

DOI: 10.7512/j.issn.1001-2303.2026.03.13

不同构型 TPMS 换热器中氦氙工质流动换热特性研究

邝永胜^{1,2,3}, 徐建军^{1*}, 王宁波¹, 俞冀阳²

1. 中国核动力研究设计院 先进核能技术全国重点实验室, 四川 成都 610213

2. 清华大学 工程物理系, 北京 100084

3. 核能增材制造四川省重点实验室, 四川 成都 610213

摘要: 随着增材制造技术的发展, 复杂拓扑换热结构的精确构建和快速成形成为可能, 为实现高效、紧凑、轻量化换热器提供了新的设计思路, 其中三周期极小曲面 (Triply Periodic Minimal Surfaces, TPMS) 因具有连续光滑的通道形态、高比表面积与结构自支撑特性, 在紧凑型换热器设计中展现出显著优势, 为提升先进核能系统的换热效率提供了潜在途径。然而, 不同几何构型与孔隙率对氦氙混合气体流动换热特性的影响规律仍不明确。为此, 本研究以氦氙混合工质为研究对象, 通过实验数据对比, 获得了适用于氦氙低普朗特数流体的湍流普朗特数模型, 利用 TPMS 结构的周期性, 在流向上建立了 Gyroid (G) 和 Fischer-Koch S (FKS) 两种 TPMS 构型的单通道模型, 并开展了氦氙工质在不同构型和孔隙率的 TPMS 换热器中的流动换热特性数值模拟研究, 旨在揭示 TPMS 构型与孔隙率对氦氙流动传热性能的影响。结果表明, 在相同孔隙率下, FKS 构型的比表面积比 G 构型高 70% 以上, 其更大的换热面积使传热效率提升超过 25%。孔隙率变化对 TPMS 换热器流动换热特性具有双重影响: 随着孔隙率增大, 流体通道体积增加, 换热面积也随之增大, 但流速下降限制了对流换热效率的提升, 同时流动阻力显著降低; 相反, 降低孔隙率增加固体体积分数, 流体流速提升, 提高壁面剪切作用和局部湍流动能, 但固体热阻和流动阻力也随之增大。不同几何构型对孔隙率变化的敏感性不同, 这一结果表明, 孔隙率的选择需要综合考虑流动阻力与换热效率的平衡。本研究揭示了 Gyroid 与 FKS 两种 TPMS 构型在不同孔隙率下氦氙工质的流动换热规律, 可以为氦氙 TPMS 增材制造换热器设计提供定量指导和选型建议。

关键词: 氦氙混合气体; 三周期极小曲面; 流动换热特性; 孔隙率

中图分类号: TK124 文献标识码: A 文章编号: 1001-2303(2026)03-0095-08

Flow and Heat Transfer Characteristics of Helium-Xenon Mixtures in TPMS Heat Exchangers of Different Geometries

KUANG Yongsheng^{1,2,3}, XU Jianjun^{1*}, WANG Ningbo¹, YU Jiyang²

1. State Key Laboratory of Advanced Nuclear Energy Technology, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610213, China

2. Department of Engineering Physics, Tsinghua University, Beijing 100084, China

3. Nuclear Power Additive Manufacturing Key Laboratory of Sichuan Province, Chengdu 610213, China

Abstract: Additive manufacturing enables precise fabrication of complex topological heat transfer structures, supporting compact and lightweight heat exchanger design. Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS) offer smooth channels, high surface area, and self-supporting geometry, which are advantageous for advanced nuclear systems. The effects of geometry and porosity on helium-xenon heat transfer remain unclear. A turbulence Prandtl number model suitable for low-Prandtl-number helium-xenon flow was developed from experimental data. Single-channel models of Gyroid (G) and Fischer-Koch S (FKS) structures were constructed to study flow and heat transfer behavior under different porosities. Numerical results showed that, at the same porosity, the FKS structure had an over 70% larger surface area and over 25% higher heat transfer effi-

收稿日期: 2025-12-18 修回日期: 2026-01-30

作者简介: 邝永胜(2000—), 男, 硕士研究生, 主要从事新型换热器设计优化。E-mail: kys23@mails.tsinghua.edu.cn。

通讯作者: 徐建军, E-mail: xujun20000@sina.com。

ciency than the G structure. Increasing porosity enlarged the channels and reduced pressure loss but weakened convection, while decreasing porosity enhanced shear and turbulence but increased resistance. The results clarify how TPMS geometry and porosity influence thermal performance and provide guidance for additive-manufactured heat exchanger design.

Keywords: helium-xenon mixtures; triply periodic minimal surface; flow and heat transfer characteristics; porosity

引用格式: 邝永胜, 徐建军, 王宁波, 等. 不同构型 TPMS 换热器中氦氙工质流动换热特性研究[J]. 电焊机, 2026, 56(3): 95-102.

Citation: KUANG Yongsheng, XU Jianjun, WANG Ningbo, et al. Flow and Heat Transfer Characteristics of Helium - Xenon Mixtures in TPMS Heat Exchangers of Different Geometries[J]. Electric Welding Machine, 2026, 56(3): 95-102.

0 引言

增材制造属于一种新型制造技术。它依据设计的三维 CAD 模型数据, 通过数字驱动逐层堆积的方式将粉材、丝材、液材等各种形态的材料成形为三维实体^[1]。根据不同的加工原理, 例如不同选区方式, 可以分为激光选区、电子束选区、粘连剂选区和光固化选区等。考虑到换热器的导热性能和耐热温度的要求, 增材制造换热器基本采用激光选区熔融工艺进行加工制造。借助增材制造“逐层堆积, 自由设计”的特点, 研究人员可以突破传统加工工艺的限制, 实现超越二维层面的换热思路设计, 实现复杂几何流道的一体化成形。

针对增材制造换热结构, 国内外已经开展了大量流动传热数值模拟和实验研究, 并与传统工艺制造的换热器进行了比较。部分学者配合拓扑优化技术或者复杂拓扑结构, 借助增材制造工艺实现了异形换热器的制造, 美国伊利诺伊大学^[2]结合拓扑优化与增材制造技术设计出一种带有复杂形状翅片的超紧凑高效套管式换热器, 其比功率较无翅片套管式换热器提高约 20 倍; 西安交通大学团队^[3]通过激光粉末床熔融技术, 成功制备了一种仿肺泡超紧凑高性能换热器, 实现了超高比表面积, 比传统 TPMS 高两倍以上。Bi 等人^[4]通过 SLM 工艺实现了受河流结构启发的添加了翼型鳍片的折线型换热器, 并与 5 种常见的通道类型进行了比较, 发现新型通道的换热能力更强而摩擦因子更低。以上研究说明增材制造可以有效减少换热器重量和尺寸, 可作为革新型换热器的制造手段。

TPMS 曲面是一种具有高比表面积是三周期曲面结构, 其自身可以通过偏置形成片状结构, 并将空间划分成两个独立的, 自联通的区域, 其复杂流

道表面能诱导涡和二次流的发生, 提高对流换热能力, 非常适合用于换热器的芯体结构。由于 TPMS 内部包含复杂的拓扑和精细的孔洞结构, 传统加工技术无法制造, 只能借助其自身的自支撑性通过增材制造工艺实现。Zou 等人^[5]采用 316L 不锈钢通过 SLM 工艺成功制备了一个 159 mm×500 mm (直径×长度) 的 Schwartz-D(S-D) 换热器, 是迄今为止报道过的最大的 TPMS 换热器, 与优化后的螺旋管换热器相比, 该 S-D 换热器在相同雷诺数下, 努塞尔数增加了高达 150%; 此外, 在相似的流量条件下, S-D 换热器的总体传热系数比优化过的管壳式换热器高 2~3 倍, 体积却小了 52%~95%, 这项研究充分展示了工业级 TPMS 换热器的性能优势。并突出了其在工业级换热器小型化的潜力。Gao 等^[6]实现了壁厚 0.3 mm 的纯铜 TPMS 换热器, 发现纯铜 TPMS 换热器的换热效能比传统不锈钢板式换热器高约 58%~96%, 在传热系数方面, 纯铜换热器约为板式换热器的 2.16~2.19 倍, 这充分说明了纯铜 TPMS 换热器成为下一代高效能超紧凑换热器的潜力。Li-ang 等^[7]将 S-D 换热器、Gyroid 换热器和几种紧凑式换热器进行了比较, 发现 TPMS 换热器在展现优异换热性能的同时, 产生相同换热功率所导致的压降更低, 若进一步缩小 S-D 换热单元的尺寸, 可以获得高达 7000 m²/m³ 的表体比, 这说明 TPMS 结构对于对空间和重量有严苛限制要求的传热应用场景极具吸引力。

近年来, 高温气冷堆耦合闭式布雷顿循环凭借其循环效率高、结构简单紧凑的特点, 成为微型反应堆的首选体系之一。由于其特殊的应用场景, 微型反应堆必须兼备核热转换效率和质量体积, 研究者^[8]提出通过在纯氦中添加氙气改善气体压缩性, 显著减少了叶片级数和尺寸。为了实现整个系统

的极致小型化,还面临着很大的挑战。一方面,在布雷顿循环中,回热器等核心换热设备占据了系统很大一部分质量和体积份额,其性能明显影响系统发电效率;另一方面,氦氩混合气体的热导率远不如液态金属等其他新型工质,为了获得足够的传热性能,需通过强化对流换热来提高换热能力。因此,研发适配氦氩工质的超紧凑、轻量化、高性能换热结构成为氦氩布雷顿系统进一步小型化的关键。已经有学者^[9]提出将 TPMS 结构用于氦氩工质,并指出与 PCHE 相比, Gyroid 的努塞尔数提高 40%~50%,整体换热性能高出 10%~15%,尽管阻力系数较大,但在总和换热性能和体积利用率方面, Gyroid 仍是最具潜力的结构,尤其是对换热器轻量化紧凑度有要求的微型核动力技术。王兆霖^[10]研究了氦氩工质在 Gyroid 胞元中的流动传热特性,发现胞元尺寸越小, Gyroid 的换热特性变好,但伴随着压降增大,并提出了采用各向异性胞元来提高综合性能,但目前针对氦氩工质在 TPMS 中的对流换热性能研究仍相对较少,且都集中于 Gyroid 胞元,缺少不同构型和不同孔隙率下的系统比较。

本研究旨在比较氦氩工质在 Gyroid 和 FKS 构型中的对流换热特性,首先系统对比了 G 与 FKS 两种构型在典型孔隙率下氦氩工质的综合换热性能;进而,针对每种构型,深入分析了孔隙率变化对其流动阻力与传热特性的差异化影响,以期为氦氩 TPMS 换热器的选型与优化设计提供直接依据。

1 计算模型

1.1 TPMS 公式与建模

本文研究的两种 TPMS 构型为 FKS 型和 G 型,二者的表达式和拓扑结构如表 1 所示。

为了获得具有实际厚度的 TPMS 换热芯体模型,需要将不同偏置值的 TPMS 等值面进行组合,组合后的曲面应满足式子:

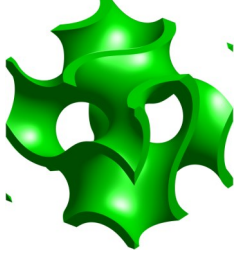
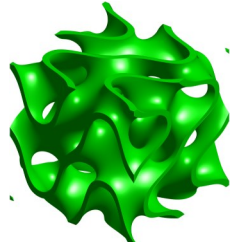
$$F_1(x, y, z) = (G(x, y, z) - c_1)(G(x, y, z) - c_2) = 0$$

$$F_2(x, y, z) = (FKS(x, y, z) - c_1)(FKS(x, y, z) - c_2) = 0$$

将两个曲面之间的间隙进行填充便可得到具有厚度的 TPMS 换热芯体。以上建模过程通过 Matlab 程序中的等值面提取算法实现。通过该程序,分

表 1 两种 TPMS 构型

Table 1 Two TPMS configurations

TPMS	表达式	拓扑结构
Gyroid(G)	$G(x, y, z) = \cos(2\pi x) \sin(2\pi y) + \cos(2\pi y) \sin(2\pi z) + \cos(2\pi z) \sin(2\pi x) - c$	
Fischer-Koch S(FKS)	$FKS(x, y, z) = \cos(4\pi x) \sin(2\pi y) \cos(2\pi z) + \cos(2\pi x) \cos(4\pi y) \sin(2\pi z) + \sin(2\pi x) \cos(2\pi y) \cos(4\pi z) - c$	

别建立了孔隙率为 0.5、0.6、0.7、0.8 的 FKS 构型和 G 构型的 $8 \times 1 \times 1$ 的周期为 10 mm 的 TPMS 模型。

以上 TPMS 模型的几何性质如表 2 所示。

1.2 氦氩物性模型

Tournier 等^[11]基于 Chapman-Enskog 动理论和对应态定律,通过半经验属性关联方法得出了稀有气体及其混合物的物性计算公式,收集了稀有气体(氦、氖、氩、氪和氙)及其二元混合物在 0.1~20 MPa 压力和高达 1 400 K 温度条件下的实验数据,开发了能够准确反映压力和温度对这些气体的热力学和输运性质影响的关联式。根据关联式,本研究开发了氦氩物性计算程序,并与实验结果进行了对比,如图 1 所示,结果表明关联式具有较高的精度。

1.3 湍流普朗特数模型的选择

本文研究的氦氩混合气体摩尔质量为 40 g/mol,其普朗特数为 0.2,属于低普朗特数流体。根据 Kays 等^[12]的研究,对于常规流体,比如水和空气,通常 $Pr \gg 0.71$,此时假设流场全局为 $Pr_t = 0.85$ 即可满足计算要求,但是对于 Pr 较小的流体,由于其温度边界层与速度边界层相比较厚,近壁面的流动与传热关系与常规流体存在明显不同,因此如果仍使用 $Pr_t = 0.85$,则会造成较大的计算误差,因此需要对其进行必要的修正。本研究研究了多个常用的 Pr_t 模型,并与 Taylor 的氦氩混合气体的强制对流传热实验数据进行了对比,数值模拟和实验结果的均方

表 2 TPMS模型的几何性质

Table 2 Geometric characteristics of TPMS models

编号	偏置值	孔隙率	平均壁厚/mm	换热面积/mm ²	比表面积/mm ⁻¹	水力直径/mm
G0.5	-0.766 4	0.5	1.688 9	2 178.488	2.178 487 8	3.672 272
G0.6	-0.616 3	0.6	1.327 5	2 290.696	2.290 696	4.190 866
G0.7	-0.464 1	0.7	0.983	2 373.125	2.373 125	4.719 515
G0.8	-0.310 6	0.8	0.649 7	2 429.74	2.429 74	5.268 053
FKS0.5	-0.501 9	0.5	0.926 8	3 814.435	3.814 434 9	2.097 296
FKS0.6	-0.404 2	0.6	0.740 1	4 019.378	4.019 378 1	2.388 429
FKS0.7	-0.304 8	0.7	0.554 4	4 167.466	4.167 466 3	2.687 484
FKS0.8	-0.204 6	0.8	0.369 1	4 268.828	4.268 828	2.998 481

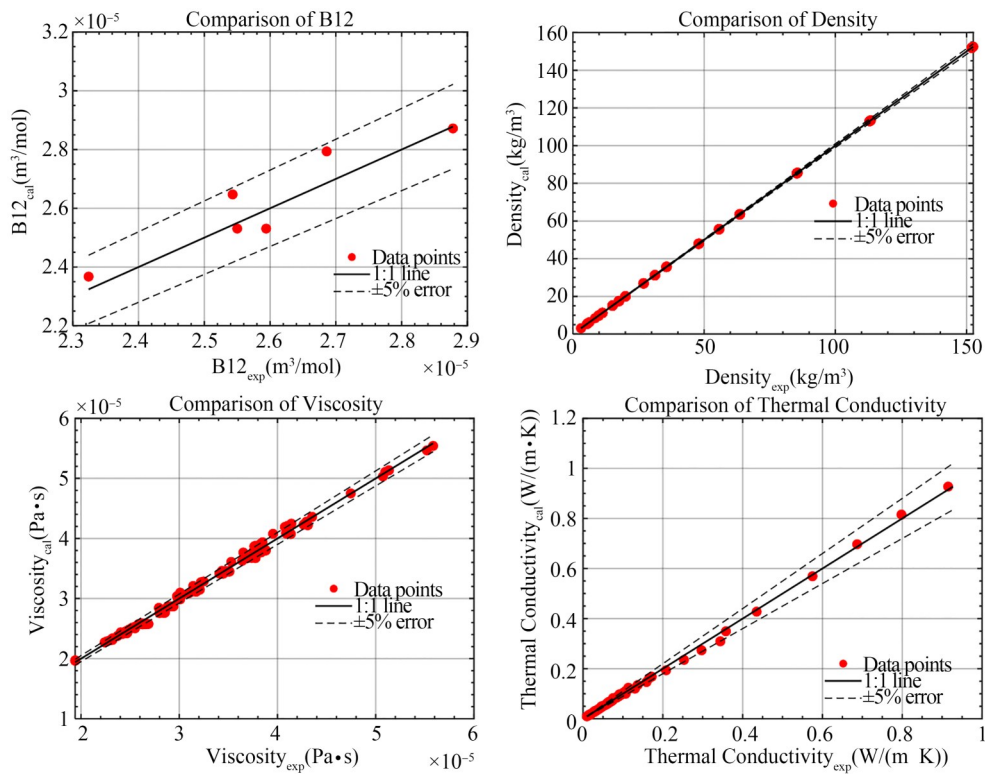


图 1 氦氙物性计算值与实验值对比

Fig. 1 Comparison of calculated and experimental He - Xe properties

根误差如图 2 所示。

可以看到,针对 40 g/mol 的氦氙混合气体, Zhou、Weigand、Kays2、Kays and Crawford 模型呈现出极好的预测精度,数值模拟和实验结果的均方根误差都在 4% 以内,考虑本文的研究对象为 TPMS 模型,其雷诺数计算与传统流道不同,因此采用不涉及雷诺数计算的 Kays2 模型作为本研究的湍流普朗特数模型,如下式所示:

$$Pr_t = \begin{cases} 1.07\mu_i/\mu < 0.2 \\ 0.85 + \frac{0.7}{Pe_t} \mu_i/\mu \geq 0.2 \end{cases}$$

1.4 求解模型与边界条件

现有的针对 TPMS 流道内的对流传热研究^[13-15]表明,SST $k-\omega$ 能够较好地描述 TPMS 复杂流道可能诱导的出现边界层分离、二次流和纵向涡现象,同时,针对氦氙等低普朗特数流体的对流传热数值模拟结果^[16]也表明,SST $k-\omega$ 湍流模型在边界层区域对传热特性的预测具有较好的适用性,因此本文数值模拟采用的湍流模型为 SST $k-\omega$ 。为了满足湍流模型对近壁面黏性底层解析的要求,对近壁面进行边界层划分,第一层高度为 7.5 e-4 mm,划分 16 层边界层,确保第一层网格的 $y^+ < 1$,图 3 为本文研究

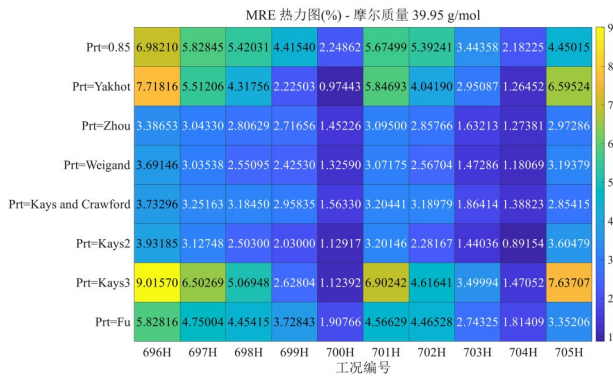


图2 各 Pr_t 模型的数值模拟结果与 Taylor 实验对比结果
Fig. 2 Comparison of numerical results from different Pr_t models with experimental data.

的 TPMS 模型的网格情况和边界层细节。压力速度耦合求解算法使用 Simple 算法,密度、压力、动量、湍流动能、比耗散率的空间离散采用二阶迎风格式。

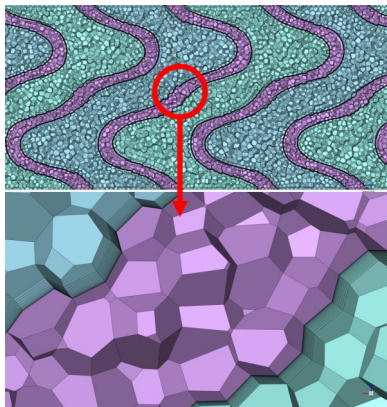


图3 TPMS 模型的网格与边界层细节
Fig. 3 Mesh and boundary layer details of the TPMS model

由于实际的 TPMS 换热器往往是 TPMS 单元的三个方向上的重复,所以本研究在流向建立了 Gyroid(G)和 Fischer-Koch S(FKS)两种 TPMS 构型的单通道模型,在上下和左右两个壁面采用周期性边界条件。为了防止求解过程中出口逆流现象的发生,对热流体和冷流体的出口处进行2个周期长度的延长。不同工况的边界条件如表所示。模型的固体材料采用 316 L 不锈钢,两侧流体均为氦氙混合气体,二者的物性均以 UDF 的形式嵌入 Fluent 的求解过程中,316L 不锈钢的热物性如表3所示。本研究中涉及的物性计算定性温度均为对应流体的进口温度。

本研究进出口边界条件来自 Tournier 等^[17]提出的布雷顿循环流程,热流体工作压力为 0.6 MPa,进口

表3 316L 不锈钢的热物性

Table 3 Thermophysical properties of 316L stainless steel

物性	多项式
密度/(kg/m ³)	$\rho(T) = 8058.75 - 0.1964T - 4.83 \times 10^{-4}T^2 + 4.11 \times 10^{-7}T^3 - 1.34 \times 10^{-10}T^4$
热导率/(W/(m·K))	$\lambda(T) = 7.956 + 0.0208T - 4.71 \times 10^{-6}T^2 + 6.27 \times 10^{-10}T^3 - 1.24 \times 10^{-12}T^4$
比热容/(J/(kg·K))	$C_p(T) = 235.65 + 1.3T - 1.891 \times 10^{-3}T^2 + 1.35 \times 10^{-6}T^3 - 3.43 \times 10^{-10}T^4$

温度为 950K;冷流体工作压力为 1 MPa,进口温度 500K。在数值模拟时,分别固定冷热侧的进口质量流量为 0.002 5 kg/s,另一侧进口质量流量分别为 0.001 25、0.001 875、0.002 5、0.003 75、0.005 kg/s 以获得不同的进口雷诺数,本研究所有工况的进口雷诺数均远大于 300,根据 Dybbbs 等^[18]的研究,所有工况的流动状态均为湍流。

1.5 网格无关性验证

为节省计算资源,所有计算模型均采用多面体网格划分,不同的网格数量对应表面网格划分阶段设置的最小网格尺寸。选取孔隙率为 80% 的 G 和 FKS 构型以及冷热侧进口质量流量为 0.002 5 kg/s 的工况进行了网格无关性验证,以进出口温差和压降作为网格无关性验证的依据,结果如图4所示。

由图4可以看到,对于 FKS 构型,当网格数量为 4 460 328(对应最小网格尺寸 0.25 mm)时,而对于 G 构型,当网格数量为 3 835 384(对应最小网格尺寸 0.2 mm)时,进出口温差和压降数值模拟结果随网格数量的增加已经趋于相对恒定,因此后续对于 FKS 构型的网格划分采用 0.25 mm 的最小网格尺寸,G 构型则采用 0.2 mm 的最小网格尺寸。

2 结果与讨论

2.1 氦氙气体在不同构型中流动换热性能比较

图5为在热侧或冷侧进口质量流量固定为 0.002 5 kg/s 时,孔隙率为 0.7 的 FKS 和 G 构型的总传热系数随进口质量流量的变化情况。

可以看到,二者的总传热系数均随进口流量的增大而增大,且总传热系数随冷热侧流量的相应情况基本一致。在冷侧流量固定时,FKS 构型的总传热系数比 G 构型的总传热系数平均高出了 26.5%,

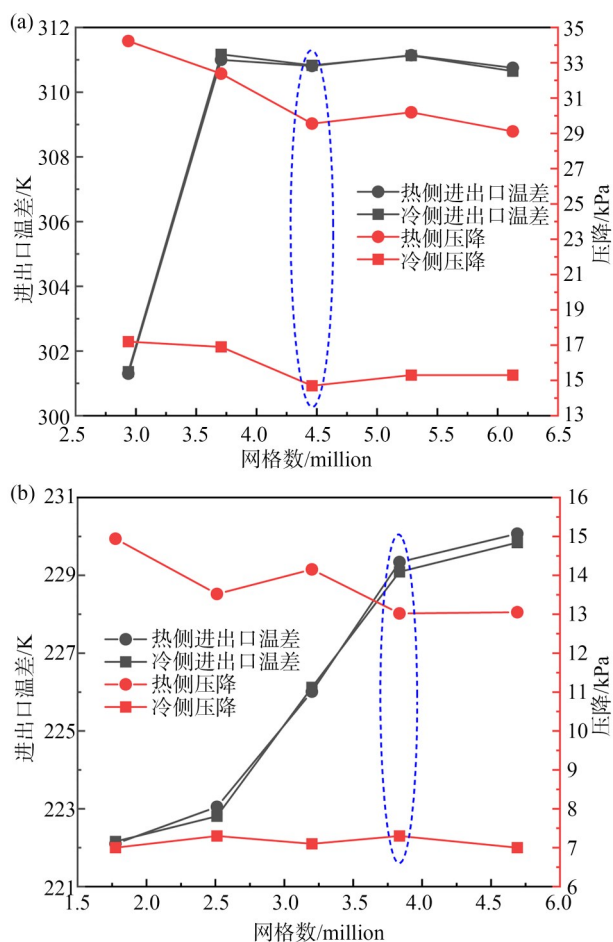


图4 网格无关性验证: (a)FKS; (b)G

Fig. 4 Verification of grid independence: (a)FKS; (b)G

而当热侧流量固定时,FKS构型的总传热系数比G构型的总传热系数平均高出了26%,展现了FKS优越的传热能力。从表1可以看出,这一优势主要源于FKS较薄的壁厚和较大的换热面积。

图6为FKS和G构型的总传热系数随进口质量流量的变化情况。可以看到,随着进口质量流量的增加,FKS构型的对应侧压降的上升幅度要远大于G构型,这说明FKS通过提高流速来增强换热是以更大的压降为代价的,且上升速率大于G构型。当固定热侧流量,提高冷侧流量时,两种构型的热侧压降都有轻微的下落;相反,另一种情形下,两种构型的冷侧压降则基本保持不变,这与冷热侧温度变换导致的黏度变化不同有关。

2.2 氦氩气体在不同孔隙率TPMS构型中流动换热性能比较

图7为冷热侧进口质量流量都为0.002 5 kg/s

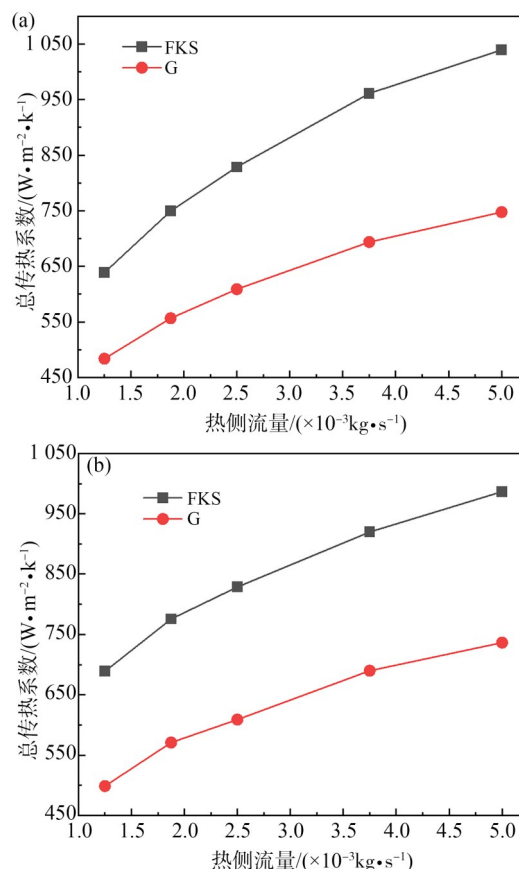


图5 传热系数随质量流量变化情况: (a)热侧; (b)冷侧
Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with mass flow rate: (a) hot side; (b) cold side

时,不同构型的总传热系数随孔隙率的变化情况。可以看到,二者的总传热系数随孔隙率的变化情况在研究范围内不同:随着孔隙率的增大(即流体流通区域的增大),FKS构型的总传热系数先轻微增大后迅速下降;而G构型的总传热系数则是呈下降趋势。这说明二者的传热能力随孔隙率的响应情况不同,这与二者的几何性质随孔隙率的变化有关。从表2可以看出,二者的换热面积随孔隙率的下降幅度基本一致,但FKS构型的壁厚小于G构型,这为二者换热能力随孔隙率响应情况不同提供了一种解释:尽管孔隙率增大导致了平均流速的下降,但FKS较大的换热面积和较小的壁厚弥补了对流传热能力的下降。但后续孔隙率的增大导致FKS总传热系数的快速下降现象说明,主导FKS换热能力的仍是近壁面的对流换热能力。

图8为不同构型的冷热侧压降随孔隙率的变化情况,两种构型的冷热侧压降都随孔隙率的增大而

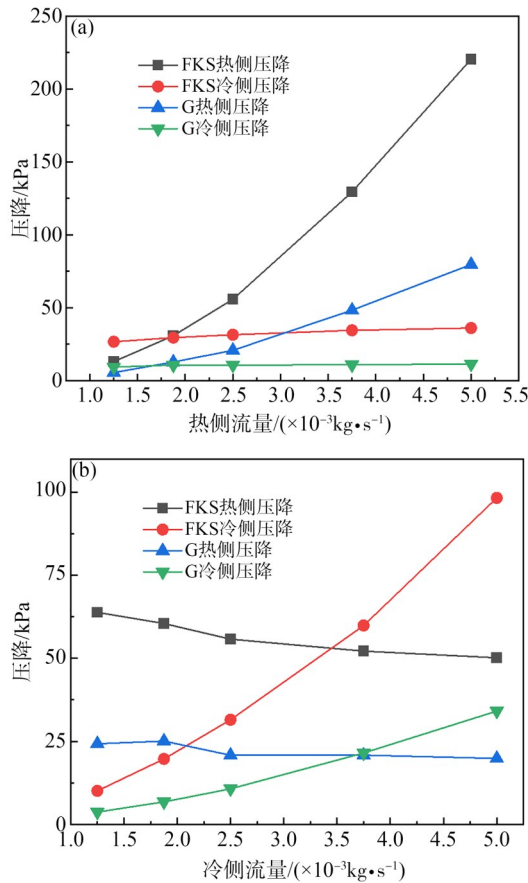


图6 压降随质量流量变化情况:(a)热侧;(b)冷侧
Fig. 6 Variation of pressure drop with mass flow rate: (a) hot side; (b) cold side

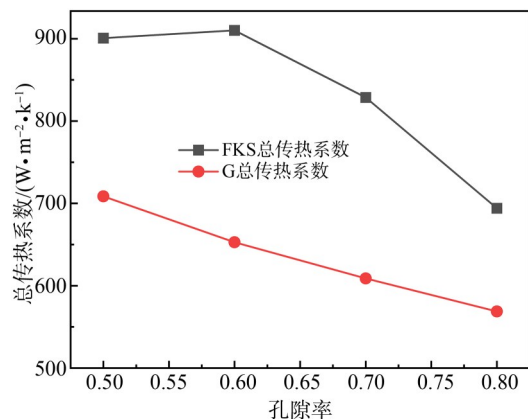


图7 传热系数随孔隙率变化情况
Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with porosity

有较大幅度下降,但下降幅度在变小,同时热侧压降的下降幅度大于冷侧压降,这主要是流速下降导致的流动阻力显著减小。

由于随着孔隙率增大,两种构型的传热能力下降但流动阻力有所改善,因此 TPMS 孔隙率的选择

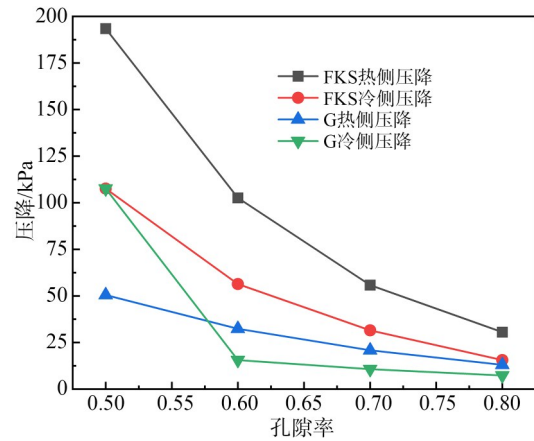


图8 压降随孔隙率变化情况
Fig. 8 Variation of pressure drop with porosity
需要综合考虑流动阻力与传热效率的平衡。

3 结论

本文对氦氩混合气体在不同孔隙率 TPMS 构型中的流动与换热特性进行了对比分析。结果表明,在相同孔隙率条件下,FKS 构型的总传热系数在不同冷热侧进口质量流量工况下均显著高于 G 构型,平均提升约 26%,表现出更优的换热性能。这一优势主要源于 FKS 构型较小的等效壁厚和较大的换热面积。

随着进口质量流量的增加,两种构型的总传热系数均呈上升趋势,但 FKS 构型的压降增长更为显著,表明其通过提高流速强化换热是以更大的流动阻力为代价。

在不同孔隙率条件下,两种构型对孔隙率变化的响应存在明显差异:FKS 构型的总传热系数随孔隙率先缓慢增大后迅速下降,而 G 构型则随孔隙率单调下降,说明孔隙率对换热性能的影响与构型几何特征密切相关。尽管孔隙率增大会导致平均流速降低,从而削弱对流换热能力,但在一定范围内,FKS 构型较大的换热面积和较小的壁厚可部分抵消这一不利影响;当孔隙率进一步增大时,近壁面对流换热能力成为主导因素,导致其传热性能快速衰减。

综合来看,TPMS 换热器的孔隙率与构型选择需在传热强化与流动阻力之间进行权衡,本研究为后续高性能氦氩换热器的结构优化提供了依据。

参考文献:

- [1] 卢秉恒. 增材制造前沿技术:增材制造技术专利分析[M]. 北京:机械工业出版社,2022.
- [2] Moon H, McGregor D J, Miljkovic N, et al. Ultra-power-dense heat exchanger development through genetic algorithm design and additive manufacturing[J]. *Joule*, 2021, 5(11):3045–3056.
- [3] Song H, Han B, Wang Y, et al. Enhanced heat transfer of alveolar biomimetic interlaced hollow lattice meta-structures[J]. *Energy*, 2025, 326: 136272.
- [4] Bi J, Ma J, Zhang X, et al. Experimental study on thermal-hydraulic performance of a nature-inspired mini-channel heat exchanger manufactured by 3D printing[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 257: 124309.
- [5] Zou Z, Chen W, Song Y, et al. Experimental investigation of the performance of an industrial-grade schwartz D heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 270: 126243.
- [6] Gao S, Ding J, Qu S, et al. Numerical and experimental investigation of additively manufactured shell-lattice copper heat exchanger[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2023, 147: 106976.
- [7] Liang D, Shi C, Li W, et al. Design, flow characteristics and performance evaluation of bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 201: 123620.
- [8] El-Genk M S, Tournier J M. Noble-gas binary mixtures for closed-brayton-cycle space reactor power systems[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2007, 23(4):863–873.
- [9] Huang J, Zhou Y, Yan X, et al. Flow and heat transfer of He-Xe mixture in different ultra-compact heat exchangers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 270: 126194.
- [10] 王兆霖, 张志刚, 周静, 等. Gyroid三周期极小曲面换热构件流动换热特性[J]. *化工进展*, 2025, 44(8): 4454–4462.
- WANG Z L, ZHANG Z G, ZHOU J, et al. Flow and heat transfer characteristics based on Gyroid triply periodic minimal surface heat exchange components[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2025, 44(8):4454–4462.
- [11] Tournier J M P, El-Genk M S. Properties of noble gases and binary mixtures for closed brayton cycle applications[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49(3):469–492.
- [12] Kays W M. Turbulent prandtl number—where are we?[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2):284–295.
- [13] Zhang Z, Dong Y, Li F, et al. The shandong shidao bay 200 MWe high-temperature gas-cooled reactor pebble-bed module (HTR-PM) demonstration power plant: an engineering and technological innovation[J]. *Engineering*, 2016, 2(1):112–118.
- [14] Yan K, Deng H, Xiao Y, et al. Thermo-hydraulic performance evaluation through experiment and simulation of additive manufactured gyroid-structured heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 241: 122402.
- [15] Yan G, Sun M, Liang Y, et al. Simulation and experimental study on flow and heat transfer performance of sheet-network and solid-network disturbance structures based on triply periodic minimal surface[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 219: 124905.
- [16] Zhou B, Ji Y, Sun J, et al. Modified turbulent prandtl number model for helium-xenon gas mixture with low prandtl number[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2020, 366: 110738.
- [17] El-Genk M, Tournier J M. DynMo-CBC: dynamic simulation model of a space reactor power system with multiple CBC loops[C]//7th International Energy Conversion Engineering Conference. Denver, Colorado: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2009.
- [18] Dybbs A, Edwards R V. A new look at porous media fluid mechanics — darcy to turbulent[M]//Bear J, Corapcioglu M Y. *Fundamentals of transport phenomena in porous media*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1984:199–256.