

矩形小翼纵向涡发生器流动换热研究

曾卓雄¹, 王漳军², 张龙², 徐义华²

(1. 上海电力学院 能源与机械工程学院, 上海 200090; 2. 南昌航空大学 飞行器工程学院, 江西 南昌 330063)

摘要: 采用数值模拟方法对加装矩形小翼纵向涡发生器的H形翅片换热机理进行研究。研究表明: 随着来流速度的增加, 回流区里的气流温度逐渐升高; 相同雷诺数时, 随着攻角的增大, 加装纵向涡发生器的单H形翅片的进出口温差、压力损失、努赛尔数、欧拉数和换热因子都增大, 而综合性能先增大后减小; 随着雷诺数的增加, 压力损失、努赛尔数增大, 进出口温差、欧拉数、换热因子和综合性能都减小。

关键词: H形翅片; 纵向涡发生器; 对流换热流动特性; 矩形小翼

中图分类号: TK172 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.007

引言

纵向涡发生器通过改变二次流的分布来强化换热, 能够以较小的阻力代价获取较大的强化换热效果, 已成为强化换热方面研究的热点^[1-2]。文献[3]利用三维数值模拟的方法, 详细分析三角形翼和矩形翼纵向涡发生器对管翅式换热器传热流动的影响, 并对纵向涡发生器的关键参数(攻角、数目、摆放位置)进行了优化。文献[4]对X型开缝翅片及装有矩形小翼的翅片管换热器进行了比较分析, 发现在 $250 \leq Re \leq 2\,500$ 时, 矩形小翼翅片管换热器的综合性能比X型开缝翅片要好。文献[5]实验研究了矩形通道内布置矩形翼、直角三角翼以及斜截半圆柱、半椭圆柱面纵向涡发生器的流动和换热特性。文献[6]研究了安装矩形小翼纵向涡发生器的管排数为3的翅片管换热器的流动传热特性, 结果表明: 绕流换热圆管产生的马蹄涡与纵向涡发生器诱导产生的纵向涡相互作用, 有利于改善圆管下游尾流区的换热。文献[7]研究了带矩形小翼和三角小翼纵向涡发生器的矩形翅片通道内的层流对流换热, 结果表明: 强化传热效果随着小翼迎流攻角的增加而增强, 同时伴随流动阻力的增加; 当纵向涡发生器面积固定, 矩形小翼通过增加长度比增加高度的

强化传热效果更好, 同时流动损失较小。文献[8]研究了纵向涡发生器对矩形通道内流动换热的影响, 从涡量强度的角度对纵向涡发生器强化换热的机理进行了分析, 并与光通道进行了对比, 结果表明: 纵向涡发生器后垂直于主流方向的横向流动大幅增加, 涡量成千倍的增加, 远大于光通道, 从而产生较强的扰动。文献[9]对渐缩式纵向涡发生器与椭圆支柱共同作用下矩形通道内的流动换热性能进行了研究, 与渐缩式纵向涡发生器、渐扩式纵向涡发生器和光通道的流动换热性能进行了对比。

本研究进一步系统地对不同纵向涡发生器攻角(15° 、 30° 、 45° 、 60° 、 75°)和不同进口速度(3-12 m/s)下单H形翅片流场、温度场、换热性能以及综合性能进行了数值模拟, 并加以对比。

1 计算几何对象及数值方法

1.1 几何结构

在单H形翅片上加装矩形小翼纵向涡发生器结构如图1所示。

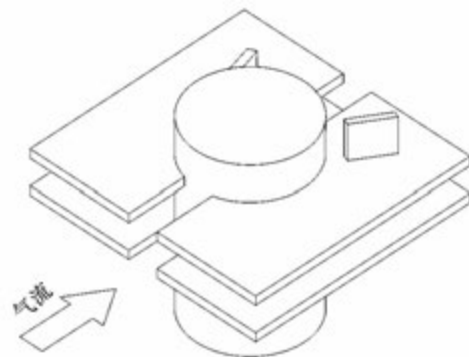


图1 加装矩形小翼纵向涡发生器结构示意图
Fig. 1 Schematic of the structure of the longitudinal vortex generator with rectangular wing

收稿日期: 2014-07-11; 修订日期: 2014-12-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51066006, 51266013); 航空科学基金资助项目(2013ZB56004, 2013ZB56002)

作者简介: 曾卓雄(1972-), 江西新干人, 上海电力学院教授, 博士后。

矩形小翼纵向涡发生器安装在单 H 形翅片后半部分的中心位置。

纵向涡发生器的结构尺寸如表 1 所示,单 H 形翅片管的结构尺寸如表 2 所示。沿流动方向的换热管排数为 2 排。

表 1 纵向涡发生器的结构尺寸(mm)

Tab.1 Structural size of the longitudinal vortex generator

长度 a_1 /mm	宽度 b_1 /mm	高度 c_1 /mm	攻角 $\beta/(\circ)$
10	1.25	8.5	15、30、45、60、75

表 2 H 形翅片管的结构尺寸(mm)

Tab.2 Structural size of the H - type finned tube

翅片参数					管子参数		
宽度	长度	厚度	开缝	节距	管子直	横向间距	纵向间距
H_1	H_2	δ	宽 b	P	径 D_e	S_1	S_2
76	70	2.5	10	10	38	86	78

1.2 计算区域

由于 H 形翅片管结构的几何对称性,空气流过 H 形翅片区域的流动与换热沿管长方向周期性充分发展,因此数值计算选取其中对称部分的一个单元。规定沿着流动的方向为 X 方向,翅片的横向为 Y 方向,沿着管子的方向为 Z 方向。翅片管模型沿着 Y 和 Z 方向是对称的,因此计算区域在 Y 方向上为一个翅片的流通区域,在 Z 方向为两个上下相邻翅片的中心线之间的区域。

在数值模拟计算中,为避免空气进入时速度分布不均匀而导致的入口效应,满足均匀入口流速分布的条件,在实际计算中将计算区域在 X 方向上向前延长 2 倍的圆管外径长度;为了避免出口效应对计算结果的影响,在数值计算模型的选取时,将计算区域在 X 方向向后延长 8 倍的圆管外径长度。

1.3 控制方程及边界条件

进口流速和温度 ($T_0 = 623$ K) 均匀恒定;出口为压力出口边界;管子为恒定壁温 ($T_1 = 529$ K) 且为无滑移边界条件;翅片表面为无滑移边界条件;计算器区域的前后边界(即侧面)为对称性边界条件;计算区域的上、下边界为周期性边界条件。

在计算中考虑到翅片厚度的影响以及翅片的固体表面与流体之间的耦合换热问题,对所有的壁面附近的网格进行了加密处理,网格的划分已保证了数值解与网格数无关。

控制方程包括三维稳态不可压常物性的连续方

程、动量方程和能量方程^[10]。采用 CFD 商用软件进行计算。选取 SIMPLE 算法耦合速度与压力,采用可实现 $k - \varepsilon$ 模型进行模拟计算,对流项采用二阶迎风差分,扩散项采用二阶中心差分。

1.4 数据处理

数据处理时采用的参数定义如下:

$$Re = \frac{\rho u_m D_e}{\eta} \tag{1}$$

$$Eu = \frac{\Delta p}{z \rho u_m} \tag{2}$$

$$Nu = \frac{h D_e}{\lambda} \tag{3}$$

$$j = \left[\frac{h}{\rho u_m c_p} \right] Pr^{\frac{2}{3}} \tag{4}$$

$$JF = j/f^{\left(\frac{1}{3}\right)} \tag{5}$$

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \frac{A_{min}}{A_H} \tag{6}$$

$$\varphi = \rho u A c_p \Delta T_1 \tag{7}$$

$$h = \frac{\varphi}{A \Delta T} \tag{8}$$

$$\Delta T_1 = T_{in} - T_{out} \tag{9}$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \tag{10}$$

$$\Delta T = (T_{max} - T_{min}) / \ln(T_{max}/T_{min}) \tag{11}$$

式中: ρ —烟气密度, kg/m^3 ; u 、 u_m —入口速度、流体流动最小截面处的平均流速, m/s ; D_e —管径, m ; η —烟气动粘度, $Pa \cdot s$; h —烟气与 H 形翅片管的对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A 、 A_{min} 、 A_H —入口面积、入口面积的最小值、H 形翅片管总的传热面积, m^2 ; λ —烟气的导热系数, $W/(m \cdot K)$; Δp 、 p_{in} 、 p_{out} —流动阻力、入口压力、出口压力, Pa ; z —管排数; j —换热因子; f —摩擦因子; JF —翅片传热和阻力综合性能的评价基准; T_{in} —入口温度, K ; T_{out} 、 ΔT_1 、 T_w —出口平均温度、进出口温差、翅片的平均温度, K 。 $T_{max} = \max(T_{in} - T_w, T_{out} - T_w)$, $T_{min} = \min(T_{in} - T_w, T_{out} - T_w)$ 。

2 流场计算结果及分析

将本研究的计算结果与实验值进行了对比^[11],以验证本研究计算方法的合理性。由图 2 可知,计算结果的温度分布趋势与实验结果吻合较好,表明本研究所使用的计算方法满足精度要求。

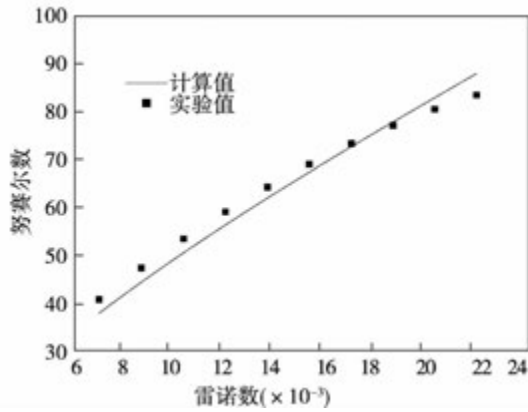


图 2 实验值和计算值的比较

Fig. 2 Comparison of experiment and calculation

2.1 流场速度和温度分布

单 H 形翅片上矩形小翼纵向涡发生器的攻角从 $15^\circ - 75^\circ$ 变化, 进口速度 $U = 8 \text{ m/s}$ 。图 3 为 $Z = 0$ 的截面有纵向涡发生器和无纵向涡发生器的流线分布对比, 从图中可以看出: (1) 无纵向涡发生器时, 每排圆管后面各形成一对回流涡; 加装了纵向涡发生器之后, 不仅在每排圆管之后形成一对回流涡, 同时也在每个纵向涡发生器之后也形成一对回流涡; (2) 随着迎流攻角的增大, 区域 1、区域 3 和区域 4 的回流面积逐渐增大, 并且回流区域中的对涡分布越来越明显。这是因为随着攻角的增大, 纵向涡发生器迎流面积逐渐增大, 造成气流要绕过更大的纵向涡发生器面积; (3) 随着迎流攻角的增大, 区域 2 的回流面积逐渐减小, 并且回流中心的对涡逐渐往前移动, 最后靠近换热管后壁。这是因为随着攻角的增大, 一方面, 在换热管壁、纵向涡发生器、翅片间形成的加速通道里的气流速度越来越大, 不断把换热管后面形成的回流区破坏, 另一方面, 区域 1 回流面积的增大对区域 2 挤压, 共同造成了区域 2 的回流区面积减小和回流中心前移; (4) 随着纵向涡发生器迎流攻角的增大, 区域 5 的回流面积逐渐减小, 回流中心前移, 其原因类似于区域 2。其中: WFSQ 表示未加装矩形小翼纵向涡发生器时的流场, JX15、JX30、JX45、JX60、JX75 分别表示加装 15° 、 30° 、 45° 、 60° 和 75° 攻角的矩形小翼纵向涡发生器时的流场。

由上述分析可知, 纵向涡发生器的加装以及其攻角的改变对 $Z = 0$ 截面的流场分布影响很大, 主要是减小了换热管后形成的回流区面积, 增大了气流扰动, 增强了换热。换热的增强可以从单 H 形翅

片温度的增加来反映, 图 4 和图 5 分别是不同攻角下有、无纵向涡发生器和 $Z = 0 \text{ m}$ 及 $Z = 0.0045 \text{ m}$ 截面的温度分布。

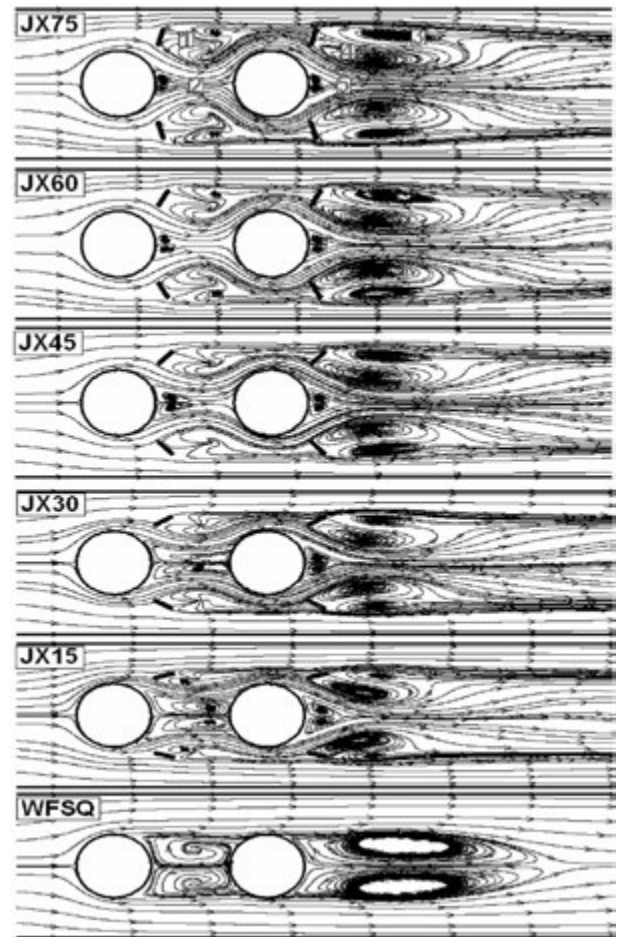


图 3 $Z = 0 \text{ m}$ 气流截面气流速度分布

Fig. 3 Streamline distribution on $Z = 0 \text{ m}$ section

从图 4 可知: (1) 没有加装矩形小翼纵向涡发生器时, 每排管子后面形成的回流区的温度比较低, 说明这两个区域内换热能力是很低的; 加装矩形小翼纵向涡发生器之后, 这两个区域的温度明显提高; (2) 加装了矩形小翼纵向涡发生器之后, 每个矩形小翼后部区域 1 的温度相比于无矩形小翼的要高很多, 并且随着攻角的增大, 区域 1 的面积增大, 平均温度减小; (3) 加装了矩形小翼纵向涡发生器之后, 在换热管壁、纵向涡发生器、翅片间形成了加速通道区域 2, 区域 2 的温度随着攻角的增大而增大, 矩形小翼攻角为 75° 时高温区域最长, 温度最高; (4) 区域 3 的面积随着攻角的增大而减小, 但是温度随着攻角的增大而增大, 这是因为区域 2 内形成的加速通道的气流对区域 3 的回流区冲刷, 不断引入的高

温气流造成区域 3 的温度升高; (5) 区域 4 的温度相比于无矩形小翼时的要低,这是因为加装了矩形小翼之后,区域 4 形成了回流区,回流区的换热能力很小,温度也较低。随着攻角的增大,区域 4 的面积增大,整体平均温度降低;(6) 结合图 3 $Z=0$ m 截面的气流流线分布可以知道在区域 5 内形成了一对回流涡,造成区域 5 的温度降低,并且随着攻角的增大,区域 5 内低温区域也减小;(7) 区域 6 的温度在加装了矩形小翼之后温度变化不大。

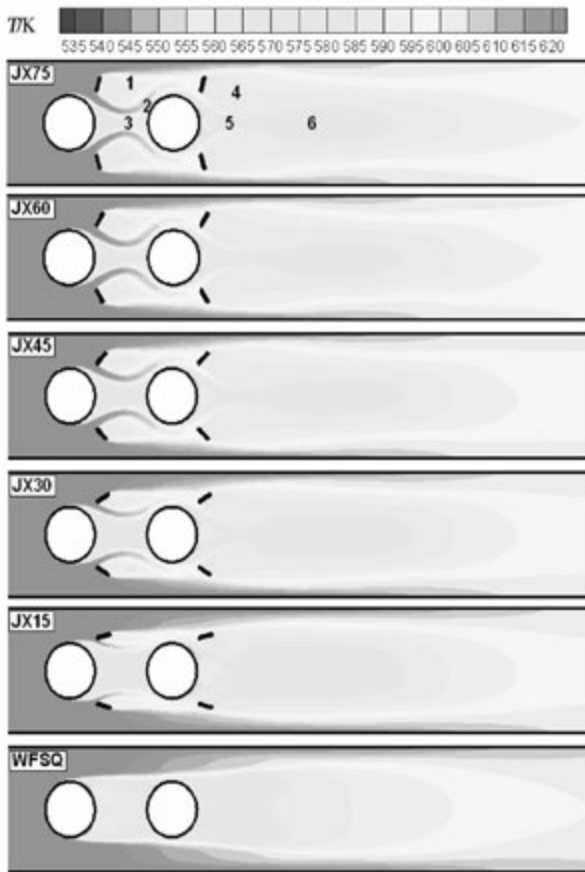


图 4 $Z=0$ m 截面温度分布
Fig. 4 Temperature distribution on $Z=0$ m section

从图 5 中可以看出: (1) 在没有加装矩形小翼时,两排圆管的周围出现较大的低温区域 1、区域 2、区域 4 和区域 5,随着矩形小翼攻角的增大,换热圆管周围的低温区域面积越来越小,在攻角为 60° 时几乎不变,这说明攻角为 60° 时,攻角对换热管的增强换热已经达到最大,再增大攻角只能导致阻力损失增加而不能增加换热能力;(2) 随着攻角的增大,前后两排翅片间区域 3 内的温度逐渐升高,攻角超过 60° 之后几乎不增加;(3) 随着攻角的增大,区域

6 的低温区的面积逐渐增大,这是因为上游翅片的换热能力逐渐增强,加上区域 6 的回流面积增大,共同导致区域 6 的温度较低。

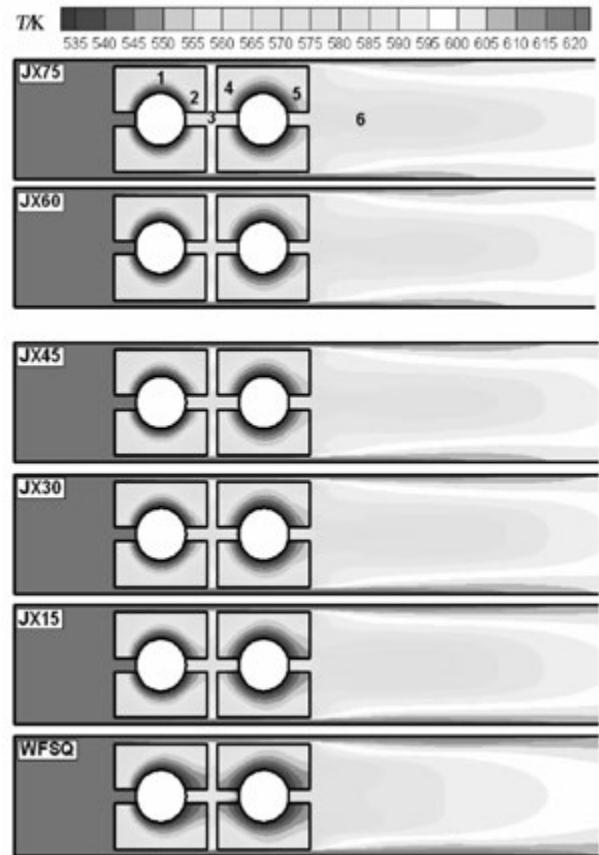


图 5 $Z=0.0045$ m 截面温度分布
Fig. 5 Temperature distribution on $Z=0.0045$ m section

2.2 换热、阻力和综合性能

图 6 和图 7 分别为无矩形小翼纵向涡发生器及不同攻角下矩形小翼纵向涡发生器的进、出口温差和压力损失对比图。由图 6 可知: (1) 雷诺数相同时,随着攻角增加,进出口温差逐渐增大,但是增幅越来越小。这是因为矩形小翼攻角的增大使得矩形小翼迎流面积逐渐增大,造成有效换热面积增大,即换热能力增强,进出口温差增大;(2) 随着雷诺数的增加,进出口温差都降低,降低幅度逐渐减小,导致进出口温差降低的原因是在高雷诺数时,高温气流没有足够多的时间和换热管、矩形小翼纵向涡发生器和 H 形翅片接触换热就已经流出去了。由图 7 可知: (1) 雷诺数相同时,随着攻角的增大,进出口压力损失逐渐增大,低雷诺数下增幅很小,但高雷诺数下增幅越来越大,这是因为矩形小翼攻角的增大

使得矩形小翼迎流面积逐渐增大,造成阻力面积增大,使得压力损失逐渐增大;(2) 随着雷诺数的增加,压力损失都增加,并且增大幅度逐渐增加,这是由于高雷诺数时来流突然遇到阻力面积较大的矩形小翼纵向涡发生器,使得进出口压力损失急剧升高。

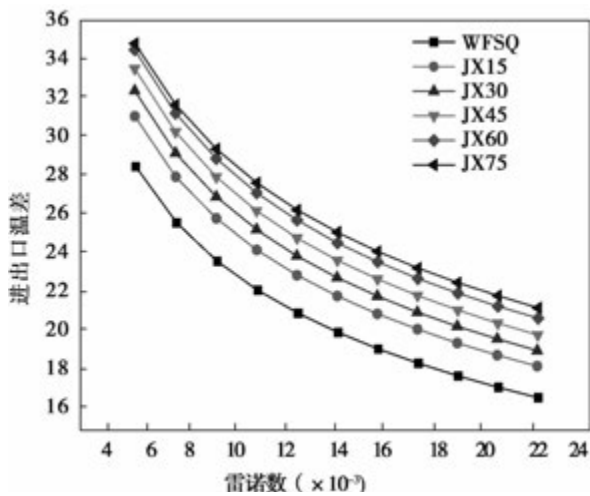


图 6 进出口温差对比
Fig. 6 Comparison of the temperature difference between import and export

增大,这是因为在高雷诺数时,单位时间内和矩形小翼和单 H 形接触到的高温气流更多,使得换热能力增强。由图 9 可知:(1) 雷诺数相同时,随着攻角增大和压力损失逐渐增大, Eu 逐渐增大;(2) 随着雷诺数的增大, Eu 逐渐减小并趋于水平,说明在一定的雷诺数之后,进口速度对 Eu 的影响不大。

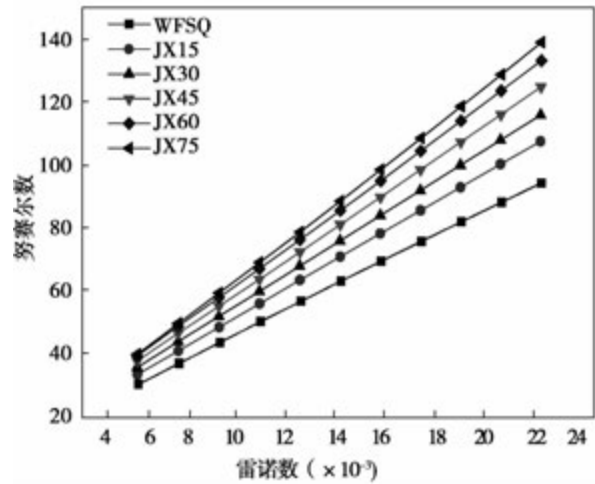


图 8 努赛尔数对比
Fig. 8 Comparison of Nu

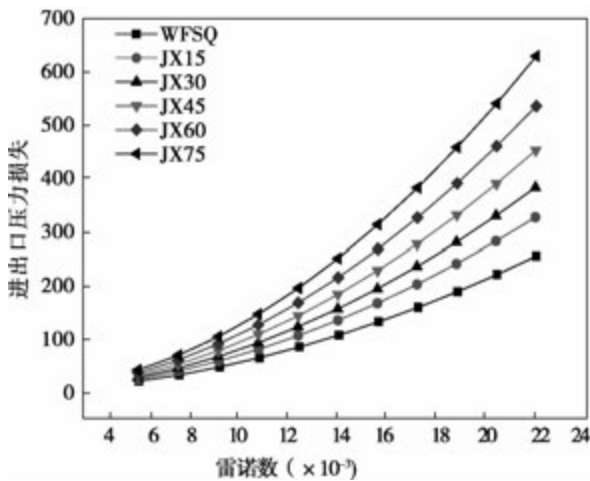


图 7 进出口压力损失对比
Fig. 7 Comparison of the pressure difference between import and export

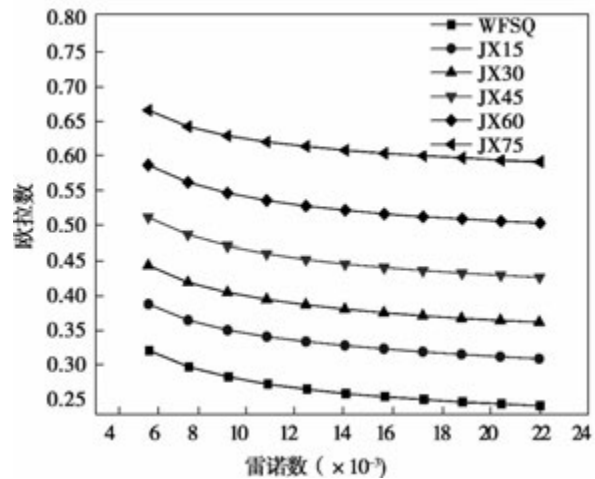


图 9 欧拉数对比
Fig. 9 Comparison of Eu

图 8 和图 9 分别为无矩形小翼纵向涡发生器以及不同攻角下矩形小翼纵向涡发生器的努赛尔数 Nu 和欧拉数 Eu 对比图。由图 8 可知:(1) 雷诺数 Re 相同时,随着攻角和进出口温差逐渐增大, Nu 逐渐增大,但增幅逐渐减小,这主要是因为进出口温差决定了 Nu 的大小;(2) 随着雷诺数的增加, Nu 均

图 10 和图 11 分别为无矩形小翼纵向涡发生器以及不同攻角下矩形小翼纵向涡发生器的换热因子 j 和综合性能评价指标 JF 对比图,阻力因子 f 对比图和 Eu 对比图走势完全一样,只是数值大小不一样,这是因为阻力因子是通过 Eu 求出来的。综合图 9 和图 10 可得出: 雷诺数相同时,换热因子 j 和阻力因子 f 都随着攻角的增大而增大,换热因子 j 增

加幅度越来越小,阻力因子 f 增加幅度越来越大;换热因子 j 和阻力因子 f 都随着雷诺数的增加而减小,随后都趋于稳定。雷诺数相同时,随着攻角的增大,换热因子 j 和阻力因子 f 都增大,由此使用综合性能评价标准 JF 来评定是换热因子 j 增速明显还是阻力因子 f 增速较快。从图 11 可以看出:雷诺数相同时,随着攻角的增大, JF 先增大后减小,并且在低雷诺数时,攻角为 45° 和 60° 时的综合性能 JF 相差很小;在高雷诺数时,攻角为 60° 的综合性能 JF 略高于 45° 。以上分析可以得出,综合性能 JF 最好时对应的矩形小翼的攻角为 60° 。

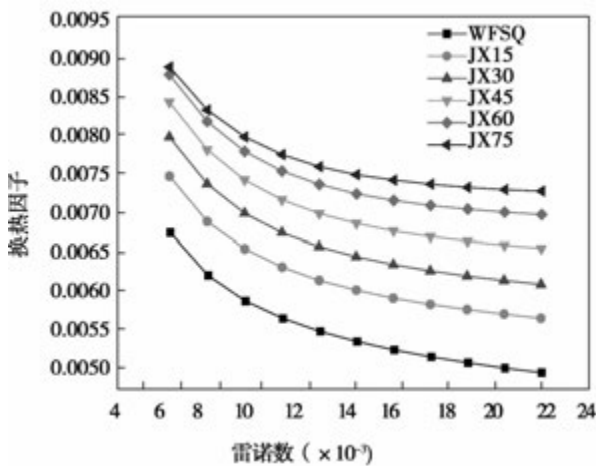


图 10 换热因子 j 对比

Fig. 10 Comparison of heat exchange factor j

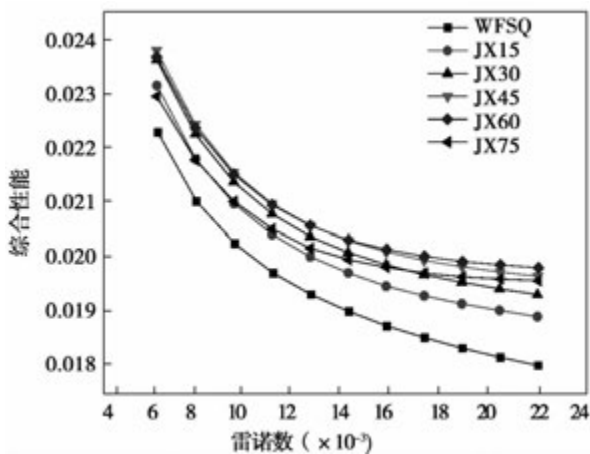


图 11 综合性能 JF 对比

Fig. 11 Comparison of the comprehensive performance JF

2.3 进口速度对加装 60° 矩形小翼纵向涡发生器的单 H 形翅片流场速度和温度的影响

图 12 和图 13 分别为不同进口速度对 60° 的矩形小翼纵向涡发生器的单 H 形翅片的 $Z = 0 \text{ m}$ 和 $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面的流场分布对比。 $Z = 0 \text{ m}$ 截面为上下两相邻翅片的中心截面, $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面为靠近单 H 形翅片的表面。

从图 12 和图 13 可以看出,随着进口速度的增加,在 $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面的第一排矩形小翼后面形成的两对回流涡比在 $Z = 0 \text{ m}$ 截面的明显,在 $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面的第二排矩形小翼后面形成的两对回流涡面积比在 $Z = 0 \text{ m}$ 截面的要大。两排管子后面形成的回流区面积会逐渐减小,并且在换热管壁、矩形小翼和单 H 形翅片形成的加速通道的气流速度会越来越大。另外,随着来流速度的增加, $Z = 0 \text{ m}$ 和 $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面的其它区域的流场分布影响不大。

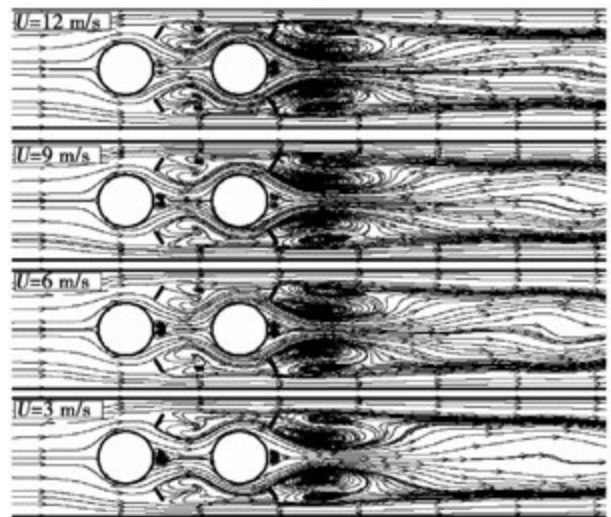


图 12 $Z = 0 \text{ m}$ 截面流场分布对比

Fig. 12 Streamline comparison on $Z = 0 \text{ m}$ section

图 14 和图 15 分别为不同进口速度对 60° 矩形小翼纵向涡发生器的单 H 形翅片的 $Z = 0 \text{ m}$ 和 $Z = 0.003 \text{ m}$ 截面的温度分布对比。从图 14 可以看出: (1) 来流速度较低时,区域 1、区域 5、区域 6 和处在加速通道区域 2 的温度比较低,随着速度的增加,区域 1、区域 2、区域 5 和区域 6 的温度逐渐增大; (2) 区域 3 和区域 4 是管后的回流区,随着来流速度的增加,区域 3 和区域 4 的面积逐渐减小,但温度逐渐升高。

从图 15 可以看出: 随着来流速度的增加, 两排换热管周围翅片区域 1 和区域 3 的温度逐渐升高, 说明单 H 形翅片的整体平均温度逐渐升高, 同时两相邻翅片间隔区域 2 的温度也逐渐升高, 区域 4 的低温区域面积逐渐减小, 这也解释了随着来流速度的增加, 单 H 形翅片的换热能力越来越大, 即随着来流速度的增加, 单 H 形翅片的 Nu 逐渐增大。

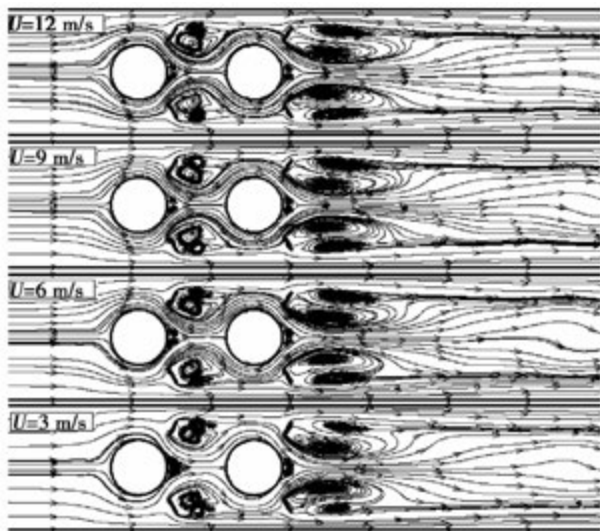


图 13 $Z=0.003$ m 截面流场分布对比
Fig. 13 Streamline comparison on $Z=0.003$ m section

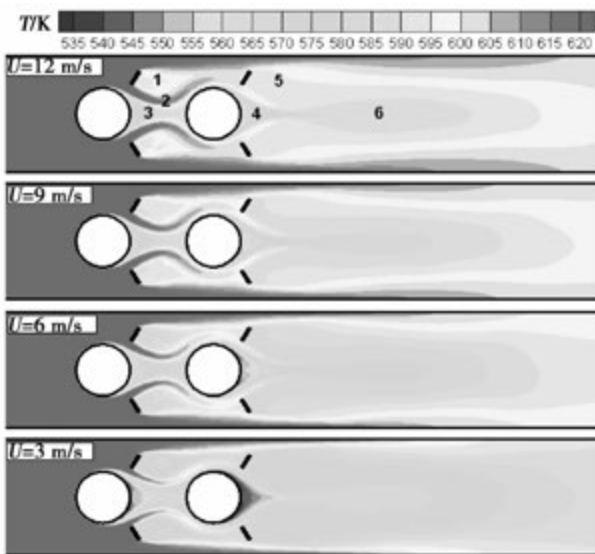


图 14 $Z=0$ m 截面温度对比
Fig. 14 Temperature comparison on $Z=0$ m section

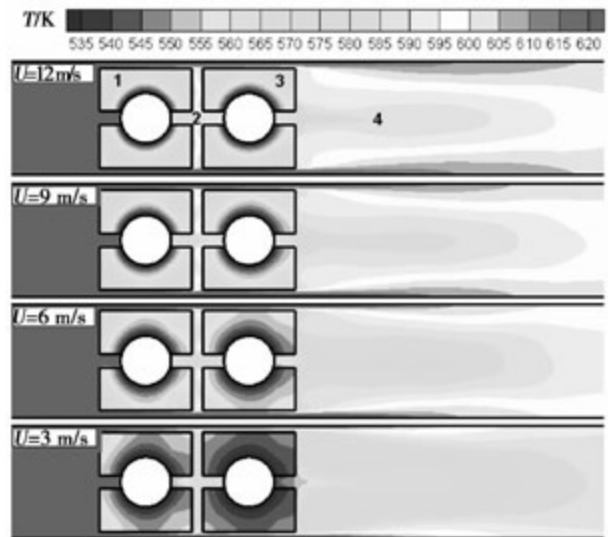


图 15 $Z=0.004 5$ m 截面温度对比
Fig. 15 Temperature comparison on $Z=0.004 5$ m section

3 结 论

(1) 加装矩形小翼纵向涡发生器时, 会在换热管壁、纵向涡发生器、单 H 形翅片之间形成一个加速通道, 该加速通道里面的气流会对换热管后面所形成的回流区进行挤压破坏, 造成回流区面积减小, 随着来流速度的增加, 回流区里的温度逐渐升高。

(2) 随着矩形小翼纵向涡发生器攻角的增大, 换热管后的回流区面积逐渐减小, 换热管周围翅片的温度逐渐升高, 单 H 形翅片的平均温度升高。

(3) 相同雷诺数时, 随着攻角的增大, 加装纵向涡发生器的单 H 形翅片的进出口温差 ΔT_1 、压力损失 ΔP 、努赛尔数 Nu 、欧拉数 Eu 和换热因子 j 都增大, 而综合性能 JF 先增大后减小, 60° 时的矩形小翼纵向涡发生器的综合性能最好。

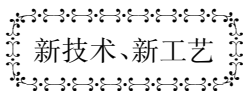
(4) 随着雷诺数的增加, 不同攻角的矩形小翼纵向涡发生器的压力损失 ΔP 、努赛尔数 Nu 增大, 进口温差 ΔT_1 、欧拉数 Eu 、换热因子 j 、综合性能 JF 都减小。

参考文献:

[1] 王漳军, 曾卓雄, 徐义华, 等. H 形翅片管传热和阻力特性数值研究[J]. 计算机仿真, 2014, 31(2): 187-192.
WANG Zhang-jun, ZENG Zhuo-xiong, XU Yi-hua. Numerical study

- on heat transfer and resistance characteristics of H-type finned tubes [J]. Computer Simulation, 2014, 31(2): 187-192.
- [2] Joardar A, Jacobi A M. heat transfer enhancement by winglet type vortex generator arrays in compact plain fin and tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(1): 87-97.
- [3] 何雅玲, 楚攀, 谢涛. 纵向涡发生器在管翅式换热器中的应用及优化 [J]. 化工学报, 2012, 63(3): 746-760.
HE Ya-ling, CHU Pan, XIE Tao. Application and optimization of fin-and-tube heat exchangers with longitudinal vortex generators [J]. Chinese Journal of Chemical and Engineering, 2012, 63(3): 746-760.
- [4] Li J, Wang S F, Chen J F, et al. Numerical study on a slit fin and tube heat exchanger with longitudinal vortex generators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9/10): 1743-1751.
- [5] 叶秋玲, 周国兵, 程金明. 矩形通道中不同涡流发生器对换热和压降的影响 [J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(11): 86-91.
YE Qiu-ling, ZHOU Guo-bing, CHENG Jin-ming. Influence of different vortex generators on heat transfer enhancement and pressure drop characteristics in a rectangular channel [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(11): 86-91.
- [6] Leu J. S, Wu Y H, Jang J Y. Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(19/20): 4327-4338.
- [7] Wu J M, Tao W Q. Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator. Part A: Verification of field synergy principle [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(5/6): 1179-1191.
- [8] 田林, 柏巍, 薛山虎, 等. 纵向涡发生器对矩形通道内流动换热的影响研究 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(2): 324-327.
TIAN Lin, BAI Wei, XUE Shan-hu, et al. Numerical study of influence of longitudinal vortex generator on flow and heat transfer in rectangular channel [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(2): 324-327.
- [9] 唐凌虹, 谭思超, 高璞珍. 纵向涡发生器作用下矩形通道内流动换热性能研究 [J]. 原子能科学技术, 2014, 48(5): 812-817.
TANG Ling-hong, TAN Si-chao, GAO Pu-zhen. Study on flow and heat transfer characteristic in rectangular channel with longitudinal vortex generator [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2014, 48(5): 812-817.
- [10] Chu P, He Y L, Lei Y G, et al. Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5/6): 859-876.
- [11] 刘聿拯, 袁益超, 徐世泽, 等. H形鳍片管束传热与阻力特性实验研究 [J]. 上海理工大学学报, 2004, 26(5): 457-460.
LIU Yu-zheng, YUAN Yi-chao, XU Shi-ze. Experimental study on the characteristics of heat transfer and flow resistance for H-type finned tube banks [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2004, 26(5): 457-460.

(丛敏 编辑)



利用 Ipsen 的真空炉将易于铜焊

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2015.04.008

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2014年3月刊报道,美国 Ipsen USA 公司利用真空炉进行铜焊,改进了铜焊的工艺。

真空铜焊是真空工作效率以及性价比高并且环保、要没有腐蚀性的、环保的助熔剂的条件下进行铜焊。利用真空铜焊的部件,就不需要复杂的再加工或精加工。这种方法减少了焊剂夹杂物。排除了焊剂夹杂物也增加了母材的机械稳定性和耐腐蚀性,因此增加了它的连接强度和处理部件的耐久性。

在高直控中高温铜焊的优势使它应用于高温工况和重机械负荷的接头。

在对安全性极严格的产品,包括喷气发动机的部件和控制系统、涡轮叶片、热交换器、加热线圈、蜂窝结构、医用植入物和仪器中,都广泛应用着真空铜焊部件。

(吉桂明 摘译)

cycle with double ejectors (DAEORC) is proposed and analyzed. The results show that the two adjustable ejectors designed at condensation temperature of 20 °C and 30 °C respectively can realize the regulation of the DAEORC within the condensation temperature of 20 – 40 °C. And the net output power of DAEORC is higher than ORC. **Key words:** adjustable ejector, Organic Rankine cycle with ejector, Organic Rankine cycle with adjustable ejector, thermodynamic analysis

矩形小翼纵向涡发生器流动换热研究 = **A Study of the Flow and Heat Exchange in a Longitudinal Vortex Generator with Rectangular Winglet** [刊, 汉] ZENG Zhuo-xiong(College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 200090) , WANG Zhang-jun, ZHANG Long, XU Yi-hua (School of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang, China , Post Code: 330063) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2015, 30(4) . – 527 – 534

H-type fin heat exchange mechanism equipped with small rectangular winglet of the longitudinal vortex generator is researched adopting the numerical simulation method. The results show that with the increase of flow velocity, the temperature in the reflow zone is gradually raised. With the same Reynolds number value, the temperature difference between import and export, pressure loss, Nusselt number, Euler number and heat exchange factor are all increased with the increase of angle of attack. But the comprehensive performance increases at first, then decreases. With the increase of Reynolds number, the pressure drop and Nusselt number increase, however the temperature difference between import and export, Euler number, heat exchange factor and comprehensive performance are all decreased. **Key words:** H-type fin, longitudinal vortex generator, convective heat transfer flow characteristics, rectangular winglet

双层板冲击 – 气膜复合冷却结构冷却性能的数值分析 = **Numerical Analysis on Cooling Performance of Combined Impingement and Film Cooling on Double-layered Plate** [刊, 汉] LI Yue-ru, DAI Ren(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) , WANG Jiao, XU Qiang(Technology Development Center of Shanghai Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 201612) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2015, 30(4) . – 535 – 540

Internal impingement and external film cooling of high pressure turbine blades are combined together to enhance the cooling effectiveness. This study applies the method of Flow-heat Coupling to compute and simulate the combined