단순모델을 이용한 막 가습기 열 및 물질 전달 특성 해석

유상석* · 이영덕** · 배호준** · 황준영*** · 안국영†

(2009 년 3 월 25 일 접수, 2009 년 6 월 24 일 수정, 2009 년 6 월 28 일 심사완료)

Mass and Heat Transfer Analysis of Membrane Humidifier with a Simple Lumped Mass Model

Sangseok Yu, Youngduk Lee, Hojune Bae, Joonyoung Hwang and Kookyoung Ahn

Key Words : Lumped Mass Model (집중 용량법 모델), Membrane Humidifier (막 가습기), Water and Heat Transport (수분 및 열 수송)

Abstract

The performance of proton exchange membrane fuel cell (PEMFC) is seriously changed by the humidification condition which is intrinsic characteristics of the PEMFC. Typically, the humidification of fuel cell is carried out with internal or external humidifier. A membrane humidifier is applied to the external humidification of residential power generation fuel cell due to its convenience and high performance. In this study, a simple static model is constructed to understand the physical phenomena of the membrane humidifier in terms of geometric parameters and operating parameters. The model utilizes the concept of shell and tube heat exchanger but the model is also able to estimate the mass transport through the membrane. Model is constructed with FORTRAN under Matlab/Simulink® environment to keep consistency with other components model which we already developed. Results shows that the humidity of wet gas and membrane thickness are critical parameters to improve the performance of the humidifier

기호설명

A	: 면적 (m^2)
h	: 엔탈피 (kJ/kg) 또는 열전달 계수 ($W/m^2/K$)
j	: 물질전달플럭스 ($kg/cm^2/sec$)
k	: 열전도도(W/mK)
L	: 튜브 길이 (m)
$\dot{m}$	: 질량 유량(kg/s)
M_m	: 막 등가중량 (g/mol)
M_w	: 물 분자량 (g/mol)

n	: 튜브 수
N_i	: 단위면적당 가스 몰 유량 ($mole/cm^2s$)
p	: 둘레길이 (m) 또는 압력 (kPa)
q	: 열전달 플럭스($W/m^2/sec$)
Q	: 막을 통한 열전달량 (W)
s	: 접수면적 (m^2)
T	: 온도 (K)
x_i	: 물분율
ε	: 유효율 (effectiveness factor)
λ	: 습증기 함유도
ω	: 절대습도
μ	: 동점성계수 (m^2/sec)
ρ	: 밀도 (g/cm^3)

† 책임저자, 회원, 한국기계연구원
E-mail : kyahn@kimm.re.kr
TEL : (042) 868-7324 FAX : (042)868-7284

* 충남대학교

** 한국기계연구원

*** 한국생산기술연구원

Subscripts and Superscripts

a	: 공기
$cond$	: 응축
$conv$	: 대류 열전달

<i>diff</i>	: 확산
<i>d</i>	: 건조 막
<i>fg</i>	: 증기 → 물 변화
<i>g</i>	: 가스
<i>i</i>	: 입구
<i>m</i>	: 가습막
<i>l</i>	: 액체
<i>o</i>	: 출구
<i>sat</i>	: 포화
<i>tr</i>	: 가습막 통과 수증기
<i>v</i>	: 습증기

1. 서 론

1 kW 급 이온교환 막 연료전지는 효율이 우수하고, 시동이 신속하고, 운전소음이 적고, 제작이 용이하며 초저공해 동력 생산 기관으로 특히 자동차 배기가스 규제 기준이 강화됨에 따라 대체 기관으로 적용하기 위해 다양한 연구가 진행 중이다. 최근에는 동 연료전지가 전기를 생산할 뿐 아니라, 폐열을 회수하여 급탕용 온수 등을 생산할 수 있기 때문에, 가정용 동력발생장치로 적용하기 위한 연구 또한 매우 활발하다. 이온교환 막 연료전지는 공기극과 연료극 사이에 이온을 교환할 수 있는 막이 전해질 역할을 수행하는데, 이러한 이온교환 막은 적절한 수분을 유지시켜줘야 원하는 전기전도도를 유지할 수 있다.

연료전지의 이온교환 막에 적절한 수분을 유지시켜주기 위한 방법으로는 전기화학반응에서 발생하는 수분을 활용하는 방법을 생각할 수 있으나, 전체 운전조건에서 원하는 전기 전도도를 확보하기에는 기술적인 한계가 있다. 그러므로, 통상 공기극과 연료극으로 공급되는 가스를 충분히 가습시켜 전기 전도도를 유지시키는 방법이 적용되고 있다. 연료전지에 충분한 수분을 공급하기 위한 보조장치를 가습기라 하며, 가습 방식에 따라서, 증기 분사식, 수분 교환막 가습식, 엔탈피 휠식, 피동 접합을 통한 내부 가습식 등이 개발 중에 있다. 연료전지용 가습기 중 수분교환 막을 건공기와 습공기 사이에 적용한 막가습기는 기생 전력을 소모하지 않으며, 가습 성능이 우수하여 현재 차량용으로 많이 채용되고 있다. 막가습기는 형상에 따라 평판형과 원통형으로 나눌 수 있는데, 둘 다 대향류형 열 및 물질 교환 방식을 채택하고 있다.

가습기의 성능이 연료전지 시스템 운전 및 성능에 영향이 매우 큼에도 불구하고 문헌상에서 연료전지용 가습기 성능을 연구한 보고가 매우 희박하다.⁽¹⁻⁴⁾ 최근 막가습기의 정적 거동 및 동적 거동을 이해하기 위한 모델이 개발되었으나 시스템의 동적 거동에 초점을 맞추기 위해 열전달 모델 및 막내의 습증기 수송 모델을 매우 단순화 하였고, 생성되는 습증기

Fig. 1 Schematics and Control Volume Analysis of Membrane Humidifier

의 액화에 대한 설명이 부족하였다.⁽⁵⁾

본 연구에서는 연료전지에 적용되고 있는 다양한 가습기 종류 중에서 신뢰성이 높고 소요 동력이 필요없는 대향류 원통형 막가습기에 대한 단순 열 및 물질 교환기 모델을 개발하고자 한다. 모델은 고온 습공기에서 저온 건조공기로의 열 및 물질 전달을 예측하기 위한 것으로, 막에서의 습증기 모델을 구체화 하였으며, shell side에서의 열 전달 계수 산정 시 입구 효과를 고려하였다. 또한, 습증기 증발과 온도 강하 관계를 이용하여 수증기의 액화에 대한 단순 모델을 포함하였다. 개발된 모델을 이용하여 설계 및 운전 인자에 대한 막가습기의 성능을 검토함으로써, 향후 막가습기 개발에 적용하고자 한다. 본문 2 장에서는 막가습기 해석 모델 유도 과정에 대해 설명하고, 3 장에서는 운전 및 설계 변수에 대한 막가습기 운전 특성에 대해 검토할 것이다.

2. 막가습기 해석 모델

2.1 보존방정식

원통형 막가습기는 열 및 물질교환기로 투수성이 우수함과 동시에 가스의 침투를 막는 고분자 분리막을 건공기와 습공기 사이에 설치하여, 수분이 습공기로부터 건공기쪽으로 전달되도록 한 가습장치이다. 원통형 막가습기에서는 전달면을 극대화시켜 가습 성능을 극대화 시키기 위해 가습기 내부에 건공기가 흐르는 수백개의 튜브 다발을 설치하고, 이 튜브 다발 사이로 습공기가 대향류로 흐르도록 한 구조를 띄고 있다. 연료전지 공기극에 설치되는 가습기의 경우, 통상 블로워를 통해 공급되는 공기는 저온 건조한 상태로 막가습기의 튜브다발을 통과하게 된다. 한편, 연료전지 공기극으로부터 배출되는 습공기는 습도가 매우 높으며, 공기극 출구로부터 가습기까지의 단열 조건에 따라 차이가 있기는 하지만 대략 연료전지의 작동온도에 근사하는 고온 다습 공기이다. Gas-to-Gas 원통형 막가습기에서는 이 고온 다습 공기를 튜브다발의 외부에 흐르게 하여 블로워로부터 공급되

는 저온 건조 공기로 수분을 전달한다.

Fig. 1 은 대향류형 원통형 막 가습기의 개략도와 제어체적을 보여주는 것으로, 저온 건조공기가 통과하는 튜브다발 쪽은 side 1 으로 표시하였고, 고온 다습 공기가 통과하는 튜브 외부는 side 2 로 표시하였다. 제어체적 도식에서 Side 1 의 건조공기는 습공기 측으로부터 전달된 수분에 의해 가습이 진행됨과 동시에 온도가 증가하기 때문에, 수분이 응축될 수 없다고 가정하였으며, 종 보존의 법칙은:

$$\frac{d}{dx}(\dot{m}_{g1}x_{v1}) = j_{m,1}P \quad (1)$$

Side 2 의 습공기는 저온 건조공기를 가습함과 동시에 저온의 건조공기에 의해 냉각되어 온도가 감소하므로 수분이 건조공기 쪽으로 전달됨에도 불구하고 온도 감소에 의해 일정량의 수분이 액화할 수 있기 때문에 종보존의 법칙에서도 이를 반영하였다.

$$\frac{d}{dx}(\dot{m}_{g2}x_{v2}) = -j_{m,2}P - j_{cond}P \quad (2)$$

Side 1 과 Side2 으로 유입 유출되는 질량 변화를 질량 보존의 법칙을 적용해서 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dx}(\dot{m}_{g1}) = j_{m,1}P \quad (3)$$

$$\frac{d}{dx}(\dot{m}_{g2}) = -j_{m,2}P - j_{cond}P \quad (4)$$

Side 1 의 저온 건조공기는 side 2 로부터 유입되는 수분에 의한 에너지와 열전달에 의해 유입되는 에너지의 균형을 이용해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial s}(\dot{m}_{g1}h_{g1}) = q_{conv} + j_{m,1}h_{1,s} \quad (5)$$

튜브 바깥에서의 에너지 보존은 튜브 안쪽으로 질량 유입에 의해 전달되는 에너지, 열전달에 의해 소실되는 에너지, 응축되는 수분에 의한 에너지 변화를 고려하여:

$$\frac{\partial}{\partial s}(\dot{m}_{g2}h_{g2}) = -q_{conv} - j_{m,2}h_{2,s} - j_{cond}h_{fg} \quad (6)$$

원통형 막 가습기의 외관은 셸 & 튜브 형 열교환기와 유사하나 설계 도면상 나와 있는 내부구조에서는 배플(baffle)이 존재하지 않으므로 본 연구에서는 원통형 막가습기의 열교환 해석을 위해 대향류형 열 및 물질 교환 관계식을 적용 하였다. 식 (5) 과 (6)의 열전달량 q_{conv} 를 결정하기 위해 ε -NTU 법을 이용하였다.⁽⁶⁾ 여기서, 양단 입구에 대한 정보는 알고 있으므로, ε -NTU 을 이용하면 양단 출구에서의 변수를 결정할 수 있다.

$$Q_{conv} = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad (7)$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (9)$$

여기서, $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$, $NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$ 이다.

U 는 열관류율(overall heat transfer coefficient)로 관의 불결계수(fouling factor)에 의한 열저항을 무시하면 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{A} \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\kappa L} + \frac{1}{h_o A_o} \right]^{-1} \quad (10)$$

관 내부의 열전달 계수는 입구 구경에 대한 관길이 L 가 충분히 길기 때문에 입구효과를 무시하였으며 본 가습기의 적용대상인 1kw 급 연료전지 시스템의 공기 공급량에 관한 운전조건에서는 튜브 내의 유동을 층류로 가정할 수 있으므로, 수분 교환 막의 온도를 입출구단의 평균온도로 정의하고 다음 식을 적용하였다.

$$Nu_D = 3.66 \quad (11)$$

튜브 다발 외부의 경우에는 실제로는 각 튜브사이의 간섭이 없다고 가정하였으며 다음의 관계식을 적용하여 수력직경을 구하였다.⁽⁶⁾

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - n_{tube}D_i^2)}{\pi D_o - \pi \cdot n_{tube}D_i} \quad (12)$$

그리고, 외벽의 열전달 계수는 관길이 L 가 충분히 길지 않기 때문에 입구 효과를 고려하여 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$Nu_D = con1 \left(\frac{Re_{D_h} Pr}{L/D_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{con2} \quad (13)$$

여기서 L 은 관 길이이고, D_h 는 annulus 의 수력직경이며 $con1$ 과 $con2$ 는 보정계수로 실험결과와의 비교를 통해 결정했다.

셸측(side 2) 출구의 습도는 3 가지의 영향을 받는다. 즉, 습공기가 물질전달에 의해 튜브측(side1)으로 전달되는 영향, 열전달에 의해 출구 온도가 감소하는 영향, 그리고 온도 강하에 따른 수증기 응축이 발생할 수 있기 때문에 이러한 현상들에 의해 물질전달량이 영향을 받게 된다. 수증기의 응축현상을 간략히 모델링 하기 위해 출구에서의 포화 증기 관계를 이용하였다. 만약 셸측의 온도가 충분히 낮아서 수증기의 액화가 일어나게 되면, 주어진 온도에서의 수증기의 증기압은 증기압곡선에서 구할 수 있으므로,

$$\omega_2^s = 0.622 \frac{p_{sat,2}}{p_{tot,2} - p_{sat,2}} \quad (14)$$

습공기 출구에서의 액화된 양은 종보존 방정식으로부터:

$$\dot{m}_{f2} = \dot{m}_{g2}x_{v2}^i - \dot{m}_{v,r} - \omega_2^s \dot{m}_{a2} \quad (15)$$

Fig. 2 Static Model of Membrane Humidifier in Matlab/Simulink® Environment

2.2 막에서의 습증기 수송 모델

Nafion® 막에서 습증기 수송은 막 내부에서의 습증기의 농도차에 의한 확산현상에 의해 발생하며 통상 막 내부에서의 함수율(water content)를 이용해 설명할 수 있다. Motupally 등은 함수율(water content, λ)은 아래와 같이 수분의 활성화도(activity)를 이용해 구하였다.⁽⁶⁾

$$\lambda = 0.3 + 10.8 \cdot a_w - 16 \cdot a_w^2 + 14.1 a_w^3 \quad (16)$$

여기서, a_w 는 수분의 활성화도를 의미하며 다음과 같이 계산하였다.

$$a_w = \frac{x_v p}{p_{sat}} \quad (17)$$

최종적으로 고온습공기로부터 저온 건공기로 전달된 수분량은 막에서의 습증기 확산에 의한 변화량이 모든 튜브에서 동일하다고 가정하면:

$$\dot{m}_{v,transport} = n_{tube} \int N_{diff}'' dA \quad (18)$$

$$N_{diff}'' = -\frac{\rho_d}{M_m} D(\lambda, T) \frac{d\lambda}{dr} \quad (19)$$

식 (19)의 확산계수는 Motupally 등이 제안하였다.⁽⁶⁾

$$0 < \lambda \leq 3: D_w = 3.1 \cdot 10^{-3} \lambda (-1 + e^{0.28\lambda}) e^{-\frac{2436}{T}} \quad (20)$$

$$3 \leq \lambda < 17: D_w = 4.17 \cdot 10^{-4} \lambda (1 + 161e^{-\lambda}) e^{-\frac{2436}{T}} \quad (21)$$

식 (1)~(21)의 미지수는 양쪽 기체의 출구에서의 온도, 각 기체의 분율, 수증기의 액화된 량으로 이를 결정하기 위해서는 막을 통과하는 유효 수분량을 알아야 한다. 그러므로, 본 연구에서는 이를 반복변수로 설정하고 이 반복변수를 수렴시키는 해석법인, Ridder's method 를 사용하였다. 실제 단순막가습기 해석 모델은 FORTRAN Code 로 작성되었으나, 향후 시스템 모델과의 연동 및 시스템 거동에 의한 막가습기 성능 영향 등을 살펴보기 위

Fig. 3 Calibration of simulation model with experimental data⁽⁷⁾

해 최종적인 작동은 Matlab/Simulink® 의 s-function 기능을 이용하였으며 Fig. 2 에는 시뮬레이터의 운전모습을 보여주고 있다.

개발된 원통형 열 및 물질 전달 막 가습 모델은 Ahluwalia 등⁽⁷⁾ 이 제시한 실험결과를 이용하여 보정하였다. 본 연구에서 작성된 모델은 집중용량법을 적용한 0 차원 모델로 유동 특성이나 기하학적 형상 변화에 대한 영향은 보기 어렵지만, Fig. 3 에서 보듯이 모델 결과를 실험과 잘 일치시킴으로써, 다양한 기하학적 변수 및 운전 변수에 의한 가습기의 성능을 예측하고자 한다. Fig. 3 에서는 실험결과와의 오차를 비교하기 위해 오차막대를 설정하였으며, 설정 값은 $\pm 2K$ 이다. 기하학적 변수와 운전 변수의 변화에 따라 막 가습기의 성능 변화를 보는 방법으로는 건공기와 습공기의 입구 온도를 고정하고 유량을 변화시키는 방법과 습공기의 온도와 유량 및 건공기의 유량을 고정시키고 건공기의 온도를 변화시키는 방법이 있다. 전자의 경우 운전 변수 변화에 따른 특성을 보는데 유리하지만, 설계점(정격조건)에서의 특성이 주 관심사일 경우 어려움이 있는 반면 후자의 경우 정격조건에서의 설계 변수와 운전변수에 대한 특성을 볼 수 있다. 그러므로, 본 연구에서는 운전점을 정격운전점으로 고정하고 건공기 온도를 변화시켜 가면서 열 및 물질 전달 특성을 보고자 하였다.

3. 원통형 막 가습기 성능 특성

3.1 단순 모델을 이용한 원통형 막 가습기의 열 및 물질 교환 특성

본 연구에서 해석하고자 하는 원통형 막 가습기는 Perma Pure 사의 FC150-480 모델로 기본적인 성능을 해석하기 위해 Table 1 과 같은 기준조건에 대해 해석을 수행하였다. 해석에서는 습공기의 온도, 습도 및 건공기의 습도를 고정하고 건공기

Table 1 Reference Condition for Simulation

Parameters	Reference
Shell Side Out Diameter	0.019 m
Tube Out Diameter	0.00076 m
Tube In Diameter	0.00071 m
Number of Tubes	480
Length of Tube	0.1778 m
Dry/Wet Gas Pressure	130 kPa
Dry Air Flow Rate	1.7 g/s
Dry Air Humidity at Tube Inlet	0.1 %
Wet Air Flow Rate	1.5 g/s
Wet Air Humidity at Shell Inlet	130 %
Wet Air Temp. at Shell Inlet	353 K

Fig. 4 comparison of vapor transport of the humidifier at reference condition with isothermal condition

입구 온도 변화에 따른 습공기 수송률과 열교환율을 관찰하였다. 건공기 온도를 증가시킬 때 건공기 습도에 의한 영향을 제거하기 위해 상대습도는 0.1%로 고정하였다.

막 가습기는 막의 습증기 수송 특성에 따라 가습 성능이 결정되기 때문에 사용되는 막의 특성을 이해하는 것이 매우 중요하다. 막의 습증기 수송 특성을 다른 조건의 변화로부터 독립시키기 위해 건공기와 습공기 온도를 일정하게 유지한 상태에서 습증기 수송 특성을 확인하였다. 양단의 온도가 같은 경우 막의 수송 특성은 양단 온도차에 의한 열전달 효과를 배제시킬 수 있으며 습증기 농도차에 의해서만 결정되며, Fig. 4 에는 이러한 습증기 수송 특성을 보여주고 있다(등온조건, isothermal condition). 등온조건에서는 온도가 증가함에 따라 습공기 쪽의 습도를 100%를 유지시키기 위한 수증기 유량이 증가하기 때문에 막을 통해 전달되는 습증기 량도 증가하게 된다. 기준 조건(reference condition)의 경우, 습증기는 353.15K 포화 증기가 유입되기 때문에 막으로 전달되는 증

Fig. 5 Variation of dry air temperature at the humidifier exit and vapor transport through membrane **Fig. 6** Approaching temperature of the humidifier with given specification

기는 양단의 온도차에 의한 열전달의 영향을 함께 받게 된다. 기준조건의 경우 등온조건의 경우보다 습증기 수송량이 큰 폭으로 증가하는 것을 볼 수 있지만, 건공기 온도가 증가함에 따라 습증기 수송량은 감소하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 열교환량과 관련이 있는 것으로, Fig. 5 에는 건공기 출구 온도와 막을 통한 습공기 수송률을 보여주고 있다. 기준조건에서 건공기 입구 온도를 증가시키면 열교환량이 감소하기 때문에 건공기 출구 온도도 서서히 감소하는 것을 볼 수 있다. 즉, 기준 조건에서 건공기 온도를 상승시키는 경우 막을 통한 물질전달은 열전달량과 밀접한 관련이 있는 것을 알 수 있다.

접근온도(approaching temperature)는 통상 냉각탑의 성능을 나타내는데 사용되며 본 연구에서는 가습성능을 나타내기 위해 또 다른 성능 변수인 이슬점 접근온도(approaching dew point temperature)를 적용하여 기준조건에서의 가습기의 성능을 Fig. 6

에 도시하였다. 접근온도는 습증기 입구온도와 건 공기 출구 온도의 차이로 접근온도가 낮을수록 열 교환기로서 밀집도(compactness)가 우수함을 보여주며, 이슬점 접근 온도가 낮을수록 물질교환 밀집도가 우수함을 보여준다. 이러한 열 및 물질교환 성능은 건공기 온도가 습공기 온도와 가까워지게 되면 떨어지는 것을 보여주고 있다. 이슬점 접근온도는 건공기 온도가 낮을 때 6.7K 차이를 보이며, 건공기 온도가 높아짐에 따라 약 9.6K 까지 차이가 증가하게 된다. 접근온도의 경우에는 건공기 온도가 낮은 경우 약 0.9K 에서 시작되며 온도가 높은 경우 약 5.7K 까지 증가했다. 접근온도보다 이슬점 접근 온도의 경우가 건공기 변화에 대해 더 완만하게 변화하는 것을 볼 수 있다. 열교환 성능의 경우 건공기 출구 온도가 습공기 입구 온도에 매우 근접하는 것을 볼 수 있으며 본 연구에서 해석하는 원통형 막 가습기는 주어진 기준조건에서 어느정도 최적화 되었다고 생각할 수 있다. 이에 비해 이슬점 접근온도가 상대적으로 높은 것은 아직 최적화의 여지가 많이 남아 있는 것으로 볼 수 있으며 다음장부터 매개변수를 변화시켜 가면서 설계 최적화를 이룰 수 있는 방안을 찾고자 한다.

3.2 설계 변수에 따른 가습기 성능 해석

기준 조건에 대한 해석을 기초로 해서 본 장에서는 주요 설계변수에 대한 해석을 수행하였다. 매개 변수 변화에 대해 가장 변화가 큰 변수는 건 공기 출구의 이슬점이므로 3.2 절 이후에 사용되는 도식에서는 매개 변수 변화에 대한 건공기 출구 이슬점의 변화를 나타내었다. 열교환 성능의 경우 설계변수 중에서는 막의 두께, 튜브의 내경, 튜브 및 셸의 길이 등을 해석변수로 설정하고 이에 대한 가습성능을 건공기의 온도를 증가시켜가면서 비교하였다. 해석 결과, 건공기 입구 온도가 낮은 영역에서는 막의 두께를 변화시킬 때 이슬점이 가장 크게 영향을 받는 것을 알 수 있었으며 Fig. 8

Fig. 8 Variation of dry air dew point at tube outlet regarding various tube thickness

에 막의 두께 변화에 대한 영향을 도식하였다. 먼저 건공기 입구온도가 낮은 경우(298.15 K)에는 막 두께가 두꺼워 짐에 따라 주어진 두께 변화에 대해 기준 조건 대비 약 4.8K 까지 감소하는 것을 볼 수 있다. 건공기 온도가 증가함에 따라, 온도 상승으로 인해 열전달 성능이 떨어지게 되고, 이로 인해 건공기가 포함할 수 있는 수분이 감소하기 때문으로 고온에서는 두께감소에 대해 약 2K 정도만 감소하는 것을 볼 수 있다.

튜브의 두께를 고정시키고, 튜브의 직경만을 변화시키면, 열 및 물질전달을 위한 표면적이 증가하게 된다. Fig. 9 에서 보여지듯이, 튜브의 크기를 기준직경대비 50μm, 100μm 추가로 증가시킨 경우로 먼저 건공기 온도가 낮은 경우는 두께를 100μm 증가 시켰을 때 약 1K 정도의 이슬점 상승을 확인할 수 있다. 표면적 개선을 통해 열 및 물질 전달 효과가 개선되기 때문에 건공기 출구 이슬점 또한 상승하는 것을 볼 수 있지만 상대적으로 튜브 두께를 변화시키는 경우보다 성능에 미치는 영향은 크지 않았다.

Fig. 9 Variation of dry air dew point at tube outlet regarding various tube sizes

Fig. 10 Variation of dry air dew point at tube outlet regarding various channel lengths

튜브의 길이를 증가시키게 되면, 열 및 물질전달에 제공될 수 있는 유효 접촉면적을 큰 폭으로 증가시킬 수 있다. Fig. 10에는 튜브 길이 변화에 대한 가습 성능을 보여주는 것으로 건공기 온도가 낮은 경우에 길이를 기준조건 대비 2 배 및 4 배까지 증가시킴으로써 이슬점을 약 3.1K 상승시킬 수 있었다. 건공기 입구 온도가 높은 영역에서도 출구 이슬점을 5.2K 까지 상승시킬 수 있었다. 즉, 건공기 온도가 고온으로 가면, 열전달 성능이 떨어져서 통상 막을 통한 물질확산도 영향을 받았는데, 길이 증가를 통해 충분한 교환면적을 확보시켜 줌으로써 가습기로 들어오는 건공기 온도가 매우 높음에도 불구하고 건공기를 충분히 가습시킬 수 있는 여지를 마련했다고 볼 수 있다.

본 연구에서 해석모델로 채용한 Perma-Pure사의 FC150-480 모델의 경우, 이미 양산을 위해 충분한 최적화가 진행되었을 것으로 예측하였으나, 실제에 있어서는 아직도 가습기 성능을 개선할 수 있다는 점은 다소 고무적이다. 하지만, 튜브직경을 증가시키는 것과는 달리 튜브 길이를 변화시키게 되면 튜브를 통과하면서 유체에 의해 발생하는 압력손실도 증가하기 때문에 반드시 길이에 대한 성능 최적화가 필요할 것으로 생각된다.

3.3 운전 변수에 따른 가습기 성능 민감도

운전변수는 실제 가습기를 연료전지와 연결시켜 운전할 때 가습기의 성능을 결정짓는 변수로, 여기서는 습공기 습도, 유량, 압력 등을 운전변수로 정하고 이에 대한 영향을 살펴보았다.

연료전지에서 배출되는 습공기의 상대습도는 100%가 이상적이지만, 각각의 운전조건에 따라서, 또는 Flooding을 방지할 목적 등등으로 경우에 따라 연료전지 공기극 출구에서의 상대습도가 100% 이하일 경우도 있을 수 있다. 이런 운전조건에서는 가습기로 들어가는 습공기의 상대습도에 의한

영향이 즉각적으로 연료전지로 들어가는 공기의 가습정도에 영향을 주게 된다. Fig. 11에는 습공기의 상대습도를 60%부터 기준조건까지 증가시킬 때 건공기 출구 이슬점의 변화를 보여주고 있다. 먼저 건공기 입구 온도가 낮은 영역에서 습공기 입구의 상대 습도를 60%로 낮춘 경우에는 건공기 출구온도가 기준조건 대비 약 10.3K 낮게 나왔다. 건공기 입구 온도를 높이게 되면, 건공기 출구 온도가 열전달 플럭스가 감소하는 영향까지 구속조건이 되므로 건공기 출구 이슬점이 약 19.4K 감소하는 것을 볼 수 있다.

운전압력을 증가시키면서 질량유량을 일정하게 유지하면, 부피유량이 감소하기 때문에 건공기로 수증기가 전달될 수 있는 확산력이 증가하게 되어, 이슬점이 상승하게 된다. Fig. 12에서는 운전압을 변화시킬 때 이슬점 변화를 보여주는 것으로, 운전압을 기준압 대비 약 15% 증가시켰을 때 건공기 출구 이슬점은 약 2K 정도 증가하는 것을 볼 수 있다. 하지만, 연료전지 시스템 운전 관점에서

Fig. 12 Variation of dry air dew point at tube outlet over various operating pressures

Fig. 11 Variation of dry air dew point at the tube outlet over various dry air humidity at tube inlet

Fig. 13 Variation of dew point of dry gas at tube outlet over selected wet air flow rate

불 때, 정해진 유량에 대해 블로워의 운전압을 상승시키게 되면, 블로워의 기생 소요 동력이 증가하게 되므로, 이를 고려하여 적절한 작동 압력을 결정하는 것이 중요하다.

습공기 유량을 증가시키게 되면 건공기 출구 이슬점이 상대적으로 크게 영향을 받을 것으로 생각되었지만, 해석 결과 건공기 입구온도가 낮은 경우에는 유량 증가의 영향이 무시할 만한 수준이며, 건공기 입구 온도가 높은 경우에 있어서도 Fig. 13에서 보여지듯이 약 1K 미만의 증가를 관측할 수 있었다. 하지만, 전체적으로는 습공기 습도가 포화상태를 유지하기 때문에 습공기 질량유량의 증가에 대해 건공기 이슬점에 큰 변화가 없었다.

4. 결 론

본 연구에서는 막 가습기의 특성을 고찰하기 위해 단순 해석 모델을 구성하고, 막 가습기의 성능에 영향을 미치는 설계 및 운전변수에 대해 민감도 해석을 수행하였다. 민감도 해석을 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기준 조건에서는 접근온도가 건공기 입구 온도에 따라 0.9K에서 5.7K까지 변하며 이슬점 접근온도는 6.7K에서 9.6K까지 변화하였다. 이를 통해 열교환 성능은 어느정도 최적화 되었지만, 습증기 수송은 최적화의 여지가 있음을 알 수 있었다.

(2) 설계변수를 변화 시킬 때 저온 건공기의 경우 두께에 의한 영향이 4.8K로 가장 컸으며 고온 건공기의 경우 튜브 길이에 따라 건공기 이슬점을 최대 5.2K까지 올릴 수 있다는 것을 확인하였다. 하지만, 튜브 길이를 늘리는 경우, 유체의 압손이 더 증가하므로 설계시 이를 적절히 최적화 시킬 필요가 있다. 또한 튜브 내경을 변화시킨 경우가 이슬점 변화가 1K 내외로 영향이 가장 적었다.

(3) 운전변수 중 건공기 출구 성능에 가장 영향이 큰 변수는 습공기 입구 습도로 운전조건에 따라 최대 19.4K까지 감소하는 것을 알 수 있었다.

그리고 운전압의 경우 상대적으로 영향이 적었으며, 습공기 입구 유량을 증가시킨 경우도 가습 및 열전달 성능이 안좋은 고온 영역에만 약 0.8K 변하는 것을 볼 수 있다.

참고문헌

- (1) Cave, P., and Merida, W., 2008, "Water Flux in Membrane Fuel Cell Humidifier: Flow Rate and Channel Location Effects," *Journal of Power Sources* 175, pp.408~418.
- (2) Chen, D., and Peng, H., 2005, "A thermodynamic Model of Membrane Humidifiers for PEM Fuel Cell Humidification Control," *Transactions of the ASME*, Vol. 127, pp.424~432.
- (3) Jung, S. H., Kim, S. L., Kim, M. S., Park, Y., and Lim, T. W., 2007, "Experimental Study of Gas Humidification with Injectors for Automotive PEM Fuel Cell Systems," *Journal of Power Sources* 170, pp. 324~333.
- (4) Iyuke, S. E., Mohamad, A. B., Daud, W. R. W., 2001, "Estimation of Humidification Load from Humidifier Column by Convective Heat Transfer in Water-Air-Vapour System," *Chemical Engineering Science* 56, pp. 4949~4956
- (5) Park, S. K., Choe, S. Y., Choi, S. H., 2008, "Dynamic Modeling and Analysis of a Shell-and-Tube Type Gas-to-Gas Membrane Humidifier for PEM Fuel Cell Applications," *International Journal of Hydrogen Energy*, 33, pp. 2273~2282
- (6) Motupally, S., Becker, A. J., and Weidner, J. W., 2000, "Diffusion of Water in Nafion 115 Membranes," *Journal of Electrochemical Society*, 147(9), pp.3171~3177.
- (7) Ahluwalia, R., K., Wang, X., Doss, E., D., Kumar, R., 2005, "Fuel Cell System Analysis," USDOE Progress Report, VII.H.7, pp.1014~1018
- (8) Incropera, F.P., and DeWitt, D.P., 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, JOHN WILEY & SONS, New York, Fourth Edition, pp. 420~450.