

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.4.361

ISSN 1226-4881

입구온도 변화가 중공사형 나피온 막가습기의 성능에 미치는 영향에 대한 연구

황준영*† · 장효선* · 강경태* · 강희석*

* 한국생산기술연구원

Study on Effect of Increase in Inlet Temperature on Nafion Membrane Humidifier

Jun Young Hwang*†, Hyosun Chang*, Kyungtae Kang* and Heuseok Kang*

* Korea Institute of Industrial Technology

(Received August 4, 2010 ; Revised January 4, 2011 ; Accepted January 19, 2011)

Key Words: Membrane Humidifier(막 가습기), PEMFC System(PEMFC 시스템), Nafion Tubes(나피온 튜브), Local Water Mass Flux(국소물질량유속)

초록: 실험과 수치해석을 이용하여 차량용 PEMFC 시스템의 공기 공급부 운전환경에 따른 막 가습기의 성능 특성에 대한 연구를 수행하였다. Nafion 막을 이용한 Shell-and-Tube 형 막가습기의 입구온도변화에 따른 열 및 물 전달 특성에 알아보기 위한 실험을 수행하였으며, 이로부터 가습기 막을 통한 물전달 성능이 입구 온도에 대하여 비선형적으로 변화하는 특성을 확인하였다. Nafion 막의 물전달 계수를 경계면의 온도와 상대습도의 함수로서 모델링하여 단일 튜브형 막에 대한 수치해석을 수행하였으며, 해석 결과를 실험 결과와 비교하였다. 막을 통한 국소물질량유속 분포가 튜브 내에서 급격하고도 비선형적으로 변화하는 해석 결과를 얻을 수 있었으며, 이로부터 입구 온도가 가습기 성능에 미치는 영향을 논의하였다.

Abstract: The effect of an increase in the temperature of inlet air on the performance of a membrane humidifier for a PEMFC (Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell) vehicle was investigated both experimentally and numerically. A shell-and-tube type gas-to-gas humidifier with Nafion membrane was tested. The experimental result showed that water transfer varies nonlinearly with the temperature elevation. Numerical analysis based on detailed modeling was also conducted in simplified geometry of a single tube to explain this nonlinear behavior. The simulation revealed that the local water flux varies nonlinearly and dramatically along the tube. The analysis was based on the inverse relationship between the increase in temperature and decrease in relative humidity, both of which seriously affect the water conductivity of the membrane.

- 기호설명 -

A : 교환면적 (m^2)
 C : 농도, 물농도 (kg/m^3)
 c_p : 정압비열 ($J/kg\cdot K$)
 D : 확산계수 (m^2/s)
 k : 열전도율 ($W/m\cdot K$)
 L : 튜브 길이 (m)
 M : 분자량 (kg/mol)

\dot{m} : 건공기 질량유량 (kg/s)
 m'' : 물질량유속 ($kg/s/m^2$)
 N : 확산질량유속 벡터 ($kg/s/m^2$)
 n : 튜브 개수
 q'' : 열유속 (W/m^2)
 R : 셸 반경 (m)
 r : 반경, 반경방향 거리 (m)
 T : 온도 ($^{\circ}C, K$)
 T_{adp} : 근접노점온도 ($^{\circ}C$)
 T_{app} : 근접온도 ($^{\circ}C$)
 u : 속도 벡터 (m/s)

† Corresponding Author, jyhwang@kitech.re.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

- z : 축방향 거리 (m)
- α : 상대습도
- χ : 절대습도
- δ : 막두께 (m)
- κ : 팽창점도 (kg/m/K)
- λ : 막 함수도
- μ : 점도 (kg/m/K)
- ρ : 밀도 (kg/m³)

하첨자

- 1 : 건공기측 막 표면
- 2 : 습공기측 막 표면
- air : 공기
- avg : 막평균
- i : 건공기 입구(평균)
- H2O : 물
- mem : 막
- o : 건공기 출구(평균)

1. 서론

고분자연료전지(Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell, PEMFC) 시스템에서의 열교환 및 가습을 통한 열 및 물 제어기술은 연료전지 스택 내의 전기화학반응을 비롯하여, 시스템 전반적인 열역학적 효율에 커다란 영향을 미치는 중요한 요소기술이다. 다양한 주변 환경과 급변하는 사용 환경에서의 손쉬운 운전을 위하여 온도와 습도의 사용범위가 큰 PEMFC 소재개발을 위하여 많은 연구가 이루어져 왔음에도 불구하고, 가습기를 이용한 공급가스의 온도 및 습도 제어기술은 현재까지도 PEMFC 시스템에 있어서 필수적인 요소로 자리매김하고 있다.^(1,2)

Gas-to-Gas 막가습기는 대부분의 PEMFC 시스템에 가장 널리 채택되고 있다. 이는 우수한 열 및 물전달 성능을 나타내고 있으며, 추가의 구성품이 요구되거나, 전력 손실이 발생하지 않는 Gas-to-Gas 막가습기의 장점 때문이다.⁽²⁻⁴⁾ 막가습기에 있어서, 열 및 물 전달은 막 내부에서의 전도 또는 확산 현상과 막 표면의 대류 현상에 의하여 결정된다. 특히, 전해질로서뿐만 아니라 가습기용 막으로도 널리 사용되는 나피온 막의 경

우, 막을 통한 물 전달계수는 막의 온도 및 수분 함유량에 크게 좌우되는 특성이 있다^(5,6). 기체의 상대 습도와 막의 수분 함유량 자체역시 온도에 따라 민감하게 변화한다는 점을 고려할 때, 결국, 가습기 입구 온도의 변화는 전달 현상 전반에 매우 커다란 영향을 미칠 것이다.

Fig. 1은 막가습기를 사용하는 일반적인 PEMFC 시스템의 구성도이다. 그림에서 볼 수 있듯이, 송풍기를 가습기 전단에 배치하여 스택에 공기를 강제적으로 공급하게 되며, 이때, 차량용 등 고출력 PEMFC 시스템의 송풍기로는 주로 터보블로워가 사용된다. 터보블로워의 경우, 높은 크기 대비 성능이 요구되며 부하 변동에 따라 토출 온도가 크게 변화하는 특성이 있다. 따라서 외기의 온도와 부하의 변동이 큰 차량용 연료전지 시스템의 경우, 운전 조건에 따라 가습기 입구의 공기 온도가 크게 변화하는 특징이 있다. 이러한 배경에서, 가습기 입구의 공기 온도 변화가 가습기의 성능에 미치는 영향에 대한 연구에 대한 필요성이 대두되었다.

유상석 등⁽³⁾과 Park 등⁽⁴⁾은 단순모델을 이용하여 가습기 운전 조건과 설계 조건에 따른 가습기 성능최적 설계 조건에 대한 연구를 수행하였으며, 입구 온도변화가 가습기 성능에 영향을 미친다는 결과를 보고한 바 있다. 상기의 연구들은 가습기를 집중계(lumped system)로 근사한 단순모델을 적용하여 가습기 출구에서의 성능을 성공적으로 예측함으로써 주목을 받았다. 그러나 이러한 집중계 모델로는 막 위치에 따른 국소 전달률을 확인할 수 없다는 한계가 있으며, 가습기 내부에서 이루어지는 복잡한 전달현상을 보다 자세

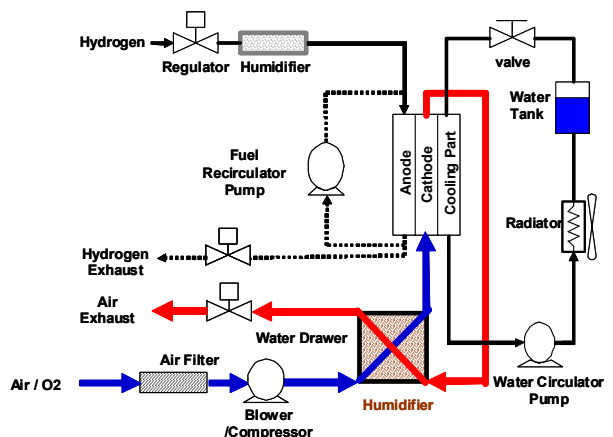


Fig. 1 Schematic of a PEMFC system

히 이해하기 위해서는 막의 국소 전달률 분포가 도움이 될 것이다.

본 연구에서는 입구 온도에 따른 가습기 성능 특성 변화에 대한 실험을 수행하였으며, 단순화된 기하학적 조건에 대하여 상세모델링을 적용한 수치 해석 결과와 비교하였다. 수치해석을 위하여 단일 튜브의 나피온 증공사막에 대하여 국소물전달계수(local water transfer coefficient)를 모델링하였으며, 이로부터 튜브 내외측의 유동장, 온도장 및 농도장을 구하였다. 이러한 해석 기법을 이용하여 막을 통한 국소열유속(local heat flux)과 국소물질량유속(local water mass flux)의 분포를 관찰하였으며, 입구 온도가 국소열유속과 국소물질량유속의 분포 변화에 미치는 영향에 대하여 논의하였다.

2. 실험 및 수치해석

2.1 실험 장치 및 방법

본 연구에서는 다수의 나피온 증공사막으로 이루어진 shell-and-tube 형 가습기(Permapure, FC-150-480-7PP)에 대한 연구를 수행하였다. 튜브(tube) 형태의 투수성 증공사막 내부로는 건조한 신기가 공급되고, 원통(shell)으로 둘러싸인 증공사막 외부에는 연료전지 출구로부터 배출되는 습한 공기가 공급된다. 이때 막의 내부와 외부 유동은 방향이 서로 반대인 대향류를 형성하며, 이 과정에서 막 외부의 열과 물이 투수성 막을 통하여 막 내부로 전달되는 것이 일반적인 현상이다. 이처럼 열과 물을 전달 받은 막 내부의 공기는 연료전지의 산화제로서 연료전지 스택으로 공급되고, 열과 물이 회수된 막 외부의 공기는 시스템 외부로 배출된다. 사용된 가습기의 구체적인 사양은 Table 1에 나타내었다.

가습기의 성능을 분석하기 위한 평가장치는 각 입구 유동의 온도, 습도, 유량을 독립적으로 제어하고, 각 입구 및 출구에서의 습도, 온도, 압력을 측정할 수 있도록 설계되었으며, (주)오션테크에서 제작을 담당하였다. 유로 입출구 및 주요 제어부에서 센서를 통하여 측정된 데이터는 RS232 통신을 통하여 초당 1회 실시간으로 PC에 저장된다. 온도 센서는 T-type 열전대를 사용하였으며, 습도센서는 Vaisala 사의 HMP233 상대습도계를 사용하였고, 압력센서는 Keller 사의 DR-23R 센서를 사용하였으며, 질량유량제어기는 Bronkhorst 사의 제품을 사용하였다.⁽⁹⁾

Table 1 Specification of the shell and tube humidifier (PermaPure, FC150-480-7PP⁽⁷⁾)

Parameters	Value
Inner radius of the humidifier shell, R	17.96 mm
Number of the membrane tubes, n	480
Inner radius of the membrane tube, r_{mem}	0.458 mm
Thickness of the membrane tube, δ_{mem}	0.05 mm
Length of the shell and tube, L	177.8 mm
Membrane density, ⁽²⁾ ρ_{mem}	1000 kg/m ³
Membrane molecular weight, ⁽²⁾ M_{mem}	1.0 kg/mol
Membrane thermal conductivity, ⁽⁸⁾ k_{mem}	0.2 W/m/K

Table 2 Experimental condition

Parameter	Value
Dry side flow rate	80.0 slpm
Wet side flow rate	74.0 slpm
Wet side inlet temperature	65 °C
Wet side inlet dew point temperature	67 °C
Dry side inlet temperature	variable
Dry side inlet dew point temperature	0 °C

각 실험은 스택운전 온도가 70 °C 라고 설정하되 배관에서의 열손실 등을 고려하여 가습기로 공급되는 습배기가스의 온도와 노점온도를 각각 65 °C와 67 °C로 고정하였으며, 가습기로 유입되는 외기는 노점온도는 0 °C인 건조한 상태로 설정하였다. 다만, 건공기 유입 온도는 외기 온도와 공기 공급기의 운전 조건에 따라서 변화할 수 있다고 가정하였으며, 이에 따라 유입 온도를 30~50 °C로 변화시키며 가습기 성능 시험을 수행하였다. Table 2에 가습기 성능 실험 조건을 요약하였다.

2.2 모델링 및 시뮬레이션

가습기 입구의 온도 조건이 막 내부의 국소 전달률의 변화에 미치는 영향을 알아 보기 위하여 단일 튜브의 내부와 외부에 대한 단상(single phase) 열유동 수치해석을 수행하였다. 본 해석에서는 시스템을 2차원 축대칭 원통형 좌표계로 단순화 하였으며, 막 내에서 축방향 전달을 무시하였다. 단순화된 기하학적 조건을 적용함으로써, 비록 실제 가습기에서 발생하는 각 튜브 간의 불균일성과 튜브 외부 유동의 비축대칭성 및 셸을

통한 열 및 운동량 손실은 반영하지 못하였으나, 입구 조건과 축방향 튜브 위치에 따른 국소 전달률의 변화를 이해하는데 주력하였다.

해석 툴은 COMSOL Multiphysics 3.2⁽¹⁰⁾을 사용하였으며, 막의 내 외부 영역에서 질량, 운동량, 에너지 및 화학종 보존에 대한 지배방정식과 상호관계식은 각각 다음과 같다.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[-\mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \right] + \nabla \cdot \left[\left(p + \left(\frac{2}{3} \mu - \kappa \right) (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \mathbf{I} \right] = 0 \quad (2)$$

$$\rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot (-k \nabla T + \sum_j h_j \mathbf{N}_j) = 0 \quad (3)$$

$$\mathbf{u} \cdot \nabla C_j + \nabla \cdot (-D_j \nabla C_j) = 0 \quad (4)$$

$$\rho = \sum_j C_j \quad (5)$$

$$\mathbf{N}_j = -D_j \nabla C_j + C_j \mathbf{u} \quad (6)$$

막을 통한 전달현상을 모델링하기 위하여 다음과 같은 경계조건을 적용하였다.

$$q_{mem} = -k_{mem} \frac{T_2 - T_1}{\delta_{mem}} \quad (7)$$

$$\omega_{mem} = -D_{mem} \frac{C_{mem,2} - C_{mem,1}}{\delta_{mem}} \quad (8)$$

식 (8)의 질량유속 경계조건식에서, 막의 물 농도, C_{mem} 는 나피온 막의 물성과 막의 함수도(water content), l 로부터 식 (9)와 같이 구할 수 있으며, 이때, 막 표면에서의 함수도는 경계면에서의 상대습도, a 로부터 식 (10)과 같이 구할 수 있다.⁽⁵⁾

$$C_{mem} = \rho_{mem} \frac{M_{H_2O}}{M_{mem}} \lambda \quad (9)$$

$$\lambda = 0.043 + 17.81\alpha - 39.85\alpha^2 + 36.0\alpha^3 \quad (10)$$

식 (7)에서, 막의 열전도도, k_{mem} 는 Table 1에 나타난 바와 같이 상수로 가정하였다.⁽⁸⁾ 반면에, 식 (8)에 나타난 막의 물 확산계수(membrane water diffusion coefficient), D_{mem} 은 막의 함수도와 온도에 따라 크게 변화하는 것으로 알려져 있으며, 따라서 아래와 같이 제안된 경험식을 적용하였다.^(5,6)

$$D_{mem} = D'_{mem} \exp \left[2416 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T_{mem}} \right) \right] \quad (11)$$

$$D'_{mem} = \begin{cases} 10^{-6} & \lambda < 2 \\ 10^{-6} [1 + 2(\lambda - 2)] & 2 \leq \lambda < 3 \\ 10^{-6} [3 - 1.67(\lambda - 3)] & 3 \leq \lambda < 4 \\ 1.25 \times 10^{-6} & 4 \leq \lambda \end{cases} \quad (12)$$

Fig. 2는 건공기 입구 온도가 50 °C 인 경우, Nafion 막 안팎의 동축 대향류 유동장에서 온도, 수증기 농도 및 상대 습도의 분포를 수치해석으로 구하여 나타낸 결과이다. 점선으로 표시된 멤브레인을 기준으로 안쪽(그림의 좌측)으로 아래에서 위로 건공기가 공급되고, 바깥쪽으로 반대방향으로 습공기가 공급된다. 막을 통한 습공기로부터 건공기로의 열 및 물 전달에 의하여 온도장과 수증기 농도장이 Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)와 같이 형성되며, 이로 인하여 상대 습도가 Fig. 2(c)와 같은 분포를 갖는다. 외측의 습공기 유동의 유로 단면적은 전체 셀 유동 단면적을 튜브 개수로 나눈 값에 해당하도록 설정하였으며, 나머지 구체적인 기하학적 조건 및 경계 조건은 Table 1과 Table 2에 나타난 바와 같다.

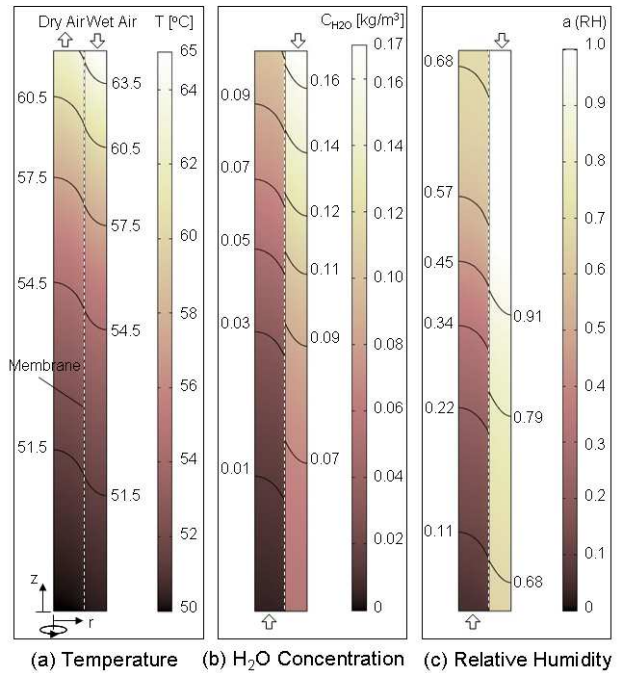


Fig. 2 Calculated concentric distributions of (a) temperature, T , (b) vapor concentration, C_{H_2O} , and (c) relative humidity, α when inlet temperature of dry air is 50 °C

3. 결과 및 토의

3.1 입구 온도 변화에 따른 가습기 성능 실험

Fig. 3는 입구 온도 변화에 따른 가습기의 성능 실험 결과로서, 가습기 출구의 근접온도(approaching temperature), T_{app} 및 근접노점온도(approaching dewpoint temperature), T_{adp} 의 변화를 나타내고 있다. 근접온도와 근접노점온도는 각각 가습기로 공급되는 고온다습한 공기의 온도 및 노점온도와 이로부터 열과 수분을 회수한 신기(건공기)의 온도 및 노점온도의 차이로 정의되며, 값이 작을수록 교환성능이 우수함을 의미한다.

Fig. 3의 실험 결과로부터 확인할 수 있는 가장 두드러진 특징은 유입되는 건공기의 온도가 변하더라도 가습기 출구 성능 변화는 크지 않다는 점이다. 특히, 근접온도의 경우, 성능에 직접적인 영향을 줄 수 있는 입구 온도가 30 °C에서 50 °C까지 변화였지만 출구 온도의 차이는 1.5 °C에 미치지 못하고 있다. 또한, 근접노점온도의 경우에는 입구온도의 변화에 대하여 비선형적인 거동을 보인다는 점도 확인할 수 있다. 비록 그 변화 폭이 1 °C 정도로 크지 않지만, 입구온도가 30 °C에서 37 °C로 증가함에 따라 감소하던 근접노점온도가, 입구온도가 더욱 증가하면 다시 증가하는 추세로 바뀌어 입구온도가 50 °C에 이르면 입구온도 30 °C의 수준 이상으로 복귀된다.

온도에 따른 가습기 성능 특성 변화를 좀더 자세히 알아보기 위하여, 측정된 입구, 출구의 온도, 습도 데이터로부터 아래의 에너지 및 물 보존식을 이용하여 평균열유속(average heat flux), q''_{avg} 과 물의 평균질량유속(average mass flux), m''_{avg} 을 구하여 Fig. 4에 나타내었다.

$$q''_{avg} = \frac{\dot{m}}{A} \left[(c_{p,air} + c_{p,H2O} \chi_o) T_o - (c_{p,air} + c_{p,H2O} \chi_i) T_i - c_{p,H2O} (\chi_o - \chi_i) T_{avg} \right] \quad (13)$$

$$m''_{avg} = \frac{\dot{m}}{A} (\chi_o - \chi_i) \quad (14)$$

식 (13)에서, 막을 통한 물 이동에 의한 에너지 전달을 고려하기 위한 T_{avg} 는 간단히 모든 입·출구의 평균온도로 가정하였다.

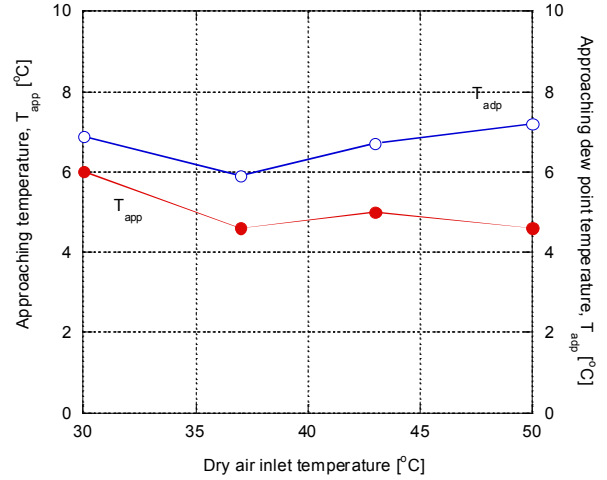


Fig. 3 Variation of approaching temperature and approaching dew-point temperature with respect to inlet temperature of dry air

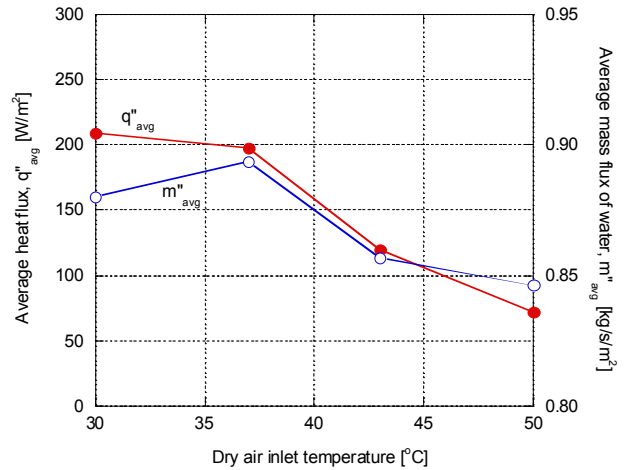


Fig. 4 Variation of average heat flux and average mass flux of water with respect to inlet temperature of dry air

Fig. 4에 나타낸 평균열유속의 경우, 비록 기울기의 변화는 있으나, 온도의 증가에 대하여 단조적으로 감소하는 것을 알 수 있다. 본 실험조건과 같이 습공기 입구온도가 일정한 상태에서 건공기 입구온도가 증가하면 막 내·외부 입구 유동간의 입구온도차가 감소하여 열전달량이 감소하는 것은 쉽게 설명할 수 있다.

반면에, Fig. 4에 도시한 평균물질량유속의 경우, 앞서 Fig. 3에서 살펴본 바와 같이, 건공기 입구온도의 증가에 대하여 비선형적으로 변화하는 모습을 확인할 수 있다. 건공기 입구온도 변화는 튜브 내 유동의 상대습도 분포를 변화시킴으로써 식 (9)와 (10)에서 보인 바와 같이 막의 함수도

분포 변화를 초래할 수 있으며, 결국 식 (8)에서 물전달률에 직접적인 영향을 미칠 수 있다. 뿐만 아니라, 식 (8)에서 막의 물 확산 계수 D_{mem} 는 식 (11)과 식 (12)에서 보듯이 그 자체로 막의 함수도와 온도에 비선형적으로 변화한다. 이러한 배경에서, Nafion 막 가습기에 대한 물전달 성능의 온도에 따른 비선형성은 선행연구를 통해서도 이미 예상된 바 있다.^(3,4) 그러나, 기존 연구는 주로 통합적이고 거시적인 분석을 통한 출구 성능 예측에 머무르고 있으며, 따라서, 선행 연구 결과만으로는 튜브 막을 통해 이루어지는 전달 현상에 대하여 충분히 이해하고 설명하기에 다소 부족한 부분이 있다.

3.2 국소 열전달 및 물전달 수치 해석

가습기 내부에서의 열·물 전달현상을 보다 자세히 알아보기 위하여 단순화된 기하학 조건 및 경계조건에 대한 열·유동해석을 수행하였으며, 이로부터 막 튜브에서의 전달현상을 알아보았다. 먼저, 막을 통한 국소열전달유속과 막 표면에서의 건공기 온도 분포를 구하여 Fig. 5에 건공기 입구로부터의 상대적인 거리의 함수로 나타내었다. 그림에서, 정규화된 거리 z/L 가 0 과 1 이면 각각 건공기 입구와 출구를 의미한다.

Fig. 5(a)의 국소열전달유속은 건공기 입구 측에서 출구 측으로 진행할수록 단조롭게 증가하는 특성을 보인다. 이는 건공기 출구에 가까울수록 튜브 및 셸 유동 온도가 증가함으로 인하여 막

양 면에서의 평균유속이 증가하고, 결국 국소 열전달계수가 증가하기 때문이다. 이로 인하여, Fig. 5(b)에서 보듯이, 출구에 근접할수록 온도의 증가율이 증가하는 모습을 확인할 수 있다.

입구 온도의 변화가 미치는 영향을 살펴 보면, 건공기 입구 온도, T_i 가 증가함에 따라서 열전달 유속이 감소하는 모습을 Fig. 5(a)로부터 확인할 수 있다. 결과적으로, Fig. 5(b)에 입구 온도에 의하여 출구 온도가 다소 증가하는 해석 결과가 나타났으나, 입구 온도가 20 °C에서 60 °C로 증가하였을 때 출구 온도의 증가량은 3 °C 이하로서 입구 온도 차이에 비하여 매우 작다. 이러한 결과는 Fig. 3과 Fig. 4의 실험 결과와도 일치한다.

Fig. 6에는 건공기 입구로부터의 거리에 대하여 입구 온도 증가에 따른 막 국소물질량유속과 막 표면에서 건공기의 수증기 농도 변화를 나타내었다. Fig. 6(a)의 국소질량전달유속 분포의 경우, 입구로부터의 거리에 대하여 급격하고 비선형적인 변화를 보이고 있으며, 건공기 입구 온도가 변화함에 따라 분포의 형태가 크게 변화하고 있음을 볼 수 있다. 이는 Fig. 5(a)에서 보이는 국소열전달유속의 단조로운 변화 특성과는 사뭇 다르다.

건공기 입구 온도, T_i 가 20 °C인 경우, 국소물질량유속, m''_{mem} 은 입구($z/L=0$)에서 약 0.7 kg/s/m² 이며, 이후 z 가 증가할수록 점차 감소하여 $z/L \approx 0.3$ 에 이를 때 최소값인 약 0.22 kg/s/m² 이 된다. 이후, z 가 더 증가하면 m''_{mem} 은 다시

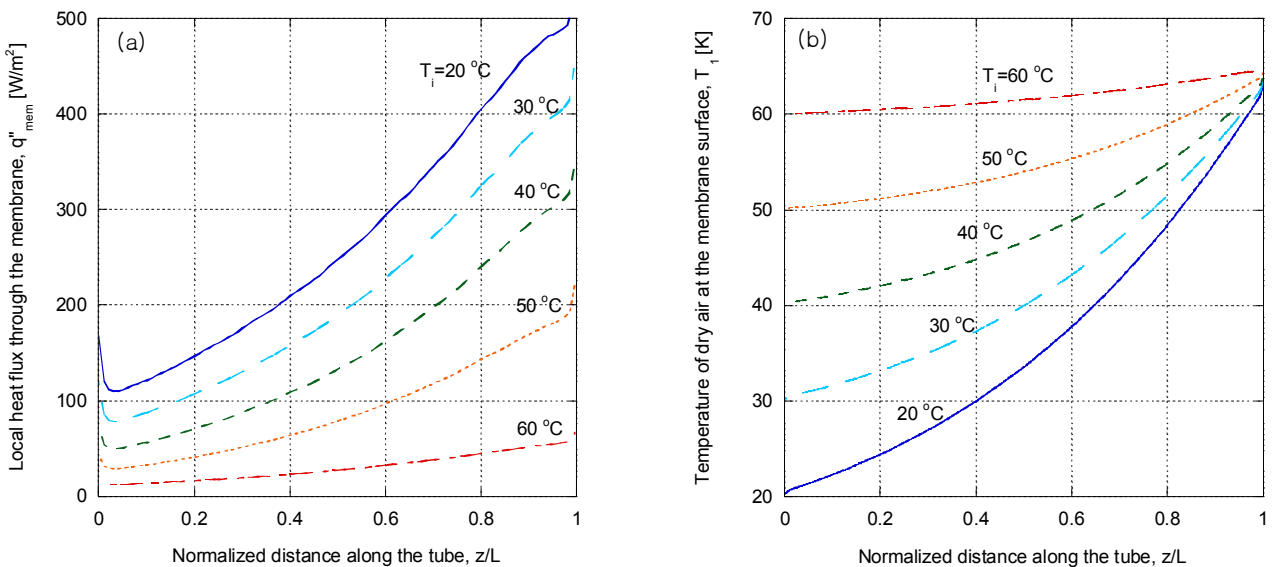


Fig. 5 Calculated distribution of (a) local heat flux through the membrane and (b) dry air temperature at the membrane surface as a function of normalized distance along the membrane tube

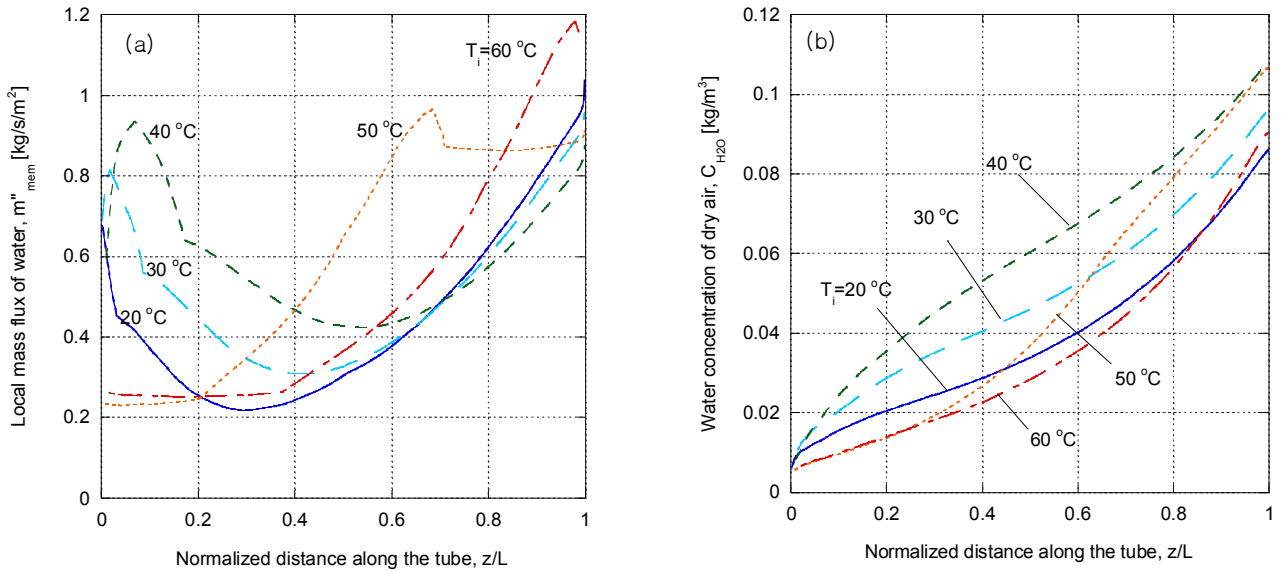


Fig. 6 Calculated distribution of (a) local mass flux of water through the membrane and (b) water concentration of dry air at the membrane surface as a function of normalized distance along the membrane tube

증가하여 출구($z/L=1$)에서는 약 1.0 kg/s/m^2 에 이르는 비선형적인 분포를 보인다.

건공기 입구 온도가 $30 \text{ }^\circ\text{C}$, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 증가하면, 출구 부분의 값은 큰 변화가 없거나 다소 감소하는데 반하여, 입구 부분의 국소물질량유속이 상대적으로 뚜렷하게 증가하는 모습을 확인할 수 있다. 결국, 건공기 입구 온도가 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 이하에서는 온도의 증가와 함께 막을 통한 물전달이 전반적으로 증가하는 것을 알 수 있다.

그러나, 건공기 입구 온도가 더욱 증가하여 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 이상이 되면, 전반적인 분포의 특성이 크게 변한다. 건공기 입구 온도가 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 이하로서 상대적으로 낮은 경우, 국소물질량유속이 입구와 출구 부근에서 높은 값을 갖고 중간에 낮은 값을 갖는 분포 특성을 보이는 것과는 달리, 건공기 입구 온도가 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 이상인 경우 입구 부분에서의 물질량유속은 낮은 값을 갖는 것을 볼 수 있다. 특히, 극대값을 갖는 위치가 입구 온도 증가에 따라 입구 부분에서 점차 출구부분으로 이동하면서 출구 부분의 물질량유속은 조금씩 증가하였으나, 결국 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 이상에서는, 온도 증가에 따라 전반적인 물전달이 감소하는 특성을 알 수 있다.

이같은 입구 온도에 따른 물전달률의 비선형적인 변화는 결국 Fig. 6(b)에 보인 출구($z/L=1$)에서의 수증기 농도, C_{H_2O} 의 변화에서도 잘 드러난다. 건공기 입구 온도가 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 인 경우가 비교된

조건 중에서 가장 큰 출구 농도를 보이고 있으며, $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 와 $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 에서는 상대적으로 낮은 출구 농도를 나타내고 있다. 이러한 결과는 Fig. 3과 Fig. 4에서 보인 실험 결과에서 근접온도 및 평균 물전달률의 입구 온도에 따른 비선형적 거동과 잘 일치한다.

국소물질량유속과 물 농도의 비선형적 특성의 원인을 자세히 알아보기 위하여 Fig. 7에 막 표면의 함수도, l 의 분포를 나타내었다. Naion 막에서 식 (10)과 같이 막 표면 유동의 상대습도로부터 결정되는 함수도, l 는 식 (9)에서와 같이 막의 물농도, C_{mem} 를 직접적으로 나타내는 인자일 뿐만 아니라 식 (11)~(12)에서 볼 수 있듯이 막의 물 확산계수에도 커다란 영향을 미친다. 결국, 함수도는 식 (8)의 막을 통한 물질량유속을 지배하는 핵심 인자라 할 수 있다.

Fig. 7(a)에 나타낸 건공기 측 막 표면의 함수도 l 의 경우, Fig. 6에서 보인 수증기 농도의 증가로 인하여 z 에 따라 함수도가 증가한다. 이때, 온도가 낮을수록 상대습도가 더욱 빨리 증가하므로, 식 (10)으로부터 함수도의 증가는 입구 온도가 낮을수록 두드러지게 되며, 이러한 결과는 Fig. 7(a)에서 확인할 수 있다. z 가 더욱 증가하면, 국소물전달률은 오히려 감소하는데 비하여 (Fig. 6), 열전달률은 더욱 증가하는 특성으로 인하여 (Fig. 5), 막 표면의 수증기 농도가 꾸준히 증

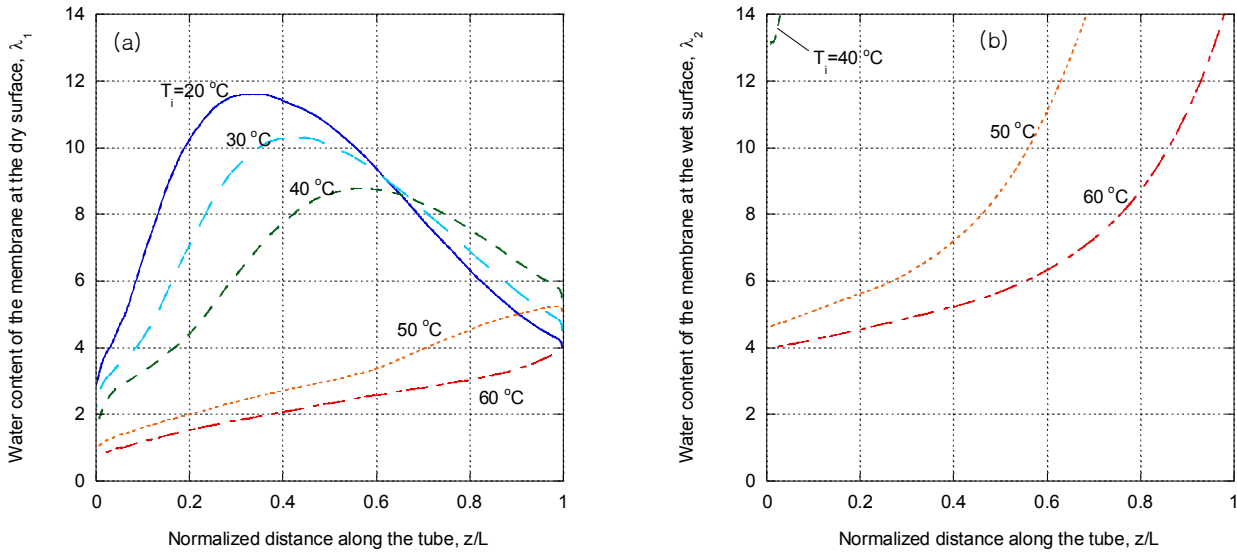


Fig. 7 Calculated distribution of water content of the membrane as a function of normalized distance along the membrane tube; (a) at the dry air surface and (b) at the wet air surface

가함에도 불구하고 상대습도가 오히려 감소하는 현상이 발생하고, 결국 막은 다시 건조해지기 시작한다. 이러한 현상 역시 입구 온도가 40 °C 이하로 상대적으로 낮아서 막을 통한 열전달률이 큰 경우에 뚜렷이 나타난다.

한편, Fig. 7(b)에는 습공기 측 막 표면의 함수도 λ_2 의 분포를 도시하였다. 막을 통한 지속적인 물전달손실로 인하여 습공기의 절대적인 수증기 농도는 지속적으로 감소하게 된다. 그러나, 수증기의 농도 감소와 더불어 온도도 함께 감소하기 때문에 대부분의 영역에서 수증기가 포화된 상태로 존재하고, 따라서 막 표면의 함수도도 높은 값을 유지하게 된다. 결과적으로 T_i 가 30 °C 이하에서는, Fig. 7(b)에 표시되지 않았으나, 전 튜브 영역에서 해석 조건에서 정한 최대의 함수도 값을 갖았으며, T_i 가 40 °C인 경우도 건공기 입구 근처의 극히 일부 영역만 약간 낮은 값을 갖는 결과를 얻었다. 그러나, 건공기 입구 온도가 50 °C 이상에서는 온도의 손실이 상대적으로 적어짐에 따라 건공기 입구 또는 습공기 출구에 가까운 지역에서 습공기의 상대습도가 감소하고, 이로 인하여 막 표면의 함수도가 현저하게 감소하는 현상이 발생한다.

식 (8)로부터 막을 통한 물전달률은 결국 물 확산 계수, D_{mem} 과 막의 물 농도차, DC_{mem} 로부터 결정된다. 먼저, 막의 물 확산 계수 D_{mem} 는 식 (11)~(12)로부터 막의 온도가 증가할수록 증가하

는 반면 함수도가 $2 < \lambda < 4$ 의 범위에서 큰 값을 갖는 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 나타난 바와 같이 건공기 입구 온도 T_i 가 증가할수록 함수도가 $2 < \lambda < 4$ 인 영역이 증가하는 것을 고려할 때, 결국 T_i 가 증가할수록 물의 확산 계수가 증가함을 알 수 있다. 반면에, 막의 물 농도차, DC_{mem} 는 식 (9)로부터 막의 양 표면에서의 함수도 차로부터 구할 수 있으며, 역시 Fig. 7로부터 그 값을 유추할 수 있다. 건공기 입구 온도, T_i 가 과도하게 높으면 습공기 측의 막 표면 함수도가 급격히 감소함에 따라 막 양면의 함수도 차이가 감소한다. 결과적으로 T_i 에 따라 증가하는 물 확산계수와 T_i 가 어느 이상 높으면 급격히 감소하는 습공기 측 함수도의 상호작용에 의하여 T_i 가 약 40 °C인 조건에서 막을 통한 물 전달이 가장 활발히 이루어진다.

4. 결론

실험과 수치해석을 통하여 중공사형 Nafion 막을 사용하는 PEMFC용 Gas-to-Gas 막가습기의 입구 온도 변화에 따른 열 및 물 전달 특성을 이해하기 위한 연구를 수행하였다. 온도 변화에 따른 가습기 성능을 분석하기 위한 실험을 수행하였으며, 그 결과로부터 다음과 같은 성능 특성을 확인하였다.

(1) 30 °C에서 50 °C에 이르는 입구 온도 변화에 비하여 출구 온도의 변화는 2 °C 이내로 미미

하였다.

(2) 입구 온도가 증가하면 근접노점온도가 증가하다 다시 감소하는 비선형적인 특성이 나타났

다. 이러한 실험결과를 보다 자세히 이해하기 위하여 단순화된 기하학 조건에 대한 열·유동해석을 수행하였으며, 이로부터 막 튜브에서의 전달현상을 알아보았다. 수치 해석 결과는 앞서 보인 실험 결과를 잘 예측하였으며, 이를 바탕으로 논의된 내용은 다음과 같다.

(1) 막을 통한 국소열유속은 입구온도가 증가할수록 전반적으로 감소하였으며, 튜브 입구에서는 상대적으로 낮고 출구에 가까워질수록 단조적으로 증가하는 분포를 나타내었다.

(2) 입구온도가 40 °C인 경우, 막을 통한 국소물질량유속은 튜브 입구와 출구에서 높은 값을 갖고 튜브 중앙 부분에서 낮은 값을 갖는 비선형적인 분포를 나타내었다. 튜브 입구에서 높은 값을 갖는 것은 막의 함수도가 적정 값일 때 막의 물확산 계수가 증가하는 특성에 기인하고, 튜브 출구에서 높은 값을 갖는 것은 온도가 증가할수록 물확산 계수가 증가하는 특성에 기인한다.

(3) 입구온도가 40 °C보다 감소하면 막의 함수도가 적정 범위에 도달하는 위치가 입구 측에 지나치게 근접하고 이때의 온도가 낮아서 국소물질량유속의 크기가 제한된다.

(4) 입구온도가 40 °C보다 증가하면 입구 부분에서 막의 양 표면에서 상대습도와 함수도가 낮아지는 건조 현상이 발생하여 실질적인 물전달 영역이 튜브의 출구 영역으로 국한되는 현상이 발생한다.

본 연구의 수치해석은 현상에 대한 이해에 초점을 맞추었으며, 이를 위하여 단순화된 기하학 조건과 유동 경계조건을 적용한 한계가 있다. 향후, 보다 정밀한 해석을 위해서는 shell 내의 유동의 불균일성과 이차 유동의 영향, 튜브 간의 유동 편차 등을 고려한 보다 현실적이고 다양한 유동 조건에 대한 수치해석이 요구된다. 본 실험결과와 전달 현상 모델링은 앞으로 수행될 정밀 해석을 위한 자료로서 활용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 지식경제부에서 지원하는 신재생에

너지기술개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Lee, Y., Kim, Y., Jang, Y. and Choi, J. M. 2007 "Effects of External Humidification on the Performance of a Polymer Electrolyte Fuel Cell," *J. Mechanical Science Technology*, Vol. 21, pp. 2188~2195.
- (2) Chen, D. and Peng, H., 2005, "A Thermodynamic Model of Membrane Humidifiers for PEM Fuel Cell Humidification Control," *J. Dyn. Sys., Meas. Ctrl.*, Vol. 127, pp. 424~432.
- (3) Yu, S., Lee, Y., Bae, H., Hwang, J. Y. and Ahn, K., 2009, "Mass and Heat Transfer Analysis of Membrane Humidifier with a Simple Lumped Mass Model," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 33, No. 8, pp. 596~603.
- (4) Park, S. K., Choe, S.Y. and Choi, S. H., 2008, "Dynamic Modeling and Analysis of a Shell-and-Tube Type Gas-to-Gas Membrane Humidifier for PEM Fuel Cell Application." *J. Hydrogen Energy*, Vol. 33, pp. 2273~2282.
- (5) Springer, T. F., Zatwodzinski, T. A. and Gonesfeld, S., 1991, "Polymer Electrolyte Fuel Cell Model," *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 138, No. 8, pp. 2234~2342.
- (6) Pukrushpan, J. T., Peng, H. and Stenfanopoulou, A. G., 2002, "Simulation and Analysis of Transient Fuel Cell System Performance Based on a Dynamic Reactant Flow Model," *Proceeding of ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, New Orleans, USA.
- (7) Perma Pure LLC <<http://www.permapure.com/>>.
- (8) Khandelwal, M. and Mench, M. M., 2006, "Direct Measurement of Through-Plane Thermal Conductivity and Contact Resistance in Fuel Cell Materials," *J. Power sources*, Vol. 161, pp 1106~1105.
- (9) Hwang, J. Y., Kang, K. and Park, M., 2007, "A Study on the Characteristics of Heat and Water Transfer in a Membrane Humidifier for PEMFC," *J. Industrial Technology*, Vol. 16, pp. 127~138.
- (10) Comsol Inc. <<http://www.comsol.com/>>.