

배기열 회수용 종이 열교환기의 성능예측에 관한 연구

유 성 연, 김 진 혁*

충남대학교 기계설계공학과, *충남대학교 대학원

A Study on the Performance Prediction of Paper Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery

Seong-Yeon Yoo, Jin-Hyuck Kim**

ABSTRACT: In order to control indoor air quality and save energy, it is needed to install a suitable ventilation system equipped with heat exchanger for heat recovery. Paper heat exchanger can recover 50~70% of the enthalpy difference between supply and exhaust air. The purpose of this research is to obtain the experimental correlations for the friction factor, heat transfer coefficient, mass transfer coefficient and permeance of paper heat exchanger, which can be used for the performance prediction of the paper heat exchanger. Pressure drop at various velocities and heat transfer rate at various dry-bulb temperatures, relative humidities, and specific humidities are measured to make experimental correlations. The results of prediction using correlations show fairly good agreement with experimental data.

Key words: Paper Heat exchanger(종이 열교환기), Exhaust heat recovery(배기열 회수), Performance prediction(성능예측), Latent heat(잠열), Sensible heat(현열)

1. 서 론

삶의 질 향상을 위한 건강문제에 대한 관심이 증가하면서 최근 새집증후군이나 빌딩증후군과 같은 용어가 사회적인 화두가 되는 등 현대인들에게 실내공간의 공기질 향상에 대한 관심이 날로 증가하고 있다. 실내공간의 쾌적한 공기질 확보를 위해서는 신선한 외부 공기의 유입이 필요하지만 이렇게 공기를 유입할 때에는 필연적으로 에너지손실이 발생된다. 이러한 에너지손실을 줄이기 위해서 급배기 공기간의 열교환을 적용시킨 배기열 회수 환기 시스템이 필요하다.

종이 열교환기는 공기 중의 열과 수분, 즉 현열과 잠열을 모두 교환하는 열교환기로 급배기 엔탈피차의 50~70%를 회수할 수 있어서 냉난방 에너지를 절약할 수 있는 효과적인 에너지 절약 기기이다.^(1,2) 이에 따라 종이 열교환기와 종이열교환기를 사용한 환기시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 김상민 등은 국내에서 생산된 폐열회수기를 대상으로 국외 규격을 이용하여 성능시험을 하여 누설율과 효율의 중요성을 확인하였으며,⁽³⁾ 손원득과 김석완은 전열교환기를 사용한 공조시스템을 대상으로 하여 연간 시뮬레이션을 통해 성능을 정량적으로 평가하고 성능 예측을 위한 간이 근사식을 제안하였다.⁽⁴⁾

본 연구에서는 성능시험 장치를 통해 종이 열교환기의 성능을 연구하고 성능을 예측할 수 있는 상관식을 도출하였다. 또한 실제 조건에서의 시험을 통해 성능을 예측 및 검증하였다.

† Corresponding author

Tel.: +82-42-821-8901; fax: +82-42-821-8894

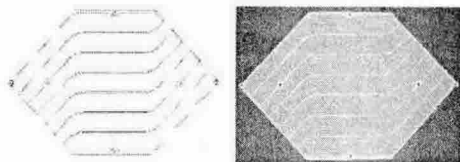
E-mail address: maple80@cnu.ac.kr

2. 종이 열교환기와 성능시험장치

전열교환 환기장치의 가장 주요 부품은 전열교환 소자이다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 종이 전열교환기의 단면도와 사진이다. 공기의 유동은 우측하부에서 유입되어 좌측상부로 나가고, 또 다른 유동은 좌측하부에서 유입되어 우측상부로 빠져나가는 유로를 가지는 형태의 육각형 모양의 전열면을 가지고 있다. 유동의 입·출구쪽 채널의 폭은 20.5 mm이고, 열교환기 유로 중앙의 폭은 29.5 mm이다. 프레임과 프레임 사이에는 두께 0.08 mm의 종이(특수 펄프)를 설치하여 저온측과 고온측 두 유체간의 온도차에 의한 현열 교환뿐만 아니라 수증기들 간의 잠열도 교환할 수 있는 전열 열교환기를 만들었다. 이 종이는 현열과 잠열의 교환이 가능하여 열교환 성능이 뛰어나고 수분에 대한 내구성이 강하고 제조와 사용이 간편한 소재이며, 투기성이 상당히 적은 반면에 투습성이 우수하면서 습강도가 높은 재질이다.⁽¹⁾

종이 열교환기의 성능시험을 위해 본 연구에서 사용한 시험장치는 일정한 온도와 습도의 공기를 공급하기 위한 항온항습기 및 항온항습챔버, 송풍기, 덕트, 열교환기 시험부, 측정 및 제어장치, 자료획득장치 등으로 구성되어 있다.⁽⁵⁾

또한 실제 조건에서 종이 열교환기의 성능예측 및 검증을 위하여 환기장치를 사용하였다. 환기장치에는 성능시험에 사용된 것과 같은 재질의 종이를 사용하되 전열면을 저온측, 고온측에 각각 66층으로 제작한 종이 열교환기가 2개 삽입되어 있다.



(a) schematic (b) photo

Fig. 1 Schematic and photo of paper heat exchanger.

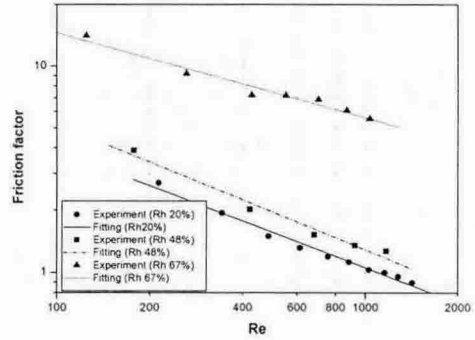


Fig. 2 Fitting of friction factor for paper heat exchanger

3. 종이 열교환기의 실험상관식

3.1 압력손실

전열 열교환기는 온도차에 의한 현열과 습도차에 의한 잠열을 전달하는 열교환기이다. 습도차에 의한 잠열 열전달은 수증기의 농도차에 의한 물질전달이며 물질전달이 일어날 때 수증기가 종이에 흡수되어 종이의 처짐이 발생하므로 습도에 따라 압력손실이 달라지게 된다. 따라서 압력손실을 무차원화 시킨 마찰계수를 Fig. 2와 같이 서로 다른 상대습도에 대하여 Fitting하여 다음과 같은 실험상관식을 얻었다.

$$\begin{aligned} \text{상대습도 } 20\% : f &= 52.584 Re^{-0.566} \\ \text{상대습도 } 48\% : f &= 84.633 Re^{-0.606} \\ \text{상대습도 } 67\% : f &= 98.086 Re^{-0.414} \end{aligned} \quad (1)$$

3.2 열전달 성능

판형 열교환기에서 두 유체가 주고받은 열량은 손실을 고려하지 않을 경우 서로 같게 되며 이때 각각의 열량은

$$Q_h = \dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (3)$$

이다. 또한, 두 유체 사이의 열전달량은 두 유체가 수직으로 교차하는 직교류(cross flow)이므로

$$Q = UAF\Delta T_m \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (5)$$

제작된 열교환기의 유로는 두 유체의 입·출구부분에서 수직으로 교차하는 직교류(cross flow)이고, 유로의 중앙에서는 향류(counter flow)이므로 식 (4)와 같이 수정계수 F 를 곱하여 수정된 값을 이용하게 된다.

열교환기의 성능해석과 설계를 위해서는 총합 열전달계수 U 를 구해야 하며 이를 이용하여 열교환기의 열전달 향상 및 성능평가를 내릴 수 있다. 판형 열교환기의 경우 총합열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (6)$$

열교환기의 열성능을 좌우하는 대류열전달계수는 판의 형상과 크기, 유체의 유동조건에 따라 달라지며 실험식을 사용하여 계산하게 된다. 식 (6)의 우변 첫 번째 항과 세 번째 항은 대류열저항이고 두 번째 항은 전도열저항을 나타낸다.

현열과 잠열, 전열 열전달량에 대한 성능시험 Data로부터 식 (4)와 식 (5)를 사용하여 총합열전달계수 U 를 구하였다. 총합열전달계수와 전열면의 두께, 열전도계수를 가지고 식 (6)으로부터 대류열전달계수 h 를 구하게 되며, 찬 유체쪽의 대류열전달 계수인 h_c 와 뜨거운 유체쪽 대류열전달계수인 h_h 는 열교환기 양쪽 유로가 같은 형상을 가지므로 같다고 볼 수 있다. Fig. 3은 실험을 통해 구해진 대류열전달계수 h 를 Curve Fitting 한 것이며, 그로부터 다음과 같은 종이 열교환기의 대류열전달계수에 대한 실험 상관식을 얻었다.

$$\begin{aligned} \text{냉방: } h &= 15.71517 + 35.05521 V - 4.63648 V^2 \\ \text{난방: } h &= 11.23821 + 36.81265 V - 2.54969 V^2 \quad (7) \end{aligned}$$

전열 열교환기에서 두 유체 사이의 물질전달량은 다음 식으로 나타낼 수 있으며,

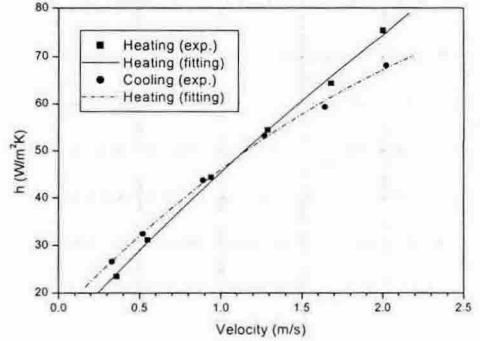


Fig. 3 Fitting of heat transfer coefficient for paper heat exchanger

$$Q_m = U_m AF \Delta \rho_m \quad (8)$$

대수평균밀도차는 향류에 대하여 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta \rho_m = \frac{(\rho_{hi} - \rho_{co}) - (\rho_{ho} - \rho_{ci})}{\ln \frac{(\rho_{hi} - \rho_{co})}{(\rho_{ho} - \rho_{ci})}} \quad (9)$$

전열 열교환기에서 잠열전달량에 대한 총합물질전달계수 U_m 은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{1}{U_m} = \frac{1}{h_{m_h}} + \frac{\Delta x}{D_s} + \frac{1}{h_{m_c}} \quad (10)$$

물질확산의 복잡한 특성 때문에 확산계수는 보통 실험으로 구한다. 기체의 운동론에 의하면 보통 압력하의 희박 기체에 대한 확산계수는 근본적으로 혼합물의 조성에 무관하고, 압력에 따라 감소하는 반면에 온도에 따라 증가하게 된다.

대류물질전달계수 h_m 은 다음 식과 같은 열전달과 물질전달의 유사법칙을 이용하여 구할 수 있다.

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \quad (11)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad Sh = \frac{h_m L}{D_{if}} \quad (12)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Sc = \frac{\nu}{D_{if}} \quad (13)$$

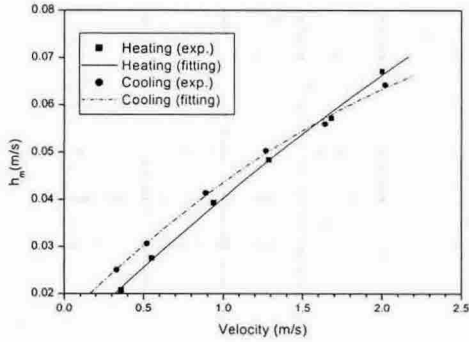


Fig. 4 Fitting of mass transfer coefficient for paper heat exchanger

본 연구에서 사용한 공기 안에서 수증기의 확산 D_{if} 는 Marreo와 Mason이 제안한 다음의 식을 사용하여 구하였다.

$$D_{H_2O-Air} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (14)$$

Fig. 4는 대류물질전달계수 h_m 을 앞서구한 대류 열전달계수 h 를 통해 구한 값을 Curve Fitting한 결과를 보여주고 있으며, 그로부터 다음과 같은 실험상관식을 얻었다.

- 냉방 : $h_m = 0.0147 + 0.03345V - 0.00457V^2$
- 난방 : $h_m = 0.0099 + 0.03269V - 0.00223V^2$ (15)

3.3 증이의 투과도

증이의 수증기 투과도 D_s 는 식 (10)과 같이 정의된 총합 물질저항식으로부터 구할 수 있다. 여기서 총합물질전달계수 U_m 은 식 (8)로 정의된 물질전달량 식으로부터 구하며, 찬 유체쪽의 물질전달계수인 h_{m_c} 와 뜨거운 유체쪽 물질전달계수인 h_{m_h} 는 열교환기 양쪽유로가 같은 형상을 가지므로 같다고 볼 수 있다. 대수평균 밀도차는 식 (15)로부터 구하게 되며, 식 (9)의 밀도는 공기 중 수증기의 밀도로서 공기의 밀도와 비습도의 곱으로 구할 수 있다. 본 연구에서는 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건에 대하여 열교환기

유로에서의 면풍속을 0.2~2.5 m/s로 변화시키면서 측정된 자료와 공기의 온도와 비습도, 상대습도의 변화에 따른 열전달량의 자료로부터 수증기의 투과도 특성을 분석하였다.

공기의 체적유량과 입출구간의 밀도차의 곱으로 질량유량을 구하고 식 (8)로 정의된 식에서 총합물질전달계수를 구하여 식 (10)을 이용하여 투과도를 구하였다. 투과도는 냉방조건과 난방조건 모두에서 속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으며 난방조건에서 그 값의 크기가 냉방조건에 비해 2배 정도로 나타났다.

절대습도와 온도 그리고 상대습도의 변화에 대한 투과도의 변화 경향을 연구해 보았다. 그 결과 열교환기의 저온측과 고온측의 절대습도와 온도의 변화에 대한 투과도의 변화는 일정한 경향이 나타나지 않았다. 반면에 상대습도에 대해서는 저온측과 고온측 모두에서 상대습도의 증가에 대하여 투과도가 증가하는 경향이 나타났다.

이러한 결과로부터 투과도가 상대습도에 대하여 영향을 받는다는 것을 알 수 있는데, 공기 중의 상대습도가 낮을수록 더 많은 수증기를 포함하려고 하는 성질에서 기인하는 것으로 판단된다. 이에 따라 Fig. 5와 같이 저온측과 고온측의 상대습도 평균값에 대한 투과도의 변화를 3차식으로 Fitting하여 다음과 같은 상관식을 얻었다.

$$Rh_t = -2.8 \times 10^{-5} + 1.8 \times 10^{-6} Rh_{avg} - 3.8 \times 10^{-8} Rh_{avg}^2 + 2.7 \times 10^{-10} Rh_{avg}^3 \quad (16)$$

투과도는 속도에 따라서 변화하므로 상대습도 평균값뿐만 아니라 속도의 변화도 함께 고려해

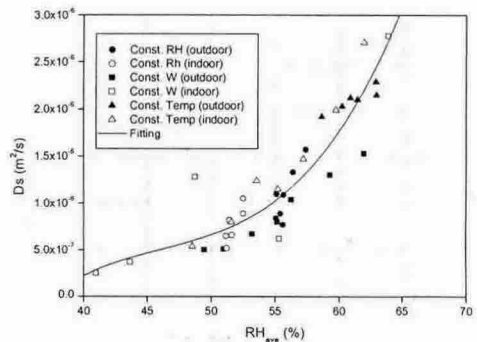


Fig. 5 Fitting of permeance at various relative humidities

주어야 한다. 따라서 속도에 대한 투과도 변화를 알아본 성능시험 조건에 식 (16)으로부터 얻어진 상대습도의 영향을 곱하고 Fig. 6과 같이 Fitting 하여 다음과 같은 투과도 예측 실험 상관식을 구하였다.

$$D_s = Rh_t(-0.17971 V^2 + 0.72564 V + 0.37093) \quad (17)$$

Fig. 7은 식 (17)으로부터 구한 투과도와 성능시험으로부터 구한 투과도를 비교한 그림이다. 비교결과 속도변화조건, 내·외부 공기의 일정 상대습도 조건, 내·외부 공기의 일정 절대습도 조건, 내·외부 공기의 일정 온도 조건 모두에서 큰 차이 없이 유사한 값을 얻을 수 있었다.

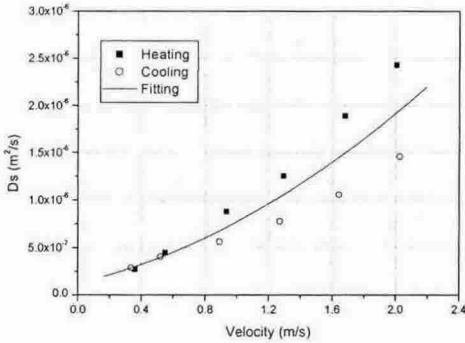


Fig. 6 Fitting of permeance at various velocities

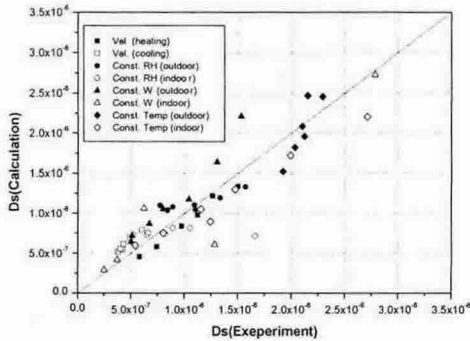


Fig. 7 Comparison of calculated permeance with experimental data

4. 성능예측 및 검증

먼저 종이열교환기의 현열전달 성능을 예측하기 위해서, 앞 절에서 얻은 성능예측 상관식 (7)과 성능시험조건인 면풍속 0.45m/s를 사용하여 대류열전달계수 h 를 구하면 식 (6)으로부터 총합 열전달계수 U 를 구할 수 있다. 이 값을 식 (4)에 대입하고 실제 환기장치의 열교환기 면적 A 와 저온, 고온측의 입구온도를 각각 대입한다. 또한 식 (2)와 식 (3)에 유량과 비열 그리고 입구온도를 각각 대입하고 식 (2), (3), (4)를 연립하여 계산하면 저온, 고온측의 출구온도인 T_{ho} 와 T_{co} 를 얻을 수 있다. 이렇게 얻은 출구온도를 사용하여 구한 유용도는 면풍속 0.4m/s에서 0.78이다. Fig. 8은 7월초 날씨 조건에서의 현열교환 유용도 값의 변화를 나타낸 것으로 0.77~0.82사이에서 변화하는 것으로 나타나 성능예측 상관식과의 차이는 평균 1.8%정도임을 알 수 있었다.

종이 열교환기의 잠열교환은 공기 중 수증기의 물질교환이므로 앞에서 구한 투과도 상관식으로부터 잠열교환 성능을 예측할 수 있다. 실험으로부터 얻은 저온, 고온측 입구의 상대습도와 실험 조건인 면풍속 0.4m/s를 식 (15)와 식 (17)에 대입하면 투과도 D_s 와 대류물질전달계수 h_m 값을 얻을 수 있으며, 식 (3-9)에 대입하면 총합물질전달계수 U_m 을 구할 수 있다. 또한 저온, 고온측의 출구온도인 T_{ho} 와 T_{co} 를 위에서 기술한 방법으로 구할 수 있다. 이 값들을 각각 식 (8)에 대입하면 물질전달량을 구할 수 있으며, 물의 증발잠열 h_{fg} 를 곱하면 잠열전달량을 구할 수 있다.

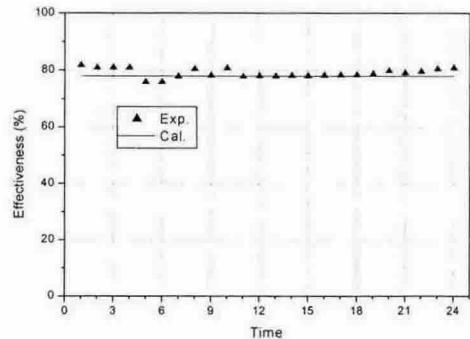


Fig. 8 Comparison of calculated effectiveness for sensible heat with experimental data

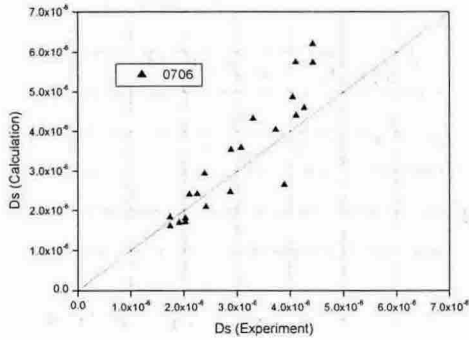


Fig. 9 Comparison of permeance on 6th July

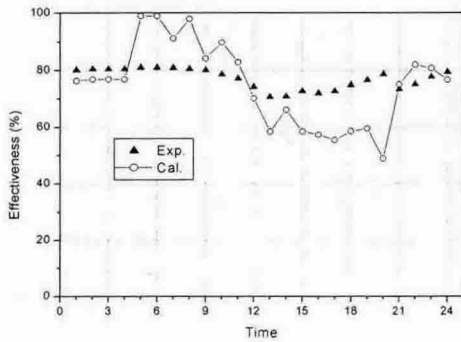


Fig. 10 Comparison of calculated effectiveness for latent heat with experimental data

Fig. 9는 7월초의 날씨조건에서 실험으로부터 구한 투과도와 성능예측 상관식으로부터 구한 투과도의 값을 비교한 것이다. 그 결과 유용도의 변화 경향은 비슷하게 나타났지만, 값의 크기는 평균 13.2% 정도의 오차범위 내에서 실험값과 예측값이 일치하는 것으로 나타났다. Fig. 10은 성능예측 상관식으로부터 구한 출구의 조건을 이용하여 얻은 값과 실제 실험값의 잠열전달 유용도를 비교한 것이다.

5. 결론

- 1) 종이 열교환기 입구의 속도가 증가하면 전열 열교환기의 대류열전달계수, 대류물질전달계수, 투과도는 증가한다.
- 2) 종이 열교환기의 대류열전달계수를 속도에

대한 이차식으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{냉방: } h = 15.71517 + 35.05521 V - 4.63648 V^2$$

$$\text{난방: } h = 11.23821 + 36.81265 V - 2.54969 V^2$$

3) 종이 열교환기의 대류물질전달계수를 속도에 대한 이차식으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{냉방: } h_m = 0.0147 + 0.03345 V - 0.00457 V^2$$

$$\text{난방: } h_m = 0.0099 + 0.03269 V - 0.00223 V^2$$

4) 환기시스템용 종이 열교환기 투과도의 속도와 상대습도 평균값에 대한 상관관계식은 다음과 같다.

$$Rh_t = -2.8 \times 10^{-5} + 1.8 \times 10^{-6} Rh_{ave} - 3.8 \times 10^{-8} Rh_{ave}^2 + 2.7 \times 10^{-10} Rh_{ave}^3$$

$$D_s = Rh_t (-0.17971 V^2 + 0.72564 V + 0.37093)$$

5) 성능예측식의 검증을 위해 실시한 실제조건에서의 열전달 성능시험 결과 실제값과 계산값 사이의 유용도는 현열의 경우 평균 1.8%, 잠열의 경우 평균 13.2% 정도의 오차를 보였다.

후 기

본 연구는 선문대학교 공조기술연구센터와 산업자원부 지역혁신인력양성사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 유성연, 정민호, 최재호, “배기열 회수용 종이 열교환기의 성능에 관한 연구”, 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 245-250, 2003.
3. 유성연, 최재호, 정민호, 김광영, “전열열교환기의 투과도 산정에 관한 연구”, 대한설비공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 91-96, 2004.
3. 김상민, 박명식, 이대우, 손장열, “공동주택용 폐열 회수기의 성능평가에 관한 연구”, 대한기계학회 하계학술발표대회논문집, pp. 929-935, 2001.
4. 손원득, 김석완, “전열열교환기에 의한 공조용 외부부하 저감량 예측을 위한 간이 근사식에 관한 연구”, 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집, pp.947-951, 2005.
5. 최재호 “종이 열교환기를 사용한 환기시스템의 성능에 관한 연구”, 석사학위논문, 충남대학교, 2004.