文章编号:0253-4339(2024) 02-0094-07 doi:10.3969/j. issn. 0253-4339. 2024. 02. 094

CO、跨临界制冷系统新型分布式压缩循环研究

马国远 亚亚吕 王磊

(北京工业大学制冷与低温工程系 北京 100124)

为了对 CO, 跨临界蒸气压缩循环进行高效冷却并提升系统性能,提出分布式压缩循环系统(distributed compression cycle system, DCCS)。在 DCCS 中,气冷器出口的超临界 CO,不再被进一步过冷而是进行二次增压,并在常规热汇条件下进行放 热冷却。通过热力学计算 DCCS 在不同工况下的性能随二次增压比变化情况。结果表明:相对于基础系统, DCCS 可有效提升系 统性能,在气冷器出口温度不变时,最大制冷 COP 增幅在 8.2%~10.76%之间,制冷量的增幅最高可达约 26%。在蒸发温度不变 时,最大制冷 COP 增幅在 8.57%~13.51%之间。DCCS 中理想的二次增压比要求并不高,且对于二次增压所增加的系统功耗相 对于基础系统不会超过 20%。相对于目前仅采取单一过冷技术的系统, DCCS 在系统性能系数上仍具有优势。DCCS 的提出为 跨临界 CO, 蒸气压缩循环系统的性能提升与完善提供了全新的方向。

关键词 分布式压缩;CO,;跨临界;当量过冷;制冷循环

中图分类号:TB61⁺5; TB66

文献标识码: A

Novel Distributed Compression Cycle for Carbon Dioxide Transcritical Refrigeration System

Lü Yava Ma Guovuan Wang Lei

(Department of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

A critical research topic is the improvement of the system performance by efficiently cooling carbon dioxide in transcritical vapor compression cycles. In this study, a distributed compression cycle system (DCCS) is proposed. For the DCCS, the transcritical CO₂ from the gas cooler outlet is not further subcooled but boosted. It is then cooled by conventional heat sink conditions. The DCCS performance under different operating conditions with variations in the second boost ratio is calculated by a thermodynamical cycle model. It is shown that the DCCS can effectively improve the system performance compared with the baseline system, with the maximum refrigeration COP increase ranging from 8.2% to 10.76% at a constant gas cooler outlet temperature. The refrigeration capacity is increased up to approximately 26%. The maximum refrigeration COP increase ranges from 8.57% to 13.51% at a constant evaporating temperature. The ideal second boost ratio requirements in DCCS are not high, and the additional system power consumption for the second boost is not more than 20% compared with the baseline system. The DCCS still has advantages in terms of the system COP compared with current systems that only adopt a single subcooling technology. The proposed DCCS provides a new path for improving and refining the performance of the carbon dioxide transcritical vapor compression cycle systems.

Keywords distributed compression; carbon dioxide; transcritical; equivalent subcooling; refrigeration cycle

能源领域中,对于系统与装置的环保与可持续性 的技术要求越来越受重视。蒸气压缩式制冷循环系 统,被视为一种高效节能的技术手段,传统系统中使 用的工质为人造制冷剂,这类工质对大气环境存在一 定的破坏作用,在最新的《基加利修订案》中,人造制 冷剂的使用被进一步限制[1]。采用天然制冷剂可以 有效避免制冷剂向大气中输入带来的许多潜在风 险[2],同时在全球绝大多数国家都在进行的碳中和

事业中,环保、高效的天然工质在制冷制热系统的使 用是降低化石能源的使用、降低碳排放,促进碳中和 实现的重要技术手段之一[3]。

CO, 作为一种天然制冷剂, 其全球变暖潜值 (Global Warming Potential, GWP) 仅为1,臭氧损耗潜 值(ozone depletion potential, ODP)为0,在环保性上 占据绝对优势。与氨气、丙烷等天然制冷剂相比, CO, 不可燃且无毒, 使其在安全性上也同样占据优

收稿日期:2023-05-05;修回日期:2023-06-20;录用日期:2023-07-27

基金项目:国家重点研发计划(2022YFC3802504)资助项目。(The project was supported by the National Key R&D Program of China (No. 2022YFC3802504).)

势,与空气、水等天然制冷剂相比又具有更高的性能系数。G. Lorentzen^[4]预言 CO₂ 制冷系统作为一种合理可行的解决方案,有望在未来取代人造制冷剂。但 CO₂ 作为制冷剂,不利的是,CO₂ 自身的物理性质(临界点温度和压力分别为 304. 13 K 和 7. 377 3 MPa)导致在绝大多数运行工况下会产生跨临界循环。在常规的热汇条件下,当 CO₂ 在压缩后进入超临界状态时,CO₂ 难以像人造制冷剂那样冷凝成液态。若不对 CO₂ 进行更高效的冷却,将会导致制冷剂直接节流后的干度变大,制冷性能系数过低。为应对该问题,最直接的方式是建立一个更低温度的热汇环境对 CO₂进行有效过冷,在该思路下许多学者进行了大量的研究工作,如:内部换热器系统^[5-8]、并行压缩系统^[9-11]、机械过冷系统^[12-15]、热电过冷系统^[16]。

上述研究结果均表明,降低气冷器出口 CO₂ 的温度是完全可行且有效的,但综合而言,上述文献中提出的方法存在系统复杂、依靠附属装置、使用人造制冷剂等问题。复杂的设计与人造制冷剂的使用不利于 CO₂ 制冷系统的推广及应用普及,且机械过冷中人造制冷剂的使用背离了推广与开发 CO₂ 制冷系统的初衷。系统过冷的直接目的是改变 CO₂ 温度从而降低焓值,在节流后获得更低干度的制冷剂,最终提高系统性能。本文提出一种全新的思路,无需创造更低温度的热汇环境,且无需改变气冷器出口温度,仅在常规的热汇条件下,通过简单的系统循环设计来实现 CO₂ 制冷剂节流后干度的降低,从而提高系统的性能系数。

1 系统原理和研究方法

1.1 系统原理

通过图 1 所示压焓图对分布式压缩跨临界 CO_2 循环的原理进行介绍。一个完整的分布式压缩跨临界 CO_2 循环过程为 1-2-3-4-5-6-1,其中:

1-2 代表来自蒸发器的 CO₂ 在压缩机的第一次增压过程。

2-3 代表经过初次增压后的 CO₂ 在气冷器进行冷却过程。在常规的热汇条件下,不采用任何过冷手段时,CO₂ 被冷却至 3 状态点。在图 1 中画出了 3 点所在的等温线,3 点的状态为超临界。

3-4 代表冷却至 3 状态点的 CO₂ 进行二次增压的过程,经历二次增压后超临界 CO₂ 的温度、压力被再一次提高,达到了状态点 4。

4-5 代表状态点 4 的超临界 CO_2 在与 2-3 过程相同的热汇条件下进行冷却,状态点 5 的温度与状态点 3 相同。

5-6 代表 CO₂ 节流产生冷效应。

6-1 代表 CO, 在蒸发器中的吸热过程。

图 1 中 1-2-3-7-1 与 1-2-3'-7'-1 分别代表基础的跨临界 CO₂ 循环过程与包含了过冷至 3'状态的跨临界 CO₂ 循环过程。显然,在基础跨临界 CO₂ 循环过程中若想实现 CO₂ 过冷,3'状态的温度必将低于状态点 5。分布式压缩跨临界 CO₂ 循环中,状态点 5 的温度与状态点 3 相同,而焓值更低,因此在节流后 CO₂ 的干度会更小,因此单位容积制冷量将会高于基础系统。但分布式压缩跨临界 CO₂循环,由于存在二次增压过程,系统的功耗将高于基础系统。

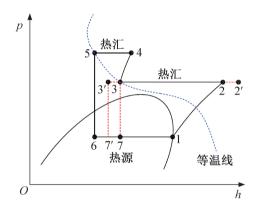


图 1 分布式压缩循环系统压焓图

Fig.1 p-h diagram for distributed compression cycle system

在制冷工况下,对于分布式压缩跨临界 CO₂ 循环,制冷量为:

$$Q_{\rm DC} = \dot{m}(h_1 - h_6) \tag{1}$$

式中: Q_{DC} 为 DCCS 制冷量, kW; \dot{m} 为质量流量, kg/s; h 为焓值, kJ/kg, 下标对应图 1 中各点。

循环功耗为:

$$W_{\rm DC} = \dot{m} [(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)]$$
 (2)

式中: Wpc 为 DCCS 输入功率,kW。

系统性能系数为:

$$COP_{DC} = \frac{Q_{DC}}{W_{DC}} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1 + h_4 - h_3}$$
 (3)

式中: COP_{DC} 为 DCCS 的 COP。

在制冷工况下对于基础跨临界 CO_2 循环过程,制冷量为:

$$Q_{\rm C} = \dot{m}(h_1 - h_7) \tag{4}$$

式中: Q_{c} 为基础系统制冷量, kW_{o}

循环功耗为:

$$W_{\rm C} = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{5}$$

式中: $W_{\rm c}$ 为基础系统输入功率, $kW_{\rm o}$

系统性能系数为:

$$COP_{C} = \frac{Q_{C}}{W_{C}} = \frac{h_{1} - h_{7}}{h_{2} - h_{1}}$$
 (6)

式中:COPc 为基础系统的 COP。

式(3)可进行如下变换:

$$COP_{DC} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_7 - h_6)}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$
 (7)

可以假设,一个性能系数代表二次增压过程对系统带来的收益,用 COP_s 表示:

$$COP_{s} = \frac{h_7 - h_6}{h_4 - h_3} \tag{8}$$

则可能存在如下3种数学关系:

- 1)当COP_S=COP_C时,COP_{DC}=COP_C。
- 2)当COP_s<COP_c时,COP_{pc}<COP_c。
- 3)当COPs>COP。时,COPpc>COPco

若认为两次增压过程的等熵效率近似,CO₂ 的物理性质决定了当气体压力变化幅度相同时,状态点 3 所在的等熵线要比状态点 1 所在的等熵线更加陡峭,二次增压过程有着更高的压缩效率,单位质量 CO₂ 压缩需要的能量更少。在压焓图上通过几何关系可以判断得出 COP_s>COP_c,因此,前面所提到的数学关系 1)是完全可能存在的。证明即使二次增压过程将导致系统总体功耗高于基础系统,也仍然可以提高系统 COP。

1.2 系统研究方法

图 2 所示为分布式压缩跨临界 CO₂ 循环系统原理。系统中包含压缩机 1、压缩机 2 或增压器、气冷器 1、气冷器 2、节流阀和蒸发器等关键系统部件。通过热力学计算方法计算不同工作条件下系统的性能变化,并与基础跨临界 CO₂ 循环系统的性能进行对比。

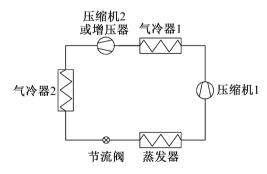


图 2 CO₂ 跨临界循环分布式压缩系统原理

Fig.2 Principle of distributed compression system for ${
m CO_2}$ transcritical cycle

认为分布式压缩跨临界 CO₂ 循环中气冷器 2 的 出口温度与气冷器 1 的出口温度相同。气冷器 1 的 压力与二次增压过程的等熵效率,均采用文献[17] 的方法进行计算,气冷器 1 的压力为:

$$p_{\rm G} = [(2.778 - 0.0157T_{\rm e})T_{\rm gc} + 0.381T_{\rm e} - 9.34]/10$$
 (9)

式中: p_c 为气冷器压力,MPa; T_e 为蒸发温度, \mathbb{C} ; T_{gc} 为气冷器出口温度, \mathbb{C} ;

等熵效率为:

$$\eta = 1.003 - 0.121 p_{\rm G}/p_{\rm e} \tag{10}$$

式中: η 为等熵效率,%; p_e 为蒸发压力,MPa。

制冷性能系数可使用式(1)~式(3)进行计算。 计算工况如表 1 所示。根据 DDCS 的理论, CO₂ 在节流后可与使用低温过冷方式获得相同的焓值, 因此用 当量过冷度表示在相同情况下使用低温过冷方式所 需达到的过冷度。

$$T_{\rm Eas} = T_3 - T_{3'} \tag{11}$$

式中: T_{Eqs} 为当量过冷度, \mathbb{C} ; T_3 为 3 点温度, \mathbb{C} ; $T_{3'}$ 为 3' 点温度, \mathbb{C} 。

表 1 计算工况 Tab.1 Calculated conditions

气冷器出口 温度/℃	蒸发温度/℃	二次增压比	
44	-10、-8、-6、 -4、-2、0、2	1. 10、1. 14、1. 18、1. 22、	
50、48、46、 44、42、40、38	-10	1. 26 \ 1. 30 \ 1. 34 \ 1. 40 \ 1. 50 \ 1. 60 \ 1. 70	

2 结果与讨论

2.1 制冷量变化

当气冷器的出口温度不变而蒸发温度变化时, DCCS 的制冷量变化相对于基础系统的情况如图 3 所示。随着二次增压比的提高, DCCS 的制冷量增幅

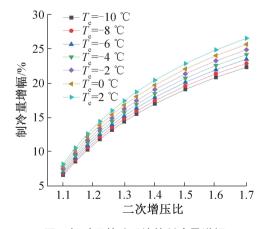


图 3 相对于基础系统的制冷量增幅

Fig.3 Increase in cooling capacity relative to the base line system

也逐渐增大。在二次增压比由 1.1 增至 1.7 的过程中,不同工况下最小的制冷量增幅为 6.65%,最大的制冷量增幅为 26.52%。蒸发温度越低,DCCS 相对于传统系统的制冷量增幅越小。在二次增压比较小时,不同蒸发温度的制冷量增幅的差距显著小于二次增压比较大的情况。通过分析制冷量增加的变化情况可知,采用 DCCS 可以有效增加系统的制冷量。

2.2 当量过冷度变化

由图 3 制冷量增加的变化规律可知 DCCS 可以增加系统制冷量。相对于基础系统采取过冷度来增加制冷量的方法,通过图 4 可对 DCCS 中 CO₂ 的当量过冷程度进行分析。由图 4 可知,蒸发温度对当量过冷度的影响较小,当量过冷度随着二次增压比的增大而增大。在二次增压比由 1.1 增至 1.7 的过程中,当量过冷度的变化曲线较为舒缓,当量过冷度由约 2 ℃逐渐增至 7.5 ℃。由于跨临界 CO₂ 系统的压力高,从材料与系统安全的角度考虑,对于二次增压比的设定不应过高,根据图 4 可知,DCCS 在制冷工况下采用较低的二次增压比仍可实现较为可观的等效过冷。

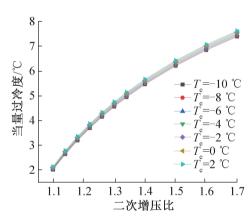


图 4 当量过冷度

Fig.4 Equivalent subcooling degree

2.3 输入功率的变化

相对于基础系统, DCCS 由于二次增压过程,系统所需的功耗将会增大,图 5 所示为不同工况下系统功耗的增幅。DCCS 的功耗随二次增压比的增大而增大。蒸发温度越高, DCCS 相对于基础系统的输入功增幅越大,这是因为,二次增压过程的输入功耗不会受到蒸发温度的影响而与热汇环境条件和气冷器的压力有关,而随着蒸发温度的升高基础系统的热力完善度会升高,在第一次增压过程压缩机的输入功率会随之减小。在二次增压比较小时, DCCS 所需增加的输入功也较小。在二次增压比由 1.1 增至 1.7 的过程中,蒸发温度为 2 ℃时, DCCS 所需增加的输入功将从 2.82%增至 20.59%;蒸发温度为-10 ℃时,

DCCS 所需增加的输入功将从 1.46%增至 10.72%。 表明在二次增压比较高时,蒸发温度对 DCCS 所需增加的输入功影响较显著,但对于制冷系统,通常使用较低的蒸发温度,这对 DCCS 较为有利,避免了输入功率的大幅增加。

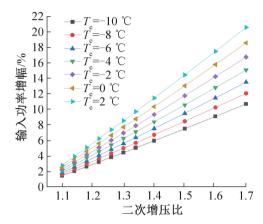


图 5 相对于基础系统的输入功率增幅

Fig.5 Increase in input power relative to the base line system

2.4 排气压力变化

DCCS 二次增压后的排气压力变化如图 6 所示。DCCS 二次增压后的排气压力随着二次增压比的增大而增大。蒸发温度越高,二次增压后的排气压力越大。在二次增压比由 1. 1 增至 1. 7 的过程中,在蒸发温度为 2 ℃ 时, DCCS 二次增压后的排气压力由 12. 40 MPa 增至 19. 16 MPa;在蒸发温度为-10 ℃时, DCCS 二次增压后的排气压力由 12. 81 MPa 增至 19. 79 MPa。目前,商业跨临界制冷压缩机的最高设计排气压力已经可以达到 15 MPa,因此,采用较小的二次增压比时,DCCS 的实现是完全可能的。

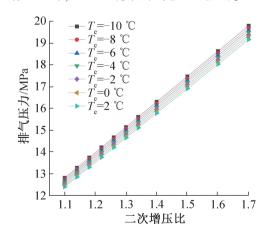


图 6 二次增压后的排气压力变化

Fig.6 Variation of discharge pressure after second boost

2.5 COP 变化

不同蒸发温度下,DCCS 与基础系统的 COP 对比如图 7 所示。在二次增压比从小到大的变化过程中,

DCCS 相对于基础系统的 COP 增幅存在峰值。在二次增压比较小时(小于 1.2),不同蒸发温度对 COP增幅的影响不显著。随着二次增压比的继续增大,不同蒸发温度对 DCCS 的 COP增幅的影响逐渐显著。蒸发温度越低,DCCS 的 COP增幅越大;蒸发温度越高,COP最大增幅的峰值越早出现。上述研究结果表明,DCCS增加系统制冷量的同时也增加了系统功耗,当制冷量与功耗增加的速度不一致时,会导致COP的增幅曲线出现上升和下降的变化过程,理论上当二次增压比过大时完全有可能出现 DCCS 的COP小于基础系统的情况。根据计算工况的不同,最大 COP增幅在 8.2%~10.76%之间。

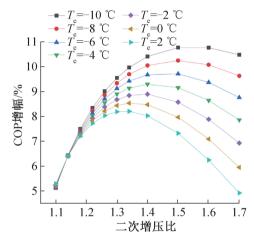


图 7 不同蒸发温度下相对于基础系统的 COP 增幅
Fig.7 Increase in COP relative to the base line system at
different evaporation temperatures

在不同气冷器出口温度下,DCCS 与基础系统的

COP 对比情况如图 8 所示。系统 COP 的变化趋势同样呈现出随着二次增压比的增大而先增大,当 COP 增幅出现峰值后便开始逐渐下降的趋势。气冷器出口温度越高,DCCS 的 COP 增幅越大,气冷器出口温度越低,COP 最大增幅的峰值越早出现。根据计算工况的不同,最大 COP 增幅在 8.57%~13.51%之间。

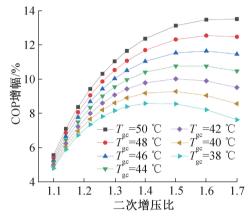


图 8 不同气冷器出口温度下相对于基础系统的 COP 增幅 Fig.8 Increase in COP relative to the base line system at different gas cooler outlet temperatures

2.6 与参考文献中提到的过冷方法对比

表 2 所示为 DCCS 的理论性能与采用其他过冷方法的 CO₂ 跨临界循环系统性能对比。DCCS 相对于使用单一内部换热器、并行压缩系统和热电过冷系统具有理论优势,对于机械过冷系统,DCCS 的性能优势不显著。当采用其他设备如膨胀机、喷射器等可显著提高 CO₂ 跨临界循环系统性能的措施后,DCCS 将实现更大程度的性能提升。

表 2 DCCS 与其他过冷系统对比 Tab.2 Comparison between DCCS and other subcooling systems

蒸发温度/℃	气冷器出口 温度/℃	文献中其他过冷系统组成	COP	COP (相同工况 DCCS)	ΔCOP 相对于其他 过冷系统/%
5. 25	40	单级压缩+内部换热器[18]	1. 20	2. 41	100. 68
5	40	单级压缩+内部换热器+膨胀机[19]	2. 95	2. 38	-19. 20
4	42	单级压缩+内部换热器+喷射器[20]	1. 73	2. 05	18. 64
5	40	双级压缩+内部换热器(闪发罐)[21]	2. 76	2. 38	-13. 64
2.7	33	双级压缩+内部换热器[5]	3. 25	3. 33	2. 46
10	40	单级压缩+热电过冷[22]	2. 39	2. 93	22. 46
5	35	双级压缩+热电过冷+膨胀机[23]	3. 42	3. 23	-5. 67
-10	40. 48	单级压缩+机械过冷[15]	1. 27	1. 20	-5. 73
-9. 5	36. 9	单级压缩+并行压缩[11]	1. 44	1. 52	5. 42

3 结论

如何改善跨临界 CO₂ 蒸气压缩循环系统的运行性能一直是研究的热点。在主流思维从如何降低气冷器出口温度来采取过冷技术的背景下,本文提出对超临界 CO₂ 进行二次增压增温,同样可以改善 CO₂ 在节流后的干度与焓值,实现系统性能的提升。DCCS 的提出为跨临界 CO₂ 蒸气压缩循环系统的性能提升与完善提供了一种全新的方向,本文的研究得到如下结论:

- 1)通过二次增压可以提高系统的 COP, COP 的增幅随着二次增压比的变化存在峰值。在气冷器出口温度不变时,蒸发温度越低, DCCS 的 COP 增幅越大;蒸发温度越高, COP 最大增幅的峰值越早出现。在蒸发温度不变时,气冷器出口温度越高, DCCS 的 COP 增幅越大,气冷器出口温度越低, COP 最大增幅的峰值越早出现。根据计算工况的不同,不同蒸发温度下最大制冷 COP 增幅在 8.2%~10.76%之间,不同气冷器出口温度下最大 COP 增幅在 8.57%~13.51%之间。
- 2)气冷器出口温度不变时,随着二次增压比的提高,DCCS的制冷量增幅也逐渐增大。在二次增压比由 1.1增至 1.7的过程中,不同工况下最小的制冷量增幅为 6.65%,最大的制冷量增幅为 26.52%。蒸发温度越低,DCCS相对于传统系统的制冷量增幅越小。
- 3)二次增压后的排气压力随二次增压比的增大 而增大。蒸发温度越高,二次增压后的排气压力越 大。DCCS的二次增压比在绝大多数工况下无需过 高即可实现明显的 COP 提升,现有的制冷设备完全 可以满足压力需求,且二次增压过程所增加的系统功 耗相对于基础系统不会超过 20%。
- 4)相比于其他过冷方式, DCCS 可以实现当量过冷。相对于使用单一内部换热器系统、并行压缩系统和热电过冷系统, DCCS 在系统性能系数上仍具优势。

参考文献

- [1] HEATH E A. Amendment to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer (Kigali Amendment)
 [J]. International Legal Materials, 2017, 56 (1): 193-205.
- [2] 梁方. 跨临界 CO₂ 制冷系统稳态仿真研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2022. (LIANG Fang. Study on steadystate simulation of transcritical CO₂ refrigeration system

- [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.)
- [3] YANG Yingkui, REN Jingzheng, SOLGAARD H S, et al. Using multi-criteria analysis to prioritize renewable energy home heating technologies [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2018, 29: 36-43.
- [4] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant
 [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5):
 292-301.
- [5] CAVALLINI A, CECCHINATO L, CORRADI M, et al. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: a theoretical and experimental analysis [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1274-1283.
- [6] SÁNCHEZ D, PATIÑO J, LLOPIS R, et al. New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 63 (1): 129-139.
- [7] 王嘉豪. 跨临界 CO₂ 两级节流制冷系统的理论分析和 实验研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2022. (WANG Jiahao. Theoretical analysis and experimental study of transcritical CO₂ two-stage throttling refrigeration system[D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2022.)
- [8] 王磊,张信荣. 采用分流过冷的跨临界 CO₂ 冷热联供系统性能[J]. 化工进展, 2022, 41(1): 60-66. (WANG Lei, ZHANG Xinrong. Performance of transcritical CO₂ combined cooling and heating system with split flow cooling[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2022, 41(1): 60-66.)
- [9] SUN Zhili, WANG Caiyun, LIANG Youcai, et al. Theoretical study on a novel CO₂ two-stage compression refrigeration system with parallel compression and solar absorption partial cascade refrigeration system[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 204:112278.
- [10] BAI Tao, SHI Rongxuan, YU Jianlin. Thermodynamic performance evaluation of an ejector-enhanced transcritical CO₂ parallel compression refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 149: 49-61.
- [11] NEBOT-ANDRÉS L, CALLEJA-ANTA D, SÁNCHEZ D, et al. Experimental assessment of dedicated and integrated mechanical subcooling systems vs parallel compression in transcritical CO₂ refrigeration plants [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 252: 115051.
- [12] DAI Baomin, LIU Shengchun, LI Hailong, et al. Energetic performance of transcritical CO₂ refrigeration cycles with mechanical subcooling using zeotropic mixture as refrigerant [J]. Energy, 2018, 150; 205-221.
- [13] 代宝民, 张鹏, 刘圣春, 等. 采用非共沸工质机械过冷 跨临界 CO₂ 热泵供暖性能分析[J]. 制冷学报, 2021, 42(6): 51-58. (DAI Baomin, ZHANG Peng, LIU

- Shengchun, et al. Performance of transcritical CO₂ airsource heat pump heating system with mechanical subcooling using zeotropic refrigerant [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(6): 51–58.)
- [14] 杨俊兰, 白杨. CO₂ 跨临界双级压缩机械过冷循环的性能分析[J]. 流体机械, 2021, 49(10): 59-65. (YANG Junlan, BAI Yang. Performance analysis for mechanical subcooling cycle of CO₂ transcritical two-stage compression [J]. Fluid Machinery, 2021, 49(10): 59-65.)
- [15] 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.
- [16] JAMALI S, YARI M, MOHAMMADKHANI F. Performance improvement of a transcritical CO₂ refrigeration cycle using two-stage thermoelectric modules in sub-cooler and gas cooler [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74: 105-115.
- [17] LIAO S M, ZHAO T S, JAKOBSEN A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20 (9): 831-841.
- [18] APREA C, MAIORINO A. An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(6): 1006-1011.
- [19] JONEYDI SHARIATZADEH O, ABOLHASSANI S S, RAHMANI M, et al. Comparison of transcritical CO₂ refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger; exergy and energy

- points of view [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 93: 779-787.
- [20] NAKAGAWA M, MARASIGAN A R, MATSUKAWA T. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with twophase ejector [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1577-1586.
- [21] ZHANG Zhenying, WANG Hongli, TIAN Lili, et al. Thermodynamic analysis of double-compression flash intercooling transcritical CO₂ refrigeration cycle[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2016, 109: 100-108.
- [22] YAZAWA K, DHARKAR S, KURTULUS O, et al. Optimum design for thermoelectric in a sub-cooled trans-critical CO₂ heat pump for data center cooling [C]//2015 31st Thermal Measurement, Modeling & Management Symposium (SEMI-THERM). San Jose; IEEE, 2015; 19-24.
- [23] DAI Baomin, LIU Shengchun, ZHU Kai, et al. Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander[J]. Energy, 2017, 122: 787-800.

通信作者简介

王磊,男,讲师,北京工业大学制冷与低温工程系,E-mail:wanglei@bjut.edu.cn。研究方向:制冷系统环保节能技术。

About the corresponding author

Wang Lei, male, lecturer, Department of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Beijing University of Technology, E-mail: wanglei@ bjut. edu. cn. Research fields: environmental protection and energy-saving technology of refrigeration system.