

文章编号:0253 – 4339(2014) 02 – 0013 – 06  
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2014. 02. 013

# 自复叠制冷系统中套管式冷凝器的应用研究

芮胜军<sup>1,2</sup> 张 华<sup>1</sup> 王洪年<sup>3</sup> 李娟娟<sup>1</sup>

(1 上海理工大学制冷技术研究所 上海 200093;2 河南科技大学车辆与动力工程学院 洛阳 471003;  
3 海尔集团技术研发中心 青岛 266103)

**摘 要** 自复叠制冷系统广泛应用于小型制冷装置,制取  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -150\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间的低温环境。套管式冷凝器在自复叠制冷系统中常用作冷凝设备,其特性与结构深刻地影响着制冷装置系统。自动复叠制冷系统用套管式冷凝器为研究对象,研究其冷凝过程特性和结构尺寸;在冷凝压力  $2.0\text{ MPa}$ ,当 R600a 和 R23 混合工质的质量分数为 7:3 时,计算其冷凝负荷为  $1610\text{ W}$ ;根据混合工质和冷却水的换热系数,确定套管式冷凝器长度为  $4.842\text{ m}$ 。最后对不同冷凝水流量的吸气温度、排气温度、蒸发温度,以及冷却水进出口温度进行了对比分析。

**关键词** 自动复叠制冷;混合工质;冷凝器设计;套管式冷凝器

**中图分类号**:TB61<sup>+</sup>1;TQ051.5 **文献标识码**:A

## Study on Application of Tube-in-tube Condenser for Auto-cascade Refrigeration

Rui Shengjun<sup>1, 2</sup> Zhang Hua<sup>1</sup> Wang Hongnian<sup>3</sup> Li Juanjuan<sup>1</sup>

(1. Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Vehicle & Motive Power Engineering College, Henan University of Science and Technology, Luoyang, 471003, China; 3. Technology R & D Center, Haier Group, Qingdao, 266103, China)

**Abstract** Auto-cascade refrigeration system is widely used to obtain low temperature environment between  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -150\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tube-in-tube condenser is commonly used for condensing equipment in auto-cascade refrigeration system, and its characteristics and structure affect the performance of refrigeration equipment deeply. An auto-cascade refrigeration system with tube-in-tube condenser was taken as the research object, and the condensing process characteristics and structure dimension were studied. At the condensing pressure of  $2.0\text{ MPa}$ , the condensing load was  $1610\text{ W}$  when the mass fraction ratio of R600a and R23 was 7:3. The structure size of double-pipe condenser was calculated as  $4.842\text{ m}$  based on the heat transfer coefficient of mixed refrigerant and cooling water. At the end of the paper the suction temperature, exhaust temperature, evaporation temperature in different condensing water flow, and inlet and outlet temperature of cooling water were analyzed.

**Keywords** auto-cascade refrigeration; mixed refrigerant; condenser design; tube-in-tube

自复叠制冷系统采用两种或两种以上的混合制冷工质,通过单台压缩机实现多级复叠,制取  $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -150\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间的低温环境;广泛应用于低温电子,低温医学,低温生物,低温实验环境等小型设备<sup>[1]</sup>。混合制冷工质由纯工质按照一定的比例混合而成,根据其共沸特性,分为共沸混合工质和非共沸混合工质。共沸混合工质定压蒸发或冷凝时,其泡点和露点温度相等,具有与纯工质相同的恒温恒压蒸发冷凝特性。非共沸混合工质没有共沸点,在定压下蒸发或冷凝时,气相和液相具有不同的成分,蒸发温度也随之变化。

非共沸混合制冷工质的冷凝过程温度呈对数函数规律变化,相对于恒温冷凝的纯制冷工质而言,温度逐渐变化的趋势更符合有限空间的传热规律<sup>[2]</sup>。非共沸混合制冷工质可近似实现劳仑兹循环,根据热力学第二定律,冷凝介质与制冷工质的传热温差越小,其熵增越小,即不可逆损失越小。当冷凝介质与制冷工质的温差为零,熵增和不可逆损失均为零,但没有温差不能达到换热的效果。非共沸混合制冷工质冷凝的变温特性很好地迎合了换热器的变温特点,

基金项目:国家自然科学基金(51176124)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51176124). )  
收稿日期:2013 年 3 月 27 日

使传热不可逆损失相对于纯工质大大减小<sup>[3]</sup>。

套管式冷凝器广泛应用于各种小型制冷装置系统,由外套管及内穿的单根或多根传热管组成,弯制成圆形或椭圆形螺旋结构。外管采用无缝钢管或铜管,内管多用紫铜管,整个系统为逆流换热。通常套管式冷凝器冷却水在内管流动,制冷工质在套管间流动,如图1所示<sup>[4]</sup>。冷却水在内管流动,流向为下进上出;气态制冷工质在外套管自上而下流动,冷凝后的液体从下部流出。制冷工质气体同时受传热管内冷却水和管外空气冷却,逆向流动布置传热效果较好。对于混合制冷工质冷凝,由于冷凝中后期制冷工质处于气液两相状态,如果工质在套管间流动,容易出现积液、气液分离、死体积等现象,还会引起气体和液体工质流速差别较大等情况<sup>[3]</sup>,从而影响制冷系统的稳定运行。所以根据混合工质的冷凝特性选取制冷工质在内管流动,冷却水在套管间流动。

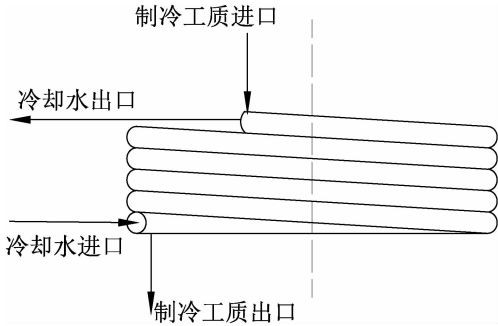


图1 套管式冷凝器  
Fig. 1 Double-pipe condenser

压缩机排出的混合制冷工质在冷凝器中流动阻力比较小,可认为是一个恒压冷却冷凝过程。其释放的热量有以下三部分:过热蒸气进入冷凝器显热放热,温度下降到露点温度;部分工质冷凝为液体,释放出汽化潜热;剩余气体工质进一步冷却,释放显热<sup>[5]</sup>。

表1 混合制冷工质在冷凝器中的流动特性  
Tab. 1 Flow characteristics of mixed refrigerant in condenser

| 质量流量<br>/(g/s) | 出口流速<br>/(m/s) | 冷凝压力<br>/MPa | 进口密度<br>/(kg/m <sup>3</sup> ) | 出口密度<br>/(kg/m <sup>3</sup> ) | 制冷工质/℃ |    | 冷却水/℃ |    |
|----------------|----------------|--------------|-------------------------------|-------------------------------|--------|----|-------|----|
|                |                |              |                               |                               | 进口     | 出口 | 进口    | 出口 |
| 9.791          | 4.06           | 2            | 6.0472                        | 48.195                        | 110    | 30 | 25    | 30 |

混合气体工质遇到低于其露点温度的冷却壁时,紧靠壁面的高沸点组元气体分子开始凝结,形成一层凝液膜。这些气体分子的凝结,使壁面附近高沸点组元的气体分压力降低,由远离壁面处的分压力降至气液分界面上的压力。在壁面附近,不凝结气体分子的

1 二元工质冷凝过程分析

1.1 二元工质冷凝特性

以两种制冷工质 R600a 和 R23 的质量分数比为 7:3 为研究对象。套管间冷却水与内管混和制冷工质逆流换热,不考虑套管间冷却水与外界环境的热量交换。工质和冷却水的温度变化如图2所示。

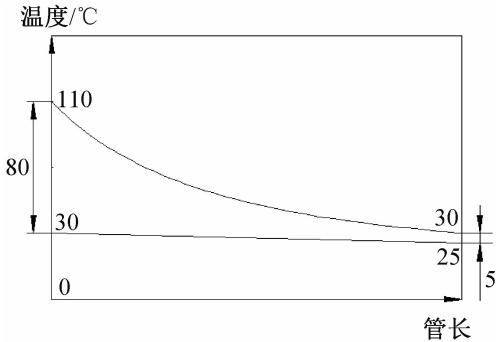


图2 工质和冷却水温度变化  
Fig. 2 Temperature change of refrigerant and cooling water

套管式冷凝器设计计算时作如下假设:系统内部制冷工质流动压力损失忽略不计,系统内只有两个压力:冷凝压力 2.0 MPa 和蒸发压力 0.2 MPa。选用泰康 1.5 匹压缩机 CAJ2464Z,吸排气管尺寸分别为:15.9×0.889 mm,9.52×0.813 mm,理论排量 34.45 cm<sup>3</sup>,压缩机转速按额定转速 2800 r/min 计算。吸排气温度开始时都不能准确确定,如果吸排气温度太低,则容易引起压缩机回气管带液,造成压缩机液击。0.2 MPa 时混合工质的露点温度为 -17.143℃,为了避免压缩机回气管带液,一般回气管路应有 20℃ 的回气过热度;吸气温度太高则相应的排气温度太高,通常排气温度不能超过 120℃,否则容易引起润滑油分解、碳化等现象。综合考虑各种情况,确定冷凝器中混合制冷工质和冷却水的流动特性如表1所示。

不断积聚,使其分压力逐渐升高,由远离壁面处的压力上升至气液分界面上的压力。这样就在液膜外面又形成一层气膜,高沸点分子必须借助扩散穿过这层气膜,才能到达液膜表面进行凝结,这层气膜构成了凝结放热的主要热阻,因而使放热系数大大降低<sup>[3]</sup>。

在这层气膜中温度也发生相应的变化,由气膜外部的温度降低到气液分界面上的温度(与其压力相对应的饱和温度)。由于温差的存在,在气膜与液膜间的表面上产生了对流换热。对于多元非共沸混合工质,

由于其冷凝温度差别较大,低沸点工质可作为不凝性气体处理<sup>[6-7]</sup>。工质 R600a 和 R23 的热物理特性如表 2 所示<sup>[8]</sup>。

表 2 两种纯制冷工质的热物理特性  
Tab. 2 Thermal physical properties of two kinds of pure refrigerants

| 工质符号  | 化学式                            | 相对分子量 | 正常沸点/℃ | 凝固点/℃ | 临界温度/℃ | 临界压力/MPa | 临界比体积/(L/kg) |
|-------|--------------------------------|-------|--------|-------|--------|----------|--------------|
| R600a | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 58.13 | -11.73 | -160  | 135    | 3.645    | 4.526        |
| R23   | CHF <sub>3</sub>               | 70.02 | -82.1  | -155  | 25.6   | 4.833    | 1.942        |

1.2 定压冷凝过程分析

非共沸混合工质在定压下冷凝时,气相和液相的质量分数不同,温度也不断变化。图 3 是根据 NIST refprop 8.0 软件计算并绘制的压力恒定为 2.0 MPa,二元混合制冷工质 R600a 和 R23 不同质量分数的泡点温度和露点温度线,它显示了这两种混合工质的气液平衡关系。横坐标表示混合工质中 R23 的质量百分含量,纵坐标表示温度。图中上边一条曲线为露点温度线,表示在相同压力不同温度时与液相平衡的气相组成,它表示不同组分的气体开始冷凝时的温度,称为气相线或冷凝等压线;下边一条曲线是在一定压力下的泡点温度线,即不同组分溶液开始沸腾时的温度,也称为液相线或沸腾等压线<sup>[9-10]</sup>。不同质量分数的泡点温度和露点温度可以通过与纵坐标平行的线段进行分析;不同温度的气相和液相质量分数可以通过与横坐标平行的线段进行分析。

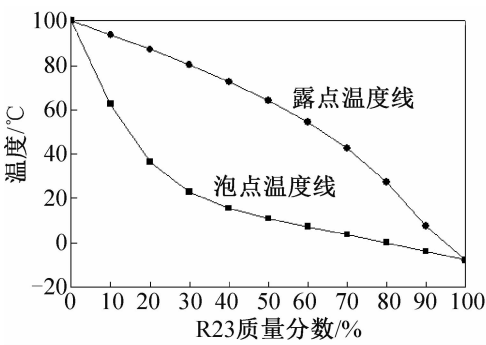


图 3 压力 2.0 MPa 时泡点温度和露点温度  
Fig. 3 Bubble point and dew point temperature at 2.0 MPa

当 R600a 和 R23 混合工质的质量分数为 7:3 时,在冷凝压力 2.0 MPa 混合工质随温度的变化特性如表 3 所示。如果压缩机出口混合制冷工质温度为 110 ℃,则混合制冷工质在压缩机出口呈过热单一的气体状态,混合气体工质的质量分数分别为 70% 和 30%。

表 3 混合制冷工质在 2.0 MPa 时特性变化  
Tab. 3 Characteristic change of mixed refrigerant at 2.0 MPa

| 温度<br>/℃ | 绝对压力<br>/MPa | 液相密度<br>/(kg/m <sup>3</sup> ) | 气相密度<br>/(kg/m <sup>3</sup> ) | 液相焓<br>/(kJ/kg) | 气相焓<br>/(kJ/kg) | 干度<br>/(kg/kg) | 液相质量成分/% |       | 气相质量成分/% |       |
|----------|--------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|----------------|----------|-------|----------|-------|
|          |              |                               |                               |                 |                 |                | R600a    | R23   | R600a    | R23   |
| 110      | 2            | 过热                            | 46.93                         | 过热              | 623.08          | 过热             | 过热       |       | 70       | 30    |
| 80.31    | 2            | 474.16                        | 56.18                         | 389.14          | 563.99          | 1              | 94.79    | 5.21  | 70       | 30    |
| 80       | 2            | 474.83                        | 56.2                          | 388.25          | 562.6           | 0.98294        | 94.71    | 5.29  | 69.57    | 30.43 |
| 70       | 2            | 496.34                        | 57.42                         | 360.35          | 520.71          | 0.62305        | 92.09    | 7.91  | 56.64    | 43.36 |
| 60       | 2            | 517.88                        | 59.34                         | 333.91          | 484.16          | 0.43948        | 89.23    | 10.77 | 45.47    | 54.53 |
| 50       | 2            | 540.22                        | 61.85                         | 308.84          | 452.66          | 0.3191         | 85.93    | 14.07 | 36.01    | 63.99 |
| 40       | 2            | 564.57                        | 64.92                         | 285.17          | 425.55          | 0.21967        | 81.8     | 18.2  | 28.09    | 71.91 |
| 30       | 2            | 593.45                        | 68.61                         | 263.04          | 402.03          | 0.11105        | 76.06    | 23.94 | 21.5     | 78.5  |
| 22.89    | 2            | 620.12                        | 71.69                         | 248.39          | 387.02          | 0              | 70       | 30    | 17.51    | 82.49 |
| 20       | 2            | 625.93                        | 过冷                            | 242.11          | 过冷              | 过冷             | 70       | 30    | 过冷       |       |

压缩机排出的高温高压混合工质气体在冷却介质(水或空气)的作用下温度逐渐降低,当达到 80.31℃时,开始有混合工质液滴析出。开始出现的液滴并不是纯净的 R600a 工质,其中 R600a 的质量分数为 94.79%;R23 的质量分数为 5.21%。随着温度逐渐降低,混合工质气体逐渐冷凝为液体,所冷凝的液体中 R23 的质量分数逐渐增多,R600a 的质量分数逐渐减少。在 80.31℃到 22.89℃之间为混合制冷工质逐渐冷凝的过程,到 22.89℃混合工质全部冷凝为液体。最后冷凝的液滴并不是纯净的 R23 工质,其中 R600a 的质量分数为 17.51%;R23 的质量分数为 82.49%。混合液体工质的质量分数分别为 70%和 30%,整个冷凝过程液相中 R23 的质量分数逐渐由 5.21%增加到 30%,液相中 R600a 的质量分数逐渐由 94.79%减小到 70%;气相中 R23 的质量分数逐渐由 30%增加到 82.49%,气相中 R600a 的质量分数逐渐由 70%减小到 17.51%。两种工质始终处于混合状态,很难达到完全分离。

当温度进一步降低时,混合工质过冷。实际冷凝过程中,由于少量不凝性气体和润滑油等的存在,使混合工质始终处于气液平衡状态。即使达到过冷状态以后,由于混合工质在流动过程冷凝时处于湍流状态,大量的液体混合工质里面仍然夹杂有少量不凝性气泡。

2 传热分析及设计计算

根据 30℃气液混合物的焓 278.47 kJ/kg 和 110℃过热气体的焓 623.08 kJ/kg 可计算出单位质量混合制冷工质的冷凝热量: $623.08 - 278.47 = 344.61$  kJ/kg,制冷工质质量流量:9.791 g/s,套管式冷凝器的冷凝负荷:1610 W,其中冷却段的负荷:768.8 W,冷凝段的负荷:841.2 W。混合工质换热系数按照冷却段和冷凝段分别计算。

冷却段混合工质都为气体状态,从 110℃冷却到 80.31℃工质状态不变。混合制冷工质在水平光管内的紊流冷却换热可采用迪图斯和贝尔特(Dittus and Boelter)提出的公式<sup>[11]</sup>:

冷却流体:  $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$

上式适用的条件为:流体与壁面有中等以下的温差,  $0.7 \leq Pr \leq 160, Re \geq 10^4, l/d \geq 60$ ,定性温度按气体在 110℃到 80.31℃温度段的平均温度 95.2℃计算。

冷凝段温度区间为 80.31℃到 30℃,所以取平均温度 55.2℃作为定性温度按下式进行计算<sup>[12]</sup>。

$$h_1 = 0.555 \times r_s^{\frac{1}{4}} B_m (t_k - t_w)^{-\frac{1}{4}} d_{li}^{-\frac{1}{4}} \varepsilon_R$$

套管式冷凝器内管  $9.52 \times 0.813$  mm,外管  $19.1 \times 0.889$  mm。冷却水换热系数  $2031 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,换热器长度 4.842 m。

冷凝器将压缩机排出的高温高压气体制冷工质冷却冷凝,满足制冷工质在系统中循环使用的要求。混合制冷工质冷凝与单一制冷工质冷凝不同,是一个变温过程。温度滑移使制冷工质的物性也随着温度的变化而变化,采用混合制冷工质的平均温度作为定性温度,通过定性温度确定混合制冷工质的物性参数。

3 实验研究

混合工质冷凝受实验环境限制,本文对混合工质 R600a 和 R23 以 7:3 的比例进行运行特性实验研究。由于实验在冬季进行,系统冷凝温度较低,压缩机排气温度低于 110℃,为了保证系统能在一年四季顺利运行,分析了系统冷凝温度的变化对压缩机吸排气温度的影响。通过改变冷却水的流量来改变进出口水温度,从而改变系统冷凝温度。不同水流量下冷却水的进口温度、出口温度和冷凝温度如表 4 所示。

表 4 不同水流量下对应的冷凝温度  
Tab. 4 Condensing temperature of different water flow rate

| 序号 | 水流速度<br>/(L/h) | 进口水温<br>度 $t_1/^\circ\text{C}$ | 出口水温<br>度 $t_2/^\circ\text{C}$ | 冷凝温度<br>$t_0/^\circ\text{C}$ |
|----|----------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| 1  | 50.4           | 9.44                           | 11.07                          | 15.3                         |
| 2  | 33             | 9.72                           | 12.26                          | 16                           |
| 3  | 18.6           | 10.28                          | 14.47                          | 17.4                         |
| 4  | 12.5           | 10.98                          | 16.86                          | 18.9                         |

注:进出口温度取采集数据温度的平均温度。

冷凝温度  $t_0 = (t_1 + t_2)/2 + 5$

图 4 为各冷凝温度下吸气温度的变化曲线。从图中可以看出随着冷凝温度的升高,压缩机的吸气温度也相应地升高,特别是前半小时变化比较显著。当水流量最小时,冷凝温度也最高,对应的吸气温度也最高,在 2 h 后达到 25℃,由于实验系统采用大负荷换热器,使吸气温度并没有随着降温过程的深入而降低。四种水流量下的吸气温度均呈现上升趋势。

图 5 为不同冷凝温度下的排气温度曲线。从图中可以看出当冷却水流量为 50.4L/h 时,即冷凝温度为 15.3℃时,压缩机的排气温度在前 2 h 内稳定在 90℃以下。减小冷却水流量后,压缩机排气温度有所升高,当流量为 12.5 ~ 33.0 L/h 时,压缩机排气温度变化情况比较接近。在冬季由于水温和环境温

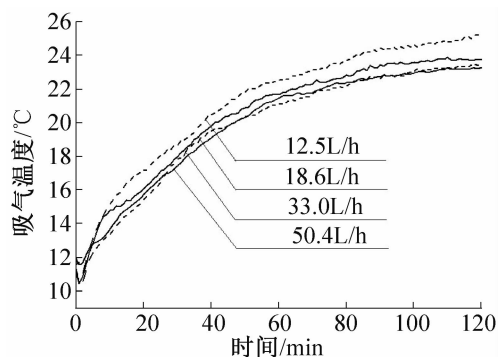


图4 不同冷凝水流量的吸气温度

Fig. 4 Suction temperature in different condensing water flow

度较低,冷却水流量即使在很低的情况下,压缩机的排气温度也保持在 90 °C 以下。但在夏季,水温 and 环境温度均升高,压缩机排气温度将会很高,因此要保证夏季压缩机正常运行,必需加大冷却水量。

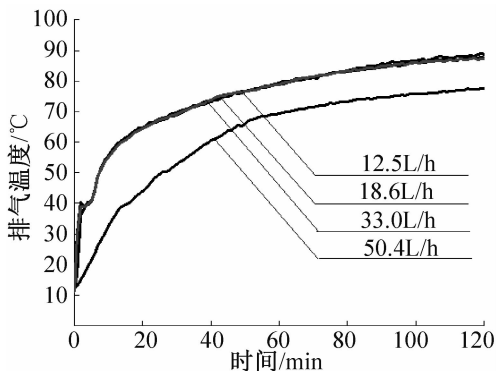


图5 不同冷凝水流量的排气温度

Fig. 5 Exhaust temperature in different condensing water flow

图6 为不同冷凝温度下的蒸发温度曲线。从图中可以看出冷却水的流量导致冷凝温度变化,对蒸发温度和系统的降温情况影响不大。这是由于系统的换热器很大,再加上水冷时换热系数较大,使制冷工质在节流前已经充分冷凝,从而导致同一制冷工质配比下四种冷凝温度的降温曲线相似。

在单级压缩循环实验中,系统冷凝温度对压缩机排气温度有较大影响。进出口水流量的大小影响着冷凝器换热的好坏,因此对压缩机排气温度有影响。由于采用混合工质运行,故研究进出口水流量对高压比运行的压缩机影响很重要。图7 为 R600a 和 R23 以 7:3 的比例混合运行时,水流量 12.5 L/h 时冷却水进出口温差及排气温度变化曲线。

当水流量为 12.5 L/h 时,压缩机排气温度在 2 h 内稳定在 90 °C 以下。实验前期套管式冷凝器进出口水温差较大,但随着压缩机排气温度的升高,冷凝器

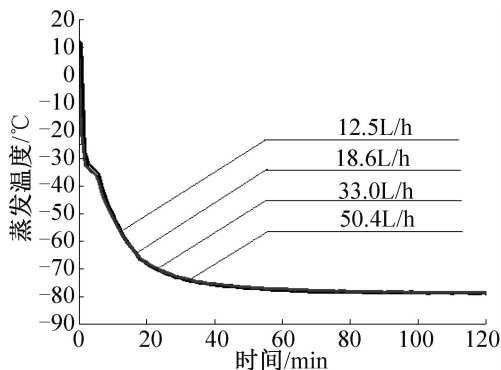


图6 不同冷凝水流量的蒸发温度

Fig. 6 Evaporation temperature in different condensing water flow

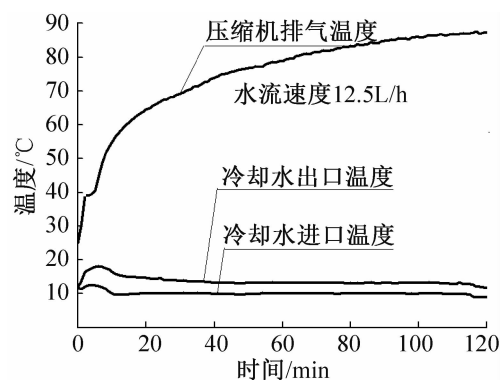


图7 冷却水进出口温差及排气温度

Fig. 7 Inlet and outlet temperature of cooling water and exhaust temperature

进出口水温差逐渐减小,最后稳定在 4.3 °C。当系统运行稳定后冷凝器的负荷不但没有随压缩机排气温度的升高而增大,反而减小,这是由于随着压缩机排气温度的升高,压缩机的排气量减小。随着降温过程的不断进行,换热器高压侧温度逐渐下降,使部分高沸点制冷工质 R600a 沉积在换热器管道中,使系统制冷工质循环量减小,最终导致排气量减小,制冷量下降,系统 COP 降低。

## 4 结论

混合制冷工质冷凝是一个复杂的传热传质过程,涉及到相变传热、气液平衡等工程热力学和传热学的相关知识。工质中各组分气相和液相的成分随温度的变化而变化。本文以自动复叠制冷系统用套管式冷凝器为研究对象,深入地分析了混合制冷工质冷凝时的过程机理。针对套管式冷凝器的具体设计过程,通过详细的计算过程得到了换热器的具体尺寸。

混合工质冷凝中后期制冷工质处于气液两相状态,工质在套管间流动容易出现积液、气液分离、死体积等现象,还会引起气体和液体工质流速差别较大等

不良情况,所以本文选取制冷工质在内管流动,冷却水在套管间流动。混合制冷工质在套管式冷凝器中先冷却后冷凝,可以分为冷却段和冷凝段,冷凝段又是部分工质冷凝。为了与压缩机排气管的直径相匹配,换热器内管直径相对较小,套管换热器长度相对比较大。在设计过程中考虑了水垢的影响,所以此冷凝器在安装完成后设备运行初期阶段冷凝负荷有一定的余量。

本文受上海曙光跟踪计划项目(10GG21)资助。(The project was supported by Shanghai Shuguang Tracking Program (No. 10GG21).)

### 参考文献

- [1] Dale J Missimer. Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascade (ARC) systems[J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(3): 201-207.
- [2] Kai Du, Shaoqian Zhang, Weirong Xu, et al. A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(2): 240-245.
- [3] 公茂琼. 深冷多元混合工质回热式节流制冷机的热力分析及其实验研究[D]. 北京:中国科学院理化技术研究所, 2002.
- [4] 芮胜军, 张华, 张庆钢. 套管式冷凝器冷凝混合工质的分析研究[J]. 流体机械, 2012, 40(5): 63-66. ( Rui Shengjun, Zhang Hua, Zhang Qinggang. Study and Analysis on Double-pipe Condenser for Condensing Mixed Refrigerant[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(5): 63-66. )
- [5] Zhou Yuanyuan, Yu Jianlin, Chen Xiaojuan. Thermodynamic optimization analysis of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger for Joule-Thomson refrigerators [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 58: 151-156.
- [6] 程有凯, 常琳, 张丽, 等. 具有不凝结气体存在的凝结换热研究[J]. 制冷学报, 2006, 27(4): 41-44. ( Cheng Youkai, Chang Lin, Zhang Li, et al. Research on Condensation Heat Transfer with Presence of Non-condensable Gases [J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(4): 41-44. )
- [7] S G Kim, M S Kim. Experiment and simulation on the performance an auto cascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(8): 1093-1101.
- [8] 陈光明, 陈国邦. 制冷与低温原理[M]. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [9] 张立强. 复叠温区新型共沸混合工质池核沸腾换热实验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
- [10] Wang Qin, Liu Rui, Wang Jiangpu, et al. An investigation of the mixing position in the recuperators on the performance of an auto-cascade refrigerator operating with a rectifying column[J]. Cryogenics, 2012, 52(11): 581-589.
- [11] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [12] 彦启森, 申江, 石文星. 制冷技术及其应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.

### 作者简介

芮胜军, 男(1975 - ), 博士研究生, 上海理工大学能源与动力工程学院制冷技术研究所, (021) 55273584, E-mail: sjrui@haust. edu. cn. 研究方向: 小型制冷系统性能研究。

### About the author

Rui Shengjun (1975 - ), male, Ph. D. Student, University of Shanghai for Science and Technology, (021) 55273584, E-mail: sjrui@haust. edu. cn. Research fields: Performance of a small refrigeration system.