

DOI:10.3969/j.issn.2097-0706.2023.04.004

# 混合工质对喷射式冷电联供循环性能的影响

Effects of mixed working fluids on the performance of a combined power and ejector refrigeration cycle

赵东鹏, 赵力\*, 邓帅, 赵睿恺, 许伟聪

ZHAO Dongpeng, ZHAO Li\*, DENG Shuai, ZHAO Ruikai, XU Weicong

(天津大学 中低温热能高效利用教育部重点实验室, 天津 300350)

(Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy (Ministry of Education), Tianjin University, Tianjin 300350, China)

**摘要:**通过耦合动力循环和喷射式制冷循环,喷射式冷电联供循环可以在中低温热能的驱动下同时进行制冷和发电,在可再生能源利用、余热回收等领域有重要的应用价值。不同于单一功能的动力循环,冷电联供循环需要同时保证热源和循环之间、载冷流体和循环之间形成良好的温度匹配。在动力循环中,有机闪蒸循环被认为能够更好地实现变温热源和循环之间的温度匹配。在制冷循环中,非共沸工质能够尽可能地实现循环和载冷流体之间的温度匹配。因此,在基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环中使用非共沸工质,可以同时实现热源和循环之间、载冷流体和循环之间较好的温度匹配。通过建立数学模型,研究了 R600a/R601a 混合工质对该冷电联供循环性能的影响。结果表明,当 R600a 的质量组分为 0.3 时,循环的炯效率达到最大值 37.38%,比采用 R600a 纯工质提高了 4.20%,比采用 R601a 纯工质提高了 6.30%。

**关键词:**冷电联供循环;有机闪蒸循环;喷射器;混合工质;制冷

中图分类号:TK 11<sup>4</sup>:TK 123

文献标志码:A

文章编号:2097-0706(2023)04-0026-09

**Abstract:** A combined power and ejector refrigeration cycle (CPERC) can simultaneously generate power and cold by coupling a power cycle with a ejector refrigeration cycle. CPERCs, driven by medium and low-temperature thermal energy, are applicable in renewable energy utilization, waste heat recovery and other fields. Different from the cycle with a single function, a CPERC needs to ensure the good temperature match between the heat source and the cycle and that between the refrigerant and the cycle simultaneously. For the power cycle, the organic flash cycle can achieve a good temperature match between the temperature-swing heat source and the cycle. For the refrigeration cycle, zeotropic working fluid can achieve a good temperature match between the cycle and the refrigerant. Therefore, the CPERC taking the organic flash cycle and zeotropic working fluid can achieve the temperature matches above simultaneously. By establishing a mathematical model, the effect of the R600a/R601a zeotropic mixture on the performance of the CPERC is studied. The results show that when the mass fraction of R600a is 0.3, the exergy efficiency of the CPERC peaks at 37.38%, which is 4.20% higher than that of the CPERC taking pure R600a and 6.30% higher than that of the CPERC taking pure R601a as its working fluid.

**Keywords:** combined power and cooling cycle; organic flash cycle; ejector; mixed working fluid; refrigeration

## 0 引言

早在 20 世纪 50 年代,人们就开始研究由中低温热能驱动的喷射式制冷技术。虽然喷射式制冷

技术具有结构简单、可靠性高、投资少、对工质限制少等诸多优点,但其性能系数普遍低于常规的蒸汽压缩制冷技术,因此喷射式制冷技术一直未得到广泛的应用。

随着人类对解决环境问题的需求日益迫切,可再生能源利用和余热回收成为了许多工业部门进行节能减排的重要措施。在这些场景中,能量要么以热能的形式存在,要么以热能的形式被利用。因此,能够直接利用热能进行制冷的喷射式制冷技术获得了新的发展机会。Huang 等<sup>[1]</sup>报道了一种太阳

**基金项目:**中国博士后科学基金项目(2021TQ0237);天津大学自主基金项目(2022XCG-0016);国家重点研发计划项目(2018YFB0905103)  
China Postdoctoral Science Foundation (2021TQ0237); The Independent Innovation Foundation of Tianjin University (2022XCG-0016); National Key R&D Program of China (2018YFB0905103)

能驱动的喷射式制冷系统,并研究了不同集热器对系统性能的影响。Allouchel<sup>[2]</sup>在太阳能驱动的喷射式制冷循环的基础上,利用相变储能材料来平抑系统的波动性,以实现冷负荷的稳定输出。Liu等<sup>[3]</sup>提出一种并联布局的喷射式制冷循环,提高了喷射式制冷循环的性能系数。Bramakis<sup>[4]</sup>对太阳能喷射式制冷系统进行了一个较为全面的综述,总结了近年来有关太阳能喷射式制冷循环的研究进展。

近年来,一些研究者尝试将喷射式制冷循环和动力循环进行耦合,以期达到同时发电和制冷的效果。Dai等<sup>[5]</sup>报道了一种基于朗肯循环和喷射式制冷循环的冷电联供循环,该循环由燃气轮机/内燃机烟气余热、太阳能、地热能和工业余热等中低品位热能驱动。同时,针对该循环的热力学分析表明,循环和热源之间的不可逆性导致了最大的熵损失。Yang等<sup>[6]</sup>提出了一种改进型的喷射式冷电联供循环,并分析了非共沸工质对改进型循环性能的影响,结果表明适当的质量组分可以使循环达到最高的热效率和熵效率。Xia等<sup>[7]</sup>报道了2种基于跨临界CO<sub>2</sub>动力循环和喷射式制冷循环的冷电联供循环,该循环采用CO<sub>2</sub>混合物为工质,可以用于低品位余热回收。这种联供循环不仅能提高系统的效率,还能提供多样化的能源产品,具有很好的研究和应用价值。

在可再生能源利用和余热过程的场景中,热源通常以变温热流体的形式存在,例如地热水、锅炉烟气、内燃机烟气等。Ho等<sup>[8]</sup>通过对比分析,认为和其他动力循环相比,有机闪蒸循环更加适合于利用单相热源中的热量。因为在有机闪蒸循环中,有机工质在单相状态下吸收热源的热量,工质和热源流体之间可以形成更好的温度匹配。因此,基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环能够保证循环和热源流体之间形成很好的温度匹配。但是,作为冷电联供循环,在考虑热源和循环之间温度匹配的同时,还应考虑其他传热过程中的温度匹配,尤其是制冷蒸发器中冷热流体的温度匹配。

在Mondal等<sup>[9]</sup>的研究中,基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环采用R245fa纯工质。在制冷子循环的蒸发器中,纯工质等温的相变过程无法和冷冻水变温的冷却过程形成良好的温度匹配,这造成循环的制冷蒸发器中存在较大的不可逆损失。此外,使用纯工质时,蒸发器的窄点一般发生在冷冻水出口,这导致制冷子循环的蒸发温度更低,相应的蒸发压力也更低,制冷子循环中的节流损失更大。和纯工质相比,非共沸混合工质在相变过程中会发生温度滑移,进而可以和水等常规载冷流体形

成良好的温度匹配。所以,可以在基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环中使用非共沸工质,这样不仅可以确保循环和热源流体之间形成良好的温度匹配,同时可以确保循环和冷冻水之间形成良好的温度匹配。在已发表的文献中,尚未见有类似的研究报道。

基于上述分析,本文提出了一种利用非共沸混合工质的喷射式冷电联供循环。在该循环中,采用闪蒸技术使得热源和动力子循环之间形成良好的温度匹配,采用非共沸工质使得制冷子循环和载冷流体之间形成良好的温度匹配。此外,利用喷射器的特性,将动力子循环和制冷子循环进行耦合,通过回收动力子循环的部分能量来驱动制冷子循环。同时,在大多数工况下,该循环冷凝器中的工质和冷却流体之间也能形成良好的温度匹配。和其他冷电联供循环相比,该循环理论上能实现循环和外界冷热源之间较为完美的温度匹配,具有十分重要的研究价值。本文通过建立该循环的数学模型,研究混合工质的质量组分对该循环性能的影响,为该循环的应用奠定理论基础。

## 1 基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环

基于有机闪蒸循环,Mondal等<sup>[9]</sup>提出了一种喷射式冷电联供循环的原始结构。本文在此基础上增加了内部换热器,回收膨胀机出口工质的能量对工质泵出口的工质进行预热。在该循环中使用内部换热器,不仅可以提高循环的热效率,还可以减小混合物中熵损失。此外,还可以增大冷凝器入口工质处于两相状态的几率,确保冷凝器中的混合工质和冷却水之间也能形成良好的温度匹配。喷射式冷电联供循环的原理如图1所示。

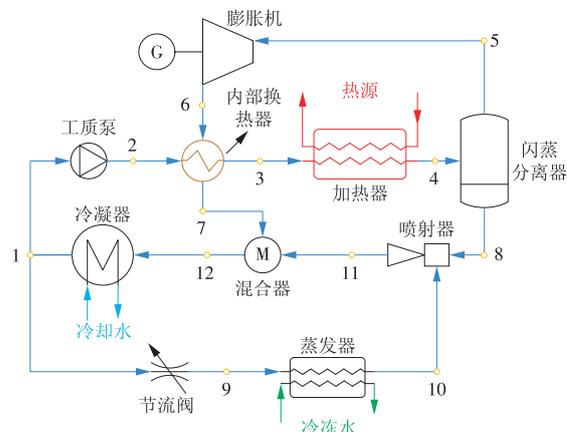


图1 喷射式冷电联供循环原理

Fig. 1 Working principle of the CPERC

该循环由动力子循环和制冷子循环组成,2个子循环通过冷凝器、混合器和喷射器3个部件实现

耦合。其中,喷射器利用动力子循环中的部分能量为制冷子循环提供循环驱动力。在动力子循环中,冷凝压力 $p_{con}$ 下的饱和液相工质被工质泵加压至循环最高压力 $p_h$ ,然后进入内部换热器进行预热,之后流入加热器被热源流体加热至饱和液相状态。随后,高压饱和液相工质在闪蒸分离器中进行闪蒸,之后分离成闪蒸压力 $p_f$ 下的饱和液相和饱和气相。饱和气相进入膨胀机中膨胀做功,并带动发电机产生电能。膨胀机出口的乏汽流入内部换热器,对工质泵出口的工质进行预热,之后流入混合器。饱和液相工质作为一次流体流入喷射器,驱动制冷子循环。在制冷子循环中,饱和液相工质流经节流阀降压至蒸发压力 $p_e$ 下的两相状态,之后在蒸发器中吸热蒸发,产生制冷效果。蒸发器出口的饱和气相工质作为二次流体流入喷射器。喷射器出口的工质流入混合器,在和内部换热器出口的工质混合后流入冷凝器,在冷凝器中被冷却流体冷凝至饱和液相。至此,工质完成循环的全部流程。

在有机闪蒸循环的研究中,R600a和R601a经常被选为工质。一方面是因为这些工质具有良好的环境性能,臭氧消耗潜能(ODP)为0,全球变暖潜能(GWP)约为20,另一方面是因为在有机闪蒸循环有着较大的应用潜力<sup>[10-12]</sup>。因此,在本研究中,非共沸工质R600a/R601a被选用为循环工质。和纯工质不同,非共沸工质在相变过程会发生温度滑移。而且,两相状态下的非共沸工质进行气液分离时,气液相的组分也会发生变化。非共沸工质的这些特殊性给循环的温度-比熵( $T-s$ )图带来一些变化,如图2a所示。由图2a可知,在使用非共沸工质时,冷凝器和蒸发器中换热流体均能形成良好的温度匹配。许伟聪等<sup>[13-14]</sup>提出了一种热力循环三维构建方法,其使用的热力学三维图适合分析混合工质热力循环,能够更加清晰地展现出质量组分在循环过程中的变化。因此,本文也绘制了该循环的温度-比熵-质量组分( $T-s-w$ )图,如图2b所示。由图2b可知,质量组分在循环过程中发生了3次变化。第1次发生在闪蒸分离器之中,伴随着气液分离,进入喷射器和膨胀机的质量组分发生了变化。第2次变化发生在喷射器中,由于2股不同质量组分的工质在喷射器中发生混合,质量组分再次发生了变化。第3次变化发生在混合器中,不同支路的工质混合之后,工质的组分又变为初始组分。

## 2 热力学分析

在进行热力学分析之前,本文针对该循环进行了一些假设如下。

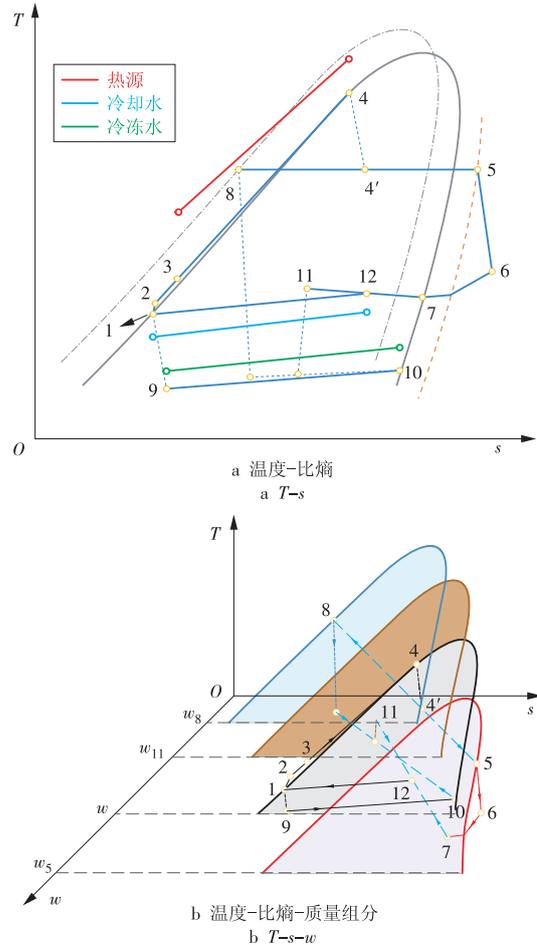


图2 喷射式冷电联供循环的 $T-s$ 及 $T-s-w$   
Fig. 2  $T-s$  diagram and  $T-s-w$  of the CPERC

(1)循环运行在稳定状态下,管路的热损失和压降忽略不计,流体的动能和重力势能忽略不计。

(2)热源假定为0.9 MPa下的地热水,不含杂质,流量为1 kg/s,入口温度为140 °C,回灌温度为70 °C<sup>[15]</sup>。

(3)工质泵和膨胀机的等熵效率分别为85%和90%<sup>[16]</sup>。

(4)喷射器中混合过程为等压混合,二次流体的压降忽略不计<sup>[16]</sup>。因此,喷嘴出口的压力近似等于二次流体的入口压力。喷射器喷嘴、混合段和扩压段的等熵效率分别为85%,95%和85%<sup>[16]</sup>。此外,喷射器的内部传热忽略不计。

(5)环境温度为25 °C,压力为101.325 kPa<sup>[17]</sup>。

(6)冷却水为常压下的水,入口温度为25 °C,允许最小出口温度为30 °C。

(7)参照相关标准,冷冻水为常压下的水,入口温度为12 °C,出口温度为7 °C<sup>[18]</sup>。

(8)加热器中的窄点温差为10 °C,内部换热器、冷凝器和蒸发器的窄点温差均为5 °C。

### 2.1 喷射器模型

喷射器是该循环中的关键部件,其性能直接影

响到循环的整体性能。在本文中,喷射器的模拟采用了Keenan等<sup>[19]</sup>提出的一维恒压流动模型。在喷射器喷嘴部分,忽略一次流体的入口速度,根据能量守恒方程,喷嘴出口处的流体速度可表示为

$$u_{pf,n2} = \sqrt{2\eta_n(h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s})}, \quad (1)$$

式中: $h_{pf,n1}$ 为喷嘴入口一次流的比焓,kJ/kg; $h_{pf,n2,s}$ 为等熵条件下喷嘴出口的比焓,kJ/kg; $\eta_n$ 为喷嘴段的等熵效率。

在喷射器的混合段,忽略二次流体的速度,根据动量守恒方程和能量守恒方程,混合之后流体的平均速度和比焓可表示为

$$u_{mf,m} = u_{pf,n2} \sqrt{\eta_m} / (1 + \mu), \quad (2)$$

$$h_{mf,m} = (h_{hf,n1} + \mu h_{sf}) / (1 + \mu) - u_{mf,m}^2 / 2, \quad (3)$$

式中: $\mu$ 为喷射器的关键参数喷射系数,其为二次流体和一次流体的质量流量之比; $h_{sf}$ 为二次流体的比焓,kJ/kg; $\eta_m$ 为混合段的等熵效率。

在喷射器的扩压段,忽略混合流体在扩压段末

端的速度,根据能量守恒方程,扩压段末端流体的比焓可表示为

$$h_{mf} = h_{mf,m} + u_{mf,m}^2 / 2. \quad (4)$$

根据扩压段绝热效率 $\eta_d$ 的定义,喷射器出口的比焓也可表示为

$$h_{mf} = h_{mf,m} + (h_{mf,d,s} - h_{mf,m}) / \eta_d, \quad (5)$$

式中: $h_{mf,d,s}$ 为等熵条件下扩压段出口的比焓。

因此,喷射器的喷射系数 $\mu$ 可以由式(1)、式(2)和式(5)联合推导出

$$\mu = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d (h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s}) / (h_{mf,d,s} - h_{mf,m})} - 1. \quad (6)$$

在给定一次流体、二次流体入口状态参数以及出口压力的情况下,联立上述方程,喷射器的喷射系数及喷射器出口流体的比焓可通过迭代计算得到。

## 2.2 热力学分析模型

在进行热力学分析时,喷射器出口的比焓通过喷射器模型计算得到<sup>[20-24]</sup>。循环其他部件的能量守恒方程及其他控制方程详见表1。

表1 各部件的控制方程

Table 1 Control equation for each component

部件名称	能量守恒方程及其他控制方程
工质泵	$P_{in} = q_{m,p}(h_2 - h_1)$ , $\eta_{pump} = (h_{2,s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ 式中: $q_{m,p}$ 为动力循环的工质质量流量; $\eta_{pump}$ 为工质泵的等熵效率; $h_{2,s}$ 为等熵条件下工质泵出口处工质的比焓
内部换热器	$Q_{ihe} = q_{m,p}(h_3 - h_2) = q_{m,tur}(h_6 - h_7)$ 式中: $Q_{ihe}$ 为内部换热器的换热功率; $q_{m,tur}$ 为流经膨胀机的工质质量流量
加热器	$Q_{in} = q_{m,gw}(h_{gw,in} - h_{gw,out}) = q_{m,p}(h_4 - h_3)$ 式中: $Q_{in}$ 为循环在加热器中的吸热功率; $q_{m,gw}$ 为地热水的质量流量; $h_{gw,in}$ 为加热器入口处地热水的比焓; $h_{gw,out}$ 为加热器出口处地热水的比焓
闪蒸分离器	$h_4 = h'_4$ , $q_{m,tur} = q_{m,p}x'_4$ , $q_{m,eje} = q_{m,p}(1 - x'_4)$ 式中: $q_{m,eje}$ 为喷射器一次流体的质量流量; $x'_4$ 为闪蒸后工质的干度
膨胀机	$P_{out} = q_{m,tur}(h_5 - h_6)$ , $\eta_{tur} = (h_5 - h_6) / (h_5 - h_{6,s})$ 式中: $\eta_{tur}$ 为膨胀机的等熵效率; $h_{6,s}$ 为等熵条件下膨胀机出口处工质的比焓
节流阀	$h_9 = h_1$
蒸发器	$Q_c = q_{m,fw}(h_{fw,in} - h_{fw,out}) = q_{m,c}(h_{10} - h_9)$ 式中: $q_{m,fw}$ 为冷冻水的质量流量; $h_{fw,in}$ 为蒸发器入口处冷冻水的比焓; $h_{fw,out}$ 为蒸发器出口处冷冻水的比焓; $q_{m,c}$ 为制冷子循环的工质质量流量
喷射器	$\mu = q_{m,c} / q_{m,eje}$
混合器	$(q_{m,c} + q_{m,eje})h_{11} + q_{m,tur}h_7 = (q_{m,c} + q_{m,p})h_{12}$
冷凝器	$Q_{out} = q_{m,cw}(h_{cw,out} - h_{cw,in}) = (q_{m,c} + q_{m,p})(h_{12} - h_1)$ 式中: $Q_{out}$ 为循环在冷凝器中的放热功率; $q_{m,cw}$ 为冷却水的质量流量; $h_{cw,in}$ 为冷凝器入口处冷却水的比焓; $h_{cw,out}$ 为冷凝器出口处冷却水的比焓

注: $P_{in}$ 为工质泵的输入功率,kW; $h_1-h_{12}$ 为状态点1—12的比焓,kJ/kg。

循环净输出功率为

$$P_{net} = P_{out} - P_{in}, \quad (7)$$

式中: $P_{out}$ 为膨胀机的输出功率,kW。

因此,循环的热效率可表示为

$$\eta_{th} = \frac{P_{net} + Q_c}{Q_{in}}, \quad (8)$$

式中: $Q_c$ 为制冷子循环的制冷功率,kW。

在加热器中,循环从热源中获得的总焓为

$$E_{in} = q_{m, gw} \left[ (h_{gw, in} - h_{gw, out}) - T_0 (s_{gw, in} - s_{gw, out}) \right], \quad (9)$$

式中:  $h_{g, in}$  为地热水入口的比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_{g, out}$  为地热水出口的比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $s_{g, in}$  为地热水入口的比熵,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $s_{g, out}$  为地热水出口的比熵,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_0$  为环境温度,  $\text{K}$ 。

该循环的输出冷量焓为

$$E_c = q_{m, c} \left[ (h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10}) \right], \quad (10)$$

式中:  $h_9$  为工质在蒸发器入口的比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_{10}$  为工质在蒸发器出口的比焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $s_9$  为工质在蒸发器入口的比熵,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $s_{10}$  为工质在蒸发器出口的比熵,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

因此, 循环的焓效率可由下式计算得到

$$\eta_{ex} = \frac{P_{net} + E_c}{E_{in}}. \quad (11)$$

### 3 结果和讨论

本文利用 Matlab 软件, 建立了该循环的数学模型, 对该循环的热力学性能进行模拟计算。其中, 工质的物性参数通过调用 REFPROP (V9.0) 获得。为了研究非共沸工质对该循环性能的影响, 本文计算了该循环使用不同质量组分混合工质时的性能。同时, 喷射器是该循环的关键部件, 喷射系数直接影响制冷子循环的工质性能。因此, 本文也研究了质量组分对喷射系数的影响。此外, 既有研究表明, 在其他参数相同的条件下, 有机闪蒸循环的性能主要取决于闪蒸压力。本文还探讨了不同闪蒸压力对喷射器以及循环性能的影响。对于混合工质, 不同温度下的饱和压力会随着质量组分的变化而发生变化。因此, 本文定义了一个系数  $R_{pf}$  对闪蒸压力进行了归一化处理, 以便于研究闪蒸压力对循环性能的影响。该系数的表达式为

$$R_{pf} = \frac{P_f - P_{con}}{P_h - P_{con}}. \quad (12)$$

#### 3.1 质量组分对喷射器系数和循环支路流量的影响

不同  $R_{pf}$  下, R600a 质量组分对喷射系数的影响规律如图 3 所示。由图 3 可知, 当  $R_{pf}$  一定时, 随着 R600a 质量组分的增加, 喷射系数会出现 2 次峰值。当 R600a 的质量组分在 0.0~0.2 之间时, 喷射系数会出现第 1 次峰值。当 R600a 的质量组分在 0.8~1.0 之间时, 喷射系数会出现第 2 次峰值。通过分析循环中各个状态点的参数, 上述峰值发生时, 冷凝器和蒸发器中工质的进出口温度接近  $5^\circ\text{C}$ , 冷凝器和蒸发器中的温度匹配接近最优。此时, 循环的冷凝压力最小, 蒸发压力最大, 冷凝器压力和蒸发压

力的比值(喷射器的增压比)达到极小值, 因此喷射系数也达到峰值。

当 R600a 的质量组分增加, 混合工质在相变过程中的温度滑移会先增大后减小。在本研究所涉及的工况范围之内, 混合工质的温度滑移最大值大于  $5^\circ\text{C}$ , 因此会有 2 次机会使得冷凝器和蒸发器中工质的进出口温度尽量接近  $5^\circ\text{C}$ , 因此, 图 3 中喷射系数会出现 2 次峰值。

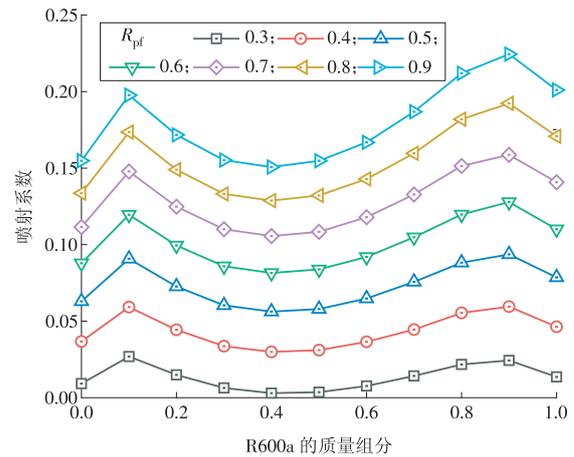


图 3 不同  $R_{pf}$  下, R600a 质量组分对喷射系数的影响规律

Fig. 3 Effects of mass fraction of working fluid on the entrainment ratio under different  $R_{pf}$

此外, 在不同  $R_{pf}$  下, 喷射系数最大值所对应的 R600a 的质量组分均不为 0 或者 1。这也就表明, 在  $R_{pf}$  一定的条件下, 使用适当质量组分的 R600a/R601a 混合工质能增加喷射器的喷射系数。当  $R_{pf}$  较小 ( $< 0.4$ ) 时, 喷射系数的最大值对应的 R600a 质量组分范围为 0.0~0.2。当  $R_{pf}$  较大 ( $\geq 0.4$ ) 时, 喷射系数的最大值对应的 R600a 质量组分范围为 0.8~1.0。当质量组分一定时, 喷射系数随着  $R_{pf}$  的增大而逐渐增大。这是因为  $R_{pf}$  的增大意味着闪蒸压力的增加, 闪蒸分离之后得到饱和液体的能量会逐渐增大。作为喷射器的一次流体, 可以为喷射器提供更多的动力, 因此喷射系数会增加。

不同  $R_{pf}$  下, R600a 质量组分对闪蒸分离器出口饱和液相工质流量的影响规律如图 4 所示。由图 4 可知, 当  $R_{pf}$  较大 ( $> 0.5$ ) 时, 闪蒸分离器出口的饱和液相工质流量随着 R600a 质量组分的增大而单调减小。当  $R_{pf}$  较小 ( $\leq 0.5$ ) 时, 闪蒸分离器出口的饱和液相工质流量随着 R600a 质量组分的增大先减小, 然后逐渐增大, 之后单调减小。

当质量组分一定时, 闪蒸分离器出口的饱和液相工质流量随着  $R_{pf}$  的增大而逐渐增大。这是因为当  $R_{pf}$  较大时, 闪蒸压力更解决循环最高压力, 闪蒸之后工质的干度较小, 液相占比更大。

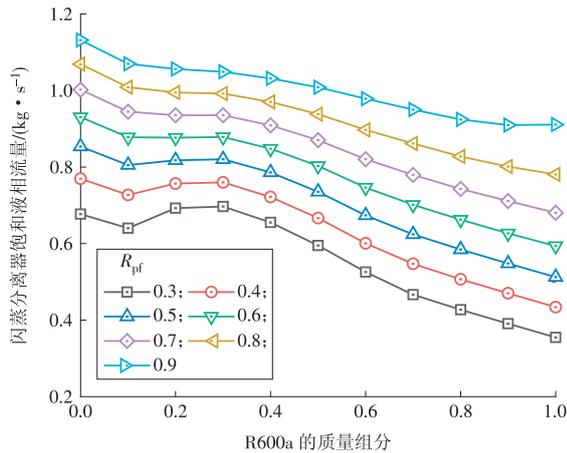


图4 不同 $R_{pf}$ 下,R600a质量组分对闪蒸分离器出口饱和液相工质流量的影响规律

Fig. 4 Effects of mass fraction of R600a on the mass flow rate of the saturated liquid from the flash separator under different  $R_{pf}$

### 3.2 质量组分对循环净输出功率和制冷功率的影响

不同 $R_{pf}$ 下,循环制冷功率随R600a质量组分变化的规律如图5所示。由图5可知,在 $R_{pf}$ 一定的情况下,随着R600a的质量组分的增加,循环的制冷功率会出现2次峰值。当R600a的质量组分在0.0~0.2之间时,循环的制冷功率会出现第1次峰值。当R600a的质量组分在0.7~1.0之间时,循环的制冷功率出现第2次峰值。此外,在不同的 $R_{pf}$ 下,循环制冷功率的最大值所对应的R600a的质量组分均不为0.0或者1.0。这也就表明,在 $R_{pf}$ 一定的情况下,使用适当质量组分的R600a/R601a混合工质时,循环的制冷功率要大于使用R600a或者R601a纯工质的情况。此外,当混合质量组分一定时,随着 $R_{pf}$ 的增大,循环的制冷功率逐渐增加。这主要是因为随着 $R_{pf}$ 的增大,喷射器一次流入口的工质流量(如图4所示)和喷射系数(如图3所示)都增大了。这两者的增大都会导致制冷子循环的工质流量增加,进而使循环的制冷功率增加。当 $R_{pf}$ 为0.9、R600a的质量组分为0.1时,该循环的制冷功率达到最大值64.34 kW。而在相同的 $R_{pf}$ 下,若循环采用R600a纯工质,则制冷功率为50.06 kW;若循环采用R601a纯工质,则制冷功率则为50.49 kW。总体来看,和采用R600a纯工质时相比,采用适当质量组分的混合工质时循环的制冷功率最大能提高298.1%( $R_{pf}=0.3$ ),最少能提高28.5%( $R_{pf}=0.9$ );和采用R601a纯工质时相比,采用适当质量组分的混合工质时循环的制冷功率最大能提高190.4%( $R_{pf}=0.3$ ),最少能提高27.4%( $R_{pf}=0.9$ )。

不同 $R_{pf}$ 下,R600a质量组分对循环净输出功率的影响规律如图6所示。可以看出,循环净输出功

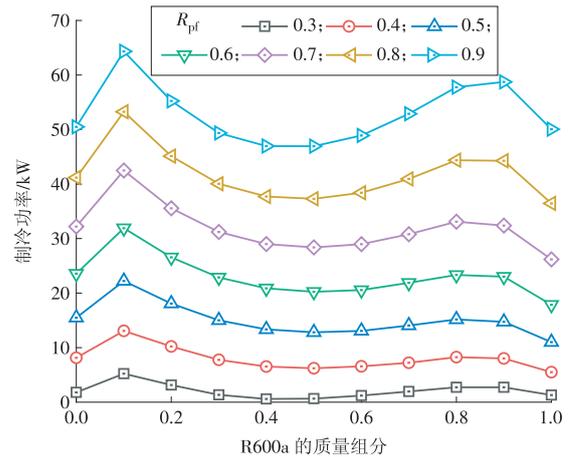


图5 不同 $R_{pf}$ 下,循环制冷功率随R600a质量组分变化的规律

Fig. 5 Effects of mass fraction of R600a on the cooling capacity under different  $R_{pf}$

率和质量组分之间关系比较复杂,这主要是因为循环净输出功率受到多个参数的影响,包括流经膨胀机工质的质量流量、质量组分,以及膨胀过程中的压差等。当 $R_{pf}=0.9$ 时,随着R600a质量组分的增加,循环的净输出功率先缓慢减少,之后逐渐增加,最后再减小,净输出功率的最大值为3.22 kW(R600a的质量组分为0.8)。当 $R_{pf}$ 介于0.6~0.8时,随着R600a质量组分的增加,循环的净输出功率先缓慢减小,之后逐渐增大至最大值,净输出功率的最大值在R600a的质量组分为1时取得。当 $R_{pf}=0.5$ 时,循环的净输出功率先缓慢减少,之后逐渐增加,最后再减小,净输出功率的最大值21.32 kW(R600a的质量组分为0.9)。当 $R_{pf}$ 为0.4或0.3时,随着R600a质量组分的增加,循环的净输出功率均会出现2次峰值(第1次峰值对应的R600a质量组分范围为0.2~0.4,第2次峰值对应的R600a质量组分范围为0.7~0.9),循环的最大净输出功率分别为22.40 kW( $R_{pf}=0.4$ ,R600a的质量组分为0.3)和23.06 kW( $R_{pf}=0.3$ ,R600a的质量组分为0.3)。当质量组分一定时,随着 $R_{pf}$ 的增大,循环的净输出功率总体呈现下降趋势。但是在 $R_{pf}$ 较小时,循环的净输出功率变化趋势比较复杂,会在局部达到最大值。这主要是因为,当 $R_{pf}$ 减小时,闪蒸分离器出口的饱和气相工质流量会增加(与图5中饱和液相工质流量的变化趋势相反),这有助于循环净输出功率的增加。但同时, $R_{pf}$ 的减小也会导致膨胀机进出口的压差减小,这不利于循环净输出功率的增加。由于存在这种矛盾关系,因此循环的净输出功率呈现的规律较为复杂。

### 3.3 质量组分对循环热效率和焓效率的影响

不同 $R_{pf}$ 下,R600a质量组分对循环热效率的影

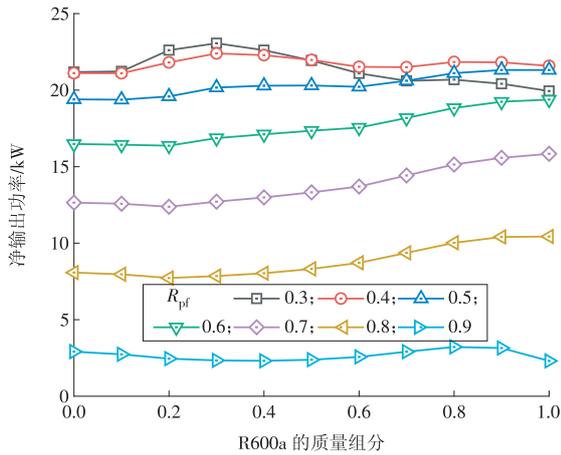


图 6 不同  $R_{pr}$  下, R600a 质量组分对循环净输出功率的影响规律

Fig. 6 Effects of R600a mass fraction on the cycle's cooling capacity under different  $R_{pr}$

影响规律如图 7 所示。由图 7 可知,当  $R_{pr}$  一定时,随着 R600a 质量组分的增加,循环热效率会出现 2 次峰值。当 R600a 的质量组分在 0.0~0.2 时,循环的制冷功率会出现第 1 次峰值。当 R600a 的质量组分在 0.7~1.0 时,循环的制冷功率出现第 2 次峰值。当混合工质的质量组分一定时,随着  $R_{pr}$  的增大,循环的热效率逐渐增加。通过对比图 5 可知,循环热效率的变化规律和循环制冷功率的变化规律比较接近。这是因为当  $R_{pr}$  较大时,循环的制冷功率远大于循环的净输出功率,如图 5 和图 6 所示,制冷功率的变化趋势主导了热效率的变化趋势。而当  $R_{pr}$  较小时,循环的净输出功率比较接近,如图 6 所示,热效率计算中分子的变化趋势仍旧取决于制冷功率的变化趋势。当  $R_{pr}=0.9$ , R600a 的质量组分为 0.1 时,该循环的热效率达到最大值 22.68%。而在相同的  $R_{pr}$  下,若循环采用 R600a 纯工质,热效率为 17.81%;若循环采用 R601a 纯工质,热效率则为 18.16%。总体来看,和采用 R600a 纯工质时相比,采用适当质量组分的混合工质时循环的热效率最大能提高 31.05% ( $R_{pr}=0.7$ ),最少能提高 24.46% ( $R_{pr}=0.3$ );和采用 R601a 纯工质时相比,采用适当质量组分的混合工质时循环的制冷功率最大能提高 25.58% ( $R_{pr}=0.9$ ),最少能提高 15.09% ( $R_{pr}=0.1$ )。

不同  $R_{pr}$  下, R600a 质量组分对循环焓效率的影响规律如图 8 所示。通过对比图 6 可知,循环焓效率的变化规律和循环净输出功率的变化规律比较接近。这是因为伴随着循环制冷量而输出的焓较小,因此循环焓效率的变化规律由循环净输出功率的变化规律主导。由图 8 可知,当  $R_{pr}=0.3$ , R600a 的质量组分为 0.3 时,焓效率达到最大值 37.38%。而在相同的  $R_{pr}$  下,若循环采用 R600a 纯工质,焓效率

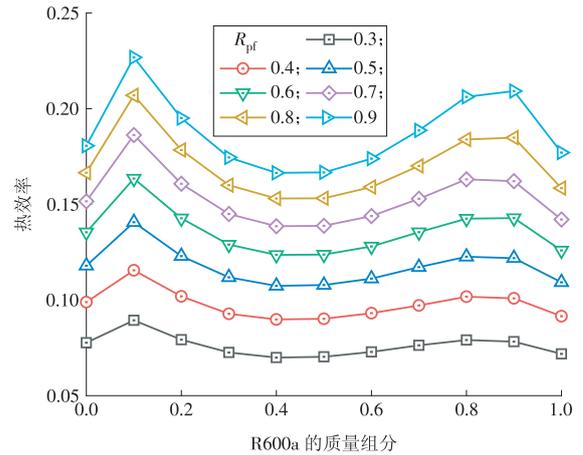


图 7 不同  $R_{pr}$  下, R600a 质量组分对循环热效率的影响规律

Fig. 7 Effects of R600a mass fraction on the thermal efficiency under different  $R_{pr}$

为 32.35%;若循环采用 R601a 纯工质,焓效率则为 34.42%。总体来看,当采用 R600a 纯工质时,循环焓效率最大值为 35.88%,此时  $R_{pr}=0.5$ ;当采用 R601a 纯工质时,循环焓效率的最大值为 35.16%,此时  $R_{pr}=0.4$ 。所以,和采用 R600a 纯工质相比,采用适当质量组分的混合工质可以将循环的最大焓效率提升 4.2%;和采用 R601a 纯工质相比,采用适当质量组分的混合工质可以将循环的最大焓效率提升 6.3%。

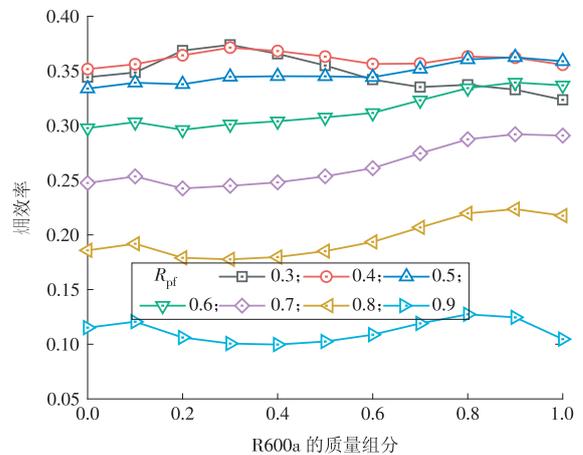


图 8 不同  $R_{pr}$  下, R600a 质量组分对循环焓效率的影响规律

Fig. 8 Effects of R600a mass fraction on the exergy efficiency under different  $R_{pr}$

#### 4 结论

本文建立了基于有机闪蒸循环的喷射式冷电联供循环的热力学模型,研究了非共沸工质 R600a/R601a 对循环性能的影响,主要结论如下。

(1)在喷射式冷电联供循环中,质量组分对喷射器的喷射系数有显著的影响,进而对循环的制冷功率产生显著的影响。具体来说,当  $R_{pr}$  一定时,随

着R600a质量组分的增大,喷射系数和制冷功率会出现2次峰值。在质量组分相同时,随着 $R_{pt}$ 的增大,喷射系数和制冷功率都呈现增大趋势。

(2)质量组分对循环净输出功率的影响规律比较复杂。总体来说,当 $R_{pt}=0.3$ ,R600a的质量组分为0.3时,循环的净输出功率达最大值23.06 kW。

(3)质量组分对循环的热效率会产生显著的影响,其变化趋势和循环制冷功率的变化趋势相似。当 $R_{pt}=0.9$ ,R600a的质量组分为0.1时,该循环的热效率达最大值22.68%。总体来看,循环热效率比采用R600a时提高24.46%~31.05%,比采用R601a时提高15.09%~25.58%。

(4)质量组分对循环的焓效率也会产生显著的影响,其变化趋势和循环净输出功率的变化趋势相似。总体来看,当 $R_{pt}=0.3$ ,R600a的质量组分为0.3时,焓效率达最大值37.38%。和采用R600a纯工质相比,循环的最大焓效率提升了4.2%;和采用R601a纯工质相比,循环的最大焓效率提升了6.3%。

#### 参考文献:

- [1]HUANG B J, PETRENKO V A, SAMOFATOV I Y, et al. Collector selection for solar ejector cooling system[J]. Solar Energy, 2001, 71(4):269-274.
- [2]ALLOUCHEI Y, VARGA S, BOUDEN C, et al. Dynamic simulation of an integrated solar-driven ejector based air conditioning system with PCM cold storage [J]. Applied Energy, 2017, 190:600-611.
- [3]LIU Y, FU H, YU J. Performance study of an enhanced ejector refrigeration cycle with flash tank economizer for low-grade heat utilization [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140:43-50.
- [4]BRAIMAKIS K. Solar ejector cooling systems: A review[J]. Renewable Energy, 2021, 164:566-602.
- [5]DAI Y, WANG J, LIN G. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(10):1983-1990.
- [6]YANG X, ZHAO L, LI H, et al. Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture[J]. Applied Energy, 2015, 160:912-919.
- [7]XIA J, GUO Y, LI Y, et al. Thermodynamic analysis and comparison study of two novel combined cooling and power systems with separators using CO<sub>2</sub>-based mixture for low grade heat source recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 215:112918.
- [8]HO T, MAO S, GREIF R. Comparison of the Organic Flash Cycle(OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy[J]. Energy, 2012, 42(1):213-223.
- [9]MONDAL S, DE S. Ejector-Based Organic Flash Combined Power and Refrigeration Cycle (EBOFCP&RC)—A scheme for low grade waste heat recovery [J]. Energy, 2017, 134:638-648.
- [10]HUANG G D, ZHANG S Y, GE Z, et al. Thermodynamic analysis of organic flash cycle by R600a/R601a mixtures [J]. Fuel Cells, 2021, 21(1):77-88.
- [11]HUANG G, ZHANG S, GE Z, et al. Thermal performance analysis of organic flash cycle using R600A/R601A mixtures with internal heat exchanger [J]. Thermal Science, 2021, 25(1B):767-779.
- [12]YAN Y, GE Z, XU J, et al. Thermodynamic analysis of double flash organic flash cycle using R600a/R601a mixtures [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022, 50:101727.
- [13]许伟聪, 赵力, 邓帅, 等. 基于非共沸工质的热力循环三维构建方法初探[J]. 科学通报, 2019, 64(2):206-214.  
XU Weicong, ZHAO Li, DENG Shuai, et al. A preliminary approach to the 3D construction of thermodynamic cycle based on zeotropic working fluids [J]. Chinese Science Bulletin, 2019, 64(2):206-214.
- [14]XU W, ZHAO R, ZHAO L, et al. Understanding the 3D construction method of thermodynamic cycle: Insights from limiting performance of pure working fluid [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 224:113364.
- [15]MENG D, LIU Q, JI Z. Effects of two-phase expander on the thermoeconomics of organic double-flash cycles for geothermal power generation [J]. Energy, 2022, 239:122346.
- [16]TANG Z, WU C, LIU C, et al. Thermodynamic analysis and comparison of a novel dual-ejector based organic flash combined power and refrigeration cycle driven by the low-grade heat source[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 239:114205.
- [17]PARIKHANI T, GHAEBI H, ROSTAMZADEH H. A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis[J]. Energy, 2018, 153:265-277.
- [18]杨兴洋. 基于非共沸混合工质的新型冷电联合循环及组份分离特性研究[D]. 天津:天津大学, 2016.  
YANG Xingyang. Research on a novel combined power and refrigeration cycle and the separation performance of zeotropic mixture[D]. Tianjin: Tianjin University, 2016.
- [19]KEENAN H, NEUMANN P, LUSTWERK F. An investigation of ejector design by analysis and experiment [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1950, 72:

299-309.

[20]董凌彰,李文鑫,郭放,等.无人机遥感测量围护结构传热性能及室内温度的应用研究[J].区域供热,2020(6):37-45,71.  
DONG Lingzhang, LI Wenxin, GUO Fang, et al. Application of UAVs remote sensing measurement in heat transfer performance of enclosure structure and indoor temperature[J]. District Heating, 2020(6):37-45, 71.

[21]FICAPAL A, MUTIS I. Framework for the detection, diagnosis, and evaluation of thermal bridges using infrared thermography and unmanned aerial vehicles [J]. Buildings, 2019, 9(8): 179.

[22]ZHENG H, ZHONG X, YAN J, et al. A thermal performance detection method for building envelope based on 3D model generated by UAV thermal imagery [J]. Energies, 2020, 13(24): 6677.

[23]王野,于涛.无线室温采集系统在热网均衡控制中的应用[J].控制工程,2017,24(11):2380-2386.  
WANG Ye, YU Tao. Application of the wireless room temperature acquisition system in heating network equilibrium control [J]. Control Engineering of China, 2017, 24(11):2380-2386.

[24]张琪曼.地表温度热红外遥感反演理论及实践研究[J].科技视界,2022(3):18-20.  
ZHANG Qiman. Research on theory and practice of thermal infrared remote sensing inversion of surface temperature[J]. Science & Technology Vision, 2022(3): 18-20.

(本文责编:张帆)

收稿日期:2022-07-15;修回日期:2022-08-17  
上网日期:2023-03-12;附录网址:www.ienergy.cn

作者简介:

赵东鹏(1994),男,在读博士研究生,从事热力循环设计与优化等方面的研究,zdp1994@tju.edu.cn;  
赵力(1972),男,教授,博士,从事中低温热能高效利用技术等方面的研究,jons@tju.edu.cn;  
邓帅(1981),男,副教授,博士,从事碳捕集中工程热物理等方面的研究,sdeng@tju.edu.cn;  
赵睿恺(1989),男,副研究员,博士,从事碳捕集中的程热物理等方面的研究,ruikaizhao@tju.edu.cn;  
许伟聪(1992),男,博士后,博士,从事新型热力循环设计及优化等方面的研究,xuweicong@tju.edu.cn。  
\*为通信作者。

\*\*\*\*\*

广 告 索 引

郑州科润机电工程有限公司……………(后插1)  
华电水务科技股份有限公司(跨版)……………(后插2,3)  
华电环保系统工程有限公司(跨版)……………(后插4,5)  
中国华电科工集团有限公司新能源  
技术开发公司……………(后插6)  
国家能源生物燃气高效制备及综合利用技术  
研发(实验)中心……………(后插7)  
华电综合智慧能源科技有限公司……………(后插8)  
华电通用轻型燃机设备有限公司……………(后插9)

郑州华电能源科技有限公司(跨版)……………(后插10,11)  
华电重工股份有限公司(跨版)……………(后插12,13)  
中国华电科工集团有限公司能源建设  
分公司(跨版)……………(后插14,15)  
华电科工安全环境质量科学研究所……………(后插16)  
山东华电节能技术有限公司……………(后插17)  
公益广告(降碳节能)……………(后插18)  
华电郑州机械设计研究院有限公司……………(封三)  
中国华电科工集团有限公司……………(封底)