端部圆角结构提升带针肋微通道热沉均温性

李金星, 潘治良, 李平*

西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: pingli@xjtu.edu.cn

2017-08-28 收稿, 2017-09-27 修回, 2017-09-27 接受, 2017-12-07 网络版发表

国家自然科学基金(51506162)资助

摘要 布设针肋的微通道因其具有较高的强化传热传质效率而得到了广泛应用, 但针肋背风侧端部存在的局部高温区域和整体较差的均温性将会提升换热表面的温度梯度, 产生额外扩展热阻, 将在很大程度上影响系统的调制响应, 以及设备的经济性和可靠性. 为解决上述问题, 本文提出了采用端部圆角结构改进带针肋微通道热沉均温性的研究思路, 并详细分析了其周期性层流流动换热特性, 由结果可见, $Re=0\sim120$ 时该新型针肋强化了微通道内的展向和法向二次流, 提升了外侧换热面和针肋表面的均温性, 有效消除了针肋背风侧端部的局部高温区域, 并且随着圆角半径的增加, 上述效应逐渐增强, 通道努塞尔数最大增加了16.93%; 而与传统带针肋微通道热沉相比, 该新型微通道的阻力系数并未明显增加, 因此, 通道综合热性能系数最大增加了16.22%. 此外, 随着 Re 数继续增加, 圆角结构对通道换热性能的影响逐渐减弱.

关键词 端部圆角结构, 微通道热沉, 强化换热, 流动特性, 均温性

众多工业领域, 如能源、运输、航空航天、电子工业、制造业等都与能质传递过程密不可分, 其中换热设备起到了至关重要的作用. 随着科学技术的快速发展以及能源问题的日益突出, 换热设备负荷及换热强度逐渐增大, 因此对换热系统的换热效率提出了更高要求^[1], 微通道热沉等高效节能紧凑型换热器也由此受到学术界和工程界越来越多的重视^[2].

目前基于流动控制结构, 如针肋^[3]、凹槽^[4]、球凸/球凹^[5,6]等结构进行强化传热传质的研究方兴未艾, 其中布设针肋的微通道因其较高的强化传热传质效率而得到了广泛的应用. Koşar等人^[7]通过实验研究了带有顺排和叉排针肋管排微通道内的强制对流换热, 发现在低 Re 数下, 管排疏密和端壁效应对流动阻力影响较大, 随后提出了改进的实验关联式来预测微通道内的压降. 随后, 他们研究了较大热流密度变化下的带有错列针肋的微水槽内流动的 Re 数、

热阻和阻力系数的变化^[8], 发现在高 Re 数下密排针肋延缓了流动分离从而减小了端壁效应. Marques和Kelly^[9]实验研究了带有针肋管排微通道内流动的热交换和压损, 发现其热交换性能都超过了相应的平行板热交换器, 然后提出了一个用于燃气轮机叶片冷却的微型针肋热交换器冷却效果预测模型. Vana-palli等人^[10]进行了紧凑型针肋管束微通道的压损分析, 不同截面形状的结果表明正弦波形的针肋在考虑压损时效果最佳. Wang等人^[11]实验研究了大范围 Re 数变化下的带有针肋的微通道内的换热, 发现热交换系数是光滑微通道的两倍, 此外, 三角形截面的针肋热交换效果最好. 由上述研究可见, 微通道中布设针肋, 是一种在高热流条件下有效的传热传质强化技术.

但是, 上述研究结果同时也表明, 流动控制结构在强化微通道内换热过程的同时, 会导致其尾迹区、

引用格式: 李金星, 潘治良, 李平. 端部圆角结构提升带针肋微通道热沉均温性. 科学通报, 2018, 63: 108–116

Li J X, Pan Z L, Li P. Improvement of temperature uniformity in microchannel with pin-fin based on endwall fillet structure (in Chinese). Chin Sci Bull, 2018, 63: 108–116, doi: 10.1360/N972017-00927

通道角涡区和分离泡附近壁面处产生局部高温区域,局部传热效果恶化.而对于航天器和微电子元件等需要精密控制的设备,局部换热效果恶化将会提升换热表面的温度梯度,产生额外扩展热阻,这将在很大程度上影响系统的调制响应,严重时会影响设备安全性,以及系统的经济性和可靠性.因此,提升换热面均温性,有效消除局部高温区域,对于提升带流动控制结构微通道热沉的换热性能将具有重要意义.

在压气机通道三维流动研究中,学者们发现端部圆角结构对于流动分离和通道二次流具有显著的影响,Curlett^[12]通过实验表明,CDA叶型加入端部圆角后损失和二次流增加,但DCA叶型叶栅的实验结果正常相反.Hoeger等人^[13]通过模拟提出一种“端部圆角涡”,和“马蹄涡”方向相反,这种涡可以将高能流体传递到吸力面,阻止角区边界层分离,从而扩大了多级压气机的工作范围.Hoeger等人^[14]分析了圆角和鼓包对压气机叶栅端部流动的影响,显示加入圆角后吸力面分离减小甚至消失.Kügeler等人^[15]通过多级压气机数值模拟发现,圆角结构可以减小角区失速,提高节流范围.Goodhand等人^[16]指出去掉叶根圆角后,压气机静叶通道中轮毂附近分离区明显增大,损失上升.Meyer等人^[17]通过实验测得,圆角半径增大,压气机损失增加.上述研究表明,端部圆角结构可以通过改变角区边界层分离流动结构,进而影响到通道内主流与壁面流动的相互作用,以及通道内的换热过程,具有实现提升微通道均温性和热性能的潜力.

因此,为提升通道均温性,本文基于圆角结构在压气机通道流动分离控制中的研究,采用端部圆角结构对针肋进行优化设计,研究了该新型针肋微

通道的层流流动和换热特性,详细讨论了进口雷诺数和圆角半径影响下通道内的流动结构和温度分布,以及性能参数的变化规律.

1 物理模型和边界条件

微通道中,流体流经多个相同的沿流向布置的流动控制装置后,流动便会进入充分发展区域,产生周期性对流传热.流动和热交换过程中,微通道主要部分处于周期性区域,因此,选择最小的重复单元作为计算区域以减少计算量是较常采用的方法.图1为带端部圆角针肋微通道热沉的三维几何模型(图1(a))和流动区域周期单元三维模型(图1(b)).微通道横截面尺寸为200 μm (宽) $\times$ 50 μm (高),针肋直径100 μm ,在流道中以150 μm 周期性间隔排布.图1中的x坐标代表展向,y坐标反方向为流体流向,z坐标代表法向.微通道外表面和针肋表面统一采用无滑移边界条件且热流密度设置为 $q''=5\times 10^5 \text{ W m}^{-2}$,在入口和出口设置周期性边界条件.主流温度为300 K且充分发展,沿y轴负方向从入口流入流动域,入口 Re 数范围为50~200,圆角半径范围分别为0~15 μm .

2 数值方法

2.1 控制方程

与本文作者之前研究相同^[18],本问题视为稳态、常物性、并忽略黏性力,因此,本文采用稳态不可压缩Navier-Stokes方程求解微通道中的流动和热量交换.控制方程如下:

连续方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (1)$$

图1 (网络版彩色)模型三维结构图.(a) 微通道几何模型;(b) 周期单元流动模型

Figure 1 (Color online) Microchannel heat sink and flow domain. (a) Geometrical model of microchannel; (b) unit periodical structures of flow domain

动量方程:

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u}, \quad (2)$$

能量方程:

$$\rho C(\mathbf{u} \cdot \nabla T) = \lambda \nabla^2 T. \quad (3)$$

在进行数值计算时,采用Simple算法进行压力和速度的耦合,压力离散采用Standard方法,动量和能量方程采用二阶迎风格式离散.监视质量流量、能量和速度残差,达到 1×10^{-6} 时视为收敛.

2.2 参数定义

本文中, Re 数定义为

$$Re = \frac{\rho U_{m,in} D_h}{\mu}, \quad (4)$$

其中 $U_{m,in}$ 是入口平均速度, D_h 是湿周, 其定义为

$$D_h = \frac{2WH}{W+H}. \quad (5)$$

Nu 数由下式计算可得

$$Nu = \frac{hD_h}{k}, \quad (6)$$

其中 k 是工质导热系数, h 是换热系数, 定义为

$$h = \frac{q''}{\Delta T}, \quad (7)$$

其中 q'' 代表热流密度, ΔT 是壁面平均温度和主流平均温度的温差, 即

$$\Delta T = T_{w,ave} - T_{f,ave}. \quad (8)$$

范宁摩擦系数 f 定义为

$$f = -\frac{(\Delta P/L) D_h}{2\rho U_{m,in}^2}, \quad (9)$$

其中 ΔP 是压降, L 是主流方向上流道长度.

2.3 数值模型验证

采用上述数值模型, 本文首先对光滑微通道对流传热过程进行数值模拟, 结果表明努塞尔数 Nu 和范宁摩擦系数 f 与文献[19]的偏差均在1%以内, 验证了本文计算方法的可靠性. 为了增加模型的精确性和有效性, 同时平衡计算精度和计算资源的要求, 本文流动区域均采用六面体网格进行划分, 并进行了网格无关性验证, 用以确定合理的网格节点规模, 文中计算了节点规模分别为400824, 1329900, 2475960, 3926120四套网格的流动换热过程(工况条件为: $q''=5 \times 10^5 \text{ W m}^{-2}$, $T_{in}=300 \text{ K}$, $Re=100$, $r=5 \text{ }\mu\text{m}$), 当网格规模从130万增加到250万时, 努塞尔数和范宁摩

擦系数变化很小, 分别改变了0.07%和-0.16%, 满足网格无关性要求. 因此后续分析均选择使用网格节点数为130万的网格, 其他几何结构的网格则参照本网格方案生成.

3 结果及分析

3.1 流动结构和温度分布

本文采用壁面温度分布和极限流线图, 以及展向中截面温度流线图对通道内的流动结构和换热特性进行分析.

图2显示了当 Re 分别为50和200, 圆角半径由0 μm 逐步增大至15 μm 时针肋壁面、通道下壁面以及侧壁面温度云图和极限流线图. $Re=50$ 时, 如图2(a)~(d)所示, 随着圆角半径的增加, 针肋背风面未带圆角侧A区域高温区面积逐步减小, 温度逐步下降, $r=15 \text{ }\mu\text{m}$ 时, A区域内温度降至略高于背风面平均温度水平, 高温区消失, 通过极限流线分布发现由于圆角结构使得流场上下对称性减弱, 使回流区内流体产生向非圆角区流动的趋势, 从而改善了非圆角侧高温区的换热情况, 且随着圆角半径的增大, 其对流场影响逐步增大, 因而非圆角侧高温区逐步减小. 带有圆角侧B区域温度变化趋势与A区域相同, 但由于圆角结构的直接影响, 其变化趋势更加明显, $r=10 \text{ }\mu\text{m}$ 时, B区域内高温区已大致消失, 圆角结构的引入, 加剧了该区域内流体与壁面的直接冲刷效果, 同时提升了该区域附近流体与主流间的传热传质过程, 从而显著改善了该区域的换热情况. 在C区域同样可以观察到其温度随着圆角半径的增大而逐渐减小的趋势. 与针肋带圆角端部一侧相接触的下壁面D区域内, 随着圆角半径的增加, 其温度梯度逐渐减小, 低温区域显著增大, $r=15 \text{ }\mu\text{m}$ 时低温区域基本占据了整个主流区, 改善了下壁面的整体均温性. 针肋前缘E区域的整体温度随圆角增大逐渐降低并趋近于针肋两侧低温区温度, 针肋与壁面接触处的高温区随圆角半径的增加逐渐减小, 带圆角侧的变化更加明显. 可见在低 Re 数下, 圆角结构有效降低了针肋背风侧、前缘部分、侧面以及下壁面的温度梯度, 减小了局部高温区, 且这种效果随着圆角半径增大而增强, 改善了通道的整体换热性能.

$Re=200$ 时, 如图2(e)~(h)所示, 整体高温区域不再是针肋背风侧而是流道四周角区, 随圆角半径增

图2 (网络版彩色)针肋壁面、下壁面以及侧壁上温度(单位: K)和极限流线分布. (a) $Re=50, r=0$; (b) $Re=50, r=5$; (c) $Re=50, r=10$; (d) $Re=50, r=15$; (e) $Re=200, r=0$; (f) $Re=200, r=5$; (g) $Re=200, r=10$; (h) $Re=200, r=15$

Figure 2 (Color online) The distribution of temperature (unit: K) and limiting streamlines on the surface of the cylinder. (a) $Re=50, r=0$; (b) $Re=50, r=5$; (c) $Re=50, r=10$; (d) $Re=50, r=15$; (e) $Re=200, r=0$; (f) $Re=200, r=5$; (g) $Re=200, r=10$; (h) $Re=200, r=15$

大,与针肋带圆角端部一侧相接触的下壁面两侧高温区N区域逐渐减小且温度逐渐降低. $Re=15\ \mu\text{m}$ 情况下高温区面积最小且温度降至最低,这主要是端部圆角结构促进了通道主流与近壁面流体的掺混和交换,降低了下壁面平均温度和温度梯度,同样强化了角区附近的传热传质过程.但是,另一侧高温角区M区域变化趋势却与N区域相反,随圆角半径增大,其高温区范围逐渐增大,且温度逐渐升高,同样现象也出现在针肋背风侧上端部,这是由于高 Re 下,针肋背风侧尾迹和通道角区的角涡强度较高,抑制了圆角结构对上壁面和M区域流动结构的影响,将圆角的影响范围限制在通道中下部区域,并沿通道展向发展,同时使得主流低温区域远离上壁面(详细结果可见图3),从而出现了与下壁面相反的温度分布趋势.同样在针肋侧面区域,其温度随着圆角半径的增大而逐渐增大,也表明圆角结构在高 Re 数下恶化了针肋侧面的换热性能.此外,下壁面的温度分布与变化趋势与 $Re=50$ 的情况相同,此处不再加以赘述.由上述分析可见,高 Re 数下,带端部圆角针肋侧下壁面传热性能改善,但上壁面角区及针肋传热性能恶化.

图3展示了 Re 分别为50和200,圆角半径由 $0\ \mu\text{m}$ 逐步增大到 $15\ \mu\text{m}$ 时展向中截面的流体温度及流线分布图,由于流场的对称性,此处只展示一半区域的流动结构. $Re=50$ 时,如图3(a)~(d)所示,上下通道的展向二次流范围较大,沿展向填充整个通道,随圆角半径由 $0\ \mu\text{m}$ 增加至 $15\ \mu\text{m}$,流场关于流向中分面的对称性减弱,下通道的展向二次流较上通道增强,且区域也得到了扩展,向上通道发展,上下通道的展向二次流逐渐融合,产生了沿法向的二次流.同时,流体的低温主流核心区由类椭圆形变为类圆形,并向未带圆角侧偏移.下通道展向二次流的增强强化了该壁面的换热,因而解释了低 Re 数下下壁面温度梯度减小以及温度降低的现象.同时,布置圆角的角区附近,流场温度逐渐减小,在圆角半径增加为10和 $15\ \mu\text{m}$ 时,该位置整体处于温度较低区域.

$Re=200$ 时,如图3(e)~(h)所示上下通道展向二次流均被限制在角区附近,强度相比低 Re 数时有所减弱,针肋端部圆角的半径对于流动结构的影响减弱,同时上下通道展向二次流的相互作用不再明显.但是,圆角半径对于温度场的分布影响显著,随着圆角半径的增加,主流低温核心区体现出明显的非对称性,逐渐向下通道迁移.流道下通道展向二次流较无

圆角结构强,圆角结构增强了下壁面展向二次流从而强化下壁面换热,同时二次流的增强使得下通道角区附近高温区域减小,整体温度降低,换热效果提升,但是,由于主流核心区迁移到下通道,导致上通道角区高温区域增加,换热恶化,这与图2结果是相吻合的,上述效应在 $r=15\ \mu\text{m}$ 时达到最强.此外,下壁面二次流向另一侧壁面发展的趋势被抑制,圆角结构对另一侧壁面的影响减弱.

3.2 性能参数分析

端部圆角结构对通道内的流场和温度场分布产生了显著影响,通道壁面温度极值以及温度均匀性得到了改善,强化了传热性能;同时,流道结构的改变以及流场的变化也会对流动阻力产生影响,因此,本节将分析端部圆角结构对通道阻力特性和传热性能参数的影响,并对流道的综合传热效果进行讨论.

(i) 流动阻力分析. 本文使用相对范宁摩擦系数 f/f_0 对比分析流体在流道内流动的阻力性能,范宁摩擦系数 f 定义由公式(9)给出, f_0 代表光滑针肋流道范宁摩擦系数,计算结果如图4所示.

从图中可以发现,除 $r=15\ \mu\text{m}$ 工况,加入圆角结构之后的 f 基本上与光滑针肋流道相同;随着圆角结构半径增大,相对流动阻力缓慢增加;圆角半径大小对不同雷诺数下的 f/f_0 影响不尽相同,圆角半径较小时,高雷诺数工况下流动阻力相对提升 f/f_0 较大,在圆角半径小于 $6\ \mu\text{m}$ 时,随着雷诺数的增加, f/f_0 逐渐增大,雷诺数为200时 f/f_0 最大.圆角半径在 $6\ \mu\text{m}$ 到 $8\ \mu\text{m}$ 之间不同雷诺数下 f/f_0 的相对大小发生了变化.圆角半径大于 $8\ \mu\text{m}$ 之后,高雷诺数 $Re=200$ 工况的 f/f_0 较其余工况相比较小, $Re=100$ 工况的 f/f_0 最大.整体上看,在不同工况下,圆角半径在 $0\sim 15\ \mu\text{m}$ 之间逐渐增大时,流动阻力仅有轻微增加,最大相对变化只有2.03%.这主要是由于圆角半径增加后流道截面积略微减小导致的.上述结果表明端部圆角的加入并没有使得通道流动阻力出现较大增加,这对于提升通道综合热性能是有益的.

(ii) 换热参数分析. 本文采用努塞尔数 Nu 以及相对努塞尔数 Nu/Nu_0 对比分析通道换热性能,其定义由公式(6)给出,计算结果如图5所示.从图5(a)中可以发现,在不同工况下,圆角半径在 $0\sim 15\ \mu\text{m}$ 之间变化时, Nu 相互关系较为复杂.在低 Re 数下,相较于无圆角结构, Nu 随圆角半径的增加而增加,由上节

图3 (网络版彩色)展向中截面上流体温度(单位: K)及流线分布图. (a) $Re=50$, $r=0$; (b) $Re=50$, $r=5$; (c) $Re=50$, $r=10$; (d) $Re=50$, $r=15$; (e) $Re=200$, $r=0$; (f) $Re=200$, $r=5$; (g) $Re=200$, $r=10$; (h) $Re=200$, $r=15$

Figure 3 (Color online) The distribution of temperature (unit: K) and streamlines in the stream-wise mid-section. (a) $Re=50$, $r=0$; (b) $Re=50$, $r=5$; (c) $Re=50$, $r=10$; (d) $Re=50$, $r=15$; (e) $Re=200$, $r=0$; (f) $Re=200$, $r=5$; (g) $Re=200$, $r=10$; (h) $Re=200$, $r=15$

分析可得,低 Re 数下换热较差区域位于针肋背风面及前缘,圆角结构改善了该区域以及下壁面的流动情况从而使换热增强.但是这种增强效果随着 Re 数

的增加而减弱,在 Re 数达到120左右换热增强效果基本消失. Re 数继续增加,相较于无圆角结构,换热效果会恶化,且恶化程度随着圆角半径的增加而加深.

图4 (网络版彩色)不同半径相对流动阻力对比

Figure 4 (Color online) Variation of f/f_0 with radius

由上节的温度场分布和分析可得,这是因为随着 Re 数增大,整体流道的传热恶化区由针肋尾迹变化至通道四周角涡区.而高 Re 数下,圆角结构改善了下壁面的换热情况,但却使针肋及上壁面换热恶化,因而表现出圆角结构对整体换热改善作用下降,甚至产生了恶化效果.此外,从图5(b)中可以看出,相对努塞尔数 Nu/Nu_0 的变化趋势基本一致,这也印证的实验结果的一致性.

(iii) 综合热性能参数分析. 由于端部圆角结构的引入,通道内传热性能和流动阻力均出现了较大变化,其中 Nu 数与换热性能正相关,而阻力系数的增加则会出现不利影响.综合考虑两项指标的影响,采用评价指标 $TP^{[20,21]}$ 对通道综合热性能进行对比分析,其定义式如下:

$$TP = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \cdot \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3}, \quad (10)$$

式中, Nu_0, f_0 是对应 Re 数下带光滑针肋微通道的数据, 计算结果如图3所示, 图中纵坐标为 ζ , 表示 TP 的相对变化率, 其定义如下:

$$\zeta = \frac{TP_r - TP_0}{TP_0}. \quad (11)$$

由图6可知, 微通道综合热性能参数 TP 随 Re 数的增加而减小, 在 Re 数达到120时传热强化效果消失. Re 数继续增加, 相较于无圆角结构, 换热效果会恶化, 且恶化程度随圆角半径的增加而加剧, 这是由于圆角结构对流动阻力的影响很小, 因而传热效果对 TP 的影响占主要因素, 由之前分析可知, 低 Re 数下换热较差区域在于针肋背风面及前缘, 圆角结构改

图5 (网络版彩色)不同工况 Nu 和 Nu/Nu_0 对比Figure 5 (Color online) Variation of Nu and Nu/Nu_0 at different conditions 图6 (网络版彩色)不同工况综合热性能 TP 对比Figure 6 (Color online) Variation of synthetical thermal performance TP at different conditions

善了该区域以及下壁面的流动情况从而使换热增强.随着 Re 数增大,整体流道的传热恶化区由针肋背风面回流区变化至流道四周角涡区,而高 Re 数下,圆角结构改善了下壁面的换热情况,却使针肋及上壁面换热恶化,因而表现出圆角结构对整体热性能改

善作用下降,甚至产生恶化效果.

4 结论

本文采用端部圆角结构对带针肋微通道热沉进行了改进设计,分析了其层流流动换热特性,着重讨论了圆角结构对于通道均温性的影响,主要研究结论如下.

在低 Re 下(0~120),新型针肋结构强化了通道内的展向和法向二次流,提升了外侧换热面和针肋表面的均温性,改善了针肋背风侧换热性能,消除了针肋端部的局部高温区域,而且,随着圆角半径的增加,下通道展向二次流增强,上下通道的展向二次流从而逐渐融合,产生了沿法向的二次流,提高了通道

传热效果,通道换热系数最大增加了16.93%.

高 Re 数下,端部圆角对通道传热性能的提升作用逐渐减小,随着圆角半径的增加,主流低温核心区表现出明显的非对称性,逐渐向下通道迁移,使得下通道换热面及角区换热效果增强,却使得针肋和上壁面换热恶化.

在相同进口 Re 数下,与传统带针肋微通道热沉相比,带新型针肋微通道的阻力系数并未出现明显增加,即采用本研究所提出的新型针肋后,微通道热沉在强化换热的同时,阻力系数几乎不变,最大相对变化只有2.03%;相比常规带针肋微通道热沉,本文中所提出的新型针肋微通道综合热性能系数最大提高16.22%.

参考文献

- Ma J, Sun Y S, Li B W. Simulation of combined conductive, convective and radiative heat transfer in moving irregular porous fins by spectral element method. *Int J Therm Sci*, 2017, 118: 475–487
- Vafai K, Zhu L. Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling. *Int J Heat Mass Tran*, 1999, 42: 2287–2297
- Peles Y, Koşar A, Mishra C, et al. Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink. *Int J Heat Mass Tran*, 2005, 48: 3615–3627
- Fan C, Sun F, Yang L, et al. Experimental investigation of flat miniature heat pipes with three kinds of micro grooves. *J Enhanc Heat Transf*, 2004, 11: 467–476
- Wei X J, Joshi Y K, Ligrani P M. Numerical simulation of laminar flow and heat transfer inside a microchannel with one dimpled surface. *J Electron Packaging*, 2007, 129: 63–70
- Li P, Xie Y, Zhang D. Laminar flow and forced convective heat transfer of shear-thinning power-law fluids in dimpled and protruded microchannels. *Int J Heat Mass Tran*, 2016, 99: 372–382
- Koşar A, Mishra C, Peles Y. Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins. *J Fluids Eng-T ASME*, 2005, 127: 419–430
- Koşar A, Peles Y. Thermal-hydraulic performance of MEMS-based pin fin heat sink. *J Heat Transf*, 2006, 128: 121–131
- Marques C, Kelly K W. Fabrication and performance of a pin fin micro heat exchanger. *J Heat Transf*, 2004, 126: 434–444
- Vanapalli S, Ter Brake H J M, Jansen H V, et al. Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices. *J Micromech Microeng*, 2007, 17: 1381–1386
- Wang Y, Houshmand F, Elcock D, et al. Convective heat transfer and mixing enhancement in a microchannel with a pillar. *Int J Heat Mass Tran*, 2013, 62: 553–561
- Curllett B P. The aerodynamic effect of fillet radius in a low speed compressor cascade. NASA Technical Memorandum, Washington D C, 1991. 105347
- Hoeger M, Schmidt-Eisenlohr U, Gomez S, et al. Numerical simulation of the influence of a fillet and a bulb on the secondary flow in a compressor cascade. *Task Quart*, 2002, 6: 25–37
- Hoeger M, Baier R D, Müller R, et al. Impact of a fillet on diffusing vane endwall flow structure. In: *Proceedings of the 11th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. Honolulu, 2006. ISROMAC 2006-05
- Kügeler E, Nürnberger D, Weber A, et al. Influence of blade fillets on the performance of a 15 stage gas turbine compressor. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Berlin, 2008. GT2008-50748
- Goodhand M N, Miller R J. The impact of real geometries on three-dimensional separations in compressors. *J Turbomach*, 2012, 134: 021007
- Meyer R, Schulz S, Liesner K, et al. A parameter study on the influence of fillets on the compressor cascade performance. *J Theor Appl Mech*, 2012, 50: 131–145
- Li P, Zhang D, Xie Y. Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 -water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion. *Int J Heat Mass Tran*, 2014, 73: 456–467
- Shah R K, London A L. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. New York: Academic Press, 1978
- Xie G, Liu J, Zhang W, et al. Numerical prediction of flow structure and heat transfer in square channels with dimples combined with secondary half-size dimples/protrusions. *Numer Heat Tr A-Appl*, 2014, 65: 327–356
- Murata A, Mochizuki S. Centrifugal buoyancy effect on turbulent heat transfer in a rotating two-pass smooth square channel with sharp 180-deg turns. *Int J Heat Mass Tran*, 2004, 47: 3215–3231

Summary for “端部圆角结构提升带针肋微通道热沉均温性”

Improvement of temperature uniformity in microchannel with pin-fin based on endwall fillet structure

Jinxing Li, Zhiliang Pan & Ping Li*

Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

* Corresponding author, E-mail: pingli@xjtu.edu.cn

Energy and mass transfer process are involved in many industries, such as energy, transportation, aeronautics and astronautics, electronic, manufacturing, among which, the heat exchanger plays a very key role. With the development of science and technology and the increasing requirements for energy conservation and emission reduction, the efficiency of heat exchange system has to be promoted to meet the demand of higher heat intensity and thermal load. The high-efficient and energy-saving compact heat exchanger such as microchannel heat sink has gained more attractions in academic researches and engineering applications. Microchannel with pin-fin is widely used in engineering applications due to its high efficiency in heat and mass transfer, but the high temperature region formed in the rear of the cylinder and the non-uniformity temperature field increase the temperature gradient and generate extra thermal spreading resistance, which would, to a large extent, influence the regulation of the system and the economy and reliability of the equipments. Therefore, the endwall fillet structure is proposed in this work, based on researches about the performance of CDA (controlled diffusion airfoil) blade with fillet, to improve the temperature uniformity and heat transfer performance of microchannel with pin-fin. The periodical laminar flow and heat transfer performances are comparatively studied. The results show that the flow resistance coefficient f of the microchannel with filleted pin-fin does not increase significantly compared to traditional pin-fined microchannel, which means the introducing of the fillet will enhance the heat transfer while f of the microchannel is almost a constant. The maximum increase of f is only 2.03%. Moreover, two separate symmetrical secondary flows develop in microchannel with smooth cylinder, with one on the top of the other. After adding the proposed structures, at low Reynolds number, the lower span-wise secondary flow is enhanced as the radius increases and these two span-wise secondary flows gradually merge into one which develops along the normal direction. At high Reynolds number, the mainstream low-temperature core region is obvious asymmetry: it moves downwards gradually as Reynolds number increases. Besides, at low Reynolds number (0–120), the fillet improves the heat and mass transfer between the main stream core and areas near the wall, enhances the thermal uniformity of the pin-fin and heated walls, improves the heat transfer performance of the rear of the cylinder and eliminates the high temperature area in the pin-fin. And local high-temperature region on the top half of the microchannel decreases, which contributes to the extension of low-temperature region and the decrease of average temperature. As the radius of the fillet increases, the effects mentioned above are gradually enhanced. The heat transfer coefficient of the channel reaches a maximum augmentation of 16.93%, and the flow resistance coefficient of the microchannel with filleted pin-fin does not increase significantly. Comparing with the synthetical thermal performance coefficient of pin-fined microchannel heat sink, that of the proposed filleted pin-fin microchannel increases 16.22% at most. As the Reynolds number increases, the influence of the fillet structure decreases. The study motivation of combining separation flow researches of rotatory machines with heat transfer enhancement, as well as the resulting design are a beneficial attempt for scientific research and engineering application.

endwall fillet, microchannel heat sink, heat transfer enhancement, flow characteristic, temperature uniformity

doi: 10.1360/N972017-00927