

냉각탑용 직교류형 플라스틱 공기가열기의 열전달 및 압력손실

김내현^{1*}

¹인천대학교 기계시스템공학부

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Cross-Flow Plastic Air Heater for a Cooling Tower

Nae-Hyun Kim^{1*}

¹Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University

요 약 본 연구에서는 냉각탑 출구의 상대습도를 낮춰 백연을 저감하기 위한 목적으로 웨브론형, 웨이브형 그리고 딴플형 공기가열기 시료에 대한 성능시험을 수행하였다. 실험은 시료의 전방풍속 1~3 m/s, 물 유량 0.19~0.33 kg/s 범위에서 수행되었다. 실험 결과 모든 시료에서 전열량은 전방풍속과 물 유량이 증가할수록 증가하였다. 공기측 압력손실도 풍속이 증가할수록 증가하였다. 동일 풍속에서 전열량은 웨브론 형상에서 가장 크고 (평판의 1.5~1.7배) 딴플, 웨이브, 평판 순으로 나타났다. 소비동력 대비 전열량도 웨브론 형상에서 딴플 형상보다 15% 정도 크게 나타났다. 하지만 다른 세 종류의 형상에서는 큰 차이를 보이지 않았다.

Abstract In this study, experiments were performed on air heater samples with three different shapes (chevron, wave and dimple type) to reduce the plumes from cooling towers. The tests were conducted for a range of frontal air velocities of 1~3 m/s and water flow rate 0.19~0.33 kg/s. The results showed that the heat transfer rate increased with increasing air velocity or water flow rate. The air-side pressure drop also increased with increasing air velocity. At the same frontal air velocity, the highest heat transfer rate was obtained for the chevron sample (1.5~1.7 times compared to that of the plate sample), followed by the dimple, wave and plate samples. The heat transfer rate per unit power consumption was also 15% larger than that of the dimple sample. On the other hand, there was no noticeable difference between the other samples.

Key Words : Heat Transfer, Pressure drop, Cooling Tower, Air Heater

1. 서론

산업설비 및 공조설비에서 발생하는 열부하는 주로 냉각탑을 사용하여 외부로 방출된다. 냉각탑은 공기의 흐름을 형성하는 송풍기와 물의 흐름을 가이드하는 충전재로 구성된다. 송풍기로는 프로펠러 팬 또는 원심식 송풍기가 사용된다. 물은 충전재 상부에 설치된 노즐로부터 공급되는데 충전재에서 얇은 수막 형태로 흘러내린다. 냉각탑은 공기와 물의 흐름 방향에 따라 직교류형과 대향류형으로 구분된다[1,2].

최근 들어 환경에 대한 관심이 높아지며 냉각탑의 백연 문제가 사회적으로 이슈가 되고 있다. 백연이란 냉각탑 출구에서 방출되는 습공기가 주위의 차가운 대기와 혼합되는 과정에서 수증기의 재응축에 의해 생성되는 과포화 상태의 안개와 같은 액적을 말한다. 백연을 방지하기 위해서는 냉각탑 출구 공기의 상대습도를 낮춰 차가운 외기와 접하더라도 포화선을 넘지 않도록 하면 된다. 냉각탑 출구의 상대습도를 낮추는 방안으로는 외기의 일부를 가열하여 출구 습공기와 섞어주는 방법이 널리 사용된다[3,4]. Fig. 1에 공기가열기가 장착된 냉각탑의 개

본 연구는 2011년도 중소기업 산학연공동기술개발 사업(과제명 : 냉각탑 백연 저감용 판형 플라스틱 공기가열기 개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

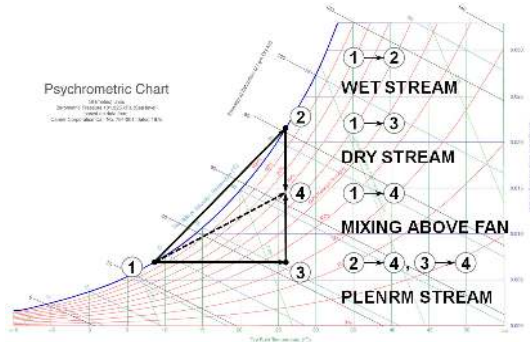
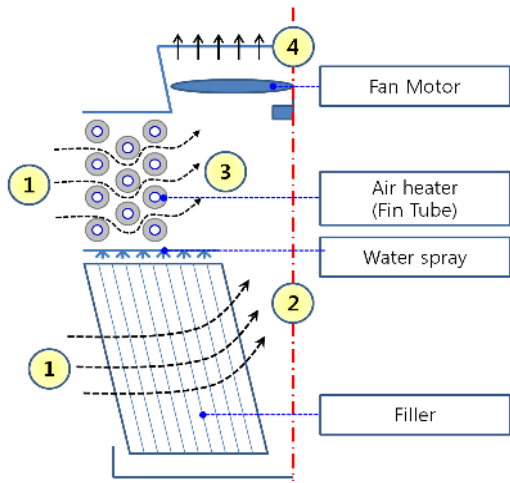
*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(Incheon National Univ.)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received August 14, 2013

Revised (1st September 23, 2013, 2nd October 11, 2013)

Accepted December 5, 2013

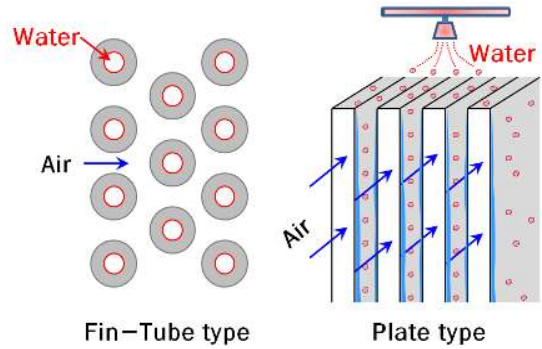


[Fig. 1] Schematic drawing and diagram of the cooling tower equipped with an air heater

략도 및 백연방지 메카니즘을 습공기선도에 나타내었다. 공기가열기가 없을 경우 출구공기②는 외기①과 직접 만나게 되며 냉각탑 상부에서 외기온도①로 냉각될 때 포화선 상부를 지나게 되어 백연이 발생한다. 반면 공기 가열기가 적용된 경우 혼합된 출구 공기 상태는 ④로 포화선 아래에서 외기온도로 냉각되어 백연이 생기지 않는다.

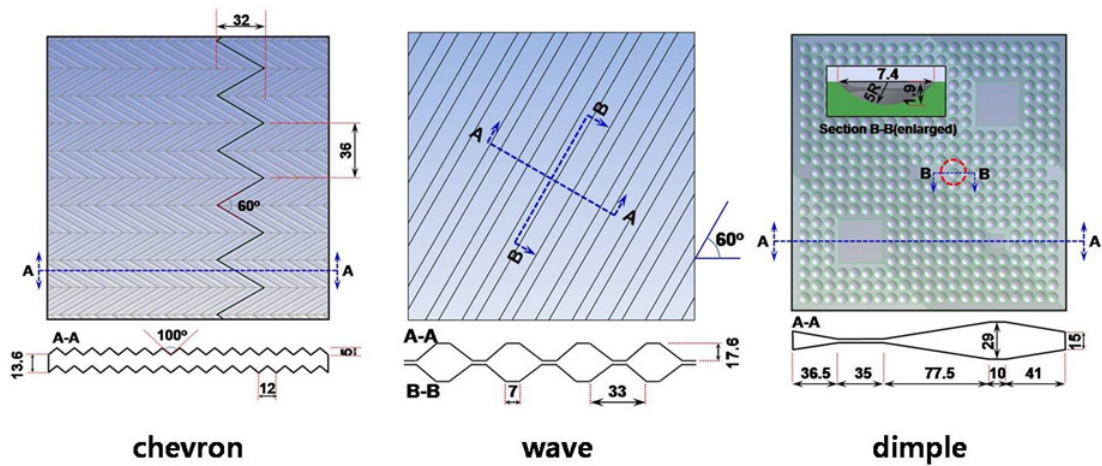
현재 공기가열기로는 금속 재질의 핀-튜브 형상이 주로 사용된다. 핀-튜브 형상에서는 튜브 내로 35°C~40°C의 순환수가 흐르며 핀 사이의 공기를 가열한다. 하지만 핀-튜브 형상의 경우 가격이 고가이고 부식과 관내 스케일 부착 등의 문제가 있다. 이러한 문제는 판형의 플라스틱 열교환기를 사용하면 완화될 수 있다[5].

Fig. 2에 핀-튜브형과 판형 플라스틱 공기 가열기 개략도를 나타내었다. 판형플라스틱 공기 가열기는 수직 열교환관을 교차 적층하여 구성되는데 열교환관 한쪽 면에서는 35°C~40°C의 고온수가 액막 형태로 흐르며 다른 면에서 직교류 형태로 흐르는 공기를 가열한다.



[Fig. 2] Schematic drawing of fin-tube type and plate type air heater

공기가열기의 전열성능을 향상시키기 위해서는 열교환관을 고성능화 하여야 한다. 그간 판형열교환기에 대해서는 다수의 연구가 수행되었다. 하지만 대부분은 쉘브론형상의 금속제 판이 교대로 적층된 형상에 대한 연구로 주로 액체간의 열전달에 초점이 맞춰져 왔다[6-8]. 플라스틱은 금속보다 형상 가공이 용이하다. 따라서 쉘브론형상 외에도 여러 다른 형상(딴플, 물결형 등)의 가공이 용이하고 이러한 형상은 냉각탑의 충전재, 배열회수용 열교환기에 널리 적용되고 있다. Lee et al. [9]은 쉘브론형, 웨이브형, 딴플형 등의 열교환관으로 만들어진 냉각탑 충전재에 대한 성능실험을 수행하였다. 전열량은 쉘브론형에서 가장 크게 나타나고 소비동력은 웨이브형에서 가장 작게 나타났다. Lee et al. [10]은 쉘브론형, 웨이브형, 딴플형 열교환관에 대한 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 공기의 흐름만을 고려하여 수행되었는데 열전달은 쉘브론형에서, 압력손실은 딴플형에서 크게 나타남을 보고하였다. Yoo et al. [11]은 배열 회수용 플라스틱 판형 열교환기의 전열성능을 향상시키는 방안으로 난류촉진형, 웨이브형, 딴플형에 대한 성능시험을 수행하였다. 실험결과 전열성능은 웨이브형에서 가장 크게 나타나고 압력손실은 딴플형에서 가장 작게 나타났다. Yoo et al. [12]은 상기의 연구를 확장하여 웨이브형 판형 열교환기에서 유로의 높이가 열전달 및 압력 손실에 미치는 영향을 검토하였다. 동일 전면 풍속에서 유로의 높이가 낮아질수록 압력손실과 전열량이 증가한다고 보고하였다. Chung et al. [13]은 Yoo et al. [11]이 실험한 세 종류의 고성능 열교환관(난류촉진형, 웨이브형, 딴플형)의 전열량 및 압력손실에 대한 수치해석을 수행하였는데 계산 결과는 실험 결과와 대체로 일치하는 경향을 보였다. 특히 웨이브형의 경우 윗판과 아랫판의 웨이브가 교차하는 영역에서 유동 혼합이 강해져 전열성능이 향상된다고 보고하였다. 이 외에도 Kim et al. [14]은 직교류 공랭식 판형 열교환기에서 웨이



[Fig. 3] Geometry and specifications of the heat transfer plates considered in this study (unit: mm)

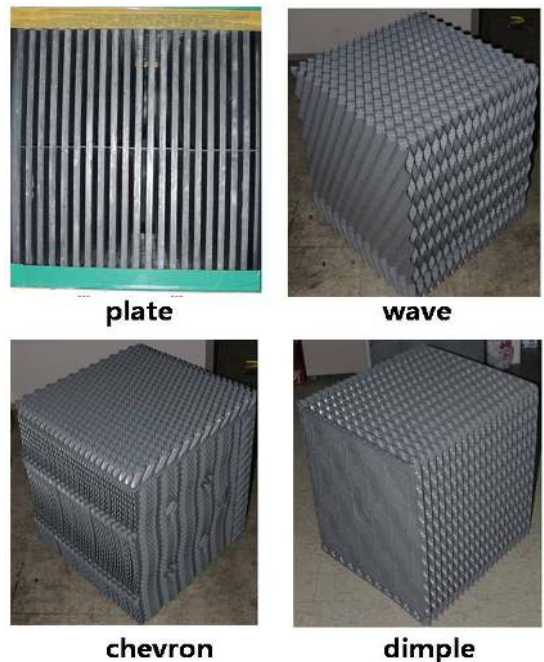
브 형상 (단일 웨이브, 이중웨이브)이 전열성능 및 압력 손실에 미치는 영향을 검토하였고 Ahn et al. [15]은 댄플 형 판형열교환기에서 댄플의 크기가 전열성능 및 압력 손실에 미치는 영향을 검토하였다. 본 연구에서는 냉각탑 충전재로 널리 사용되고 있는 웨브론형, 웨이브형, 댄플형 플라스틱 전열판을 사용하여 공기가열기 시료를 제작하고 실험실 규모에서 성능시험을 수행하였다. 또한 비교를 위하여 평판형 공기가열기에 대해서도 실험을 수행하였다. 시료의 크기는 600mm × 600mm × 600mm로 제작되었다. 전열판은 두께 0.35mm의 PVC를 사용하여 금형 몰딩 제작하였다. 평판의 경우는 두께 0.5mm의 아크릴판을 사용하였다. Fig. 3에 평판을 제외한 웨브론형, 웨이브형, 댄플형 전열판의 형상 및 제원을 나타내었다.

그 값들을 정리하였다. 여기서 모든 전열판의 전열면적은 투영면적(동일한 가로와 세로를 가지는 평판의 면적)으로 산정하였다. 또한 수력직경도 평판을 가정하여 계산되었다. 이러한 방법은 본 연구의 전열판과 같이 형상이 매우 복잡하여 실제 전열면적 산정이 어려운 경우 널리 사용된다. [16].

2. 실험장치 및 자료처리

2.1 공기가열기 시료

공기가열기는 Fig. 2에 나타나 있듯이 전열판이 교차하여 적층되고 순환수와 공기는 전열판 사이를 직교류 형태로 흐른다. Fig. 4에 제작된 공기가열기의 사진이 나타나 있다. Fig. 3에 나타나 있듯이 전열판의 핏치는 웨브론형 13.6 mm, 웨이브형 17.6 mm, 댄플형 15.0 mm, 평판형 15.0 mm로 서로 다르다. 공기가열기의 폭은 600 mm이므로 웨브론형 공기가열기는 전열판 44장, 웨이브형은 34장, 댄플형은 40장으로 구성된다. 또한 전열판의 전열 면적(A), 유동 단면적(A_c), 수력직경(D_h)도 각 형상에 따라 다르게 나타나는데 Table 1에



[Fig. 4] Pictures of air heater samples

[Table 1] Heat transfer area (A) and cross-sectional flow area (A_c) and hydraulic diameter(D_h) of the samples

Model	Plain	Wave	Chevron	Dimple
A(m ²)	14.4	12.24	15.84	14.4
A _c (m ²)	0.18	0.18	0.18	0.18
D _h (m)	0.029	0.035	0.027	0.029

2.2 공기가열시 실험장치

Fig. 5에 실험장치 개략도를 나타내었다. 실험장치는 항온항습실 내에 설치되어 외기 조건이 일정한 상태에서 실험을 수행하였다. 공기가열기 시료는 흡입식 풍동의 전단에 설치되고 순환수는 시료 상부에서 노즐을 통하여 공급되었다. Fig. 6에 노즐의 개략도가 나타나 있다. 시료 하부에서 모아진 순환수는 항온조(5 RT급)로 공급되는데 순환수의 온도 및 유량은 항온조에서 조절되었다. 시료의 공기측 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1[17]에 따라 측정하였다. 순환수의 온도는 정밀도 ± 0.1℃의 정밀 RTD(P_t-100Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 ± 0.0015 L/s의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 (ASHRAE 규격 41.2)[18] 시료의 공기측 차압은 정밀도 ±1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다. 실험 중 물의 입구 온도는 39℃로 유지하였고 항온항습실은 건구온도 30℃, 습구온도 19℃로 유지하였다.

실험은 시료의 전방풍속은 1~3 m/s, 물의 유량은 0.19~0.33 kg/s 범위에서 수행되었다. 풍속과 물 유량은 공기가열기 작동 범위를 고려하여 선정하였다[5]. 실험중 공기와 물측 열정산은 5%이내에서 일치하였는데 이 값은 풍속이 작을수록 증가하였다. ASHRAE 규격 41.5[19]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 실험오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

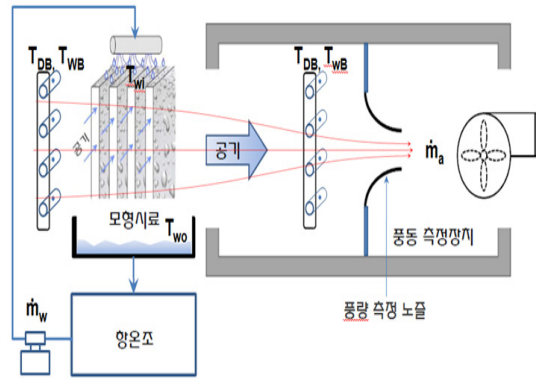
2.2 자료처리

전술한 바와 같이 공기가열기에서는 물과 공기가 직교류 형태로 흐른다. 이 때 전열량은 공기측 (Q_a)과 물측 (Q_w)의 열정산을 통하여 아래 식으로 계산된다.

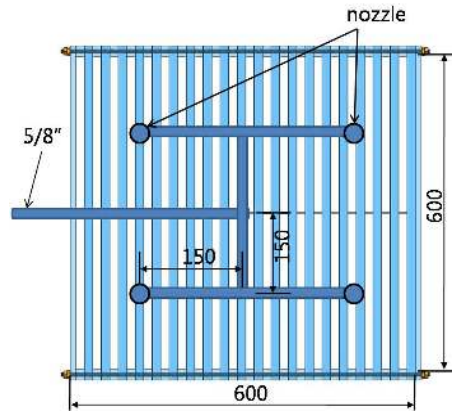
$$Q = (Q_a + Q_w) / 2 \tag{1}$$

$$Q_a = \dot{m}_a C_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in}) \tag{2}$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \tag{3}$$



[Fig. 5] Schematic drawing of experimental



[Fig. 6] Schematic drawing of water supply nozzle

[Table 2] Experimental uncertainties

Measurement	Uncertainty
Temperature	± 0.1 °C
Water flow rate	± 0.1 % of full scale
Differential pressure	± 1.0 Pa
Reynolds number (air)	± 2.3 %
Reynolds number (water)	± 0.8 %
Overall heat transfer coefficient	± 16.6 %
Friction factor	± 19.5 %

여기서 Q는 전열량(W), \dot{m} 는 질량유량(kg/s), C_p는 정압비열(kJ/kgK)이며 T_{in}, T_{out}은 입구와 출구온도(K)이다. 상기 평균 전열량로부터 총괄열전달계수 U (W/m²K)는 아래 식으로 계산된다.

$$U = C_{\min} NTU / A \quad (4)$$

$$C_{\min} = (\dot{m} C_p)_{\min} \quad (5)$$

$$C_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\max} \quad (6)$$

여기서 C 는 열용량유량(kW/K), NTU 는 전달단위수, 첨자 \min 과 \max 는 둘 중 큰 값과 작은 값을 의미한다. 비혼합-비혼합 직교류의 $\varepsilon - NTU$ 의 관계식은 아래와 같다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{\min}(T_{w, in} - T_{a, in})} \quad (7)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NTU \cdot R_c \cdot NTU^{-0.22}) - 1}{R_c \cdot NTU^{-0.22}}\right] \quad (8)$$

$$R_c = C_{\min} / C_{\max} \quad (9)$$

총괄 열전달 계수 U 와 물 유량 \dot{m}_w (또는 공기유량 \dot{m}_a)은 무차원의 형태인 Nusselt 수와 Reynolds 수로 아래와 같이 변환된다.

$$Nu = \frac{UD_h}{k_a}, Re_a = \frac{4\dot{m}_a}{\pi\mu_a D_h}, Re_w = \frac{4\dot{m}_w}{\pi\mu_w D_h} \quad (10)$$

여기서 D_h 는 채널의 수력직경(m)이고 μ 는 점성계수($Pa \cdot s$), k 는 열전도도(W/mK)이다. 공기 측 마찰계수 f 인자는 아래 식으로부터 구한다.

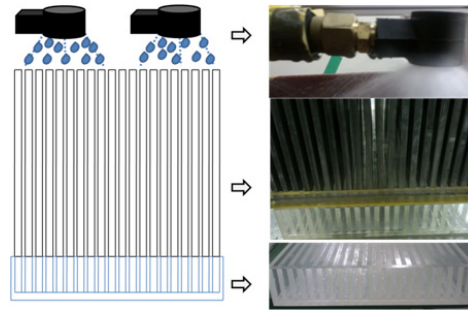
$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (11)$$

여기서 ΔP 는 압력 손실(Pa), L 은 채널의 길이(m)이고 V 는 채널 내 유속(m/s), ρ 는 공기 밀도(kg/m^3)이다.

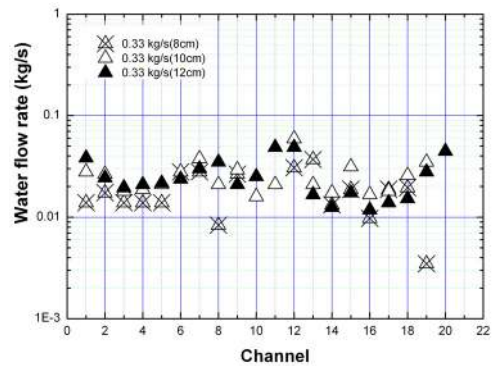
3. 실험 결과

3.1 최적 노즐 높이 도출

공기가열기의 물은 Fig. 6 에 나타난 바와 같이 시료 상부에 위치한 노즐로부터 공급된다. 이 때 최적 노즐 위치는 유량에 따라 달라질 수 있고 본 연구에서는 실험을 통하여 최적 높이를 구하였다. Fig. 7에 최적 노즐 높이를 구하기 위한 실험장치를 나타내었다. 공기가열기 하부에

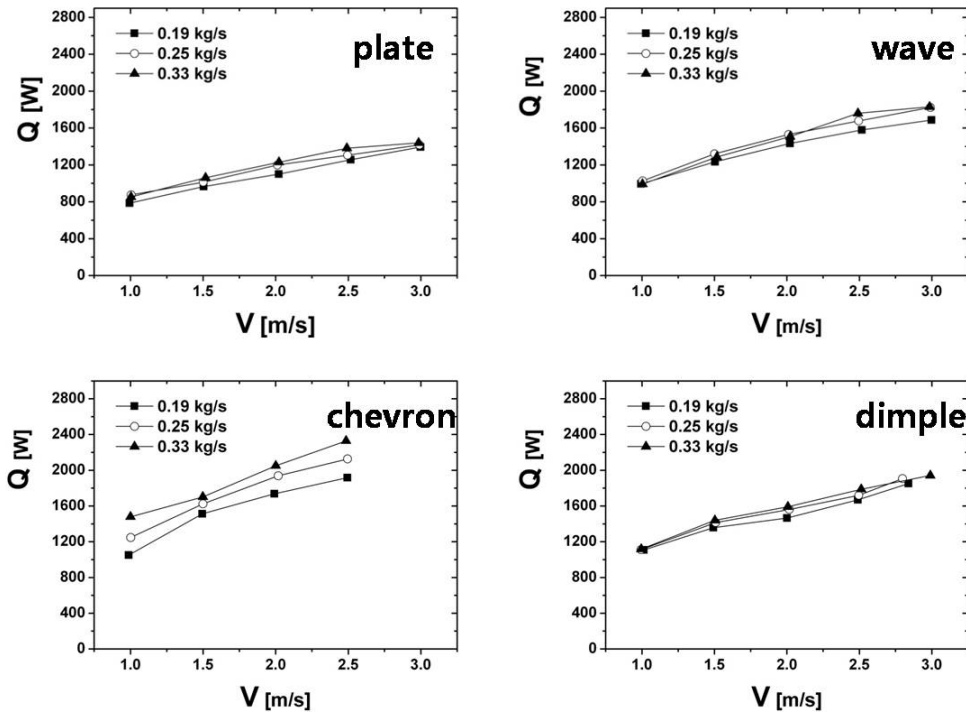


[Fig. 7] Experimental apparatus for optimal nozzle height

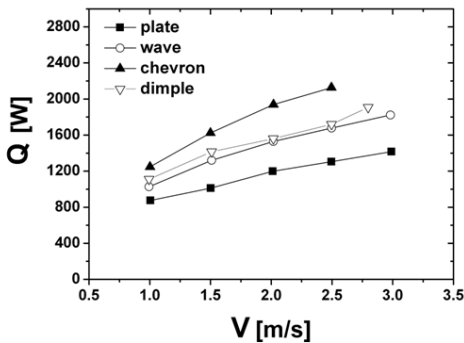


[Fig. 8] Flow distribution data with different nozzle height

각 채널에서 흘러내리는 유량을 포집할 수 있는 포집부를 설치하고 일정 시간 포집부에 모아진 물의 무게를 측정하는 방식으로 실험을 수행하였다. Fig. 8에 유량 0.33 kg/s 의 경우 노즐 높이를 변화시키며 측정된 결과를 채널 유량비로 나타내었다. 채널 유량비란 측정된 채널 유량을 평균 채널 유량(총 공급유량을 채널수로 나눈 평균 값)으로 나눈 값이다. Fig. 8은 채널 간에 상당한 유량 불균일이 존재함을 보여준다. 각 높이별 유량비의 표준편차는 8 cm에서 1.48, 10 cm에서 1.61, 12cm에서 1.62로 8 cm에서 가장 적게 나타났다. 따라서 유량 0.33 kg/s에서 최적 노즐 높이는 8 cm 로 결정하였다. 다른 유량에서도 동일한 방법으로 최적 노즐 높이를 결정하였다. 최적 노즐 높이는 유량이 감소할수록 증가하였는데 유량 0.24 kg/s에서 17 cm, 유량 0.19 kg/s 에서는 30 cm로 나타났다. 유량이 감소할수록 노즐의 분사각도 감소하고 이를 보완하기 위해서 높은 노즐 높이가 필요한 것으로 판단된다. 최적 노즐 높이 실험은 평판형 공기 가열기에 대해서만 수행 하였다. 최적 노즐 높이는 유량에 따른 노즐의 분무각의 변화에 따라 결정되는 인자이므로 다른 시료에서도 최적 노즐 높이는 평판 시료와 동일할 것으로 판단 하였다.



[Fig. 9] Effect of water flow rate and frontal air velocity on heat transfer rate of samples



[Fig. 10] Comparison of heat transfer rate of samples ($\dot{m}_w = 0.25$ kg/s)

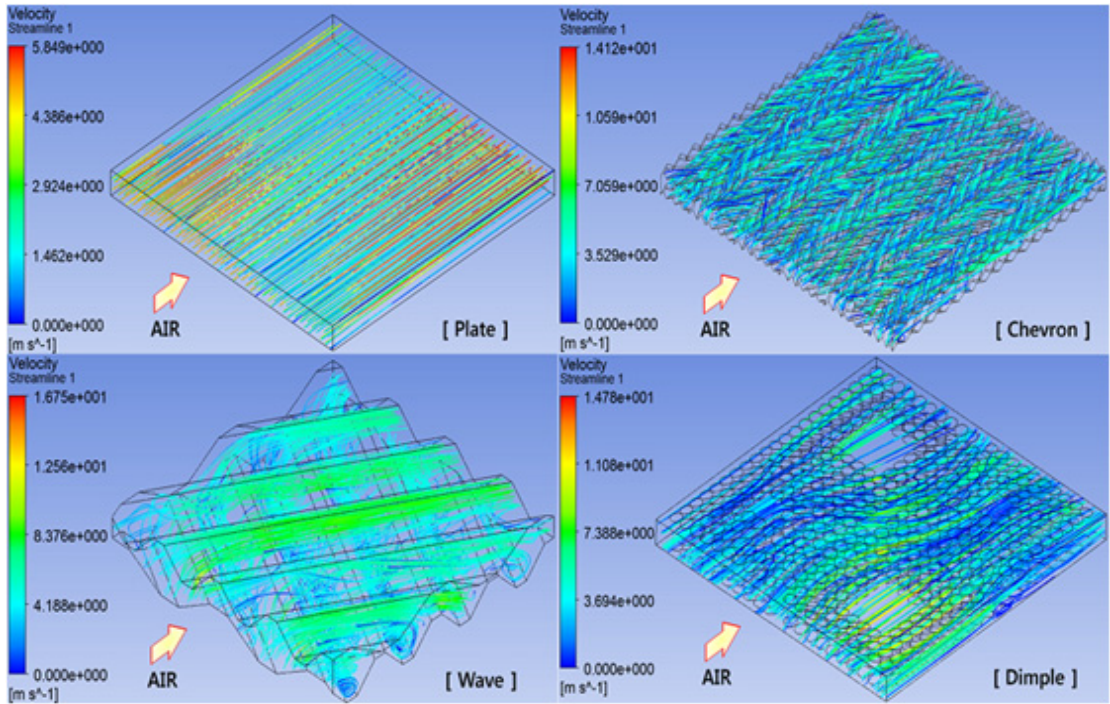
3.2 열전달 실험

Fig. 9에 네 종류의 시료에 대해 전방풍속과 물유량을 변화시키며 측정된 전열량을 나타내었다. 이 때 공기측 입구 온습도는 건구온도 30℃, 습구온도 19℃로 유지되었고 물의 온도는 39℃로 유지되었다. 모든 시료에서 풍속과 물 유량이 증가할수록 전열량이 증가함을 보인다.

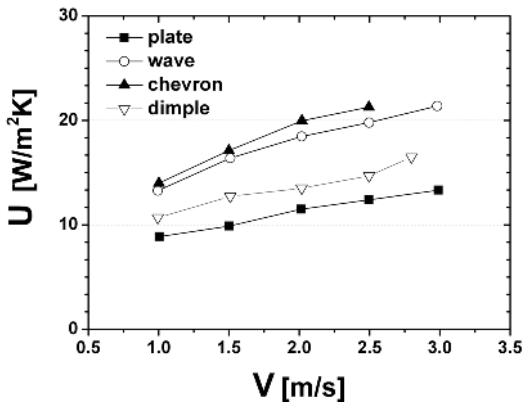
Fig. 10에 물 유량 0.25 kg/s에서 네 종류 시료의 전열량을 비교하였다. 전열량은 쉐브론 형상에서 가장 크고, 댄플, 웨이브, 평판 형상 순으로 크게 나타남을 보인다.

지면 제약상 모두 나타내지 못하였지만 물유량 0.19~0.33 kg/s 범위에서 전열량은 쉐브론 형상이 평판에 비해 1.5~1.7배, 댄플 형상은 1.3~1.4배, 웨이브 형상은 1.2~1.3배 크게 나타났다. 이 결과는 동일한 형상에 대하여 Lee et al. [10]이 수행한 수치해석 결과와도 일치한다. Fig. 11에 각각의 형상에 대하여 입구유속 3 m/s에서 Lee et al. [10]이 수행한 수치해석 결과 (유속분포)를 나타내었다. 평판의 경우 층류 유동인 반면 다른 고성능 형상에서는 유동이 복잡하게 혼합되고 있음을 보인다. 특히 쉐브론 형상의 경우는 교차하는 절곡형상 사이로 유동이 왕성하게 혼합되는 것을 보여주는데 이러한 혼합유동이 열전달 계수를 증진시킨 것으로 판단된다.

Fig. 12에는 물 유량 0.25 kg/s에서 네 종류 시료의 총괄열전달계수(U)를 비교하였다. 총괄열전달계수는 형상에 따라 적층수가 다르기 때문에 전열면적이 큰 댄플 형상이 전열면적이 작은 웨이브보다 낮게 나타났다. 지면 제약상 모두 나타내지 못하였지만 물유량 0.19~0.33 kg/s 범위에서 쉐브론 형상이 평판에 비해 1.6~1.7배, 웨이브 형상은 1.5~1.6배, 댄플 형상은 1.2~1.3배 크게 나타났다. 아래에 총괄열전달계수 (또는 Nu)를 공기측과 물측의 Reynolds 수와 Prandtl 수의 함수로 나타내었다.



[Fig. 11] Comparison of flow pattern between samples (Lee et al. [10])



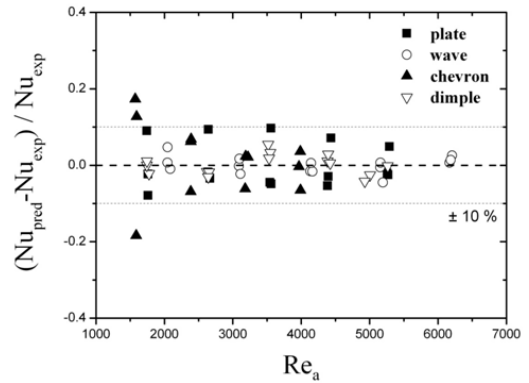
[Fig. 12] Overall heat transfer coefficient of samples ($\dot{m}_w = 0.25 \text{ kg/s}$)

$$Plate: Nu = 0.306 Re_a^{0.42} Re_w^{0.004} Pr_a^{0.4} Pr_w^{0.3} \quad (12)$$

$$Wave: Nu = 0.671 Re_a^{0.43} Re_w^{0.04} Pr_a^{0.4} Pr_w^{0.3} \quad (13)$$

$$Chevron: Nu = 0.039 Re_a^{0.36} Re_w^{0.45} Pr_a^{0.4} Pr_w^{0.3} \quad (14)$$

$$Dimple: Nu = 0.535 Re_a^{0.38} Re_w^{0.005} Pr_a^{0.4} Pr_w^{0.3} \quad (15)$$

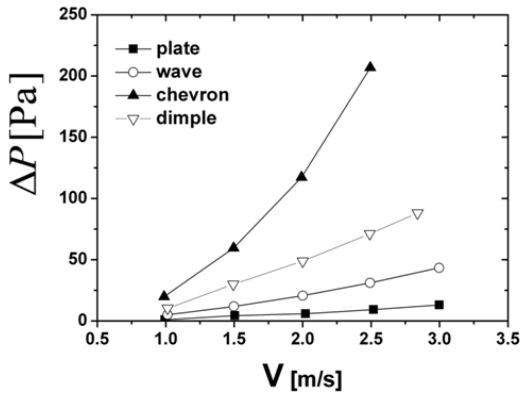


[Fig. 13] Experimental data compared with predictions by correlations

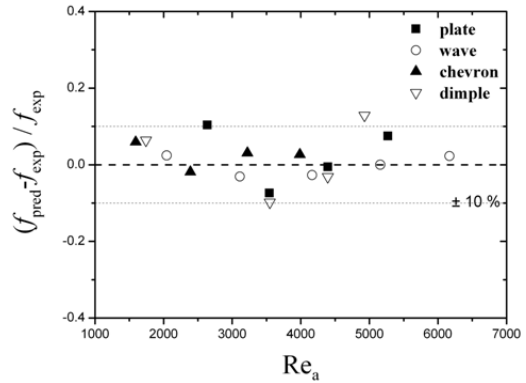
Fig. 13에 도출된 상관식과 실험자료를 비교하였다. 이 그림은 상관식이 대부분의 실험자료를 $\pm 10\%$ 이내에서 예측함을 보여준다.

3.3 압력손실 실험

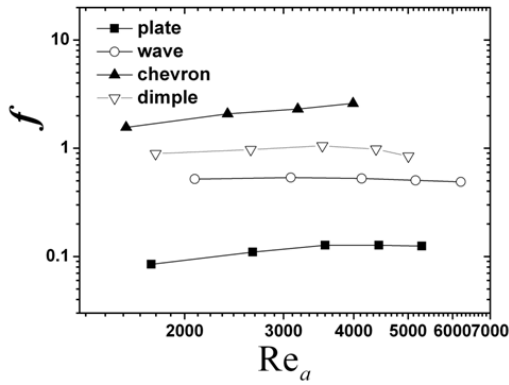
공기가열기에서 물은 채널 상부에서 중력에 의해 낙하한다. 따라서 물 측의 경우 압력손실이 문제가 되지 않는다. 하지만 공기 측의 경우는 냉각탑 송풍기에 의해 유



[Fig. 14] Pressure drop of samples



[Fig. 16] Frictional pressure drop of samples compared with predictions



[Fig. 15] Frictional pressure drop of test samples

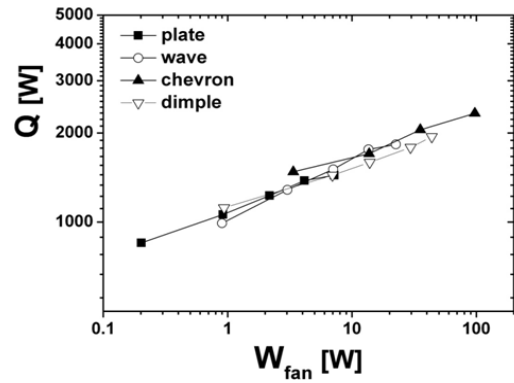
입되므로 압력손실 특성을 파악할 필요가 있다. Fig. 14에 공기속 유속을 1~3 m/s로 변경시켜가며 측정된 압력손실 데이터를 나타내었다. 웨브론 형상에서 가장 크고, 덤플, 웨이브, 평판 형상 순으로 크게 나타남을 보인다. 전술하였듯이 전열량도 이러한 순서로 나타났다. Fig. 15에는 식 (11)을 사용하여 구한 마찰계수를 나타내었다. 또한 마찰계수 (또는 f)를 Re_a 의 함수로 나타내었다.

$$Plate : f = 0.008 Re_a^{0.33} \quad (16)$$

$$Wave : f = 0.818 Re_a^{-0.056} \quad (17)$$

$$Chevron : f = 0.035 Re_a^{0.52} \quad (18)$$

$$Dimple : f = 0.911 Re_a^{0.005} \quad (19)$$



[Fig. 17] Comparison of heat transfer rate and fan power between samples ($\dot{m}_w = 0.25$ kg/s)

식 (16)~(19)는 Reynolds 수의 지수가 시료에 따라 크게 차이를 보인다. 이는 채널내 유동이 발달 영역에 속하고 이 영역에서는 전열판의 형상이 압력손실에 큰 영향을 미치지 않으므로 판단된다. Fig. 16에 도출된 상관식과 실험자료를 비교하였다. 이 그림은 상관식이 실험자료를 $\pm 10\%$ 이내에서 예측함을 보여준다.

3.4 전열성능평가

Fig. 17에 물유량 0.25 kg/s에서 공기가열기 시료에 대한 전열량 (Q) 및 소비동력 (W)을 비교하였다. 소비동력은 상기의 마찰손실에 풍량을 곱하여 구해진다. 이 그림은 소비동력 대비 전열량이 웨브론 형상에서 가장 크게 (덤플보다 15% 정도) 나타남을 보인다. 다른 세 종류의 형상에서는 큰 차이를 보이지 않는다. 지면 관계상 나타내지 않았지만 다른 물유량에서도 동일한 경향을 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 백연방지용 냉각탑의 공기가열기 적용을 목적으로 현재 냉각탑의 충전재로 적용되고 있는 웨브론형, 웨이브형 그리고 딴플형 전열판 형상의 시료에 대한 성능시험을 수행하였다. 또한 평판형 시료에 대한 성능시험도 수행하였다. 실험은 시료의 전방풍속 1~5 m/s, 물 유량 0.19~0.33 kg/s 범위에서 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 모든 시료에서 전열량은 전방풍속과 물 유량이 증가할수록 증가하였다. 공기측 압력손실도 풍속이 증가할수록 증가하였다.
- 2) 동일 풍속에서 전열량은 웨브론 형상에서 가장 크고 (평판의 1.5~1.7배) 딴플, 웨이브, 평판 순으로 나타났다. 압력강하도 동일한 순서로 나타났다.
- 3) 총괄열전달계수는 웨브론 형상에서 가장 크고 (평판의 1.6~1.7배) 웨이브, 딴플, 평판 순으로 나타났다. 마찰계수는 웨브론, 딴플, 웨이브 평판 순으로 크게 나타났다.
- 3) 소비동력 대비 전열량은 웨브론 형상에서 가장 크게 나타났다. 하지만 다른 세 종류의 형상에서는 큰 차이를 보이지 않았다.
- 4) 웨브론 형상에서 전열량과 압력손실이 가장 크게 나타났다. 향후 웨브론 형상에 대하여 전열량을 유지하며 압력손실을 감소시키는 방향으로 웨브론 각도, 핏치등 형상의 개선이 필요할 것으로 사료된다.

References

[1] S. M. Zivi and B. B. Brand, An Analysis of the Cross-flow Cooling Tower, Refrigeration Engineering, Vol. 64, pp. 31-34 and 90-92, 1956.

[2] D. R. Baker and H. A. Shryock, A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, J. Heat Transfer, Vol. 83, pp. 339-349, 1961.

[3] J. C. Campbell, The Prevention of Fog from Cooling Towers, Annual Meeting of the Cooling Tower Institute, Houston, 1976.

[4] C. K. Choi., Y. K. Choi., and H. Y. So., A Numerical Study on the Performance Analysis of the Plume Abatement NWD Cooling Tower, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11. pp. 1049-1058. 2001.

[5] Clearflow Application, Users Manual, Marley Cooling Technologies Inc, 2005.

[6] A. Cooper and J. D. Usher, Plate Heat Exchangers, in Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publisher, New York, Chap. 3.7, 1983.

[7] M. Ciafalo, J. Stasiek and M. W. Collins, Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 165-192. 1996.

[8] B. Sunden, Flow and Heat Transfer Mechanisms in Plate-Frame Heat Exchangers, in Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Kluwer Academic Pub., pp. 185-206, 1999.

[9] K. H. Lee, W. Y. Choi, J. H. Lee and H. Y. So, Comparison of performance of cooling water with various shape of packings, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, pp. 358-367, 1998.

[10] E. J. Lee, J. S. Kim and N. H. Kim, Performance comparison of heat transfer plates for cooling tower air heater through numerical analysis, J. Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 13, No. 12, pp. 5676-5683, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2012.13.12.5676>

[11] S. Y. Yoo, M. H. Chung, K. H. Kim and J. M. Lee, An Experimental Study on the Performance of Plastic Plate Heat Exchanger, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, pp. 117-124, 2005.

[12] S. Y. Yoo, M. H. Chung and Y. M. Lee, A Study on the Factors Affecting the Performance of Plastic Plate Heat Exchanger, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, pp. 839-848, 2005.

[13] M. H. Chung, S. Y. Yoo, K. H. Han and H. I. Yoon, A Numerical Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Plastic Plate Heat Exchanger, Proceedings of the Summer Annual Conference, SAREK, pp. 1366-1371, 2008.

[14] M. Kim, J.-H. Lee, S. R. Park, H. S. Ra, J. H. Jeong and H. Lim, Experimental Investigation of an Cross-Flow Air-Cooled Heat Exchanger with Single-Wave and Double-Wave Plates, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, pp. 347-354,

[15] H. J. Ahn, S. H. Lee, N. Hur, H. J. Park and H. S. Ryu, 2010, A Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in a Dimpled-Type Plate Heat Exchanger, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, pp. 149-155, 2009.

[16] R. L. Webb and N. H. Kim, 2005, Principles of

Enhanced Heat Transfer, Taylor and Francis Pub.

- [17] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- [18] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- [19] ASHRAE Standard 41.5, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, 1975.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1986년 5월 : Penn. State Univ., PA, U.S.A (공학석사)
- 1989년 12월 : Penn. State Univ., PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동