

文章编号: 100028055(2010) 062122 206

具有转捩流动特性的高压燃气气冷涡轮叶栅的气热耦合计算

周鸿儒, 王振峰, 颜培刚, 刘占生
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用 CFX 商用软件对 NASA2Mark0 高压燃气涡轮 5411 工况进行气热耦合计算, 着重分析各种湍流模型对转捩流动区域的预测能力, 与实验结果比较, k ω shearstress ω transport (SST) γ - θ 湍流模型计算结果与实验结果吻合较好. 另外, 自编耦合计算程序对相同工况进行气热耦合计算, 湍流模型采用 Baldwin ω max (ω L) 代数模型, 结果说明, 除转捩区域外, ω L 模型对叶片表面其余位置的计算结果较准确. 应用 ANSYS 商用软件进行热应力分析, 结果表明, 涡轮叶片温度场求解结果对叶片内部热应力分布具有显著影响.

关 键 词: 气热耦合; 气冷涡轮; 湍流模型; 转捩流动; 热应力

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Conjugate heat transfer simulation of a high pressure air-cooled gas turbine with transition flow characteristics

ZHOU Hongru, WANG Zhenfeng, YAN Peigang, LIU Zhansheng
(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The commercial code CFX was used to simulate NASA2Mark0 high pressure air-cooled gas turbine under work condition of Run 5411. The simulation ability of different turbulence models for the transition flow region was researched in this paper. As compared with the experimental results, k ω shearstress ω transport (SST) γ - θ turbulence model results were more accurate. In addition, the compiled code employed the Baldwin ω max (ω L) algebra model to simulate the same computation model. The results show that the results of ω L model are accurate apart from some temperature error in the transition region. ANSYS can be applied to analyze the thermal stress of solid blade and the results of Von Mises stress show that the temperature results have a great effect on the results of blade thermal stress.

Key words: conjugate heat transfer; air-cooled turbine; turbulence model; transition flow; thermal stress

在航空燃气涡轮发动机工程设计中, 要提高推质比和热效率必须提高涡轮前的入口温度, 然而, 涡轮进口温度的提高速度远远高于叶片材料

耐温性能的发展速度, 在继续发展耐高温材料的同时, 必须采取有效的冷却技术和热防护措施来保证涡轮叶片在高温燃气环境下安全可靠的工

作. 因此, 在涡轮发动机设计过程中, 除了要考虑气动效率外, 另一个重要的因素就是准确掌握涡轮发动机部件的温度分布情况. 在透平机械领域内气热耦合计算成为了一个主要的研究方向^[122]. 一些研究人员已经开始应用耦合热分析方法研究气热耦合问题^[328]. 涡轮叶栅的气热耦合计算能够得出更为准确的高温部件温度分布, 这样可以准确预测涡轮部件的热应力分布, 对涡轮叶栅的寿命预估和冷却结构设计提供重要依据. 近几年, 燃气涡轮叶栅的热应力分析同样成为透平机械领域的研究热点^[911]. 本文采用流体计算软件 CFX 的不同湍流模型对某高压燃气气冷涡轮叶栅进行了气热耦合方法的数值模拟工作, 不同湍流模型对涡轮叶片温度场的模拟各不相同, 基于低雷诺数湍流模型的转捩模型能够得出与实验结果较为接近的叶片温度分布. 利用有限元分析软件对涡轮叶片进行热应力求解, 计算结果说明, 涡轮叶片温度场求解结果对叶片内部热应力分布具有显著影响.

1 计算模型及模拟工况

1.1 几何模型及网格划分

文中选用 Hylton^[12] 等人所作的带有径向冷却通道的跨声速高压涡轮叶片系列传热实验来进行气流耦合传热的数值模拟, 叶片选用 Allison 发动机公司设计的 Mark 0 型燃气涡轮导叶.

图 1 给出了 NASA2Mark 0 高压燃燃气冷涡轮叶栅几何模型. Mark 0 涡轮叶片内部具有 10 个径向冷却通道, 冷却介质为空气. 图 2 给出了 NASA2Mark 0 叶栅的计算网格. 由图所示, 计算网格由主流区域、固体叶片区域两部分组成. 冷却通道壁面给定对表面传热系数和外流体温度的第三类边界条件. 在流体与固体交界面处的附面层区域对网格进行了加密, 并保证 $y^+ < 1$, 满足几种

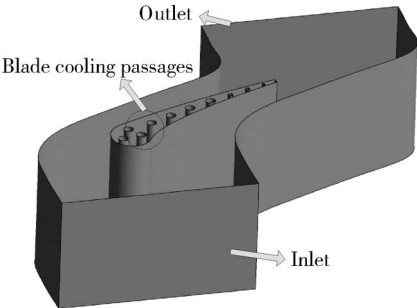


图 1 NASA2Mark 0 涡轮叶栅几何模型
Fig. 1 NASA2Mark 0 geometry model

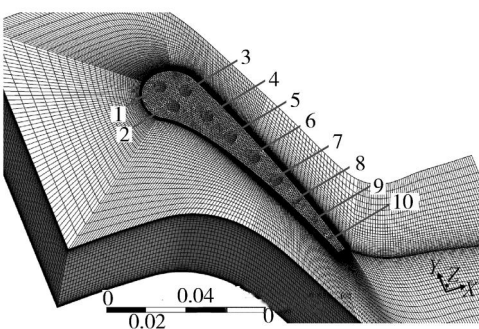


图 2 NASA2Mark 0 涡轮叶栅计算网格
Fig. 2 Calculation grid of NASA2Mark 0

二方程湍流模型边界条件的要求. 应用工程流体计算网格划分软件 ICEM 生成了流体区域的结构化网格及固体区域的非结构化网格, 总网格数量约为 130 万.

1.2 实验条件及模拟工况

数值模拟的工质与实验条件相符, 采用可压缩完全气体. 根据文献[12]叶片材料为美国材料与试验协会 (American Society for Testing and Materials) 标准的 310 不锈钢, 其物理属性为: 密度 $\rho = 8030 \text{ kg/m}^3$, 比定压热容 $c_p = 502 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, 导热系数为温度的函数, 见方程 (1). 热膨胀系数 $\alpha = 1.71 \times 10^{-5} \text{ mm/K}$, 弹性模量 $E = 200 \text{ GPa}$, 泊松比取 0.3.

$$K = 0.0115T + 9.9105 \quad (1)$$

表 1 给出 NASA2Mark 0 涡轮叶栅主流燃气的实验工况边界条件, 数值模拟边界条件与实验工况条件相同. 叶片内部的径向冷却通道壁面给定第三类边界条件. 表 2 给出了冷却通道的直径、冷却气体雷诺数、冷却气体温度及由经验公式计算得出的表面传热系数.

表 1 NASA2Mark 0 涡轮叶栅 5411 工况实验条件
Table 1 Test conditions of NASA2Mark 0

实验 工况	进口总压/ MPa	进口总温/ K	进口端流量/ %	出口静压/ MPa
5411	0.337 085	788	6.5	0.169 8

方程 (2) 为由实验给出的直通道强迫对流状态的努塞尔数经验公式^[12].

$$Nu_d = C_r (0.022 Pr^{0.5} Re_d^{0.8}) \quad (2)$$

其中 Nu_d 为努塞尔数, C_r 为修正系数, Pr 为普朗特数, Re_d 为雷诺数.

方程 (3) 为表面传热系数与努塞尔数的关系

式, 由此可以准确计算出冷却通道壁面处的表面传热系数.

$$h = Nu_d K d \tag{3}$$

其中 h 为表面传热系数, K 为流体的导热系数, d 为冷却通道直径.

表 2 冷却通道边界条件

冷却通道	直径/ mm	雷诺数/ 10^4	冷气温度/ K	表面传热系数/ ($W/(m^2 \cdot K)$)
1	6.3	24.686	336.39	1943.67
2	6.3	24.408	326.27	1881.45
3	6.3	24.097	332.68	1893.49
4	6.3	24.735	338.86	1960.62
5	6.3	24.335	318.95	1850.77
6	6.3	24.048	315.58	1813.36
7	6.3	24.453	326.26	1871.88
8	3.1	14.967	359.83	2643.07
9	3.1	9.285	360.89	1809.89
10	1.98	9.205	414.85	3056.69

本文采用三种低雷诺数湍流模型($k\epsilon$ 标准格式, $k\omega$ SST (shear stress transport) 和 $k\omega$ SST2GammaTheta) 及自编程序的 $B2L$ (Baldwin Lomax) 代数模型对 NASA2Mark 0 涡轮叶栅进行气热耦合计算, 并将计算得出的叶片温度场结果进行有限元热应力分析.

2 计算结果分析

2.1 叶栅流动及传热特性

图 3 给出了不同湍流模型和实验的叶展中部叶片表面静压分布, 由图可知, CFX 及自编程序计算的叶片表面静压分布与实验结果吻合较好. 因此可以得出, 湍流模型对叶栅内压力分布的数值模拟较为准确并且差异不大.

图 4 给出了叶栅内部 S_1 流面马赫数分布及流线图. 由图可以看出在叶片吸力面侧存在显著的分流流动.

图 5 给出了 CFX 三种不同湍流模型计算得出的 S_1 流面马赫数分布图, 由图可知, 三种湍流模型计算得出的 S_1 流面马赫数分布基本一致. 如图 3 所示, 在叶片压力面侧, 从前缘至尾缘出口压力值逐渐降低, 压力的变化趋势与马赫数的分布

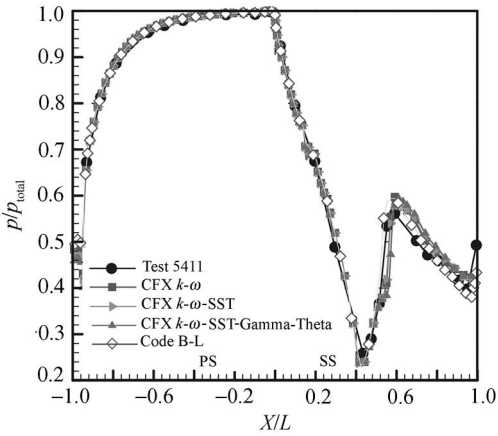


图 3 不同湍流模型计算的叶展中部叶片表面静压分布

Fig. 3 Vane surface static pressure distribution of different turbulence models

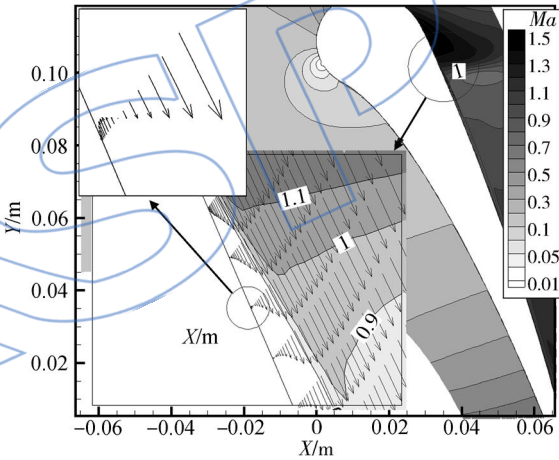


图 4 叶栅内部 S_1 流面马赫数分布及流线图

Fig. 4 Distribution of Mach number and stream line of S_1 stream surface

情况比较吻合, 随着压力逐渐降低, 流体马赫数逐渐增大. 在叶片吸力面侧, 从前缘滞止点至 43% 轴向弦长区间, 随着流体压力的急剧降低, 马赫数逐渐增加, 在图 5 中标记出了具有激波的位置. 由于强激波的存在, 使得气流达到超声速, 在图 3 中可见, 此区域附近压力开始增大, 同时气流流速降低. 可以得出, 湍流模型对叶栅内流动参数的数值模拟结果较为准确.

图 6 和图 7 分别给出了涡轮叶片叶展中部的温度和表面传热系数分布图, 图中包括 CFX 采用的三种低雷诺数二方程湍流模型计算结果, 自编耦合计算程序采用的 $B2L$ 代数模型计算结果以及实验测量的结果. 图 6 中纵坐标为以 $T_{ref} = 811$ K 为基准的相对温度, 横坐标为相对轴向弦长, 原

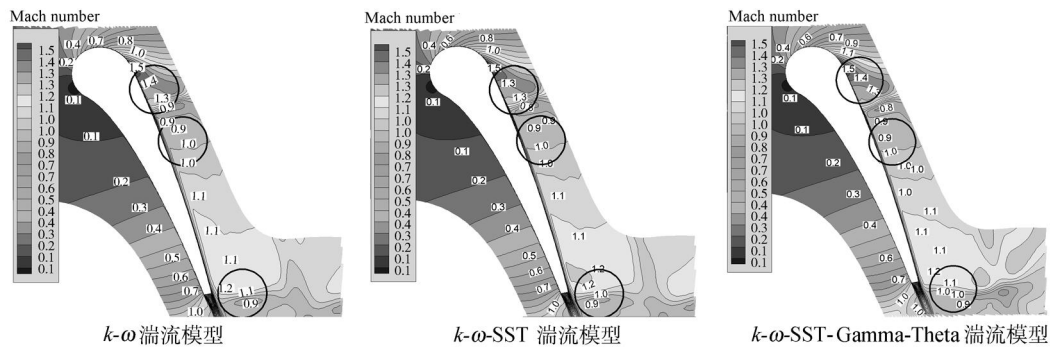


图 5 不同湍流模型计算的叶展中部流面马赫数分布
Fig. 5 Mach number distribution of different turbulence models

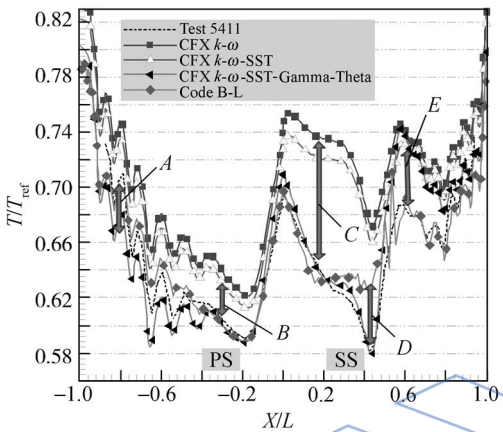


图 6 不同湍流模型计算的叶展中部叶片表面温度分布
Fig. 6 Vane surface temperature distribution of different turbulence models

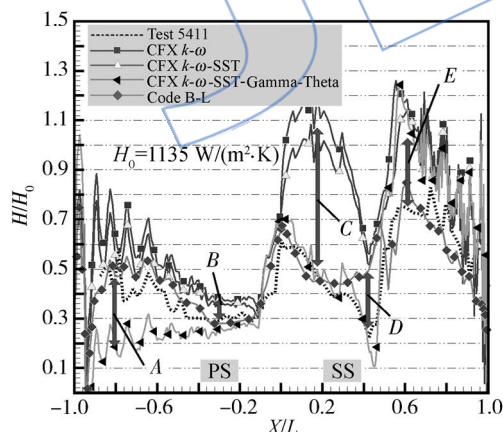


图 7 不同湍流模型计算的叶展中部叶片表面的表面传热系数分布
Fig. 7 Vane surface heat transfer coefficient distribution of different turbulence models

弦长. 表面传热系数的计算式如方程(4), 其中 h 为表面传热系数, q 为叶片表面热流密度, T_{gas} 为涡轮进口燃气总温, T_{wall} 为涡轮叶片表面温度.

$$h = \frac{q}{T_{\text{gas}} - T_{\text{wall}}} \quad (4)$$

图 8 给出了绝热壁面条件和耦合壁面条件下涡轮叶片表面温度分布云图, 比较得出, 考虑固体叶片导热及表面传热的气热耦合计算结果与绝热壁面条件的计算结果相差很大, 壁面温度存在 30% 的平均误差. 由此得出, 在计算涡轮叶栅热环境时采用气热耦合的计算方法是必要的.

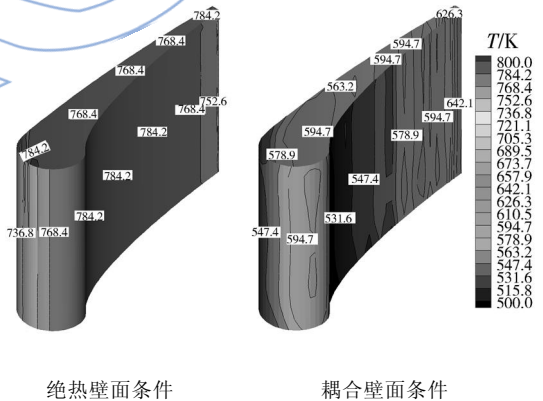


图 8 内冷涡轮叶片温度分布
Fig. 8 Vane temperature distribution of air-cooled turbine

比较三种湍流模型和实验测量的结果可知, 在压力面侧三种湍流模型温度变化趋势与实验结果基本一致, 但是, $k\epsilon$ 标准格式和 $k\epsilon$ -SST 两种湍流模型的温度计算结果与实验值仍然存在 5% 的误差, 见图 6 和图 7 中的 B 区域, 温度场的误差位置与叶片表面的表面传热系数的误差存在的位置是对应的. 叶片表面温度的波动源于 10 个径向冷却通道的冷却效果. 而在吸力面侧, 由于层流向湍流过渡的转捩区的存在, 采用不同湍流模型的 CFX 计算结果相差较大, 与实验结果比较, $k\epsilon$

点为叶片前缘位置, 负轴为叶片压力面, 正轴为叶片吸力面. 图 7 中纵坐标为以 $1135 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 为基准的相对表面传热系数, 横坐标为相对轴向

标准格式和 $k\omega$ SST 两种湍流模型在转捩区的温度计算结果与实验结果相差 10%, 见图 6 中的 C 区域. 而 $k\omega$ SST2Gamma2Theta 湍流模型由于采用了转捩模型, 因此能够较为准确的预测吸力面侧叶片表面温度分布, 对转捩区域的温度场及表面传热系数的数值模拟是非常准确的.

采用 B2L 代数模型的自编程耦合计算结果说明, 代数模型无法准确预测转捩流动区域的流动特性, 比较图 6 和图 7 中的 D 区域, 温度结果误差为 4%, 表面传热系数误差的存在区域与温度场误差区域准确对应. 但对于除转捩流动区域的其他位置计算精度仍然较高, 其计算结果优于 $k\omega$ 标准格式和 $k\omega$ SST 二方程湍流模型计算结果. 由此得出, 简单的选用常见的湍流模型进行气热耦合计算容易引起较大的误差. 而较为简单的 B2L 代数模型能够更为准确模拟不存在分离或分离较小的涡轮叶栅热环境.

2.2 涡轮叶片热应力分析

图 9 给出了三种不同湍流模型计算的涡轮叶片叶展中截面温度分布图, 由图可见, 由于 $k\omega$ 和 $k\omega$ SST 两种湍流模型在吸力面侧预测温度偏高, 使得叶片前缘大部分区域温度值偏高, 与 $k\omega$ SST2Gamma2Theta 湍流模型计算结果比较, 在吸力面侧最大温差为 70 K. 由于叶片内部的热传导过程, 使得叶片压力面侧温差为 30 K, 在叶片 50% 轴向弦长至尾缘处, 前两种湍流模型计算结

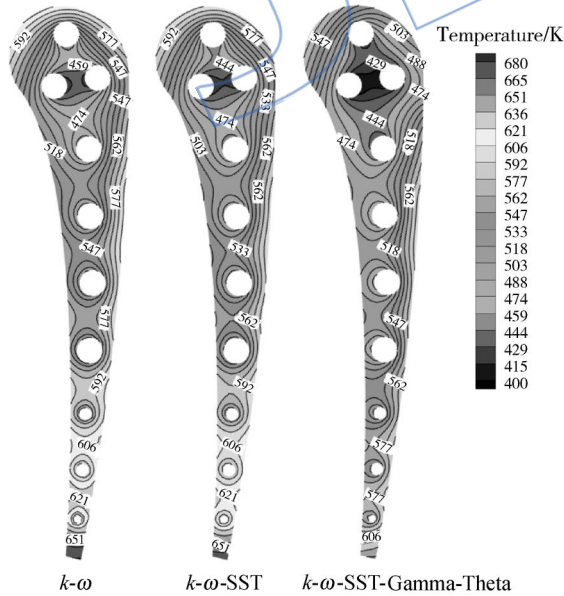


图 9 不同湍流模型计算的叶片叶展中截面温度分布
Fig. 9 Vane temperature distribution of different turbulence models

果较考虑转捩的湍流模型结果预测温度值偏高. 图 10 给出了三种不同湍流模型计算的涡轮叶片叶展中截面等效热应力分布图, 基于剪切应变能的一种等效应力(Von Mises)表达式如方程(5)所示.

$$S_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(a_1 - a_2)^2 + (a_2 - a_3)^2 + (a_3 - a_1)^2]} \tag{5}$$

其中 a_1, a_2, a_3 分别为第一、二、三主应力.

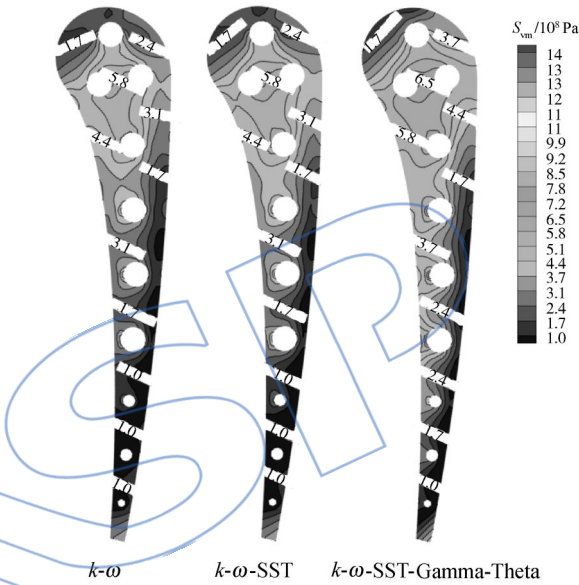


图 10 不同湍流模型计算的叶片叶展中截面等效应力分布
Fig. 10 Vane Von Mises stress distribution of different turbulence models

由图可见, 由于三种湍流模型对叶片温度及温度梯度预测的不同, 导致了较大差异的热应力分布, 考虑转捩和不考虑转捩的湍流模型计算得出的等效应力差异较大, 从前缘至 40% 轴向弦长的吸力面侧等效应力相差 1.3×10^8 Pa, 在叶片的压力面侧等效应力相差 1.4×10^8 Pa. 比较不同湍流模型的等效应力分布图, 由于 $k\omega$ SST2Gamma2Theta 湍流模型计算结果与实验结果吻合较好, 因此应用有限元分析得出的涡轮叶片等效热应力更为准确. 如图所示, 前两种湍流模型在预测固体叶片等效热应力的范围不够准确, 计算的数值偏低, 这样在预估涡轮叶片寿命时必然带来较大误差, 对高温燃气涡轮冷却结构的设计工作带来困难. 由此可以得出, 在涡轮叶栅气热耦合计算中温度场预测结果的准确与否对涡轮叶片寿命预估和冷却结构设计工作至关重要.

3 结 论

- 1) 不同湍流模型能够准确预测涡轮叶栅的流动特性, 并且与实验数据吻合较好. 但是对于附面层内的传热特性的预测具有较大的差异.
- 2) 考虑转捩的 $k-\omega$ SST 模型湍流模型温度场的数值模拟结果与实验结果吻合较好, 其能够准确描述叶片吸力面侧转捩区的传热特性.
- 3) 采用 B2L 代数模型的自编程耦合计算结果说明, 代数模型无法准确预测转捩流动区域的流动特性, 温度计算结果存在 4% 的误差. 对于除转捩流动区域的其他位置计算精度较高, 其计算结果优于 $k-\omega$ 标准格式和 $k-\omega$ SST 二方程湍流模型结果. B2L 代数模型能够更为准确模拟不存在分离或分离较小的涡轮叶栅热环境.
- 4) 在涡轮叶栅气热耦合计算中温度场预测结果的准确与否对涡轮叶片寿命预估和冷却结构设计工作至关重要.

参考文献:

[1] Heidmann J D, Kassab A J, Steinhörsson E. Conjugate heat transfer effects on a realistic film-cooled turbine vane [R]. ASME Paper GT2003238553, 2003.

[2] Rahaim C P, Cavalleri R J. Coupled finite volume and boundary element analysis of conjugate heat transfer problems[R] . AIAA29621809, 1996.

[3] Han Z X, Dennis B H, Dulikravich G S. Simultaneous prediction of external flow-field and temperature in internally cooled 3D turbine blade material[R] . ASME Paper 2000-GT2253, 2000.

[4] Kassab A J, Divo E, Heidmann J D, et al. BEM/FVM conjugate heat transfer analysis of a three-dimensional film cooled turbine blade[J]. International Journal for Numerical Methods in Heat Transfer and Fluid Flow, 2003, 13 (5): 582-610.

[5] Heidmann J D, Rigby D L, Ameri A A. A three-dimensional coupled internal/external simulation of a film-cooled turbine vane [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 342-359.

[6] Divo E, Steinhörsson E, Kassab A J. An iterative BEM/FVM protocol for steady-state multi-dimensional conjugate heat transfer in compressible flows[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2002, 26: 442-454.

[7] Takahashi T, Watanabe K, Takahashi T. Thermal conjugate analysis of a first stage blade in a gas turbine[R]. ASME Paper 2000-GT-251, 2000.

[8] Rigby D L, Lepicovsky J. Conjugate heat transfer analysis of internally cooled configurations [R]. ASME Paper 2001-GT-0405, 2001.

[9] Cunha F J, Dahmer M T, Chyu M K. Thermo-mechanical life prediction system for anisotropic turbine components [R]. ASME Paper 2002-GT-68107, 2005.

[10] Ogata T, Yamamoto M. Biaxial thermo-mechanical fatigue life property of a Ni base super alloy[R]. ASME Paper GT2000-90758, 2006.

[11] Sierra F Z, Narzary D, Bolaina C, et al. Heat transfer and thermal mechanical stress distributions in gas turbine blades[R]. ASME Paper GT2002-59194, 2009.

[12] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA Technical Report, ASA2CR21680, 1983.