

文章编号: 1671-6612 (2019) 04-343-08

带热管的板式空气-空气换热器 工作特性实验研究

薛连政 马国远 周 峰 晏祥慧 姜明健

(北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100124)

【摘 要】 提出一种用于能量回收的带热管的板式空气-空气换热器, 换热器芯体内部纵向排列 12 根相互独立的环路热管, 板间 L 型密封将换热器分为内、外两个循环, 2 台离心风机组织室内外空气通过通道层间的波纹板进行逆向 C 形流动换热。搭建了换热器性能测试平台, 针对冬季工况和夏季工况, 对换热器的温度效率、换热量与能效比进行了研究, 进一步分析了 2 种不同工质的热管对换热器性能的影响。结果表明: 冬季工况和夏季工况换热器的换热量、EER 随室内外温差的增大而增大, 冬季工况最高温度效率达到 62%, 夏季工况最高温度效率达到 70%, 当环路热管内工质为 R32 时, 对换热器在冬、夏季工况的换热性能均有提升。分析计算了哈尔滨、北京、上海、广州四座典型城市使用该换热器全年 EER 分别为 12.72、7.70、5.75、3.67。

【关键词】 能量回收; 板式空气-空气换热器; 热管

中图分类号 TK172.4 文献标识码 A

Experimental Study on Operation Characteristics of Plate Heat Exchanger Coupled with Heat Pipe

Xue Lianzheng Ma Guoyuan Zhou Feng Yan Xianghui Jiang Mingjian

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 This paper presents plate heat exchanger coupled with heat pipe what vertically arranged 12 independent loop heat pipes inside the core for energy recovery. The L type seal between the plate fins divides the heat exchanger into two cycles, inner and outer, and two sets of centrifugal fans on the inner and outer circulation side. Indoor and outdoor air passes through the plate between the channel layers to perform reversed C flow heat exchange. For the winter conditions and summer conditions, an experimental study was conducted on the effect of the heat transfer performance of the heat exchanger with different refrigerants. The indoor and outdoor temperature difference and the kind of refrigerants in the loop heat pipe were analyzed to show the way of affection on the temperature efficiency, heat transfer capacity, and energy efficiency ratio (EER). The results show that the heat transfer capacity and EER of the heat exchanger increase with the increase of indoor and outdoor temperature difference in winter and summer conditions, the maximum temperature efficiency in winter conditions reaches 60%, and the maximum temperature efficiency in summer conditions reaches 70%. When the loop heat pipe working medium is R32, the heat exchange performance of the heat exchanger in winter and summer conditions are improved. The analysis and calculation of the annual EER of the heat exchanger for four typical cities in Harbin, Beijing, Shanghai and Guangzhou are 12.72, 7.70, 5.75, 3.67 respectively.

【Keywords】 heat recovery; plate heat exchanger; heat pipe

基金项目: 国家重点研发计划 (2016YFB0601601); 国家自然科学基金 (51776004)

作者简介: 薛连政 (1993-), 男, 硕士, E-mail: xuelz@emails.bjut.edu.cn

通讯作者: 马国远 (1963-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: magy@bjut.edu.cn

收稿日期: 2018-09-04

0 引言

近年来,在我国经济高速发展的同时,能源形势也随之日益严峻,其中以制冷空调行业发展所带来的能源消耗最大,并且随之而来的还有一系列环境问题。随着全球气候不断变暖,世界各国越来越重视节能减排工作^[1]。而热回收技术对我国实现节能目标具有重要意义。目前用于公共建筑空调系统能量回收的装置种类较多,可分为 2 大类,即全热换热器和显热换热器^[2]。常用的显热换热器有板式换热器和热管式换热器^[3]。传统的板(翅)式能量回收装置无传动设备和耗能部件,但新风与排风之间存在湿交换,装置有交叉污染的风险,不宜在医院、生物洁净室等场合使用。整体热管式能量回收装置无需外加动力,耗能低,新风与排风不直接接触,没有交叉污染的风险^[4]。Nasif^[5]等在平板上添加一种多孔膜制成全热板翅式能量回收装置,对其温度效率和焓效率分别测量计算,发现多孔膜可有效提高换热器性能。Min 和 Su^[6]提出一种数学模型来研究全热板翅式能量回收装置的换热量和温度效率,装置的换热量随板间距的增加先增加后减小,焓效率随着风机功率增加而降低。Lu^[7]等以塑料为平板材料在不同的风速条件下对温度效率进行实验和理论研究,风速提高对温度效率不利。严卫东^[8]等提出一种新型转轮全热回收新风机组,利用恒温恒湿小室,改变室内排风参数,测试夏季工况下该机组的冷回收性能。吴晓非^[9]通过实验得到一个经验公式,可通过室内外空气温差、湿度差和风量来计算全热板翅式能量回收装置实时的温度效率和焓效率。张海泉^[10]通过实验与理论计算得到了板式换热器热工与阻力性能的计算方法。EI-Baky 和 Mohamed^[11]将整体热管式能量回收装置用于空调系统排风能量回收,装置的温度效率随室内外温差增大而增大,当室外新风温度为 40℃,排风温度为 26℃时,温度效率为 48%。Yat^[12]通过实验研究了进口空气干球温度、相对湿度和风速对一个 8 排热重力热管换热器换热效率的影响。张保栋^[13]通过理论计算得到了热管换热器最佳冷热段长度比的通用公式。姚寿广^[14]等对一种具有并联热管组结构的新型平板式热管散热冷板的内部运行机理进行了数值模拟,分析并预测了加热冷却条件对该平板式热管运行性能的影响。孙世梅、张红^[15]根据热管换热器结构特点及传热特性,建立了热管换

器壳程流动与传热的三维物理模型。周峰^[16]研究了新风温度、充注率、倾斜角度、管排数和迎面风速等参数对整体热管式能量回收系统性能的影响。磊波^[17]等通过典型铁路客站公共区域的模拟计算,表明实际最优热回收风量是在理论最优热回收风量区间内,得到其热回收的潜力。

目前,板(翅)式换热器作为应用最为广泛的换热器之一,国内外对其进行了大量的研究,但板(翅)式换热器仍有一些不足需要改善,例如,换热芯体通道间距大造成其体积大,换热芯体流道结构复杂、材质可靠性差造成了不易清洗、易破损等问题。针对以上问题,本文在常规翅片管换热器的基础上,将其设计为具有新型流道结构的可用于能量回收的空气-空气换热器,具有质量轻,结构紧凑,换热效果好,可靠性高的特点。并且将内部的穿管有效利用,制成环路热管,作为进一步提高板式换热器性能的方法。搭建了换热器性能测试平台,在不同室内外温差条件下,对换热器的温度效率、换热量与能效比进行了研究,并进一步分析了 2 种不同工质的热管对换热器性能的影响。

1 实验装置及工作原理

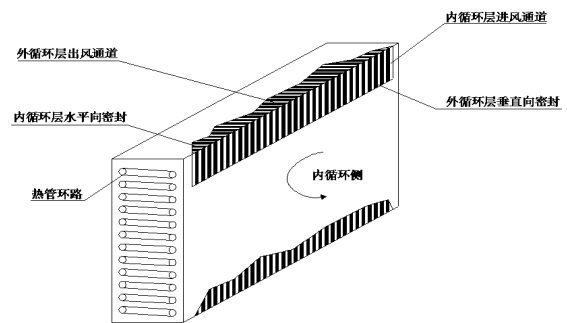


图 1 板式换热器芯体外部结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the outer structure of the plate heat exchanger core

表 1 板式换热器芯体几何参数

Table 1 Geometric parameters of the heat exchanger core

几何参数	数值	几何参数	数值
芯体长度/mm	780	芯体高度/mm	300
芯体宽度/mm	135	环路热管长度/mm	188
铜管外径/mm	10	铜管内径/mm	9
翅片厚度/mm	0.15	翅片间距/mm	2.15

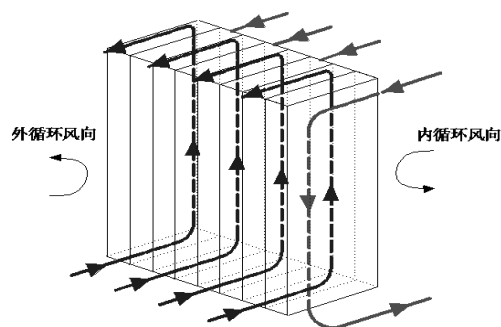


图 2 空气内外循环示意图

Fig.2 Schematic diagram of air inside and outside circulation

板式热管换热器的换热芯体结构如图 1 所示, 此换热器由铝制波纹翅片在 12 根相互独立的封闭环路热管基础上穿片而成。换热器芯体环路热管的蒸发段与冷凝段具有一定的高度差。芯体翅片间的垂直及水平密封形成 L 型密封, 内、外循环侧的 L 型密封呈中心对称, 且在各自循环侧均为相间排列。芯体翅片间垂直方向的密封将换热器分为内循环侧与外循环侧, 水平方向的翅片密封控制内外循环侧的气流流向。该新型板式换热器板片薄, 通道间距窄, 整体结构质轻紧凑, 换热器芯体结构参数见表 1。当换热器的内循环侧与外循环侧存在温差时, 可由 2 台额定功率均为 0.14kW 的离心风机分别驱动内循环气流与外循环气流通过其间的铝翅片进行热量交换, 图 2 为内外循环不同通道间空气换热示意图。

2 实验过程与方法

本实验在焓差室中进行, 利用焓差室控制室内外环境温度并监测实时温湿度数值, 图 3 为实验系

统示意图。实验过程中, 焓差室的室内外测试间分别模拟室内外环境。冬季工况为室内温度 20℃ 恒定不变, 室外温度取 -20℃~15℃, 并以 5℃ 为间隔作为实验温度进行测试。夏季工况为室内温度 27℃ 恒定不变, 室外温度分别取 31℃、34℃、37℃、40℃ 作为实验温度进行测试。换热器内循环侧与外循环侧分别置于焓差室的室内侧与室外侧, 并控制环路热管蒸发段与冷凝段在室内外侧的位置进行实验测试。首先, 热管未充注工质, 研究换热器换热性能, 本文通过温度效率、换热量、能效比 EER 三个指标对换热器进行性能评价。为进一步探究热管对换热器性能的影响, 将热管充注工质 R32、R134a 两种情况进行实验研究与分析。

试验中采用风速仪分别对换热器内外循环的风机出口均分 5 个测点进行测量, 得到风机高速档的风量分别为 630m³/h。在换热器的内循环面的矩形风口及风机出口各均匀布置 5 个温度测点, 并取其测量值的平均值作为温度值, 同理, 外循环侧采用同样方法进行测量。使用的仪器主要参数列于表 2 中。

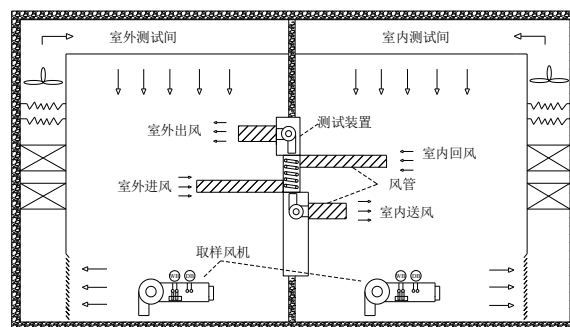


图 3 实验系统

Fig.3 Experimental system and device

表 2 使用的仪表主要参数

Table 2 Main parameters of instruments

仪器仪表	精度	范围	型号	厂家
温度传感器	±0.2℃	-30~150℃	铜-康铜热电偶	Omega
数据采集器	±0.06℃	-40~60℃	34972A	Agilent
风速仪	±0.5%	0.4~20m/s	410-1	Testo
数字功率计	±0.5%	0~50kW	AWT230	YOKOGAW

本文通过温度效率、换热量、能效比 EER 三个指标对换热器进行性能评价。计算换热量 Q 时需要直接测量的量有内循环侧进风温度及内循环

风机的出风温度与风量, 分别可由温度传感器和风速仪测量并计算得出。计算 EER 所需知的输入功率, 由功率计直接测量并存储。本文温度效率、换

热量、能效比 EER 按下面式子计算。

(1) 温度效率 η 的计算公式为:

$$\eta_w = (T_{ii} - T_{io}) / (T_{ii} - T_{oi}) \quad (1)$$

$$\eta_s = (T_{io} - T_{ii}) / (T_{oi} - T_{ii}) \quad (2)$$

式中: η_w 为冬季温度效率; η_s 为夏季温度效率; T_{ii} 为室内进口处空气干球温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{io} 为室内出口处空气干球温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{oi} 为室外进口处空气干球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 换热量 Q 的计算公式为:

$$Q_w = c_{ph} \rho V_i (T_{ii} - T_{io}) / 3600 \quad (3)$$

$$Q_s = c_{ph} \rho V_i (T_{io} - T_{ii}) / 3600 \quad (4)$$

式中: Q_w 为冬季单位时间换热量, kW; Q_s 为夏季单位时间换热量, kW; c_p 为空气的定压比热, kJ/(kg $\cdot^{\circ}\text{C}$); ρ 为空气密度, kg/m 3 ; V_i 为室内风机风量, m 3 /h。

(3) 能效比 EER 的计算公式为:

$$EER = \frac{Q}{W_{ifan} + W_{ofan}} \quad (5)$$

式中: Q 为换热量, kW; W_{ifan} 为室内风机功率, kW; W_{ofan} 为室外风机功率, kW。

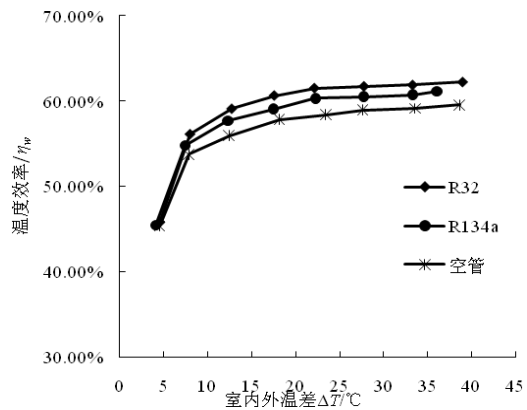
3 实验结果与讨论

3.1 冬季工况结果与讨论

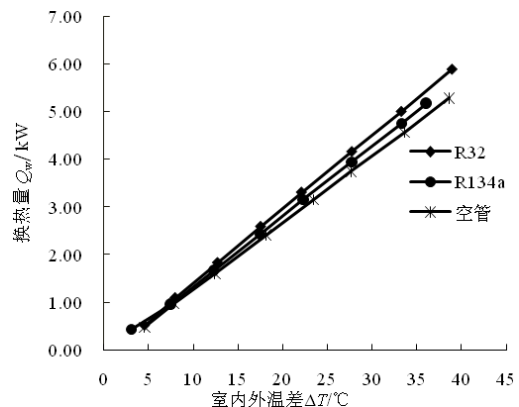
图 4 给出冬季工况换热器环路热管充注 R32、R134a 与空管的换热性能对比情况。由图 4 (a) 可看出, 当室内外温差 (ΔT) 小于 8°C 时, 温度效率 (η_w) 随室内外温差的增加而迅速增大, 即 ΔT 在 $5 \sim 8^{\circ}\text{C}$ 范围内, R32、R134a、空管的温度效率增幅均为 10% 左右, 由于翅片两侧换热的内外循环气流为逆向 C 型流动, 小温差传热下内侧循环气流与相邻通道内的外侧循环气流间的传热铝片面积并未完全利用, 且小温差下热管环路运行不良, 换热器温度效率受热管环路影响较小, 使得温度效率与温差成近似线性关系。当 $\Delta T > 8^{\circ}\text{C}$ 时, 温度效率增幅明显减小, 且 $\Delta T > 15^{\circ}\text{C}$ 时, 温度效率基本不变, 原因在于 ΔT 介于 $8 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 时, 内外循环气流能够较为充分的利用其间的波纹板片面积进行传热, R32、R134a、空管的温度效率增幅均为 4% 左右, 但是当 $\Delta T > 15^{\circ}\text{C}$ 时, 内外循环其间的波纹片换热面积不足, 即使增大室内外温差其温度效率增幅较小。从图 4 (a) 可知, 热管环路充注 R32 使换热

器温度效率较空管提高约 2%, 说明此时环路热管可提高换热器温度效率, 当 $\Delta T > 18^{\circ}\text{C}$ 时, η_w 达到了 60%, 而热管环路充注 R134a 其温度效率介于 R32 与空管之间。

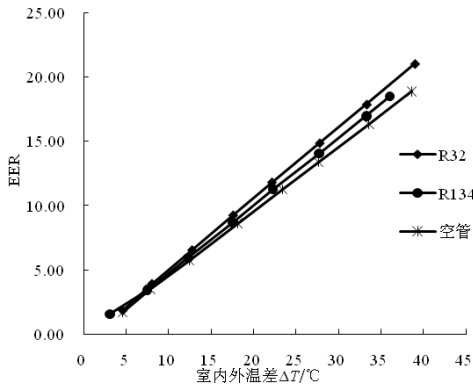
图 4 (b) 为换热器换热量随室内外温差的变化情况, 可知换热量与室内外温差近似线性相关, 换热量几乎不受其他因素影响, 这是由于温度效率几乎不随室内外温差的变化而变化, 只有 $\Delta T < 8^{\circ}\text{C}$ 时, η_w 受 ΔT 影响较大。环路热管对换热器温度效率的提升约为 2%, 所以图 4 (b) 中, R32 较空管的换热量也提升 2%。图 4 (c) 为换热器 EER 随室内外温差的变化情况, 总功率大小不受室内外温差的影响, 所以 EER 曲线与换热量曲线近似, 也可知 EER 主要与室内外温差相关, R32 能够改善换热器的换热性能。



(a) 换热器温度效率随室内外温差的变化情况



(b) 换热器换热量随室内外温差的变化情况



(c) 换热器 EER 随室内外温差的变化情况

图 4 冬季工况换热器热管充注 R32、R134a 与空管换热性能情况

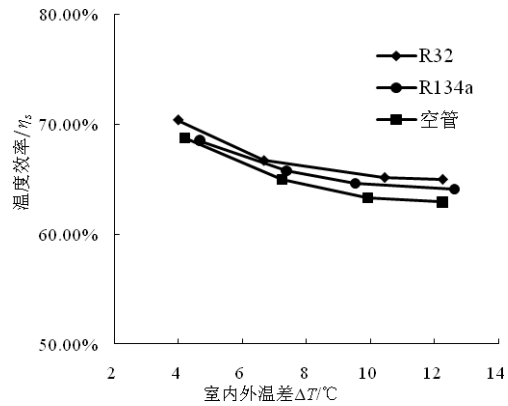
Fig.4 Heat transfer performance of heat exchanger tubes filled with R32, r134a and air tubes in winter conditions

3.2 夏季工况结果与讨论

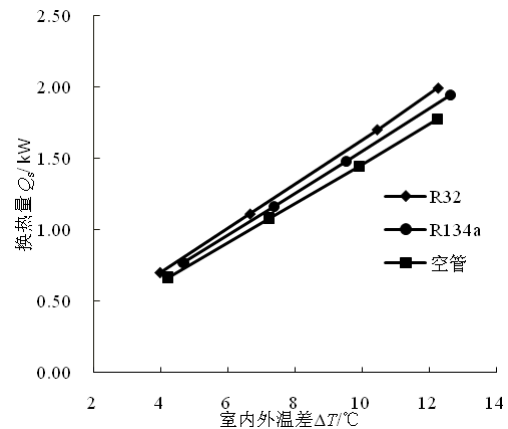
图 5 显示了换热器夏季工况换热器热管充注 R32、R134a 与空管的换热特性。由图 5 (a) 可知夏季工况温度效率整体高于冬季工况。但温度效率 (η_s) 随室内外温差 (ΔT) 的增加而降低, 且在小温差 (ΔT 为 $4 \sim 8^\circ\text{C}$) 时的降幅大于大温差 ($\Delta T > 8^\circ\text{C}$), 造成这种情况的原因为内循环通道内的主流风速向下, 小温差传热使得贴近波纹板传热的空气层所获得的浮升力较小, 相反在大温差时贴近换热面的空气层浮升力较大, 不利于来流空气与波纹片换热, 致使温度效率随室内外温差的增加而有下降趋势。由于换热器芯体总换热面积的限制, 当 $\Delta T > 10^\circ\text{C}$ 时, 温度效率曲线趋于平缓。 ΔT 在 $4 \sim 8^\circ\text{C}$ 范围内, 环路热管对换热器温度效率的提升作用不明显, $\Delta T = 4^\circ\text{C}$ 时, 温度效率达到 70%。 ΔT 在 $8 \sim 12^\circ\text{C}$ 范围内, R32 较 R134a 或空管的温度效率提升约 2%, 热管环路充注 R32 使换热器在较大室内外温差情况下的温度效率降幅减小, 使温度效率维持在 65% 以上。

图 5 (b) 为夏季工况下换热器换热量随室内外温差的变化情况, 可知换热量与室内外温差的关系与冬季工况相像也为近似线性, 但由于夏季工况换热器的温度效率整体优于冬季工况, 所以 $\Delta T-Q_s$ 曲线的斜率大于 $\Delta T-Q_d$ 曲线, 在相同的 ΔT 情况下 Q_s 的值大于 Q_w , 例如当室内外温差为 10°C 时, Q_s 约为 1.5kW, Q_w 约为 1.3kW。因此由图 5 (c) 也

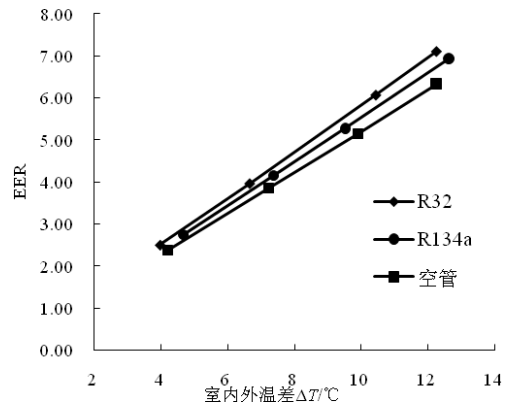
可看出在相同的 ΔT 情况下, 换热器夏季工况 EER 优于冬季工况。



(a) 换热器温度效率随室内外温差的变化情况



(b) 换热器换热量随室内外温差的变化情况



(c) 换热器 EER 随室内外温差的变化情况

图 5 夏季工况换热器热管充注 R32、R134a 与空管换热性能情况

Fig.5 Heat transfer performance of heat exchanger tubes filled with R32,R134a and air tubes in summer working conditions

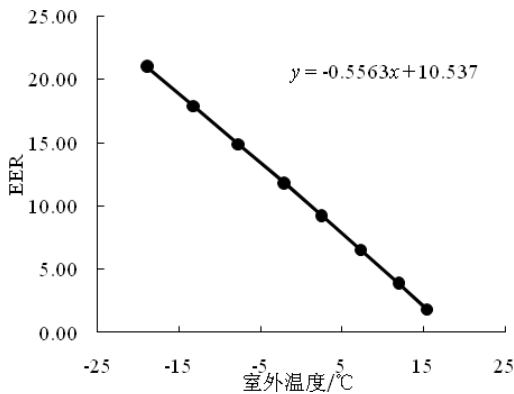
4 节能性分析

本实验中的换热器可用于空调系统能量回收，由于换热器热管环路充注 R32 性能较好，故对其做节能性分析，冬季室内温度维持 20℃，夏季室内温度维持 27℃，由图 6 (a) 可求冬季工况 EER 与室外温度的拟合函数如下：

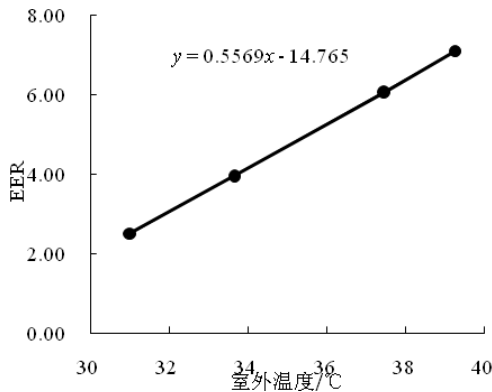
$$y = -0.5563x + 10.537 \quad (6)$$

同理由图 6(b)可求夏季工况 EER 与室外温度的拟合函数如下：

$$y = 0.5569x - 14.765 \quad (7)$$



(a) 冬季换热器 EER 随室外温度的变化情况



(b) 夏季换热器 EER 随室外温度的变化情况

图 6 一年中换热器 EER 随室外温度变化情况

Fig.6 Variation of heat exchanger EER with outdoor temperature in a year

假设换热器应用于公共服务场所，运行时间段为 7:00-22:00，考虑换热器冬季、夏季的温度效率特性，当冬季室外温度低于 15℃、夏季室外温度高于 30℃时作为换热器工作的启动温度，以保证换热器较好的工作性能。冬季以 15℃作为温度区间的其中一个分割点，以 5℃作为区间间隔，查《中国建筑热环境分析专用气象数据集》^[17]得到相应各

温区在一年中所占的时长如表 3 所示。由表 3 可知哈尔滨、北京、上海、广州四座城市冬季、过度季节换热器使用时长分别为 3640h、2870h、2296h、897h，夏季换热器使用时长分别为 71h、294h、286h、878h，全年换热器使用长分别为 3711h、3164h、2582h、1775h。

表 3 换热器各个温区开启时长

Table 3 Number of hours for each corresponding temperature ranges during the year

温度区间 /°C	哈尔滨/h	北京/h	上海/h	广州/h	开启时段
(-30, -35)	18	0	0	0	
(-25, -30)	18	0	0	0	
(-20, -25)	186	0	0	0	
(-15, -20)	530	3	0	0	
(-10, -15)	594	21	0	0	过度季节、
(-5, -10)	435	198	2	0	冬季
(0, -5)	441	612	58	3	
(5, 0)	484	666	487	43	
(10, 5)	430	663	913	98	
(15, 10)	504	707	836	753	
(30, 32)	60	212	193	500	
(32, 34)	11	42	66	268	
(34, 36)	0	35	22	92	夏季
(36, 38)	0	5	5	13	
(38, 40)	0	0	0	5	

由图 7 (a) 可以求出，冬季换热器的换热量随室外温度变化的拟合函数如下：

$$y = -0.1558x + 2.9503 \quad (8)$$

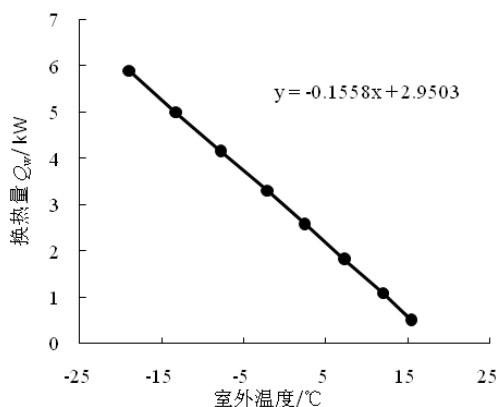
由图 7 (b) 可以求出，夏季换热器的换热量随室外温度变化的拟合函数如下：

$$y = 0.1559x - 4.1343 \quad (9)$$

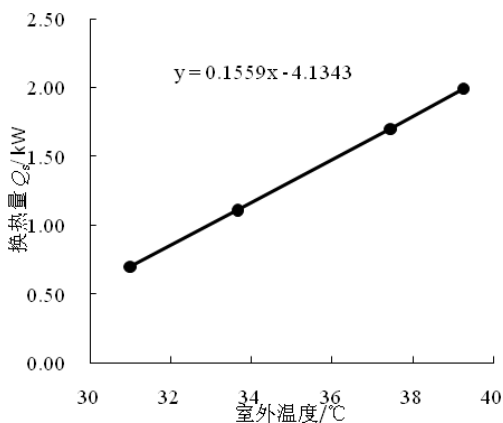
由拟合函数 (6) ~ (9) 可以计算出一年中各个温度区间下换热器的 EER、换热量与室外温度的对应关系。结果如表 4 所示。

由表 3、表 4 可求出换热器全年的 EER 与总换热量，结果如表 5 所示。经计算哈尔滨、北京、上海、广州四座典型城市全年 EER 分别为 12.72、7.70、5.75、3.67，全年回收能量分别为 47.60GJ、24.55GJ、14.95GJ、6.56GJ。将其约合为电能按 3600kJ/kWh 计算，则哈尔滨、北京、上海、广州四座城市节省电能分别 13222.22kWh、

6819.44kWh、4152.78kWh、1822.22kWh。



(a) 冬季换热器换热量随室外温度的变化情况



(b) 夏季换热器换热量随室外温度的变化情况

图 7 一年中换热器换热量随室外温度的变化情况

Fig.7 Variation of heat transfer capacity with outdoor temperature in a year

表 4 各个温区的换热量、EER

Table 4 EER and heat transfer capacity of each temperature range in a year

温度区间均值 /°C	EER	换热量/kW	开启时段
-32.5	28.62	8.01	过度季节、冬季
-27.5	25.84	7.23	
-22.5	23.05	6.46	
-17.5	20.27	5.68	
-12.5	17.49	4.90	
-7.5	14.71	4.12	
-2.5	11.93	3.34	
2.5	9.15	2.56	

续表 4 各个温区的换热量、EER

温度区间均值 /°C	EER	换热量/kW	开启时段
7.5	6.36	1.78	夏季
12.5	3.58	1.00	
31	2.50	0.70	
33	3.61	1.01	
35	4.73	1.32	
37	5.84	1.63	
39	6.95	1.95	

表 5 换热器 EER 与总回收热量计算

Table 5 EER and recovery energy quantity of heat exchanger

性能	哈尔滨	北京	上海	广州
冬季回收能量/GJ	47.41	23.67	14.09	3.78
冬季 EER	12.92	8.18	6.09	4.18
夏季回收能量/GJ	0.19	0.88	0.86	2.78
夏季 EER	2.67	2.98	2.99	3.15
全年回收能量/GJ	47.60	24.55	14.95	6.56
全年 EER	12.72	7.70	5.75	3.67

5 结论

本文所设计的新型板式热管换热器较传统热回收装置相比, 具有结构紧凑、热回收效率高、性能可靠的特点。在冬季、夏季工况下对其换热器工作性能进行了研究, 并且将环路热管作为提升换热器性能的方法, 主要结论如下:

(1) 换热器环路热管充注工质 R32 较工质 R134a 略有优势, 能够提升换热器在冬、夏季工况的性能。冬季工况下换热器温度效率随室内外温差的加大而增大并趋于平缓, 最大温度效率约为 62%, 在室内外温差为 5~8°C 范围内, 环路热管对换热器温度效率的影响较小。夏季工况下换热器温度效率随室内外温差的加大而减小并趋于平缓, 充注工质 R32 的环路热管使换热器温度效率维持在 65% 以上, 最大温度效率约为 70%。

(2) 换热器在冬、夏季工况的换热量、EER 均随室内外温差的增大而增加, 冬季室外温度低于 15°C、夏季室外温度高于 30°C 时作为换热器工作的启动温度时, 哈尔滨、北京、上海、广州四座典

型城市全年 EER 分别为 12.72、7.70、5.75、3.67, 全年节省电能分别为 13222.22kWh、6819.44kWh、4152.78kWh、1822.22kWh。

参考文献:

- [1] 李锐. 制冷空调能耗及减排节能技术的分析[J]. 制冷与空调, 2015, 29(1): 114-118.
- [2] 杨光, 汤广发, 郭岩杰, 等. 小型热回收装置的可行性研究[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(3): 56-59, 75.
- [3] 张莉, 龚娇. 建筑节能中暖通空调的一般技术措施[J]. 制冷与空调, 2008, 22(5): 67-70.
- [4] 卢钧, 连之伟. 热回收装置在空调工程中的应用[J]. 制冷空调与电力机械, 2007, 116(28): 82-85.
- [5] NASIF M, AL-WAKED R, MORRION G, et al. Membrane heat exchanger in HVAC energy recovery systems, systems energy analysis[J]. Energy and Buildings, 2010, (42): 1833-1840.
- [6] MIN J, SU M. Performance analysis of a membrane-based energy recovery ventilator: effects of membrane spacing and thickness on the ventilator performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, (30): 991-997.
- [7] LU Y, WANG Y, ZHU L, et al. Enhanced performance of heat recovery ventilator by airflow-induced film vibration(HRV performance enhanced by FIV)[J]. International Journal of Thermal Science, 2010, (49): 2037-2041.
- [8] 严卫东, 童矗, 韩旭, 等. 新型转轮全热回收新风机组实验研究与节能分析[J]. 制冷与空调, 2018, 32(2), 183-188.
- [9] 吴晓非. 典型建筑使用静止型板翅式全热交换器的节能研究[D]. 上海: 同济大学, 2007.
- [10] 张海泉. 板式换热器热工与阻力性能测试及计算方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [11] EI-BAKY M AA, MOHAMED MM. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, (27): 795-801.
- [12] YAT HY. Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates—a baseline performance characteristics study[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46: 164-171.
- [13] 张保栋. 热管式换热器设计中最佳冷、热段长度比的通用公式[J]. 工程热物理学报, 1988, 9(4): 372-375.
- [14] 姚寿广, 马哲树, 陈如冰. 一种新型结构的热管式散热冷板性能的数值模拟试验与分析[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(7): 41-45.
- [15] 孙世梅, 张红, 庄骏. 基于管内微层蒸发传热机理的热管换热器传热强化研究[J]. 高校化学工程学报, 2004, 18(6): 685-689.
- [16] 周峰. 建筑物能量回收用热虹吸管换热器的应用研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2007.
- [17] 谢方祥, 雷波, 余涛. 大空间建筑冬季热回收利用的节能分析[J]. 制冷与空调, 2018, 32(1): 50-53.
- [18] 中国气象局, 清华大学. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.