

文章编号:1674-2869(2015)01-0054-04

纵向涡发生器攻角对翅片传热性能的影响

王成刚,刘 俊,刘 慧,张 博

武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430205

摘 要:为了提高翅片式换热器的强化传热性能,对不同攻角的纵向涡发生器的翅片区域进行了研究. 采用流体仿真软件 FLUENT 对发生器的翅片区域建立六面体网格模型,对不同攻角的纵向涡发生器的努塞尔数、阻力因子、综合性能分别进行数值分析和对比. 结果显示:随着纵向涡发生器的攻角增加,纵向涡翅片的努塞尔数增强的越来越明显,其中纵向涡发生器攻角为 45° 的翅片努塞尔数最大;同时随着纵向涡发生器的攻角增加,阻力因子也随之增加;带纵向涡发生器的翅片的传热效果强于不带纵向涡发生器的翅片;通过比较综合评价因子,攻角为 45° 的纵向涡翅片在雷诺数为 2000~6000 内,综合性能最好.

关键词:翅片换热器;强化传热;攻角;纵向涡

中图分类号:TQ051.5

文献标识码:A

doi: 10. 3969/j. issn. 1674-2869. 2015. 01. 012

0 引 言

为了提高翅片式换热器的强化传热性能,将研究一种翅片扰流装置:矩形纵向涡发生器. 由于带纵向涡发生器的几何结构复杂,影响纵向涡发生器翅片传热特性的因素比较多,做实验来研究不仅成本高、耗时长. 采用数值模拟可以简化这一过程,而且现在的数值计算技术已经可以很高效地模拟翅片中流场. 目前对纵向涡发生器的研究已经普遍,但是对于其参数的影响却说法不一. 所以本文采用矩形纵向涡发生器在一种管翅式换热器中进行数值模拟. 得出矩形纵向涡发生器在这种换热器中的最佳攻角参数.

1 数值计算模型

1.1 物理模型

针对 4 排管换热器作为研究对象,单个翅片基本结构呈正方形结构,换热管错开排列. 如图 1 所示翅片宽度为 140 mm,间距 2.2 mm,换热管直径为 16.3 mm,其它参数如表 1 所示. 因为翅片整体结构为循环对称结构,所以只取其一部分进行研究^[1-2]. 主要采取控制变量的方法进行数值研究. 通过改变矩形纵向涡的发生器的攻角来研究矩形纵向涡发生器对翅片式换热器传热特性的影响.

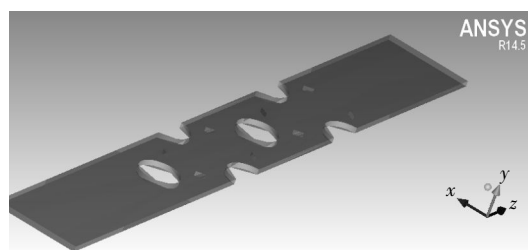


图 1 模型图

Fig.1 model figure

表 1 翅片换热器参数

Table.1 The parameters of the Finned heat exchanger

参数	数值
管子外径/mm	16.3
横向管间距/mm	35
纵向管间距/mm	35
翅片厚度/mm	0.3
翅片间距/mm	2.2
纵向涡发生器攻角/ $^\circ$	15~75
入口温度/K	293
管壁温度/K	350
迎风面流速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	2~9

1.2 计算域控制方程

模型的假设条件:流体不可压缩、稳态流动,忽略流体粘性耗散、忽略重力和流体升浮力,换热管温度恒定为常数,且不考虑接触热阻和辐射放热. 其控制方程如下:

收稿日期:2014-09-08

基金项目:国家自然科学基金(50976080);武汉工程大学科学研究基金

作者简介:王成刚(1974-),男,湖南祁东人,副教授,博士. 研究方向:应力分析、计算机测控技术、PLC 控制、新型化工设备的研究和开发.

连续性方程为

$$\rho(\partial u_i / \partial x_j) = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

其中, μ 为流体动力粘度.

能量守恒方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i t) = a \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial t}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

式(3)中 a 为流体热扩散率.

固体导热方程为

$$\lambda_1 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial t}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (4)$$

对流方程为

$$\rho_2 \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i t) - \lambda_2 \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial t}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i p) \quad (5)$$

式(5)中, $i, j = (x, y, z)$, ρ 为气体密度, λ_1, λ_2 分别为管壁以及气体导热系数; T 为温度, K; p 为压力, Pa.

设定通过管翅式换热器的流体速度为 2~9 m/s, 流动大部分为湍流. 所以在 FLUENT 中选择 $k-\varepsilon$ 模型计算.

标准 $k-\varepsilon$ 模型方程

$$\rho \frac{\partial (k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial (\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

式(7)中: k 是湍动能, ε 为湍流耗散率, G_k 是由平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_b 升浮力引起的湍动能 k 的产生项, u_i 为液相速度分量, μ_t 为湍流粘性系数, σ_k 和 σ_ε 分别是与湍动能和耗散率相关的普朗特准数, $\sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 为经验常数, 在 FLUENT 中通常取 0.09、1.44 和 1.92^[3].

1.3 边界条件

流体为理想空气, 且忽略重力和升浮力. 计算域入口设为速度入口 (velocity inlet), 翅片换热器中气体流速一般很低, 所以取入口为 1~2 m/s, 且温度设为 293 K. 上下表面以及延长段上下表面都设为周期边界 (periodic). 翅片的厚度相当于间距的大约 1/10, 不考虑其温度在翅片厚度方向上的变化, 设为无滑移绝热壁面 (wall). 换热管管壁设为无滑移壁面 (wall), 且温度设为 300 K; 翅片两侧设为对称边界条件 (symmetry)^[4-6].

1.4 划分模型网格

采用 Spaceclaim 建立模型, 并使用 ANSYS ICEM 划分模型网格. 计算结果的好坏很大程度上取决于网格质量的优劣, 而 ICEM 网格划分工具对模型有更好的结构适应性, 能够为非结构体模型划分结构型网格. 这样不仅节约计算资源也极大地减少计算所用的时间. 模型都是采用结构六面体网格, 如图 2 所示. 采用局部加密的措施保证计算的可靠性.

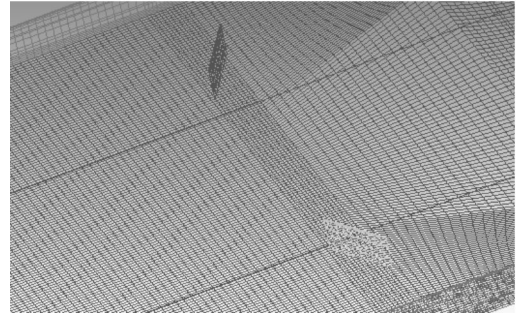


图 2 纵向涡区域

Fig. 2 Area of longitudinal vortex

纵向涡区域为主要研究对象, 所以将其所在区域网格加密. 网格从下翅片向上增长率为 1.2, 且设定边界层网格, 因为在流速为 1.8 m/s 时, 流体将从层流转为湍流. 且根据估算第一层网格高度为 0.01 mm. 总网格数量为 10 万左右.

数据整理与结果分析:

总换热量: $q = q_m C_p (T_o - T_i)$

总换热系数: $h = q / (A \Delta T)$

对数平均温度: $\Delta T = (T_{\max} - T_{\min}) / \ln(T_{\max} / T_{\min})$

雷诺数: $Re = u_{\max} d_3 / \nu$

努塞尔数: $Nu = h d_3 / \lambda$

摩擦因子: $f = \Delta P d_3 / (\frac{1}{2} \rho u_{\max}^2 L)$

其中, T_i, T_o 分别为进出口流体的平均温度; q 为入口流体的质量流量; $T_{\max} = \max(T_{ui} - T_i, T_{uo} - T_o)$, $T_{\min} = \min(T_{ui} - T_i, T_{uo} - T_o)$ 分别为进出口处的最大和最小温度差值; u_{\max} 为最小截面流速; d_3 为特征长度 $d_3 = d_2 + 2\delta$, d_2 为换热管外径, δ 为翅片厚度; L 为翅片长度; ΔP 为压降.

2 模拟分析与结果

图 3 为 Nu 不同攻角纵向涡翅片下比较. 带纵向涡发生器的翅片改变纵向涡的攻角, 其传热性能也有所不同. 图 3 中带 wu 标签的是光翅片. 可以看出随着雷诺数增加, 传热系数不断增强. 其中纵向涡攻角为 45° 的换热性能最优. 而光翅片的换热性能最差. 在不同的雷诺数下, 攻角为 15° 的纵向涡翅

片的 Nu 比光翅片平均提高 8% 左右, 根据上面的原理分析和图的流线布局来分析: 这是因为纵向涡发生器的夹角过小, 导致垂直纵向涡发生器的速度太小, 形成的纵向涡强度不够, 并没有很明显的增强传热. 随着攻角的增加, 纵向涡翅片的 Nu 增强的越来越明显, 但这种趋势在低雷诺数下体现的并不明显, 在雷诺数低于 2 000 的情况下, 由于该情况属于层流, 湍流度不强, 导致这几种不同攻角的 Nu 都在 4~6 之间, 这与何雅玲和楚攀等^[7]人的实验结果一致.

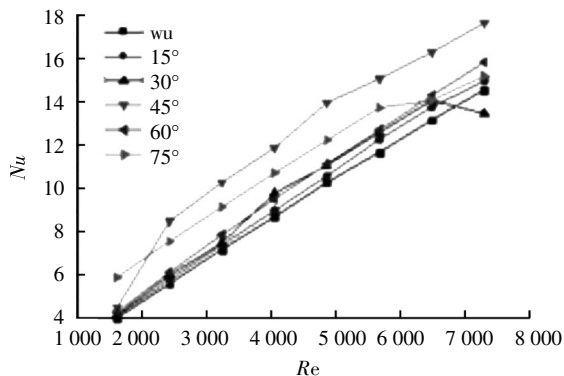


图 3 不同攻角纵向涡翅片 Nu 比较

Fig. 3 Comparison of Nu with different attack Angle longitudinal vortex fin

图 4 为六种不同翅片阻力因子 f 的比较图, 从图中可以看出, 纵向涡迎流攻角为 75° 的纵向涡翅片阻力因子 f 最大. 不带纵向涡的翅片阻力因子 f 最小. 原因是纵向涡发生器的形状阻力, 使得整个翅片的阻力因子 f 变大. 且随着攻角的增加阻力因子 f 逐渐增加. 当纵向涡发生器迎流攻角为 75° 时, 该发生器几乎与来流方向垂直, 所以其阻力因子 f 最大. 而光翅片没有增加纵向涡, 所以其阻力因子 f 最小. 从图中可以看出在攻角从 45° 增加到 60° 之间, 阻力因子差距比其他几组之间的差距要大的多, 说明在 45° 和 60° 之间流体的湍流度有较大的增加.

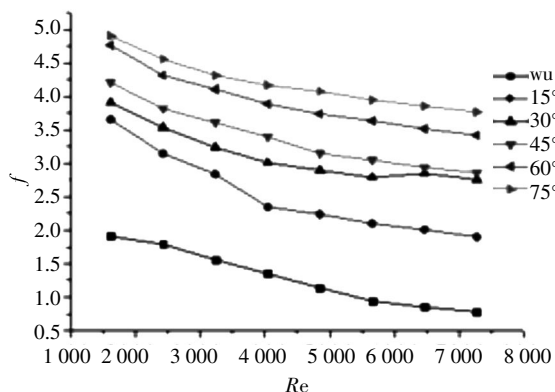


图 4 不同攻角纵向涡翅片 f 比较

Fig. 4 Comparison of f with different attack Angle longitudinal vortex fin

流速增加, 雷诺数也同时增大, 流体的湍流程度增加, 边界层与主流中心的混合更加充分, 传热增强, 但也导致阻力因子增加. 考虑到综合效能, 所以考虑 $Nu/f^{1/3}$ 与雷诺数之间的关系. 从图 5 中可以看出, 45° 攻角的纵向涡翅片在雷诺数为 2 000~6 000 综合性能最好, 在 6 000~8 000 之间略有下降, 其中光翅片的综合性能最差, 有纵向涡的翅片综合性能要强于光翅片. 这是由于引入纵向涡使得翅片间流体的湍流度增加, 主要热阻区域的热边界层与主流区之间形成扰动, 破坏热边界层厚度, 增强传热. 从图 5 中也可以看出, 在高雷诺数下 ($Re > 6 500$ 以上区域) 15°、30° 和 45° 翅片的综合效能随着雷诺数的增加会明显下降. 说明高雷诺数下纵向涡发生器的影响受到限制, 甚至会干扰传热.

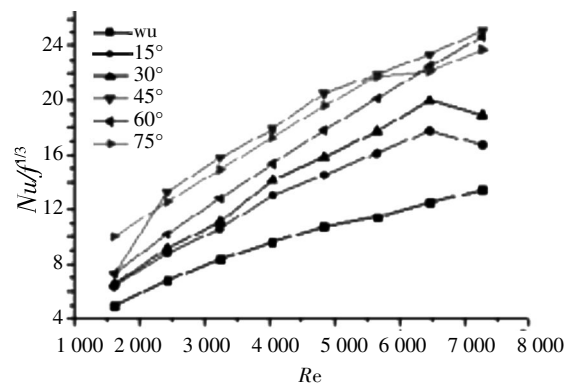


图 5 不同攻角纵向涡翅片 $Nu/f^{1/3}$ 与 Re 的关系

Fig. 5 $Nu/f^{1/3}$ and Re in different attack Angle

3 结 语

通过对不带纵向涡的翅片和攻角分别是 15°、30°、45°、60°、75° 的纵向涡发生器的传热效果进行数值分析和对比显示:

(1) 带纵向涡发生器的翅片的传热效果强于不带纵向涡发生器的翅片.

(2) 通过对不带纵向涡的翅片和攻角分别是 15°、30°、45°、60°、75° 的纵向涡发生器的传热效果进行数值分析和对比, 攻角为 45° 的纵向涡翅片具有更好的传热效果.

(3) 随着纵向涡发生器的攻角增加, 纵向涡翅片的努塞尔数增强的越来越明显, 其中纵向涡发生器攻角为 45° 的翅片努塞尔数最大.

(4) 随着纵向涡攻角的增加, 阻力因子逐渐增强, 在 45°~60° 翅片之间出现了较大的差距, 45° 之后随着角度增加阻力增加程度很大.

(4) 六种翅片的综合效能 $Nu/f^{1/3}$ 比较, 45° 翅片在雷诺数 2 000~6 000 之间具有最好的传热效能.

(5)在高雷诺数下($Re > 6\,500$ 以上区域) 15° 、 30° 和 45° 翅片的综合效能随着雷诺数的增加会明显下降.说明高雷诺数下纵向涡发生器的影响受到限制,甚至会干扰传热.

致 谢

感谢国家自然科学基金委员会和武汉工程大学研究生创新基金的资助!

参考文献:

- [1] 王成刚,郑晓敏,王小雨,等.圆弧型组合开缝翅片三维数值模拟[J].化工机械,2012(1):62-65.
WANG Cheng-gang, ZHENG Xiao-min, WANG Xiao-yu, et al. 3D Numerical simulation on arc-type combined slotted fins[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2012(1):62-65. (in chinese)
- [2] 王成刚,郑晓敏,谢小恒,等.4种圆弧型开缝翅片特性数值模拟[J].石油化工设备,2012,4(3):29-33
WANG Cheng-gang, ZHENG Xiao-min, XIE Xiao-heng et al. Numerical simulation on characteristics of four Arc-type slotted fin[J]. Petro-Chemical Equipment, 2012, 4(3):29-33 (in chinese)
- [3] Wang Chenggang, Zheng Xiaomin, Wang Xiaoyu, et al. Numerical simulation for heat transfer performance off four Arc-type slotted fin [C]//Proceedings 2011 International Conference on Materials for Renewable Energy & Environment, 2011: 1197-1201.
- [4] 阳祥,王良璧.纵向涡强度衰减及其干涉的数值分析[J].工程热物理学报,2006,27(5):845-846.
YANG Xiang, WANG Liang-Bi. Numerical analysis of intensity decay and interaction of longitudinal vortices [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006. 27(5):845-846. (in chinese)
- [5] 叶秋玲,周国兵,程金明,等.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, et al. 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. (in chinese)
- [6] 李惠珍,屈治国,程永攀,等.开缝翅片流动和传热性能的实验研究及数值模拟[J].西安交通大学学报,2005,39(3):229-232.
LI Hui-zhen, Qu Zhi-guo, Cheng Yong-pan, et al. Experimental and numerical study on heat transfer and fluid flow characteristics of slotted fin and 2 tube heat transfer surfaces[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(3):229-232. (in chinese)
- [7] 何雅玲,楚攀,谢涛.纵向涡发生器在管翅式换热器中的应用与优化[J].化工学报.2012,3(3):746-760.
HE Ya-ling, CHU Pan, XIE Tao. Application and optimization of fin-and-tube heat exchangers with longitudinal vortex generators [J]. CIESC Journal, 2012, 3(3): 746-760. (in chinese)

Influence of attack angle of longitudinal vortex generator on fin heat transfer performance

WANG Cheng-gang, LIU Jun, LIU Hui, ZHANG Bo

School of Mechanical and Electrical, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

Abstract: To improve the heat transfer performance of fin heat exchanger, the fin areas of longitudinal vortex generator with different attack angles were studied. Hexahedral mesh model of fin area of longitudinal vortex generator was established by fluid simulation software FLUENT, Nusselt number, Resistance Factor and comprehensive performance of longitudinal vortex generator with different attack angles were numerically analyzed and compared. The results show that the Nusselt number of longitudinal vortex fin increases with the attack angles of longitudinal vortex generator increasing, and it is biggest at 45° attack angle; the friction factor increases with the attack angles of longitudinal vortex generators increasing; the heat transfer effect of fin with longitudinal vortex generator is better than that without longitudinal vortex generator; the comprehensive performance of longitudinal vortex fins is best when the attack angle is 45° in 2000-6000 Reynolds number.

Keywords: finned heat exchanger; heat transfer; attack angle; longitudinal vortex

本文编辑:陈小平