

文章编号: 1671-6612 (2022) 02-196-07

新型带自然对流散热末端的热泵系统性能分析

党鹏飞 马国远 许树学

(北京工业大学环境与生命学部 北京 100124)

【摘要】 针对现有空调末端强制对流带来的不适的吹风感,以及暖气片二次换热降低能效的问题,提出了新型带自然对流散热末端的热泵系统的循环原理。并对此系统进行了模拟计算,分析末端换热情况和散热量的变化规律以及系统在不同工况下的运行特性。结果表明,新型自然对流散热装置中,自然对流散热量占总散热量的52.57~58.89%,辐射散热量占总散热量的41.11~47.43%。制热量和COP随蒸发温度的升高而升高,随冷凝温度的升高而降低。

【关键词】 自然对流; 热泵; 理论研究

中图分类号 TU83 文献标识码 A

Performance Analysis of a New Type of Heat Pump System with Natural Convection Heat Sink

Dang Pengfei Ma Guoyuan Xu Shuxue

(Faculty of Environment and Life, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 In order to solve the problems of the uncomfortable blowing sensation caused by the forced convection at the end of the existing air conditioning and the energy efficiency reduction caused by the secondary heat exchange of the radiator, a new cycle principle of the heat pump system with the natural convection heat dissipation end is proposed. The simulation calculation of the system is carried out to analyze the change rule of the terminal heat transfer and heat dissipation, as well as the operation characteristics of the system under different working conditions. The results show that the natural convection heat dissipation accounts for 52.57-58.89% of the total heat dissipation, and the radiation heat dissipation accounts for 41.11-47.43% of the total heat dissipation. The heating capacity and cop increase with the increase of evaporation temperature and decrease with the increase of condensation temperature.

【Keywords】 natural convection; heat pump; theoretical research

作者简介: 党鹏飞 (1997-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: dpf604778984@qq.com

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: 2021-07-14

0 引言

近年来,空气源热泵系统以其无污染、节能的优点得到了广泛的研究与应用。随着人们生活水平的不断提高,人们对室内舒适性的要求也越来越高^[1]。分体式空调作为传统的供暖末端之一,具有对室内动态热负荷适应性强的能力,但其带来的吹风感、噪声、垂直温度梯度无法避免。许多学者将目光转向了一种无吹风感、无噪声、无垂直温度梯度的供暖系统,即带自然对流散热末端。许可^[2]等对

以地板供暖作为散热末端的空气源热泵进行了研究,提出了采用蓄热体蓄热的方法。S Rasoul Asace^[3]等提出将空气源热泵与散热器集合的系统,研究表明,该系统可减少36%的能源消耗和23%的温室气体排放。

上述系统均是制冷剂将热量传递给水,水再将这些热量传递给室内空气,二次换热型式一定程度上降低了空气源泵系统的能效。Shuxue Xu^[4]等提出了一种以热管为散热器的空气源热泵(ASHPP)

的概念, 并进行了测试, 结果表明 ASHPP 系统的 COP 可达 4.35~4.64。邵索拉^[5]等提出了一种使用新型蓄热型直接冷凝式加热板的空气源热泵供热系统, 并进行了测试, 结果表明, 在室外空气温度为 8℃ 时, 系统 COP 高达 3.7。

针对现有空调末端强制对流带来的不适的吹风感, 以及暖气片二次换热降低能效的问题, 本课题组提出了一种利用自然对流进行散热的热泵系统^[6]。该系统一方面可以减小中间换热损失, 同时也使得系统更加简单可靠。本文针对此种带自然对流散热末端的热泵系统, 并对该系统的运行特性进行了模拟分析, 为后续试验提供参考。

1 系统原理

新型带自然对流散热末端的热泵系统装置如图 1 所示。热泵由压缩机、丝管式冷凝器、节流装置和蒸发器组成。工作过程为: 从压缩机排出的高温高压制冷剂气体通过丝管式冷凝器, 制冷剂冷凝放热并通过壁面与室内空气进行换热, 冷凝后的制冷剂经节流装置节流后进入蒸发器, 制冷剂在蒸发器中蒸发吸热, 然后再回到压缩机, 如此循环。制冷剂在丝管式冷凝器中是以自然对流和辐射的方式将热量传递给室内。

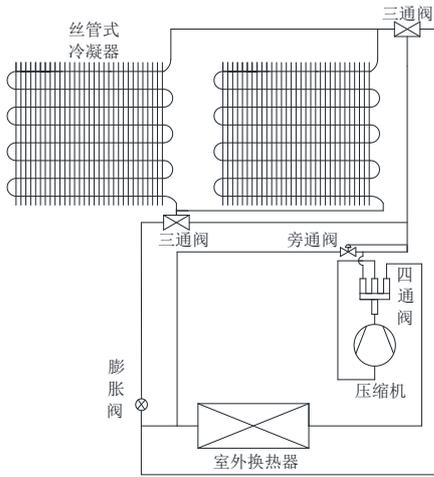


图 1 带自然对流散热末端的热泵系统装置

Fig.1 Heat pump system with natural convection heat dissipation end

2 传热过程与系统模型

2.1 热泵工作过程

制热量 Q :

$$Q = G(h_{进} - h_{出}) \quad (1)$$

式中: G 为制冷剂质量流量, kg/s; $h_{进}$ 、 $h_{出}$ 分别为冷凝器进出口的焓值, kJ/kg。

制热 COP:

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (2)$$

式中: W 为压缩机的输入功率, kW。

质量流量 G :

$$G = \lambda \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (3)$$

式中: V_{th} 为压缩机的容积输气量, m³/h, v_{suc} 为压缩机吸气口的制冷剂气体比容, m³/kg, λ 为容积效率。

2.2 冷凝器

假设: 制冷剂在冷凝器中的流动为一维流动, 不考虑压降; 不考虑管壁的轴向换热; 忽略管壁热阻; 不考虑空气侧污垢的热阻。

(1) 空气侧自然对流换热计算^[7]:

$$\alpha_{of} = 0.94 \frac{\lambda_a}{d_e} \left[\frac{(s_b - d_b)(s_w - d_w)}{(s_b - d_b)^2 + (s_w - d_w)^2} \right]^{-0.155} \times (Pr_f Gr_f)^{0.26} \quad (4)$$

式中: λ_a 为空气热导率, W/(m·K); 其定性温度 t_m 为环境空气温度 t_a 和壁面温度 t_w 的平均值, $t_m = (t_w + t_a)/2$ 。 t_w 是冷凝器管壁温度; d_e 为当量直径, m; s_b 为蛇管相邻管间距, m; d_b 为管外径, m; s_w 为钢丝节距, m; d_w 为钢丝直径, m; Pr_f 为空气的普朗特数, 定性温度为 t_m , Gr_f 为空气的格拉晓夫数, 定性温度为 t_m 。

$$Gr_f = \frac{g \beta \Delta t d_e^3}{\nu^2} \quad (5)$$

式中: g 为重力加速度, $g=9.81\text{m/s}^2$, β 为空气在 t_m 下的体积膨胀系数, 1/°C, Δt 为壁面温度 t_w 与环境温度 t_a 的温差, 即 $\Delta t = t_w - t_a$, ν 为在 t_m 时空气的运动粘度, m²/s。

当量直径 d_e :

$$d_e = s_b \left[\frac{1 + 2 \frac{s_b d_w}{s_w d_b}}{\left(\frac{s_b}{2.76 d_b} \right)^{0.25} + 2 \frac{s_b d_w}{s_w d_b} \eta_f} \right]^4 \quad (6)$$

式中, η_f 为肋片效率。肋片效率的变化并不大, 一般可取 0.85。

用于表示自然对流传热特征数的努塞尔数^[8] (Nusselt) 则为:

$$Nu = \left[0.60 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr_{air})^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (7)$$

与自然对流相关的无量纲参数瑞利数 (Rayleigh number) 则为:

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_r)d_b^3}{\nu_{air}^2} Pr_{air} \quad (8)$$

自然对流换热量为:

$$Q_c = \alpha_{of} * (t_w - t_a) A_0 \quad (9)$$

式中: A_0 为冷凝器外表面总有效换热面积, m^2 。

(2) 空气侧辐射换热计算

由于此种新型散热末端空气侧自然对流系数较小, 辐射换热占比重较大, 因此通过辐射换热的热量不能忽略。根据辐射换热原理, 可得冷凝器的辐射换热公式:

$$Q_r = 5.67\varepsilon A_0 \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right] \quad (10)$$

式中: ε 为冷凝器外壁面的黑度, 黑漆取 0.95; A_0 为冷凝器外表面总有效换热面积, m^2 ; T_w 为冷凝器外壁面的平均温度, K ; T_r 为空气的平均温度, K 。

将辐射换热热量 Q_r 写成与温差 $(t_w - t_a)$ 有关的表达式, 即:

$$Q_r = 5.67\varepsilon \frac{\left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right]}{t_w - t_a} (t_w - t_a) A_0 \quad (11)$$

(3) 空气侧总换热过程

通过以上计算可以得到总换热量为:

$$Q_{总} = Q_c + Q_r \quad (12)$$

(4) 制冷剂侧换热

对于新型散热末端, 其管内侧制冷剂与冷凝器内壁的换热与普通的水平管和垂直管均有较大差异, 传统的换热公式对其并不适用。因此采用下式对制冷剂侧内换热系数进行计算:

$$h_i = \frac{Nu\lambda_{ref}}{d_i} \quad (13)$$

与其对应的特征数的努塞尔数 (Nusselt) 表示为:

$$Nu = 0.023 Pr_{ref}^{0.4} Re_{ref}^{0.8} \quad (14)$$

普朗特 (Prandtl) 数则为:

$$Pr_{ref} = \mu_{ref} \frac{(C_p)_{ref}}{\lambda_{ref}} \quad (15)$$

雷诺 (Reynolds) 数则为:

$$Re_{ref} = \frac{4G}{\pi\mu_{ref}d_i} \quad (16)$$

式中: μ_{ref} 为制冷剂的动力粘度, $kg/m \cdot s$; $(C_p)_{ref}$ 为制冷剂的比热, $J/kg \cdot K$ 。

3 模拟流程及模型验证

3.1 模拟流程

本文采用的新型散热末端的结构尺寸如表 1 所示。

表 1 新型散热末端的主要结构尺寸

Table 1 Main structural dimensions of new heat sink

总长	管外径	管内径	管节距	钢丝直径	钢丝节距	钢丝总数
L/m	d_b/mm	d_i/mm	S_b/mm	d_w/mm	S_w/mm	$n/根$
11.9	4.5	3.5	45	1	4.8	108

使用文献[9]中提到的计算方法进行计算, 计算流程图如图 2 所示, 可知在额定工况下, 假定制热量为 9kW, 冷凝器需要 10.465 m^2 的总换热面积, 此时制冷剂可在冷凝器管道内充分冷凝, 进而将热量传递到室内。由上表可求得, 单片新型散热末端的换热面积为 0.5075 m^2 , 即选择新型散热末端 21 片最为适宜。

参考标准《房间空气调节器》^[10]中的工况本次对模型的计算采用以下参数作为计算条件:

(1) 以室内空气温度 18 $^{\circ}C$ 、20 $^{\circ}C$ 、22 $^{\circ}C$, 室内末端壁面温度从 25 $^{\circ}C$ ~50 $^{\circ}C$, 间隔 5 $^{\circ}C$ 进行计算。

(2) 循环计算制冷剂选用 R22, 蒸发温度范围为 -20 $^{\circ}C$ ~5 $^{\circ}C$, 冷凝温度范围为 25 $^{\circ}C$ ~45 $^{\circ}C$, 过冷度及过热度均取 5 $^{\circ}C$ 。压缩机选用某品牌涡旋压缩机, 额定吸气量为 7 m^3/h 、额定功率为 2kW。

(3) 压缩机指示效率、机械效率以及容积效

率的选取参考样机^[11]。

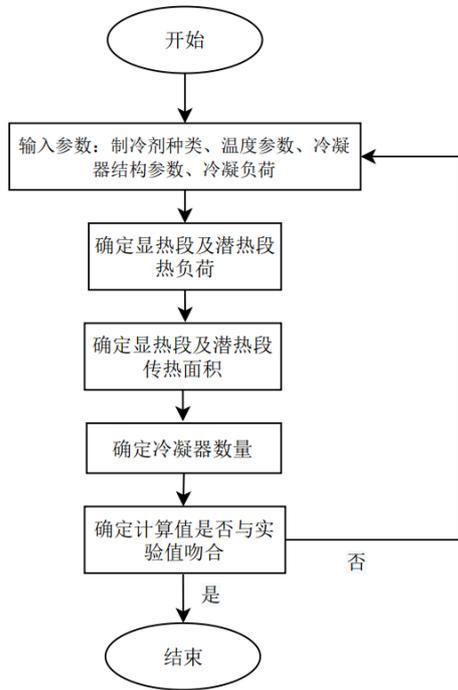


图 2 计算流程图

Fig.2 Calculation flow chart

3.2 模型验证

为了验证该模型的可靠性, 本文引用了文献 [12] 中的试验数据对模型进行验证, 其对比图如图 3 所示, 从图中可以看出, 在较低的壁面温度下, 文献中的实验值与数值模拟得到的模拟值的误差

在 8%, 而在在较高的壁面温度下, 文献中的实验值与数值模拟得到的模拟值的误差在 1%, 这表明了本文选用的数学模型的可靠性。

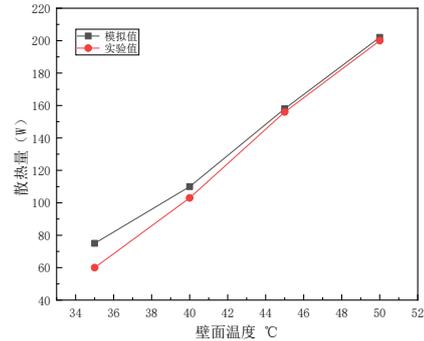


图 3 不同壁面温度下散热量模拟值与实验值对比

Fig.3 Comparison of simulated and experimental values of heat dissipation at different wall temperatures

4 模拟结果与分析

4.1 管内换热

根据上述模型, 对制冷剂管内侧换热进行计算, 其结果如表 2 所示。

由表 2 得出, 在其他条件一定的情况下, 随着冷凝温度的升高, 管内侧换热系数逐渐降低。当冷凝温度为 25℃ 时, 换热系数最大为 3122.72 W/m²·K; 当冷凝温度为 45℃ 时, 换热系数最小为 2618.46 W/m²·K。

表 2 冷凝器管内侧换热计算结果

Table 2 Calculation results of heat transfer inside condenser tube

冷凝温度/°C	μ kg/m·s	C_p J/kg·K	λ W/m·K	Re	Pr	Nu	h_i W/m ² ·K
25	0.000164	1256.8	0.0835	31423.53	2.474	430.89	3122.72
30	0.000155	1280.7	0.0812	31354.53	2.452	130.19	3020.45
35	0.000147	1307.7	0.0789	30950.75	2.435	128.49	2896.53
40	0.000139	1338.9	0.0766	30536.03	2.424	126.88	2776.77
45	0.000131	1375.5	0.0743	29503.42	2.420	123.35	2618.46

4.2 管外换热

根据以上模型对新型散热末端在不同壁面温度、不同室温条件下, 对流散热量与辐射散热分布规律进行分析。室内温度 t_{in} 分别为 18℃、20℃、22℃ 时, 新型散热末端在壁面温度不同时, 其自然对流散热量的变化如图 4 所示。由图可知, 新型散热末端的自然对流散热量随着壁面温度的升高而

增大。在壁面温度相同时, 室内温度越低, 丝管式冷凝器自然对流散热量越大。当室内温度从 18℃ 升高至 22℃ 时, 自然对流散热量降低了 15.59~65.69%。

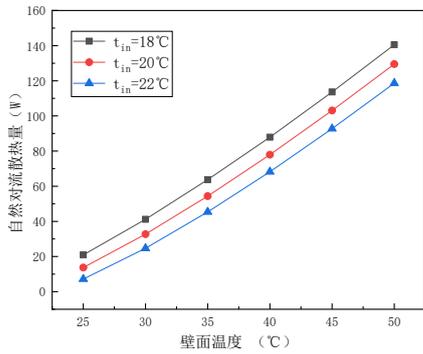


图4 自然对流散热量变化规律

Fig.4 Variation of natural convection heat transfer

室内温度 t_{in} 分别为 18°C 、 20°C 、 22°C 时，在壁面温度不同时，新型散热末端辐射散热量的变化如图 5 所示。由图可知，新型散热末端的辐射散热量随着壁面温度的升高而增大。在壁面温度相同时，室内温度越低，新型散热末端辐射散热量越大。当室内温度从 18°C 升高至 22°C 时，辐射散热量降低 $10.84\sim 56.27\%$ 。

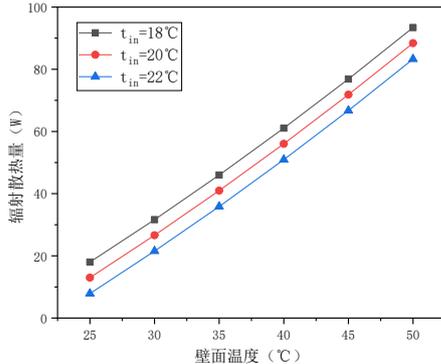


图5 辐射散热量变化规律

Fig5 The law of radiation heat dissipation

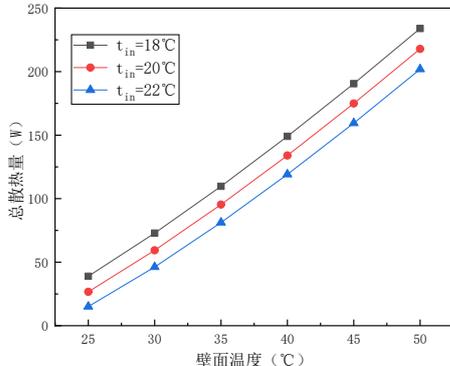


图6 总散热量变化规律

Fig.6 Variation of total heat dissipation

室内温度 t_{in} 分别为 18°C 、 20°C 、 22°C 时，壁面温度不同时，新型散热末端总散热量的变化如图

6 所示。由图可知，新型散热末端的总散热量随着壁面温度的升高而增大。在壁面温度相同时，室内温度越低，新型散热末端总散热量越大。当室内温度从 18°C 升高至 22°C 时，总散热量降低 $13.64\sim 61.22\%$ 。

在室内温度为 18°C 时，新型散热末端壁面温度在 $25\sim 50^{\circ}\text{C}$ 变化期间，自然对流散热量与辐射散热量的关系如图 7 所示。

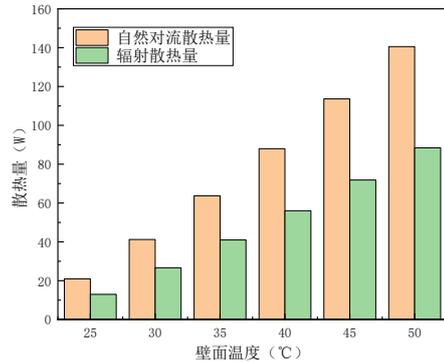


图7 散热量分配关系

Fig.7 The relationship of heat dissipation distribution

在新型散热末端散热过程中，自然对流散热量与辐射散热量所占比例相差不大，自然对流散热量均高于辐射散热量。计算表明，自然对流散热量占总散热量的 $52.57\sim 58.89\%$ ，辐射散热量占总散热量的 $41.11\sim 47.43\%$ 。

4.3 系统制热性能

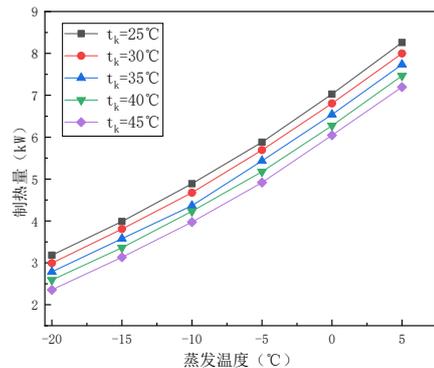


图8 制热量变化关系

Fig.8 The relationship of heating capacity change

系统在变工况下的理论制热量变化如图 8 所示。当蒸发温度 t_e 一定时，制热量随冷凝温度 t_k 的升高而降低；当冷凝温度一定时，制热量随蒸发温度的升高而升高。在五个不同冷凝温度下，随着蒸发温度从 -20°C 升高至 5°C ，制热量升高了 $61.30\sim 67.28\%$ 。在六组不同蒸发温度下，随着冷凝温度从

25℃升高至 45℃, 制热量降低了 12.84~26.00%。

理论功耗变化如图 9 所示。功耗随着冷凝温度 t_k 的升高而升高。功耗不完全随冷凝温度的升高而升高, 这是因为功耗与制冷剂循环流量、压缩机的机械效率以及指示功率的综合变化有关, 而这些参数与冷凝温度的变化关系较复杂, 从而导致各参数组合后出现此种情况。在六个不同蒸发温度下, 随着冷凝温度从 25℃升高至 45℃, 功耗升高了 14.20~43.73%。

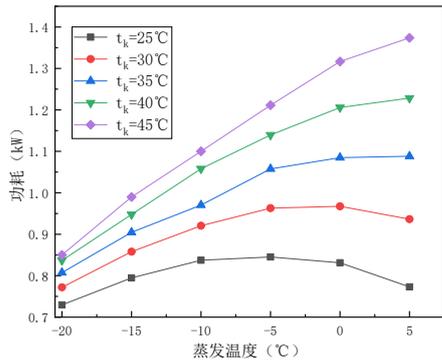


图 9 功耗变化关系

Fig.9 The relationship of power consumption variation

系统的 COP 变化如图 10 所示。当蒸发温度 t_e 一定时, 其 COP 随冷凝温度 t_k 的升高而降低; 当冷凝温度一定时, COP 随蒸发温度的升高而升高。在五组不同冷凝温度下, 随着蒸发温度从 -20℃升高至 5℃, COP 升高了 47.12~59.17%。在六组不同蒸发温度下, 随着冷凝温度从 25℃升高至 45℃, COP 降低了 36.50~50.97%。

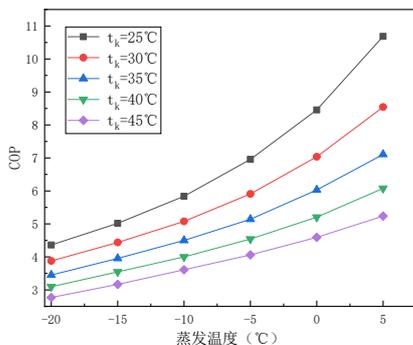


图 10 COP 变化关系

Fig.10 The relationship of COP change

制冷剂在冷凝器中需要将热量传递给壁面, 然后冷凝器壁面与室内空气温度产生温差从而进行换热, 因此冷凝器的散热量需要与压缩机的制热量相匹配。如图 11 为压缩机的制热量与不同片数末

端装置散热量的对比图。

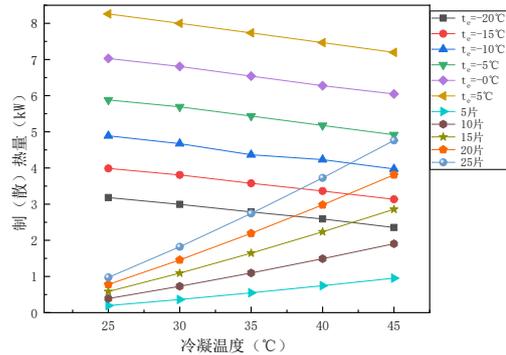


图 11 压缩机制热量与末端散热量匹配图

Fig.11 Matching diagram of heat of compression mechanism and end heat dissipation

对于北京地区其供暖季的温度较低, 低温可达到 -10℃以下, 室内温度会随室外温度降低而降低, 此时所需冷凝温度偏高。由图 11 可知, 以蒸发温度 -15℃, 冷凝温度 40℃~45℃时压缩机制热量为例, 当末端为 20 片时, 其散热量的曲线与热泵制热量产生交点, 这表明, 热泵制热量可以很好的通过换热器散出, 同时又能保证换热面积适当, 不会出现成本过高的情况。这与上述设计计算一致。

5 结论

本文介绍了新型带自然对流散热末端的热泵系统的循环原理, 针对北京地区冬季的气象条件, 通过建立数学模型, 研究了不同壁面温度、空气温度下, 自然对流散热和辐射散热的分配规律, 不同蒸发温度、冷凝温度下, 各参数的变化规律, 得到了以下结论:

(1) 对于此种新型散热末端, 其在不同冷凝温度下, 管内侧换热系数不同, 且随着冷凝温度的升高而降低。整体范围在 2618~3123W/m²·K 之间。

(2) 对于此种新型散热末端, 其自然对流散热量占总散热量的 52.57~58.89%, 辐射散热量占总散热量的 41.11~47.43%。自然对流散热量占比大于辐射散热量。

(3) 对于此种新型散热末端的热泵系统, 其制热量和 COP 随蒸发温度的升高而升高, 随冷凝温度的升高而降低。

(4) 此种新型散热末端 与压缩机制热量匹配较好的丝管式冷凝器片数为 20 片。

参考文献:

- [1] 周岳, 赵晓玥, 唐贝茗, 等. 采用自然对流换热的空气源热泵热水器实验研究[J]. 制冷技术, 2015, 35(2): 13-17.
- [2] 许可, 王树刚, 蒋爽, 等. 空气源热泵用于低温热水地板辐射供暖系统的模拟研究[J]. 制冷技术, 2014, 34(1): 12-17.
- [3] Asaee S R, Ugursal V I, Beausoleil-Morrison I. Techno-economic feasibility evaluation of air to water heat pump retrofit in the Canadian housing stock[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111(1): 936-947.
- [4] Shuxue Xu, Zihao Chu, Jianhui Niu, et al. Air source heat pump/heat pipe domestic room heating system: Design and experimental research[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 192: 116930.
- [5] 邵索拉, 张欢, 由世俊, 等. 带有蓄热型直接冷凝式加热板的空气源热泵系统性能研究[J]. 化工学报, 2020, 71(8): 3480-3489.
- [6] 马国远, 刘帅领, 许树学, 等. 一种模块式室内自然对流换热单元的热泵系统[P]. 北京: CN112833473A, 2021-05-25.
- [7] 揭基华. 冰箱用丝管式冷凝器的设计计算[J]. 制冷, 1994, (1): 47-50.
- [8] Djelloul Azzouzi, Merouane Kelkoui, Fouad Amaryoucef. Parametric study of the wire-on-tube condenser subcooling effect on the performance of vapor compression refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 122(25): 528-534.
- [9] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [10] GB/T 7725-2004, 房间空气调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [11] 金苏敏. 制冷技术及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [12] 胡夏萍, 林兆庄. 管线式冷凝器空气侧散热计算[J]. 工程热物理学报, 1997, (1): 81-84.

(上接第181页)

- [39] Wu S, Li T X, Wu M Q, et al. Highly thermally conductive and flexible phase change composites enabled by polymer/graphite nanoplatelet-based dual networks for efficient thermal management[J]. Journal of Materials Chemistry A, 2020, 8(38): 20011-20020.
- [40] Zhang Q L, Hua W Q, Feng J C. A Facile Strategy to Fabricate Multishape Memory Polymers with Controllable Mechanical Properties[J]. Macromolecular Rapid Communications, 2016, 37(15): 1262-1267.
- [41] Huang Y H, Cheng W L, Zhao R. Thermal management of Li-ion battery pack with the application of flexible form-stable composite phase change materials[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 182: 9-20.
- [42] Zhang Q, He Z B, Fang X M, et al. Experimental and numerical investigations on a flexible paraffin/fiber composite phase change material for thermal therapy mask[J]. Energy Storage Materials, 2017, 6: 36-45.
- [43] Zhang Q, Wu Y, Fang X M, et al. A recyclable thermochromic elastic phase change oleogel for cold compress therapy[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124: 1224-1232.