

DOI:10.19479/j.2095-719x.2501032

商超用不同过冷形式 CO₂ 增压制冷系统性能分析

杨俊兰, 陈丹丹, 殷明, 詹宇航
(天津城建大学 能源与安全工程学院, 天津 300384)

摘要:提出了跨临界 CO₂ 内部过冷增压制冷(ISBC)系统来提升商超用跨临界 CO₂ 增压制冷系统的性能,为了探究提出的 ISBC 系统的性能,与几种不同过冷形式的 CO₂ 增压制冷系统进行比较,分别建立了系统的热力学模型,分析系统的制冷量、压缩机耗功、COP、分流比随着高压压力和环境温度等参数的变化规律.结果表明:在高压压力大于 10.5 MPa 时,ISBC 系统分别比常规跨临界 CO₂ 增压制冷(BC)系统、跨临界 CO₂ 回热器增压制冷(IHBC)、跨临界 CO₂ 机械过冷增压制冷(MSBC)系统的 COP 高出了 16.0%,13.7%,2.5%;在环境温度 5~30 °C 范围内,ISBC 系统的平均 COP 值分别比 BC 系统和 MSBC 系统提升了 17.5%和 11.2%,而平均压缩耗功分别比两个系统降低了 15.1%,25.0%;ISBC 系统存在一个最小分流比为 0.72,过冷范围在 0~26.7 °C 以保证系统正常运行.

关键词:跨临界 CO₂; 内部过冷; 增压制冷系统; 分流比

中图分类号:TB657 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-719X(2025)01-0032-06

Performance Analysis of Several Different Supercooled Transcritical CO₂ Booster Refrigeration Systems for Commercial Supermarket

YANG Junlan, CHEN Dandan, YIN Ming, ZHAN Yuhang
(School of Energy and Security Engineering, TCU, Tianjin 300384, China)

Abstract: This paper presents a transcritical CO₂ internal supercooled booster refrigeration (ISBC) system to improve the performance of the commercial transcritical CO₂ booster refrigeration system, and compares it with several different supercooled CO₂ booster refrigeration systems, which are conventional transcritical CO₂ booster refrigeration (BC) cycle, transcritical CO₂ mechanical supercooling booster refrigeration (MSBC) cycle, transcritical CO₂ booster refrigeration with internal heat exchanger (IHBC) cycle. The thermodynamic models were established respectively, and the effects of high pressure and ambient temperature on refrigerating capacity, compressor power consumption, COP, and split ratio were analyzed. The results show that when the high pressure is more than 10.5 MPa, the COP of ISBC is 16%, 13.7%, and 2.5% higher than that of BC, IHBC, and MSBC, respectively. In the range of ambient temperature 5 °C~30 °C, the mean COP of the ISBC system is 17.5% and 11.2% higher than that of BC and MSBC, respectively, and the mean compression power is 15.1% and 25% lower than that of BC and MSBC respectively. There is a minimum split ratio of 0.72 in the ISBC and a supercooling range of 0 °C ~ 26.7 °C to ensure the normal operation of the system.

Key words:transcritical CO₂; internal supercooling; booster refrigeration system; split ratio

近年来,我国制冷设备市场发展迅速,尤其是在超市冷冻、冷藏领域,商超作为能源消耗大户,其中制冷系统所需能耗占总能耗的 47%左右.随着制冷剂替代工作的不断推进,许多国家采取严厉措施限制 HFCs 的使用.根据《基加利修正案》规定,到 2040 年预计所有国家 HFCs 制冷剂的使用量不超过各自基准的 15%~20%^[1].在此背景下,自然工质 CO₂ 应用于商

超制冷系统已是大势所趋,而且主要是以跨临界 CO₂ 增压制冷系统的形式^[2].

同时增压制冷技术的改进使得跨临界 CO₂ 制冷系统得到进一步发展.K. Tsamos 等^[3]研究发现,无论是在中温还是高温地区,跨临界 CO₂ 增压系统都要比 CO₂ 复叠式系统节能 2%左右.P. Gullo 等^[4]研究表明,在寒冷和温和气候条件下,跨临界 CO₂ 增压系统要比

收稿日期:2023-06-26;修订日期:2023-07-18

基金项目:天津市科技特派员项目(22YDTPJC00020);天津市教委项目(2019KJ113);天津市研究生科研创新项目(2022SKYZ213)

作者简介:杨俊兰(1971—),女,河北石家庄人,教授,博士.

传统 R404A 分体式制冷系统节能 7.5%~17%。曹锋等^[5]对跨临界 CO₂ 增压系统的运行流程和改进措施进行了深入研究,发现 CO₂ 增压制冷系统的 COP 比常规的跨临界 CO₂ 系统可以提高 10%以上。

杨鑫^[6-7]对常规跨临界 CO₂ 增压系统的多种优化形式进行了性能分析。黄卓^[8]对目前欧洲超市应用较广的常规跨临界 CO₂ 增压系统进行了结构优化。边煜竣^[9]对并行压缩和机械过冷两种新技术应用于跨临界 CO₂ 增压制冷系统进行了研究。R. Llopis 等^[10-11]研究发现在给定蒸发温度下,采用专用的机械过冷系统的COP 提高了 30%。D. Mazzola 等^[12]研究表明,机械过冷增压系统与常规 CO₂ 增压制冷系统相比可节约能耗。代宝民等^[13-14]研究了在最优排气压力和最优过冷度两个参数条件下机械过冷循环的 COP。M. Karampour 等^[15]研究结果表明,IHX 可使跨临界 CO₂ 增压制冷系统的性能得到一定改善。

目前国内大多数研究对跨临界 CO₂ 增压制冷系统仅限于理论分析阶段,对不同形式商超用 CO₂ 制冷系统间缺少性能对比。本文提出了一种跨临界 CO₂ 内部过冷增压制冷系统,并与常规跨临界 CO₂ 增压制冷、跨临界 CO₂ 机械过冷增压制冷、跨临界 CO₂ 回热器增压制冷 3 种制冷系统进行性能比较,分析制冷量、压缩机耗功等随高压压力、环境温度等参数的变化规律,为实际的商超应用 CO₂ 制冷系统提供理论支持。

1 CO₂ 增压制冷系统介绍

1.1 常规跨临界 CO₂ 增压制冷系统

常规跨临界 CO₂ 增压制冷(简称 BC)系统采用低压级压缩机,将低温蒸发器出口的制冷剂流体增压到中温蒸发压力,可以有效解决 2 个不同蒸发压力之间的压差问题,从而提高系统效率。该系统形式的原理图和压焓图如图 1 所示。

1.2 跨临界 CO₂ 机械过冷增压制冷系统

跨临界 CO₂ 机械过冷增压制冷(简称为 MSBC)系统的特点是,在气体冷却器后额外增加了一套制冷机组,专门给经气体冷却器初步降温冷却后的二氧化碳提供一定的过冷度,增加了系统制冷量以提高 COP。该系统的原理图和压焓图如图 2 所示。

1.3 跨临界 CO₂ 回热器增压制冷系统

跨临界 CO₂ 回热器增压制冷(简称为 IHBC)系统将回热器设置在气体冷却器出口位置,高压级压缩机入口的 CO₂ 制冷剂与气冷器出口的高温高压流体分

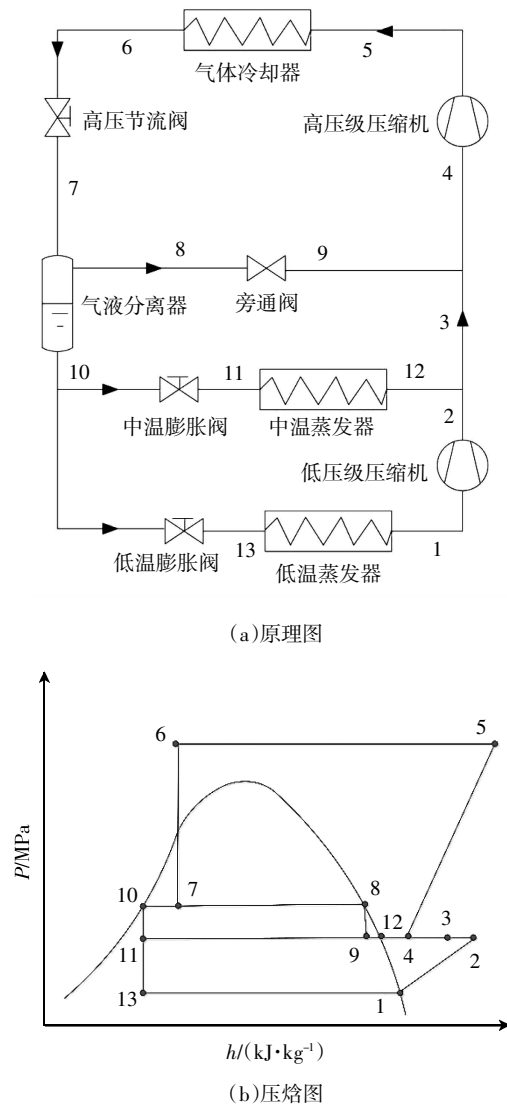
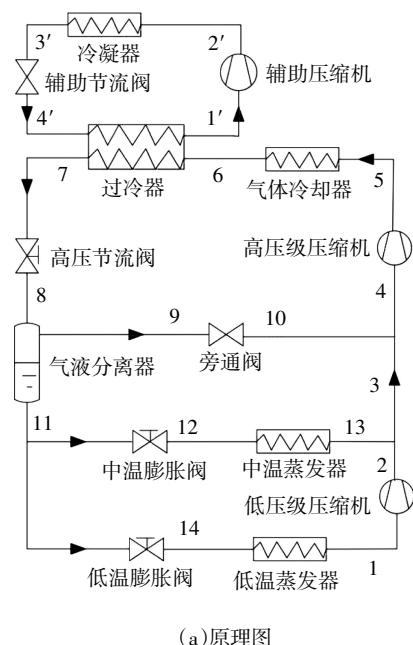


图 1 常规跨临界 CO₂ 增压制冷系统



(a)原理图

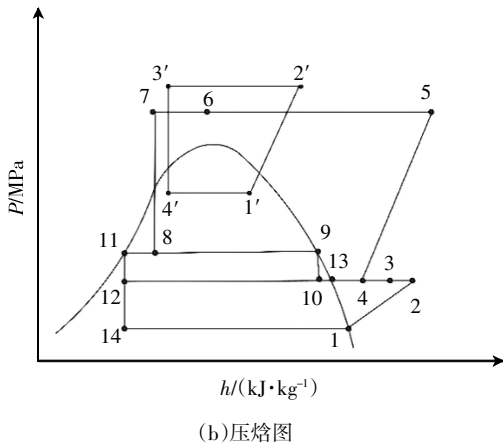


图 2 跨临界 CO₂ 机械过冷增压制冷系统

别作为冷、热流体进行换热,从而使得气冷器出口的制冷剂达到过冷效果,同时也保证高压级压缩机的吸气状态为过热蒸汽. 该系统的原理图和压焓图如图 3 所示.

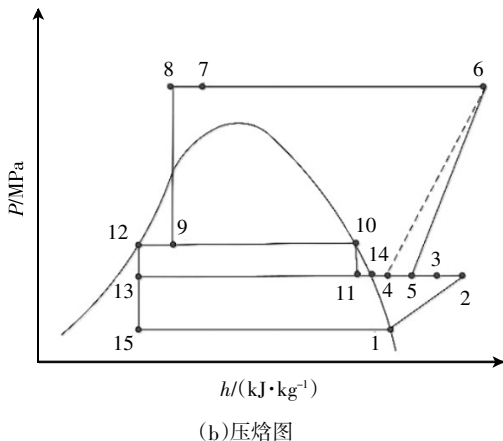
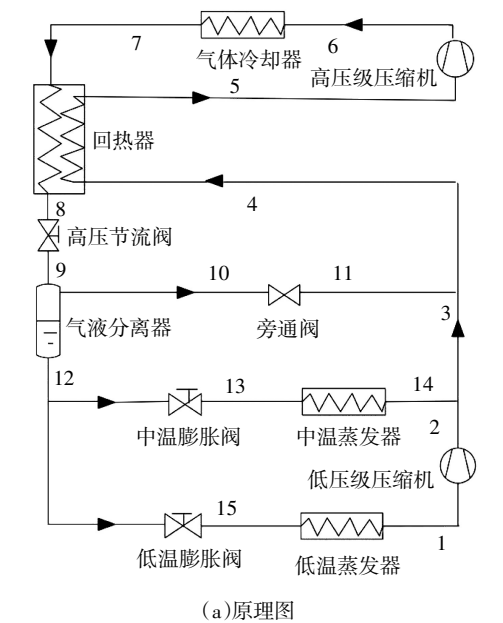


图 3 跨临界 CO₂ 回热器增压制冷系统

1.4 跨临界 CO₂ 内部过冷增压制冷系统

本文提出的跨临界 CO₂ 内部过冷增压制冷(简称为 ISBC)系统引入了内部过冷器,使两股温度与压力不同的制冷剂流体在其中进行逆流换热,这可以有效提高双温蒸发器的制冷能力,减小压缩机功耗,提高整个系统的制冷效率. 该系统的原理图和压焓图如图 4 所示.

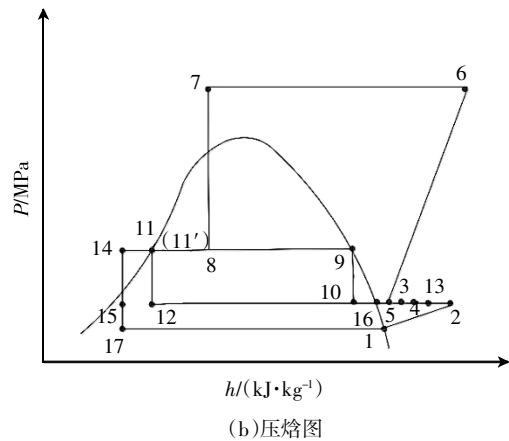
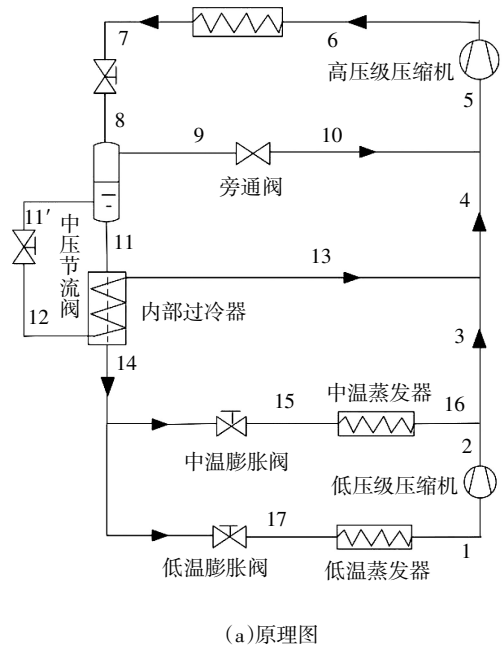


图 4 跨临界 CO₂ 内部过冷增压制冷系统

2 建立热力学模型

系统模型建立基于以下假设条件:

- (1) 换热器和管路中压降和热损失忽略不计.
- (2) 蒸发器出口过热度为 5 °C, 辅助循环冷凝器出口为饱和液态.
- (3) 在蒸发器和气体冷却器/冷凝器中与制冷剂进

行换热的介质为空气。

(4) 储液器出口制冷剂假定为饱和气体和饱和液体。

(5) 主循环气体冷却器 CO₂ 出口温度与环境温度温差为 5 °C。

(6) 辅助循环冷凝温度与环境温度温差为 10 °C。

给定系统的运行参数如下:低温蒸发温度-35 °C,中温蒸发温度-10 °C,主循环高压压力取值范围 7.5~12.0 MPa,中间压力 3.0~5.8 MPa,环境温度取值范围 5~35 °C。其中,机械过冷循环主循环制冷剂采用 CO₂,辅助循环制冷剂采用 R290;辅助循环冷凝压力取值范围 1.5~3.0 MPa。

低温/中温蒸发器:

$$Q_{\text{eva,LT}} = m_{\text{eva,LT}} \times (h_{\text{out,eva}} - h_{\text{in,eva}}) \quad (1)$$

$$Q_{\text{eva,MT}} = m_{\text{eva,MT}} \times (h_{\text{out,eva}} - h_{\text{in,eva}}) \quad (2)$$

式中: $m_{\text{eva,LT}}$ 和 $m_{\text{eva,MT}}$ 分别为流过低温、中温蒸发器的制冷剂质量流量,kg/s; $h_{\text{in,eva}}$ 和 $h_{\text{out,eva}}$ 分别为蒸发器进口和出口的制冷剂焓值,kJ/kg。

低压级/高压级压缩机:

$$W_{\text{com,LS}} = m_{\text{com,LS}} \times (h_{\text{out,com}} - h_{\text{in,com}}) \quad (3)$$

$$W_{\text{com,HS}} = m_{\text{com,HS}} \times (h_{\text{out,com}} - h_{\text{in,com}}) \quad (4)$$

式中: $m_{\text{com,LS}}$ 和 $m_{\text{com,HS}}$ 分别为低压级/高压级压缩机的制冷剂质量流量,kg/s; $h_{\text{in,com}}$ 和 $h_{\text{out,com}}$ 分别为压缩机进口和出口的制冷剂焓值,kJ/kg。

此外,压缩机的等熵效率计算公式如表 1 所示。

表 1 压缩机的等熵效率计算公式^[6]

压缩机类别	等熵效率公式
高压级压缩机	$\eta_{\text{IS,R744}} = -0.0021 \times \left(\frac{P_{\text{MP}}}{P_{\text{LP}}}\right)^2 - 0.0155 \times \left(\frac{P_{\text{MP}}}{P_{\text{LP}}}\right) + 0.7325$
低压级压缩机	$\eta_{\text{IS,R744}} = -0.0012 \times \left(\frac{P_{\text{MP}}}{P_{\text{LP}}}\right)^2 - 0.0087 \times \left(\frac{P_{\text{MP}}}{P_{\text{LP}}}\right) + 0.6992$

气体冷却器/冷凝器:

$$Q_{\text{GC}} = m_{\text{GC}} \times (h_{\text{out,GC}} - h_{\text{in,GC}}) \quad (5)$$

$$Q_{\text{con}} = m_{\text{con}} \times (h_{\text{out,con}} - h_{\text{in,con}}) \quad (6)$$

式中: m_{GC} 和 m_{con} 分别为流过气体冷却器、冷凝器的制冷剂质量流量,kg/s。

节流阀/膨胀阀:

$$h_{\text{out}} = h_{\text{in}} \quad (7)$$

储液器:

$$m_{\text{in}} \times h_{\text{in}} = m_{\text{liq}} \times h_{\text{liq}} + m_{\text{gas}} \times h_{\text{gas}} \quad (8)$$

在本文中,引入液态 CO₂ 制冷剂分流比的概念,其定义为进入低温和中温蒸发器的制冷剂流量与储液器内总的液态 CO₂ 制冷剂流量的比值,用希腊字母 γ 表示,其表达式如下

$$\gamma = \frac{m_{\text{eva,LT}} + m_{\text{eva,MT}}}{m_{\text{liq}}} \quad (9)$$

式中: $m_{\text{eva,LT}}$ 和 $m_{\text{eva,MT}}$ 分别为流过低温、中温蒸发器的制冷剂质量流量,kg/s; m_{liq} 为储液器内总的液态 CO₂ 制冷剂流量,kg/s。

机械过冷循环过冷器:

$$m_{\text{CO}_2} \times (h_6 - h_7) = m_{\text{R290}} \times (h_7 - h_4) \quad (10)$$

式中: h_6, h_7 分别表示过冷器中制冷剂 CO₂ 侧进口和出口的焓值,kJ/kg; h_7, h_4 分别表示过冷器中制冷剂 R290 侧出口和进口的焓值,kJ/kg。

回热器:

$$h_7 - h_8 = h_5 - h_4 \quad (11)$$

内部过冷器:

$$(m_{\text{eva,LT}} + m_{\text{eva,MT}}) \times (h_{11} - h_{14}) = m_{\text{liq}} \times (1 - \gamma) \times (h_{13} - h_{12}) \quad (12)$$

式中: γ 表示分流比; h_{11} 和 h_{14} 为储液器液体进入内部过冷器的进出口焓值,kJ/kg; h_{12} 和 h_{13} 分别表示经过中压节流阀后的焓值和与内部过冷器换热后的出口焓值,kJ/kg。

系统制冷量:

$$Q = Q_{\text{eva,LT}} + Q_{\text{eva,MT}} \quad (13)$$

压缩机耗功:

$$W = W_{\text{com,LS}} + W_{\text{com,HS}} + W_{\text{com,AUX}} \quad (14)$$

式中: $W_{\text{com,LS}}$ 、 $W_{\text{com,HS}}$ 和 $W_{\text{com,AUX}}$ 分别表示低压级压缩机、高压级压缩机和辅助压缩机的耗功,kW;其中,回热器循环与内部过冷循环均无辅助压缩机,故在计算时 $W_{\text{com,AUX}}=0$ 。

制冷系数:

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} \quad (15)$$

3 结果分析

3.1 高压压力的影响

在环境温度为 30 °C,中间压力为 5.3 MPa,分流比为 0.8 时,4 种跨临界 CO₂ 增压制冷系统 COP 随高压压力的变化曲线如图 5 所示。随着高压压力的升高,不同 CO₂ 增压制冷系统的 COP 均呈现先增大后减小的趋势。最大值的 COP 对应着一个最优高压压力,BC 系统和 ISBC 系统的最优高压比较接近,都在 10.5 MPa

左右,但 ISBC 系统比 BC 系统的最大 COP 提升了 15.4%。在高压压力小于 10.5 MPa 时,ISBC 系统的 COP 低于 MSBC 系统;在高压压力大于 10.5 MPa 时,ISBC 系统分别比 BC 系统、IHBC 系统、MSBC 系统的 COP 高出了 16.0%,13.7%,2.5%,这说明机械过冷增压系统适用于高压压力较低的情况,其最优高压在 9.5 MPa 左右,而内部过冷系统适用于高压压力较高的工况。

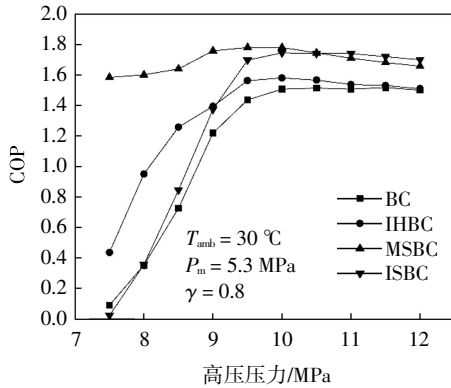


图 5 4 种增压制冷系统 COP 随高压压力的变化曲线

3.2 环境温度的影响

在高压压力为 9.5 MPa, 中间压力为 5.3 MPa, 分流比为 0.85 时,4 种跨临界 CO₂ 增压系统 COP 随环境温度的变化情况如图 6 所示,随着环境温度的升高,气体冷却器出口温度随之增大,4 种 CO₂ 增压制冷系统的 COP 随之减小。当环境温度高于 27 °C 时,IHBC 系统的 COP 超过 BC 系统,在环境温度低于 27 °C 时,增设回热器并不能给系统效率带来提升。在环境温度 5~30 °C 范围内,ISBC 系统的效率远远大于其他 3 种系统,其平均 COP 值分别比 BC 系统和 MSBC 系统提升了 17.5%和 11.2%;当环境温度大于 30 °C 时,ISBC 系统的效率开始逐渐降低,其 COP 值逐渐低于机械过冷系统。由此可知,ISBC 系统适用于环境温度较低的范围,而 MSBC 系统在环境温度较高时表现出更优

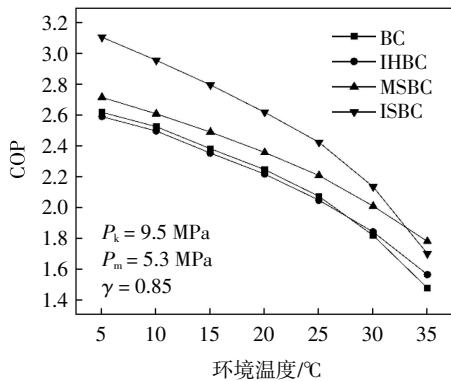


图 6 4 种增压制冷系统 COP 随环境温度的变化曲线

的系统效率,在环境温度小于 30 °C 时,采用内部过冷形式对常规跨临界 CO₂ 增压系统性能可以获得更好的提升效果。

在高压压力为 9.5 MPa, 中间压力为 5.3 MPa, 分流比为 0.85 时 4 种跨临界 CO₂ 增压制冷系统的压缩机功耗随着环境温度升高逐渐增大。在环境温度小于 13 °C 时,IHBC 系统的压缩机功耗最大,但是在这个温度范围内,IHBC 系统的压缩机功耗随着环境温度升高而逐渐减小;当环境温度大于 13 °C 后,MSBC 系统的压缩机功耗最大,且远远高于 BC 系统和 ISBC 系统,而 ISBC 系统的压缩机功耗远低于 BC 系统(见图 7),由数据可知,ISBC 系统的平均压缩功耗分别比 BC 系统、IHBC 系统以及 MSBC 系统降低了 15.1%,24.5%,25.0%;综上,ISBC 系统可以较大幅度减小压缩机功耗,其对 BC 系统性能的提升有明显的效果。

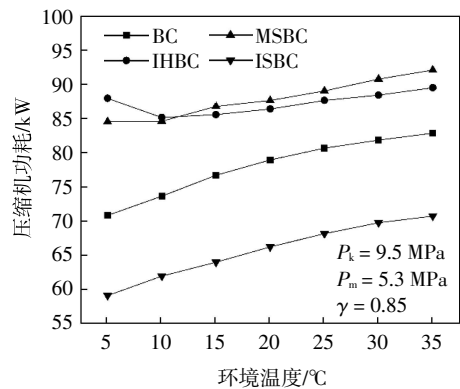


图 7 4 种增压制冷系统压缩机功耗随环境温度的变化曲线

3.3 内部过冷系统液态 CO₂ 分流比的影响

在高压压力为 9.5 MPa, 中间压力为 5.3 MPa, 环境温度为 35 °C 时,ISBC 系统的 COP、过冷度随液态 CO₂ 分流比的变化情况如图 8 所示,ISBC 系统的 COP 随着分流比的增大而减小,其原因是压缩机功耗随着分流比的增大大于其制冷量的增大。由计算可知,储液器中液态 CO₂ 制冷剂的温度即过冷前温度为 16.7 °C,该温度不受分流比变化的影响;随着分流比的增大,过冷后制冷剂的温度逐渐增加,则过冷度随之减小,即制冷剂的过冷效果逐渐降低。但并不是分流比越小越好,从图 8 中可以看到,当分流比小于 0.72 时,过冷后制冷剂温度就会低于 -10 °C,此状态显然不合理,因为过冷后制冷剂温度不能够低于中温或者低温蒸发温度,而在系统模拟计算时中温蒸发温度已经设置为 -10 °C,所以液态 CO₂ 制冷剂分流比不能低于 0.72,即存在一个最小分流比。此时,对应过冷度的极限值为 26.7 °C,显然这是不可能达到的,这受限于本文所

假定的运行工况. 因此, 该系统实际过冷度范围在 0~26.7 °C 之间.

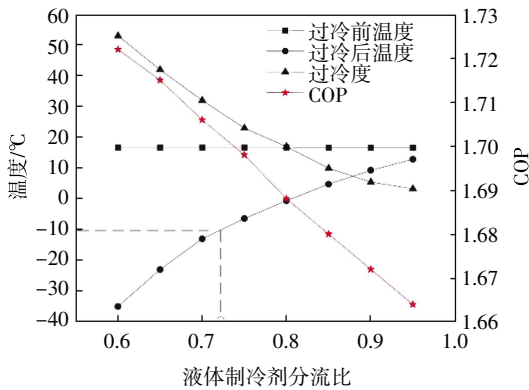


图8 内部过冷系统液态 CO₂ 分流比对系统性能的影响

4 结论

对于提出的 ISBC 系统与 3 种增压制冷系统建立了热力学模型, 将 4 种增压制冷系统从制冷量、压缩机功耗等随着高压压力、环境温度等参数变化进行了性能比较, 所得结论如下:

(1) 环境温度为 30 °C、中间压力取 5.3 MPa 时, 当高压压力大于 10.5 MPa, ISBC 系统存在最高的 COP 值. 在 ISBC 系统和 BC 系统相近的最优高压压力值 10.5 MPa 下, ISBC 系统比 BC 系统的最大 COP 提升了 16%. ISBC 系统适用于高压压力较高的工况.

(2) 高压压力取 9.5 MPa, 中间压力取 5.3 MPa 时, 在环境温度 5~30 °C 范围内, ISBC 系统其平均 COP 值分别比 BC 系统和 MSBC 系统提升了 17.5% 和 11.2%. 当环境温度大于 30 °C 时, ISBC 系统 COP 值逐渐低于 MSBC 系统. 由此可知, ISBC 系统适用于环境温度较低的范围.

(3) 高压压力取 9.5 MPa, 中间压力取 5.3 MPa 时, 在环境温度 5~35 °C 范围内, ISBC 系统的平均压缩功耗分别比 BC 系统、IHBC 系统以及 MSBC 系统降低了 15.1%, 24.5%, 25.0%. 采用 ISBC 系统形式可以减小压缩机功耗, 对系统性能的提升有明显效果.

(4) 高压压力取 9.5 MPa, 中间压力取 5.3 MPa, 环境温度为 35 °C 时, ISBC 系统循环随着分流比的增大, 制冷剂的过冷效果逐渐降低, 跨临界 CO₂ 内部过冷增压系统存在一个最小分流比为 0.72, 其实际过冷范围在 0~26.7 °C 之间.

参考文献:

[1] 深圳市生态环境局. 一图读懂《基加利修正案》[EB/OL].

(2021-06-21) [2023-02-22] http://meeb.sz.gov.cn/ztfw/ztl/o3/cy/jx/content/post_9583693.html.

- [2] 代宝民, 刘圣春, 曹 钰, 等. 商超自然工质 CO₂ 制冷系统增效技术及碳减排预测[J]. 华电技术, 2021, 43(11): 74-84.
- [3] TSAMOS K M, GE Y T, SANTOSA I, et al. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 150: 822-829.
- [4] GULLO P, TSAMOS K M. State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems—A theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry[J]. Energy Procedia, 2017, 123: 46-53.
- [5] 曹 锋, 叶祖樑. 商超跨临界 CO₂ 增压制冷系统及技术应用现状[J]. 制冷与空调, 2017, 17(9): 68-75.
- [6] 杨 鑫. 商超 CO₂ 增压制冷系统的性能研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2020.
- [7] 杨 鑫, 刘圣春, 代宝民, 等. 超市用跨临界 CO₂ 增压制冷系统的热力学模拟[J]. 制冷与空调, 2019, 19(12): 39-43.
- [8] 黄 卓. 一种 R744 超市双温制冷系统的优化及 3E 评估[D]. 济南: 山东大学, 2019.
- [9] 边煜竣. 跨临界二氧化碳增压系统性能对比分析研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2017.
- [10] LLOPIS R, NEBOT-ANDRÉS L, CABELLO R, et al. Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 69: 361-368.
- [11] LLOPIS R, CABELLO R, SÁNCHEZ D, et al. Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 55: 129-141.
- [12] MAZZOLA D, SHEEHAN J, BORTOLUZZI D, et al. Supermarket application. effects of subcooling on real R744 based transcritical plants in warm and hot climate[C]//The 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Edinburgh, UK, 2016.
- [13] 刘圣春, 刘 坤, 王嘉豪, 等. 带内部热交换器的 CO₂ 增压制冷系统热力学分析[J]. 流体机械, 2022, 50(2): 64-70.
- [14] 代宝民, 刘圣春, 孙志利, 等. 机械过冷 CO₂ 跨临界制冷循环性能理论分析[J]. 制冷学报, 2018, 39(1): 13-19.
- [15] KARAMPOUR M, SAWALLHA S. Investigation of using internal heat exchangers in CO₂ transcritical booster system [C]//The 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Hanzhou, China, 2014.
- [16] LIU S, LU F, DAI B, et al. Performance analysis of two-stage compression transcritical CO₂ refrigeration system with R290 mechanical subcooling unit[J]. Energy, 2019, 189: 116-143.