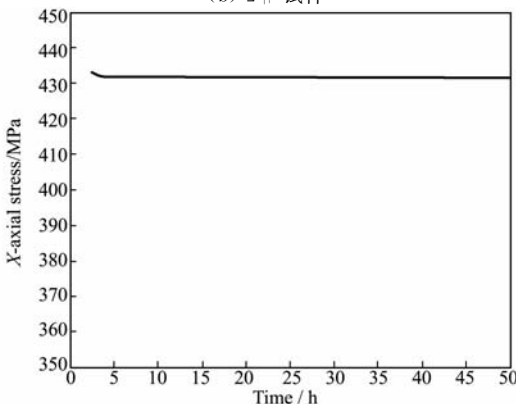
(b) 2# 试件(5.56 小时)



(b) 2# 试件



(c) 3# 试件(5.12 小时)



(c) 3# 试件

图 5 直孔试件恒力加载后轴向应力云图(单位:MPa)

Fig. 5 X-axis stress contour plot of perpendicular-hole specimens after lasting load (unit:MPa)

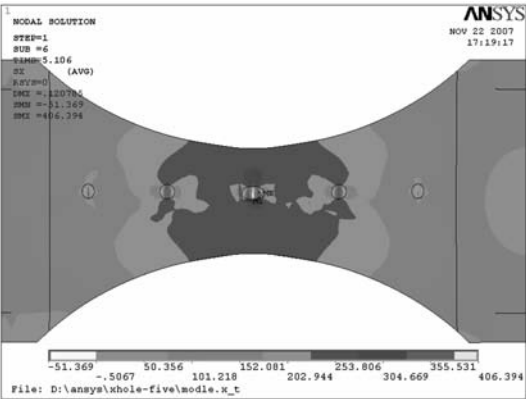
图 6 直孔试件危险点的轴向应力变化曲线图

Fig. 6 X-axis stress curve of perpendicular-hole specimens at the maximum stress node

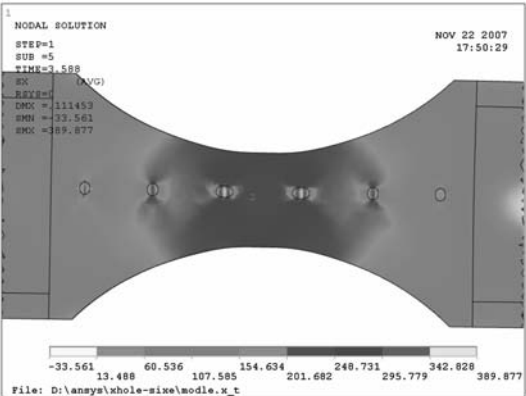
表 3 有限元持久寿命

Tab. 3 Endurance life predicted by FEA

	直孔(1#)	直孔(2#)	直孔(3#)	斜孔(20#)	斜孔(18#)
最大应力 σ_m (MPa)	424.17	432.3	433.82	406.4	389.9
预测寿命(h)	2.14	1.83	1.74	3.01	4.1
实际寿命(h)	5.52	6.83	4.25	5.22	3.72



(a) 20# 试件(5.1 小时)



(b) 18# 试件(3.59 小时)

图 7 斜孔试件恒力加载后轴向应力云图(单位:MPa)
Fig. 7 X-axial stress contour plot of nonperpendicular-hole specimens after lasting load (unit:MPa)

合金纵向取样标准试件的持久寿命方程(M-S):

$$\lg t = 19.30789 - 0.01135757T + 9.021144x - 0.9577107x^2 - 0.5759023x^3$$

式中

$$T = (9\theta/5 + 32) + 460, x = \lg \sigma$$

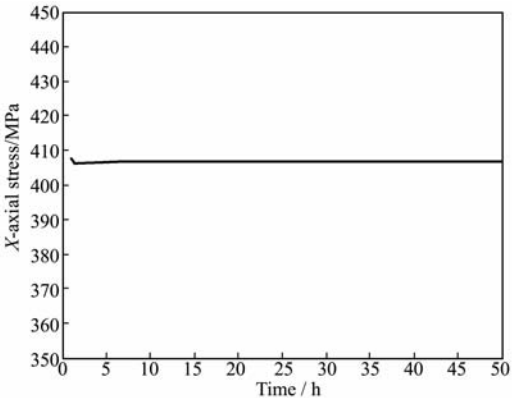
将 $\theta = 980, \sigma = \sigma_m$ (σ_m 为试件危险截面最大应力值) 带入式(2) 和式(1) 得到模拟试件持久寿命列入表 3。

表 4 为名义应力下的预测寿命,与表 3 比较可看出,用最大应力点应力预测的寿命比较接近试验结果,而用名义应力预测的寿命则较试验结果相差很大,从而认定应力集中效应对试件持久寿命的影响是不能忽略的。

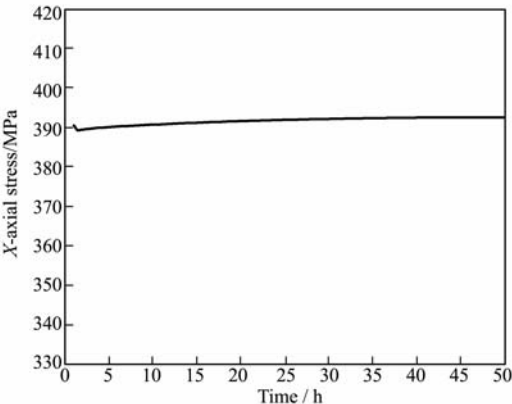
表 4 名义应力下预测寿命

Tab. 4 Endurance life predicted with nominal stress

	直孔(1#)	直孔(2#)	直孔(3#)	斜孔(20#)	斜孔(18#)
名义应力 (MPa)	307.1	312.5	314.1	288.5	274.7
预测寿命(h)	21.71	19.39	18.75	32.15	43.23



(a) 20# 试件



(b) 18# 试件

图 8 斜孔试件危险点的轴向应力变化曲线图
Fig. 8 X-axial stress curve of nonperpendicular-hole specimens at maximum stress node

4. 3 相同名义应力下无孔、直孔和斜孔试件持久寿命预测比较

由于试件数量的限制,并没有做相同名义应力下无孔、直孔和斜孔试件持久寿命试验的比较,为此做了它们在 980℃,相同名义应力 250 MPa 下数值模拟,运用 4. 2 节同样的方法得到表 5 的结果。

表 5 980℃,名义应力 250 MPa 下的有限元预测持久寿命

Tab. 5 Endurance life predicted by FEA at 980℃ (nominal stress 250 MPa)

	无孔	直孔	斜孔
最大应力 σ_m (MPa)	253.38	345.73	347.35
预测寿命(h)	68.76	9.81	9.49

从表 5 可以看出,与标准试件比较,无孔试件预测持久寿命有所降低;应力集中效应对有孔试件的影响较大,其最大应力节点的应力比名义应力(250 MPa)增大接近 40%(见表 3 和表 4),从而使有孔试件的持久寿命也大为降低,降低幅度约为 87%,而对直孔和斜孔试件的影响,差别不是很大。

5 结 论

综上所述,气膜冷却孔带来的应力集中效应对涡轮叶片持久寿命的影响非常大,相同名义应力下持久寿命降低幅度最大可达 87%,与试验结果较为接近,而直孔和斜孔的影响差别不大。因此,在涡轮叶片的寿命设计中应该充分考虑气膜冷却孔的影响,直接以标准试件的试验数据为设计依据是很不安全的。

参考文献(References):

[1] KNOWLES D M, MACLACHLAN D W. The effect of material behaviour on the analysis of singlecrystal turbine blades: material model development [J]. *Current Applied Physics*, 2004,**4**:300-303.

[2] YOUN J. Kim, S.-M. Kim. Influence of shaped injection holes on turbine bladeleading edge film cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004,**47**:245-256.

[3] 饶寿期. 航空发动机的高温蠕变分析[J]. 航空发动机, 2004,**30**(1):10-13. (RAO Shou-qi. Analysis of high temperature creep of aeroengines [J]. *Aero-*

engine, 2004,**30**(1):10-13. (in Chinese))

[4] LU Yi-ping, David Allison, Srinath V. Ekkad. Turbine blade showerhead film cooling: Influence of hole angle and shaping[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007,**28**:922-931.

[5] OIKAWA H, MARUYAMA K. Prediction of Long-Term Creep Curves [J]. *Fusion Engineering and Design*, 1992,**19**(4): 321-328.

[6] MARUYAMA K, OIKAWA H. An analysis of high temperature creep as relaxation processes with special reference to CrMoV steels[J]. *Transactions of the Japan Institute of Metals*, 1987c,**28**:191-298.

[7] MARUYAMA K, HARADA C, OIKAWA H. A strain-time equation applicable up to tertiary creep stage[J]. *Zairyo*, 1985,**34**:1289-1295.

[8] HB5150-80. 金属高温拉伸持久试验方法[S]. (HB5150-80, High temperature tension and endurance specimen test method for metals[S]. (in Chinese))

[9] 解丽娟. 定向结晶涡轮叶片持久寿命试验研究与理论分析[D]. 大连理工大学,2005. (XIE Li-juan. Experimental Study and Theory Analysis of Endurance Life for Crystallizing Turbine Blade[D]. Dalian University of Technologe, 2005. (in Chinese))

[10] 张晓霞,周柏卓. 正交各项异性材料的弹性本构关系分析[J]. 航空发动机,1996,**1**:20-25. (ZHANG Xiao-xia, ZHOU Bai-zhuo. Analysis of the elastic constitutive model in orthogonal anisotropy material[J]. *Aeroengine*, 1996,**1**:20-25. (in Chinese))

Influence of the film cooling hole on the endurance life of the turbine blade

CAI Zhi-qin^{*1}, SUN Xing-hua¹, JIANG Li-xue², ZHOU Bai-zhuo³, WANG De-lun²

- (1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
3. Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: The endurance life experiments are made on the specimens cut from the typical part of the turbine blades with the film cooling holes (perpendicular-hole and nonperpendicular-hole). The experimental results show that the film cooling holes have a significant influence on endurance life compared with standard specimens' one. To validate these results, FEA simulation is carried out using the orthogonal anisotropic property and creep law under high temperature. Moreover, the endurance life is obtained by computing the maximum stress value and its location and comparing with standard specimens' endurance life.

Key words: turbine blade; endurance life; film cooling hole; numerical simulation