

## 냉각탑 공기가열기용 전열판의 수치해석적 성능 비교

이을종<sup>1</sup>, 김정식<sup>2</sup>, 김내현<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>인천대학교 기계시스템공학과

<sup>2</sup>(재)인천테크노파크 기술혁신본부

### Performance Comparison of Heat Transfer Plates for Cooling Tower Air Heater Through Numerical Analysis

Eul-Jong Lee<sup>1</sup>, Jung-Sik Kim<sup>2</sup> and Nae-Hyun Kim<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical System Engineering, University of Incheon

<sup>2</sup>Division of Technical Innovation, Incheon Technopark

**요약** 본 연구에서는 백연방지용 냉각탑의 공기가열기 적용을 목적으로 현재 냉각탑의 충전재로 적용되고 있는 웨브론형, 웨이브형 그리고 딴플형 전열판 형상에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석 결과 동일 소비동력 대비 전열량은 평판보다 고성능 전열판에서 높게 나타났다. 열전달계수는 웨이브 형상에서 가장 크고 웨브론 형상, 딴플 형상 순으로 나타났다. 웨이브 형상의 경우 교차하는 절곡형상 사이의 왕성한 혼합유동이 열전달 계수를 증진시킨 것으로 판단된다. 마찰계수는 열전달계수와 유사한 경향을 보였다. 하지만 동일 크기 슈트에서의 전열량 및 압력손실은 웨브론형에서 가장 크게 나타났다. 이는 웨브론 형상의 전열면적이 다른 형상에 비하여 월등히 크기 때문이다.

**Abstract** In this study, numerical analysis was performed on three shapes of heat transfer plates (chevron, wave and dimple type), which are currently used as fillers of cooling towers. Results show that heat transfer rates per consumed power were larger for enhanced plates as compared with that of plain plate. Highest heat transfer coefficient was obtained for wave shape followed by chevron and dimple shape. For wave shape, cross corrugations induced significant mixing of fluids, which enhanced the heat transfer. Friction factor yielded a similar trend with the heat transfer coefficient. However, heat transfer rate and pressure drop per sheet was the largest for chevron shape, due to the largest heat transfer area per sheet.

**Key Words** : Heat Transfer Plate, Cooling Tower, Air Heater, Numerical Analysis

## 1. 서론

### 1.1 연구배경

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 노즐로 부터 공급

되는데 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 방지하

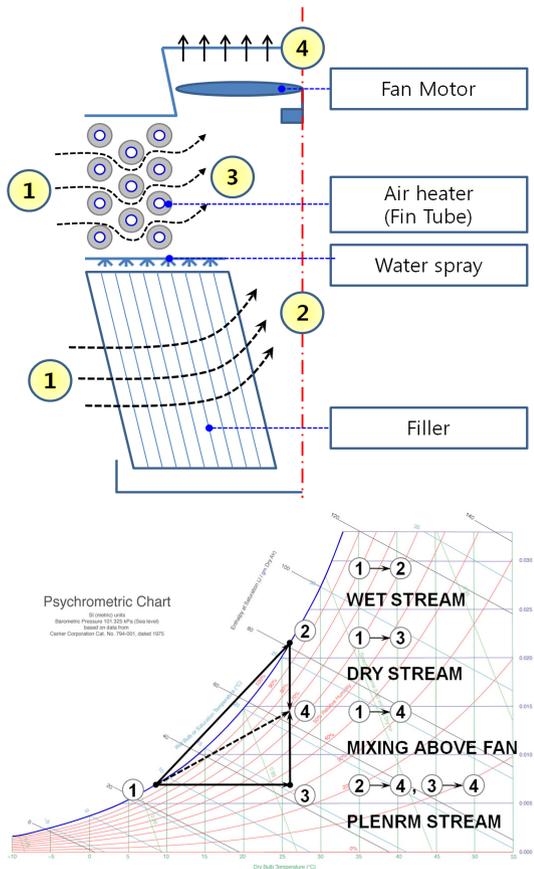
본 연구는 2011년도 중소기업 산학연공동기술개발 사업(과제명 : 냉각탑 백연 저감용 판형 플라스틱 공기가열기 개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon University)

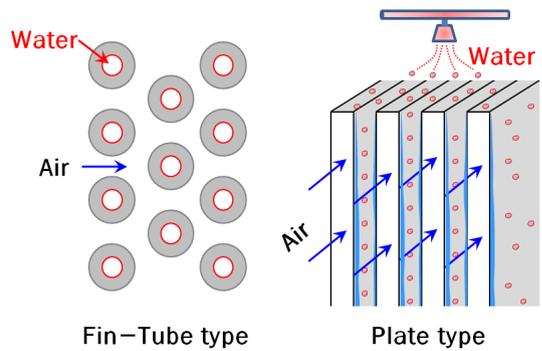
Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received September 19, 2012 Revised (1st October 26, 2012, 2nd November 14, 2012) Accepted December 6, 2012

기 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 개략도 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 공기가열기가 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].



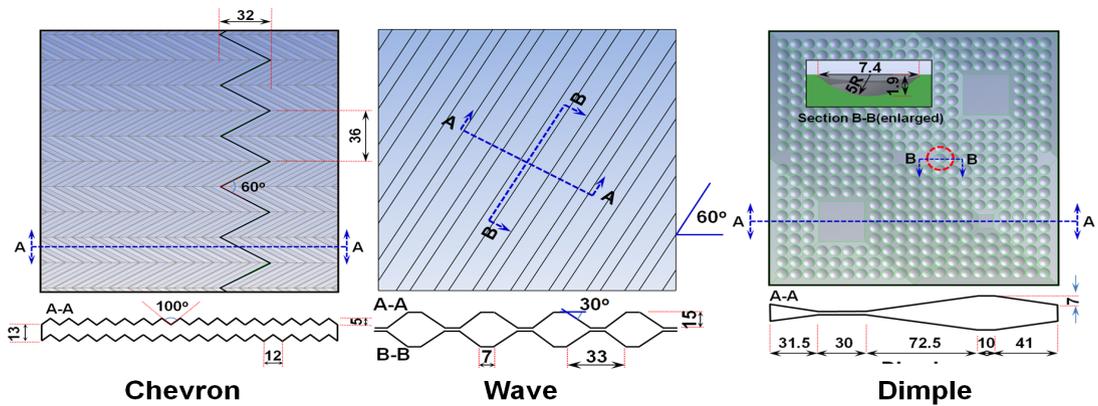
[Fig. 1] Schematic drawing and diagram of the cooling tower equipped with an air heater



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

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

공기가열기의 전열성능을 향상시키기 위해서는 전열판을 고성능화 하여야 한다. 이러한 부분을 전적으로 실험에 의존한다면 많은 비용과 시간이 소요된다. 따라서 우선 전산해석을 통하여 최적 형상을 도출하려는 노력이 필요하다. 본 연구에서는 해석의 편의를 위하여 전열판 양쪽 모두 공기가 직교류 형태로 흐르는 것으로 가정하여 해석을 수행하였다. 이 경우 실제 상황과는 차이가 있지만 전열판 형상에 대한 상대적인 성능평가는 가능하여 최적형상을 도출하는 데는 문제가 없을 것으로 판단하였다. 그간 판형열교환기에 대해서는 다수의 연구가 수행되었다. 하지만 대부분은 쉘브론 형상의 금속제 판이 교대로 적층된 형상에 대한 연구로 주로 액체간의 열전달에 초점이 맞춰져 왔다 [6-8]. 플라스틱은 금속보다 형상 가공이 용이하다. 따라서 쉘브론 형상 외에도 여러 다른 형상(딴플, 물결형 등)에 대해 연구가 진행되어 왔고 이러한 형상은 냉각탑의 충전재, 배열회수용 열교환기에 널리 적용되고 있다. Lee et al. [9]은 쉘브론형, 웨이브형, 딴플형 등의 전열판으로 만들어진 냉각탑 충전재에 대한 성능실험을 수행하였다. 전열량은 쉘브론형에서 가장 크게 나타나고 압력손실은 웨이브형에서 가장 작게 나타남을 보고하였다. Yoo et al. [10]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. [11]은 상기의 연구를 확장하여 웨이브형 판형 열교환기에서 유로의 높이가 열전달 및 압력 손실에 미치는 영향



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

을 검토하였다. 동일 전면 풍속에서 유로의 높이가 낮아 질수록 압력손실과 전열량이 증가한다고 보고하였다. Chung et al. [12]은 Yoo et al. [10]이 실험한 세 종류의 고성능 전열판 (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. [13]은 직교류 공랭식 판형 열교환기에서 웨이브 형상 (단일 웨이브, 이중웨이브)이 전열성능 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였고 Ahn et al. [14]은 딴플형 판형열교환기에서 딴플의 크기가 전열성능 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다.

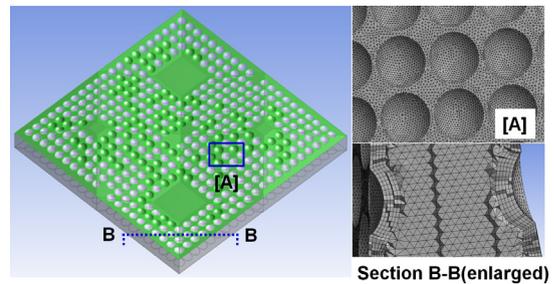
본 연구에서는 Lee et al. [9]이 냉각탑 충전재로 검토한 쉘브론형, 웨이브형, 딴플형 세 종류의 형상에 대하여 수치해석을 수행하였다. 또한 비교를 위하여 평판형에 대해서도 수치해석을 수행하였다. 수치해석에는 ANSYS Fluent12 [15]가 사용되었다. 전산해석은 185mm × 185mm 크기의 전열판에 대하여 수행했고 전열판의 재질은 두께 0.35mm의 PVC로 가정하였다. Fig. 3에 평판을 제외한 쉘브론형, 웨이브형, 딴플형 세가지 모델의 형상 및 제원을 나타내었다.

## 2. 본론

### 2.1 격자와 경계조건

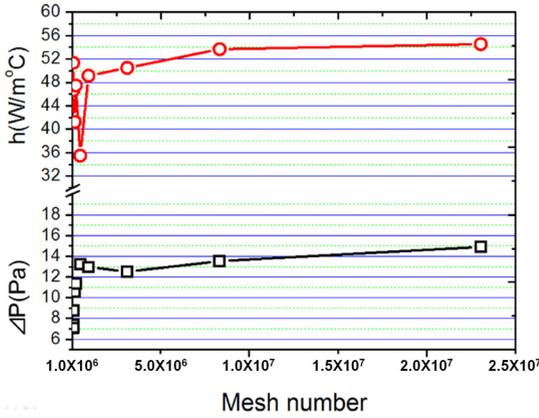
공기가열기는 전열판이 반복적으로 적층되어 구성되고 공기는 전열판 사이를 직교류 형태로 흐르며 열교환을 수행한다. 이러한 상황을 고려하여 수치해석의 경계조건으로 전열판 상부와하부는 반복 경계조건, 입구는 균일

유속, 출구는 대기압조건으로 하였다. 해석은 실제 상황을 고려하여 고온측 공기 입구온도 39℃, 저온측 공기 입구온도 33℃로하고 풍속 1~5m/s 범위에서 수행되었다. 이 범위에서 공기가열기내 유동은 층류에 해당된다. 그러나 평판을 제외한 나머지 모델은 형상의 복잡성을 고려하여 난류모델서 수행되었다. 이 범위에서 공기가열기내 유동( $k-\epsilon$ )과 standard wall function을 적용하여 해석을 수행하였다 [15]. Fig. 4에 한 예로 딴플형 모델에 사용된 격자를 나타내었다. 테트라 격자를 사용하였고 벽면 근처에 보다 많은 격자를 배정하였다. 수치해석에 대한 수렴 판단은 잔류항의 총합이  $10^{-6}$ 이하가 되도록 하였다.

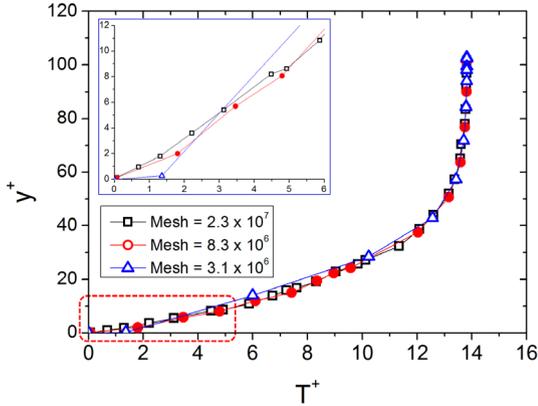


[Fig. 4] Generated mesh for the dimple model

Fig. 5에는 딴플 모델의 경우 격자수에 따른 열전달계수와 압력강하를 나타내었다. 열전달계수는 다음 절에서 정의된다. Fig. 5의 열전달계수는 격자수 830만개에서 53.1W/m<sup>2</sup>K, 격자수 2300만개에서 54.9W/m<sup>2</sup>K로 오차가 4%이내임을 보인다. 따라서 해석은 격자수 2300만개에서 수행되었다. 해석은 AMD 8Core 3.1GHz, 16GB 메모리, HDD는 고성능 SSD가 탑재된 컴퓨터로 수행되었다. 딴플모델의 경우 격자수 2300만개 해석시 소요된 시간은 약 80시간으로 반복계산 2500회 이내에서 수렴하였다.



[Fig. 5] The heat transfer coefficient and pressure drop according to the mesh number for the dimple model



[Fig. 6] Non-dimensional temperature profile at the center of the dimple model

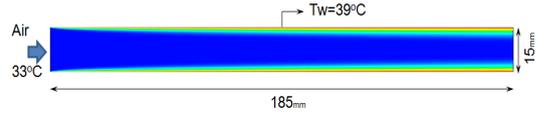
Fig. 6에는 댄플모델 중간 지점에서 무차원 위치  $y^+$ 에 대한 무차원 온도  $T^+$ 의 변화를 나타내었다. 수치해석을 통하여 적절한 열전달계수를 얻기 위해서는 벽면근처에 충분한 격자가 제공되어야 한다. 또한 벽면 근처의 온도 분포는 선형성을 보여야 한다. Fig. 6에 격자수에 따른  $T^+$ 를 나타내었다. 이 그림으로부터 격자수 2300만개를 사용한 경우 벽면 근처에서의 온도분포가 선형성을 보임을 알 수 있다. 따라서 해석은 격자수 2300만개에서 수행되었다.  $y^+$ 와  $T^+$ 는 다음과 같이 정의된다[16].

$$y^+ = \frac{y \times u^*}{\nu} \quad (1)$$

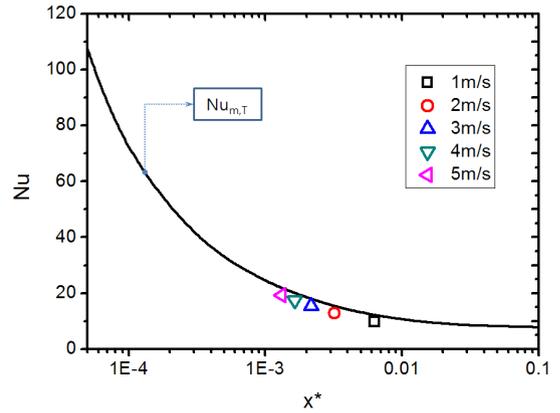
$$T^+ = \frac{(T_w - T) \times u^*}{q'' / \rho \times C_p} \quad (2)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3)$$

여기서  $u^*(m/s)$ 는 마찰 속도,  $\tau_w(N/m^2)$ 는 벽면의 전단 응력,  $\rho$ 는 밀도( $kg/m^3$ ),  $\nu$ 는 점성계수( $m^2/s$ ),  $T_w$ 는 벽면온도(K),  $q''$ 는 열유속( $kW/m^2$ ),  $C_p$ 는 정압비열( $kJ/kg \cdot K$ )이다.



[Fig. 7] Temperature distribution in a 2-D plate channel



[Fig. 8] The present numerical  $Nu_{m,T}$  compared with those from Shah and London [17]

## 2.2 수치해석의 적정성 평가

수치해석의 적정성을 판단하기 위하여 기본형상 (2-D 채널, 균일 벽면온도, Fig. 7 참조)에 대하여 수치해석을 수행하고 그 결과를 Shah와 London[17]의 해석해와 비교하였다(Fig. 8). 해석은 벽면온도 39°C, 입구공기온도 33°C, 풍속 1~5 m/s에서 수행하였다. Fig. 8에서  $x^* = x/RePr$ 로 무차원입구 길이를 의미하고 Reynolds(Re)수, Prandtl (Pr)수, Nusselt(Nu)수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (5)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (6)$$

여기서  $V$ 는 채널평균유속( $m/s$ ),  $D_h$ 는 채널수력직경( $m$ ),  $\mu$ 는 점성계수( $kg/ms$ ),  $k$ 는 열전도( $W/mK$ ),  $h$ 는 열전달계수( $W/m^2K$ )이다. 열전달계수  $h$ 는 아래 식으로 구하였다

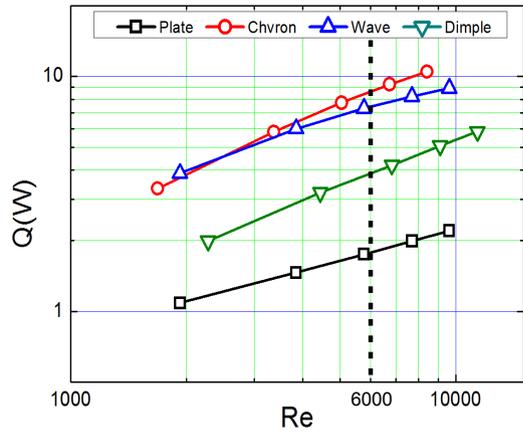
$$h = \frac{Q}{A[T_w - (T_{in} + T_{out})/2]} \quad (7)$$

여기서  $Q$ 는 전열량( $W$ ),  $A$ 는 전열면적( $m^2$ ),  $T_{in}$ 와  $T_{out}$ 은 입구와 출구에서의 평균온도이다. Fig. 8은 평균 Nusselt수 ( $Num_t$ )에 대한 전산해석 결과와 이론해가 15% 이내에서 일치함을 보여준다.

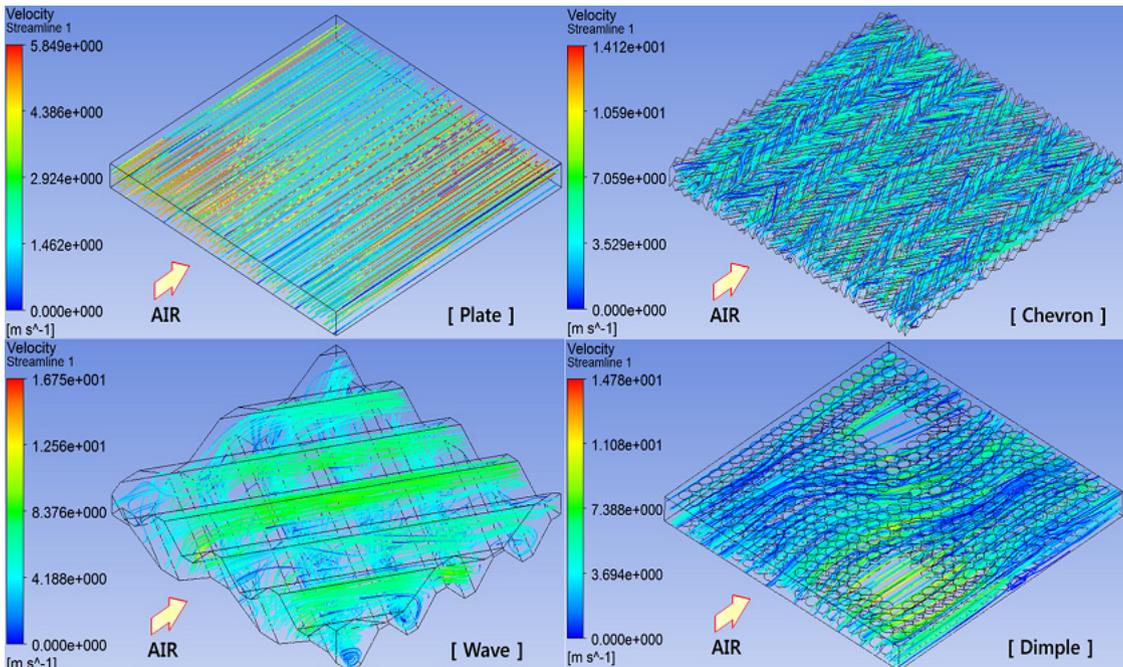
### 2.3 고성능 전열판에 대한 수치해석

고성능 전열판 수치해석시 Reynolds 수는 식(4)로부터 계산된다. 이때 수력직경  $D_h$ 는 입구부의 형상으로 계산되었다. 해석은 풍속 1~5  $m/s$ 에서 수행되었다. Fig. 9에 고온과 저온측 입구온도 39℃, 33℃에서 전열판 1장을 통해 전달된 열량을 Reynolds 수의 함수로 나타내었다. 이 그림은 웨브론 형상의 전열량이 가장 크고 웨이브 형상이 다소 적으며 딴플형이 셋 중 가장 적음을 보여준다. 하지만 세 형상 모두 평판보다는 현저히 큼을 알 수 있

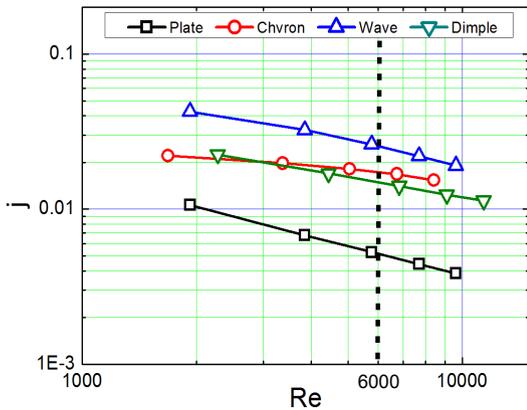
다.  $Re = 6000$ 에서 웨브론 형상의 전열량은 평판의 4.7배, 웨이브 형상은 4.2배 그리고 딴플 형상은 2.2배이다. 이 결과는 동일한 전열판 (웨브론형, 웨이브형, 딴플형)을 냉각탑의 충전재로 사용하여 냉각탑의 성능을 비교한 Lee et al. [9]의 결과와도 일치한다. Lee et al. [9]도 웨브론 형상에서 가장 큰 전열성능을 얻을 수 있었다고 보고하였다.



[Fig. 9] Comparison of heat transfer rate between models



[Fig. 10] Comparison of flow pattern between model



[Fig. 11] Comparison of j-factors between models

[Table 1] Heat transfer area (A) and cross-sectional flow area (Ac) and hydraulic diameter(Dh) of the models

Model	Plain	Chevron	Wave	Dimple
A(m <sup>2</sup> )	0.068	0.154	0.090	0.076
A <sub>c</sub> (m <sup>2</sup> )	0.0027	0.0022	0.0033	0.0027
D <sub>h</sub> (m)	0.027	0.024	0.031	0.027

Fig. 11에는 전열판의 열전달계수를  $j$ 인자로 나타내었다.  $j$ 인자는 다음과 같이 정의 된다.

$$j = \frac{h}{\rho V C_p} Pr^{2/3} \quad (8)$$

여기서  $h$ 는 열전달계수( $W/m^2K$ ),  $V$ 는 속도( $m/s$ )이다. 위 식에서 열전달계수  $h$ 는 식 (7)로부터 계산되는데 Table 1에 식 (4)에 적용된 전열면적  $A$ 를 나타내었다. 열전달계수 ( $j$ 인자)는 웨이브형상에서 가장 크고 쉘브론형상, 딴플형상순으로 나타났다. 쉘브론형상의 경우 전열면적이 다른 형상에 비하여 상대적으로 크기 때문에 (Table 1참조) 전열량이 가장 큼에도 불구하고 열전달계수는 웨이브형상보다 작게 나타났다.  $Re=6000$ 에서  $j$ 인자는 웨이브형상이 평판의 5.1배, 쉘브론형상과 딴플형상은 평판의 3.5배, 2.5배이다.

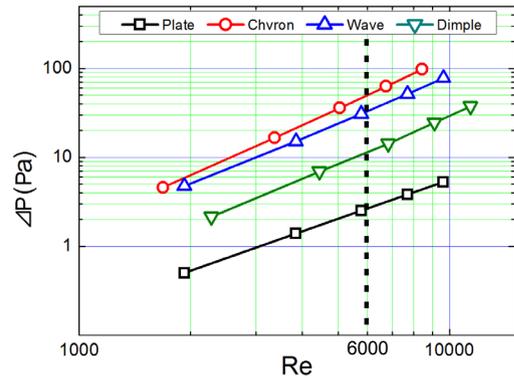
Fig. 10에 각각의 형상에 대하여 입구유속 $3m/s$ 에서 유속분포를 나타내었다. 평판의 경우 층류 유동인 반면 다른 고성능 형상에서는 유동이 복잡하게 혼합되고 있음을 보인다. 특히 웨이브형상의 경우는 교차하는 절곡형상 사이로 유동이 왕성하게 혼합되는 것을 보여주는데 이러한 혼합유동이 열전달 계수를 증진시킨 것으로 판단

된다.

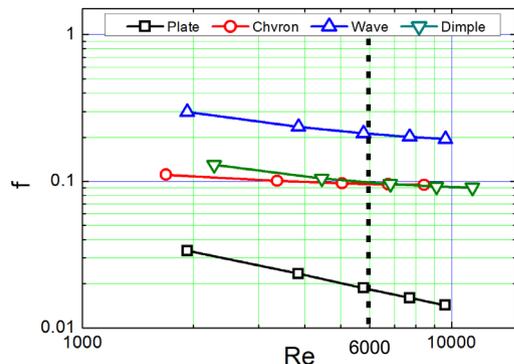
Fig. 12에는 채널의 압력손실을 나타내었다. 압력손실의 경우도 전열량의 경우와 같이 쉘브론형상에서 제일 크고 딴플형상에서 가장 작게 나타났다.  $Re=6000$ 에서 압력손실은 쉘브론형상은 평판의 17.1배, 웨이브형상과 딴플형상은 각각 11.4배, 3.9배이다. Fig. 13에는 마찰계수를 나타내었다. 마찰계수는 아래 식으로 계산된다.

$$\Delta P = f \frac{A}{A_c} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (9)$$

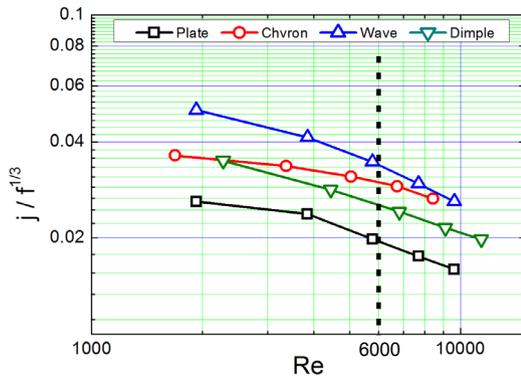
여기서  $\Delta P$ 는 압력강하(Pa),  $f$ 는 마찰계수,  $A$ 는 전열면적( $m^2$ ),  $A_c$ 는 유동 단면적( $m^2$ ),  $\rho$ 는 밀도( $kg/m^3$ ),  $V$ 는 평균 속도( $m/s$ )이다. 각 형상의  $A$ 와  $A_c$ 는 Table 1에 나타나 있다. 마찰계수는 웨이브형상에서 가장 크고 쉘브론 및 딴플형상에서 작게 나타났다.  $Re=6000$ 에서 마찰계수는 웨이브형상은 평판의 10.5배, 웨이브형상과 딴플형상은 5.3배이다.



[Fig 12] Comparison of pressure drop between models



[Fig. 13] Comparison of f-factors between models



[Fig. 14] Comparison of  $j/f^{1/3}$  between models

일반적으로 열교환기의 최적형상 선정에는 동일한 소비동력에서 열전달량을 의미하는  $j/f^{1/3}$ 의 값을 비교한다[18]. Fig. 14에  $j/f^{1/3}$ 를 Reynolds 수의 함수로 나타내었다. 이 그림은 고성능 전열판의  $j/f^{1/3}$ 이 평판보다 큼을 보여준다. 이는 동일한 소비동력에서 고성능 전열판의 전열량이 평판보다 크다는 것을 의미한다.  $Re=6000$ 에서  $j/f^{1/3}$  값은 웨이브 형상이 평판의 1.7배, 쉘브론 형상이 1.5 배, 딴플 형상이 1.2 배로 나타났다.

### 3. 결론

본 연구에서는 백연방지용 냉각탑의 공기가열기 적용을 목적으로 현재 냉각탑의 충전재로 적용되고 있는 쉘브론형, 웨이브형 그리고 딴플형 전열판 형상에 대한 수치해석을 수행하였다. 또한 평판형 전열판에 대한 수치해석도 수행하여 비교자료로 활용하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 동일 소비동력 대비 전열량 ( $j/f^{1/3}$ )은 평판보다 고성능 전열판에서 높게 나타났다.  $Re=6000$ 에서  $j/f^{1/3}$  값은 웨이브 형상이 평판의 1.7배, 쉘브론 형상이 1.5 배, 딴플 형상이 1.2 배로 나타났다.
- 2) 열전달계수 ( $j$ 인자)는 웨이브 형상에서 가장 크고 쉘브론 형상, 딴플 형상 순으로 나타났다.  $Re=6000$ 에서  $j$ 인자는 웨이브 형상이 평판의 5.1배, 쉘브론 형상과 딴플 형상은 평판의 3.5배, 2.5배로 나타났다. 웨이브 형상의 경우는 교차하는 절곡형상 사이의 왕성한 혼합유동이 열전달 계수를 증진시킨 것으로 판단된다.
- 3) 마찰계수는 열전달계수와 유사한 경향을 보였다.

- $Re=6000$ 에서 마찰계수는 웨이브 형상이 평판의 10.5 배, 웨이브 형상과 딴플형상은 5.3배로 나타났다.
- 4) 동일 크기 쉬트에서의 전열량 및 압력손실은 쉘브론형에서 가장 크게 나타났다. 이는 쉘브론형상의 전열면적이 다른 형상에 비하여 월등히 크기 때문이다.

### References

- [1] S. M. Zivi and B. B. Brand, An Analysis of the Crossflow 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. [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [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. [Article\(CrossRefLink\)](#)
- [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] 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.

[11] 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.

[12] 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.

[13] 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,

[14] 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.

[15] Fluent 12, ANSYS, <http://www.ansys.com>.

[16] W. M. Kays., and M. E. Crawford., Convective Heat and Mass Transfer, 3rd ed., McGraw-Hill Pub., 1993.

[17] R. K. Shah., and A. L. London, Laminar Flow Forced Convection in a Duct, Academic Pub., New York, 1978.

[18] R. L. Webb and N. H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd ed., Taylor & Francis Pub., London, 2005.

**김 정 식(Jeong-Sik Kim)**

[정회원]



- 2002년 3월 : 일본 큐슈대학 대학원 총합이공학연구과(공학박사)
- 2012년 11월 ~ 현재 : (재)인천테크노파크 기술혁신본부 선임연구원

<관심분야>

열전달촉진, 에너지효율향상, 공정혁신

**이 을 중(Eul-Jong Lee)**

[정회원]



- 2010년 2월 : 인천대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 (공학박사)

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용

**김 내 현(Nae-Hyun Kim)**

[정회원]



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

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용