

涡轮叶片端壁表面温度相似性研究

王晓春, 王建华, 刘朋欣

(中国科学技术大学 工程科学学院 热科学和能源工程系, 安徽 合肥 230027)

摘要:以燃气透平端壁气膜冷却特性为研究对象,在满足流-固耦合换热温度场相似性条件的基础上,首次提出了一种新的气膜冷却端壁表面温度分布预测方法。提出端壁表面温度场相似性成立条件:(1)主流雷诺数和吹风比相同,维持主流温度恒定,改变冷气进口温度;(2)维持冷气进口温度恒定,改变主流温度。首次用定量的方法,描述流-固耦合换热温度分布图的相似性现象,发现当冷气进口温度恒定为750 K时,主流和冷气温差大于150 K才有较好的相似性;当主流温度恒定为1700 K时,主流和冷气温差大于250 K才有较好的相似性。预测方法要求具有两组已知温度场。当被预测工况与已知工况之间的温差在[-400 K, 200 K]区间之内时,预测偏差小于5.5%。

关键词:端壁;气膜冷却;相似云图;相似度;数值模拟

中图分类号:TK474.7 文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.01.003

引言

为了获得更大的推重比,燃气透平进口温度不断上升。目前,高性能燃气透平的运行温度已经远远超过透平叶片所有材料的熔点。导向叶栅的端壁由于受到来自燃烧室高温气流的作用,承受很高的热负载,因此端壁冷却一直是这一领域的研究焦点。

由于产生燃气透平真实工作环境的实验费用很高,所以相关的气膜冷却实验通常都在较低主流温度下进行。文献[1]利用彩色液晶测温技术,研究端壁气膜冷却效率和换热系数。类似的涂层方法,测量温度范围通常在较低的温度。尽管利用红外热像技术可以测量高温下的结果^[2],但是这些温度还是远低于先进战斗机(F-35 Joint Strike Fighter Lightning II)的透平进口温度3600 °F(2255 K)^[3]。另一个问题是,在上述所有的端壁冷却实验中,测量的对象都是表面温度,或者绝热壁面假设下的换热

系数,无法获得端壁内部的温度分布。而事实上,端壁内部热应力集中是导致端壁损坏的一个主要原因。

为了获得完整的内部温度场,数值模拟方法是一重要的技术途径,而且该方法可以不受高温高压条件的限制。文献[4]采用气热耦合数值方法研究了透平动叶的端部气膜孔以及涡流矩阵通道中肋片对冷却效果的影响。文献[5]采用数值方法研究了材料导热率对端壁气膜冷却特性的影响,研究表明:导热对气膜冷却真实效率的影响非常重要,虽然三维流-固耦合换热的数值模拟很费时,但是却很有必要。

文献[6]在保持主流雷诺数及冷气进口温度不变的条件下,对两种主流温度(473.15 K和553.15 K)的含有气膜孔的涡轮叶片端壁进行了气膜冷却实验。通过比较吹风比分别为0、0.494、0.987和1.481时两种主流温度下端壁表面温度分布图可以发现:在主流雷诺数、冷气进口温度和吹风比相同时,两种主流温度下的端壁表面温度及冷却效率云图极为相似。随后,采用商业软件ANSYS CFX数值模拟了实验端壁结构的冷却特性。通过实验数据验证了数值方法的合理性。用经过实验数据验证的数值模拟方法,模拟了相同雷诺数和吹风比下的两组工况:(I)冷气温度恒定为850 K,主流温度分别为1700 K、1750 K、1800 K、1850 K和1900 K;(II)主流温度恒定在1700 K,冷气温度分别为750 K、800 K、850 K、900 K和950 K。通过比较两组工况端壁表面温度分布图发现:分别以温度场中的最大、最小值为云图的上下界,产生两组同刻度级数的温度分布云图也具有相似性特征。而且,每组工况下,端壁表面温度的最大和最小值均随温度呈

收稿日期:2014-04-09; 修订日期:2014-05-27

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51376168)

作者简介:王晓春(1987-),男,安徽滁州人,中国科学技术大学在读博士。

(主流或者冷气进口温度) 线性变化。

在文献 [6] 的基础上, 本研究首次提出定量描述两幅云图相似性现象的方法, 通过数值分析讨论气膜冷却端壁表面温度分布满足相似性的条件, 介绍利用这种相似性特征预测气膜冷却端壁温度分布的方法, 特别是通过较低温度下的实验结果预测实验难以达到的真实工况 (较高温度) 的结果。预测方法计算简单, 可以极大地简少实验和数值模拟的工作量及费用。

1 基于相似性和线性特征的温度预测方法

1.1 相似性特征

图 1 显示了文献 [6] 实验中端壁结构图。本研究也将针对该端壁结构进行研究。为了描述两幅云图的相似性, 认为在 I、II 两种工况下, 当两幅云图完全相似时, 端壁上任意一点 i 温度满足下式:

$$\frac{T_{i,I} - T_{\min,I}}{T_{\max,I} - T_{\min,I}} = \frac{T_{i,II} - T_{\min,II}}{T_{\max,II} - T_{\min,II}} \quad (1)$$

式中: 下标 max、min—云图中的最大及最小值。

定义无量纲温度为:

$$\theta = \frac{T_i - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}} \quad \theta \in [0, 1] \quad (2)$$

则式 (1) 可以表示为:

$$\theta_{i,I} = \theta_{i,II} \quad (3)$$

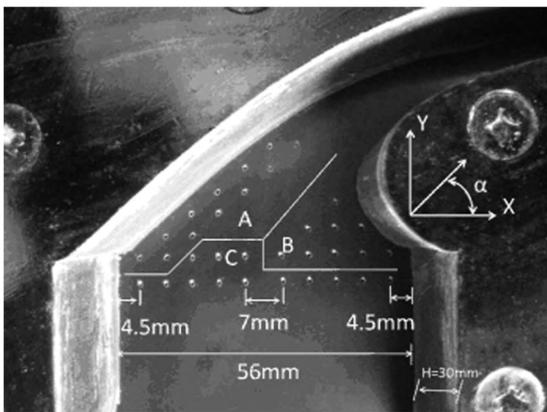


图 1 端壁结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the structure of the endwall

但如果两幅云图有一定偏差, 则可用定义 α_i 来定量描述两幅云图在 i 点的相似程度:

$$\alpha_i = 1 - |\theta_{i,I} - \theta_{i,II}| \quad \alpha_i \in [0, 1] \quad (4)$$

于是, 两幅完整云图的平均相似度可以描述为:

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i}{N} \quad \alpha_i \in [0, 1] \quad (5)$$

其中 N 表示通过实验或者数值方法采集端壁表面的温度的点数。

1.2 线性特征

在冷气进口温度恒定, 变化主流温度时, 端壁表面温度最大最小值符合规律:

$$\begin{cases} T_{\max} = k_1 T_{\infty} + b_1 \\ T_{\min} = k_2 T_{\infty} + b_2 \end{cases} \quad (6)$$

其中, 下标 ∞ 表示主流。同样, 在主流温度恒定, 冷气进口度变化时, 最大最小温度符合:

$$\begin{cases} T_{\max} = k_3 T_c + b_3 \\ T_{\min} = k_4 T_c + b_4 \end{cases} \quad (7)$$

式中: 下标 c —冷气; 系数 k_j 、 b_j ($j=1, 2, 3, 4$)—与运行工况有关的常数。

1.3 预测公式

对于主流雷诺数、吹风比以及冷却气体进口温度相同, 而主流温度不同的两种工况 I、II, 如果工况 I 的温度场为已知, 则工况 II 的温度场可预测。根据线性特征, 将 $T_{\max,II}$ 和 $T_{\min,II}$ 代入式 (6), 并综合式 (2) 和式 (3) 即可得到工况 II 的温度场:

$$T_{i,II} = \theta_{i,I} [(T_{\max,I} - T_{\min,I}) + (k_1 - k_2) \Delta T_{II,I}] + k_2 T_{\infty,II} + b_2 \quad (8)$$

其中, $\Delta T_{II,I} = T_{\infty,II} - T_{\infty,I}$ 。

同样, 当主流雷诺数、吹风比、以及主流进口温度相同, 冷气温度处于两种工况 I、II 时, 假设工况 I 的温度场为已知, 则工况 II 的温度场可预测:

$$T_{i,II} = \theta_{i,I} [(T_{\max,I} - T_{\min,I}) + (k_3 - k_4) \Delta T_{II,I}] + k_3 T_{c,II} + b_4 \quad (9)$$

其中, $\Delta T_{II,I} = T_{c,II} - T_{c,I}$ 。

式 (8) 和式 (9) 中, 系数 k_j 和 b_j ($j=1, 2, 3, 4$) 只需两组符合条件的温度分布即可求出。

1.4 预测方法的误差

由式 (8) 或者式 (9) 得到的预测结果与通过实验测量或者数值模拟得到的数据之间的偏差, 可以表述为:

$$\beta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\Delta T_i}{T_{i,real}} \right)^2}{N}} \quad (10)$$

其中, $\Delta T_i = |T_{i,pre} - T_{i,real}|$ 。下标 pre 表示预

测公式得到的结果, T_{real} 表示通过实验或者数值模拟方法得到的结果。

1.5 端壁表面任意位置温度的线性关系

如果工况 I、II 和 III 彼此相似, 对于端壁表面的任意一点 i 根据式 (2) 和式 (3) 可以得到:

$$\frac{T_{i,I} - T_{min,I}}{T_{max,I} - T_{min,I}} = \frac{T_{i,II} - T_{min,II}}{T_{max,II} - T_{min,II}} = \frac{T_{i,III} - T_{min,III}}{T_{max,III} - T_{min,III}} \quad (11)$$

对于主流雷诺数、吹风比以及冷却气体进口温度工况相同, 而主流温度不同的 3 种工况 I、II 和 III 根据线性特征可以得到 $T_{max,I}$ 、 $T_{max,II}$ 、 $T_{max,III}$ 、 $T_{min,I}$ 、 $T_{min,II}$ 和 $T_{min,III}$ 满足式 (6)。所以 $T_{max,I}$ 、 $T_{max,II}$ 和 $T_{max,III}$ 3 点共线; $T_{min,I}$ 、 $T_{min,II}$ 和 $T_{min,III}$ 也 3 点共线, 如图 2 所示。再根据式 (11) 以及相似梯形原理, $T_{i,I}$ 、 $T_{i,II}$ 和 $T_{i,III}$ 也必然 3 点共线, 即满足:

$$T_i = k_i \cdot T_\infty + b_i \quad (12)$$

同理, 对于主流雷诺数、吹风比以及主流温度相同, 而冷却气体进口温度不同的 3 种工况 I、II 和 III, 可以得到:

$$T_i = k'_i \cdot T_c + b'_i \quad (13)$$

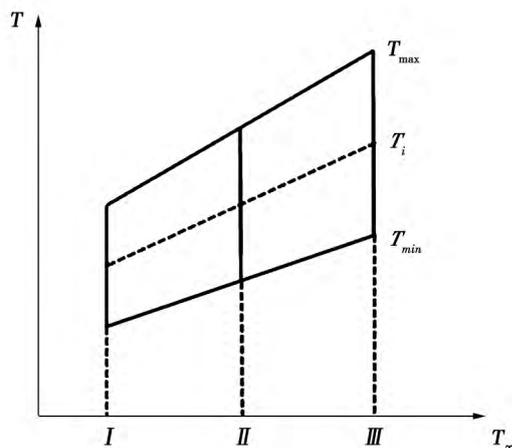


图 2 任意位置点温度与主流温度的变化关系

Fig. 2 Variation relationship between the temperature at any location and the temperature of the mainstream

2 预测方法的应用

文献 [6] 给出了满足相似性特征的两种情况, 即吹风比和主流雷诺数不变, 改变主流温度或者冷气温度。由式 (8) 和式 (9) 可发现: 预测误差受到

$\Delta T_{II,I}$ 影响。因此有必要在一个较大范围讨论预测公式的精度。仍然采用图 1 所示端壁结构进行研究, 并用文献 [6] 中经过实验验证的数值模拟方法, 模拟恒定冷气温度或者主流温度下的两组工况。关于数值模拟的网格介绍等在文献 [6] 有详细的描述。数值模拟中, 雷诺数恒定为 3.03×10^5 , 吹风比恒为 1.5, 端壁结构导热率同样采用不锈钢 AISI304 导热率的拟合公式 $k = 11.47629 + 0.01368T \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

2.1 恒定冷气进口温度

数值模拟第一组工况: 保持冷气进口温度恒定为 750 K, 主流温度分别为 2 000、1 900、1 800、1 700、1 600、1 500、1 400、1 300、1 200、1 100、1 000、900、830 和 800 K。这里不需要像文献 [6] 中, 给出每种工况下的端壁表面的温度分布图。用平均相似度 α 即可很好描述。选取主流温度等于 1 500 K 为参考工况, 计算其余工况与与的平均相似度 α , 结果如图 3 所示。

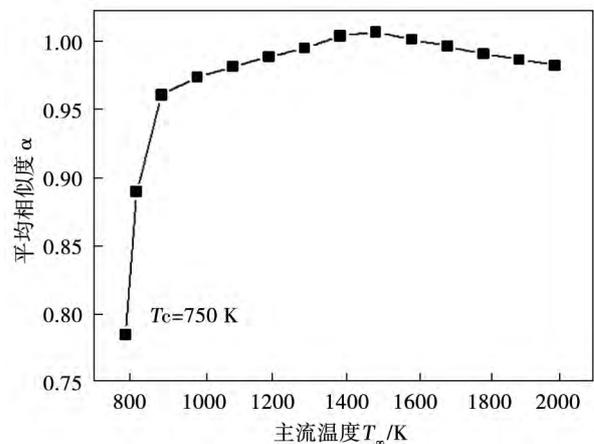


图 3 相似度随主流温度变化关系

Fig. 3 Variation relationship of the similarity with the temperature of the mainstream

选取所有工况下, 云图中温度的最大最小值, 绘制出图 4。根据图 3 可以发现, 相似度随着 $|\Delta T_{II,I}|$ 的增加而逐渐降低。但是当主流和冷气温差 $\Delta T_{\infty,c}$ 小于 150 K 时, 相似度会急剧下降, 此时已经不能满足相似性特征。排除不满足相似性特征的两组工况 (主流温度为 830 K 和 800 K), 其余工况端壁表面温度最大和最小值具有明显的线性特征, 如图 4 所示。分别对温度最大和最小值进行线性拟合。根据拟合公式, 计算温度的最大偏差分别小于

0.2% 和 0.6%。

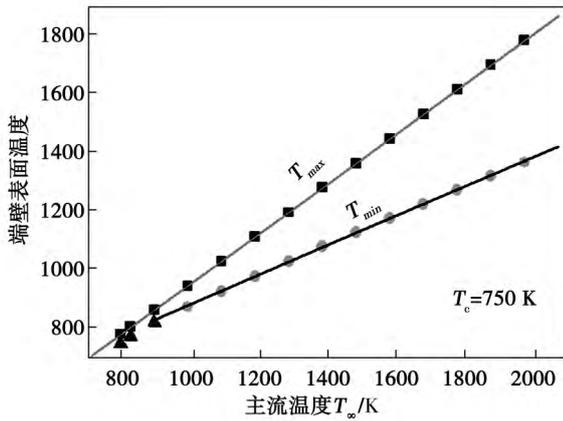


图 4 端壁表面温度最大最小值的线性关系
 Fig. 4 Linear relationship between the maximal and minimal value of the temperatures on the surface of the endwall

2.2 恒定主流温度

第二组工况: 保持主流温度恒定为 1 700 K, 冷气温度分别为 650、750、850、950、1 050、1 150、1 250、1 350、1 450、1 550、1 600 和 1 650 K。选取冷气温度为 1 050 K 时为参考工况, 计算其余工况与它的平均相似度 α 结果如图 5 所示。

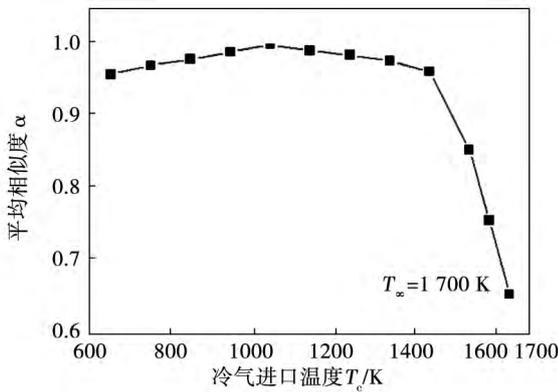


图 5 相似度随冷气进口温度变化关系
 Fig. 5 Variation relationship of the similarity degree with the temperature of the cooling air at the inlet

选取所有工况下云图中温度的最大最小值, 绘制出图 6。根据图 5 可以发现, 相似度同样随着 $|\Delta T_{II,I}|$ 的增加而逐渐降低。当主流和冷气温差 $\Delta T_{\infty,c}$ 小于 250 K 时, 相似度会急剧下降, 不符合相似性特征。排除不满足相似性特征的 3 组工况(冷

气温度为 1 550、1 600 和 1 650 K) 其余工况端壁表面温度最大和最小值也具有明显的线性特征, 如图 6 所示。分别对温度最大和最小值进行线性拟合。根据拟合公式, 计算温度的最大偏差分别小于 0.3% 和 0.8%。

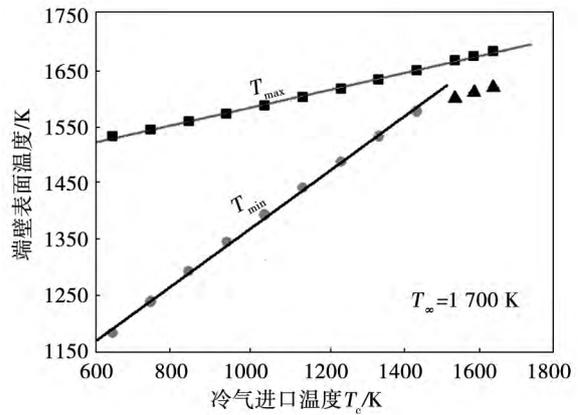


图 6 端壁表面温度最大最小值的线性关系
 Fig. 6 Linear relationship between the maximal and minimal value of the temperatures on the surface of the endwall

2.3 预测误差

图 7 展示了利用图 4 所示的线性系数和式(8) 计算出恒定冷气温度情况下的偏差 β , 以及利用图 6 中的线性系数和式(9) 计算出恒定主流温度情况下的偏差 β 。

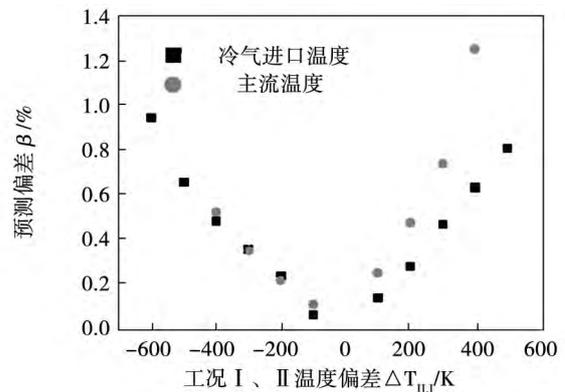


图 7 预测公式结果与数值模拟结果的偏差
 Fig. 7 Deviations between the results predicted by using the prediction formula and those numerical simulated

由图 7 可见: 在 $-400 \text{ K} < |\Delta T_{II,I}| < 200 \text{ K}$ 时,

$\beta < 5.5\%$ 。此时预测结果具有较好的精度。根据预测方法,可以用两组工况下的温度分布较为准确地预测一定主流或者冷气进口温度波动范围内的端壁温度分布。从而极大的简化的数值模拟工作量。

3 壁面温度场相似性讨论

根据边界层相似理论分析,对于气膜冷却的端壁表面,固体壁面无量纲温度边界层方程的解形式为:

$$T^* = f(x^*, y^*, Re_L, Pr, \frac{dp^*}{dx^*}, BR) \quad (14)$$

其中, BR 表示吹风比。对于端壁表面温度相似性现象,不同工况之间具有相同流体和固体几何区域,即固体壁面几何特征参数 x^* 和 y^* 不变;同时计算时给定相同的主流雷诺数和吹风比,因而冷、热气体流动状态基本不变,即 Re_L 、 dp^*/dx^* 和 BR 不变。通常在一定的温度范围内,可以近似认为 Pr 为常数,因而会出现温度场相似现象。

本研究不仅给出了两种温度相似性的条件,即保持主流或者冷却流温度不变,同时给出了保持较高相似性以及预测方法精度时,相似性及预测方法适用的温度范围。因而具有较高的实用价值。

4 结 论

在前期实验和数值研究中发现的气膜冷却端壁流-固耦合换热温度场相似性现象的基础上,本研究首次提出描述云图相似性的定量方法,并给出预测端壁表面温度分布的简化方法。同时,讨论了相似性成立条件:主流雷诺数和吹风比相同,维持主流温度恒定,改变冷气进口温度;或者维持冷气进口温度恒定,改变主流温度。

预测方法要求具有两组已知温度场。当被预测

工况与已知工况之间的温差 $|\Delta T_{II}|$ 在区间 $[-400 \text{ K}, 200 \text{ K}]$ 之内时,预测偏差 $\beta < 5.5\%$ 。

在冷气进口温度恒定时,当主流和冷气温差 $\Delta T_{\infty,c}$ 大于 150 K 才有较好的相似性,即相似度达到 95% 。在主流温度恒定时,当 $\Delta T_{\infty,c}$ 大于 250 K 才有较好的相似性,即相似度达到 95% 。

利用此预测方法,可以用两组已知工况下的温度分布较为准确预测出另一个工况下的温度分布,从而极大减少了实验和数值模拟工作量,降低实验和计算成本。

参考文献:

- [1] Barigozzi G, Franchini G, Perdichizzi A, et al. Effects of trenched holes on film cooling of a contoured endwall nozzle vane [J]. Journal of Turbomachinery Transactions of the ASME, 2012, 134(4): 041009.
- [2] Wang J H, Feng Z X, Zhang Q, et al. Experimental investigations on overall cooling effect of ribbed channel with air bleeds [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55: 4800-4807.
- [3] Lee S, Langston. Fahrenheit 3,600 everywhere you look, the gas turbine industry is running hot [J]. Mechanical Engineering, 2007, April 1: 34-37.
- [4] 苏生, 胡捷, 刘建军, 等. 内部结构对空冷叶片换热性能的影响 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(6): 567-571.
SU Sheng, HU Jie, LIU Jian-jun, et al. An influence of the inner structure on the heat exchange performance of air-cooled blades [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(6): 567-571.
- [5] Wang J H, Yejun Zhu, Jian Kuang, et al. Numerical investigations on film cooling performances [C]// In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011. Vancouver: ASME, GT2011-45775.
- [6] Wang J H. An experimental and numerical investigation on endwall film cooling [C]// In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013. San Antonio: GT2013-94267.

(丛敏 编辑)

更 正

2014 年第 5 期第 586 页“600 MW 机组锅炉暖风器及疏水系统改造与运行优化”一文的作者原为“王荣, 李春光, 陈小红”, 现更正为“王荣, 李春光, 陈晓红”。

涡轮叶片端壁表面温度相似性研究 = **Study of the Similarity of the Temperatures on the Surfaces of End Walls of Turbine Blades** [刊, 汉] WANG Xiao-chun, WANG Jian-hua, LIU Ming-xin (Department of Thermal Science and Energy Source Engineering, College of Engineering Science, China University of Science and Technology, Hefei, China, Post Code: 230027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(1). - 1 - 5

With the air film cooling characteristics of the end walls of blades in a gas turbine serving as the object of study, on the basis of meeting the similarity conditions of the fluid-solid coupled heat exchange temperature field, the authors put forward for the first time a new method for predicting the temperature distribution on the surface of the end walls cooled by the air film. Furthermore, they also believed that the conditions for the similarity of the above-mentioned end wall surface temperature field are as follows: to change the temperature of the cooling air at the inlet under the condition of maintaining a same Reynolds number and blowing air ratio in the main stream and keeping the temperature in the main stream constant or to change the temperature of the main stream under the condition of keeping the temperature of the cooling air at the inlet constant. For the first time, they adopted a quantitative method for depicting the phenomena of similarity on the fluid-solid coupled heat exchange temperature distribution chart and discovered that when the temperature of the cooling air at the inlet is kept constant at 750 K, a relatively good similarity can be obtained only when the temperature difference between the main stream and the cooling air is greater than 150 K. When the main stream temperature is kept constant at 1 700 K, a relatively good similarity can be obtained only when the temperature difference between the main stream and cooling air is greater than 250 K. The prediction method necessitates two groups of known temperature field. When the temperature difference above-mentioned between the operating condition predicted and known is in a range between -400 K and 200 K, the prediction deviation will be less than 5.5%. The use of the prediction method proposed by the authors can extremely reduce the work load and cost spent in the experimental study and numerical simulation of a complex air film cooling member.

Key Words: end wall, air film cooling, similarity atlas, similarity, numerical simulation

燃气轮机惯性级分离装置的分离特性研究 = **Study of the Separation Characteristics of the Inertial Stage Separation Device in a Gas Turbine** [刊, 汉] TAO Jian, LU Zhen-hua, GONG Wei, GE Guang-yu (Education Ministry Key Laboratory on Power Machinery and Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(1). - 6 - 11

Under the operating condition of two guide blade intervals being 25 mm and 33 mm and the flow speed at the inlet being 2.5, 3.0 and 3.5 m/s respectively, a study of the salt mist separation characteristics was performed of the in-