

文章编号: 1671-6612 (2021) 06-842-06

一种新型可能量调节 自复叠制冷循环系统实验研究

刘家林 李卓慧 王晓占 刘海静 李灿伦 罗威 刘昌鹏

(上海卫星装备研究所 上海 200240)

【摘要】 针对应用于宇航产品试验的特殊性, 主要讲述了一种新型可能量调节自复叠制冷系统的搭建, 区别于传统自复叠的设计, 为提高整个系统能量利用率及高的稳定性, 同时实现系统能量可调, 可宽温区控温。分析了新系统在不同制冷剂组分配比下, 其系统的排气温度、吸气温度、排气压力、吸气压力、蒸发温度、制冷性能 COP 等参数的变化趋势。

【关键词】 新型; 制冷; 能量调节; 趋势

中图分类号 TB657 文献标识码 A

Experimental Study of a New Type of Cascade Refrigeration System Refrigeration with Energy Adjusting

Liu Jialin Li Zhuohui Wang Xiaozhan Liu Haijing Li Canlun Luo Wei Liu Changpeng

(Shanghai Satellite Equipment Research Institute, Shanghai, 200240)

【Abstract】 Aimed at the specialties of the aerospace products test applied, this article mainly tells the story of a new type of the construction of the three level cascade refrigeration system adjusted, different from traditional three level cascade design, in order to improve the system energy utilization and high stability, at the same time to realize the energy system is adjustable, and can be adjusted in wide temperature range. Under different refrigerant composition ratio, analyzed the variation trend of exhaust temperature, suction temperature, exhaust pressure, suction pressure, evaporation temperature, COP of the new system.

【Keywords】 New type; Refrigeration; Energy regulating; Trend

作者(通讯作者)简介: 刘家林(1985-), 男, 硕士, 中级工程师, E-mail: liujialinjiayuguan@163.com

收稿日期: 2021-03-18

0 引言

近年来, 随着我国航天事业的快速发展, 宇航产品的试验数量也日益增多, 针对宇航产品试验的特殊性及重要性, 对产品试验的要求也越来越高, 常规试验一般需要制冷工况温度需满足 $-75^{\circ}\text{C}\sim-90^{\circ}\text{C}$, 通常采用经典三级自复叠系统来提供所需环境温度。

由于常规三级自复叠系统结构比较复杂, 效率比较低, 系统排气压力及排气温度都较高, 整个系统稳定性比较差, 同时, 经典三级自复叠系统(直冷式)只能实现极低温区附近的控温, 而且控

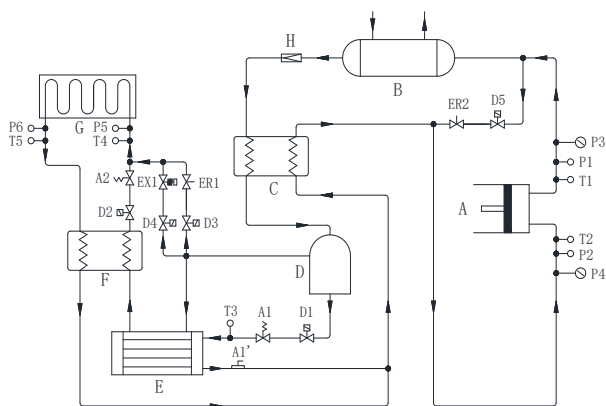
温精度范围仅限于极低温温度点 $-80^{\circ}\text{C}\pm 2^{\circ}\text{C}$, 不能实现较高区间所需温度及实现温度可连续控温。为提高整个系统能量利用率及较高的稳定性, 设计及搭建了一套新型可能量调节的自复叠制冷系统, 最终实现系统能量可调及宽温区控温。

1 系统设计

1.1 系统组成

新型可能量调节自复叠制冷系统循环流程图如图 1 所示, 系统组成主要包括压缩机、冷凝器、回热器、气液分离器、冷凝蒸发器、蒸发器、过滤

器、电磁阀、能量调节阀、热力膨胀阀以及温度、压力传感器等测量仪器。



A—压缩机; B—冷凝器; C—回热器; D—气液分离器;
E—冷凝蒸发器; F—回热器; G—蒸发器; H—过滤器;
T1—排气温度传感器; T2—吸气温度传感器; T3—冷凝蒸发器进口温度传感器; T4—蒸发器进口温度传感器;
T5—蒸发器出口温度传感器; P1—排气压力传感器;
P2—排气机械压力表; P3—吸气压力传感器;
P4—吸气机械压力表; D1~D5—电磁阀; A1—热力膨胀阀;
A1'—热力膨胀阀感温包; A2—电子膨胀阀;
EX1—电子能量调节阀; ER1~ER2—机械能量调节阀

图 1 新型可能量调节自复叠制冷循环系统流程图

Fig.1 Flowchart of refrigeration system of a new type of cascade

1.2 系统原理

该系统采用三种非共沸混合工质来实现低温制冷, 此新型系统设计方案中, 高温组分选取 R134a; 中温组分选取 R23; 低温组分选取 R14。R134a 和 R23 的沸点间距为 56°C , R23 和 R14 的沸点间距为 46°C , 均在 $40\sim 80^{\circ}\text{C}$ 之间, 较好的满足了沸点确定原则。其中三种组分比例初步选为 0.6:0.2:0.2。

具体流程描述为, 一定配比的非共沸混合工质在压缩机 A 中压缩成高温高压状态后经过冷凝器 B 及回热器 C 中冷凝, 大部分高沸点工质被冷凝成液体, 而大部分低沸点工质仍为气体, 混合物流经气液分离器 D, 在分离器内分离成气液两相, 其中含高沸点组分的液体从分离器底部流出, 经过热力膨胀阀 A1 后进入冷凝蒸发器 E 蒸发吸热, 流经回热器 C 后, 回到压缩机 A 吸气口; 而从分离器顶部逸出的低沸点组分经冷凝蒸发器 E、回热器 F 后, 基本被冷凝成液体, 液态混合物流再经过热力

膨胀阀 A2 达到蒸发器 G 进行蒸发, 使蒸发器的温度达到目标温度, 然后经回热器 F 及回热器 C, 回到压缩机吸气口, 完成一个完整的制冷循环。

此系统具有能量可调节功能, 有效的提高了能量利用率, 且实现了系统可宽温区控温, 主要通过电子能量调节阀 EX1 及机械能量调节阀 ER1~ER2 来实现。系统极限低温时, 高沸点一路热力膨胀阀会根据出口气体过热度来有效调节进口流量大小, 控制冷凝蒸发器在一定的温度, 进而, 对电子膨胀阀进行 PLC 控制, 通过有效的 PID 逻辑控制, 可来控制进入蒸发器的流量, 最终达到一定的极限温度。当蒸发器到达极限温度工况时, 系统吸气压力往往会很低, 如果过低, 会直接损害压缩机的吸排气阀片, 甚至可能造成系统突然停机, 而对试验产品造成不可挽回的损失。为了避免此种意外情况的发生, 通过设定机械能量调节阀 ER2, 使吸气压力自动一直保持在 $0.2\pm 0.2\text{bar}$ 范围内, 提高了系统的稳定性。

新系统实现宽温区控温主要通过电子能量调节阀 EX1, 机械能量调节阀 ER1 以及电子膨胀阀 A2 来完成。具体控制逻辑如图 2 所示。

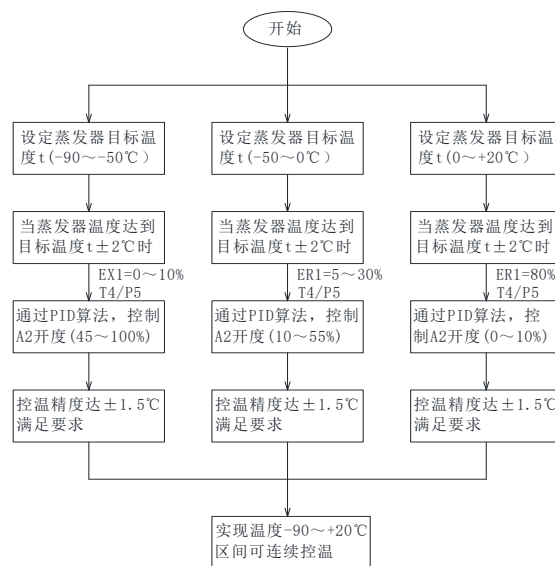


图 2 新型可能量调节自复叠制冷系统宽温区控温逻辑图

Fig.2 Logic diagram of temperature control in wide temperature zone of a new type of cascade

2 系统热力计算

根据循环中各点温度及焓值变化, 新型制冷系统制冷循环过程可以表示为如图 3 所示的由三个

平面压焓图组成的空间压焓图。1'到 2'为混合工质在压缩机中的压缩过程，2 到 3 为混合工质在冷凝器中的冷凝过程，3 到 4 为高沸点工质 R134a 的等焓降温降压过程，3 到 5 为混合工质 R23 及 R14 在气液分离器中分离过程，5 到 6 为混合工质 R23 及 R14 在冷凝蒸发器中的冷凝过程，6 到 7 为混合工质 R23 及 R14 的等焓降温降压过程，7 到 8 为混合工质 R23 及 R14 在蒸发器中的蒸发吸热过程，8 到 10 为混合工质 R23 及 R14 在回热器中的过热过程，9 到 10 为工质 R134a 在冷凝蒸发器中的蒸发吸热过程，10 到 1 为混合工质 R134a、R23、R14 混合后吸热回到压缩机，完成一个完整的循环。

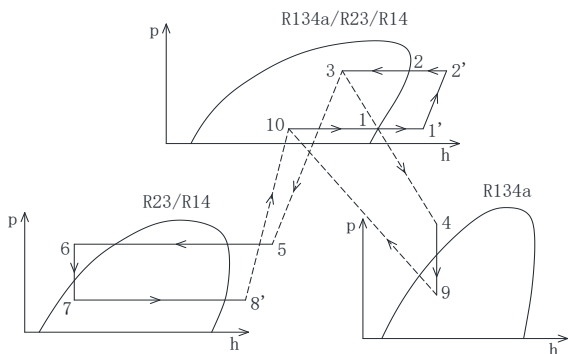


图 3 新型可能量调节自复叠制冷系统制冷循环压焓示意图

Fig.3 Pressure-enthalpy diagram of temperature control in wide temperature zone of a new type of cascade

为了简化计算，本文作了如下假设：

(1) 系统绝热良好，各换热器和管路与环境没有热交换；

(2) 忽略管路中的压力损失^[4]；

(3) 制冷循环中，制冷剂蒸发后恰为饱和气体，冷凝后恰为饱和液体。低温级过热为 40℃，中温级过热 30℃，高温级过热 20℃；

(4) 制冷系统中所用压缩机等熵效率为 0.7。

在设计中，已知参数有：混合工质各组分的配比，压缩机吸气压力 P_1' ，吸气温度 T_1' ，压缩机排气压力 P_2' 。

(1) 根据已知的压缩机吸排气压力 P_1' 、 P_2' 和吸气温度 T_1' ，可由下式得出压缩机出口温度：

$$T_2' = T_1' \left(\frac{P_2'}{P_1'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

式中， k 为多变指数^[5]，根据本实验测的数据，取 $k=1.18$ 。

(2) 压缩机单位耗功

$$w_0 = h_2' - h_1' \quad (2)$$

(3) 循环工质流量

$$m_{com} = \lambda \left(\frac{V_{com}}{v_{com}} \right) \quad (3)$$

式中， V_{com} 为压缩机的理论容积输气量， v_{com} 为压缩机的气体比容， λ 为压缩机的输气系数。

(4) 冷凝器 B 的单位热负荷

$$q_k = (h_2 - h_3) \quad (4)$$

(5) 冷凝蒸发器 E 的热平衡方程

$$\varepsilon_{R134a/R23/R14} (h_3 - h_5) = \varepsilon_{R134a/R23/R14} (h_1 - h_8') \quad (5)$$

(6) 回热器 C 和 F 的热平衡方程

$$\varepsilon_{R23/R14} (h_5 - h_6) = \varepsilon_{R134a} (h_9 - h_{10}) \quad (6)$$

$$\varepsilon_{R23/R14} (h_{10} - h_{8'}) = \varepsilon_{R23/R14} (h_3 - h_5) \quad (7)$$

(7) 蒸发器 G 的单位热负荷

$$q_G = (h_{8'} - h_7) \quad (8)$$

(8) 新系统的制冷性能系数

$$COP = \frac{\varepsilon_{R14} (h_{8'} - h_7)}{(h_2' - h_1')} \quad (9)$$

3 系统性能分析

在热力性能计算及分析的基础上，对混合工质 R134a/R23/R14 以三种质量组分配比 0.6:0.2:0.2、0.5:0.25:0.25、0.6:0.15:0.25 进行实验研究，对压缩机排气温度、吸气温度、排气压力、吸气压力、蒸发温度、系统制冷性能 COP 等运行参数进行分析对比。

3.1 系统排气温度分析

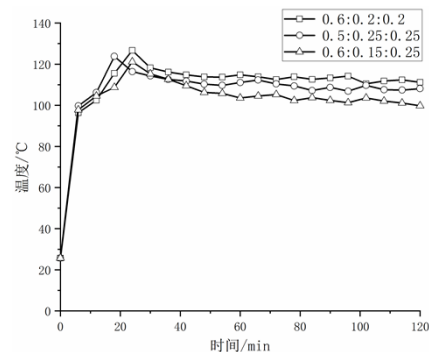


图 4 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统排气温度变化图

Fig.4 Variation diagram of system exhaust temperature of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

图 4 为混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统排气温度变化图,从图中可以看出,刚开机时,压缩机的排气温度在 25.7℃,开机后,排气温度迅速上升,6min 后升高到 98℃左右,20~25min 后排气温度均出现最大值,其中混合工质配比 0.6:0.2:0.2 下最大值为 126.7℃,混合工质配比 0.5:0.25:0.25 下最大值为 123.8℃,混合工质配比 0.6:0.15:0.25 下最大值为 121.2℃,25min 后排气温度开始缓慢下降。这是因为开机初期压缩机吸气量比较少,导致排气温度急剧上升,运行一段时间后,压缩机开始吸入来自蒸发器内的工质,排气温度进入缓慢下降阶段。大概运行 40min 以后,系统进入稳定运行阶段,最终,混合工质配比 0.6:0.2:0.2 下,排气温度稳定在 112℃左右,混合工质配比 0.5:0.25:0.25 下,排气温度稳定在 108℃左右,混合工质配比 0.6:0.15:0.25 下,排气温度稳定在 101℃左右,均满足系统正常稳定运行的要求。

3.2 系统吸气温度分析

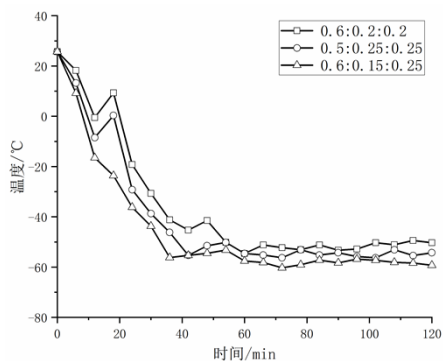


图 5 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统吸气温度变化图

Fig.5 Variation diagram of system suction temperature of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

图 5 为混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统吸气温度变化图,从图中可以看出,刚开机时,压缩机的吸气温度在 25.7℃,开机运行 10min,吸气温度急剧下降,而后出现温度上升拐点,可能是吸气温度经过回热器及压缩机电机,吸气温度再一次被提高,其中混合工质配比 0.6:0.2:0.2 提高 9.8℃,配比 0.5:0.25:0.25 提高 8.8℃。而后系统继续运行,吸气温度同时快速下降。当系统运行至 60min 左右时,系统进入运行稳定阶段,虽然还有一定的波动,但是基本都稳定在一定温度范围内,其中,当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,吸气温度

维持在-51℃左右,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,吸气温度维持在-56℃左右,当混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,吸气温度维持在-59℃左右。

3.3 系统蒸发温度分析

不同组分配比蒸发器的最低温度变化如图 6 所示。制冷系统开始后,前 10min 左右制冷速度下降缓慢,主要原因为系统中的混合工质还未完全分离,但在 10min 后,蒸发器温度迅速下降,三种配比工况下,蒸发器温度均下降到-52℃左右。20min 到 40min,系统降温速率变慢,主要原因为系统中有部分中高温被冷凝为过冷液态,留在了蒸发器中,阻碍了蒸发器的蒸发制冷。40min 后,系统开始进入稳定运行阶段,特别是进入 60min 后,系统蒸发器温度基本保持在一定值,其中,当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,蒸发温度维持在-102℃左右,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,蒸发温度维持在-102℃左右,当混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,蒸发温度维持在-106℃左右,此种配比最终蒸发温度最低,主要是由于系统中 R14 含量较高,当热负载越大,蒸发器需要低温工质相变量就越大,低温工质流量越大,制冷量越大。

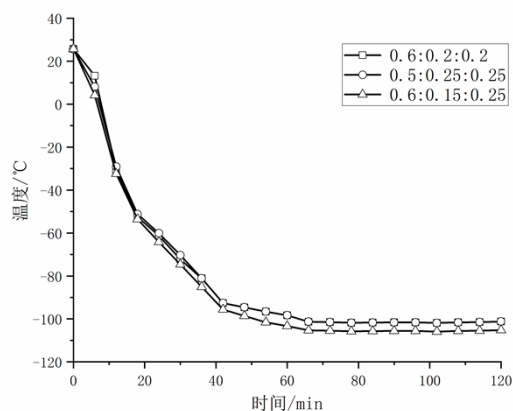


图 6 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统蒸发温度变化图

Fig.6 Variation diagram of system evaporating temperature of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

3.4 系统排气压力分析

图 7 为混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统排气压力变化图,从图中可以看出,系统运行前,系统排气端压力保持为 13bar。开机后 6min 时,排气压力急剧上升,均上升到了 23bar 左右,系统运行 6min 到 30min 时,出现了一些震荡波动,主

要原因为系统中气液分离器的分离作用以及回热器中不断蒸发吸热的结果。随着低温工质不断的蒸发制冷,系统排气压力在 30min 后进入缓慢下降阶段,当系统运行 50min 左右后,系统排气压力就进入了运行稳定阶段。其中,当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,排气压力维持在 22bar 左右,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,排气压力维持在 21.8bar 左右,当混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,排气压力维持在 22.8bar 左右。此系统在设计时,考虑了系统排气压力过高导致系统停机以及损伤压缩机的后果,采用了高压旁通的设计,即在高压端和低压端连接一热气旁通阀,设置其最高压力为 25bar。当系统排气压力超过 25bar 时,此阀会自动开启,当压力降低至 17.5bar 时,此阀关闭。正常运行时,此阀一直保持关闭状态,这样就保证了系统高压一直处于安全工作范围内。

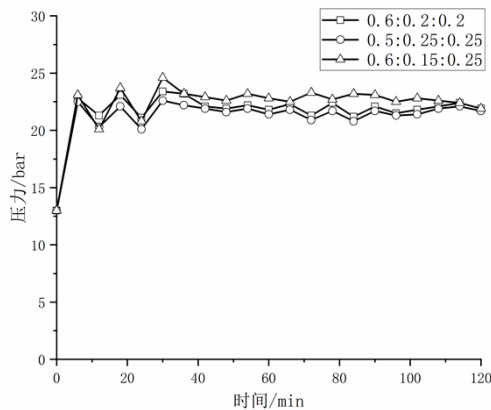


图 7 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统排气压力变化图

Fig.7 Variation diagram of system exhaust pressure of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

3.5 系统吸气压力分析

图 8 为混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统排气压力变化图,从图中可以看出,系统运行前,系统吸气端压力保持为 13bar。开机后 6min 时,吸气压力迅速下降,其中混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,吸气压力下降到 2.3bar 左右,混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,吸气压力下降到 2.8bar 左右,混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,吸气压力下降到 2.7bar 左右。系统运行 6min 到 65min 左右时,吸气压力缓慢下降,主要原因为系统中回热器,蒸发器不断的制冷降温,导致气体工质越来越少,系统将进入稳定运行阶段。当运行到

65min 后,系统蒸发器温度均已降到 $\leq -102^{\circ}\text{C}$,这时,气体工质很少,大部分中高温工质为液态,存留在冷凝蒸发器和蒸发器中,导致压力降到 0bar 左右。由于此系统设计了低压保护旁路,即在低压端加装了一路热气旁通管路,当系统吸气压力 $\leq 0.1\text{bar}$ 左右时,低压保护旁通阀就会自动打开,当吸气压力 $\geq 0.5\text{bar}$ 时,低压保护旁通阀就会自动关闭,从而使低压吸气端一直保持一定的压力,维持系统正常运行。从图上可以看出,最终当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,吸气压力维持在 0.2bar 左右,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,吸气压力维持在 0.3bar 左右,当混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,吸气压力维持在 0.3bar 左右。

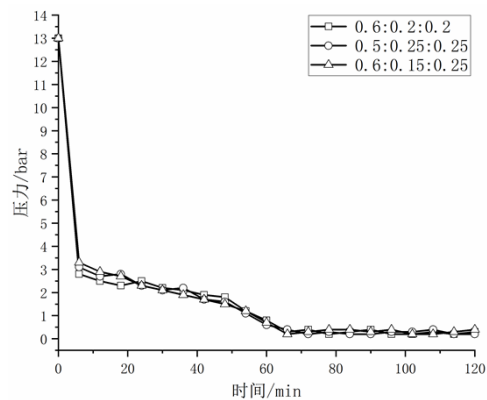


图 8 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统吸气压力变化图

Fig.8 Variation diagram of system suction pressure of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

3.6 系统 COP 分析

图 9 为混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统 COP 变化图,主要为蒸发器温度在 -50°C ~ -105°C 之间的变化。从图中可以看出,系统 COP 从 -50°C 开始到 -85°C 左右,呈缓慢下降的趋势,到 -85°C 后, COP 就进入了稳定阶段。此实验系统选用的压缩机是法国泰康低温压缩机,型号为 FH2480Z,其额定输入功率为 663W,其中,系统最终稳定时,当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时,实验制冷量为 106W,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时,实验制冷量为 86W,当混合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时,实验制冷量为 90.1W。

根据输入功率和系统稳定时制冷量,可知,当混合工质配比为 0.6:0.2:0.2 时, COP 为 0.16,当混合工质配比为 0.5:0.25:0.25 时, COP 为 0.13,当混

合工质配比为 0.6:0.15:0.25 时, COP 为 0.136。从而可以看出, 此系统最佳配比为 0.6:0.2:0.2, 常规的通过减少高温工质或者增加低温工质, 达不到提高系统 COP 的目的, 合理的配比才是重要的。

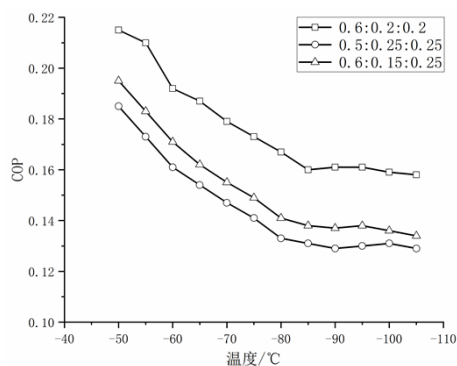


图 9 混合工质 R134a/R23/R14 不同配比下系统 COP 变化图

Fig.9 Variation diagram of system cop of mixed medium R134a/R23/R14 under different ratios

4 总结

本文设计了一种新型可能量调节的自复叠制

冷系统,通过新系统设计及相应 PID 控制逻辑设计,实现系统能量可调,实现 $-90^{\circ}\text{C}\sim+20^{\circ}\text{C}$ 宽温区连续控温,而且控温精度 $\geq\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ 。而且,较常规制冷系统而言,设备预算及成本可降低约 25%~40%。另外,通过对系统关键运行参数对比分析可知,此系统的稳定性较常规自复叠制冷系统高,为今后设备产品化奠定基础。

参考文献:

- [1] 郑大字,张益铭,陈鑫,等.R22/R23/R14 三级复叠制冷系统的实验研究[J].哈尔滨商业大学学报,2012,29(6):2.
- [2] 牛宝联. 复叠制冷系统低温环路自然工质混合物的理论及实验研究[D].天津:天津大学,2006.
- [3] 王勤,陈光明. 混合工质节流制冷循环的优化原则及其应用[J].低温与特气,2004,(5):20-30.
- [4] 程有凯,常琳,张文虎. 两级压缩与复叠式制冷方式的比较[J].制冷与空调,2004,4(3):50-69.
- [5] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京:机械工业出版社,1998:236-267.

(上接第 818 页)

- [8] 彭建康,曾艳华,何川.连续毗邻隧道出口污染物的扩散影响研究[C].公路隧道运营管理与安全国际学术会议论文集,2006.
- [9] 张桂莲.双洞公路隧道洞口污染物扩散规律的研究[D].天津:天津大学,2012.
- [10] 尤鸿波.紫之隧道群洞口空气交叉污染数值分析及工程措施[J].公路隧道,2017(3):12-16.
- [11] 朱娉婷,邓志辉.公路隧道洞口污染物窜流的对比研究[J].制冷与空调,2016,(1):109-113.
- [12] 彭康夫.基于污染物窜流影响的特长公路毗邻隧道通风方案优化研究[D].成都:西南交通大学,2019.
- [13] 杨清海,沈恒根,梁珍.行车隧道通风机射流作用下污染物浓度分布模拟试验[J].暖通空调,2020,50(9):128-134.
- [14] JTG D70/2T-02-201,公路隧道通风设计细则[S].北京:人民交通出版社,2014.