

수소 연료전지차의 재순환시스템 모델링 연구

김재훈*, 노용규*, 전의식*, 이종현*[†]

*현대자동차

Modeling of Hydrogen Recirculation System for Fuel Cell Vehicle

JAEHOON KIM*, YOUNGGYU NOH*, UISIK JEON*, JONGHYUN LEE*[†]

*Hyundai Motor Company, 104, Mabuk-Dong, Gihung-Gu, Yongin-Si, Gyeonggi-Do 446-912, Korea

ABSTRACT

A fuel cell vehicle using a polymer electrolyte membrane fuel cell (PEM FC) as power source produces electric power by consuming the fuel, hydrogen. The unconsumed hydrogen is recirculated and reused to gain higher stack efficiency and to maintain the humidity in the anode side of the stack. So it is needed considering fuel efficiency to recirculated hydrogen.

In this study, the indirect hydrogen recirculation flow rate measurement method for fuel cell vehicle is presented. By modeling of a convergent nozzle ejector and a hydrogen recirculation blower for the hydrogen recirculation of a PEM FC, the hydrogen recirculation flow rate was calculated by means of the mass balance and heat balance at Anode In/Outlet.

KEY WORDS : Anode recirculation(연료극 재순환), Fuel cell vehicle(연료전지차), Ejector(이젝터), Blower(블로워), Stoichiometric ratio(화학 양론비)

Nomenclature

A_c : side channel cross section area, m^2
 A_t : ejector nozzle throat cross section area, m^2
 A_2 : impeller output flow area, m^2
 $cu_{1,2}$: tangential component of the velocity at the impeller inlet/outlet, m/s
 K_p : side channel friction loss coefficient

K_m : circulatory flow rate loss coefficient
 M : Mach number
 M_t : Mach number at the ejector nozzle throat
 M_{p2} : Mach number at the ejector nozzle outlet
 m_p : primary flow rate, kg/s
 P_p : primary flow pressure, bar
 P_s : secondary flow pressure, bar
 P_0 : stagnation pressure, bar
 Q : flow rate, kg/s
 Q_m : circulatory flow rate, kg/s
 r : vane external radius, m
 r_c : side channel mean radius, m

[†]Corresponding author : jhlee1@hyundai.com

[접수일 : 2011.7.11 수정일 : 2011.8.12 게재확정일 : 2011.8.22]

- R_g : gas constant, J/kg·K
 $r_{1,2}$: inlet/outlet mean radius of the meridian flow stream at the impeller, m
 T_p : primary flow temperature, K
 $T_{p,2}$: primary flow temperature at the ejector nozzle outlet, K
 T_0 : stagnation temperature, K
 u : impeller tangential velocity, m/s
 v_{cr} : critical pressure ratio
 $V_{p,2}$: primary flow velocity at the ejector nozzle outlet, m/s
 Z : number of impeller vanes
 ϕ : dimensionless flow coefficient
 ψ : dimensionless head coefficient
 η_B : efficiency of the blower
 κ : specific heat ration of gas
 ρ_0 : stagnation density, kg/m³

1. 서 론

수소 연료전지는 수소와 산소의 전기 화학 반응을 이용해 동력을 얻으며 생성물은 물 밖에 없기 때문에 기존의 내연기관에 비해 높은 에너지 효율과 친환경적인 에너지원으로 각광받고 있다. 특히 자동차 산업의 경우 높아져 가는 배기가스 규제로 인해 수소 연료전지차의 연구가 현대·기아 자동차를 포함한 여러 완성차 회사들에서 활발히 이루어지고 있는 실정이다.

수소 연료전지의 효율과 성능을 높이는 여러 방법 중에는 수소를 배출하지 않는 방법과 수소를 과급하는 방법이 있다. 수소 연료전지의 수소 출구를 막고 dead-end 시스템으로 장기간 운전 시 성능이 저하되거나 시스템의 안정성이 낮아 질 수 있다. 그리고 수소를 과급만 한다면 수소 연료전지차의 연비가 낮아질 수 있다. 그렇기 때문에 수소 공급 시, 연료전지 내부에서 전기 화학 반응에 참여하지 못한 수소를 재순환시키는 방법을 사용하고 있다¹⁾. 이러한 수소 재순환시스템의 부가적인 이점으로는 수소 연료전지의 연료극에 일정량의 가습 유지와 동시에 액상의 물을 제거함으로써 수소 연료전지의 성능 향상에 기여하며 별도의 수소 가습장치가 필요 없게 된다. 또한 수

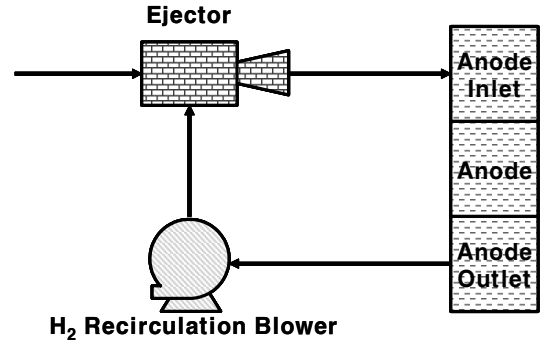


Fig. 1 H₂ recirculation system

소 연료전지 시스템의 성능과 효율을 증가시켜 수소 연료전지 시스템의 크기를 감소시킬 수 있다.

수소를 재순환시키기 위한 시스템은 이젝터와 재순환 블로워가 있다. 이젝터의 경우 재순환 블로워와 달리 기생전력이 필요 없으나 운전 범위가 넓지 않으므로 연료전지차의 경우와 같이 넓은 운전영역을 만족시키기 위해서는 재순환 블로워와 이젝터의 하이브리드 운전 방법이 주로 사용되고 있다.

수소 재순환시스템 내부의 재순환 유량을 알 수 있다면 이젝터 및 재순환 블로워의 설계 사양 선정과 운전 조건 수립, 즉 이젝터와 수소 재순환 블로워의 부하 분배 제어 전략에 활용할 수 있으며 수소 연료전지차의 시험 평가조건 수립에도 활용 할 수 있다. 그러나 수소 재순환 루프는 습가스(wet gas)이기 때문에 기존 유량계에서 사용되고 있는 열전도식 측정 방식으로는 유량 측정이 불가능하며, Orifice 유량계의 경우 압력 변화량이 적어 정확성이 떨어진다. 또한 연료전지차의 출력에 따라 재순환 가스 조성 과 습도가 변화하기 때문에 기존의 유량계로는 재순환 유량 측정이 불가능하다.

본 연구에서는 수소 연료전지차의 효율 및 성능 향상을 위한 간접적인 수소 재순환 유량 측정법을 소개한다. 대상 자동차는 투싼 ix 연료전지차이며 Fig. 1과 같이 이젝터와 수소 재순환 블로워가 직렬로 연결된 하이브리드 수소 재순환 시스템을 사용했다²⁾. 수소 재순환시스템의 주요 구성품인 이젝터와 재순환 블로워 단품 모델링을 통해 연료전지 연

료극(anode) 입·출구에서의 열역학적 상태량인 온도 및 압력을 사용, 물질수지(mass balance)와 열수지(heat balance)를 고려하여 수소 재순환 유량을 계산하였다.

2. 본 론

2.1 수소재순환블로워 모델링

수소재순환블로워는 사이드채널형 블로워로써 적은 유량에도 큰 압력비를 가질 수 있다. 그러나 내부 유동 손실과 순환유동의 혼합과정에서 난류가 발생하여 낮은 효율을 가진다. 수소재순환 시스템에 블로워를 사용함으로써 연료전지차량의 운전 조건에 따른 탈설계점 성능을 확보할 수 있으며 연료전지차량의 출력 크기에 따라 scale 설계를 통해 신속한 개발에 대응할 수 있으나 진동, 소음, 내구 특성이 이젝터(ejector) 시스템에 비해 불리하며 연료전지시스템의 전력을 사용하기 때문에 전체적인 효율을 감소시키고, 구조가 복잡하여 개발비 및 가격이 높다¹⁾.

실제 수소재순환블로워의 성능은 연료전지 스택 연료극 출구의 여러 열역학적 상태량(조성, 온도, 압력 등)에 의해 좌우된다. 그래서 성능을 예측하기 위해서는 일반적으로 상사법칙을 사용한 다음의 무차원화된 유량계수 및 압력계수가 사용된다^{3,4)}.

$$\text{유량계수 } \varphi = \frac{Q}{u \cdot A_c} \quad (1)$$

$$\text{압력계수 } \psi = \frac{\Delta P / \rho}{u^2 / 2} \quad (2)$$

수소재순환블로워의 압력상승, 벽면의 전단 응력에 의한 토크와 관련된 운동량 방정식을 유량계수와 압력계수로 나타낼 수 있다.

$$\psi = 2 \cdot \frac{Q_m}{A_c \cdot u} \cdot \frac{r_1}{r_c} \cdot \left(\frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{c_{u2}}{u} - \frac{c_{u1}}{u} \right) - K_p \cdot \varphi^2 \quad (3)$$

위 (3) 식은 아래의 관계식들을 사용하여 계산할 수 있다.

$$\frac{c_{u1}}{u} = \frac{r_1}{r_c} \cdot \varphi \quad (4)$$

$$\frac{c_{u2}}{u} = \frac{r_2}{r} \cdot \left(1 - \frac{\Delta u_2}{u_2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\Delta u_2}{u_2} = \frac{2.6}{Z \cdot \left(1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) + 2.6} \quad (6)$$

이고, $\Delta u_2/u_2$ 는 slip factor 이다.

유체와 베인 그루브 및 사이드채널에 에너지관계식을 적용하면 식 (7)과 같다.

$$\frac{Q_m}{A_c \cdot u} = \frac{1}{\sqrt{K_m}} \cdot \frac{A_2}{A_c} \cdot \sqrt{\left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r^2} \right) - \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_c^2} \right)} \cdot \varphi^2 \quad (7)$$

위 식 (3)~(7)을 이용해서 압력계수를 유량계수와 수소재순환블로워의 형상변수를 사용해서 나타낼 수 있다.

수소재순환블로워의 효율은 다음과 같다.

$$\eta_B = \frac{r}{r_c} \cdot \frac{\varphi \cdot \psi}{\psi + K_p \cdot \varphi^2} \quad (8)$$

2.2 수소재순환이젝터 모델링

이젝터는 일반적으로 사용되는 진공펌프로써 속도에너지를 사용해서 압력에너지로 전환하는 장치이다. 높은 압력의 구동유체(primary flow)가 노즐을 통과하면서 압력이 낮아지고 가속화된다. 이때 상대적으로 높은 압력의 흡입유체(secondary flow)가 흡입된다. 그리고 구동유체와 흡입유체는 믹싱 구간에서 혼합되어 디퓨저 구간에서 유속이 감속되면서 압력이 상승하게 된다. 이젝터의 장점은 구동 부위가 없기 때문에 소모 동력이 필요가 없으며 고장이 적고 성능 변화가 적다. 하지만 작동 범위가 블로워에 비해 작은 단점이 있다^{5,6)}.

투산 ix 연료전지차에 사용된 이젝터는 수축 노

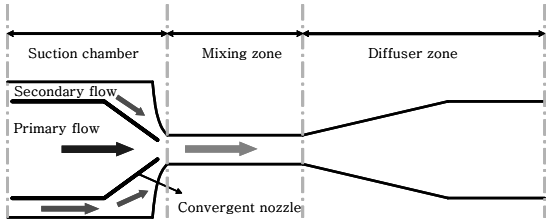


Fig. 2 Convergent nozzle ejector

즐을 가진 이젝터로써 Fig. 2와 같다. 이젝터는 구동 유체와 흡입유체의 압력비로 (P_s/P_p)써 아음속과 음속의 2가지 운전영역으로 나뉜다. 특히 확대 영역이 없는 수축 노즐 이젝터의 경우 임계압력비 v_{cr} 이상 영역에서도 구동유체가 초음속 영역에 도달할 수 없다. 임계압력비는 식 (9)와 같다⁵⁾.

$$v_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (9)$$

음속 영역에서 구동유체의 질량유량은 등엔트로피 및 에너지 관계식을 적용하면 아래와 같다.

$$\dot{m}_p = P_p \cdot A_t \cdot \sqrt{\frac{\psi_p \cdot \kappa}{R_g \cdot T_p}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(2(\kappa-1))} \quad (10)$$

노즐에서의 Mach수는 1 이다.

아음속 영역에서는 구동유체의 유량과 Mach수는 아래와 같다.

$$\dot{m}_p = P_p \cdot A_t \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_p \cdot \kappa [(P_s/P_p)^{2/\kappa} - (P_s/P_p)^{(1+\kappa)/\kappa}]}{(\kappa-1) \cdot R_g \cdot T_p}} \quad (11)$$

$$M_t = \sqrt{\frac{2 \cdot [1 - (P_s/P_p)^{(\kappa-1)/\kappa}]}{(\kappa-1)}} \quad (12)$$

노즐에서의 구동유체의 압력, 온도 및 밀도는 일반적인 압축성 유체의 등엔트로피 정체성질을 이용한 관계식 (13), (14), (15)를 사용한다.

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right]^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (13)$$

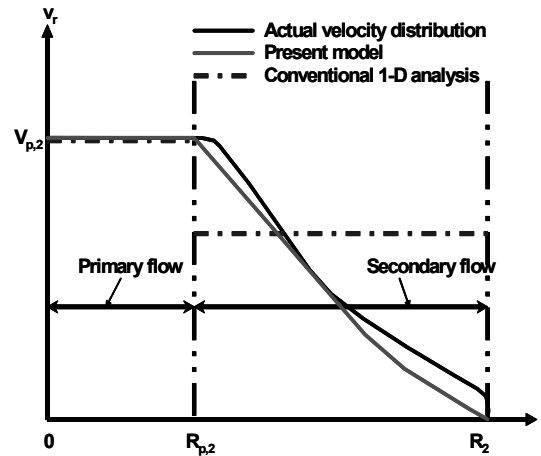


Fig. 3 Velocity distribution in the mixing zone

$$\frac{T_0}{T} = \left[1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right] \quad (14)$$

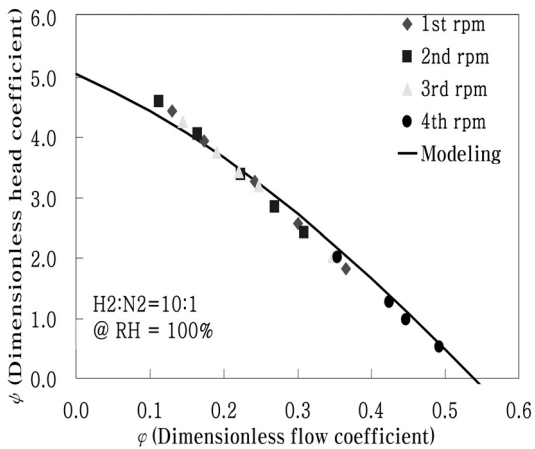
$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2 \right]^{1/(\kappa-1)} \quad (15)$$

구동유체는 석션 챔버에서 흡입유체의 압력까지 급속히 팽창을 하게 된다. 수축노즐 출구에서의 구동유체의 Mach 수 및 온도는 노즐출구와 믹싱 챔버의 거리가 짧기 때문에 수축노즐의 Mach수 및 온도와 동일하다고 가정하였다. 노즐 출구에서의 압력 및 속도에 대한 관계식은 아래 식 (16), (17)과 같다.

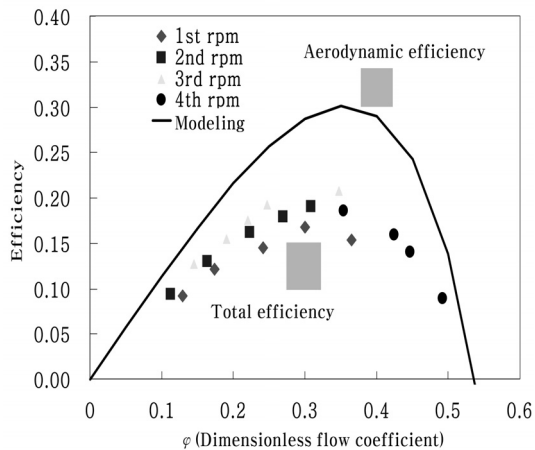
$$\frac{P_p}{P_s} = \left[1 + \frac{1}{2} \cdot (\kappa-1) \cdot M_{p,2}^2 \right] \quad (16)$$

$$V_{p,2} = M_{p,2} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_g \cdot T_{p,2}} \quad (17)$$

이젝터의 성능은 구동유체와 흡입유체가 섞이는 믹싱구간에 영향을 받는다. 특히, 흡입유체는 난류 유동과 유체의 점성에 의해 비선형적인 속도분포를 가진다. 그러나 일반적인 이젝터 1-D 해석에서는 구동유체와 흡입유체를 믹싱구간의 반지름 방향으로 uniform하다고 가정한다. 그리고 일반적인 수축-확대 노즐을 가진 이젝터와는 달리 투산 ix 연료전



(a) Model versus experimental results between dimensionless flow coefficient and dimensionless head coefficient



(b) Model versus experimental results between dimensionless flow coefficient and efficiency

Fig. 4 H₂ Recirculation blower modeling results

지차에 사용된 수축 노즐 이젝터의 경우 구동유체가 가속화 될 수 없기 때문에 일반적인 이젝터 모델링 가정을 사용할 수 없다. 본 연구에서는 Fig. 3 및 식 (18)과 같이 믹싱구간에서 구동유체와 흡입유체간에 속도분포를 가진다고 가정하였다⁵⁾.

$$v_r = \begin{cases} V_{p,2} & (0 \leq r \leq R_{p,2}) \\ V_{p,2} \cdot \left(\frac{R_2 - r}{R_2 - R_{p,2}} \right)^{n_v} & (R_{p,2} < r \leq R_2) \end{cases} \quad (18)$$

이때, n_v 는 구동유체와 흡입유체의 압력비, 노즐 지름과 믹싱구간 지름에 대한 함수로 나타낼 수 있다. 믹싱구간에서의 흡입유체의 평균 질량유량은 다음과 같다⁵⁾.

$$\begin{aligned} \dot{m}_s &= \int_{R_{p,2}}^{R_2} \dot{\rho}_s \cdot v_r \cdot dA \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot \dot{\rho}_s \cdot V_{p,2} \cdot (R_2 - R_{p,2}) \cdot (R_2 + R_{p,2} + n_v \cdot R_{p,2})}{(n_v + 1) \cdot (n_v + 2)} \end{aligned} \quad (19)$$

디퓨저 구간에서는 베르누이 방정식을 이용해서 압력 상승을 고려하였다.

3. 결 과

3.1 수소재순환블로워 해석 결과

수소재순환블로워의 성능예측에 있어서 앞서 언급된 이유와 같이 상사법칙을 적용하여 무차원 변수인 유량계수와 압력계수를 사용하였다. 우선적으로 투산 ix 연료전지차량에 적용된 수소재순환블로워를 상대습도 100%를 유지하면서 수소와 질소의 구성비별로 수소재순환블로워의 구동모터 회전수를 변화시키면서 유량, 입·출구 압력변화량 그리고 효율을 측정하였다. 그리고 이 측정값과 해석결과를 비교하였다.

Fig. 4(a)에서와 같이 수소재순환블로워의 실제 실험값과 모델링 값이 거의 유사함을 알 수 있으며, Fig. 4(b) 효율의 경우 실험값은 제어기, 모터, 블로워의 효율이 전부 고려된 총 효율이지만 모델링 값은 수소재순환블로워의 임펠러에 의한 수력학적인 효율만 계산된 값이므로 차이가 발생하였다.

3.2 수소재순환이젝터 해석 결과

수소재순환이젝터의 성능 시험에서는 일정한 구동유체의 유량에 흡입유체의 유량을 변화 시켰을 때, 디퓨저 구간 출구에서의 온도 및 압력을 측정하였다. 그리고 모델링 해석시에는 수소재순환이젝터의 구동유체와 흡입유체의 입구조건과 동일하게 설정한 후 출구에서 실험값과 동일한 압력으로 상승하였을 경우 온도를 비교하였다.

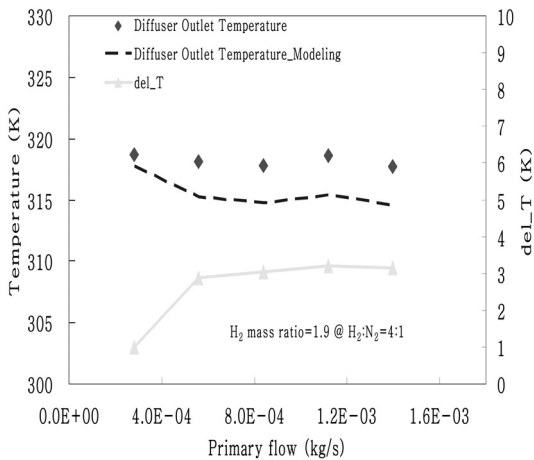


Fig. 5 Ejector modeling results

Fig. 5와 같이 디퓨저 출구 온도가 실험값과 계산값이 평균적으로 2~3K 정도 차이가 발생하였다. 이는 모델링 계산 시, 디퓨저에서 마찰에 의한 손실 계수를 고려하지 않았기 때문이다. 또한 혼합과정에서 점성과 마찰에 의해 손실이 발생하게 되며 이러한 영향 때문에 실제 실험값과 모델링 계산값이 차이가 발생하였다.

3.3 투싼 ix 수소재순환시스템 해석 결과

본 실험에서는 투싼 ix용 연료전지시스템 장치에

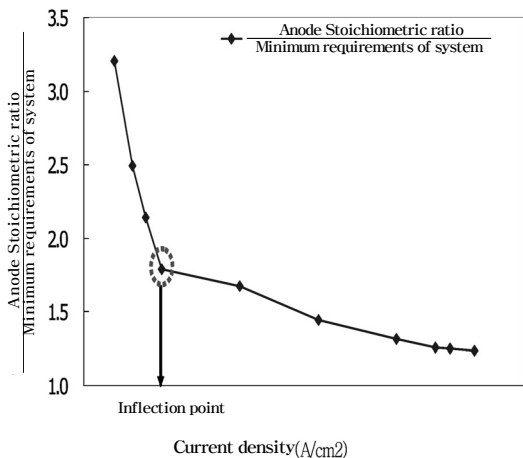


Fig. 6 Anode stoichiometric ratio modeling results

서 일정 간격으로 전류(출력)를 생성해내면서 연료극의 입·출구에서의 온도, 압력을 측정하였다. 그리고 각 전류마다 연료극의 재순환 루프의 질소비를 측정하였다. 연료극의 공급수소량과 재순환유량의 비인 연료극 화학양론비(anode stoichiometric ratio)/시스템 최소 요구 화학양론비의 계산값은 Fig. 6과 같다.

위 계산에서 연료극의 재순환 루프의 상대습도는 100%로 가정하였다. 연료전지 시스템에서의 연료극 화학양론비는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$ASR = \frac{\dot{m}_{s,H_2} + \dot{m}_{p,H_2}}{\dot{m}_{p,H_2}} \quad (20)$$

이때, \dot{m}_{p,H_2} 는 연료전지에 인가된 전류량에 필요한 수소유량 즉, 구동유체의 질량유량이며, \dot{m}_{s,H_2} 는 재순환유체의 수소유량 즉, 흡입유체 중 수소 질량 유량이다. 변곡점 이전 영역에서는 화학양론비가 요구량 대비 약 1.7배 이상의 높은 값을 유지하지만, 변곡점 이상 영역에서는 1.7~1.2배 까지 낮아진다. 이는 변곡점 이전 영역에서는 수소재순환블로워만 작동되어 일정한 양의 재순환유량을 유지하는 반면 연료전지에서 필요로 하는 수소유량이 적어 연료극 화학양론비가 크게 나타났다. 변곡점 이상 영역에서는 수소재순환 블로워 및 이젝터가 동시에 작동되어 연료극 재순환량이 증가하지만 연료전지에서 필요로 하는 수소량의 선형적인 증가폭이 더 크기 때문에 상대적인 연료극의 요구량에 대한 충족도는 감소하는 경향을 보인다. 하지만 안정적인 운전을 위한 연료극의 요구량보다는 약 1.2배 이상유지하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 투싼 ix 연료전지차량에 적용된 수소재순환블로워 및 수소재순환이젝터로 구성된 직렬형 수소재순환 시스템의 연료극 재순환 유량을 간접적인 방법을 사용해 계산하였다.

1) 수소재순환 시스템의 주요 구성품인 수소재순환

블로워, 수소재순환이젝터를 모델링하여 모델링 성능과 단품 성능 시험 결과를 비교하였다.

- 2) 수소재순환 블로워, 수소재순환이젝터로 구성된 직렬형 수소재순환 시스템에서의 연료극의 재순환 유량이 시스템 최소 요구량 대비 약 1.2~3.2 배 임을 계산을 통해 알 수 있다.

참 고 문 헌

- 1) 홍창욱, 김영수, “연료전지자동차용 수소재순환블로워 개발”, 유체기계저널, Vol. 9, 2006, pp. 64-68.
- 2) 손익제, 이종현, 남기영, 고재준, 안병기, “운전 조건에 따른 PEMFC 스택 열 관리”, 한국수소 및 신에너지 학회, Vol. 21, 2010, pp. 184-192.
- 3) Badami M., “Theoretical and Experimental Analysis of Traditional and New Periphery Pumps”, SAE Technical paper series, 971074, 1997, pp. 45-55.
- 4) Badami M., Mura M., “Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system.”, Energ. Conserv. Manage. Vol.51, No.3, 2010, pp. 553-560.
- 5) Yin Hai Zhu, Yan Zhong Li, “New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system”, Journal of Power Sources. Vol. 191, No. 2, 2009, pp. 510-519.
- 6) Fox, R., A. Mcdonald, “Introduction To Fluid Mechanics.”, 4th Ed. JohnWiley&Sons, Inc., NewYork, 1992.