

不同球窝/球凸结构的旋转矩形通道 传热及阻力特性研究

申仲阳, 谢永慧, 张荻, 蓝吉兵

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用数值模拟方法研究了旋转工况下球窝/球凸结构对通道传热特性和阻力特性的影响, 利用 SST $k-\omega$ 湍流模型求解了黏性 Navier-Stokes 方程, 其中矩形通道的一侧布置球凸, 另一侧布置球窝, 球窝/球凸的结构分为圆形、竖椭圆和横椭圆. 研究表明: 球凸的迎风前缘传热能力大大增强, 背风后缘及其之后的尾迹区域出现流动分离且传热性能有所减弱; 球窝的前缘出现了流动分离且传热性能明显减弱, 后半球窝处的分离流体再附使传热能力增强. 通道旋转对传热阻力特性的影响很大, 主要是旋转使得球窝/球凸表面的流动分离再附提前发生或延迟出现, 后缘面流动分离再附频繁出现. 比较 3 种通道发现: 竖椭圆球窝/球凸通道和圆形球窝/球凸通道的平均 Nu 和摩擦系数几乎相等, 横椭圆球窝/球凸通道的平均 Nu 和摩擦系数明显大于圆形、竖椭圆通道.

关键词: 球窝/球凸; 旋转矩形通道; 传热特性; 阻力特性

中图分类号: V211.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)11-0052-06

Heat Transfer and Flow Friction Performance of Rotating Rectangular Channels with Different Dimple/Protrusion Structures

SHEN Zhongyang, XIE Yonghui, ZHANG Di, LAN Jibing

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A numerical simulation was performed to investigate the heat transfer and flow friction performance of rotating rectangular channels assigned with dimples and protrusions on each side. The viscous Navier-Stokes equations were solved using the shear-stress transport (SST) turbulence model. Three dimple/protrusion structures were discussed including circled dimple/protrusion, horizontal oval dimple/protrusion, and vertical dimple/protrusion. The results indicate that the heat transfer increases significantly near the windward side of the protrusion, and there is flow separation and the heat transfer near the leeward rim and in the wake region falls. On the dimple side, a higher heat transfer rate is observed in the region of shear layer reattachment on the second half of the dimple cavity while the first half of the cavity has the lower heat transfer rate because of flow separation. The channel rotation has great effect on heat transfer and friction performance because the rotation will affect the place where separation and reattachment occur and energize the flow near trailing surface. The comparison shows that the average Nu number and the friction ratio of the vertical dimple/protrusion channel are almost the same as those of the circular dimple/protrusion channel while the horizontal dimple/protrusion channel has larger average Nu and the friction ratio than the others.

Keywords: dimple/protrusion; rotating rectangular channel; heat transfer; flow friction

传热冷却是能源动力领域的重要研究课题,研究表明,在冷却通道中布置球窝/球凸可以起到强化传热的作用,同时只会产生较小的阻力损失.很多传热冷却过程常发生在旋转的情况下,因此研究旋转工况下球窝/球凸通道的传热及阻力特性更具有参考价值.球窝结构的强化传热及低压损等优良性能近年来受到了国内的广泛关注. Afanasayev 等^[1]较早研究了有关平板上浅球窝的传热特性及压损特性,Griffith、Mohammad 等^[2-5]曾研究了球窝/球凸结构的流动及传热特性,Ligrani 等^[6]对球窝内瞬态和时均涡结构进行了实验研究,Mahmood 等^[7]还针对叉排球窝的传热与阻力特性进行了实验研究.国内学者中 Rao 等^[8]采用实验的方法研究了球窝排、钉状翅片以及二者共同布置的传热阻力性能,XIE 等^[9]研究了球窝/球凸在透平叶顶间隙处的冷却作用,蓝吉兵^[10]等研究了静止微通道下球窝的传热性能.

从已发文献来看,大多数关于球窝/球凸传热特性的研究是在静止通道下完成的,并且大多以常见的圆形球窝出现.本文对旋转球窝/球凸通道的传热阻力特性进行了数值模拟,同时采用 3 种不同的球窝结构进行了对比分析,以得到传热随球窝结构变化的趋势及规律,为设计新型高性能球窝通道提供参考.

1 计算模型及方法

1.1 物理模型

本文的基准光滑矩形通道的流向、法向和展向的尺寸分别为 235、16、115 mm,在此光滑通道上添加球窝/球凸,布置方式采用通道一侧布置球窝、另一侧布置球凸,窝结构包括圆形球窝、竖椭圆球窝和横椭圆球窝^[4],这 3 种结构下的矩形通道模型如图 1 所示.

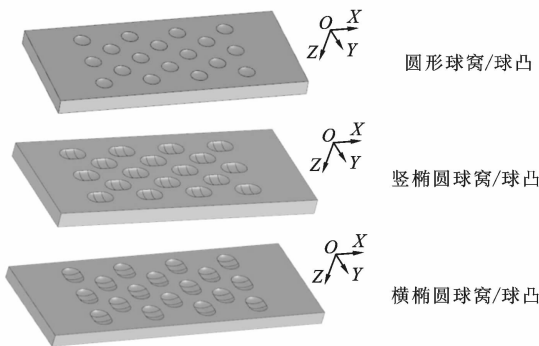


图 1 3 种球窝/球凸结构的通道模型

球窝的布置方式如图 2 所示,其中竖椭圆球窝和横椭圆球窝的排列方式和间距与圆形球窝相同.

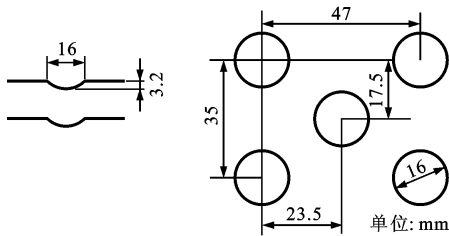


图 2 球窝间距尺寸示意图

球窝处的网格类型为 O 型,所有壁面附近的网格需加密处理,壁面的第一层网格满足 $Y^+ \approx 1$. 经过网格无关性验证后,3 种球窝的网格节点数分别为 240 万、310 万和 340 万.

1.2 数值方法及边界条件

本文采用 SST $k-\omega$ 湍流模型来求解黏性 Navier-Stokes 方程,流动工质为空气,空气进入通道的温度为 293 K,基于水力直径的进口雷诺数为 11 600,出口相对背压为 0 Pa,上下球窝/球凸面的壁面热流为 650 W/m^2 ,该壁面为绝热壁面.计算求解采用商用软件 ANSYS CFX,当连续方程、动量方程和能量方程的残差小于 10^{-6} 时,认为方程收敛.

2 计算方法验证

Mohammad 等曾利用湍流大涡模拟 (LES) 对某一球窝/球凸表面的传热特性进行了研究,模型^[3]的简图如图 3 所示.该模型满足 $S=P=1.62 H$, $D=H$, $\delta/D=0.2$,进口雷诺数为 9 850,其中 S 、 P 分别为流向和展向的球窝间距, D 为球窝的截面直径, H 为通道的高度,具体意义可以参照图 3 中的标识.

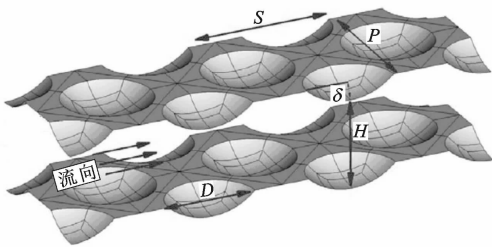


图 3 球窝/球凸表面传热特性的 Mohammad 分析模型

本文模型及流动参数与文献^[3]相同,利用该模型在雷诺数为 9 850 工况下的对比分析可以验证本文计算方法的正确性.表 1 给出了球窝面和球凸面的平均努塞尔数对比.从表 1 可以看出,本文结果与文献^[2]结果相差不大,说明采用本文计算方法在研究球窝/球凸结构的流动传热上是可行的.

表1 球窝面和球凸面的平均努塞尔数对比

方法	$Nu \cdot Nu_0^{-1}$	
	球凸面	球窝面
本文	2.81	2.01
文献[2]	3.00	1.90
相对误差/%	6.33	5.78

3 计算结果与分析

针对每一种球窝结构进行了静止与旋转共 9 个工况的计算,旋转因子^[2] R_b 从-0.97 变化到 0.97,其定义如下

$$R_b = \frac{\omega D_h}{V}$$

(1)

式中: ω 为球窝绕 Y 轴旋转的角速度; D_h 为通道进口的水力直径; V 为气体的进口速度.旋转因子 R_b 的方向判定如图 4 所示,按照右手法则的图示方向为正,反之则为负.

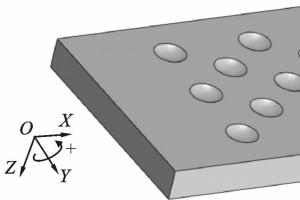


图4 旋转因子 R_b 的方向判定

3.1 流动特性

圆形球窝/球凸通道的上下表面的极限流线如图 5 所示.从图 5 可看出:当流体向球凸的前缘冲击时,其在球凸通道之间受到挤压后加速,在球凸的后半部分和尾迹区域发生流动分离,而在之后的光滑处出现再附;球窝前缘处存在着强逆压梯度,使得流体在此发生流动分离,并在球窝的中间或后半部分发生再附. $R_b < 0$ 时,随着 ω 的逐渐增大,球凸面的流动分离位置大致相同,分离线的形状逐渐成侧置“M”型,球凸后缘尾迹区的面积略微减小;球窝处的流动变化比较明显,随着 ω 的增大,分离流动的边界层再附推迟,并且逐渐形成 2 个明显的反向旋转的涡结构. $R_b > 0$,即球凸面为旋转前缘面时,随着 ω 的逐渐增大,球凸面上的流动分离线逐渐变成侧“人”字型,后缘附近的尾迹区域面积逐渐增大;球窝处的流动分离再附略微提前,并逐渐集中于球窝中心附近的一点,对称的反向旋转涡不再出现.

3.2 传热特性

圆形、竖椭圆和横椭圆球窝/球凸面的 Nu 分布

如图 6~图 8 所示,该 Nu 定义^[11]为

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} = \frac{q_w}{T_w - T_f} \frac{D_h}{\lambda}$$

(2)

式中: q_w 为壁面的热流密度; h 为传热系数; T_w 和 T_f 分别为上下壁面的温度和冷却气体进出口的平均温度; λ 为冷却气体的导热系数.

从图 6~图 8 可看出:对于圆形球窝/球凸通道,球凸的前缘流体受到直接冲刷和挤压后加速,此时相应的努塞尔数较大,而后缘及尾迹处受流动分离的影响,相应的传热系数偏低.球窝面上高努塞尔数区域分布在球窝的后半部分,因为此处出现了流动分离再附,流体加速涌出球窝腔,此区域之前由于存在逆压梯度而导致流动分离,因此努塞尔数较低,此结果与 Elyyan^[12]对静止圆形球窝/球凸通道的努塞尔数分布的研究结果相吻合. $R_b < 0$ 时,旋转作用使得球凸面附近的流体加速流动,球凸前缘附近的传热增强,随着 ω 增大,传热性能提高得更为明显,球凸后缘附近的低努塞尔数区域面积逐渐减小;球窝表面的低努塞尔数区域随着 ω 增大逐渐增大,这是由于旋转导致球窝后半部分的流动分离再附后延. $R_b > 0$,即球凸面为旋转前缘面时,随着 ω 的逐渐增大,球凸前缘附近的高努塞尔数区域逐渐由球凸前缘附近的两侧向球凸的中间移动,努塞尔数也随之减小;球窝前缘附近的低努塞尔数区域随着 ω 增大而减小,后半球窝以及球窝之间的通道的努塞尔数逐渐增大,这是由于旋转使得球窝前缘的流动分离旋涡越来越少,再附点随着 ω 的增大而提前,球窝后缘附近流体加速涌出球窝槽,从而大大提高了后缘的传热系数.

竖椭圆球窝/球凸和横椭圆球窝/球凸通道的换热面努塞尔数分布和圆形球窝/球凸通道相似,由于在半圆球窝之间加入了月牙槽道,使得换热面积及传热系数发生了变化.3 种通道在不同工况下的球窝/球凸表面的平均努塞尔数 Nu/Nu_0 (Nu_0 为光滑通道静止时的平均努塞尔数)如图 9 所示.从图 9 可看出:无论是静止还是旋转工况,竖椭圆球窝面的平均努塞尔数与圆形球窝面十分接近,球凸面的平均努塞尔数略大于圆形球凸面,差值不超过 5%;横椭圆球窝/球凸面的平均努塞尔数明显大于另外 2 种球窝/球凸结构. $R_b < 0$ 时,通道球凸面的平均努塞尔数均大于球窝面,当 ω 逐渐增大时,球凸面的平均努塞尔数大幅度增加,球窝面的平均努塞尔数平缓下降,球凸面与球窝面的平均努塞尔数差值随之增大,但在某些工况下出现了波动; $R_b > 0$ 时,各通

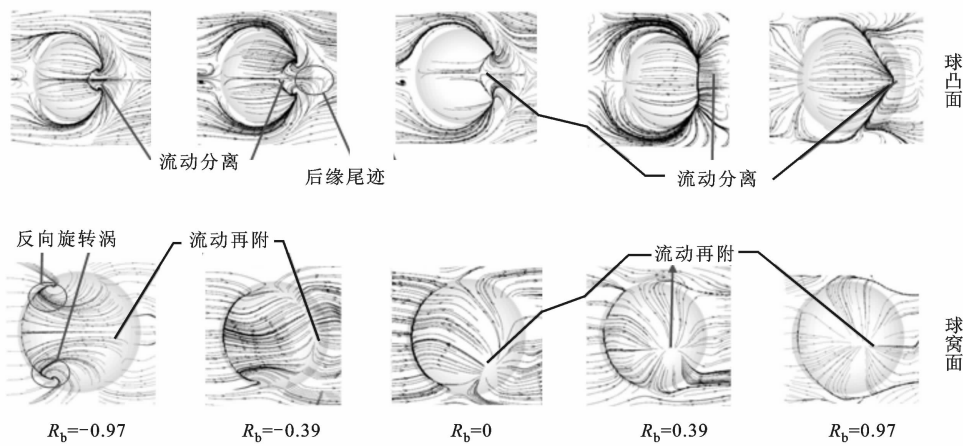


图 5 第 5 排圆形球窝/球凸附近表面极限流线

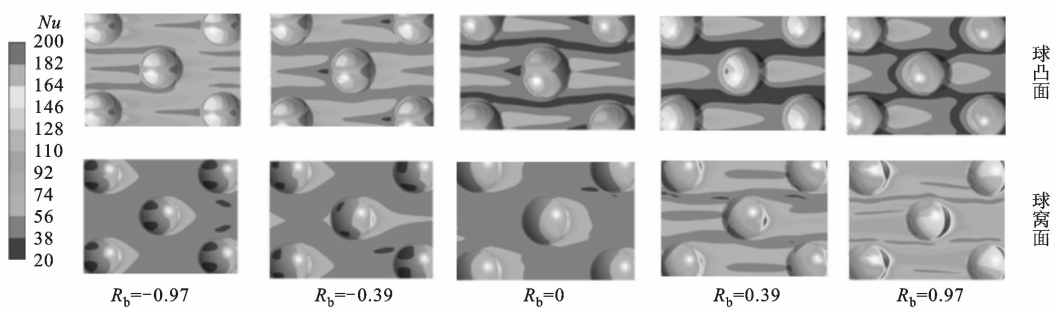


图 6 第 5 排圆形球窝/球凸附近努塞尔数分布

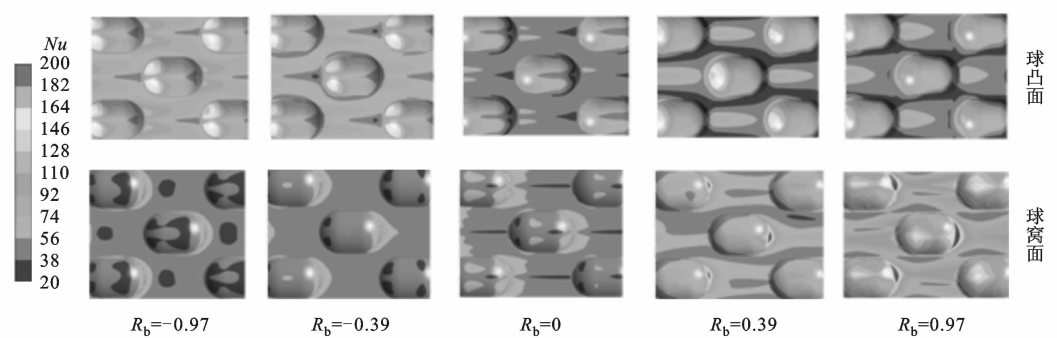


图 7 第 5 排竖椭圆球窝/球凸附近努塞尔数分布

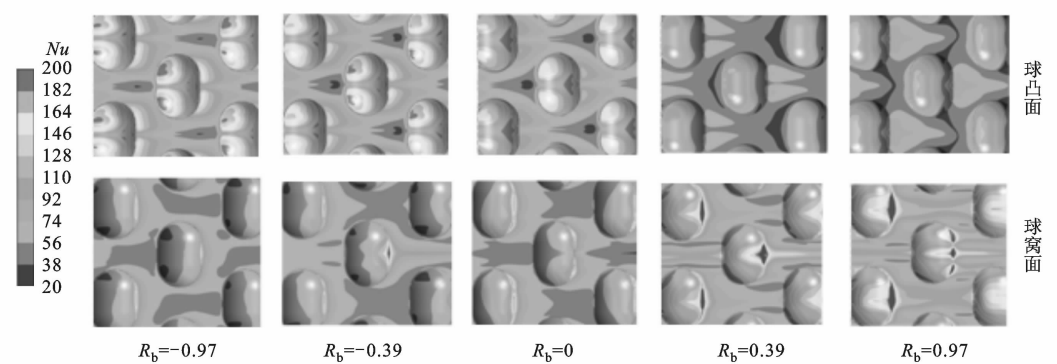


图 8 第 5 排横椭圆球窝/球凸附近努塞尔数分布

道球窝面的平均努塞尔数均大于球凸面,当 ω 逐渐增大时,球凸面的平均努塞尔数出现小范围波动,但与 ω 基本无关,而球窝面的平均努塞尔数大幅增加,球窝面与球凸面的平均努塞尔数差值随之增大.

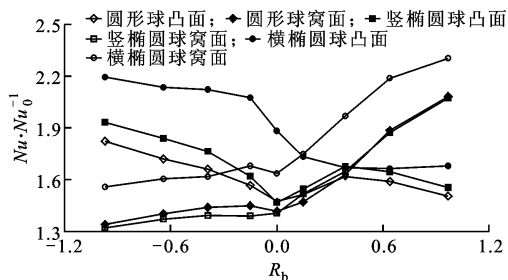


图9 3种通道在不同工况下的壁面平均努塞尔数

3.3 阻力特性

压损是研究通道强化传热性能的一个重要指标。3种球窝结构通道在不同工况下的平均摩擦系数增强比 f/f_0 (f_0 为光滑平板通道的平均摩擦系数) 如图10所示。通道的平均摩擦系数定义如下

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho V^2} \frac{D_h}{L} \quad (3)$$

式中: Δp 为通道进、出口静压之差; V 为通道进口的气流速度; L 为通道的流向总长度。

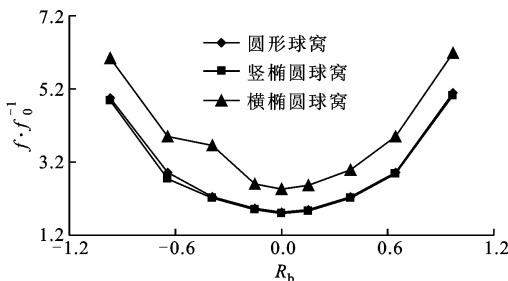


图10 3种球窝结构在不同工况下的平均摩擦系数增强比

从图10可看出: 静止工况下通道的摩擦系数增强比均为最小, 其值仅为光滑通道的2倍左右, 在一定程度上表明, 球窝/球凸通道引起的压损是很小的, 随着 ω 的增大, 摩擦系数逐渐增大, ω 达到最大时的摩擦系数接近于静止时的3倍, 且随着旋转方向的不同呈现出对称性。从图10整体趋势看出, 圆形球窝/球凸通道同竖椭圆球窝/球凸通道的摩擦系数增强比非常接近, 绝大多数工况下竖椭圆球窝/球凸通道的摩擦系数增强比相对较小, 而横椭圆球窝/球凸通道的摩擦系数增强比明显大于另外2种通道, 随着 ω 的增大, 这种差别更大。

3.4 综合换热性能

Liu等^[13]和蓝吉兵等^[10]曾经用热性能指标 Ψ_{TP} 来描述传热过程的综合性能, 其定义为

$$\Psi_{TP} = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (4)$$

本文中3种通道的6个换热面的热性能指标散点图如图11所示。从图11可看出, 横椭圆通道的2

个换热面的热性能指标最高, 随着工况的变化, 圆形球窝通道和竖椭圆球窝通道的换热面热性能很接近, 即 Ψ_{TP} 在1.5左右波动。图11同时描绘了光滑平板和典型肋化通道在雷诺数为10 000工况下的基准线, 其中典型肋化静止通道的 Ψ_{TP} 约为1.6, 可见典型肋化通道的热性能比圆形球窝/球凸通道和竖椭圆球窝/球凸通道略好, 横椭圆球窝/球凸通道的热性能远优于典型肋化通道。

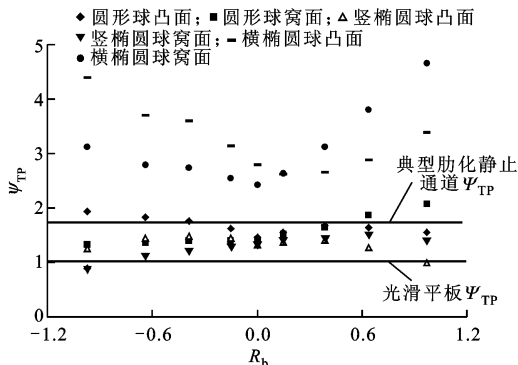


图11 3种通道6个换热面的综合换热性能

4 结论

本文采用数值模拟的方法对布置圆形球窝/球凸、竖椭圆球窝/球凸和横椭圆球窝/球凸3种结构的旋转矩形通道的传热和阻力特性进行了计算与分析, 得出的主要结论如下。

(1) 流体流过球窝/球凸通道时, 受球凸的后缘尾迹区和球窝的前缘附近逆压梯度的影响, 流动分离及传热性能下降, 球凸迎风面和球窝的后缘附近受流体冲刷和分离再附的影响, 通道的传热性能有所提高。

(2) $R_b < 0$ 时, 随着 ω 的增大, 球凸后缘尾迹区面积减小, 传热性能提高, 球窝前缘附近流动分离现象更为明显, 低努塞尔数区域逐渐增大; $R_b > 0$ 时, 随着 ω 的增大, 球凸面附近的流动能量减小, 后缘尾迹区面积增大, 努塞尔数略微下降, 球窝面分离流体再附提前, 使得传热性能逐渐提高。

(3) 通道的竖椭圆球窝/球凸和圆形球窝/球凸面的平均努塞尔数非常接近, 通道的横椭圆球窝/球凸面的平均努塞尔数明显大于其他2种。各通道传热性能随 R_b 的变化规律基本相同。 ω 越大, 通道的整体平均摩擦系数越大, 圆形球窝/球凸和竖椭圆球窝/球凸通道在对应工况下的摩擦系数几乎相同, 而横椭圆通道的摩擦系数明显大于另外2种。典型肋化通道的换热面热性能比圆形球窝/球凸通道和竖椭圆球窝/球凸通道的略好, 横椭圆球窝/球凸面的

热性能明显优于典型肋化通道.

参考文献:

- [1] AFANASYEV V N, CHUDNOVSKY Y P, LEONTIEV A I, et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993, 7 (1): 1-8.
- [2] GRIFFITH T S, LUAI A, HAN J. Heat transfer in rotating rectangular cooling channels ($AR = 4$) with dimples [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125: 555-564.
- [3] MOHAMMAD A E, DANESH K T. Effect of Coriolis forces in a rotating channel with dimples and protrusions [J]. *Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, 31: 1-18.
- [4] MOHAMMAD A E, DANESH K T. Investigation of Coriolis forces effect of flow structure and heat transfer distribution in a rotating dimpled channel, ASME GT2010-22657 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [5] CARLOS S, DOSEO P, EGIDIO M, et al. Optimizing of fin performance in a laminar channel flow through dimpled surfaces [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2009, 131: 1-9.
- [6] LIGRANI P M, HARRISON J L, MAHMMOD G I, et al. Flow structure due to dimple depressions on a channel surface [J]. *Physics of Fluid*, 2001, 13 (11): 3442-3451.
- [7] MAHMOOD G I, SABBAGH M Z, LIGRANI P M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2001, 15(3): 275-283.
- [8] RAO Y, WAN C Y, ZANG S S. Comparisons of flow friction and heat transfer performance in rectangular channels with pin fin-dimple, pin fin and dimple arrays, ASME GT2010-22442 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [9] XIE G N, SUNDEN B, ZHANG W H. Comparisons of pins/dimples/protrusions cooling concepts for a turbine blade tip-wall at high Reynolds numbers [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 133(6): 1-9.
- [10] 蓝吉兵, 谢永慧, 张荻. 微通道中球窝球凸强化传热特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(7): 89-94. LAN Jibing, XIE Yonghui, ZHANG Di. Heat transfer enhancement in micro-channel with dimples and protrusions [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(7): 89-94.
- [11] ELYYAN M A, ROZATI A, TAFTI D K. Study of flow structures and heat transfer in parallel fins with dimples and protrusions using large eddy simulation, ASME FEDSM2006-98113 [R]. New York, USA: ASME, 2006.
- [12] ELYYAN M A, TAFTI D K. Flow and heat transfer characteristics of dimpled multilouvered fins [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2009, 16 (1): 43-60.
- [13] LIU Y H, MICHAEL H, HAN J C. High rotation number effect on heat transfer in a triangular channel with 45° , inverted 45° , and 90° ribs, ASME GT2009-59216 [R]. New York, USA: ASME, 2009.

(编辑 苗凌)