

주방환기용 직교류 알루미늄 열교환기의 성능해석 및 시험

김 내 현[†], 조 진 표^{*}, 한 성 필^{*}, 최 준 영^{**}

인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 대학원, ^{**}산업기술시험원

Performance Analysis and Testing of a Cross-Flow Aluminum Heat Exchanger for Kitchen Ventilation

N.-H. Kim[†], J.-P. Cho^{*}, S.-P. Han^{*}, J.-Y. Choi^{**}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{}Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea*

*^{**}Korea Testing Laboratory, Seoul 152-718, Korea*

(Received November 1, 2005; revision received January 13, 2006)

ABSTRACT: Thermal performance model was developed for a cross-flow aluminum heat exchanger with relatively short passage. Appropriate heat transfer coefficient and friction factor equations for laminar channel flow were obtained considering developing regions. The heat exchanger was analyzed using the unmixed cross-flow ϵ -NTU relationship considering leakage between streams. Thermal contact between corrugations and plates was also considered. Tests were separately conducted for two samples — one made of non-treated aluminum sheets, and the other made of varnish-treated ones. The samples were made by stacking corrugations and plates one after another. The model adequately predicted the thermal performance and pressure drop of the non-treated heat exchanger. The thermal performance of the varnish-treated one was 7~12% overpredicted, and the pressure drop of the varnished-treated heat exchanger was 5~15% underpredicted. The air leakage ratio of the non-treated heat exchanger was 23~26%. The ratio decreased to less than 10% with the varnish treatment.

Key words: Thermal performance analysis(전열해석), Aluminum heat exchanger(알루미늄 열교환기), Kitchen ventilation(주방환기), Air leakage ratio(누설률), Heat exchange efficiency(열교환 효율)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 a_1 : 식(21)의 변수 [W/K]
 a_2 : 식(22)의 변수 [W/K]

C : 열용량유량 [W/K] 또는 농도 [ppm]
 ΔC : 누설 열용량유량 [W/K]
 D_h : 수력 직경 [m]
 f : Fanning 마찰계수 [-]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도도 [W/mK]
 K : 보정계수 [식(19)] [-]
 K_c : 입출구 축소계수 [-]
 K_e : 입출구 확대계수 [-]

[†] Corresponding author

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

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

- l : 핀(골심지) 길이 [m]
- L : 열교환기 길이 [m]
- L_e : 입구영역의 길이 [m]
- Nu : Nusselt 수 [-]
- NTU : 전달단위수 [-]
- Pr : Prandtl 수 [-]
- Q : 전열량 [W]
- R : 열용량유량비 [-]
- Re : Reynolds 수 [-]
- R_w : 벽면저항 [K/W]
- t : 핀(골심지) 두께 [m]
- T : 온도 [K]
- U : 총합 열전달계수 [W/m^2K]
- V : 채널 내 유속 [m/s]
- x_t^+ : 무차원 입구길이($= x/(D_h Re Pr)$) [-]

T : 등온

1. 서 론

도시에서는 주방연료로 석유와 프로판가스, 도시가스 등이 사용된다. 이들 연료의 불완전연소에 의해 발생하는 CO, CO₂, NO₂ 등 각종 유해가스는 거주자에게 두통, 현기증, 졸음과 같은 실내환경 문제를 일으킨다.⁽¹⁾ 특히 주부가 하루의 대부분을 머무르는 주방공간의 경우 공기환경이 쾌적하게 유지되어야 한다. 한편 공동주택을 포함한 건축물들은 에너지 손실을 줄이기 위하여 고기밀화, 고단열화되는 추세이다. 이 경우 자연환기로는 요구환기량을 만족시킬 수 없고 환기장치를 사용한 강제 급배기가 필요하다. 환기장치는 별도의 유닛으로 주방에 설치될 수도 있고 렌지후드 내에 장착될 수도 있다. Fig. 1에 렌지후드 내에 장착된 환기 유닛의 개략도를 나타내었다. 렌지후드 내에 장착되는 경우 급기와 배기풍량비는 대략 1 : 3이다.

환기시 도입되는 실외공기는 실내 냉난방부하를 증가시킨다. 이를 완화하기 위하여 환기 유닛에는 열교환기가 장착된다. 폐열회수 열교환기로는 열교환기가 휠 형태로 제작되어 회전하면서 급기와 배기 사이의 열을 교환하는 휠 방식과 고정형 직교류 방식이 있다. 휠 방식은 직교류 방식에 비하여 열교환 효율은 높으나 급기와 배기가 섞이는 문제가 있고 모터가 장착되므로 장치

그리스 문자

- α : 꼭지각 [-]
- ϵ : 유용도 [-]
- η : 표면효율 [-]
- η_f : 핀효율 [-]
- η_a : 누설률 [-]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- σ : 축소계수 [-]

하첨자

- ad : 단열
- c : 저온측
- ent : 입구영역
- f : 골심지 또는 핀
- fd : 완전발달
- h : 고온측
- $H1$: 균일열유속
- l : 누설
- lm : 로그 평균
- m : 평균
- min : 최소
- max : 최대
- OA : 외기
- p : 전열판
- RA : 환기
- SA : 급기

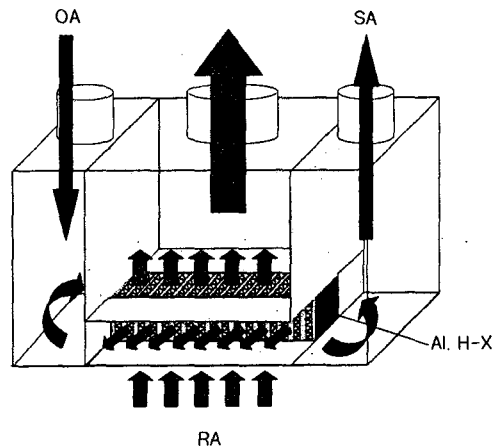


Fig. 1 Heat recovery unit for kitchen ventilation.

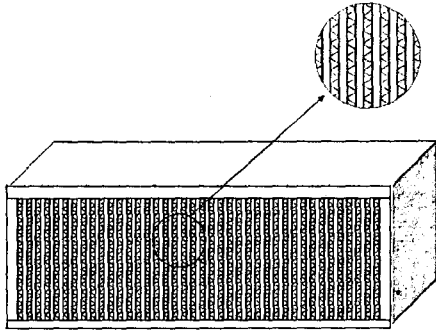


Fig. 2 Schematic drawing of the aluminum heat exchanger.

가 복잡해진다. 직교류 열교환기는 구조가 간단하여 소용량의 환기장치에 주로 사용된다.

폐열회수 열교환기에는 알루미늄, 폴리프로필렌 등과 같이 현열전달만이 가능한 재질로 만들어진 현열교환기와 멤브레인, 종이 등 전열교환이 가능한 재질로 만들어진 전열교환기가 있다. 렌지 후드와 같이 열원에 노출되고 기름 등으로 인한 2차오염이 있는 경우에는 알루미늄 열교환기가 사용된다. Fig. 2에 알루미늄 열교환기의 개략도를 나타내었다. 본 연구에서는 알루미늄 현열 열교환기에 대한 성능해석 모델을 개발하고 렌지 후드 운전조건에서 성능시험을 수행하여 현열교환 효율, 압력손실 등을 비교하였다.

2. 열교환기 제원

시험용 열교환기 제원을 Table 1에 나타내었다. 골심지와 전열판 모두 알루미늄으로 교대로 적층하여 제작하였다. 따라서 골심지와 전열판 사이에서 상당한 누설이 발생하였다(후술함). 이를 완화하고자 열교환기를 바니쉬 용제에 함침하였는데

이 경우 누설량을 상당히 경감시킬 수 있었다.

3. 성능해석

렌지후드용 알루미늄 열교환기는 골심지와 전열판을 적층하여 제작되고 브레이징이나 용접을 하지 않으므로 두 유체 간 누설이 발생한다. 따라서 누설을 고려한 성능해석이 수행되어야 한다. Fig. 3에 누설을 고려한 대향류 열교환기의 미소 검사체적에서의 에너지 균형을 나타내었다.

$$C_c dT_c = (U_m + \Delta C/A) dA (T_h - T_c) \quad (1)$$

$$C_h dT_h = -(U_m + \Delta C/A) dA (T_h - T_c) \quad (2)$$

여기서 ΔC 는 누설량에 비열을 곱한 값으로 누설량과 비열은 고온측과 저온측이 동일하다고 가정하였다. 식(1)과 식(2)의 양변을 각각 C_c 와 C_h 로

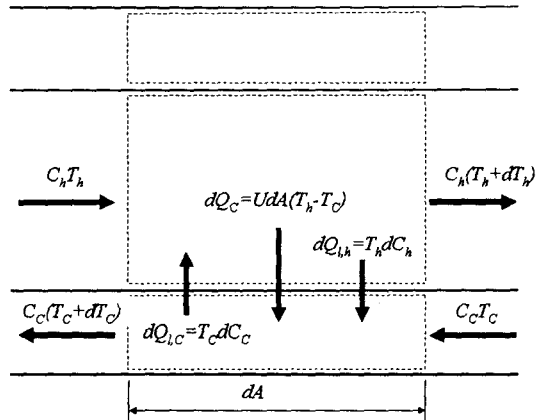


Fig. 3 Energy balance in the control volume of counter-flow heat exchanger with leakage.

Table 1 Specification of the cross-flow heat exchanger

Size (mm)	Corr. pitch (mm)	Corr. height (mm)	Corr. thickness (mm)	Plate thickness (mm)
	6.74	3.88	0.12	0.3
Width : 130 Length : 130 Height : 344				

나누고, 식(2)에서 식(1)을 뺀 후 열교환기 전체 길이에 대해 적분하면

$$\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = - \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) (U_m A + \Delta C) \quad (3)$$

고온 및 저온측 입출구 온도로부터 계산된 열량은 각각

$$Q = C_h(T_{hi} - T_{ho}) = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (4)$$

식(4)를 식(3)에 대입하면

$$\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = \frac{(\Delta T_b - \Delta T_a)(U_m A + \Delta C)}{Q} \quad (5)$$

또는

$$Q = (U_m A + \Delta C) \Delta T_{lm} \quad (6)$$

식(6)은 누설이 있는 경우에는 $U_m A$ 를 $U_m A + \Delta C$ 로 대체하면 누설이 없는 경우와 동일한 식을 사용할 수 있음을 보여준다. 이는 대향류뿐 아니라 다른 형태의 열교환기에도 동일하게 적용될 것이다.

본 연구의 알루미늄 열교환기는 비혼합 직교류로 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{\exp(-NTU^{0.78}R) - 1}{NTU^{-0.22}R} \right\} \quad (7)$$

여기서, $R = C_{min}/C_{max}$ 로 두 유체의 열용량유량 비이고, $NTU = (U_m A + \Delta C)/C_{min}$ 이다.

열교환기의 총합 열저항은 다음과 같다.

$$\frac{1}{U_m A} = \frac{1}{\eta_h h_h A} + \frac{1}{k A_p} + \frac{1}{\eta_c h_c A} \quad (8)$$

여기서, h_h 와 h_c 는 고온과 저온측 공기의 열전달 계수, A 는 골심지(A_f)와 전열판(A_p) 면적을 더한 공기측 전열면적, k 는 전열판의 열전도도, η_c 와 η_h 는 저온과 고온측 표면효율로 골심지의 핀 효율(η_f)로부터 아래 식으로 계산된다.

$$\eta = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \quad (9)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (10)$$

$$m = \sqrt{2h/(kt_f)} \quad (11)$$

알루미늄 골심지는 알루미늄 박판을 프레스로 성형하여 제작된다. 프레스 가공후 형상은 Table 1에 나타나 있듯이 모서리가 둥근 삼각형인데 본 연구에서는 이를 전열판과의 접점으로 형성되는 각진 삼각형으로 가정하였다. 삼각채널 내 층류 열전달계수는 Shah and London⁽²⁾에 상세히 기술되어 있다. 알루미늄 열교환기 채널의 수력 직경은 3.07 mm이고 채널 내 대표 풍속 2 m/s에서 Reynolds 수는 410으로 층류영역에 속한다. 채널 내 층류유동의 경우 Nusselt 수는 경계조건에 따라 크게 달라진다. Johnson⁽³⁾은 직교류 열교환기의 경우 길이방향으로는 균일 열유속 경계조건을 추천하였다. 골심지가 흰 역할을 할 경우에는 채널의 둘레방향으로 온도가 변하게 된다. 이러한 경우 정확한 Nusselt 수는 수치해석을 통하여 구할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 편의상 아래와 같이 점근식을 사용하였다.

$$Nu_{fd} = Nu_{H1, ad} + \eta_f (Nu_{H1, T} - Nu_{H1, ad}) \quad (12)$$

여기서, $Nu_{H1, ad}$ 는 원주방향으로 골심지는 단열조건, 전열판은 등온조건의 Nusselt 수이고, $Nu_{H1, T}$ 는 골심지와 전열막 모두 등온조건의 Nusselt 수이다. 두 값 모두 길이방향으로는 균일 열유속 조건이다. 상기 식에서 핀은 핀효율이 0인 경우에는 단열조건에 수렴하고 핀효율이 1인 경우에는 등온조건에 수렴한다.

완전발달유동의 경우 Shah and London⁽²⁾에 제시된 데이터는 아래 식으로 근사화된다.

$$Nu_{H1, ad} = 0.68223 + 0.04719 \alpha - 4.61073 E - 4 \alpha^2 + 1.26689 E - 6 \alpha^3 \quad (13)$$

$$Nu_{H1, T} = 2.20643 + 0.03373 \alpha - 3.72772 E - 4 \alpha^2 + 1.03723 E - 6 \alpha^3 \quad (14)$$

여기서, α 는 골심지의 삼각채널이 이루는 꼭지각이다. 마찰계수는 하기식으로 근사화된다.

$$fRe = 12.13866 + 0.04429\alpha - 4.84571E - 4\alpha^2 + 1.30781E - 6\alpha^3 \quad (15)$$

채널유동의 경우 입구영역이 존재하고, 입구영역에서의 열전달계수와 마찰계수는 완전발달영역의 값보다 크게 된다. Shah and London⁽²⁾에 제시된 삼각채널의 입구영역의 길이는 아래 식으로 근사화된다.

$$L_e = Re \times D_h \times (0.05577 - 5.66947E - 4\alpha + 5.68072E - 6\alpha^2 - 1.17436E - 8\alpha^3) \quad (16)$$

본 연구의 알루미늄 열교환기 삼각채널의 꼭지각은 82도이고 Reynolds 수 400에서 $L_e/D_h = 16.3$ 이 되는데 열교환기의 $L/D_h = 42.3$ 이므로 입구영역이 미치는 영향을 무시할 수가 없다. 열전달 입구영역의 길이는 위 식에 Prandtl 수(=0.7)을 곱하여 구한다. 입구영역의 평균 열전달계수는 Shah and London⁽²⁾에 일부 나타나 있다. Shah and London⁽²⁾에 제시된 값은 꼭지각 80°, 균일 열유속(H1) 경계조건에 대한 입구영역의 열전달계수로 본 연구의 경계조건(골심지가 흰 역할을 하는 경계조건)과는 다르다. 따라서 여기서는 입구영역의 열전달계수가 완전발달영역의 값과 비례한다고 가정하여 아래와 같이 구하였다.

$$Nu_{ent} = Nu_{H1,ent} \left(\frac{Nu_{fd}}{Nu_{H1,fd}} \right) \quad (17)$$

$$Nu_{H1,ent} = 4.52566 + 0.10569x_t^+ - 5.89713E - 4(x_t^+)^2 + 1.28526E - 6(x_t^+)^3 \quad (18)$$

여기서, $x_t^+ = x/(D_h Re Pr)$ 이다. 채널 평균 열전달계수는 입구영역과 완전발달영역의 값을 길이 평균하여 구하였다.

전술한 열교환기 해석[식(1)부터 식(7)]은 채널 내에서 열전달계수가 일정하다는 가정 하에 수행되었다. 본 연구의 열교환기와 같이 채널의 길이

가 짧아 길이방향으로 열전달계수가 변하는 경우에 대해서는 Roetzel⁽⁴⁾이 해석을 수행하였다.

$$U = KU_m \quad (19)$$

여기서, U_m 은 채널 평균 열전달계수를 사용하여 식(8)로부터 계산되는 평균 총합 열전달계수이고 K 는 입구영역에 대한 보정계수로 직교류 층류 유동의 경우 다음과 같다.

$$K = 1 - \frac{0.44 + 0.23R_w(a_1 + a_2)}{4.1 + \frac{a_1}{a_2} + \frac{a_2}{a_1} + 3R_w(a_1 + a_2) + 2R_w^2 a_1 a_2} \quad (20)$$

$$a_1 = \eta h_h A \quad (21)$$

$$a_2 = \eta h_c A \quad (22)$$

$$R_w = \frac{t}{kA_p} \quad (23)$$

직교류 열교환기의 경우 $K=0.92 \sim 0.97$ 이다.⁽⁴⁾ 본 연구의 시료와 시험조건에서 K 는 대략 0.93이었다. 열교환기 입출구의 압력손실은 유체의 밀도 변화를 무시하면 하기식으로 구한다.

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} \left\{ (K_c + 1 - \sigma^2) + 4f \frac{L}{D_h} - (1 - \sigma^2 - K_e) \right\} \quad (24)$$

여기서, K_c 와 K_e 는 입출구 축소 및 확대계수로 Kays and London⁽⁵⁾으로부터 구한다. 위 식을 사용하여 압력손실을 계산할 때 마찰계수는 완전발달값을 사용한다. 이는 입구영역의 영향이 이미 축소계수 K_c 에 포함되었기 때문이다.

4. 성능시험

공기 대 공기 열회수용 열교환기의 효율은 현 열전달 특성을 나타내는 현열효율(sensible heat effectiveness), 잠열전달 특성을 나타내는 잠열효율(latent heat effectiveness), 현열과 잠열을 모두 포함하는 엔탈피 전달 특성을 나타내는 전열효율(total heat effectiveness)로 구별된다. 본 연

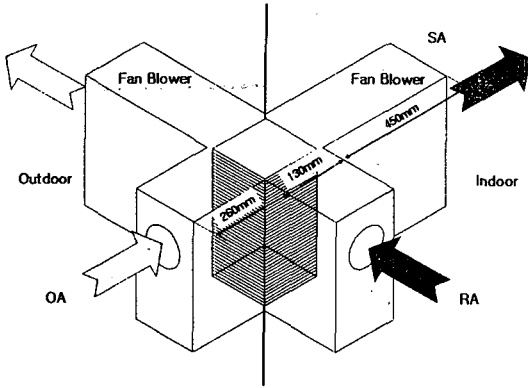


Fig. 4 Jig for the cross-flow heat exchanger test.

구에서는 현열효율만을 고려한다. 열교환기 유용도 ϵ 을 최소풍량(본 연구의 경우는 급기풍량)을 기준으로 기술하면 다음과 같이 되고 이는 현열효율의 정의와 같다.

$$\epsilon = \frac{C_{min}(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \quad (25)$$

시험을 위해서 Fig. 4와 같이 지그를 제작하였다. 지그는 십자모양으로 양끝에는 급기와 배기팬을 장착하였다. 지그에 장착된 팬은 렌지후드에 사용된 팬과 동일한 것으로 급기와 배기 풍량의 비가 1 : 3의 비율로 세팅되어 있고 풍량을 1 ~ 4단으로 조절하게 되어 있다. 각 세팅치별 표준 풍량값(20℃, 1기압)을 Table 2에 나타내었다.

열교환효율 실험장치를 Fig. 5에 나타내었다. 열

Table 2 Standard flow rate for various motor steps

Spec.	Discharge (CMH)	Supply (CMH)
4 Step	543	183
3 Step	434	158
2 Step	291	103
1 Step	168	49

교환효율 측정장치는 실내의 실의 온습도를 일정하게 유지한 상태에서 환기, 급기, 외기 덕트 내의 온도를 측정함으로써 현열교환효율을 계산한다. 실험장치는 2개의 항온항습 챔버, 급기량 측정을 위한 흡입식 cord tester, 온도측정 샘플러, 자료획득 장치로 구성되어 있다. 급기측 풍량은 ASHRAE 41.2⁽⁶⁾에 규정된 노출차압을 이용하여 측정하고, 환기장치의 입출구 온도는 ASHRAE 41.1⁽⁷⁾에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 공기측 온도는 교정된 Pt-100Ω 센서(정밀도 ±0.1℃)로 측정하였다. 실험은 한국설비기술협회규격 KARSE-B-0030-2003⁽⁸⁾에 규정된 방법으로 수행되었다. 실내측 온도는 건구/습구(27℃/19.5℃)로 유지되었고 실외측 온도는 건구/습구(35.0℃/24.0℃)로 유지되었다. 각 실의 외벽과 사이벽은 충분한 단열을 하였고, 각 실의 온습도 분포는 ±0.3℃ 내에서 균일하게 유지되었다.

시료의 온도는 환기, 급기, 외기의 세 곳에서 측정하였다. 한국설비기술협회규격에 따르면 급기 온도를 팬 후방에서 측정하도록 되어 있기 때문에 현열효율[식(25)] 산정시 팬 모터 발열량을 빼주어야 한다. 본 연구에는 시로코 팬이 사용되

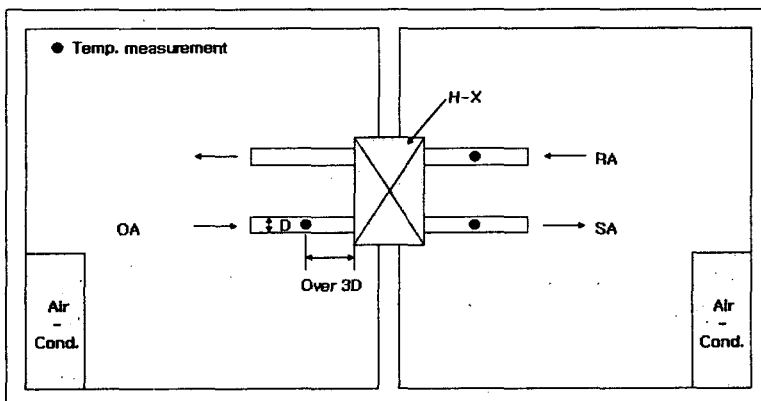


Fig. 5 Schematic drawing of the heat exchanger test facility.

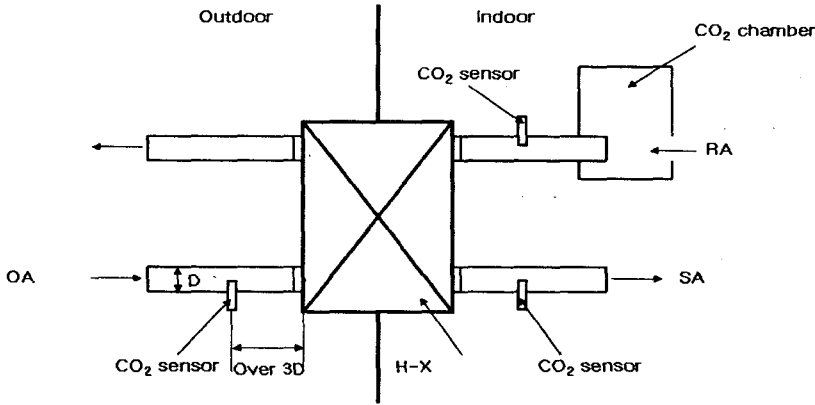


Fig. 6 Schematic drawing of test section for the leakage test.

있고 팬 효율을 60%로⁽⁹⁾ 가정하여 모터 발열량을 계산하였다.

이산화탄소 농도변화법⁽⁸⁾으로 열교환기의 누설률을 구하였다. Fig. 6에 누설률 측정 실험장치가 나타나 있다. 이산화탄소는 일정한 농도(7,000 ppm)로 급기 덕트로 공급된다. 열교환기 내에서 누설이 일어나면 외기와 급기의 이산화탄소 농도가 같지 않게 된다. 이산화탄소 농도는 외기(OA), 급기(SA), 환기(RA) 세 곳에서 측정하였다. 누설률은 다음 식으로 구한다.

$$\eta_q = \frac{C_{SA} - C_{OA}}{C_{RA} - C_{OA}} \quad (26)$$

CO₂ 농도 측정에는 SenseAir사의 CO₂ 센서가

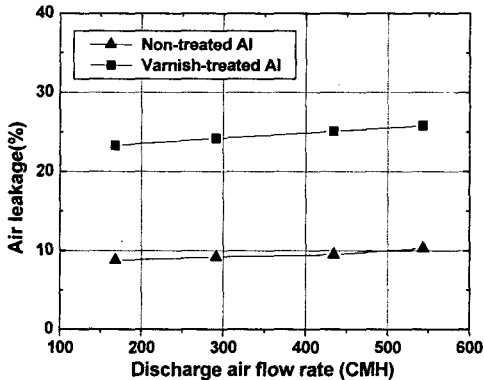


Fig. 7 Leakage ratio.

사용되었는데 이 센서는 측정범위 0~20,000 ppm에서 정확도는 ±30 ppm이다. 열교환기 양단의 압력강하는 팬 테스트⁽¹⁰⁾를 이용해서 풍량을 120~480 CMH까지 변화시켜 가면서 차압을 측정하였다. 차압측정에 사용된 압력계는 Yokogawa, EJA110A 모델로 측정범위 0~1 kPa(0~100 mmAq)에서 정확도는 ±0.1 Pa이다. 오차해석⁽¹¹⁾ 결과 온도효율의 오차는 ±6%, 누설률의 오차는 ±5%, 압력손실의 오차는 ±1% 이내로 나타났다.

5. 실험결과 및 고찰

Fig. 7에 순수 알루미늄 열교환기와 바니쉬 처리한 열교환기의 누설률을 비교하였다. 실험은 Table 2에 주어진 4개의 모터 스텝에서 수행되었

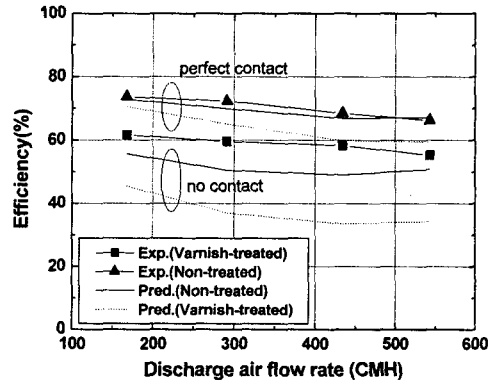


Fig. 8 Comparison of the predicted and experimental sensible heat exchange efficiency.

Table 3 Length of entrance region and Nusselt numbers

CMH	L_e/L	Nu/Nu_{fd}
543	0.97	2.18
49	0.08	1.10

고, Fig. 7의 x-축은 배기 풍량을 나타낸다. 이 그림은 바니쉬 처리한 열교환기의 누설률은 8~10%로 순수 열교환기의 누설률 23~26%에 비하여 현저히(2.5배) 감소하였음을 보여준다. 이는 바니쉬 처리에 의해 전열판과 골심지 사이의 누설부 기밀이 개선되었기 때문이다. 누설률은 풍량이 증가할수록 다소 증가하였다. 참고로 한국설비기술협회의 기준은 누설률 10% 이하이다.

Fig. 8에 현열효율 예측치와 실험값을 비교하였다. 예측은 골심지에서 전열판이 분리되어 골심지에서 열전달이 전혀 일어나지 않는 경우와 골심지와 전열판이 완벽한 접촉을 하고 있는 경우에 대하여 수행하였다. 순수 알루미늄과 바니쉬 처리한 열교환기의 예측치가 다른 이유는 누설률이 다르기 때문이다. 순수 알루미늄 열교환기의 경우 완벽한 접촉을 가정한 모델이 데이터를 잘 예측(1~4% 오차)함을 보여준다. 하지만 바니쉬 처리한 열교환기의 경우는, 데이터를 7~12% 과대 예측한다. 이는 바니쉬가 골심지와 전열판 사이에서 부가적인 열저항으로 작용하기 때문으로 판단된다. 전열판과 골심지가 분리되어 핀 역할을 전혀 못 한다고 가정한 모델은 데이터를 낮게 예측함을 알 수 있다. 전열판과 골심지가 완벽히 결합된 경우 골심지의 핀 효율은 99% 이상이었다.

Table 3에는 열교환기 전체 채널 중 입구영역이 차지하는 비율과 채널 평균 Nusselt 수가 나타나 있다. 이 표는 풍량 543 CMH의 경우는 대부분의 채널이 입구영역에 속하고 채널 평균 Nusselt 수는 완전발달값의 2.18배가 됨을 보여준다. 풍량이 줄어들면 입구영역의 길이가 줄어든다. 참고로 식(12)로 계산된 완전발달영역의 Nusselt 수는 3.06이었다.

Fig. 8의 예측치는 팬 효율을 60%로 가정하여 모터 발열을 고려한 경우이다. 팬 효율을 50%로 가정하면 모터 발열량은 증가하고 따라서 현열효율은 감소하게 된다. 팬 효율이 50%일 때 현열효율 감소율은 낮은 풍속에서는 7%, 높은 풍속에서는 4%가 되었다.

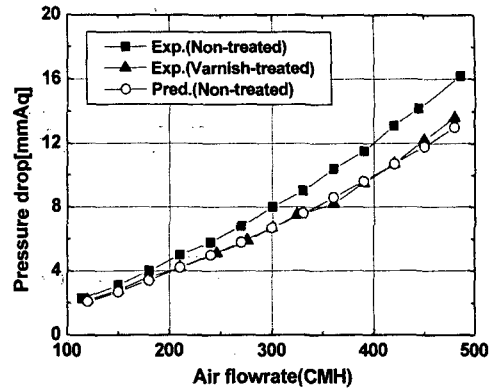


Fig. 9 Comparison of the predicted and experimental pressure drop.

Fig. 9에는 팬 테스트에서 측정된 열교환기의 압력손실 데이터와 예측치가 비교되어 있다. 예측치는 순수 알루미늄 열교환기 데이터를 5% 이내에서 잘 예측함을 보인다. 바니쉬 처리한 열교환기의 압력손실은 순수 알루미늄 열교환기보다 5~15% 크게 나타났는데 이는 바니쉬 처리에 따른 표면의 조도 때문으로 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 주방환기용 알루미늄 현열 열교환기에 대하여 전열해석 및 성능시험을 수행하였다. 입구영역을 고려하여 삼각채널 내 층류 유동에 대한 열전달계수 및 마찰계수를 구하였고 누설 및 핀효율을 고려한 열교환기 해석모델을 개발하였다. 또한 순수 알루미늄과 바니쉬 처리된 시료의 열교환효율, 압력강하 및 누설률을 측정하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 골심지와 전열판 사이의 완벽한 접촉을 고려한 열전달 모델은 순수 알루미늄 열교환기의 데이터를 4% 이내에서 적절히 예측하였다. 하지만 바니쉬 처리된 열교환기의 데이터는 7~12% 과대 예측하였다. 골심지와 전열판의 열전달을 무시한 모델은 데이터를 현저히 낮게 예측하였다.
- (2) 본 연구의 렌지후드 열교환기의 경우 높은 풍량에서 채널 대부분이 입구영역에 속하였다. 입구영역의 열전달계수 및 마찰계수는 완전발달값보다 현저히 높다.
- (3) 압력손실 모델은 순수 알루미늄 열교환기의 데이터를 5% 이내에서 잘 예측하였다. 바니쉬

처리된 열교환기의 압력손실은 순수 알루미늄 열교환기보다 5~15% 높게 나타났다.

(4) 순수 알루미늄 열교환기의 누설량은 23~26%이나 바니쉬 처리한 경우 누설량이 8~10%로 현저히 감소하였다.

후 기

본 연구는 2004년도 인천지역 환경기술지원센터 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. The act of indoor air quality for multi-use facilities, 2003, Ministry of Environment of Korea.
2. Shah, R. K. and London, A. L., 1978, Laminar flow forced convection in ducts, Advances in Heat Transfer, Eds., T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Supplement 1, Academic Press.
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. Roetzel, W., 1974, Heat exchanger design with variable transfer coefficients for cross-flow and mixed arrangements, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 1037-1049.
5. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, pp. 108-114.
6. ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
7. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
8. KARSE B 0030-2003, Performance Test of Ventilation Unit.
9. Fan Manual, 2005, Hanil Electric Co.
10. Fan Tester Manual, 2001, Incheon Technical Innovation Center.
11. ASHRAE Standard 41.5, 1986, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.