

文章编号:0253-4339(2023)05-0059-11

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.05.059

基于分布参数模型的小管径换热器性能预测及参数分析

李金波^{1,2} 赵夫峰² 李日新² 杜顺开² 支长双¹ 刘迎文¹

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049; 2 广东美的制冷设备有限公司 佛山 528311)

摘要 基于分布参数三维模型建立了分体式家用空调室内机小管径换热器的仿真模型,得到了总传热量、显热量、潜热量、制冷剂侧压降以及空气侧压降等参数。研究了管长、制冷剂流量、风量、空气入口温度及空气入口相对湿度在不同工况下对换热器性能的影响,结果表明:针对本文研究的 5 mm 管径换热器,性能最优时对应的管长区间为 0.6~0.7 m,不仅可以保证较大的传热量,同时使得压降处于较低水平。由于传热系数与有效传质时间的综合影响,当风量处于 600~700 m³/h 区间时,制冷工况下的潜热量达到极大值 426 W。随着空气入口温度的升高,制冷工况下的显热量也会出现先增大后减小的趋势。

关键词 小管径换热器;分布参数模型;传热量;压降

中图分类号:TB61⁺1;TK172

文献标识码:A

Performance Prediction and Parametric Analysis of Small Diameter Heat Exchangers Based on Distributed Parameter Model

Li Jinbo^{1,2} Zhao Fufeng² Li Rixin² Du Shunkai² Zhi Changshuang¹ Liu Yingwen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd., Foshan, 528311, China)

Abstract Based on a three-dimensional distributed parameter model, a simulation model of a small-diameter heat exchanger in the indoor unit of a split-household air-conditioner was established, and the performance metrics were computed, including the total heat load, sensible heat load, latent heat load, refrigerant-side pressure drop, and air-side pressure drop. The effects of the tube length, refrigerant mass flow rate, air volumetric flow rate, air inlet temperature, and air inlet relative humidity on the heat exchanger performance metrics were determined under different working conditions. For the 5 mm diameter heat exchanger considered in this study, the corresponding tube length range was 0.6~0.7 m, achieving good heat transfer with a small pressure drop. Owing to the comprehensive influence of the heat transfer coefficient and the effective mass transfer time, when the volumetric flow of air was in the range of 600~700 m³/h, the latent heat load reached a maximum of 426 W. With an increase in the air inlet temperature, the sensible heat load first increased and then decreased.

Keywords small-diameter heat exchangers; distributed parameter model; heat load; pressure drop

换热器是制冷空调设备的关键部件之一,在不同运行工况下分别承担了制冷与制热的作用,其中翅片管换热器加工简单,成为应用最广的换热器之一^[1]。目前从换热器角度对空调能效进行提升的方式主要包括空气侧翅片结构的优化^[2-3]、制冷剂侧换热管结构的优化^[4-5]以及整体侧流路设计方案的优化^[6-7]等 3 个方面。事实上,换热器中的管道数量非常大,且运行工况一直处于波动中。若制冷剂流量过大,出口中的制冷剂可能携带液体,且压降非常大。若制冷剂流量过小,热交换面积将被浪费。迫切需要分析不同运行参数对换热器整体性能的影响,为后续换热器优

化提供数据支撑与理论指导。

建立换热器的数学计算模型对于整体的性能预测和流路优化设计尤为重要,同时也可以可以在工程上大幅缩短新产品的开发周期。常见的数学计算模型从时间维度上求解可分为动态和稳态两种类型,进一步细分有集总参数模型、移动边界模型、管-管模型和分布参数模型^[8]。其中分布参数模型是最为详细的换热器建模方法,通过对每一个微元单独建模与耦合网络求解从而在仿真的效率与精度方面具备更大的优势,因此被广泛应用于制冷空调领域的计算机模拟仿真^[9]。

基金项目:国家自然科学基金(52006164,52276019)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52006164 & No. 52276019).)

收稿日期:2022-09-29;修回日期:2022-11-11

陶于兵等^[10]提出一种将两流路管翅式换热器流路管径比改为 0.8 的优化方案,仿真结果显示,换热器的性能在不同工况下相比于相同管径流路方案可提升 6%~11%,空气侧压降可降低 2%。杨涛^[11]从热力学理论与空调系统实际匹配测试相结合的角度,认为单冷空调可以各自对蒸发器与冷凝器进行流路设计从而使得制冷能力最大化,而对于分体式热泵空调则需在制冷能力与制热能力中寻求平衡点以保证整体性能的提升。Liang S. Y. 等^[12]基于分布参数法建立了 R134a 的翅片管蒸发器仿真模型,模拟的制冷量与 4 次实验测试结果的偏差均在 $\pm 5\%$ 以内,模拟的压降与测试结果偏差在 $\pm 25\%$ 以内。此外,提出的一种新流路设计方案相比于原流路方案可实现蒸发器制冷能力不降的同时减小 5%的传热面积,有效降低材料成本。叶梦莹等^[13]对比了 5 种不同流路数下 CO₂ 蒸发器的性能变化情况,模拟的传热量和制冷剂侧压降与对应实验值的偏差均在 4%以内,结果表明,较多的流路数能够有效提升蒸发器的传热能力和传热均匀性。C. M. Joppolo 等^[14]基于翅片管冷凝器仿真模型得到的冷凝换热量与实验测试值的偏差在-3.06%~4.09%之间,制冷剂侧压降与实验测试值的偏差在-1.40%~20.98%之间,不同流路布置方案的数值结果表明,优化流路可以有效强化冷凝器的换热同时减少工质的充注量。W. J. Lee 等^[15]认为熵最小化方法并不适用于确定翅片管冷凝器的最佳流路数,提出一种根据制冷剂侧与空气侧热阻相互平衡的条件来确定最佳流路数的方法,通过冷凝器性能的仿真分析与实验测试进一步验证了新方法的有效性。

上述文献表明分布参数模型在预测翅片管换热器性能方面具备一定优势,但文献多数针对较大管径换热器在单一制冷或制热工况下的性能模拟研究。随着轻量化与紧凑化的高效换热器逐渐纳入开发日程,家用空调换热器已转向更小尺度管径的研发领域,小管径换热器既能改善换热效果,又可以节约材料并降低充注量^[16-18]。因此,需要再度审视小管径换热器整体性能的影响因素及其规律,为进一步优化流路设计与提升整体能效提供研究思路与数据积累。

1 数值模型

1.1 物理模型

以某款分体式家用空调 5 mm 管径蒸发器为研究对象,该换热器的流路布置如图 1 所示,迎风面第一排管由上至下依次编号 1~17,第二排管由上至下依次编号 18~34,其中制冷剂入口对应的管编号为

3、4、12、13,制冷剂出口对应的管编号为 22、23、29、30。

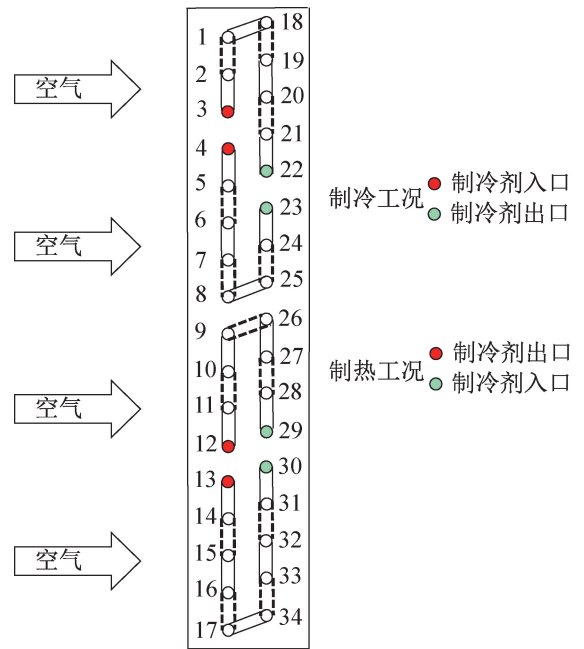


图 1 室内机 5 mm 管径换热器流路布置

Fig.1 The circuit for indoor unit with 5 mm tube diameter

两排开缝翅片管换热器如图 2 所示,黄色区域的管由铜制成,翅片由铝制成。本文中管径为 5 mm,翅片厚度为 0.095 mm,每个翅片间距包括每翅片厚度。横向管间距定义为垂直于气流方向的同一管排上两个管的中心距。纵向管间距定义为平行于气流方向上两个管的中心距。管侧和翅片侧结构参数分别如表 1 和表 2 所示,工况测试条件如表 3 所示。

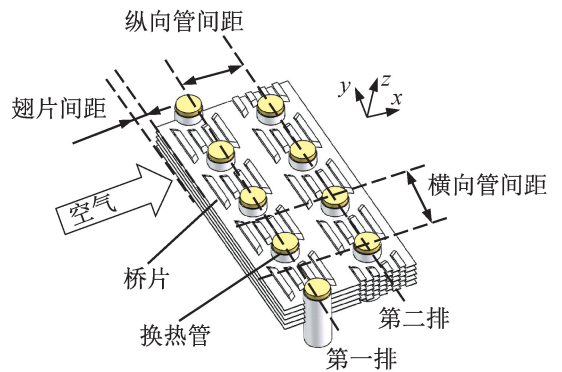


图 2 翅片管换热器三维结构

Fig.2 Three-dimensional geometric diagram of finned tube heat exchanger

1.2 模型假设

建立的仿真模型基于以下假设条件:

- 1) 忽略换热管的轴向导热和 U 型弯管的换热;
- 2) 忽略除湿工况下翅片表面冷凝水滞留及冷凝水膜的传热热阻;

表 1 管侧结构参数

Tab.1 Structural parameters of tubeside

管型参数	数值	齿形参数	数值
管长/mm	675	螺旋角/(°)	11.2
管外径/mm	5	齿顶角/(°)	15
管内径/mm	4.6	齿宽/mm	0.107
管壁厚/mm	0.2	齿距/mm	0.263
横向管间距/mm	14.5	齿高/mm	0.13
纵向管间距/mm	12.56	齿数	55

表 2 翅片侧结构参数

Tab.2 Structural parameters of fin side

翅片参数	数值
片距/mm	1.2
翅片厚度/mm	0.095
桥片数	4
桥片高度/mm	0.6
桥片宽度/mm	1.0

表 3 工况测试条件

Tab.3 Test conditions

制冷剂侧		空气侧	
入口干度	0.15	压力/MPa	0.101
制冷 饱和温度/°C	13.0	干球温度/°C	27
工况 制冷剂	R32	湿球温度/°C	19
流量/(kg/h)	52.92	风量/(m ³ /h)	779
入口温度	59.2	压力/MPa	0.101
制热 饱和温度/°C	41.0	干球温度/°C	20
工况 制冷剂	R32	湿球温度/°C	15
流量/(kg/h)	54.35	风量/(m ³ /h)	984

3) 流动换热为稳态过程。

1.3 计算原理

本文基于 CoilDesigner 软件将换热器计算过程转化为在划分的计算微元内求解传热方程和热平衡方程,图 3 所示为换热器的计算微元。本文中的显热量特指空气侧温差变化所带来的传热量,潜热量特指制冷工况下空气侧水蒸气凝结所放出的热量。

$$Q_a = m_a(h_{a,out} - h_{a,in}) \quad (1)$$

$$Q_r = m_r(h_{r,out} - h_{r,in}) \quad (2)$$

其中,式(1)为空气侧热平衡方程,式(2)为制冷剂侧热平衡方程。换热管路内制冷剂工质流动过程

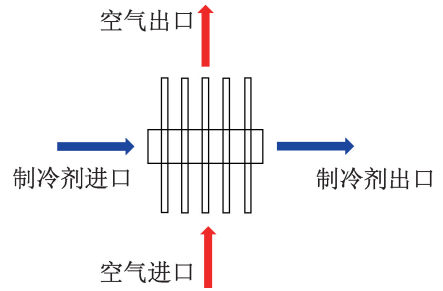


图 3 计算微元

Fig.3 Calculation element

中经历的相态有过冷液体态、过热气体态、气液两相态、饱和液体态、饱和气体态等,分别选用合适的制冷剂侧传热经验关联式对不同状态下的制冷剂进行参数计算。此外,空气侧受翅片种类及布置状态影响,需选用合适的空气传热经验关联式,对应关联式的选用结果如表 4 所示(表中数字为对应参考文献序号)。

表 4 换热器模块关联式选择

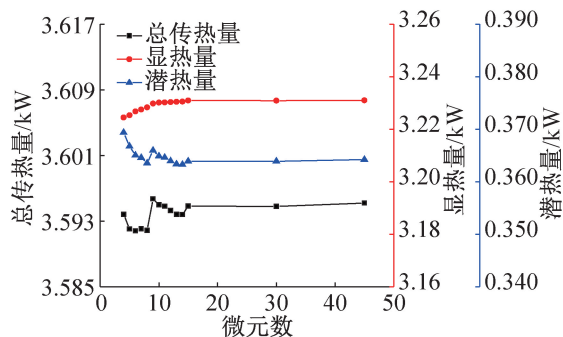
Tab.4 Correlations of heat exchanger modules

	关联式	工质状态	制冷	制热
制冷剂		液相	[19]	[19]
	传热	两相	[20]	[21]
		气相	[19]	[19]
		液相	[19]	[19]
	压降	两相	[22]	[23]
空气		气相	[19]	[19]
	传热	空气	[24]	[24]
	压降	空气	[24]	[24]

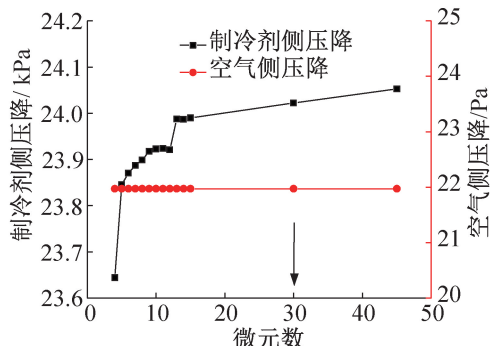
1.4 仿真结果验证

单管的微元数过少在一定程度上会影响仿真的准确度与收敛性,数量过多会影响迭代求解的次数与仿真的经济性,图 4 所示为微元数的无关性分析。可以发现制冷剂侧压降相比于其它因素对微元数的变化更敏感,当微元段数达到 30 时,监测的总传热量、显热量、潜热量、制冷剂侧压降及空气侧压降的变化均达到稳定,因此可选择微元数为 30 的方案用于后续的小管径换热器仿真与优化设计。

5 mm 管径换热器性能仿真结果与标称能力的对比如表 5 所示。制冷工况下总传热量偏差为 +2.71%,制热工况下传热量偏差为 +1.6%。考虑到实验测量的不确定性与实际迎面风速的非均匀性,仿真结果在合理偏差范围内,可以用于后续进一步的分析与设计。



(a) 微元数对传热的影响



(b) 微元数对压降的影响

图 4 微元数无关性验证

Fig.4 Independence verification of number in elements

表 5 仿真与实验结果对比

Tab.5 Comparison of simulation and experimental results

工况	额定制冷		额定制热	
	传热量/W	显热量/W	潜热量/W	传热量/W
标称能力	3 500	—	—	4 450
仿真结果	3 595	3 231	364	4 521
偏差	+2. 71%	—	—	+1. 6%

2 参数敏感性分析

2.1 单管长度的影响

小管径换热器如图 5 所示,其中不同的颜色代表不同的制冷剂支路,单管长度作为制冷剂侧的结构参数,通过决定传热面积与迎风面积从而影响换热器换热能力和两侧压降。为了获得更加准确的敏感性分析及更加充分的影响,本节在保证其它工况条件不变的前提下,将管长从 0.3 m 增至 1.1 m,理论研究管长对换热器性能的影响。传热量随管长的变化如图 6 所示。由图 6 可知,管长增加使传热面积和迎风面积同时增大,此时单位传热面积的传热量减少且迎面风速降低,使制冷剂侧和空气侧的传热系数逐渐减小但趋势逐渐平缓,在管长较小段传热面积的增大是主导因素,而在管长较大段传热系数的减小是主导因素,因此显热量随管长增加呈先增加后衰减的趋势,

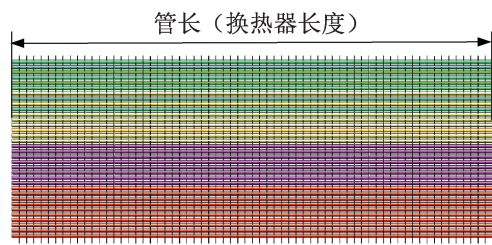
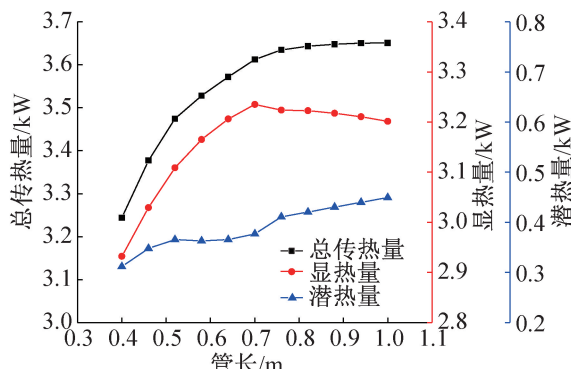
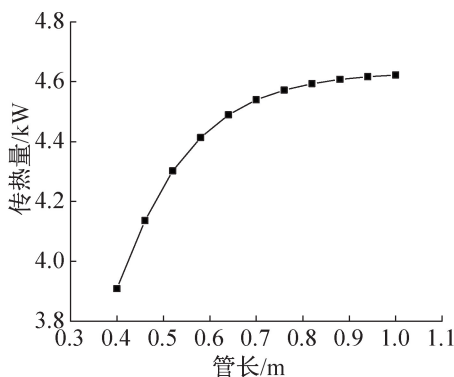


图 5 小管径换热器

Fig.5 Small diameter heat exchanger



(a) 制冷工况



(b) 制热工况

图 6 传热量随管长的变化

Fig.6 Variations of heat load with tube length

显热量的拐点出现在管长 0.7 m,对应显热量的极值为 3 235 W。总传热量随管长的变化逐渐变缓,当管长达到 0.58 m 时总传热量即可达到 3 500 W 的标准,但此时的显热量与显热比并未达到峰值,总传热量中的一部分热量为空气冷凝潜热所贡献,对空气的降温冷却能力不足,且此时制冷剂出口过热度较小,因此 0.58 m 的管长在结构设计中偏小。此外,当管长达到 0.64 m 时总传热量为 3 572 W,显热量达到 3 206 W 且显热比也较大,空气出口干球温度可被冷却至 287.56 K,相比于 0.58 m 管长略有下降且出口制冷剂保持了一定的过热度,此后随着管长的增加,总传热量微弱增加是因为制冷剂气相传热区继续扩大,后微弱衰减主要是因为制冷剂侧的阻力增大使饱

和温度衰减,恶化了总体换热。制热工况下传热量变化情况与制冷工况下基本一致。

制冷剂侧压降和空气侧压降随管长的变化如图 7 所示。由图 7 可知,两种工况下制冷剂侧压降均随管长增加线性增大,而空气侧压降均随管长增加逐渐减小且趋势逐渐平缓。原因如下:1)管长增加导致制冷剂沿程阻力损失线性增大;2)管长增加使空气侧迎风面积线性增大,风量不变的前提下风速成反比例式衰减,而空气阻力与风速的平方成正比,因此空气侧压降随管长的衰减趋势逐渐平缓。综上所述,当换热器管长处于 0.6~0.7 m 时,实现换热能力的同时也保证了制冷工况下较高的显热比,同时还可使制冷剂侧的压降保持在较低的水平。

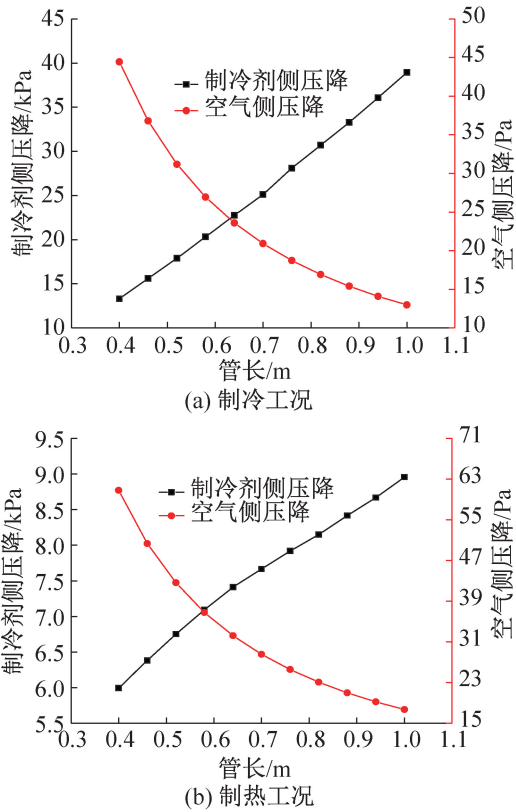


图 7 压降随管长的变化

Fig.7 Variations of pressure drop with tube length

2.2 制冷剂质量流量的影响

质量流量通过主导管侧制冷剂的流动换热从而影响换热器的能力和制冷剂侧压降。制冷剂质量流量仿真工况设置如表 6 所示,在保证其它工况条件不变的前提下,改变入口制冷剂的质量流量以实现不同的运行参数,研究其对换热器性能的影响。

传热量随制冷剂质量流量的变化如图 8 所示。由图 8 可知,制冷工况下随着制冷剂质量流量的增大,总传热量、显热量和潜热量逐渐增加,当质量流量

表 6 仿真工况设置(制冷剂质量流量)

Tab.6 Setting of simulation (refrigerant mass flow rate)

仿真工况	制冷剂质量流量/(kg/h)	风量/(m ³ /h)	空气入口干球温度/℃	空气入口相对湿度/%
制冷	36~72	779	27	47
制热	36~72	984	20	59

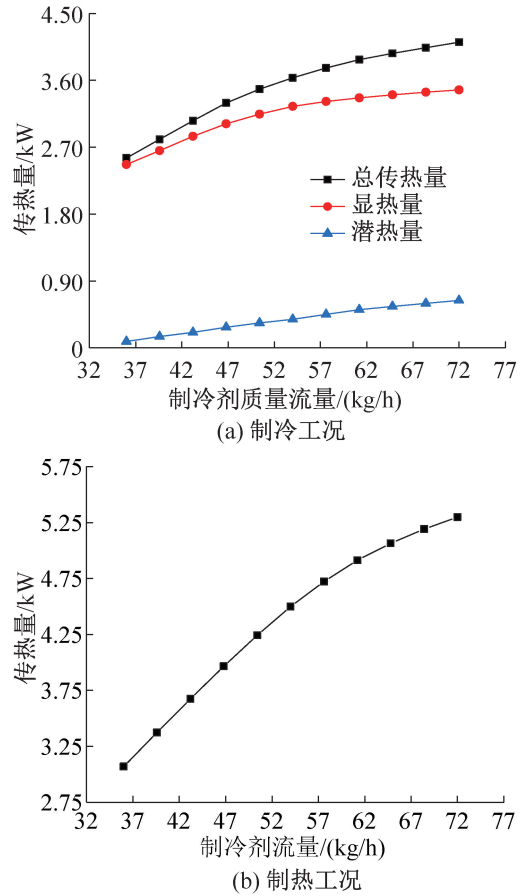


图 8 传热量随制冷剂质量流量的变化

Fig.8 Variations of heat load with mass flow of refrigerant

为 50.4 kg/h 时,总传热量基本达到 3 500 W。质量流量的增加使制冷剂侧传热系数更大,而空气侧传热系数不变,整体换热能力显著提升,同时空气温度降至露点温度以后不断产生冷凝水,潜热量不断增加。观察图 8(a) 中的曲线斜率可知,三者随质量流量增大而增加的同时其变化率逐渐减小,根据传热学定理原理,换热器的传热量主要由传热系数、传热面积和传热温差决定,在传热面积不变,传热系数增大的基础上,空气出口温度随着传热量的增加而减小,两侧平均传热温差减小,一定程度上减缓了传热量的增速,而且单位传热面积的热流密度增速减缓使制冷剂侧传热系数的增大趋势也逐渐减缓,因此总传热量、显热量和潜热量的变化率随质量流量增大逐渐减小,同时显热比也逐渐减小。图 8(b) 中,制热工况下传

热量随制冷剂质量流量的变化趋势与制冷工况类似,平均传热温差的减小抑制了传热量的增速,当制冷剂质量流量为 54 kg/h 时,传热量达到 4 450 W。

压降随制冷剂质量流量的变化如图 9 所示。由图 9 可知,制冷剂侧压降与制冷剂质量流量近似成线性增加的关系,当质量流量由 36 kg/h 增至 72 kg/h 时,制冷工况下制冷剂侧压降由 13.91 kPa 增至 37.57 kPa,增大了 1.70 倍,制热工况下制冷剂侧压降由 2.45 kPa 增至 16.43 kPa,增大了 5.70 倍;而空气侧压降与制冷剂质量流量并无显著变化关系,这是因为本文建立的换热器仿真模型并未考虑冷凝水对空气流动阻力的影响,实际应用中当换热器翅片间距设计过小,出现冷凝水积存造成空气侧压降偏大和风机转速相同时风量衰减的现象,因此在翅片侧结构的优化设计中需要注意这一点。随着制冷剂质量流量的增大,为提升单位传热量收益需付出更大的制冷剂侧压降代价,因此,在满足换热器能力的基础上,适当降低制冷剂质量流量可以避免制冷剂侧压降的大幅提高,也可以防止在实际系统运行过程中压缩机功率增大及系统能效降低等问题,有益于提升系统性能系数。

2.3 风量的影响

对于饱和温度稳定的空调系统,风量是影响换热器能力和两侧(制冷剂侧和空气侧)压降的另一重要因素。风量仿真工况设置如表 7 所示,在保证其它工况条件不变的前提下,改变迎面风量以实现不同的运行参数,研究风量对换热器性能的影响。

表 7 仿真工况设置(风量)
Tab.7 Setting of simulation (air flow rate)

仿真工况	制冷剂质量流量/(kg/h)	风量/(m ³ /h)	空气入口干球温度/°C	空气入口相对湿度/%
制冷	52.92	360~1 080	27	47
制热	54.35	360~1 080	20	59

传热量随风量的变化如图 10 所示。由图 10 可知,在制冷工况下随着风量的增大,总传热量和显热量逐渐增加,而潜热量则先增加后衰减的趋势。在迎风面积不变的情况下风量增大相当于风速增大,因此空气侧传热系数提高,主导了总传热量与潜热量的增加,当风量达到 720 m³/h 时总传热量接近 3 500 W;潜热量在低风量 360~576 m³/h 区间随风量增大

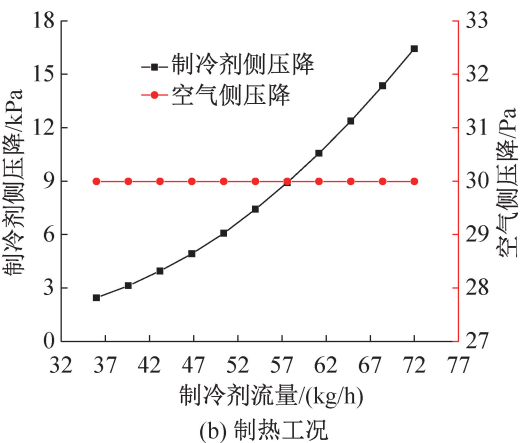
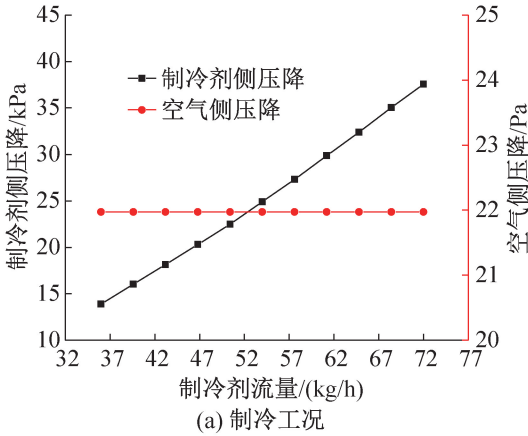


图 9 压降随制冷剂质量流量的变化

Fig.9 Variations of pressure drop with mass flow of refrigerant

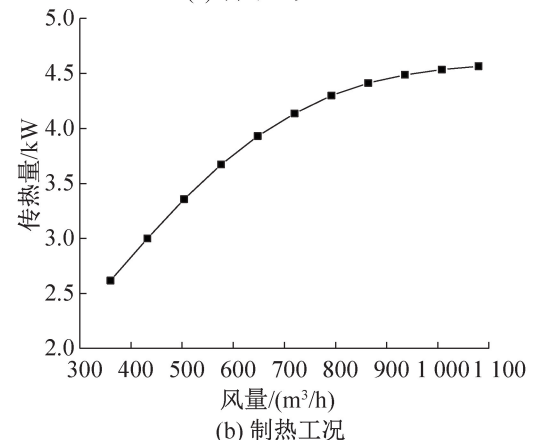
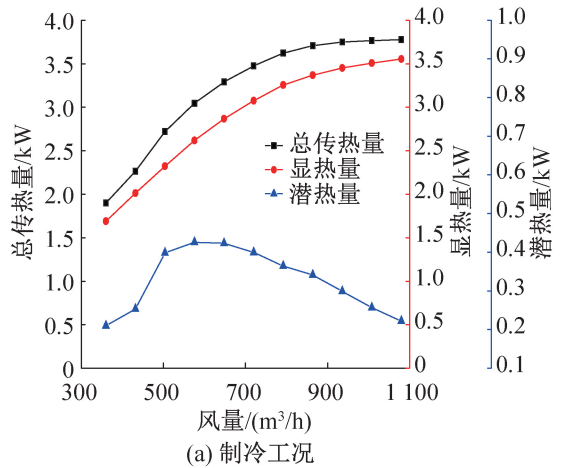


图 10 传热量随风量的变化

Fig.10 Variations of heat load with air volume flow

而增加,此时较小的风量使空气在翅片侧间隙滞留时间更久,延长了热质传递的有效时间,同时风量的小幅增加强化了空气侧的冷凝换热,因此潜热量从 210 W 增至 426 W,当风量进一步增至 1 080 m³/h 时潜热量开始不断衰减至 222 W,这主要是空气侧热质传递有效时间缩短的影响。进一步观察图 10(a)中曲线斜率的变化,总传热量与显热量的变化率随风量增大逐渐减小,制热工况下的传热量也呈现相似的变化规律。

制冷剂侧和空气侧压降随风量的变化如图 11 所示。由图 11 可知,在制冷工况下随着风量的增大,制冷剂侧与空气侧的压降均逐渐增大。风量的增大相当于风速增大,导致空气侧更大的沿程损失,制冷剂侧压降增大的主要原因是传热量使制冷剂侧整体相变程度增大从而具有更大的出口干度。观察图 11(a)中曲线斜率的变化,两侧压降随风量的变化率并不相同,制冷剂侧压降随风量增大其变化率逐渐变小,这是因为出口干度的进一步增大导致平均干度增大,过热气相区的压降抑制了整体压降的增加趋势;而空气侧压降与最小流动面积处的速度有关,近似与速度的二次方成正比,使空气侧压降随风量增大而增长更快,当风量由 360 m³/h 增至 1 080 m³/h,空气侧压降由 7.85 Pa 增至 34.09 Pa,增大了 3.35 倍。图 11(b)中,制热工况下空气侧压降呈现与制冷工况下一致的变化趋势,而制冷剂侧压降随风量的增大反而逐渐减小,这是因为此时

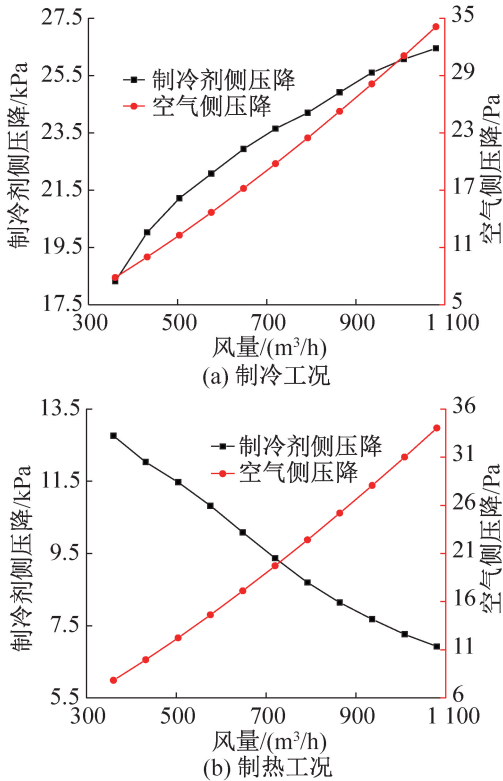


图 11 压降随风量的变化

Fig.11 Variations of pressure drop with air volume flow

制热工况下的制冷剂流向与制冷工况相反。在满足换热器能力的基础上,适度降低风量可以避免空气侧压降的大幅提高和实际运行中风机高转速带来的能耗代价等问题,同时可兼顾一定的显热比。

2.4 空气入口干球温度的影响

空气入口干球温度仿真工况设置如表 8 所示。在保证其它工况条件不变的前提下,改变空气的入口干球温度以实现不同空气入口状态,研究其对换热器性能的影响。

表 8 仿真工况设置(空气入口干球温度)

Tab.8 Setting of simulation (dry bulb temperature of air inlet)

仿真工况	制冷剂质量流量/(kg/h)	风量/(m ³ /h)	空气入口干球温度/℃	空气入口相对湿度/%
制冷	52.92	779	20~35	47
制热	54.35	984	13~28	59

传热量随空气入口干球温度的变化如图 12 所示。由图 12 可知,制冷工况下的传热量在研究的干球温度变化范围内存在两个发展阶段。干球温度从 20 ℃ 增至 24.5 ℃ 为第一个发展阶段,此时空气露点

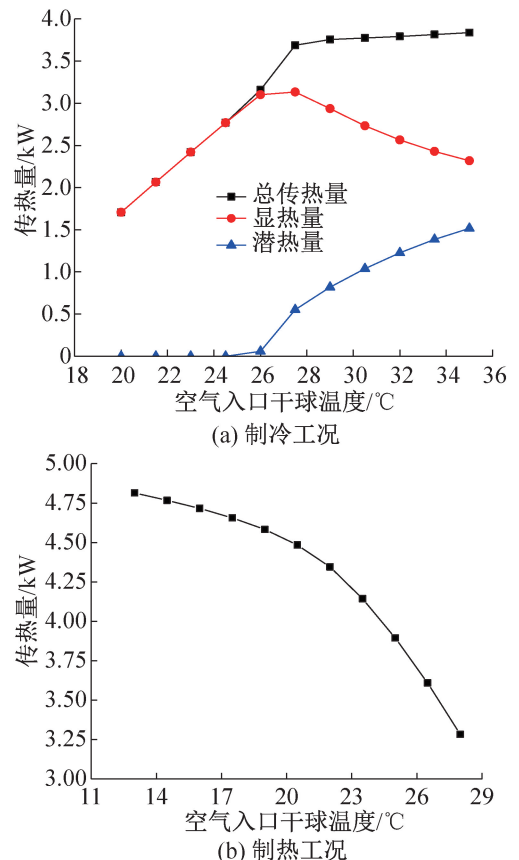


图 12 传热量随空气入口干球温度的变化

Fig.12 Variations of heat load with dry bulb temperature of air inlet

温度较低且低于蒸发温度,因此该阶段空气并未发生冷凝且潜热量为零,总传热量与显热量的曲线重合,干球温度的增大使空气侧与制冷剂侧的传热温差增大,此阶段总传热量由1 707 W增至2 769 W,近似线性增加,需要注意的是由于整体传热量较小,此阶段管内制冷剂仍为纯两相状态。第二个发展阶段为干球温度从26 ℃增至35 ℃,此时空气露点温度进一步增大并高于蒸发温度,空气发生冷凝且潜热量逐渐增至1 517 W;总传热量与显热量的变化则呈现不同趋势,此阶段管内存在过热区且过热区占比扩大,制冷剂出口过热度不断增加,过热区内的传热恶化使空气进出口的干球温度差在第二阶段不断减小,因此显热量从3 101 W不断减少至2 319 W,由于潜热量的增加幅度大于显热量的减少幅度,两者共同作用使总传热量从3 158 W继续增至3 836 W,但趋势有所减缓。制热工况下平均传热温差随空气入口干球温度的增大而减小,传热量的变化呈不断减少的趋势。

制冷剂侧压降和空气侧压降随空气入口干球温度的变化如图13所示。由图13可知,制冷工况下制冷剂侧的压降随空气入口干球温度逐渐增大,与总传热量的变化规律不谋而合,传热量的增加使两相区占比减小,同时平均压降更高的气相区占比增大;制热

工况下制冷剂侧压降随空气入口干球温度的变化规律主要是由传热量减小导致过冷度降低、平均压降更高的两相区和气相区相对占比增大导致。反观空气侧压降在两种工况下均呈现缓慢衰减的趋势,这是因为空气侧压降与空气密度成正相关关系,而空气密度随入口干球温度的增大出现小幅的减小。

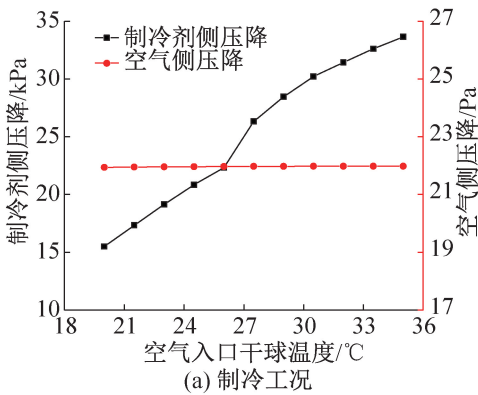
2.5 空气入口相对湿度的影响

根据焓湿图原理,当空气干球温度保持不变时,随着相对湿度的增大,对应的空气湿球温度、露点温度及焓值也会增大。空气入口相对湿度仿真工况设置如表9所示,在保证其它工况条件不变前提下,改变空气的入口相对湿度以实现不同空气入口状态,研究其对换热器性能的影响。

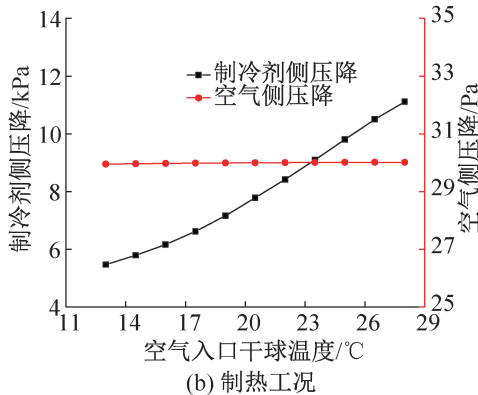
表9 仿真工况设置(空气入口相对湿度)

Tab.9 Setting of simulation (relative humidity of air inlet)

仿真工况	制冷剂质量流量/(kg/h)	风量/(m ³ /h)	空气入口干球温度/℃	空气入口相对湿度/%
制冷	52.92	779	27	35~55
制热	54.35	984	20	50~70



(a) 制冷工况

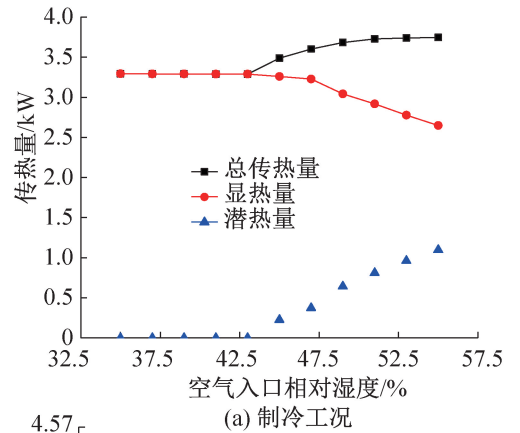


(b) 制热工况

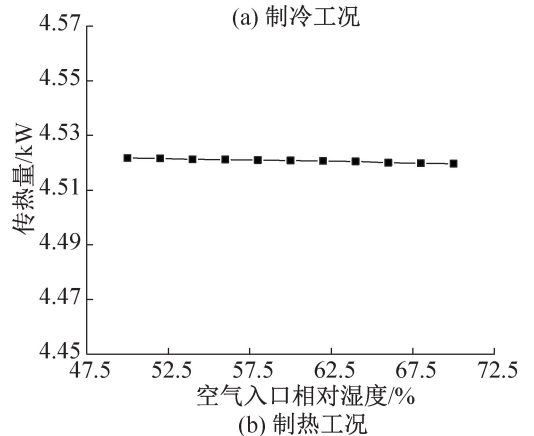
图13 压降随空气入口干球温度的变化

Fig.13 Variations of pressure drop with dry bulb temperature of air inlet

传热量随空气入口相对湿度的变化如图14所示



(a) 制冷工况



(b) 制热工况

图14 传热量随空气入口相对湿度的变化

Fig.14 Variations of heat load with relative humidity of air inlet

示。制冷工况下相对湿度从 35% 增至 43% 为第一个发展阶段,相对湿度较小的空气对应的露点温度更低且低于蒸发温度,因此潜热量为零,总传热量等于显热量,由于此阶段内管内制冷剂为两相状态,蒸发器两侧的平均传热温差不变,相对湿度的大小并不影响总传热量的变化,总传热量维持在 3 290 W 基本不变,这不同于空气入口干球温度在第一个发展阶段对总传热量的影响。随着相对湿度进一步增至 55%,空气露点温度高于蒸发温度且两者差值变大,因此空气的冷凝程度加深且潜热量不断增至 1 098 W;同时管内过热区不断扩大,过热区的传热恶化使制冷剂侧平均温度升高,蒸发器两侧传热温差减小,导致显热量从 3 261 W 不断减少至 2 649 W;由于潜热量的增幅大于显热量的减幅,两者共同作用使第二阶段内总传热量随空气入口相对湿度的增大缓慢增至 3 747 W。由于制热工况下空气侧不存在冷凝现象,空气入口相对湿度对传热量几乎无影响。

制冷剂侧压降和空气侧压降随空气入口相对湿度的变化如图 15 所示。由图 15 可知,制冷工况下制冷剂侧的压降随空气入口相对湿度的变化规律主要取决于总传热量的变化,传热量的增加使管内制冷剂

相变程度增大,两相区的占比减小,同时过热气相区的占比增大,因此制冷剂侧压降在第二个发展阶段的变化规律不同于第一个发展阶段,此外相对湿度转折点为 45%,相比于总传热量的相对湿度转折点 43% 略有滞后,这是因为较小的总传热量增幅对制冷剂侧压降的影响并不显著;制热工况下由于传热量不变,制冷剂侧压降同样不变。空气侧压降在两种工况下均呈现缓慢衰减的趋势,主要原因是空气密度随入口相对湿度的增大出现小幅的减小。

3 结论

本文以分布参数法为依托,构建了小管径换热器的稳态仿真模型,对换热管进行微元划分并对每个微元列出控制方程,依托微细管换热器在额定制冷与额定制热过程中不同的输入参数进行离散求解,得到总传热量、显热量、潜热量、制冷剂侧压降及空气侧压降等参数。得到了额定制冷与额定制热过程中的总传热量、显热量、潜热量、制冷剂侧压降及空气侧压降等参数。研究了管长、制冷剂流量、风量、空气入口温度及空气入口相对湿度在不同工况下对换热器性能的影响,得到如下结论:

- 1) 针对本文研究的 5 mm 管径换热器,性能最优时对应的单管长度区间为 0.6~0.7 m,不仅可以保证较大的传热量,同时使得压降处于较低水平。
- 2) 适当降低制冷剂质量流量与减小单管长度可以避免制冷剂侧压降的大幅提高。
- 3) 由于传热系数与有效传质时间的综合影响,当风量处于 600~700 m³/h 区间时,制冷工况下的潜热量达到极值 426 W。
- 4) 随着空气入口温度的升高,制冷工况下的显热量也会出现先增大后减小的变化趋势。

本文受美的制冷设备有限公司资金资助。(The project was supported by the fund from Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd.)

符号说明

- m ——质量流量,kg/s
- h ——焓,kJ/kg
- Q ——换热量,W

下标

- in——入口
- out——出口
- r——制冷剂
- a——空气

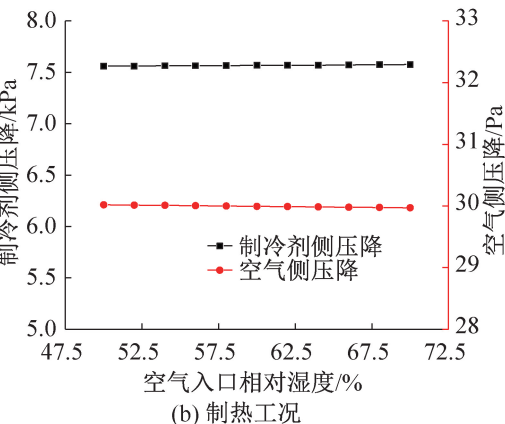
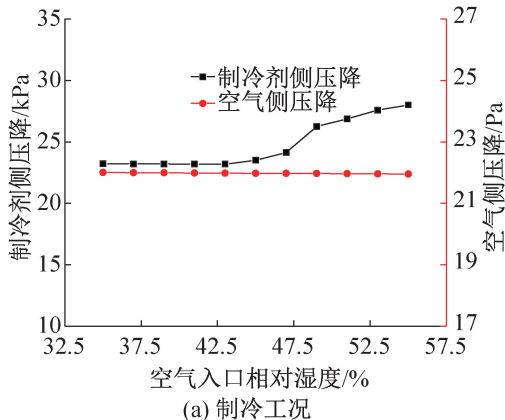


图 15 压降随空气入口相对湿度的变化

Fig.15 Variations of pressure drop with relative humidity of air inlet

参考文献

- [1] 钟天明, 丁力行, 邓丹, 等. 翅片管式换热器的传热研究进展[J]. 制冷, 2019, 38(2): 71-84. (ZHONG Tianming, DING Lixing, DENG Dan, et al. Research progress on heat transfer of finned tube heat exchanger[J]. Refrigeration, 2019, 38(2): 71-84.)
- [2] 唐家俊, 詹飞龙, 胡海涛, 等. 开缝翅片管换热器表面积尘与压降特性的实验研究[J]. 制冷学报, 2016, 37(6): 1-6. (TANG Jiajun, ZHAN Feilong, HU Haitao, et al. Experimental investigation on particle deposition and pressure drop characteristics of slit fin-and-tube heat exchanger[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(6): 1-6.)
- [3] ZHI Changshuang, REN Yunhong, MIAO Ale, et al. Numerical investigation of slit fin at different Reynolds numbers: a sensitivity analysis and optimization by Taguchi methodology[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2022, 138: 106393.
- [4] OH J T, PAMITRAN A S, CHOI K I, et al. Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9/10): 2080-2088.
- [5] JATAU T, BELLO-OCHEDE T. Heat transfer and flow pattern map development of R134a in a U-bend tube for flow boiling evaporation[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 128: 105629.
- [6] 张浩, 侯泽飞, 李杏党, 等. “整数梯度下降”算法对热泵用翅片管蒸发器流路的优化[J]. 制冷学报, 2021, 42(3): 34-41. (ZHANG Hao, HOU Zefei, LI Xingdang, et al. Refrigerant circuitry optimization for heat pump finned-tube evaporators with integer gradient descent algorithm[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(3): 34-41.)
- [7] 赵夫峰, 武滔, 何哲旺, 等. 空调室外换热器分布式流路设计与实验验证[J]. 制冷学报, 2020, 41(1): 96-102. (ZHAO Fufeng, WU Tao, HE Zhewang, et al. Design and experimental validation of distributed flow path for outdoor heat exchanger of air conditioner[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(1): 96-102.)
- [8] SARFRAZ O, BACH C, BRADSHAW C. A literature review of numerical modeling techniques for vapor compression systems with focus on heat exchanger modeling [C]//17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, 2018.
- [9] 张春路. 制冷空调系统仿真原理与技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013. (ZHANG Chunlu. Fundamentals of vapor-compression refrigeration and air-conditioning system modeling[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2013.)
- [10] 陶于兵, 何雅玲, 唐连伟, 等. 管翅式换热器管路布置优化设计的数值研究[J]. 化工进展, 2007, 26(6): 893-898. (TAO Yubing, HE Yaling, TANG Lianwei, et al. Numerical study on optimization design of circuit arrangement for tube-fin heat exchanger [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2007, 26(6): 893-898.)
- [11] 杨涛. 空调系统换热器特性分析[J]. 家电科技, 2018(12): 72-74. (YANG Tao. Analysis of heat exchanger characteristics of air conditioning system [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2018(12): 72-74.)
- [12] LIANG S Y, WONG T N, NATHAN G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(8): 823-833.
- [13] 叶梦莹, 顾众, 谢晶, 等. 风速对不同流路数 CO₂ 蒸发器性能的影响[J]. 制冷学报, 2022, 43(1): 123-130. (YE Mengying, GU Zhong, XIE Jing, et al. Effect of air velocity on the performance of CO₂ evaporator with different flow numbers[J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(1): 123-130.)
- [14] JOPPOLO C M, MOLINAROLI L, PASINI A. Numerical analysis of the influence of circuit arrangement on a fin-and-tube condenser performance [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2015, 6: 136-146.
- [15] LEE W J, KIM H J, JEONG J H. Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 98: 462-471.
- [16] 朱珊云, 戴源德, 曹杰, 等. 小管径开缝翅片管式换热器空气侧传热综合性能研究[J]. 流体机械, 2022, 50(5): 68-75. (ZHU Shanyun, DAI Yuande, CAO Jie, et al. Analysis of comprehensive heat transfer performance at air-side of slotted fin-and-tube heat exchangers with small diameter[J]. Fluid Machinery, 2022, 50(5): 68-75.)
- [17] ZHI Changshuang, DU Shunkai, ZHAO Fufeng, et al. Prediction and analysis of thermal-hydraulic performance with slit fins in small diameter (3 mm to 4 mm) heat exchangers[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 129: 105684.
- [18] 高晶丹, 丁国良, 吴伟, 等. 采用窗片的 5 mm 管换热器在湿工况下换热性能的实验研究[J]. 制冷技术, 2012, 32(3): 6-9, 26. (GAO Jingdan, DING Guoliang,

WU Wei, et al. Experimental investigation of heat transfer characteristics of louver fin-and-tube heat exchanger with 5 mm diameter tubes under wet conditions [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2012, 32(3): 6-9, 26.)

[19] CARNAVOS T C. Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow [J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 1(4): 32-37.

[20] MEHENDALE S. A new heat transfer coefficient correlation for pure refrigerants and near-azeotropic refrigerant mixtures flow boiling within horizontal microfinntubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 86: 292-311.

[21] SHAH M M. Improved correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 98: 222 - 237.

[22] XU Yu, FANG Xiande. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7): 2039

-2050.

[23] XU Yu, FANG Xiande. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for condensing flow in pipes [J]. Nuclear Engineering and Design, 2013, 263: 87-96.

[24] SARPOTDAR S, NASUTA D, AUTE V. CFD based comparison of slit fin and louver fin performance for small diameter (3 mm to 5 mm) heat exchangers [C]//16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, 2016.

通信作者简介

刘迎文,男,教授,西安交通大学能源与动力工程学院,13087588436,E-mail: ywliu@xjtu.edu.cn.研究方向:热力循环优化与工程中强化传热传质技术的应用研究。

About the corresponding author

Liu Yingwen, male, professor, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 86-13087588436, E-mail: ywliu@xjtu.edu.cn. Research fields: thermal cycle optimization and application of heat and mass transfer enhancement technology in engineering.

(上接第 24 页)

[17] 吉江,丁磊,刘少帅,等. 直流线性压缩机吸气簧片阀运动特性数值分析[J]. 流体机械, 2021, 49(7): 38-44. (JI Jiang, DING Lei, LIU Shaoshuai, et al. Numerical analysis of motion characteristics of suction reed valve in DC linear compressor [J]. Fluid Machinery, 2021, 49(7): 38-44.)

[18] WANG Yu, FENG Jianmei, ZHANG Bo, et al. Modeling the valve dynamics in a reciprocating compressor based on two-dimensional computational fluid dynamic numerical simulation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2013, 227(4): 295-308.

[19] KOPPPULA J S, RAJAGOPAL T K R, GUNDABATTINI E. Correlating the experiment and fluid structure interaction results of a suction valve model from a hermetic reciprocating compressor [C]//International Conference on Advances in Design, Materials, Manufacturing and Surface Engineering for Mobility. US: SAE International, 2017.

[20] MCGOVERN J A. Utilization of volumetric displacement in reciprocating compressors [C]//Proceedings of the International Purdue Compressor Conference. West Lafayette, USA, 1990.

[21] YOU Xiaokuan, QIU Limin, ZHANG Hua. Operating characteristics of a linear compressor in the cryocooler [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 129: 215 - 223.

通信作者简介

刘少帅,男,副研究员,中国科学院上海技术物理研究所,13167065771,E-mail: liushaoshuai@mail.sitp.ac.cn.研究方向:空间深低温机械制冷技术研究。

About the corresponding author

Liu Shaoshuai, male, associate researcher, Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Science, 86-13167065771, E-mail: liushaoshuai@mail.sitp.ac.cn. Research fields: space deep and low temperature mechanical refrigeration technology.