

同时供冷供热的 CO₂ 双级压缩热泵循环性能研究

刘 雄^{1,2}, 刘 珂¹, 姜乔乔¹, 郭浩波³

(1. 西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 陕西 西安 710055; 2. 西部建筑科技国家重点实验室(筹),
陕西 西安 710055; 3. 新时代(西安)设计研究院有限公司, 陕西 西安 710055)

摘 要:提出了一种同时供冷、供热的 CO₂ 双级压缩热泵循环, 它能够实现冷热量的同时独立调节; 并通过实际案例, 理论分析了不同中间温度、热水加热器入口水温、回热器出口过热度以及制冷剂质量流量系数下新循环的性能, 考察了高压压缩机最佳排气压力的影响因素。

关键词:二氧化碳; 双级压缩; 热泵; 性能

中图分类号: TU834.9

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2012)01-0126-06

随着经济的发展和人们生活水平的提高, 目前在夏季, 日常生活中的许多领域同时存在着供冷和供热的需求, 如宾馆、餐馆、医院等, 另外, 在食品加工等工业领域也大量存在着这样的需求; 为了满足这种需求, 当前比较节能的技术方案是: 采用具有热回收功能的制冷机或空调机组, 在制冷的同时, 依靠所回收的冷凝热来满足热负荷的需求, 但这一方案在实际使用过程中, 还存在着缺陷: 其供热量受制冷量的制约, 只能用于制冷量大, 而供热量小的场合; 对于所回收的冷凝热不能满足热负荷需求的场合, 必须有辅助热源, 目前常用的辅助热源是: 热泵热水器、电加热器或燃油燃气锅炉; 众所周知, 采用热泵热水器会增加初投资, 而采用电加热器或燃油燃气锅炉, 不但会增加初投资, 而且使用电、燃油或燃气供热, 如提供生活热水, 则会导致整个系统的一次能源使用效率降低, 因此, 对于这种热负荷大, 而制冷负荷小的场合, 必须有更经济、更节能的方案, 本文针对这种实际需求, 提出了一种冷热量可同时独立调节的双级压缩热泵循环, 并进行了理论分析和计算。依据这一循环所设计的制冷机, 只能用于热负荷大, 而制冷负荷小的场合或设备中, 例如: 水环热泵空调系统中具有大量生活热水需求的内区用户(如: 理发店、餐馆等)、冰箱与热泵热水器一体化的冰箱热水器、多功能空调热泵热水器; 但可以预见: 在上述应用中, 多功能空调热泵热水器将是这一循环未来的主要应用之处, 众所周知, 目前常见的多功能空调热泵热水器在夏季使用时, 只能依靠制冷兼热回收循环来满足用户的同时制冷和生活热水需求, 在盛夏时间段使用时, 依靠热回收通常都能满足用户的生活热水需求, 但在夏初夏末使用、需要连续制冷而冷负荷又较小时, 一般都不能满足使用要求, 所以必须有辅助热源, 但如果多功能空调热泵热水器除了能实现制冷兼热回收循环以外, 还能够实现本文所提出的双级压缩热泵循环, 则在夏初夏末时间段使用时, 也能够同时满足用户的制冷和生活热水需求, 故可以不再需要设置辅助热源。既能实现制冷兼热回收循环, 又能实现本文所提出循环的多功能空调热泵热水器的几种方案参见文献[10-12]。

1 双级压缩热泵循环原理及热力计算

1.1 循环的工作原理

如图 1 所示为本文所研究循环的原理图, 蒸发器 E 用于生产冷冻水, 热源侧换热器 D 用于从低温热源(如: 水或土壤)中吸取热量, 生产冷冻水所产生的冷凝热、以及从低温热源中吸取的热量, 通过热水加热器 C 生产生活热水; 第二节流阀 J 用于控制通过蒸发器 E 的 CO₂ 流量; 第三节流阀 K 用于控制通过热源侧换热器 D 的 CO₂ 流量; 第一节流阀 H 用于 CO₂ 的第一级节流, 工作过程中, 根据该节流阀前的

收稿日期: 2011-05-24 修改稿日期: 2011-09-12

基金项目: 陕西省教育厅专项基金项目(2010JK646)

作者简介: 刘 雄(1963-), 男, 江西宜春人, 副教授, 工学硕士, 主要从事制冷及热泵系统研究。

CO₂ 温度,调节它的开度,使第一级节流后的 CO₂ 处于亚临界过冷区,故可保证进入储液器 I 中的 CO₂ 处于液态,因此,储液器 I 可用于调节循环过程中的制冷剂流量.当使用水作为过冷器 F 中的冷却介质时,由于水的温度较低,因此上述条件的满足不存在技术障碍,本文的分析和研究都是基于上述条件.如图 1 所示,本文所研究循环的工作流程如下:

CO₂ 制冷剂从高压压缩机 B 排气口出来后,依次经过热水换热器 C、过冷器 F、回热器 G 高压侧,进入第一节流阀 H 被节流,节流后变成亚临界状态下的制冷剂过冷液体,进入储液器 I,制冷剂过冷液体从其中出来后被分成两路,一路经第二节流阀 J 节流后,变成低温低压的气液两相混合物,依次经过蒸发器 E、回热器 G 低压侧、低压压缩机 A 入口、低压压缩机 A 排气口,进入高压压缩机 B 入口端管道,另一路经第三节流阀 K 节流后,变成中温中压的制冷剂,经过热源侧换热器 D,也进入高压压缩机 B 入口端管道,两路制冷剂在高压压缩机 B 入口端管道混合后,再进入高压压缩机 B 入口端,至此完成一次同时供冷供热的双级压缩热泵循环.

图 2 所示是该循环的压—焓图,从图 2 可知:该循环实质上是将常规的制冷循环和热泵循环溶合于一体,在整个循环过程中,蒸发器 E 中的蒸发温度 t_e 取决于冷冻水温度,热水加热器 C 出口 CO₂ 制冷剂的温度取决于其入口水温 t_c ,而热源侧换热器 D 中的中间温度 t_{10} 则取决于低温热源温度;工作过程中,通过分别调节高、低压压缩机的转速,该循环能够按用户的需要同时制冷和生产热水,因此,可以实现冷热量的同时独立调节.

1.2 循环的热力计算方法

计算时,设通过高压压缩机 B 和热水加热器 C 的制冷剂质量流量为 q_m ,通过低压压缩机 A 和蒸发器 E 的制冷剂质量流量为 q_{m1} ,通过热源侧换热器 D 的制冷剂质量流量为 q_{m2} ,由质量平衡可知: $q_m = q_{m1} + q_{m2}$;如果整个循环过程中,不考虑蒸发器 E 出口制冷剂的过热,则由图 1 和图 2 可导出整个循环的热力计算方法如下.

$$(1) \text{ 制冷量 } Q_0: Q_0 = (h_9 - h_8) q_{m1} \text{ kW} \quad (1)$$

$$(2) \text{ 供热量 } Q_c: Q_c = (h_4 - h_5) q_m \text{ kW} \quad (2)$$

(3) 压缩机消耗的功率 N_t :

$$N_t = (h_2 - h_1) q_{m1} + (h_4 - h_3) q_m \text{ kW} \quad (3)$$

其中:

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / \eta_i \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

$$h_3 = (h_2 \times q_{m1} + h_{11} \times q_{m2}) / q_m \text{ kJ/kg} \quad (5)$$

$$h_4 = h_3 + (h_{4s} - h_3) / \eta_i \text{ kJ/kg} \quad (6)$$

$$\eta_i = 0.977 - 0.092(P_r/P_s)^{0.714} \quad (7)$$

$$\alpha = q_{m1} / q_m; \quad (8)$$

$$(4) \text{ 性能系数 } COP: COP = (Q_0 + Q_c) / N_t \quad (9)$$

式中, h_{2s} 、 h_{4s} 分别为低压压缩机 A、高压压缩机 B 绝热压缩过程的排气状态点焓; P_r 、 P_s 分别为压缩机的

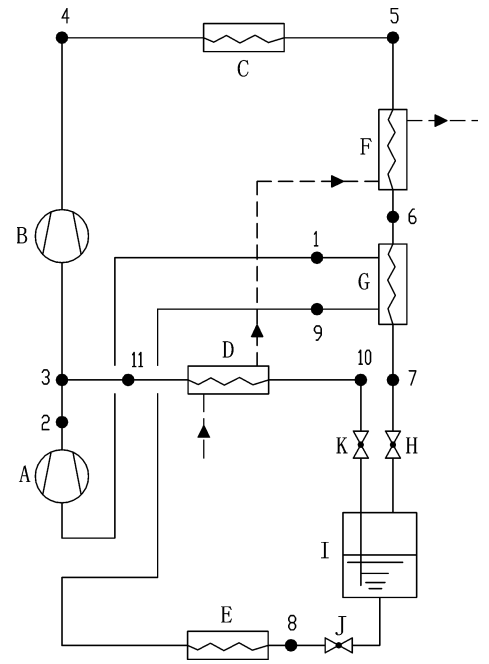


图 1 双级压缩热泵循环工作原理图
A—低压压缩机, B—高压压缩机, C—热水加热器, D—热源侧换热器, E—蒸发器, F—过冷器, G—回热器, I—储液器, H—第一节流阀, J—第二节流阀, K—第三节流阀

图 1 双级压缩热泵循环工作原理图

Fig. 1 Diagram of two-stage compression heat pump cycle

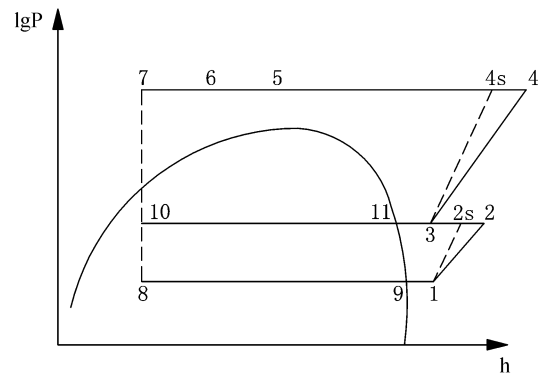


图 2 双级压缩热泵循环的压—焓图

Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram of two-stage compression heat pump cycle

排气压力和吸气压力; α 为流量系数; η_i 为压缩机的指示效率^[14].

2 循环性能计算和分析

工作时,设热水加热器 C 中水和 CO_2 之间的最小传热温差为 5°C ,过冷器 F 中水和 CO_2 之间的最小传热温差为 3°C ;流经热源侧换热器 D 的冷却水温降为 5°C ,且其出口 CO_2 的过热度为 2°C ;此时,工作过程中,各工作参数对双级压缩热泵循环性能系数 COP 的影响如图 3 至 7 所示.

图 3、4 所示为在不同的热源侧中间温度 t_{10} 下,高压压缩机 B 排气压力 P_r 对 COP 和高压压缩机 B 排气温度的影响;分析时,取回热器 G 低压侧出口 CO_2 的过热度 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ 、热水加热器 C 入口水温 t_c 为 35°C 、蒸发器 E 中的蒸发温度 $t_e = 4^\circ\text{C}$ 、流量系数 $\alpha = 0.5$. 由图 3 可知,在相同的热源侧中间温度 t_{10} 下, COP 存在着一个峰值,峰值所对应的排气压力 P_r 为高压压缩机 B 的最佳排气压力;当排气压力低于该最佳压力时,随着排气压力的增加,循环的 COP 增大,当排气压力高于该最佳压力时,随着排气压力的增加,循环的 COP 逐步降低. 另外,由图 3 还可知:虽然热源侧换热器 D 中的中间温度 t_{10} 对循环性能 COP 有较大的影响,但对最佳排气压力影响不大;如图 3 所示,当中间温度 t_{10} 由 12°C 升高到 17°C 时,在相同排气压力下其 COP 最大增幅为 5% ,而最佳压力几乎没变,维持在 9.6 MPa 左右. 由图 4 可知,在相同的排气压力下,排气温度随着热源侧中间温度 t_{10} 的升高而下降.

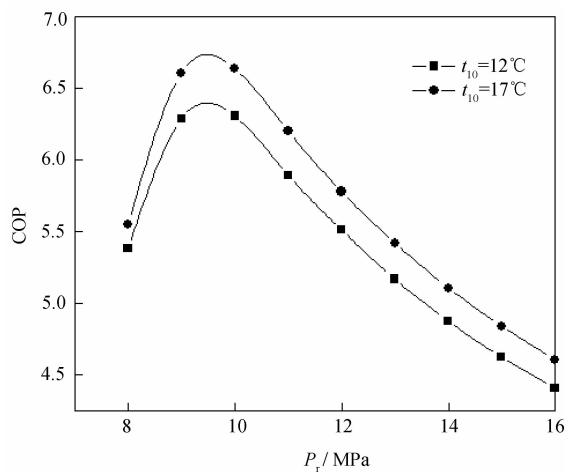


图 3 t_{10} 、 P_r 对 COP 的影响

Fig. 3 Influence of t_{10} and P_r on COP

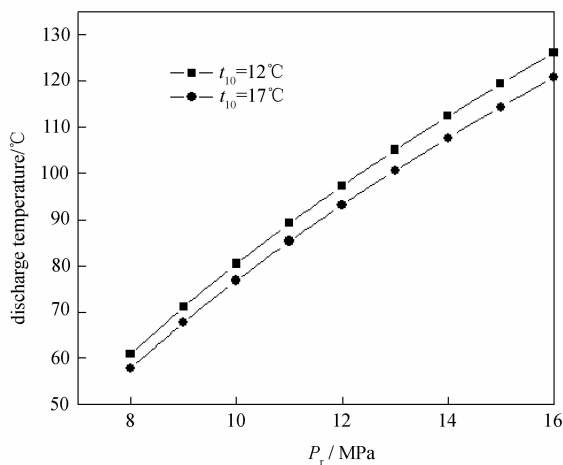


图 4 t_{10} 、 P_r 对排气温度的影响

Fig. 4 Influence of t_{10} and P_r on discharge temperature

图 5 所示为在不同热水加热器 C 入口水温 t_c 下,高压压缩机 B 排气压力 P_r 对 COP 的影响. 分析时,取回热器 G 低压侧出口过热度 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ 、热源侧中间温度 $t_{10} = 17^\circ\text{C}$ 、蒸发器 E 中的蒸发温度 $t_e = 4^\circ\text{C}$ 、流量系数 $\alpha = 0.5$. 由图 5 可知:热水加热器 C 入口水温 t_c 对循环性能 COP 和高压压缩机 B 的最佳排气压力都有较大的影响. 在相同的排气压力下,入口水温 t_c 升高,则 COP 下降. 而最佳排气压力随着入口水温 t_c 的降低向低压侧移动,如当入口水温 t_c 为 45°C 时,最佳压力在 11.2 MPa 左右;当入口水温 t_c 为 35°C 时,最佳压力移动到了 9.6 MPa 左右;而当入口水温 t_c 为 25°C 时,已不存在最佳压力值. 进一步的研究表明:过冷器 F 入口制冷剂存在着一个特征温度,该特征温度位于 $(30 \sim 35)^\circ\text{C}$ 之间. 当过冷器 F 入口制冷

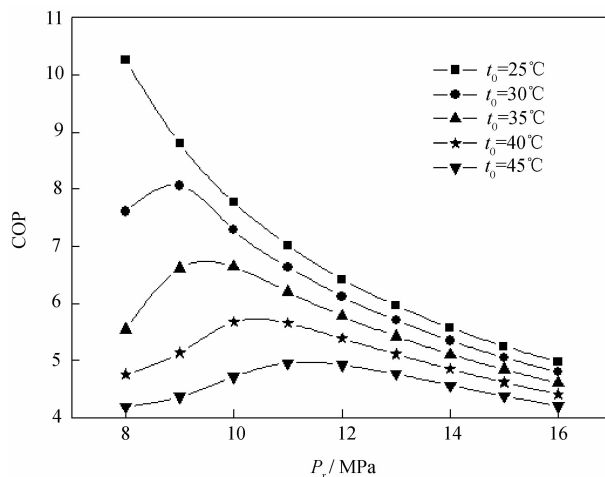


图 5 t_c 对 COP 和最佳排气压力的影响

Fig. 5 Influence of t_c on COP and optimum exhaust pressure

剂温度低于该特征温度时,随着排气压力的升高,其 COP 值下降,COP 不会出现峰值,如图 5 所示。

回热器 G 出口过热度 Δt 对循环性能 COP 和高压压缩机 B 排气温度的影响如图 6、7 所示。分析时,取热水加热器 C 入口水温 t_c 为 35℃、热源侧中间温度 $t_{10}=17^\circ\text{C}$ 、蒸发器 E 中的蒸发温度 $t_e=4^\circ\text{C}$ 、流量系数 $\alpha=0.5$ 。

由图 6 可知:1)回热器 G 出口过热度 Δt 对高压压缩机 B 最佳排气压力 P_r 的影响不大,当过热度 Δt 在 5℃ 至 15℃ 之间变化时,最佳排气压力基本维持在 9.6 MPa 左右。2)过热度对循环性能的影响较大,循环性能系数 COP 随着过热度的升高先增大后减小;以图 6 中计算工况为例,在最佳排气压力附近,当取 $P_r=10$ MPa 时,如回热器过热度 $\Delta t=5^\circ\text{C}$,则 $\text{COP}=6.64$;如回热器过热度 $\Delta t=10^\circ\text{C}$,则 $\text{COP}=7.14$;而当回热器过热度 $\Delta t=15^\circ\text{C}$ 时,COP 仅为 6.54。

总的来看,适当的过热度对系统循环性能 COP 是有利的,但应受到压缩机排气温度的限制。过高的排气温度将使得压缩机润滑油发生碳化,从而影响机组的正常运行,一般情况下,应使压缩机排气温度低于 130℃。由图 7 可知:回热器 G 出口过热度 Δt 对压缩机排气温度的影响并不十分显著;在相同的排气压力下,过热度 Δt 越大,则排气温度越高,但升高的幅度并不大。以图 7 中的计算工况为例,当排气压力 $P_r=9$ MPa, $\Delta t=5^\circ\text{C}$ 时,排气温度为 67.7℃,当过热度分别升高为 10℃ 和 15℃ 时,则排气温度分别为 68.8℃、73.2℃,因此,在确定回热器 G 出口过热度 Δt 时,应综合考虑循环的性能系数和压缩机的排气温度,从而保证即能获取较高的热水温度,又能使热泵循环在较高的性能系数下正常运行。

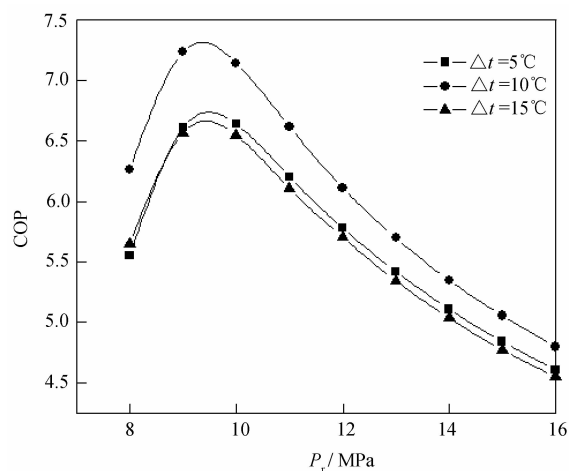


图 6 过热度 Δt 对 COP 和最佳排气压力的影响

Fig. 6 Influence of Δt on COP and optimum exhaust pressure

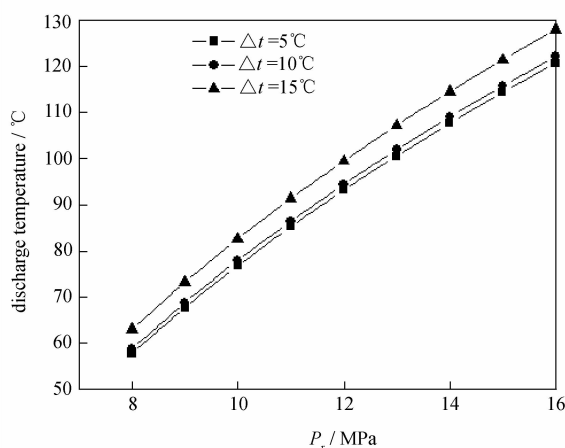


图 7 过热度 Δt 对压缩机排气温度的影响

Fig. 7 Influence of Δt on compressor's discharge temperature

流量系数 α 对循环性能 COP 的影响如图 8 所示。必须指出的是:当 $\alpha=1$ 时,同时供冷供热的双级压缩热泵循环转变为制冷兼全热回收循环,此时, $q_{m2}=0$ (即通过热源侧换热器 D 的制冷剂流量为零), $q_m=q_{m1}$ 。分析时,取热水加热器 C 入口水温 t_c 为 35℃、热源侧中间温度 $t_{10}=17^\circ\text{C}$ 、蒸发器 E 中的蒸发温度 $t_e=4^\circ\text{C}$ 、回热器 G 出口过热度 $\Delta t=5^\circ\text{C}$ 。由图 8 可知:1)流量系数 α 对最佳排气压力的影响较小,随着流量系数 α 的升高,高压压缩机 B 的最佳排气压力缓慢地向低压侧移动;以图 8 中所述的计算工况为例,当流量系数 $\alpha=0.1$ 时,最佳排气压力为 10 MPa 左右,而当流量系数 α 分别 0.5 和 0.9 时,最佳排气压力逐步降低为 9.6 MPa 和 9.1 MPa 左右。2)流量系数 α 对

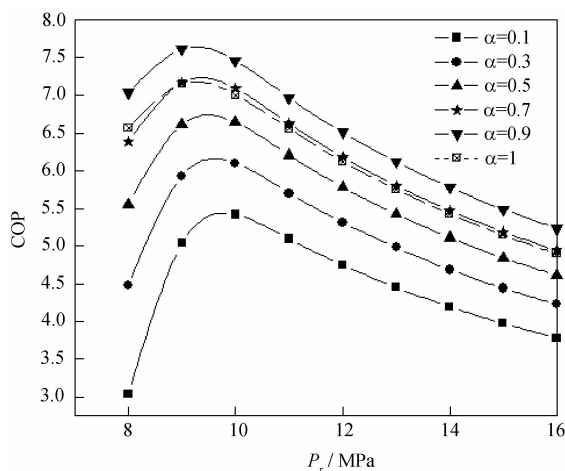


图 8 流量系数 α 对 COP 和最佳排气压力的影响

Fig. 8 Influence of α on COP and optimum exhaust pressure

COP 有非常大且复杂的影响;如图 8 所示,当流量系数 α 在 0.1~0.9 之间时,在相同的高压压缩机 B 的排气压力下,随着流量系数 α 的增大,性能系数 COP 也迅速增加;说明循环的制冷负荷越大、从低温热源中所吸收的热量越小,循环的 COP 越大;但从图 8 中还可知,当流量系数 α 超过 0.7 左右时,本文所研究循环的性能反而超过制冷兼全热回收循环(此时, $\alpha=1$),且在 0.7~0.9 的范围内,流量系数 α 越大,本文所研究循环的 COP 超过制冷兼全热回收循环越多,进一步的研究表明:流量系数 α 在 0.9~1 之间存在着一个拐点,当流量系数 α 超过拐点所对应的流量系数值时,随着流量系数 α 的增加,本文所研究循环的 COP 将会逐步减小。

出现上述现象的原因有两个,一方面说明在拐点之上,随着流量系数 α 的增加,循环越趋近于制冷兼全热回收循环,虽然此时从低温热源中所吸收的热量越小所带来的冷量损失在逐步减少,但由于伴随着循环越趋近于制冷兼全热回收循环,也意味着循环越接近于单级压缩循环,因此此时压缩功增加对 COP 所造成的影响会超过冷量损失减少所带来的收益;另一方面,在拐点之上,随着流量系数 α 的增加,由于通过热源侧换热器 D 从冷却水中吸取的热量逐步减少,导致过冷器 F 的冷却水入口水温显著升高,从而使第一节流阀 H 入口前的 CO_2 温度也逐步上升,众所周知,第一节流阀 H 入口 CO_2 温度上升,循环的 COP 将下降,因此,在上述两方面因素的共同作用下,导致 COP 逐步减小。

3 结 论

1)中间温度 t_{10} 、热水加热器 C 入口水温 t_c 、流量系数 α 都对循环的 COP 有显著的影响。热水加热器 C 入口水温 t_c 越低,中间温度 t_{10} 越高,循环的 COP 越大,反之则越小;但随着流量系数 α 的增加,循环的 COP 先增加后减小,在一定工况下,本文所研究循环的 COP 会超过制冷兼全热回收循环。

2)回热器 G 出口过热度 Δt 对循环性能 COP 的影响较小,而主要影响压缩机的排气温度;为了即能获得较高的热水温度,又能在较高的循环性能下正常运行,过热度 Δt 不应高于 15°C 。

3)随着高压压缩机 B 排气压力 P_r 的升高, COP 是否出现峰值,取决于过冷器 F 入口制冷剂(即:热水加热器 C 出口制冷剂)的特征温度,在本文的研究工况下,该特征温度介于 $(30\sim 35)^\circ\text{C}$ 之间。

4)在相同工况下,中间温度 t_{10} 、流量系数 α 、回热器 G 出口过热度 Δt 任意一个因素变化时,对高压压缩机 B 的最佳排气压力影响较小,而热水加热器 C 入口水温 t_c 变化时,将会对高压压缩机 B 的最佳排气压力造成显著的影响。

参考文献 References

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2007[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2007.
Tsinghua University Building Energy Research Center. China's annual report on building energy efficiency 2007 [M]. Beijing:China Building Industry Press,2007.
- [2] JIE Ji, GANG Pei, CHOW Tin-tai, et al. Performance of multi-functional domestic heat-pump system[J]. Applied Energy, 2005(80):307-326.
- [3] 王 伟, 马最良. 空调冷凝热回收热水供应系统方案研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36(11):1531-1533.
WANG Wei, MA Zui-liang. Scheme development of air-conditioning condenser heat recovery hot water supply system [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2004, 36(11):1531-1533.
- [4] 江辉民, 王 洋, 马最良, 等. 家用空调冷凝热回收热水供应系统的实验分析[J]. 流体机械, 2006, 34(2): 64-67.
JIANG Hui-min, WANG Yang, MA Zui-liang, et al. Experimental analysis on domestic air-conditioning condense heat recovery hot water supply system [J]. Fluid Machinery, 2006, 34(2): 64-67.
- [5] JIANG Hui-min, JIANG Yi-qiang, WANG Yang, et al. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS)[J]. Energy, 2006(31):1789-1803.
- [6] 江辉民, 马最良, 姚 杨, 等. 小型空调器冷凝热回收技术的研究现状与应用分析[J]. 暖通空调, 2005, 35(10):29-35.
JIANG Hui-min, MA Zui-liang, YAO Yang, et al. Research status and application analysis of condense heat recovery in small sized air conditioners[J]. HV&AC, 2005, 35(10):29-35.
- [7] 李舒宏, 武文斌, 张小松. 多功能热泵空调热水器的实验研究[J]. 流体机械, 2005, 33(9):48-50.

- LI Shu-hong, WU Wen-bin, ZHANG Xiao-song. Experimental investigation on the multi-functional heat pump air conditioner water heater[J]. Fluid Machinery, 2005,33(9):48-50.
- [8] GONG Guang-cai, ZENG Wei, WANG Li-ping, et al. A new heat recovery technique for air-conditioning/Heat-pump system[J]. Applied Thermal Engineering, 2008(28):2360-2370.
- [9] 樊高定, 江 斌, 陈则韶, 等. 一种直热式冷暖空调热水三用机的研究[J]. 流体机械, 2007,35(7):47-51.
FAN Gao-ding, JIANG Bin, CHEN Ze-shao, et al. Research on an instantaneous cooling-heating-hot water multi-purpose equipment[J]. Fluid Machinery, 2007,35(7):47-51.
- [10] 刘 雄. 多功能空调热泵装置. 中国, 200810100059. 2[P]. 2008-06-03.
LIU Xiong. Multi-functional air-conditioning heat pump unit. China, 200810100059. 2[P]. 2008-06-03.
- [11] 刘 雄. 空调热泵装置. 中国, 200810177703. 6[P]. 2008-11-10.
LIU Xiong. Air-conditioning heat pump unit. China, 200810177703. 6[P]. 2008-11-10.
- [12] 刘 雄. 多功能 CO₂ 空调热泵装置. 中国, 200810175176. 5[P]. 2008-10-27.
LIU Xiong. Multi-functional CO₂ air-conditioning heat pump unit. China, 200810175176. 5[P]. 2008-10-27.
- [13] 栗原利行, 笠原伸一. 制冷循环. 中国, 200780033452. 8[P]. 2007-8-28.
LI Yuan-li-xing, LI Yuan-shen-yi. Refrigeration cycle. China, 200780033452. 8[P]. 2007-8-28.
- [14] 梁贞潜, 黄冬平, 张春路, 等. 二氧化碳汽车空调器仿真与优化. 制冷空调技术新进展[C]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001:164-169.
LIANG Zhen-qian, HUANG Dong-ping, ZHANG Chun-lu, et al. Simulation and optimization of carbon dioxide automobile air conditioner. New development of refrigeration and air-conditioning technologies[C]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2001:164-169.
- [15] 丁国良, 黄冬平. 二氧化碳制冷技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
DING Guo-liang, HUANG Dong-ping. Carbon dioxide refrigeration technology[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.
- [16] 刘 雄, 王春苗, 程立娜. 混合式溶液除湿蒸发冷却空调系统性能优化[J]. 西安建筑科技大学学报: 自然科学版, 2009,41(3):413-419.
LIU Xiong, WANG Chun-miao, CHENG Li-na. Performance optimization analysing of the composite liquid desiccant evaporative cooling air-conditioning system[J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech.: Natural Science Edition, 2009,41(3):413-419.

The performance analysis of CO₂ two-stage compression heat pump cycle with simultaneously heating and cooling

LIU Xiong^{1,2}, LIU Ke¹, JIANG Qiao-qiao¹, QUO Hao-bo³

(1. School of Envir. and Muni. Eng., Xi'an Univ. of Arch. and Tech., Xi'an 710055, China;

2. State Key Laboratory of Architecture Science and Technology in West China(XAUAT), Xi'an 710055, China;

3. New Era(Xi'an) Design Engineering Co. Ltd, Xi'an 710055, China)

Abstract: A CO₂ two-stage compression heat pump cycle is proposed. It can not only recycle waste heat the generated by refrigeration, but also supply cooling and hot water at the same time according to the user's need. Theoretial an alysis indicated that the intermediate temperature, inlet water temperature of the hot water heater, the superheat at the outlet of the regenerator and the refrigerant mass flow coefficient all exert their have influence on the new cycle properties. In addition, the effect factors of the high pressure compressor's optimum exhaust pressure are discussed.

Key words: CO₂; two-stage compression; heat pump; performance