

CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收冷热电联供 循环炯效率分析

何丽娟¹, 孙宁宇¹, 赵辉通¹, 陈芃樾²

(1. 内蒙古科技大学 能源与环境学院, 内蒙古 包头 014010; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:针对传统吸收式冷热电联供循环存在制冷量和制冷效率低等缺陷,提出了一种新型低品位热驱动CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收冷热电联供循环。通过构建新型喷射-吸收冷热电联供循环理论模型及理论模拟计算,分析新循环的关键性参数对其性能的影响。结果表明:提高循环冷却水进口温度及冷冻水进口温度均可有效提高循环性能,冷却水进口温度在32~38℃范围内变化时,系统性能系数(COP)由0.148升至0.255, η_{thm} 由43%升至53%, η_{exg} 由44.3%升至46.3%;冷冻水进口温度在13~18℃范围内变化时, COP、 η_{thm} 和 η_{exg} 均呈上升趋势。提高膨胀机进口温度有利于 η_{thm} 、 η_{exg} 的提升,不利于COP的提升;膨胀机进口温度在180~210℃范围内变化时, η_{thm} 由37%升至42%, η_{exg} 由38.5%升至44.7%, COP由0.175降至0.13。在模拟工况下,传统吸收式冷热电联供循环中加入喷射器有利于提升循环性能,其随着冷冻水进口温度的升高而提升。

关键词: CO₂-[emim][Tf₂N]; 喷射器; 冷热电联供循环; 性能参数; 炯效率分析

中图分类号: TB61 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.001

[引用本文格式]何丽娟,孙宁宇,赵辉通,等. CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收冷热电联供循环炯效率分析[J]. 热能动力工程, 2021, 36(5): 1-6. HE Li-juan, SUN Ning-yu, ZHAO Hui-tong, et al. Exergy efficiency analysis for a new CO₂-[emim][Tf₂N] ejection-absorption combined cooling, heating and power cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 1-6.

Exergy Efficiency Analysis for a New CO₂-[emim][Tf₂N] Ejection-Absorption Combined Cooling, Heating and Power Cycle

HE Li-juan¹, SUN Ning-yu¹, ZHAO Hui-tong¹, CHEN Peng-yue²

(1. School of Energy and Environment, Inner Mongolia University of Science and Technology, Baotou, China, Post Code: 014010; 2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Aiming at the defects of traditional absorption combined cooling, heating and power (CCHP) cycle, such as low refrigeration capacity and low refrigeration efficiency, this paper develops a new CO₂-[emim][Tf₂N] ejection-absorption CCHP cycle driven by low-grade energy. By constructing a new CCHP cycle theory model and conducting theoretical simulation calculations, the influence of the key parameters of the new cycle on its performance is analyzed. The study found that increasing the cooling water inlet temperature and chilled water inlet temperature can effectively improve the cycle performance; when the cooling water inlet temperature changes within the range of 32℃~38℃, the COP is increased from 0.148 to 0.255, and the η_{thm} is increased from 43% to 53%, and η_{exg} increased from 44.3% to 46.3%; when the chilled water inlet temperature is changed from 13℃ to 18℃, COP, η_{thm} and η_{exg} are all increased; increasing the inlet temperature of the expander is conducive to the increase of η_{thm} and η_{exg} ,

收稿日期: 2019-07-03; 修订日期: 2019-07-25

基金项目: 国家自然科学基金(51566014); 内蒙古留学人员科技活动项目择优入选项目; 草原英才

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51566014); the Foundation for Returnees of Inner Mongolia; Caoyuan Talent

作者简介: 何丽娟(1973-), 女, 河北唐山人, 内蒙古科技大学教授。

which is not conducive to the improvement of COP; When the inlet temperature of the expander changes from 180 °C to 210 °C, η_{thm} increases from 37% to 42%, and η_{exg} increases from 38.5% to 44.7%, η and COP are decreased from 0.175 to 0.13. Under simulated conditions, the addition of an ejector to a conventional CCHP cycle facilitates improved cycle performance and increases cycle performance as the chilled water inlet temperature increases.

Key words: CO₂-[emim][Tf₂N], ejector, CCHP, performance parameters, exergy efficiency analysis

符号说明

η_{thm}	—热效率
η_{exg}	—炯效率
η_{COP}	—效能系数相对增加比
COP	—制冷系数
E	—炯, kJ
Q	—设备负荷, kJ/s
W	—功, kW
S	—比熵, kJ/(kg · K)
T	—流体温度, K
X	—溶液浓度, %
h	—比焓值, kJ/kg
m	—质量流量, kg/s
u	—喷射系数
下角标	
g	—发生器
gh	—气体加热器
exp	—膨胀机
he	—余热回收器
gc	—气体冷却器
e	—蒸发器
ab	—吸收器
new	—新型喷射-吸收冷热电联供循环
con	—传统吸收式冷热电联供循环
$i, j, l, 1, \dots, 16$	—状态点
k	—循环部件

引 言

随着能源紧缺与环境污染问题日益加剧,有效利用太阳能热、工业废热等低品位热的吸收式制冷技术得到越来越多的关注^[1-2]。合适的吸收制冷工质对吸收制冷循环性能的影响较大^[3-5]。目前, CO₂在压缩式制冷循环中的应用较为广泛,找到与之匹配合适的吸收剂是当前研究的热点^[6-7]。

使用离子液体作为 CO₂ 吸收剂,解决了吸收制冷工质的弊端^[8]。离子液体(ILs)在常温下呈液态,且具有热稳定性强、挥发性低、无毒性、环境友好

好型等特性,在 -30 ~ 500 K 范围内几乎没有蒸气压力,故应用于吸收系统中无需设精馏装置,节省设备初始投资^[9-10]。Blanchard 等人^[11]率先定义了 ILs,发现 CO₂在高压下可溶于 ILs。文献[12]研究了在阴离子相同、阳离子不同的离子液体中 CO₂溶解度,其中阴离子为 [Tf₂N]⁻,阳离子为 [C₂mim]⁺、[C₄mim]⁺及 [N₄III]⁺,研究表明 CO₂在 3 种 ILs 中的溶解性相似,表明 CO₂在 ILs 中的溶解性主要受阴离子控制,阳离子对其影响较小。Scovazzo 等人^[13]对 CO₂在不同阴离子 [CF₃SO₃]⁻、[Tf₂N]⁻、[Cl]⁻及 [dca]⁻中的溶解度进行了研究,发现 CO₂溶解性顺序为 [Tf₂N]⁻ > [dca]⁻ > [CF₃SO₃]⁻ > [Cl]⁻,结果表明 [emim][Tf₂N] 对 CO₂ 具有很好的吸收能力,且溶解度最高,可达 0.1 mol/L,本文选用具有极好潜力的 [emim][Tf₂N] 作为吸收剂。在传统跨临界 CO₂ 制冷系统中,气体冷却器制冷剂进口温度在 80 ~ 150 °C 范围内,如果这部分热量直接冷却就排入环境会造成能源浪费,有效回收利用该热量必会提高系统制冷效率。文献[14-17]相继从理论和实验两方面研究了膨胀机对 CO₂ 跨临界系统的影响,结果表明采用膨胀机代替节流阀可以减少节流损失,使循环性能提高到 46%。文献[18]利用以上特性提出了一种新型的 CO₂ 冷热电联合循环,实现了冷热电联产,但该系统节流损失仍比较大,制冷量较小。

针对上述问题,本文提出了一种以低品位能源为驱动热源的 CO₂-[emim][Tf₂N] 喷射-吸收冷热电联供系统。在以 CO₂ 为制冷剂的传统吸收制冷系统中引入喷射器,喷射器不直接消耗机械能或电能而提高吸收器工作压力,进而降低了系统的膨胀损失,且新系统有效回收利用了传统系统中气体冷却器因冷却放热过程温度滑移大而产生的热量,从而达到提高系统制冷效率的目的。

1 喷射-吸收冷热电联供循环

1.1 循环介绍

新型低品位热驱动 CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收冷热电联供循环工作原理如图 1 所示。其工作原理如下:制冷剂回路:在发生器里制冷剂富液被低品位热源加热生成过热高压制冷剂蒸汽,蒸汽进入以工业废热为低品位热源的气体加热器中被加热至状态点 8 后进入膨胀机。高温高压制冷剂蒸汽在膨胀机中消耗自身能量向外做功,从膨胀机出来的制冷剂蒸汽温度与压力均降低,但仍处于超临界状态,随后制冷剂蒸汽在余热回收器等压放热至状态点 10,为用户提供热量。来自余热回收器的制冷剂蒸汽在气体冷却器中被冷却水冷却后分为两路,一路经节流阀降压降温后进入蒸发器,在蒸发器中低温低压液态制冷剂在较低温度下蒸发吸热生成制冷剂蒸汽,为用户提供冷量;另一路进入喷射器作为工作流体,引射来自蒸发器低温低压亚临界状态制冷剂蒸汽,制冷剂经喷射器增压在吸收器中被离子液体吸收,完成一次制冷剂循环过程。

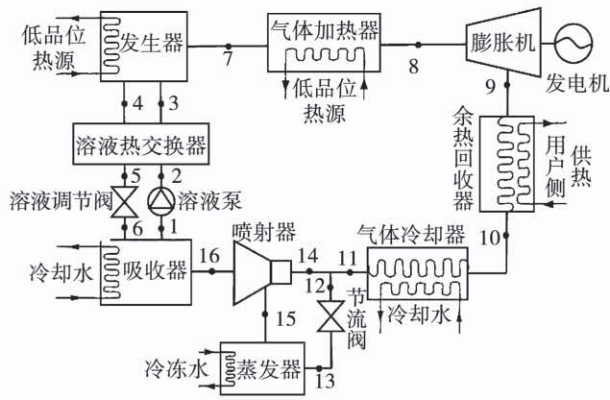


图 1 CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收冷热电联供循环原理图

Fig. 1 Schematic diagram of CO₂-[emim][Tf₂N] ejection-absorption combined cooling, heating and power cycle

溶液回路:吸收器内制冷剂贫液吸收来自喷射器的两相状态制冷剂,成为制冷剂富液,由溶液泵加压,经溶液热交换器进入发生器,制冷剂富液在发生器内被加热,析出制冷剂,变为制冷剂贫液,经溶液调节阀进入吸收器,完成一次溶液循环过程。

1.2 循环特点

新循环采用无毒无味且易获得的 CO₂作为制冷剂,选用对 CO₂有高溶解互溶能力的[emim][Tf₂N]离子液体作为吸收剂。引入喷射器以降低 CO₂跨临界系统的膨胀损失,利用余热回收器放出的热量来供热以提高循环制冷效率,加入膨胀机以重新利用膨胀损失。利用工业废热使气体加热器中 CO₂至高温以使膨胀机稳定工作且提高发电量。

1.3 性能评价标准

为全面评价系统性能,利用炯效率 η_{exg} 、热效率 η_{thm} 、效能系数相对增加比 η_{COP} 以及效能系数 COP 对系统性能进行评估。其中,炯效率是从能量品质角度评估系统性能。

炯效率 η_{exg} :

$$\eta_{\text{exg}} = \frac{E_{\text{he}} + E_{\text{e}} + W_{\text{exp}}}{E_{\text{gh}} + E_{\text{g}}} \quad (1)$$

热效率 η_{thm} :

$$\eta_{\text{thm}} = \frac{Q_{\text{he}} + Q_{\text{e}} + W_{\text{exp}}}{Q_{\text{gh}} + Q_{\text{g}}} \quad (2)$$

效能系数相对增加比 η_{COP} :

$$\eta_{\text{COP}} = \frac{\text{COP}_{\text{new}} - \text{COP}_{\text{con}}}{\text{COP}_{\text{con}}} \times 100\% \quad (3)$$

效能系数 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{e}}}{Q_{\text{g}} + Q_{\text{gh}}} \quad (4)$$

2 理论计算

2.1 假设条件

为了简化模型和热力计算过程,提出以下假设:循环处于热平衡和稳态流动状态;离发生器和吸收器的溶液均处于饱和态;溶液热交换器效能为 0.8,气体冷却器冷端换热温差为 5℃;喷射器内工作流体和引射流体在混合室前未混合;喷射器内流动为一维稳态等熵流动。

2.2 循环部件计算模型

基于能量守恒、质量守恒及组分守恒建立 CO₂-[emim][Tf₂N]喷射-吸收制冷循环各部分计算模型。

质量守恒方程和能量守恒方程为:

$$\Delta_{\text{out}}^{\text{in}} \left(\sum_i m_i \right) = 0 \quad (5)$$

$$\Delta_{\text{out}}^{\text{in}} \left(\sum_i m_i h_i \right) + \Delta_{\text{out}}^{\text{in}} \left(\sum_j Q_j \right) + \Delta_{\text{out}}^{\text{in}} \left(\sum_k W_k \right) = 0 \quad (6)$$

发生器、吸收器组分守恒方程为:

$$\Delta_{\text{out}}^{\text{in}} \left(\sum_l m_l X_l \right) = 0 \quad (7)$$

吸收器模型:

$$m_{16} h_{16} + m_6 h_6 = m_1 h_1 + Q_{\text{ab}} \quad (8)$$

$$m_1 = m_6 + m_{16} \quad (9)$$

$$m_1 X_1 = m_6 X_6 \quad (10)$$

溶液泵模型:

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 \quad (11)$$

$$m_1 = m_2 \quad (12)$$

节流阀 1 模型:

$$h_6 = h_5 \quad (13)$$

$$m_6 = m_5 \quad (14)$$

溶液热交换器模型:

$$m_2 h_2 + m_4 h_4 = m_3 h_3 + m_5 h_5 \quad (15)$$

$$m_2 = m_3 \quad (16)$$

$$m_4 = m_5 \quad (17)$$

发生器模型:

$$m_7 h_7 + m_4 h_4 = m_3 h_3 + Q_g \quad (18)$$

$$m_3 = m_7 + m_4 \quad (19)$$

$$m_3 X_3 = m_4 X_4 \quad (20)$$

气体加热器模型:

$$m_7 h_7 + Q_{\text{gh}} = m_8 h_8 \quad (21)$$

$$m_7 = m_8 \quad (22)$$

膨胀机模型:

$$m_8 h_8 = m_9 h_9 + W_{\text{exp}} \quad (23)$$

$$m_8 = m_9 \quad (24)$$

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,s}} \quad (25)$$

余热回收器模型:

$$m_9 h_9 = m_{10} h_{10} + Q_{\text{he}} \quad (26)$$

$$m_9 = m_{10} \quad (27)$$

气体冷却器模型:

$$m_{10} h_{10} = m_{11} h_{11} + Q_{\text{gc}} \quad (28)$$

$$m_{10} = m_{11} \quad (29)$$

气体冷却器出口模型:

$$m_{11} = m_{12} + m_{14} = m_{14} (1 + u) \quad (30)$$

节流阀 2 模型:

$$h_{12} = h_{13} \quad (31)$$

$$m_{12} = m_{13} \quad (32)$$

蒸发器模型:

$$m_{13} h_{13} + Q_e = m_{15} h_{15} \quad (33)$$

$$m_{13} = m_{15} \quad (34)$$

喷射器模型:

$$m_{14} h_{14} + m_{15} h_{15} = m_{16} h_{16} \quad (35)$$

$$m_{16} = m_{14} + m_{15} = m_{14} (1 + u) \quad (36)$$

其中,喷射器喷射系数的计算方法采用文献[19]提供的模型;CO₂的热物性参数调用 NIST REFPROP9.0 数据库内数据;CO₂-[emim][Tf₂N]二元混合体系的混合焓采用文献[20]提供的计算方法。

3 循环性能影响因素分析

设定相同模拟条件:循环中冷冻水和冷却水质量流量均为 0.1 kg/s,循环溶液中离子液体的循环量为 0.001 kg/s。在定流量工况下对循环编制计算程序,分析冷却水进口温度、冷冻水进口温度和膨胀机进口温度对循环性能的影响,以及加喷射器对循环性能的影响。

3.1 冷却水进口温度

图 2 表示膨胀机出口压力为 8.2 MPa,高压侧压力为 12 MPa,热源温度为 90 ℃,气体加热器烟气进口温度为 220 ℃,余热回收器水侧进口水温为 70 ℃,冷冻水进口温度为 15 ℃的实验工况下,循环性能随冷却水进口温度在 32 ~ 38 ℃范围内的变化规律。

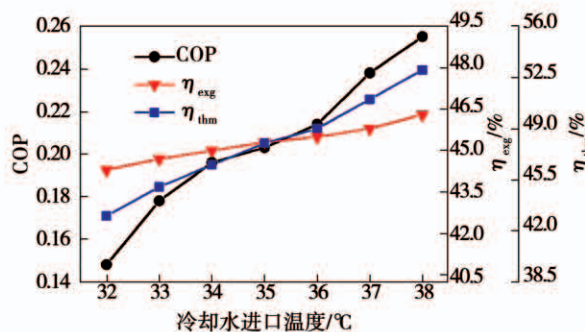


图 2 冷却水进口温度对循环性能的影响

Fig.2 Effect of cooling water inlet temperature on cycle performance

由图 2 可知,在模拟工况下,提高冷却水进口温度有利于系统 COP、η_{thm} 和 η_{exp} 的提升。在保证其他运行参数不变的情况下,增加冷却水进口温度使吸

收器出口制冷剂富液温度升高,进而使进入发生器的制冷剂富液中制冷剂质量分数降低,致使发生器出口制冷剂质量流量降低,导致 Q_e 、 Q_g 和 Q_{gh} 降低,但 Q_g 和 Q_{gh} 下降幅度较大,因此 COP 升高。随着冷却水进口温度升高, Q_{he} 与 W_{exp} 小幅度下降,最终 η_{thm} 随之升高。另外,随着 Q_e 和 Q_{he} 降低,循环制冷产生炯 E_e 及供热产生炯 E_{he} 均小幅降低,输入系统的炯 E_g 与 E_{gh} 降低幅度较大,因此 η_{exg} 有上升的趋势。

3.2 冷冻水进口温度

图 3 表示膨胀机出口压力为 8.2 MPa,高压侧压力为 12 MPa,发生温度为 90 ℃,气体加热器炯气进口温度为 220 ℃,冷却水进口温度为 32 ℃,余热回收器水侧进口水温为 70 ℃的实验工况下,循环性能随冷冻水进口温度在 13 ~ 18 ℃ 范围内的变化规律。

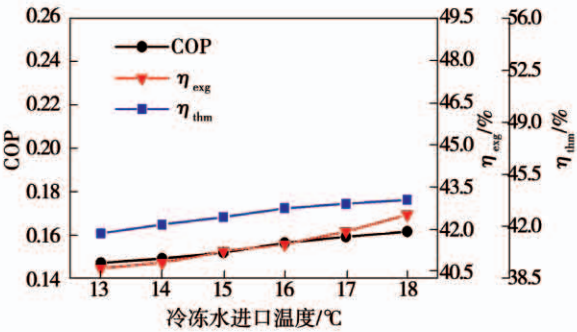


图 3 冷冻水进口温度对循环性能的影响
Fig.3 Effect of chilled water inlet temperature on cycle performance

由图 3 可知,在模拟工况下,提高冷冻水进口温度有利于系统 COP、 η_{thm} 和 η_{exg} 的提升。随着冷冻水进口温度的升高,蒸发器进、出口制冷剂焓差值增大,蒸发器换热量随之增加,因此, Q_e 增加,循环制冷产生炯 E_e 随之增加。而冷冻水温度对发生器、气体加热器、膨胀机及余热回收器影响不大,因此 Q_{ab} 、 Q_{gh} 、 W_{exp} 和 Q_{he} 几乎不变, E_{ab} 、 E_{gh} 和 E_{he} 也不变。随着冷冻水进口温度的升高,系统 COP、 η_{thm} 和 η_{exg} 随之升高。

3.3 膨胀机进口温度

图 4 是在膨胀机出口压力为 8.2 MPa、高压侧压力为 9 MPa、发生温度为 90 ℃、气体加热器炯气进口温度为 220 ℃、冷却水进口温度为 32 ℃、冷冻水进口温度为 15 ℃的实验工况下,循环性能随膨胀

机进口温度在 180 ~ 210 ℃ 范围内的变化。

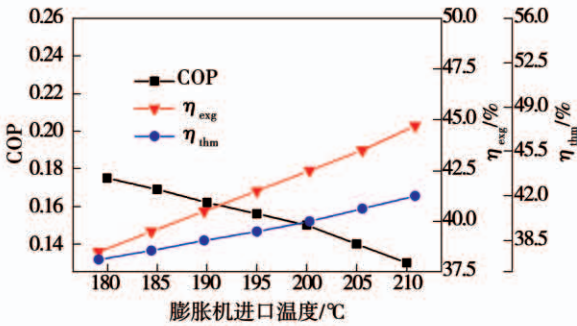


图 4 膨胀机进口温度对循环性能的影响
Fig.4 Effect of expander inlet temperature on cycle performance

由图 4 可知,在模拟工况下,提高膨胀机进口温度有利于 η_{thm} 和 η_{exg} 的提升,不利于 COP 的提升。随着膨胀机进口温度的升高,膨胀机进出口焓值差及气体加热器进出口焓值差均增加, Q_{gh} 、 W_{exp} 及 E_{gh} 增大。同时,膨胀机出口温度也随膨胀机进口温度的升高而升高, Q_{he} 和 E_{he} 增大。由模拟条件可知, Q_e 、 Q_g 、 E_e 和 E_g 几乎不变化。综上,COP 随着膨胀机进口温度的升高, η_{thm} 和 η_{exg} 均随之提升。

3.4 喷射器

图 5 是当膨胀机出口压力为 8.2 MPa、高压侧压力为 12 MPa、发生温度为 90 ℃、气体加热器入口炯气温度为 220 ℃、冷却水进口温度为 32 ℃、余热回收器水侧入口水温为 70 ℃、冷冻水进口温度在 13 ~ 18 ℃ 范围内时效能系数相对增加比 η_{COP} 随冷冻水进口温度的变化。

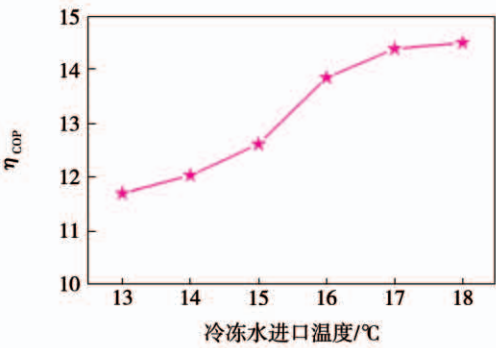


图 5 冷冻水进口温度对效能系数的影响
Fig.5 Effect of chilled water inlet temperature on efficiency coefficient

由图 5 可知,当冷冻水进口温度在 13 ~ 18 ℃ 范

围内变化时,加喷射器有利于提升循环性能,且随着冷冻水进口温度的升高而提升。这是因为在传统循环中加入喷射器提升了吸收器的压力,进而使得吸收器制冷剂富液中制冷剂质量分数升高,最终使得其质量流量升高,制冷量随之升高,因此加喷射器提升了循环性能。在模拟工况下,冷冻水进口温度越高,加入喷射器后吸收器压力越大,效能系数相对增加比 η_{COP} 随之提升越多。

4 结 论

(1) 冷却水进口温度的增加有利于提升循环性能。当冷却水进口温度在 $32 \sim 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内变化时, COP 由 0.148 升至 0.255, η_{thm} 由 43% 升至 53%, η_{exg} 由 44.3% 升至 46.3%。

(2) 提高冷冻水进口温度可提升循环性能。当冷冻水进口温度在 $13 \sim 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内变化时, COP 由 0.147 升至 0.162, η_{thm} 由 41.5% 升至 43.8%, η_{exg} 由 40.6% 升至 42.5%。

(3) 增加膨胀机进口温度有利于 η_{thm} 和 η_{exg} 的提升,不利于 COP 的提升。当膨胀机进口温度在 $180 \sim 210\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内变化时, η_{thm} 由 37% 升至 42%, η_{exg} 由 38.5% 升至 44.7%, COP 由 0.175 降至 0.13。

(4) 在传统吸收式冷热电联供循环中加入喷射器有利于提升循环性能,且随着冷冻水进口温度的升高而提升。

参考文献:

- [1] HONG Da-liang, CHEN Guang-ming, TANG Li-min, et al. A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle [J]. International journal of refrigeration. 2011, 34(7): 1596 – 1560.
- [2] 陈 宜, 韩 巍, 孙流莉. 混合工质功冷联产循环与吸收式制冷循环的热力性能分析与比较 [J]. 热能动力工程, 2016, 31(11): 1 – 6, 116.
CHEN Yi, HAN Wei, SUN Liu-li. Analysis of the thermal performance of a hybrid working medium power and cooling cogeneration cycle and an absorption type refrigeration cycle and their comparison [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(11): 1 – 6, 116.
- [3] 陈曙辉, 陈光明, 郑 飞. 吸收式制冷工质的发展 [J]. 制冷学报, 1998, 19(2): 45 – 52.
CHEN Shu-hui, CHEN Guang-ming, ZHENG Fei. Development of working pair in absorption refrigeration [J]. Journal of Refrigeration, 1998, 19(2): 45 – 52.

- tion, 1998, 19(2): 45 – 52.
- [4] 王建召. 吸收式循环构型及含咪唑类离子液体工质对的研究 [D]. 北京: 北京化工大学, 2009.
WANG Jian-zhao. Study on configurations of absorption cycles and imidazole-based ionic liquids containing working fluids [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2009.
- [5] 陈 伟. 离子液体吸收式制冷工质对基础物性与循环特性研究 [D]. 北京: 中国科学院大学, 2014.
CHEN Wei. Researches on fundamental physicochemical properties and cycle characteristics of novel absorption refrigeration working pairs containing ionic liquid [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2014.
- [6] 刘 杰, 李 杨, 裴念强, 等. 二氧化碳两相冷却系统的特性 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(1): 133 – 137.
LIU Jie, LI Yang, PEI Nian-qiang, et al. Theoretical and experimental investigation on characteristics of CO_2 mechanically pumped two phase cooling system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(1): 133 – 137.
- [7] NAKAGAWA M, MARASIGAN A R, MATSUKAWA T. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO_2 refrigeration cycle with two-phase ejector [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1577 – 1586.
- [8] 张 静. 基于(聚)离子液体超分子凝胶的研制及应用 [D]. 苏州: 苏州大学, 2016.
ZHANG Jing. Preparation and application of supramolecular gels based on (poly) ionic liquids [D]. Suzhou: Soochow University, 2016.
- [9] DAVIS J, JAMES H, FOX P A. From curiosities to commodities: ionic liquids begin the transition [J]. Chemical Communications, 2003(11): 1209 – 1212.
- [10] 李汝雄, 王建基. 离子液体的合成与应用 [J]. 化学试剂, 2001, 23(4): 211 – 215.
LI Ru-xiong, WANG Jian-ji. Synthesis and application of ionic liquid [J]. Chemical Reagents, 2001, 23(4): 211 – 215.
- [11] BLANCHARD L A, B. E. J. Enzymatic synthesis of amoxicillin by penicillin G acylase in the presence of ionic liquids [J]. Green Chemistry, 2012, 14(11): 3146 – 3156.
- [12] BLANCHARD L A, HANCU D, BECKMAN E J, et al. Green processing using ionic liquids and CO_2 [J]. Nature, 1999, 399(6731): 28 – 29.
- [13] SCOVAZZO P, KIEFT J, FINAN D A, et al. Gas separations using non-hexafluorophosphate [PF_6^-] anion supported ionic liquid membranes [J]. Journal of Membrane Science, 2004, 238(1): 57 – 63.
- [14] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO_2 cycles with and without an expansion [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(7): 577 – 589.