

圆台扰流换热器的流动与传热特性研究

赵振, 徐亮, 高建民, 席雷, 李云龙

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对换热器在高雷诺数下的结构强度问题, 本文基于低流阻、高传热的球型结构提出一种新型的圆台扰流结构, 并将其应用于交叉流换热器中。采用实验和数值模拟相结合的方法对圆台扰流换热器开展了研究, 分析了雷诺数 ($Re=4\ 772\sim38\ 181$)、温比 ($T_h/T_c=4\sim9$) 和流速比 ($V_h/V_c=0.5\sim4$) 对该换热器的流动性能、传热性能和不可逆损失的影响规律; 通过数值计算对换热器冷气侧通道的流动和传热机理进行了分析, 最后基于实验结果拟合了传热关联式。研究表明: 圆台凸起的迎风面受到气流的冲击作用有较高的换热系数, 而圆台凹坑在尾部呈现出较好的换热效果, 雷诺数的增大会增加上述高换热区域的面积。在研究参数范围内, 增大雷诺数使得换热器冷气侧通道的努塞尔数和摩擦系数较光滑圆管分别提高了 1.67~2.13 倍和 5.13~12.16 倍; 温比和流速比对冷气侧通道内的流动和传热影响都较小。不可逆损失随着温比的增大而增大, 但当雷诺数增大时, 不可逆损失会有所降低; 当流速比为 2 时, 不可逆损失达到了极小值。拟合得到的准则式与实验结果较为吻合。本文研究结果可为未来先进空气换热器的结构设计提供参考和借鉴。

关键词: 圆台扰流; 换热器; 传热特性

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202110015 **文章编号:** 0253-987X(2021)10-0131-13



OSID 码

A Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Heat Exchanger with Cone-Type Vortex Generators

ZHAO Zhen, XU Liang, GAO Jianmin, XI Lei, LI Yunlong

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to solve the problem of structural strength of heat exchanger at high Reynolds number, a new type of cone structure is proposed based on the spherical structure with low flow resistance and high heat transfer, and it is applied to cross flow heat exchanger. Experimental and numerical simulation methods are used to study the proposed heat exchanger. The effects of Reynolds number ($Re=4\ 772\sim38\ 181$), temperature ratio ($T_h/T_c=4\sim9$) and velocity ratio ($V_h/V_c=0.5\sim4$) on the flow and heat transfer characteristics and irreversible loss of the heat exchanger are explored. The flow and heat transfer mechanisms of the cool air side channel of the heat exchanger are analyzed by numerical calculation. Finally, the heat transfer correlation is fitted based on the experimental results. The results show that: in the range of studied parameters, the average Nu and friction coefficient of the cold side channel of heat exchanger increase by 1.67~2.13 times and 5.13~12.16 times, respectively, compared with that of the smooth tube. The temperature ratio and velocity ratio have little influence on the flow and heat

transfer in the cold side channel. The windward side of the convex surface has a higher heat transfer coefficient due to the impact of airflow, the concave has a better heat transfer effect at the tail, and the increase of Reynolds number will increase the area of that high heat transfer region. The irreversible loss increases with the increase of temperature ratio, but decreases with the increase of Reynolds number; when the flow velocity ratio is 2, the irreversible loss reaches the minimum value. The correlation obtained by fitting is in good agreement with the experimental results, and the results of this study can provide reference for the structural design of advanced air heat exchangers in the future.

Keywords: cone-type vortex generator; heat exchanger; heat transfer performance

全球资源的短缺和日益恶劣的环境问题促使人们开发更有效的热能设备以节约能源^[1]。板式空气换热器是热能再利用的重要装备,可以有效地回收利用工业余热。然而,传统的板式换热器虽然具有较好的传热性能,但因其复杂的扰流结构导致压损巨大。未来随着换热器性能的提升,换热器的流体激振问题将是严重影响其运行安全性的一个关键问题^[2]。因此,需要综合考虑换热器在高雷诺数下的结构强度问题,发展高传热、低压降、高强度的新型换热器结构。

为了增加换热器的传热,学者对先进高效的扰流结构如肋片和翅片等开展了研究^[3-5]。在众多的强化换热结构中,凹坑结构因流动阻力小、具备自净能力和可采用冲压加工工艺等优势而备受关注^[6]。换热器因其结构特殊性(凹坑结构的另一面即为凸起结构),其凸起结构的流动换热特性也成为研究焦点,聚焦凸起和凹坑结构。Chyu 等研究表明,凹坑结构可产生与肋片结构相当的对流传热,但压力损失仅为肋片结构的一半^[7]。Moon 等对带有球型凹坑和圆柱型凹坑的方形通道进行了实验研究,结果表明,对于相同直径和深度的凹坑,圆柱型凹坑比球型凹坑具有更高的热性能^[8]。Liu 等对具有二次球凸结构的矩形凹坑通道的流动特性和换热性能进行了数值分析,研究发现,与传统的凹形通道相比,具有二次球凸结构的凹形通道具有明显的强化传热和整体热性能优势^[9]。Chen 等对凹坑表面湍流通道内的换热进行了系统的数值研究,发现与对称凹坑相比,精心设计的非对称凹坑表面为增强传热提供了一种可行方法^[10]。Park 等对 7 种凹坑结构进行了研究,结果表明球形凹坑和倾斜圆柱体凹坑产生了最高的传热增强^[11]。Kim 等通过数值计算方法对具有交错椭圆凹坑的冷却通道进行了优化,分别得到了使通道具有最高传热和最低压损的凹坑结构^[12]。Xie 等研究了 6 种凹坑形状,得出整体性能

最佳的凹坑形状为球形压痕排列和椭圆球形排列^[13]。Chen 等通过数值模拟分析了球凸错列分布时球凸高度对于通道流动换热特性的影响^[14]。

一些学者针对具有低流阻特性凹坑和高传热特性凸起的组合结构的流动换热特性开展了研究。Hwang 等通过瞬态液晶测量技术实验研究了布有周期性凹凸结构壁面的传热性能,结果表明凹坑结构和凸起结构产生的二次流共存、上游产生的涡对下游的流动有很大的影响^[15]。Chen 采用分离涡法(DES)数值模拟了球凹-球凸通道在完全发展段时的流动换热特性,研究表明增加球凹的深度和球凸的高度会增大通道的努塞尔数和摩擦系数,破坏流场的对称性^[16]。Tang 等采用实验和数值模拟相结合的方法研究了不连续交叉凹坑矩形通道内的湍流流动和换热特性,结果表明,带肋槽道的通道整体热力性能会更好^[17]。

然而,针对高雷诺数下具有高强度支撑结构的换热器的研究相对较少。圆台结构相比于圆球结构能够提供面接触,可以有效提高换热器的支撑刚度。流体激振会极大地影响换热器的结构强度,本文提出的圆台结构因其支撑刚度对流体激励的响应限制在安全限度以内,可以有效地缓解湍流抖振、流体弹性激振等问题,因而圆台扰流换热器在结构强度上更有优势。本课题组前期研究发现,圆台结构相较于圆柱结构而言因倾斜面的存在其传热流动性能更好,然而针对圆台结构的研究却很少。由于圆台结构的板片可采用冲压成型技术加工^[18],因此,不存在扰流结构与平板之间的焊接问题,降低了换热器的接触热阻。本文基于以上问题提出一种具有支撑作用的新型圆台扰流结构,在高雷诺数下采用实验和数值模拟相结合的方法对圆台凸起和圆台凹坑组合的换热器开展了研究,分析了雷诺数($Re=4\ 772\sim 38\ 181$)、温比($T_h/T_c=4\sim 9$)和流速比($V_h/V_c=0.5\sim 4$)对该换热器的总传热系数和不可逆损失的

影响规律;通过数值计算对换热器冷气侧通道流动和传热机理进行了分析,探讨了雷诺数、温比和流速比对冷气侧通道流动和传热的影响规律;基于实验结果采用等流速法得到换热器的传热准则式,并通过实验数据对准则式进行了验证,同时探讨了准则式的适用性,以为未来新型换热器的结构设计提供参考和依据。

1 实验系统和数值模型

1.1 实验系统

圆台扰流换热器的实验系统如图 1 所示。实验系统主要由冷热气供气系统、进出口稳流段、消音装置、实验段以及数据采集系统等组成,其中供气系统由滤网干燥器、空气压缩机、储气罐、空气加热器及

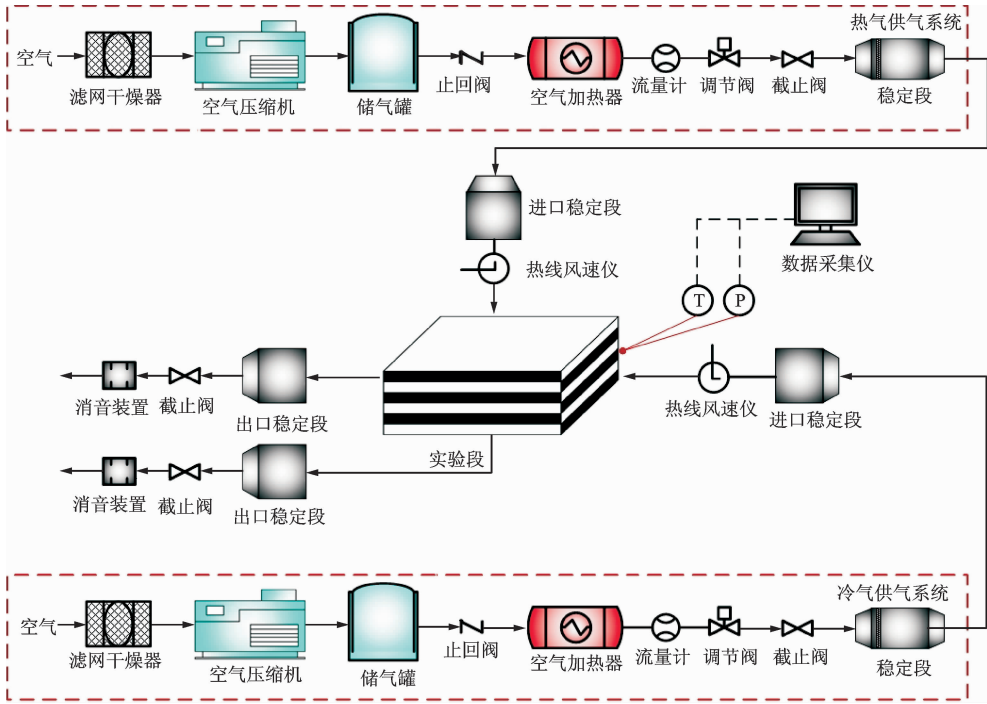


图 1 圆台扰流换热器的实验系统图

Fig. 1 Experimental system diagram of the heat exchanger with cone-type vortex generator

稳流段等组成。实验过程中可通过调节空气加热器及调节阀得到不同速度及温度的冷热气流,并用硅酸铝纤维纸等保温材料包裹实验段和相邻管道以减少实验段与周围环境的热交换。

在实验中,圆台扰流换热器冷、热两侧的结构相同,各自有 3 个通道,形成了 3×3 的交叉型通道,如图 1 中实验段所示。为了展示方便,图 2 给出了 1×1 交叉型通道的实验段示意图,板片厚度 δ 为 1

mm,材质为普通 304 不锈钢,通道的长度 L 为 400 mm,高度 H 为 20 mm,当量直径 D 为 38.1 mm,此外,图中还给出了真实实验件热气侧的入口横截面。图 3 给出了圆台扰流示意图,由图可知,冷气侧的圆台凸起即为热气侧的圆台凹坑,圆台具有充当通道支撑、加强换热器结构强度的作用。结合图 2 可知:圆台结构在两侧通道中沿流动方向的排布一致,均为 4×5 的圆台凸起和 5×4 的圆台凹坑交叉分布;圆台的直径 d 为 30 mm,高度 h 为 10 mm,角度 α

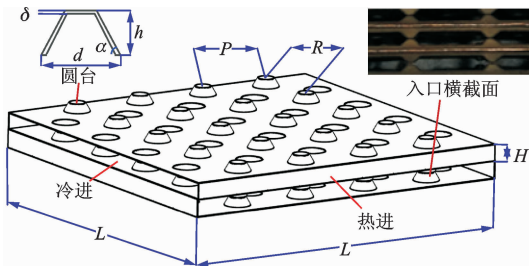


图 2 实验段示意图

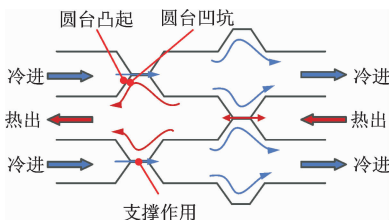


图 3 圆台扰流示意图

Fig. 2 Schematic diagram of experimental sections

Fig. 3 Schematic diagram of the cone disturbance

为 60° ;相邻圆台的横向距离 P 和竖向距离 R 均为 85 mm。

实验测试时,实验段的进出口上下分别间隔布置了 5 个直径为 3 mm 的 E 型热电偶(精度 0.5°C),可测量得到不同高度的气流温度,其平均值即为进出口的平均温度。在气流进出口上下间隔布置了 5 个精度等级为 0.075% 的 NCS-PT105 II 型差压变送器进行静压测量,压力测点在距离实验段进出口的 20 mm 处,温度测点则在 40 mm 处。此外,在冷、热气流的入口前均布置了流量计及热线风速仪用来测量入口流量及入口湍流度、速度等,并且有总压探针测量入口气流的总压。实验段的测点图如图 4 所示。本文共进行了 15 个工况的测试,分为 3 组,工况 1 为冷热气流的温度不变、流速相同;工况 2 为冷热气流的流速不变、温度不同;工况 3 为冷热气流的温度不变、流速不同。测试的具体工况见表 1。



图 4 实验段的测点图

Fig. 4 Measuring points in experimental sections

表 1 实验工况

Table 1 Experimental conditions

工况	$T_{hi}/^\circ\text{C}$	$T_{ci}/^\circ\text{C}$	$V_{hi}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$V_{ci}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
工况 1	180	30	2	2
	180	30	4	4
	180	30	8	8
	180	30	12	12
	180	30	16	16
工况 2	120	30	4	4
	150	30	4	4
	180	30	4	4
	240	30	4	4
	270	30	4	4
工况 3	180	30	2	4
	180	30	4	4
	180	30	8	4
	180	30	12	4
	180	30	16	4

1.2 数值模型

采用 Hwang 等的相似模型^[15]进行数值验证,图 5 给出了具体的验证模型,并标出了实验结果和数值结果的对比区域。使用不同的湍流模型之后,发现 SST 湍流模型有较好的效果。图 6 给出了验证结果,图 6a 给出了对比区域当地 Nu 分布的实验值和模拟值,其中 x 为测试区域的宽度, z 为高度, d 为凸坑直径。可以看出,两者的分布趋势基本吻合。图 6b 为不同 Re 下对比区域平均 Nu 的实验值和模

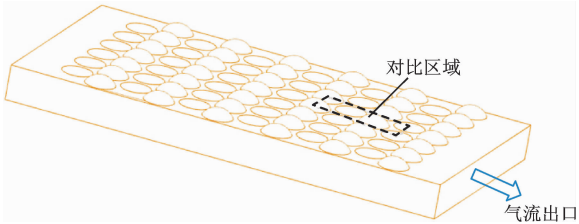
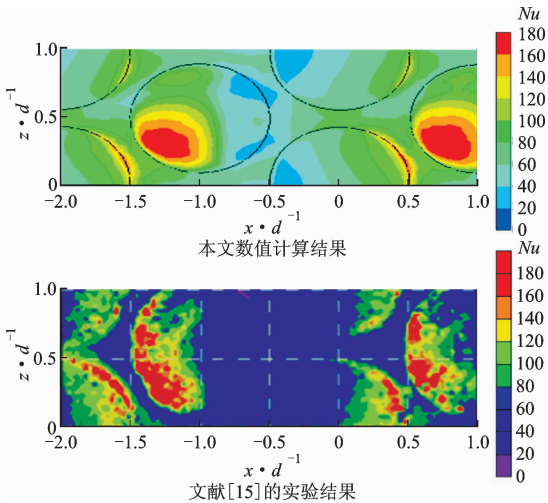
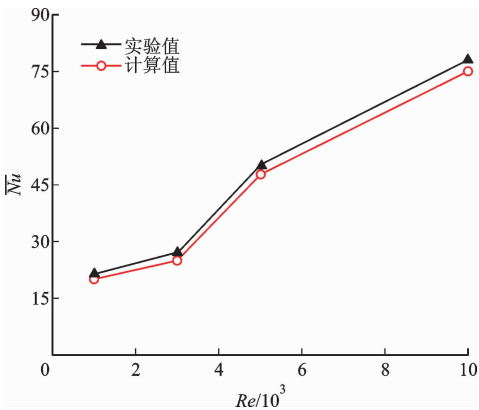


图 5 验证模型

Fig. 5 The validation model



(a)对比区域的当地 Nu 分布



(b)对比区域的 $\overline{Nu}$

图 6 验证结果

Fig. 6 Validation results

拟值,两者的误差在 5% 以内,这说明 SST 湍流模型能较好地吻合实验结果,所以本文的数值计算均采用 SST 湍流模型。

本文的数值计算使用与实验模型尺寸 1:1 的模型。为了研究方便和节省计算资源,仅选取了一个 1×1 交叉型通道,如图 7 所示。模型主要包括三部分,冷气侧流体、金属板片和热气侧流体。为了消除进出口的回流等计算问题,本文在通道的入口和出口各加了 150 mm 的入口稳流段和出口稳流段,稳流段的宽度为 400 mm,高度为 20 mm,其他参数同 1.1 小节。计算时的边界条件设置如下:通道入口条件跟实验条件一致,给定温度和压力,详见表 1 的实验工况,入口湍流度给定为 5%,通道出口给定为一个标准大气压。两侧流体与金属板片接触的壁面设置为流-固耦合边界条件,对于耦合传热模型,将固体域与流体域对应壁面设置为耦合面,流固交界面上不考虑发生的辐射、烧蚀相变等过程,则流固交界面上满足能量连续性条件,即温度和热流密度相等,其余壁面均设置为绝热无滑移壁面。数值模拟采用 ANSYS CFX 完成,基于有限元的有限差分法离散控制方程,构建全隐式耦合多重网格,并求解三维可压缩的雷诺时均 N-S 方程。方程中的扩散项、源项和对流项的离散使用高精度离散格式,整体残差收敛水平到 10^{-6} 。

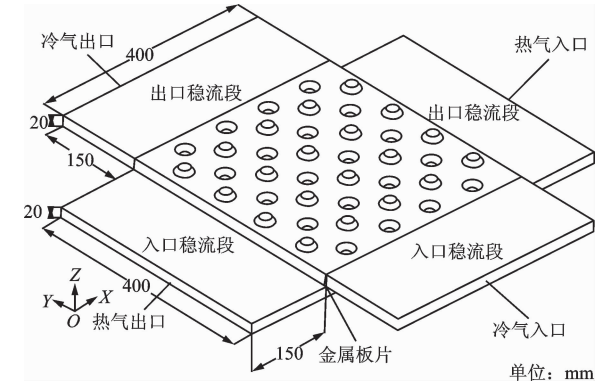


图 7 本文的数值模型

Fig. 7 The numerical model in this study

圆台扰流换热器的冷气侧通道计算域网格模型如图 8 所示。采用六面体结构化网格进行网格划分,近壁面区域进行了网格加密,近壁面第一层网格为 0.001 mm,网格增长比为 1.2,这样的网格划分策略可以保证壁面 y^+ 小于 1。此外,热气侧通道采用上述相同的网格划分策略;金属板片则采用非结构化网格进行划分。

为保证数值方法的可靠性和经济性,首先对数

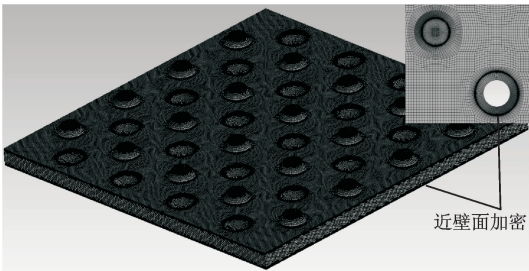


图 8 网格示意图

Fig. 8 The grid diagram

值模型划分了 6 套网格,即总网格数分别为 270 万、380 万、560 万、830 万、980 万和 1 100 万,以进行网格无关性的验证。采用基础工况,热气侧通道入口温度为 180 ℃,冷气侧通道入口温度为 30 ℃,流速均为 4 m/s。表 2 显示,当网格数量达到 980 万时,冷气侧通道的进出口压差和传热壁面的平均 Nu 均已基本不变,即达到了网格无关性的要求。

表 2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence verification

参数	网格数/万					
	270	380	560	830	980	1 100
压差/Pa	27.1	27.5	28.6	29.7	30.4	31.1
$\overline{Nu}$	47.9	48.7	49.6	50.8	51.7	52.3

图 9 给出了数值模拟结果和实验结果的对比,采用工况 1 的条件,给出了不同流速 V 下总传热系数 K 的实验值和模拟值,结果表明模拟值和实验值的误差在 5% 以内,证明了本文数值计算模型的有效性。

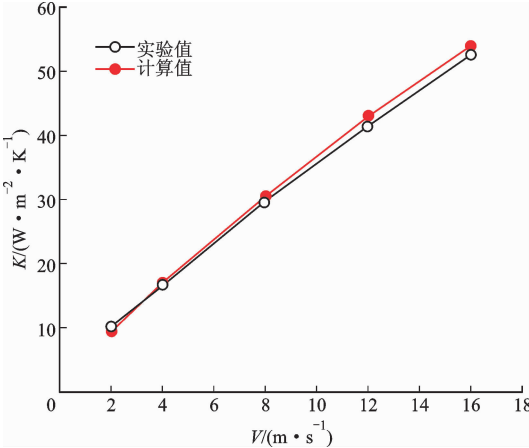


图 9 数值方法的验证

Fig. 9 Validation of the numerical method

2 数据处理方法

换热器的总传热系数、换热量和对数平均温差

的定义如下

$$K=Q/(A\Delta t_m) \tag{1}$$

$$Q=\frac{(T_{hi}-T_{ho})(mc_p)_h+(T_{co}-T_{ci})(mc_p)_c}{2}-Q_{loss} \tag{2}$$

$$\Delta t_m=(T_{hi}+T_{ci}-T_{co}-T_{ho})/\ln\frac{T_{hi}-T_{co}}{T_{ho}-T_{ci}} \tag{3}$$

式中： Q_{loss} 为系统的热量损失； A 为换热面积； m 为气流的质量流量； c_p 为气流的比定压热容； T_{hi} 、 T_{ho} 、 T_{ci} 、 T_{co} 分别为热气侧和冷气侧通道的进出口温度。

采用等流速法^[20-21] 计算得到换热器两侧通道的传热经验公式，其形式如下所示

$$Nu_h=Cre_h^nPr_h^{0.3} \tag{4}$$

$$Nu_c=Cre_c^nPr_c^{0.4} \tag{5}$$

式中： C 为常数项； n 为指数项。

本文研究的换热器冷、热气侧的通道结构相同且介质均为空气，因此，两侧通道的经验公式中选取相同的待求参数 C 和 n 。

$$Re=VD/\nu \tag{6}$$

$$Nu=hD/\lambda \tag{7}$$

总传热系数和各热阻之间的关系式如下

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{h_h}+\frac{1}{h_c}+\frac{\delta}{\lambda} \tag{8}$$

根据等流速法，综合式(4)~(8)可得

$$CV^n=\frac{1}{Pr_h^{0.3}\frac{\lambda_h D^n}{D\nu_h^n}\left(\frac{1}{K}-\frac{\delta}{\kappa}\right)}+\frac{1}{Pr_c^{0.4}\frac{\lambda_c D^n}{D\nu_c^n}\left(\frac{1}{K}-\frac{\delta}{\kappa}\right)} \tag{9}$$

式中： h 为壁面的换热系数； V 为流速； κ 为板片的导热系数； ν 为运动黏度； λ 为空气的导热系数，下标 c 和 h 分别表示冷气侧和热气侧。对式(9)进行回归分析可得到参数 C 和 n 的值。

此外，在数值模拟中用到了传热壁面的当地 Nu ，定义

$$Nu=qD/[(T_w-(T_{in}+T_{out})/2)\lambda] \tag{10}$$

式中： q 为壁面的热流密度； T_w 为壁面的当地温度； T_{in} 、 T_{out} 分别为通道入口和出口处的气流温度。

表征通道阻力性能的摩擦系数 f 的定义为

$$f=\Delta pD/(2\rho LV^2) \tag{11}$$

式中： f 为摩擦系数； Δp 为压差； ρ 为密度。

表征通道综合换热性能的综合换热因子

$$G=(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \tag{12}$$

式中： Nu_0 和 f_0 分别为光滑通道的平均 Nu 和摩擦系数。参考文献[9,12]中相似结构的处理方法，计算公式为

$$Nu_0=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{13}$$

$$f_0=0.079Re^{-0.25} \tag{14}$$

Bejan 等提出可以用熵产 S_{gen} 表示换热器的不可逆损失，并给出无量纲的熵产数 N_s ^[19]，定义如下

$$N_s=\frac{S_{gen}}{(mc_p)_{min}} \tag{15}$$

$$S_{gen}=(mc_p)_h\ln\left(\frac{T_{ho}}{T_{hi}}\right)+(mc_p)_c\ln\left(\frac{T_{co}}{T_{ci}}\right)-(mR)_h\ln\left(\frac{P_{ho}}{P_{hi}}\right)-(mR)_c\ln\left(\frac{P_{co}}{P_{ci}}\right) \tag{16}$$

式中： R 为空气气体常数，取 287 J/(kg·K)； P_{hi} 、 P_{ho} 、 P_{ci} 、 P_{co} 分别为热气侧和冷气侧通道的进出口压力。

为了保证实验的准确性和可靠性，需要对实验测量进行不确定度分析。本实验的不确定度见表 3。

表 3 实验的不确定度

Table 3 Uncertainty of the experiment

变量类别	变量名称	变量符号	不确定度/%
独立变量	速度	V	3
	质量流量	m	3.5
	温度	T	1
	压力	P	2
因变量	热流量	Q	3.8
	总传热系数	K	4.7
	摩擦系数	f	4.6
	熵产数	N_s	5.5
	对数平均温差	Δt_m	2.8

3 实验结果及分析

3.1 冷气侧通道的传热特性

由于本文研究的换热器冷、热气侧的通道结构相同且介质均为空气，为了研究方便，只针对冷气侧通道的传热、流动特性开展研究。流速为 2、4、8、12、16 m/s 时，对应的雷诺数分别为 4 772、9 545、19 090、28 636、38 181。图 10 给出了当 Re 为 9 545、19 090 和 28 636 时传热壁面的当地 Nu 分布云图。从图中可知，在不同的 Re 下，传热壁面的当地 Nu 呈现出相似又不同的分布。相似之处在于：气流刚进入通道的时候都出现一个入口效应，即传热壁面在入口与气流刚接触的区域存在较高的换热系数；圆台凸起的迎风面由于气流的直接冲刷，形成较高的换热系数；圆台凸起的背风面由于气体的扰流等因素，出现一个低换热区；圆台凹坑的尾部区域有较高的换热，而在凹坑位置出现低换热区域。不

同之处在于:随着 Re 的增大,圆台凸起迎风面和圆台凹坑尾部的强换热区域面积在增大,而凹坑位置低换热区域的面积在逐步减小。

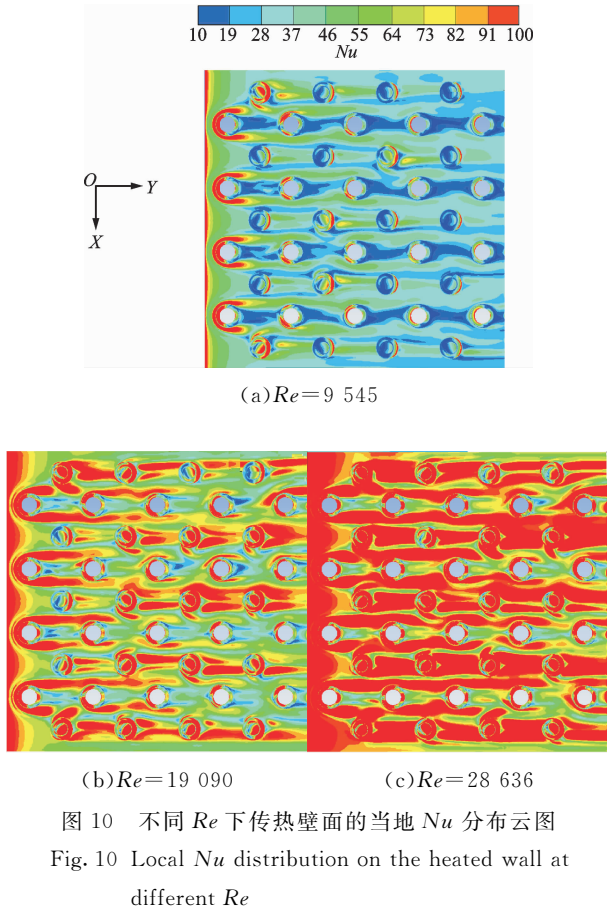


图 10 不同 Re 下传热壁面的当地 Nu 分布云图
Fig. 10 Local Nu distribution on the heated wall at different Re

图 11 给出了当温比为 4、5 和 6 时传热壁面的当地 Nu 分布云图。从图中可以看出,扰流结构共有 9 行和 9 列,偶数行为圆台凸起,奇数行为圆台凹坑,图中第 6 行为圆台凸起;偶数列为圆台凹坑,奇数列为圆台凸起,图中第 2 列为圆台凹坑。当温比为 4 时,第 2 列圆台凹坑的尾迹传热增强效果最为显著,而当温比为 5 时,效果次之,当温比增大到 6 时,效果最弱;第 4 列的圆台凹坑的尾迹传热增强效果在温比为 6 时最显著,而当温比为 4 和 5 时效果基本相同。这可能是由于在不同的温比下局部的传热差异造成的。从图中还可知,不同温比下传热壁面的整体 Nu 分布云图变化不大,这说明温比对冷气侧通道的传热影响不大。

图 12 是流速比为 1、2 和 3 时传热壁面的当地 Nu 分布云图,可以看出,当流速比从 1 增大到 3 时,传热壁面的当地 Nu 分布基本没有发生变化,只是局部略有不同,如第 4 列圆台凹坑下游的当地 Nu 分布;当流速比为 1 和 2 时,圆台凹坑下游出现

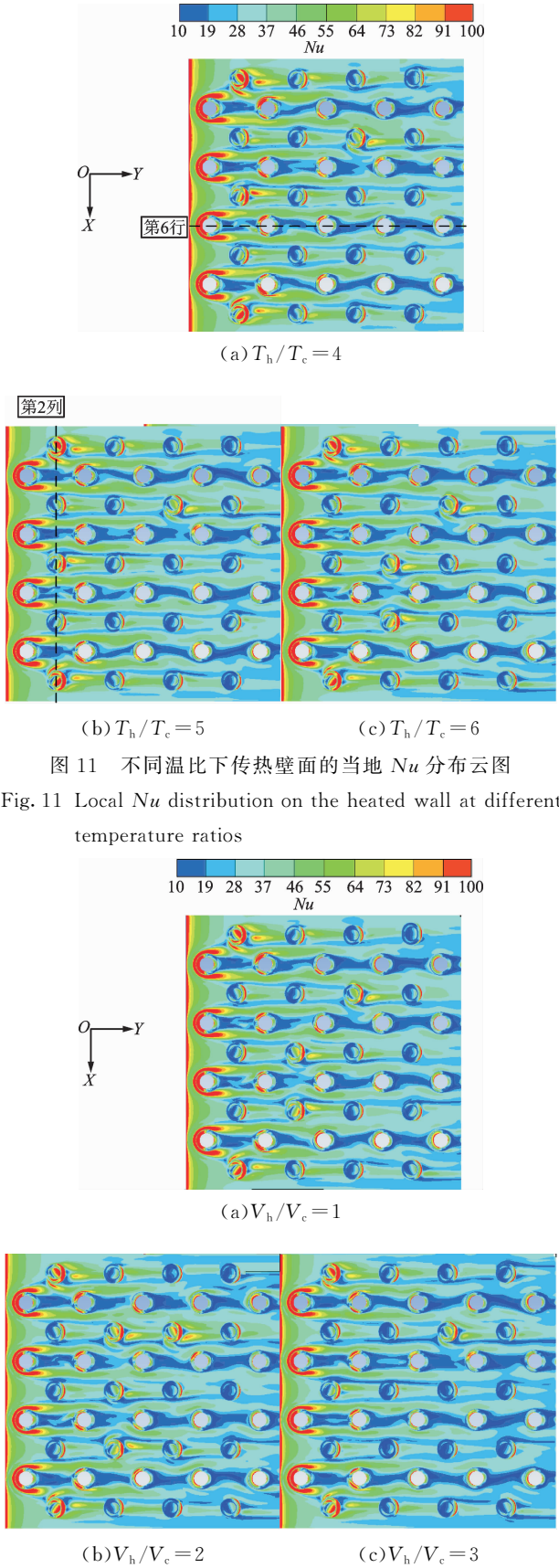


图 11 不同温比下传热壁面的当地 Nu 分布云图
Fig. 11 Local Nu distribution on the heated wall at different temperature ratios

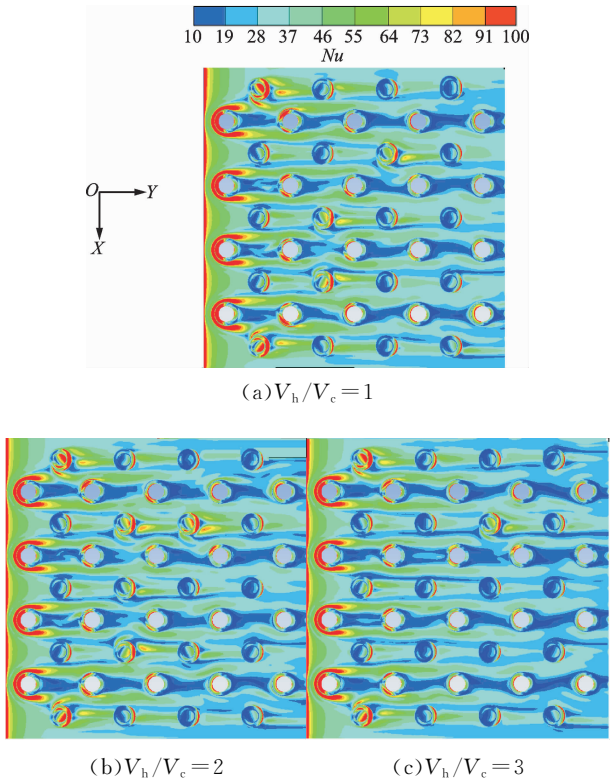
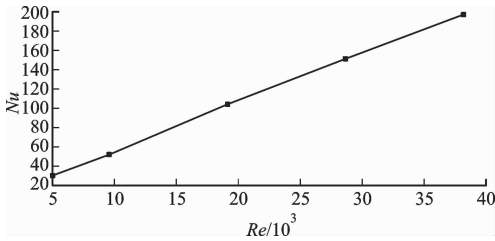


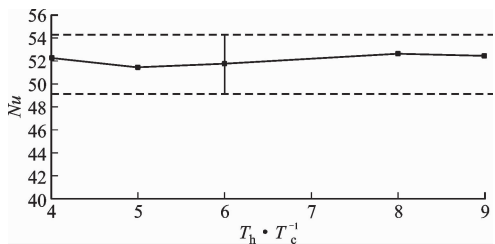
图 12 不同流速比下传热壁面的当地 Nu 分布云图
Fig. 12 Local Nu distribution on the heated wall at different velocity ratios

了较为明显的高换热区域,而当流速比为 3 时,这种现象并不显著。总体而言,流速比对冷气侧通道的传热影响不大。

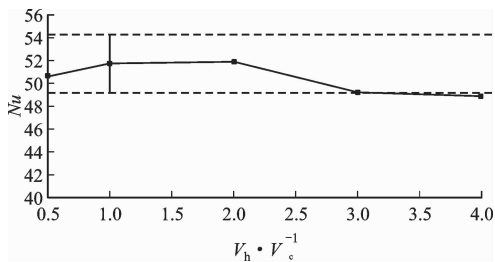
图 13 给出了冷气侧通道的 Nu 随雷诺数、温比和流速比的变化规律,图 13b 和 13c 中所示的虚线为基础工况(热气侧的进口温度为 $180\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷气侧的进口温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,流速均为 4 m/s)下,冷气侧通道 Nu 的 $\pm 5\%$ 的误差量。从图 13a 可知,冷气侧通道的 Nu 随着 Re 的增大而线性增大,当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时, Nu 增大了 6.72 倍;从图 13b 可知,当温比增大时, Nu 呈现了一定的波动,但数值均处于基础工况时 Nu 的 5% 误差线以内;从图 13c 可知,当流速比增大时, Nu 也基本保持不变。此外,冷气侧通道相较于光滑圆管的传热系数比 Nu/Nu_0 在不同雷诺数、温比和流速比下的分布与其 Nu 的分布基本相同,当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,换热系数提高了 1.67~2.13 倍;而在不同温比和流速比下,换热系数提高了约 1.72 倍。这说明,温比和流速比对圆台扰流换热器冷气侧通道的传热影响不大,传热系数的变化主要受 Re 的影响。



(a) 雷诺数的影响



(b) 温比的影响



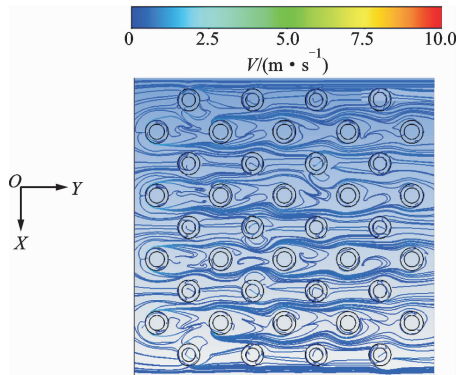
(c) 流速比的影响

图 13 Nu 的变化规律

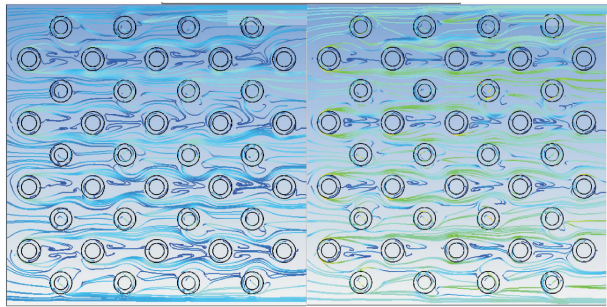
Fig. 13 Changeable rule of the Nusselt number

3.2 冷气侧通道的流动特性

图 14 给出了当 Re 为 9 545、19 090 和 28 636 时传热壁面的流场分布。从图中可以看出,随着 Re 的增大,壁面的流场呈现不同的流态,当 Re 为 9 545 时,圆台凸起下游的区域还不能形成完整的肾形涡,当 Re 增大到 19 090 和 28 636 时,上述区域形成了两个基本对称的肾形涡;随着 Re 的增大,肾形涡的大小几乎没有发生变化,而涡旋的速度明显提高。圆台凹坑附近的流场随着 Re 的增大并无明显变化,只是流速得到显著提高。结合图 10 中传热壁面中当地 Nu 分布云图可知,流体流经圆台凸起时,由于冲击作用,在两侧加速往后方流动,这会削弱附近区域的流动和温度边界层,因此在第一列圆台凸起的迎风面出现一个弧形的强换热区。



(a) $Re=9\ 545$



(b) $Re=19\ 090$

(c) $Re=28\ 636$

图 14 流场随 Re 的分布

Fig. 14 Distribution of the flow field with different Re

图 15 给出了温比为 4、5 和 6 时传热壁面的流场分布。从图中可知,当温比从 4 增大到 6 时,传热壁面的整体流场分布基本一致,但局部的分布略有不同,如圆台凸起下游区域的流场分布,在不同的温比下呈现出了不同的流态,这可能是由于不同的温比导致局部区域的传热不同,从而影响了流体的物性参数,导致出现了不同的流态。但总体而言,温比的变化对传热壁面的流场分布影响不大。

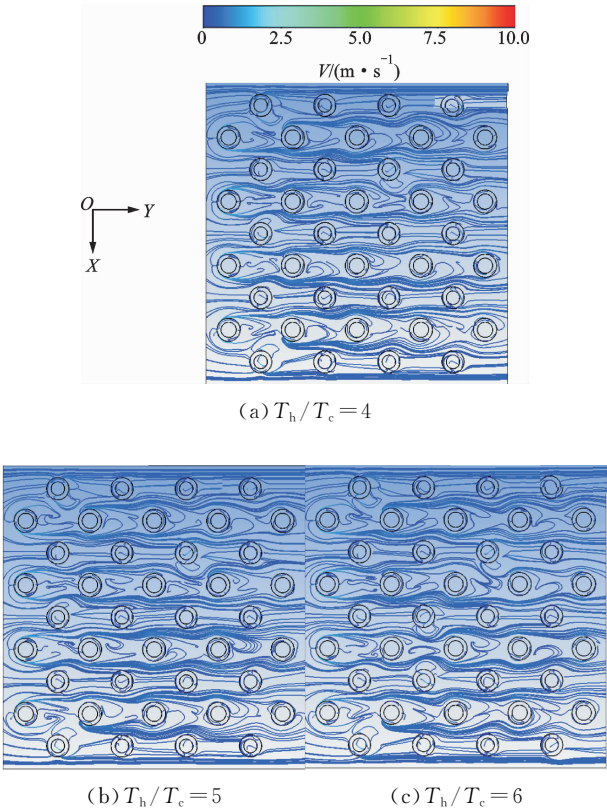


图 15 流场随温比的分布
Fig. 15 Distribution of the flow field with different temperature ratios

图 16 给出了传热壁面的流场随流速比的分布。从图中可知,当流速比从 1 增大到 3 时,传热壁面的流场分布基本没有发生变化,只是在局部略有不同,这说明流速比对传热壁面的流场分布影响不大。结合图 12 中传热壁面的当地 Nu 分布可知,通道上下两侧受到边界的限制,此处流场的扰动不大且基本趋于平稳,随着气流的流动,边界层逐渐变厚,所以上下两侧的局部 Nu 逐步降低;此外,由于圆台凸起和凹坑的相互作用,流动在第 3 列圆台凸起处发生了分离,所以在此处出现了两侧高换热区域。

上述结果表明,温比和流速比对换热器冷气侧通道的流场基本没有影响,下文分别对圆台凸起和圆台凹陷区域进行更加详细的流动分析。图 17 给出了第 4 行圆台凸起的中心截面的湍动能分布图。从图中可以看出,不同雷诺数下湍动能的分布相似,但随着雷诺数的增大,湍动能的强度增大,当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,整体湍流强度增大了 10.25 倍。从图中还可以看出,在第 1 个圆台凸起的前缘,上下两侧的近壁面形成了高湍流区,这极大地削弱了当地的流动边界层,形成较高的传热系数,这就解释了图 10 中圆台凸起的迎风面出现一个弧

形的强换热区。同时,随着雷诺数的增大,中心截面整体湍流强度增大,加强了气流的扰动,增强了换热系数。

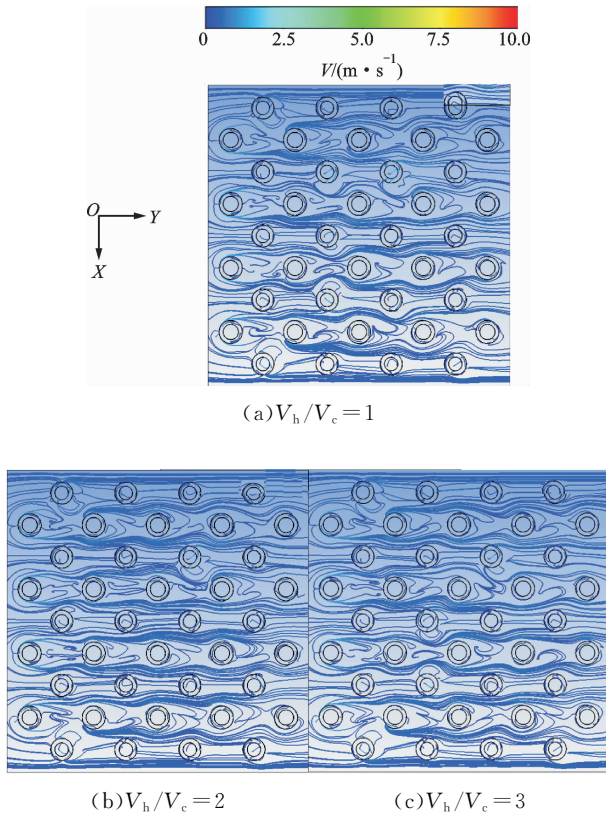


图 16 流场随流速比的分布
Fig. 16 Distribution of the flow field with different velocity ratios

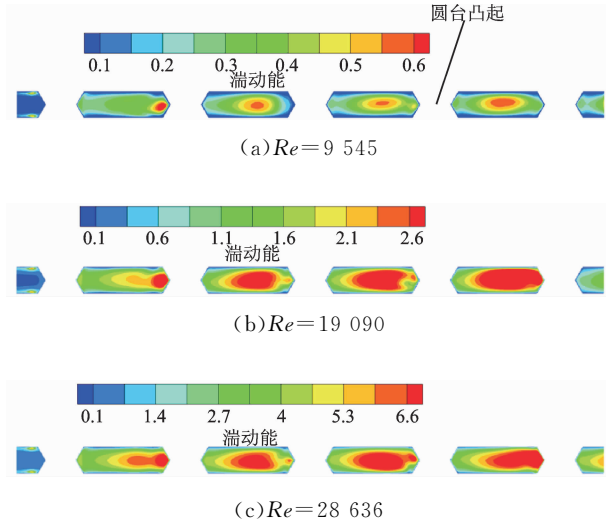


图 17 凸起中心截面湍动能随 Re 的分布
Fig. 17 Distribution of turbulence kinetic energy with different Re in the central section of protrusion

图 18 给出了第 5 行圆台凹坑的中心截面的湍动能分布图。从图中可以看出,不同雷诺数下中心

截面的湍动能分布相似,即在圆台凹坑的前缘底部区域有较低的湍流强度,形成低速漩涡区;但在圆台凹坑的尾部有高端流强度区,扰流剧烈。当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,整体湍流强度增大了 9.43 倍。从图中还可以看出,圆台结构在高度方向上产生不对称气流,随着雷诺数的增大,中心截面整体的扰动增大,尤其是圆台凹坑前缘低速漩涡区的湍流强度也变强,这样可以有效破坏层流边界层,提高气流紊流程度,提高换热壁面的对流传热系数。这也解释了图 10 传热壁面的当地 Nu 分布云图中,随着 Re 的增大,圆台凹坑尾部的强换热区域面积在增大,而凹坑位置低换热区域的面积逐步减小。

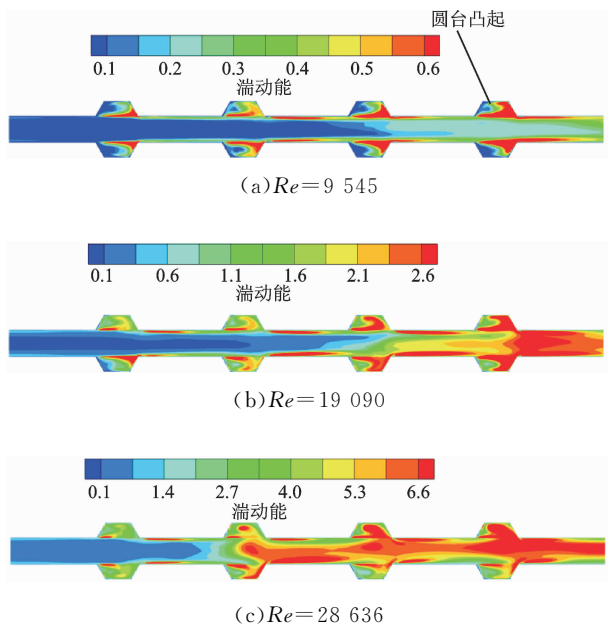
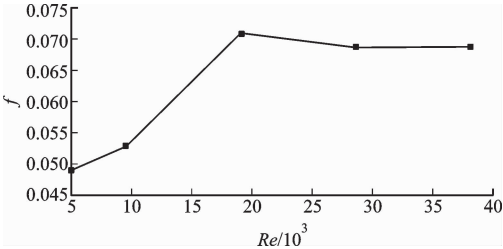


图 18 湍动能随 Re 的分布

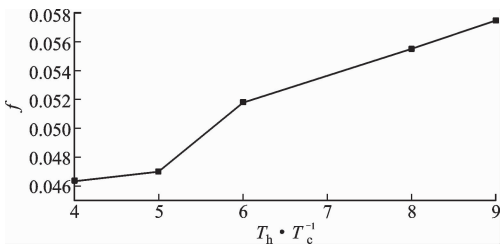
Fig. 18 Distribution of turbulence kinetic energy with different Re

图 19 对比给出了冷气侧通道的摩擦系数随雷诺数、温比和流速比的变化规律。从图 19a 可知,摩擦系数随着 Re 的增大呈现先增大后基本保持不变的趋势;从图 19b 可知,随着温比的增大,摩擦系数基本线性增大,但温比对摩擦系数的影响也存在一定的范围,其影响因素不会超过雷诺数;从图 19c 可知,当流速比从 0.5 增大到 4.0 时,摩擦系数随着流速比的增大呈现先增大后减小然后基本保持不变。此外,冷气侧通道相较于光滑圆管的摩擦系数比 f/f_0 在不同雷诺数、温比和流速比下的分布与其摩擦系数的分布基本相同。当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,阻力系数增大了 5.13~12.16 倍;当温比从 4 增大到 9 时,阻力系数增大了 5.80~7.19 倍。综合而

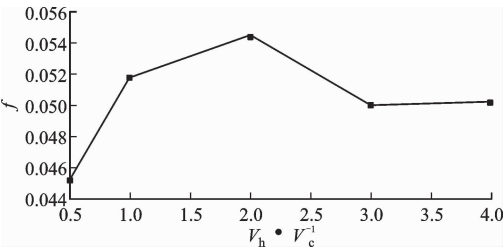
言,雷诺数对摩擦系数比的影响大于温比和流速比。综上可知,随着雷诺数、温比和流速比的增大,摩擦系数呈现出 3 种分布,其中雷诺数对摩擦系数的影响最大。



(a) 雷诺数的影响



(b) 温比的影响



(c) 流速比的影响

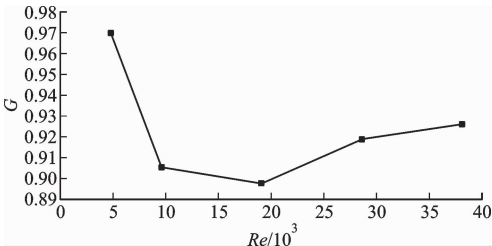
图 19 3 种工况下通道 f 的变化规律

Fig. 19 Changeable rule of the friction coefficient f of the channel under 3 working conditions

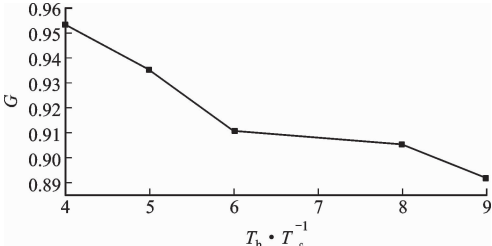
3.3 冷气侧通道的综合热力性能

图 20 给出了 3 种工况下换热器的冷气侧通道综合性能的分布。从图 20a 可知,综合换热因子随着 Re 的增大先减小后增大,当 Re 为 19 090 时到达了最低点;从图 20b 可知,综合换热因子随着温比的增大呈线性减小趋势;从图 20c 可知,综合换热因子随着流速比的增大同样线性减小。此外,从图中还可知,在 3 种工况下,冷气侧通道的综合换热因子均小于 1,相较于光滑通道的换热有一定的提升,但其阻力的增幅更大,所以综合热力性能不佳。说明本文提出的圆台结构在流动传热上还有很大的改善空间,后续需要综合考虑圆台的角度、排布及间距等的影响,并通过参数优化得到既有支撑作用并有优良综合换热性能的圆台结构。经过计算可

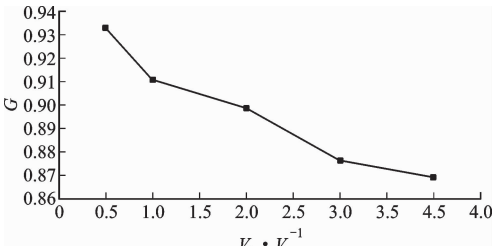
知,与光滑通道相比,当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,综合换热因子降低了 4.13%~10.23%;当温比从 4 增大到 9 时,综合换热因子降低了 4.68%~10.72%;当流速比从 0.5 增大到 4 时,综合换热因子降低了 7.69%~13.19%。



(a) 雷诺数的影响



(b) 温比的影响



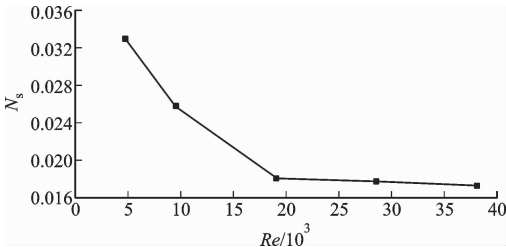
(c) 流速比的影响

图 20 3 种工况下通道综合换热因子的变化规律
Fig. 20 Changeable rule of the comprehensive heat transfer factor of the channel under 3 working conditions

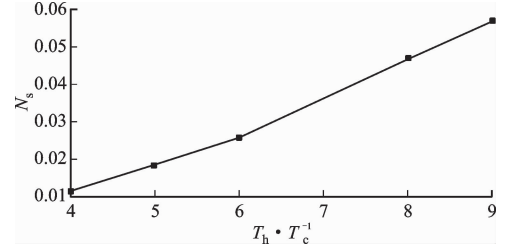
3.4 3 种工况下换热器的不可逆损失

熵产数表示整个系统的不可逆损失,熵产数越大,表示系统的不可逆损失越大,换热器的性能越差。图 21 给出了 3 种工况下熵产数的分布。从图 21a 中可知,熵产数随着 Re 的增大逐渐减小,当 Re 达到 20 000 以上时,熵产数基本处于 0.017;从图 21b 中可知,熵产数随着温比的增大呈线性增大趋势,且数值从 0.011 增大到了 0.058,增大了 5.27 倍;从图 21c 中可知,熵产数随着流速比的增大先减小后增大,当流速比大于 2 时,增速明显放缓,且当流速比大于 1 时,熵产数分布在 0.023 左右。从图中还可知,为了得到更小的熵产数,使换热器的不可

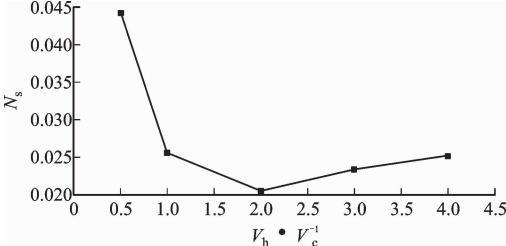
逆损失降到最低,在研究参数范围内,可选择更低的温比, Re 应大于 20 000,流速比也应大于 1。



(a) 雷诺数的影响



(b) 温比的影响



(c) 流速比的影响

图 21 3 种工况下换热器熵产数的变化规律
Fig. 21 Changeable rule of the entropy generation of heat exchanger under 3 working conditions

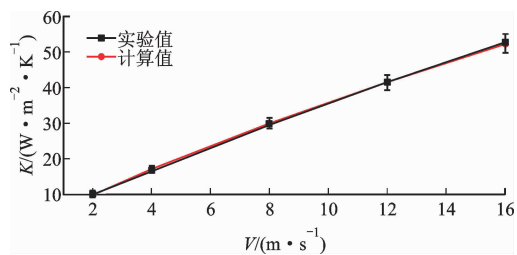
3.5 换热器传热准则式的拟合及误差

根据实验数据,拟合得到了传热准则式

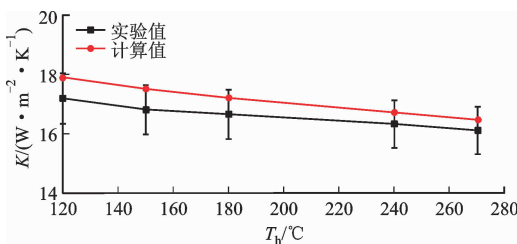
$$Nu_h = 0.039 \, 6 Re_h^{0.80} Pr_h^{0.3} \tag{17}$$
$$Nu_c = 0.039 \, 6 Re_c^{0.80} Pr_c^{0.4} \tag{18}$$

式(17)和(18)分别为通过等流速法得到的圆台扰流空气换热器热、冷气侧通道的传热准则式。图 22 对比给出了总传热系数 K 的实验值与根据传热准则式所得的计算值。由图 22 可知,基于传热准则式计算的总传热系数可以较好地匹配其实验值。图中还给出了总传热系数实验值±5%的误差量,由图可知,在工况 1 下,总传热系数的实验值和计算值吻合得最好,最大误差为 3.31%;在工况 2 下,两者的误差随着热气侧通道入口温度的增大而减小,误差均在 5% 以内,最大误差为 4.21%;在工况 3 下,两者的误差随着热气侧通道入口速度的增大而增大,当流速大于 8 m/s 时,在实验范围内,最大误差超过

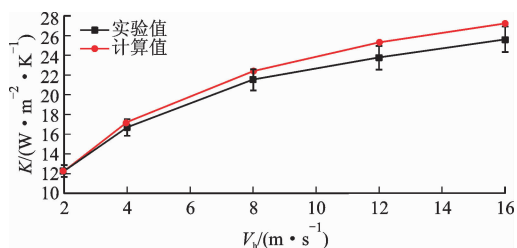
6.72%。这说明,基于等流速法求得的传热经验公式在应用于不同温比和流速比的工况时会有一定的偏差,但在误差允许范围内,也可以应用到这两种工况中。综上所述,通过等流速法得到的传热准则式可以较好地应用于不同种类工况的交叉流换热器。由图 10 还可知,总传热系数随着流速的增大呈线性增大趋势,当流速从 2 m/s 增大到 8 m/s 时,总传热系数从 $9.99 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 增大到了 $52.56 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,增大了 5.26 倍;总传热系数随着温比的增大会略微降低,随着流速比的增大而增大。这说明总传热系数主要受到 Re 和流速比的影响,温比对总传热系数的影响不大。



(a) 工况 1



(b) 工况 2



(c) 工况 3

图 22 K 的实验值和计算值的对比Fig. 22 A comparison of experimental and calculated values of K

4 结 论

(1)圆台凸起的迎风面由于气流的冲击作用会形成一个高换热区域,而背风面由于肾形涡等的回流作用出现低换热区;圆台凹坑在尾部区有较高的换热,而在凹坑位置形成一个低换热区域。随着 Re

的增大,上述强换热区域面积在增大,且凹坑位置的低换热区面积会减小。不同的温比和流速比对冷气侧的流动和换热影响都不大。

(2)与光滑通道相比,当 Re 从 4 772 增大到 38 181 时,综合换热因子降低了 4.13%~10.23%;当温比从 4 增大到 9 时,综合换热因子降低了 4.68%~10.72%;当流速比从 0.5 增大到 4 时,综合换热因子降低了 7.69%~13.19%。

(3)不可逆损失随着温比的增大而增大,但随着雷诺数的增大先降低后趋于平稳,当 Re 大于 20 000 时,不可逆损失基本保持不变,此外,当流速比为 2 时,不可逆损失达到了最小值。

(4)通过等流速法得到的传热关联式可以较好地吻合实验数据,拟合误差在 5% 以内;上述关联式也可以应用到不同温比和流速比的工况中。

(5)本文提出的圆台结构虽能满足结构强度,但其流动传热性能不佳,后续需要对其结构进行参数优化。

参考文献:

- [1] SARA O N, PEKDEMIR T, YAPICI S, et al. Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(5): 509-518.
- [2] 张俊杰,刘红,陈佐一. 换热器管束流体激振的研究现状评估及新方法 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2003, 43(10): 1432-1436.
- [3] ZHANG Junjie, LIU Hong, CHEN Zuoyi. Flow-induced vibrations of tube bundles in heat exchangers with new method to analyze the fluidelastic stability [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2003, 43(10): 1432-1436.
- [4] 杨辉著,文键,童欣,等. 板翅式换热器锯齿型翅片参数的遗传算法优化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 90-96.
- [5] YANG Huizhu, WEN Jian, TONG Xin, et al. Optimization design for offset fin in plate heat exchanger with genetic algorithm [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(12): 90-96.
- [6] 杨永斌,厉彦忠,司标. 板翅式换热器瞬态法数值模拟与实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(7): 38-45.
- [7] YANG Yongbin, LI Yanzhong, SI Biao. Transient numerical simulation and experimental research on the plate-fin heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(7): 38-45.

- [5] TORABI M, AZIZ A, ZHANG K L. A comparative study of longitudinal fins of rectangular, trapezoidal and concave parabolic profiles with multiple nonlinearities [J]. *Energy*, 2013, 51: 243-256.
- [6] TURNOW J, ZHDANOV V L, KORNEV N, et al. Flow structures and heat transfer on dimpled surfaces [J]. *International Symposium Series on Turbulence and Shear Flow Phenomena*, 2011: 1-6.
- [7] CHYU M, YU Y, DING H. Heat transfer enhancement in rectangular channels with concavities [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1999, 6(6): 429-439.
- [8] MOON S W, LAU S C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel [C] // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*. New York, USA: ASME, 2002: 459-467.
- [9] LIU Jian, SONG Yidan, XIE Gongnan, et al. Numerical modeling flow and heat transfer in dimpled cooling channels with secondary hemispherical protrusions [J]. *Energy*, 2015, 79: 1-19.
- [10] CHEN Yu, CHEW Y T, KHOO B C. Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(25/26): 8100-8121.
- [11] PARK J, LIGRANI P M. Numerical predictions of heat transfer and fluid flow characteristics for seven different dimpled surfaces in a channel [J]. *Numerical Heat Transfer; Part A Applications*, 2005, 47(3): 209-232.
- [12] KIM H M, MOON M A, KIM K Y. Multi-objective optimization of a cooling channel with staggered elliptic dimples [J]. *Energy*, 2011, 36(5): 3419-3428.
- [13] XIE Gongnan, LIU Jian, LIGRANI P M, et al. Numerical predictions of heat transfer and flow structure in a square cross-section channel with various non-spherical indentation dimples [J]. *Numerical Heat Transfer; Part A Applications*, 2013, 64(3): 187-215.
- [14] CHEN Yu, CHEW Y T, KHOO B C. Heat transfer and flow structure in turbulent channel flow over protrusions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 66: 177-191.
- [15] HWANG S D, KWON H G, CHO H H. Local heat transfer and thermal performance on periodically dimple-protrusion patterned walls for compact heat exchangers [J]. *Energy*, 2010, 35(12): 5357-5364.
- [16] CHEN Yu, CHEW Y T, KHOO B C. Heat transfer and flow structure on periodically dimple-protrusion patterned walls in turbulent channel flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 78: 871-882.
- [17] TANG Xinyi, ZHU Dongsheng. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement of a rectangular channel with discontinuous crossed ribs and grooves [J]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2012, 20(2): 220-230.
- [18] 陈炎嗣, 郭景仪. 冲压模具设计与制造技术 [M]. 北京: 北京出版社, 1991: 209-212.
- [19] BEJAN A, KESTIN J. Entropy generation through heat and fluid flow [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1983, 50(2): 475.
- [20] 刘家瑞, 赵巍, 黄晓东, 等. 一种板壳式换热器传热准则关系式的实验分析 [J]. *动力工程学报*, 2015, 35(11): 893-900.
- LIU Jiarui, ZHAO Wei, HUANG Xiaodong, et al. Experimental analysis on heat transfer correlation of plate-shell heat exchangers [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2015, 35(11): 893-900.
- [21] 欧阳新萍, 吴国妹, 刘宝兴, 等. 流速法在板式换热器传热试验中的应用 [J]. *动力工程*, 2001, 21(3): 1260-1262.
- OUYANG Xinping, WU Guomei, LIU Baoxing. Equal velocity method and its application in heat transfer performance test of plate heat exchangers [J]. *Power Engineering*, 2001, 21(3): 1260-1262.

(编辑 亢列梅)