

DOI: 10.7652/xjtuxb202003012

采用可逆质子交换膜燃料电池/膨胀机的 综合能源系统性能研究

何丽美¹, 王开科², 曹岗林¹, 翟保豫², 李国君¹, 张兄文¹

(1. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 国网新疆电力有限公司电力科学研究院, 830011, 乌鲁木齐)

摘要: 为提高可再生能源在冷热电联供系统中的利用率,提出一种以可逆质子交换膜燃料电池(RPEMFC)和膨胀机为主要部件的新型冷热电联供综合能源系统,通过引射器和膨胀机回收电解池氧气侧的压力能,以 RPEMFC 电堆的冷却回路和膨胀机出口冷气分别对外供热和制冷。为获得系统中主要设备运行参数对系统性能的影响,建立了系统的热力学模型,进而揭示了系统效率、炯效率、压缩机耗功、膨胀机回收功、系统制热制冷量等参数的变化规律。研究表明:当 RPEMFC 电堆以 50 kW 的发电功率运行时,系统发电效率为 56.2%,热效率为 35.2%,总效率为 91.4%,炯效率为 54%,且在 15~85 kW 的发电功率变化范围内系统能效均超过 89%;系统能量效率及炯效率对引射器流量比及引射器工作流压力的变化较为敏感,并以影响系统发电效率为主;压缩机出口压力变化对系统能效影响不大,但压缩机出口压力增大有利于系统增加产冷量。

关键词: 可再生能源;可逆质子交换膜燃料电池;冷热电联供

中图分类号: TK91 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)03-0097-09

Integrated Energy System Based on Reversible Proton Exchange Membrane Fuel Cell and Expander

HE Limei¹, WANG Kaike², CAO Ganglin¹, ZHAI Baoyu², LI Guojun¹, ZHANG Xiongwen¹

(1. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Electric Power Research Institute, State Grid Xinjiang Electric Power Co. Ltd., Urumqi 830011, China)

Abstract: To improve the utilization of renewable energy in combined cooling, heating and power system (CCHP), a new scheme of CCHP based on a hybrid of reversible proton exchange membrane fuel cell (RPEMFC) and expander is proposed, where the pressure energy of electrolyzed oxygen is recovered by ejector and expander. The exhaust heat and cool air of RPEMFC and expander are used to improve the system efficiency. A thermodynamic model is developed to conduct the sensitivity analysis of energy efficiency, exergy efficiency, energy consumption of compressor, energy recovery of expander, heat and cool air supply. The results show that the 50 kW RPEMFC based CCHP system can obtain electrical efficiency 56.2%, thermal efficiency 35.2%, overall efficiency 91.4%, and exergy efficiency 54%. The energy efficiency of the system exceeds 89% within the range of power generation from 15 kW to 85 kW. The exergy efficiency and energy efficiency of the system are sensitive to the changes of ejector

收稿日期: 2019-08-19。 作者简介: 何丽美(1994—),女,硕士生;张兄文(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家电网科技项目(SGXJDK00DJJS1900019);国家重点研发计划资助项目(2016YFB0901900)。

网络出版时间: 2019-12-06

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191206.1012.004.html>

flow ratio and the pressure of ejector driving flow. The change of compressor outlet pressure has little influence on the energy efficiency of the system, but its increase is beneficial to the cool air supply of the system.

Keywords: renewable energy; reversible proton exchange membrane fuel cell; combined cooling, heating and power system

冷热电联供系统(CCHP)作为一种梯级用能系统,具有能效高、经济性好等优点^[1],是达到能源高效利用的重要途径。传统的CCHP大都采用余热驱动型冷热电联供技术,其运行高度依赖于如热机等产生的相应品位的余热资源,且系统循环较复杂^[2-4]。随着风电、太阳能光伏等可再生能源发电技术的日益普及,构建基于完全可再生能源驱动、具有广泛应用规模、高发电效率和高系统能效的冷热电联供系统将成为可再生能源系统发展的主要趋势^[5-7]。由于可再生能源发电一般无高品位余热可供利用,无法满足传统的CCHP系统的运行条件,故本文提出一种以可逆质子交换膜燃料电池(RPEMFC)和膨胀机为主要设备的冷热电联供系统,可为完全可再生能源驱动的冷热电联供系统提供一套较为可行的解决方案。

质子交换膜燃料电池(PEMFC)是RPEMFC的运行模式之一,另一模式为质子交换膜电解池(PEMEC)。国内外学者的研究成果主要以基于PEMFC的冷热电联供系统为主,研究方向主要分为系统集成、系统热力学分析、系统优化及系统评价^[8-16]。在系统热力学分析的研究成果中,Hwang等分析了PEMFC冷热电联供系统中冷却水流量、燃料流量、电堆运行温度及燃料湿度等对系统产热、产电效率和总效率的影响^[17-18]。在此系统的基础上,进一步提出了基于甲烷重整装置的热电联供系统,其发电效率、热效率及总效率分别可达到45.6%、35%和80.6%^[19]。Kuo等针对一个PEMFC热电联供系统开展了实验与建模研究,仿真结果显示系统总效率为93%以上,其中发电效率为53%,热效率为39%,且与对比实验数据高度吻合^[20]。Arsalis等提出了一个基于PEMFC的微型热电联供系统,并对水碳比、电堆运行温度、燃烧温度、氢过量系数等进行了参数敏感性分析,结果表明当电堆效率为37.7%时,系统最大效率可达到83%^[21]。然而,大多研究工作未考虑氢气来源,可再生能源利用率低,且附加设备较多,系统结构复杂。本文提出的基于RPEMFC/膨胀机可再生能源驱动的冷热电联供综合能源系统,由可再生能源发电通入电解池生成氢

气实现储能,以提高质子交换膜电解池的压差,可获得高压氢气,省去了后续的压缩环节,不仅简化了设备,还降低了空压机耗功。同时,借助引射器和膨胀机有效回收了电解池阳极高压排气的膨胀功,提高了PEMFC电堆运行压力,进一步提高了冷热电联供系统的能量利用效率。

1 冷热电联供综合能源系统

1.1 系统描述

基于RPEMFC/膨胀机的综合能源系统如图1所示,主要包括可再生能源发电设备、蓄电池、供电母线、RPEMFC电堆(运行模式分为PEMFC模式和PEMEC模式)、压气机、膨胀机、引射器及其他辅助设备,如储氢罐、储氧罐、循环水泵和阀门等。可再生能源发电设备,如太阳能光伏发电设备、风力发电设备或潮汐能发电设备等产生的电能除满足与供电母线相连的电负荷需求外,多余电量可通入PEMEC电解池中将水电解为氧气和氢气,产生的氢气和富氧空气分别储存于氢气罐和氧气罐中,以实现可对可再生能源发电的消纳和储能。

当用户有冷热电负荷需求时,富氧空气经引射器、PEMFC电堆工作后连接至膨胀机做功并形成制冷通路,引射器的作用为依靠高压富氧空气引射常压或稍高于常压的空气来提高PEMFC电堆进气压力,同时增大膨胀机做功工质压力及流量,获得机械功并得到出口低温冷量。同时,氢气通过管路连接至燃料电池发电供用户使用,电解池和燃料电池的冷却管路与热负荷形成闭环连接并形成供热通路。当系统产生的热量或冷量不足以满足用户需求时,则通过采用电热泵、电制冷等技术达到供暖和制冷目标。

1.2 系统模型

1.2.1 PEMFC电堆模型 本文的燃料电池模型建模方法结合了化学模型和电学模型的特点^[22],即该模型适用于电子仿真程序,又能够表征电堆运行参数对燃料电池各性能指标的影响,满足所建系统的计算要求。模型的建立基于下列假设:

(1)气体是理想的;

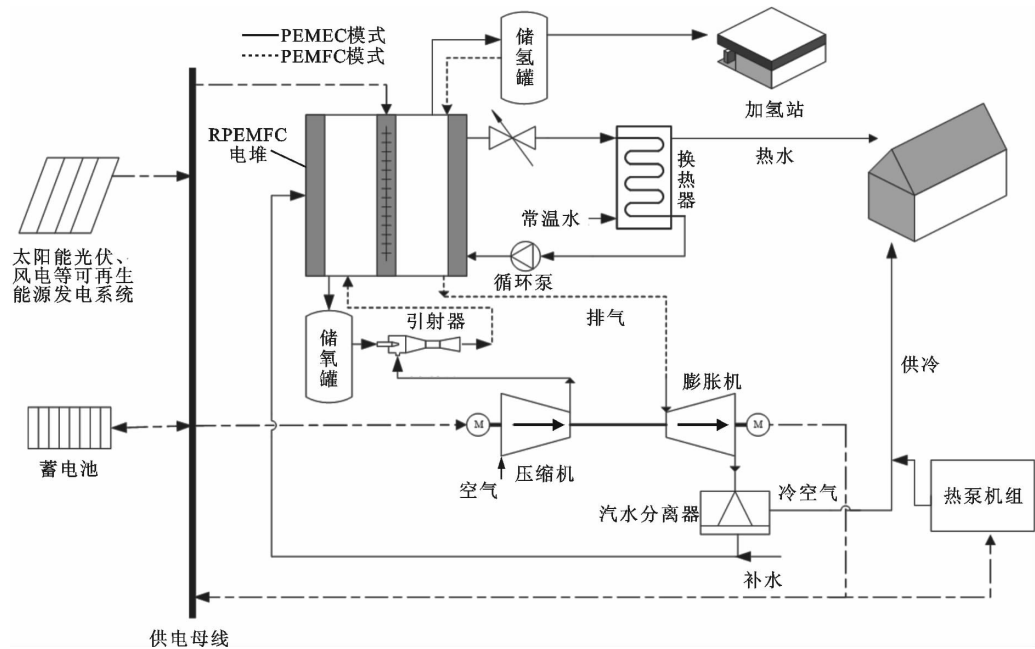


图 1 基于 RPEMFC/膨胀机的综合能源系统

- (2)电堆消耗氢气和空气;
 - (3)该电堆配有冷却系统,使阴极和阳极出口的温度保持稳定,与电堆温度相等;
 - (4)该电堆配备一个水管理系统,以保持电池在任何负载下湿度都在适当的水平内;
 - (5)电池电压下降是由于反应动力学和电荷输运,因为大多数燃料电池不运行在质量输运区域;
 - (6)流体通道上的压降可以忽略不计;
 - (7)任何操作条件下单电池电阻都是恒定的。
- 模型原理图如图 2 所示,其中受控电压源可以表示为

$$E = E_{oc} - NA \ln \left(\frac{i_{fc}}{i_0} \right) \frac{1}{sT_d/3 + 1} \tag{1}$$

$$E_{fc} = E - R_{ohm} i_{fc} \tag{2}$$

式中: E_{oc} 为开路电压; N 为电池片数; A 为 Tafel 斜率; T_d 为响应时间(一般为标准值的 95%); i_{fc} 、 i_0 、 E_{fc} 分别是燃料电池电流、交换电流和燃料电池电压; R_{ohm} 是电堆内电阻。

模型的运行参数如进气压力、温度、燃料及空气的组分、流率等将影响电堆仿真结果,具体通过影响 Tafel 斜率、交换电流和开路电压来实现。如图 2 所示,参数 E_{oc} 、 i_0 、 A 必须根据输入压力和流量、电堆温度和气体成分进行更新,更新公式为

$$E_{oc} = K_c E_n \tag{3}$$

$$i_0 = \frac{zFk(p_{H_2} + p_{O_2})}{Rh} \exp \left(\frac{-\Delta G}{RT} \right) \tag{4}$$

$$A = \frac{RT}{z\alpha F} \tag{5}$$

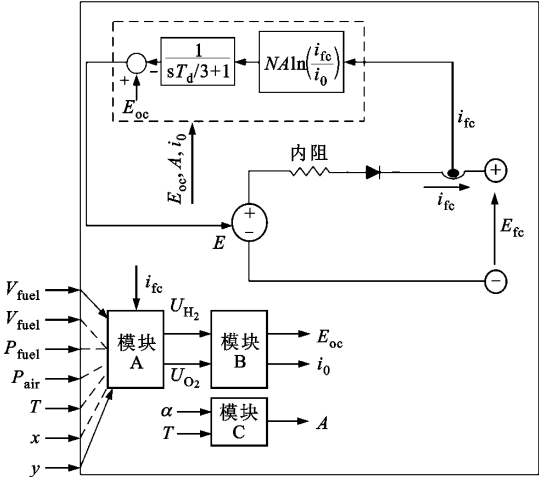


图 2 PEMFC 建模原理示意图

式中: $R=8.3145 \text{ kJ}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ 为氢气的焓; $F=96485 \text{ A} \cdot \text{s}/\text{mol}$ 为法拉第常数; z 为转移的电子数,对氢气来说, $z=2$; E_n 为能斯特电压; α 为电荷转移系数; p_{H_2} 、 p_{O_2} 分别为电堆内氢气和氧气的分压; $k=1.38 \times 10^{-23} \text{ J}/\text{K}$ 为玻尔兹曼常数; $h=6.626 \times 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$ 为普朗克常数; ΔG 为活化能; T 为电堆的运行温度; K_c 为电堆额定工况下的电压常数。

如图 2 所示,可以利用模块 B、C 计算 E_{oc} 、 i_0 、 A ,但是要先在模块 A 中确定氢气和氧气的转化率 U_{H_2} 、 U_{O_2} ,计算公式如下

$$U_{H_2} = \frac{60000RTi_{fc}}{zFp_{fuel}V_{fuel}x} \tag{6}$$

$$U_{O_2} = \frac{60000RTi_{fc}}{2zFp_{air}V_{air}y} \tag{7}$$

式中: p_{fuel} 、 p_{air} 分别为燃料和空气的绝对压力; V_{fuel} 、 V_{air} 分别为燃料和空气的体积流量; x 为氢气在燃料中的体积分数; y 为氧气在空气中的体积分数。

气体分压和能斯特电压由下式计算

$$p_{\text{H}_2} = (1 - U_{\text{H}_2}) x p_{\text{fuel}} \quad (8)$$

$$p_{\text{O}_2} = (1 - U_{\text{O}_2}) y p_{\text{air}} \quad (9)$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = (\omega + 2yU_{\text{O}_2}) p_{\text{air}} \quad (10)$$

当 $T \leq 373 \text{ K}$ 时

$$E_n = 1.229 + (T - 298) \frac{-44.43}{zF} + \frac{RT}{zF} \ln(p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{1/2}) \quad (11)$$

当 $T > 373 \text{ K}$ 时

$$E_n = 1.229 + (T - 298) \frac{-44.43}{zF} + \frac{RT}{zF} \ln\left(\frac{p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{1/2}}{p_{\text{H}_2\text{O}}}\right) \quad (12)$$

式中: $p_{\text{H}_2\text{O}}$ 为水蒸气分压; ω 为空气中水蒸气的体积分数。

此外, PEMFC 电堆输出的电功率、热功率以及电效率、热效率可按式计算

$$P_{\text{el, st}} = E_{\text{st}} i_{\text{fc}} = N E_{\text{fc}} i_{\text{fc}} \quad (13)$$

$$P_{\text{th, st}} = N(E_{\text{LHV}} - E_{\text{fc}}) i_{\text{fc}} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{el, st}} = U_{\text{H}_2} \frac{E_{\text{fc}}}{E_{\text{LHV}}} \quad (15)$$

式中: E_{fc} 为单电池片输出电压; N 为电堆的单片电池数量; E_{LHV} 为所用燃料低热值对应的等效电压, 当燃料为氢气时, 可等效为 1.25 V 。

1.2.2 空气压缩机 已知空气压缩机的入口温度、压缩比、等熵效率和机械效率, 则其理论耗功率为

$$P_{\text{com}} = c_p \frac{T_{\text{amb}}}{\eta_{\text{m, com}} \eta_{\text{com}}} \left[\left(\frac{p_{\text{com}}}{p_{\text{amb}}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] f_{\text{air}} \quad (16)$$

式中: $c_p = 1.004 \text{ J/(g} \cdot \text{K)}$ 为空气的比定压热容; T_{amb} 为环境温度; η_{com} 、 $\eta_{\text{m, com}}$ 分别为空气压缩机的等熵效率和机械效率; p_{com} 、 p_{amb} 分别为压缩机出口压力及环境空气压力; $\gamma = 1.4$ 为空气的等熵系数; f_{air} 为压缩气体的质量流量。

空气压缩机出口温度可由等熵公式求得

$$T_{\text{com}} = T_{\text{amb}} + \frac{1}{\eta_{\text{com}}} T_{\text{amb}} \left[\left(\frac{p_{\text{com}}}{p_{\text{amb}}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (17)$$

式中 T_{com} 是压缩机出口温度。

1.2.3 膨胀机 膨胀机在系统中的作用是回收经 PEMFC 电堆做功后的废气膨胀功, 同时将废气温度降低至一定温度供给系统的冷负荷。已知膨胀机的入口温度、膨胀比及其效率, 即可得膨胀机回收的功率为

$$P_{\text{tur}} = f_{\text{air}} c_{p, \text{t}} T_{\text{out}} \eta_{\text{tur}} \eta_{\text{m, tur}} \left[\left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{tur}}} \right)^{(\gamma_t-1)/\gamma_t} - 1 \right] \quad (18)$$

式中: $c_{p, \text{t}} = 1.24 \text{ J/(g} \cdot \text{K)}$ 为废气的比定压热容; T_{out} 为 PEMFC 电堆出口气体温度; η_{tur} 、 $\eta_{\text{m, tur}}$ 分别为膨胀机的等熵效率和机械效率; p_{tur} 、 p_{out} 分别为膨胀机的出口压力和 PEMFC 电堆的出口压力; $\gamma_t = 1.36$ 为废气的等熵系数。

膨胀机的出口温度可由下式求得

$$T_{\text{out}} - T_{\text{tur}} = \left[T_{\text{out}} - T_{\text{out}} \left(\frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{t}}} \right)^{(\gamma_t-1)/\gamma_t} \right] \eta_{\text{tur}} \quad (19)$$

式中 T_{tur} 是膨胀机出口温度。

1.2.4 引射器 引射器结构如图 3 所示, 已知入口工作流和引射流参数如压力、温度等, 由所建模型^[23]可依次求解引射器几何形状各部分的压力、温度和马赫数 Ma 。模型基于以下假设建立:

- (1) 工质流动为等熵理想气体的一维稳态流动;
- (2) 工作流体和引射流体具有相同的相对分子质量和比热容比;
- (3) 工作流体和引射流体的供应速度为 0, 即状态 1、2 处于停滞状态;
- (4) 两股流体在 i 处相遇, 并在 i 和 j 之间的恒压段发生混合;
- (5) 流体在 j 与 k 之间的平行段发生横向扰动;
- (6) 流体在 3 处的速度为 0, 即处于停滞状态;
- (7) 空气的比热容比为 1.4, 适用于工作流体和引射流体。

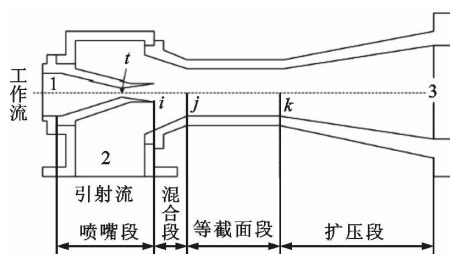


图3 引射器结构图

本研究中储气罐中的高压富氧空气作为引射器的工作流体, 空气压缩机出口的压缩空气作为引射流体。引射器的引射系数定义为

$$\omega = \frac{m_2}{m_1} \quad (20)$$

式中: m_1 为工作流体(高压富氧空气)的质量流量; m_2 为引射流体(压缩空气)的质量流量。

因为 $p_i = p_j$, 根据工作流体的入口参数, p_i 可由下式求得

$$p_i = p_1 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{1is}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (21)$$

式中: p_1 为工作流进口压力; Ma_{1is} 为喷嘴出口处的理论马赫数,其值与喷嘴面积与临界面积的比值有关,假设喷嘴出口为超声速流动,则取值为 1.37^[24]。

从 i 到 j 的常压混合段有 $p_{1i} = p_{2i} = p_j$, 又已知引射流的入口压力,则可直接求得引射系数为

$$\omega = \frac{A_{2i} p_2}{A_{1i} p_1} \left[\frac{(p_i/p_2)^{1/\gamma} \sqrt{1 - (p_i/p_2)^{(\gamma-1)/\gamma}}}{(p_i/p_1)^{1/\gamma} \sqrt{1 - (p_i/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma}}} \right] \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad (22)$$

式中: A_{2i} 、 A_{1i} 分别为 i 截面处引射流端口面积和工作流端口面积; p_2 为引射流进口压力; T_1 、 T_2 分别为工作流、引射流入口温度。

k 截面处的压力可由下式求解

$$p_k = p_j \left(\frac{Ma_j}{Ma_k} \right) \sqrt{\frac{1 + (Ma_j^2(\gamma-1)/2)}{1 + (Ma_k^2(\gamma-1)/2)}} \quad (23)$$

式中: Ma_j 、 Ma_k 分别为 j 截面和 k 截面处的马赫数,假设在引射器从 j 到 k 的等面积截面上有激波产生,则可用描述理想气体比热容和摩尔质量恒定的一维激波方程求解 Ma_k

$$Ma_j = \sqrt{\frac{2Ma_j^{*2}}{\gamma + 1 - Ma_j^{*2}(\gamma-1)}} \quad (24)$$

$$Ma_k = \sqrt{\frac{2/(\gamma-1) + Ma_j^{*2}}{2\gamma Ma_j^{*2}/(\gamma-1) - 1}} \quad (25)$$

其中 Ma_j^* 为对应于当地声速随温度变化的修正值 C^* 的马赫数

$$Ma_j^* = (Ma_{1ia} \sqrt{(T_{1ia}(\gamma+1)/2T_1} + \omega Ma_{2i} \sqrt{(T_{2i}(\gamma+1)/2T_2} \sqrt{T_2/T_1}) / \sqrt{(1 + \omega(T_2/T_1))(1 + \omega)}} \quad (26)$$

其中 T_{2i} 为 i 截面引射流的温度,近似等于 T_2 , T_{1ia} 为喷嘴出口截面处工作流体的实际温度, Ma_{1ia} 为喷嘴出口处的实际马赫数,可根据喷嘴的效率损失求得, Ma_{2i} 为引射流体在 i 截面的马赫数,计算公式分别为

$$T_{1ia} = T_1 \left[1 + \frac{\eta_n(\gamma-1)}{2} Ma_{1is}^2 \right]^{-1} \quad (27)$$

$$Ma_{1ia} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{T_1}{T_{1ia}} \right) - 1 \right]} = \sqrt{\eta_n} Ma_{1is} \quad (28)$$

$$Ma_{2i} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (29)$$

其中 η_n 为喷嘴效率,一般取为 0.85~0.9。

引射器出口压力为

$$p_3 = p_k \left[1 + \frac{\eta_n(\gamma-1)}{2} Ma_k^2 \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (30)$$

式中 η_d 为扩压段效率,一般取为 0.85~0.9。

1.3 系统效率

1.3.1 能量效率 系统中消耗的总能量即氢气消耗量,获得的能量为发电量和可直接供热热量,故系统的能量效率为

$$\eta_s = \frac{W + Q_h}{E_f} \quad (31)$$

式中: W 为系统发电功率; Q_h 为系统可直接供给用户的热量; E_f 为氢气消耗量对应的热值,可按标准大气压、25℃ 状态下氢气的热值 120.5 kJ/g 求得。

1.3.2 焓效率 该冷热电联供系统的收益焓包括发电量的焓、供热量的焓和供冷量的焓,代价焓则为氢气消耗量的焓,焓效率为二者的比值,即

$$\varphi_s = \frac{W_E + E_{Q_h} + E_{Q_c}}{\epsilon_0 E_f} \quad (32)$$

式中: W_E 为 W 中的焓,电力系统中的有用功即表现为发电量; $\epsilon_0 E_f$ 为 E_f 中的焓,其中 ϵ_0 为氢气的能质系数,用来衡量单位能量中所含焓的多少,已知氢气的能质系数是 0.95^[25]; E_{Q_h} 、 E_{Q_c} 分别为系统的供热量 Q_h 和供冷量 Q_c 中所含的焓,热量焓即热量相对于环境所能做的有用功最大值,冷量焓的方向与冷量相反,热(冷)量焓既与供热(冷)量相关,还与供热(冷)量的能质系数相关^[25]

$$E_{Q_h} = \epsilon_{Q_h} Q_h \quad (33)$$

$$E_{Q_c} = -\epsilon_{Q_c} Q_c \quad (34)$$

其中 ϵ_{Q_h} 、 ϵ_{Q_c} 分别为供热量 Q_h 和供冷量 Q_c 的能质系数,可表示为

$$\epsilon_{Q_h} = 1 - \frac{T_{amb}}{T_{Q_h}} \quad (35)$$

$$\epsilon_{Q_c} = 1 - \frac{T_{amb}}{T_{Q_c}} \quad (36)$$

其中 T_{Q_h} 、 T_{Q_c} 分别为热源和冷源温度。

2 系统热力学分析

2.1 系统分析

系统的各设备运行参数如表 1 所示。

根据第 1 节能量效率及焓效率模型,计算了系统效率 η_s 、电效率 η_e 、热效率 η_h 、焓效率 φ_s 、电焓效率 φ_e 、热焓效率 φ_h 及供给用户的热水量 m_{hw} 。图 4 为不同电堆功率下系统各性能参数的变化曲线。从图 4 可看出:在电堆功率从 15~85 kW 的变化范围内,系统效率从 89% 逐渐增大到 95%,焓效率从 47.6% 增大到 64.8%,均显示达到了较高的能量利用效率,证明系统面向负荷运行的灵活性较高。其中,当电堆功率为 50 kW 时,电效率为 56.2%,热效

率为35.2%，系统效率为91.4%，炯效率为54%，同时系统以22.7 kg/min 的流量给用户供应45℃的热水。可见，基于RPEMFC/膨胀机的冷热电联供系统有其优越性，实现了能量的高效利用。此外，从图中还可以看到，随着电堆功率的增大，系统的电效率、电炯效率逐渐减小，而系统的热效率、热炯效率及热水流量则逐渐增大，但热效率、热炯效率增大的程度要小于电效率、电炯效率减小的程度，故系统的总能量效率、炯效率是减小的。因此，可得出结论，该系统在高电功率输出时效率将有一定程度的降低，但同时可满足较高的热水负荷。

表1 冷热电联供系统运行参数

参数	数值
电堆功率/kW	50
额定电堆效率/%	55
电堆燃料额定供应压力/(10 ⁵ Pa)	3
电堆空气额定供应压力/(10 ⁵ Pa)	2.5
电堆运行温度/℃	65
电堆额定电压/V	625
电堆额定电流/A	80
$\varphi(\text{H}_2)$, $\varphi(\text{O}_2)$, $\varphi(\text{H}_2\text{O})$ /%	99.95, 21, 1
电池片数	900
环境温度/K	298.15
环境压力/kPa	101
水的比热容/(kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	4.200
空气比定压热容/(kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1.004
空气等熵系数	1.4
换热器效率	0.8
压气机等熵效率	0.8
膨胀机等熵效率	0.8

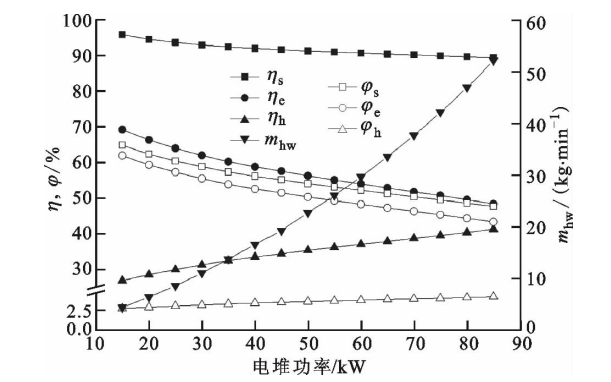


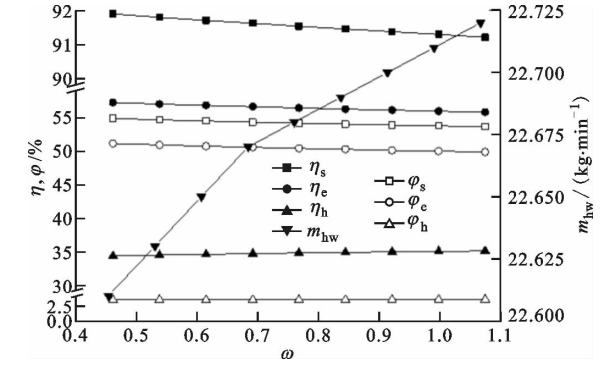
图4 系统性能随电堆功率的变化

2.2 系统热力学分析

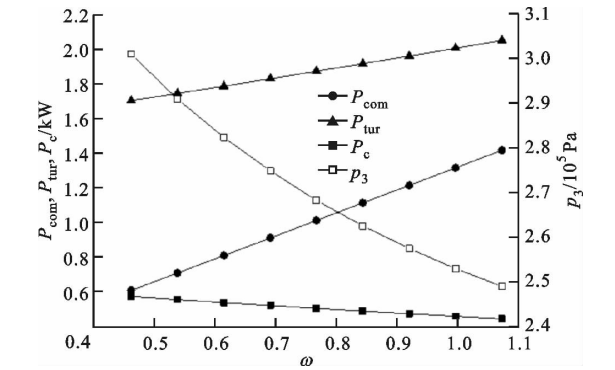
基于系统模型，对系统中重要部件的运行参数展开分析，包括引射器引射流与工作流的质量流量

比 ω 、引射器工作流压力 p_1 、压缩机出口压力 p_2 等，结果表明，3个参数均会对系统能效产生影响。在研究各参数的影响效果时，将系统中电堆功率设置为固定值50 kW，由此来对比其对系统性能的影响。

2.2.1 引射器质量流量比对系统的影响 图5为引射器质量流量比对系统及部件性能的影响曲线。在仿真运算过程中，改变引射器质量流量比的方式为直接改变引射器的结构参数，而非通过改变气流压力或流量等间接方式。从图5a可看出：随着质量流量比的增大，系统的能量效率和炯效率均逐渐减小，且炯效率的减小速度稍大于能量效率的减小速度；具体到产电和产热，可看出系统供应热水的流量及热效率、热炯效率有小幅度的增大，同时电效率、电炯效率逐渐减小，具体的原因需从流量比对系统中关键部件的影响展开分析。



(a)对系统效率及产热水流量的影响



(b)对压缩机功率、膨胀机功率、系统产冷功率及引射器出口压力的影响

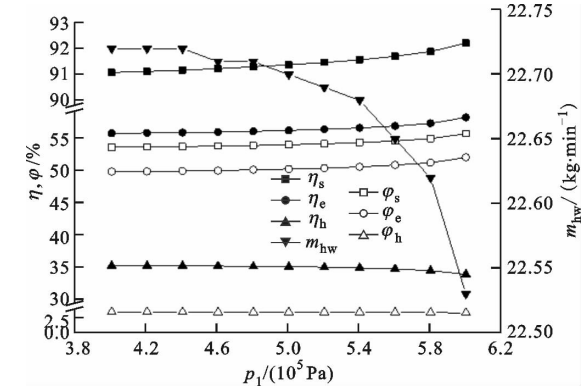
图5 引射器质量流量比对系统及部件性能的影响

从图5b可看出：随着引射器质量流量比的增大，压缩机耗功率 P_{com} 及膨胀机回收功率 P_{tur} 逐渐增大，引射器出口压力 p_3 、系统产冷功率 P_c 逐渐减小。增大流量比，在不改变工作流质量流量的情况下，意味着系统将引射更多的空气，而引射的空气要先经过膨胀机加压，从而导致膨胀机耗功增加。

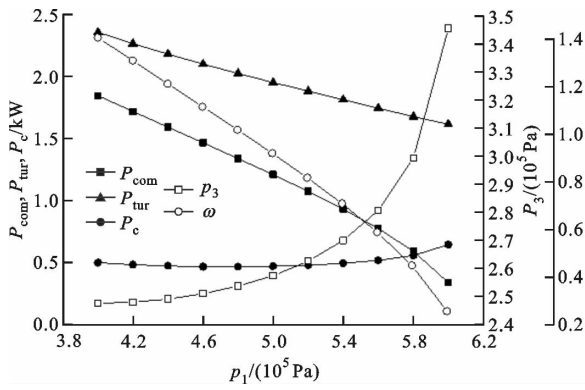
引射的空气进入 PEMFC 电堆发电后阴极废气进入膨胀机做功,因而阴极废气流量增加导致膨胀机回收功率增大,同时引射器出口压力降低导致膨胀机的膨胀比降低,但膨胀比对回收功率的影响不足以抵消流量增大带来的增益,故膨胀机做功仍然是增加的,但仍可看出,压缩机耗功增加的速度要明显高于膨胀机做功增加的速度。同理,系统产冷功率也受阴极气体流量和膨胀比影响,膨胀比减小,在保持膨胀机入口温度不变的情况下,膨胀机出口温度升高,虽然做功气体的流量有一定程度的增大,但仍无法抵消因温度升高带来的冷量减小,故系统的产冷功率逐渐降低。引射器出口压力减小,即 PEMFC 电堆的工作压力减小,则会导致其发电功率降低,从而产生更多可回收的热量,故系统的电效率降低,热效率增大,同时膨胀机相对于压缩机的功率收益是逐渐减小的,三者综合作用于系统效率,导致系统效率、烟效率降低。

综合 2.2.1 节分析,随着引射器流量比的增大,冷热电联供系统中 PEMFC 电堆的发电效率降低,膨胀机相较于压缩机的回收增益逐渐减小,虽然系统的产热量增加,但综合影响下系统的能量效率和烟效率都是降低的。因此,对于系统的实际应用,应在满足系统空气消耗量且不改变引射器气流压力的前提下,使系统在低引射器流量比状态下运行,即可获得更大的能量利用率。

2.2.2 引射器工作流压力对系统的影响 图 6 为引射器工作流压力对系统及部件性能的影响曲线。从图 6a 可看出,系统的能量效率、烟效率及电效率、电烟效率都随引射器工作流压力的增大而增大,而热水流量、热效率、热烟效率则随引射器工作流压力的增大而逐渐减小。从图 6b 可看出,压缩机耗功率、膨胀机回收功率、引射器引射系数随引射器工作流压力的增大而减小,而引射器出口压力、系统产冷功率则随引射器工作流压力的增大而增大。展开分析可知,对系统组件而言,引射器工作流压力增大时,引射系数减小,即表现为引射的空气流量减少,从而压缩机耗功减小,同时引射系数减小会引起引射器出口压力的增大,进而将提高 PEMFC 电堆的发电效率,而系统产冷功率和膨胀机回收功率在引射器出口压力和引射空气流量的共同影响下,前者稍有增大,后者逐渐减小。将上述组件的影响综合到系统性能,则表现为系统产电效率、电烟效率增大,而热效率、热烟效率减小,最终系统能量效率、烟效率都有一定程度的增大。因此,可以得出结论,在



(a)对系统效率及产热水流量的影响

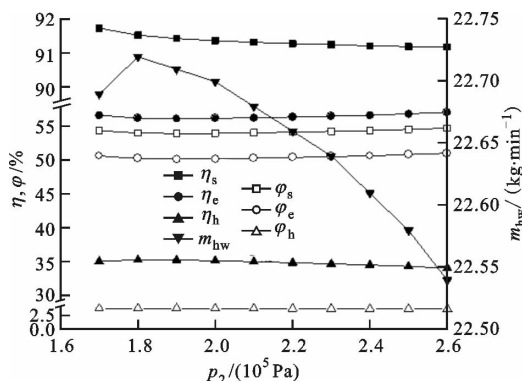


(b)对压缩机功率、膨胀机功率、系统产冷功率及引射器出口压力、引射系数的影响

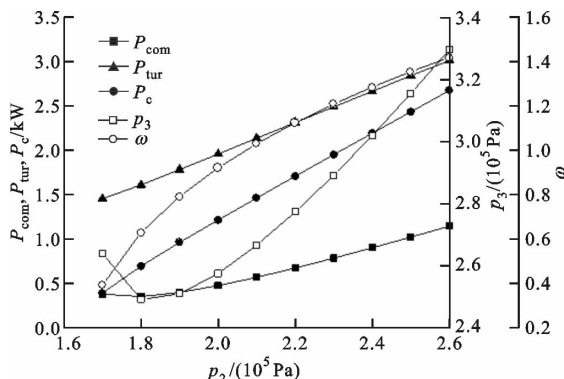
图 6 引射器工作流压力对系统及部件性能的影响

满足系统各运行工况的条件下,适当提高引射器工作流的压力,可以提高冷热电联供系统的能量利用效率。

2.2.3 压缩机出口压力对系统的影响 图 7 所示为压缩机出口压力对系统及部件性能的影响曲线。从图 7 可看出,在系统性能影响方面,随着压缩机出口压力逐渐增大,除系统产冷功率有一定程度的增大外,系统能量效率、烟效率、电/电烟效率、热/热烟效率基本稳定或稍有减小。从引射器的工作原理分析,在不改变引射器结构参数和工作流入口压力的情况下,压缩机出口压力增大,即引射流入口压力增大时,引射流入口处与引射器的喷嘴出口处的压力差增大,引射流进入引射器的推动力增大,从而引射流的流量增大,即引射系数增大;此外,引射流入口压力增大使得引射器出口的临界压力增大,继而提高了气流克服引射器背压的能力,而引射流入口压力的增大使得引射器出口压力增大,进而 PEMFC 电堆的发电效率和膨胀机回收功增大,同时压缩机出口压力及引射空气流量增加使得压缩机耗功大大增加,三者同时作用使得冷热电联供系统的能效基



(a) 对系统效率及产热水流量的影响



(b) 对压缩机功率、膨胀机功率、系统产冷功率及引射器出口压力、引射系数的影响

图7 压缩机出口压力对系统及部件性能的影响

本恒定或略有减小。由此可知,提高压缩机出口压力对系统能效无明显影响,但随着压缩机出口压力的增大,系统获得的产冷量将增加。在系统的实际应用中,若冷负荷较大,通过适当增大压缩机出口压力,即可在较少影响系统能效的情况下获得更多的冷量。

3 结 论

立足于氢能发展趋势和能量梯级利用原则,本文提出一种基于 RPEMFC/膨胀机的新型冷热电联供系统,系统借助引射器和膨胀机回收电解制氢环节氧气生成侧的压力能,以 RPEMFC 电堆的冷却回路经换热器向外供热,同时膨胀机出口的冷气可用于菜窖等负荷较小的用冷场合。通过建立系统的热力学模型,获得系统中主要设备运行参数对系统性能的影响,具体热力学分析研究结果如下。

(1)系统中引射器和膨胀机所回收的压力能转换为电和冷量,以引射器工作流压力为 5×10^5 Pa、压缩机出口压力为 2×10^5 Pa 的运行状态为例,回收的压力能可产生 746 W 的电收益和 471 W 的制

冷量收益。同时,由于电堆运行压力的提高,可使得其发电效率在 15~85 kW 的功率区间内提高 1.7%~2.1%。

(2)在电堆功率从 15~85 kW 的变化范围内系统能效均可达较高值,证明系统面向负荷运行的灵活性较高。当 RPEMFC 电堆以 50 kW 的发电功率运行时,系统发电效率为 56.2%,热效率为 35.2%,总效率为 91.4%,焓效率为 54%,同时系统可以 22.7 kg/min 的流量给用户供应 45℃ 的热水,实现了对可再生能源的高效利用。

(3)系统能量效率及焓效率对引射器流量比及引射器工作流压力变化较为敏感,并以影响系统发电效率为主;压缩机出口压力变化对系统能效影响不大,但压缩机出口压力增大有利于系统增加产冷量。

参考文献:

- [1] 曾飞. 燃气轮机冷热电联产系统多目标优化配置与运行策略研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2013: 3-7.
- [2] 王加龙. 基于内燃机余热梯级利用的冷热电联供系统特性及优化运行研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2015: 15-18.
- [3] 张士杰, 李宇红, 叶大均. 燃机热电冷联供自备电站优化配置研究 [J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(10): 183-188.
- ZHANG Shijie, LI Yuhong, YE Dajun. Optimal planning of a gas turbine CCHP plant [J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(10): 183-188.
- [4] 冯志兵, 金红光. 燃气轮机冷热电联产系统与蓄能变工况特性 [J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(4): 25-30.
- FENG Zhibing, JIN Hongguang. Part-load performance of CCHP with gas turbine and storage system [J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(4): 25-30.
- [5] 高威, 王玉璋, 翁一武, 等. 改善国内分布式供能系统经济性的建议 [J]. 燃气轮机技术, 2014(1): 1-5.
- GAO Wei, WANG Yuzhang, WENG Yiwu, et al. Suggestions for improving economy of domestic combined heating and power system [J]. Gas Turbine Technology, 2014(1): 1-5.
- [6] 伊文婧, 梁琦, 裴庆冰. 氢能促进我国能源系统清洁低碳转型的应用及进展 [J]. 环境保护, 2018(2): 30-34.
- YI Wenjing, LIANG Qi, PEI Qingbing. Enhance the hydrogen application in China's energy system to accelerate the energy transition: status and progress [J]. Environmental Protection, 2018(2): 30-34.

- [7] 马丽梅,史丹,裴庆冰. 中国能源低碳转型(2015—2050): 可再生能源发展与可行路径 [J]. 中国人口资源与环境, 2018, 28(2): 8-18.
- MA Limei, SHI Dan, PEI Qingbing. Low-carbon transformation of China's energy in 2015—2050: renewable energy development and feasible path [J]. China Population, Resources and Environment, 2018, 28(2): 8-18.
- [8] VADIEE A, YAGHOUBI M, SARDELLA M, et al. Energy analysis of fuel cell system for commercial greenhouse application: a feasibility study [J]. Energy Conversion & Management, 2015, 89(8): 925-932.
- [9] LEE Y D, AHN K Y, MOROSUK, et al. Exergetic and exergoeconomic evaluation of a solid-oxide fuel-cell-based combined heat and power generation system [J]. Energy Conversion & Management, 2014, 85(9): 154-164.
- [10] CHITSAZ A, MEHR A S, MAHMOUDI S M S. Exergoeconomic analysis of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell [J]. Energy Conversion & Management, 2015, 106(9): 21-31.
- [11] MAMAGHANI A H, NAJAFI B, CASALEGNO A, et al. Long-term economic analysis and optimization of an HT-PEM fuel cell based micro combined heat and power plant [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 1201-1211.
- [12] 邓锐. PEMFC与溴化锂制冷系统冷热电联供最优运行研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013: 25-28.
- [13] ZAFAR S, DINCER I. Thermodynamic analysis of a combined PV/T-fuel cell system for power, heat, fresh water and hydrogen production [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(19): 9962-9972.
- [14] 王茹, 陶泽炎, 卫东. 基于 PEMFC 的冷热电联供空调系统设计与建模研究 [J]. 电源技术, 2016, 40(6): 1205-1208.
- WANG Ru, TAO Zeyan, WEI Dong. Design and modeling research of cogeneration air-condition system based on PEMFC [J]. Chinese Journal of Power Sources, 2016, 40(6): 1205-1028.
- [15] 陈曦, 肖翀, 荣军, 等. 基于燃料电池的建筑冷热电联供系统研究现状和趋势 [J]. 湖南理工学院学报(自然科学版), 2017, 30(2): 81-85.
- CHEN Xi, XIAO Chong, RONG Jun, et al. Research progress and direction of fuel cell based building combined cooling heating and power system [J]. Journal of Hunan Institute of Science and Technology (Natural Sciences), 2017, 30(2): 81-85.
- [16] 苏亚欣, 费正定, 杨翔翔. 太阳能冷热电联供分布式能源系统的研究 [J]. 能源工程, 2004(5): 24-27.
- SU Yaxin, FEI Zhengding, YANG Xiangxiang. Investigation on the distributed energy system for cooling-heating-power combined cycle driven by solar energy [J]. Energy Engineering, 2004(5): 24-27.
- [17] HWANG J J, ZOU M L. Development of a proton exchange membrane fuel cell cogeneration system [J]. Journal of Power Sources, 2010, 195(9): 2579-2585.
- [18] HWANG J J, WANG P C, KUO J K. Simulation and experiment of a cogeneration system based on proton exchange membrane fuel cell [J]. Fuel Cells, 2012, 12(3): 326-334.
- [19] HWANG J J, LIN C H, KUO J K. Performance analysis of fuel cell thermoelectric cogeneration system with methanol steam reformer [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(26): 14448-14459.
- [20] KUO J K, HWANG J J, LIN C H. Performance analysis of a stationary fuel cell thermoelectric cogeneration system [J]. Fuel Cells, 2012, 12(6): 1104-1114.
- [21] ARSALIS A, NIELSEN M P, KAR S K. Modeling and parametric study of a 1 kWe HT-PEMFC-based residential micro-CHP system [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36(8): 5010-5020.
- [22] NJOYA S M, TREMBLAY O, DESSAINT L A. A generic fuel cell model for the simulation of fuel cell vehicles [C]// 2009 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2009: 1722-1729.
- [23] MACLAY J D, BROUWER J, SAMUELSEN G S. Development of a dynamic cathode ejector model for solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid systems [J]. Journal of Fuel Cell Science & Technology, 2011, 8(5): 051013.
- [24] STILLER C, THORUD B R, SELJEB S, et al. Finite-volume modeling and hybrid-cycle performance of planar and tubular solid oxide fuel cells [J]. Journal of Power Sources, 2005, 141(2): 227-240.
- [25] 周燕. 建筑供暖与制冷能量系统焓分析及应用研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2013: 13-14.

(编辑 荆树蓉)