

适用于浴池的Z字形双折式废气蒸发器的最优工况研究

李慧星,陆宇航,冯国会,何伟轩

(沈阳建筑大学市政与环境工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 优化Z字形双折式废气蒸发器最优工况,最大程度回收高校浴池洗浴过程中产生废气的热量,解决公共机构类浴池余热严重浪费的问题,合理利用非再生能源,减少环境热污染.方法 结合某高校浴池在淋浴区布置,分析其浴室高温废气的排放形式.利用增大换热面积,增大紊流强度强化对流换热.通过数值模拟方法,改变蛇管式蒸发器肋片角度及间距两参数,对速度、温度、压力进行模拟分析,得到18种工况肋片表面努赛尔数.高校浴池废水-废气采用双源热泵,废水热回收采用壳管式蒸发器,废气回收采用蛇管式带肋片蒸发器.结果 蛇管式蒸发器在肋片角度为 45° ,肋片间距为6.5 mm工况时,其速度场与温度场协同效果强,对流换热效果更为显著,努赛尔数最大,蒸发器中流体进行的热交换最充分,蒸发器的换热效果最好.结论 公共机构类浴池废水、废气余热回收可实现节能减排、治理空气污染,为公共辅助服务类建筑节能提供新思路.

关键词 废气蒸发器;高校浴池;数值模拟;回收;湍流;传热

中图分类号 TU391

文献标志码 A

Optimum Working Condition of Waste Gas Evaporator with Z-Shaped Double-Folded for Public Baths

LI Huixing, LU Yuhang, FENG Guohui, HE Weixuan

(School of Municipal and Environmental Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: In order to solve serious waste of waste heat from public institutions' baths, the research on the optimal working condition of z-shaped double-folding exhaust gas evaporator was carried out to optimize the use of non-renewable energy and reduce the environmental heat pollution, and the heat generated from waste gas in university baths was recovered to the greatest extent. Based on the layout of a university's bath in the shower area, the discharge form of the bathroom's high-humidity exhaust gas was analyzed. Convection heat transfer was strengthened by increase of the

收稿日期:2019-11-15

基金项目:国家重点研发计划课题(2016YFB0601701)

作者简介:李慧星(1964—),女,教授,主要从事建筑室内环境空气质量保障技术方面研究.

heat transfer area and the turbulence intensity. After the fins of the coiled tube evaporator and the two parameters of angle and spacing changed, through numerical simulation speed, temperature and pressure are analyzed to obtain the Nusselt number on the surface of the fins under 18 working conditions. The simulation results show that in university bath dual-source heat pump with waste water & exhaust gas is used, and the shell and tube evaporator is used for waste heat recovery. A snake tube type finned evaporator is used to waste gas recovery. when the fin angle is 45° and the fin spacing is 6.5 mm, the synergistic effect of the the snake tube type finned evaporator between velocity field and temperature field is strong, the convective heat transfer effect was more remarkable, the Nusselt number is the largest, the heat exchange by the fluid in the evaporator is the most sufficient, and the heat exchange effect of the evaporator is the best. In public baths waste water&exhaust gas can be recovery to achieve energy conservation and treatment of air pollution, which provide a new way of energy saving for ancillary services like public building.

Key words: exhaust gas evaporator; university bath; numerical simulation; recovery; turbulent flow; heat transfer

矿物能源等其他不可再生资源的枯竭,导致各种环境问题显现。而解决能源枯竭的主要途径是开发新能源和提高能源利用率^[1]。减少一次能源的不必要浪费,进行能源余热回收利用是当今节能的重要手段^[2]。热泵技术的快速发展,有效回收了大量低位热量。我国在近10年间通过热泵对浴池污水余热回收发展较快,但对其废气热量回收的研究几乎空白。笔者提出Z字形双折式废气蒸发器,最大程度回收高校浴池洗浴过程中产生废气的热量,为公共辅助服务类建筑节能提供了新思路。

1 肋片蒸发器余热回收发展历程及研究现状

肋片蒸发器余热回收始于20世纪30年代,英国某公司应用铜合金浸渍钎制成蒸发器并用于航空发动机散热。40年代中期出现了铝制浸焊的肋片式蒸发器。50年代天然气液化等领域开始采用肋片式蒸发器^[3]。我国在20世纪60年代开始自行进行肋片蒸发器生产制造,龙头制造企业有中泰、四川空分、杭氧等。肋片蒸发器结构紧凑,且具备传热高效及可以同时安排多股物流换热的优点^[4]。在空气分离、乙烯工业、液化天然气和氦制冷系统等领域都具有广泛应用^[5]。目前,各国

学者均对肋片蒸发器传热性能与流动、传热计算方法及通道排列和物流分配特性等方面进行了大量理论及实验研究。

2 Z字形双折式废气蒸发器的基本理论

蒸发器是制冷系统及热泵系统中重要组成部分之一,蒸发器作为对流换热的重要部件,开发设计与之对应适用场所的蒸发器则更为重要^[6]。蒸发器根据其介质种类分为两类:一类是用于冷却液态制冷剂的蒸发器;另一类是用于冷却空气的蒸发器^[7]。

笔者主要采用冷却空气的蒸发器,其载冷剂在干式壳管式蒸发器中进行吸热。冷却空气蒸发器根据管道外部的驱动力而变化。它可以分自然对流和强制对流两类^[8]。冷却蒸发器通过蛇管在其管道内产生相态变化,但蛇管的导热面积小,不利于热量的有效吸收,且蒸发温度大于 0°C 的制冷系统宜采用肋片形式,故以增加肋片的方式提高传热面积,提升空气对流换热系数^[9]。结合某高校洗浴室内蒸汽对外排放方式,笔者利用在外墙布置的轴流风机,将浴池内含有余热废气已强制对流的形式对外排放。在轴流风机的末端布置蒸发器,通过风机将室内低速传播的废热加以高速对流,冷液体吸收的热量和

热液体产生的热量.热平衡方程为

$$Q = M_1 C_1 (t'_1 - t''_1) = M_2 C_2 (t'_2 - t''_2) = KA\Delta t_m. \quad (1)$$

式中: Q 为热负荷,W; M 为流体的质量流量,kg/s; C 为流体的定压比热容,kJ/(kg·K); t 为流体温度,℃;上角标“'”表示进口端温度;上角标“''”表示出口端温度;下角标“1”表示热流体;下角标“2”表示冷流体; K 为蒸发器任意单元的表面传热系数,W/(m²·K); A 为传热面积,m²; Δt_m 为传热面处的平均对数温差,℃.

对数平均温差:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (2)$$

肋片管蒸发器与含有高湿度的废气在表面进行对流换热,高湿废气经换热快速稀释出大量水珠,进而在肋片表面连接成流动状态的水膜,肋片始终保持全湿状态,其表面与含水废气之间存在着传热传质^[10].换热的驱动力为焓差.肋片管外侧的传热系数^[11]为

$$\alpha_w = C \frac{\lambda}{e} \left(\frac{d_0}{e} \right)^{-0.54} \left(\frac{l}{e} \right)^{-0.14} R_{ef}^n. \quad (3)$$

式中: e 为肋片间距,m; d 为基管外径,m; l 为肋片高度,m; λ 为空气的导热系数,W/(m²·K); C, n 为系数; R_{ef} 为雷诺数.

$$R_{ef} = \frac{ud_0}{\nu}. \quad (4)$$

式中: u 为空气在管束最窄截面上的流速,m/s; ν 为空气运动黏性系数,m²/s.

3 建立高效蒸发器模型

3.1 蒸发器中流体的换热分析

带有肋片的蛇形盘管式蒸发器在换热过程中存在多种热传递形式,管内低压液态制冷剂在输送状态下蒸发吸热,其模拟分析有以下几点复杂情况:①蛇形管蒸发器,当热交换长期稳定时,它是通过热传导,对流和辐射热交换的复合热交换.②翅片式蒸发器与空

气之间的热交换可以看作是液体和固体之间的结合传热.③翅片管通道呈锯齿形,流体流动复杂,传热问题相对麻烦.在实际情况下,对耦合传热问题没有具体的解析解决方案,只能通过数值模拟进行研究^[12].由最基本传热方程: $Q = KA\Delta t_m$ 可知,强化换热的方式有3种^[13]:①增加传热面积 A ;②提高传热系数 K ;③增加冷热流体的传热温差 Δt_m .

在面积及体积一定的情况下,蒸发器上肋片的布置间距,肋片与蛇形盘管的角度以及肋片的长度等因素均能影响其蒸发器的热传递效率.在一定范围内翅片排布的间距越窄,肋片密度越高,相应肋片的表面积越大,其高湿废气与翅片之间接触面积越大,更有利于蛇管内载冷剂与废气之间的热量传递,但过于密集的肋片布置会造成气流传输阻力大,气流组织不合理^[14].肋片排布间距过大会造成废气与肋片接触时间过短,废热利用不充足,造成大量废热损失,换热效果不能满足要求^[15].建立翅片管物理模型如图1所示,其中 L 为肋片间距; α 为肋片角度.

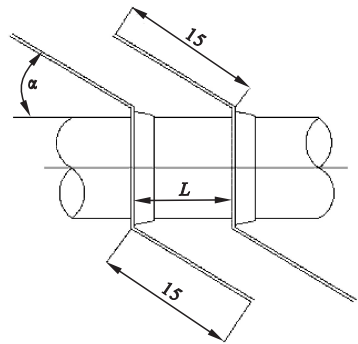


图1 肋片结构

Fig.1 Fin structure

蛇管式蒸发器管排数通常为 $n' = 2 \sim 6$ 排,蒸发器结合某高校男浴池排气窗户尺寸,选用单排蛇形管布置形式 $n' = 1$,合理的结合浴池排气口原有百叶设计,单排布置降低了制作工艺难度,节省材料^[16-17].同时肋片高度设计也需要在一定的范围内,肋片加长,随增大导热面积,增强对流换热,但肋片末端

至蛇管导热效果减弱,传热效果降低,因此需设计肋片高度在一个合理范围^[18],当肋片高度在 12.7 ~ 19.05 mm 时^[19-20],蒸发器综合传热效果最佳. 废气蒸发器整体模型结构如图 2 所示.

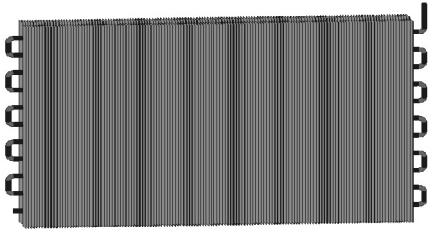


图 2 废气蒸发器整体模型结构

Fig. 2 Model structure of exhaust gas evaporator

3.2 蒸发器数值模拟

3.2.1 基本控制方程

采用布拉休斯方法,定义新的因变量 f 和自变量 η :

$$f(\eta) = \frac{\psi}{u_\infty \sqrt{vx/u_\infty}} \quad (5)$$

式中: ψ 布拉修斯系数; u_∞ 为无穷远处流体速度.

对于外掠平板层流段的局部阻力系数:

$$h_x = \frac{q''_s}{T_x - T_\infty} = - \frac{T_\infty - T_x}{T_x - T_\infty} k \left. \frac{\partial T^*}{\partial y} \right|_{y=0} =$$

$$k \left(\frac{u_\infty}{vx} \right)^{\frac{1}{2}} \left. \frac{dT^*}{d\eta} \right|_{\eta=0} \quad (6)$$

式中: T_x 为 x 处流体温度; T_∞ 为无穷远处流体温度.

局部努赛尔数的形式:

$$Nu = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.332 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

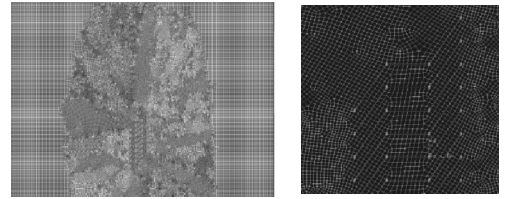
式中: Nu 为努赛尔系数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数.

外掠平板湍流段局部对流系数:

$$Nu = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.0296 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

3.2.2 模型的建立及求解

采用 Gambit 软件进行网格划分(见图 3). 整个流体域划分成非结构网格,选取空间域的长宽为:400 mm × 600 mm.



(a)肋片管周围网格 (b)肋片管处细节

图 3 局部网格

Fig. 3 Local grid

废热与肋片管之间是复杂耦合的传热过程,同样流动也是复杂的湍流运动过程,对流动模型的选取 $k-\varepsilon$ 两方程模型.

湍流动能方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M - S_k \quad (9)$$

式中: ρ 为流体密度; G_k 、 G_b 、 Y_M 、 S_k 均为湍能控制参数.

湍流耗散输送方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} - \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (10)$$

肋片换热在整个流体域内换热属于典型的局部吸热问题,辐射模型选择 DO 模型. 模型设置了一个速度入口边界条件,一个自由出口边界条件,将单组肋片分为 3 个 FIN 边界,分别为肋片前段 FIN-1,肋片中段 FIN-2、肋片末端 FIN-3. 6 种肋片结构参数分为 air1-air6,3 种边界风速大小为: $v = 1$ m/s、 $v = 2$ m/s、 $v = 4$ m/s. 组合模拟结构参数及 18 种肋片工况如表 1、2 所示.

表 1 肋片模拟结构参数

Table 1 Fin simulation structural parameters

肋片结构参数名称	肋片组数/组	肋片间距/mm	肋片角度/(°)	肋片厚度/mm	模拟空间域/mm
air1	9	6.5	60	0.35	400 × 600
air2	5	13	60	0.35	400 × 600
air3	9	6.5	30	0.35	400 × 600
air4	5	13	30	0.35	400 × 600
air5	9	6.5	45	0.35	400 × 600
air6	5	13	45	0.35	400 × 600

表2 组合模拟工况

Table 2 Simulation condition

工况	肋片结构参数名称	边界风速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
1	air1	2
2	air1	1
3	air1	4
4	air2	2
5	air2	1
6	air2	4
7	air3	2
8	air3	1
9	air3	4
10	air4	2
11	air4	1
12	air4	4
13	air5	2
14	air5	1
15	air5	4
16	air6	2
17	air6	1
18	air6	4

4 模拟结果分析

4.1 肋片空气流动分析

运用 fluent 模拟软件,工况 1 的速度矢量和空气流线如图 4、图 5 所示。

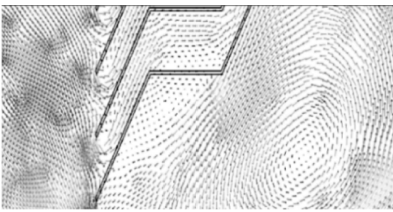


图4 肋片角度 60°速度矢量图

Fig. 4 Speed vector at 60° angle of fin

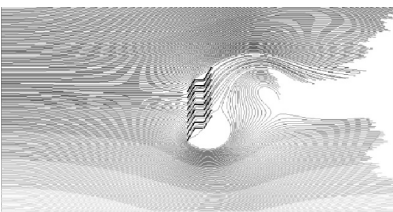


图5 肋片管周围空气流线图

Fig. 5 Air flow diagram around the finned tube

从速度矢量图中可以看出,在流体进入肋片通道中,在肋片弯折处对原有气流方向产生影响,产生了速度减弱的情况.在整个模型最下层肋片的下部,产生了明显的涡旋区域,出现了逆流作用,提高了翅片的对流效果.从空气流线图可以看出,在肋片速度入口边界侧,入口速度的方向一致,在纵向出现速度大小分段一致的情况,随着气流向着肋片接近,大部分气流被肋片阻挡,并在肋片的上下两侧产生分流.由于流体具有流动性特点,肋片通道与上部气流一致协同,下部气流与肋片基本呈垂直情况,气流受肋片阻挡,在下部肋片前端产生大的转折,流线在肋片下方密度急速增大。

4.2 各工况肋片换热分析

图 6 为不同压力、温度和速度工况时上下层肋片模拟云图.模拟分析可知,不同角度与间距的肋片模型,其最上侧肋片与最下侧肋片在速度、温度以及压力上存在着较大的区别.由传热因子计算式可知,对于进口给定速度和特征长度以及相同的运动黏度,则其雷诺数为恒定值.蒸发器材料属性一定,流体热物性一定,则衡量的传热因子中最为重要为努塞尔数.评价翅片管主要参数为 f 摩擦因子和 j 传热因子。

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2\rho u^2 L} \quad (11)$$

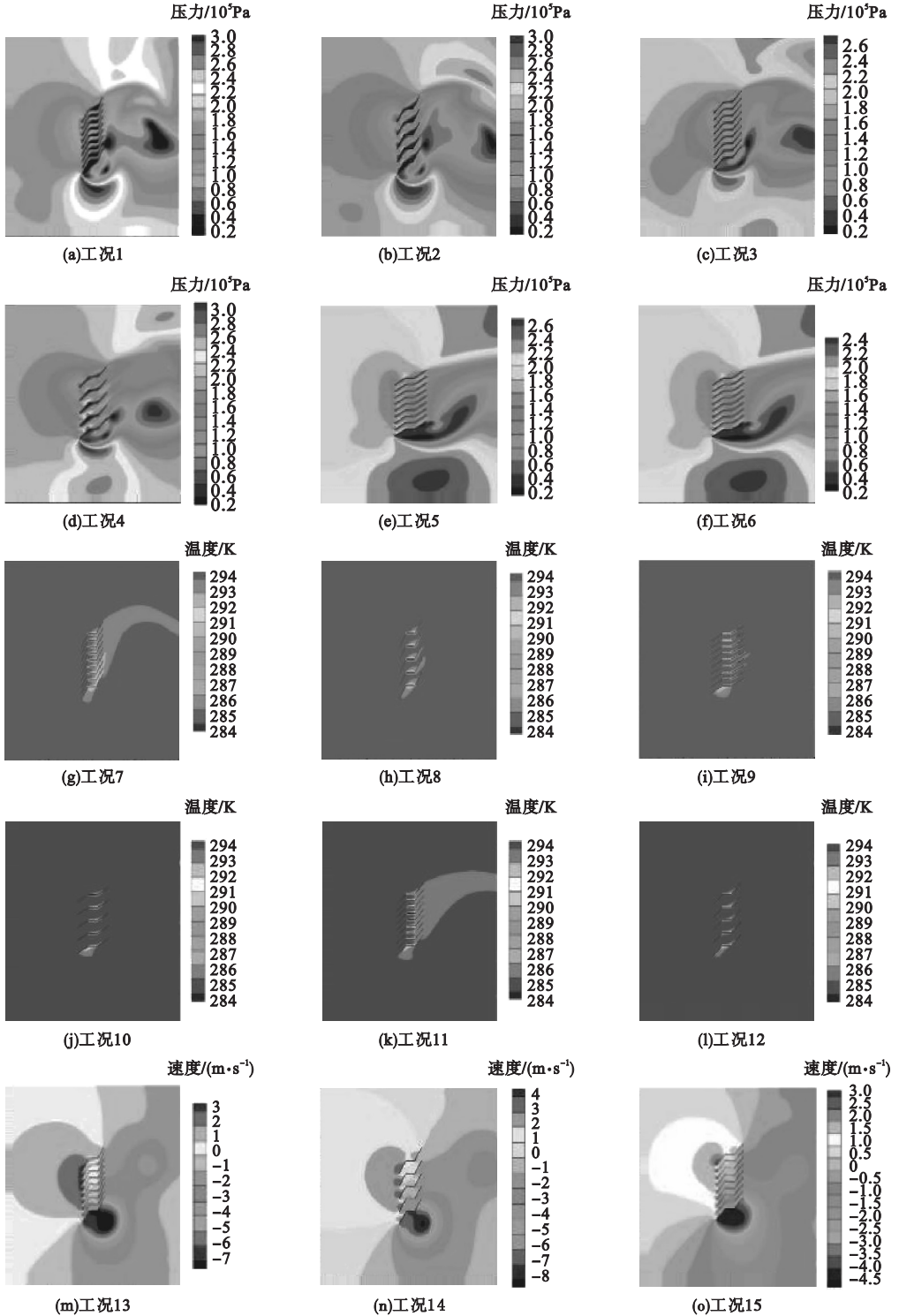
$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (12)$$

式中: ΔP 为肋片进出口压降, Pa; D_h 为肋片进出口水力直径, m; u 为肋片进口速度, m/s; L 为肋片长度, m。

对比分析 18 种工况速度云图可得,随着肋片角度的增大,气流方向与肋片之间通道趋于一致,气流速度衰减情况急速下降;相同角度,较宽间距肋片受阻力明显减弱,气流速度较大.所有工况下,肋片表面随着空气流动距离的增长,FIN-1 沿肋片表面的边界层厚度逐渐增厚,速度衰减,减少对流换热.在肋

片间距为 13 mm 的情况下,可以在速度云图中明显看到 FIN-1 的尾端速度增加,产生了明显的二次流现象. 由于单个肋片下表面与来流速度矢量夹角大,速度衰减强烈,所以肋

片上表面努谢尔系数远大于下表面. 中上部肋片的速度矢量基本相同,且远大于下部肋片的速度矢量,故下部肋片的对流效果要远大于上部肋片.



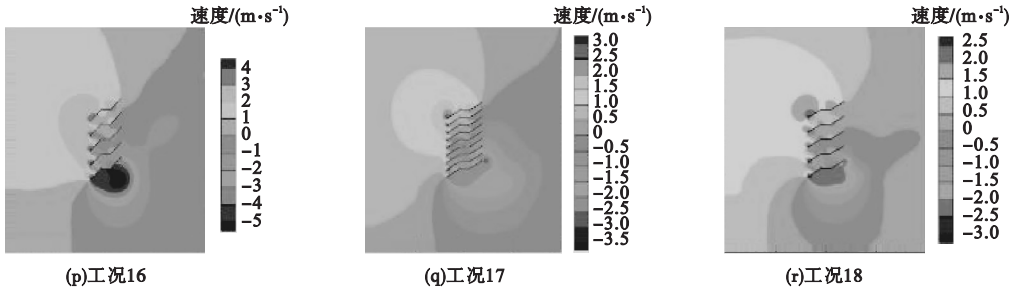
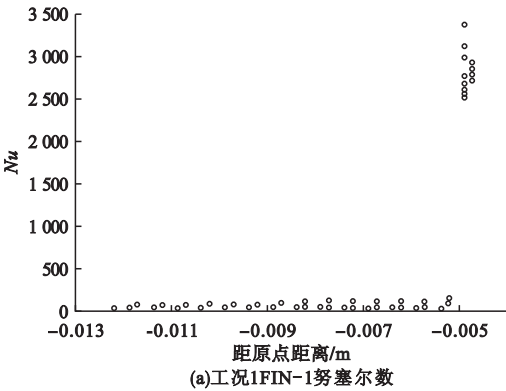


图6 工况1-工况18模拟云图

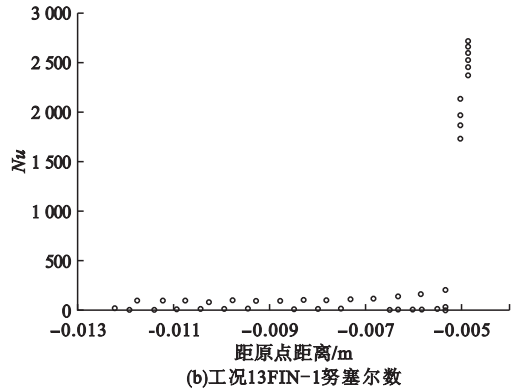
Fig. 6 Simulation cloud map at working condition 1 to 18

为确定流体流速对努塞尔数的影响,进行模拟实验.图7为工况1和工况13的FIN-1努

赛尔数.



(a)工况1FIN-1努塞尔数



(b)工况13FIN-1努塞尔数

图7 工况1和工况13的FIN-1努塞尔数

Fig. 7 Nusselt number of FIN-1 at working conditions 1 and 13

从图7中可以看出,上边界层随着流速的增加而变厚,并且努塞尔数持续减少.板条下面的流体受板条顶部速度以及板条通道和气体的协同作用的影响,下边界层变弱,对流换热系数得到改善.在所有条件下,单个肋片的努塞尔数逐渐增加,鳍后面的努塞尔数逐渐减小.肋片前面的努塞尔数小于背面的努塞尔数.这是因为随着流体流向肋片的后端,通道中的速度增加并且表面努塞尔数相应增加.边界层减少,相应的对流交换热态逐渐增加.通过比较速度场云图和温度场云图,可以得出在肋之间的气体流动期间,气体流过肋的中心,并且流体在肋中经历向上的结构变化.翅片区域顶部和底部的相邻电流减小了速度矢量和温度梯度之间的夹角,并增加了肋后端的温度和速度场之间的协同效应.另外,在前管的快速变化现象中,在基管附近不

发生局部努塞尔数转换.

根据场协同理论,两组翅片管在6.5 mm和13 mm处的温度场和速度场具有较大的协同作用,这是由于翅片过大时气流较宽.通道变宽,液体变得流线型.在翅片管的弯曲处产生大量的涡流,增加了边界层的厚度并削弱了翅片管中的对流传热.比较肋片角度为60°、45°和30°三种工况:肋片角度越大,前端和后端之间的压差越大,肋片后部的压力衰减也越严重.效果越小,尺寸和值越接近低压区域.将肋片周围流体流速与6.5 mm的距离进行比较,肋片的斜率越大,肋片后面的低压区域的位置就越高.倾斜角度为30°时,肋后面的低压区域低于下肋的位置.肋片角度为45°,肋片间距6.5 mm工况5、工况11和工况17的努塞尔数较其他5组工况肋片结构的努塞尔数分别高出:83.3%、39.5%、

45.2%、66.3%、97.1%。

5 结论

(1) 肋片角度为 45° , 肋片间距为 6.5 mm 工况时, 其速度场与温度场协同作用效果最强, 其努赛尔数出现最大值。

(2) 肋片角度 45° , 肋片间距 6.5 mm 的工况 5、工况 11 和工况 17, 蒸发器中流体进行的热交换最充分, 蒸发器的换热效果最好。

参考文献

- [1] 罗星. 建筑暖通空调节能设计要点分析[J]. 居舍, 2018(17):70.
(LUO Xing. Analysis on key points of energy-saving design of building HVAC[J]. Home, 2018(17):70.)
- [2] 黄坤荣, 刘升学, 王汉青. 某高校热泵型浴室热回收系统的设计方案探讨[J]. 能源技术, 2005, 26(1):31-32.
(HUANG Kunrong, LIU Shengxue, WANG Hanqing. Research on the heat pump system used for recycling and reusing waste heat in a college bathroom [J]. Energy technology, 2005, 26(1):31-32.)
- [3] KURIOKA H, OKA Y, SATOH H, et al. Fire properties in near field of square fire source with longitudinal ventilation in tunnels[J]. Fire safety journal, 2003, 38(4):319-340.
- [4] 李日新. 低温混合工质在板翅式换热器内的传热特性研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2018.
(LI Rixin. Research on heat transfer characteristics of cryogenic mixed refrigerant inside plate fin heat exchanger[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2018.)
- [5] KO G H, KIM S R, RYOU H S. An experimental study on the effect of slope on the critical velocity in tunnel fires[J]. Journal of fire sciences, 2010, 28(1):27-47.
- [6] 王蕊. 桩埋螺旋管换热的数值模拟研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2013.
(WANG Rui. Numerical simulation study on heat transfer of coil inside foundation piles [D]. Beijing: Beijing University of Architecture, 2013.)
- [7] 李晓娟. 开架式蒸发器换热管保护涂层性能研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2017.
(LI Xiaojuan. Study on the performance of protective coatings for heat exchange tubes of open frame heat exchangers [D]. Beijing: Research Institute of Mechanical Science, 2017.)
- [8] KEVIN M, HOWARD B, RONALD R, et al. Fire dynamics simulator (version 5) technical reference guide [M]. Maryland: National Institute of Standards and Technology, 2009.
- [9] PSOMAS T, HEISELBERG P, DUER K, et al. Overheating risk barriers to energy renovations of single family houses; multicriteria analysis and assessment[J]. Energy & buildings, 2016, 117:138-148.
- [10] KLEPACKA A M, FLORKOWSKI W J, THING M. Clean, accessible, and cost-saving: reasons for rural household investment in solar panels in poland[J]. Resources conservation & recycling, 2018(139):338-350.
- [11] 刘雪玲. 螺旋肋片管蒸发器换热性能试验及计算机辅助试验[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
(LIU Xueling. Spiral finned tube heat exchanger heat transfer performance test and computer-aided test [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003.)
- [12] JORGE A, DIONICIO R, JOSE L. Potential energy saving in urban and rural households of Mexico by use of solar water heaters, using geographical information system [J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2016(53):243-252.
- [13] SEENIRAJ R V, VELRAJ R, NARASIMHAN N L. Thermal analysis of a finned-tube LHTS module for a solar dynamic power system[J]. Heat & mass transfer, 2002, 38(4/5):409-417.
- [14] KIM C N. A numerical analysis of the ventilation performance for different ventilation strategies in a subway tunnel [J]. Journal of hydrodynamics, 2012, 24(2):193-201.
- [15] 马最良, 姚杨, 姜益强. 暖通空调热泵技术 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
(MA Zuiliang, YAO Yang, JIANG Yiqiang. HVAC heat pump technology [M]. China Building Industry Press, 2008.)
- [16] GIANLUCA S, ORNELLA F, NICOLA D F. Soil porosity in physically separated fractions and its role in SOC protection[J]. Journal of soils and sediments, 2017, 17(1):68-72.
- [17] YONG W FU, Z C TIAN, AZIZ A. Measuring dynamic changes of soil porosity during compaction[J]. Soil & tillage research, 2019, 24(6):193.
- [18] GIORGI L. Data on household energy consumption in small urban & rural settlements of Georgia[J]. Data in brief, 2019(24):103-105.
- [19] ADAM M. The fiscal impacts of energy: perspectives from local governments in the mountain west, USA[J]. Energy policy, 2018(122):186-193.
- [20] Min X D, YANG. Situation and challenges of household energy consumption in Chinese small towns[J]. Energy and buildings, 2015(107):155-162.
(责任编辑: 徐玉梅 英文审校: 唐玉兰)