文章编号：1000-8055(2024)05-20210585-12 doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210585

圆台凹凸结构通道的流动传热性能和熵产研究

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，西安 710049）

摘 要： 为提高换热器的结构强度和降低接触热阻，提出一种新型采用热冲压成形工艺的圆台凹凸板片。对径高比为 3、6、12 的圆台凹凸结构通道和径高比为 6 的圆柱和球型凹凸结构通道进行了数值研究，并探究了不同雷诺数下单侧和双侧凹凸表面通道的流动传热性能和熵产的分布规律。研究表明：单侧和双侧凹凸表面通道传热壁面的传热分布相似，但前者的流动传热性能要优于后者；当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，圆台凹凸结构通道的摩擦因数比和综合传热因子均随着圆台径高比的增大而增大；当径高比一定时，通道的综合传热因子从大到小依次为球型、圆台和圆柱凹凸结构；此外，随着雷诺数的增大 5 种结构下通道的传热和摩擦熵产的比值会减小。

关 键 词： 圆台凹凸结构；传热性能；综合传热因子；传热熵产；摩擦熵产
中图分类号： V231.1；TK172 **文献标志码：** A

Study on flow and heat transfer performance and entropy generation in concave-convex channel with frustum of a cone

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 improve the structural strength of heat exchanger and reduce the contact thermal resistance, a new concave-convex plate of frustum of a cone with hot stamping process was proposed. Numerical studies were carried out on the concave-convex structure channels of frustum of a cone with diameter height ratio of 3, 6 and 12 and on those of cylinder and spherical shape structure with diameter height ratio of 6. The flow and heat transfer performance and entropy generation distribution of channels with one and two concave-convex surfaces under different Reynolds numbers were studied. The results showed that the heat transfer distribution on the heat transfer wall of channels with one and two concave-convex surfaces was similar, but the flow and heat transfer performance of the former was better than that of the latter. When the Reynolds number increased from 5 000 to 20 000, the friction coefficient ratio and comprehensive heat transfer factor increased with the increasing diameter height ratio of frustum of a cone. When the diameter height ratio was constant, the comprehensive heat transfer factor of the channel was a spherical shape, frustum of a cone and cylinder concave-convex structure from large to small. In addition, the ratio of heat transfer and friction entropy generation decreased with the increase of Reynolds number.

收稿日期： 2021-10-14
基金项目： 国家自然科学基金(51876157)；陕西省自然科学基金(2019JM-096)
作者简介： 赵振(1990—)，男，博士生，研究方向为高端部件冷却技术。E-mail: 316921916@qq.com
通信作者： 徐亮(1980—)，男，教授、博士生导师，博士，研究方向为高端部件冷却技术。E-mail: xuliang@mail.xjtu.edu.cn

引用格式： 赵振，徐亮，高建民，等. 圆台凹凸结构通道的流动传热性能和熵产研究[J]. 航空动力学报，2024，39(5)：20210585. ZHAO Zhen, XU Liang, GAO Jianmin, et al. Study on flow and heat transfer performance and entropy generation in concave-convex channel with frustum of a cone[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(5): 20210585.

Keywords: concave-convex structure of frustum of a cone; heat transfer performance; comprehensive heat transfer factor; heat transfer entropy generation; friction entropy generation

为了实现“碳达峰、碳中和”的目标，需要加快能源领域的科技创新，研发更高效的热能设备以提高能源的利用率[1]。板式空气换热器作为重要的热能设备，被广泛应用于各种行业当中。流动传热通道是换热器的核心，其扰流结构的设计需要得到更多的关注。

目前，为提高换热器通道的流动传热性能，国内外学者对通道内的扰流结构展开了深入的研究。席雷等[2]提出了一种新型的 X 型桁架阵列结构，并分析了雷诺数、桁架结构参数对通道流动和传热性能的影响规律。鲍锋等[3]对带有三棱锥体群通道的流动传热性能进行了数值研究，并得到了较优的三棱锥体横向列数和流向间距比。杨云等[4]通过数值计算对凹陷扰流通道进行了研究，探究了雷诺数和凹陷深度对通道流动传热特征的影响。文键等[5]数值研究了翅片结构参数对换热器通道的流动传热特性等的影响，并采用响应面和遗传算法对翅片参数进行了结构优化。Xie 等[6]数值研究了 6 种不同凹陷表面的流动通道，结果表明整体性能最佳的为球型压痕和椭圆球型通道。Chen 等[7]对凹陷表面湍流通道内的传热进行了研究，结果表明非对称凹陷表面具有更强的传热增强效果。Jing 等[8]在矩形通道中引入了 3 种类型的泪滴凹陷和突起，通过数值计算获得了通道在全湍流区的详细流动结构、流动传热和综合热力性能。

然而上述扰流结构通道虽有较好的流动传热性能，但结构较为复杂，加工不够便捷。凹凸结构板片可采用冲压工艺制作，相互平行的板片可形成扰流通道进行流动传热，具有加工便捷和不存在焊接接触热阻等优势[9]。此外，研究表明凹凸结构与其他强化传热结构相比，有较好的流动传热性能[10]。因此，凹凸结构通道的流动传热性能成为了研究焦点。Liu 等[11]对同时具有球凸和凹陷结构的矩形通道进行了数值研究，结果表明该通道具有较好的流动传热性能。Hwang 等[12]对凹凸结构通道的传热性能进行了实验研究，结果表明凹陷和凸起结构可产生相互影响的二次流。Li 等[13]采用数值方法研究了具有凹陷和凸起结构的矩形通道内的流动和传热性能，结果表明增大雷诺数和减小气隙比都能显著提高其传热性能。王光辉等[14]对凹凸板换热器通道进行了数值研究，结果表明凹凸直径对传热特性影响较大，而凹凸深度对通道流动和综合传热特性影响较大。

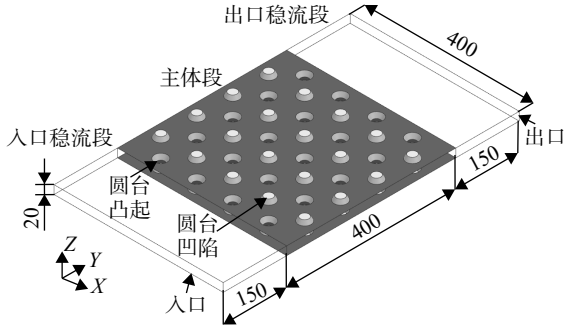
上述研究主要针对的是球型结构的凹凸板片且少有考虑通道的结构强度。热冲压成形工艺能够制造尺寸和精度均满足要求的结构零件，并被应用于车身的轻量化设计[15-17]。本课题组在此基础上提出一种新型的采用热冲压成形的厚度为 1 mm 的圆台凹凸板片[18-19]，用来降低换热器的接触热阻。本文采用数值方法进一步研究圆台径高比和径高比一定时不同的扰流结构对凹凸结构通道流动传热性能的影响，探究了径高比为 3、6、12 的圆台凹凸结构和径高比为 6 的圆柱、球型凹凸结构通道的流动和传热机理，并分析了当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时上述 5 种结构下单侧、双侧凹凸表面通道的流动、传热性能和熵产的分布规律。

1 数值模型

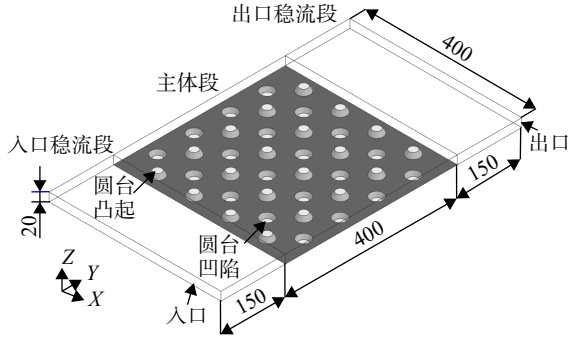
1.1 研究对象

由于凹凸板片厚度仅为 1 mm，经计算可知，在热流密度为 1 000 W/m^2 时，导热导致板片的温差仅为 0.05 K，相较于对流引起的温差可忽略不计，因此，忽略板片的导热作用，仅对平行对称的板片形成的流动传热通道的流体域进行研究，凹凸结构通道如图 1 所示，通道分为单侧和双侧凹凸表面通道。图 1(a)为双侧凹凸表面通道，扰流结构的排布方式为错排，展向和流向的间距均为 85 mm，通道的高度为 20 mm，长度和宽度均为 400 mm，并在通道的进出口布置了长度为 150 mm 的稳流段。图 1(b)为单侧凹凸表面通道，与双侧凹凸表面通道相比，只是将通道上侧凹凸表面变成了光滑表面，其他的参数保持不变。图 2 为 5 种不同的扰流结构模型，凹陷和凸起的结构相同，因此图中仅给出了结构的 2D 示意图。其中，图 2(a)为径高比为 3 的圆台结构，其高度为 10 mm，角度为 150°，底部直径为 30 mm。为了对比研究圆台高度对凹凸结构通道传热和流动特性的影响，保持角度和底部直径不变，图 2(b)为径高比为 12 的圆台结构，图 2(c)为径高比为 6 的圆台结构；

同时，为了研究径高比一定时，扰流结构类型对凹凸结构通道传热和流动特性的影响，保持高度和底部直径不变，图 2(d)为径高比为 6 的圆柱结构，图 2(e)为径高比为 6 的球型结构。



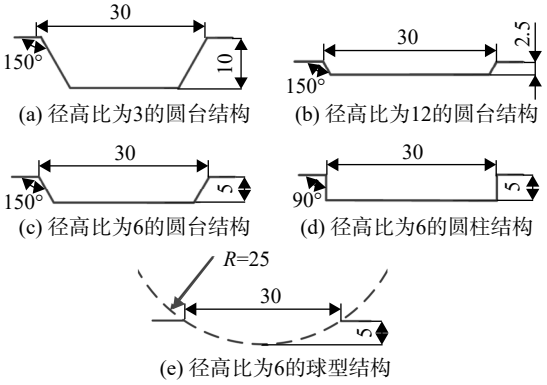
(a) 双侧凹凸表面通道



(b) 单侧凹凸表面通道

图 1　凹凸结构通道(单位：mm)

Fig. 1　Concave-convex structure channel (unit: mm)



(a) 径高比为3的圆台结构　(b) 径高比为12的圆台结构

(c) 径高比为6的圆台结构　(d) 径高比为6的圆柱结构

(e) 径高比为6的球型结构

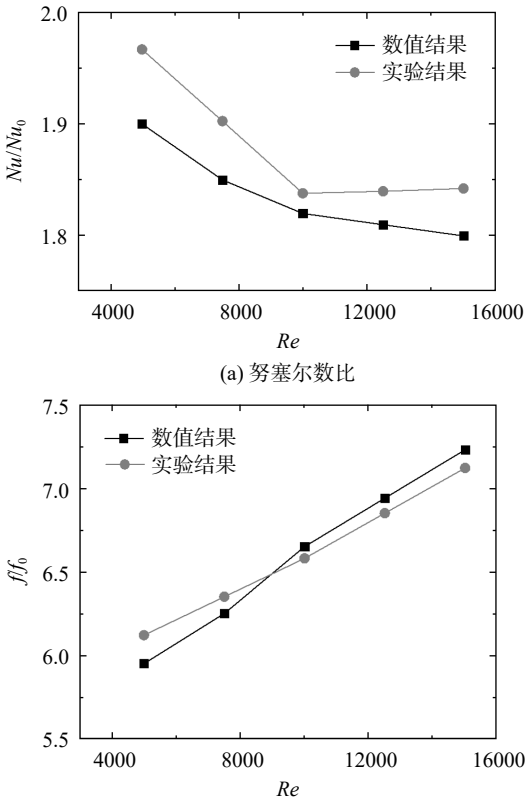
图 2　扰流结构模型(单位：mm)

Fig. 2　Turbulence structure models (unit: mm)

1.2　计算方法和数值验证

采用 CFX 求解器进行稳态求解，基于有限差分法求解三维可压缩的雷诺时均 Navier-Stokes (N-S)方程，方程中各项均采用高精度的离散格式，收敛标准为各项残差水平均小于 10^{-6}。根据本课题组有关圆台通道的研究[18-19]，采用具有冷热流体的实验模型和给定热流密度的单通道模型得到的传热壁面的 *Nu* 有较为相似的分布且壁面平均 *Nu* 的误差仅为 4.51%。因此，本文采用给定热流密度的单通道模型，具体设置如下：入口的边界条件设置为速度入口，并通过改变入口速度获得不同的雷诺数，来流温度为 300 K，湍流度为 5%；出口的边界条件设置为压力出口，大小为 1 个标准大气压；传热壁面为上下侧壁面，给定均匀的热流密度，大小为 1 000 W/m^2，其余壁面均设置为绝热无滑移。

根据本课题组前期对圆台凹凸结构通道的研究可知[18-19]，SST *k*-*ω* 湍流模型对凹凸结构通道流动传热性能的预测有较好的效果。因此下文的数值计算均采用 SST *k*-*ω* 湍流模型。选择文献 [18] 中的实验数据进行数值方法的验证，图 3 为具体的验证结果，其中，图 3(a)和图 3(b)分别对比给出了不同雷诺数下圆台凹凸结构通道的努塞尔数比和摩擦因数比的实验结果和数值结果。由图中 3 可知，两者的分布极为相似且误差均在 5% 以内，这说明了本文数值方法的正确性。因此，本文后续对凹凸结构通道流动传热性能等的研究均采用此数值方法。



(a) 努塞尔数比

(b) 摩擦因数比

图 3　数值方法的验证

Fig. 3　Verification of the numerical method

图 4 给出了 5 种扰流结构模型的网格示意图，为了表示方便，仅给出了具有一个凹凸组合的局部网格。采用 ICEM 将整个流体域全部划分为六面体结构化网格，并对近壁面的局部网格进行细分化处理，网格划分时将第 1 层网格尺寸设置为 0.03 mm，网格增长比为 1.2，最大网格尺寸为 1 mm，保证近壁面网格的 y^+值小于等于 1，这样可以更详细地得到壁面附近的流动传热等信息。

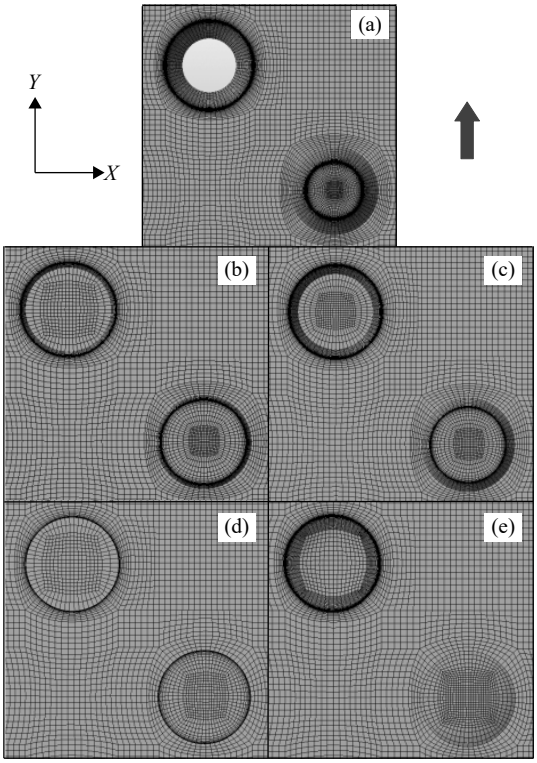


图 4 网格示意图

Fig. 4 Grid diagram

当雷诺数为 5 000 时，针对径高比为 3 的圆台凹凸结构通道划分了 6 套网格进行网格无关性的验证。网格划分时，通过改变网格增长比（1.1～1.6）和最大网格尺寸（0.9～1.4 mm）改变网格数量。如表 1 所示，当网格数量达到 970 万，即网格增长比为 1.2 和最大网格尺寸为 1 mm 时，通道的进出口压差和平均努塞尔数均已基本不变，即达到了网格无关性的要求。因此，后续所有计算模型的网格划分都采用 970 万网格的划分策略和加密方法。

表 1 网格无关性验证

Table 1 Grid independence verification

网格数量/万	压差/Pa	平均努塞尔数
230	31.7	47.9
360	32.6	48.7
540	35.2	49.6
860	35.8	52.8
970	36.2	54.1
1 250	36.3	54.6

由于通道中的流动传热具有周期性，为了图像的清楚表达和研究方便，在进行详细的流动和传热分析如传热壁面的流线分布及湍动能云图等的分析时，仅对同时具有凸起和凹陷的区域 1 进行分析，区域 1 的选取位置如图 5 所示。

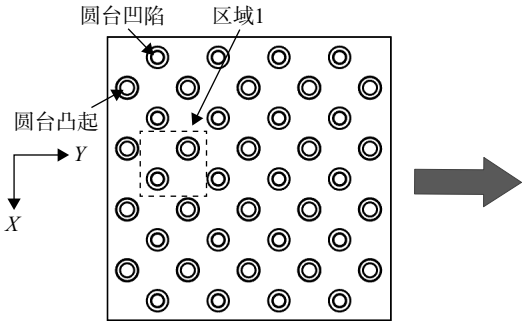


图 5 重点分析区域

Fig. 5 Key analysis areas

1.3 数据处理

传热壁面的当地努塞尔数 Nu 定义如下：

$$Nu = qD/[(T_w - T_f)\lambda] \tag{1}$$

式中 q 为壁面的热流密度，T_w 为壁面的当地温度，T_f 为参考温度，文中选取通道进出口气流的平均温度，λ为空气的导热系数。

雷诺数的定义为：

$$Re = VD/\nu \tag{2}$$

式中 V 为通道入口气流的平均速度，ν为通道入口气流的运动黏度，D 为通道入口的水力直径。

通道的摩擦因数 f 定义如下：

$$f = \Delta pD/(2\rho LV^2) \tag{3}$$

式中Δp为通道的进出口压差，ρ为气流的密度。

通道的综合传热因子 G 定义如下：

$$G = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \tag{4}$$

式中 Nu 为通道的平均努塞尔数，其值为传热壁面当地努塞尔数的积分。Nu_0 和 f_0 分别为光滑通道的平均努塞尔数和摩擦因数。f/f_0 为凹凸结构通道相较于光滑通道的摩擦因数比。

微分形式表达的传热熵产率和流动熵产率公式[20] 如下所示：

$$S'''_{\mathrm{gen},\Delta T}=\frac{\lambda}{T}\left[\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)^2\right] \tag{5}$$

$$S'''_{\mathrm{gen},\Delta p}=\frac{\mu}{T}\left\{2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right\} \tag{6}$$

式中 T 为当地温度，μ 为动力黏度，u、v 和 w 分别为 x、y 和 z 方向的速度分量。

为了研究方便，根据文献 [21] 对微分熵产率的处理方法，采用通道的积分形式的传热熵产和流动熵产：

$$S_{\mathrm{gen},\Delta T}=\iiint_{\Omega}S'''_{\mathrm{gen},\Delta T}\mathrm{d}V=\frac{qA(T_{\mathrm{w}}-T_{\mathrm{f}})}{T_{\mathrm{w}}T_{\mathrm{f}}} \tag{7}$$

$$S_{\mathrm{gen},\Delta p}=\iiint_{\Omega}S'''_{\mathrm{gen},\Delta p}\mathrm{d}V=\frac{m}{\rho T_{\mathrm{f}}}\Delta p \tag{8}$$

式中 m 为质量流量，A 为传热面积，V 为流体域的体积。

2　结果分析与讨论

2.1　凸起和凹陷区域的流动和传热分析

本文雷诺数的研究范围为 5 000～20 000，为了研究方便，仅给出具有代表的雷诺数为 10 000 时双侧凹凸表面通道在区域 1 的流动传热等机理分析。图 6 给出了 5 种结构下通道传热壁面在区域 1 的表面流线和温度云图，图中左侧为凸起，右侧为凹陷。由图 6 可知，对于圆台结构而言，径高比为 12 的圆台结构在凹陷区域展现了很好的对称性，随着径高比的减小，这种对称性会遭到极大的破坏。气流在径高比为 12 的圆台结构的凹陷位置形成了一个回流区域，在径高比为 6 的圆台结构的凹陷位置形成了两个回流区域，而没有在径高比为 3 的圆台结构的凹陷位置形成明显的回流区域，同时，随着圆台径高比的增大，流线汇集的位置由凹陷的前缘转向了两侧并逐渐向凹陷底部靠拢，流线分布也从规则逐渐变得杂乱；气流在凸起的前缘进行冲击作用，并在凸起的尾部形成低速回流区。此外，径高比为 3 的圆台结构由于强烈的气流扰动，气流在圆台凸起上游形成了两个反向的肾形涡。当径高比为 6 时，对于不同的扰流结构而言，圆柱结构和球型结构在凹陷位置呈现出很好的对称性，在左右两侧均出现了相似的回流区，同时，圆柱结构和球型结构在凸起位置也呈现了很好的对称性，均在凹陷下游的左右两侧形成了相似的旋涡，而圆台结构在凸起和凹陷位置均未呈现出很好的对称性。从图 6 还可知，5 种结构下通道传热壁面在区域 1 有相似的温度云图，即凸起的前缘和凹陷的尾缘区域的温度均较低，这是由于凸起的来流冲击和凹陷的流动附着冲击增强了壁面的传热，而凸起的尾缘和凹陷的前缘区域的温度均较高，这是由于凸起尾缘的低速回流和凹陷前缘位置的流动旋涡降低了壁面的传热能力。

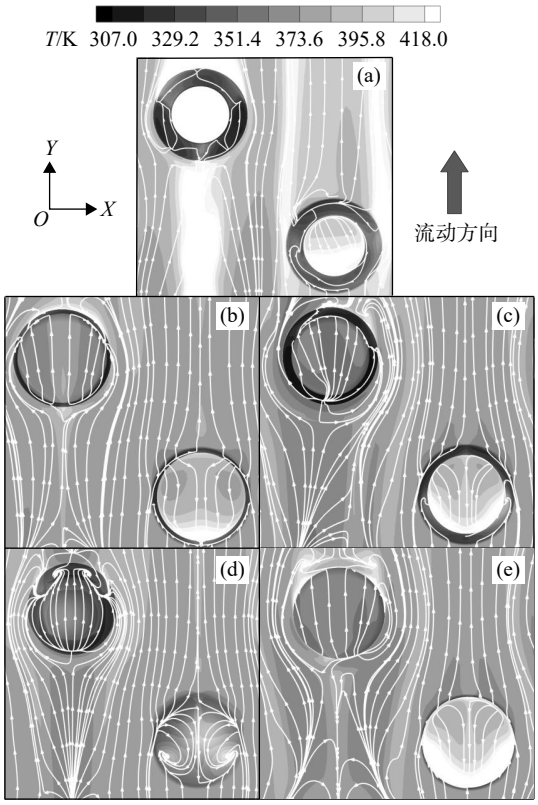


图 6　区域 1 传热壁面的表面流线和温度云图

Fig. 6　Surface streamline and temperature contours of heat transfer wall in area 1

图 7 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下区域 1 的凹陷中截面沿流向的流线和温度云图。由图 7 可知，5 种结构分别在凹陷位置形成了不同形状的旋涡，总体而言，每种结构形成的旋涡都呈现出上下对称性。径高比为 3 的圆台结构由于结构的高度较大，在凹陷的前缘底部位置出现了一个二次流旋涡。相对而言，径高比为 6 的球型结构产生的旋涡更加地平滑，处于中间位置，径高比为 12 的圆台结构产生的旋涡比较紧凑，处于凹陷的前缘位置，径高比为 6 的圆台结构形成的旋涡位置比较接近尾缘，径高比为 6 的圆柱结构没能形成明显的旋涡状。由图 7 还可知，5 种结构下通道在区域 1 的凹陷位置中截面有相似的

温度云图，即凹陷的尾缘有较低的温度，这是由于气流在凹陷的尾部对壁面进行冲刷增强了传热，而凹陷的前缘和前缘的底部有较高的温度，这是由于凹陷的前缘存在气流旋涡形成的低速回流导致传热较差。

图 8 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下区域 1 的凸起中截面沿流向的流线和温度云图。由图 8 可知，径高比为 3 的圆台结构表现出了与其他 4 种结构完全不同的流线分布，即在凸起的前缘和尾部位置的流线都与主流流向相反，这是

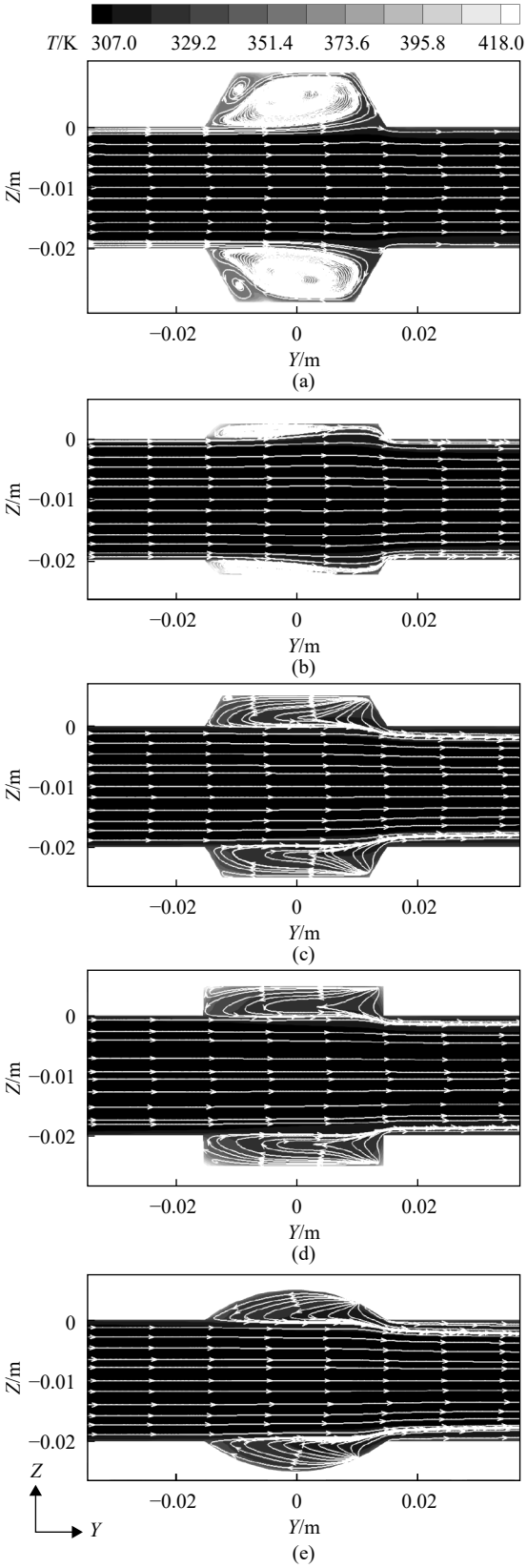


图 7 凹陷中截面沿流向的流线和温度云图

Fig. 7 Streamline and temperature contours along flow direction in the middle section of the dimple

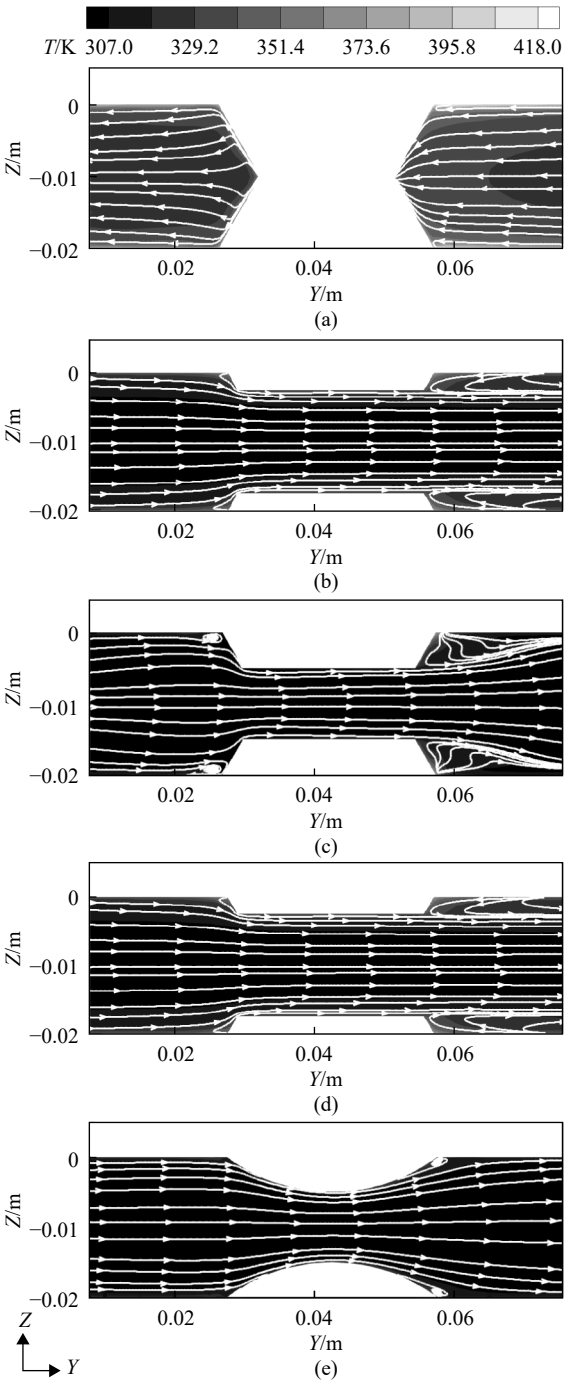


图 8 凸起中截面沿流向的流线和温度云图

Fig. 8 Streamline and temperature contours along flow direction in the middle section of the protrusion

由于圆台凸起结构完全占据了通道阻断了气流的流动，因此其中截面的温度分布与其他 4 种结构相比具有更强的混合性。径高比为 6 的圆台结构和圆柱结构均在凸起的前缘底部形成了旋涡，这是由于凸起的阻挡作用引起的。径高比为 6 的球型结构和径高比为 12 的圆台结构并未在凸起前缘出现旋涡，这是由于球型结构的顺滑性和圆台凸起的高度较低。径高比为 6 的球型结构仅在凸起尾部出现较小的两个旋涡，径高比为 12 的圆台结构、径高比为 6 的圆台结构和圆柱结构均在尾部出现了较大的回流区域。因此，径高比为 6 的球型结构整体的温度较低，径高比为 6 的圆台结构和圆柱结构在凸起前缘的底部上游区和尾部的底部区域出现了温度较高的区域。

图 9 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下区域 1 的凹陷中截面沿法向的流线和湍动能 turbulent kinetic energy（TKE，量符号记为 κ）云图。由图 9 可知，径高比为 12 的圆台结构、径高比为 6 的圆柱结构和球型结构的湍动能云图在上下和左右均呈现出很好的对称性，这说明对于双侧凹凸表面通道而言，两侧传热壁面的传热分布是相同的，且在凹陷位置的传热分布也具有对称性。径高比为 3 的圆台结构的湍动能云图只有在上下具有对称性，这说明两侧传热壁面的传热分布相同，但凹陷位置的传热分布不具有对称性。径高比为 6 的圆台结构的湍动能云图则仅在左右具有对称性，这说明两侧传热壁面的传热分布存在差异，但凹陷位置的传热分布具有对称性。

图 10 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下区域 1 的凸起中截面沿法向的流线和湍动能云图。从图 10 可知，径高比为 3 的圆台结构和径高比为 6 的圆柱结构的湍动能云图是上下对称的，但不具有左右对称性，径高比为 12 的圆台结构和径高比为 6 的球型结构的湍动能云图在上下和左右均对称，径高比为 6 的圆台结构的湍动能云图上下、左右均不对称。湍动能云图左右对称说明凸起附近的流动是左右对称的，表现在传热壁面的当地努塞尔数云图在凸起位置具有对称性，这与图 11 中表现出来的是一致的。由图 10 还可知，径高比为 3 的圆台结构在凸起位置的湍动能较大，这是由于流体在凸起位置冲击壁面，因此发生了流动分离并引起了流动的波动。而其他 4 种结构在中截面中心位置的湍动能较大，这是由于凸起结构使流道变得狭窄，从而加强了流动的扰动。此外，径高比为 3 的圆台结构的湍动能云图的左侧位置还存在高湍动能区域，这是上游凹陷结构的尾流作用造成的，而其余 4 种结构的湍动能云图左右两侧的高湍动能区域较少，这说明这 4 种结构上游的凹陷结构对下游的流动影响较小。

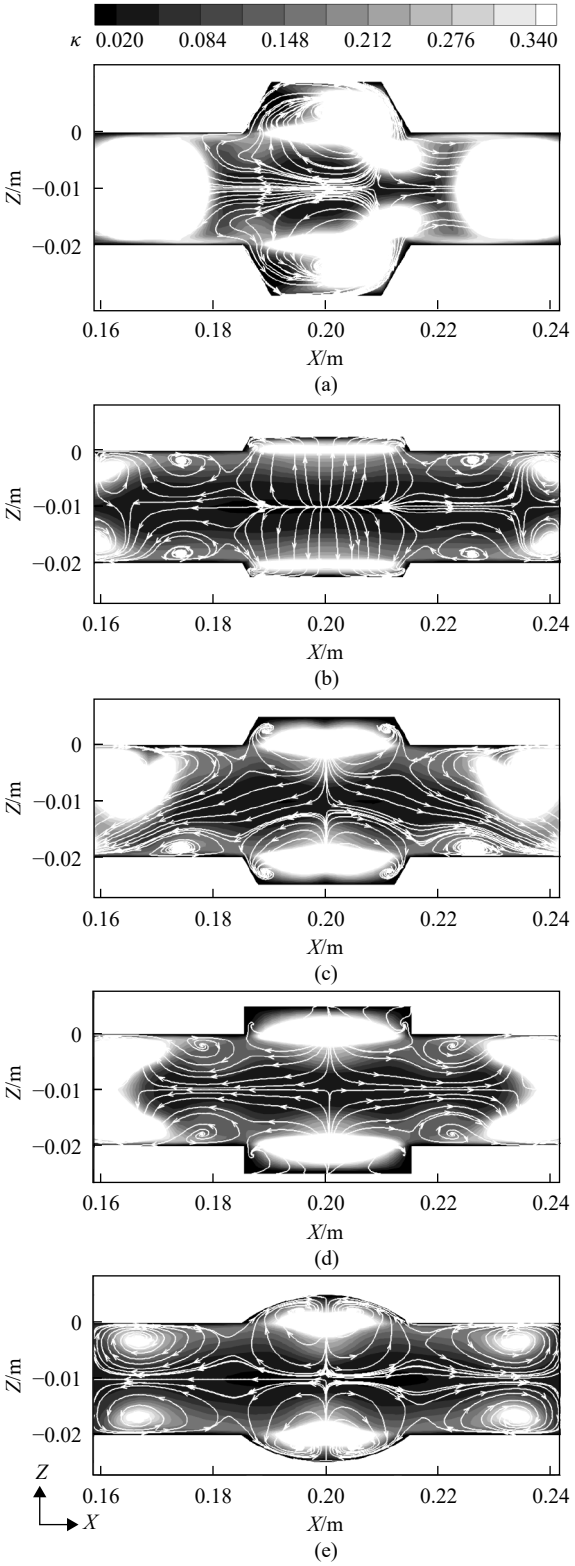


图 9　凹陷中截面沿法向的流线和湍动能云图

Fig. 9　Streamline and TKE contours along normal direction in the middle section of the dimple

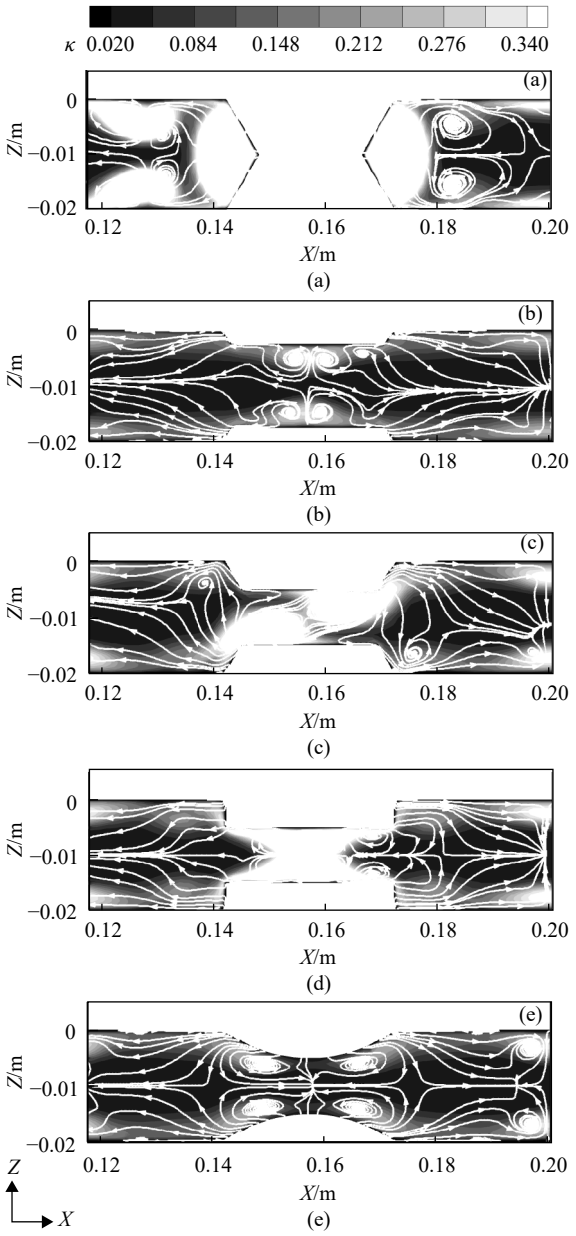


图 10 凸起中截面沿法向的流线和湍动能云图

Fig. 10 Streamline and TKE contours along normal direction in the middle section of the protrusion

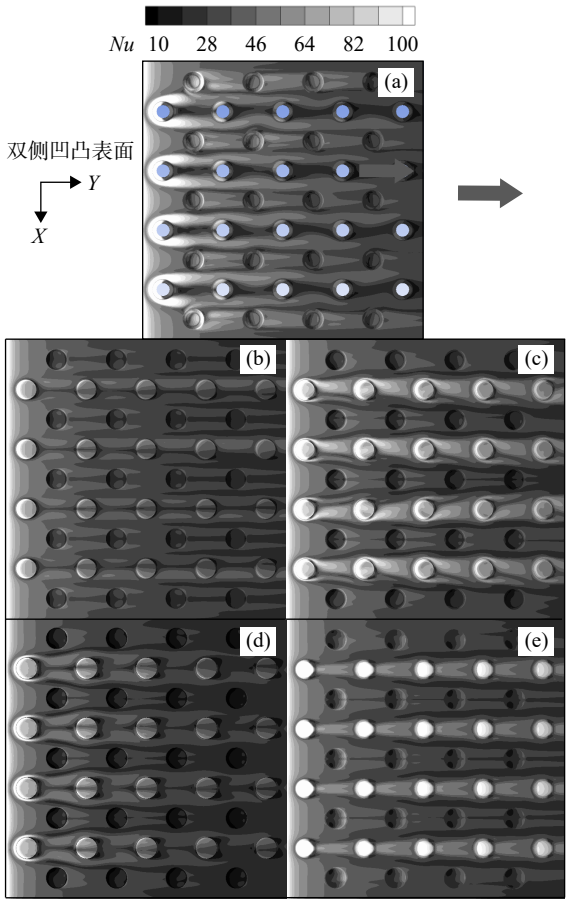


图 11 双侧凹凸表面通道传热壁面的当地 *Nu* 分布

Fig. 11 Local *Nu* distribution on heat transfer wall of channel with two concave-convex surfaces

2.2 通道传热壁面的传热分析

图 11 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下双侧凹凸表面通道的上侧传热壁面的当地努塞尔数分布云图。由图 11 可知，高努塞尔数主要分布在通道入口、凸起前缘、凸起的两侧和凹陷尾部等区域。传热壁面在通道入口由于“入口效应”存在较高的传热系数，而凸起的迎风面由于气流的直接冲刷形成较高的传热系数，来流经过凸起时在凸起的两侧产生马蹄涡，马蹄涡不断冲刷底壁面并带走热量，提高了附近区域的传热系数。另一方面，低努塞尔数分布在凹陷的前缘附近和凸起的尾流等区域，这是由于气流会在凹陷的前缘和凸起的下游形成回流区，而回流区内的流体流速较低，不能及时地带走热量，因此传热效果较差。相较而言，圆柱结构通道传热壁面在凹陷区域的当地努塞尔数更低，这说明圆台结构和球型结构比圆柱结构有更好的传热增强效果。由图 11 还可知，径高比为 12 的圆台结构、径高比为 6 的圆柱结构和球型结构通道的传热壁面在凹凸和凹陷位置的传热分布具有较好的对称性，而径高比为 3 和 6 的圆台结构通道的传热壁面在凹凸和凹陷位置的传热分布的对称性较差，这与文中第 2.1 节得出的结论是相同的。

图 12 给出了当雷诺数为 10 000 时 5 种结构下单侧凹凸表面通道传热壁面的当地努塞尔数分布。从图 11 中可知，与图 11 中双侧凹凸表面通道传热壁面的传热分布相比，相同结构下通道传热壁面的当地努塞尔数分布基本没有发生变化。从细节上看，径高比为 3 的圆台结构通道传热壁面凹陷尾部的高传热区域明显减少，这是由于仅有单侧凹凸表面，上游凸起的尾流对下游凹陷附近的流动有较大的影响，这会削弱凹陷尾部区域

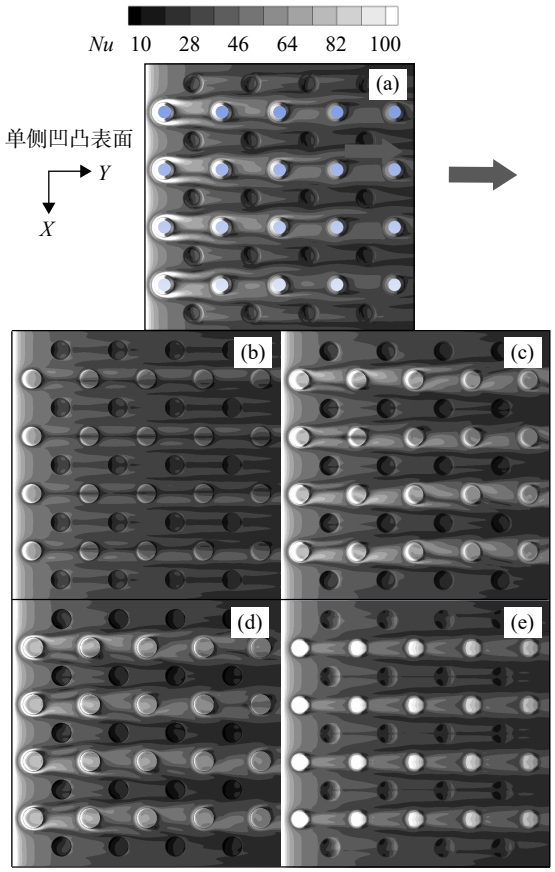


图 12　单侧凹凸表面通道传热壁面的当地 *Nu* 分布

Fig. 12　Local *Nu* distribution on heat transfer wall of channel with one concave-convex surface

的传热。结合湍动能云图和双侧凹凸表面通道传热壁面努塞尔数云图可知，当湍动能云图上下对称时，努塞尔数在凸起凹陷位置的分布沿流向也是对称分布的，如图 11(b)和图 11(e)、图 12(b)和图 12(e)，其余的并不对称；当湍动能云图左右不对称时，通道传热壁面两侧的努塞尔数分布会发生变化，如图 11(c)和图 12(c)，径高比为 6 的圆台结构通道传热壁面凸起两侧的高传热区域的“摆动”方向发生了变化。

2.3　通道内的流动、传热和综合热力性能

图 13 对比给出了 5 种结构下单侧、双侧凹凸表面通道相较于光滑通道的努塞尔数比随雷诺数的变化规律。由图 13 可知，5 种凹凸结构通道的努塞尔数比都随着雷诺数的增大先降低后趋于定值。双侧凹凸表面通道的努塞尔数比基本都高于单侧凹凸表面通道，但径高比为 6 的圆柱结构呈现出了不同的规律，这是由于圆柱凹陷底部的低速回流过于严重，双侧凹凸结构反而弱化了通道的传热性能。当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，径高比为 3、6 和 12 的单侧圆台凹凸表面通道的努塞尔数比分别降低了 8.06%、6.75% 和

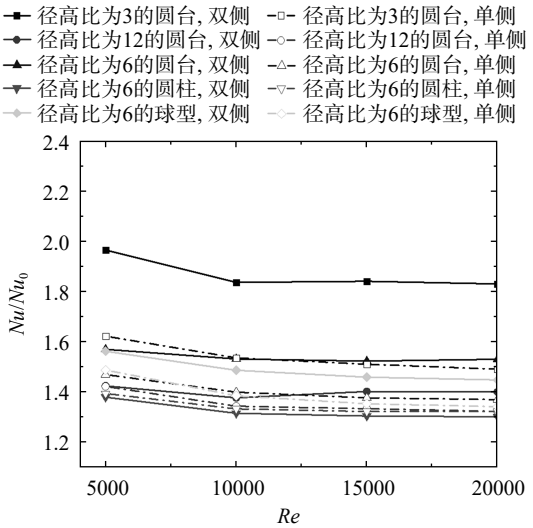


图 13　努塞尔数比的变化规律

Fig. 13　Changeable rule of the *Nu* ratio

6.96%，双侧凹凸表面通道的努塞尔数比分别降低了 6.84%、2.52% 和 1.67%；径高比为 6 的单侧圆台、圆柱和球型凹凸结构通道的努塞尔数比分别降低了 6.75%、5.09% 和 9.78%，双侧凹凸表面通道的努塞尔数比分别降低了 2.52%、5.64% 和 7.29%。当雷诺数一定时，无论是单侧还是双侧凹凸表面通道，圆台凹凸结构通道的努塞尔数比随着圆台径高比的增大而减小；当径高比为 6 时，通道的努塞尔数比从大到小依次为圆台、球型和圆柱凹凸结构。在研究参数范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，通道的努塞尔数比减小了 8.08%～27.46%；当雷诺数从 5 000 增大到 20 000，径高比为 6 时，圆台凹凸结构通道比球型和圆柱凹凸结构通道的努塞尔数比分别提高了 1.03%～5.35% 和 3.44%～14.91%。

图 14 对比给出了 5 种凹凸结构通道相较于光滑通道的摩擦因数比 f/f_0 随雷诺数的分布。从图 14 可知，所有凹凸结构通道的摩擦因数比基本呈现出随雷诺数增大线性增大的趋势。当雷诺数从 5 000 到 20 000 变化时，图 2(a)～图 2(e) 5 种结构下单侧凹凸表面通道的摩擦因数比分别增大了 13.32%、3.25%、9.44%、11.12% 和 3.64%，双侧凹凸表面通道的摩擦因数比分别增大了 25.49%、14.09%、18.79%、20.14% 和 0.62%，其中，在圆台凹陷和凸起处的湍动能云图同时具有左右和上下对称的图 2(b)和图 2(e)有更低的摩擦因数比。当雷诺数一定时，无论是单侧还是双侧凹凸表面通道，圆台凹凸结构通道的摩擦因数比随着圆台径高比的增大而减小；当径高比为 6 时，通道的摩擦因数比从大到小依次为圆柱、圆台和球型凹凸

结构。在研究参数范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，通道的摩擦因数比减小了 35.55%～75.41%；当雷诺数从 5 000 增大到 20 000，径高比为 6 时，圆柱凹凸结构通道比球型和圆台凹凸结构通道的摩擦因数比分别提高了 29.69%～57.07% 和 9.24%～15.67%。

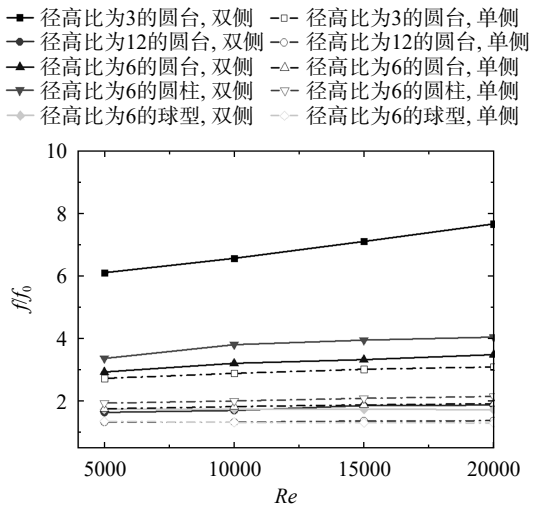


图 14　摩擦因数比的变化规律

Fig. 14　Changeable rule of the f/f_0

图 15 给出了 5 种结构下单侧、双侧凹凸表面通道在不同雷诺数下相较于光滑通道的综合传热因子 G 的变化规律。由图 15 可知，所有凹凸结构通道的综合传热因子分布均很相似，即都随着雷诺数的增大先增大后略微降低。当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，图 2(a)～图 2(e)5 种结构下单侧凹凸表面通道的综合传热因子分别降低了 11.81%、7.95%、9.51%、8.37% 和 8.65%，而双侧凹凸表面通道的综合传热因子分别降低了 13.39%、5.89%、7.92%、5.39% 和 7.09%。从图 15 还可知，对于同一种扰流结构而言，相同雷诺数下单侧凹凸表面通道的综合传热因子均高于双侧凹凸表面通道。结合图 13 和图 14 可知，双侧凹凸表面通道相较于单侧凹凸表面通道的努塞尔数比较高，但同时其摩擦因数比也提高很多，因此其综合热力性能较差。在研究参数范围内，双侧圆柱凹凸表面通道的综合传热因子小于 1，而当雷诺数大于 10 000 时，径高比为 3 的双侧圆台凹凸表面通道的综合传热因子也小于 1，这说明此时通道相较于光滑通道而言在等泵功下的传热并未得到加强。而其余的凹凸结构通道的综合传热因子均大于 1，具有较好的流动传热性能。当雷诺数一定时，无论是单侧还是双侧凹凸表面通道，圆台凹凸结构通道的综合传热因子随着圆台径高比的增大而增大；当径高比为 6 时，通道的综合传热因子从大到小依次为球型、圆台和圆柱凹凸结构。在研究参数范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，圆台凹凸结构通道的综合传热因子增大了 4.92%～21.89%；当径高比为 6 时，球型凹凸结构通道比圆台和圆柱凹凸结构通道的综合传热因子分别提高了 9.16%～16.27% 和 16.12%～25.93%。

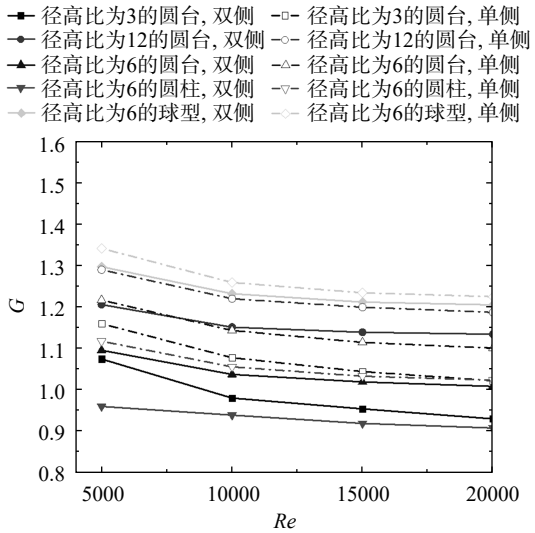


图 15　综合传热因子 G 的变化规律

Fig. 15　Changeable rule of the G

2.4　通道内的不可逆损失

图 16 给出了 5 种凹凸结构通道摩擦熵产随雷诺数的分布。由图 16 可知，无论是单侧还是双侧凹凸表面，5 种凹凸结构通道的摩擦熵产随雷诺数增大均呈现出线性增大的趋势。当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，图 2(a)～图 2(e)5 种结构下单侧凹凸表面通道的摩擦熵产分别增大

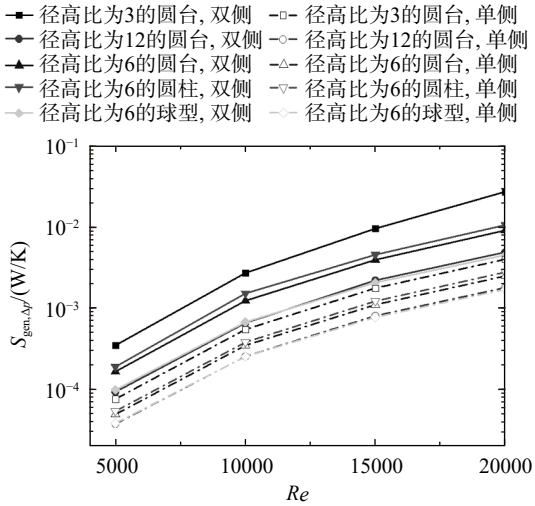


图 16　摩擦熵产的变化规律

Fig. 16　Changeable rule of friction entropy generation

了 51.31、46.54、49.45、50.29、43.36 倍，双侧凹凸表面通道的摩擦熵产分别增大了 76.85、51.45、53.73、54.41、44.66 倍。在相同的雷诺数下，圆台凹凸结构通道的摩擦熵产随着圆台径高比的增大而降低；当径高比为 6 时，通道的摩擦熵产从低到高依次为球型、圆台和圆柱凹凸结构。在研究参数范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，圆台凹凸结构通道的摩擦熵产降低了 4.92%～21.89%；当径高比为 6，雷诺数范围为 5 000～20 000 时，球型凹凸结构通道比圆台和圆柱凹凸结构通道的摩擦熵产分别降低了 28.57%～101.33% 和 41.02%～133.71%。

图 17 给出了 5 种凹凸结构通道传热熵产随雷诺数的分布。由图 17 可知，5 种结构凹凸结构通道的传热熵产都随着雷诺数的增大而降低，这是因为通道的传热熵产会随流体和壁面传热温差的增大而增大，随着雷诺数的增大，通道的传热能力增强，这会降低流体和传热壁面的传热温差。经过计算可知，当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，图 2(a)～图 2(e)5 种结构下单侧凹凸表面通道的传热熵产分别降低了 60.05%、60.65%、61.65%、62.64% 和 58.82%，双侧凹凸表面通道的传热熵产分别降低了 58.57%、58.56%、58.78%、59.21% 和 57.55%。结合图 16 可知，当雷诺数为 5 000 时，图 2(a)～图 2(e)5 种结构下单侧凹凸表面通道的传热熵产分别为摩擦熵产的 1 952、4 268、3 219、3 147、4 014 倍，双侧凹凸表面通道的传热熵产分别为摩擦熵产的 1 224、1 750、955、948、1 510 倍，此时，摩擦熵产可以忽略。而当雷诺数增大到 20 000 时，5 种结构下单侧凹凸表面通道传热熵产与摩擦熵产的比值降低到 15、37、26、25、38 倍，双侧凹凸表面通道传热熵与摩擦熵产的比值降低到 6、13、7、6、14 倍，摩擦熵产的占比急速增大，摩擦熵产不能再被忽略。当雷诺数不变时，单侧和双侧圆台凹凸结构通道的传热熵产均随着圆台径高比的增大先减小后增大；当径高比为 6 时，通道的传热熵产从大到小依次为圆柱、圆台和球型凹凸结构。在参数研究范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，圆台凹凸结构通道的传热熵产先减小了 14.01%～42.13% 后又增大了 2.95%～12.73%；当雷诺数从 5 000 到 20 000 变化，径高比为 6 时，球型凹凸结构通道比圆台和圆柱凹凸结构通道的传热熵产分别减小了 3.32%～7.73% 和 17.66%～23.49%。

结合式(5)～式(8)和传热壁面的温度云图和

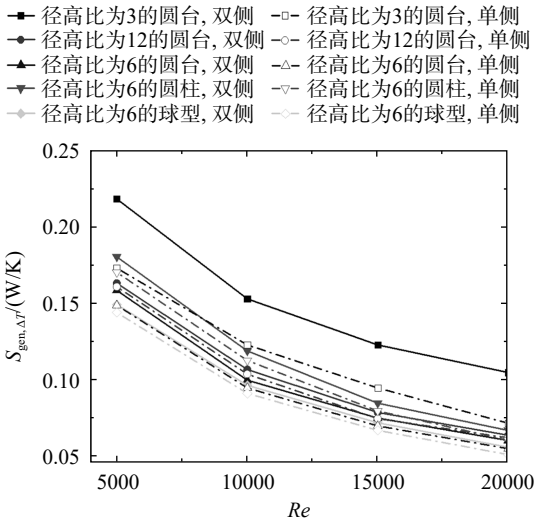


图 17　传热熵产的变化规律

Fig. 17　Changeable rule of heat transfer entropy generation

努塞尔数云图可知，低温度区域的努塞尔数较大，同时熵产率也较大，这是由于低温度区域的温度梯度和速度梯度较大。雷诺数的增大会导致速度梯度的增大和传热温差的减小，因此，随着雷诺数的增大通道的流动熵产增大，传热熵产降低。

3　结　论

为提高换热器板片的强度和减少接触热阻，提出一种新型的采用热冲压成形的凹凸结构换热器板片，采用数值方法研究了圆台径高比和径高比一定时圆台、圆柱和球型结构对单侧和双侧凹凸表面通道流动传热性能和熵产的影响：

1）对于不同的扰流结构，单侧和双侧凹凸表面通道传热壁面的传热分布相似，当雷诺数一定时，双侧凹凸表面通道的努塞尔比和摩擦因数比均高于单侧凹凸表面通道，但前者的综合热力性能低于后者。

2）当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，5 种凹凸结构通道的努塞尔数比都随着雷诺数的增大先降低后趋于定值，摩擦因数比基本呈现出随雷诺数增大线性增大的趋势，综合传热因子都随着雷诺数的增大先增大后略微降低。

3）在参数研究范围内，当圆台径高比从 3 增大到 12 时，圆台凹凸结构通道的摩擦因数比减小了 35.55%～75.41%，努塞尔数比减小了 8.08%～27.46%，综合传热因子增大了 4.92%～21.89%。

4）当径高比为 6 时，通道的摩擦因数比从大到小依次为圆柱、圆台和球型凹凸结构，努塞尔数比从大到小依次为圆台、球型和圆柱凹凸结构，综合传热因子从大到小依次为球型、圆台和圆柱

凹凸结构。5 种凹凸结构通道的摩擦熵产均随雷诺数增大均呈现出线性增大的趋势，传热熵产均随雷诺数的增大而降低，当雷诺数从 5 000 增大到 20 000 时，通道的传热熵产与摩擦熵产的比值会从数千倍降低到数十倍。

5）圆柱结构通道有最差的综合传热性能，其熵产也较高；球型结构通道具有最优的综合传热性能和较低不可逆损失；在考虑到通道的支撑性时，径高比为 3 的圆台通道是一个较好的选择，虽然其不可逆损失较大且有较大的流动损失，但有较好的传热系数比。

参考文献：

[1] 王深，吕连宏，张保留，等. 基于多目标模型的中国低成本碳达峰、碳中和路径[J]. 环境科学研究，2021, 34(9): 2044-2055.
WANG Shen, LYU Lianhong, ZHANG Baoliu, et al. Multi objective programming model of low-cost path for China's peaking carbon dioxide emissions and carbon neutrality[J]. Research of Environmental Sciences, 2021, 34(9): 2044-2055. (in Chinese)

[2] 席雷，徐亮，高建民，等. X 型桁架阵列通道流动及传热性能的数值研究[J]. 西安交通大学学报，2021, 55(8): 101-110.
XI Lei, XU Liang, GAO Jianmin, et al. Numerical research on flow and heat transfer performance of X-type truss array channels[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(8): 101-110. (in Chinese)

[3] 鲍锋，侯昶，江裕荣. 带三棱锥体群通道流动和传热特性的数值模拟[J]. 航空动力学报，2020, 35(12): 2543-2552.
BAO Feng, HOU Chang, JIANG Yurong. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in passage with triangular Pyramids[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2543-2552. (in Chinese)

[4] 杨云，饶宇. 不同深度凹陷内湍流流动与传热性能的数值研究[J]. 上海交通大学学报，2017, 51(1): 18-25.
YANG Yun, RAO Yu. A numerical study of turbulent flow and heat transfer of dimples at different depths[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2017, 51(1): 18-25. (in Chinese)

[5] 文键，王春龙，刘华清，等. 板翅式换热器波纹翅片性能数值模拟及其优化[J]. 高校化学工程学报，2020, 34(2): 335-341.
WEN Jian, WANG Chunlong, LIU Huaqing, et al. Numerical simulation and optimization on performance of wavy fins in plate-fin heat exchangers[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2020, 34(2): 335-341. (in Chinese)

[6] 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.

[7] 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.

[8] JING Qi, XIE Yonghui, ZHANG Di. Thermal-hydraulic performance and entropy generation of supercritical carbon dioxide in heat exchanger channels with teardrop dimple/protrusion[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 1082-1096.

[9] 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.

[10] 王定标，夏春杰，董永申. 凹凸板换热器强化传热的数值模拟[J]. 化工进展，2014, 33(增刊 1): 106-112.
WANG Dingbiao, XIA Chunjie, DONG Yongshen. Performance study of honeycomb plate heat exchanger[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014, 33(Suppl.1): 106-112. (in Chinese)

[11] 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.

[12] 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.

[13] LI Ming, CHEN Xin, RUAN Xinjian. Investigation of flow structure and heat transfer enhancement in rectangular channels with dimples and protrusions using large eddy simulation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 149: 106207.

[14] 王光辉，王定标，彭旭，等. 凹凸板的传热流阻特性及其多目标优化[J]. 工程热物理学报，2019, 40(1): 143-149.
WANG Guanghui, WANG Dingbiao, PENG Xu, et al. Heat transfer and resistance performance of plate heat exchanger with dimples and protrusions and optimization[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(1): 143-149. (in Chinese)

[15] 李光耀，王琥，杨旭静，等. 板料冲压成形工艺与模具设计制造中的若干前沿技术[J]. 机械工程学报，2010, 46(10): 31-39.
LI Guangyao, WANG Hu, YANG Xujing, et al. Some new topics on process design and mould manufacture for sheet metal forming[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 31-39. (in Chinese)

[16] 马鸣图，蒋松蔚，李光瀛，等. 热冲压成形钢的研究进展[J]. 机械工程材料，2020, 44(7): 1-7, 27.
MA Mingtu, JIANG Songwei, LI Guangying, et al. Research progress on hot stamping steel[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2020, 44(7): 1-7, 27. (in Chinese)

[17] 华林，魏鹏飞，胡志力. 高强轻质材料绿色智能成形技术与应用[J]. 中国机械工程，2020, 31(22): 2753-2762, 2771.
HUA Lin, WEI Pengfei, HU Zhili. Green and intelligent forming technology and its applications for high strength lightweight materials[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(22): 2753-2762, 2771. (in Chinese)

[18] 赵振，徐亮，高建民，等. 圆台扰流换热器的流动与传热特性研究[J]. 西安交通大学学报，2021, 55(10): 131-143.
ZHAO Zhen, XU Liang, GAO Jianmin, et al. A study on the flow and heat transfer characteristics of heat exchanger with cone-type vortex generators[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(10): 131-143. (in Chinese)

[19] 赵振，高建民，徐亮，等. 圆台扰流换热器结构参数优化的数值模拟研究[J]. 西安交通大学学报，2021, 55(12): 35-46.
ZHAO Zhen, GAO Jianmin, XU Liang, et al. Numerical simulation on structural parameter optimization of heat exchanger with frustum of a cone[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(12): 35-46. (in Chinese)

[20] BEJAN A, TSATSARONIS G, MORAN M J. Thermal design and optimization[M]. New York: John Wiley, 1996.

[21] ZHAI Y L, XIA G D, LIU X F, et al. Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 224-233.

（编辑：张　雪）