

带扰流片的矩形直通道内的流动与换热

都 萍, 沈胜强, 张 博

(大连理工大学 动力工程系, 辽宁 大连 116024)

摘 要: 建立了矩形直通道内三维可压缩流动与换热模型, 对来流雷诺数 Re 在 $1 \times 10^5 \sim 3 \times 10^5$ 范围内, 带顺排和错排扰流片的通道内部对流换热过程进行了模拟计算。计算结果表明, 矩形扰流片具有明显的强化冷却效果, 扰流片表面的对流换热系数明显高于光滑表面的值, 有扰流片区域的壁面温度明显降低; 错排扰流片与顺排扰流片相比, 对流换热系数增大 4% 左右。计算结果归纳了传热和流动压降关系式。

关 键 词: 燃气轮机; 扰流片; 冷却; 叶片

中图分类号: TK472 文献标识码: A

1 引 言

为了提高热效率及推重比, 动力燃气透平燃气入口温度的设计都超过了材料的允许温度。为了保证设备在较高的温度下安全运行, 对材料耐热性和冷却技术两方面进行了较深入的研究。近几年, 美国和俄罗斯在高效冷却(冷效系数为 0.6~0.7)单晶叶片制造方面进行了大量的研究, 采用该技术制造的单晶叶片, 可使燃气涡轮入口温度提高 222~333 °C, 达到 2 100~2 300 K^[1]。但是在铸造单晶叶片中, 有很多技术难点, 并且费用也很高。对于冷却技术的研究, 国外对于这个方面的研究较早。目前, 透平叶片的表面设计已经采用气膜冷却、冲击冷却和发散冷却等多种冷却技术^[2]。

一个广泛应用有效的冷却方式是叶片内部通道冷却。采用低温空气从每个叶片的根部进入, 流经一系列由 180°弯头连接的直通道, 从叶片的顶端或者后缘表面流出。同时为了增强换热, 通常在直通道内壁上都布置了一些扰流片。对于内冷叶片, 很多研究学者利用数值计算和实验的方法对各种形式的通道进行了研究, 例如刘东等计算了带针肋内冷通道的换热情况^[3], 得出结论: 长径比大的针肋换热性能优于长径比小的针肋; Noot 等运用数值模拟方法^[4], 对通道内 4 种形状的扰流片对流场的影响进行了计算; Shih 等对光滑壁面和带扰流片矩形截面 U 型通道在旋转和非旋转状态下的三维流场及热传导进行了研究^[5], 分析了各种情况下流场的特点及换热特性。

本文在来流雷诺数 $1 \times 10^5 \sim 3 \times 10^5$ 的范围内对带顺排和错排扰流片的矩形通道进行数值模拟, 采用三维和可压缩的耦合传热模型, 其中紊流流动过程采用 $k-\epsilon$ 双方程模型和壁面函数法, 对叶片内部的流动与传热进行了数值计算, 模拟了通道内计算区域的温度场、压力场和速度场, 分析并总结换热公式及规律。

2 物理模型的建立和控制方程的求解

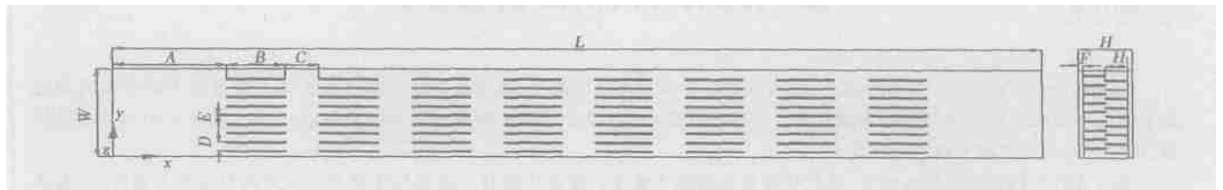


图 1 顺排扰流片排列图及通道进口图

收稿日期: 2004-05-12; 修订日期: 2004-08-26

基金项目: 国防重点实验室基金资助项目(51459030101JW0901)

作者简介: 沈胜强(1961-)男, 辽宁大连人, 大连理工大学教授, 博士生导师。

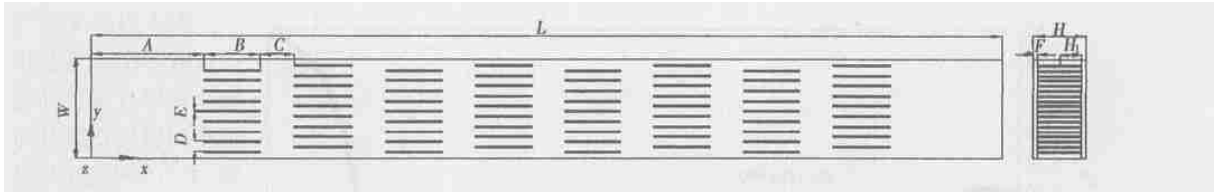


图 2 错排扰流片排列图及通道进口图

本文的计算对象是带有矩形扰流片和横截面为矩形的直通道, 扰流片纵向为 8 列, 横向为 9 排。分别按照顺排和错排方式排列, 扰流片排列位置及沿通道流向的视图分别示于图 1 和图 2, 主要尺寸列于表 1。

表 1 几何尺寸表 (mm)

| A | B | C | D | E | F | H | H ₁ | L | W |
|----|----|----|---|---|---|----|----------------|-----|----|
| 50 | 25 | 15 | 6 | 1 | 2 | 24 | 10 | 405 | 58 |

计算中取空气的进口温度 20 °C, 通过改变空气的入口速度来改变流动雷诺数。流体的物性取为 20 °C 空气的物性。计算通道的边界条件为, 入口空气温度和速度均匀分布, 出口的空气压强为一个大气压, 带有扰流片的两壁面恒定热流密度 $q_w = 40000 \text{ W/m}^2$, 两侧壁面为绝热边界。根据叶片尾部内部冷却的实际情况, 采用三维、稳态和可压缩的紊流模型来描述此模型的传热过程。为了描述这种紊流流动与对流—导热耦合传热过程, 采用雷诺时均形式和三维椭圆型对流扩散通用控制方程, 其物理空间下的守恒形式的张量表示式如下^[6]:

$$\frac{\partial(\rho u_i \varphi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\Gamma_\varphi (\partial \varphi / \partial x_j)] + S_\varphi \quad (1)$$

采用 SIMPLEST 算法求解控制方程。偏微分方程的离散采用混合差分格式。近壁面区采用壁面函数法, 第一个内节点与壁面间的无量纲距离满足 y_p^+

≤ 200 。

由于扰流片的尺寸相对于通道尺寸很小, 取当量直径 $D_h = 2HW/(H+W)$; 雷诺数 $Re = uD_h/\nu$;

$$\text{阻力因子 } f = \frac{-(dp/dx)D_h}{\rho u^2/2} = \frac{-2\Delta p D_h^3}{\Delta x Re^2 \mu^2}; \text{局部换热}$$

系数 $h(x) = \frac{q_w}{t_w(x) - t_b(x)}$, 其中, $t_w(x)$ 、 $t_b(x)$ 分别是沿纵向与入口处距离为 x 处的壁面温度与流体中心区域温度的平均值; 平均换热系数 $\bar{h} =$

$$\frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx; \text{局部努塞尔数 } Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda}; \text{平均}$$

$$\text{努塞尔数 } \bar{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx, L \text{ 为通道的长度。}$$

在进行区域离散时, 将流体区域和固体区域同时离散, 即固体壁和扰流片与流体采用同一网格系统, 沿流动方向、通道宽度方向和扰流片高度方向的网格数分别为 162 个、58 个和 24 个, 总网格数目为 225 504。当所有计算参数的数值与前一次迭代计算所得数值的相对变化小于 10^{-3} 时迭代停止。本文中的所有迭代计算均在 600 次以内得到收敛。

3 计算结果与分析

顺排扰流片矩形直通道的内外壁面温度如图 3

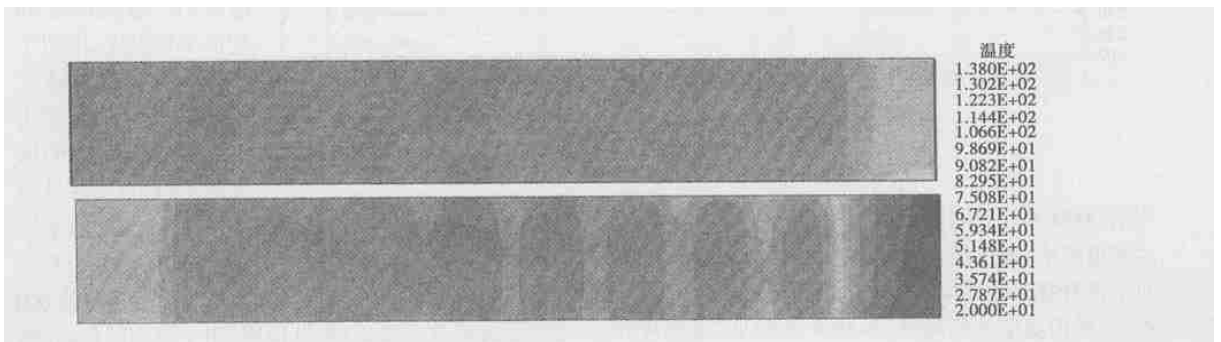


图 3 顺排扰流片内外壁面温度图

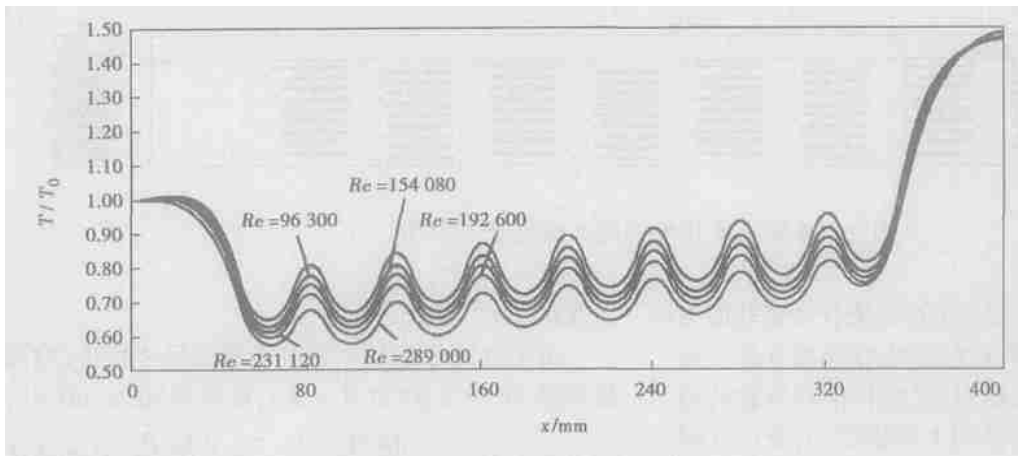


图 4 不同雷诺数顺排扰流片通道外壁面平均温度比的分布图

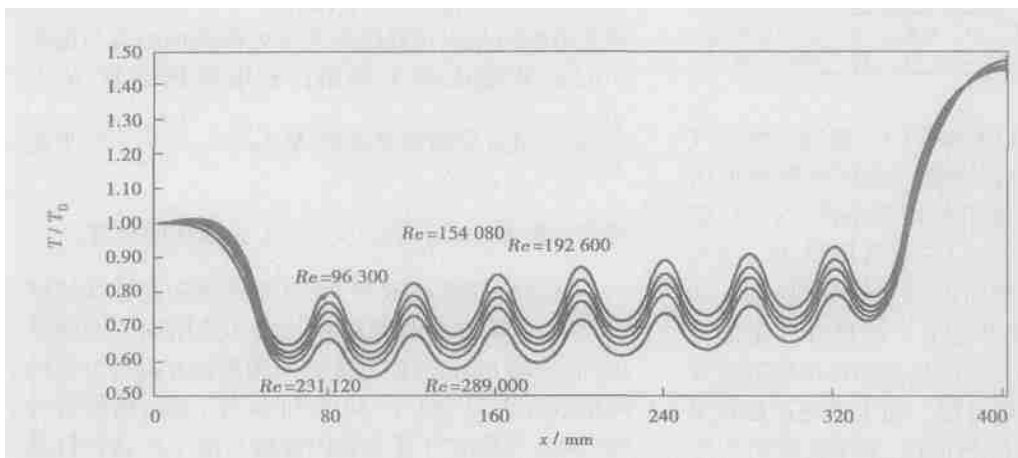


图 5 不同雷诺数错排扰流片通道外壁面平均温度比的分布图

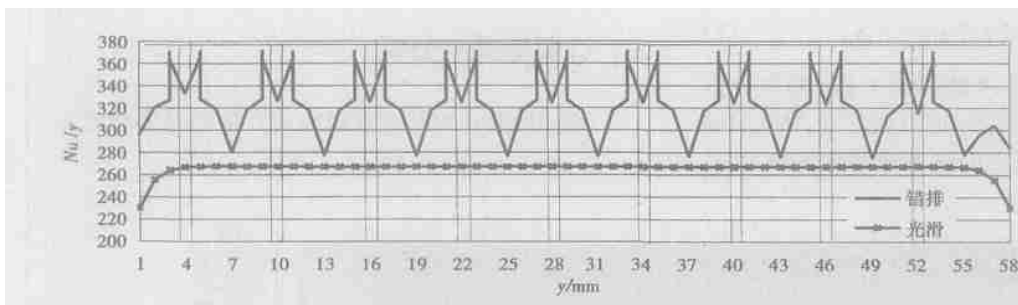


图 6 $Re = 96\ 300$ 时的局部努塞尔数

所示。有扰流片处的温度明显降低，扰流片之间，流动通道变窄，流速增加，换热增强，因而壁面温度相对于没有扰流片的区域低。沿流动方向，气体温度升高，与壁面温度差值降低，换热系数减小，扰流片处的换热逐渐减弱，换热能力降低。

图 4 为改变空气入口雷诺数时，顺排扰流片矩形直通道外壁面平均温度比的分布图， T 为外壁面平均温度， T_0 为入口处外壁面的平均温度。由图中可以看出，有扰流片区，随着入口雷诺数的提高，平均温度比值逐渐降低，通道空气温度比的最低值由 $Re = 96\ 300$ 的 0.649 3 降低为 $Re = 289\ 000$ 的 0.576 0。随着雷诺数的增加，曲线的峰值与谷值的差值逐渐减小，表明壁面平均温度随着入口空气雷诺数的提高而趋于平缓，这是由于高速气流换热削弱了阻力的影响，使壁面换热较均匀。因此，提高空气的入口速度，有利于材料在较高温度下工作，加强通道壁面冷却。

图 5 为错排扰流片矩形直通道的外壁面平均温度比随入口空气雷诺数变化的曲线图， T 为外壁面平均温度， T_0 为入口处外壁面平均温度。由图中可以看出错排扰流片处的壁面平均温度比也随着的雷诺数的增加而下降，扰流片处温

度比明显降低。沿纵向，随着通道的深入，壁面平均温度比逐渐升高，说明空气温度升高，换热能力有所降低。在第二排扰流片区域，当雷诺数大于 192 600 时，出现温度比最低值。这说明，由于流速的提高，第一排扰流片的扰动被带到第二排，与第二排扰流片

产生的扰动叠加, 出现最强的扰动效果, 使第二排扰流片的换热能力增强。与图 4 比较, 错排扰流片区的温度比均低于顺排扰流片区, 因而错排扰流片通道的冷却效果较顺排扰流片的冷却效果有所提高。在本文的计算范围内, 错排扰流片直通道相对于顺排扰流片直通道冷却效果提高 4% 左右。

图 6 为 $Re = 96\ 300$ 时, 带错排扰流片和光滑的矩形直通道内, 壁面及扰流片附近流体的局部努塞尔数分布图。此图中, 竖实线表示扰流片所在位置, 错排通道 Nu 数选取通道上半部分第二排扰流片处的 $y-z$ 平面各扰流片表面流体计算结果, 光滑壁面 Nu 数选取同一 x 位置 $y-z$ 平面计算结果, 错排局部努塞尔数曲线上的 9 对峰值表示扰流片左右两个壁面的 Nu 数, 扰流片基部的 Nu 数在 370 左右, 扰流片顶部的 Nu 数在 325 左右。由图中可以看出, 有扰流片时努塞尔数明显增加, 并且错排扰流片通道努塞尔数均高于光滑壁面通道努塞尔数, 说明扰流片增强换热。图中左侧由于扰流片的分布离左边界较近, 因而努塞尔数相对于图中右侧较高。

图 7 为顺排和错排扰流片通道内平均努塞尔数随雷诺数变化的曲线。由图中可以看出相同雷诺数下错排的努塞尔数相对于顺排的提高 4% 左右, 可见错排扰流片所引起的扰流比顺排强烈, 换热效果好。

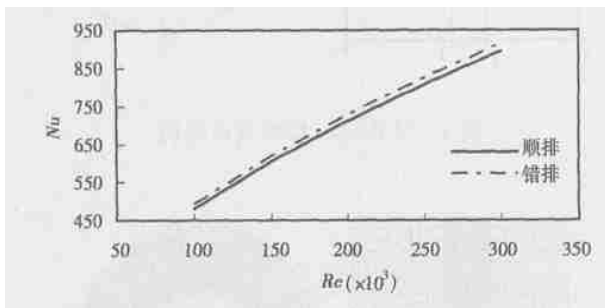


图 7 顺排与错排扰流片通道 Nu 随 Re 的变化

运用最小二乘法拟合出顺排和错排扰流片努塞尔数随雷诺数的计算公式如下:

$$\text{顺排: } Nu = 0.708Re^{0.566} \quad (2)$$

$$\text{错排: } Nu = 0.764Re^{0.562} \quad (3)$$

图 8 为顺排和错排扰流片阻力因子随雷诺数变化的曲线。由图中可以看出, 相同雷诺数的条件下, 错排扰流片的阻力因子较顺排稍有提高, 因此采用错排扰流片通道时, 要考虑流动的沿程阻力损失问题。

根据阻力因子的计算结果, 运用最小二乘法得出阻力因子与雷诺数之间的关系如下:

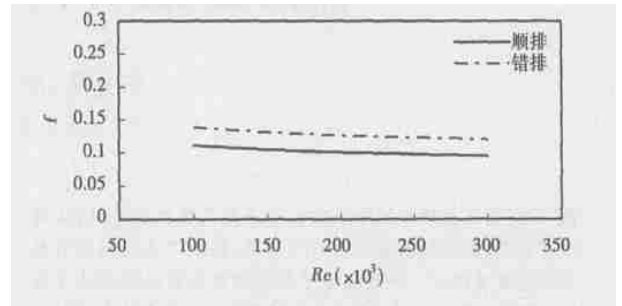


图 8 顺排与错排扰流片通道 f 随 Re 的变化

$$\text{顺排 } f = 0.584Re^{-0.144} \quad (4)$$

$$\text{错排 } f = 0.593Re^{-0.126} \quad (5)$$

4 结 论

本文运用 CFD 软件, 建立了三维、可压缩和常物性的叶片内部矩形通道的流动与换热模型, 在雷诺数 $1 \times 10^5 \sim 3 \times 10^5$ 的范围内模拟了带顺排和错排扰流片两种通道内部的温度场、速度场及压力场, 得出了以下结论:

(1) 提高空气的入口速度, 可以增强换热, 对叶片壁面有更好的冷却作用。

(2) 带错排扰流片通道相对于顺排扰流片通道有较好的换热效果, 在高速冷却空气的情况下, 效果更佳。

(3) 在本文计算范围内, 得出了努塞尔数、阻力因子与雷诺数之间的关系式。

参考文献:

- [1] 桂忠楼, 张鑫华, 钟振纲, 等. 高效冷却单晶涡轮叶片制造技术的发展[J]. 航空制造工程, 1998, 2: 11—13.
- [2] 葛绍岩. 气膜冷却[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [3] 刘 东, 顾维藻, 刘文艳, 等. 涡轮导向叶片变截面针肋通道内空气流动和传热过程数值模拟[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 189—194.
- [4] NOOT M J, MATTHEIJ R M M. Numerical analysis of turbine blade cooling ducts[J]. *Mathematical and Computer Modeling*, 2000, 31: 77—98.
- [5] LIN Y L, SHIH T I P, STEPHENS M A, et al. A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed U-duct with and without rotation[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2001, 123: 219—232.
- [6] 沈胜强, 冀春俊, 陈 冰, 等. 有扰流片的矩形通道内空气流和传热过程的数值模拟[J]. 热科学与技术, 2002, 1(1): 20—23.

汽轮机内部除湿技术的发展 = **Recent Advances in the Technology of Moisture Removal in Steam Turbines** [刊, 汉] / LIU Jian-cheng, LIN Zhi-hong, WEN Xue-you, et al (Harbin No.703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 1 ~ 5

Owing to the rapid development of geothermal and nuclear power generation in recent years the wet steam problem faced by a steam turbine low-pressure cylinder has become ever more conspicuous. This is especially so for the final stages of rotating blades being long exposed to the impingement of high-speed water droplets, leading to their erosion and even rupture, and thus affecting the safe operation of a steam turbine. In connection with the different methods and locations of in-turbine moisture removal the authors have described the various approaches now available for solving the wet steam problem. They include: moisture removal by the action of suction, purging and heating in hollow guide vanes, wetness removal in rotating-blade surface grooves and by increasing the clearance between moving and stationary blades, and in-diaphragm moisture removal, etc. From a capitulation of the above one can get a glimpse of the recent advances in and the use of in-turbine moisture removal methods (including the relevant measuring techniques) in such a variety of countries as Russia, Great Britain, Germany, the United States and France in the last 30 years. In addition, the present status of research and potential direction of development of in-turbine moisture removal in China is also briefly discussed.

Key words: steam turbine, wet steam, internal moisture removal

带扰流片的矩形直通道内的流动与换热 = **The Flow and Heat Exchange Process in a Rectangular Straight Channel with Spoilers** [刊, 汉] / DU Ping, SHEN Shen-qiang, ZHANG Bo (Department of Power Engineering, Dalian University of Science & Technology, Dalian, China, Post Code: 116024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 6 ~ 9

A model of three-dimensional compressible flows and heat exchange in a rectangular straight channel was set up. Simulation computations were performed of the internal convection heat exchange process in the channel with in-line and staggered spoilers for Reynolds number of incoming flows in the range of $1 \times 10^5 - 3 \times 10^5$. The calculation results indicate that the rectangular spoilers can bring about a significant intensification of cooling effectiveness with the convection heat exchange factor assessed on the spoiler surface being markedly higher than that on a smooth surface. Moreover, the wall surface temperature in the spoiler-equipped zone has been conspicuously reduced. As compared with in-line spoilers, the staggered ones enjoy an increase in convection heat exchange factor of about 4%. From the results of calculation also obtained was the relationship between heat transfer and flow pressure drops. **Key words:** spoiler, cooling, blade, gas turbine

蒸汽轮机抽汽口流场的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Flow Field at the Steam Extraction Opening of a Steam Turbine** [刊, 汉] / CHEN Dang-hui, XU Hong, YANG Kun (Department of Power Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 10 ~ 13

By using a numerical simulation method an investigation was conducted regarding the flow field of the steam extraction opening (from a flow passage to a steam extraction pipe) of a large-sized steam turbine, leading to the setting-up of a mathematical model for flow field simulation. A method for solving the model is also provided. Furthermore, a detailed account is given of the flow field structure in various sections from the flow passage to the steam extraction pipe. It is noted that due to the influence of steam extraction an inertial vortex zone has emerged near the front wall of the steam extraction slot inlet at the flow path outside diameter location. Relative to the other portions of the steam extraction tract the flow loss caused by the vortex zone happens to be the highest. At the flow path there appears both a radial and peripheral