

低温环境下 CO₂ 空气源热泵系统模型及实验研究

袁磊, 余南阳

(西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘要:主要研究了在低温环境下利用 CO₂ 空气源热泵进行采暖的可行性。建立了一个静态的 CO₂ 空气源热泵的数学模型,并且充分考虑了各组成部件(空气冷却器、蒸发器、压缩机和膨胀阀)的热交换特性。为了验证模型,对一套 CO₂ 热泵采暖系统进行了现场测试。通过模拟和实验的对比,分析了进水温度和室外温度对系统特性的影响,然后还分析了引入回热器对系统效率提升的影响。通过上述的分析,在室外温度为 -20℃ 时,系统的 COP_h 可以达到 2.25,在低温环境下使用 CO₂ 热泵进行采暖是可行的;引入回热器使系统效率提升 5% 左右。

关键词:CO₂; 热泵; 低温; 采暖; 回热器

中图分类号:TU83 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2012)06-0133-06

Modeling and Experimental Analysis on CO₂ Heat Pump in Low Temperature Ambient

YUAN Lei, YU Nanyang

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, P. R. China)

Abstract: The use of CO₂ air-source heat pump for heating feasibility in low temperature was analyzed. A static simulation model for the CO₂ heat pump was developed, and component models of the gas cooler, evaporator, compressor and expansion valve were constructed with careful consideration of the heat transfer performances. To validate the simulation model, experiments were carried out with an actual CO₂ heat pump system for heating. By comparing the simulated and experimental data, the effects of the inlet water temperature and outside air temperature on the characteristics of the system were discussed. Furthermore, an analysis on the effect of a recuperator on the performance of the system was analyzed. It is shown that when the outside temperature is -20℃, the COP_h is 2.25, which indicates that this system works well in low temperature, and the efficiency of system COP_h is improved by 5% when recuperator is used.

Key words: carbon dioxide; heat pump systems; low temperature; heating; recuperators

气候变化已经成为全球关注的热点问题,解决环境变化的关键是减少温室气体的排放,所以驱使运输、能源企业、农业、制造业等开发新的技术来减少温室气体的排放。空调制冷领域也不例外^[1]。现有的制冷系统采用的制冷剂都为温室气体,如: R134a,它的 GWP 高达 1 300^[2]。即使现有的制冷系统已经加入了一些安全措施,但是在维修或者报

废后,由于泄露和操作不当造成温室气体进入大气,对气候造成一定的影响。近年来 CO₂ 作为自然工质备受关注,由于其无毒、无腐蚀性、不易燃烧,对臭氧层没有影响,而且价格便宜容易得到。特别是在热泵系统中相对于其他制冷剂,CO₂ 具有相当大的优势。CO₂ 有 2 个主要的参数值的关注,一是它的临界温度低;另外它需要的工作压力高。它的这些

收稿日期:2012-02-11

基金项目:铁道部基金资助(2010Z002-F)

作者简介:袁磊(1985-),男,博士生,主要从事建筑节能研究,(E-mail)yuanlei_85@hotmail.com。

性质,决定了它适合在一些特殊的环境中进行应用。

本文对一个在低温环境下的 CO_2 热泵采暖系统进行分析,建立带回热器的数学模型,对系统中的气体冷却器采用微元法的改进数学模型进行建模,同时进行试验测试,验证数学模型。分析系统在低温下的运行特性,并且分析了回热器对系统效率提升的效果。

1 CO_2 热泵的数学模型

CO_2 热泵采暖系统主要由压缩机、气体冷却剂、中间回热器、节流阀、蒸发器和储液罐等主要部件构成(如图1所示)。低温低压得 CO_2 气体在压缩机中压缩至超临界,然后进入气体冷却器中被冷却介质冷却,离开气体冷却器后,高压气体在中间回热器中进一步冷却,然后 CO_2 气体通过节流阀后,温度下降,部分被液化,湿蒸汽进入蒸发器中汽化,储液罐中出来的低压饱和蒸汽进入回热器,在低压侧通道吸收高压侧中的超临界流体,吸收后成为过热蒸汽进入压缩机升压提温,反复循环进行^[3-5]。

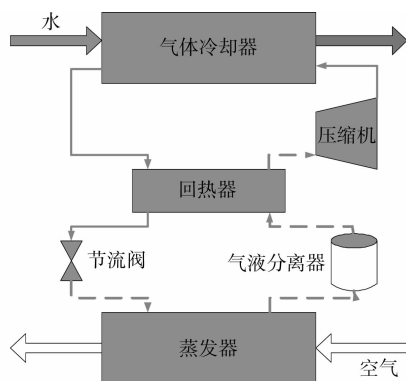


图1 CO_2 热泵采暖系统

根据前面对系统的组成和原理的介绍,接下来对各主要部分的数学模型进行论述。空气冷却器、回热器和蒸发器是系统中的3个换热器,结构和换热特点各不相同。空气冷却器和蒸发器一般为翅片管式,回热器为套管式。由于翅片管式换热器采用多排管多管程布置,且制冷剂沿程温度、物性和换热系数变化较大,因此不宜对整个空气冷却器采用简单的集总参数法进行计算。对于回热器而言,虽然流程简单,但考虑到制冷剂沿程物性和换热系数可能有较大变化,也不宜采用集总参数法^[6-7]。为了精确建模获得换热器的分布特征,采用微元法,即将整个换热器按工作特点划分为若干个微元换热器,只需建立微元换热器的集总参数和微元换热器的相互连接关系,即可获得该换热器的整体和分布特征。

(回热器、蒸发器和气体冷却器等原理相同,只是两侧换热介质不同,它们的数学模型没有详细列出)。

1.1 气体冷却器模型

微元大小不变,制冷剂沿程为一维流动,管壁轴向导热可忽略不计。对第 i 个微元建立传热模型,列出了制冷剂侧和水侧相关的质量、动量和能量方程。

制冷剂侧质量守恒方程

$$\frac{dM}{dt} = m_i - m_o \quad (1)$$

制冷剂侧动量守恒方程

$$\frac{d(MV)}{dt} = m_i V_i - m_o V_o + Mg \cos \theta + (P_i - P_o) A_c + \Delta P_r A_c \quad (2)$$

制冷剂侧能量守恒方程

$$\frac{d[M(u + \frac{V^2}{2} + gz)]}{dt} = m_i (h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i) - m_o (h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o) + \alpha_r A_r (T_r - T_b) \quad (3)$$

管壁侧能量守恒方程

$$M_b c_{p,b} \frac{dT_b}{dt} = \alpha_r A_r (T_r - T_b) - \alpha_w A_w (T_b - T_w) \quad (4)$$

水侧能量守恒方程

$$m_w (h_{w,o} - h_{w,i}) = \alpha_w A_w \eta_w (T_b - T_w) \quad (5)$$

1.2 蒸发器模型

蒸发器和空气冷却器的换热过程基本相同,只是管外换热介质为空气,只列出空气侧能量守恒方程,其他方程如气体冷却器^[8]。

空气侧能量守恒方程

$$m_{e,a} (h_{e,a,o} - h_{e,a,i}) = \alpha_{e,a} A_{e,a} \eta_{e,a} (T_{e,b} - T_{e,a}) \quad (6)$$

式中: A_w 水侧换热面积; A_c 截面积; A_r 制冷剂侧换热面积; c_D 定压比热; M 质量; m 质量流量; P 压力; T 温度; t 时间; u 内能; V 流速; z 位置高度; ΔP 压降; ρ 密度; η 翅片总效率; θ 倾角; 下标: i 入口; o 出口; r 制冷剂侧; w 水侧; b 管壁。

1.3 回热器模型

回热器为逆流套管式换热器,两侧流体均为单相强迫对流,高压流体走管内,低压流体走环状空间^[7]。

1.4 压缩机模型

压缩机转速高,响应迅速,采用准稳态集总参数法进行建模^[9]。

制冷剂实际流量

$$m_r = \lambda \frac{V_{th}}{v_{in}} \quad (7)$$

其中

$$\lambda = 0.94 - 0.085 \left[\left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \right)^{\frac{1}{f}} - 1 \right] \quad (8)$$

压缩机的输入功率

$$N_{\text{th}} = \frac{f}{f-1} P_{\text{in}} V_{\text{in}} \left[\left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \right)^{\frac{1}{f}} - 1 \right] \quad (9)$$

$$N_{\text{el}} = \frac{N_{\text{th}}}{\eta_{\text{el}}} \quad (10)$$

式中: m_r 质量流量; V_{th} 理论容积; v_{in} 压缩机进口比容; λ 输气系数; f 多变系数; P_{out} 压缩机出口压力; P_{in} 压缩机进口压力; N_{th} 压缩机输入功率; η_{el} 机械效率。

1.5 节流阀模型

节流阀因其时间常数远小于主要的热容部件,如:换热器等,故可采用稳态模型。

质量守恒方程

$$m_i = m_o \quad (11)$$

动量守恒方程

$$\Delta P = P_i - P_o = \xi \frac{m^2}{2\rho_i A_i^2} \quad (12)$$

式中: m_i 入口处的质量流量; m_o 出口处的质量流量; P 压降; P_i 入口处的压力; P_o 出口处的压力; ξ 阻力系数; m 质量流量; ρ_i 入口处密度; A_i 入口处截面积。

1.6 CO₂ 换热关联式

在超临界区域,CO₂ 的换热特性有巨大的变化(如粘度和热传导等特性),而且与其他流体特性相比也有很大的不同。因此,在不同条件下建立的关于热传递和压力降的关联式用在 CO₂ 系统上是不准确的,所以建立精确的换热关联式,对 CO₂ 热泵系统的数学模型的精度至关重要^[10-11]。

关于 CO₂ 换热关联式的研究,最近许多学者提出了很多关联式。目前较准确的空气侧换热关联式,主要是 Seshimo 等^[12] 的研究。Dong 等^[13] 提出的关于制冷剂侧和水侧的换热关联式最准确。本文就采用了以上关联式,详细见相关文献。

1.7 计算方法

系统是一个往复的循环系统,对系统进行模拟需要选择合适的部分进行断开,本文从压缩机进口进行断开。系统各部件间的相互关系可总结为:1) 热泵机组的充液量为其各部件内所含工质总质量之和;2) 流动各节点处的制冷剂质量流量相等。对模型进行模拟,要进行必要的假设:

- 1) 忽略动能和势能的变化。
- 2) 压缩机处于绝热状态。
- 3) 忽略各部件的热损失、压降。
- 4) 节流过程是等熵过程。

计算流程如图2所示,首先,用假设值来计算每个部件,如果误差大于可接受的值,然后重新设定假设值,直到达到可接受的范围。

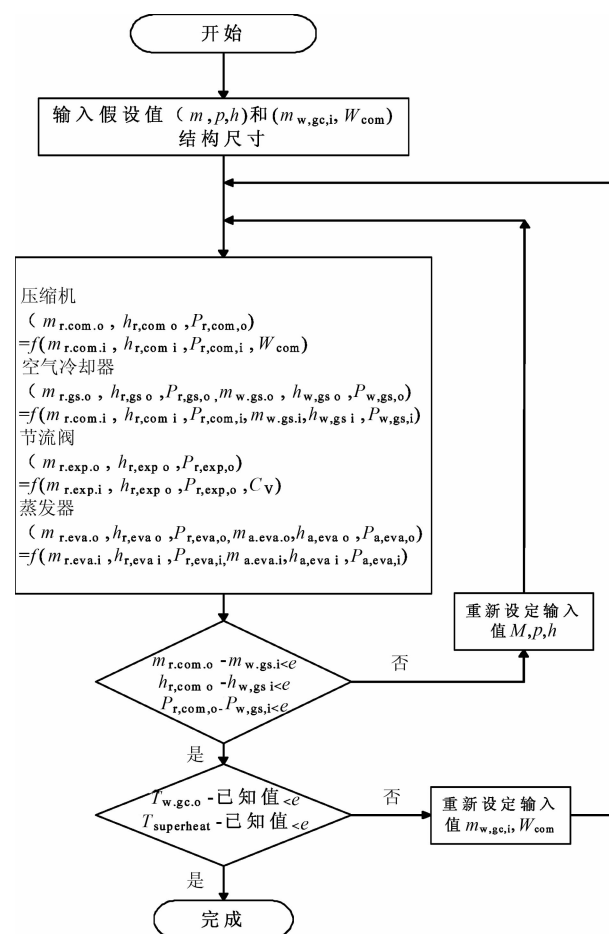


图2 系统计算流程图

2 实验

为了验证模型的准确性,进行了实验测试。对一套 CO₂ 空气源热泵采暖系统进行现场测试。该系统为某铁路变电站供暖系统,机组制热量为 73 kW,系统各部件如图1所示。其中气体冷却器有4个螺旋盘管换热单元,内管采用了毛细管。蒸发器分为2个部分,每个部分有4个换热单元。压缩机采用往复式的,并且由2缸组成。具体的各部件的结构如表1所示。

测试点主要在各个部件的进出口位置对制冷剂温度进行测试;同时,在蒸发器的空气侧测试空气的进出口温度,在气体冷却器的水侧测试水的进出口温度;并且在压缩机进出口位置测试压力。温度测试主要采用 T 型热电偶进行测试,利用数据采集仪收集数据;利用高精度降噪的压力表对压力进行测试等^[6-7]。实验设备详细如表2所示。

表 1 机组的结构参数

部件	参数	数值
压缩机	容积/cc	57.00
	转速/rpm	1 450.00
空气冷却器	内管 内径/mm	2.25
	外管 外径/mm	5.60
	外管 内径/mm	15.00
换热单元长度/m		18.00
换热单元个数/个		4.00
回热器	高压侧 内径/mm	9.25
	低压侧 内径/mm	16.05
蒸发器	管 内径/mm	5.20
	长度/m	20.00
风扇	高/mm	860.00
	宽/mm	42.00

表 2 实验测试设备参数

名称	型号	精度
数据采集设备	安捷伦 34970A	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
压力传感器	TG-4A2B21AB4(0~27.6 MPa)	$\pm 0.12\%$
温度传感器	T 型热电偶	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
流量计	http 超声波流量计	$\pm 0.05\%$

通过实验测试了进出水温度,并通过模拟和实验进行对比分析其对 COP_h 的影响,来验证模型的正确性。同时,主要研究了在寒冷地区,室外温度对制热系数的影响、回热器对系统效率的提升等。分 2 种工况来进行,当分析进水温度对 COP_h 的影响时,恒定室外温度,改变进水温度;当分析室外温度对 COP_h 的影响时,恒定进水温度,改变室外温度。表 3 列出了模拟和实验的条件。

表 3 模拟和实验条件

名称	参数	数值
水	进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	10~40
	出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	60
空气	进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20~40
	流量/ $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	2.5
压缩机	转速/rpm	1 450

3 模拟与实验的对比

3.1 进水温度对 COP_h 系统各参数的影响

图 3~4 展示了进水温度对 COP_h 的影响、压缩机的进出口压力。从结果可以看出,当室外温度为

20 $^{\circ}\text{C}$ 时,随着进水温度的升高, COP_h 逐渐减少。10 $^{\circ}\text{C}$ 时,系统 COP_h 接近于 4,但是温度上升到 40 $^{\circ}\text{C}$ 时, COP_h 降到 2.5。这是因为,压缩机功耗恒定的情况下,热交换量下降造成的。同时,压缩机进出口的压力明显增加。说明系统运行时,为了保证在高效下运行,进水温度保持在正常温度下即可,不需要预热。

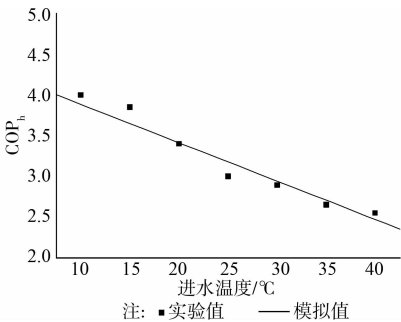


图 3 进水温度和 COP_h 的关系

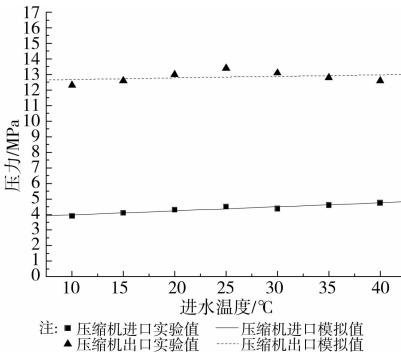


图 4 进水温度和压缩机进出口压力的关系

对比了以上模拟和测试值,两者的吻合度较高,特别是压缩机的压力值,但是测试值和模拟值有一定的偏差,主要因为模型中换热系数采用的是经验值,不是设备实际值,另外设备本身存在一定精度问题。总体来看,最大的误差在 11.3%,平均误差在 4.8%,在允许的范围内,模型是可靠的。

3.2 室外温度对系统的影响

之前有文献模拟了室外温度对系统的影响,但是只是针对较高温度。本文研究的目的就是该系统是否能在寒冷地区使用? 使用效果如何? 所以实验和模拟在室外温度在 -20~40 $^{\circ}\text{C}$ 的条件下进行。分析在较低室外温度下,机组的制热效率等参数,如图 5 所示。

由图可知,进水温度恒定在 16 $^{\circ}\text{C}$ 时,随着室外温度的升高, COP_h 的趋势是先逐渐升高然后又开始下降。在 -20 $^{\circ}\text{C}$ 时, COP_h 为 2.25,室外温度达到 27 $^{\circ}\text{C}$ 时, COP_h 达到最高 4.35,然后开始下降,到 40 $^{\circ}\text{C}$ 时,为 3.5。可见,在低温下, CO_2 热泵系统来

进行采暖是可以运行的,效率不是很高,但是比一般的采暖设备(如锅炉等)要高很多。特别是和其他采暖设备联合使用,效果会更好。

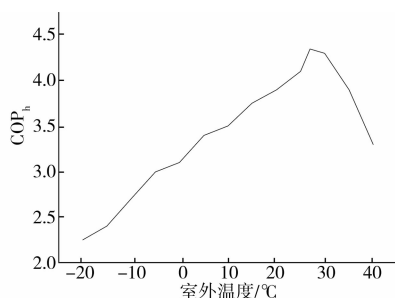


图5 室外温度和 COP_h 的关系

3.3 回热器对系统效率的影响

研究系统地考虑了回热器部件、回热器在循环中具有重要作用:1)减小节流损失;2)降低空气冷却器出口工质温度;3)提高压缩机吸气温度等^[14]。因此,回热器用以提高系统性能。对于回热器对系统效率提升的影响,根据前面建立的模型,对没有回热器和有回热器2个系统,通过改变蒸发器温度,分析比较了2个系统的压缩机质量流量、功耗、制热量和制热系数随蒸发温度变化的情况。如图6~9所示。

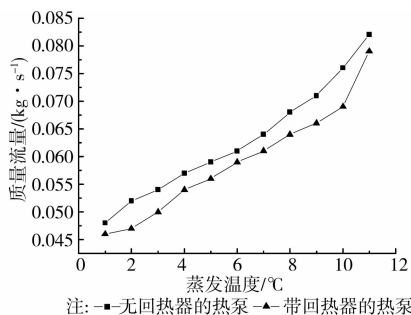


图6 压缩机质量流量随蒸发温度的变化

由图6可以看出,2个系统压缩机的质量流量都呈上升趋势,但是有回热器的系统质量流量小于无回热器的系统,这是因为回热器的引入使压缩机的吸气温度升高的结果。

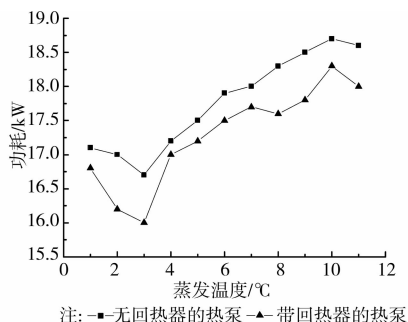


图7 压缩机功耗随蒸发温度的变化

由图7可知,带回热器的系统功耗要低一些,主要是因为质量流量减少并且压比也减少使的压缩机功耗减少。

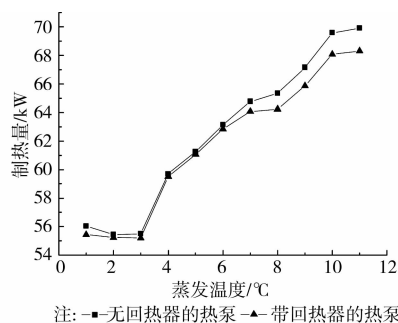


图8 制热量随蒸发温度的变化

由图8可以看出,2个系统的制热量都呈上升趋势,但是有回热器的系统制热量小于无回热器的系统,这是因为回热器的引入质量流量减少,导致气体冷却器的换热效率比无回热器的系统小,所以制热量较小。

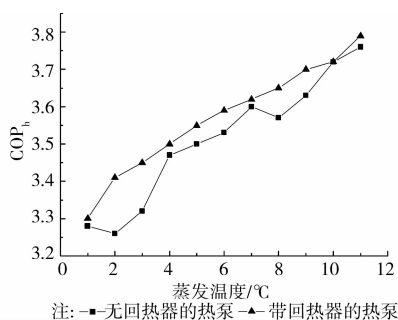


图9 COP_h 随蒸发温度变化

由图9可知,随着蒸发温度的升高,2个系统的制热系数都呈上升趋势,带回热器的系统功耗和制热量都要低一些,而且两者对制热系数的影响是相反的,所以制热系数整体要大一些,平均效率提高了5%。

3.4 关于低温条件下除霜的讨论

低温环境下的CO₂空气源热泵系统最重要的问题就是除霜问题。室外气象参数是引起热泵结霜的必要条件,机组的制热量下降是机组带霜运行的基本特征(但机组制热量下降并非只是由于结霜所引起的),并会影响室内温度。因此,可以通过检测室外机组进风参数、室内温度变化情况以及未除霜的持续运行时间,综合判定最佳除霜时机,达到及时除霜的目的^[15]。

实验在西北某地进行测试,冬季室外相对湿度在15%~22%之间,结霜量很少,结霜时及时用蒸汽等方法去除,对实验数据影响较小。数学模型中

未考虑结霜工况,为了使模拟更准确,今后研究中应该考虑加入结霜工况的模型。机组本身应该建立与环境参数自适应的控制策略。

4 结 论

建立了一个 CO_2 空气源热泵采暖系统的数学模型,同时,对一套 CO_2 热泵采暖系统进行了现场实验,主要分析了进水温度对系统制热系数的影响并且验证了模型的准确性,同时分析了室外温度对制热系数的影响和回热器对系统效率提升的效果。得出以下结论:

1)建立了 CO_2 热泵的数学模型,通过实验验证了模型的准确性,模型是可靠的。

2)分析了进水温度对系统制热系数的影响,随着进水温度的升高, COP_h 逐渐降低,所以,系统运行时,进水温度不需要进行预热。

3)分析了室外温度对系统制热系数的影响,随着室外温度的升高, COP_h 逐渐升高然后降低。在室外温度 -20°C 时,系统的 COP_h 可以达到 2.25,可见在寒冷地区使用 CO_2 热泵是可行的。

4)分析了回热器对系统效率提升的影响。带回热器的系统比无回热器的系统 COP_h 平均提升了 5%。

参考文献:

- [1] 王芳,范晓伟.我国空气源热泵的技术进展[J].能源工程,2002,27(4):1-5.
WANG Fang, FAN Xiaowei. The state of art about air-source heat pump in China [J]. Energy Engineering, 2010, 27(4): 1-5.
- [2] 张后雷.跨临界二氧化碳空调系统及传热元件实验与理论研究[D].南京:南京理工大学,2003.
- [3] Staub J, Rasmusen B D, Robinson M. CO_2 as refrigerant; the transcritical cycle [N]. Achr News, 2004-1-26.
- [4] Oritz T M, Li D, Groll E A. Evaluation of the performance potential of CO_2 as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps [J]. System Modeling and Analysis, 2003, 110(3): 619-626.
- [5] Yang J, Ma Y, Liu S, et al. Comparison investigation on the heat transfer characteristics for supercritical CO_2 fluid and conventional refrigerants [C]// 7th IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, 2006.
- [6] 王伯春.二氧化碳制冷系统动态仿真和研究[D].南京:南京理工大学,2003.
- [7] Huai X L, Koyama S, Zhao T S. An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini-channels under cooling conditions [J]. Chemical Engineering Science, 2005, 60(12): 3337-3345.
- [8] White S D, Yarrall M G, Cleland D J, et al. Modelling the performance of a transcritical CO_2 heat pump for high temperature heating [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 478-486.
- [9] 马一太,杨俊兰,杨昭,等. CO_2 跨临界循环与传统制冷循环的热力学分析[J].太阳能学报,2005,26(6):836-841.
MA Yitai, YANG Junlan, YANG Zhao, et al. Thermodynamic analysis for transcritical CO_2 cycle and conventional refrigeration cycle [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2005, 16(4): 65-68.
- [10] Oh H K, Son C H. New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO_2 in horizontal macro-tubes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(8): 1230-1241.
- [11] Pettersen J, Rieberer R, Munkejord S T. Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO_2 in microchannel tubes [R]. London: European Research Office of the U. S. Army, 2005.
- [12] Son C H, Park S J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4): 539-546.
- [13] Seiichi Y, Daisuke K, Kiyoshi S, et al. Development and validation of static simulation model for CO_2 heat pump [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9): 1896-1906.
- [14] Bendaoud A, Ouzzane M, Aidoun Z, et al. A new modeling approach for the study of finned coils with CO_2 [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(9): 1702-1711.
- [15] 陈轶光.空气源热泵结霜/除霜特性的数值模拟与实验研究[D].天津:天津商学院,2006.

(编辑 王秀玲)