



[2017-6-FC-007]

고온 고분자연료전지 기반 삼중열병합 시스템의 이론적 해석

이원용¹⁾ · 김민진^{1),2)*} · 손영준^{1),2)} · 김승곤¹⁾

Analysis of a High Temperature Polymer Electrolyte Fuel Cell based Trigeneration System

Won-Yong Lee¹⁾ · Minjin Kim^{1),2)*} · Young-Jun Sohn^{1),2)} · Seung-Gon Kim¹⁾

Received 4 March 2017 Revised 24 May 2017 Accepted 26 May 2017

ABSTRACT Model equations for a combined system with a high temperature polymer electrolyte fuel cell (HT-PEFC) system and an absorption heat pump (AHP) system were derived analytically. An AHP is proposed as a bottoming cycle system to utilize efficiently the waste heat from a fuel cell stack for cooling and heating purposes. The four-heat-reservoir model with a work conversion constraint was used to calculate the equivalent power output of the AHP. To calculate the AHP performance analytically, a modified irreversible Carnot cycle coupled to heating and cooling fluids with a finite heat capacity rate was considered. By combining the AHP system with the HT-PEFC system, the equivalent electric power was improved by 26% to 33% according to the load conditions. The COP values ranged from 1.0 and 1.2 for cooling purposes and from 2.0 to 2.2 for heating purposes. By combining with the AHP, the annual heat utilization rate can be improved compared to a single fuel cell system. The methods proposed in this paper can provide a useful measurement of the performance available in a practical fuel cell-based hybrid power system without complex numerical calculations.

Key words High Temperature Polymer Electrolyte Fuel Cell(고온 고분자연료전지), Absorption Heat Pump(흡수식 히트펌프), Equivalent Power Efficiency(등가 동력 효율), Trigeneration(삼중열병합)

Nomenclature

A : pre-exponential coefficient for PA doping level
B : pre-exponential coefficient for humidity
C : heat capacity rate, Watt/K
DL : doping level
F : Faraday's constant, C/mol

g : molar Gibbs free energy, J/mol
h : molar enthalpy, J/mol
i : current density, A/cm²
k : electric conductivity, S/m
n : number of transfer electrons
P : power, Watt
 \dot{Q} : heat, Watt
R : universal gas constant, J mol⁻¹K⁻¹
RH: effective relative humidity
S : surface area, m²
s : entropy, J/mol/K

- 1) Fuel Cell Research Lab, Korea Institute of Energy Research
2) Advance Energy Technology, Korea University of Science and Technology

*Corresponding author: minjin@kier.re.kr

Tel: +82-42-860-3781 Fax: +82-42-860-3104

T : temperature, K
 t : thickness, m
 V : voltage, V

Greek letters

α : transfer coefficient
 Δ : difference
 ζ : power ratio to the stack
 μ : stoichiometric ratio
 η : overpotential, efficiency

Subscript

A, a : absorber
 0 : exchange
 acc : accessory power
 act : activation
 C, c : condenser
 conc: concentration
 E, e : evaporator
 FC : fuel cell
 G, g : generator
 st : fuel cell stack
 l : limiting
 ohm : ohmic
 opt : optimal
 p : pinch temperature
 ref : standard, reference conditions
 rev : reversible

1. 서론

연료전지는 높은 효율, 정숙성 그리고 설치 면적이 적어 주택과 건물에 적합한 분산전원으로 개발되어 보급되고 있다^[1-2]. 지금까지 주로 인산과 용융탄산염을 이용한 300kW 급 이상의 산업·업무용 발전시스템과 저온 고분자 전해질 연료전지(PEFC, Polymer Electrolyte Fuel Cell) 이용한

5kW급 이하의 주택용 연료전지가 보급되었다. PEFC는 동력밀도가 높고 제작과 운전이 용이하여 자동차용 전원과, 주택용 코제너레이션시스템으로 적용되고 있다. 기존 PEFC는 낮은 작동 온도로 인해 시동성이 우수하나, 개질가스 사용 시 CO에 대한 피독성 문제와 열 및 물관리의 어려움, 그리고 연료전지 배열을 효과적으로 활용하기는 어려웠다.^[3-4]

저온 고분자 전해질 연료전지의 배열은 주로 겨울철 난방 용에 사용되었으며 그 외의 계절에는 온수나 건조를 위한 열사용 이외에는 대부분 대기로 방출되어 연간 열 사용률이 높지 않았다. PEFC의 배열을 회수하여 난방열로 이용하기 위한 코제너레이션 시스템에 대한 연구는 다수 이루어져 각국의 기후조건에 맞는 실제 시스템에 대한 연구가 이루어졌으며^[5-7], 열역학적이거나 경제적인 해석을 통한 최적화 연구도 수행되었다^[8-9].

본 논문은 고온 고분자 전해질 연료전지(HT-PEFC, High Temperature Polymer Electrolyte Fuel Cell)를 기반으로 하는 복합발전시스템에 대한 것으로, 연료전지 스택 배열을 사용가치가 높은 열에너지로 변환시키기 위한 흡수식 히트펌프(AHP, Absorption Heat Pump)와의 연계 성능을 다루었다. HT-PEFC 스택의 작동 온도 120°C 이상이 되며, AHP와 연계되어 냉방열 생성이 가능하므로 4계절 열의 이용율을 높일 수 있어 연중 냉방이 필요한 데이터 센터 등에 효과적으로 적용할 수 있을 것이다. PEFC의 배열을 전기나 냉방열로 회수하기 위한 연구는 온도의 한계성에 의해 연구가 많이 이루어지지 않고 있으며, 열기관 등을 이용하여 직접 전기로 회수하기 위한 연구는 Long^[10], Zhao^[11], Perna^[12], 그리고 Lee^[13]에 의해 발표되었다. Long^[14]는 배열을 전기로 변환시키기 위하여 열전 사이클(Thermally Regenerative Electrochemical Cycle, TREC)을 사용하였으며 Zhao^[11]와 Perna^[12]는 유기랭킨사이클 시스템(Organic Rankine Cycle System, ORCS)을 사용하여 작동유체에 따른 열 회수 성능을 분석하였다. Lee^[13]은 열역학적으로 수정된 카노 사이클을 이용하여 ORCS 최대 출력점에서 최적 효율을 구하였다.

본 논문은 HT-PEFC와 AHP가 연계된 삼중열병합(전기/난방/냉방)시스템의 성능을 제시하기 위한 것이다. AHP는 저온의 열에너지를 이용하여 냉방과 난방열을 효과적으로 생산할 수 있는 시스템이다. 삼중열병합 시스템의 종합

성능을 나타내기 위하여, 열기기의 성능을 대표하는 COP (Coefficient of Performance)와 더불어 등가 동력과 등가 전기 효율을 정의하여 계산하였다.

Chen^[14]과 Yang^[15,16]은 저온 PEFC나 인산형 연료전지와 AHP로 구성된 복합시스템의 등가 동력을 계산하기 위해 목적이 되는 열에너지에 단순하게 이론적 최대 효율값인 카르노 사이클 효율을 곱하여 유효 동력을 계산하였다.

AHP의 열역학적 사이클은 기본적으로 4개의 열교환기 구성되며 냉매압축식 히트 펌프와 비교하면, 동일한 역할의 응축기, 증발기와 압축기의 역할을 하는 재생기기와 흡수기로 구성된다. 본 논문에서는 기존의 연료전지와 AHP 해석에 사용하는 이론적 유효동력 보다는 동일한 용량의 압축식 히트펌프를 구동하는데 소요되는 동력을 등가 동력 (Equivalent power)으로 정의하여 계산하였다. 등가 동력을 계산하기 위해 재생기와 흡수기로 구성된 열기관과 열기관의 동력으로 작동되는 압축식 히트펌프 사이클로 등가사이클을 구성하여 해석하였다^[17-18]. AHP의 이론적 해석을 위해서는 다양한 모델이 적용되고 있는데 응축기와 흡수기의 열원이 직렬이나 병렬로 연결된 것에 따른 성능 차이 외에는 모델별로 동일한 열원 조건에서는 최적 성능의 차이가 거의 없다^[19]. AHP의 성능을 계산하기 위하여 Lee^[13,20]와 같이 랭킨 사이클을 수정한 비가역 카르노 사이클을 이용하였으며, 입열원의 온도뿐만 아니라 입열량이 주어진 조건에서 수정된 카르노 사이클을 이용하여 AHP의 등가 동력과 COP를 계산하였다.

본 논문의 이론식을 사용할 경우 HT-PEFC와 AHP로 구성된 복합 시스템의 성능을 복잡한 수치해석 없이 간단하게 예측할 수 있어 시스템 초기 설계 시에 유용하게 사용할 수 있을 것이다.

2. 연료전지 복합 시스템

본 연구의 복합발전 시스템은 Fig. 1과 같이 HT-PEFC를 상부(Topping) 시스템으로 하고 AHP를 하부(Bottoming) 시스템으로 하고 있다. 연료전지 시스템은 도시가스를 연료로 하여 수소를 제조하는 개질기와 수소와 공기를 이용하여 전기화학적으로 직접 전기를 발생시키는 스택, 스택

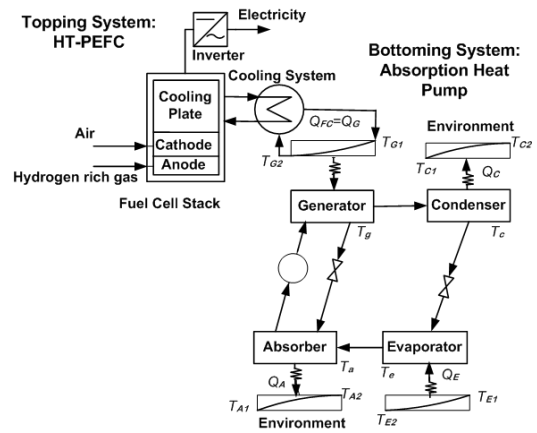


Fig. 1. HT-PEFC based Trigen System

에서 발생된 직류 전기를 교류로 변환시키는 인버터, 그리고 스택의 온도를 일정하게 유지시키기 위한 냉각시스템으로 구성된다. AHP는 90°C 이상의 저온열을 이용하여 구동시킬 수 있는 증기 사이클 시스템으로 냉방과 난방을 위해 사용할 수 있다. 본 논문에서는 스택에서 발생된 열을 냉방이나 난방으로 이용하기 위해 AHP에 연계시켰다. 흡수식 히트펌프는 재생기(Generator), 흡수기(Absorber), 응축기(Condenser)와 증발기(evaporator)로 구성된다.

3. 시스템 성능 모델식

3.1 연료전지 모델

인산이 담지된 PBI(polybenzimidazole) 전해질 기반 HT-PEFC 스택의 0차원적 모델식을 구하였다. 전지에서 일어나는 전압손실과 관련된 전기화학적 반응식을 유도하기 위한 가정과 조건은 Lee^[13]와 동일하며 모델식을 정리하면 다음과 같다.

연료전지 전압은 전류의 함수로 가역전압과 손실인 활성화 과전압, 저항 과전압, 확산 과전압을 고려하여 계산할 수 있다^[21].

$$V_{cell} = V_{rev} - \eta_{act} - \eta_{ohm} - \eta_{conc} \quad (1)$$

연료전지의 운전 온도조건 T_{cell} 에서의 엔트로피 손실과 개회로에서의 반응가스의 농도를 고려한 Nernst 가역전

압은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$V_{rev} = V_{\Delta g}^{ref} + \frac{\Delta s}{nF}(T_{cell} - T_{ref}) + \frac{RT_{cell}}{nF} \ln \frac{p_{H_2} p_{O_2}^{0.5}}{p_{H_2O}} \quad (2)$$

비교적 높은 부하 영역에서 활성화 과전압은 Tafel 식으로 표시할 수 있다.

$$\eta_{act} = \frac{RT}{\alpha nF} \ln \left(\frac{i_{cell} + i_{loss}}{i_o} \right) \quad (3)$$

여기서 i_o 는 교환전류이며, i_{cell} 은 실제 전지의 전류 그리고 i_{loss} 는 내부 손실과 반응가스의 누설 등에 의한 손실 전류이며 교환전류는 온도와 농도의 함수로 구할 수 있다.

$$i_o = i_o^{ref} S_{pt}^{eff} \left(\frac{p_{O_2}}{p_{O_2}^{ref}} \right)^\gamma e^{\frac{\Delta b_{act}}{RT} \left(1 - \frac{T}{T^{ref}} \right)} \quad (4)$$

여기서 i_o^{ref} 는 표준상태에서의 전류이며, S_{pt}^{eff} 는 유효 백금 촉매 표면적이며 Δb_{act} 는 activation barrier energy이다^[22].

전극에서의 저항 손실은 상대적으로 거의 무시할 수 있으므로 저항 과전압은 전해질의 손실만으로 표시할 수 있다. 전해질의 이온 전도 손실은 두께 t_m 와 양이온 전도도 k_m 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{ohm} = i_{cell} \frac{t_m}{k_m} \quad (5)$$

양이온 전도도는 PBI 전해질막의 인산 담지량, 습도량, 그리고 온도의 함수이며 Arrhenius 식으로 표시할 수 있다^[23].

$$k_m = \frac{AB}{T} e^{-\frac{E_{act}}{RT}} \quad (6)$$

여기서 A와 B는 인산 담지량과 습도의 함수로 표시되는 변수이며 E_{act} 전해질의 활성화에너지이다.

$$E_{act} = -619.6DL + 21700 \quad (7)$$

$$A = -168DL^3 - 6324DL^2 + 65750DL + 8460 \quad (8)$$

$$B = 1 + (0.1432T - 56.89)RH \quad (9)$$

확산 과전압은 한계전류밀도(i_L)를 사용하여 구할 수 있다.

$$\eta_{conc} = \frac{RT}{nF} \ln \left(\frac{i_L}{i_L - i_{cell}} \right) \quad (10)$$

따라서 각각의 과전압을 고려한 단위전지의 전압은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$V_{cell} = V^{ref} - \frac{RT}{\alpha nF} \ln \left(\frac{i_{cell} + i_{loss}}{i_o} \right) - i_{cell} \frac{t_m}{k_m} - \frac{RT}{nF} \ln \left(\frac{i_L}{i_L - i_{cell}} \right) \quad (11)$$

연료전지 셀의 전압 효율과 스택 효율은 앞에서 식 (13)의 전압과 연료 이용률 μ_f 를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_{cell} \equiv \frac{V_{cell}}{V_{\Delta h}^{ref}} \quad (12)$$

$$\eta_{FC_st} = \eta_{cell} \mu_f \quad (13)$$

여기서 $V_{\Delta h}^{ref}$ 는 표준상태에서 연료저지의 발열량을 이용해서 구한 전압입니다. 스택에서 전기로 변환되지 못한 손실은 열에너지로 방출되므로 방출열은 다음과 같이 전지의 운전전압과 $V_{\Delta h}^{ref}$ 의 차이로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{FC_st} &= N i_{cell} (V_{\Delta h}^{ref} - V_{cell}) \\ &= P_{FC_st} \left(\frac{V_{\Delta h}^{ref}}{V_{cell}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 \dot{Q}_{FC_st} 는 스택에서 발생하는 열이다. AHP에 입

력되는 열량(\dot{Q}_G)은 스택 발생열량에서 스택방열 손실과 입출력 반응가스들의 엔탈피치를 제외하여 구할 수 있다. 일반적으로 연료전지 스택은 단열을 하게 되며 가스의 현열도 상대적으로 크지 않으므로 여기서는 무시하기로 한다.

$$\dot{Q}_G \cong \dot{Q}_{FC,st} \quad (15)$$

3.2 흡수식 히트펌프 성능

AHP의 등가 동력을 구하기 위하여 증기 사이클 엔진과 엔진의 동력으로 구동되는 압축식 히트 펌프로 구성된 등가 사이클을 해석하였다. AHP의 COP는 Fig. 2와 같이 발생기와 흡수기로 구성된 열기관과 열기관으로 작동되는 응축기와 증발기로 구성된 압축식 히트펌프의 COP의 곱으로 표시될 수 있다.

$$COP_{AH} = \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = \frac{P}{Q_{IN}} \frac{Q_{out}}{P} = \eta_{HE} COP_{HP} \quad (16)$$

압축기 역할을 하는 발생기와 흡수기 시스템에 Fig. 2와 같이 동력(P)을 발생하는 가상의 터빈이 설치되었다고 가정하고 여기서 발생한 동력으로 압축기를 구동하는 등가 사이클로 구성하여 시스템의 등가 동력과 COP를 구할 수 있다.

AHP의 재생기에 공급되는 열원의 온도는 스택의 냉각

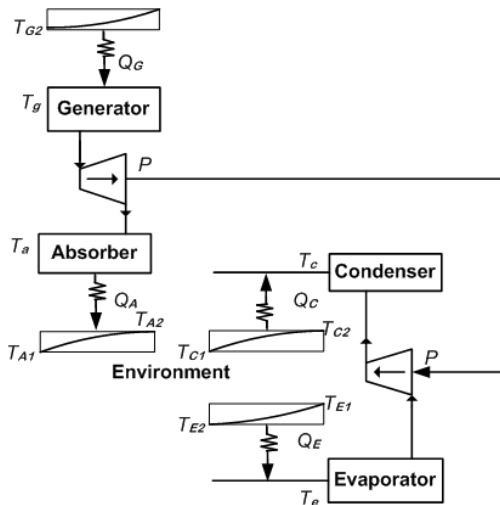


Fig. 2. Equivalent Combined cycle of an AHP

유체 온도가 되며, 흡수기와 응축기에 공급되는 냉각 유체의 온도는 대기온도로 주어진 값이다. 증발기의 입구 온도는 냉방이 되는 실내온도이다. 본 연구에서는 각 열교환기에 출구 온도를 계산하기 위하여 설계조건으로 열원과 작동유체 사이의 최소 온도 차이값인 핀치점 온도차 T_{pG} , T_{pA} , T_{pC} , T_{pE} 를 설정하였다.

3.2.1 발생기-흡수기 부위

이상적인 포화 랭킨사이클 시스템인의 등가 카르노 사이클을 이용하여 출력을 계산하였다. 등가 사이클은 엔트로피 평균 온도를 사용하여 구성할 수 있다^[13,20].

출력은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$P = \dot{Q}_G - \dot{Q}_A \quad (17)$$

비가역성을 고려한 등가 사이클의 엔트로피 관계식은 다음 식으로 주어진다.

$$\dot{Q}_G / T_g = I_r \dot{Q}_A / T_a \quad (18)$$

I_r 은 사이클의 비가역성을 나타내는 계수로 1보다 작은 값이다. 가역 카르노 사이클의 경우 $I_r=1$ 이 된다.

발생기와 흡수기의 열량은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_G = C_G (T_{Ge} - T_g) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_A = C_A (T_a - T_{Ae}) \quad (20)$$

여기서 C_G 와 C_A 은 고온 열원과 저온 열원의 열용량 ($C_G = \dot{m}_G C_{pG}$, $C_A = \dot{m}_A C_{pA}$)이며, T_{Ge} 와 T_{Ae} 는 고온열원과 방열원의 입구 온도를 대표하는 값으로, 스택 운전온도와 대기온도와 핀치점 온도차만의 함수로 주어진다.

$$T_{Ge} = T_{G1} - T_{pG} \quad (21)$$

$$T_{Ae} = T_{A1} + T_{pA} \quad (22)$$

주어진 \dot{Q}_G 에서 발생기 작동유체의 온도는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{go} = T_{Ge} - \dot{Q}_G / C_G \quad (23)$$

식 (18), (19), (20)과 식 (23)에 의해 흡수기 작동유체의 온도는 다음과 같다.

$$T_{ao} = \frac{I_{r1}(C_G T_{Ge} - \dot{Q}_G) T_{Ae}}{I_{r1} C_G C_A T_{Ge} - (I_{r1} C_A + C_G) \dot{Q}_G} \quad (24)$$

식 (23)과 (24)를 (19)와 (20)에 대입하여 출력을 구하면 다음과 같다.

$$P_o = \left(1 - \frac{C_G C_A T_{Ae}}{I_{r1} C_G C_A T_{Ge} - (I_{r1} C_A + C_G) \dot{Q}_G}\right) \dot{Q}_G \quad (25)$$

효율은 출력과 입열량의 관계에 의해 다음과 같이 주어진다.

$$\eta_{HE} = 1 - \frac{C_G C_A T_{Ae}}{I_{r1} C_G C_A T_{Ge} - (I_{r1} C_A + C_G) \dot{Q}_G} \quad (26)$$

주어진 입열양에서의 출력과 효율식은 입열원의 온도만 주어졌을 경우의 최대 출력과 효율식^[25]과는 차이가 있으며 스택에서 부하에 비례하는 열을 배출하기 위해서는 온도만 주어진 조건보다는 열량도 주어지는 것이 시스템 측면에서 현실적이다.

식 (25)에서 출력은 주어진 온도와 입열량에서 입열원과 방출열원의 열용량 함수로 주어지는 것을 알 수 있다. 전체 열용량을 일정하다고 가정하여($C_T = C_G + C_A$) 발생기와 흡수기의 최적 열용량 비($x = C_A / C_T$)를 구하면 다음과 같다.

$$P_o = \left(1 - \frac{x(1-x) C_T T_{Ae}}{I_{r1} x(1-x) C_T T_{Ge} - (I_{r1} x + 1 - x) \dot{Q}_G}\right) \dot{Q}_G \quad (27)$$

최적화를 위해 출력을 x 로 미분하면 다음과 같이 최적값을 구할 수 있다.

$$x_{opt} = \frac{1}{1 + \sqrt{I_{r1}}} \quad (28)$$

식 (28)을 (27)에 대입하면 최적 출력이 구해진다.

$$P_{opt} = \eta_{HE, opt} \dot{Q}_G = \left(\frac{(I_{r1} T_{Ge} - T_{Ae}) - (1 + \sqrt{I_{r1}}) \sqrt{I_{r1}} (\dot{Q}_G / C_G)}{I_{r1} T_{Ge} - (1 + \sqrt{I_{r1}}) \sqrt{I_{r1}} (\dot{Q}_G / C_G)}\right) \dot{Q}_G \quad (29)$$

가역 사이클의 경우 ($I_{r1}=1$), 식 (28)과 (29)는 다음과 같이 주어진다.

$$x_{optrev} = 0.5 \quad (30)$$

$$P_{optrev} = \left(\frac{(T_{Ge} - T_{Ae}) - 2(\dot{Q}_G / C_G)}{T_{Ge} - 2(\dot{Q}_G / C_G)}\right) \dot{Q}_G \quad (31)$$

$$\eta_{HE, rev} = 1 - \frac{T_{Ae}}{T_{Ge} - \dot{Q}_G / C_G} \quad (32)$$

3.2.2 응축기-증발기 부위

발생기-흡수기 부위와 동일한 방법으로 응축기-증발기 모델을 구할 수 있다.

입력은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$P = \dot{Q}_C - \dot{Q}_E \quad (33)$$

엔트로피 관계식은 다음 식으로 주어진다.

$$\dot{Q}_E / T_e = I_{r2} \dot{Q}_C / T_c \quad (34)$$

마찬가지로 I_{r2} 은 사이클의 비가역성을 나타내는 계수로 1보다 작은 값이다.

응축기와 증발기의 열량은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_C = C_C (T_c - T_{Ce}) \quad (35)$$

$$\dot{Q}_E = C_E (T_{Ee} - T_e) \quad (36)$$

여기서 C_C , C_E 은 응축기와 증발기 열원의 열용량($C_C = \dot{m}_C C_{pC}$, $C_E = \dot{m}_E C_{pE}$)이며, T_{Ce} 와 T_{Ee} 는 응축기와 증발기 열원의 입구 온도를 대표하는 값으로 대기온도와 실내 온도, 그리고 핀치점 온도로 주어진다.

$$T_{Ce} = T_{C1} + T_{pC} \quad (37)$$

$$T_{Ee} = T_{E1} - T_{pE} \quad (38)$$

식 (38), (39)를 식 (36)과 (37)에 대입하면 다음과 같다.

$$P_{opt} = C_C(T_c - T_{Ce}) - C_E(T_{Ee} - T_e) \quad (39)$$

$$\frac{C_E(T_{Ee} - T_e)}{T_e} = I_{r2} \frac{C_C(T_c - T_{Ce})}{T_c} \quad (40)$$

식 (39), (40)을 이용하여 주어진 외부 온도 조건과 동력에서 응축기, 증발기의 작동유체 온도와 COP를 구하면 다음과 같다.

$$T_{eo} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (41)$$

여기서 a, b, c 는 다음과 같이 주어진 조건의 값이다.

$$\begin{aligned} a &= C_E(C_E + I_{r2}C_C) \\ b &= -[C_E(C_E + I_{r2}C_C)(P_{opt} + C_E T_{Ee}) + C_E(C_E T_{Ee} + C_C T_{Ce})] \\ c &= C_E T_{Ee} (P_{opt} + C_E T_{Ee} + C_C T_{Ce}) \end{aligned}$$

식 (39)와 (41)에 의해 응축기 작동유체의 온도는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{co} = T_{Ce} + \frac{P_{opt} + C_E(T_{Ee} - T_{eo})}{C_C} \quad (42)$$

그리고 식 (34)에 의해 냉방과 난방을 위한 COP는 다음과 같이 주어진다.

$$COP_{HRc} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_E} = \frac{I_{r2} T_{eo}}{T_{co} - I_{r2} T_{eo}} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} COP_{HRh} &= \frac{\dot{Q}_A + \dot{Q}_C}{P} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_G - \dot{Q}_A} + \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_E} \\ &= \frac{T_{ao}}{I_{r1} T_{go} - T_{ao}} + \frac{T_{co}}{T_{co} - I_{r2} T_{eo}} \end{aligned} \quad (44)$$

증발기와 응축기의 최적 열용량비는 수학적 식으로 구해지지는 않으며 AHP 열교환기의 대칭성을 고려하여 재생기와 흡수기에서 최적값으로 설정된 값을 사용하였다.

3.2 복합 시스템의 종합 효율

HT-PEFC와 AHP로 구성된 복합시스템의 종합 전기 변환 효율은 연료전지에 입력되는 연료의 열량에 대한 연료전지와 흡수식 히트펌프의 등가 동력을 합한 값의 비로 나타낼 수 있다.

$$\eta_C = \frac{(P_{FC} - P_{FC_{acc}}) + P_{opt}}{\Delta h_{fuel}} \quad (45)$$

여기서 $P_{FC_{acc}}$ 는 연료전지 부속설비에 사용되는 동력이다. 연료전지 출력은 스택 출력에 전력변환기의 효율을 곱하여 구할 수 있으며, AHP의 등가 동력은 식 (29)를 사용하여 나타낼 수 있으므로 복합 시스템 효율은 다음 식으로 표시 할 수 있다.

$$\eta_C = \frac{P_{FC_{st}} \eta_{inverter} - P_{FC_{acc}} + Q_{FC_{st}} \eta_{HE_{opt}}}{\Delta h_{fuel}} \quad (46)$$

식 (46)을 연료전지 효율의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta_C = \frac{P_{FC_{st}}}{\Delta h_{fuel}} (\eta_{inverter} - \frac{P_{FC_{acc}}}{P_{FC_{st}}} + \eta_{HE_{opt}} \frac{Q_{FC_{st}}}{P_{FC_{st}}}) \quad (47)$$

$$\eta_C = \eta_{FC_{st}} (\eta_{inverter} - \zeta_{acc} + \eta_{HE_{opt}} \frac{V_{\Delta h}^{ref} - V_{Cell}}{V_{Cell}}) \quad (48)$$

식 (48)에서 나타난 바와 같이 연료전지와 배열회수 시

스택의 종합 전기 변화 효율은 연료전지 시스템의 효율과 셀전압 그리고 흡수식히트펌프의 등가 동력변환 효율의 합수로 표시된다.

4. 해석 결과 분석

연료전지 모델식의 계산결과는 Lee^[13]에 의해 실험값과 비교되었으며, RMSE값으로는 0.007 Volt이며, 실측값을 기준으로 계산한 절대 오차의 평균값은 0.85% 정도로 비교적 정확하게 예측되었다.

AHP의 주어진 설계 조건으로 재생기, 흡수기, 증발기 그리고 응축기의 핀치 온도차가 각각 10°C, 7°C, 7°C, 7°C로 하였으며 AHP의 비가역성(I_{r1} , I_{r2})을 0.99로 설정하여 구한 값이다. 연료전지 스택의 배열온도인 재생기의 입구 온도를 제외하고는 흡수기, 응축기 그리고 증발기 입구 온도는 각각 40°C, 40°C, 그리고 22°C로 설정하였다. 나머지 조건은 Lee^[13]과 동일하다.

Fig. 3이 AHP의 COP를 나타낸 것으로 작동 온도 150°C에서 180°C 사이에서 냉방을 위한 COP는 1에서 1.2 정도이며, 난방을 위한 COP는 2에서 2.2 정도이다. 이 값은 연료전지의 HT-PEFC의 배열을 냉방에 활용할 경우 배열의 100~120% 정도를 냉방열로 변환시킬 수 있음을 의미하는 것으로 기존의 압축식 냉방기에 소요되는 전력만큼 복합발전시스템의 전력이 더 증가한 효과가 있다. 이 값이 AHP의 등가 전력이다. 난방열의 경우 AHP를 통해 연료전지 배열의 200% 이상으로 변환시킬 수 있으며 겨울철 흑한기에 보

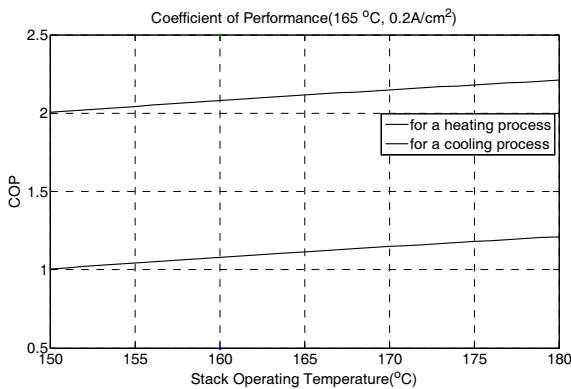


Fig. 3. COP of the Absorption Heat Pump

조보일러의 도움없이 열원을 공급할 수 있는 장점이 있다.

Fig. 4가 연료전지 작동 온도 165°C에서 부하에 따른 HT-PEFC와 AHP 그리고 복합 시스템의 효율을 나타낸 것이다. HT-PEFC와 AHP의 복합시스템의 성능을 비교하기 위해 연료전지에서 부하를 나타내는 유효한 변수인 단위 면적당 전류값을 사용하였다. Fig. 4에서 알 수 있는 바와 같이 운전 영역에서 부하 전류가 증가하면 셀에서 과도전압이 증가하여 연료전지 스택과 시스템의 효율이 감소하게 된다. 그러나 배열량은 식 (14)에 나타난 바와 같이 과도전압에 비례하여 증가하게 되며, AHP의 등가 효율은 부하에 따라 향상되는 것은 알 수 있다. 이것은 부하에 따라 감소되는 연료전지 성능을 AHP를 통해 감쇄시킬 수 있음을 나타내는 것으로 복합시스템을 통해 좀더 넓은 부하 범위에서 고효율로 에너지를 활용할 수 있음을 나타낸다.

Table 1에 알 수 있는 바와 같이 정격 부하 영역 0.2A/cm²에서는 26% 정도 성능이 향상되었지만 부하가 증가된 0.4 A/cm²에서는 33% 정도 성능이 향상되어 연료전지 단독 시

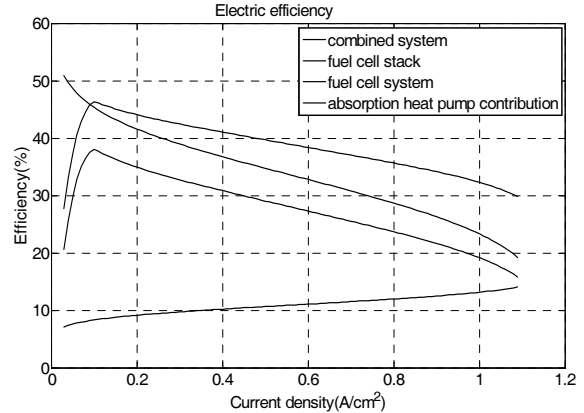


Fig. 4. Comparison of system efficiencies

Table 1. Comparison of system performances between the combined system and HT-PEFC (165°C)

부하	시스템	효율 (%)	동력밀도 (W/cm ²)	성능향상 (%)
0.2 A/cm ²	연료전지	34.9	0.105	26
	복합 시스템	44.1	0.133	
0.3 A/cm ²	연료전지	32.7	0.148	30
	복합 시스템	42.5	0.192	
0.4 A/cm ²	연료전지	30.8	0.186	33
	복합 시스템	41.1	0.247	

시스템에 비해 효율 향상과 더불어 부하 증가에 따른 효율 저하 비율이 감소되는 것을 알 수 있다. AHP를 작동시킬 경우 연료전지 단독 운전에 비해 전기변환 효율을 10%정도 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

Fig. 5가 HT-PEFC와 AHP 복합시스템의 전력 특성을 비교한 것이다. AHP의 등가 전력을 연료전지의 특성값인 동력 밀도로 환산하여 표시하였다. 연료전지의 전류밀도에서 AHP로 증가된 등가 동력밀도를 연료전지의 동력밀도에 더해서 복합 시스템의 전력밀도로 표시하였다.

Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 연료전지는 운전 영역에서 전류의 증가에 비해 과전압 증가율이 상대적으로 작아서 동력밀도는 전류밀도에 비례하여 계속 증가하게 되며 확산 과전압이 급격하게 증가하는 영역에서 감소하게 된다. Fig. 5에서 나타난 바와 같이 AHP에 의해 회수되는 등가 동력의 비율이 연료전지 부하에 비례하여 증가하게 되므로 복합 시스템의 최고 출력점도 연료전지에 비해 고부하 영역으로 이동하게 된다. 이런 효과에 의해 연료전지의 운전 영역보다 복합시스템의 운전 범위를 고부하 영역으로 확장시킬 수가 있다. 또한 Table 1에 알 수 있는 바와 같이, 연료전지 효율이 높은 저부하 영역에서 보다는 연료전지 효율이 낮은 고부하 영역에서 성능 향상 효과가 커서 AHP와 연료전지 시스템이 서로 보완시키는 효과가 있다.

본 논문은 연료전지와 흡수식 히트펌프 복합 시스템의 다양한 설계 조건과 비가역성에 따른 영향 등은 다루지 않았으며, 주어진 연료전지 운전조건에서 종합적인 열역학적 성능을 해석한 것이다.

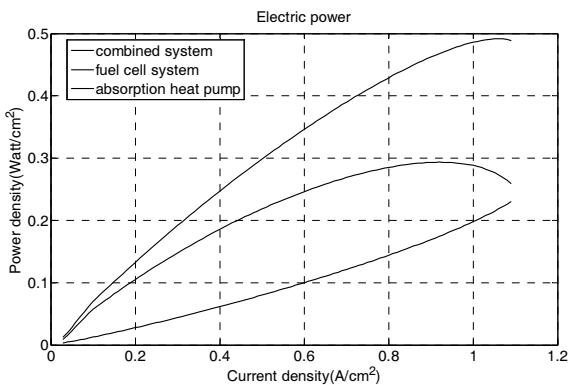


Fig. 5. Comparison of system Power outputs

5. 결론

고온 고분자전해질 연료전지와 흡수식 히트펌프 시스템의 이론식을 이용하여 삼중열병합시스템의 종합성능을 계산하였다.

건물용으로 사용되는 고분자전해질 연료전지의 배열은 주로 겨울철 난방용으로 사용되었으며 여름철에는 대부분 대기로 방출되어 연중 사용율이 높지 않았다. 겨울철 혹한기에는 열량이 충분하지 않아 보조 보일러가 추가 장착되기도 하였다. 고온 고분자전해질 연료전지에 흡수식 히트펌프를 연계시킬 경우 여름철에는 스택 배출열의 100~120%에 해당하는 냉방열을 얻을 수 있으며, 겨울철의 경우도 200~220%에 해당하는 난방열을 공급할 수 있음을 확인할 수 있었다.

본 논문에서는 복합발전시스템으로서의 성능을 확인하기 위한 등가 전력을 정의하여 출력과 효율을 계산하였다. 연료전지 작동 온도 150°C~180°C에서 복합발전시스템의 등가 전기 효율은 10% 정도 향상되었으며 출력은 저부하에서 26%정도 그리고 고부하 영역에서는 33% 이상 향상되는 것을 확인 할 수 있었다.

연료전지는 부하가 증가함에 따라 전기효율이 감소하며 이에 비례하여 배열양이 증가되는데, 흡수식 히트펌프를 통해 증가된 열을 변환시킬 경우 넓은 부하 범위에서 높은 종합 효율을 유지할 수 있다

본 논문에서 제안된 이론식과 계산 방법은 연료전지 복합 시스템의 최대 출력과 최적 설계 조건을 계산하기 위한 열역학적 해석에 유용하게 사용할 수 있을 것이다.

감사의 글

본 연구는 2017년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20163010032000).

References

- [1] H. J. Neff, 2009, "International overview of hydrogen and fuel cell research", Energy, 34, 327-333.
- [2] U. Lucia, 2014, "Overview on Fuel cells. Renewable

- and Sustainable Energy Reviews”, 30, 164-169.
- [3] S. Authayanun, K. Im-orb, A. Arpornwichanop, 2015, “A review of the development of high temperature proton exchange membrane fuel cells”, Chinese Journal of Catalysis, 36, 473-483.
- [4] Jintae Kim, M.n Kim, T. Kang, Y. Sohn, T. Song, K. Choi, 2014, “Degradation modeling and operational optimization for improving the lifetime of high-temperature PEM fuel cells”, Energy, 66, 41-49.
- [5] H. R. Ellamla, I. Staffell, P. Bujlo, B. G. Pollet, S. Pasupathi, 2015, “Current status of fuel cell based combined heat and power systems for residential sector”, Journal of Power Source, 293, 312-28.
- [6] H. Chu, F. Tsau, Y. Yan, K. Hsueh, F. Chen, 2008, “The development of a small PEMFC combined heat and power system”, Journal of Power Sources, 176, 499-514.
- [7] K. Maeda, K. Masumoto, A. Hayano, 2010, “A study on energy saving in residential PEFC cogeneration systems. Journal of Power Sources”, 195, 3779-3784.
- [8] R. Napoli, M. Gandigilo, A. Lanzini, and M. Santarelli, 2015, “Techo-ecomic analysis of PEMFC and SOFC micro-chp fuel cell systems for the residential sector”, Energy and Building, 103, 131-146.
- [9] M.H. Saidi, M.A. Ehyaei, A. Abbasi, 2005, “Optimization of a combined heat and power PEFC by exergy analysis”, Journal of Power Source, 143, 179-184.
- [10] R. Long, B. Li, Z. Liu, W. Liu, 2015, “A hybrid system using a regenerative electrochemical cycle to harvest waste heat from the proton exchange membrane fuel cell”, Energy, 93, 2079-2086.
- [11] P. Zhao, J. Wang, L. Gao, Y. Dai, 2012, “Parametric analysis of a hybrid power system using organic Rankine cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell”, International Journal of Hydrogen, 37, 3382-3391.
- [12] A. Perna, M. Minutillo, E. Jannelli, 2015, “Investigation on an advanced power system based on a high temperature polymer electrolyte membrane fuel cell and an organic Rankine cycle for heating and power production”, Energy, 88, 874-884.
- [13] 이원용, 김민진, 손영준, 김승곤, 2016, “고온 고분자연료 전지와 유기랭킨사이클 복합발전 시스템 이론적 해석”, 신재생에너지학회, 한국신재생에너지학회 12(2), 30-39.
- [14] X. Chen, Y. Wang, Y. Zhou, 2014, “Equivalent power output and parametric optimum design of a PEM fuel cell-based hybrid system”, Electric Power and Energy System, 63, 429-433.
- [15] P. Yang, H. Zhang, 2015, “Parametric analysis of an irreversible proton exchange membrane fuel cell/absorption refrigerator hybrid system”, Energy 85, 458-467.
- [16] P. Yang, H. Zhang, Z. Hu, 2016, “Parametric study of a hybrid system integrating a phosphoric acid fuel cell with an absorption refrigerator for cooling purpose”, Hydrogen Energy 41, 3579-3590
- [17] P. K. Bhardwaj, P. Kumar, S. C. Kaushik, and S. Jain, 2003, “Finite Time optimization of an endoreversible and irreversible vapor absorption refrigeration system”, Energy Conversion Management 44, 1131-1144.
- [18] Chen, Jincan, 1995, “The equivalent cycle system of an endoreversible absorption refrigerator and its general performance characteristics”, Energy 20(10), 995-1003.
- [19] Ng, K. C., H. T. Chua, and Q. Han, 1997, “On the modeling of absorption chillers with external and internal irreversibilities”, Applied thermal engineering 17.5, 413-425.
- [20] Won Yong Lee, S. Kim, 1991, “An Analytical formula for the estimation of a Rankine-cycle heat engine efficiency at maximum power”, International Journal of Energy Research, 15, 149-159.
- [21] A. R. Korsgaard, R. Refshauge, M. P. Nielsen, M. Bang, S. K. Kær, 2006, “Experimental characterization and modeling of commercial polybenzimidazole-based MEA performance”, Journal of Power Sources, 162(1), 239-245.
- [22] E. Birgersson, M. Noponen, M. Vynnycky, 2005, “Analysis of a two-phase non- isothermal model for a PEFC”, Journal of the Electrochemical Society, 152(5), A1021-1034.
- [23] P. O. Olapade, J. P. Meyers, R. L. Borup, R. Mukundan, 2011, “Parametric study of the morphological properties of HT-PEMFC components for effective membrane hydration”, Journal of The Electrochemical Society, 158(6), B639-649. recovery steam generator for solid oxide fuel cell –based trigeneration system, Chemical Engineering Trans. 52, 1051-1056.