

통신 합체 냉각용 알루미늄과 플라스틱 열교환 소자의 성능 비교

Aluminum and Plastic Heat Exchange Element : A Performance Comparison for Cooling of Telecommunication Cabinet

김내현(Nae-Hyun Kim)[†]

인천대학교 기계공학과

Department of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon 22012, Republic of Korea

(Received January 1, 2017; revision received March 14, 2017; Accepted: March 16, 2017)

Abstract Heat generation rate in a telecommunication cabinet increases due to the continued usage of mobile devices. Insufficient removal of heat intensifies the cabinet temperature, resulting in the malfunction of electronic devices. In this study, we assessed both aluminum and plastic heat exchangers used for cooling of the telecommunication cabinet, and compared the results against theoretical predictions. The aluminum heat exchanger was composed of counter flow parallel channels of 4.5 mm pitch, and the plastic heat exchangers were composed of cross flow triangular channels of 2.0 mm pitch. Samples were made by installing two plastic heat exchangers in both series and parallel. Results showed that the heat transfer rate was highest for the series cross flow heat exchanger, and was least for the aluminum heat exchanger. The temperature efficiency of the series cross flow heat exchanger was 59% greater than that of the aluminum heat exchanger, and was 4.3% greater than that of the parallel cross flow heat exchanger. In contrast, the pressure drop of the parallel cross flow heat exchanger was significantly lower than other samples. The heat exchange efficiency was also the largest for the parallel cross flow heat exchanger. The theoretical analysis predicted the temperature efficiency to be within 3.3%, and the pressure drop within 6.1%.

Key words Telecommunication cabinet(통신 합체), Heat exchanger(열교환기), Aluminum(알루미늄), Plastic(플라스틱), Cross flow(직교류), Counter flow(대향류)

[†] Corresponding author, E-mail: knh0001@inu.ac.kr

기호설명

A	: 열전달 면적 [m^2]	Re	: Reynolds 수
C	: 열용량 [W/K]	t	: 튜브 두께 [m]
c_p	: 정압 비열 [J/kgK]	T	: 온도 [K]
D_h	: 수력 직경 [m]	U	: 총합열전달계수 [W/m^2K]
f	: 마찰계수	V	: 속도 [m/s]
h	: 열전달계수 [W/m^2K]	Γ	: 풍량 [m^3/s]
k	: 열전도도 [W/mK]	ϵ	: 유용도
L	: 길이 [m]	ΔP	: 압력손실 [Pa]
\dot{m}	: 질량 유량 [kg/s]	η	: 핀 효율
NTU	: 전달단위 수	η_o	: 표면 효율
Nu	: Nusselt 수	ν	: 동점성계수 [m^2/s]
Pr	: Prandtl 수	ξ	: 온도교환효율
Q	: 열전달율 [W]	Φ	: 열교환 효율
		ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

c	: 저온	max	: 최대
f	: 핀	min	: 최소
h	: 고온	o	: 공기측
in	: 입구	out	: 출구

1. 서 론

우리나라는 세계 최초로 CDMA 방식의 디지털 회선접속 방식을 상용화하였고 이후 이동통신 가입자는 기하급수적으로 늘고 있다. 단말기에서 나오는 신호를 수신하고 이를 증폭하여 재송출하는 중계기는 이동통신 시스템의 핵심 구성요소이다. 이동통신의 특성상 중계기를 옥외에 설치하는데, 대기 중의 먼지와 같은 오염 물질로부터 보호하여야 하고, 외부의 전자기파로부터 격리하여야 하며, 그 밖의 다른 위해 요소로부터 보호하여야 한다. 이 같은 이유로 중계기의 합체를 밀폐형으로 제작한다.

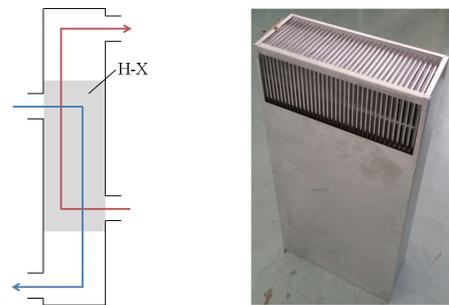
합체 내의 발열은 이동통신기기의 회선 처리 능력이 증가함에 따라 계속 증가하고 있다.⁽¹⁾ 이 열을 적절히 외부로 방출해 주지 않으면 중계기 내의 온도가 상승하여 전자장치 오작동의 원인이 된다. 일반적으로 중계기 내부에 장착되는 전자소자의 작동 상한 온도는 60℃정도이다. 중계기에서 발생하는 열은 출력신호가 작은 소형인 경우 수십에서 수백 W이고, 중형인 경우 수백 W에서 1 kW 내외, 광통신에 사용되는 대형인 경우 1~4 kW정도 된다.⁽¹⁾ 비교적 발열량이 적은 소형 중계기에서는 내부 발열을 합체 외벽에 방열 핀을 부착하여 자연대류에 의해 처리하고, 중형 중계기의 경우는 방열 핀 또는 열교환기를 사용하여 외기로 합체를 냉각한다. 대형 중계기에 있어서는 외기 냉각만으로는 부족하므로 공기조(에어컨)를 사용하여 합체를 냉각한다.⁽¹⁾ 최근에는 열싸이폰,⁽²⁾ 액체냉각^(3,4) 등의 냉각 방안이 제시되기도 하였다. 본 연구에서는 열교환기를 사용하여 외기로 합체를 냉각하는 강제대류식 냉각방식에 대하여 검토하였다.

Fig. 1에 강제 대류형 냉방 모듈이 설치된 합체의 사진을 나타내었다. Fig. 2에는 대향류 열교환기가 장착된 냉방 모듈의 개략도를 나타내었다. 냉각 모듈의 경우, 합체 내부에 전자 기기를 설치할 공간을 확보하고 합체 외부로 돌출되는 부분을 줄이기 위하여 그 깊이를 최소화한다. 현재 국내에는 독일제 냉각 모듈이 수입, 사용되고 있는데 그 깊이는 30 cm를 넘지 않는다.⁽⁵⁾ Fig. 2에는 방열량 600 W급 독일제 냉각 모듈에 장착된 열교환기도 나타나있다. 알루미늄 재질로 크기가 350 mm×140 mm×600 mm이다. 유동 형태는 대향류이고 평행 평판(핏치 4.5 mm)으로 채널이 구성되어 있다. 평판에는 열전달 촉진을 위하여 높이 2.2 mm, 직경 8.0 mm의 반구형 돌출부가 45 mm 간격으로 형성되어 있다.

본 연구에서는 통신 합체용 냉각 모듈 국산화의 일환으로⁽⁶⁾ 상기 독일제 알루미늄 열교환기의 성능을 상회하는 플라스틱 열교환기 개발을 수행하였다. 플라스틱은 알루미늄에 비하여 가격이 저렴할 뿐 아니라 부식 문제도 없다. 하지만 플라스틱은 열전도도가 0.1 W/mK 정도로 알루미늄(200 W/mK)보다 현저히 작다. 따라서 전도 열저항이 클 수 있는데 이를 줄이기 위해서는 플라스틱의 두께를 최소화하여야 한다. 본 연구에서는 두께 40



Fig. 1 Photo of the telecommunication cabinet.



(a) Cooling module (b) Counter flow H-X
Fig. 2 Sketch of the cooling module with counter flow heat exchanger and a photo of the aluminum counter flow heat exchanger.

μm의 플라스틱 필름을 사용하여 전도 열저항을 최소화하고자 하였다. 하지만 얇은 필름을 사용하면 구조적으로 약해 Fig. 2의 알루미늄 소자처럼 평행 채널로 구성할 수는 없다. 따라서 평행 채널 사이에 물결형 스페이서를 삽입하여 채널 간격을 유지하였다. 이 경우 채널 형상은 삼각형이 된다. 또한 열교환기 유로 형상도 대향류보다는 직교류를 검토하였다. 직교류는 대향류에 비하여 제조가 손쉬운 장점이 있다. 대향류에 비해 열전달 성능이 감소하는 문제는 직교류 열교환기 2개를 직렬 또는 병렬로 연결하고 채널 핏치를 줄여 열전달 면적을 증가시킴으로써 해결하였다. 플라스틱 재질로 제작된 직렬 직교류와 병렬 직교류 소자에 대해 성능 시험을 수행하고 알루미늄 대향류 소자와 비교하였다. 또한 실험 결과를 이론적 해석 결과와도 비교하였다. 플라스틱 열교환기는 열 회수 환기 장치, 간접증발냉각기 등에도 적용되고 있다.⁽⁷⁾

2. 실험장치 및 방법

2.1 시료

Fig. 3에 본 연구에서 고려한 직교류 소자의 사진과 채널 형상을 나타내었다. Fig. 3(b)는 평행 채널 내부에 물결형 스페이서가 부착되어 있음을 보여준다. 스페이서는 채널 간격을 유지함과 동시에 열전달 면적을 증가시키는 역할을 한다. 스페이서의 형상은 Fig. 3(b)에 나타나 있듯이 밑변 9.0 mm, 높이 5.0 mm의 꼭지각이 둥근 이등변 삼각형이다. 냉각 모듈에는 300 mm×225 mm×300 mm 크기의 직교류 소자 2개가 장착되어 있고 채널 핏치는 2.0 mm로 알루미늄 소자의 채널 핏치(4.5 mm)보다 작다. 직교류 소자의 크기는 추후 설명될 이론 해석을 통하여 선정되었다.

Fig. 4는 소자들이 시험 지그에 장착된 개략도를 보여준다. 지그는 430 mm×230 mm×1,570 mm 크기로 제작되었다. 직렬 직교류의 입출구는 지그의 양 끝에 위치하여 전체 유량을 하나의 소자에 직렬로 공급한다. 병렬 직교류의 경우는 입구가 지그의 중앙에 위치하여 두 개의 소자의 유량을 나누어 공급한다. 따라서 소자에 공급되는 유량은 병렬의 경우가 직렬의 절반이 된다. Table 1에 소자 및 지그의 사양을 정리하였다. 직교류 소자의 열전달 면적은 46.5 m²로 알루미늄 대향류 소자의 8.2배이다.

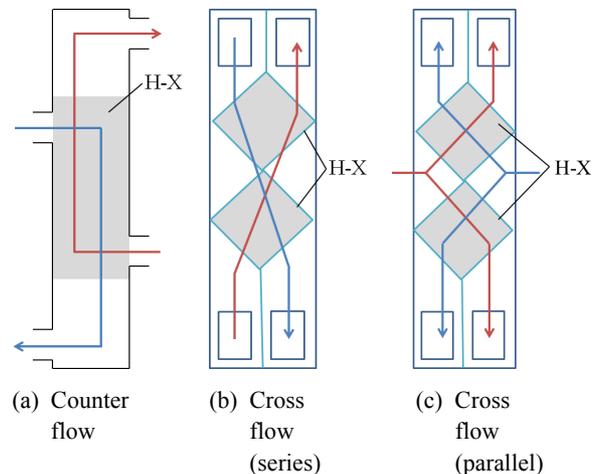
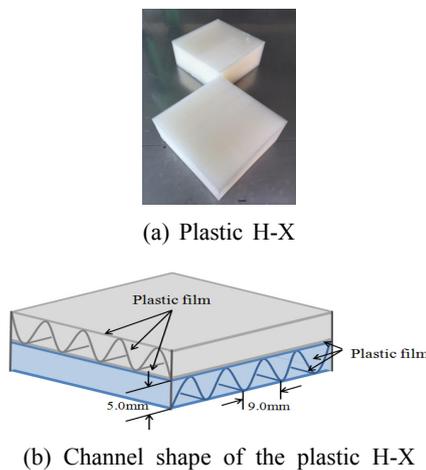


Fig. 3 A Photo and channel shape of the plastic heat exchanger.

Fig. 4 Sketches showing the samples mounted in a test jig.

Table 1 Specifications of the samples and matching jigs

Item	Counter flow	Cross flow(series)	Cross flow(parallel)
Size(mm)	350×600	300×300(2)	300×300(2)
Height(mm)	140	225	225
Pitch(mm)	4.5	2.0	2.0
Heat transfer area(m ²)	5.67	46.5	46.5
Inlet port(mm)	330×100	190×270	200×250
Outlet port(mm)	330×100	190×270	190×270(2)

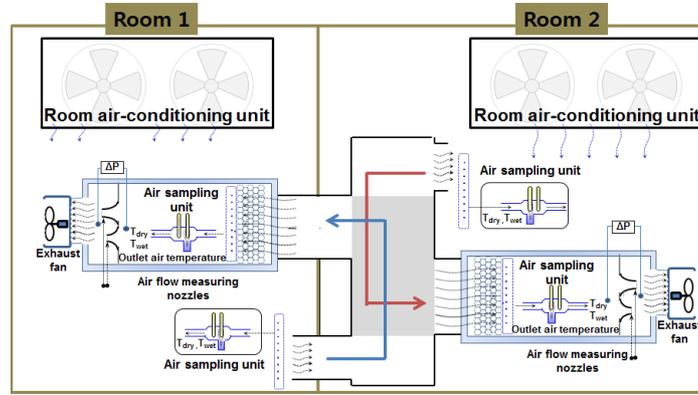


Fig. 5 Schematic drawing of the test facility.

2.2 실험장치

Fig. 5에 성능 실험 장치를 나타내었다. 실험 장치는 시험부와 두 개의 흡입식 풍동으로 구성되고 시험부는 풍동의 선단에 장착된다. 풍동 내부에는 시험부 출구 공기의 건습구 온도를 측정하기 위한 샘플링 유닛과 풍량을 측정하기 위한 노즐, 그리고 송풍기가 설치되어 있다. 풍동 입구부에는 와이어 메쉬를 설치하여 균질한 유동이 공급될 수 있도록 하였다. 풍량은 송풍기 모터에 연결된 인버터로 조절하였고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2⁽⁸⁾에 된 노즐차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1⁽⁹⁾에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100Ω 센서(정밀도 ±0.1℃)를 사용하였다. 시료의 압력손실은 정밀도 ±1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다. 실험은 실내와 실외측 입구 건습구 온도를 35℃/24℃, 24℃/17℃로 유지하고 풍량을 변화시키며 수행되었다. 이 온습도는 건물 공조시 하절기 설계 조건이다.⁽¹⁰⁾ 이 조건은 실제 함체의 운전 조건과는 상이하나 중계기 함체에 대해 시험 사양이 없는 상황에서 소자의 성능을 상대 비교하는 데는 무리가 없으리라 판단된다. 열교환기의 온도교환효율 ξ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\xi = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (1)$$

여기서 $T_{h,in}$ 과 $T_{h,out}$ 은 함체 입출구 온도 $T_{c,in}$ 은 외기 입구 온도(K)이다. 급배기 풍량이 동일한 경우 온도 교환 효율은 열교환기의 유용도와 같게 된다. ANSI/ASHRAE Standard 37⁽¹¹⁾에 따라 오차해석을 수행하였다. 건습구 온도 측정 오차 ±0.1℃, 유량측정오차 ±0.2% of full scale, 압력손실 측정의 오차 ±1.0 kPa을 고려하면 온도교환 효율의 최대 오차는 ±4.9%이고 압력손실의 최대 오차는 ±4.3%이다.

3. 열교환 소자 성능 해석

열교환 소자의 열전달율(Q)은 ϵ -NTU 방식으로 구할 수 있다.⁽¹²⁾ 실험 시 함체측(Q_h)과 외기측(Q_c)의 열전달율은 5% 내에서 일치하였다.

$$Q = \epsilon C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_h c_p, \dot{m}_c c_p) \quad (3)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_h c_p, \dot{m}_c c_p) \quad (4)$$

여기서 ϵ 은 열교환소자의 유용도, NTU는 전달 단위 수(number of transfer units), \dot{m}_h 는 합체 질량 유량(kg/s), c_p 는 공기의 정압 비열(kJ/kgK), \dot{m}_c 는 외기 유량(kg/s)이다. 직렬 직교류의 ϵ -NTU 해석 결과는 Kakac에 의해 그래프 형태로 제시되었다.⁽¹³⁾ 두 채널의 유량이 동일한 경우 ϵ -NTU 곡선을 다항식으로 회귀분석하면 다음 식이 얻어진다.

$$\epsilon = a + bNTU + cNTU^2 + dNTU^3 + eNTU^4 \quad (5)$$

$$a = 0.36, b = 0.202, c = -0.0356, d = 0.00294, e = -0.0000889$$

동일 유량시 대향류 및 직교류의 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{2}{1 - e^{-NTU}} - \frac{1}{NTU}} \quad (\text{Counter}) \quad (6)$$

$$\epsilon = 1 - \exp[NTU^{0.22} \exp(-NTU^{0.78}) - 1] \quad (\text{Cross}) \quad (7)$$

NTU는 하기식에서 구한다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (8)$$

여기서 U 는 총합열전달계수(W/m²K), A 는 열전달 면적(m²)이다. 플라스틱 소자의 경우 각 채널에 부착된 물결형 스페이서는 핀 역할을 하므로 UA 는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A} \quad (9)$$

$$\eta_{o,h} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_h) \quad (10)$$

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_c) \quad (11)$$

$$\eta_h = \frac{\tanh(m_h L_f)}{m_h L_f} \quad (12)$$

$$\eta_c = \frac{\tanh(m_c L_f)}{m_c L_f} \quad (13)$$

$$m_h = \sqrt{\frac{2h_h}{kt}} \quad (14)$$

$$m_c = \sqrt{\frac{2h_c}{kt}} \quad (15)$$

여기서 A_f 는 핀 면적(m^2), t 는 플라스틱 필름의 두께 (m), L_f 는 핀의 길이(m), h_h , h_c 은 합체측과 외기측의 열전달계수(W/m^2K), k 는 열전도도(W/mK), η_c 는 외기 측 핀효율, η_h 는 합체 측 핀 효율이다.

본 연구의 플라스틱 소자의 삼각 채널 내 Nusselt 수($Nu = h_h D_h / k$ 또는 $Nu = h_c D_h / k$)는 Kim⁽⁷⁾이 그래프 형태로 제시한 바 있다. 그들의 데이터를 Reynolds 수로 회귀 분석하면 다음과 같다.

$$Nu = 4.519 - 2.508E-3 Re + 1.719E-6 Re^2 - 1.500E-10 Re^3 \quad (16)$$

여기서 Reynolds 수 $Re = VD_h/\nu$ 로 V 는 채널 내 유속(m/s), D_h 는 수력직경(m)이다. 소자의 압력 손실 ΔP 는 다음 식에서 구한다.

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} (K_c + 4f \frac{L}{D_h} + K_e) \quad (17)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도(kg/m^3), V 는 채널 내 유속 (m/s), L 은 채널의 길이(m), K_c 와 K_e 는 축소 및 확대 손실 계수로 Kays and London⁽¹²⁾이 제시한 바 있다. 본 연구의 플라스틱 삼각 채널 내 마찰계수 f 는 다음 식으로 회귀 분석되었다.⁽⁷⁾

$$f = 0.20 + 3.65E-7 Re \ln(Re) - 2.46E-3 \ln^2(Re) \quad (18)$$

알루미늄 소자의 경우는 스페이서가 없으므로 UA 는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h A} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{h_c A} \quad (19)$$

알루미늄 소자는 표면이 매끈한 플라스틱 소자와는 달리 내측에 반구형 돌출부가 형성되어 있어 열전달 계수와 마찰계수의 예측이 어렵다. 따라서 실험 결과로부터 열전달계수와 마찰계수를 산정하였다.

제 2.1절에 기술한 직교류 소자 크기 선정을 위하여 소자의 높이에 따른 유용도(또는 온도교환 효율) 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 이 때 소자의 가로와 세로 길이는 냉각 모듈의 크기를 고려하여 300 mm×300 mm로 고정하였고 풍량도 400 m³/h로 고정하였다. Fig. 6은 소자의 높이가 증가할수록 유용도가 증가함을 보여준다. 이는 열전달 면적의 증가에 따라 NTU가 증가하기 때문이다. 또한 직렬 직교류 소자의 유용도보다 큼을 알 수 있다. Fig. 6은 소자 높이 225 mm에서 유용도가 70% 이상(직렬 직교류에서 76%, 병렬 직교류에서 72%) 임을 보여준다.⁽⁶⁾ 따라서 소자의 높이를 225 mm로 결정하였다.

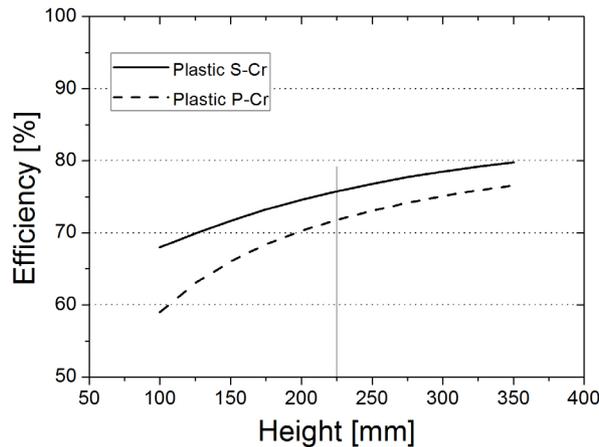


Fig. 6 Predicted temperature efficiency of the cross flow samples.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 7에 알루미늄 대향류 소자(Al Counter)와 플라스틱 직렬 직교류(S-Cr), 병렬 직교류 소자(P-Cr)의 열전달율을 비교하였다. 열전달율은 풍량이 증가할수록 증가함을 보인다. 또한 플라스틱 직렬 직교류 소자의 열전달율이 가장 크고(알루미늄 소자의 1.59배) 알루미늄 소자의 열전달율이 가장 작음을 보인다. 일반적으로 대향류의 열 성능은 직교류보다 우수하다. 또한 알루미늄의 열전도도는 200 W/mK로 플라스틱의 값(0.1 W/mK)보다 크다. 하지만 본 연구의 직교류 소자의 경우 핏치가 2.0 mm로 알루미늄 소자의 4.5 mm보다 크고 또한 직교류 소자의 채널에 부착된 물결형 스페이서로 인하여 열전달 면적이 현저히(8.2배) 증가된다. 직교류 소자의 열전달 면적 증가에 따른 열전달율 증가가 유동 형태에 의한 열전달율 감소보다 큰 영향을 미친 것으로 판단된다. Fig. 7은 또한 직렬 직교류 소자의 열전달율이 병렬 직교류 소자의 열전달율보다 4.3% 큼을 보여준다. 이는 직렬 직교류의 유용도가 병렬 직교류의 값보다 크기 때문으로 판단된다.

Fig. 8에는 식(1)로부터 계산된 온도교환효율을 나타내었다. 온도교환효율은 풍량이 증가할수록 다소 감소함을 보인다. 이는 풍량이 증가하면 NTU가 감소하고 따라서 온도교환효율도 감소한다. 플라스틱 직렬 직교류 소자의 온도교환효율은 알루미늄 소자의 값보다 평균 59% 크고 병렬 직교류 소자의 값보다는 평균 4.3% 크다. Fig. 9에는 제 3장의 이론 모델에 의한 예측치도 나타나 있다. 예측치는 Eq. (7)의 유용도 ϵ 으로부터 구해지는데 Eq. (16)의 Nusselt 수로부터 열전달계수를 구하고 이를 Eq. (9), Eq. (7)에 대입하여 구한다. Fig. 9는 풍량이 낮을수록 예측이 개선됨을 보여준다. 평균적으로 직렬 직교류 소자의 효율은 2.3%, 병렬 직교류 소자의 효율은 3.3% 낮게 예측되었다. 알루미늄 소자의 경우는 전술한 바와 같이 내측에 형성된 반구형 돌출부로 인해 열전달계수와 마찰계수의 예측이 어려워 이론 모델과 실험치를 비교하지 않았다.

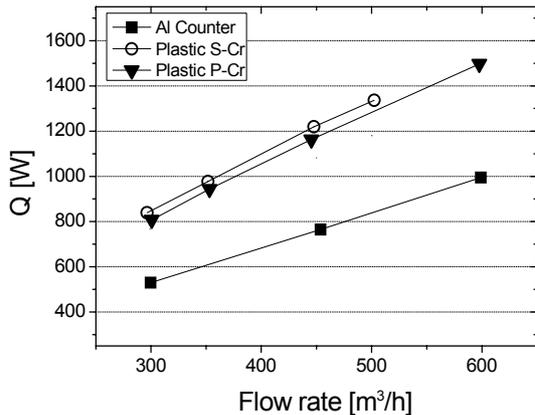


Fig. 7 Heat transfer rate of the samples.

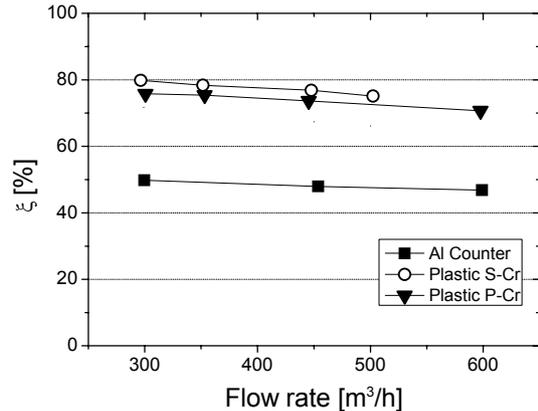


Fig. 8 Temperature efficiency of the samples.

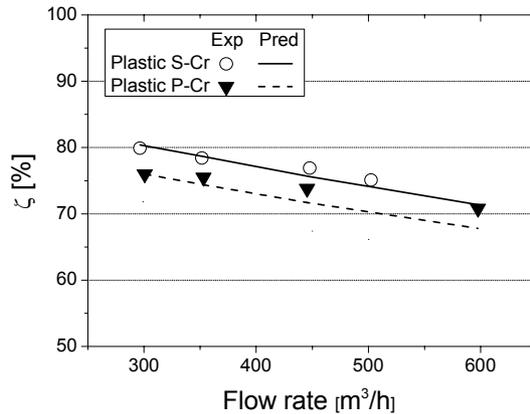


Fig. 9 Temperature efficiency of the samples compared with predictions.

Fig. 10에는 세 종류 시료의 압력 손실 ΔP (Pa)를 나타내었다. 알루미늄 소자를 기준으로 직렬 직교류는 42% 크게 나타났다. 이는 직교류 소자의 수력직경이 1.7 mm로 알루미늄 소자의 수력 직경 9.0 mm보다 현저히 작기 때문이다. 병렬 직교류의 경우는 알루미늄 소자에 비하여 48% 작게 나타났는데 이는 병렬 직교류의 경우 유량이 둘로 나뉘어져 소자에 공급되기 때문으로 판단된다. Fig. 11에 압력손실을 식(17)에 의한 예측치와 비교하였는데 6.1% 이내에서 예측함을 보인다. 알루미늄 소자는 Fig. 9와 동일한 이유로 비교되지 않았다.

Fig. 12에는 소자의 실험 결과로부터 도출된 Nusselt 수와 마찰계수를 나타내었다. Nusselt 수와 마찰계수는 제 3장의 성능 해석 절차를 역으로 수행하여 구하였다. Fig. 12는 알루미늄 대향류 소자의 Nusselt 수와 마찰계수가 직교류 소자의 값보다 현저히 큼을 보여준다. 이는 알루미늄 소자를 구성하는 평행 채널의 Nusselt 수 및 마찰계수가 직교류 소자를 구성하는 삼각 채널의 값보다 크기 때문이다. 참고로 등은 완전 발달 유동시 평행 평판의 Nusselt 수는 7.54, 마찰계수는 $f = 24/Re$ 인 반면 삼각 채널의 경우 Nusselt 수는 2.47, $f = 13.3/Re$ 이다. 또한 알루미늄 소자의 경우 평판에 형성된 반구형 돌출부가 Nusselt 수와 마찰계수를 더욱 증가시켰을 것으로 판단된다. Fig. 12에는 실험 데이터를 이론식의 예측치와 비교한 결과도 나타나 있다. 직교류 소자는 Eq. (16), Eq. (17)의 예측치와 비교하였는데 Nusselt 수는 19%, 마찰계수는 6.1% 내에서 일치한다. 알루미늄 소자의 경우 마찰계수는 Petukhov,⁽¹³⁾ Nusselt 수는 Gnielinski⁽¹⁴⁾ 식의 예측치와 비교하였는데 Nusselt 수는 예측치보다 1.4~1.7배, 압력 손실은 3.8~4.9배 크다. 이는 알루미늄 소자의 평판에 형성된 반구형 돌출부가 열전달 및 압력 손실을 증가시킨 원인으로 판단된다. 여기서 알루미늄 소자의 Reynolds 수는 반구형 돌출부를 무시한 직사각형 평행 평판의 값이다. Petukhov⁽¹³⁾와 Gnielinski⁽¹⁴⁾의 식은 다음과 같다. 마찰계수의 경우 Pethkhov의

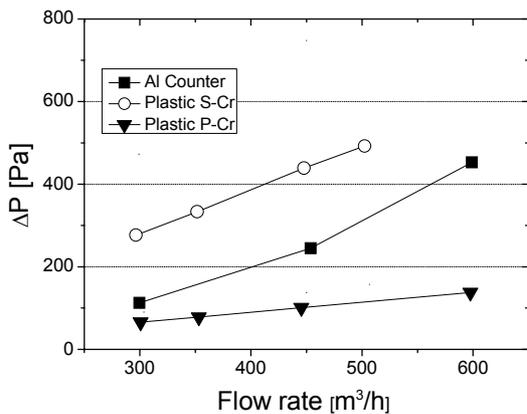


Fig. 10 Pressure drop of the samples.

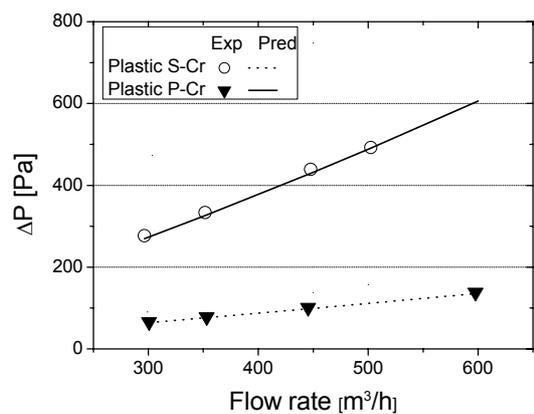


Fig. 11 Pressure drop of the samples compared with predictions.

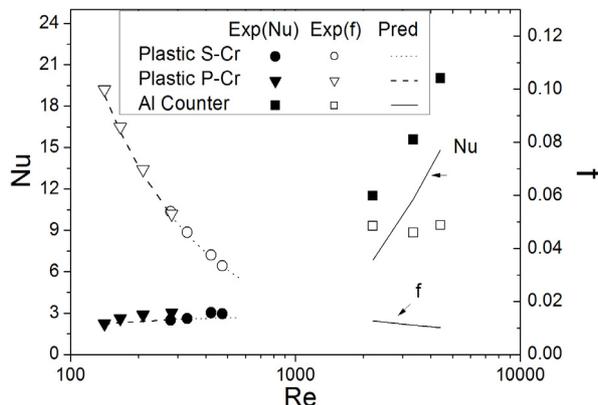


Fig. 12 Nusselt numbers and friction factors of the samples compared with predictions.

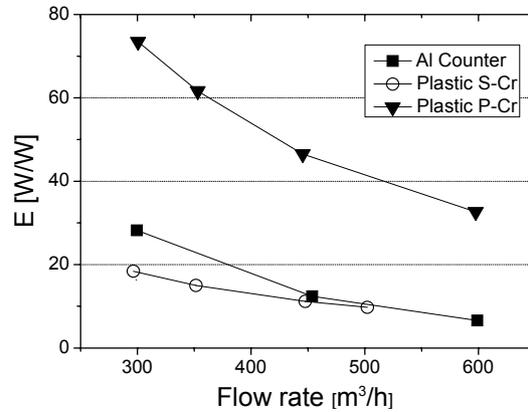


Fig. 13 Energy efficiency of the samples.

식은 적용 범위가 $Re > 10,000$ 이나 본 실험 범위($2,200 < Re < 4,400$)에 적합한 상관식이 없어 이 식을 사용하지 않았다.

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (Re > 10,000) \quad (20)$$

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (Re > 3,000) \quad (21)$$

Fig. 13에는 열교환 효율(Φ)를 나타내었다. 열교환 효율은 단위 소비동력($= \Gamma \cdot \Delta P$)당 열전달율(Q)의 비로 계산된다.

$$\Phi = \frac{Q}{\Gamma \cdot \Delta P} \quad (22)$$

여기서 Γ 는 풍량(m^3/s)이다. Fig. 12는 열교환 효율이 알루미늄 소자와 직렬 직교류 소자는 유사하고 병렬 직교류 소자에서 가장 큰 값을 보여준다. 이는 Fig. 10에 보여지듯이 병렬 직교류 소자의 압력손실이 다른 소자에 비하여 현저히 작기 때문으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 통신 합체 냉각 모듈용 알루미늄 및 플라스틱 소자의 성능에 대해 실험을 수행하고 이론적 해석 결과와도 비교하였다. 알루미늄 소자는 핏치 4.5 mm의 대향류 평행 채널로 구성되고 플라스틱 소자는 핏치 2.0 mm의 직교류 삼각 채널로 구성되었다. 두 개의 플라스틱 소자는 직렬 또는 병렬로 구성되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 플라스틱 직렬 직교류 소자의 온도교환효율은 알루미늄 소자의 값보다 평균 59% 크고 병렬 직교류 소자의 값보다는 평균 4.3% 크다. 이는 플라스틱 소자의 열전달 면적이 알루미늄 소자보다 현저히 크고 직렬 직교류의 유용도가 병렬 직교류의 값보다 크기 때문이다.
- (2) 알루미늄 소자를 기준으로 직렬 직교류 소자의 압력손실은 42% 크게 나타났다. 이는 직교류 소자의 수력직경이 1.7 mm로 알루미늄 소자의 수력 직경 9.0 mm보다 현저히 작기 때문이다. 병렬 직교류의 경우는 알루미늄 소자에 비하여 48% 작게 나타났는데 이는 병렬 직교류의 경우 유량이 둘로 나뉘어 소자에 공급되기 때문이다.
- (3) 열교환 효율은 병렬 직교류 소자에서 현저히 크게 나타났다.
- (4) 이론 모델에서 소자의 온도교환 효율은 3.3%, 압력손실은 6.1% 내에서 예측하였다.

References

1. Schmidt, R. R. and Shaukatullah, H. 2003, Computer and telecommunications equipment room cooling : a review of literature, IEEE Transactions on components and packaging technologies, Vol. 26, No. 1, pp. 89-98.
2. Kang, I.-S., Choi, D.-K., and Kim, T.-Y., 2004, The experimental study on the performance of two-phase loop thermosyphon system for electronic equipment cooling, Trans. B, KSME, Vol. 28, No. 4, pp. 415-424.
3. Jeon, J., Kim, Y., Choi, J.-M., Hyun, D.-S., and Yun, L., 2007, Performance characteristics of liquid cooling heat exchangers with MPCM slurry designed for telecommunication equipment, Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 710-717.
4. Kim, Y., Choi, J. M., Kang, H., Yoon, J., Kim, Y., Lee, H., and Choi, K., 2006, Performance characteristics of a hybrid air-conditioner for telecommunication equipment rooms, Korean J. Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 874-880.
5. Personal communication with Korea Tech. Co., 2016, <http://www.rittal.com/kr-ko/product/list.action?c=/Coolingunits&categoryPath=/PG0169KLIMA1>.
6. CleanAirNanoTech, 2016, 600 W telecommunication cabinet cooling module equipped with sensible heat. exchanger, Annual Report to KETEP, 2016.
7. Kim, N.-H., 2015, Performance comparison between indirect evaporative coolers made of aluminum, plastic or plastic/paper, J. Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 16, No. 12, pp. 8165-8175.
8. ASHRAE Standard 41.2, 1986. Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE.
9. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE.
10. KS C 9306, 2002, Air Conditioner.
11. ANSI/ASHRAE Standard 37, 2005, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE.
12. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Pub.
13. Petukhov, B. S., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, Advances in Heat Transfer, Vol. 6, eds., J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Academic Press, New York.
14. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.