

直热式空气源变频热泵热水系统的特性分析

雷明镜¹, 张 华¹, 车 敏², 王 芳¹, 尤晓宽¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 海尔集团 技术中心, 青岛 266101)

摘要: 模拟分析了一种直热空气源变频热泵热水系统, 包括水箱模块与热泵模块的理论耦合特性和热泵系统在变工况下的运行特性, 并且比较了压缩机频率每变化 1 Hz 和冷凝温度每变化 1 °C 对系统的影响。模拟分析表明: 压缩机功率随环境温度变化的趋势为抛物线状, 在 20 °C 左右达到最高; 制热量与环境温度呈正线性相关; 热泵模块出热水流量随环境温度变化呈指数增长; 当压缩机有效容积和吸气系数等参数不变时, 制冷剂质量流量与环境温度呈正线性变化; 制热 COP 随环境温度呈指数增长, 随出水温度的升高而降低; 调节频率可以更有效地改善系统制热量, 而降低冷凝温度从而适当降低用水温度(如 42 °C), 可以更有效地降低功耗、增加出水流量。

关键词: 热泵热水器; 直热系统; 变频; 热工分析

中图分类号: TB 65 **文献标志码:** A

Characteristic Analysis of a Hot Water System with Direct-heated and Frequency-variable Air Source Heat Pump

LEI Mingjing¹, ZHANG Hua¹, CHE Min², WANG Fang¹, YOU Xiaokuan¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Technology Center, Haier Group, Qingdao 266101, China)

Abstract: The characteristics of a hot water unit with direct-heated and frequency-variable air source heat pump were analyzed, including the theoretical coupled characteristics of water tank module and heat pump module, the operation characteristics of the heat pump units in variable environment conditions and the comparative influences of compressor frequency and condensation temperature. The results show that the compressor input power changes along with the ambient temperature in a parabolic curve, and reaches the highest at 20 °C. Besides, the heat capacity is of linearly positive correlation with the ambient temperature and the outlet water flow has exponential relation to the ambient temperature. Moreover, when the effective volume coefficient and suction coefficient of the compressor keep constant, the refrigerant mass flow rate has linear and positive relationship with the ambient temperature. In addition, the heat COP is of exponential relation to the ambient temperature, and decreases with the outlet water temperature. It is concluded as well that the adjustment of compressor frequency can change heat capacity remarkably, and the decrease of condensing temperature can decrease the outlet water temperature (such as 42 °C) in a certain degree, thus decreases the compressor input power and increases the outlet water flow.

Keywords: heat pump water heater; direct-heated system; frequency-variable; thermal analysis

空气源热泵热水机组是利用电机驱动的蒸汽压缩循环,将空气中的热量转移到被加热的水中来制取生活热水,是一种备受关注的、新型的、高效的集热和转移能力的装置^[1-2].空气源热泵热水机组是在电、燃气、太阳能之后第四代热水器^[3-4].根据热泵热水装置相关国标,按其加热方式可以分为一次加热式、循环加热式和静态加热式热泵热水器^[5].目前,针对空气源热泵热水系统已有很多研究.通过实验比较,曹浩等^[6]和吕静等^[7]得出直热式热水机组较循环加热式和静态加热式运行能效比更高,等水时间更短;陈振豪等^[8]采用 RNG 非稳态模型,分析了在重力影响下热泵热水机组的水箱加热过程,认为合适的水箱设定温度可以提高热泵机组制热性能,并为水箱数值计算和理论分析提供基础. Kim 等^[9]采用集总参数法得出了水箱出水动态性能,水箱容积越小则瞬态性能降低越大,而大尺寸的水箱,由于蓄热引起的热量损失也较大,因此水箱的尺寸应综合考虑散热量和瞬态性能两个方面.

基于以上研究,本文提出了一种家用的直热式空气源变频热泵热水系统,对该新型系统的水箱模块与热泵模块进行耦合计算分析,并利用 CoolPack 软件模拟分析系统的变工况运行特性.

1 系统原理

设计的系统原理如图 1 所示,包括热泵模块和水箱模块两部分.其中,热泵模块采用传统变频空调设计,水箱模块为一个小容积、承压的缓冲水箱,主要起到减少压缩机启停、减缓直热的瞬态性能的作用^[9-10].相对于传统家用循环水单一的循环加热模式,直热式变频空气源热泵热水系统可以实现 4 种运行方式:a.直热模式,热泵模块开启,自来水流经水泵和水热换热器后,流向用户;b.水箱供水模式热泵模块关闭,自来水从水箱底部进入水箱,压着水箱里的水从顶部流出,供给用户;c.混流模式,热泵模块开启,自来水一部分流入水箱,一部分流入冷凝

器,混合后供给用户;d.循环加热,水泵以一定转速开启,热泵模块开启,用户端待机不用水时,给水箱里的水循环加热.

2 理论计算和模拟

按照以上所述的混流模式进行理论计算,即自来水总进水,一部分进入到冷凝器,一部分进入到水箱,冷凝器将一部分水加热后与水箱中的水混合达到目标温度,供给用户,并且得出总用水流量和温度与冷凝器流量和温度、水箱流量和储水温度、机组制热量等之间相互耦合的关系.计算时,根据系统特征和能量守恒,忽略漏热损失,忽略温度变化时密度和比热容的变化.

可得出系统(见图 1)中,冷凝器出水温度 t_h (°C)、自来水进入到冷凝器的流量 q_{vh} (m³/h)、自来水进入到水箱的流量 q_{vt} (m³/h)与热泵机组制热量 Q_k (W)、水箱储存水的温度 t_t (°C)、自来水进口温度 t_0 (°C)、总用水温度 t_u (°C)、总流量 q_v (m³/h)等的关系,即

$$t_h = t_t - \frac{(t_t - t_0)}{\frac{3\,600 Q_k}{(\rho c_p (t_t - t_u))} + 1} \quad (1)$$

$$q_{vh} = \frac{3\,600 Q_k}{\rho c_p (t_t - t_0)} + \frac{t_t - t_u}{t_t - t_0} q_v \quad (2)$$

$$q_{vt} = \frac{t_u - t_0}{t_t - t_0} q_v - \frac{3\,600 Q_k}{\rho c_p (t_t - t_0)} \quad (3)$$

式中: c_p 为水的平均比定压热容, J/(kg·K); ρ 为水的平均密度, kg/m³.

在循环加热式和静态加热式热水系统中,一次用水量为水箱储存热水的容量,即水箱容积.本系统中,一次用水量不仅与水箱容积有关,还与热泵机组制热能力有关,即与常规水箱相比,本系统中缓冲水箱具有增容的作用,因此需计算缓冲水箱容积相当的电加热水箱的容积.由于

$$V_e = q_v V / q_{vt}$$

故

$$V_e = \frac{V(t_t - t_0)}{(t_u - t_0) - \frac{3\,600 Q_k}{q_v \rho c_p}} \quad (4)$$

式中: V 为缓冲水箱容积, L; V_e 为缓冲水箱相当的电加热容积, L.

由理论计算可知,在用水温度、用水流量和自来水初始温度一定的情况下,热泵热水机组加热自来水的温度和流量与机组制热能力和水箱储存的热水温度有关,而与缓冲水箱的容积无关.在水箱容积和自来水进水温度不变的情况下,相当的电加热水箱

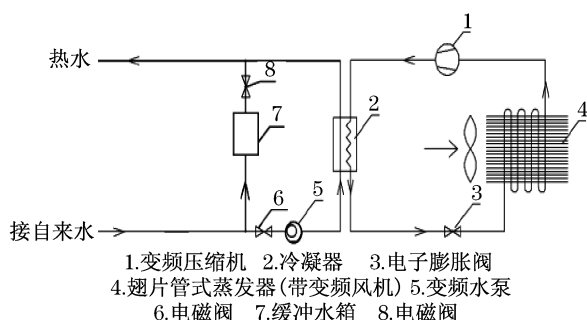


图1 系统原理图

Fig.1 Diagram of system

容积与机组制热量、水箱储水温度和用户用热水温度有关。

为进一步分析各参数的变化关系,对式(1)和式(2)求偏微分.在其他参数不变时,出热水流量和出热水温度、水箱出热水流量是一一对应的关系,下面将只对出热水流量进行分析。

求 q_{vh} 和 Q_k 的偏微分,可看出,由于水箱储水温度大于自来水进水温度,所以出热水流量 q_{vh} 随热泵制热量 Q_k 的增加而增大。

$$\frac{\partial q_{vh}}{\partial Q_k} = \frac{3\,600}{\rho c_p (t_t - t_0)} \quad (5)$$

$$\frac{\partial q_{vh}}{\partial t_t} = \frac{(t_u - t_0) q_v - \frac{3\,600 Q_k}{\rho c_p}}{(t_t - t_0)^2} \quad (6)$$

求 q_{vh} 和 t_t 的偏微分,当

$$Q_k \geq \frac{\rho c_p (t_u - t_0) q_v}{3\,600} \quad (7)$$

q_{vh} 与水箱温度无关,只与 Q_k 有关.此时,将式(7)代入式(3)可求出水箱流量为 0;将式(7)代入式(4)可求出相当的电加热容积为无穷大,即此时为直热模式,无限量供热水.当

$$Q_k < \frac{\rho c_p (t_u - t_0) q_v}{3\,600} \quad (8)$$

热泵出热水流量 q_{vh} 随水箱储水温度 t_t 的增大而增大,并与水箱出水 q_{vt} 混合后供给用户,这时系统采用混流模式。

这部分的分析可以得出系统水箱模块与热泵模块的耦合特点,确定在不同用水和环境工况下,系统运行模式是直热还是混流,以及混流时,水箱流量、水箱储水温度、冷凝器流量、冷凝器出水温度、机组制热量等之间的关系。

3 系统变工况特性

3.1 变工况模拟条件

本文用到丹麦科技大学能源工程系开发、并有一些学者对此完善的 CoolPack 软件,这个软件常被用来分析制冷循环的热力性能^[11],如国外学者 Leiper 等^[12],Venkataiah 等^[13]均利用这个软件模拟制冷循环中各参数的变化.对系统的模拟计算,有利于合理匹配压缩机频率、冷凝器进水量等,使机组高效运行^[14-15].模拟工况和模拟环境参数选取参考国标规定的环境工况^[5],模拟工况如表 1 所示。

考虑到影响机组性能的各种因素,分析变环境温度工况下,当冷凝温度不变,频率分别为 60, 80, 100 Hz 时和当频率为 80 Hz、冷凝温度分别为 44, 48, 57 °C 时,机组的运行特性.此外,还比较分析冷

凝温度与压缩机频率对机组性能的影响,即冷凝温度每变化 1 °C 和压缩机频率每改变 1 Hz 对机组参数的影响。

表 1 模拟工况

Tab.1 Simulated conditions

工况	环境干球温度/°C	环境湿球温度/°C	自来水温度/°C
高温工况	43	27	29
标准工况	20	15	15
低温工况	-7	-8	5
	35	24	20
其他工况	7	6	9
	2	1	7

3.2 变工况特性分析

3.2.1 频率对系统的影响

在冷凝温度为 44 °C、出水温度为 42 °C 工况下,图 2~5 分别表示压缩机耗功、制热量、热水出水流量和制冷剂循环流量随环境温度的变化.可以看出:

a. 由图 2~4 可知,在相同环境温度下,在 60~100 Hz 的变频范围内,压缩机的功率随频率的升高而增加,制热量随频率的升高而增大,出热水流量随频率的升高而增大,制冷剂循环质量流量随频率的升高而增大。

b. 在相同的频率下,由图 2 可知,压缩机功率先随环境温度的升高而升高,到 20 °C 左右达到最高,再随环境温度升高而降低,呈抛物线状.由图 3 可知,制热量随环境温度升高而升高,基本呈线性变化.由图 4 可知,出水流量随环境温度的升高而升高,环境温度越高出水流量升高得越快,呈现指数状增长.一是由于蒸发温度提高,压比降低;二是由于高温环境自来水温度高.循环制冷剂质量流量一般与压缩机的有效容积、转速、吸气系数、蒸发温度和吸气过热度有关^[16-18].从图 5 可以看出,当压缩机有效容积和吸气系数不变时,制冷剂质量流量随环境温度升高而升高,基本呈线性变化。

c. 将图 2 和图 4 中 3 条曲线对比可以看出,频率越高,环境对功率、出热水流量的影响越明显,而频率越低,环境对功率、出热水流量影响越相对平稳.这是因为频率越高,循环制冷剂的质量流量越大,环境温度改变时,功率和制热量改变越明显。

3.2.2 冷凝温度对系统的影响

在压缩机频率为 80 Hz 不变时,图 6~9 是冷凝温度分别为 44, 50, 57 °C 时,或出水温度分别为 42, 48, 55 °C 时,随着环境温度的变化,运行参数的变化特性.可以看出,图 6 中压缩机耗功随出水温度升高而升高,这是因为冷凝温度升高,压缩比增大,压缩功增大.由图 7 可以看出,制热量随出水温度升高而降低,随环境温度升高而升高.这是因为出水温度越

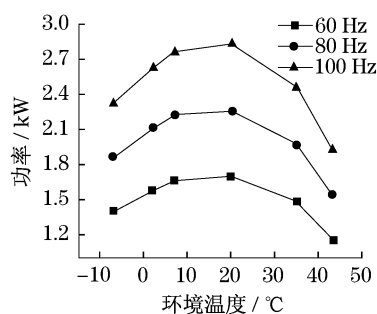


图2 变工况下不同频率的功率曲线

Fig.2 Power curve at different frequencies in variable working conditions

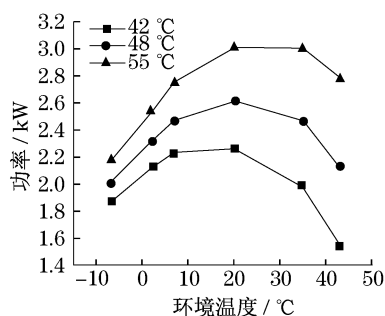


图6 变工况下不同出水温度的功率曲线

Fig.6 Power at different outlet water temperatures in variable working conditions

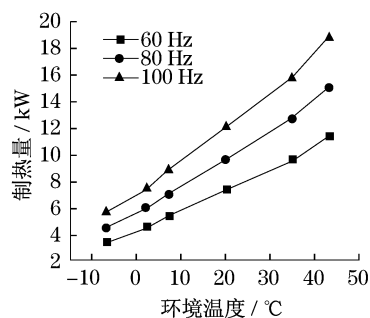


图3 变工况下不同频率的制热量曲线

Fig.3 Heat capacity at different frequencies in variable working conditions

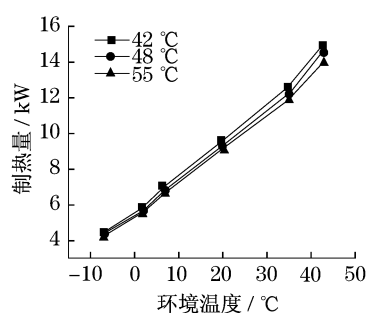


图7 变工况下不同出水温度的制热量曲线

Fig.7 Heat capacity at different outlet water temperatures in variable working conditions

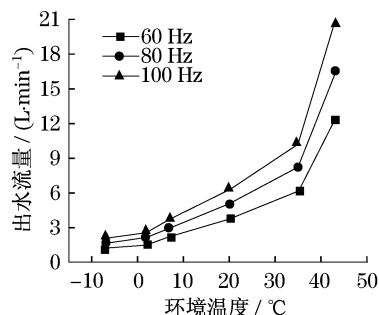


图4 变工况下不同频率的出水流量曲线

Fig.4 Outlet water flow at different frequencies in variable working conditions

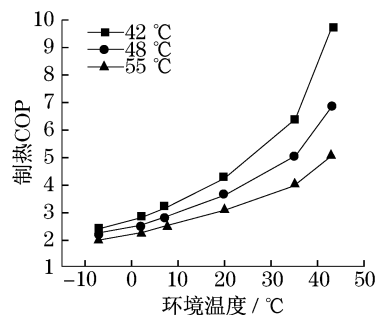


图8 变工况下不同出水温度的性能系数曲线

Fig.8 Heat COP at different outlet water temperatures in variable working conditions

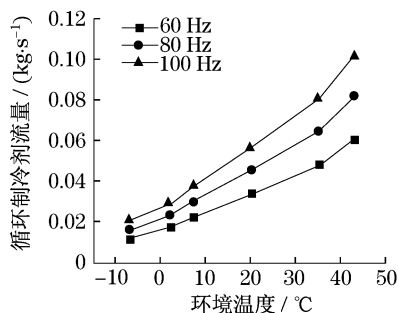


图5 变工况下不同频率的循环制冷剂质量流量曲线

Fig.5 Refrigerant mass flow at different frequencies in variable working conditions

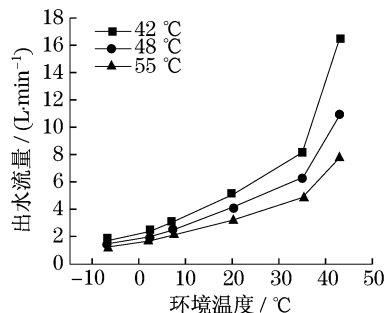


图9 变工况下不同出水温度的出水流量曲线

Fig.9 Outlet water flow at different outlet water temperatures in variable working conditions

高时,冷凝温度和压力增高,压比增大,制热性能降低,压缩机频率不变时,制热量减少.由图8可知,制热 COP 随环境温度的上升而上升,环境温度越高变化越明显,基本呈指数状变化;且制热 COP 随出水温度的升高而降低,环境温度越高随出水温度变化越明显.如表2所示,当出水温度从 42℃ 升高到 48℃ 时,标准工况、高温工况和低温工况下,制热 COP 分别降低了 0.64, 2.85 和 0.25. 这是因为环境温度越高,蒸发温度和压力越高,在冷凝温度从 44℃ 变化到 50℃ 时,循环压比变化越大,制热 COP 变化越明显.在图9中,出水流量随出水温度的升高

而降低,随环境温度的上升而上升,环境温度越高变化越明显,反之则越不明显.如表2所示,当出水温度从 42℃ 升高到 48℃ 时,标准工况、高温工况和低温工况下,出热水流量分别降低了 1.00, 5.83 和 0.26 L/min. 这是由 3 方面原因造成的:一是环境温度越高,蒸发温度和压力越大,在冷凝温度从 44℃ 变化到 50℃ 时,循环压比变化越大,制热性能变化越明显,出热水流量变化越大;二是环境温度越高,模拟的进水温度越高(见表1),被加热水的温升越小;三是,如图7所示,环境温度越高,压缩机频率不变时,系统制热量越高.

表2 频率不变时出热水流量和制热 COP 在不同工况下的对比

Tab.2 Comparison of outlet water flow and heating COP at constant frequency in different working conditions

出水温度/℃	标准工况		高温工况		低温工况	
	出热水流量/(L·min ⁻¹)	制热 COP	出热水流量/(L·min ⁻¹)	制热 COP	出热水流量/(L·min ⁻¹)	制热 COP
42	5.08	4.23	17.05	9.70	1.71	2.48
48	4.08	3.59	11.22	6.85	1.45	2.23
55	3.02	3.02	7.83	5.02	1.22	2.05

3.2.3 频率和冷凝温度对系统影响的比较

图10~12是在不同蒸发温度下,机组的频率在 60~100 Hz 范围内,冷凝温度在 44~57℃ 范围内运行,分析了频率每变化 1 Hz 和冷凝温度每变化 1℃ 对机组的功率、制热量和出热水流量的影响,进而比较频率和冷凝温度对系统参数的影响.

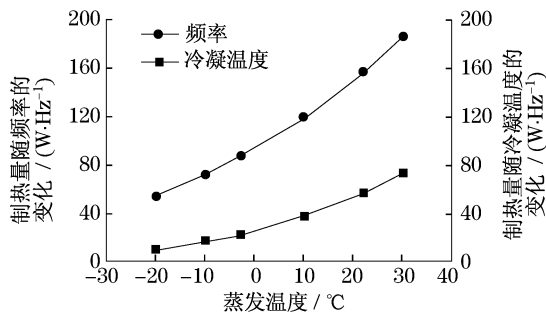


图10 变工况制热量变化与频率和冷凝温度的关系

Fig.10 Change of heat capacity along with the change of frequency or condensation temperature in variable working conditions

由图10可以看出,频率比冷凝温度对制热量的影响大,且变化量均随蒸发温度的升高而增大.如在蒸发温度 -20℃ 时,前者是后者的 5 倍;在蒸发温度 10℃ 时,前者是后者的 3 倍;高温环境,蒸发温度 30℃ 时,前者是后者的 2.5 倍.这是因为,吸气过热度不变时,蒸发温度越高,循环制冷剂的质量流量越大,频率或冷凝温度变化时,制热量变化量越大.另外,由图7可知,不同的冷凝温度下,制热量随环境

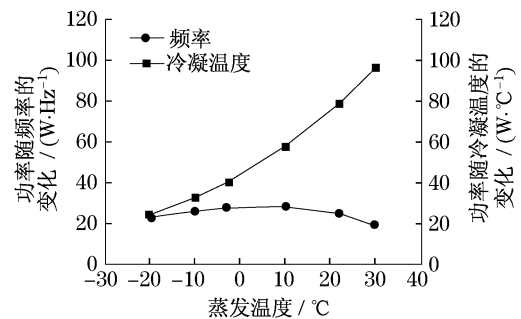


图11 变工况功率变化与频率和冷凝温度的关系

Fig.11 Change of power along with the change of frequency or condensation temperature in variable working conditions

温度的变化斜率变化很小.由图3可知,频率越高,制热量随环境温度的变化,斜率相比来说越大.因此,理论计算上,频率对制热量的影响高于冷凝温度所带来的影响.从循环特性上分析,压缩机频率变化 1 Hz,造成制冷剂循环质量流量、压缩机耗功变化带来的制热量的变化,比冷凝温度变化 1℃ 造成的循环压比、压缩机耗功等变化而带来的制热量变化更明显.

由图11可知,冷凝温度比频率对功率的影响大,功率变化量均随蒸发温度的升高而增大.如在蒸发温度 -20℃ 时,二者的影响几乎一样;在蒸发温度 10℃ 时,前者是后者的 2 倍;在高温环境,蒸发温度 30℃ 时,前者是后者的 5 倍.这是因为冷凝温度变化 1℃ 时,压比增大,压缩机做功增大,且由冷凝温度变化而造成的功率的变化大于由频率改变 1 Hz、循环制冷剂质量流量改变而造成的功率的增加.

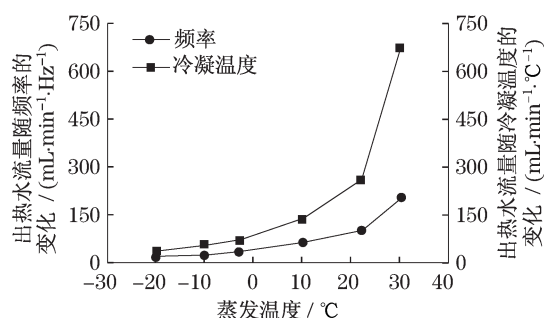


图12 变工况出水流量变化与频率和冷凝温度的关系

Fig.12 Change of water flow along with the change of frequency or condensation temperature in variable working conditions

由图12可知,冷凝温度比频率对出热水流量的影响大.如在蒸发温度 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,前者比后者增加70%;在蒸发温度 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,前者比后者增加120%;在高温环境,蒸发温度 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,前者比后者增加230%.这是因为出热水流量与被加热水的温升和制热量有关.一方面,冷凝温度的改变提高了换热温差,对出热水流量的影响比较大;另一方面,根据图10,蒸发温度越高,频率比冷凝温度对制热量的影响更大,在二者的相互作用下,出现如图12的结果.

4 结 论

分析了一个直热式空气源变频热泵热水系统变工况特性,得出以下结论:

a. 分析了热泵模块与水路模块的耦合,在不同的环境温度和用水工况下,确定系统直热或混流的运行模式;机组制热能力 $Q_k \geq \frac{\rho c_p (t_u - t_o) q_v}{3600}$ 时,直热运行无限供水.

b. 压缩机功率随环境温度变化趋势为抛物线状,在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右达到最高;制热量与环境温度呈正线性相关;热泵模块出热水流量随环境温度变化呈指数状增长;当压缩机有效容积和吸气系数等参数不变时,制冷剂质量流量与环境温度呈正线性变化;制热COP随环境温度呈指数状增长,随出水温度的升高而降低.

c. 比较分析了频率和冷凝温度对机组在不同工况下运行的功率、制热量和出热水流量的影响.可见,实际应用时,调节频率可以更有效地改善系统制热量,降低冷凝温度从而适当降低用水温度,如出水 $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,可以更有效地降低功耗、增加出水流量,并对系统控制和优化有一定的指导意义.

参考文献:

[1] Nekså P, Rekstad H, Zakeri G R, et al. CO₂-heat pump

water heater: characteristics, system design and experimental results [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(3): 172 - 179.

[2] Ji J, Chow T T, Pei G, et al. Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(5): 581 - 592.

[3] 李翔, 张旭, 倪龙, 等. 热泵热水器运行中常见问题分析及改进措施[J]. 建筑科学, 2010, 26(4): 106 - 109.

[4] 何俊杰, 江乐新. 空气源热泵热水机组除霜方式的研究[J]. 现代机械, 2007(1): 1 - 3.

[5] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 23137 - 2008 家用和类似用途热泵热水器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.

[6] 曹浩, 袁明征. 直热式空气源热泵热水机的技术分析[J]. 制冷, 2013, 32(3): 64 - 68.

[7] 吕静, 任莹莹, 杨杰, 等. 水箱水温对 CO₂ 热泵热水器性能影响的实验研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(6): 73 - 78.

[8] 陈振豪, 吴静怡, 陆平, 等. 空气源热泵热水器季节性实验及优化运行研究[J]. 能源技术, 2005, 26(3): 117 - 119.

[9] Kim M, Kim M S, Chung J D. Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(4): 415 - 421.

[10] 江乐新, 蒋佳利, 黎恢山. 空气源热泵直接式加热与循环式加热方式的比较[J]. 制冷空调与电力机械, 2008, 29(6): 58 - 61.

[11] Kyu L J, Hyuk N J, Yun H. The CoolPack have a saddle [P]. South Korea, KR20100131540A. 2010 - 12 - 16.

[12] Leiper A N, Hammond E C, Ash D G, et al. Energy conservation in ice slurry applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1/2): 1255 - 1262.

[13] Venkataiah S, Rao G V. Analysis of alternative refrigerants to R22 for air-conditioning applications at various evaporating temperatures [J]. International Journal of Engineering Research and Applications, 2014, 4(3): 39 - 46.

[14] 王涛, 郭志敏, 刘颖, 等. 基于系统仿真的高温行车空调器性能分析与实验研究[J]. 上海理工大学学报, 2007, 29(4): 321 - 324.

[15] 朱丽霞, 张华, 王艳庭, 等. 直流变频跨临界 CO₂ 热泵热水器的性能试验研究[J]. 流体机械, 2012, 40(4): 73 - 76.

[16] 吴业正, 李红旗, 张华. 制冷压缩机[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2011.

[17] 陶宏, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 变制冷剂流量制冷循环性能与气液两相流型的研究[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(6): 521 - 524.

[18] 顾开春, 吴兆林, 周志刚, 等. 斜盘式压缩机运用经济器循环的节能分析[J]. 上海理工大学学报, 2004, 26(2): 126 - 128.

(编辑: 丁红艺)