

CO₂跨临界热泵高温化途径分析

史维秀¹, 纪雪园¹, 潘利生², 吕一帆¹, 魏小林²

(1. 北京建筑大学环境与能源工程学院, 北京 100044;

2. 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190)

摘要: CO₂作为一种环境友好的自然工质,以其为循环工质的跨临界热泵制热能力突出。建立 CO₂跨临界增压和 CO₂跨临界热泵理论分析模型,研究不同增压过程对热泵系统 COP、气冷器中水的出口温度及质量流量的影响规律。结果表明,2种热泵高温化方案均会提升压缩机等熵效率、功耗和压缩机出口工质温度,且提升了气冷器出口水温,但 COP 和热水的质量流量有所降低。综合来看,随气冷器出水温度的增加,增大压缩机吸气过热度的循环耗功上升幅度较小,但 COP 下降幅度较大,可在小范围内提升热水温度;提高压缩机出口压强能获得更高的热水温度,可控范围更大,且 COP 降低幅度较小。

关键词: 二氧化碳; 热泵系统; 高温应用; 离心式压缩机

中图分类号: TB61

文献标志码: A

0 引言

随着中国“碳中和”事业的不断推进,终端用能向电气化不断演变,以传统化石燃料燃烧为代表的供热方式将逐步被淘汰,未来供热将向以电能驱动的热泵转变。由于臭氧层空洞等环保问题凸显,氟利昂制冷剂逐渐被淘汰和替代,CO₂等安全可靠的自然工质重新成为关注对象。CO₂无毒且化学性质稳定^[1],传热性能和流动性好,价格低廉,极具发展潜力。在亚临界热泵循环的冷凝器中,工质存在等温放热的冷凝过程,而载热流体一般不发生相变,因此换热过程温度匹配性较差。而在跨临界热泵循环中,工质放热处于超临界压强下,工质和载热流体均具有有限的比热容,换热过程温度匹配性和高温制热能力得到大幅提升^[2]。国内外许多学者对其开展了研究。

在 CO₂跨临界热泵循环节流过程中,压差大、工质密度较低,导致节流过程能量损失较大,可采用膨胀机回收部分能量,提高循环性能。杨军等^[3]开发了一种新型膨胀机构,提高了跨临界 CO₂循环效率;张波等^[4]将膨胀机与主压缩机并联布置,并对自由活塞式膨胀机进行设计和实验验证;Rony 等^[5]对采用膨胀机的跨临界 CO₂热泵循环进行研究分析,结果表明 CO₂和水的质量流量对 COP 影响较大;祝银海等^[6]对跨临界 CO₂热泵循环进行实验研究,探究了压缩机排气压力、压缩机转速和膨胀阀开度对系统整体性能的影响。在 CO₂跨临界热泵循环中,亦可采用结构简单,成本较低的喷射器回收 CO₂膨胀功,用于降低蒸发压强,减轻压缩机负担。许多学者基于跨临界 CO₂制冷系统,建立了喷射器理论模型并进行实验研究^[7-9]。

超临界 CO₂粘度较小,使用微通道换热阻力较小,且换热效率较高,设备紧凑。Rony 等^[10]基于 CO₂热泵循环,分析了质量流量和蒸发温度对微通道蒸发器性能的影响;余文芳等^[11]对应用微通道换热器的蒸发器进行实验研究,分析了换热器对 CO₂循环的影响;Kashif 等^[12]建立 CO₂热泵热水器模型,比较不同工质循环中换热器的尺寸;袁秋霞等^[13]研究了不同形式的套管式气冷器对 CO₂水源热泵循环性能的影响;曹锋等^[14]对有回热器的跨临界 CO₂热泵系统进行实验研究,结果显示回热器的应用提高了制冷系数降低了焓效率。

在“碳中和”背景下,人民生活 and 工业生产用热将快速由化石燃料燃烧向可再生燃料燃烧与可再生电能驱动的产热技术转变。进一步提升 CO₂跨临界热泵的供热温度,可拓展该热泵技术的应用温度范围,为热用户提供高效的供热技术选择。针对 CO₂跨临界热泵循环,提出 2 种热泵高温化方案,一种是提高压缩机出口处的压强,另一种是增加压缩机进口处的吸气过热度。建立 CO₂离心式压缩机一维热力计算模型,研究增加出口压强和吸气过热度对叶轮进口状态、等熵效率、功耗和出口温度的影响。进一步,针对 CO₂跨临界循环系统,结合气冷器换热模型,探究增加压缩机出口压强和吸气过热度对 COP、气冷器中出水温度以及水的质量流量的影响。

1 研究方法

CO₂跨临界热泵系统主要由压缩机、气体冷却器、节流阀和蒸发器组成,当需要较大的吸气过热度时会增加回热器,如图 1a 所示。在热泵循环过程中,CO₂经过压缩机,从状态点 a 增压到超临界状态点 b;超临界工质进入气冷器中与水

收稿日期: 2021-11-05

基金项目: 国家自然科学基金(51776215);北京市自然科学基金(3192042);北京建筑大学市属高校基本科研业务费专项资金(X20058)

通信作者: 潘利生(1982—),男,博士、副研究员,主要从事热能的高效转化、利用与存储方面的研究。panlisheng@imech.ac.cn

换热,温度降低到状态点 c;然后经过节流阀节流降温到状态点 d;降温后的工质进入蒸发器中与水换热,达到饱和状态点 e,吸热后保持一定过热度再次进入压缩机中增压,循环结束。在有回热的 CO₂跨临界热泵循环中,利用气冷器出口高温高压工质同蒸发器出口低温低压工质换热,进而达到较高的吸气过热度。

基于 CO₂跨临界热泵循环,为探究热泵高温化途径,提出 2 种提升出水温度的方法,一种是调整压缩机的出口压强,其循环状态点表示为 aa''b''c''da',另一种是调整压缩机进口过热度,其循环状态点表示为 aa'b'c'd'a',如图 2 所示。为简化对系统的分析和计算,在数学模型建立的过程中,系统的散热损失和管道的压强损失可忽略不计。

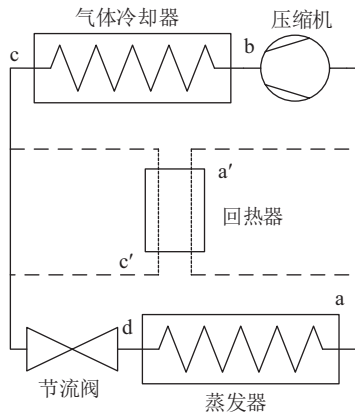


图1 CO₂跨临界热泵循环系统图

Fig. 1 Flow chart of CO₂ transcritical heat pump cycle

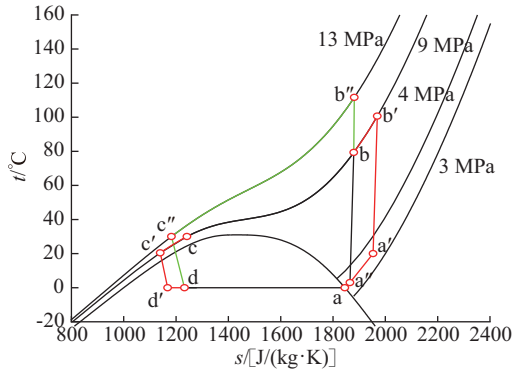


图2 CO₂跨临界热泵循环温熵图

Fig. 2 Schematic diagram of CO₂ transcritical heat pump cycle

与容积式压缩机相比,CO₂离心式压缩机的外形尺寸更小,重量轻,占地面积小,由于其可压缩的工质流量较大,在大容量的工业领域中更具优势。基于离心式压缩过程,建立离心式压缩机一维优化设计模型,如图 3 所示。CO₂进入压缩机(截面 0)后,在入口段处发生膨胀过程,其温度,压强和密度减小,速度稍有增加。工质进入叶轮后(截面 1),轴带动叶轮转动对流体做功,叶轮出口(截面 2)处流体速度达到最大值。工质经过叶轮与叶片扩压器之间连接的一段空隙(截

面 3),进入叶片扩压器中进一步增压(截面 4),然后在蜗壳中汇集后流出(截面 5),工质完成增压过程。

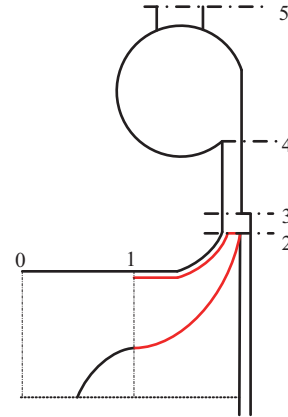


图3 离心式压缩机简图

Fig. 3 Schematic diagram of centrifugal compressor

指定如下的循环参数、离心式压缩机部分结构参数和损失系数,如表 1 所示。出口压强和吸气过热度作为输入变量,

表 1 指定的部分循环运行参数及压缩机结构参数和损失系数

Table 1 Specified operating parameters, structure parameters and loss coefficient

类型	参数	数值
循环运行参数	$\dot{m}_{CO_2}/(kg/s)$	2
	$t_{cooler}''/°C$	25
	$t_{evap}/°C$	0
	$t_{water}'/°C$	15
	$\Delta t_{min,regen}/°C$	10
	$\Delta t_{min,cooler}/°C$	7
压缩机结构参数	k_{hub}	2.25
	$k_{impeller}$	2
	$k_{vaneless}$	1.02
	$k_{diffuser}$	1.4
	$\lambda_{impeller}$	0.09
	$\lambda_{diffuser}$	1.04
	φ_{volute}	0.75
压缩机损失系数	$\beta_2/(°)$	50
	$\Delta\alpha_{diffuser}/(°)$	8
	$\xi_{0 \rightarrow 1}$	0.1
	$\xi_{impeller,friction}$	0.1
	$\xi_{impeller,flow}$	0.2
	$\xi_{impeller,num}$	0.15
	$\xi_{2 \rightarrow 3}$	0.02
	$\xi_{3 \rightarrow 4}$	0.14
$\xi_{4 \rightarrow 5}$	0.14	

CO₂的质量流量、无回热器循环的气冷器出口温度为定值,设定蒸发温度、气冷器进水温度和气冷器及换热器中的最小传热温差。

依据进出口速度三角形对压缩机叶轮进行设计计算,如图4所示。式(1)是离心式压缩机内一维流动的连续性方程,其内部流动损失采用式(2)进行计算。利用圆周动量矩方程式(3)计算叶轮的加功量,绝热条件下的能量方程式(4)计算工质焓值。压缩机的消耗功率和等熵效率分别由式(5)和式(6)计算。

$$\rho_1 c_{1,r} A_1 = \rho_2 c_{2,r} A_2 \tag{1}$$

$$W_{\text{loss}} = \xi(c^2/2) \tag{2}$$

$$W_s = (c_{2,u} u_2 - c_{1,u} u_1) + W_{\text{loss}} \tag{3}$$

$$W_s = \Delta h + \Delta c^2/2 \tag{4}$$

$$\dot{P}_s = \frac{W_s \dot{m}}{1000} \tag{5}$$

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{h_{5,\text{isen}} - h_0}{h_5 - h_0} \tag{6}$$

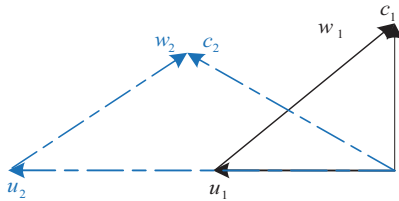


图4 叶轮进出口速度三角形示意图
Fig. 4 Schematic diagram of impeller inlet and outlet velocity triangle

进口速度三角形由圆周速度 u_1 , 绝对速度 c_1 , 相对速度 w_1 组成,根据设计条件,叶轮的气流入口角 β_1 随叶轮进口直径变化而变化,如图5所示。为设计不同工况下最优的 CO₂ 离心式压缩机模型,当流量和转速一定时,针对进口速度三角形进行优化设计,选取最佳叶轮进口直径,使相对速度值最小。因为叶片通道是扩压式的,叶轮出口相对速度小于进口相对速度,选择较小的进口相对速度可以降低叶轮流道内的扩压程度,改善叶轮流道内的流动情况。而且选择最小的

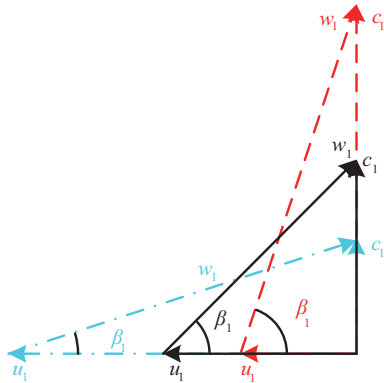


图5 叶轮进口速度三角形优化示意图
Fig. 5 Schematic diagram of triangular optimization of impeller inlet velocity

相对速度可使叶轮的气流入口角 β_1 (圆周速度同相对速度的夹角)维持在一个适度值,保证了叶轮进口工质的流动状态。

利用式(1)~式(6)及优化方案,构建离心式压缩机的一维热力计算模型,利用循环的嵌套迭代计算工质压缩过程的具体数值。在内侧循环,压缩机各截面之间通过迭代,确定工质在压缩机各截面处的物性参数及流速。在外侧循环,通过对压缩机转速的迭代计算,获得理想的增压比。

根据 CO₂ 跨临界热泵循环的理论分析模型,对循环系统的 COP 和气冷器出水温度进行计算分析。在气冷器中,工质压强不变,温度减小,制热量由式(7)计算,即:

$$q = h_c - h_b \tag{7}$$

根据压缩机一维热力模型确定压缩机的耗功量,性能系数由式(8)计算,即:

$$COP = \frac{q}{W_s} \tag{8}$$

在气冷器中,将 CO₂ 同水的换热过程等熵分段,利用式(9)、式(10)计算每段的换热量。通过式(11)、式(12)计算每段的传热温差和每段出口水温,利用循环迭代,计算出气冷器的最终出水温度及质量流量,计算过程由图6所示,压缩机计

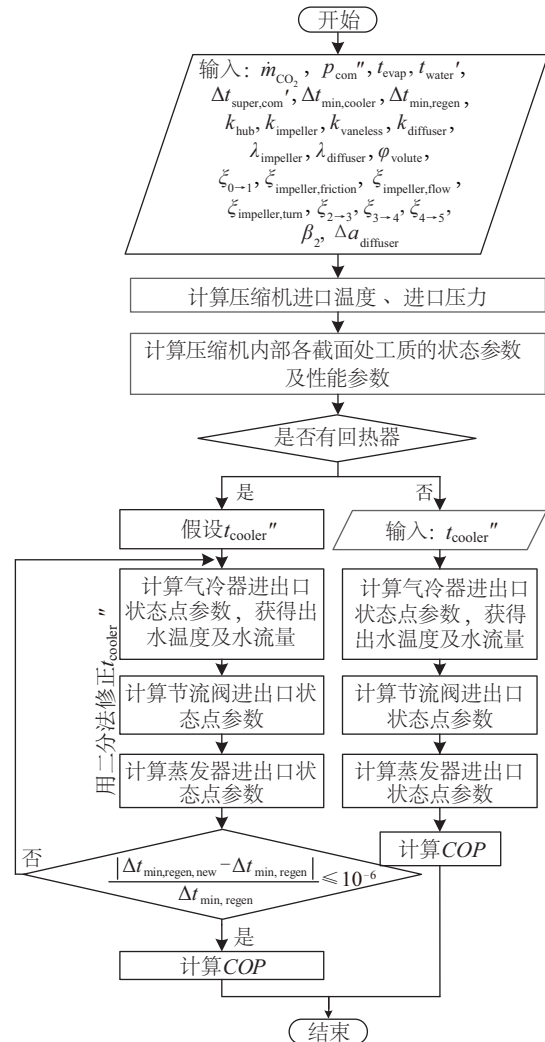


图6 CO₂跨临界热泵理论分析流程图
Fig. 6 Flow chart of CO₂ transcritical heat pump

算过程如图 7 所示。在理论计算时采用的 CO₂ 热物性参数, 由工质状态点和 REFPROP 9.0^[15] 查出。

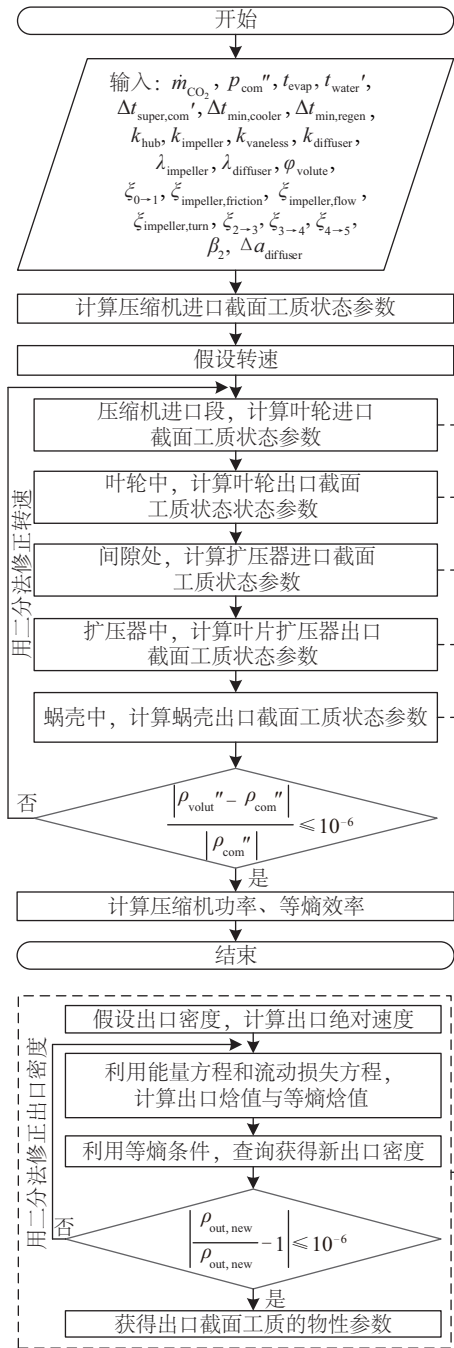


图 7 离心式压缩机热力设计模型

Fig. 7 Flow chart of the thermodynamic design model of centrifugal compressor

$$Q_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{CO_2}' - h_{CO_2}'') \quad (9)$$

$$Q_{water} = \dot{m}_{water} \cdot c_p \cdot (T_{water}'' - T_{water}') \quad (10)$$

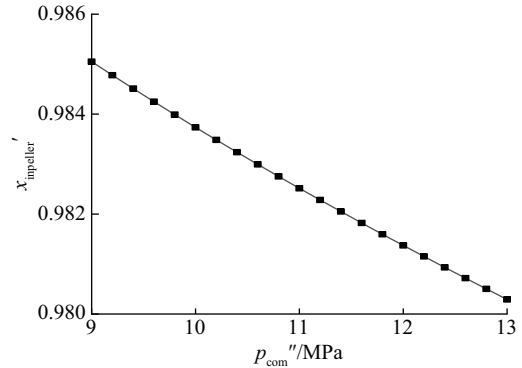
$$Q_{CO_2} = Q_{water} \quad (11)$$

$$\Delta t_{cooler} = T_{CO_2}' - T_{water}'' \quad (12)$$

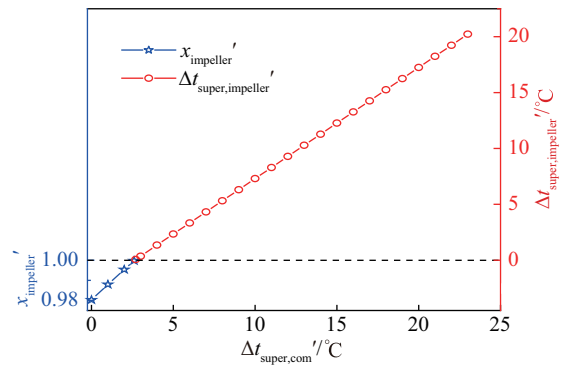
2 研究结果及讨论

利用上述 CO₂ 跨临界增压和 CO₂ 跨临界热泵理论分析模型, 针对提升压缩机出口压强和吸气过热度 2 种热泵高温化方案, 对压缩机叶轮进口工质状态及液击风险情况进行分析, 研究压缩机功率、出口温度、等熵效率等参数的变化规律, 进一步给出热泵的产热温度及 COP。

叶轮旋转会造成离心式压缩机进口段形成一个降压过程, 叶轮进口处压力最低, 当压缩机进口工质过热度不足时, 工质极易在该降压过程中膨胀进入两相区, 发生液击。当压缩机进口 CO₂ 为饱和汽态时, 叶轮进口处工质干度随压缩机出口压强的升高而降低, 如图 8a 所示。当压缩机出口压强提高时, 压缩机需要更大的叶轮转速为工质增加能量, 此时压缩机的叶轮耗功增加, 且叶轮出口处工质流速加快, 由于叶轮的轮径比一定, 所以叶轮进口处圆周速度同样增加。CO₂ 离心式压缩机模型中叶轮的气流入口角度相对稳



a. 提高压缩机出口压强时叶轮进口 CO₂ 干度变化图



b. 增加压缩机吸气过热度时叶轮进口 CO₂ 干度或过热度变化图

图 8 2 种热泵高温化方案下, 叶轮进口 CO₂ 干度或过热度变化图

Fig. 8 Variation of CO₂ dryness or superheat at impeller inlet under two kinds of heat pump high-temperature schemes

定, 根据进口速度三角形可知, 当叶轮进口圆周速度增加时, 绝对速度同样增加。叶轮进口处绝对速度增加, 而工质密度几乎未改变, 所以叶轮进口半径减小, 叶轮整体尺寸变

小。工质在压缩机进口段的流速增加,动能增大焓值减小,所以干度随出口压强增加呈现下降趋势。值得注意的是,如果干度过小,气液混合工质会影响叶轮正常运行,增加液击发生的风险。

工质在压缩机进口保持一定过热度是有必要的。根据上述分析,叶轮进口干度随压缩机出口压强增大而减小,将压缩机出口压强设置为考察范围内最大出口压强 13 MPa。随着压缩机吸气过热度的上升,叶轮进口工质干度逐渐增大,当吸气过热度为 2.55 °C 时,CO₂ 工质相态达到交汇点,从汽液两相状态变为过热状态,且随压缩机吸气过热度的增加叶轮进口过热度同样增大,如图 8b 所示。改变压缩机吸气过热度可以直接影响工质的进口状态点,工质焓值随进口温度上升而增大,叶轮进口工质的相态从两相变为过热。另外,因为工质密度随进口温度增加而减小,所以工质在叶轮进口段流速增加。为维持一定的叶轮的气流入口角,叶轮进口圆周速度和叶轮进口半径增加,叶轮整体尺寸增大。在理论研究中,为保证合理的运行工况,避免发生液击影响压缩机性能,后续分析对吸气过热度进行修改,以 5 °C 的吸气过热度为起点进行以下分析。

随出口压强或进口过热度的增加,压缩机的等熵效率、功率和出口温度均呈现上升趋势,如图 9 所示。因为压缩机

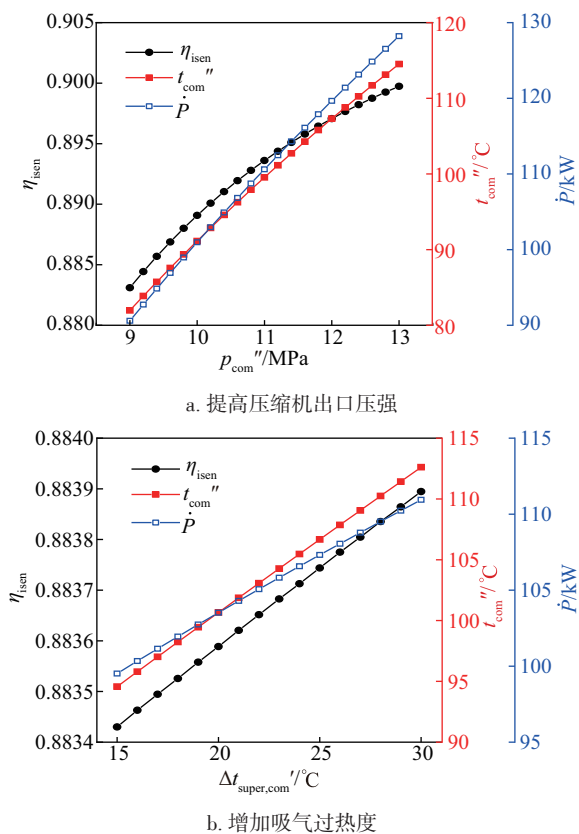


图 9 2 种热泵高温化方案下,等熵效率、功率和 CO₂ 出口温度变化图

Fig. 9 Variation of entropy efficiency, power and outlet temperature under two kinds of heat pump high-temperature schemes

的进口段及叶轮区域流速随压缩机出口压强的提升而增加,流速增长虽然使流动损失总量增大,但损失量占比压缩机耗功减小,等熵效率增长。为提升压缩机出口压强,叶轮需要加速转动为工质提供更多的能量,使得压缩机功耗增加,因为等熵效率变化量较小,压缩机出口温度随压缩机出口压强的增长而提高。

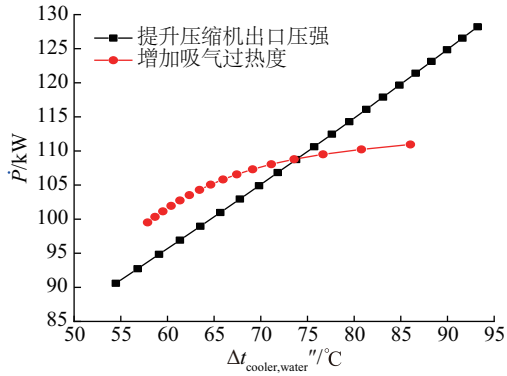
当压缩机吸气过热度增加时,压缩机内部各状态点工质的焓值均增大,压缩机出口温度升高,工质的体积流量增大。因为压缩机进出口压强不变,温度上升,工质随之密度降低,叶轮需要带动更大体积的工质转动,压缩机消耗功率上升。同样由于工质增压过程中焓值增量占比压缩机耗功更大,所以等熵效率增长。对比 2 种提高气冷器出水温度的方案,在考察的计算数值范围内,增加吸气过热度对提升压缩机出口温度作用范围有限,而提高压缩机的出口压强可获得更高的压缩机出口温度,对后续的换热过程可能产生良好的效果,且提升压缩机出口压强的等熵效率较大,有利于提高热泵系统的热力完善度。但提升压缩机出口压强会使压缩机消耗功率增加,转速增大,对离心式压缩机的设计制造提出更高要求。

2 种热泵高温化方案均使循环的制热温度得到提高,但随着制热温度提高,压缩机耗功增加,循环的性能系数下降,气冷器中水的质量流量减小,如图 10 所示。在 2 种热泵高温化方案下,由上述分析可知,压缩机功率均增加。对于循环性能系数,提升压缩机出口压强和增加吸气过热度使气冷器中 CO₂ 同水的换热量增加,工质在换热过程中的焓值变化量增大,但相比于压缩机的耗功,焓值变化量有限,所以性能系数均下降;对于气冷器中水的质量流量,水的进口工况点确定,随着出水温度的增加,水的质量流量逐渐减小。

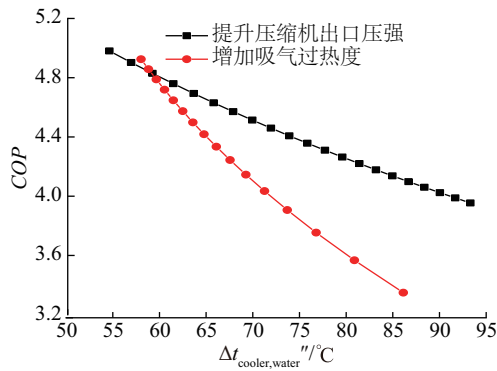
对比 2 种热泵高温化方案,随着气冷器出水温度的增加,提升压缩机出口压强的循环消耗功率直线上升,而增加吸气过热度的消耗功率上升缓慢。进一步分析预测,达到较高的出水温度,增加压缩机吸气过热度比提升压缩机出口压强的耗功更少,但是评判热泵高温化方案也要充分考虑 COP 的变化。

随着气冷器出水温度增加,增加压缩机吸气过热度的 COP 反而下降幅度较大,而提升压缩机出口压强的 COP 的下降幅度较小。在考察范围内,较低的气冷器出水温度条件下,增加压缩机吸气过热度的 COP 略高于提升压缩机出口压强的 COP,但随着出口水温增加,同一出水温度下,提升压缩机出口压强的 COP 高于增加压缩机吸气过热度的 COP,且差值随出口水温的增加而增大。增加吸气过热度的 COP 下降幅度较大的原因在于,回热器的高压和低压工质两侧存在一定的传热温差,增加吸气过热度会使回热器的低压侧出口温度提高,工质在高压侧的进口温度随之增加,即气冷器出口的温度增加,气冷器的制热量减小,热源增加的热量更多进入到回热器中,所以 COP 下降幅度较大。而提高压缩机出口压强不会对回热器高压侧的进口温度产生影响,且随着压

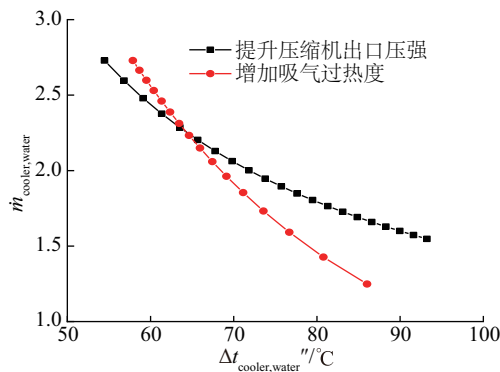
压缩机出口压强的提升气冷器出口焓值减小,气冷器的换热量增加,循环的性能系数相比下降幅度较小。所以当气冷器出水温度较高时,两者差值较大。带回热器的热泵循环并未对热泵循环的性能提高有显著影响,反而随出口水温增加循环的制热 COP 下降速度更大,且制造成本增大。对于制热工况,提升压缩机出口压强更可行。



a. 压缩机功率随气冷器出水温度变化图



b. COP随气冷器出水温度变化图



c. 水的质量流量随出口温度的变化

图10 2种热泵高温化方案下,压缩机功率、 COP 和水的质量流量随气冷器出水温度的变化

Fig. 10 Variation of compressor power, COP and mass flow rate of water with outlet water temperature of gas cooler under two kinds of heat pump high-temperature schemes

对于气冷器中水的质量流量而言,随着气冷器出口水温增加,气冷器的换热量决定了质量流量的变化趋势。增加压

缩机吸气过热度的换热量减小,所以质量流量的下降幅度较大,而提升压缩机出口压强的换热量增加,质量流量的下降幅度较小。在考察范围内,提高压缩机出口压强可以使气冷器的热水出口温度达到较高温度,且循环的性能系数更高,水流量更大。提升压缩机出口压强可以使换热过程的温度匹配性更好,换热能力更强。且对于 CO₂跨临界热泵循环系统而言,提高压缩机出口压强的方案可调控性更强,相比于大幅度增加吸气过热度,更容易实现。在要求出口水温较高的领域,应考虑提高压缩机出口压强的方式,以达到高温效果。

3 结论

热泵的应用与发展既需要较高的制热系数来保障热泵系统的经济性,同样需要提高气冷器出口水温以扩大热泵的使用范围。利用 CO₂跨临界增压和 CO₂跨临界热泵系统理论分析模型,对提升压缩机出口压强和吸气过热度 2 种热泵高温化方案进行热力学分析,得到以下结论:

1)因为在压缩机进口段工质发生膨胀过程,所以压缩机进口工况需设置一定的过热度,防止工质状态点进入两相区进而发生液击现象。

2)提高压缩机出口压强和进口过热度均会使压缩机等熵效率、功率和出口温度增加。在考察范围内,提升压缩机出口压强可以获得更大范围的压缩机出口温度,对后续换热过程产生良好的影响,但压缩机消耗功率较大。

3)提高压缩机出口压强和进口过热度均会使气冷器热水出口温度增加, COP 和水的质量流量降低。增加压缩机进口过热度,循环功率上升缓慢,但性能系数下降幅度较大。虽然提升压缩机出口压强的循环功率上升较快,但是可以使气冷器热水出口温度达到更高温度,可调控范围较大,且 COP 下降幅度较小,方案更具可行性。

符号表

A	面积, m^2
COP	性能系数
\dot{P}	功率, kW
Q	换热量, J
T	温度, K
W	比功, J/kg
c	绝对速度, m/s
h	焓值, J/kg
k	半径比
\dot{m}	质量流量, kg/s
p	压力, Pa
q	热量, J/kg
u	圆周速度, m/s
w	相对速度, m/s
α	进口角, ($^\circ$)

β	气流角, ($^{\circ}$)
λ	流道宽度比
φ	蜗壳进出口面积比
ξ	损失系数
ρ	密度, kg/m^3
η	效率
下标	
isen	等熵过程
loss	流动损失
r	速度的径向分量
u	速度的周向分量
s	轴
super	过热
0, 1, 2, 3, 4, 5	压缩机截面
a, b, c, d, e	循环状态点
上标	
'	入口
"	出口

[参考文献]

- [1] 潘利生, 魏小林, 史维秀. 一种新型 CO_2 跨临界动力循环理论研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(6): 1182-1185.
PAN L S, WEI X L, SHI W X. Theoretical investigation on a novel CO_2 transcritical power cycle [J]. Journal of engineering thermophysics, 2015, 36(6): 1182-1185.
- [2] 宋昱龙, 王海丹, 殷翔, 等. 跨临界 CO_2 蒸气压缩式制冷与热泵技术综述[J]. 制冷学报, 2021, 42(2): 1-24.
SONG Y L, WANG H D, YIN X, et al. Review of transcritical CO_2 vapor compression technology in refrigeration and heat pump [J]. Journal of refrigeration, 2021, 42(2): 1-24.
- [3] 杨军, 陆平, 陈江平, 等. 跨临界 CO_2 系统用膨胀机的开发与模型分析[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 453-456.
YANG J, LU P, CHEN J P, et al. Development and model analysis of an expander for transcritical CO_2 system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008 (3): 453-456.
- [4] ZHANG B, PENG X, HE Z, et al. Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO_2 cycle [J]. Applied thermal engineering, 2007, 27(8-9): 1629-1636.
- [5] RONY U, GLADEN A. Parametric study and sensitivity analysis of a PV/microchannel direct-expansion CO_2 heat pump [J]. Solar energy, 2021, 218: 282-295.
- [6] ZHU Y H, HUANG Y L, LI C H, et al. Experimental investigation on the performance of transcritical CO_2 ejector-expansion heat pump water heater system [J]. Energy conversion and management, 2018, 167: 147-155.
- [7] 邹春妹, 岑继文, 刘培, 等. 跨临界二氧化碳热泵喷射循环实验[J]. 化工学报, 2016, 67(4): 1520-1526.
ZOU C M, CEN J W, LIU P, et al. Transcritical CO_2 heat pumps system with and enjector [J]. CIESC journal, 2016, 67(4): 1520-1526.
- [8] ZHU Y H, JIANG P X. Theoretical model of transcritical CO_2 ejector with non-equilibrium phase change correlation [J]. International journal of refrigeration, 2018, 86: 218-227.
- [9] 陈琪, 佟杨, 李矛, 等. 两种跨临界 CO_2 热泵热水器系统循环性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2013, 34(11): 1903-1909.
CHEN Q, TONG Y, LI M, et al. Experimental study on cycle performance of two transcritical CO_2 heat pump water heater systems [J]. Acta solar energy sinica, 2013, 34 (11): 1903-1909.
- [10] RONY U, GLADEN A. Numerical modeling of a photovoltaic/microchannel direct-expansion evaporator for a CO_2 heat pump [J]. Thermal science and engineering applications, 2021, 13(2): 021022.
- [11] 余文芳, 李敏霞, 王飞波, 等. CO_2 系统微通道蒸发器的研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(9): 1858-1862.
YU W F, LI M X, WANG F B, et al. Research on the micro-channels evaporator for carbon system [J]. Journal of engineering thermophysics, 2015, 36(9): 1858-1862.
- [12] KASHIF N, BO S, AHMED E, et al. Performance optimization of CO_2 heat pump water heater [J]. International journal of refrigeration, 2018, 85: 213-228.
- [13] 袁秋霞, 马一太, 张子坤, 等. CO_2 水源热泵热水机气体冷却器的实验研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(10): 1797-1802.
YUAN Q X, MA Y T, ZHANG Z K, et al. Experimental study on gas cooler of CO_2 water source heat pump water heater [J]. Acta energiae solaris sinica, 2012, 33 (10): 1797-1802.
- [14] CAO F, YE Z L, WANG Y K. Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO_2 heat pump water heater [J]. Applied thermal engineering, 2020, 168: 114855.
- [15] LEMMONN E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. Nist standard reference database 23, reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP). version 9.0 [CP/DK]. National institute of standards and technology, 2010.

ANALYSIS ON APPROACHES FOR INCREASING HEAT SUPPLYING TEMPERATURE OF CO₂ TRANSCRITICAL HEAT PUMP

Shi Weixiu¹, Ji Xueyuan¹, Pan Lisheng², Lyu Yifan¹, Wei Xiaolin²

(1. School of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China;

2. State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The transcritical heat pump with CO₂, an environmentally friendly natural working fluid, shows great potential in high temperature heating. A CO₂ transcritical pressurization analysis model and a CO₂ transcritical heat pump analysis model have been established. Based on them, the effects of different pressurization processes on *COP*, outlet temperature and mass flow rate of water in gas cooler are studied. The results show that both approaches can improve the isentropic efficiency, power and outlet working fluid temperature of the compressor, and increase the outlet water temperature of the gas cooler, but decrease the *COP* and hot water mass flow. In general, when increasing the outlet water temperature of gas cooler, the approach of increasing the suction superheat makes power increases slightly, but the *COP* decreases greatly, which can increase hot water temperature in a small range. By increasing the compressor outlet pressure, the hot water temperature is higher, the controllable range is larger, and *COP* has a smaller decline.

Keywords: carbon dioxide; heat pump system; high temperature application; centrifugal compressor