

DOI: 10.7652/xjtuxb201911015

截面形状对微通道流动沸腾影响的数值研究

罗炜¹, 贺静², 罗兵³, 徐永生³, 林梅²

(1. 中国南方电网有限责任公司, 510080, 广州; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;
3. 南方电网科学研究院有限责任公司直流输电技术国家重点实验室, 510080, 广州)

摘要: 针对换流阀元件在工作时需要高效冷却的要求,采用全氟己烷类液体为工质的微通道相变冷却代替传统水冷系统,并对其在圆形、方形、三角形和梯形 4 种截面形状微通道内的流动沸腾特性进行了数值模拟,质量流量范围为 0.000 1~0.002 kg/s,热流密度范围为 50~500 kW/m²。数值分析结果表明:通道内的锐角边会限制气泡的生长,加速气泡的融合、破碎;局部换热系数沿流动方向逐渐增大,相同当量直径下三角形通道局部换热系数最大,圆形次之,梯形最小;随着热流密度与质量流量增大,4 种通道的平均换热系数均增大,当质量流量增大 19 倍时,换热系数增大 0.11~0.32 倍,压降增大 5.62~8.98 倍;当热流密度增大 9 倍时,换热系数增大 0.16~0.20 倍,压降增大 1.08~1.53 倍;三角形通道的性能因子最大,综合换热性能最佳。该研究可为换流阀微通道相变冷却系统的设计提供理论依据。

关键词: 换流阀;流动沸腾;截面形状;微通道

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)11-0101-11

Numerical Study on the Effect of Cross-Sectional Shape of Microchannels on Flow Boiling

LUO Wei¹, HE Jing², LUO Bing³, XU Yongsheng³, LIN Mei²

(1. China Southern Power Grid, Guangzhou 510080, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. State Key Laboratory of HVDC, Electric Power Research Institute, China Southern Power Grid, Guangzhou 510080, China)

Abstract: In view of the requirement for high-efficiency cooling system, a microchannel cooling system with phase change of perfluorohexanes was proposed to replace the traditional water-cooling system, and the flow boiling characteristics in the microchannels with circular, square, triangular and trapezoidal cross sections were numerically studied. The mass flow rate ranges from 0.000 1 to 0.002 kg/s and the heat flux ranges from 50 to 500 kW/m². Numerical analysis results showed that the microchannels whose cross section includes acute angles would limit the growth of bubbles, thus accelerate the coalescence and breaking of bubbles. The local heat transfer coefficient gradually increases along the flow direction, and for the same equivalent diameter, the triangular channel has the largest local heat transfer coefficient value; the circle channel has the second value; and the trapezoid channel has the smallest value. As the heat flux and mass flow rate increase, the average heat transfer coefficients increase for four channels. When the mass flow rate increases by 19 times, the average heat transfer coefficient increases by

0.11-0.32 times, and the pressure drop increases by 5.62-8.98 times. When the heat flux increases by 9 times, the average heat transfer coefficient increases by 0.16-0.20 times, and the pressure drop increases by 1.08-1.53 times. The triangular channel has the highest performance factor and better comprehensive heat transfer performance. The study results in this paper could provide a theoretical guidance for design of the phase change cooling system of converter valves.

Keywords: converter valve; flow boiling; cross section shape; microchannel

随着科技的不断进步,高压直流输电技术近几年来发展迅速,拥有广阔的市场前景。高压直流输电技术(HVDC)是将电厂发出的交流电在输送端整流成直流电,进行远距离输送,在接收端又把直流电变成交流电供用户使用^[1]。与交流输电方式相比,直流输电具有电阻损耗小、故障率低、稳定性高等特点,但输电过程中电流的交直流转化是重要且必不可少的环节,实现这一环节的关键设备为换流阀。其中,晶闸管是组成换流阀的基本元件,在通电过程中,载流子的运动会造成晶闸管PN结产生大量的热量,如果这些热量不能及时散发出去,将导致晶闸管PN结的温度超过其能承受的最高温度,此时换流阀的性能急剧恶化甚至可能被烧毁。因此,换流阀的有效冷却是高压直流输电系统安全可靠运行的重要保障。

目前换流阀系统的冷却方式多为单相水冷,冷却系统一般由外冷水循环系统和内冷水循环系统组成,其中内冷水循环系统对水质要求高,需要大量设备对水进行去离子化等处理,随着输送电量的进一步增大,该系统将十分庞大。因此,本文提出使用具有高面体比、高冷却效率的微通道相变冷却散热器对换流阀进行冷却。

微通道冷却因具有较高的面体比,已被广泛应用于不同工业领域^[2-5],其中微通道相变冷却技术近年来备受关注。Barber等用高速相机研究了以FC-72为工质的矩形微通道内气泡生长限制作用,该微通道纵横比为10,结果表明当气泡生长受限时,通道内会产生大的压力波动,气泡的不断生成与破裂过程造成了微通道内压力的不稳定^[6]。Anwar等通过实验研究了竖直小通道内R152a的流动沸腾换热特性及烧干特征,该实验质量流速范围为100~500 kg/(m²·s),研究结果表明气相体积分数小于0.9时,对换热系数改变有较大影响的参数为热流密度,随着系统压力的升高,换热系数增大,但临界热流密度不随系统压力的改变而改变^[7]。Lee等研究了截面积为1 mm×1 mm的并行微通道内的流动沸腾时均和瞬态特性,该实验工质为R134a,结

果表明在低热流密度下,流型主要为核态沸腾为主导的柱塞流,出口干度增大,换热系数降低;在高热流密度下,微通道出现以对流沸腾为主导机制的环状流。同时,通道内的波状液体可以减少气泡与热壁直接接触,从而减小了烧干带来的不利影响^[8]。Choi等实验研究了FC-72在长径比为216.6的并行微通道内的流动沸腾特性,研究得出不同于常规通道,在低干度区,微通道中核态沸腾换热系数与质量流量有关,基于沸腾数与对流数提出了新的换热系数预测关联式,并提出了用韦伯数区分核态沸腾与膜态沸腾的准则^[9]。Markal等研究了去离子水在100、150、200、250 μm 4种水力直径下的流动沸腾特性,结果表明水力直径越小,微通道内压降越大,这主要由通道对气泡的限制作用引起,通道内换热系数因水力直径不同而异,但不随水力直径单调变化^[10]。因此,在给定工况下需通过设计寻找最佳水力直径。

随着计算机技术的不断发展,数值模拟因省力、经济等优点被广泛应用,关于流动沸腾的数值模拟研究也受到了大量关注。Mukherjee等使用数值模拟方法研究了在边长为200 μm的方形微通道内气泡的生长特性及壁面换热性能,其中气液界面捕捉使用水平集方法,结果表明增加壁面过热度可以强化壁面换热效果、增加气泡生长速率,同时气泡表面张力对气泡形态有影响,但对壁面换热性能基本没有影响,较小的接触角有利于增强壁面换热性能^[11]。Zhuan等用体积分法(VOF)模型研究了横截面边长为0.5 mm的矩形微通道中R134a和R22a的流动沸腾气泡动力学,结果表明高热流密度时,气泡脱离直径增大、成核点向上游移动,热流密度增大,气泡生成和融合速率增加,气泡生成频率的峰值出现在泡状流与柱塞流区域^[12]。Ling等用三维直接数值模拟研究了气泡在给定壁温情况下的生长和融合特性,发现有气泡生长的地方壁面热流密度会增大,且高热流密度区主要出现在气液交界线处^[13]。Ferrari等使用VOF方法在OpenFOAM软件中模拟了R245fa在矩形微通道中的柱塞流演化

情况,发现在相同雷诺数下,方形通道相比于圆形通道具有更薄的液膜厚度,且由于曲率半径不同,方形通道中四角处液膜厚度更大,导致壁面非顶角处烧干几率更大^[14]。

近年来,有越来越多的研究关注微通道截面变化对换热性能的影响^[15-16],例如 Daniel 等研究了 R134a 在圆形、三角形、方形水平微通道内,热流密度为 15~85 kW/m² 时的流动沸腾换热特性^[17],然而关于不同截面竖直微通道流动沸腾的研究还很少,尤其是高热流密度下微通道内的数值模拟研究还鲜有报道。考虑换流阀冷却系统对冷却介质低导电性的要求,本文采用数值模拟方法对某全氟己烷类工质在圆形、方形、三角形、梯形截面竖直微通道内的流动沸腾换热特性进行研究,4 种截面当量直径均为 0.5 mm,热流密度范围为 50~500 kW/m²,质量流量范围为 0.000 1~0.002 kg/s,对比了气泡在不同截面微通道内的生长与融合特性,定量分析了不同截面微通道的换热与压降特性,以期为实际工程应用提供理论指导。

1 模型建立

1.1 物理模型

图 1a 所示为微通道相变冷却散热器,由于微通道散热器中的微通道结构相同,为了减少计算量,选取一个微通道单元进行研究,如图 1b 所示。为了探究截面形状对微通道内流动沸腾的影响,本文选取了圆形、正方形、正三角形及梯形共 4 种微通道模型,用 Fluent 软件对其进行数值模拟。所有通道截面当量直径 d 均为 0.5 mm,壁厚 t 均为 0.1 mm,通道轴向长度 L 均为 125 mm。各 ABCD 截面形状如图 1c 所示,具体尺寸如表 1 所示。为便于描述,建立了如图 1 所示的坐标系:坐标原点位于通道入口中心处,沿通道长度方向为 z 轴方向,加热面位于 x 轴方向, y 方向壁面绝热。

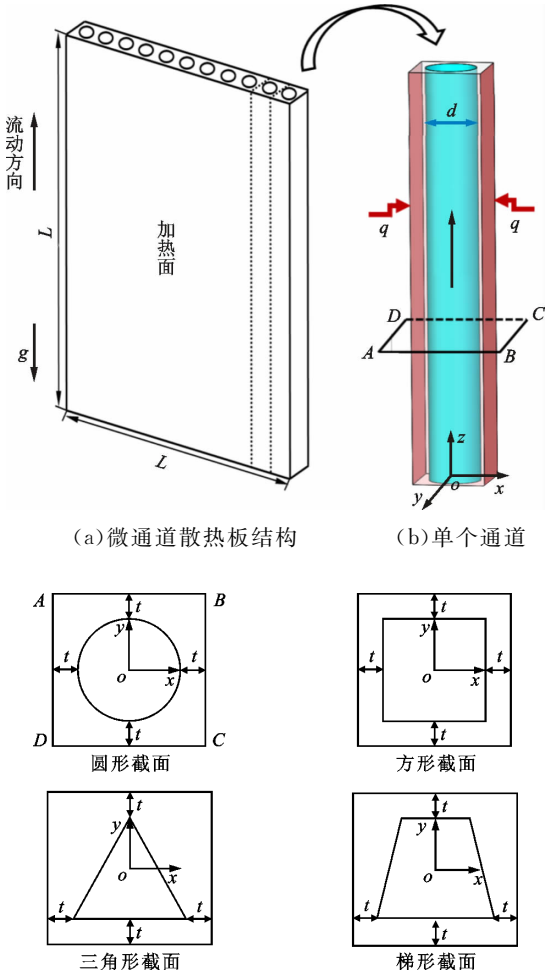
表 1 不同截面形状通道的尺寸

L/mm	t/mm	截面积/mm ²			
		圆形	方形	三角形	梯形
125	0.1	0.196	0.250	0.325	0.286

1.2 数学模型

微通道内工质为某全氟己烷类流体,为简化计算,做出以下假设:

- (1)流体为不可压缩流动;
- (2)冷却介质及壁厚材料的物性定常;



(c) 截面示意图
图 1 微通道结构示意图

- (3)忽略流体流动过程中热辐射的影响;
- (4)管道壁面为无滑移边界条件。

本文中多相流模型选用 VOF 模型,该模型由 Hirt 等提出,是一种在固定欧拉网格下的表面跟踪方法,通过定义在控制容积内某一相的体积与总控制体积之比 α_n 来描述不同相流体的运动^[18]

$$\alpha_n = \frac{V_n}{V_c}$$

(1)

式中: V_n 为控制容积内第 n 相流体体积; V_c 为总控制容积。 α_n 有以下 3 种形式:当 $\alpha_n=0$ 时,控制体内不存在 n 相流体;当 $\alpha_n=1$ 时,控制体内只存在 n 相流体;当 $0<\alpha_n<1$ 时,控制体内存在 n 相和其他相的流体。在同一控制容积中,各相体积分数之和为 1,即 $\sum \alpha_n = 1$ 。

在 VOF 模型中,对于气相来说,连续性方程表述如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{u}_v) = S_M$$

(2)

式中: α_v 、 ρ_v 、 u_v 分别为气相体积分数、气相密度、气相速度; S_M 为在蒸发过程中液相向气相的质量输运。

本文定义液相为主相, 气相连续方程使用 $\sum \alpha_n = 1$ 进行计算。

VOF 模型中各相流体使用同一套动量方程, 所得到的速度场被所有相共用。动量方程表述如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla(\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla[\mu(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F} \quad (3)$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (4)$$

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (5)$$

式中: μ 为动力黏度; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; p 为压力; $\mathbf{F}$ 为施加在流体上的外部力; α_l 、 ρ_l 分别为液相体积分数、液相密度。

本文中对应的能量方程表述如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla[\mathbf{u}(\rho E + p)] = \nabla(k \nabla T) + S_E \quad (6)$$

$$k = \alpha_l k_l + \alpha_v k_v \quad (7)$$

$$E = \frac{\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v}{\alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v} \quad (8)$$

式中: E_l 为液相的能量; E_v 为气相的能量; k_l 为液相导热系数; k_v 为气相导热系数; T 为温度; S_E 为能量源项。

本文通过加载自定义函数(UDF)来描述相变过程, 即本研究中的沸腾过程。本文中选用的描述相间质量输运的模型为广泛应用的 Lee 模型, 该模型为基于气体动力学理论的传质相变模型, 具体表现形式如下^[19]

$$S_{M-lv} = -\beta_c \alpha_l \rho_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, \quad T > T_{sat} \quad (9)$$

$$S_{M-vl} = \beta_c \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}, \quad T < T_{sat} \quad (10)$$

式中: S_{M-lv} 为由液相到气相输运的质量源项; S_{M-vl} 为由气相到液相输运的质量源项; β_e 、 β_c 为相变模型中的质量转移系数; T_{sat} 为饱和温度。式(9)(10)与式(2)有如下关系

$$S_M = -(S_{M-lv} + S_{M-vl}) \quad (11)$$

在发生沸腾相变的过程中液相与气相之间除了有传质过程外还有能量的传递与转换。根据沸腾换热理论, 沸腾相变过程中的能量源项等于质量源项与沸腾相变工质汽化潜热 r 的乘积, 即

$$S_E = S_M r \quad (12)$$

表面张力是维持气泡生长的作用力, 其在数学模型中体现为动量方程中施加在控制体表面的外力, 即式(3)中的 $\mathbf{F}$ 。本文中选用的表面张力模型为

Blackbill 提出的连续表面力模型(CSF), 对于气液两相流, 其表现形式如下^[20]

$$F_\sigma = \sigma_{vl} \frac{2\rho C_1 \nabla \alpha_l}{(\rho_l + \rho_v)} \quad (13)$$

式中 σ_{vl} 为气相与液相间的表面张力系数。

1.3 边界条件

本文中加热壁面为第二类边界条件, 即给定热流密度 q 分别为 50、100、300、500 kW/m², 其他 2 个壁面为绝热边界。

进口边界为质量流量进口, 工质进口温度 T_{in} 为 329.75 K(饱和温度)。出口边界为压力出口, 出口压力为一个大气压。进口质量流量 m 以下式为依据选取

$$m_1 = \frac{qA}{r + C_{pl}(T_{sat} - T_{in})} \quad (14)$$

式中: A 为有效加热面积; C_{pl} 为冷却介质液态时的比定压热容; m_1 为达到稳定状态时出口全部为气相所对应的质量流量。取 $q = 50$ kW/m², 得到 $m_1 = 0.0001$ kg/s, 因此本文分别设置 0.0001、0.0005、0.001 以及 0.002 kg/s 共 4 种质量流量来探究其对沸腾换热性能的影响。

定义进口雷诺数 Re_{in} 如下

$$Re_{in} = \frac{\rho_{in} u_{in} d}{\mu} = \frac{md}{\mu A_{in}} \quad (15)$$

式中: ρ_{in} 为冷却剂进口密度; A_{in} 为通道进口截面积。本文中 $Re_{in} = 600 \sim 11\,977$ 。对于微通道流动, 转捩雷诺数小于常规通道, 文献[21-22]研究表明微通道对流换热转捩雷诺数减小至 300。在流动沸腾过程中, 由于气泡的扰动作用, 在较小的雷诺数下也多选用湍流模型进行模拟^[23-25], 文献[26]中使用标准 $k-\epsilon$ 模型研究了最小进口雷诺数为 300 的 R21 流动沸腾, 并通过与实验结果对比证明了湍流模型在流动沸腾中低进口雷诺数下的适用性。本文选用湍流模型进行数值模拟。

1.4 网格划分

本文研究过程为相变过程, 为更好地获得壁面附近气泡生成与脱离对流动的影响, 采用结构化网格。在管道内壁近壁处设置了边界层网格, 第 1 层网格高度为 0.005 mm, 边界层数为 10, 并对网格无关性进行了验证。共划分了 3 套网格, 网格数分别为 70 万、170 万、250 万, 比较不同网格数下通道出口气相体积分数发现, 网格数为 70 万时气相体积分数与 170 万时相差 22.7%, 网格数为 250 万时与 170 万时仅相差 5%, 故最终确定网格数为 170 万。

1.5 模型验证

在进行数值计算之前,需对选用的数值模型以及编写的相变 UDF 进行校核。本文选用文献[27]中实验模型建立校核数值模型,该物理模型为 $1.8\text{ mm} \times 6.5\text{ mm} \times 250\text{ mm}$ 的矩形截面微通道,壁厚为 0.1 mm ,选用的工质为制冷剂 R21。湍流模型分别采用标准 $k-\epsilon$ 模型、Reliabile $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型及 SST $k-\omega$ 模型,将 4 种湍流模型模拟所得结果与实验数据进行比较,发现数值模拟能清晰地捕捉到气液界面,且流型演化与实验结果基本相同。局部换热系数 h_1 的实验与数值模拟结果如图 2 所示,发现不同湍流模型均能反映局部换热系数随热流密度的变化趋势,其中 SST $k-\omega$ 模型平均误差最小,在 20% 以内,因此在后续数值模拟中选用该模型。

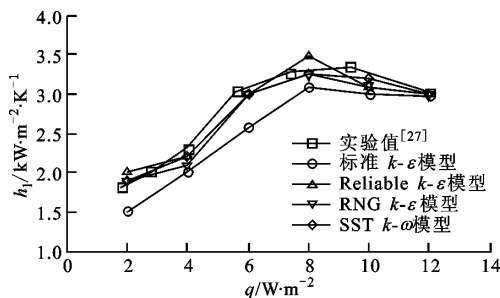


图 2 局部换热系数计算值与实验值^[27]的对比

2 结果与分析

本文通过改变热流密度及质量流量来探究不同截面形状下流型的变化及换热、压降特性,并综合平均换热系数与压降分析不同截面形状微通道的换热性能,为实际工程应用提供指导。

2.1 截面形状对流型及局部换热系数的影响

图 3 所示为 $q=100\text{ kW/m}^2$ 、 $m=0.000\ 5\text{ kg/s}$ 时 4 种通道出口段 ($z/L=0.8\sim 1.0$) 气泡形态图。图 3a 为圆形通道中气泡形态,在通道出口处可以看到明显的柱塞流,且柱塞流外表较为光滑、圆整,此外可以观察到气泡融合现象;图 3b 为方形通道气泡三维形态图,由图可得在该区域内有泡状流和柱塞流同时存在,随着流体向通道下游流动,气泡不断长大并与周围小气泡融合生成更大的气泡,流型由泡状流逐渐转变为柱塞流。此外,在方形通道的 4 个顶角处,均可以观察到附着其上的受限泡状流,在 4 个顶角处生长的小气泡由于壁面的限制作用不断被拉长,加速了气泡的融合、破碎,同时增大了流动阻力;图 3c 为三角形通道内出口段气泡形态图,该区域内没有柱塞流的出现,几乎全部为泡状流,同时在

其内壁面 3 个顶角边处同样观察到附着在壁面的受限泡状流;图 3d 为梯形通道出口段气泡形态图,在该区域内小气泡沿着通道长度方向不断生长、聚合为更大的气泡,且气泡的形状各异,同样可以观察到壁面处的受限泡状流,但主要出现在梯形长边对应的 2 个顶角附近。

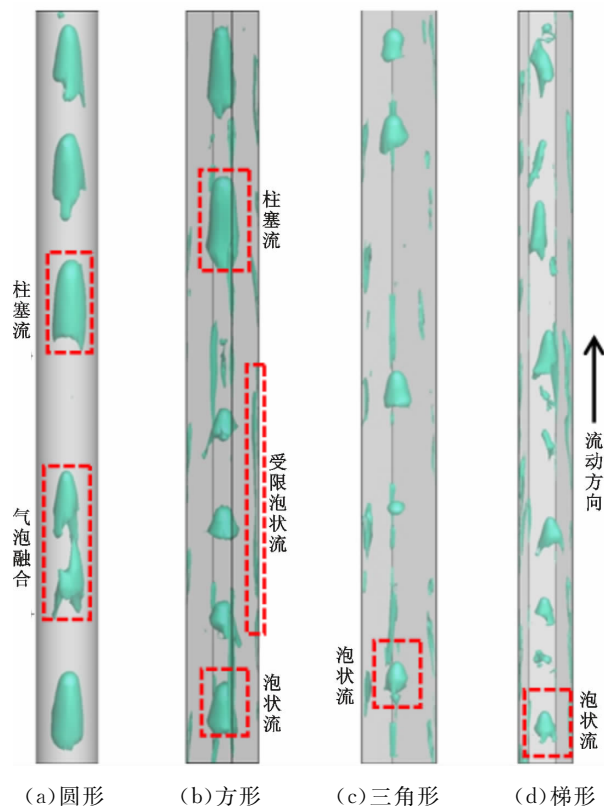


图 3 低热流密度下 4 种通道出口段气泡形态

图 4 所示为 $q=300\text{ kW/m}^2$ 、 $m=0.000\ 5\text{ kg/s}$ 时 4 种通道出口段 ($z/L=0.8\sim 1.0$) 气泡形态图。图 4a 为圆形通道内出口处气泡形态图,在该区域内,上游处的柱塞流与周围小气泡不断融合,且在壁面持续加热作用下转化为下游处的搅拌流,但仍为由核态沸腾主导的换热机制,若热流密度进一步增加,则可能出现由对流沸腾为主导换热机制的环状流;图 4b 为方形通道内出口段气泡形态图,该区域内两个拉长柱塞流融合为大尺寸的搅拌流,内壁面顶角处有附着的受限泡状流;图 4c 为三角形通道内出口段气泡形态图,该区域内无搅拌流出现,被主流流体带向下游的小气泡不断与下游的泡状流与柱塞流融合,顶角附近的受限泡状流受到主流流体的冲刷作用从壁面脱落向下游流动;图 4d 为梯形通道内出口段气泡形态图,该区域内尺寸较大的柱塞流与主流中小气泡及下游的柱塞流融合,向搅拌流转换,长边顶角处的小气泡与主流中大的柱塞流融合。通

道内壁无角区的气泡外形较为光滑,且整个通道内各处出现气泡的概率相等,当通道内存在角区时,气泡受到壁面的限制作用被拉长,且不容易被主流流体带走。

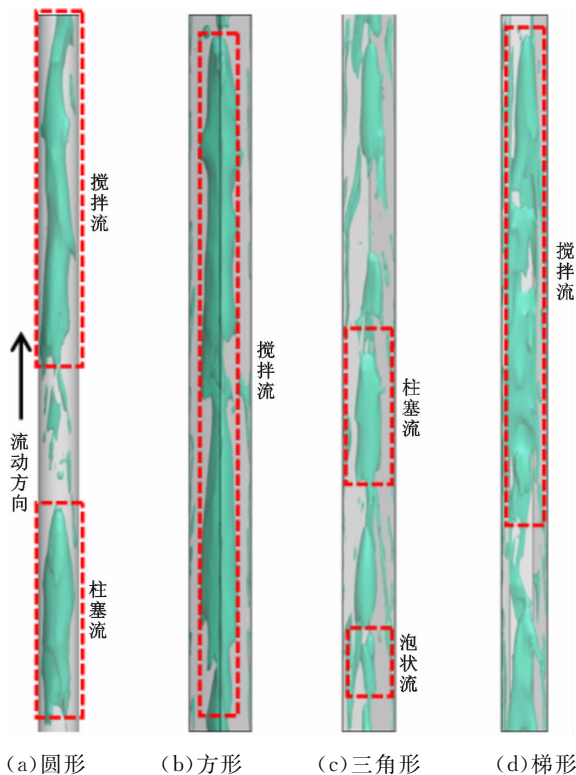


图4 高热流密度下4种通道出口段气泡形态

为定量对比分析不同截面形状微通道的换热性能,比较了每种通道的局部换热系数 h_1 ,其计算公式如下

$$h_1 = \frac{q}{T_{iw} - T_f} \quad (16)$$

式中: T_{iw} 为通道内壁面温度; T_f 为通道内主流流体的温度。

图5为4种通道在 $m=0.0005 \text{ kg/s}$ 、 $q=300 \text{ kW/m}^2$ 、入口过冷度为 0 K 时的局部换热系数。从图中可以看出,4种通道中局部换热系数均沿着通道长度方向增加。这是因为沿着通道长度方向,主流流体不断被壁面加热,温度逐渐升高,而由于气泡的生长带走大量潜热,壁面温度变化较小,因此二者之间温差不断减小,换热系数不断增大。其中,三角形通道的换热系数远大于其他3种截面通道:一方面,由于相同当量直径下,三角形截面周长最大,故所对应通道内表面积大,即换热面积最大;另一方面,正三角形通道中3个顶角起到了强化汽化核心的作用,气泡在该处容易产生。此外,顶角附近形成的狭窄通道迫使气泡沿轴向生长,加速了气泡的

融合、破碎过程,对主流流体扰动增强。 $z/L \leq 0.3$ 时,三角形通道内换热系数沿着通道长度方向增加较快, $z/L > 0.3$ 时,其沿着通道长度方向变化平缓。这是因为在通道进口段,沸腾过程发展不充分,主要为泡状流,整个通道中气泡的产生、脱落速度增加较快;在通道后段,气泡的产生、脱落速度增加变缓,且在顶角附近壁面的限制作用下,气泡开始融合,泡状流缓慢向柱塞流转变。对于方形通道和梯形通道,在 $0.4 < z/L < 1.0$ 的范围内,方形通道换热系数较大,在其他区域两者换热系数基本相等。其主要原因二者换热面积基本相等,在进口段二者沸腾程度基本相等;在 $0.4 < z/L < 1.0$ 时,梯形通道中出现了壁面气膜(如图6所示),阻碍了热量向主流流体传递,因此换热系数低于方形通道。在圆形通道中, $0.8 < z/L < 1.0$ 时出现换热系数下降的情况,主要原因为该处出现了搅拌流,局部液膜出现间断干涸(如图4a所示),因此换热系数有所下降。

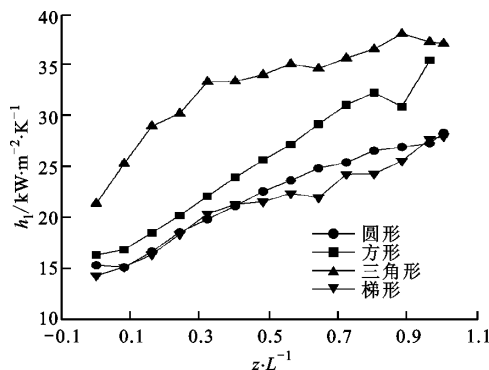


图5 4种通道局部换热系数的轴向分布

2.2 质量流量与热流密度对平均换热系数的影响

为了比较热流密度及质量流量变化时4种通道的整体换热性能,定义平均换热系数 h_m 进行衡量,其表达式如下

$$h_m = \frac{q}{T_{iw} - T_f} \quad (17)$$

式中: T_{iw} 为通道内壁面平均温度; T_f 为通道内流体平均温度。同时,为了比较质量流量及热流密度变化时4种通道的压降特性,定义压降 Δp 的表达式如下

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (18)$$

式中: p_{in} 为进口压力; p_{out} 为出口压力。

图7所示为4种通道在 $q=300 \text{ kW/m}^2$ 时的平均换热系数随质量流量的变化曲线。从图中可以看出,随着质量流量的增加,4种通道中平均换热系数均增大,其中圆形、方形通道增加幅度较大,三角形、

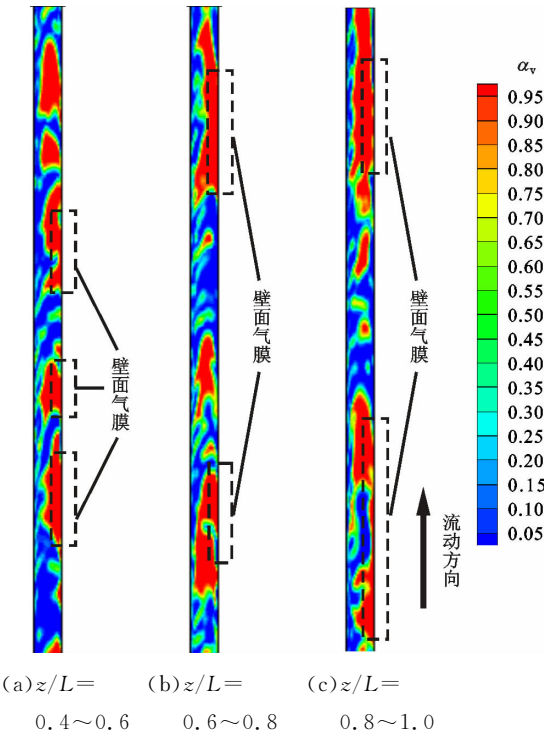


图 6 梯形通道相分布云图

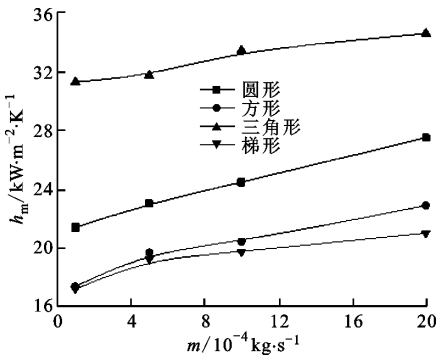


图 7 4 种通道平均换热系数随质量流量的变化

梯形通道换热系数变化较平缓。当质量流量由 0.000 1 kg/s 增加到 0.002 kg/s 时,质量流量增加了 19 倍,而圆形和方形通道的换热系数仅增加了 0.3 倍,三角形通道增加了 0.1 倍,梯形通道增加了 0.2 倍。同时,圆形通道压降增加了 8.98 倍,方形通道压降增加了 5.94 倍,梯形通道压降增加了 6.02 倍,三角形通道压降增加了 5.62 倍,如图 8 所示。这主要是因为随着质量流量的增加,来流惯性力增加,壁面附近生成的小气泡的表面张力小于惯性力,来不及长大就被来流冲刷向下游,气泡的快速脱离增加了对主流流体的扰动,从而平均换热系数增大。但是,随着质量流量的增大,流体惯性力与黏性力带来的压降迅速增大。三角形通道压降最小的原因为:通道截面积最大,在相同质量流量下主流流

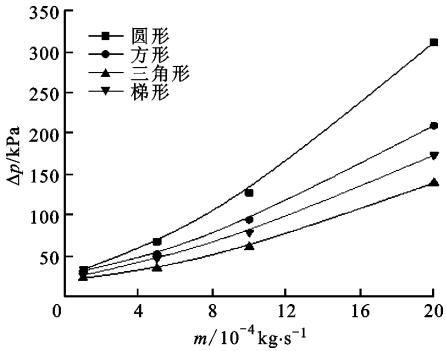


图 8 4 种通道压降随质量流量的变化

体速度小,因此摩擦压降较小;此外,三角形通道由于换热面积大而汽化核心数量多、气泡尺寸小,加速压降也较小,二者综合作用造成三角形通道压降最小。圆形通道压降最大的原因与此相反。

图 9 所示为 4 种通道平均换热系数随热流密度的变化趋势。从图中可知,随着热流密度增加,4 种通道平均换热系数均增大。这是因为随着热流密度增大,通道中沸腾程度加剧,有更多的气泡从壁面产生,带走更多热量,且气泡尺寸增大,小气泡融合为更大的气泡,增加了对主流流体的扰动作用,流型从泡状流逐渐向柱塞流、搅拌流转化;若热流密度进一步增大,微通道中则会出现环状流,此时沸腾换热过程由核态沸腾为主导机制向核态沸腾与对流沸腾共同主导转变。其中,当热流密度由 50 kW/m² 增加到 100 kW/m² 时,4 种通道的平均换热系数增加幅度无太大差异,其中圆形通道增加幅度最大,平均换热系数提升了 4.36%,方形通道最小,提升了 2.6%。继续增加热流密度,从 300 kW/m² 到 500 kW/m² 时,圆形、方形、梯形 3 种截面通道中平均换热系数涨幅基本不变,分别增加了 3.71%、4.42%、2.8%,而三角形通道平均换热系数增加了 8.02%。这是因为随着热流密度的不断增大,前 3 种截面通道中出现了环状流,沸腾换热过程中核态沸腾与对流沸腾共同存在,而对流沸腾对核态沸腾有抑制作用,壁面热量主要通过通道内壁面的液膜气化进行传递,在该区域,进一步增加热流密度已无法增大换热系数。对于三角形通道,随着热流密度的增加,换热系数一直呈现增大的趋势。这是因为在 $q = 500 \text{ kW/m}^2$ 时,通道中依然没有出现环状流,通道中的换热以核态沸腾为主,因此通道的换热系数随着热流密度的增加依然增大。

文献[17]中通过实验研究对比了圆形、方形、三角形 3 种水平微通道的换热性能,该文献中控制通道内表面换热面积相等,此时 3 种水平微通道的当

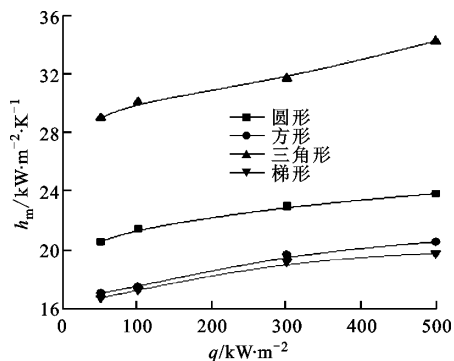


图9 4种通道平均换热系数随热流密度的变化

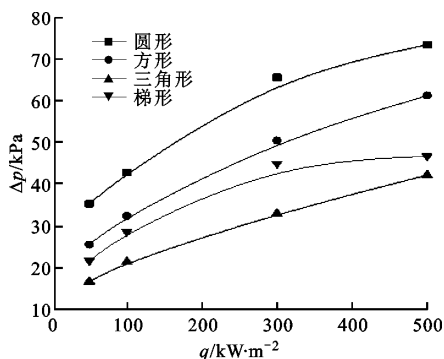


图10 4种通道压降随热流密度的变化

量直径并不相等。此外,由于加工工艺不同,导致通道内壁面粗糙度也不同,测量结果表明三角形通道粗糙度最大,为 $1.78 \mu\text{m}$;方形次之,为 $0.84 \mu\text{m}$;圆形最小,为 $0.289 \mu\text{m}$ 。该文献研究表明在高热流密度 ($55 \sim 85 \text{ kW/m}^2$) 下,换热系数从大到小依次为三角形、圆形、方形,与本文研究结论一致,但该文献作者认为三角形通道换热系数最大的原因为其较大的粗糙度起到了气化核心的作用,增强了换热效果,这无法解释方形通道换热系数小于圆形的现象。因此,本文作者认为该文献中三角形通道换热性能最佳是大粗糙度与锐角边共同强化作用的结果,而方形通道换热系数小的原因为非角区的薄液膜迅速蒸干,出现了壁面气膜。本文中三角形通道换热系数最大则是其较大的换热面积和锐角区域共同作用所致。

图10所示为4种通道压降随着热流密度的变化趋势,随着热流密度从 50 kW/m^2 增加到 500 kW/m^2 ,4种通道压降均增加。这是因为随着热流密度增大,微通道内气泡数量增加,且尺寸增大,气泡的浮力增大,以大于主流液体的速度向出口运动,对主流流体产生较大的剪切力,增加了壁面摩擦力,即沸腾过程中加速压降增大。其中,三角形通道压降最小,圆形通道压降最大,这主要是因为三角形通道截面积最大,而圆形通道截面积最小,壁面对气泡生长的限制作用增强,大尺寸的气泡对流动有堵塞作用,因此圆形通道压降最大,三角形通道压降最小。同时,4种通道压降随热流密度增大的幅度基本相同,圆形、方形、三角形、梯形4种通道压降分别增大了1.08、1.39、1.53、1.16倍。

2.3 综合换热性能分析

为了综合比较各种通道在不同工况下的换热性能以及压降,本文中定义性能因子 P 来评价不同通道的综合换热性能,其计算公式如下

$$P = \frac{h_m}{\Delta p} \quad (19)$$

由式(19)可知, P 的值越大,综合换热性能越好。

图11所示为4种通道在 $q=300 \text{ kW/m}^2$ 时性能因子随质量流量变化的曲线。由图可得:三角形通道的综合性能远大于圆形、方形以及梯形通道,质量流量为 0.0001 kg/s 时,其性能因子约为其他3种通道的2.1~2.3倍,因此综合性能最好。圆形、方形以及梯形通道综合性能相差不大。随着质量流量的增加,4种通道的综合性能都在急剧下降。这是因为在本文研究的热流密度范围内,微通道内流动沸腾换热以核态沸腾为主导,对流沸腾只当 $q=500 \text{ kW/m}^2$ 时在圆形、方形、梯形通道中出现,而在核态沸腾为主导的区域内,增加质量流量对换热系数影响较小,但带来的压降增大较为明显。图12所示为4种通道在不同热流密度下的性能因子变化趋势,随着热流密度的增加,4种通道的性能因子都减小。这是因为随着热流密度的增加,通道中的气泡数量增多,导致通道的压降增大,而由前文对不同热流密度下换热系数的分析可知,随着热流密度的变化,换热系数增加比较缓慢,因此性能因子随着热流密度的增加而下降。在不同热流密度下三角形的性能因子依然远远大于圆形、方形以及梯形的,在 $q=50 \text{ kW/m}^2$ 时,三角形通道性能因子约为其他3种通道的2.2~3.0倍,在 $q=500 \text{ kW/m}^2$ 时,三角形通道性能因子约为其他3种通道的1.9~2.5倍。综合比较增大质量流量与热流密度时性能因子下降比率得到:质量流量从 0.0001 kg/s 增加到 0.002 kg/s ,4种通道性能因子下降了81%~87%,其中圆形通道下降最多,下降了87%;热流密度从 50 kW/m^2 增加到 500 kW/m^2 ,4种通道性能因子下降了44.2%~53.3%,其中三角形通道下降最多,下降了53.3%。因此,在核态沸腾区域,为提升换热性能,增大热流密度比增加质量流量具有更高的经济性。

不考虑泵功时,三角形与圆形通道均具有较好的换热性能,若考虑泵功消耗,三角形通道换热性能较好。

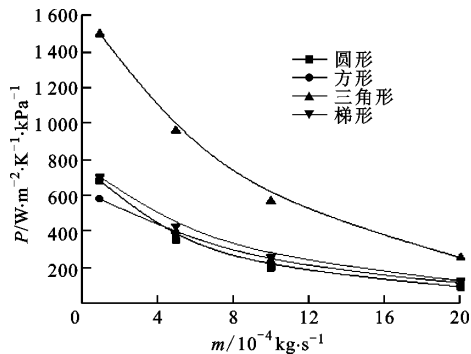


图 11 4 种通道性能因子随质量流量的变化

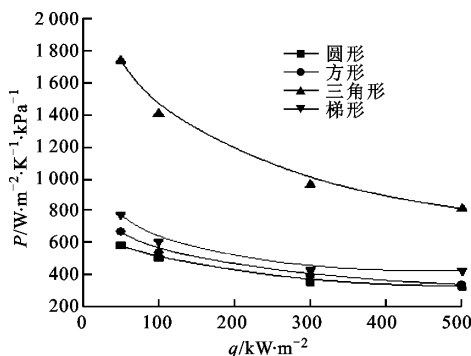


图 12 4 种通道性能因子随热流密度的变化

本文中三角形通道换热性能较好主要取决于以下 3 方面因素的共同作用:首先,三角形微通道内的核化点总是出现在 3 个顶角或非常靠近顶角处^[28],顶角起到了气化核心的作用,能促进气泡的产生及生长;第二,由于非圆截面曲率半径不是处处相等,在表面张力的作用下,角区的液膜厚度会大于其他区域,从而使得壁面非角区部分液膜厚度小,热阻小^[29],蒸发速度快,从而起到了强化换热的效果;第三,三角形角区会限制气泡的径向生长,迫使其沿轴向的生长、聚合加快,促使气泡与壁面之间薄液层蒸发速度加快,达到了强化换热的效果^[30]。综上所述,锐角结构在一定热流密度与质量流量范围内有强化换热的效果,但也可能使非角区薄液膜快速蒸干,出现局部干涸现象,恶化换热。若进一步增加锐角结构,如五角星结构,也可能会因为气泡的快速聚合导致弹状流向环状流的转化提前,从而降低换热效果。锐角结构的数量及布置方式对流动沸腾换热性能的影响受上述 3 方面共同作用的影响,需要进一步研究确定。

3 结 论

本文数值模拟了某全氟己烷类工质在当量直径

为 0.5 mm 的圆形、方形、三角形、梯形 4 种截面微通道内的流动沸腾特性,提取了不同热流密度下 4 种通道出口处气泡形态,对比了不同截面微通道的局部换热特性,分析了不同质量流量、热流密度下 4 种通道的换热与压降特性,并定义性能因子来衡量其综合换热性能,得出以下结论。

(1)圆形通道内气泡外形较为光滑,通道内壁各处生成气泡的概率相等。方形、三角形、梯形通道由于内壁存在直角或锐角边,气泡生长受到限制,附着在壁面,加速了气泡的融合、破碎。4 种通道局部换热系数均沿通道长度方向增大,其值从大到小分别为三角形、圆形、方形、梯形,且后两者在通道下游处增长速度变缓。

(2)随着质量流量增加,4 种通道中平均换热系数均增大,但当质量流量增大 19 倍时,平均换热系数仅增大了 0.11~0.32 倍,同时压降增大了 5.62~8.98 倍。三角形通道平均换热系数最大,但其增长速度最小,仅增大了 0.11 倍,同时压降增加幅度也最小,增大了 5.62 倍;圆形通道平均换热系数仅次于三角形通道,其随流量增大提高了 0.28 倍,但压降增大了 8.98 倍。

(3)随着热流密度增大,4 种通道中平均换热系数均增大,其中当圆形、方形、梯形通道中热流密度增加到 300 kW/m² 时,平均换热系数涨幅变缓,三角形通道增长速度不变。此外,随着热流密度从 50 kW/m² 增加到 500 kW/m²,4 种通道压降增大了约 1.08~1.16 倍。

(4)增大质量流量与热流密度,性能因子均下降。其中,三角形通道性能因子最大,综合换热性能最好。当质量流量增大 19 倍时,4 种通道性能因子下降了 81%~87%;当热流密度增大 9 倍时,4 种通道性能因子下降了 44.2%~53.3%。

参考文献:

- [1] 张勇军,陈碧云. 高压直流输电原理与应用 [M]. 北京:清华大学出版社,2012:2-3.
- [2] REED J, CHEN R, DUDFIELD C, et al. A multi-function compact micro-channel reactor coated with sulphur tolerant catalyst for LPG steam reforming [J]. Fuel Cells, 2015, 15(3): 516-522.
- [3] YANG C Y, YE H C T, LIU W C, et al. Advanced micro-heat exchangers for high heat flux [J]. Heat Transfer Engineering, 2007, 28(8/9): 788-794.
- [4] 王琳琳,李国君,田辉,等. T 型微通道内气液两相流数值模拟 [J]. 西安交通大学学报,2011,45(9): 65-

- 69.
- WANG Linlin, LI Guojun, TIAN Hui, et al. Numerical simulation of gas-liquid two-phase flow in a T-junction micro-channel [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(9): 65-69.
- [5] MA D D, XIA G D, JIA Y T, et al. Multi-parameter optimization for micro-channel heat sink under different constraint conditions [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 120: 247-256.
- [6] BARBER J, BRUTIN D, SEFIANE K, et al. Bubble confinement in flow boiling of FC-72 in a "rectangular" microchannel of high aspect ratio [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(8): 1375-1388.
- [7] ANWAR Z, PALM B, KHODABANDEH R. Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of R152a in a vertical minichannel [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2014, 53: 207-217.
- [8] LEE S, MUDAWAR I. Transient characteristics of flow boiling in large micro-channel heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 103: 186-202.
- [9] CHOI Y S, LIM T W, YOU S S, et al. Two-phase flow boiling heat transfer of FC-72 in parallel micro-channels [J]. Experimental Heat Transfer, 2017, 30(4): 18.
- [10] MARKAL B, AYDIN O, AVCI M. Effect of hydraulic diameter on flow boiling in rectangular microchannels [J]. Heat and Mass Transfer, 2019, 55: 1033-1044.
- [11] MUKHERJEE A, KANDLIKAR S G, EDEL Z J. Numerical study of bubble growth and wall heat transfer during flow boiling in a microchannel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(15/16): 3702-3718.
- [12] ZHUAN R, WANG W. Flow pattern of boiling in micro-channel by numerical simulation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(5/6): 1741-1753.
- [13] LING K, SON G H, SUN D L, et al. Three dimensional numerical simulation on bubble growth and merger in microchannel boiling flow [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 98: 135-147.
- [14] FERRARI A, MAGNINI M, THOME J R. Numerical analysis of slug flow boiling in square microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 123: 928-944.
- [15] RAGHURAMAN D R S, THUNDIL K R R, NAGARAJAN P K, et al. Influence of aspect ratio on the thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD code [J]. Alexandria Engineering Journal, 2017, 56(1): 43-54.
- [16] JIANG Y, XU Y, QIN J, et al. The flow rate distribution of hydrocarbon fuel in parallel channels with different cross section shapes [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 137: 173-183.
- [17] SEMPÉRTEGUI-TAPIA D F, RIBATSKI G. The effect of the cross-sectional geometry on saturated flow boiling heat transfer in horizontal micro-scale channels [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 89: 98-109.
- [18] HIRT C W, NICHOLS B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39: 201-225.
- [19] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [M]// VEZIROGLU T N. Multiphase Transport: Fundamentals, Reactor Safety, Applications. Washington, DC, USA: Hemisphere Publishing, 1980: 407-431.
- [20] BLACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension [J]. Journal of Computational Physics, 1992, 100(2): 335-354.
- [21] 刘一兵. 矩形微通道流动换热特性的数值分析 [J]. 红外技术, 2010, 32(5): 304-308.
- LIU Yibing. Numerical analysis on flow and heat transfer characteristics of rectangular micro-channel [J]. Infrared Technology, 2010, 32(5): 304-308.
- [22] MALA G M, LI D. Flow characteristics of water in microtubes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1999, 20(2): 142-148.
- [23] 赵然, 吴晓敏, 黄秀杰. 微细通道中 R32 流动沸腾换热的数值模拟 [J]. 化工学报, 2016, 67(s1): 33-39.
- ZHAO Ran, WU Xiaomin, HUANG Xiujie. Numerical simulation on flow boiling heat transfer of R32 in micro/mini-channels [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2016, 67(s1): 33-39.
- [24] 黄秀杰, 吴晓敏, 朱禹. R32 在微细光管内流动沸腾的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2014, 35(11): 2265-2268.
- HUANG Xiujie, WU Xiaomin, ZHU Yu. Numerical investigation on R32 flow boiling in smooth mini-tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(11): 2265-2268.
- [25] 罗新奎, 王小军, 罗云, 等. R30 在矩形微通道内沸腾换热数值模拟 [J]. 真空与低温, 2017, 23(2): 120-123.

- LUO Xinkui, WANG Xiaojun, LUO Yun, et al. Numerical simulation on boiling heat transfer of R30 in rectangle microchannel [J]. Vacuum & Cryogenics, 2017, 23(2): 120-123.
- [26] MA H Q, CAI W H, CHEN J. Numerical investigation on saturated boiling and heat transfer correlations in a vertical rectangular minichannel [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 102: 285-299.
- [27] KUZNETSOV V V, SHAMIRZAEV A S. Boiling heat transfer for freon R21 in rectangular minichannel [J]. Heat Transfer Engineering, 2007, 28: 8-9.
- [28] 甘云华, 徐进良. 硅基微通道中周期性沸腾的光学可视化 [J]. 化工学报, 2007, 58(7): 1641-1647.
- GAN Yunhua, XU Jinliang. Visualization of periodical convective boiling heat transfer in silicon microchannels [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2007, 58(7): 8-9.
- [29] 杨朝初, 毕勤成, 林宗虎. 非圆截面小通道内 R113 的流动沸腾换热特性 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(7): 105-108.
- YANG Zhaochu, BI Qincheng, LIN Zonghu. The flow boiling heat transfer characteristics of R113 in non-circular small channel [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(7): 105-110.
- [30] 付鑫. 微细通道内液氮流动沸腾热物理特性与机理的可视化研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2011: 45-47.
- (编辑 荆树蓉)

(上接第 95 页)

- REN Cheng, YANG Xingtuan, LI Congxin, et al. Heating system design and validation for the pebble bed effective thermal conductivity experiment in a high temperature gas-cooled reactor [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2014, 54(8): 1068-1072.
- [10] LAGUERRE O, AMARA S B, ALVAREZ G, et al. Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: comparison between two modelling approaches and experimental results [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(1): 14-24.
- [11] 步珊珊, 杨剑, 李师阳, 等. 颗粒接触模型对有序堆积床流动换热影响的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(3): 534-537.
- BU Shanshan, YANG Jian, LI Shiyang, et al. Effects of point contact treatment methods on flow and heat transfer of structured packed beds [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(3): 534-537.
- [12] SHONNARD D R, WHITAKER S. The effective thermal conductivity for a point contact porous medium: an experimental study [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, 32(3): 503-512.
- [13] BUONANNO G, CAROTENUTO A. The effective thermal conductivity of a porous medium with interconnected particles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(2): 393-405.
- [14] 步珊珊, 陈波, 田兴, 等. 接触模式对球床堆有效导热系数影响的数值分析 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(7): 69-73.
- BU Shanshan, CHEN Bo, TIAN Xing, et al. Effects of particle contact modifications on effective thermal conductivity of a pebble bed [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(7): 69-73.
- [15] SIU W W M, LEE S H K. Effective conductivity computation of a packed bed using constriction resistance and contact angle effects [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(21): 3917-3924.
- [16] CHEN L, CHEN Y, HUANG K, et al. Investigation of effective thermal conductivity for pebble beds by one-way coupled CFD-DEM method for CFETR WCCB [J]. Fusion Engineering and Design, 2016, 106: 1-8.
- [17] WANG X, ZHENG J, CHEN H. A prediction model for the effective thermal conductivity of mono-sized pebble beds [J]. Fusion Engineering and Design, 2016, 103: 136-151.
- [本刊相关文献链接]
- 步珊珊, 陈波, 田兴, 等. 接触模式对球床堆有效导热系数影响的数值分析. 2019, 53(7): 69-73. [doi: 10.7652/jxtxb201907010]
- 喻家帮, 牛朝阳, 韦攀, 等. 泡沫金属/翅片填充管蓄热性能的实验研究. 2019, 53(1): 122-128. [doi: 10.7652/jxtxb201901016]
- 郭增旭, 白青松, 杨肖虎, 等. 不同倾角下通孔金属泡沫强化蓄热实验研究. 2019, 53(1): 157-162. [doi: 10.7652/jxtxb201901021]
- 要雅姝, 温渡, 周屈兰, 等. 高温水蒸气氛围中煤燃烧特性研究. 2018, 52(12): 84-92. [doi: 10.7652/jxtxb201812013]
- 陶子宸, 王长安, 王鹏乾, 等. 半焦富氧燃烧扩散效应研究. 2018, 52(9): 155-161. [doi: 10.7652/jxtxb201809021]
- 白青松, 郭增旭, 刘亦琳, 等. 通孔金属泡沫强化蓄冰实验研究. 2018, 52(1): 20-25. [doi: 10.7652/jxtxb201801004]
- (编辑 荆树蓉)