

基于内置 V 型肋片的直通道内流动与传热的数值研究

张艾萍 毕 帅 付 磊

(东北电力大学 能源与动力学院 吉林 吉林 132012)

摘 要: 采用结构化六面体网格和 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 求解三维 $N-S$ 方程, 对直冷通道内置不同导流角 α 的 V 型扰流肋片在入口雷诺数为 20 000 时的空气流动与换热特性进行数值模拟。分析了不同肋片导流角度 α 对肋间壁面的换热效果和流动损失的影响, 并对导流角度进行全局寻优。结果表明, 带肋片直冷却通道的整体换热效果和综合冷却效率分别与肋片导流角 α 呈函数关系, 肋片导流角 α 为 47.25° 的通道整体换热效果最好, α 为 31.57° 时的通道综合冷却效率最佳, α 为 30° 时通道内流动损失最小。

关键词: 燃气轮机; 内冷却通道; V 型肋片; 整体寻优

中图分类号: TK472+.5 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.02.008

引 言

内部扰流肋冷却是一种常用的燃气透平叶片内部冷却方式, 冷却通道中布置的扰流肋, 可以增大换热面积以及对冷却气流的扰动, 增强换热效果。因此, 研究 V 型肋片扰流冷却通道的换热特性对燃气轮机动叶冷却机构的设计有重要意义。

国外的 G. Rau 等人研究带肋直通道的换热特性和气动性^[1], 发现斜置肋片会产生二次流, 引起带肋壁面和不带肋壁面的换热系数比正交肋片的大, 冷却气体冲击带肋壁, 加强换热但也产生了压力损失。Han 等人通过大量的实验对静止状态下带肋直通道的冷却效果的影响因素进行研究^[2-6], 研究发现方形通道中斜置肋片导流角度 α 为 $30^\circ - 45^\circ$ 时的换热效果比横肋的换热效果提高了约 30%, α 为 60° 时换热和压损最大; 通道宽高比小于 1 的换热效果比大于 1 的好; 60° 的 V 型肋比 60° 的直肋和 60° 、 45° 的交叉肋换热效果好, 倒 V 型肋片的压损最大。Rongguang Jia 等人用数值方法对带有 V 型肋片的矩形通道内的流动与换热进行了研究^[7-8]。国内的陶智等人通过实验对带肋变截面回转通道内的流动与传热情况进行了研究^[9-10]。邓洪武等人对带交错肋、大小交替肋、顺排与错排肋、

交叉肋和楔形肋等多种形式的肋的冷却通道的换热效果进行了研究^[11-16]。任静等也对静止情况下内部通道的流动与换热进行了实验和数值计算, 发现肋片引起的横向二次流是强化传热的主要因素, 通道截面变化对传热分布影响较大^[17-18]。张魏、李广超等人对肋角度对矩形通道壁面换热影响进行数值模拟, 研究发现扰流肋的存在使各壁面的换热都得到了增强, 肋角度的不同造成各个壁面的换热系数差别较大^[19-20]。

以上的叶片冷却研究都是选取几个离散的几何设计变量进行实验或者数值计算, 然后进行比较选出其中的最佳值, 不能保证设计值的全局寻优。本研究利用数值模拟研究 V 型肋片的不同导流角度下直冷却通道换热和考虑压损情况下的综合冷却效果, 然后对不同导流角度下的计算数据用编写的 MATLAB 程序进行寻优, 得出通道整体换热效果最好的肋片导流角度和综合冷却效率最佳的肋片导流角度。

1 计算模型和计算方法

1.1 计算模型

运用 Ug 参数化建模方法, 对动叶通道简化处理, 采用文献[7]中的几何模型参数, 建立带 V 型扰流肋片的直通道模型。图 1 是具有对称性的一半冷却通道物理模型示意图。

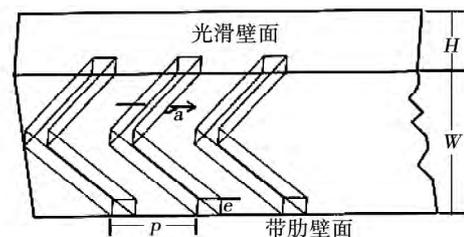


图 1 物理模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a physical model

收稿日期: 2014-05-05; 修订日期: 2014-07-02

作者简介: 张艾萍(1968-), 男, 内蒙古兴和人, 东北电力大学能源与动力学院教授。

计算模型为内置 V 型肋片的方形通道,横截面是正方形,冷却通道上下壁面沿流动方向均有 9 个 V 型肋片,肋高 $e = 1.6 \text{ mm}$,肋间距为 $p = 16 \text{ mm}$,肋高 e 当量直径 D_h 之比为 $0.078:1$,肋宽与肋高之比为 $1:1$,直通道的高 $H = 12.7 \text{ mm}$,宽 $W = 50.8 \text{ mm}$ 。在此模型的基础上,计算的肋片的斜置角度即导流角 α 为 $30^\circ - 75^\circ$,以 5° 为等差,共 10 个算例,各算例其它几何及计算参数相同。图 2 为计算模型参数示意图。

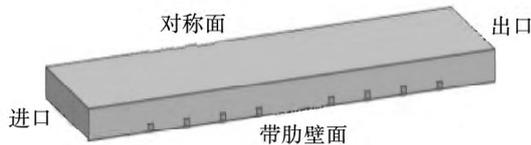


图 2 计算模型参数示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the parameters for calculations by using the model

1.2 网格独立性验证和湍流模型的选择

本研究对模型采取不同的网格规模进行计算,分析通道肋间的平均 Nu 数,分析结果表明:在网格数达到超过 62 万后的各计算结果相差不大,达到解的无关,如图 3 所示。因此本研究均采用 78 万网格进行数值计算。图 4 将 ANSYS 的 $k-\varepsilon$ 湍流模型、 $k-\omega$ 湍流模型和 SST 湍流模型在雷诺数 Re 为 20 000 的模拟结果与 Han 等人的实验数据进行比较^[7]。由图 4 可见 $k-\omega$ 和 SST 模型的计算结果与实验数据偏差较大,而 $k-\varepsilon$ 湍流模型与实验数据吻合较好,能更准确地模拟带肋通道流动与换热情况,故数值计算采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

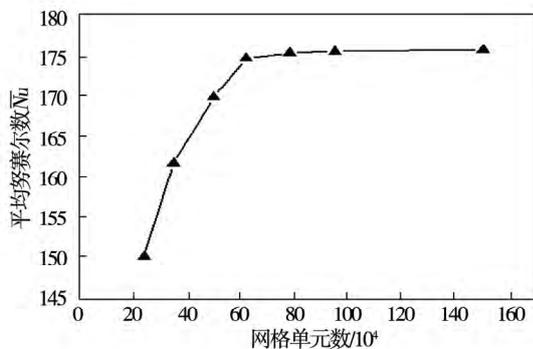


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

1.3 数值计算方法和参数

带肋直通道的数值计算采用有限体积法及全隐

式方法用 ANSYS 软件求解三维定常黏性 $N-S$ 方程,计算采用二阶高精度的差分格式,计算收敛的平均残差小于 10^{-5} ,保证计算质量。计算网格用 ICEM 结构化六面体网格形式,在肋间的重点求解部分采用局部加密,主要换热计算壁面的 y^+ 值小于 2,满足数值计算要求。带肋直通道的网格示意图如图 5 所示。

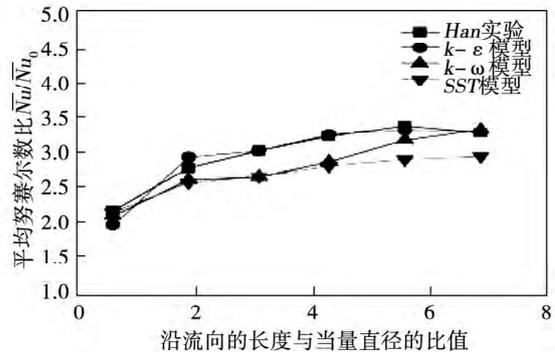


图 4 不同湍流模型的 \overline{Nu}/Nu_0 和实验数据

Fig. 4 \overline{Nu}/Nu_0 and test data used for various turbulent flow models

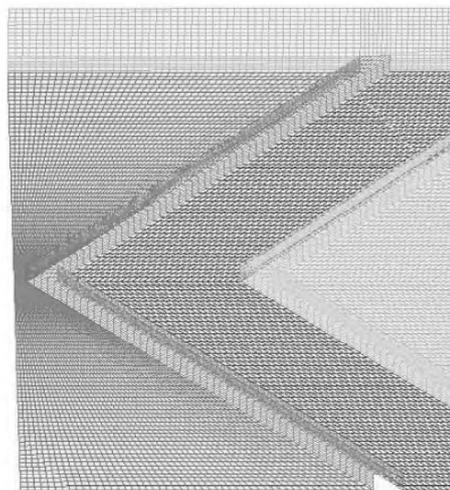
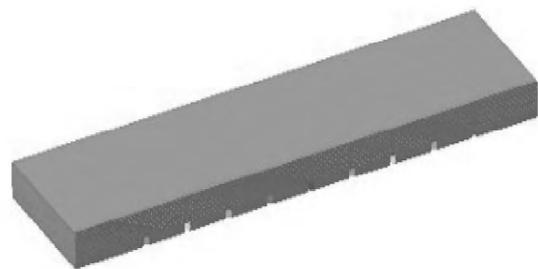


图 5 计算网格

Fig. 5 Computation grid

计算模型边界条件采用 Han 等人的实验报告中的参数^[6]。进口设置为速度进口, 湍流度为 5%, 冷却介质为空气, 给定 $Re = 20\ 000$ 时相对应的法向速度, 出口设置为压力出口, 静压 1 atm, 计算区域上下带肋壁面为给定热流密度定值 q , 其中顶面设置为直通通道对称面, 左右壁面均为绝热表面。

2 计算结果与分析

2.1 不同 α 下的通道整体换热效果分析

采用无量纲 - 努赛尔数 Nu 来衡量通道换热的优劣, 冷却通道的平均对流换热系数为

$$h = q / (T_w - T_f) \quad (1)$$

$$\overline{Nu} = hD_h / \lambda \quad (2)$$

式中: 冷却通道当量直径为 $D_h = 2HW / (H + W)$, h —按光滑通道计算的平均换热系数, q —冷却通道上下壁面的热流密度, kg/m^3 ; T_w —冷却通道上下壁面的平均温度, $^{\circ}C$; T_f —冷却通道进口冷却空气的平均温度, λ —冷却介质的导热系数。

对上述 10 种工况在相同边界条件下进行数值模拟, 对计算所得的带肋壁面平均努赛尔数 \overline{Nu} 和斜置角度 α 通过 MATLAB 软件输入程序得到函数图象如图 6 所示, 在该参数范围内采用 MATLAB 的粒子群寻优程序, 以导流角度 α 为优化变量, 肋间壁面的平均努赛尔数 \overline{Nu} 最大化为优化目标进行寻优。其中 \overline{Nu} 可通过 CFX 后处理软件 CFD - Post 中的面积加权均值法求得。

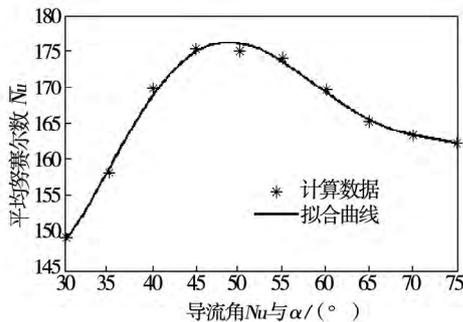


图 6 \overline{Nu} 与 α 的拟合曲线

Fig. 6 Curve of \overline{Nu} fitted

程序运算结果表明: 当 $\alpha = 47.25^{\circ}$ 时, $\overline{Nu} = 176.085$, 带肋壁面的 \overline{Nu} 最大, 整体换热效果最好。通过 MATLAB 寻优程序得出的结果须用 ANSYS 软件进行相同条件下的数值计算, 来验证结果的准确性。故通过 ANSYS 模拟计算 $\alpha = 47.25^{\circ}$ 时得 $\overline{Nu} =$

176.089, 这样带肋壁面的 \overline{Nu} 与寻优结果的差值小于 0.005, 可知寻优结果的准确度可靠。

文中引用实际通道中的 \overline{Nu} 与具有相同当量直径的光滑圆管通道的平均努赛尔数比

$$\overline{Nu} / Nu_0 = (hD_h / \lambda) / (0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}) \quad (3)$$

式中: \overline{Nu} —实际通道的平均努赛尔数, Nu_0 —与直冷通道具有相同当量直径的光滑圆管通道的平均努赛尔数, Pr —冷却介质的普朗特数。

图 7 展示了不同 α 下带肋壁面的 Nu 云图, 由图 7 中可看出肋片导流角度为 47.25° 时的努赛尔数是最大的, 45° 和 60° 时 Nu 与 47.25° 时的 Nu 较为接近, 30° 时的 Nu 最小。图中显示冷却通道进口前端的换热效果相差不大, 当经过第一个肋片后换热效果已经出现差别, α 为 30° 时通道的 Nu 也增大了, 但是同比其它几组的增幅较小。

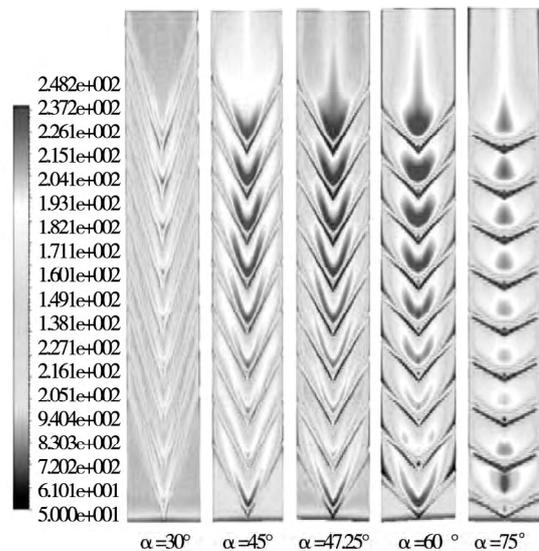


图 7 不同 α 下带肋壁面的 Nu 云图

Fig. 7 Atls showing the Nu of wall surfaces with ribs at various α values

图 8 为不同 α 的通道整个肋间壁面的平均努赛尔数之比。结合图 8 可以明显看出, α 为 75° 时的换热影响区域较大, 但高换热区域只是发生在 V 型肋片的顶部后侧小片区域, 这是由于冷却气流在遇到肋片后对其顶部形成了强烈的冲击, 而通道后几个肋间区域换热效果基本变化不大。 α 为 60° 时的高换热区域较大, 但是影响区域较 α 为 45° 和 47.25° 较小, 从图 7 可明显看出 α 为 60° 的冷却通道左右两侧的低换热区域较大些, 这就造成了其肋间壁面的平均 Nu 比明显小于 α 为 45° 和 47.25° , 图 8 中 α 为 47.25° 时的 Nu 略大于 α 为 45° 时的 Nu , 图 7

中两者的整体换热影响区域基本一致,但是 α 为 47.25° 时的高换热区域较后者的大一些,因此 α 为 47.25° 时的通道整体换热效果最好。

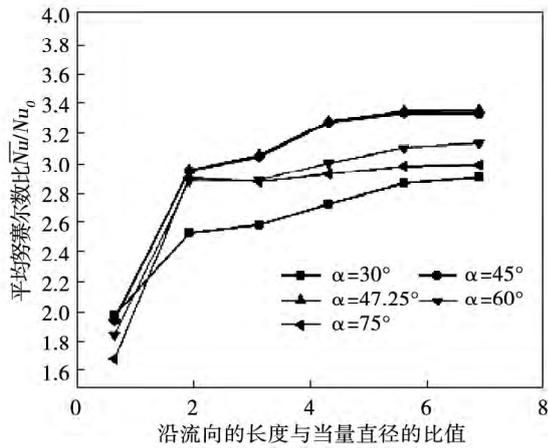


图 8 不同导流角 α 时,冷却通道的 \overline{Nu}/Nu_0
Fig. 8 \overline{Nu}/Nu_0 of the channel at various α values

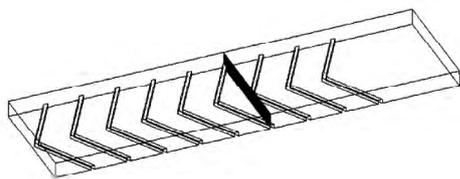


图 9 第 6 肋与第 7 肋间某一位置处的截面示意图
Fig. 9 Schematic drawing of the cross section between ribs

冷却通道内置肋片可以增强壁面湍流脉动,还导致边界层破坏而变薄,从而提高换热效果,因此引入肋间湍动能云图来更好地分析通道的流动与传热特性。图 9 为第 6 肋与第 7 肋间某一位置处的截面示意图,图 10 为不同导流角度下在此截面的湍动能云图,图 11 为不同 α 的肋间截面及肋间壁面的平均湍动能。图 12 为在冷却通道的宽度的一半处选取的截面在第 6 肋与第 7 肋间的流线图。其中,结合图 10 和图 11 可看出随着肋片导流角度的增大,肋片的整体湍动能增大, α 为 75° 时所选取截面的较高湍动能区域面积大,即整体湍动能最大,而其肋片顶端附近的高湍动能区域小于 α 为 45° 、 47.25° 和 60° 时,其中 α 为 47.25° 的高湍动能区域相对最大,故其高性能换热区域也较大。由图 11 也可看出第 6、7 肋之间的肋间壁面的湍动能随 α 先增后减,在 45° 到 60° 之间取得较大值。

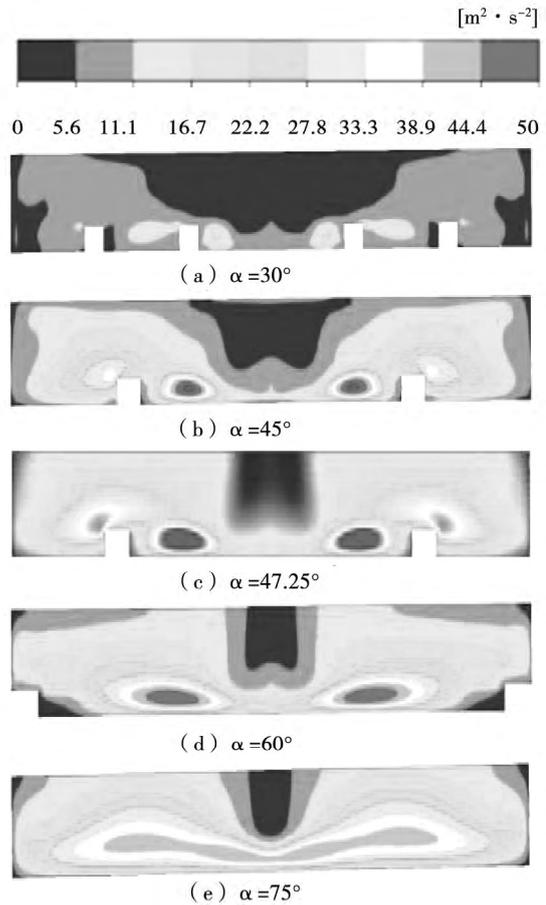


图 10 相同位置不同 α 时的湍动能
Fig. 10 Kinetic energy of the turbulent flow at various α values at a same location

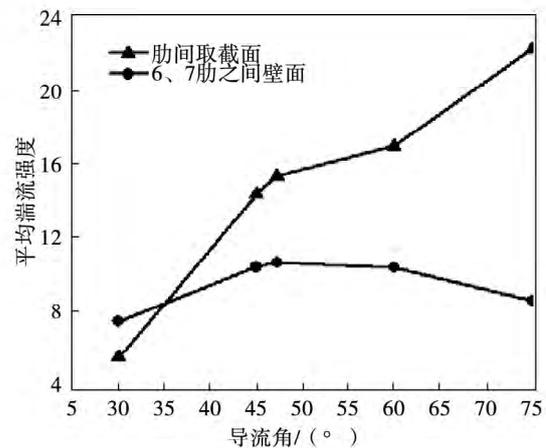


图 11 不同 α 的肋间截面及肋间壁面的平均湍动能
Fig. 11 Average kinetic energy of the turbulent flow in the cross section between ribs at various α values and on the wall surface between ribs

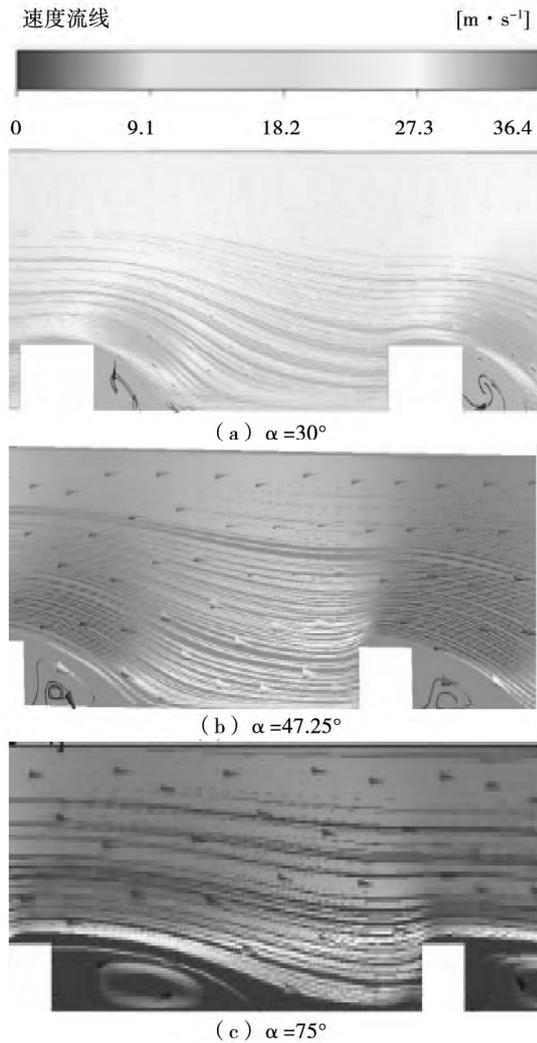


图 12 $W = 1/2$ 时截面的流线图

Fig. 12 Chart showing the streamlines in the cross section when $W = 1/2$

图 12 可看出冷却气流经过肋片进入肋间横向区域产生顺时针方向的二次流,由传热学可知,二次流与主流混合,增强流动的脉动性,进而加强换热。依据边界层理论,随 α 增大,肋片对流体的阻碍增大,流道中的速度被迫增大,同时整体湍流度增大,对壁面边界层的破坏增强,从而提高了换热效果,图 10 和图 12 很好地反映了这一点。

2.2 不同 α 下的综合换热性能分析

带扰流肋直通道的流动阻力远大于光滑通道的流动阻力,流动阻力的增大会带来压损,降低冷却气流速度,影响换热效果。通道平均阻力系数 $f = 2(P_{in} - P_{out})D_h / l\rho U^2$ 其中 l —冷却通道长度; ρ —冷却介质密度; P_{in} —周期性计算区域的入口压力;

P_{out} —周期性计算区域的出口压力; D_h —冷却通道当量直径; U —冷却介质入口平均速度。将 f 与相同 Re 数下具有相同当量直径的光滑圆管通道的平均阻力系数之比。

$$f/f_0 = f/0.079Re^{-0.25} \quad (4)$$

式中: f —带肋直冷却通道的平均压力损失系数; f_0 —带肋直冷却通道具有相同当量直径的光滑圆管通道的平均压力损失系数。

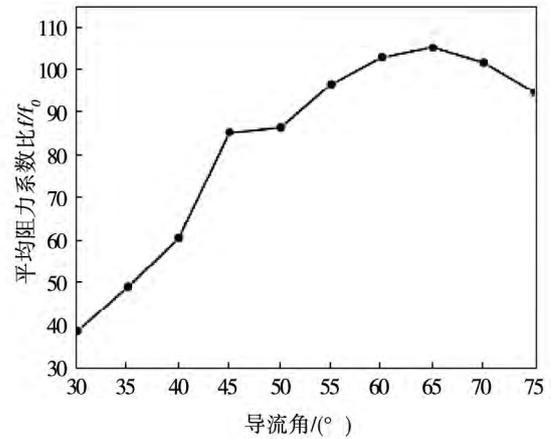


图 13 肋导流角与相对阻力系数的关系

Fig. 13 Relationship between the relative resistance coefficient and the flow guide angle of ribs α

图 13 为肋导流角与相对阻力系数的关系图。图 13 显示 α 为 30° 时的相对阻力系数即流动损失最小,由图 12 可看出 30° 时的湍动能也相对较小,即流动时的耗散损失小。随着 α 的增大,气流产生的冲击增强,流动损失变大,在 α 为 $60^\circ - 70^\circ$ 的范围内达到最大,然后随着 α 的增大,流动损失开始下降。

引入综合冷却效率 η 来综合考虑带肋冷却通道的流动损失和换热效果。综合冷却效率

$$\eta = (\overline{Nu}/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (5)$$

图 14 为肋导流角与通道冷却效率的关系图。将综合冷却效率 η 与斜置角度 α 代入 MATLAB 程序进行拟合,如图 14 所示。由图可见,在相同的边界条件下,在优化参数取值范围内, η 随着肋片导流角的增大而减小。并用 MATLAB 的粒子群寻优程序,以导流角度 α 为优化变量,取综合冷却效率 η 最大化为优化目标得出 $\alpha = 31.57^\circ$ 时的通道冷却效

率最高 $\eta = 0.803$ 。当 $\alpha = 30^\circ$ 时 $\eta = 0.801$,基本上差别不大 ,当 α 大于 60° 后 η 变化平缓。

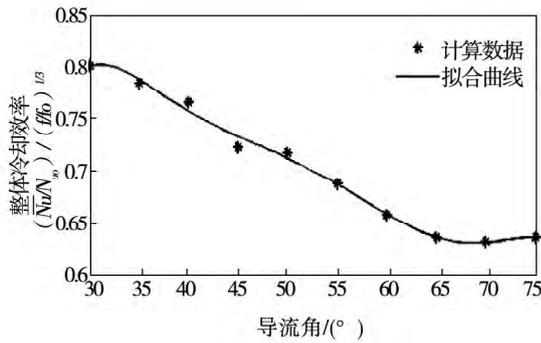


图 14 肋导流角与综合冷却效率的关系

Fig. 14 Relationship between the comprehensive cooling efficiency and the flow guide angle of ribs α

3 结 论

采用数值模拟方法来研究内置不同导流角的 V 型肋片的直冷却通道的流动与换热情况 ,然后进行参数寻优。主要结论如下:

(1) 当雷诺数为 20 000 时 ,通道的整体换热能力随肋片导流角的增大而先增大后减小 ,通道的综合冷却效率随导流角的增大逐渐减小 ,两者都与导流角度呈现近似的函数关系。

(2) 以肋片导流角为优化目标 ,取值范围为 $30^\circ \leq \alpha \leq 75^\circ$,计算发现当导流角 α 为 47.25° 时具有最好的整体传热性能 , α 为 31.57° 时的综合冷却效率最大。

(3) 肋片导流角 α 的不同引起肋片间流动区域的湍动能的大小 ,即影响肋间壁面的流动与换热。 α 为 30° 时的湍动能最小 ,其流动损失最小 ,随肋间湍动能的增大 ,造成的流动损失也随之增大。

参考文献:

[1] G Rau ,M Cakan ,D Moeller,T Arts ,The Effect of Periodic Ribs on the Local Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Straight Cooling Channe. ASME Journal of Turbomachinery ,1998 ,Vol. 120 ,pp. 368 – 375.

[2] Han J C ,Park J S ,Ibrahim Y M. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channels with turbulence promoters [R] ,NASA Report 4015 ,1986: 0 – 198.

[3] Park J S ,Han J C ,Huang Y ,et al. Heat transfer performance com-

parisons of five different rectangular channels with parallel angled Ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer ,1992 ,35 (11) : 2891 – 2903.

[4] Han J C ,Zhang Y M ,Lee C P. Augmented heat transfer in square channels with parallel ,crossed , and V-Shaped angled Rib [J]. ASME Journal of Heat Transfer ,1991 ,113: 590 – 596.

[5] J C Han. Y M Zhang ,C P Lee. Influence of Surface Heat Flux Ratio on Heat Transfer Augmentation in Square Channels With Parallel ,Crossed and V-Shaped AngledRib [J]. ASME J Turbomachinery ,1992 ,114: 872 – 880.

[6] Lesley M. Wright ,Wen-Lung Je-ChinHan. Thermal Performance of Angled ,V-Shaped , and W-Shaped Rib Turbulators in Rotating Rectangular Cooling Channels(AR = 4: 1) [J]. ASME Journal of Turbomachinery 2004 ,126: 604 – 614.

[7] Rongguang Jia ,Arash Saidi ,Bengt Sunden. Heat Transfer Enhancement in Square Ducts With V-Shaped Ribs [J]. ASME J Turbomachinery 2003 ,125: 788 – 791.

[8] Michael Maurer ,Jens von Wolfersdorf ,Michael Gritsch. An Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Loss in a Rectangular Channel With V-Shaped Ribs [J]. ASME J Turbomachinery 2007 ,129: 800 – 808.

[9] 刘 浪 ,丁水汀 ,陶 智 等. 带肋变截面回转通道内沿程有效压力分布特性的实验研究 [J]. 航空动力学报 ,2003 ,18 (3) : 353 – 357.

LIU Lang ,DING Shui-ting ,TAO Zhi ,et al. An experimental study of the effective pressure distribution characteristics of a rotary channel with variable cross sections and ribs along the flow path [J]. Journal of Aerospace Power 2003 ,18 (3) : 353 – 357.

[10] 刘湘云 ,丁水汀 ,陶 智 等. 不同肋间距变截面回转通道内的流阻和换热特性 [J]. 航空动力学报 ,2004 ,19 (5) : 640 – 644.

LIU Xiang-yun ,DING Shui-ting ,TAO Zhi ,et al. Flow resistance and heat exchange characteristics of a variable cross-section rotary channel with various rib intervals [J]. Journal of Aerospace Power 2004 ,19 (5) : 640 – 644.

[11] 邓洪武 ,谭 艳 ,王佳仁 ,孙纪宁. 带交错肋结构涡轮叶片复合通道的实验 [J]. 航空动力报 2010 25 (9) : 1931 – 1937.

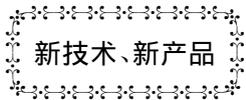
DENG Hong-wu ,TAN Yan ,WANG Jia-ren ,et al. Experiment of a passage between blades of a turbine with ribs in a staggered arrangement [J]. Journal of Aerospace Power 2010 25 (9) : 1931 – 1937.

[12] 苏 生. 复杂内冷透平动叶中流动与换热研究 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所 2008.

SU Sheng. Research of the flow and heat exchange inside rotating blades in a complex internal cooling turbine [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics ,Chinese Academy of Sciences 2008.

- [13] 蒋春龙. 带扰流片的矩形通道的实验研究[J]. 能源技术, 2003, 24(5): 189-190.
JIANG Chun-long. Experimental study of a rectangular duct with flow disturbance baffles[J]. Energy Technology, 2003, 24(5): 189-190.
- [14] 沈胜强, 冀海俊 等. 有扰流片的矩形通道内空气流动和传热过程的数值模拟[J]. 热科学与技术, 2002, 1(1): 20-23.
SHEN Sheng-qiang, JI Hai-jun et al. Numerical simulation of the air flow and heat transfer process inside a rectangular channel with flow disturbance baffles[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2002, 1(1): 20-23.
- [15] 王洋洲. 交叉肋结构气冷涡轮叶片的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.
WANG Yang-zhou. Numerical study of an air cooled turbine blade with cross ribs in structure[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012.
- [16] 邱庆刚, 王海鹏, 赵亮, 沈胜强. 楔形肋片内冷通道传热与流动阻力特性[J]. 航空动力学报, 2011, 26(9): 2648-2654.
QIU Qing-gang, WANG Hai-peng, ZHAO Liang et al. Heat transfer and flow resistance characteristics of an internally-cooled channel with wedge-shaped ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 2648-2654.
- [17] 阚瑞, 陈伟, 任静, 蒋洪德. 梯形带肋内部冷却通道的流动及传热特性[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(5): 753-756.
KAN Rui, CHEN Wei, REN Jing, et al. Flow and heat transfer characteristics of an internally cooled channel with trapezoidal ribs[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(5): 753-756.
- [18] 陈伟, 阚瑞 等. 涡轮叶片内部冷却通道传热和压力分布特性的实验[J]. 航空动力学学报, 2010, 25(12): 2780-2786.
CHEN Wei, KAN Rui, et al. Experiment of the heat transfer and pressure distribution characteristics of the internally-cooled channels inside turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2780-2786.
- [19] 张魏, 李广超, 金文. 带 45° 肋矩形通道换热数值模拟[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2006, 19(3): 37-39.
ZHANG Wei, LI Guang-chao, JIN Wen. Numerical simulation of the heat exchange inside a rectangular channel with ribs at 45 degrees[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(3): 37-39.
- [20] 李广超, 张魏, 朱惠人, 郭涛. 肋角度对矩形通道壁面换热影响的研究[J]. 汽轮机技术, 2007(6): 49(3): 203-205.
LI Guang-chao, ZHANG Wei, ZHU Hui-ren et al. Study of the influence of the angle of ribs on the heat exchange on the wall surface of a rectangular channel[J]. Steam Turbine Technology, 2007(6): 49(3): 203-205.

(姜雪梅 编辑)



Ivanpah 光热电站发电量不及预期引质疑

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.02.009

在 Ivanpah 电站投运几个月后, 其实际运行表现成为了行业关注的焦点, 多家媒体报道称该项目的实际发电量远低于设计值。美国能源信息署 EIA 的数据显示该电站在投运八个月的时间内总计发电量为 254 263 MWh, 这与美国能源部期待的年发电量 1 065 000 MWh 的目标相差甚远。项目方对此解释称, 基于 Ivanpah 这种体量的大型塔式光热电站的首次开创性开发, 需要较长一段时间的学习过渡期, 以及今年太阳辐照低于常年均值的实际情况, 其发电表现一般。预计在四年的学习期后可达到设计发电目标。

(吉桂明 摘译)

cing the heat exchange of the nano-fluid. With the enhancement of Brownian movement ,the energy transfer inside the nano-fluid will also enhance ,thus intensifying the heat exchange. **Key Words:** nanofluid ,intensified heat exchange ,numerical simulation ,Brownian movement

基于内置 V 型肋片的直通道内流动与传热的数值研究 = **Numerical Simulation of the Flow and Heat Transfer in a Straight Channel Installed Inside With V-shaped Ribs** [刊 ,汉] ZHANG Ai-ping ,BI Shuai ,FU Lei (College of Energy Source and Power ,Northeast University of Electric Power ,Jilin ,China ,Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(2) . -205 -211

By using the structuralized hexahedral meshes and the K- ϵ turbulent flow model ,the authors sought the solutions to the 3-D N-S equation ,the authors sought the solutions to the N-S equation and conducted a numerical simulation of the flow and heat exchange characteristics in a direct cooling channel installed inside with V-shaped flow disturbance ribs at various flow guide angles α when the Reynolds number at the inlet is 20000. On this basis ,the influence of the flow guide angle of ribs α on the heat exchange efficiency and flow losses on the wall surfaces between ribs was analyzed and a comprehensive optimization search was conducted. It has been found that the overall heat exchange efficiency and comprehensive cooling efficiency of the direct cooling channel with ribs assume a similar function relationship with the flow guide angle α . When α is 47.25 degrees ,the overall heat exchange efficiency of the channel is highest and when α is 31.57 degrees ,the comprehensive cooling efficiency of the channel is optimal and when α is 30 degrees ,the flow losses in the channel are largest. **Key Words:** gas turbine ,inner cooling channel ,V-shaped rib ,whole-body optimization search

多管式气泡泵设计 = **Design of a Multiple Tube Bubble Pump** [刊 ,汉] LU Yin-zhe ,LIU Dao-ping ,XU Huang-dong (Refrigeration Research Institute ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(2) . -212 -217

Based on the currently-available experimental and theoretical study of bubble pumps ,the authors conducted a thermodynamic calculation. When the tube of a single tube bubble pump is chosen with its maximal diameter being 31 mm ,its lifting flow rate is 39.23 g/s. When the amount of the cooling energy consumed by a whole single pressure absorption type refrigeration system is chosen as 3 kW ,to obtain an even larger lifting flow rate inside the tube of the bubble pump ,the corresponding total flow rate inside the bubble pump will be 42.3 g/s. By using a multiple tube