

文章编号:0253-4339(2016)02-0022-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.02.022

CO₂ 复叠制冷系统与载冷剂制冷系统适用范围研究

田雅芬¹ 赵兆瑞¹ 邢子文¹ 杨一凡² 马进³ 于志强⁴

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049;2 中国制冷学会秘书处 北京 100142;
3 国内贸易工程设计研究院 北京 100135;4 烟台冰轮股份有限公司 烟台 264002)

摘 要 鉴于自然工质制冷剂具有优良的环保特性,相关技术的推广应用越来越多地受到人们的关注,其中 CO₂ 与 NH₃ 被视为是最适合且最有潜力的自然工质。在冷冻冷藏领域,工业界和学术界使用最为广泛的制冷系统——NH₃/CO₂ 复叠制冷系统与 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统,这两种系统应用的工况范围并没有得到清晰而广泛的共识。对此,本文在常规商业冷冻冷藏应用温度区间内,分别对 NH₃/CO₂ 复叠制冷系统及 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统的制冷性能进行分析,并结合实际工程应用条件,得出 CO₂ 复叠制冷系统与载冷剂制冷系统各自适合的工作范围,旨在为 CO₂ 制冷系统的合理应用提供参考。研究表明,在需求蒸发温度低于 -25 ℃ 的场合宜采用 NH₃/CO₂ 复叠制冷系统作为供冷系统,并且对于 CO₂ 压缩机,最高吸气压力应不小于 1.97 MPa,CO₂ 压缩机的最高允许排气压力也应大于 4.07 MPa。

关键词 CO₂ 复叠制冷系统;CO₂ 载冷剂制冷系统;适用范围;自然工质;制冷性能;CO₂ 压缩机

中图分类号:TB69;TB652;U295.2

文献标识码:A

Study on Application Scope for CO₂ Cascade Refrigeration System
and CO₂ Secondary Refrigerant System

Tian Yafen¹ Zhao Zhaorui¹ Xing Ziwen¹ Yang Yifan² Ma Jin³ Yu Zhiqiang⁴

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. Chinese Association of Refrigeration, Beijing, 100142, China; 3. Internal Trade Engineering Design & Research Institute, Beijing, 100135, China; 4. Yantai Moon Co., Ltd., Yantai, 264002, China)

Abstract The employment of natural refrigerant have drawn widespread attention, since natural refrigerant are completely environmentally friendly and they have high potential in refrigeration application. Among them, the NH₃/CO₂ cascade refrigeration system and NH₃ compression refrigeration system with CO₂ as secondary refrigerant have been viewed as the most promising refrigeration methods in freezer and cold storage especially. Nevertheless, there is limited agreement on the scope of application for these two types of system since no strictly related investigation has been conducted. In this paper, the refrigeration performance of the two systems above is analyzed, and conclusion is drawn on the basis of practical engineering applications. The range of application for these two types of system is marked off and explained in detail, aiming at providing reasonable suggestion for design and optimization of CO₂ refrigeration systems in the future. It is shown that NH₃/CO₂ cascade refrigeration system is more competitive when the evaporating temperature is below -25 ℃, and the maximum suction pressure and the maximum discharge pressure of CO₂ compressor should not be lower than 1.97 MPa and 4.07 MPa respectively.

Keywords CO₂ cascade refrigeration system; CO₂ secondary refrigerant; application scope; natural refrigerant; refrigeration performance; CO₂ compressor

由于环保限制协议等问题,人工合成的制冷剂将逐渐受到更大限制。在 2020 年之前,HCFC 类制冷将削减 35%,并在 2030 年之前被完全替代^[1]。另一方面,R407C 与 R410A 等 HFC 工质由于 GWP 较大也将逐步被替代。未来,新兴的制冷剂必须具有以下特质:对臭氧层无破坏,较小的温室气体性能,较短的

环境周期寿命,较高的使用安全性,较好的热力学性能^[2]。因此,随着 R22 等工质被取代,更多的自然工质将被应用在冷冻冷藏领域,而其中,CO₂ 与 NH₃ 被视为最适合且最有潜力的自然工质^[3-8]。

NH₃ 作为制冷工质已经被广泛应用在大型冷库及冷冻冷藏、食品加工、医药等领域^[9]。NH₃ 作为制

冷工质,具有极好的热力学性能与传热传质性能,同时,其出众的潜热密度、较高的单位容积制冷量及吸水性能,对制冷系统也有很重要的意义^[10]。然而,由于 NH₃ 具有一定的毒性、可燃性,应用仍受到一定限制。为最大限度地降低其毒性影响,减少充注量是最有效的措施之一。由此,CO₂ 作为低温级供冷工质受到越发广泛地关注,应用量得到快速提升。

CO₂ 作为制冷剂,由于工作压力较高,往往应用在较低温度工况的制冷循环中;同时,无毒无嗅、极佳的热力学性能使其可以很好的适应作为冷库供冷工质的需求^[11-13]。常规 CO₂ 与 NH₃ 工质的低温制冷系统主要包括 NH₃/CO₂ 复叠制冷系统和 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统两种类型^[14],结合使用可以满足商业冷冻领域的绝大部分需求。然而,由于 CO₂ 制冷系统在国内仍处于上升阶段,行业内关于 CO₂ 复叠制冷系统、载冷剂制冷系统各自的适用范围存在很多不同的说法,给系统设计及应用都带来了困惑^[15]。为此,本文将从实际工程应用的角度,统一比较基准,在对 CO₂ 复叠制冷系统及载冷剂制冷系统进行理论分析的基础上,得出各自的适用范围,为 CO₂ 制冷系统的合理应用提供参考。

1 系统描述与评价指标

作为两种截然不同的自然工质低温制冷系统, NH₃/CO₂ 复叠制冷系统与 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统主要针对低温冷冻冷藏、食品冷链等应用领域的供冷需求。然而,由于系统特性,二者所针对的供冷温区有较大差别,而目前工程应用中对在不同温区如何选择并没有定量的分析与指导,对系统的设计开发与后期维护造成诸多不便。本文结合两种系统在实际运行中的参数,给出性能评价指标,并在不同工况范围与级间压力等参数变化的基础上,判断二种系统的优劣势,旨在给出两种系统的最优工况范围。

1.1 NH₃/CO₂ 复叠制冷与载冷剂制冷系统

为陈述简便,在本文中复叠系统所指即 NH₃/CO₂ 复叠制冷系统,载冷剂制冷系统指单级/双级 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统。

图 1 给出了复叠制冷系统示意图。如图所示,系统分两个循环,高温级 NH₃ 压缩制冷循环与低温级 CO₂ 制冷循环通过冷凝蒸发器换热^[16],CO₂ 级蒸发器为制冷系统供冷,NH₃ 级冷凝器与外界换热,两者换热温度取决于环境温度与系统设定。图 2 与图 3 给出了复叠制冷系统循环 $p-h$ 与 $T-s$ 图,4-1 为冷库供冷的低温级蒸发过程,1-2 为 CO₂ 压缩过程,2-3

为 CO₂ 冷凝过程,与 NH₃ 系统中的 8-5 蒸发过程换热,3-4 为节流过程;NH₃ 系统类似,6-7 为与外界换热的冷凝过程。可以看出,通过两级复叠系统的换热,既可以利用 CO₂ 在制冷系统中的优势,又避免了过高压力带来的压缩机性能下降,通过合理的系统控制、最优级间温度设计与换热器优化,可以保证较高的低温制冷效率。

图 1 复叠制冷系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cascade refrigeration system

图 2 复叠制冷系统循环 $p-h$ 图

Fig. 2 $p-h$ diagram of cascade refrigeration system

图 3 复叠制冷系统循环 $T-s$ 图

Fig. 3 $T-s$ diagram of cascade refrigeration system

图 4 给出了 CO₂ 载冷剂制冷系统的示意图^[14], NH₃ 压缩机可以为单级或双级。在较低蒸发温度的

工况下,通过两级压缩可以将 NH_3 制冷系统的蒸发、冷凝温差保持在较高的水平,同时保证压缩机的效率。图中,高压高温 NH_3 与外界换热冷凝后,经节流阀流至冷凝蒸发器与 CO_2 换热,使 CO_2 载冷剂液化。在泵的驱动下, CO_2 载冷剂为冷库提供冷量,气化后进入下一个循环。值得一提的是,由于 CO_2 载冷剂需要与 NH_3 换热液化,又为冷库供冷气化,其中需要两级的换热温差提供换热量,因此换热器的优化设计非常重要,如若换热温差较大,则无法保证系统较高的 COP。载冷剂制冷系统的 p - h 图与 T - s 图如图 5 与图 6 所示。

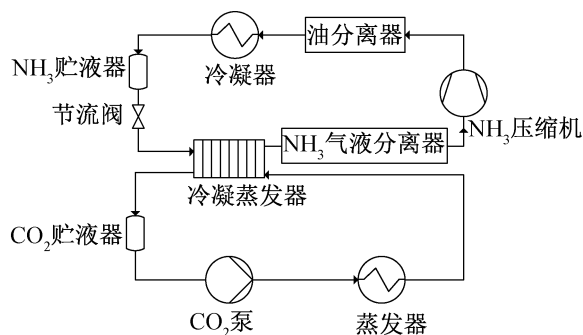


图 4 载冷剂制冷系统示意图

Fig. 4 Schematic diagram of secondary refrigerant system

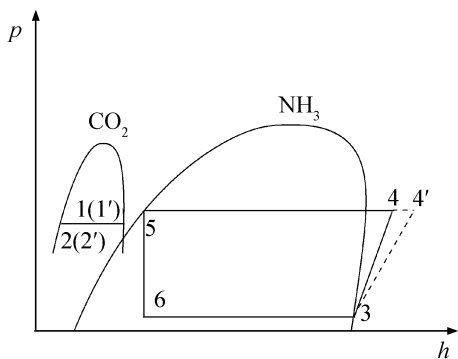


图 5 载冷剂制冷系统循环 p - h 图

Fig. 5 p - h diagram of secondary refrigerant system

1.2 性能评价指标

从工程应用角度出发,对制冷系统尤其是低温制冷系统的评价,往往通过对 COP 的计算来分析。因此,本次通过对两种系统 COP 的模拟计算,分析二者在不同工况条件下的变化规律,寻找最优工况点,旨在判断每种系统最优的应用范围。

本文中对 COP 计算做出几点设定与假设,主要包括:

1) 稳定工况假设,认为系统在设定的参数范围内,稳定工作,压缩机、换热器、阀组等部件运作正常且稳定不变^[17]。

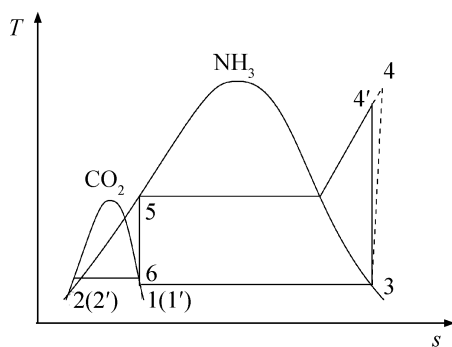


图 6 载冷剂制冷系统循环 T - s 图

Fig. 6 T - s diagram of secondary refrigerant system

2) 高温侧冷凝温度为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,低温蒸发温度变化范围为 $-55\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。为了保证 NH_3 压缩机工作在安全压力范围内,当蒸发温度高于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,载冷剂制冷系统使用单级压缩,低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,采用双级压缩。

3) 泵功率忽略不计,忽略制冷剂在换热器中的流动损失以及蒸发器出口过热与冷凝器出口过冷,忽略两级压缩机排量配比的影响,认为压缩机工作在最佳工况点。

4) 针对冷凝器、蒸发器、冷凝蒸发器等换热器部件,设定换热统一温差为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,且不随工况变化。由于 CO_2 载冷剂的存在,故在相同工况下载冷剂制冷系统的 NH_3 侧蒸发温度比复叠制冷系统蒸发温度低 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.1 系统 COP

针对复叠系统, COP 应通过 CO_2 级制冷量与两台压缩机功耗之比得到,即:

$$\text{COP}_{\text{cas}} = \frac{(h_1 - h_4) \dot{m}_{\text{CO}_2}}{w_{\text{NH}_3} \dot{m}_{\text{NH}_3} + w_{\text{CO}_2} \dot{m}_{\text{CO}_2}} \quad (1)$$

式中: COP_{cas} 为复叠系统的 COP; w_{NH_3} 、 w_{CO_2} 分别为 NH_3 、 CO_2 压缩机消耗的比功, J/kg ; $\dot{m}_{\text{NH}_3}$ 、 $\dot{m}_{\text{CO}_2}$ 分别为 NH_3 、 CO_2 质量流量, kg/s 。

而 NH_3 与 CO_2 压缩机功耗则取决于等熵压缩功与绝热效率,即:

$$w_{\text{NH}_3} = \frac{h_6 - h_5}{\eta_{\text{NH}_3}} \quad (2)$$

$$w_{\text{CO}_2} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{CO}_2}} \quad (3)$$

式中: η_{NH_3} 、 η_{CO_2} 分别为 NH_3 、 CO_2 压缩机绝热效率。

而针对载冷剂制冷系统, COP 应通过 CO_2 载冷剂制冷量与 NH_3 压缩机功耗之比得到,即:

$$\text{COP}_{\text{sr}} = \frac{(h_{2'} - h_{1'}) \dot{m}_{\text{CO}_2}}{w_{\text{NH}_3} \dot{m}_{\text{NH}_3}} \quad (4)$$

式中: COP_{sf} 为载冷剂制冷系统的 COP; w_{NH_3} 为 NH_3 压缩机功耗, J/kg。

同样的, NH_3 压缩机的功耗也可以通过等熵压缩功与绝热效率计算, 即:

$$w_{NH_3} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_{NH_3}} \tag{5}$$

针对系统 COP 的计算过程, 有两点需要确定, 即制冷剂参数的确定和压缩机绝热效率的计算。

1.2.2 制冷剂物性

对于制冷剂物性的计算, 本文采用 Refprop7.0 物性计算软件进行确定, 通过压力、温度、熵等参数, 确定各点的比焓值, 进而确定压缩机理论耗功与蒸发、冷凝器的换热量。

以复叠系统中的低温级 CO₂ 循环为例, 其余循环类似不再赘述:

CO₂ 的吸气压力取决于设定工况的蒸发温度, 即:

$$p_{suc} = f(T_{eva}, Q) \tag{6}$$

式中: p_{suc} 为 CO₂ 吸气压力, Pa; T_{eva} 为 CO₂ 蒸发温度, °C; Q 为干度, 此处取 1。

因此, CO₂ 压缩机吸气状态可以确定:

$$S_{suc} = f(T_{eva}, p_{suc}) \tag{7}$$

$$h_1 = f(T_{ev}, p_{suc}) \tag{8}$$

式中: S_{suc} 为压缩机吸气熵, J/(kg·°C); h_1 为图中 1 点比焓值, 即压缩机理论吸气比焓, J/kg。

而 2 点即压缩机排气过程状态, 可以通过排气压力与熵值确定, 即:

$$h_2 = f(p_{dis}, S_{suc}) \tag{9}$$

$$p_{dis} = f(T_{cond}, Q) \tag{10}$$

式中: p_{dis} 为排气压力, Pa; T_{cond} 为冷凝温度, °C。

考虑压缩机实际绝热效率小于 1, 则实际排气状态应为:

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{CO_2}} \tag{11}$$

式中: h_2 为实际压缩机排气比焓, J/kg。

冷凝器出口状态同样可以通过冷凝温度与干度

(此处为 0) 确定, 即:

$$h_3 = f(T_{cond}, Q) \tag{12}$$

节流过程均为等焓过程, 即:

$$h_3 = h_4 \tag{13}$$

确定各点比焓值后, 即可通过前文所述公式进行 COP 计算。

1.2.3 压缩机绝热效率

压缩机绝热效率的确定, 不仅对 COP 与制冷量的计算, 也对中间压力的确定、换热器等有重要意义, 因此如何更为客观的确定压缩机效率至关重要。本文运行制冷系数及实际绝热效率等均按照前川公司 MYCOM 选型软件查取。

针对复叠系统, 按照设定容量预设选择高温级 NH_3 制冷压缩机, 并在设定工况下计算蒸发冷凝器换热量, 并作为低温级 CO₂ 系统冷凝换热量; 根据 CO₂ 冷凝换热量确定 CO₂ 压缩机流量, 确定 CO₂ 压缩机选型。针对载冷剂制冷系统, 根据工况范围选择单/双级压缩。同理, 在设定工况下, 根据不同机型流量计算蒸发器换热量, 再由中间换热器的换热量, 确定单级/双级 NH_3 压缩机。

在机型选定的情况下, 根据不同的工况在 MYCOM 软件中计算得到所有相关参数, 主要包括轴功率与吸排气状态等; 进而, 根据理论计算所得等熵压缩功, 最终确定在某一工况下的绝热效率 η_{NH_3} 、 η_{CO_2} 。

1.2.4 复叠系统最佳中间温度

复叠系统的中间温度同时影响 NH_3 压缩机的吸气状态与 CO₂ 压缩机排气状态, 由于压缩机在不同工况下的运行性能差别, 复叠系统存在最优中间温度。

以 -35/35 °C 为例对计算过程加以说明, 高温级蒸发温度比低温级冷凝温度低 5 °C, 此 5 °C 即为冷凝蒸发器换热温差。以 2 °C 温差为间隔选取一系列中间温度, 首先计算不同中间温度下的绝热效率, 计算方式如前文所述, 取用 MYCOM 选型软件中的制冷量、流量、轴功率等参数, 对比理论等熵压缩过程, 得到绝热效率。计算结果见表 1。

表 1 复叠循环 -35/35 °C 工况不同中间温度对应的绝热效率

Tab.1 Corresponding isentropic efficiency for different operating conditions of cascade refrigeration system											
项目	数值										
NH ₃ 冷凝温度/°C	35										
NH ₃ 蒸发温度/°C	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-22	-24	-26
NH ₃ 压缩机绝热效率	0.78	0.78	0.77	0.76	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70
CO ₂ 蒸发温度/°C	-35										
CO ₂ 冷凝温度/°C	-1	-3	-5	-7	-9	-11	-13	-15	-17	-19	-21
CO ₂ 压缩机绝热效率	0.77	0.77	0.77	0.79	0.78	0.77	0.77	0.76	0.74	0.72	0.70

根据表 1 中绝热效率的计算结果,针对每一组中间温度工况,得到低温级制冷量、 CO_2/NH_3 压缩机轴功率等参数,并计算得到系统 COP。计算结果如图 7 所示,图中横坐标为高温级 NH_3 的蒸发温度,在现有假设下,等于低温级 CO_2 冷凝温度再减少 5°C 。

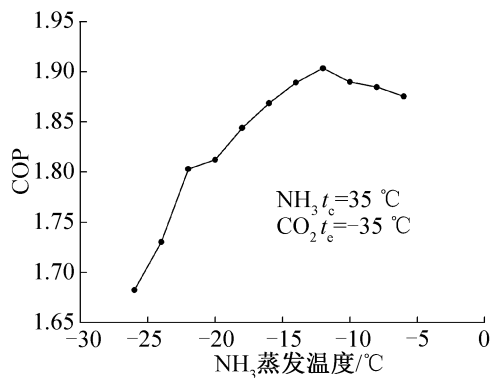


图 7 NH_3/CO_2 复叠制冷系统中间温度影响
Fig. 7 Effect of intermediate temperature on the performance of NH_3/CO_2 cascade refrigeration system

由图中可以看出,复叠系统在 NH_3 蒸发温度 -12°C , CO_2 冷凝温度 -7°C 处达到最高 COP,因此针对 $-35/35^\circ\text{C}$ 的工况,采用 -12°C (NH_3 侧蒸发)/ -7°C (CO_2 侧冷凝)作为最佳中间点。针对其余工况点,采用相应的计算方法确定最优 COP。

2 结果分析

2.1 各系统 COP 比较

在确定各工况点最优中间温度与压力后,可以计算系统在不同工况下的 COP,进而分析各个系统的最佳工作范围,以便在不同应用场合中进行选择与设计。本文重点研究五种系统在不同工况下的运行性能,包括复叠系统、单级 NH_3 压缩 CO_2 载冷剂制冷系统、双级 NH_3 压缩 CO_2 载冷剂制冷系统、单级 NH_3 制冷系统、双级 NH_3 制冷系统,图 8 所示为复叠系统与双级压缩系统在不同蒸发温度下的系统 COP,主要针对蒸发温度较低的制冷系统,冷凝温度均控制在 35°C 。

由图 8 可以看出,在 -15°C 以下,复叠系统 COP 要高于双级压缩载冷剂制冷系统,而在 -40°C 以下,甚至要高于双级 NH_3 压缩制冷系统,并且随着蒸发温度的下降,这一优势越发明显:复叠系统 COP 在 -25°C 时较载冷剂制冷系统高约 5%,在 -30°C 时高约 9%。

从另一个角度来说,载冷剂的有无对双级 NH_3 压缩制冷系统有较大的影响。从图 8 可以看出,由于

载冷剂制冷系统在相同工况下需要更低的 NH_3 蒸发温度,导致 COP 相比 NH_3 制冷系统有明显的差距。虽然这一差别数值上随工况变化不大,但从比例上讲,蒸发温度越低时,复叠系统的损失越大,这一差别可达到 17% 左右。因此,需要综合考虑性能与安全性等问题,确定在不同工况范围内使用最合适的制冷系统。

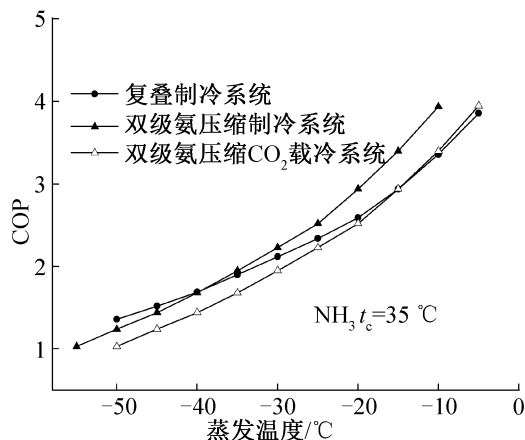


图 8 复叠系统与双级氨压缩系统对比
Fig. 8 Comparison diagram of the performance between cascade and NH_3 two-stage compression refrigeration system

如前文所述,在蒸发温度较高的情况下,往往采用单级压缩制冷系统。图 9 给出了复叠系统对比单级 NH_3 压缩制冷系统随蒸发温度的变化趋势,可以看出,在 -20°C 以下,复叠系统的 COP 要超过单级 NH_3 压缩制冷系统,而在 -5°C 以下均超过单级 NH_3 压缩载冷剂制冷系统。但由于 CO_2 工质在较高工作温度下高压的特性,并不适合在蒸发温度过高的工况下运行,因此一般建议在低于 -25°C 的

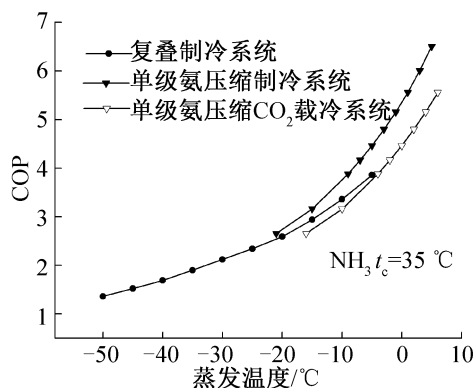


图 9 复叠系统与单级氨压缩系统对比
Fig. 9 Comparison diagram of the performance between cascade and NH_3 single-stage compression refrigeration system

工况时采用复叠系统代替单级 NH₃ 压缩载冷剂制冷系统。

2.2 过冷、过热及阻力损失影响

为简化计算过程,在计算中忽略了系统的阻力损失及过热过冷,因此有必要对以上几项条件对各制冷系统制冷系数的影响进行定性分析。在相同工况下,复叠系统与载冷剂系统二者的高温侧工况基本相同,因此仅就阻力损失、过热、过冷对三类系统低温侧的影响进行分析比较。由于复叠系统及 NH₃ 双级压缩 CO₂ 载冷剂制冷系统的冷凝蒸发器换热温差均为 5℃,故载冷剂制冷系统的 NH₃ 侧蒸发温度比复叠系

统蒸发温度低 5℃。

选取下面 3 个工况为例,过热、过冷、阻力按表 2 取值,其中阻力的取值参考《冷库制冷设计手册》NH₃ 制冷管道允许压力降规定。以不考虑过热、过冷、阻力的系统制冷系数作为比较基准,给出各因素分别对系统制冷系数影响的百分比。

通过表 2 可以看出,如果考虑过热、过冷、阻力等实际因素,各制冷系统的制冷系数都会降低,复叠系统所降低百分比小于载冷剂制冷系统,换言之,如若考虑以上因素进行比较,复叠系统将受更小的影响。

表 2 过热、过冷、阻力对系统 COP 影响的百分比 (%)
Tab. 2 Effects of superheat, supercool and pressure drop on the performance of refrigeration system

影响因素		过热/℃	过冷/℃	吸气阻力对应 饱和温度/℃	排气阻力对应 饱和温度/℃	综合影响 /%
系统类型	低温侧工况	5	2	1	0.5	—
载冷	-25 / 10	-1.31	0.65	-3.75	-1.47	-5.87
NH ₃ 双级	-20 / 10	-1.34	0.67	-4.16	-1.74	-6.57
复叠	-20 / 15	-1.02	3.05	-3.66	-1.42	-3.05
载冷	-40 / -5	-1.40	0.70	-3.86	-1.40	-5.96
NH ₃ 双级	-35 / -5	-1.29	0.72	-4.31	-1.58	-6.47
复叠	-35 / 0	-1.17	1.95	-3.71	-1.37	-4.30
载冷	-55 / -20	-1.53	0.76	-4.01	-1.34	-6.11
NH ₃ 双级	-50 / -20	-1.55	0.62	-4.50	-1.71	-7.14
复叠	-50 / -15	-1.20	1.79	-3.78	-1.20	-4.38

2.3 CO₂ 压缩机应用范围讨论

CO₂ 压缩机的工作压力也是需要特别注意的问题。随着系统蒸发温度或冷凝压力的升高,中间级换热温度同样升高,这将导致 CO₂ 压缩机工作在较高的压力下,需要选用承载能力更高的压缩机。CO₂ 压缩机的最高允许吸气压力应不小于 -20℃ 对应的饱和压力 1.97 MPa。根据 NH₃ 压缩机及其机组的设计和使用条件,冷凝温度最高可到 45℃,而当 NH₃ 冷凝温度为 45℃ 时,CO₂ 蒸发温度 -20℃ 对应的最佳效率工况为 -20/6℃,6℃ 对应的 CO₂ 饱和压力为 4.07 MPa。CO₂ 压缩机的最高允许排气压力应大于此压力值。

在本文中,由于前川机型适用性的问题,所有计算过程均采用往复式压缩机进行计算,但从能效角度出发,各型式的压缩机等熵效率相差不大,因此本文结论可以在一定范围内推演至螺杆压缩机等其它制式压缩机的应用系统中。

以螺杆压缩机为例,当复叠系统蒸发温度高于 -35℃ 时,低温级 CO₂ 冷凝温度已经超过 -7℃,这时 CO₂ 极高的工作压力不仅对轴承提出很高的要求,并且由于大压差带来的泄漏问题,压缩机效率也相应降低。因此,当复叠系统蒸发温度升高时,需要谨慎考虑 CO₂ 螺杆压缩机的承受能力与运行效率,选择稳定、承压能力强、高效的压缩机,方能保证复叠系统的长期运行,体现节能优势。

3 结论

本文通过对 NH₃/CO₂ 复叠系统、NH₃ 压缩 CO₂ 载冷制冷系统和 NH₃ 压缩制冷系统的分析与计算,确定各系统在不同工况下的最优中间温度与中间压力,进而计算比较不同工况的系统性能,尤其是不同蒸发温度情况下的系统 COP。对于 NH₃/CO₂ 复叠制冷、双级 NH₃ 压缩、双级 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷、单级 NH₃ 压缩、单级 NH₃ 压缩 CO₂ 载冷制冷这五种常用

低温制冷系统,综合考虑系统复杂度与成本,确定了其最优工作范围,并得到以下结论:

1)结合工程经验,将蒸发冷凝器等换热器换热温差设定为 5°C ,并经过计算确定,在蒸发温度低于 -20°C 的工况下,复叠系统COP高于单级 NH_3 压缩制冷系统、单级 NH_3 压缩载冷剂制冷系统与双级 NH_3 压缩载冷剂制冷系统;在低于 -40°C 的工况下,复叠系统COP高于双级 NH_3 压缩制冷系统。综合考虑安全性与成本回收等因素,推荐在低于 -25°C 工况中,采用复叠系统作为供冷系统。

2)载冷剂的使用对单级/双级 NH_3 压缩制冷系统有一定的影响,并且随着蒸发温度的不断降低,采用载冷剂对COP的削减越发明显,可达到13%~17%;另一方面,在蒸发温度较低时,宜采用双级压缩代替单级压缩,以起到提高能效的目的。

3)过热、过冷、阻力损失等均对模拟结果有一定影响。通过灵敏性分析可以看出,其影响均在可接受范围内,且复叠系统的抗干扰性更强,所受到的影响更低,更适宜在工况偏移的情况下保证相对较好的系统性能。

4)在较高蒸发温度的复叠系统中, CO_2 压缩机的许用压力与高压下的运行性能至关重要。 CO_2 压缩机的最高允许吸气压力应不小于 -20°C 对应的饱和压力1.97 MPa, CO_2 压缩机的最高允许排气压力也应大于 6°C 对应的饱和压力4.07 MPa。

参考文献

[1] 李连生. 制冷剂替代技术研究进展及发展趋势[J]. 制冷学报, 2011, 32(6): 53-58. (LI Liansheng. Research progress on alternative refrigerants and their development trend[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(6): 53-58.)

[2] Calm J M. The next generation of refrigerants - historical review, considerations, and outlook [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7): 1123-1133.

[3] 杨一凡. 氨制冷技术的应用现状及发展趋势[J]. 制冷学报, 2007, 28(4): 12-19. (YANG Yifan. Application and development of ammonia refrigeration technology[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(4): 12-19.)

[4] Dopazo J A, Fernández-Seara J, Sieres J, et al. Theoretical analysis of a CO_2 - NH_3 cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8): 1577-1583.

[5] Dokandari D A, Hagh A S, Mahmoudi S M S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion

CO_2/NH_3 cascade refrigeration cycles (novel CO_2/NH_3 cycle) [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 46:26-36.

[6] Aminyavari M, Najafi B, Shirazi A, et al. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO_2/NH_3 cascade refrigeration system [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1): 42-50.

[7] Dopazo J A, Fernández-Seara J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO_2 and NH_3 for freezing process applications [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 257-267.

[8] Ma M, Yu J, Wang X. Performance evaluation and optimal configuration analysis of a CO_2/NH_3 cascade refrigeration system with falling film evaporator-condenser [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 79(2): 224-231.

[9] Getu H M, Bansal P K. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(1): 45-54.

[10] PACHAI A C, 齐晓霞, 奚晔, 等. 氨制冷系统的安全设计和维护分析 [J]. 制冷技术, 2014, 34(3): 1-7. (PACHAI A C, QI Xiaoxia, XI Ye, et al. Safty design and maintenance analysis of ammonia refrigeration system[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(3): 1-7.)

[11] 赵丹, 吴志刚, 丁国良. 超临界 CO_2 热力性质及迁移性质快速计算方法 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(8): 1269-1273. (ZHAO Dan, WU Zhigang, DING Guoliang. Fast calculation method on thermodynamic and transport properties for supercritical CO_2 [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2008, 42(8): 1269-1273.)

[12] Bansal P. A review-status of CO_2 as a low temperature refrigerant: fundamentals and R&D opportunities [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 41:18-29.

[13] Bolaji B O, Huan Z. Ozone depletion and global warming: case for the use of natural refrigerant-a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 18(1): 49-54.

[14] 葛长伟, 姜韶明, 于志强. NH_3/CO_2 制冷系统的研究 [J]. 制冷技术, 2014, 34(3): 22-28. (GE Changwei, JIANG Shaoming, YU Zhiqiang. Research on NH_3/CO_2 refrigeration system [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(3): 22-28.)

[15] Cecchinato L, Corradi M, Minetto S. Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated

- systems working with natural refrigerants [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 48(26):378-391.
- [16] Rezayan O, Behbahaninia A. Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems [J]. Energy, 2011, 36(2): 888-895.
- [17] Pangborn H, Alleyne A G, Wu N. A comparison between finite volume and switched moving boundary approaches for dynamic vapor compression system modeling [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 53:101-114.
-
- (上接第 15 页)
- [27] Coleman J W, Garimella S. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(1): 117-128.
- [28] Kim S M, Kim J, Mudawar I. Flow condensation in parallel micro-channels-part 1: experimental results and assessment of pressure drop correlations[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2012, 55(4): 971-983.
- [29] Kim S M, Mudawar I. Flow condensation in parallel micro-channels-part 2: heat transfer results and correlation technique[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2012, 55(4): 984-994.
- [30] Soliman H M. The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1986, 12(2):

通信作者简介

田雅芬,女,在读硕士研究生,西安交通大学能源与动力工程学院,13488148617, E-mail: TYF2010031084@stu.xjtu.edu.cn。研究方向:螺杆压缩机的优化与设计。

About the corresponding author

Tian Yafen, female, master degree candidate, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, +86 13488148617, E-mail:TYF2010031084@stu.xjtu.edu.cn. Research fields: design and optimization of twin screw compressor.

277-288.

- [31] Nema G, Garimella S, Fronk B M. Flow regime transitions during condensation in microchannels [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 40(3): 227-240.

通信作者简介

公茂琼,男,研究员,中国科学院理化技术研究所低温工程重点实验室,(010)82543728, E-mail: gongmq@mail.ipc.ac.cn。研究方向:低温制冷技术。

About the corresponding author

Gong Maoqiong, male, professor, Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, +86 10-82543728, E-mail: gongmq@mail.ipc.ac.cn. Research fields: cryogenic technology.