

研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20170122

高温气体与过冷液直接接触凝结制冷循环的性能分析

宁静红, 刘圣春

(天津商业大学天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134)

摘要: 提出制冷压缩机排出的高温高压制冷剂气体与制冷剂过冷液体直接接触凝结换热的新型制冷循环, 结合自然工质氨的热力特性, 分析直接接触凝结制冷循环的热力性能, 并与常规双级压缩和单级压缩制冷循环的性能进行对比, 得出: 随着主循环饱和液温度的升高, 直接接触凝结制冷循环的性能系数先增大后减小存在最大值, 冷凝器散热量先减小后增大存在最小值, 流过蒸发器的制冷剂质量流量逐渐增大。在相同蒸发温度和冷凝温度下, 当过冷液体的过冷度为 20℃时, 较常规双级压缩制冷循环, 直接接触凝结制冷循环的性能系数提高 4.92%, 冷凝器散热量减少 6.65%, 蒸发器的制冷剂质量流量减少 7.2%~7.9%; 当过冷液体的过冷度为 5℃时, 较常规单级压缩制冷循环, 直接接触凝结制冷循环的性能系数提高 6.52%, 冷凝器散热量减少 3.32%, 蒸发器的制冷剂质量流量减少 8.58%~8.91%。结果表明氨直接接触凝结制冷循环较常規制冷循环具有明显的优势。

关键词: 高温气体; 过冷液体; 直接接触凝结; 制冷循环; 热力性能

中图分类号: TB 61⁺¹

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2018) 04—1437—08

Performance analysis on direct contact condensation refrigeration cycle of high temperature gas with super-cooled liquid

NING Jinghong, LIU Shengchun

(Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China)

Abstract: The direct contact condensation refrigeration cycle of high temperature gas discharged by compressor with super-cooled liquid is designed. Combined with the thermodynamic properties of natural refrigerant ammonia, the thermal performances of direct contact condensation refrigeration cycle are analyzed and compared with that of conventional two stage compression refrigeration cycle and one stage compression refrigeration cycle. The following conclusions are obtained. With the increasing of saturated liquid temperature of main cycle, the coefficient of performance (COP) of direct contact condensation refrigeration cycle first increases, then decreases and has the maximum, the condenser heat load first decreases, then increases and has the minimum. The refrigerant mass flow rate in evaporator is gradually increasing. At the same evaporating and condensation temperature, when the super cooling degree of supercooled liquid is 20 °C, compared with that of conventional two stage compression refrigeration cycle, the COP of direct contact condensation refrigeration cycle increases 4.92%, the condenser heat load reduces 6.65%, and the refrigerant mass flow rate in evaporator reduces 7.2%—7.9%. As well as when the super cooling degree of supercooled liquid is 5°C, compared with that of conventional one stage compression refrigeration cycle, the COP of direct contact condensation refrigeration cycle increases 6.52%, the condenser heat load reduces 3.32%, and refrigerant mass flow rate in the evaporator reduces 8.58%—8.91%. The results show that

2017-02-07 收到初稿, 2017-10-16 收到修改稿。

联系人及第一作者: 宁静红 (1964—), 女, 博士, 教授。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51376137)。

Received date: 2017-02-07.

Corresponding author: NING Jinghong, ningjinghong@126.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51376137).

the ammonia direct contact condensation refrigeration cycle has obvious advantages over the conventional refrigeration cycle.

Key words: high temperature gas; super-cooled liquid; direct contact condensation; refrigeration cycle; thermal performance

引 言

常规制冷系统中制冷压缩机排出的高温高压制冷剂气体，在冷凝器中与冷却介质间壁式热交换放出热量，制冷剂与冷却介质间热量传递经过两侧流体的对流换热和冷凝器传热壁面的导热，冷凝器传热壁面材料的特性、材料表面特征等使壁面集聚润滑油、形成污垢，导致热阻增加，传热效率下降，制冷剂与冷却介质间传热温差增加，制冷压缩机的排气温度升高，压力比增大，容积效率降低，制冷压缩机的耗功增多，制冷系统的性能下降。

直接接触式冷凝器(DCC)和传统冷凝器相比，传热效率高、避免和降低换热面结垢及腐蚀、节省材料、投资成本与运行成本低。同时直接接触式冷凝器可在较小的温差下实现高效率的换热^[1]。目前，直接接触式换热器广泛应用于工业生产中^[2-4]，有研究者做关于理论^[5-15]和实验方面^[16-31]的研究。但泡体涡动、热边界层涡流、流体湍流以及膨胀波等现象影响气液接触换热，在后续的理论和实验研究中亟待解决，以提高直接接触式冷凝器的传热效率。

本文针对冷冻冷藏领域广泛应用的自然工质氨(R717)制冷系统，提出制冷压缩机排出的高温高压制冷剂气体与制冷剂过冷液体直接接触凝结换热的新型制冷循环，并对制冷循环的性能进行分析比较，得出的结论对后续深入研究打下基础，对保护环境和节约能源具有十分重要的意义。

1 循环的工作原理

图1为直接接触凝结制冷循环的流程图，由氨主循环和氨辅助循环组成，主循环由主循环制冷压缩机、直接接触凝结换热器、蒸发-过冷器、主循环节流阀和蒸发器组成，辅助循环由辅助循环制冷压缩机、冷凝器、蒸发-过冷器、辅助循环节流阀组成。

图2为直接接触凝结与双级压缩制冷循环的p-h图，图3为直接接触凝结与单级压缩制冷循环的p-h图，直接接触凝结换热器出口的饱和液体(点3)经过蒸发-过冷器过冷后(状态点4)分成两路：一路进入直接接触凝结换热器，另一路经过主循环节流阀

节流降压后(点5)进入蒸发器，吸热蒸发的饱和气体(点1)进入主循环制冷压缩机，经压缩后排出的高温高压制冷剂气体(点2)与过冷液(点4)接触换热凝结混合至饱和液体(点3)。辅助循环中辅助循环制冷压缩机排出的高温高压制冷剂气体(点7)进入冷凝器与冷却介质热交换放出热量凝结为饱和液体(点8)，经辅助循环节流阀节流降压后(点9)进入蒸发-过冷器(9-6吸热过程)吸收主循环液体(3-4放热过程)的热量，使主循环液体过冷，蒸发的饱和气体(点6)进入辅助循环制冷压缩机。

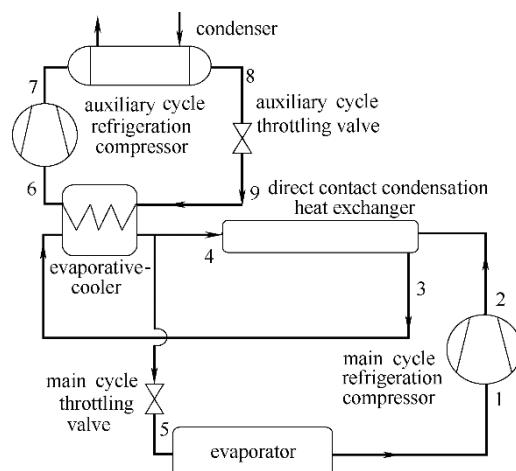


图1 直接接触凝结制冷循环流程图

Fig.1 Diagram of direct contact condensation refrigeration cycle

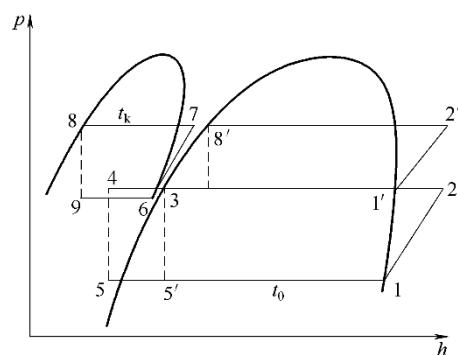


图2 直接接触凝结与双级压缩制冷循环的p-h图

Fig.2 p-h diagram of direct contact condensation and two stage compression refrigeration cycle

图2中的1-2-1'-2'-8'-3-5'-1为常规双级压缩制冷循环(两级节流中间完全冷却的双级压缩制冷循环)。图3中的1"-2"-3"-4"-5"-1"为常规带回热的单级压缩制冷循环。

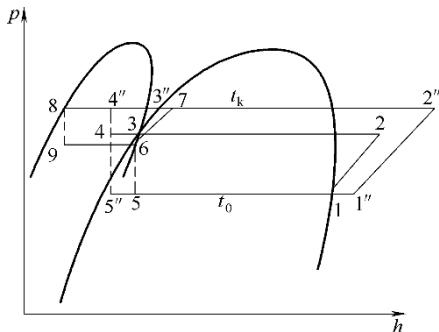


图3 直接接触凝结与单级压缩制冷循环的p-h图

Fig.3 p-h diagram of direct contact condensation and one stage compression refrigeration cycle

2 循环的热力计算

在对制冷循环进行热力计算时假设：①主循环制冷压缩机的入口气体(点1)、辅助循环制冷压缩机的入口气体(点6)、直接接触凝结换热器的出口液体(点3)、冷凝器的出口液体(点8)均为饱和态；②直接接触凝结换热混合过程为等压过程；③直接接触凝结换热器、蒸发-过冷器、冷凝器和蒸发器与外界无热交换；④制冷剂在换热器和管路中的压降为零。设制冷循环的制冷量为100 kW，制冷压缩机的等熵效率为0.72。

2.1 直接接触凝结制冷循环

直接接触凝结(DCC)制冷循环的相关计算公式如下。

直接接触凝结换热器质量平衡方程

$$m_3 = m_4 + m_2 \quad (1)$$

直接接触凝结换热器的能量守恒方程

$$m_3 h_3 = m_4 h_4 + m_2 h_2 \quad (2)$$

流过蒸发器的制冷剂质量流量($m_{DCC\ cycle} = m_2$)

为

$$m_2 = \frac{Q_0}{h_1 - h_5} \quad (3)$$

冷凝器的散热量为

$$Q_{k\ DCC\ cycle} = m_1 (h_7 - h_8) \quad (4)$$

辅助循环的质量流量为

$$m_f = m_3 \frac{h_3 - h_4}{h_6 - h_9} \quad (5)$$

主循环制冷压缩机消耗的功率为

$$W_z = m_2 (h_2 - h_1) \quad (6)$$

辅助循环制冷压缩机消耗的功率为

$$W_f = m_1 (h_7 - h_6) \quad (7)$$

主循环过冷液体的过冷度

$$\Delta t = t_3 - t_4 \quad (8)$$

制冷循环的性能系数为

$$COP_{DCC\ cycle} = \frac{Q_0}{W_z + W_f} \quad (9)$$

2.2 双级压缩制冷循环

双级压缩(TS)制冷循环相关计算公式如下。

流过蒸发器的制冷剂质量流量(即低温循环的质量流量 $m_{TS\ cycle} = m_L$)为

$$m_L = \frac{Q_0}{h_1 - h_{5''}} \quad (10)$$

冷凝器的散热量为

$$Q_{k\ TS\ cycle} = m_h (h_2 - h_8) \quad (11)$$

高温循环的质量流量为

$$m_h = m_L = \frac{h_2 - h_3}{h_{1'} - h_{8'}} \quad (12)$$

高温循环制冷压缩机消耗的功率为

$$W_h = m_h (h_{2'} - h_{1''}) \quad (13)$$

低温循环制冷压缩机消耗的功率为

$$W_L = m_L (h_2 - h_1) \quad (14)$$

制冷循环的性能系数为

$$COP_{TS\ cycle} = \frac{Q_0}{W_L + W_h} \quad (15)$$

2.3 单级压缩制冷循环

单级压缩(OS)制冷循环的相关计算公式如下。

流过蒸发器的制冷剂质量流量为

$$m_{OS\ cycle} = \frac{Q_0}{h_1 - h_{5''}} \quad (16)$$

冷凝器的散热量为

$$Q_{k\ OS\ cycle} = m_{OS\ cycle} (h_{2''} - h_{3''}) \quad (17)$$

制冷压缩机消耗的功率为

$$W_{OS} = m_{OS\ cycle} (h_{2''} - h_{1''}) \quad (18)$$

过冷液体的过冷度

$$\Delta t_{OS} = t_{3''} - t_{4''} \quad (19)$$

制冷循环的性能系数为

$$COP_{OS\ cycle} = \frac{Q_0}{W_{OS\ cycle}} \quad (20)$$

3 循环的性能分析

3.1 低温工况循环性能

结合目前冷链物流领域，冷冻冷藏行业中的肉、鱼和虾类等食品，需低温工况冷冻贮藏，常规是双级压缩制冷循环，对R717直接接触凝结制冷循环、

常规 R717 双级压缩, 以及目前有使用的 R717 高温循环和 CO₂ 低温循环组成的 R717/CO₂ 复叠制冷循环 (CR, 点 3 为 CO₂ 低温循环冷凝温度) [32] 进行热力计算, 并对热力性能进行比较, 设定蒸发温度 -35℃, 冷凝温度 35℃, 制冷量 100 kW。

如图 4 所示, 直接接触凝结制冷循环的性能系数随着主循环饱和液 (点 3) 的温度变化存在最大值, 与常规双级压缩制冷循环的性能系数随低温循环饱和液的温度, 以及复叠制冷循环的性能系数 (COP_{CR cycle}) 随低温循环冷凝温度的变化趋势一致, 在相同的蒸发温度、冷凝温度工况下, 直接接触凝结制冷循环在主循环过冷液体的过冷度 20℃时, 其最大性能系数相比常规双级压缩制冷循环的最大性能系数提高 4.92%, 相比复叠制冷循环的最大性能系数提高 10.4%, 性能系数提高, 能耗减少。

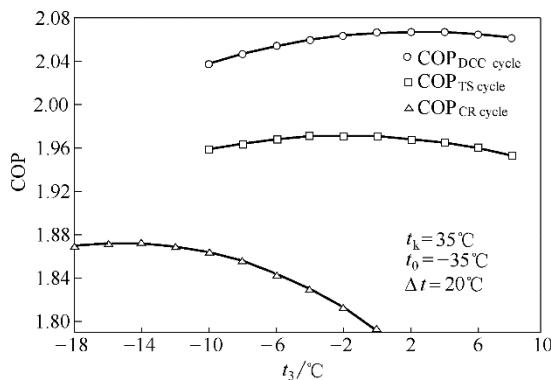


图 4 直接接触凝结与双级压缩、复叠式制冷循环的 COP 随点 3 温度的变化关系

Fig.4 COP of direct contact condensation, two-stage compression, cascade refrigeration cycle versus temperature of point 3

如图 5 中所示, 直接接触凝结制冷循环的冷凝器散热量随着主循环饱和液 (点 3) 的温度变化存在最小值, 与常规双级压缩制冷循环的冷凝器散热量随低温循环节流前饱和液的温度, 以及复叠制冷循环的冷凝器散热量 ($Q_{k\ CR\ cycle}$) 随低温循环冷凝温度的变化趋势一致, 在相同的蒸发温度、冷凝温度工况下, 直接接触凝结制冷循环在过冷液体的过冷度 20℃时, 其最小冷凝器散热量相比常规双级压缩制冷循环的最小冷凝器散热量减少 6.65%, 相比复叠制冷循环的最小冷凝器散热量减少 8.56%, 冷凝器散热量减少, 所需冷凝器的换热面积较少, 结构尺寸减小, 初投资减少, 冷却介质带走的热量减少, 冷却介质循环的设备投资减少。

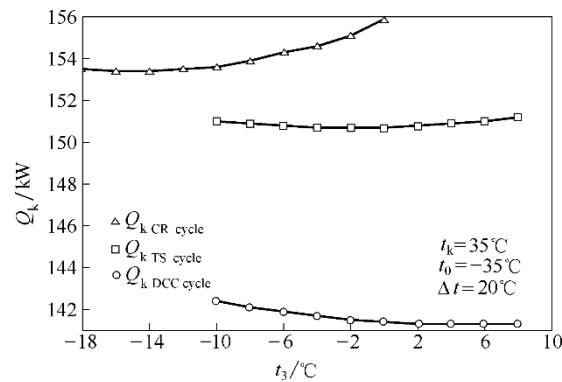


图 5 直接接触凝结与双级压缩、复叠式制冷循环的冷凝器散热量随点 3 温度的变化关系

Fig.5 Condensation heat of direct contact condensation, two-stage compression, cascade refrigeration cycle versus temperature of point 3

由图 6 可以看出, 直接接触凝结制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随着主循环饱和液 (点 3) 的温度的升高而增大, 常规双级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随低温循环节流前饱和液的温度升高也是增大, 在相同的蒸发温度、冷凝温度工况下, 过冷液体的过冷度 20℃时, 点 3 温度为 -10~10℃, 直接接触凝结制冷循环蒸发器制冷剂质量流量相比常规双级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量减少 7.2%~7.9%, 蒸发器制冷剂质量流量减少, 冷间内制冷剂循环量减少, 氨泄漏的危险减小。

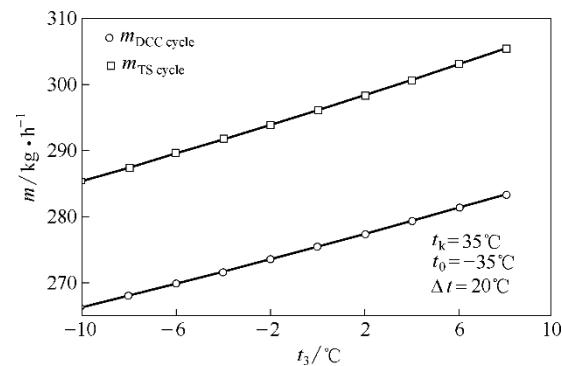


图 6 直接接触凝结与双级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随点 3 温度的变化关系

Fig.6 Evaporator refrigerant mass flow rate of direct contact condensation and two-stage compression refrigeration cycle versus temperature of point 3

图 7 显示出, 在相同的蒸发温度、冷凝温度工况下, 直接接触凝结制冷循环的性能系数随着过冷液的过冷度增大而增加, 由于在相同的过冷液质量流量下, 过冷液的过冷度增大, 吸热量增大, 使主循环制冷压缩机的排气温度降低, 主循环制冷压缩

机的耗功减少。辅助循环制冷剂蒸发吸热量增大，在相同的制冷压缩机吸气温度下，辅助循环制冷剂质量流量增加，辅助循环制冷压缩机功耗增加，但是辅助循环制冷压缩机功耗增加的幅度小于主循环制冷压缩机耗功减少的幅度，使直接接触凝结循环性能系数增大，过冷度由20℃增至25℃，直接接触凝结制冷循环的性能系数提高1.9%左右。

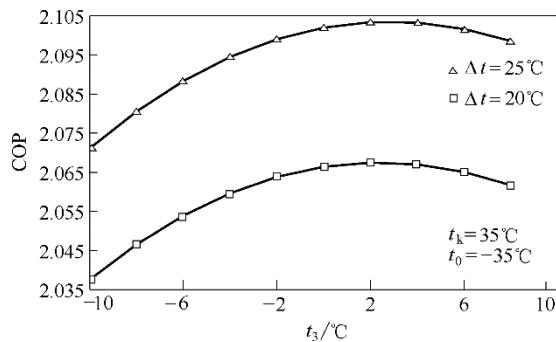


图7 不同过冷液的过冷度下直接接触凝结制冷循环的COP随点3温度的变化关系

Fig.7 COP of direct contact condensation versus temperature of point 3 at different supercooling degree of supercooled liquid

3.2 中温工况循环性能

针对目前冷冻冷藏行业中的果、蔬、蛋品等需中温工况冷却贮藏，常规是单级压缩制冷循环满足需求。设定蒸发温度-10℃，冷凝温度35℃，制冷量100 kW，对氨直接接触凝结制冷循环、常规氨单级压缩制冷循环进行热力性能计算和分析比较。

图8显示直接接触凝结制冷循环的COP随过冷液过冷度的增大而升高，常规单级压缩制冷循环的COP随过冷液过冷度的增大而减少，这是由于单级压缩制冷循环过冷液过冷度的增大导致制冷压缩机的吸气过热度升高，制冷压缩机的耗功增大。在

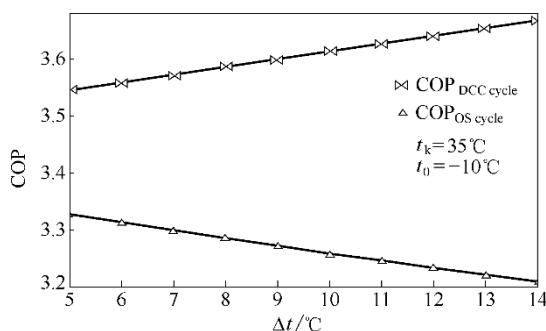


图8 直接接触凝结与单级压缩制冷循环的COP随过冷液过冷度的变化关系

Fig.8 COP of direct contact condensation and one-stage compression refrigeration cycle versus supercooling degree of supercooled liquid

相同的过冷液过冷度下，直接接触凝结制冷循环的COP明显高于常规单级压缩制冷循环的COP，在5℃的过冷液过冷度下，直接接触凝结制冷循环COP较单级压缩制冷循环COP增大6.52%。

图9显示，直接接触凝结与单级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随过冷液过冷度的提高而减小，在相同的5~14℃的过冷液过冷度下，直接接触凝结循环较单级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量减少8.58%~8.91%。蒸发器制冷剂质量流量减少，冷间内制冷剂循环量减少，氨泄漏危险减小。

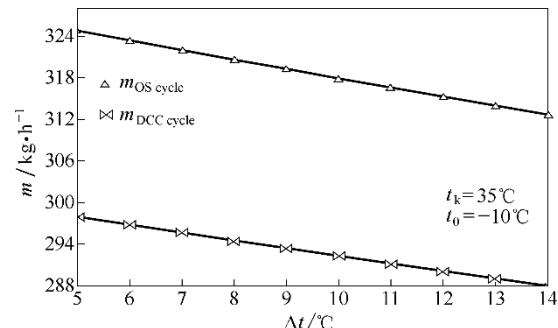


图9 直接接触凝结与单级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随过冷液过冷度的变化关系

Fig.9 Evaporator refrigerant mass flow rate of direct contact condensation and one-stage compression refrigeration cycle versus supercooling degree of supercooled liquid

如图10中所示，直接接触凝结与单级压缩制冷循环的冷凝器散热量随过冷液过冷度的增大分别呈现减小和增大的趋势，在相同的蒸发温度、冷凝温度工况下，直接接触凝结制冷循环在过冷液体的过冷度5℃时，其冷凝器散热量相比单级压缩制冷循环的冷凝器散热量减少3.32%，冷凝器散热量减

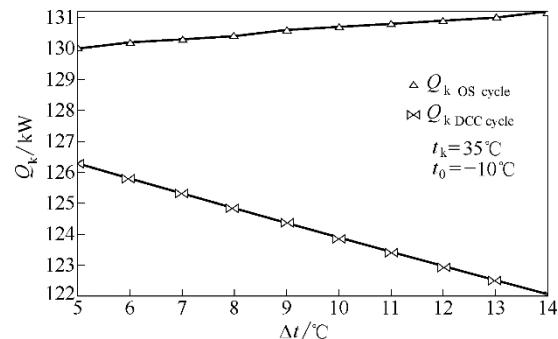


图10 直接接触凝结与单级压缩制冷循环的冷凝器散热量随过冷液过冷度的变化关系

Fig.10 Condensation heat of direct contact condensation and one-stage compression refrigeration cycle versus supercooling degree of supercooled liquid

少, 所需冷凝器的换热面积较少, 结构尺寸减小, 初投资减少, 冷却介质带走的热量减少, 如果是水冷却, 则冷却水循环的设备投资减少。

3.3 结果分析讨论

在相同的蒸发温度、冷凝温度和一定的过冷液体的过冷度下, 氨直接接触凝结制冷循环较常规双级压缩制冷循环和常规单级压缩制冷循环的性能系数提高, 冷凝器散热量减少, 蒸发器的制冷剂质量流量减少; 考虑并假设直接接触凝结制冷循环与常规制冷循环, 在系统实际操作时系统误差或热损失率相近, 直接接触凝结制冷循环与常规双级压缩制冷循环、常规单级压缩制冷循环的初投资、运行费用与冷间工质泄漏可能性等的比较见表 1 和表 2。直接接触凝结制冷循环和常规双级压缩制冷循环, 都设有两台制冷压缩机、蒸发器、冷凝器、阀件和管路, 由于直接接触凝结制冷循环冷凝器的散热量小, 所需冷凝器换热面积减少, 冷凝器、冷却水系统的冷却水塔和水泵等设备的投入减少。直接接触凝结制冷循环中设有直接接触凝结换热器、蒸发-过冷器, 结构与投资类似于常规双级压缩制冷循环的高压储液器和中间冷却器。

表 1 直接接触凝结与双级压缩制冷循环比较

Table 1 Comparison between direct contact condensation and two-stage compression refrigeration cycle

Item	Direct contact condensation cycle	Two-stage compression cycle
initial investment	less	more
running cost	less	more
possibility of refrigerant leakage in cold storage	less	greater
security	high	low

表 2 直接接触凝结与单级压缩制冷循环比较

Table 2 Comparison between direct contact condensation and one-stage compression refrigeration cycle

Item	Direct contact condensation cycle	One-stage compression cycle
initial investment	similar	similar
running cost	less	more
possibility of refrigerant leakage in cold storage	less	greater
security	high	low

直接接触凝结制冷循环较常规单级压缩制冷循环, 多设辅助循环的制冷压缩机、直接接触凝结换热器、蒸发-过冷器(单级压缩制冷循环设有回热器和储液器)和辅助循环管路和阀件, 但直接接触

凝结制冷循环冷凝器的散热量小, 所需冷凝器换热面积减少, 冷凝器、冷却水系统的冷却水塔和水泵等设备的投入减少, 总体设备的初投资相近。而直接接触凝结制冷循环较常规单级压缩制冷循环的性能提高, 运行费用明显降低。

上述讨论结果表明氨直接接触凝结制冷循环较常规制冷循环具有明显的优势。

4 结 论

通过对用于低温冷冻贮藏的 R717 直接接触凝结制冷循环、R717 常规双级压缩和 R717/CO₂ 复叠制冷循环分析比较, 以及对用于冷却贮藏的 R717 直接接触凝结制冷循环和单级压缩制冷循环的性能对比, 得出如下结论。

(1) 直接接触凝结制冷循环的性能系数随主循环饱和液的温度变化存在最大值, 在相同蒸发温度、冷凝温度和过冷液过冷度下, 其性能系数较双级压缩、复叠和单级压缩制冷循环的性能系数明显提高。

(2) 直接接触凝结制冷循环的冷凝器散热量随着主循环饱和液的温度变化存在最小值, 与双级压缩、复叠和单级压缩制冷循环相比, 所需冷凝器的换热面积减少, 结构尺寸减小, 初投资减少。

(3) 直接接触凝结制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量随主循环饱和液的温度的升高而增大, 在相同的工况下, 较双级和单级压缩制冷循环的蒸发器制冷剂质量流量减少, 氨泄漏危害降低。

符 号 说 明

h_1, h_2 —— 分别为主循环制冷压缩机进、出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$h_{1'}, h_{2'}$ —— 分别为 TS 高温循环制冷压缩机进、出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$h_{1''}, h_{2''}$ —— 分别为 OS 循环制冷压缩机进出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

h_3 —— DCC 主循环和 TS 低温循环节流前饱和液的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$h_{3''}$ —— OS 制冷循环冷凝器出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

h_4 —— DCC 主循环过冷液的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$h_{4''}$ —— OS 制冷循环过冷液的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

h_5 —— 主循环蒸发器进口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$h_{5''}$ —— OS 制冷循环蒸发器进口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

h_6, h_7 —— 分别为 DCC 辅助循环制冷压缩机进出口焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

h_7, h_8 —— 分别为 DCC 制冷循环冷凝器进、出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

- h_8' —— TS 制冷循环冷凝器出口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 h_9 —— DCC 辅助循环蒸发器进口的焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
- $m_{\text{DCC cycle}}$, $m_{\text{OS cycle}}$, $m_{\text{TS cycle}}$
—— 分别为 DCC 循环、OS 循环和 TS 循环流过
蒸发器的制冷剂的质量流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- m_f —— 辅助循环的质量流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- m_2, m_3, m_4 —— 分别为直接接触凝结换热器过热气体进口、
饱和液体出口、过冷液体进口的质量流量,
 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $Q_{\text{k CR cycle}}, Q_{\text{k DCC cycle}}, Q_{\text{k OS cycle}}, Q_{\text{k TS cycle}}$
—— 分别为 CR 制冷循环、DCC 制冷循环、OS 制
冷循环和 TS 制冷循环冷凝器的散热量, kW
- Q_0 —— DCC、OS 和 TS 制冷循环的制冷量, kW
- Δt —— DCC 主循环过冷液体的过冷度, $^{\circ}\text{C}$
- Δt_{OS} —— OS 循环过冷液体的过冷度, $^{\circ}\text{C}$
- $W_f, W_h, W_L, W_{\text{OS}}, W_z$
—— 分别为 DCC 辅助循环、TS 高温循环、TS 低
温循环、OS 循环和 DCC 主循环制冷压缩机
的耗功, kW

References

- [1] MAHOOD H B, THORPE R B, CAMPBELL A N, et al. Experimental measurements and theoretical prediction for the transient characteristic of a two-phase two-component direct contact condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **87**(1): 161-174.
- [2] MAHOOD H B, CAMPBELL A N, THORPE R B, et al. Heat transfer efficiency and capital cost evaluation of a three-phase direct contact heat exchanger for the utilisation of low-grade energy sources[J]. Energy Conversion and Management, 2015, **106**(9): 101-109.
- [3] WANG W, LI H, GUO S, et al. Numerical simulation study on discharging process of the direct-contact phase change energy storage system[J]. Applied Energy, 2015, **150**(3): 61-68.
- [4] 李晓燕, 杜世强. 直接接触式空调蓄冷技术的研究进展[J]. 建筑热能通风空调, 2014, **33**(5): 41-46.
LI X Y, DU S Q. Research progress of direct contact air conditioning cold storage technology [J]. Building Energy and Environment, 2014, **33**(5): 41-46.
- [5] MIZONOV V, YELIN N, YAKIMYCHEV P. A cell model to describe and optimize heat and mass transfer in contact heat exchangers[J]. Energy and Power Engineering, 2011, **3**(2): 144-149.
- [6] QUAN X, GENG Y, YUAN P, et al. Experiment and simulation of the shrinkage of falling film upon direct contact with vapor[J]. Chemical Engineering Science, 2015, **135**(6): 52-60.
- [7] DAHIKAR S K, SATHE M J, JOSHI J B. Investigation of flow and temperature patterns in direct contact condensation using PIV, PLIF and CFD[J]. Chemical Engineering Science, 2010, **65**(16): 4606-4620.
- [8] KIM Y S, PARK J W, SONG C H. Investigation of the stem-water direct contact condensation heat transfer coefficients using interfacial transport models[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2004, **31**(3): 397-408.
- [9] SHAH A, CHUGHTAI I R, INAYAT M H. Experimental and numerical investigation of the effect of mixing section length on direct-contact condensation in steam jet pump[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, **72**(2): 430-439.
- [10] KADI R, AISSANI S, BOUAM A. Numerical simulation of the direct contact condensation phenomena for PTS-related in single and combined-effect thermal hydraulic test facilities using TransAT CMFD code[J]. Nuclear Engineering and Design, 2015, **293** (9): 346-356.
- [11] LI S Q, WANG P, LU T. Numerical simulation of direct contact condensation of subsonic steam injected in a water pool using VOF method and LES turbulence model[J]. Progress in Nuclear Energy, 2014, **78**(1): 201-215.
- [12] 李树谦, 卢涛, 邱庆刚. T型圆管内蒸汽直接接触冷凝数值模拟[J]. 热科学与技术, 2016, **15**(1): 33-39.
LI S Q, LU T, QIU Q G. Simulation of direct contact condensation in tee junction[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2016, **15**(1): 33-39.
- [13] CHOI K Y, CHUNG H J, NO H C. Direct-contact condensation heat transfer model in RELAP5/MOD3.2 with/without noncondensable gases for horizontally stratified flow[J]. Nuclear Engineering and Design, 2002, **211**(2/3): 139-151.
- [14] 李刚, 袁益超, 刘聿拯. 基于直接接触凝结理论的汽液两相流升压模型[J]. 上海理工大学学报, 2008, **30**(4): 307-310.
LI G, YUAN Y C, LIU Y Z. Model of steam-water two-phase flow lifting-pressure mechanism based on direct contact condensation[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2008, **30**(4): 307-310.
- [15] XU J, XIAO Q, FEI Y, et al. Accurate estimation of mixing time in a direct contact boiling heat transfer process using statistical methods[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, **75**(4): 162-168.
- [16] KHAN A, SANAUULLAH K, TAKRIFF M S, et al. Pressure stresses generated due to supersonic steam jet induced hydrodynamic instabilities[J]. Chemical Engineering Science, 2016, **146**(2): 44-63.
- [17] HEINZE D, SCHULENBERG T, BEHNKE L. A physically based, one-dimensional three-fluid model for direct contact condensation of steam jets in flowing water[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, **106**(3): 1041-1050.
- [18] LI S Q, WANG P, LU T. CFD based approach for modeling steam-water direct contact condensation in subcooled water flow in a tee junction[J]. Progress in Nuclear Energy, 2015, **85**(11): 729-746.
- [19] XU Q, GUO L, CHANG L, et al. Velocity field characteristics of the turbulent jet induced by direct contact condensation of steam jet in crossflow of water in a vertical pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, **103**(11): 305-318.
- [20] CLERX N, GELD C W M V D, KUERTEN J G M. Turbulent stresses in a direct contact condensation jet in cross-flow in a duct with implications for particle break-up[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, **66**(6): 684-694.
- [21] GUPTA L. Direct contact condensation of steam jet in crossflow of water in a vertical pipe(I): Experimental investigation on condensation regime diagram and jet penetration length[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, **94**(1): 528-538.
- [22] XU Q, GUO L, ZOU S, et al. Experimental study on direct contact condensation of stable steam jet in water flow in a vertical pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, **66**(6): 808-817.
- [23] PARK H S, CHOI S W, NO H C. Direct-contact condensation of pure steam on co-current and counter-current stratified liquid flow in a circular pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009,

52(5/6): 1112-1122.

- [24] ZONG X, LIU J P, YANG X P, et al. Experimental study on the direct contact condensation of steam jet in subcooled water flow in a rectangular mix chamber[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, **80**(1): 448-457.
- [25] WU X Z, LIU J P, ZONG X, et al. Experimental study on the direct contact condensation of the steam jet in subcooled water in a rectangular channel: flow patterns and flow field [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2015, **56**(12): 172-181.
- [26] SRBISLAV B G. Direct-contact condensation heat transfer on downcomerless trays for steam-water system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, **49**(7): 1225-1230.
- [27] DAVIS J, YADIGAROGLU G. Direct contact condensation in Hiemenz flow boundary layers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, **47**(8/9): 1863-1875.
- [28] JU S H, NO H C, MAYINGER F. Measurement of heat transfer coefficients for direct contact condensation in core makeup tanks using holographic interferometer [J]. Nuclear Engineering and Design, 2000, **199**(1): 75-83.
- [29] 屈晓航, 田茂诚, 张冠敏, 等. 含不凝气体蒸汽泡直接接触冷凝[J]. 化工学报, 2014, **65**(12): 4749-4754.
- QU X H, TIAN M C, ZHANG G M, et al. Direct contact condensation of steam bubbles with non-condensable gas[J]. CIESC Journal, 2014, **65**(12): 4749-4754.
- [30] 李涛, 宗潇, 杨小平, 等. 矩形通道内高速蒸汽与过冷水直接接触凝结换热流型的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, **48**(5): 50-55.
- LI T, ZONG X, YANG X P, et al. Experimental study on flow patterns of direct contact condensation between steam jet and subcooled water flow in rectangular channel[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, **48**(5): 50-55.
- [31] 杨小平, 陈旖, 李涛, 等. 蒸汽空气混合物与过冷水直接接触凝结研究[J]. 工程热物理学报, 2015, **36**(11): 2493-2497.
- YANG X P, CHEN Y, LI T, et al. Research on direct contact condensation of steam-air mixture in subcooled water[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, **36**(11): 2493-2497.
- [32] 宁静红, 曾凡星. CO₂为低温循环工质的复叠式制冷系统的分析比较[J]. 热科学与技术, 2015, **14**(2): 155-160.
- NING J H, ZENG F X. Analysis and comparison on cascade refrigeration system for CO₂ low-temperature circuit [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2015, **14**(2): 155-160.