

中高温热泵两级循环方式性能分析

刘昭云,王怀信,郭东奇

(天津大学 机械工程学院 天津 300072)

摘 要: 在冷凝温度 70 ~ 130℃、循环温升 40 ~ 65℃ 的工况范围内,以 HFC245fa 为工质,考察了单、双级节流中间不完全冷却与完全冷却等 4 种两级循环方式下的中高温热泵循环性能。结果表明:4 种两级循环方式下 COP(综合性能系数)均较单级循环明显提高,其中两级节流中间不完全冷却方式带来的 COP 改善幅度最大,为 12.04% ~ 33.25%; COP 改善幅度随循环温升增大而单调上升、随冷凝温度升高先减小后增大。两级循环方式还有助于降低压缩机排气温度,对于以湿流体为工质的情形,效果尤为显著。综合考虑性能收益与系统代价,对中高温热泵引入两级循环方式具有可行性。

关 键 词: 中高温热泵; 两级循环; COP; 排气温度

中图分类号: TB615 文献标识码: A

引 言

中高温热泵技术着眼于工业余热的回收利用,在 COP(综合性能系数)有保证的前提下,是一项有效的节能技术,因而倍受关注^[1~4]。中高温热泵技术研究以系统的高效化和工况的高温化为目标,包括循环、工质和系统部件的优化研究。已有的中高温热泵技术研究,主要是基于单级制冷循环,寻找环境友好、热力循环性能优良的新型工质^[1~8],关于循环方式和系统部件的研究还较少。

有些研究者或着眼于实现大的循环温升,或着眼于改善系统的 COP、降低压缩机排气温度,开展了多级循环研究。Tamura 等人分析了以复叠循环方式实现低级循环蒸发温度 40℃、上级循环冷凝温度为 180℃ 的大循环温升工况的理论性能^[9],其低级循环、上级循环分别以氨和水为工质,中间温度为 105℃,压缩机型式均为螺杆压缩机,节流部件均由螺杆膨胀机代替,系统的理论 COP 值为 2.56。张圣君等人在冷凝温度为 100 ~ 130℃、循环温升固定为

45℃ 的中高温热泵工况下,对单级循环两级压缩中间完全冷却,两级循环一级节流中间不完全冷却、完全冷却,两级节流中间不完全冷却、完全冷却等 5 种循环方式,开展了工质优选和循环性能对比研究,结果表明 HFC245fa 工质性能优良,各种两级压缩/两级循环方式下的 COP 均较单级循环单级压缩方式明显提高,其中两级循环两级节流中间不完全冷却方式给出的 COP 最高。

文献[9]主要关注的是大循环温升的情况,文献[10]虽对两级循环/两级压缩循环方式进行了较为全面的考察,但没有考虑循环温升变动的情况。

综上所述,在简要分析热泵和制冷系统不同的基础上,明确中高温热泵循环方式的考察重点为两级循环方式。在保持热泵系统 COP 为合理值范围的前提下,循环温升值允许有一定的变化范围,有必要考察不同的两级循环方式相对于单级循环单级压缩情形的 COP 提高幅度、排气温度(即排气温度)降低幅度,及其随循环温升的变化情况,从而为探讨中高温热泵是否有必要引入两级循环提供更为全面的依据。并在文献[10]研究基础上,以 HFC245fa 为工质,在冷凝温度为 70 ~ 130℃、循环温升 40 ~ 65℃ 的中高温热泵工况范围内,开展这一研究。

1 中高温热泵的循环方式的选择

蒸汽压缩式制冷或热泵系统,采用单级循环多级压缩、多级循环、复叠式循环等循环方式,较之采用单级循环单级压缩方式,可在循环温升较大时避免单级压缩比过大的问题,通过中间冷却或控制上级循环的吸气过热度来减小上级压缩过程的功耗、降低排气温度;对于复叠式循环,还可通过分别优选各级循环的工质,进一步优化系统的性能。以高温

收稿日期: 2013-02-26; 修订日期: 2013-03-25

基金项目: 天津市科技计划资助项目(10ZCKFGX01700)

作者简介: 刘昭云(1987-)男,山东邹城人,天津大学硕士研究生。

化和高效化为追求目标的中高温热泵技术研究,无疑应将上述循环方式纳入可能的优化措施范围内,加以考察。

热泵系统与制冷系统的应用目的不同,因而两者在循环温升取值则不同。制冷系统的循环温升是由特定的制冷需求和环境温度所规定的,当被制冷空间或介质的温度要求较低亦或环境温度较高时,循环温升就较大;而热泵系统,其循环温升的数值虽然也要与热源温度和供热温度相适应,但热泵系统的应用首先是以具有足够高的 COP(从而保证比其它可能的供热方式节能)为前提的,因而循环温升取值不宜过大。因此,对于热泵系统而言:(1)采用单级循环多级压缩、多级循环、复叠式循环等循环方式,在避免单级压缩比过大方面的作用有所下降(比较制冷系统),而在改进循环性能方面的作用有所突出;(2)考虑循环温升的可能范围、循环性能改进收益与系统复杂性提高的代价,单级循环的压缩级数、多级或复叠循环的级数,应以两级为宜;(3)单级循环两级压缩、两级循环、两级复叠循环中,应以前二者为研究的重点,因为在有限的循环温升下,一种优选的工质足以在整个循环范围提供适宜的热力参数和优良的循环性能;(4)单级循环两级压缩、两级循环中,应以两级循环为研究的重点,因为在单级循环两级压缩情形下,中间冷却热通常得不到有效利用,除非另外补充一个以中间冷却热为热源的热泵循环系统。故中高温热泵循环方式的考察重点为两级循环方式。

2 4 种两级循环方式的循环性能

2.1 4 种两级循环方式

图 1 为 4 种两级循环方式的示意图。图 1(a)和图 1(b)分别为两级节流中间不完全冷却和完全冷却循环;图 1(c)和图 1(d)分别为一级节流中间不完全冷却和完全冷却循环。

两级节流中间不完全冷却系统中,冷凝器出口的高压液体经一级节流后进入中间冷却器,饱和蒸汽与低压级压缩机排气相混合,进入高压级压缩机,而饱和液体则经二级节流进入蒸发器。该方式通过中间饱和蒸汽来降低上级循环的压缩机吸气温度;由中间饱和液态进行节流,增加蒸发器的单位质量吸热量,从而提高低压级的循环性能。总的吸热量

为饱和液质量流量和单位质量吸热量的乘积。对给定的工况,可通过改变中间压力值对该循环方式进行优化,带闪发器的准二级压缩循环与其对应^[11]。

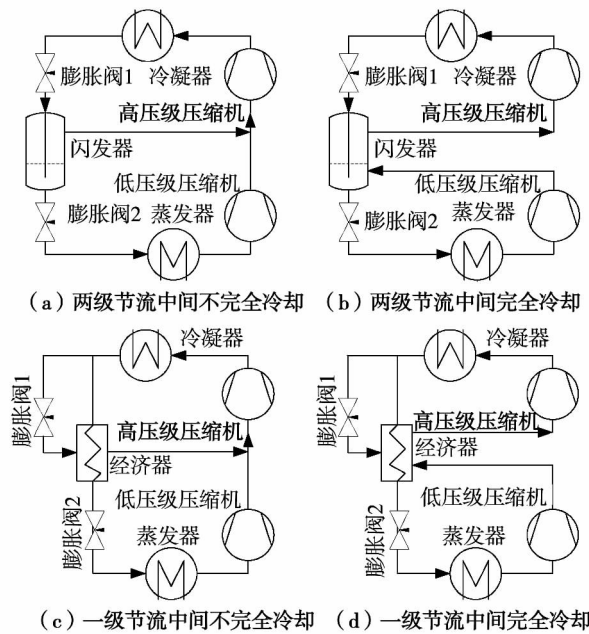


图 1 两级循环示意图

Fig. 1 Schematic drawing of a two-stage cycle

两级节流中间完全冷却循环与不完全冷却循环相类似,区别在于进入中间冷却器除一级节流后的工质外,还有低压级排气;而高压级压缩机吸气状态为饱和气态。较之不完全冷却方式,高压级压缩机吸、排气温度进一步降低,而进入低压级的工质质量流量有所减小,因而自低温热源吸收的热量有所减少。

一级节流中间不完全冷却系统中,冷凝器出口的高压液体分为两部分:少量工质经副节流阀后,压力降为中间压力,进入中间冷却器,对另外一部分工质进行冷却,自身变为饱和蒸汽或过热气态,与低压级排气混合后进入高压级压缩机;另外一部分工质经中间冷却器冷却,由主节流阀变为蒸发压力。该方式对应过冷器型准二级压缩循环^[11]。

一级节流中间完全冷却循环与不完全冷却循环相类似,其区别与两级节流完全冷却与不完全冷却相一致。

两级循环方式下,供热 COP 的表达式为:

$$COP = \frac{q_h}{W} = \frac{q_h}{\gamma \times w_L + w_H} \quad (1)$$

式中: q_h 、 w_H 、 w_L —两级循环时的单位质量制热量、

高压级压缩机单位质量耗功量、低压级压缩机单位质量耗功量; γ —低压级的质量流量系数(即低压级质量流量与高压级质量流量的比值)。

2.2 HFC245fa 的干湿性

根据工质在 $T-s$ 图上饱和汽线斜率 ds/dT 的正负, 可将工质分为干流体、湿流体和定熵流体。 ds/dT 的简化计算关系式为^[12]:

$$\xi = c_p/T - \Delta H [0.38T_r / (1 - T_r) + 1] / T^2 \quad (2)$$

式中: $\xi = ds/dT$; $T_r = T/T_c$; ΔH —汽化潜热; $\xi > 0$ 、 < 0 、 ≈ 0 时工质分别称为干流体、湿流体和定熵流体。

工质的干、湿流体特性, 主要影响压缩机吸气过热度取值: 对于干流体, 应取足够的过热度来避免湿压缩; 而对于湿流体, 压缩机吸气过热度可以优化取值。对于中高温热泵而言, 以干流体为工质时, 压缩机排气过热度较小, 因而在特定的压缩机排气温度下, 有利于实现更高的冷凝温度。

在 $0 \sim 130 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围内, HFC245fa 的 ξ 值由 -1.41 增加到 0.37 ; 在 $83.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (356.35K) 时 ξ 值近似为零。可见, HFC245fa 在不同的温度范围上, 干湿性是变化的。本研究在考虑冷凝温度为 $70 \sim 130 \text{ }^\circ\text{C}$ 、循环温升 $40 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 的中高温热泵工况范围内, 当冷凝温度较低时, HFC245fa 为湿流体; 当冷凝温度较高, 但循环温升较大时, 亦有一部分工作温度范围上 HFC245fa 为湿流体, 而循环温升较小时, 则在整个循环工作温度范围上为干流体。HFC245fa 在较高冷凝温度下为干流体, 对高温化是有利的。

2.3 计算方法及参数

采用 REFPROP9.0 计算 HFC245fa 的热力学性质, 以改进的理论循环性能计算方法为基础^[13], 结合两级循环的特点, 计算循环性能。计算中, 压缩机效率相关取值为: 等熵效率 $\eta_s = 0.85$, 机械效率 $\eta_{\text{mech}} = 0.85$, 热效率 $\eta_t = 0.9$, 余隙容积系数 $\lambda = 3\%$, 电机效率和传动效率分别为 0.85 和 0.95 ; 两级循环的中间压力, 按一般优化原则, 取为冷凝压力和蒸发压力的算术平方根^[14]; 冷凝器出口过冷度、低压级压缩机吸气过热度取为 $5 \text{ }^\circ\text{C}$; 一级节流循环方式中间冷却器换热窄点温差取为 $5 \text{ }^\circ\text{C}$, 中间冷凝器辅路工质出口状态为饱和蒸汽; 指定冷凝器中的工质质量流量为 1 kg/s , 不同循环方式下蒸发器、低级压缩机中的工质质量流量由计算确定。

由上述关于 HFC245fa 干湿特性知, 在部分工作温度范围, 完全冷却方式下高压级压缩机中会出现湿压缩过程, 这不利于压缩机的安全运行, 也会对

循环性能造成一定影响, 这里暂不考虑这一影响。

2.4 计算结果

图2为单级循环单级压缩(本研究不考虑单级循环下的两级压缩方式, 以下简称单级循环)和4种两级循环方式下, 冷凝温度为 70 、 90 、 110 、 $130 \text{ }^\circ\text{C}$, 循环温升为 $40 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 时的 COP 值和排气温度计算结果。由于 HFC245fa 的干湿特性, 两级循环完全冷却方式下的高压级压缩过程结束于两相状态, 因此对完全冷却方式不考察排气温度情况。

图3为两级循环不完全冷却方式相对于单级循环性能的改善幅度随冷凝温度、循环温升的变化。

3 讨论

3.1 两级循环性能对比

3.1.1 COP 值

由图2和图3(a)可知, 在冷凝温度为 $70 \sim 130 \text{ }^\circ\text{C}$ 、循环温升为 $40 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 的中高温热泵工况范围内, 各个两级循环方式的 COP 值均高于单级循环。

4种两级循环方式的 COP 排序情况为: 两级节流方式优于一级节流方式, 不完全冷却方式优于完全冷却方式。即4种两级循环方式中两级节流不完全冷却方式的 COP 值最高, 因而较单级循环方式 COP 改进幅度也最大, 如图3(a)所示。

整个冷凝温度为 $70 \sim 130 \text{ }^\circ\text{C}$ 、循环温升为 $40 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 的中高温热泵工况范围内, 两级节流不完全冷却方式的 COP 比单级循环方式高 $12.04\% \sim 33.25\%$ 。

热泵的应用是与其具有足够高的 COP 为前提的。设热泵获得应用的 COP 下限值为 3 , 则由图2(a)可知, 所研究冷凝温度范围内 HFC245fa 单级循环的最大允许温升为 $50 \sim 52 \text{ }^\circ\text{C}$; 由图3(a)知, 在 $40 \sim 52 \text{ }^\circ\text{C}$ 的循环温升范围内, 两级节流不完全冷却方式的 COP 比单级循环方式高 $12.04\% \sim 22.65\%$ 。

4种两级循环方式在 COP 上的差别, 归结为各个方式的 q_h 、 w_H 、 w_L 、 γ 4个变量的相对大小关系的不同。这里不再展开讨论不同方式下各个量之间的对比。

3.1.2 排气温度

高温化是中高温热泵技术研究追求的目标之一。高温化水平主要受到压缩机的允许吸、排气温度的限制。对于开启式压缩机情形, 高温化水平主要受到压缩机允许排气温度的限制。虽然两级循环

方式有助于降低排气温度,但在本研究的工质与工况条件下,降低排气温度的作用却十分有限。这主要是由于 HFC245fa 的干湿特性决定了其单级循环仅在相对较低的冷凝温度下排气过热度相对较大,而在特别需要控制排气温度和冷凝温度相对较高的工况下,其排气过热度并不大,这一点可由图 2 (a) 看出。在相对较低的冷凝温度下, HFC245fa 单级循环排气过热度相对较大,两级循环方式降低排气温度的作用得以发挥,但由于此时单级循环方式下的

排气温度绝对值并不高,两级循环方式降低排气温度的意义并不大;而在较高的冷凝温度下, HFC245fa 单级循环的排气过热度数值又不大,两级循环方式降低排气温度方面的作用也就无从发挥。由此可以得出一般性结论:对于以湿流体为工质的中高温热泵系统,两级循环方式在降低排气温度方面的作用明显;对于以定熵流体、干流体为工质的中高温热泵系统,两级循环方式在降低排气温度方面的作用有限。

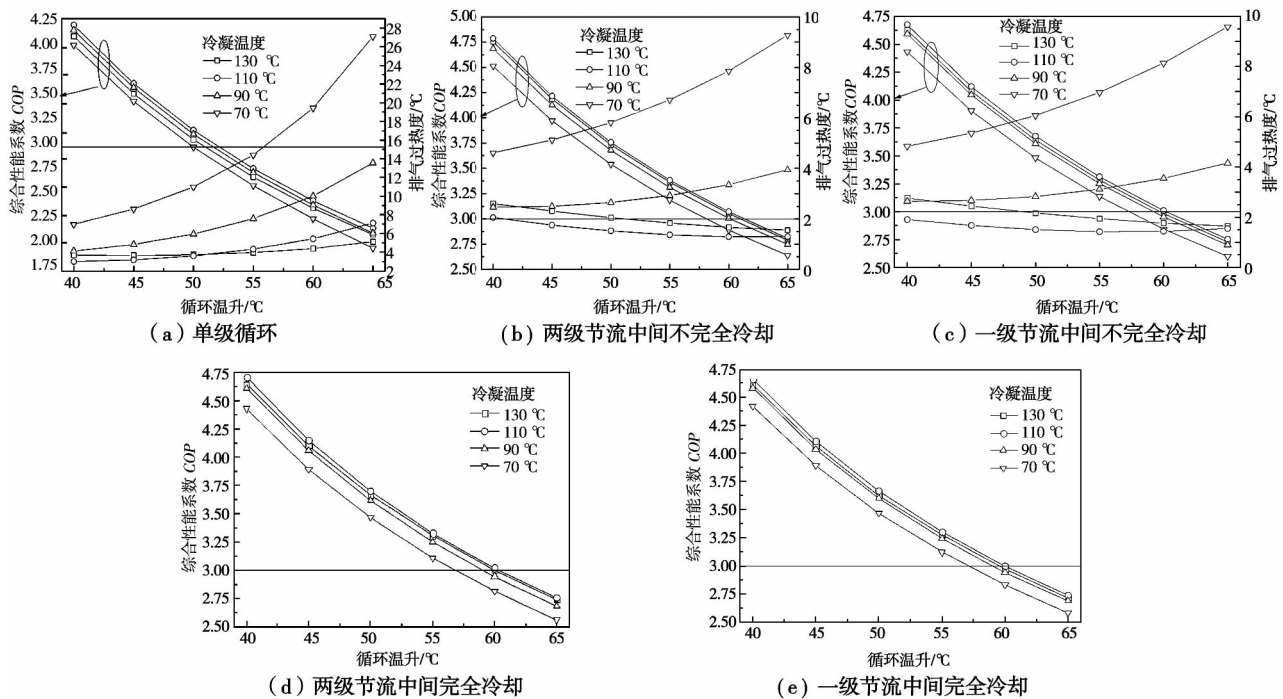


图 2 两级循环的性能随循环温升和冷凝温度的变化

Fig. 2 Changes of the performance of the two - stage cycle with the temperature rise and condensing temperature in the cycle

两级循环方工在本研究工质、工况下降低排温的作用有限,这与文献 [10] 的结论并不矛盾。这是因为:文献 [10] 的研究目的之一为筛选适宜的工质,考察的对象工质中包含湿流体;就 HFC245fa 为工质的系统而言,本研究所取的压缩机定熵效率值高于文献 [10] 的取值,且本研究考虑的是开启式压缩机(因而去除了电机线圈对吸气的加热作用),故单级循环排气温度值相应下降。

3.2 两级循环相对于单级循环 COP 的改善幅度随冷凝温度、循环温升的变化

特定的冷凝温度下,无论单级循环还是两级循环, COP 均随循环温升的加大而降低,而单级循环和两级循环 COP、两级循环较单级循环的 COP 改善

幅度,则随冷凝温度、循环温升的变化而变化。

由图 2 可见,在冷凝温度为 70 ~ 130 °C、循环温升为 40 ~ 65 °C 的中高温热泵工况范围内, HFC245fa 单级循环下,冷凝温度按 COP 从高到低的排序为: 110、90、130、70 °C;而两级循环下,冷凝温度按 COP 从高到低的排序则为: 110、130、90、70 °C。可见,不同的循环方式下, 40 ~ 65 °C 的循环温升范围内,均存在一个冷凝温度使得 COP 为最大值。COP 随冷凝温度的这种变化,是由工质和循环方式共同决定的。

两级循环较单级循环的 COP 改善幅度方面,在单级循环满足 COP 不小于 3 的循环温升范围内,两级循环下,冷凝温度按 COP 较单级循环改善幅度从

高到低的排序为: 130、110、70、90℃; 而在较大循环温升下, 冷凝温度 70、90℃ 下的 COP 改善幅度跃升。

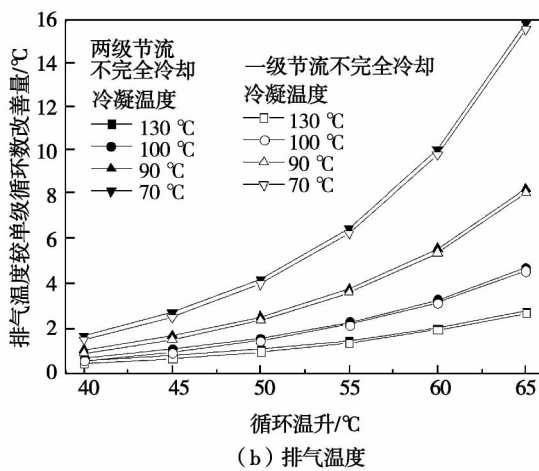
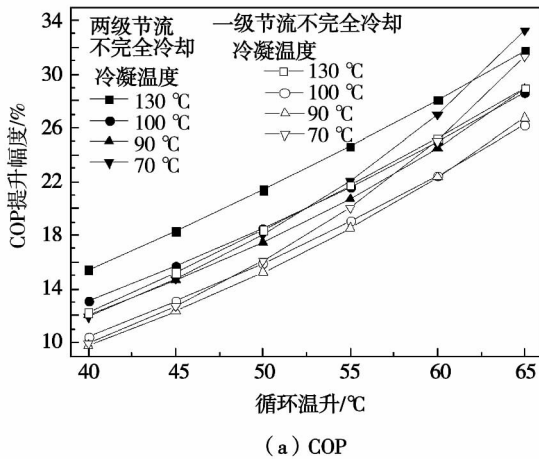


图 3 两级循环较单级循环的性能改善幅度随循环温升和冷凝温度的变化

Fig. 3 Changes in the extent of the improvement in performance of the two-stage cycle with the temperature rise and condensing temperature in the cycle when compared with a single cycle

3.3 中高温热泵采用两级循环方式的可行性

对中高温热泵系统引入两级循环方式, 不存在技术实现方面的困难, 两级循环方式在制冷和热泵系统中均已有应用。例如, 对两台压缩机系统中的润滑油迁移问题可通过油分离器或油位平衡装置解决^[15]。需要评估的是系统的技术经济性, 即引入两级循环带来的提高 COP、降低排气温度的收益和系统复杂性加大这一代价之间的相对关系。

收益方面一是两级循环较之单级循环 COP 提

高明显: 在冷凝温度为 70 ~ 130 °C、循环温升为 40 ~ 65 °C 的中高温热泵工况范围内, 两级节流不完全冷却方式较之单级循环方式, 在相同的冷凝温度、相同的循环温升下 COP 提高 12.04% ~ 33.25%。COP 上的收益, 还可由热泵应用范围的扩大来体现。例如, 设热泵获得应用的 COP 下限值为 3, 则由图 2(a) 和图 2(b) 知, 本研究冷凝温度范围内, 两级节流不完全冷却方式将 HFC245fa 热泵系统的允许循环温升扩大了 7 ~ 10 °C。二是对于以湿流体为工质的中高温热泵系统, 两级循环方式降低排气温度的作用明显。

系统代价方面两级循环的引入, 增加了系统构成与运行调节上的复杂性。较单级循环系统增加了一台压缩机、中间冷却器和一个节流阀, 增加系统初投资; 流程和节点参数的增加, 也加大了运行参数调节与控制的复杂性。

量化的经济性评价需要按经济性指标(如投资回收期等)、结合各项费用与经济收益数值、按一定的关系式做计算。考虑到准确的费用数据不易获得, 能效上的收益、降低排气温度带来的高温化水平提高(意味着热泵应用工况范围的拓展)的收益, 也不能仅由价格来衡量, 所以不打算就此展开研究。定性地看, COP 改善幅度较大、当工质为湿流体时降低排气温度的作用明显, 而相关设备价格相对低廉; 两台压缩机的每一台, 电机功率、排量均小于单级循环压缩机; 此外, 还可由单台中间补气式压缩机代替两台分立的压缩机, 两级循环具有在中高温热泵系统中应用的潜力。两级循环在常温热泵和制冷系统上的已有应用和相关研究^[11, 15~18], 亦可作为这一定性判断的旁证。

4 结 论

以 HFC245fa 为工质, 在冷凝温度 70 ~ 130 °C、循环温升 40 ~ 65 °C 的中高温热泵工况下, 考察了一级节流中间不完全冷却与完全冷却、两级节流中间不完全冷却与完全冷却等 4 种两级循环方式的理论循环性能。结果表明:

(1) 4 种两级循环方式的 COP 均高于单级循环; 两级节流中间不完全冷却方式给出的 COP 最高, 在本研究的中高温热泵工况范围内, 其 COP 较

单级循环方式提高 12.04% ~ 33.25%。

(2) 在降低排气温度方面,对于以湿流体为工质的中高温热泵系统,两级循环方式降低排气温度的作用明显;对于以定熵流体、干流体为工质的中高温热泵系统,两级循环方式在降低排气温度方面的作用有限。

(3) 各种两级循环方式的 COP 相对于单级循环的改善幅度,均随冷凝温度、循环温升的变化而变化。

(4) 综合考虑 COP 收益与系统代价,两级循环方式具有在中高温热泵中应用的潜力。

参考文献:

[1] Mottal R. Heat pump technology and working fluids [C]//6th International Congress of Refrigeration. Holland, 1995, B4: 1334 - 1341.

[2] 曹志勇,王怀信,郭涛等.几种中高温热泵工质的循环性能实验研究[J].工程热物理学报,2008,29(8):1280 - 1283.
CAO Zhi-yong, WANG Huai-xin, GUO Tao et al. Experimental investigation of the cycle performance of the working media in several types of intermediate/high temperature heat pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(8): 1280 - 1283.

[3] Liu Nanxi, Shi Lin. Moderately high temperature water source heat-pumps using a near-azeotropic refrigerant mixture [J]. Applied Energy, 2005, 80(4): 435 - 447.

[4] Li T X, Guo K H. High-temperature hot-water heat-pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC22/ HCFC141b [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(15): 2033 - 2040.

[5] Wen Lu, Weng Bin, Chang Huang. Thermodynamic performances of non-CFC working fluids in heat-pump cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(7): 571 - 578.

[6] Selahattin Gökten. Selection of workingfluids for high-temperature heat pumps [J]. Energy, 1995, 20(7): 623 - 625.

[7] Rakhesh B, Venkatarathnam G, Srinivasa Murthy S. Performance comparison of HFC227 and CFC114 in compression heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(12): 1559 - 1566.

[8] Zhao L. Experimental evaluation of a non-azeotropic working fluid for geothermal heat pump system [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(9): 1369 - 1378.

[9] Tamura I, Taniguchi H, Sasaki H et al. An analytical investigation of high temperature heat pump system with screw compressor and screw expander for power recovery [J]. Energy Conversion and

Management, 1996, 38(10 - 13): 1007 - 1013.

[10] 张圣君,王怀信,郭涛.两级压缩高温热泵系统工质的理论研究[J].工程热物理学报,2010,31(10):1635 - 1638.
ZHANG Sheng-jun, WANG Huai-xin, GUO Tao. Theoretical investigation of the working medium for use in a two-stage compression high-temperature heat pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(10): 1635 - 1638.

[11] Ma Guoyuan, Zhao Huixia. Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(5): 697 - 701.

[12] Liu Bo-Tau, Chien Kuo-Hsiang, Wang Chi-Chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle or waste heat recovery [J]. Energy, 2004, 29(8): 1207 - 1217.

[13] 王怀信,马利敏,王继霄.理论制冷循环绝热压缩过程的改进计算[J].工程热物理学报,2007,28(4):549 - 552.
WANG Huai-xin, MA Li-min, WANG Ji-xiao. Advances in calculation of the adiabatic compression process in the theoretical refrigeration cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(4): 549 - 552.

[14] 张祉祐.制冷原理与设备[M].北京:机械工业出版社,1987.
ZHANG Zhi-you. Refrigeration theory and equipment [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1987.

[15] Stefan S Bertsch, Eckhard A Groll. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U. S. climates [J]. International journal of refrigeration, 2008, 31(7): 1282 - 1292.

[16] Wang Xudong, Huang Yunho, Reinhard Radermacher. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1442 - 1451.

[17] 张立毅,胡浩,林雄.谷轮ZWKS系列热泵热水器专用涡旋压缩机及其应用[J].制冷技术,2011(3):46 - 53.
ZHANG Li-yi, HU Hao, LIN Xiong. Copeland ZWKS series special-purpose swirling compressors for heat pump water heaters and their applications [J]. Refrigeration Technology, 2011(3): 46 - 53.

[18] 赵会霞,刘思光,马国远等.涡旋压缩机闪发器热泵系统的试验研究[J].太阳能学报,2006,27(4):377 - 381.
ZHAO Hui-xia, LIU Si-guang, MA Guo-yuan et al. Experimental study of the heat pump system for flash tanks in swirling compressors [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2006, 27(4): 377 - 381.

(辉 编辑)

rotation speed of the turbine will drop after it has driven the generator to run together. At a given temperature of the heat source the rotation speed and relative inner efficiency of the steam turbine will both assume a continuously ascending tendency with a rise of the evaporation pressure and at the same time the rotating speed of the steam turbine will go up and its relative inner thermal efficiency will rise with an increase of the temperature of the heat source. At various temperatures of the heat source the output power and thermal efficiency of the system will all continuously increase with an increase of the evaporation pressure of the working medium the maximal output power will reach 1.12 kW and the thermal efficiency will hit 4.92%. To increase the temperature of the heat source can increase the superheated degree of the working medium admitted by the steam turbine to enhance the output power of the system but have no big influence on the thermal efficiency of the system. **Key words:** low temperature waste heat steam, ORC, steam turbine, thermal performance, testing

中高温热泵两级循环方式性能分析 = **Analysis of the Performance of a High Temperature Heat Pump in a Two-stage Cycle** [刊, 汉] LIU Zhao-yun, WANG Huai-xin, GUO Dong-qi (College of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(5). -471 ~476

When the condensing temperature is in a range from 70 °C to 130 °C and the temperature rise of the cycle from 40 °C to 65 °C, with HFC245fa serving as the working medium, investigated was the circulation performance of a medium and high temperature heat pump under four modes of a two-stage cycle, namely, incomplete and complete intercooling in a single- and two-stage throttle. It has been found that under the foregoing four modes of the two-stage cycle, the COPs are all obviously higher than that of a single stage cycle, among them, the incomplete intercooling mode in a two-stage throttle can result in a maximal increment in COP, reaching 12.04% - 33.25%. The COP increment will monotonically go up with an increase of the circulation temperature rise, and first decrease and then increase with an increase of the condensate temperature. The two-stage circulation mode can also contribute to lowering the exhaust gas temperature of the compressor and when a wet fluid serves as the working medium, such an effectiveness will be especially remarkable. When the performance benefit and systematic cost are taken into account in a comprehensive way, to introduce the two-stage circulation mode into medium and high temperature heat pumps is feasible. **Key words:** medium and high temperature heat pump, two-stage cycle, COP, exhaust gas temperature

水平管降膜管间流型转变实验研究 = **Experimental Study of the Transition of Flow Patterns Between Horizontal Falling Film Tubes** [刊, 汉] SUN Wen-qian, XU Zhen, LU Yuan, et al (Chinese Academy of Sciences Key