

文章编号:0253-4339(2023)06-0131-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.06.131

两级节流双循环耦合冰箱节能研究

王亚聪 唐黎明 邬晗晖 陈光明 陈琪

(浙江省制冷与低温技术重点实验室 浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027)

摘要 双循环耦合冰箱在系统耦合运行时,冷冻循环冷凝压力下降,冷凝器出口制冷剂未完全冷凝,冷藏循环提供的冷量被用来处理未完全冷凝的制冷剂,系统难以发挥设计的节能能力。为解决该问题,本文提出一种两级节流双循环耦合系统,在冷冻冷凝器和耦合过冷器之间添加节流装置,使系统能够发挥相应的节能作用。本文制冷剂选取 R600a,在环境温度为 25℃,冷冻室温度为-18℃的条件下,通过 Matlab 模拟系统实际运行状态并搭建实验装置进行验证。研究结果表明:在设计工况下,系统单独运行和耦合运行均能够保证冰箱稳定运行,同时耦合运行状态的 COP 比独立运行状态提升约 9%。

关键词 压缩式制冷循环;双循环耦合;两级节流;冰箱

中图分类号:TB61⁺5; TB657.4

文献标识码:A

Research on Energy Saving of Dual-loop Coupled Refrigerator with Two-stage Throttling

Wang Yacong Tang Liming Wu Hanhui Chen Guangming Chen Qi

(Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenic Technology of Zhejiang Province, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou, 310027, China)

Abstract When a dual-loop coupled refrigerator operates in a coupled state, the condensation pressure of the freezing loop decreases, such that the refrigerant outlet of the condenser is not completely condensed. Hence, the cooling capacity provided by the freezing loop is used to treat the refrigerant that is not completely condensed. It is therefore difficult for the system to take full advantage of the energy-saving ability of the design. To solve this problem, we propose a dual-loop coupled system with two-stage throttling. By adding a throttling expansion device between the freezing condenser and coupled subcooler, the system can operate stably. In this study, the refrigerant is R600a. Under the conditions of ambient temperature of 25℃ and freezer temperature of -18℃, we simulated the operating state of the system using Matlab, which was validated by an experimental device. The research results show that the system can maintain stability in both independent and coupled operations when the system works under the design conditions, and the coefficient of performance (COP) of the coupled operation is approximately 9% higher than that of the independent operation.

Keywords compression refrigeration cycle; dual-loop coupled; two-stage throttling; refrigerator

随着冰箱在社会上的广泛使用,其带来的能源问题也日益严峻。在中国,家用电冰箱所消耗的电能已占到居民整体用电的 42%^[1]。家用冰箱通常带有冷藏室和冷冻室,制冷剂节流后依次通过冷冻蒸发器和冷藏蒸发器,在相同蒸发温度下维持冷冻室-18℃和冷藏室 5℃的间室温度^[2-3]。为提高系统制冷效率,国内外学者已经对冰箱制冷循环提出了不同的改进措施。A. Lorenz 和 K. Meutzner^[4]提出了 Lorenz-Meutzner 循环,后来的学者在此基础上不断进行改进以提高制冷循环的性能。Yan Gang 等^[5]提出以 R290/R600a 混合物作为制冷工质的分凝式双温系

统,研究结果表明其系统性能优于传统双温循环。陈旗等^[6]研究了非共沸混合工质分凝式双温制冷系统在实际工况下的间歇运行特性,发现环境温度的升高会导致压缩机的开机率和耗电量明显上升。此外,另一种改进方式是对双蒸发器串联循环结构进行改进。国内外学者提出的改进措施包括旁通双循环蒸气压缩制冷系统^[7]、并联双循环蒸气压缩制冷系统^[8]、独立双循环蒸气压缩制冷系统^[9]、喷射增效蒸气压缩制冷循环^[10]以及带中间补气压缩机的两级压缩系统^[11]等。其中独立双循环系统可实现冷冻室和冷藏室的独立控制,冷藏循环可保持较高的蒸发温度,具

有较高的循环效率^[12]。

唐黎明等^[13]在独立双循环系统的基础上,提出一种耦合双循环系统,该系统通过耦合过冷器将冷冻循环与冷藏循环耦合,利用冷藏循环的一部分制冷量,对冷冻循环中冷凝器出口的制冷剂进行过冷,在不增加系统功耗的前提下,实现冷量品位的提升。但在使用样机进行耦合循环实验后,何万基等^[14]发现冷藏侧耦合运行结果和独立运行结果基本一致,但冷冻侧耦合运行结果和预期相差较大。测试结果表明,当系统耦合运行时,冷凝器出口制冷剂不能完全冷凝,耦合过冷量被用于处理未完全冷凝的制冷剂,不能发挥应有的作用。此外,蒋若恒等^[15]通过理论和实验证明,冷冻循环系统的制冷剂初始充注量对系统节能效果影响较大,系统在单独运行和耦合运行两种情况下,维持设计压力所需的制冷剂初始充注量并不相同。

本文在耦合双循环系统基础上,提出一种两级节流双循环耦合系统,在冷冻循环冷凝器和耦合过冷器之间添加节流装置,通过理论与实验研究,确定系统中冷冻循环的设计工况,使系统在独立运行和耦合运行时均能保持稳定,且耦合运行时冷冻循环的 COP_F 比独立运行有所提高。

1 理论模型建立

两级节流双循环耦合系统的原理如图 1 所示。在冷冻循环冷凝器和耦合过冷器之间添加一级节流装置,通过调节节流装置的节流能力,寻找系统合适的工况。系统 $p-h$ 图如图 2 所示,当系统耦合运行时,利用一级节流装置阻断冷冻冷凝器和耦合过冷器的压力相等状态后,冷冻冷凝压力仍有一定程度的下降,即 2_F-3_F 的压力仍低于 2_R-3_R , 3_F-4_F 是一级节流过程,耦合过冷器的换热发生在冷冻中间压力 4_F-5_F 和冷藏蒸发压力 4_R-5_R 的温差下,用冷藏循环中 4_R-

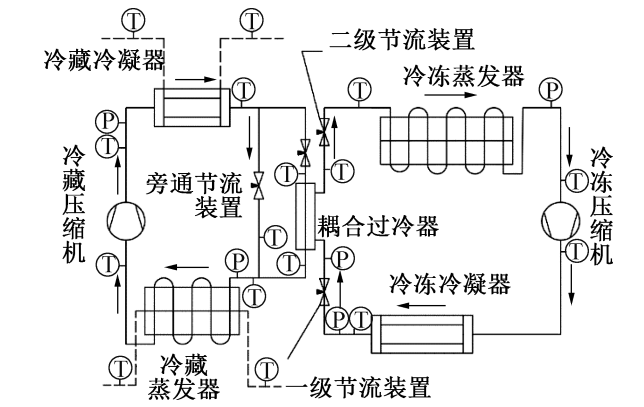


图 1 系统原理
Fig.1 System principle

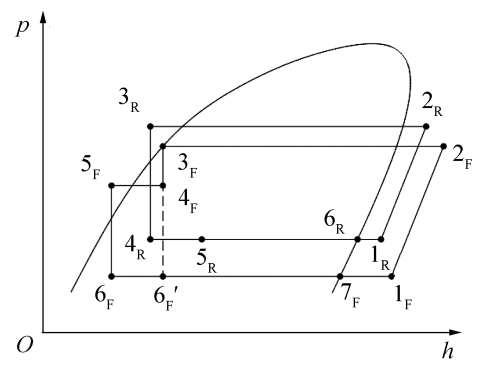


图 2 系统压焓图
Fig.2 $p-h$ diagram

5_R 这一段制冷量过冷冷冻循环中 4_F-5_F , 经过冷冻循环等焓节流 5_F-6_F 之后, 转换为冷量品位更高的 $6_F-6_F'$ 的制冷量, 实现冷量品位的提升。

本文为冷藏侧添加一个旁通回路来调节耦合制冷量的大小。冷藏侧的分流比 r 定义为通过耦合节流阀的流量在冷藏侧总流量中的比值。前人的测试结果^[16]表明, 冷藏循环标准工况运行时的制冷剂充注量 $m_{initial} = 25\text{ g}$ 。由于冷藏侧在独立运行和耦合运行时, 冷藏循环运行参数并不会发生显著变化, 本文模拟遵循这一实验结果, 认为改变分流比 r 并不会使冷藏循环性能发生变化。由于冰箱实际耦合运行的状态对应着冷藏循环中旁通节流装置全关时的运行情况, 即分流比 $r = 1$ 时的情况, 因此本文中耦合运行状态所需的冷藏侧输入量均为 $r = 1$ 时冷藏侧的各个物理参数。

本文在系统独立运行和耦合运行均保持稳定的情况下, 以冷冻侧能效比 COP_F 作为合适工况的判断依据。由于 COP_F 与耦合制冷量和制冷剂的初始充注量有关, 所以本文以二者作为自变量进行研究。耦合过冷器本质上是一个热交换器, 在冷藏侧状态已知情况下, 可以通过冷冻侧耦合过冷器内的压力 p_{mid} , 利用换热器模型求出耦合制冷量的大小^[17]。当环境温度和蒸发器热负荷不随时间变化时, 循环中各参数基本保持不变, 系统处于稳定运行状态。实际中, 由于冰箱启停控制要求, 冰箱系统的评价标准为 24 h 系统实测耗电量, 本文未进行与时间有关的动态过程模拟, 因此选用稳态运行下的能效比作为系统性能优劣的判断标准, 仍具有一定的意义。

2 理论模拟研究

本文利用 Matlab 建立计算模型, 制冷剂为 R600a, 对应的物性参数通过 REFPROP10.0 调用得到, 整个模拟过程中, 恒定环境温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 恒定冷

冻室内温度为 $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。此外根据测试实验结果, m_{initial} 取值范围为 $20\sim60\text{ g}$, p_{mid} 取值范围为 $200\sim700\text{ kPa}$ 。在该范围内根据系统各部件计算模型进行如下模拟。

2.1 冷冻侧设计工况的确定

2.1.1 冷冻循环独立运行

当冷冻循环独立运行时,在不同制冷剂初始充注量 m_{initial} 条件下,改变一级节流装置开度得到结果如图 3 所示。由图 3 可知,当 m_{initial} 一定时,系统 COP_F 随 p_{mid} 的增大呈先增大后缓慢减小的趋势,这表示存在 COP_F 最大点。考虑到在实际情况中,冷凝压力 p_h 需要处于合适范围内,根据冷凝器正常运行标准^[18],最终认为 p_h 介于 $536.3\sim724.2\text{ kPa}$ 之间,冷凝器可以正常工作。图 4 所示为冷凝压力 p_h 随 m_{initial} 和 p_{mid} 变化的三维曲线,图 5 所示为 COP_F 随 m_{initial} 和 p_{mid} 变化的三维曲线,将 p_h 取值上下限带入图 4 和图 5 可得 p_{mid} 和 m_{initial} 的取值范围,该范围内 COP_F 最大

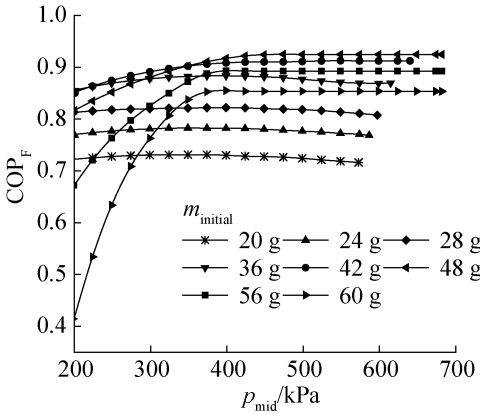


图 3 冷冻循环独立运行时 COP_F 随 p_{mid} 的变化
Fig.3 Change of COP_F with p_{mid} when the freezer cycle operates independently

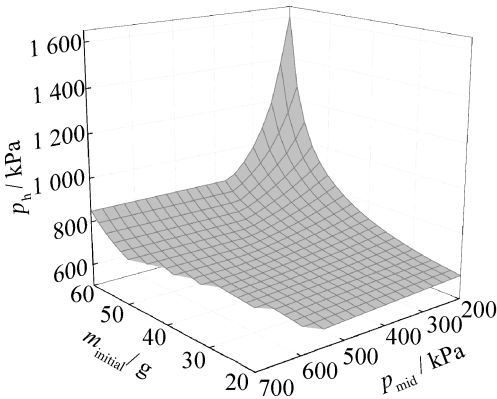


图 4 冷冻循环独立运行时 p_h 随 p_{mid} 和 m_{initial} 的变化
Fig.4 Change of p_h with p_{mid} and m_{initial} when the freezer cycle operates independently

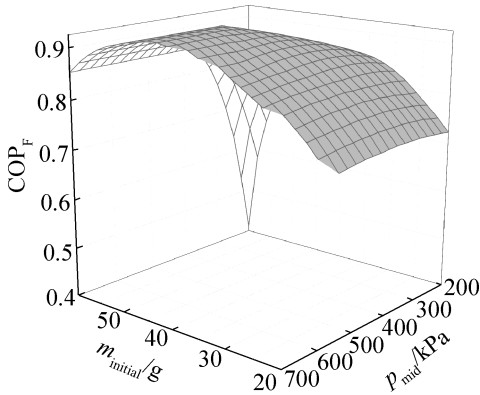


图 5 冷冻循环独立运行时 COP_F 随 p_{mid} 和 m_{initial} 的变化
Fig.5 Change of COP_F with p_{mid} and m_{initial} when the freezer cycle operates independently

点即为冷冻循环独立运行时的设计工况。本文采用穷举法确定最大 COP_F 所对应的状态,由于穷举的非连续性,该结果为近似值,但仍具有参考意义。最终得到在 $m_{\text{initial}}=48\text{ g}$, $p_{\text{mid}}=450\text{ kPa}$ 时, COP_F 取得最大值 0.9246 。

2.1.2 冷冻循环耦合运行

图 6 所示为冷冻循环耦合运行时,不同制冷剂充注量 m_{initial} 下, COP_F 随中间压力的变化。冷冻循环耦合运行时,此时冷藏循环旁通节流装置全开, p_{mid} 的改变是通过改变冷冻循环一级节流装置和二级节流装置的开度来实现, p_{mid} 越大,等价于一级节流装置节流效果越弱,即开度越大,而一级节流装置的开度是有限的,最大为全开,对应图中曲线上最右侧的点,因此不同克数下, p_{mid} 所能取到的最大值不同。当 m_{initial} 较小时, COP_F 随 p_{mid} 的增大逐渐减小,当 m_{initial} 较大时, COP_F 随 p_{mid} 的增大先增大后缓慢减小。同前文一样,可根据 p_h 确定 p_{mid} 和 m_{initial} 的取值范围,进而确定 COP_F 最大点。由于有两组数据的值

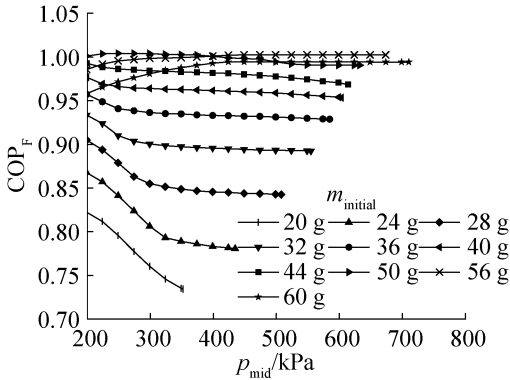


图 6 冷冻循环耦合运行时 COP_F 随 p_{mid} 的变化
Fig.6 Change of COP_F with p_{mid} during coupled operation of freezer cycle

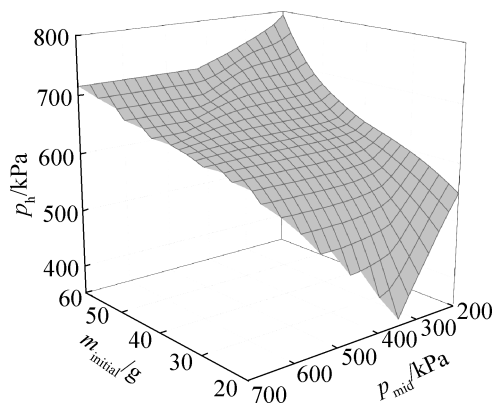


图 7 冷冻循环耦合运行时 p_h 随 p_{mid} 和 $m_{initial}$ 的变化

Fig.7 Change of p_h with p_{mid} and $m_{initial}$ during coupled operation of freezer cycle

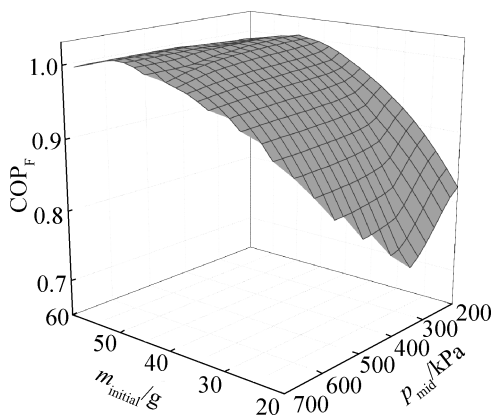


图 8 冷冻循环耦合运行时 COP_F 随 p_{mid} 和 $m_{initial}$ 的变化

Fig.8 Change of COP_F with p_{mid} and $m_{initial}$ during coupled operation of freezer cycle

较为接近,因此选择两组工况点作为设计工况进行后续模拟,相应的参数为 $m_{initial} = 50$ g, $p_{mid} = 250$ kPa, $COP_F = 1.004$ 和 $m_{initial} = 54$ g, $p_{mid} = 450$ kPa, $COP_F = 1.003$ 。

2.1.3 冷冻侧设计工况点确定

由于冷冻侧存在两种工作状态,因此设计工况点的 p_{mid} 和 $m_{initial}$ 选取需要同时满足两种工作状态的需求,即二者的重叠部分。由于冰箱实际上是在独立运行和耦合运行之间进行切换,本文选定二者运行时间比例为 1:1,因此以独立运行和耦合运行时 COP_F 的算术平均值作为判断标准。最终选取独立与耦合运行连线上,位于二者重叠部分且 COP_F 算术平均值最大两个点作为可能的设计工况点。如图 9 所示,两个点的参数分别为 (400 kPa, 48.5 g) 和 (450 kPa, 50 g)。由于在相同工况点下,系统独立运行和耦合运行时,各位置的物理参数并不完全相同,因此两个设计工况点对应 4 种设计工况。利用节流阀确定系

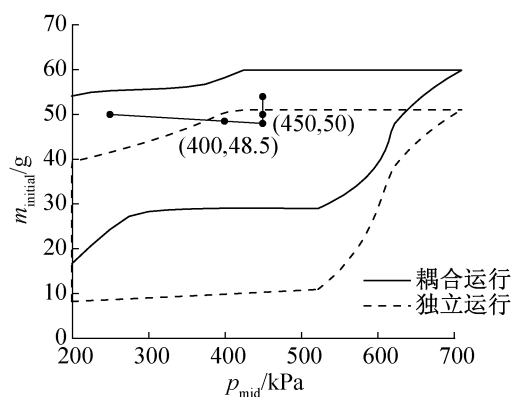


图 9 系统 p_{mid} 和 $m_{initial}$ 选择范围

Fig.9 Selection range of p_{mid} and $m_{initial}$

统运行工况后,考虑到冰箱实际需求,应将节流阀等效替换为毛细管,本文中,通过节流阀的质量流量表示形式和电子膨胀阀相同^[19],具体形式如下:

$$q_{valve,m} = C_D A \sqrt{2\rho_{valve,in} (p_{valve,in} - p_{valve,out})} \quad (1)$$

式中: $\rho_{valve,in}$ 为节流阀进口制冷剂密度, kg/m^3 ; $p_{valve,in}$ 和 $p_{valve,out}$ 分别为节流阀进、出口压力, kPa, C_D 为流量系数; A 为流通面积, m^2 。毛细管模型使用 C. Hermes 等^[20]提出的半经验模型, M. Schenk 等^[21]通过实验证明该模型适用于本文选用的 R600a 制冷剂。该公式具体表达形式如下:

$$q = \varphi \sqrt{\frac{D^5}{L} \left[\frac{p_{in} - p_f}{v_f} + \frac{p_f - p_{out}}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \left(\frac{ap_{out} + b}{ap_f + b} \right) \right]} \quad (2)$$

$$a = v_f (1 - k) \quad (3)$$

$$b = v_f p_f k \quad (4)$$

$$k = 1.63 \times 10^5 p_f^{-0.72} \quad (5)$$

式中: φ 为毛细管常数, 值为 6; D 和 L 分别为毛细管内径和长度, m; p_{in} 、 p_{out} 分别为毛细管进、出口压力, Pa; p_f 为毛细管进口点等焓过程对应的制冷剂闪蒸点压力, Pa; v_f 为毛细管进口点等焓过程对应的制冷剂闪蒸点比体积, m^3/kg 。当使用毛细管代替节流阀时,在已知质量流量与进口状态的情况下,联立节流阀模型和毛细管模型,每一个 C_D 对应一组 L 和 D ,本文中,毛细管管径为 0.6 mm,因此每个 C_D 会对应一个 L 。每种设计工况下节流阀开度和对应毛细管长度如表 1 所示。

2.2 耦合运行模拟结果

2.2.1 节流装置使用节流阀

确定 4 种设计工况后,通过调节冷藏侧旁通节流阀的开度来改变耦合制冷量 δQ 的大小。由于 δQ

表 1 冷冻循环设计工况的参数
Tab.1 Parameters of freezer cycle on design conditions

工况	$m_{\text{initial}}/\text{g}$	$p_{\text{mid}}/\text{kPa}$	工作状态	$C_{\text{D}}A_1$	L_1/m	$C_{\text{D}}A_2$	L_2/m
工况一	48.5	400	独立运行	4.752×10^{-7}	4.883	4.608×10^{-7}	0.732
工况二			耦合运行	5.574×10^{-7}	2.221	4.498×10^{-7}	3.361
工况三	50.0	450	独立运行	5.179×10^{-7}	3.718	4.172×10^{-7}	1.699
工况四			耦合运行	6.168×10^{-7}	2.544	4.187×10^{-7}	4.187

会随着 m_{initial} 变化,因此只有将 m_{initial} 相同的系统进行纵向对比才有意义。系统 COP_{F} 和 δQ 之间的关系如图 10 所示,在设计工况下,随着 δQ 的增大, COP_{F} 不断增大,且耦合运行状态下(δQ 最大)的 COP_{F} 比单独运行状态($\delta Q=0$)高约 9%,表明冷冻循环引入一级节流装置可以优化原来的系统,对系统设计有一定指导意义。

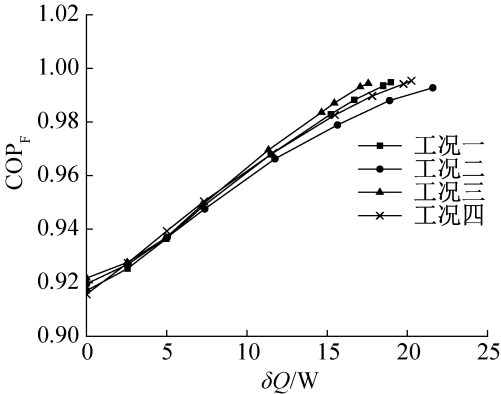


图 10 四种工况下 COP_{F} 随 δQ 的变化

Fig.10 Change of COP_{F} with δQ in four conditons

2.2.2 节流装置使用毛细管

根据表 1 设计参数,使用毛细管代替节流阀进行模拟,模拟结果如图 11 所示。 p_{h} 和 p_{mid} 的变化趋势

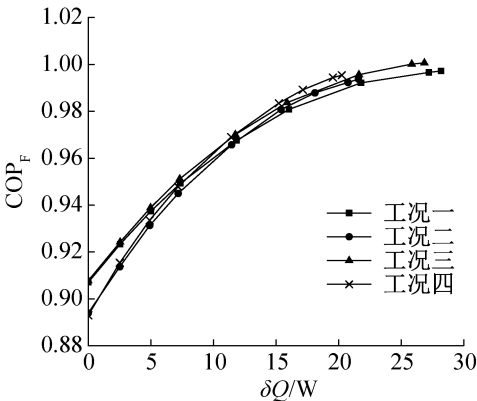


图 11 使用毛细管时 COP_{F} 随 δQ 的变化

Fig.11 Change of COP_{F} with δQ when the throttling device is capillary

与使用节流阀的系统类似,使用毛细管后,随着耦合制冷量的增大, COP_{F} 也逐渐提升。

3 实验研究

3.1 实验装置介绍

本文实验装置为改造后的 BC/D-108 小型冷柜,压缩机型号为 QD65Y,系统中节流阀选用 Hoke1335G4B 针阀,冷藏侧冷凝器的热量和蒸发器的冷量通过冷却水的流量和温度变化计算。冷冻侧的箱体内部布置有加热棒和小型冰箱风扇来计算蒸发器的制冷量。制冷剂选择 R600a,冷冻室内温度控制为 $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$,环境温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

因样机测试过程中发现问题仅出现在冷冻侧,所以对冷冻侧的实验应更接近实际工况,而冷藏侧可进行简化处理。基于上述原因,本文对实验装置进行如下处理:1)冷冻侧冷凝器是冰箱自带的,采用自然对流散热,以接近真实工况。冷藏侧采用水路换热,可通过水温变化计算冷凝器和蒸发器换热量。2)在实际应用中,冰箱通常使用毛细管节流,在本文中,为便于调节冷冻侧节流膨胀效果,使用节流阀代替毛细管。为保证等价关系,节流阀和毛细管均作绝热处理。3)冷冻侧引入两级节流过程,通过调节一/二级节流阀的开度,来调节耦合过冷器中的压力。

3.2 实验研究结果

3.2.1 冷冻循环独立运行实验验证

分别向冷冻侧充入 20、40、60 g 制冷剂,图 12 所示为冷冻侧单独运行时的实验结果,结果表明冷冻侧单独运行时, COP_{F} 随 p_{mid} 的变化趋势与模拟结果一致。

3.2.2 冷冻循环耦合运行实验验证

图 13 所示为冷冻侧耦合运行时的实验结果,结果表明冷冻侧耦合运行时, p_{h} 和 COP_{F} 随 p_{mid} 的变化趋势与模拟结果同样一致。

3.2.3 设计工况下耦合运行实验结果

以工况一为例,冷冻侧制冷剂初始充注量为 48.5 g,在冷冻侧独立运行时,通过调节一级节流装

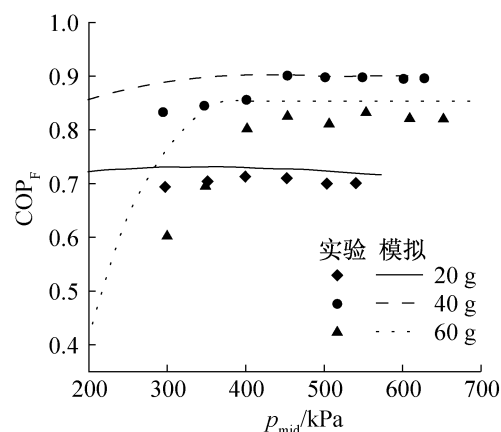


图 12 冷冻循环独立运行时 COP_F 随 p_{mid} 变化的实验结果

Fig.12 Experimental results of COP_F change with p_{mid} when the freezer cycle operates independently

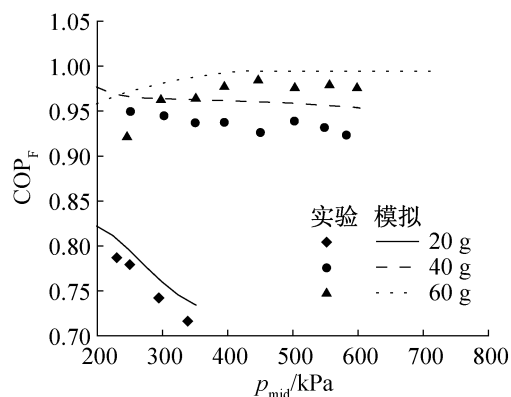


图 13 冷冻循环耦合运行时 COP_F 随 p_{mid} 变化的实验结果

Fig.13 Experimental results of COP_F change with p_{mid} during coupled operation of freezer cycle

置和二级节流装置使冷冻侧中间压力 p_{mid} 维持在 400 kPa,然后开启冷藏侧,调节冷藏侧节流阀来改变耦合制冷量 δQ 。在实际测试中发现,当冷藏侧分流比较小时, δQ 会随着阀门开度变化而剧烈变化,当冷藏侧分流比较大时, δQ 的变化趋于平缓,因此实验结果集中在 δQ 较大的范围内。系统 COP_F 随 δQ 变化如图 14 所示。图中 δQ 为 0 的点与最大的点分别表示系统独立运行和完全耦合运行时的情况,经实验结果计算,工况一独立运行时 COP_F 为 0.907,完全耦合运行时, COP_F 为 0.988;工况四独立运行时, COP_F 为 0.904,完全耦合运行时, COP_F 为 0.990。

4 结论

本文在耦合双循环冰箱系统的基础上,为冷冻侧增加一级节流装置,阻断冷冻侧冷凝器和耦合过冷器之间压力相等的状态,通过理论与实验研究,确定本系统合适的设计工况,保证系统在独立和耦合运行过

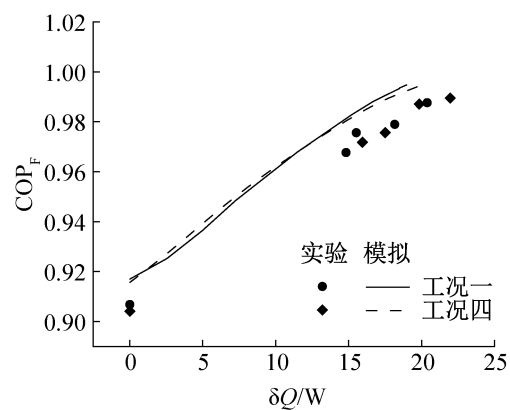


图 14 冷冻循环耦合运行时 COP_F 随 δQ 变化的实验结果

Fig.14 Experimental results of COP_F change with δQ during coupled operation of freezer cycle

程中均能稳定运行并具备一定节能效果。

本文在冷藏侧处于标准工况时,通过定量分析确定冷冻侧的设计工况。冷冻侧选择两个接近的工况作为设计工况:1)冷冻侧制冷剂初始充注量为 48.5 g,蒸发压力为 58.4 kPa,耦合过冷器内压力为 400 kPa;2)冷冻侧制冷剂初始充注量为 50 g,蒸发压力为 58.4 kPa,耦合过冷器内压力为 450 kPa。分别以独立运行和耦合运行进行模拟计算,结果表明,在设计工况下,该系统能够稳定运行,且系统耦合运行 COP_F 比单独运行高约 9%。在理论基础上搭建实验台进行实验验证,实验结果证明了理论分析结果的正确性,系统在设计工况下能够稳定运行,且节能效果和理论模拟结果基本一致。

参考文献

- [1] 姚亮,汪扬帆,岳峥,等. GB 12021.2—2015《家用电冰箱耗电量限定值及能效等级》标准解读[J]. 中国认证认可, 2018(11):25-27. (YAO Liang, WANG Yangfan, YUE Zheng, et al. The explanation of GB 12021.2—2015 "The maximum allowable values of the energy consumption and energy efficiency grade for household refrigerators" [J]. China Conformity Assessment, 2018(11):25-27.)
- [2] CHOI S, HAN U, CHO H, et al. Review: recent advances in household refrigerator cycle technologies [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 560-574.
- [3] NAGATOMO S. Recent refrigeration cycle technologies for household refrigerators [J]. Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2002, 19(1):1-11.
- [4] LORENZ A, MEUTZNER K. Application of non-azeotropic two component refrigerants in domestic refrigerators and home freezers [C]//XIV International Congress of Refrigeration. Moscow, 1975.

- [5] YAN Gang, CUI Chengfeng, YU Jianlin. Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 53: 155–162.
- [6] 陈旗, 晏刚, 吴青平, 等. 非共沸混合工质分凝式双温制冷系统间歇运行特性的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2022, 43(7): 1815–1823. (CHEN Qi, YAN Gang, WU Qingping, et al. Experimental study on intermittent operation characteristics of zeotropic mixture partial condensation based dual-temperature refrigeration system [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022, 43(7): 1815–1823.)
- [7] 卢智利, 丁国良, 张春路. 冷藏蒸发器面积可变的旁通双循环冰箱[J]. *工程热物理学报*, 2004, 25(增刊1): 5–8. (LU Zhili, DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Bypass two-circuit cycle RF with alternative areas of food compartment evaporator[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2004, 25(Suppl.1): 5–8.)
- [8] YOON W J, JUNG H W, CHUNG H J, et al. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(1): 216–224.
- [9] YOON W J, SEO K, CHUNG H J, et al. Performance optimization of dual-loop cycles using R-600a and hydrocarbon mixtures designed for a domestic refrigerator-freezer [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(6): 1657–1667.
- [10] WANG Meng, ZHAO Yuanyang, CAO Feng, et al. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(4): 757–771.
- [11] 王勇. 带中间补气压缩机的新型双温冰箱模型改进及实验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2003. (WANG Yong. Model improvement and experimental study of a new two-temperature refrigerator with intermediate air compressor [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2003.)
- [12] BASKIN E, DELAFIELD F R. Performance of a two-cycle refrigerator/freezer using HFC refrigerants [J]. *ASHRAE Transactions*, 1999, 105(1): 310–318.
- [13] 唐黎明, 周苏明, 陈光明, 等. 带有冷变换器的双压缩机耦合冰箱[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2013(11): 1983–1986, 2045. (TANG Liming, ZHOU Suming, CHEN Guangming, et al. A two-combined-compressor refrigerator/freezer with cooling transformer [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2013(11): 1983–1986, 2045.)
- [14] 何万基. 耦合双循环制冷系统的开发及产品研制[D]. 杭州: 浙江大学, 2017. (HE Wanji. Development and product development of coupled double-cycle refrigeration system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2017.)
- [15] 蒋若恒, 唐黎明, 陈光明, 等. 耦合双循环冰箱运行参数与耗电量实验研究[J]. *制冷学报*, 2019, 40(5): 44–51. (JIANG Ruoheng, TANG Liming, CHEN Guangming, et al. Experimental research on operating parameters and power-consumption of coupled dual-loop refrigerator/freezer [J]. *Journal of Refrigeration*, 2019, 40(5): 44–51.)
- [16] 邬晗晖, 唐黎明, 陈光明, 等. 耦合运行对双循环冰箱冷冻循环的影响研究[J]. *低温工程*, 2019(5): 21–27. (WU Hanhui, TANG Liming, CHEN Guangming, et al. Research on influence of coupled operation on freezing cycle of dual-loop refrigerator/freezer [J]. *Cryogenics*, 2019(5): 21–27.)
- [17] 邬晗晖. 一级闪蒸过冷的两级节流双循环耦合冰箱研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2020. (WU Hanhui. Study on two-stage throttling double-cycle coupled refrigerator with one-stage flash supercooling [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2020.)
- [18] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998. (WU Yezheng. Design guidance of small refrigeration device [M]. Beijing: China Machine Press, 1998.)
- [19] 马善伟, 张川, 陈江平, 等. 电子膨胀阀制冷剂质量流量系数的试验研究[J]. *上海交通大学学报*, 2006, 40(2): 282–285. (MA Shanwei, ZHANG Chuan, CHEN Jiangping, et al. Experimental study on electronic expansion valve refrigerant flow coefficient [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2006, 40(2): 282–285.)
- [20] HERMES C, MELO C, KNABEN F T. Algebraic solution of capillary tube flows; part I: adiabatic capillary tubes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(5): 449–457.
- [21] SCHENK M, OELLRICH L R. Experimental investigation of the refrigerant flow of isobutane (R600a) through adiabatic capillary tubes [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 38: 275–280.

通信作者简介

陈琪,男,副教授,浙江大学能源学院制冷与低温研究所,0571-87951738, E-mail: zjuchenqi@zju.edu.cn. 研究方向: 制冷及低温工程, 动力工程。

About the corresponding author

Chen Qi, male, associate professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, 86-571-87951738, E-mail: zjuchenqi@zju.edu.cn. Research fields: refrigeration and cryogenic engineering, power engineering.