

종이 물성에 따른 판형 전열교환기의 성능

김 내 현[†], 조 진 표^{*}, 송 길 섭^{**}, 김 동 훈^{***}

인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 TIC, ^{**}인천대학교 클린에어나노테크, ^{***}(주)국일제지

Performance of a Plate-Type Enthalpy Exchanger Made of Papers Having Different Properties

Nae-Hyun Kim[†], Jin-Pyo-Cho^{*}, Gil-Sup Song^{**}, Dong-Hoon Kim^{***}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon

^{}TIC, University of Incheon*

*^{**}CleanAirNanoTech, University of Incheon*

*^{***}Kuk-Il Paper*

(Received March 4, 2008; revision received July 10, 2008)

ABSTRACT: The effects of paper properties such as density, air permeability, water vapor transmission rate on the thermal performance of plate-type enthalpy exchanger were experimentally investigated. Papers having different properties were made from the same pulp by calendering or refining. Enthalpy exchanger samples were made from the papers, and were tested according to the standard test procedure (KS B 6879). Effective efficiencies were obtained, which accounted for the air leakage between supply and exhaust streams. Results showed that paper density affected the sensible heat transfer of the samples. Sensible heat transfer increased with density of the paper. It was also shown that effective efficiency of latent heat transfer was approximately the same independent of the samples, which suggests that papers made of the same pulp show similar water vapor transmission characteristics independent of the degree of calendering or refining. Best performance was obtained for the sample having highest paper density and moderate water vapor transmission ratio.

Key words: Enthalpy exchanger(전열교환기), Leakage(누설), Air permeability(투기도), Water vapor transmission rate(투습도), Effective efficiency(유효 효율)

———— 기 호 설 명 ————		Q_m	: 모터 발열량 [W]
C	: 이산화탄소 농도 [kg/kg]	T	: 온도 [K]
c_p	: 비열 [J/kgK]	W	: 절대습도 [kg/kg]
E_G	: 이산화탄소 변화율 [-]		그리스 문자
i	: 엔탈피 [J/kg]		
\dot{m}	: 습기 유량 [kg/s]	η	: 효율 [-]
q	: 누설량 [m ³ /s]	η_q	: 누설률 [-]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

하첨자

e : 유효

i : 엔탈피
OA : 외기
RA : 환기
SA : 급기
T : 온도
W : 절대습도

1. 서 론

산업구조의 변화로 현대인들이 80% 이상의 시간을 주택, 사무실들의 실내공간에서 보내고 있음을 고려할 때 쾌적하고 건강한 실내공기 질의 유지는 매우 중요하다. 또한 공동주택을 포함한 건축물들은 에너지 손실을 줄이기 위하여 고기밀화, 고단열화 되는 추세이어서 실내에 오염물질이 축적되고 따라서 환기장치를 이용한 강제 환기가 필요하게 된다. 하지만 환기시 도입되는 실외공기는 실내 냉난방부하를 증가시키는데 이러한 문제는 열회수 장치가 장착된 환기장치를 사용함으로써 완화할 수 있다. 열회수 환기장치로는 열교환기가 휠 형태로 제작되어 회전하면서 급기와 배기사이 열교환을 하는 로터리 방식과 열교환기가 판형 고정식으로 제작되어 열교환하는 판형 방식이 있다. 로터리 방식은 판형 방식에 비하여 열교환 효율은 높으나 급기와 배기가 섞이는 문제가 있고 모터가 장착되므로 장치가 복잡해진다. 판형 방식은 구조가 간단하여 소용량의 환기장치에 널리 사용된다. 판형 열교환기 재료로는 알루미늄, 폴리프로필렌, 기능성 종이, 고분자 멤브레인 등이 사용된다.⁽¹⁻⁶⁾ 그 중 기능성 종이와 고분자 멤브레인은 급기와 배기사이에서 현열교환은 물론 수분교환도 가능하여(전열교환) 우리나라와 같은 여름철이 고온다습한 지역에서 적합한 재료로 평가되고 있다.⁽¹⁻²⁾ 특히 종이 재질 전열교환기는 가격도 저렴하여 가장 널리 적용되고 있다.

Fig. 1에 열회수 환기장치의 개략도가 나타나 있다. 실외의 신선한 공기는 송풍기로 흡입되어 전열교환기를 거치면서 실내의 배출 공기와 열 및 수분교환을 한 후 실내로 공급된다. Fig. 2에 직교류 형태의 종이 재질 전열교환기의 개략도를 나타내었다. 전열교환기는 전열막과 스페이서가 교대로 적층되도록 제작된다. 스페이서는 전열교환기의 형태를 유지하고 급기와 배기의 유로를 형성한다. 급기와 배기사이의 열 및 수분 전달은

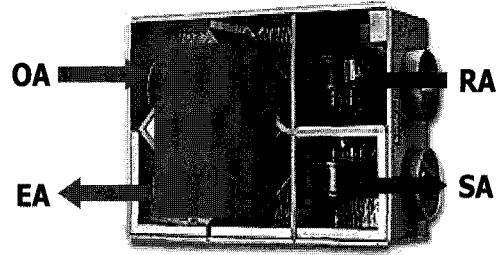


Fig. 1 Enthalpy recovery ventilator.

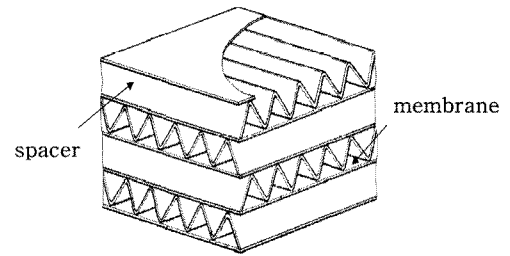


Fig. 2 Schematic drawing of the enthalpy exchanger made of paper.

전열막을 통하여 이루어진다. 열은 전도 형태로 전열막을 통과한다. 전도열전달은 열전도도에 비례하고 전열막 두께에 반비례하므로 전열막을 치밀한 구조로 하여 열전도도를 증가시키고 두께를 얇게 하는 것이 바람직하다.

수분이 섬유 재질의 전열막을 통과하는 메카니즘에 대해서는 아직 명확하게 알려져 있지 않다. 고분자 멤브레인의 경우는 수분이 전열막 표면의 친수성 고분자에 흡착되고 흡착된 수분은 전열막 내부의 미소 기공을 확산 이동한 후 반대편 표면에서 탈착되는 방식으로 이동한다고 알려져 있다.⁽⁵⁾ 이러한 메카니즘은 종이 재질의 경우도 유사하리라 예측된다. 종이 재질의 전열막의 경우는 수분 흡착을 강화하기 위하여 표면에 염화 칼슘, 염화 리튬 등 흡습제를 코팅하기도 한다. 전열막의 수분 투과 성능은 중량법⁽⁷⁾으로 측정한다. 중량법에서는 건조제(질산 칼륨, 염화 나트륨 등)가 담겨있는 접시 상부에 전열막을 설치한 후 이 접시를 규정된 온도와 습도로 유지되는 항온항습기 내에 하루 동안 두어 증가한 중량 즉, 전열막을 통과한 수분의 양을 측정하여 투습도($g/m^2/day$)를 구한다.

전열막은 열 및 수분 전달 성능 외에도 높은

기체 차폐성을 가져 급기와 배기가 섞이는 것을 막아야 한다. 높은 기체 차폐성을 가지려면 조직이 치밀해야 하는데 종이의 경우는 제지 공정 중 칼렌더링을 통하여 조직의 치밀도를 높인다. 칼렌더링이란 원지를 간극이 점차로 좁아지는 원통형 롤러(칼렌더) 사이로 연속적으로 통과시키며 섬유 조직의 치밀도를 증가시키는 작업을 말한다. 전열막의 기체 차폐성은 Gurley 법⁽⁸⁾을 사용하여 측정한다. 실험원리는 전열막 시료 전후에 1.23 kPa의 압력차를 형성하고 100 mL의 공기가 시료 단면적 6.42 cm²을 통과하는데 걸리는 시간을 측정하여 투기도로 정의한다.⁽⁸⁾ 따라서 투기도가 크면 기체 차폐성이 크다는 것을 의미한다. 이러한 투기도의 정의는 용어에 대한 일반적인 상식(예를 들어, 투기도가 크면 공기가 잘 통과한다)과 배치되므로 본 논문에서는 투기도를 기체 차폐도로 바꾸어 사용하였다. 참고로 일반 복사지의 기체차폐도는 4초 정도이고 전열교환기로 사용되기 위해서는 1000초 이상이 되는 것이 바람직하다. 종이 재질에서는 기체차폐도가 크면 투습도가 감소하는 경향을 보이므로⁽¹⁾ 최적의 전열 성능을 위해서는 둘 사이의 적절한 조화가 필요하다.

그간 판형 전열교환기에 대해서는 일부 연구가 수행되었다. Shin et al.⁽¹⁾은 종이 원지에 대한 특성 평가를 통하여 원지 두께가 증가할수록 공기와 수분의 투과 성능이 감소한다고 보고하였다. Kistler and Cussler⁽³⁾는 고분자 코팅된 섬유질 멤브레인으로 판형과 튜브형 전열 소자를 제작하고 수분 전달 실험을 수행하였는데, 튜브형 소자의 수분 전달 특성이 우수하다고 보고하였다. Johnson,⁽⁴⁾ Zhang and Niu,⁽⁵⁾ Zhang⁽⁶⁾은 고분자 재질 전열교환기에 대하여 현열 및 잠열전달 해석 모델을 제시하였다. 현열전달의 경우는 열교환기의 일반적인 모델이 적용되었고 잠열전달의 경우는 멤브레인 재질에 따른 흡습특성이 별도로 고려되었다.

상기 문헌 조사 결과는 재질의 물성이 전열교환기의 전열성능에 미치는 영향에 대해서는 고분자 재질의 경우 일부 검토되었을 뿐⁽³⁻⁶⁾ 종이 재질의 경우는 전무함을 보여준다. Sin et al.⁽¹⁾의 연구도 원지에 대한 물성이 측정되었을 뿐 원지 물성이 전열교환기 성능에 미치는 영향은 검토되지 않았다. 본 연구에서는 동일한 펄프로 밀도,

기체차폐도, 투습도등이 다른 네 종류의 종이를 제조하고, 이 원지를 사용하여 전열교환기 시료를 제작하여, 종이 물성이 전열 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 하지만 시료 한 종에 대해서는 전열교환기 제작이 용이치 않아 원지 성능만을 측정하고 전열교환기 성능시험은 수행하지 못하였다.

2. 전열교환기 성능시험

2.1 전열교환기 시료

Fig. 3에 동일한 펄프로 제조된 네 종류 시료 표면(시료 A', A, B, C)을 200배 확대한 SEM 사진을 나타내었다. 시료 A'은 전열교환기로 제작되지 못한 원지이다. 시료 A는 시료 A'을 칼렌더링을 통하여 기체차폐도를 8.5배 증진시킨 원지이고 시료 C는 시료 B를 칼렌더링하여 기체차폐도를 10배 증진시킨 원지이다. 시료 B와 시료 A'의 차이는 고해도에 있는데 시료 B는 시료 A'보다 종이 섬유의 고해도를 높여 기체차폐성을 1.7배 개선한 시료이다. 고해도는 펄프의 파쇄 정도를 의미하는데 장시간 파쇄 하여 섬유 길이를 짧게 하면 고해도가 높아진다. Table 1에 네 종류 종이의 물성을 나타내었다. 시료 A'의 물성은 시료 A 옆의 괄호 안에 나타내었다.

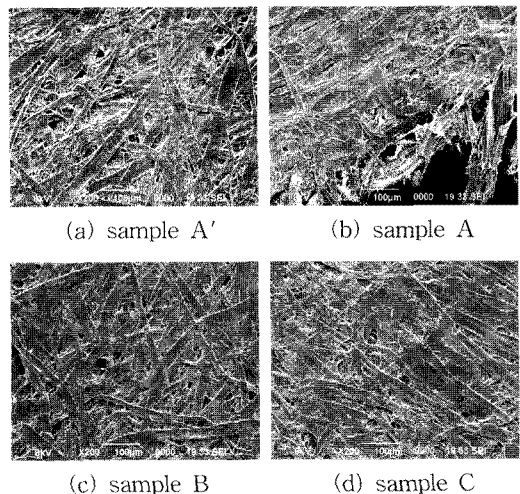


Fig. 3 SEM photos of paper samples(multiplied by 200 times).

Table 1 Specification of the papers

	specification		
	A(A')	B	C
weight (g/m ²)	41.8(40.6)	38.4	38.6
thickness (μm)	46.0(53.0)	48.5	45.0
density (g/m ³)	0.91(0.77)	0.79	0.86
water vapor transmission rate (g/m ² day)	3264(4046)	3992	3132
air permeability (sec)	910(106)	185	1850



Fig. 4 Equipment for measuring air permeability.

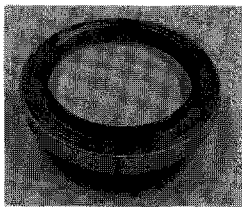


Fig. 5 Equipment for measuring water vapor transmission rate.

시료 A는 평량 41.8g/m², 두께 45 μm, 밀도(평량/두께)가 0.91 g/m³으로 넷 중 가장 크고 다음으로 C가 평량 38.6g/m², 두께 45 μm, 밀도는 0.86g/m³이다. B는 평량 38.4g/m², 두께 48.5 μm, 밀도가 0.79g/m³이고 시료 A'은 평량 40.6g/m², 두께 53.0 μm, 밀도가 0.77g/m³로 넷 중

가장 작다. 기체차폐도는 Gurley 법⁽⁸⁾으로 측정하였는데 Fig. 4에 측정장치의 사진을 나타내었다. 기체차폐도는 C가 1850초로 가장 크고 다음으로는 A가 910초, B와 A'은 185초, 106초로 작게 나타났다. 즉, 칼렌더링을 하지 않은 A'과 B의 기체차폐도가 낮게 나타났고 고해도가 낮은 A'에서 더욱 낮게 나타났는데 이러한 경향은 Fig. 3의 SEM 사진을 통해서도 확인할 수 있다. SEM 사진들을 비교해 보면 시료 A'에서 기공이 가장 많이 관측되고 다음으로는 시료 B에서 많이 관측된다.

투습도는 중량법⁽⁷⁾으로 측정하였다. Fig. 5에 중량법에 사용된 접시의 사진을 나타내었다. 건조제로는 무수 염화칼슘을 사용하였고 시험은 건조온도 40도, 상대습도 90%에서 수행되었다. 투습도는 시료 A'이 4046 g/m²day, 시료 B가 3992 g/m²day로 크고 A가 3264 g/m²day, C가 3132 g/m²day로 작게 나타났다. 본 시료들은 펄프로만 제조되었고 별도로 흡습 처리되지는 않았다. 시료 A'과 B의 투습도가 큰 이유는 Table 1에 나타나 있듯이 낮은 기체차폐도(낮은 조직 치밀도)가 주된 영향을 미친 것으로 판단된다. 즉, Fig. 3에서 보이듯이 다소 성긴 전열막 조직 사이로 수분이 공기와 같이 이동한 것으로 판단된다. 이러한 추론은 본 논문 말미의 유효습도교환효율과 투습도의 상관관계에 대한 논의를 통하여 다시 확인될 것이다. 시료 C의 경우는 기체차폐도가 가장 크고 투습도는 가장 작게 나타났다.

Table 2에 제작된 전열교환기의 제원이 나타나 있다. 가로, 세로, 높이는 각각 340 mm, 340 mm, 327 mm이고 스페이서의 끝 높이는 2.0 mm, 끝 핏치는 4.47 mm이다. 끝 형상은 이등변 삼각형에

Table 2 Specification of the enthalpy exchanger

	specification
corrugation pitch	4.47 mm
corrugation height	2.0 mm
size	340*340*327 mm
shape	

가깝고 스페이서와 전열막은 접착제를 사용하여 부착되었다. 전열교환기는 실제 운전 조건을 모사하기 위하여 열 회수 환기장치 내에 장착되어 시험되었다. 환기장치에는 전열교환기 외에 두 개의 250 CMH급 BLDC 모터가 장착된 아우터로터 방식의 송풍기가 장착되어 있다.

2.2 실험장치 및 절차

열 회수 환기장치의 성능은 배기로부터 회수되는 열의 회수 효율로 나타내는데 여기에는 온도교환효율, 습도교환효율, 전열교환효율이 있다. 온도교환효율은 현열전달에 의한 현열교환효율을 의미하고, 습도교환효율은 수분전달에 의한 잠열교환효율을 의미한다. 전열교환효율은 잠열과 현열을 모두 고려한 엔탈피 교환효율이다. 각각에 대한 정의는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\text{온도교환효율} : \eta_T = \frac{T_{OA} - T_{SA}}{T_{OA} - T_{RA}} \times 100 \quad (1)$$

$$\text{습도교환효율} : \eta_W = \frac{W_{OA} - W_{SA}}{W_{OA} - W_{RA}} \times 100 \quad (2)$$

$$\text{전열교환효율} : \eta_i = \frac{i_{OA} - i_{SA}}{i_{OA} - i_{RA}} \times 100 \quad (3)$$

상기 정의는 급기와 배기의 유량이 같다면 열교환기의 유용도(실제 전열량/최대 가능 전열량)의 정의와 동일하다.

전열교환기는 가능하면 기체 차폐성을 높여 배기와 급기가 섞이지 않도록 하는 것이 바람직하다. 하지만 실제로는 전열교환기의 전열막을 통하여 누설이 발생한다. 따라서 누설이 발생하는 경우는 측정치에서 누설에 의한 전열량을 제외함으로써 상기 효율들을 다시 정의할 필요가 있고 KS 규격에서는 이를 유효 효율로 칭한다.⁽⁹⁾

$$\text{유효온도교환효율} : \eta_{Te} = \frac{\eta_T - \eta_q}{100 - \eta_q} \times 100 \quad (4)$$

$$\text{유효습도교환효율} : \eta_{We} = \frac{\eta_W - \eta_q}{100 - \eta_q} \times 100 \quad (5)$$

$$\text{유효전열교환효율} : \eta_{ie} = \frac{\eta_i - \eta_q}{100 - \eta_q} \times 100 \quad (6)$$

여기서 η_q 는 누설률로 누설량을 급기량으로 나눈 값이다.

Fig. 6에 열 회수 환기 장치의 효율 실험장치가 나타나 있다.⁽⁹⁾ 실험장치는 2개의 항온항습 챔버, 흡입식 cord tester, 온습도 측정 장치, 자료 획득 장치로 구성되어 있다. 환기 장치 시료를 두 챔버 사이에 설치하고 실내와 실외 챔버의 온습도를 일정하게 유지한 상태에서 환기, 급기, 외기 덕트 내의 온습도를 측정한다. 이 측정값으로부터 온도, 습도 및 전열교환효율을 계산한다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2⁽¹⁰⁾에 규정된 노즐차압을 이용하여 측정하고 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1⁽¹¹⁾에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정한다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100Ω 센서(정밀도 ±0.01 °C)를 사용한다. 실험은 KS 규격(KS B 6879 : 열회수형 환기장치)에 따라 수행되었다. 냉방조건일 경우 실내측 온습도는 24 °C / 17 °C(건구/습구)로 유지되었고 실외측 온습도는 35 °C / 24 °C(건구/습구)로 유지되었다. 난방조건일 경우는 실내측 온습도는 건구/습구(22 °C / 14 °C)로 유지되었고 실외측 온습도는 건구/습구(2 °C / 0.5 °C)로 유지되었다.

누설률 실험장치는 Fig. 7에 나타나 있다.⁽⁹⁾ 누설률은 이산화탄소 이행법으로 측정한다. 즉, 환기부에 고농도의 이산화탄소를 공급하고 누설로 인한 외기부와 급기부의 이산화탄소 농도 변화를 측정하여 누설량을 결정한다. 측정 중 환기부의 이산화탄소 농도가 균일하게 유지되는 것이 중요한데 이를 위하여 환기부에 별도의 챔버를 설치하고 이산화탄소 펌프로부터 공급되는 고농도 이산화탄소와 유입되는 환기가 잘 섞이도록 한다. 실험은 환기부 챔버의 농도가 7000 ppm을 유지한 상태에서 수행되었다. 이산화탄소의 농도 측정은

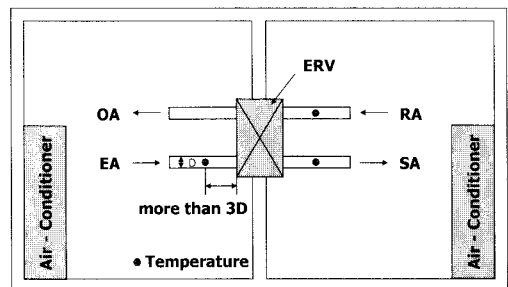


Fig. 6 Test facility for heat exchange efficiency.

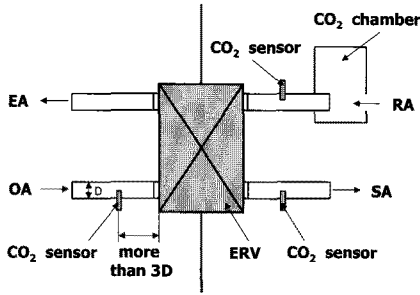


Fig. 7 Leakage test equipment.

외기(OA), 급기(SA), 환기(RA) 덕트 세 곳에 이산화탄소 센서를 설치하여 측정하였다.

누설률은 다음식으로 정의된다.

$$\text{이산화탄소 변화율} : E_G = \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{SA} - C_{RA}} \times 100 \quad (7)$$

$$\text{누설량} : q = V_s \times \frac{E_G}{100} \quad (8)$$

$$\text{누설률} : \eta_q = \frac{q}{V_s} \times 100 \quad (9)$$

이산화탄소 농도 측정에는 SenseAir사의 CO₂ 센서가 사용되었는데 이 센서는 측정범위 0~20,000 ppm에서 정확도는 ± 30 ppm이다. 오차해석⁽¹²⁾ 결과 온도, 습도 및 전열교환효율의 최대 오차는 각각 $\pm 2.7\%$, $\pm 4.4\%$, $\pm 3.9\%$ 로 나타났고 누설률의 최대 오차는 $\pm 4.8\%$ 로 나타났다.

온도와 습도 측정의 정확도를 확인하기 위하여 실험장치 내에 누설이 2% 미만인 전열교환기를 설치하고 배기(EA) 측의 건구온도와 습구 온도도 측정하여 열교환기를 지나는 외기와 실내공기 각각의 현열 전달량과 잠열 전달량을 측정하였다. 측정 결과 현열 전달량은 3%, 잠열전달량은 5% 내에서 서로 일치함을 확인하였다. 본 실험에 사용된 열회수 환기장치는 전열교환기 실험을 위하여 특별히 제작된 것으로 모든 연결부위를 실리콘 처리하여 전열교환기를 제외한 다른 부분에서의 누설을 최소화하였다. 실제로 이 환기장치에 누설률이 "0"인 브레이징된 알루미늄 현열교환기를 실험한 결과 거의 "0"의 누설률을 확인할 수 있었다. 본 실험에 사용된 Fig. 5와 Fig. 6의 실험장치는 KOLAS⁽¹³⁾ 인증 설비로 한국산업기술시험원의 실험장치와 비교실험을 통하여 동일한 정확도로 보정, 유지되고 있다.

3. 실험결과 및 고찰

실험은 동일한 환기장치에 전열교환기만을 교체해 가면서 수행하였다. Table 3과 Table 4에 실험결과가 나타나 있다. 우선 풍량을 비교해 보면 난방과 냉방 조건 모두에서 1% 이내로 일치함을 보인다. 또한 송풍기 가동에 소비되는 전력도 거의 같음을 보인다. Table 1에 나타나 있듯이 세 종류 시료의 전열막의 두께도 거의 같고 따라서 동일한 송풍기를 사용하였을 때 시료별 풍량의 차이가 거의 나타나지 않는 것으로 판단된다. Table 3과 Table 4의 소비전력을 비교해 보면 냉방조건에서 소비전력이 다소 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 냉방조건의 공기 온도가 높고 따라서 밀도가 작기 때문에 정압이 일정한 본 실험 조건에서 반송에 소비되는 동력이 커지는 것으로 판단된다.

Table 3과 Table 4에 나타난 누설률을 비교해 보면 시료 B에서 가장 크고, C에서 가장 작게 나타남을 알 수 있다. 이는 Table 1에 보여지듯이 시료 B의 기체차폐도가 가장 작고 C의 기체차폐도가 가장 크기 때문이다. Fig. 8에 기체차폐도에 따른 누설률을 나타내었다. 기체차폐도가 증가함에 따라 누설률이 거의 선형적으로 감소함을 보인다. Table 3과 Table 4의 효율값과 유효 효율

Table 3 Test results of the Enthalpy Recovery Ventilator for heating condition

	enthalpy exchanger			
	A	B	C	
flow rate (CMH)	251.5	252.5	254.5	
power consumption (W)	114.1	114.0	114.0	
leakage ratio (%)	10.3	15.8	6.46	
sensible heat exchange efficiency	η_T	88.4	87.2	86.4
	η_{Te}	87.2	84.6	85.3
latent heat exchange efficiency	η_W	57.6	60.4	56.0
	η_{We}	52.7	53.0	52.9
enthalpy exchange efficiency	η_i	79.4	79.1	77.4
	η_{ie}	77.0	76.0	76.5

Table 4 Test results of the Enthalpy Recovery Ventilator for cooling condition

		enthalpy exchanger		
		A	B	C
flow rate (CMH)		246.8	244.7	246.2
power consumption (W)		121.7	121.6	121.9
leakage ratio (%)		10.3	15.8	6.46
sensible heat exchange efficiency	η_{Te}	78.9	77.8	77.9
	η_{Te}	76.5	73.8	76.4
latent heat exchange efficiency	η_{We}	42.1	43.9	39.0
	η_{We}	35.5	33.3	34.8
enthalpy exchange efficiency	η_i	58.7	59.6	56.9
	η_{ie}	54.3	52.1	54.2

값을 비교해 보면 누설에 의하여 효율이 감소하고 누설률이 클수록 효율이 크게 감소함을 알 수 있다. 또한 효율 감소량은 난방보다는 냉방조건에서 크게 나타나는데 이는 식(4)~식(6)으로부터 미루어 알 수 있듯이 효율이 작으면 효율감소량이 더욱 크게 나타나기 때문이다.

Table 3과 Table 4의 유효온도효율을 보면 시료 A가 가장 크고 B가 가장 작음을 알 수 있다. 모든 시료들은 동일한 형상을 하고 있고 풍량도 거의 같기 때문에 대류열전달계수는 동일할 것이다. 그렇다면 온도효율의 차이는 전열막의 열전도도 차이에 기인한다고 판단할 수 있다. 본 연구에 사용된 전열교환기의 수력직경은 1.71 mm이고 정삼각 채널로 가정하여 균일 열유속 조건⁽¹⁴⁾에서 대류열전달계수를 구해보면 $48 \text{ W/m}^2\text{K}$ 가 된다. 종이의 열전도도를 0.18 W/mK ⁽¹³⁾로 가정하고 두께 $45 \mu\text{m}$ 에서 열저항비를 구해보면 전열막의 열저항이 총괄 열저항의 1.4%가 된다. 금속 재질의 열교환기의 경우는 전도 열저항이 무시할 만 하나 종이 재질의 경우는 낮은 종이의 열전도도로 인하여 상당량의 전도 열저항이 존재함을 알 수 있다. 본 연구에 사용된 전열막은 두께가 너무 얇아 열전도도의 측정이 용이하지 않았다. 하지만 종이의 열전도도는 종이의 밀도와 관련이 있으리라 예상된다. Table 1에 세 전열막의 밀도가 나타나 있는데 시료 A가 가장 크고 B가 가장

작음을 보여준다. Fig. 9에는 전열막의 밀도와 유효온도효율을 나타내었다. 냉방과 난방 모두에서 밀도가 증가할수록 효율이 증가함을 보여준다.

Table 3과 Table 4의 유효온도효율을 비교해보면 난방 조건에서 대략 10%(A의 경우 10.7%, B의 경우 10.8%, C의 경우 8.9%)높게 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 환기장치 내의 송풍기 발열이 급기에 포함되어 계측되었기 때문인데 이 발열은 난방의 경우는 효율을 높이고 냉방의 경우는 효율을 낮추는 방향으로 작용한다. 일반적으로 열교환기에 있어서 유용도(여기서는 효율)는 전달단위수(Number of Transfer Unit)에만 관계 있을 뿐 온도 조건과는 관계가 없다. 따라서 본 전열교환기의 온도효율은 송풍기 발열이 없다면 온도 조건에 관계없이(냉방과 난방시 동일하게) 같아야 한다. 따라서 하기 식으로 전열교환기만의 유효온도효율을 구할 수 있다.

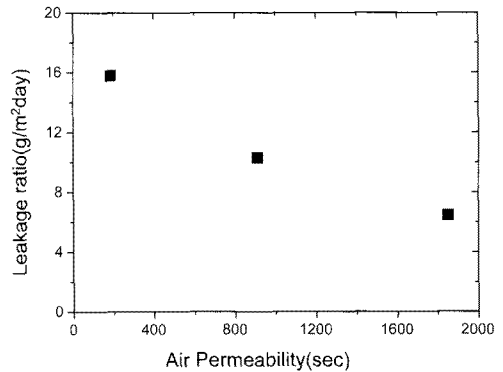


Fig. 8 Change of leakage ratio as a function of air permeability.

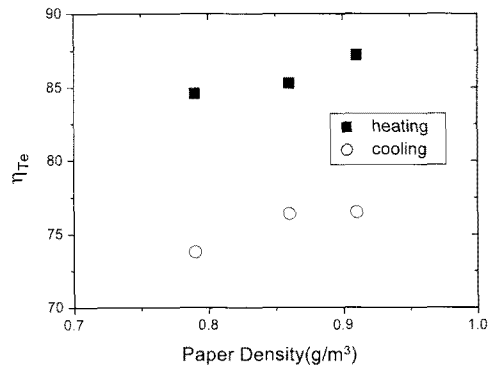


Fig. 9 Change of effective sensible heat efficiency as a function of paper density.

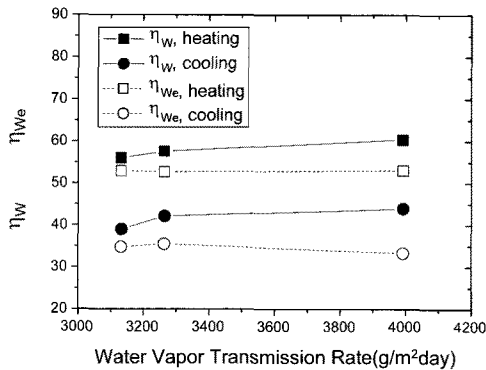


Fig. 10 Latent heat efficiency as a function of water vapor transmission rate.

$$\left[\eta_{Te} - \frac{Q_m / (m c_p)}{T_{SA} - T_{RA}} \right]_h = \left[\eta_{Te} + \frac{Q_m / (m c_p)}{T_{SA} - T_{RA}} \right]_c \quad (10)$$

상기 식의 좌변은 난방시 전열교환기만의 유효온도교환효율이고 우변은 냉방시 전열교환기만의 유효온도교환효율이다. 또한 Q_m 은 송풍기 발열량이다. 식(10)을 사용하여 전열교환기만의 유효온도교환효율을 구하면 시료 A의 경우 83.6%, B의 경우 81.0%, C의 경우 82.3%가 된다. 현재 에너지관리공단의 열회수 환기유닛에 대한 고효율 기준⁽¹⁶⁾을 보면 난방시 전열교환효율 70% 이상으로 되어 있다. 종이 재질 열교환기에서 전열교환효율은 온도교환효율보다 낮으므로 전열교환효율 70%를 만족하기 위해서는 온도교환효율이 80% 이상이 되도록 제품을 만드는 것이 일반적이다. 한편 온도교환효율을 보다 높이기 위해서 알루미늄 재질을 사용할 수도 있다. 실제로 알루미늄 열교환기를 사용하면 현재의 15% 채적에서 70%가 넘는 온도교환효율을 얻을 수 있다.⁽¹⁷⁾ 하지만 알루미늄의 경우는 습도교환이 불가능 하므로 전열교환효율은 오히려 종이의 경우보다 감소할 수 있다. 식(10)에서 송풍기 발열량 Q_m 을 구해보면 A의 경우 59.4 W, B의 경우 60.0 W, C의 경우 49.4 W로 Table 3과 Table 4에 나타난 소비전력의 41~50% 수준임을 보여준다. 시료코 쉘의 효율이 대략 60%임을 고려하면⁽¹⁵⁾ 상기 발열량은 적절한 값임을 알 수 있다.

Table 3과 Table 4의 습도교환효율을 비교하여 보면 난방시 효율이 현저히 큼을 알 수 있다. 일반적으로 고분자재료의 흡습능력은 상대습도의 증

가에 따라 증가한다.⁽⁵⁾ 본 실험의 난방시 상대습도는 실내 40%, 실외 76%이고 냉방시는 실내 50%, 실외 40%로 난방시 상대습도가 높아 흡습 성능이 증가하는 것으로 판단된다. 습도효율(유효습도 효율이 아님)은 시료 B에서 가장 크고 C에서 가장 작다. Fig. 10에 투습도와 습도효율(η_w)을 나타내었다. 냉난방시 모두 투습도가 증가하면 습도효율이 증가함을 보여준다. 하지만 누기량을 보정한 유효습도효율(η_{we})은 투습도와 거의 무관하게 일정함을 보인다. 이로부터 본 연구에 사용된 전열막의 경우 누설에 의한 수분 이동이 투습도 증가의 주된 요인이었음을 유추할 수 있다. 즉, Table 1에 시료 A'과 B의 투습도가 크게 나타나 있는데 이는 공기와 수분이 성긴 전열막 조직 내를 bulk로 이동하여 생긴 것으로 이 부분을 제외하면 시료간 투습성능의 차이는 크지 않다는 것이다. 따라서, 동일한 필프를 사용한 경우 기체차폐성을 높이기 위하여 필프의 고해도를 높이고 칼렌더링을 수행하더라도 원지의 유효투습성능은 크게 변화하지 않는 것으로 이해할 수 있다.

상기 온도와 습도 교환을 통합한 전열교환효율이 Table 3과 Table 4에 수록되어 있다. 유효전열교환효율은 시료 A가 가장 높고 시료 B에서 가장 낮게 나타났다. 시료 A는 전열막의 밀도가 높아 현열전달에 유리하고 기체차폐도도 상대적으로 높기 때문에 전열효율이 가장 높게 나타난 것으로 판단된다. 시료 B는 기체차폐도가 낮고 전열막의 밀도가 가장 작아 전열효율이 가장 작게 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 동일한 필프로 투기도, 기체차폐도, 밀도등 물성이 상이한 원지를 제조하고 이 원지로 전열교환기를 제작하여 종이 물성이 전열교환기 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 전열막의 밀도가 증가할수록 유효온도교환효율이 증가하였다. 이는 밀도가 증가할수록 열전도도도 증가하기 때문으로 사료된다.

(2) 유효습도교환효율은 모든 샘플에 거의 동일하게 나타났다. 이로부터 동일한 필프를 사용한 경우 기체차폐성을 높이기 위하여 필프의 고해도를 높이고 칼렌더링을 수행하더라도 원지의

유효투습성능은 크게 변화하지 않을 것으로 판단된다.

(3) 최적의 성능은 전열막의 밀도가 크고 기체차폐도도 상대적으로 높은 시료에서 얻어졌다. 기체차폐도가 너무 작으면 누설이 심하여 성능이 감소한다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 2006년도 중대형 과제(고효율 건물공조소재 개발) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Shin, S.-Y., Cho, M.-C., Lee, S.-H., Kim, B.-S., Kim, I.-K. and Lee, G.-G., 2004, Performance test of heat recovery ventilator element, Proceedings of the Summer Conference, The Society of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers, pp. 729-733.
2. Cho, M.-C., Lee, S.-H., Shin, S.-Y., Hong, Y.-K., Lee, S.-H. and Kang, T.-W., 2003, Development of HRV element using functional paper, New Technology Presentation, HARFKO Exhibition, pp. 73-77.
3. Johnson, J. E., 1997, Heat and mass transfer between two fluid streams separated by a thin, permeable barrier, Ph.D thesis, University of Minnesota, Department of Mechanical Engineering.
4. Kistler, K. R. and Cussler, E. L., 2002, Membrane modules or building ventilation, Transactions of IChemE, Vol. 80, Part A, pp. 53-64.
5. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Effectiveness correlations for heat and moisture transfer processes in an enthalpy exchanger with membrane cores, J. Heat Transfer, Vol. 124, pp. 922-929.
6. Zhang, L. Z., 2008, Heat and mass transfer in plate-fin sinusoidal passages with vapor permeable wall materials, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 51, pp. 618-629.
7. KS M 7019, 2001, Sheet materials-Determination of water vapor transmission rate-Gravimetric(dish) method.
8. KS M 7020, 2001, Paper and board-Determination of air permeability(medium range)-Part 5 : Gurley method.
9. KS B 6879, 2007, Heat-recovery ventilators.
10. ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
11. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
12. ASHRAE Standard 41.5, 1986, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.
13. Korea Lab. Accreditation Scheme, Korea Agency for Technology and Standards, Ministry of Knowledge and Economy.
14. Cengel, Y. A., 1999, Heat Transfer : A Practical Approach, McGraw-Hill Pub.
15. Fan Manual, 2005, Hanil Electric Co.
16. A Provision for Supply Expedition of High Efficiency Energy Equipment, Korea Energy Management Corp., 2006.
17. Kim, N.-H., Cho, J.-P., Han, S.-P. and Choi, J.-Y., Performance analysis and testing of a cross-flow aluminum heat exchanger for kitchen ventilation, J. of SAREK, Vol. 18, No. 3, pp. 193-201.