

印刷电路板式换热器内液氢流动沸腾换热特性

徐伟峰^{1,2}, 彭浩^{1,3}, 田镇⁴, 赵博⁵, 沈卫立⁵

(1. 热带海洋工程材料及评价全国重点实验室, 海南 海口 570228; 2. 海南大学 机电工程学院, 海南 海口 570228;
3. 海南大学 海洋科学与工程学院, 海南 海口 570228; 4. 上海海事大学 商船学院, 上海 201306;
5. 杭州沈氏节能科技股份有限公司, 浙江 杭州 311612)

摘要: 车载、船载及机载氢能动力系统对高效紧凑型液氢气化装备需求迫切, 印刷电路板式换热器(PCHE)因其结构紧凑、耐低温等优势, 可满足移动载具的空间约束与动态响应要求。为实现紧凑型液氢气化器的优化设计, 研究了PCHE内液氢流动沸腾过程中的相态演化规律及换热特性。通过建立双通道逆流PCHE三维流动沸腾换热模型, 采用数值模拟方法研究了深低温工况下液氢流动沸腾换热特性, 模拟条件为液氢入口温度20 K, 出口压力1 MPa, 加热介质乙二醇入口温度330 K, 出口压力0.5 MPa。结果表明: 液氢在极短的距离内迅速气化, 进入核态沸腾阶段, 冷侧入口段局部传热系数较高, 端动能显著升高, 随后进入膜态沸腾阶段, 局部传热系数大幅降低; 在液氢完成气化后的升温过程中, 努塞尔数 Nu 沿程增大, 而摩擦系数 f 沿程减小; 当液氢入口质量流量由 5.98×10^{-6} kg/s增大至 1.79×10^{-5} kg/s时, 冷侧换热效率增强, 但压降显著上升, 平均 Nu 提高12.9%~107.4%, 平均 f 减小7.9%~19.6%; 当乙二醇入口质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s增大至 2.8×10^{-3} kg/s时, 冷侧平均 Nu 上升13.6%~79.2%, 平均 f 下降2.4%~10.4%。

关键词: 液氢; 气化器; 流动沸腾换热; 印刷电路板式换热器

中图分类号: TK91 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2025.11.011

[引用本文格式] 徐伟峰, 彭浩, 田镇, 等. 印刷电路板式换热器内液氢流动沸腾换热特性[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 92-100. XU Weifeng, PENG Hao, TIAN Zhen, et al. Flow boiling heat transfer characteristics of liquid hydrogen in printed circuit plate heat exchangers[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 92-100.

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of Liquid Hydrogen in Printed Circuit Plate Heat Exchangers

XU Weifeng^{1,2}, PENG Hao^{1,3}, TIAN Zhen⁴, ZHAO Bo⁵, SHEN Weili⁵

(1. State Key Laboratory of Tropical Ocean Engineering Materials and Evaluation, Haikou, China, Post Code: 570228;
2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Hainan University, Haikou, China, Post Code: 570228;
3. School of Marine Science and Engineering, Hainan University, Haikou, China, Post Code: 570228;
4. Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai, China, Post Code: 201306;
5. Hangzhou Shenshi Energy Conservation Technology Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 311612)

Abstract: Vehicle-mounted, shipborne, and airborne hydrogen energy power systems have an urgent demand for efficient and compact liquid hydrogen vaporization equipment. Printed circuit plate heat exchangers (PCHE) can meet the space constraints and dynamic response requirements of mobile vehicles by virtue of their compact structure, cryogenic resistance and other advantages. To enable the optimal de-

收稿日期: 2025-05-28; 修订日期: 2025-07-27

基金项目: 海南省科技专项(ZDYF2024GXJS010); 海南省自然科学基金(425RC698)

Fund-supported Project: Hainan Province Science and Technology Special Fund (ZDYF2024GXJS010); Hainan Provincial Natural Science Foundation of China (425RC698)

作者简介: 徐伟峰(2000-), 男, 海南大学硕士研究生。

通信作者: 彭浩(1982-), 男, 海南大学研究员。

sign of compact liquid hydrogen vaporizers, the phase evolution mechanisms and heat transfer characteristics during flow boiling of liquid hydrogen within PCHE were investigated. Therefore, a three-dimensional flow boiling heat transfer model of a dual-channel counter-flow PCHE was established to numerically study the flow boiling heat transfer characteristics of liquid hydrogen under deep cryogenic conditions. The inlet temperature of liquid hydrogen was 20 K and the outlet pressure was 1 MPa, the inlet temperature of the heating medium ethylene glycol was 330 K and the outlet pressure was 0.5 MPa under the simulated conditions. The results show that liquid hydrogen rapidly vaporizes within an extremely short distance and enters the nucleate boiling stage, with a high local heat transfer coefficient and a significant increase in turbulent kinetic energy in the inlet section of cold side; subsequently, it enters the film boiling stage, and the local heat transfer coefficient decreases sharply. During the gradual temperature rise after the complete vaporization of liquid hydrogen, the Nusselt number (Nu) increases along path, while the friction factor (f) decreases along path. When the inlet mass flow rate of liquid hydrogen increases from 5.98×10^{-6} to 1.79×10^{-5} kg/s, the heat transfer efficiency of cold side is enhanced, but the pressure drop increases significantly, with the average Nu increasing by 12.9% to 107.4% and the average f decreasing by 7.9% to 19.6%. When the inlet mass flow rate of ethylene glycol increases from 9.33×10^{-4} to 2.8×10^{-3} kg/s, the average Nu of cold side increases by 13.6% to 79.2%, and the average f decreases by 2.4% to 10.4%.

Key words: liquid hydrogen, vaporizer, flow boiling heat transfer, printed circuit plate heat exchanger

引 言

氢能具有高能量密度和零碳排放等优势^[1],已成为最具潜力的二次能源载体之一^[2-3]。在氢能储运与终端应用场景中,液氢气化器作为连接低温液态储氢与气态用氢的核心装备,其性能直接决定氢能动力系统的能效与可靠性^[4-6]。然而,在深低温(20 K)、低压(小于 1 MPa)工况下,传统管壳式气化器因体积大、相变迟滞等问题难以满足氢能汽车、零碳船舶及氢能飞行器等移动场景的需求。印刷电路板式换热器(PCHE)作为一种微细通道紧凑型换热器,采用扩散键合技术将换热板连接成换热器芯体,换热面积密度高达 $2\,500\text{ m}^2/\text{m}^3$,可承受温度 $4\sim 1\,173\text{ K}$ 的工况。与传统管壳式换热器相比,PCHE 体积可减小约 80%^[7],故可作为移动装备液氢气化解决方案。尽管 PCHE 已广泛应用于船舶动力、航空航天及核反应堆等领域,但 PCHE 中的液氢流动沸腾换热特性尚不明确,需要开展系统性的研究。

当前,针对 PCHE 内工质流动换热特性的研究多集中在超临界甲烷、超临界氮、超临界液化天然气(SLNG)、氮以及超临界二氧化碳(SCO_2)等,缺少对液氢的研究。Li 等人^[8]采用拟沸腾理论,分析了超

临界甲烷的流动与换热特性。Zhao 等人^[9]研究了超临界氮在 PCHE 冷侧通道中的流动与换热特性,并将数值结果与经验关联式相对比。Ding 等人^[10]研究了 SLNG 在 PCHE 通道内拟相变过程中浮力对局部传热与流动的影响。Ma 等人^[11]研究了 900 K 高温环境下,氮在 Z 字型 PCHE 中的流动与换热特性。高毅超等人^[12]研究了管径与转折角对 SCO_2 在 Z 字型 PCHE 中流动与换热性能的影响。由于 PCHE 通道结构、流体热物性及工况会影响流动与换热特性,因此以上研究不能直接拓展到液氢的流动沸腾换热特性中,有必要对液氢在 PCHE 中的流动沸腾换热过程进行专门研究。

关于氢流动换热特性的研究包括理论研究、数值模拟及实验研究。Seo 等人^[13]通过理论研究的方法,分析了在通道宽高之和为 10 mm 的板式换热器中液氢气化的流动与换热特性。Ding 等人^[14]通过数值模拟研究了在通道内径为 2 mm 的 PCHE 中超临界氢的流动与换热特性。Shirai 等人^[15]实验研究了在 0.7 MPa 压力下,内径为 5.95 mm 的垂直管内液氢流动沸腾换热特性。Fang 等人^[16]实验研究了水平加热管中氢气的传热与流动摩擦特性,开发了新的关联式。目前,尚缺少在 PCHE 中液氢流动沸腾换热特性的研究。

为明确 PCHE 内液氢流动沸腾过程中相态演化规律与传热特性,本文建立了双通道逆流 PCHE 三维流动沸腾换热模型,通过数值模拟方法研究深低温工况下液氢流动沸腾换热特性,分析冷侧局部传热系数、压降、湍动能、努塞尔数 Nu 及范宁摩擦系数 f ,综合评价不同工况下 PCHE 液氢化器的流动沸腾换热特性,为氢能动力系统中小型相变换热器的流道结构设计与运行参数优化提供理论依据。

1 数值模拟

1.1 物理模型

本文研究对象为逆流式 PCHE 液氢化器,如图 1 所示。该化器由若干包含半圆形微细通道的板构成,其中液氢和乙二醇分别作为冷热流体反向流动。在 PCHE 液氢化器中,所有流动通道具有相同的几何形状并平行排列。因此,考虑到 PCHE 的周期性条件,选择双通道作为数值模型进行计算。所研究的 PCHE 通道长度为 300 mm,通道截面为直径 1.5 mm 的半圆形,通道上下间距 0.75 mm,距左右壁面 0.5 mm,材质选择不锈钢 316L^[17]。

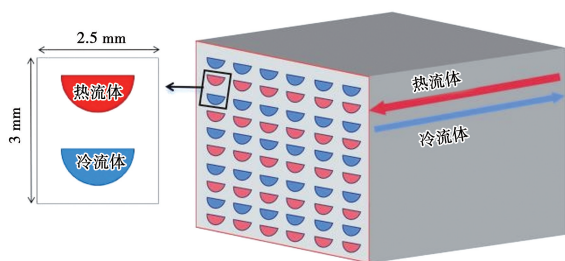


图 1 逆流式 PCHE 液氢化器物理模型

Fig. 1 Physical model of counter-flow PCHE liquid hydrogen vaporizer

1.2 数学模型

采用体积分法 (VOF) 追踪气液相界面^[18],使用 Lee 相变模型^[19]对液氢流动沸腾换热中的传热传质过程进行模拟。湍流模型采用计算效率高、稳定性强的 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。

连续性方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = S_m \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \vec{v}_l) = -S_m \quad (2)$$

$$\alpha_v + \alpha_l = 1 \quad (3)$$

式中: t —时间, s; α_v 、 α_l —气相及液相体积分数; ρ_v 、 ρ_l —气相及液相密度, kg/m³; $\vec{v}_l$ 、 $\vec{v}_v$ —气相及液相速度矢量, m/s; S_m —质量源项。

动量方程为:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + F_\sigma \quad (4)$$

式中: $\vec{v}$ —速度矢量, m/s; ρ —混合密度, kg/m³; p —压力, Pa; μ —动力粘度, Pa·s; $\vec{g}$ —重力加速度, m/s²; F_σ —表面张力源项, N/m³。

能量方程为:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q \quad (5)$$

式中: E —总能量, J/kg; λ —导热系数, W/(m·K); T —温度, K; Q —热源项, W/m³。

湍流方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (7)$$

式中: k —湍动能, m²/s²; x_j —空间坐标, m; u_j —速度分量, m/s; μ_t —湍流粘度, Pa·s; σ_k —湍动能普朗特数; ε —湍流耗散率, m²/s³; σ_ε — ε 方程的普朗特数; G_k 、 G_b —平均速度梯度产生的湍动能与浮力产生的湍动能; Y_M —可压缩湍流脉动膨胀项; S_k —用户自定义源项; ν —运动粘度, m²/s; C_1 —湍流耗散率参数; S —应变率张量模量, s⁻¹; C_2 —耗散率常数; $C_{1\varepsilon}$ —浮力修正系数; $C_{3\varepsilon}$ —浮力方向系数; S_ε —用户自定义耗散率源项。

液氢气化为氢气的过程采用 Lee 模型描述,其质量源项由蒸发和冷凝传质速率决定,可按照下式计算:

$$S_m = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (8)$$

式中: $\dot{m}_{lv}$ —蒸发传质速率, kg/(m²·s); $\dot{m}_{vl}$ —冷凝传质速率, kg/(m²·s)。

当液体温度 T_l 高于饱和温度 T_{sat} 时,发生蒸发,

蒸发传质速率 $\dot{m}_{lv}$ 为:

$$\dot{m}_{lv} = r \cdot \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \tag{9}$$

当蒸汽温度 T_v 低于饱和温度 T_{sat} 时,发生冷凝,冷凝传质速率 $\dot{m}_{vl}$ 为:

$$\dot{m}_{vl} = r \cdot \alpha_v \cdot \rho_v \cdot \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \tag{10}$$

$$r = \frac{6}{d_b} \cdot \beta \cdot \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} \cdot H_{fg} \cdot \left(\frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v}\right) \tag{11}$$

式中: r —相变松弛系数, s^{-1} ; d_b —气泡直径, m ; β —容纳系数; R —通用气体常数, $R=8.314 \text{ J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$; M —摩尔质量, kg/mol ; H_{fg} —潜热, J/kg 。

传热系数计算式为:

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_b} \tag{12}$$

式中: h —传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; q_w —壁面热流密度, W/m^2 ; T_w —壁面温度, K ; T_b —流体温度, K 。

轴向累计压降按照下式计算:

$$\Delta p(x) = p_{inlet} - p(x) \tag{13}$$

式中: $\Delta p(x)$ —轴向累计压降, Pa ; $p(x)$ —沿程流向不同位置的总压, Pa ; p_{inlet} —入口总压, Pa 。

Nu 计算式为:

$$Nu = hD_h/\lambda \tag{14}$$

式中: D_h —通道水力直径, m 。

f 计算式为:

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2L\rho v^2} \tag{15}$$

式中: Δp —通道压降, Pa ; L —通道长度, m ; v —流体流速, m/s 。

1.3 边界条件

对液氢流动沸腾换热过程做出以下假设:壁面光滑无滑移;通道在流体入口及出口端不与外界进行换热;所研究的过程处于稳定换热状态;由于通道内压降相对系统压力较小,忽略各流体物性与压力间的关系。

基于以上假设,本研究的通道入口指定为质量流量入口,出口为压力出口,上下及左右壁面为周期性边界,入口及出口处的外壁面为绝热边界,与流体接触的内部壁面设置为耦合壁面。

采用有限体积法离散控制方程,速度场和压力场采用适合气液两相的耦合 (couple) 算法,选用最

小二乘单元 (Least Squares Cell Based) 作为梯度离散格式,压力修正方程均使用 PRESTO! 处理,VOF 离散格式则选择压缩格式,其他方程均使用二阶迎风格式进行离散,当所有方程的残差均小于 10^{-6} 或出口监测值达到稳定状态时,认为计算结果收敛。

液氢入口温度为 20 K ,质量流量为 $5.98 \times 10^{-6} \sim 1.79 \times 10^{-5} \text{ kg}/\text{s}$,出口压力为 1 MPa 。乙二醇入口温度为 330 K ,质量流量为 $9.33 \times 10^{-4} \sim 2.8 \times 10^{-3} \text{ kg}/\text{s}$,出口压力为 0.5 MPa 。

在本研究中,液态氢和乙二醇的热物性设为常数,如表 1 所示。由于氢气在气化器中温度变化较大,其物性与温度变化密切相关,因此氢气热物性与温度的关系使用多项式函数表示,并在 ANSYS Fluent 2022 R1 中实现。

表 1 热物性参数
Tab.1 Thermophysical parameters

热物性	乙二醇	液氢
凝固温度/K	236.35	13.95
气化温度/K	380.25	31.39
动力粘度/ $\text{N}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$	2.19×10^{-3}	1.49×10^{-5}
密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1 062.14	67.7
导热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	0.395	0.105
比定压热容/ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	3.367×10^3	1.167×10^4

1.4 网格划分及网格无关性验证

PCHE 网格如图 2 所示。为保证正确解析边界层热物性梯度,在近壁区采用较小的网格间距,在通道壁面附近分别生成生长率为 1.2 的 5 个边界层,第一层厚度设置为 0.002 mm 。

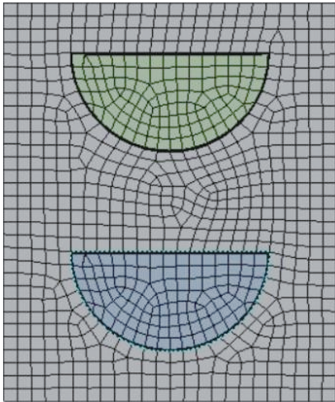


图 2 PCHE 网格划分
Fig.2 Mesh division of PCHE

为保证结果不受网格数量影响,在相同的网格生成方案下,共划分了 4 组不同数量的网格,进行网格无关性验证,结果如表 2 所示。当网格数大于 85 万时,平均出口温度和压降的相对偏差小于 0.5%,表明数值解与网格无关。因此,本文选取网格数为 851 200 进行计算。

表 2 网格无关性验证

Tab. 2 Mesh independence verification

网格数	冷侧出口 温度/K	偏差/%	冷侧压降/ kPa	偏差/%
311 500	324.6	0.70	19.53	6.6
529 800	325.2	0.58	18.88	3.3
851 200	327.2	0.03	18.29	0.3
1 223 200	327.1	基准	18.35	基准

1.5 模型验证

由于缺少液氢在微细通道内流动沸腾换热的实验研究,本文采用文献[20]的液氮在具有逆流结构的直通通道 PCHE 中流动沸腾换热的实验结果来验证本文数值方法的准确性。

验证工况冷侧液氮质量流量为 44.2 ~ 60.4 kg/(m²·s),入口温度为 85 ~ 88 K,入口压力为 489 ~ 510 kPa。热侧入口为氮气,质量流量为 82.7 ~ 83.1 kg/(m²·s),入口温度为 489 ~ 519 K,入口压力为 236 ~ 251 kPa。将冷侧和热侧的出口温度作为对比参数,对比结果如图 3 所示,冷侧和热侧出口温度的最大相对误差分别为 11.9% 和 8.6%,增加均小于 15%,处于可接受范围内,表明本文采用的数值方法具有较高的精度。

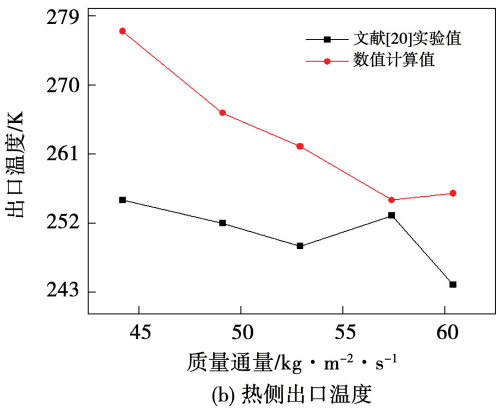
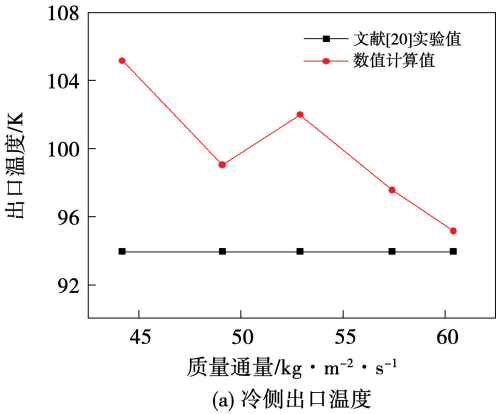


图 3 冷侧与热侧出口温度实验值与数值计算值对比
Fig. 3 Comparison between experimental and calculated values of cold side and hot side outlet temperatures

2 结果与讨论

2.1 液氢质量流量的影响

图 4 为不同液氢进口质量流量下的沿程局部传热系数变化。液氢在进入通道 0 ~ 20 mm 时,由于温度与气化温度相差较小,液氢与乙二醇之间的温度较大,因此仅经过极短的距离便迅速开始气化,形成气泡,脱离壁面,进入核态沸腾阶段。在此阶段,气泡的形成和脱离过程增强了流体与壁面之间的热交换,导致局部传热系数较高。随后气泡合并形成稳定的气膜,进入膜态沸腾阶段。此时热量主要通过气膜传递,热量传递受到限制,导致换热效率降低。在通道 20 ~ 300 mm 区间,液氢基本完成气化,并随着温度升高,其密度逐渐减小,流速增快,局部传热系数不断增大。随着质量流量由 5.98 × 10⁻⁶ kg/s 增大至 1.79 × 10⁻⁵ kg/s,冷侧流体流速增大,换热效果增强,促使局部传热系数进一步提高,平均传热系数提升幅度为 11.1% ~ 84.1%。

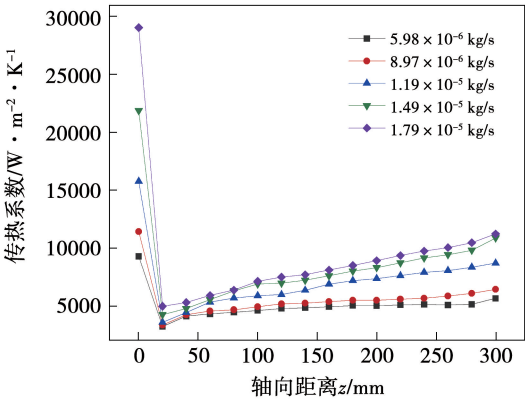


图 4 不同液氢质量流量下局部传热系数变化
Fig. 4 Chang in local heat transfer coefficient under different mass flow rates of liquid hydrogen

图 5 为不同液氢质量流量下轴向累计压降变化。由于通道内流速沿程不断增大,冷侧轴向累计压降明显上升;在通道后半程,随着温度趋于稳定,压降的变化幅度减小。随着液氢质量流量由 5.98×10^{-6} kg/s 增大至 1.79×10^{-5} kg/s,液氢通道进出口压降由 18.3 kPa 增大至 43.6 kPa。

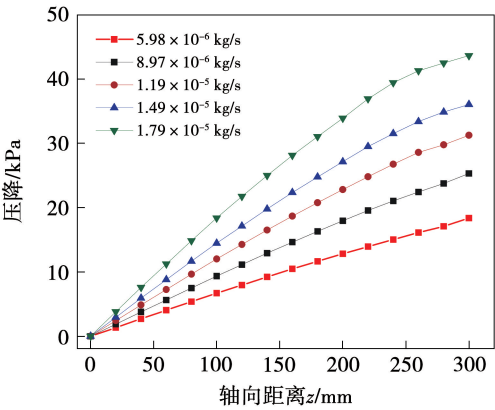


图 5 不同液氢质量流量下轴向累计压降

Fig. 5 Axial cumulative pressure drop under different mass flow rates of liquid hydrogen

图 6 为不同液氢质量流量下沿程不同位置的湍动能云图。流体流动过程中,主流体与近壁面的流体之间的速度差会产生剪切力,引发壁面处流体的湍动能增大。相比之下,通道中心处流速分布较为均匀,流动状态相对平稳,因此湍动能较小。由于流速沿程不断增大,湍动能也随之增强。随着入口质量流量的增加,流体间的相对运动更加剧烈,湍动能显著增大。

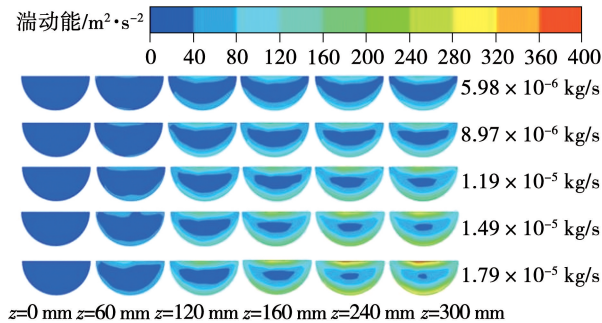


图 6 不同液氢质量流量下冷侧沿程湍动能云图

Fig. 6 Nephogram of turbulent kinetic energy of cold side along path under different mass flow rates of liquid hydrogen

同位置的努塞尔数 Nu 与摩擦系数 f 变化。在通道入口段,由于换热效率高, Nu 较大,随后大幅减小,在气化完成后又缓慢上升; f 则随液氢气化的进行大幅降低,其变化幅度随温度升高而减小,直至趋于稳定。随液氢质量流量由 5.98×10^{-6} kg/s 增大至 1.79×10^{-5} kg/s,平均 Nu 增大 12.9% ~ 107.4%,平均 f 减小 7.9% ~ 19.6%。

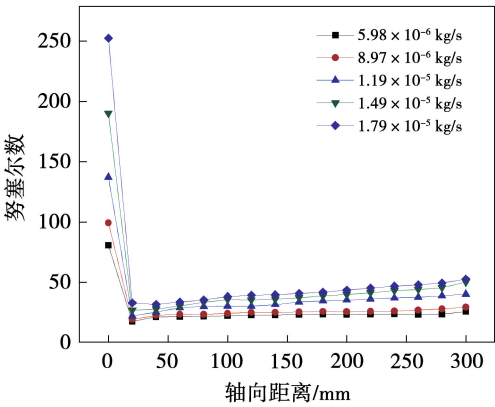


图 7 不同液氢质量流量下沿程不同位置努塞尔数变化

Fig. 7 Change in Nusselt number at different positions along path under different mass flow rates of liquid hydrogen

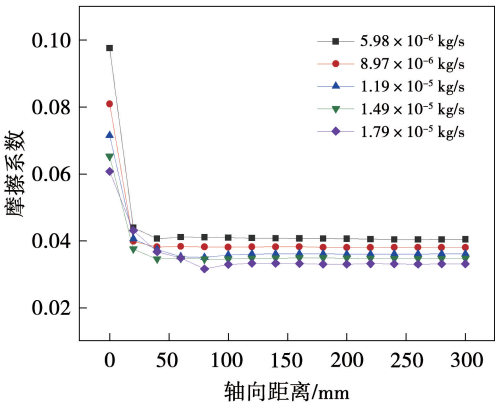


图 8 不同液氢质量流量下沿程不同位置摩擦系数变化

Fig. 8 Change in friction factor at different positions along path under different mass flow rates of liquid hydrogen

2.2 乙二醇质量流量的影响

保持冷侧入口液氢质量流量为 5.98×10^{-6} kg/s,分析热侧入口乙二醇质量流量由 9.3×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s 时,对冷侧流动沸腾换热特性的影响。

不同乙二醇质量流量下,冷侧通道的局部传

图 7 与图 8 分别为不同液氢质量流量下沿程不

热系数变化如图 9 所示。随着乙二醇质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s,热侧向冷侧的传热量增加,导致冷侧局部传热系数增大,冷侧平均传热系数增大幅度为 12.7% ~ 70.0%。

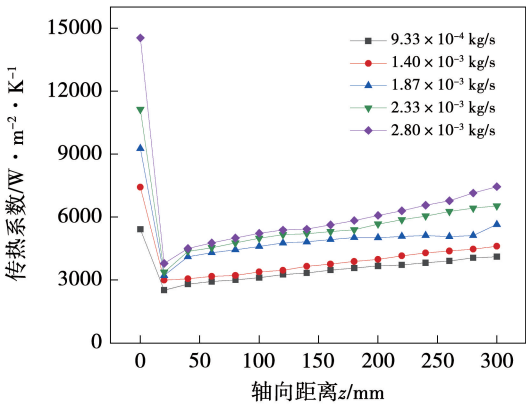


图 9 不同乙二醇质量流量下冷侧局部传热系数变化
Fig. 9 Change in local heat transfer coefficient of cold side under different mass flow rates of ethylene glycol

随着乙二醇进口质量流量的增加,冷侧通道与热侧通道间的换热效果增强,使冷侧通道内的流体加速升温,氢密度的降幅度增大,进而导致流速加快,冷侧流体在流动过程中克服摩擦所带来的流动损失增加,最终导致轴向累计压降上升,如图 10 所示。当乙二醇质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s 时,冷侧通道进出口压降由 14.6 kPa 增大至 27.2 kPa。

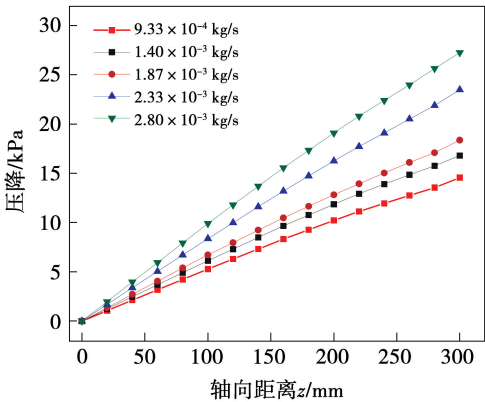


图 10 不同乙二醇质量流量下冷侧轴向累计压降
Fig. 10 Axial cumulative pressure drop of cold side under different mass flow rates of ethylene glycol

不同乙二醇质量流量下冷侧通道沿程湍动能云

图如图 11 所示。随着乙二醇质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s,热侧传热增强,使得冷侧流体流速增大,冷侧流体内部的剪切作用和相对运动程度增强,促使流体内部动能以更高频率在各尺度间传递,从而引起冷侧湍动能强度的整体升高。

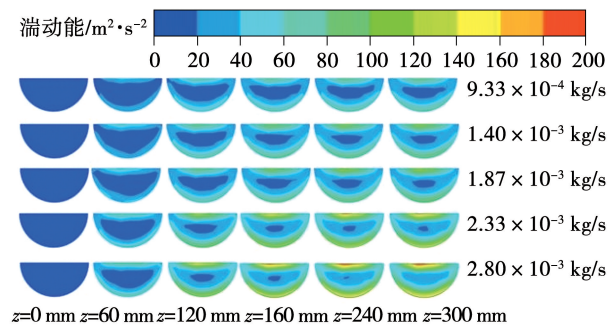


图 11 不同乙二醇质量流量下冷侧沿程湍动能云图
Fig. 11 Nephogram of turbulent kinetic energy of cold side along path under different mass flow rates of ethylene glycol

图 12 与图 13 分别为不同乙二醇质量流量下冷侧通道沿程不同位置的努塞尔数 Nu 与摩擦系数 f 变化。在冷侧通道入口段,换热效率高, Nu 较大,随后大幅减小,在气化完成后缓慢上升; f 在液氢气化过程中大幅减小,其变化幅度随温度升高而递减,直至趋于稳定。随着乙二醇质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s,换热效果增强,导致冷侧 Nu 上升,冷侧平均 Nu 增幅为 13.6% ~ 79.2%,而平均 f 减小 2.4% ~ 10.4%。

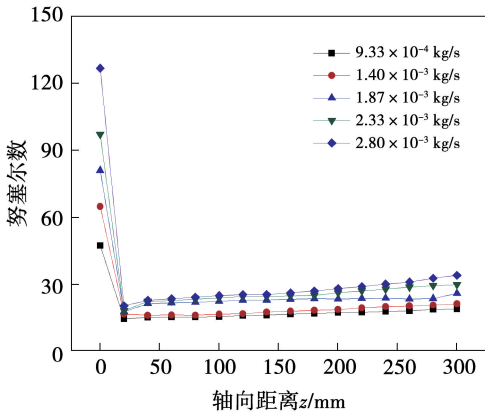


图 12 不同乙二醇质量流量下冷侧沿程不同位置努塞尔数变化
Fig. 12 Change in Nusselt number of cold side at different positions along path under different mass flow rates of ethylene glycol

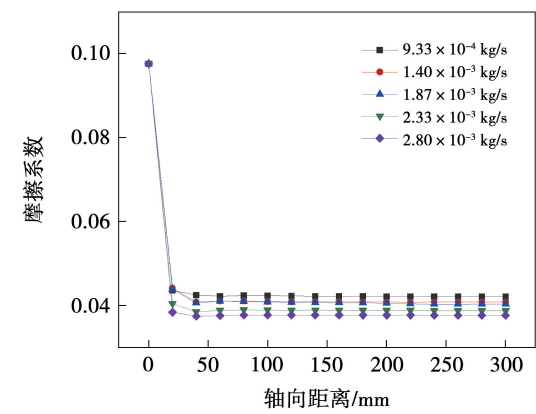


图 13 不同乙二醇质量流量下冷侧沿程不同位置摩擦系数变化

Fig. 13 Change in friction factor of cold side at different positions along path under different mass flow rates of ethylene glycol

3 结 论

(1) 液氢在进入通道较短距离内,由于冷热流体间存在较大温差,液氢迅速开始气化,形成气泡并脱离壁面,进入核态沸腾阶段,强烈的相变换热导致入口段局部传热系数显著升高,湍动能也随之增大;随着液氢逐渐完成气化并升温,其密度降低,流速增加,进一步促进局部传热系数和湍动能的提升。

(2) 当液氢入口质量流量由 5.98×10^{-6} kg/s 增大至 1.79×10^{-5} kg/s 时,换热效率增强,但压降显著升高,平均 Nu 增大 12.9% ~ 107.4%,而平均 f 减小 7.9% ~ 19.6%。当乙二醇入口质量流量由 9.33×10^{-4} kg/s 增大至 2.8×10^{-3} kg/s 时,平均 Nu 增大 13.6% ~ 79.2%,平均 f 减小 2.4% ~ 10.4%。在系统设计中,应综合平衡换热效率与压降,以实现高效的液氢气化。

参考文献:

[1] 胡道明,李 蛟,杜晓东,等.碳中和背景下含氢综合能源系统碳排放和经济性分析[J]. 热能动力工程,2023,38(4): 111 – 120.

HU Daoming, LI Jiao, DU Xiaodong, et al. Carbon emissions and economic analysis of integrated energy system containing hydrogen using for carbon neutrality[J]. Journal of Engineering for Thermal

Energy and Power ,2023,38(4):111 – 120.

[2] BALAT M. Potential importance of hydrogen as a future solution to environmental and transportation problems[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2008,33(15):4013 – 4029.

[3] LI X,XIA C,RAORANE C J,et al. Latest approaches on green hydrogen as a potential source of renewable energy towards sustainable energy:Spotlighting of recent innovations, challenges, and future insights[J]. Fuel,2023,334:126684.

[4] LANZ A,HEFFEL J,MESSER C. Hydrogen fuel cell engines and related technologies[R]. Washington, DC: U. S. Department of Transportation,Federal Transit Administration,2001.

[5] AL-KUWARI O,SCHONFISCH M. The emerging hydrogen economy and its impact on LNG[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2022,47:2080 – 2092.

[6] WIJAYANTA A T,ODA T,PURNOMO C W,et al. Liquid hydrogen,methylcyclohexane,and ammonia as potential hydrogen storage:Comparison review[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2019,44:15026 – 15044.

[7] MA Y,XIE G,HOOAN K. Review of printed circuit heat exchangers and its applications in solar thermal energy[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2022,155:111933.

[8] LI Q,GILLES F,YUAN X G,et al. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2011,15:4855 – 4875.

[9] ZHAO Z C,ZHANG X,ZHAO K,et al. Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics of supercritical nitrogen in a straight channel of printed circuit heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering,2017,126:717 – 729.

[10] DING J H,ZHAO Z C,LIU X F,et al. Buoyancy influences on local heat transfer characteristic of supercritical LNG across the pseudophase transition in variable crosssection horizontal channels[J]. Applied Thermal Engineering,2024,245:122823.

[11] MA T,LI L,XU X Y,et al. Study on local thermal-hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature[J]. Energy Conversion & Management,2015,104:55 – 66.

[12] 高毅超,夏文凯,龙 颖,等.管径和转折角对 Z 型 PCHE 换热及压降影响的研究[J]. 热能动力工程,2019,34(2): 94 – 100.

GAO Yichao,XIA Wenkai, LONG Ying, et al. Study on the effects of channel width and fin angle on heat transfer and pressure drop of zigzag PCHE[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(2):94 – 100.

[13] SEO Y K,SEOK P J. Performance analysis of a low-pressure cryo-

genic vaporizer for liquified hydrogen supply system[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2024,87:1198 – 1206.

[14] DING L,WANG X,MENGKE N,et al. Numerical investigation of supercritical flow and heat transfer mechanism in printed circuit heat exchanger (PCHE) channels[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2024,62:31 – 47.

[15] SHIRAI Y,TATSUMOTO H,SHIOTSU M,et al. Forced flow boiling heat transfer of liquid hydrogen for superconductor cooling[J]. Cryogenics,2011,51:295 – 299.

[16] FANG Y L,YU Q F,WANG C L,et al. Heat transfer of hydrogen with variable properties in a heated tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2023,209:124128.

[17] BISWAL R. Conjugate heat transfer analysis in cryogenic micro-channel heat exchanger [M]. Rourkela: National Institute of Technology Rourkela,2015.

[18] ZHANG J,LOU W,SHAO P,et al. Mathematical simulation of impact cavity and gas-liquid twophase flow in top-bottom blown converter with Eulerianmultifluid VOF model[J]. Metallurgical and Materials Transactions B,2022,53:3585 – 3601.

[19] LEE W H. A pressure iteration scheme for twophase flow modeling[R]. Technical Report LA-UR,1979,79 – 975:407 – 431.

[20] DOHOON K,JIN L X,JUNG W S,et al. Experimental investigation of heat transfer coefficient of minichannel PCHE (printed circuit heat exchanger)[J]. Cryogenics,2018,92:41 – 49.

(王治红 编辑)

(上接第 83 页)

[16] 赵 帅,赵有信,贺素艳,等. 往复式活塞压缩机中间喷液制冷系统的焓分析[J]. 热能动力工程,2020,35(5):147 – 152.

ZHAO Shuai,ZHAO Youxin,HE Suyan,et al. Exergy analysis of an intermediate spray refrigeration system with reciprocating piston compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(5):147 – 152.

[17] 任昱宁,沈 炯,张俊礼. 高炉煤气燃气 – 蒸汽联合循环系统建模及动态仿真[J]. 动力工程学报,2020,40(12):965 – 974.

REN Yuning,SHEN Jiong,ZHANG Junli. Modeling and dynamic simulation of a blast furnace gas-steam combined cycle system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2020,40(12):965 – 974.

[18] 周 蕙. 机载蒸发循环制冷系统智能控制方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2020.

ZHOU Hui. Research on the intelligent control method of airborne evaporative cycle refrigeration system[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2020.

[19] 周 旭. 基于 AMESim 的机载机电热管理系统热特性仿真研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2020.

ZHOU Xu. Research on thermal characteristics simulation of airborne electromechanical thermal management system based on AMESim [D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2020.

(王治红 编辑)