

文章编号: 1671-6612 (2022) 04-545-06

# 新型热泵供暖装置传热系数的计算和分析

邵月月<sup>1</sup> 王月月<sup>2</sup> 刘宇<sup>3</sup> 金英<sup>4</sup>

(1. 中国制冷学会 北京 100142; 2. 国贸工程设计院 北京 100037;  
3. 华商国际工程有限公司 北京 100069; 4. 捷通智慧科技股份有限公司 北京 100015)

**【摘要】** 针对我国北方农村和城郊非集中供暖地区的供暖和居住特点, 提出了新型空气源热泵供热装置, 该装置省去水循环回路, 同时保持辐射式供暖的热舒适性。根据传热过程相关理论, 选取压缩机定频率运行时相关实验数据对系统各传热过程的传热系数进行分析计算; 并对系统整体运行情况进行分析, 为该装置的进一步开发应用提供研究基础。

**【关键词】** 空气源热泵; 散热器; 传热系数; 多联

中图分类号 TB657.5/TU832 文献标识码 A

## Calculation and Analysis of the Heat Transfer Coefficient of the New Type Heat Pump Heating Device

Shao Yueyue<sup>1</sup> Wang Yueyue<sup>2</sup> Liu Yu<sup>3</sup> Jin Ying<sup>4</sup>

(1. Chinese Association of Refrigeration, Beijing, 100142; 2. China World Engineering Design Institute, Beijing, 100037;  
3. Huashang International Engineering Co., Ltd, Beijing, 100069; 4. Jietong Wisdom Technology Co., Ltd, Beijing, 100015)

**【Abstract】** According to the heating and residential characteristics of non-central heating areas in rural and suburban areas in northern my country, a heat pump-driven multi-heat pipe radiator device is proposed. The device eliminates the water circulation loop while maintaining the thermal comfort of radiant heating. According to the theory of heat transfer process, the relevant experimental data of compressor running at constant frequency are selected to analyze and calculate the heat transfer coefficient of each heat transfer process of the system; the overall operation of the system is analyzed to provide a research basis for the further development and application of the device.

**【Keywords】** air-source heat pump; radiator; surface heat transfer coefficient; multi-connection

作者(通讯作者)简介: 邵月月(1995-), 女, 助理工程师, E-mail: 1310494556@qq.com

收稿日期: 2021-12-12

## 0 引言

针对环境污染问题, 近年来我国积极采取应对措施, 其中“煤改电”政策的实施对京津冀重点地区PM2.5减排效果明显, PM2.5日均减少量分布在0.2~6.1 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ , 减少比例分布在1.2%~7.8%<sup>[1]</sup>。中国“煤改气”主要在北京、天津、河北、山西、山东等地开展, 2017—2019年“煤改气”合计削减散煤1.76亿吨, 截至2020年10月全国合计完成“煤改气”1643万户<sup>[2]</sup>。

在减排取得显著成效的背后是供暖技术的不断

提升, “煤改电”工程建设中主要应用热泵技术。热泵技术是一项能够充分应用可再生能源、提升建筑绿色标准的节能技术<sup>[3]</sup>。热泵机组每耗费1份高品位电能, 能够产出3~6份(甚至更高)高品位热能, 能够大幅提高对自然能源和可再生能源的利用效率<sup>[4]</sup>。目前, 相关领域的研究有: 刘志斌等<sup>[5]</sup>介绍了冷水相变能热泵和相变换热器的工作原理, 分析了相变换热器的冷水流量、中介水流量及冰层厚度对换热器传热系数的影响, 研究表明, 相变换热器传热系数的波动范围为0.52~0.63kW/( $\text{m}^2 \cdot \text{C}$ ),

通过该数据确定换热器两侧水流量和冰层厚度的最佳运行工况。戴恩乾等<sup>[6]</sup>提出一种新型太阳能驱动的吸收-喷射式热泵系统 (GAX-E), 结果表明, 标准工况下系统 COP 达到 1.52, 系统对直射辐射强度要求较高, 当太阳直射辐射辐照度不足 550W/m<sup>2</sup> 时, 制热效率不如槽式太阳能集热器直接加热高。郝英男等<sup>[7]</sup>研究了空气源热泵在北方寒冷地区的适用性, 针对严寒地区代表城市沈阳进行冬季采暖的测试试验, 结果表明, 稳定运行的测试期内, 室内平均温度为 18.8℃, 在极寒条件下 (室外最冷温度 -23℃) 室内温度也能维持在 18.5℃, 均可以满足北方地区冬季采暖要求, 测试期的制热性能系数 COP 为 1.73。

综上所述, 空气源热泵系统在供暖降耗方面仍具有较大的市场空间, 进一步对新型设备的开发、优化, 仍是供暖减排的关键。丁若晨等<sup>[8]</sup>对热泵驱动热管辐射供热一拖一系统进行研究, 研究表明, 热泵驱动热管式供热装置启动速度快, 散热器表面温度分布均匀, 系统制热 COP 最高达 4.1, 充分验证了热泵热管耦合供热系统的可行性。本文针对北方农村地区多房间供热需求, 提出了热管散热器串联供热装置, 散热器串联结构相比于并联结构系统更简单且不涉及制冷剂分流问题, 秉承着由简单到复杂的研究思路对该系统进行研究。本文将结合传热过程相关理论, 以压缩机定频率运行时相关实验数据对系统各传热过程的传热系数进行分析计算, 并分析系统整体运行情况, 为进一步开发应用提供理论基础。

## 1 新型供暖装置实验研究

### 1.1 实验系统

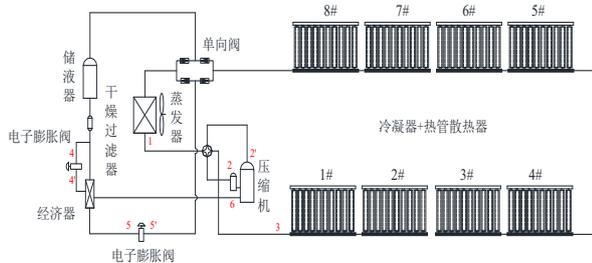


图 1 新型空气源热泵供热系统原理

Fig.1 Principle of the new air source heat pump heating system

图 1 所示为新型空气源热泵供热系统, 该系统是由室外侧和室内侧 (串联散热器) 两部分组成。室外侧由额定工况下输入功率为 2.2kW 的压缩机<sup>[9]</sup>、翅片管式蒸发器、轴流式风机、热力膨胀阀等构成。室外侧为 8 台串联热管散热器构成, 系统工质为 R410A。工作过程如下: 压缩机排出的高温高压制冷剂气体进入冷凝盘管, 通过冷凝盘管与热管散热器中的工质 (R134a) 换热, 冷凝盘管中冷凝后的制冷剂液体经节流后进入蒸发器, 在蒸发器中蒸发吸热变为制冷剂气体, 再一次被吸入压缩机。

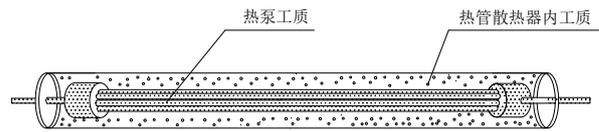


图 2 冷凝-蒸发器原理

Fig.2 Schematic diagram of the condenser-evaporator

图 2 所示为热管散热器底部结构, 热管散热器下集管部分实质上为冷凝-蒸发器。

### 1.2 测试方法

根据实验需求, 需要采集温度、压力、湿度、功率、流量等参数, 本实验通过使用安捷伦 34970A 进行数据采集, 温度传感器使用 PT100 及热电偶, 压力测试采用高精度 Huba 传感器, 制冷剂流量计采用首科实华的科式流量计。实验用仪器仪表性能参数如表 1 所示。

表 1 实验用仪器仪表性能参数

Table 1 Perimental instrument performance parameters

测量仪器	测量范围	测量精度
PT100	-150~150℃	±0.15℃
压力传感器	-0.1~4.5 MPa	±0.2%
数据采集器	0~100mA	±0.2 %
流量计	0~150 kg/h	±0.2%
功率计	0~5 kW	±0.5%

温度测点具体布置位置为: 在每台热管散热器的上、中、下位置装有温度传感器; 压缩机吸气口、排气口、室内/外温度测点均装有温度传感器; 各热管散热器端部以及压缩机吸排气口安装压力变送器。

通过温度测点及压力测点的布置来监测系统运行状态、热管散热器表面温度分布及变化情况、热管散热器内部压力变化及分布情况等。系统还将

流量计安装在储液器后的制冷剂主管路上, 可以最大限度的保证流经流量计的制冷剂为液态以提高测量精度。

### 1.3 实验方案

本实验将针对压缩机定频运行条件下系统的性能进行研究。运行工况如表2所示, 本实验在焓差室中进行, 控制室外侧相对湿度为50%, 实验测试阶段未发生室外机结霜现象。室内侧和室外侧温度稳定后开启供热装置, 同时开启数据采集系统。

表 2 测试工况

Table 2 Test conditions

室内温度/ ℃	室外干球温度/ ℃	室外湿球温度/ ℃	频率 /Hz
20	-10	-2	50/60/70/80

## 2 系统传热过程中传热系数的确定

根据传热过程相关理论及相关实验数据对系统各传热过程的传热系数进行分析计算。

### 2.1 自然对流换热表面传热系数

根据室内散热器表面温度和室内温度之差可以推导出散热器表面与空气换热过程的传热系数, 其中实验测试各个串联散热器表面平均温度分布情况如图3所示。由图3可知, 各串联散热器表面温度不同, 1#散热器表面温度最高, 2~8#温度相差较小; 压缩机不同运行频率下, 散热器表面温度不同, 随着压缩机运行频率的增大, 散热器表面温度升高。

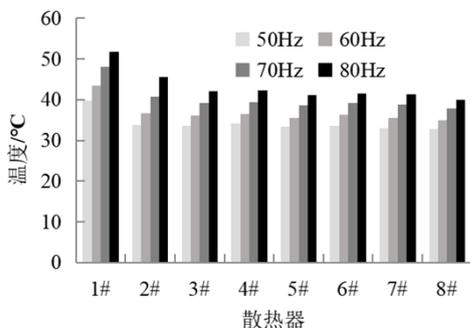


图 3 各散热器表面温度分布情况

Fig.3 Surface temperature distribution of radiators

在散热器散热过程中, 随着压缩机频率的变化总散热量中对流散热量占比不断变化, 具体分布如图4所示。

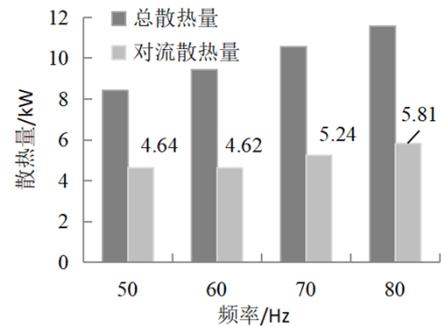


图 4 散热量随压缩机频率的变化

Fig.4 Variation of heat dissipation varies with the frequency of the compressor

在室内温度为20℃、室外温度为-10℃条件下, 压缩机运转频率为50、60、70、80Hz时, 系统总散热量(即总制热量)分别为8.42、9.44、10.57、11.58kW, 对流散热量分别为4.64、4.62、5.24、5.81kW。

对流换热表面传热系数 $h_c$ 由下式计算:

$$h_c = Q_c / A(T_b - T_s) \quad (1)$$

式中:  $h_c$  为对流换热表面传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $Q_c$  为自然对流散热量, kW;  $A$  为散热器总传热面积, 取  $26m^2$ ;  $T_b$  为散热器壁面温度,  $^{\circ}C$ , 计算中取固定频率下 8 片散热器平均温度;  $T_s$  为室内温度,  $^{\circ}C$ , 取  $20^{\circ}C$ 。

自然对流换热过程中不同压缩机频率下表面传热系数计算结果如图 5 所示。

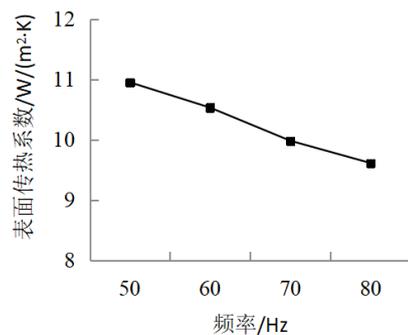


图 5 对流换热表面传热系数随压缩机频率的变化

Fig.5 Variation of surface heat transfer coefficient of convective heat transfer with compressor frequency

由图 5 可知, 热管散热器进行自然对流换热时表面传热系数随着系统运行频率变化而变化, 系统测试过程中压缩机运行频率范围在 50~80Hz 时,

50Hz 时表面传热系数最大达到 10.95W/(m<sup>2</sup>·K), 当压缩机运行频率为 80Hz 时表面传热系数最小也可达到 9.61W/(m<sup>2</sup>·K)。

### 2.2 凝结换热表面传热系数

冷凝器管束内部的凝结传热为横管束的膜状传热, 根据凝结换热计算公式对表面传热系数进行计算。系统散热量及表面平均温度、热泵冷凝温度分布情况如表 3 所示。热泵饱和温度下各参数取值及凝结换热表面传热系数如表 4 所示。

表 3 系统散热量及表面平均温度、热泵冷凝温度

Table 3 System heat dissipation, surface average temperature, heat pump condensation temperature distribution

频率/Hz	总散热量/kW	散热器表面平均温度/°C	热泵冷凝温度/°C
50	8.42	34.27	38.97
60	9.44	36.89	41.80
70	10.57	40.22	45.23
80	11.58	43.25	48.36

表 4 热泵饱和温度下各参数取值及凝结换热表面传热系数

Table 4 Parameter values and condensation heat transfer coefficient calculation results at the heat pump saturation temperature

热泵冷凝温度/°C	$r/$ (kJ/kg)	$\lambda_l/$ (W/(m·K))	$\rho_l/$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_l/$ (Pa·s)	$d/$ m	表面传热系数/ (W/(m <sup>2</sup> ·K))
38.97	164.73	0.0817	981.6586	0.000097	0.00952	4039.54
41.80	158.68	0.0802	963.9975	0.000093	0.00952	3802.85
45.23	150.86	0.0783	941.3085	0.000088	0.00952	3511.46
48.36	143.19	0.0767	919.1166	0.000084	0.00952	3290.13

由表 4 可知, 散热器内部冷凝盘管进行凝结换热时, 凝结换热表面传热系数随压缩机频率的变化而变化, 当系统测试过程中压缩机运行频率范围在 50~80Hz 时, 运行频率为 50Hz 时凝结换热表面传热系数最大, 为 4039.54W/(m<sup>2</sup>·K), 当压缩机运行频率为 80Hz 时表面传热系数最小也达 3290.13W/(m<sup>2</sup>·K)。

### 2.3 沸腾换热表面传热系数

冷凝器管束外部的沸腾换热表面传热系数按照大容器饱和和核态沸腾的无量纲关联式计算。

$$h_n = C_1 \left[ \frac{gr\lambda_l^3\rho_l^2}{\eta_l d(t_{s1} - t_{w1})} \right]^{1/4} \quad (2)$$

式中  $h_n$  为凝结换热表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $C_1$  为凝结换热参数, 取 0.729;  $r$  为制冷剂的汽化潜热, kJ/kg;  $g$  为重力加速度, 9.8m/s;  $\lambda_l$  为液体的导热系数, W/(m·K);  $\rho_l$  为液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\eta_l$  为液体的黏度, Pa·s;  $d$  为管内径, m;  $t_{s1}$  为热泵工质饱和温度, °C;  $t_{w1}$  为冷凝盘管内壁温度, °C。

$$h_f = C_2 \left[ \frac{gr\rho_v(\rho_l - \rho_v)\lambda_v^3}{\eta_l d(t_{w2} - t_{s2})} \right]^{1/4} \quad (3)$$

式中  $h_f$  为沸腾换热表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $C_2$  为沸腾换热参数, 取 0.62;  $\lambda_l$  为饱和液体的导热系数, W/(m·K);  $\rho_l$  为饱和液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_v$  为饱和气体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\eta_l$  为饱和液体的黏度 Pa·s;  $t_{s2}$  为散热器内工质饱和温度, °C;  $t_{w2}$  为冷凝盘管外壁温度, °C。

表 5 R134a 饱和温度下各参数取值及沸腾换热表面传热系数

Table 5 R134a values of various parameters at saturation temperature and heat transfer coefficient of boiling heat transfer surface

R134a 饱和温 度/°C	$r/$ (kJ/kg)	$\lambda_l/$ (W/(m·K))	$\rho_l/$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_v/$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v/$ (Pa.s)	$d/$ m	表面传热系数/ (W/(m <sup>2</sup> ·K))
38.78	164.46	0.01529	1152.5	48.2	0.000097	0.00952	464.93
41.78	161.27	0.01564	1139.9	52.4	0.000093	0.00952	463.64
45.21	157.51	0.01607	1124.9	57.7	0.000088	0.00952	464.77
48.34	153.94	0.01648	1110.6	63.1	0.000084	0.00952	467.67

由表 5 可知, 热管散热器内部工质在冷凝盘管外部进行沸腾换热时, 沸腾换热表面传热系数随着压缩机运行频率的变化而变化, 当系统测试过程中压缩机运行频率范围在 50~80Hz 时, 运行频率 60Hz 时沸腾换热表面传热系数最小为 463.64W/(m<sup>2</sup>·K), 当压缩机频率为 50、70Hz 时沸腾换热表面传热系数相当, 分别为 464.93、464.77W/(m<sup>2</sup>·K), 压缩机功率为 80Hz 时沸腾换热表面传热系数最大为 467.67W/(m<sup>2</sup>·K)。

### 2.4 热管散热器传热系数公式拟合

根据有限的实验数据对该形式的散热器内部总传热系数及外部自然对流换热表面传热系数在不同频率下变化规律其多项式拟合关系式如下:

热管散热器内部传热系数多项式拟合关系式为:

$$k_1 = 3.8 \times 10^{-3}x^2 - 0.6418x + 336.22$$

热管散热器外部自然对流换热表面传热系数多项式拟合关系式为:

$$k_2 = 1 \times 10^{-4}x^2 - 0.0619x + 13.75$$

实验值与公式计算值间的误差分析: 参考统计学知识, 根据可决系数  $R^2$  对误差进行计算,  $R^2$  为回归平方和与总离差平方和的比值,  $R^2$  值介于 0~1, 越接近 1, 回归拟合效果越好。上述热管散热器内、外传热系数拟合公式  $R^2$  值分别为 0.9986、0.9954, 整体拟合效果较优, 误差较小。

## 3 系统性能

对新型供热装置系统性能进行分析, 其中系统功耗  $W$  以给定工况下, 系统达到稳定运行状态时, 功率表所记录的功率数据为依据。

系统 COP 以达到稳定运行状态期间, 功率表所记录的功率和通过焓差计算得到的制热量, 根据式 (4) 进行计算:

$$COP_h = \frac{Q}{W} \tag{4}$$

图 6 所示为系统定频状态下稳定运行期间压缩机功率、COP 变化情况。由图 6 可知, 当设定室外温度 -10°C、室内温度 20°C, 系统定频状态稳定运行情况下, 系统各项性能参数变化情况如下: 系统运行功率随压缩机频率的增加而增加, 压缩机频率为 50Hz 时, 系统功率为 1.81kW, 当压缩机频率为 80Hz 时, 系统功率为 3.37kW。系统 COP 变化情况, 当仅变化压缩机频率时, 随着压缩机频率的上升, 系统 COP 呈现下降趋势, 当压缩机频率为 50Hz 时, 系统 COP 最高, 可高达 4.65, 当频率为 80Hz 时 COP 最低也可达 3.44。上述结果表明压缩机处于 50Hz 运行时系统性能较优, 但对应系统制热量较低, 因此该系统在实际运行中, 应综合考虑制热量与 COP 因素。

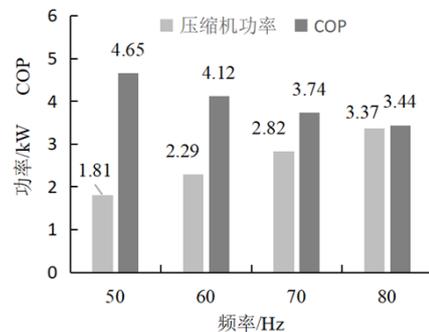


图 6 不同频率下系统各性能参数

Fig.6 System performance parameters at different frequencies

## 4 结论

本文针对新型空气源热泵供热系统,结合传热过程相关理论,选取压缩机定频率运行时相关实验数据对系统中各传热过程的传热系数进行分析计算,并进行公式拟合,主要结论如下:

(1) 当系统测试过程中压缩机运行频率为50~80Hz,系统与空气自然对流换热表面传热系数变化范围为9.61~10.95W/(m<sup>2</sup>·K);冷凝盘管内部凝结换热表面传热系数变化范围为3290.13~4039.54W/(m<sup>2</sup>·K);冷凝盘管外部下集管内部沸腾换热表面传热系数变化范围为463.64~467.67W/(m<sup>2</sup>·K)。

(2) 根据有限的实验数据对该种形式散热器的内部总传热系数及外部自然对流换热表面传热系数进行公式拟合,拟合结果误差较小,可为下一步研究提供参考。

(3) 当压缩机频率控制在50~80Hz时,随着运行频率的增加,系统功率呈增长趋势,系统COP呈下降趋势;当压缩机频率为50Hz时COP较高,但功率、系统制热量较低,因此该系统在实际运行中,应综合考虑制热量与COP因素。

## 参考文献:

- [1] 张茹婷,陈传敏,吴华成,等.京津冀“煤改电”对PM2.5浓度改善影响研究[J/OL]. 中国环境学,[2021-12-10]:1-11.
- [2] 李慧,张睿宁,徐金红.中国“煤改气”面临的挑战及对策建议[J].国际石油经济,2021,29(10):35-41.
- [3] 李素花,代宝民,马一太.空气源热泵的发展及现状分析[J].制冷技术,2014,34(1):42-48.
- [4] 柴沁虎,马国远.空气源热泵低温适应性研究的现状及进展[J].能源工程,2002,(5):25-31.
- [5] 刘志斌,岳远博,吴荣华.冷水相变能热泵系统及其传热性能[J].暖通空调,2020,50(10):94-98.
- [6] 戴恩乾,代彦军.太阳能驱动的吸收-喷射式热泵循环性能分析[J].太阳能学报,2021,42(11):111-116.
- [7] 郝英男,岳向吉,丁佳男,等.超低温空气源热泵在沈阳地区供暖的应用研究[J].制冷与空调,2021,21(9):75-80.
- [8] 丁若晨,许树学,马国远,等.热泵驱动热管式辐射供热装置的实验研究[J].制冷学报,2018,39(5):67-71.
- [9] GB/T 7725-2004,房间空气调节器[S].北京:中国标准出版社,2004.