

文章编号: 1000-8055(2026)10-20240806-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20240806

高空低压环境微通道光管换热器实验研究

张佳钰^{1,2}, 王 坤^{1,2}, 王云霄¹, 公茂琼^{1,2}, 赵延兴^{1,2}

(1. 中国科学院 理化技术研究所 低温科学与技术全国重点实验室, 北京 100190;
2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 为探究高空低压环境对空冷换热器对流流动与传热特性的影响, 搭建了低气压对流换热测试风洞实验台, 实验台的压力范围为 5.5~101.3 kPa, 流速范围为 0~13.6 m/s。对微通道光管换热器在 12~20 km 海拔高度环境压力下的流动与传热特性进行了实验和数值研究。结果表明: 现有关联式在预测雷诺数低于 100 的摩擦因数时偏低, 在预测雷诺数低于 40 的努塞尔数时偏高, 茹氏公式对努塞尔数预测的最大相对偏差达 72.4%。同时, 由于空气低体积热容的影响, 管排数的增加显著削弱了平均表面传热系数, 使得茹氏公式的传热预测偏差随着管排数的增加而显著上升。为此, 建立了新关联式, 显著提高了对低雷诺数范围的预测准确性, 并考虑了管排数对换热的影响, 对摩擦因数与努塞尔数的预测与实验数据的相对偏差均在 10% 以内。

关键词: 低压环境; 传热实验风洞; 微通道换热器; 摩擦因数; 努塞尔数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experimental study on micro-channel bare tube heat exchanger in high-altitude and low-pressure environment

Zhang Jiayu^{1,2}, Wang Kun^{1,2}, Wang Yunxiao¹,
Gong Maoqiong^{1,2}, Zhao Yanxing^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Cryogenic Science and Technology,
Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: To explore the influence of high-altitude low-pressure environment on the convective flow and heat transfer characteristics of air-cooled heat exchanger, a low-pressure convective heat transfer experimental wind tunnel was established. The wind tunnel operated within a pressure range of 5.5 to 101.3 kPa and a flow rate range of 0 to 13.6 m/s. The flow and heat transfer characteristics of micro-channel bare tube heat exchanger at 12—20 km altitude were studied experimentally and numerically. The results indicate that when the Reynolds number is less than 100, the existing correlations underpredict the friction factor. And when the Reynolds number is less than 40, the Nusselt number is overpredicted. The maximum relative deviation of the Zukauskas correlation for Nusselt number is 72.4%. Additionally, due to the low volumetric heat capacity of airflow, the increase of tube rows significantly weakens the average convective heat transfer coefficient, thereby increasing the heat transfer prediction deviation of the Zukauskas correlation. Consequently, a new correlation was established, which significantly improves the prediction accuracy in the low Reynolds number range, and considers the influence of the number of tube

收稿日期: 2024-11-26

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(52227811, 52322602)

作者简介: 张佳钰(1998—), 女, 工程师, 博士, 主要从事平流层环境传热机理及换热强化研究。

通信作者: 赵延兴(1988—), 男, 研究员, 博士, 主要从事临近空间浮空器相变浮力调控研究。E-mail: zyx@mail.ipc.ac.cn

引用格式: 张佳钰, 王坤, 王云霄, 等. 高空低压环境微通道光管换热器实验研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(10): 20240806. Zhang Jiayu, Wang Kun, Wang Yunxiao, et al. Experimental study on micro-channel bare tube heat exchanger in high-altitude and low-pressure environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(10): 20240806.

rows on heat transfer. The relative deviation between the prediction of friction coefficient and Nusselt number and the experimental data is within 10%.

Keywords: low-pressure environment; heat transfer experimental wind tunnel;
micro-channel heat exchanger; friction coefficient; Nusselt number

随着航空事业的高速发展,工作于高空环境的制冷系统和热管理系统受到了越来越广泛的关注。散热模块是制冷系统和热管理系统的重要组成部分,在高空稀薄的大气环境下,换热器空气侧的对流传热热阻急剧上升,对流传热系数大幅下降,为提高系统效率,降低系统质量,开发具有高表面传热系数、质量轻的空冷散热模块非常重要。

民用飞机的典型巡航高度在 11~15 km,电子设备的可靠性决定了飞机的安全稳定飞行。温度是影响机载电子设备性能和寿命的最主要因素,数据显示,当芯片温度超过 75 ℃ 时,每升高 1 ℃,其运行可靠性会降低 5%^[1]。研究显示,现代战斗机机控系统约 80% 以上的冷量用于电子设备冷却^[2]。将电子设备产生的热负荷高效地传递到大气中进行散热,是确保热管理系统高效且节能的重要因素。

平流层飞艇是主要工作于海拔高度 18~22 km 的浮空平台^[3]。昼夜热环境剧烈变化引起的“超温”和“超压”现象是阻碍飞艇长航时稳定巡航的瓶颈难题,利用制冷系统控制相变工质液化的相变调控系统是解决该问题的有效方法^[4-5]。空冷散热模块的效率和质量对系统的液化效率和总质量有着重要影响^[6]。

海拔 12~20 km 下大气压力在 5.5~19.3 kPa。随着海拔高度的增加,大气越发稀薄,空气密度的急剧下降大幅削弱了换热器空气侧的对流换热。在 Zhang 等^[7]对翅片管换热器的强迫对流换热实验中,相较于常压下的实验结果,−40 kPa 表压下的空气侧表面传热系数降低了 30%~47.7%,而空气侧阻力系数增加了 34.7%~144.2%。在林晖等^[8]对低压环境水平圆管的自然对流传热实验中,表面传热系数从 100 kPa 到 1 kPa 降低了 70% 以上。此外,应用于高空环境下的换热器还需要满足结构紧凑,质量轻的要求。因此,为达到理想的效果,换热器需要更符合实际情况的优化设计。

准确地描述流动与换热是换热器优化设计的基础。然而,大多换热器气侧表面传热系数的关联式是基于常压下的实验数据进行关联得到的,是否可应用于低压工况,需要通过实验数据的验

证或修正。张嘉文等^[9]实验测量了 40~100 kPa 压力范围翅片管换热器空气侧的表面传热系数,常压下实验得到的预测模型与低压实验结果偏差最大可达 127.4%,这说明常压模型无法预测低气压下换热器的表面传热系数。他在常压预测模型中的雷诺数项增加了气压修正因子进行修正,大幅提高了模型在低气压工况下的预测精度。但他的实验的压力范围有限,不能满足高空环境的需求。

一些学者通过公式推导和实验数据分析了低气压对换热器气侧对流换热削弱的原因和规律。Jia 等^[10]通过实验和模拟结果进行分析,认为传热性能的削弱与热边界层厚度随环境压力的减小而增大密切相关。Zhang 等^[11]实验研究了湿工况下开缝翅片管换热器显热与潜热换热量的变化,最低实验气压为 41 kPa,结果表明空气侧传质性能与湿度变化密切相关。Wan 等^[12-14]测试了 57~101.3 kPa 下偏置翅片扁管换热器、百叶窗翅片换热器和翅片管换热器的流动与换热性能。仿真工作结果表明,空气流速的增加增强了速度场与温度场的协同作用,而表压的降低则减弱了速度场与温度场的协同作用。这些实验的压力范围主要集中于 40 kPa 到大气压,不能满足高空环境的需求。

Colgan 等^[15]实验测量了 1~10 kPa 低压下微通道光管换热器在不同来流条件下的气侧换热和压降数据。在非常低(小于 75)的雷诺数下,实验测量的压降超过了经典关联式预测的压降,经分析认为是入口效应的影响,而努塞尔数的测量结果与经典关联式符合良好。这是目前气压范围最低的对换热器的实验研究。然而,该研究中测量的管束结构在流动方向上仅有两列管,因此该实验结果是否能反映低气压下多排管束排列的普遍情况仍需要进一步验证。

总结上述研究,对于海拔 12~20 km 高空的低气压环境下换热器气体侧强制对流换热的实验研究较为缺乏,这使得工作于高空的飞行器和浮空器的制冷和热管理系统中的空冷散热器的设计缺少依据。本文旨在实验测量工作于海拔 12~20 km 的大气压力下的微通道光管换热器空气侧

的流动与传热性能, 为应用于高空环境下的散热器设计提供数据支撑。

1 低压工况对流换热实验研究

1.1 低气压对流传热测试风洞实验台

为研究高空工况换热器空气侧对流传热特性和压降性能, 搭建了低气压对流传热测试风洞实

验台, 实验台示意图如图 1 所示, 实物图如图 2 所示。

实验台包括单向流动的开放式风洞系统和对流传热测量系统两部分。风洞系统的目的是为实验段提供可控压力和流速的均匀稳定的来流空气。对流传热测量系统的目的是对待测换热器空气侧的流动与传热特性进行精准的测量。

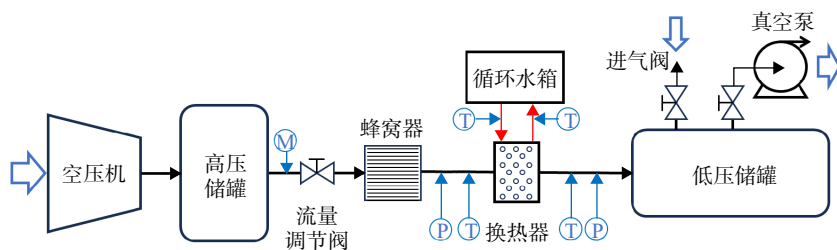


图 1 低气压对流传热测试风洞实验台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of low-pressure heat transfer wind tunnel experimental platform

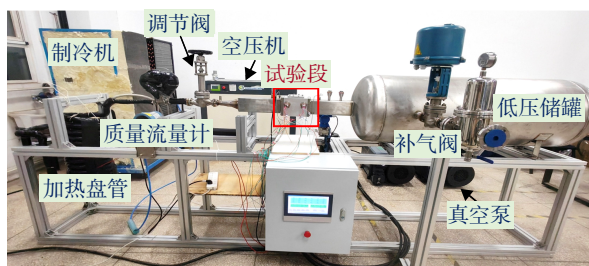


图 2 低气压对流传热测试风洞实验台

Fig. 2 Low-pressure heat transfer wind tunnel experimental platform

空压机出口连接储气罐和稳压阀, 为实验段提供了稳定的气源, 在低流量的实验中, 流量的波动小于 1%。在较高流量的实验中, 流量的波动小于 3%。使用手动多级调节阀实现降压和流量调节, 阀门上游压力处于高压储气罐一样的压力, 阀门下游压力为实验所需的高空工况低压压力。阀门可实现最大流速为 1% 的分辨率(约 0.1 m/s), 满足测试对流速工况的需求。真空泵的额定抽速决定了实验平台可实现的空气流速范围, 本实验台的最大气体质量流量为 0.009 7 kg/s, 在最低实验压力 5.5 kPa 的工况下最大流速可达 13.6 m/s。

通过低压储气罐上的进气阀和真空泵前的真空阀调节低压储气罐压力, 从而控制实验段来流达到实验所需低压压力。进气阀联通大气, 阀门前装有过滤器防止环境中的浮尘进入实验台, 打开进气阀允许大气中的空气进入实验台, 为真空泵提供额外的负载, 从而使得低压储气罐压力上升。该调

节方法可以有效地调节实验段低压压力, 在实验过程中可将压力稳定在设定实验压力的 ± 10 Pa 内。

在进入实验段前, 气流经过一段三倍于实验段直径的直管段, 内置蜂窝均流器进行整流, 将大的涡旋分割、消散, 降低来流空气紊流度, 为实验段提供均匀的层流来流。

对流传热测量系统包括待测换热器、恒温循环水槽, 以及数据测量和采集系统。待测换热器为微通道光管换热器, 恒温循环水槽可提供温度范围 283.15~363.15 K 的循环水, 温度波动小于 0.1 K。数据测量系统包含 PT100 铂电阻温度计、压力变送器、差压变送器和高精度质量流量计。采集系统包括看温度采集模块、压力采集模块和 PLC 可编程逻辑控制器。

1.2 微通道光管换热器

本实验测量的空冷换热器为微通道光管换热器, 其微细的管外径(小于等于 1mm)和管束紧凑的排布方式可以显著增强空气侧的表面传热系数^[16]。换热器的材质为不锈钢, 采用真空钎焊方法进行加工, 换热器实物图如图 3 所示, 其管束结构示意图如图 4 所示。

换热器管束排列方式为叉排, 结构参数如表 1 所示, 换热器总管数为 268 根, 空气侧总换热面积为 0.056 m²。

1.3 实验原理

实验过程包括低压气路和热水回路两部分的调节和稳定。低压气路方面, 通过风洞系统的处



图 3 微通道光管换热器

Fig. 3 Micro-channel bare tube heat exchanger

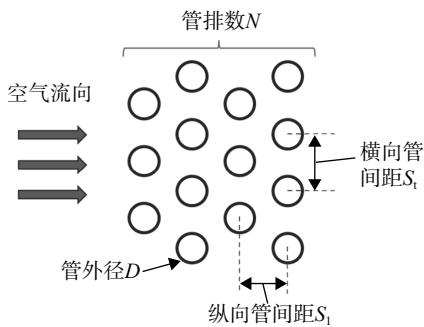


图 4 微通道光管换热器管束结构示意图

Fig. 4 Schematic diagram of micro-channel bare tube heat exchanger

表 1 换热器管束结构参数

Table 1 Structural parameters of heat exchanger tube bundle

参数	数值
管外径 D/m	0.000 9
横向管间距比 S_t/D	2.89
纵向管间距比 S_l/D	2
管排数 N	8

理和整流得到所需低压压力和流速的均匀空气来流。热水回路方面,恒温循环水箱将进入待测换热器的水温控制在 323.15 K。由于热水流入流出换热器的温度变化不超过 1 K,因此,将待测换热器的换热管束视为等壁温条件,壁温取换热器进出口水温的平均值。

通过准确测量空气与换热器换热过程的温度变化探究换热器的空气侧对流传热特性。使用 PT100 铂电阻温度计对温度场进行测量,温度计布置在换热器的上下游,进出口管,以及换热器的集管壁面。通过压差变送器直接测量得到空气流过换热器的压力损失。

实验数据每秒采集一次,持续记录 30 min 以

上,30 min 内所有采集的数据与平均值的偏差不超过 3% 的数据被认为有效,并用于流动压降与表面传热系数的计算。

1.4 数据处理

雷诺数是表征流体流动状态的重要参数,计算公式为:

$$Re = \frac{\rho u_f L}{\mu} \quad (1)$$

其中特征速度 $u_f(\text{m/s})$ 为管束流道中最小流通截面平均流速,特征长度 L 为管外径 $D(\text{m})$ 。

来流空气与换热器管束换热的总热阻可分为三部分:空气侧的对流热阻、管壁导热热阻、液体侧的对流热阻。热阻计算式如下:

$$\frac{1}{U} = \frac{D}{d} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{1}{h_o} + \frac{D}{k} \ln \left(\frac{D}{d} \right) \quad (2)$$

其中 d 为管内径 (m) , U 为换热器总传热系数 $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$, h_i 为管内侧表面传热系数 $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$, h_o 为管外侧表面传热系数 $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ 。

换热器总传热系数计算公式为:

$$U = \frac{Q}{\Delta T_m \cdot A} \quad (3)$$

式中 Q 为总换热量 (W) , ΔT_m 为对数平均温差 (K) , A 为换热器空气侧总换热面积 (m^2) 。

对数平均温差的计算公式如下:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w1} - T_{a2}) - (T_{w2} - T_{a1})}{\ln \frac{T_{w1} - T_{a2}}{T_{w2} - T_{a1}}} \quad (4)$$

式中 T_{a1} 、 T_{a2} 分别为空气侧与管束换热前后的空气温度 (K) ; T_{w1} 、 T_{w2} 分别为换热器水侧进出口温度 (K) 。

总换热量由进出口空气温差和质量流量计算得到,公式如下:

$$Q = q_m c_p (T_{a2} - T_{a1}) \quad (5)$$

其中 q_m 为空气质量流量 (kg/s) 。

对于壁面导热热阻,由于管壁非常薄(为 0.000 1 m),且管材质为不锈钢,导热性能很好,计算得到导热热阻较对流热阻小两个数量级,因此在计算中忽略导热热阻的影响。

对于管内的流动,微通道光管换热器为小直径管换热器,管的长直径比计算为 82,因此可以合理地假设管内的流动在流体动力学和热方面都完全发展。通过计算管内流动的雷诺数小于 2 000,

为层流流动,因此用以下公式计算管内流动的表面传热系数:

$$Nu_i = \frac{h_i d}{k_i} = 3.66 \tag{6}$$

基于上述公式可计算得到管外侧表面传热系数 h_o ,计算得到空气侧对流换热努塞尔数为:

$$Nu = \frac{h_o D}{k_o} \tag{7}$$

空气侧摩擦因数由测量得到的换热器气侧压降计算得到,计算公式为:

$$f = \frac{\Delta P}{\rho u_i^2 N} \tag{8}$$

实验数据分析所需的物性参数,包括空气密度 ρ 、比定压热容 c_p 、管壁导热系数 k 、管外流体导热系数 k_o 、管内流体导热系数 k_i 及空气黏度 μ 由 NIST 数据库查询得到。

1.5 实验系统验证

为验证实验的可靠性和准确性,对实验台进行了不确定度分析和可靠性验证。

实验台主要测量仪表和采集模块的量程和精度如表 2 所示,使用 Moffat 方法^[17] 计算合成不确定度,得到在测量的流量范围内换热器空气侧表面传热系数的最大相对不确定度为 9.06%,空气侧压降的最大绝对不确定度为 3.2 Pa。

表 2 测量参数及测量仪表
Table 2 Measurement parameters and measuring instruments

测量参数	测量仪表	量程	仪器精度
温度	PT100 温度计	173~223 K	±0.1 K
压力	DOWESTON 压力变送器	0~20 kPa	0.25% 满量程
压差	DOWESTON 压差变送器	0~1 000 Pa	0.1% 满量程
质量流量	EMERSON 高准科里奥利流量计	0~50 kg/h	0.5% 读数
长度	游标卡尺	0~300 mm	±0.02 mm
压力采集	COM-4017I 模拟量输入模块	4~20 mA	0.3%
温度采集	COM-4015 热电阻输入模块	73~473 K	0.1%

在常温和大气压条件下对微通道光管换热器进行了强迫对流传热测试,将实验结果与经典管束传热关联式,由 Žukauskas 总结的茹氏公式^[18] 的预测结果对比,如图 5 所示,最大相对偏差的绝对值小于 10%,验证了本实验装置的可靠性。

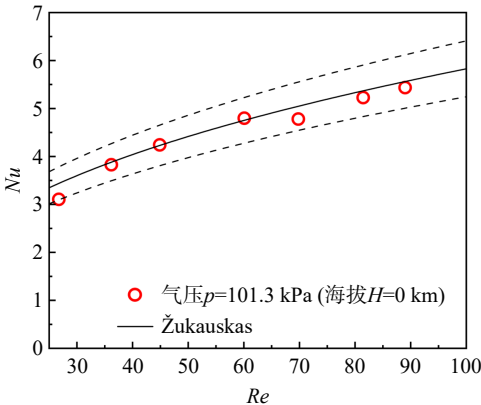


图 5 常压工况努塞尔数实验数据与茹氏公式对比
Fig. 5 Comparison between experimental data and Žukauskas formula of Nusselt number under normal pressure

2 数值研究

2.1 问题描述及控制方程

本文模拟的微通道光管换热器的管长度远大于管外径,管轴向方向的流场变化极小,可忽略不计,因此将气流横掠管束的流动与换热过程简化为二维模型。由于本研究范围内流体温度变化不超过 30 K,且为低速流动,因此流体的性质设定为恒定且不可压缩,定性温度取换热器空气侧进口与出口的平均温度。自然对流、重力和辐射的影响被忽略。

基于管外径和来流空气流量计算得到本研究雷诺数范围小于 100,对于复杂的流体通道,湍流可在较低雷诺数处发生(小于 1 000),为准确捕捉气流横掠管束时的流动分离和涡旋脱落等复杂流动现象,本研究选用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。该模型在气体绕流管束的对流流动与换热数值研究中大量应用,验证了其适用性^[19-20]。对于近壁面的处理,采用了增强壁面函数,增强壁面函数将线性律和对数律组合在一起,适用于包括黏性底层,缓冲区和完全湍流外区域的整个近壁区域。对边

界层网格进行了细致划分, 保证壁面 $Y^+ \leq 1$ 。采用 SIMPLE 算法求解压力-速度耦合方程。

2.2 计算域及边界条件

管束结构在垂直于流向方向上具有周期性, 因此选取典型周期域为计算域, 如图 6 所示。边界条件的设置基于实际实验条件, 入口边界条件设置为速度入口, 入口雷诺数范围为 $0 \sim 100$, 入口空气温度为 300.15 K 。出口边界条件设置为压力出口, 压力为所模拟高空环境的低压压力。管壁为恒壁温边界条件, 温度为 323.15 K , 上下边界为对称边界条件。

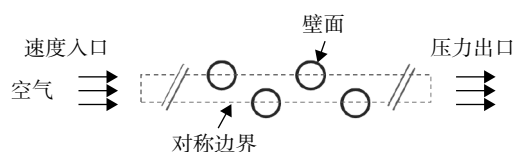


图 6 计算域及边界条件

Fig. 6 Computational domain and boundary conditions

2.3 网格无关性验证

在 5.5 kPa 的压力下进行数值模拟验证了网格独立性。进气温度和壁温分别为 300.15 K 和 323.15 K 。入口速度为 8 m/s 。网格数量在 $18\,776 \sim 200\,368$ 之间。结果如图 7 所示。考虑到计算效率和模拟可靠性, 采用了 $91\,424$ 个单元的网格。压降和表面传热系数的变化幅度均小于 0.1% 。

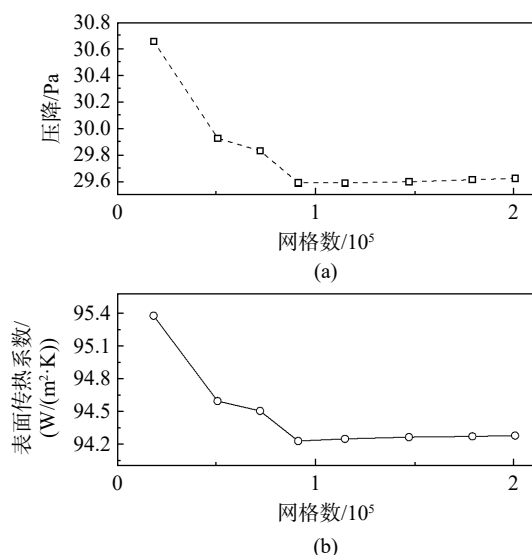


图 7 网格无关性验证

Fig. 7 Grid independence verification

2.4 数值模型验证

对比 5.5 kPa 的环境压力下摩擦因数和努塞尔数的实验和数值模拟结果, 相对偏差分别如图 8

和图 9 所示。摩擦因数最大相对偏差绝对值小于 10% , 努塞尔数最大相对偏差绝对值小于 8% , 验证了数值模型的准确性。

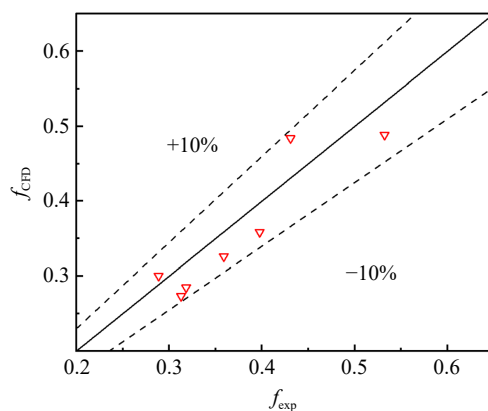


图 8 摩擦因数数值结果与实验结果的偏差

Fig. 8 Deviation between numerical and experimental results of friction factor

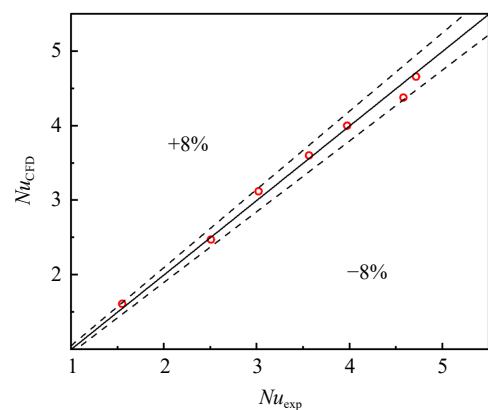


图 9 努塞尔数数值结果与实验结果的偏差

Fig. 9 Deviation between numerical and experimental results of Nusselt number

3 结果与讨论

3.1 低压工况管束绕流流动特性

由低压工况空气横掠管束的压降测量数据计算得到的摩擦因数如图 10 所示, 将实验数据与经典关联式(表 3)进行了对比。

摩擦因数随雷诺数的增加而降低, 下降趋势随雷诺数的增加而放缓。在相同雷诺数、不同低压压力下, 摩擦因数相差不大, 整体上 19.3 kPa 的摩擦因数略高于另外两个压力工况。计算 5.5 、 10.3 、 19.3 kPa 压力工况对应的克努森数, 分别为 0.0021 、 0.0013 和 0.0007 , 均处于连续介质范畴, 在 5.5 kPa 和 10.3 kPa 的低压压力下, 流动进入了滑移区。在 Xie 等^[21]对滑移流区空气横掠单管

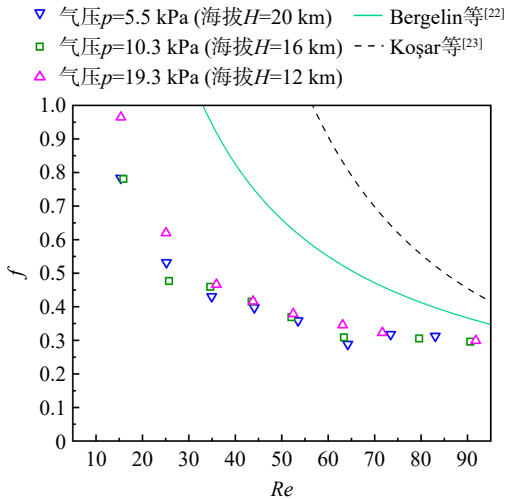


图 10 低压压力工况摩擦因数实验值

Fig. 10 Experimental values of friction factor under low-pressure operating conditions

表 3 流体横掠管束摩擦因数经典关联式

Table 3 Classic correlation of friction factor for flow across tube bundle

研究者	f 关联式	适用范围
Bergelin 等 ^[22]	$f = \frac{140}{Re} \left(\frac{D}{S_d} \right)^{1.6}$	$25 < Re < 10\,000$ $20 < Pr < 60$
Koşar 等 ^[23]	$f = \frac{1\,739}{Re^{1.7}} \left(\frac{S_1 S_2}{A_{tc}} \right)^{-0.3}$	$5 < Re < 128$ $Pr = 8.1$ $Kn = 0.001$

流动特性的分析中,圆管后部的涡流区会随着 Kn 的增加而收缩,平均阻力系数降低,这解释了 19.3 kPa 压力工况下摩擦因数较 5.5 kPa 和 10.3 kPa 的实验值略高的原因。

Koşar 和 Bergelin 的预测值偏高,他们拟合关联式使用的实验数据分别来源于对水和油的流动实验,其普朗特数范围并不适用于空气流动的情况,预测偏差较大。

3.2 低压工况管束绕流传热特性

图 11 显示了不同低压压力工况下管束努塞尔数随雷诺数变化的实验数据,与流体横掠管束换热的经典关联式(表 4)进行了对比。经典管束换热关联式茹氏公式使用范围为沿流动方向的管

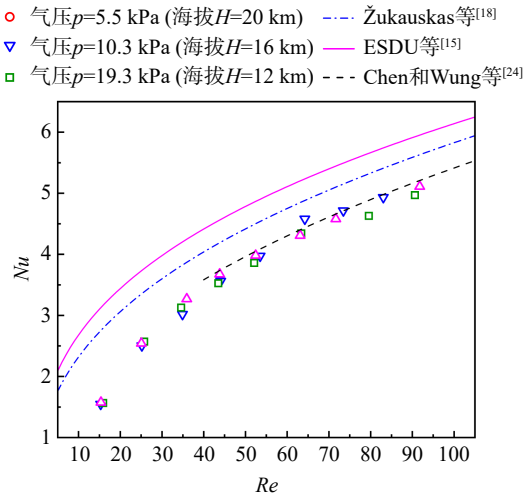


图 11 低压压力工况努塞尔数实验值

Fig. 11 Experimental values of Nusselt number under low-pressure operating conditions

排数大于或等于 16,本文中测试的换热器管排数为 8 排,在计算努塞尔数时使用了管排修正系数 ϵ_n 进行修正。

努塞尔数随雷诺数的降低而降低,在雷诺数小于 40 的范围,努塞尔数下降速度加快。在 Žukauskas 对流体横掠单圆柱绕流流动的分析中,在雷诺数小于 40 时,圆柱后面的层流边界层脱离,形成对称、连续的漩涡。当雷诺数进一步增加,超过 40 时,尾迹流动变得不稳定,漩涡开始脱离圆柱表面。这解释了实验努塞尔数在雷诺数大于 40 之后增长速率变小。管束绕流与圆柱绕流的情况有所差异,因为每根管的流场会受到其周围的管的影响,管束流道截面的收缩和扩张使管表面压力梯度产生变化,这同样改变了尾流区的漩涡绕流特性和管表面上的流速分布情况。

不同雷诺数下管束绕流的流线分布如图 12 所示,随着雷诺数的增大,惯性力的作用大于黏性力,导致管后方流线紊乱、层流边界层分离并形成漩涡。漩涡促进了主流区与尾流区之间的流动混合,从而强化了传热。当雷诺数低于 40 时,漩涡区随雷诺数增加而显著扩展,而当雷诺数超过 40 后,漩涡区变化不明显。因此对于低雷诺数

表 4 流体横掠管束努塞尔数经典关联式

Table 4 Classic correlation of Nusselt number for flow across tube bundle

研究者	Nu 关联式	适用范围
Žukauskas 等 ^[18]	$Nu = 1.04 Re^{0.4} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	$1 < Re < 500$ $0.7 < Pr < 500$
ESDU ^[15]	$Nu = 1.309 Re^{0.36} Pr^{0.34} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	$10 < Re < 300$ $Pr < 600$
Chen 和 Wung ^[24]	$Nu = 0.78 Re^{0.45} Pr^{0.38}$	$40 < Re < 800$

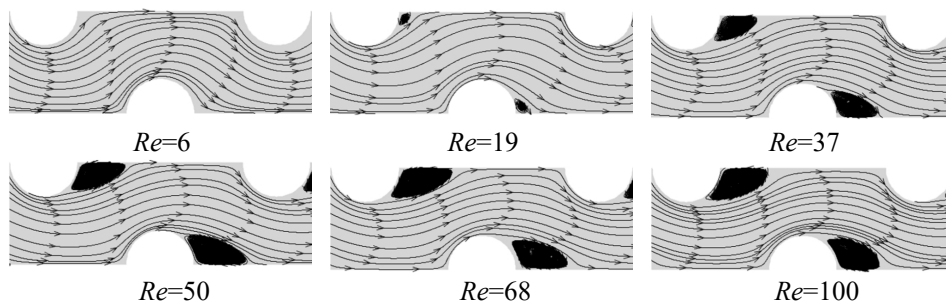


图 12 不同雷诺数下管束绕流速度流线分布

Fig. 12 Flow velocity streamline distribution around tube bundle at different Reynolds numbers

下努塞尔数的关联式以雷诺数为 40 为分界线分段拟合较为合理。

经典流体横掠管束换热关联式茹氏公式基于常压工况下对大管径管束的实验数据拟合得到, 多项研究表明^[25-26], 在管排流动马赫数小于 0.1 的情况下, 该关联式同样适用于小管径管束传热的预测。对于本研究中的低雷诺数实验数据, 该关联式对雷诺数高于 40 的常压工况传热数据预测良好, 对于雷诺数低于 40 的实验数据以及低压工况的实验数据预测值偏高, 与实验数据的相对偏差在 6.5%~72.4%。Chen 关联式对雷诺数高于 40 的低压工况数据预测良好, 但该关联式的应用范围有限。

3.3 管排数对努塞尔数的影响

茹氏公式对于低雷诺数范围的管束传热关联式未考虑管排数 N 对表面传热系数的影响。然而, 据对模拟结果的分析, 在低雷诺数范围, 管排数对管束平均表面传热系数影响显著。固定管外径为 1 mm, 横向间距比为 2, 纵向间距比为 1.73, 入口流速为 8 m/s, 改变管排数进行了数值模拟, 研究了管排数对管束努塞尔数的影响, 结果如图 13 所示。不同管排数下, 努塞尔数随着管排数的增加而递减。

通过观察温度场对这一规律进行分析, 不同管排数下空气温度云图如图 14 所示。由于低压工况下的低空气密度, 单位时间内进入管束进行换热的空气热容较小, 在主流空气与前排管束换热后, 空气温度快速上升, 与管壁面的温度接近, 导致空气主流温度与后排管束的温差很小(第 7 排管壁面温度与空气主流温度温差小于 1 K), 进而导致后排管束的局部壁面热流密度的大幅下降, 换热效果极差, 从而降低了管束的总体平均努塞尔数。

图 15 显示了不同空气入口流速下, 管排数为 18 排的管束中第 N 排管的表面平均热流密度。如图所示, 第 1 排管和第 18 排管的表面平均热流

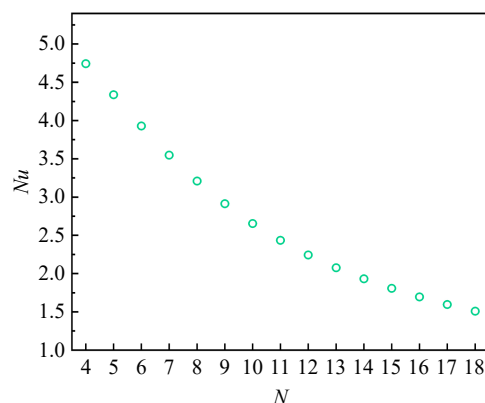


图 13 不同管排数下努塞尔数模拟值

Fig. 13 Nusselt number of simulation with different tube row numbers

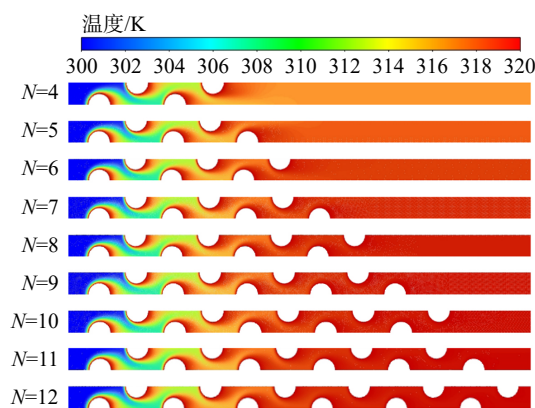


图 14 不同管排数下空气温度云图

Fig. 14 Contours of air temperature under different tube row numbers

密度差异巨大, 以入口流速 5 m/s 的情况为例, 第 1 排管的表面平均热流密度为 1356 W/m², 而第 9 排和后续管的传热系数小于 10 W/m²。相较于前排管束, 后排管束的低表面平均热流密度导致了管束总体上的平均表面传热系数的降低。随着入口流速的增加, 前后排管束表面平均热流密度的差异增大。

上述数值分析表明, 以茹氏公式为代表的经

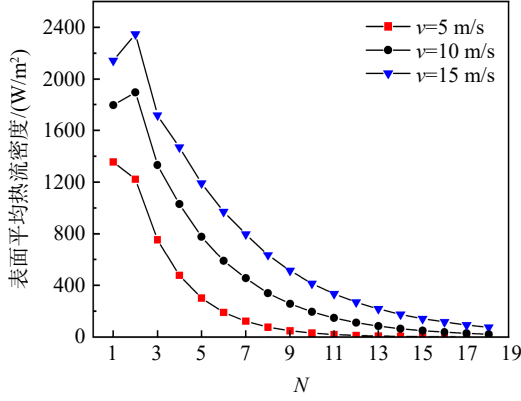


图 15 管束中每排管的表面平均热流密度

Fig. 15 Average surface heat flux of each tube row in the tube bundle

典管束传热预测关联式未考虑低体积热容下管排数的增加对管束平均表面传热系数的显著削弱。这使得对低雷诺数范围管束传热的预测偏差随着管排数的增加而显著上升,因此需要建立考虑管排数影响的新关联式。

3.4 低压工况管束绕流新关联式

通过文献调研及实验结果与现有关联式的对比分析,总结现有管束摩擦因数与努塞尔数关联式存在以下不足。首先,雷诺数小于 100 的现有关联式较为缺乏,且预测偏差随着雷诺数的降低而逐渐加大。其次,现有的可在低雷诺数范围使用的管束关联式没有全面考虑结构参数对流动与换热特性的影响,尤其是管排数的影响,这使得管束结构参数对于流动与传热性能的影响无法量化,导致换热器的结构设计缺少数据参考。

因此,为填补低雷诺数范围管束摩擦因数与努塞尔数预测的不足,基于由实验数据验证的数值模型,对低雷诺数工况下不同结构参数的管束进行数值模拟,建立低压工况管束绕流新关联式,为该工况下的换热器的结构设计提供设计依据。

管间距比决定了管束外部主流的流动特征,因此考虑的结构参数包括管束的横向间距比,纵向间距比和管排数。结构参数的设计范围为 $2 \leq S_t/D \leq 4$, $1.5 \leq S_l/D \leq 4$, $4 < N < 18$ 。使用拉丁超立方采样方法,获取 400 个样本进行了数值模拟,采用非线性拟合方法对数值结果进行了拟合获取了管束摩擦因数和努塞尔数新关联式。

管束摩擦因数新关联式为:

$$f = 4.962 \left(\frac{S_t}{d_o} - 1 \right)^{-0.763} \left(\frac{S_l}{d_o} - 1 \right)^{-0.160} Re^{-0.539} \quad (9) \quad (0 < Re \leq 100)$$

管束努塞尔数新关联式为:

$$Nu = 0.332 Re^{0.758} \left(\frac{S_t}{d_o} \right)^{0.949} \left(\frac{S_l}{d_o} \right)^{-0.026} N^{-0.672} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} + 0.1 \quad (0 < Re \leq 40) \quad (10)$$

$$Nu = -31.05 Re^{-0.508} \left(\frac{S_t}{d_o} \right)^{-0.47} \left(\frac{S_l}{d_o} \right)^{-0.016} N^{0.336} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} + 8.281 \quad (40 < Re \leq 100) \quad (11)$$

新关联式的适用范围为 $10 \leq Re \leq 100$, $Pr=0.717$, $2 \leq S_t/D \leq 4$, $1.5 \leq S_l/D \leq 4$, $4 < N < 18$ 。

新关联式与低压工况摩擦因数及努塞尔数实验数据的对比如图 16 和图 17 所示。实验数据和新关联式吻合良好,对大部分数据的预测偏差小

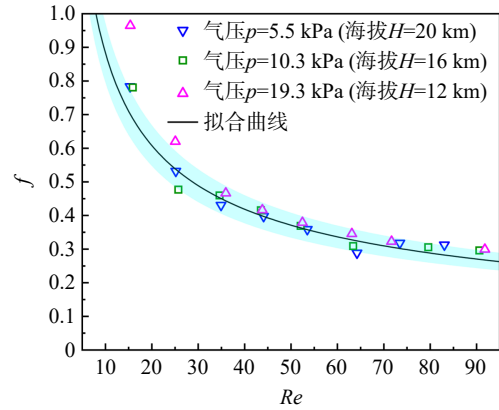


图 16 摩擦因数实验数据与新关联式

Fig. 16 Experimental data and new correlation of friction factor

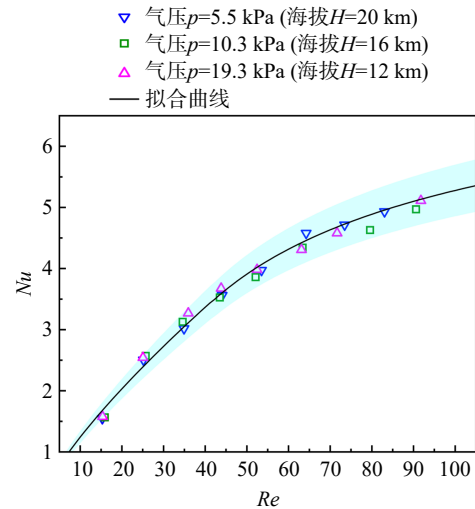


图 17 努塞尔数实验数据与新关联式

Fig. 17 Experimental data and new correlation of Nusselt number

于 10%。相较于茹氏公式,新关联式提升了对雷诺数低于 40 范围的摩擦因数及努塞尔数的预测准确性,且考虑了管束结构对流动及换热的影响。

4 结 论

本文对低压环境下微通道光管换热器空气侧的流动与换热特性进行了实验测试和数值研究,雷诺数范围为 0~100。主要结论如下:

1) 搭建低气压对流传热测试风洞实验台,实验压力范围为 5.5~101.3 kPa,流速范围为 0~13.6 m/s。

2) 实验结果表明,现有关联式在预测雷诺数低于 100 的摩擦因数时偏低,在预测雷诺数低于 40 的努塞尔数时偏高。茹氏公式对努塞尔数预测的最大偏差可达 72.4%。

3) 以茹氏公式为代表的经典管束传热预测关联式未考虑低雷诺数范围管排数的增加对管束平均表面传热系数的显著削弱,这使得对管束传热的预测偏差随着管排数的增加而显著上升。

4) 基于经过实验验证的数值模型,对 400 个样本进行了数值模拟,建立了低压工况管束绕流新关联式。相较于现有关联式,新关联式提升了雷诺数低于 100 范围的摩擦因数及努塞尔数的预测准确性,对低压工况实验数据预测的相对偏差小于 10%。此外,新关联式考虑了管束结构对流动及换热的影响,可为高空工况换热器结构优化设计提供依据。

参考文献:

- [1] 王佳选,宋霞,高天元,等.高热流密度航空电子泵驱两相流冷却系统实验研究[J]. *制冷学报*, 2023, 44(1): 50-58.
Wang Jiaxuan, Song Xia, Gao Tianyuan, et al. Experimental study on pump-driven two-phase cooling loop for high heat flux avionics [J]. *Journal of Refrigeration*, 2023, 44(1): 50-58. (in Chinese)
- [2] 苏向辉.航空电子设备冷却用环路热管冷凝器热沉分析[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(9): 1942-1947.
Su Xianghui. Analysis of heat sink for rejected condenser heat of loop heat pipes for cooling avionics[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(9): 1942-1947. (in Chinese)
- [3] Khoury G A. Airship technology[M]. Cambridge University Press, 2012.
- [4] Zheng Wei, Zhou Qingrui, Li Zhibin, et al. Performance analysis of a novel stratospheric airship concept based on gas-liquid phase change[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 159: 113748.
- [5] D'oliveira F A, De Melo F C L, Devezas T C. High-altitude platforms-present situation and technology trends[J]. *Journal of Aerospace Technology and Management*, 2016, 8(3): 249-262.
- [6] Zhao Yanxing, Li Zhibin, Zhang Xiaojun, et al. A trade study of a phase change system in a stratospheric airship based on a triple gas-bag concept[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 175: 115420.
- [7] Zhang Jiawen, Liu Jianhua, Zhang Liang, et al. Air-side heat transfer characteristics under wet conditions at lower ambient pressure of fin-and-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 142: 118439.
- [8] 林晖,杨忠衡,秦旭进,等.低气压下低温空气水平圆管自然对流换热系数测量[J]. *制冷技术*, 2019, 39(1): 16-20, 38.
Lin Hui, Yang Zhongheng, Qin Xujin, et al. Measurement of natural convection heat transfer coefficient of low temperature air around horizontal pipe at low pressures[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2019, 39(1): 16-20, 38. (in Chinese)
- [9] 张嘉文,柳建华,张良,等.翅片管换热器空气侧换热模型在低气压环境下的适用性研究[J]. *制冷学报*, 2020, 41(1): 81-88.
Zhang Jiawen, Liu Jianhua, Zhang Liang, et al. Applicability study of air side heat transfer model of fin-tube heat exchanger in low ambient pressure[J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(1): 81-88. (in Chinese)
- [10] Jia Runze, Wang Yichun, Zhang Xilong, et al. Research on the heat and mass transfer characteristics of fin-tube exchanger under low pressure environment[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 692-701.
- [11] Zhang Huichen, Liu Jianhua, Xu Xiaojin, et al. Effect of vacuum environment on air side heat and mass transfer characters of plain fin-tube heat exchangers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 188: 122596.
- [12] Wan Rui, Liu Zhen, Wu Huawei, et al. Air-side flow and heat transfer characteristics research and empirical correlations of wavy fins in negative gauge pressure environment[J]. *Experimental Heat Transfer*, 2023, 36(3): 404-420.
- [13] Wan Rui, Wang Yichun, Kavtaradze R, et al. Heat transfer and flow characteristics of offset fin and flat tube heat exchangers under low pressure environment[J]. *Thermal Science*, 2020, 24(3): 2023-2034.
- [14] Wan Rui, Wang Yichun, Kavtaradze R, et al. Research on the air-side thermal hydraulic performance of louvered fin and flat tube heat exchangers under low-pressure environment[J]. *Experimental Heat Transfer*, 2020, 33(1): 81-99.
- [15] Colgan N, Nellis G, Anderson M. Experimental measurement of the pressure drop and heat transfer characteristics of a crossflow heat exchanger in low-density flows[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 219: 124782.
- [16] Huang Zhiwei, Ling Jiazhen, Huang Y, et al. Airside heat transfer and friction characteristics of a 0.8 mm diameter bare tube heat exchanger[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2020, 41(19/20): 1720-1730.
- [17] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [18] Žukauskas A, Ulinskas R. Heat transfer in tube banks in crossflow [M]. New York: Hemisphere Publishing, 1988.
- [19] 贾云涛.细管束低温冷却空气的流动换热与表面结霜的研究[D].北京:清华大学,2017.
Jia Yuntao. Researches on the flow, heat transfer and frosting for air cooling by mini-tube bundle at very low temperature[D]. Beijing: Tsinghua University, 2017. (in Chinese)
- [20] Mangrulkar C K, Dhoble A S, Chakrabarty S G, et al. Experi-

- tal and CFD prediction of heat transfer and friction factor characteristics in cross flow tube bank with integral splitter plate[J]. [International Journal of Heat and Mass Transfer](#), 2017, 104: 964-978.
- [21] Xie Fushou, Li Yanzhong, Wang Xingbao, et al. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of low pressure gas in slip flow regime[J]. [International Journal of Thermal Sciences](#), 2018, 124: 131-145.
- [22] Bergelin O P, Brown G A, Doberstein S C. Heat transfer and fluid friction during flow across banks of tubes-IV[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1952: 953-959.
- [23] Koşar A, Mishra C, Peles Y. Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins[J]. [Journal of Fluids Engineering](#), 2005, 127(3): 419-430.
- [24] Chen C J, Wung T S. Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part II heat transfer analysis [J]. [Journal of Heat Transfer](#), 1989, 111(3): 641-648.
- [25] Jeong J H, Nam K W, Min J K, et al. The effects of the evaluation method on the average heat transfer coefficient for a mini-channel tube bundle[J]. [International Journal of Heat and Mass Transfer](#), 2011, 54(25/26): 5481-5490.
- [26] 覃扬佳, 庄来鹤, 刘启航, 等. 横掠叉排管束传热特性的数值研究[J]. [航空动力学报](#), 2023, 38(11): 2718-2728.
Qin Yangjia, Zhuang Laihe, Liu Qihang, et al. Numerical investigation on heat transfer characteristics of staggered tube bundles in cross flow[J]. [Journal of Aerospace Power](#), 2023, 38(11): 2718-2728. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)