

편평관군 열교환기에서의 응축 열전달 및 압력강하 특성해석

박 병 규[†], 이 준 식

서울대학교 기계항공공학부

Numerical Analysis on the Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Flat Tube-Bundle Heat Exchanger

Byung Kyu Park[†], Joon Sik Lee

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received May 27, 2005; revision received November 19, 2005)

ABSTRACT: A numerical analysis was carried out on the heat and mass transfer, and pressure drop characteristics of the modular tube bundle heat exchanger. The finite volume method with a $k-\epsilon$ turbulence model was used for the analysis. Due to condensation, the total heat transfer rate is observed about 4~8% higher than that on dry surfaces. Total heat transfer rate increases with increase in the velocity, temperature and relative humidity of incoming air. It also increases with decreasing the aspect ratio of heat exchanger tube. The inlet velocity of cooling water has little effect on the total heat transfer when the other conditions are fixed.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Condensation(응축), Flat tube-bundle(편평원관군), Numerical analysis(수치해석), Aspect ratio(종횡비)

기 호 설 명

A_c : 최소 자유유동면적 [m^2]
 AR : 관의 종횡비
 C_1 : 수증기 질량농도 [kg/m^3]
 D : 질량확산계수 [m^2/s]
 f : 마찰인자
 G : 단위폭당 응축액유입량 [kg/ms]
 h : 대류열전달계수 [W/m^2K]
 h_{fg} : 잠열 [kJ/kg]
 j : Colburn j 인자
 k : 열전도도 [W/mK]
 k_t : 난류전도도 [W/mK]

L : 유동방향 열교환기 길이 [m]
 \dot{m}'' : 단위면적당 응축률 [$kg/m^2 s$]
 n : 관의 번호
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 q'' : 단위면적당 열전달률 [W/m^2]
 Re_{D_h} : Reynolds 수, UD_h/ν
 St : Stanton 수, $Nu/RePr$
 T : 온도 [K]
 U : 유속 [m/s]

그리스 문자

ΔP : 평균 압력강하 [N/m^2]
 ω : 절대습도 [$kg/kg_{dry air}$]
 ϕ_R : 상대습도
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 μ_t : 난류점성 [kg/ms]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-1705; fax: +82-2-880-1910

E-mail address: bkpark@snu.ac.kr

하첨자

- g : 습공기
 1 : 수증기
 2 : 건공기(dry air)
 w : 냉각수
 $*$: 정규치(normalized value)

1. 서 론

표면으로부터 열전달을 향상시키기 위해서 열전달 면적을 확장하거나 표면에 난류촉진체 또는 돌기를 형성시키는 것은 잘 알려진 열전달 촉진기술^(1,2)이다. 그러나 입자생성물이 발생하는 연소배가스에서는 입자침착 때문에 핀을 사용하기가 곤란하며, 또한 압력손실을 줄이기 위한 개선책이 필요하다. 상업용 에너지절약 시스템에서 널리 채택되고 있는 폐열회수 열교환기는 많은 경우 원관을 사용하고 있다. 저비용 열전달 촉진기술에 관해서 조사⁽³⁾하였으며, Harris and Goldschmidt⁽⁴⁾는 타원 단면의 관을 열교환기에 채용하기 위하여 직교류 열교환기의 타원관 표면에서의 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다. Metzger et al.⁽⁵⁾은 실험적인 방법으로 원관과 타원관에서의 열교환 성능에 대한 결과를 일부 얻었다. 또한 Olsson⁽⁶⁾은 열전달 촉진체가 있는 방열관에서의 열성능을 고찰하였다. 최근 평관핀이나 루버핀 등의 비교를 통한 핀의 형상에 대한 것으로 잠열 등의 요소를 고려한 연구^(7,8)가 진행되어 왔다. 그러나 대부분의 열교환기 해석은 열교환기의 형상에 대한 열전달 모델링에 중점을 둔 연구가 많고 응축과 난류유동을 고려한 연구는 많지 않다. 따라서 본 연구는 응축형 열교환기의 설계에 있어서 필수적인 응축에 의한 열전달과 난류유동을 고려하여 모듈형 열교환기 내에서의 습공기의 열전달과 물질전달 현상을 수치적으로 해석하여 그 특성을 고찰하고 거시적인 거동을 파악하고자 한다.

2. 해석모델

본 연구의 해석대상은 폐열회수용 열교환기로 내부에 물이 흐르는 관군 사이에 습공기를 지나게 하여 수증기의 잠열에너지를 물로 전달하는

것을 목적으로 하는 열교환기이다. Fig. 1에서 주유동방향으로 습공기가 흐르고 습공기 유동방향에 수직으로 다열의 관이 서로 엇갈린배열(staggered array)을 이루고 있으며 관 중심에는 냉각수가 흐르고 있다. 유입된 습공기에 의해 관 내부의 물에 전달되는 열유속은 습공기가 관 표면에 응축되면서 발생하는 잠열과 현열의 합으로 이루어진다. 본 연구에서는 관 표면에 응축되는 물의 양이 많지 않으므로 다음과 같은 가정을 기초로 해석모델을 단순화하였다.

- (1) 관 외부에 응축된 물은 얇은 막(film)을 이루게 되고, 표면장력이 지배적이어서 관 표면에 부착되어 정상상태에 도달해 일정한 모양을 가진다.
- (2) 응축량은 매우 작으므로 속도장 계산에 있어서는 응축으로 인한 질량의 생성과 소멸은 무시한다(온도장 계산시에는 고려한다).
- (3) 실제로 응축막의 두께는 관 표면의 위치에 따라 다르지만 평균 응축막 두께의 개념을 도입하여 응축막 두께는 일정하다고 가정한다. 정상상태에 도달한 평균 응축막 두께는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\delta = \left[\frac{3G\mu_w}{g\rho_w^2} \right]^{1/3} \quad (1)$$

위의 가정을 통해 응축된 물은 계산영역 내에서 제외하여 관의 두께와 관 내부 냉각수의 열전달계수와 함께 열저항을 구성하여 열전달계수 조건으로 단순화시킬 수 있다.

관 내부에 흐르는 물의 열전달계수는 Gnielinski⁽¹⁰⁾에 의해 다음 식이 제안되었다.

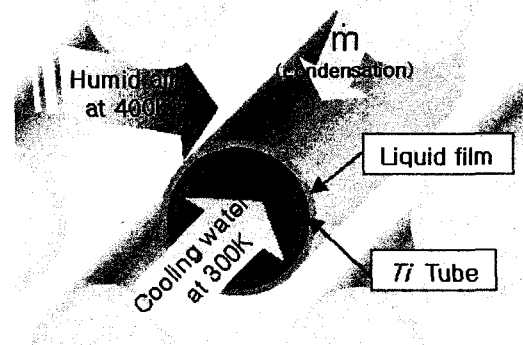


Fig. 1 Schematic configuration of condensation around tube.

$$h_i = \frac{(f_i/8)(Re_{D_i} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{f_i/8}(Pr^{2/3} - 1)} \cdot \frac{K_i}{D_i} \quad (2)$$

2.1 격자계

모듈형 관군의 열전달과 압력강하 특성을 알아보기 위해 Fig.2와 같이 인접한 두 줄의 관 중심 사이의 공간을 수치해석 영역으로 선정하였다. 관의 모양에 따른 영향을 알아보기 위해 관의 가로(a)/세로(b)를 AR(aspect ratio)로 정의하고, 일정한 단면적을 유지하면서 1~4까지 변화시켜 나가며 다양한 격자를 구성하였다.

2.2 지배방정식

본 연구에서 고려하고 있는 유동은 2차원, 정상상태, 비압축성, 난류유동이다. 수력직경을 특성 길이로 선택한 Re_{D_k} 가 약 20,000~40,000이고 난류모델을 고려한 지배방정식을 이용하여 관 표면에 응축되는 물의 양을 계산하기 위해 농도장을 구해야 한다. $k-\epsilon$ 난류모델이 고려된 지배방정식은 다음과 같다.⁽¹¹⁾

연속방정식

$$\frac{\partial(\rho_g U_{ig})}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

운동량방정식

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\mu + \mu_t)}{\rho_g} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

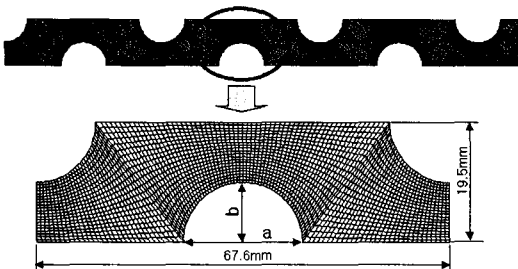


Fig. 2 FVM grid and dimension (AR=1).

에너지방정식

$$U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(k + k_t)}{\rho_g c_{pg}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \rho_g D_1 (c_{p1} - c_{p2}) \frac{\partial C_1}{\partial x_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5)$$

수중기 농도방정식

$$U_i \frac{\partial C_1}{\partial x_i} = D_1 \frac{\partial^2 C_1}{\partial x_i^2} \quad (6)$$

k 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho_g U_j k - \frac{(\mu + \mu_t)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho_g \epsilon \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho_g k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (7)$$

ε 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho_g U_j \epsilon - \frac{(\mu + \mu_t)}{\sigma_k} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[p u_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \rho_g k \right) \right] - C_{\epsilon 2} \rho_g \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho_g \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (8)$$

식(5)에는 질량확산에 의해 전달되는 에너지량이 포함되어 있으며, 식(7), (8)의 상수들은 참고 문헌⁽¹¹⁾을 이용하였다. 잠열을 제외한 모든 물성치는 일정하다고 가정하였다.

2.3 경계조건

입구경계조건으로는 400 K, 상대습도 50%의 습공기의 5 m/s 균일유동을 주었고, 난류입구조건으로 10%의 난류강도와 입구높이의 0.1배의 길이 척도를 주었다.

액막 표면의 열적 경계조건은 Fig.3에서 응축에 의해 생기는 잠열과 현열의 에너지보존법칙에 의해 다음 식으로 계산된다.⁽¹²⁾

$$q_g'' + \dot{m}'' \cdot h_{fg} = q_w'' \quad (9)$$

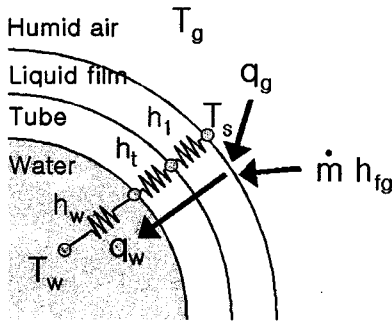


Fig. 3 Schematic diagram of boundary condition.

여기서 응축량 및 잠열관계식은 ASHRAE에서 권장하는 다음 식들을 이용하였다.⁽¹²⁾

$$\dot{m}'' = -\rho_g D \left(\frac{\partial C}{\partial n} \right) \quad (10)$$

$$h_{fg} = 3.148856 \times 10^6 - 2.372 \times 10^3 \cdot T \quad (11)$$

액막 표면의 수력학적 경계조건은 응축되는 물의 양은 작고 액막은 정상상태에 도달하였다고 가정하였으므로 액막 표면에서는 고체처럼 접촉조건을 사용하였다.

농도경계조건은 다음의 식(12), (13), (14)의 상대습도와와의 관계식에 의해 구해지며,⁽¹²⁾

$$C = \frac{\omega}{1 + \omega} \quad (12)$$

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p_{sys} - p_v} \quad (13)$$

$$p_v = \phi_R \left[\exp(-5.88002206 \times 10^3 / T - 5.5162560 - 4.8640239 \times 10^{-2} \cdot T + 4.1764768 \times 10^{-5} \cdot T^2 - 1.4452093 \times 10^{-8} \cdot T^3 + 6.5459673 \times \ln(T)) \right] \quad (14)$$

입구에서는 $\phi_R = 0.5$ 이지만 액막 표면에서는 포화상태로 가정할 수 있으므로 $\phi_R = 1$ 이 되어 식(14)는 온도만의 함수가 된다.

위의 경계를 제외한 나머지 경계조건은 모두 대칭경계조건을 사용하였다.

2.4 수치해석방법

식(3), (4), (5), (6)을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘⁽¹¹⁾을 사용하고 대류항, 확산항 및 생성항을 유한체적법을 이용하여 이산화하였으며, 대류항과 확산항의 결합에는 1차 정확도를 가지는 상류차분법을 사용하였다.

액막 표면 경계에서의 온도장과 응축량을 구하기 위해 다음 순서로 계산을 수행하였다.

- (1) 속도장을 구한다.
- (2) 응축량 \dot{m}'' 을 가정한다.
- (3) (2)에서 구한 \dot{m}'' 과 응축에 의한 잠열을 고려하여 액막 표면에서의 식(9)의 에너지방정식을 풀어서 액막의 온도분포를 구한다.
- (4) 구한 온도분포를 가지고 식(12), (13), (14)를 풀어서 액막에서의 농도경계조건을 구한다.
- (5) 구한 농도경계조건을 이용하여 농도방정식(6)을 풀어서 전체 농도장을 구한다.
- (6) 구한 농도장을 가지고 식(10)을 이용하여 응축량 \dot{m}'' 을 다시 계산한다.
- (7) 온도장과 \dot{m}'' 이 일정한 값에 수렴할 때까지 (1)~(6)을 반복한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 관 형상 변화에 따른 열전달, 압력강하 및 응축 특성

관 형상은 AR를 1~4로 변화시키며 13가지 경우에 대해 수치해석을 수행하였다. Fig. 2는 종횡비가 1인 경우 대표적인 한 주기 구간의 계산영역에 대한 격자계를 확대하여 나타낸 것이다.

수치해석 후 속도장과 온도장으로부터 열교환기의 열전달 특성을 나타낼 수 있는 Colburn j 인자와 압력강하 특성을 나타내주는 마찰인자 f 를 계산하여 비교하였다. j 인자와 f 인자는 각각 다음 식(15), (16)과 같이 정의된다.⁽¹³⁾

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{hA_c}{\dot{m}c_p} Pr^{2/3} \quad (15)$$

$$f = \frac{\Delta P \rho A_c^2 d}{2 \dot{m}^2 L} \quad (16)$$

Fig. 4는 AR가 1일 경우 온도장, 농도장, 속도

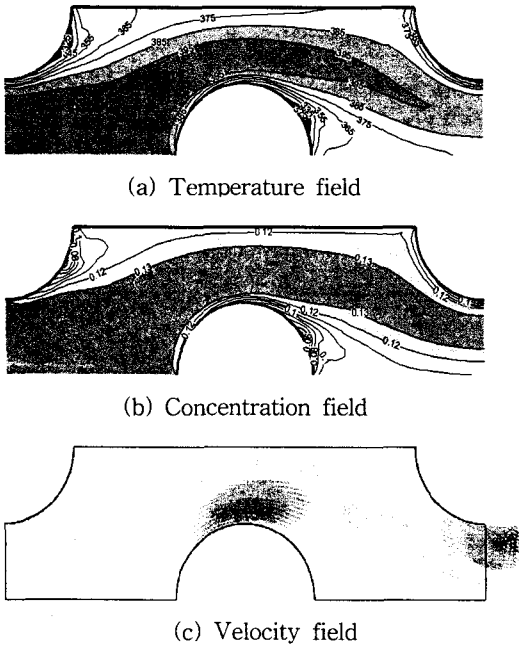
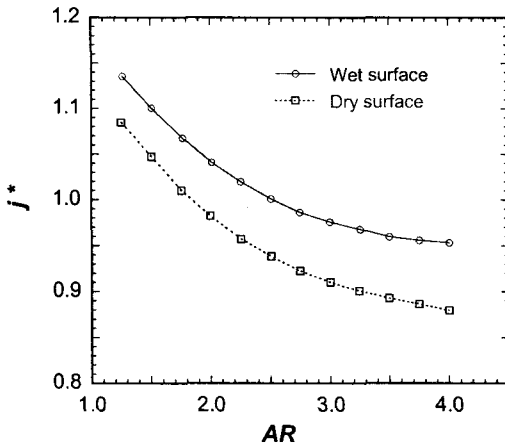


Fig. 4 Scalar and vector field around heat exchanger.

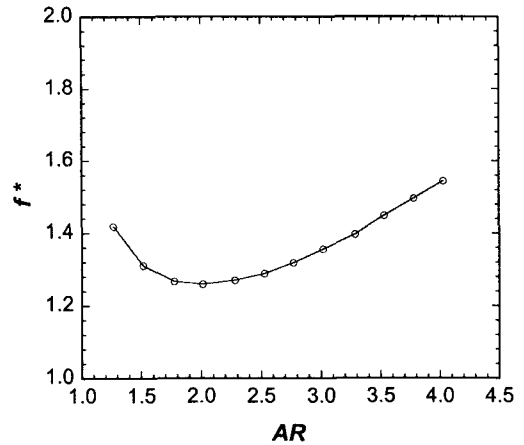
장에 대한 결과이다. 유동장(Fig. 4(c))은 높은 Re 수로 특징지어지며 후류 쪽으로 길게 재순환 영역이 생기게 된다. 이 재순환 영역은 온도장(Fig. 4(a))과 농도장(Fig. 4(b))에도 영향을 주어 후류 쪽에 낮은 온도분포와 낮은 농도분포가 흐름을 따라서 생기는 것을 관찰할 수 있다. 농도장의 분

포는 온도장과 거의 흡사한 형태를 띠게 되는데, 이는 농도가 온도와 상대습도의 함수이고, 특히 열교환기 벽면에서는 응축으로 인해 액막이 생성되고 액막 표면에서는 상대습도가 1이므로 농도가 온도의 함수로 나타나기 때문에 전체적인 분포가 온도에 의해 크게 지배를 받게 되어 온도분포와 유사한 분포를 나타낸다. 상류쪽 정체점 부근에서는 후류쪽 정체점에 비하여 온도와 농도구배가 큰 영역이 생성되며 이 지역에서는 식(4)의 질량확산에 의해 전달되는 에너지량이 열전달의 주요 메카니즘이 되어 상류쪽 정체점에서 온도와 응축량이 최대인 지점이 나타나게 된다(Fig. 6(a), (b) 참고).

Fig. 5(a)는 AR의 변화에 따른 j 인자를 AR가 1일 때의 j 인자로 정규화한 값을 응축을 고려한 모델과 고려하지 않은 모델에 대해 비교하였다. AR가 커짐에 따라 j 인자는 점점 작아지며, 응축을 고려한 모델의 j 인자가 고려하지 않은 모델보다 모든 AR에 대해서 약 4~8% 가량 크게 측정되었다. AR이 커질수록 j 값의 차이가 더 커지는 경향을 나타내었다. 이 결과에서 응축을 이용하는 열교환기의 열전달 효율이 일반 열교환기보다 높음을 알 수 있으며, 그 차이 만큼이 응축에 의한 효과이다. Fig. 5(b)는 압력강하 특성을 나타내는 f 인자를 AR가 1일 때의 값으로 정규화한 값을 표시하였다. AR이 2일 때까지 감소하다 다시 증가하는 현상을 나타내며 AR이 2 근처일 때가 가장 압력강하가 작다. 이러한 현상은 판 표면



(a) j factor



(b) f factor

Fig. 5 (a) j factor and (b) f factor for various aspect ratio (AR).

에서의 속도분포와 인접한 관 표면 사이의 유로 폭에 기인한다.

3.2 습공기 입구조건에 따른 열전달 및 응축특성

응축형 열교환기의 입구에서 들어오는 습공기의 온도, 습도, 유속이 열교환기 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 기준관(평균에 가까운 제3번째)을 선정하고 습공기의 온도, 상대습도 및 유속을 각각 변화시키며 이 관에서의 열전달량 $Q(W)$ 및 응축량 $\dot{m}(\times 10^{-3} \text{ kg/s})$ 에 대하여 고찰하였다.

기준이 되는 작동조건은 습공기측 조건으로 상대습도 50%, 습공기 유속 5m/s, 습공기 입구온도 400 K와 냉각수측 조건으로 냉각수 유속 0.6 m/s, 냉각수 입구온도 300 K로 선정하였으며, 압력강하 특성이 좋은 형상인 AR=2인 관에 대해서 수치해석을 수행하였다. 각 수치해석에서 변화되는 변수를 제외하고는 모두 기준조건으로 한다.

Fig. 6(a)는 습공기 입구유속 변화에 따른 전체 열전달량, 응축량 관계를 나타내었다. 습공기의 입구유속을 1m/s 상승시킴에 따라 열전달량은 6% 가량과 응축량은 8% 가량 상승하였으며 각각의 상승률은 유속이 증가할수록 둔화되는 경향을 나타내고 있다. 이런 현상은 습공기 유속이 증가함에 따라 대류에 의한 열전달은 커지게 되므로 응축량 및 열전달량은 증가하게 되지만 열교환기를 통과하게 되는 시간은 짧아지게 되어 습공기와 냉각수가 충분한 열전달이 이루어지지 않아 습공기의 출구온도 감소가 둔화되기 때문이다. 따라서 열교환기의 열전달량을 입구속도의 증가에 의해서만 향상시키는 것은 어느 정도 한계가 있다

는 것을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 습공기 입구 상대습도를 변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를 나타내었다. 상대습도를 10% 정도 높일 때마다 열전달량은 2.5%, 응축량은 25% 정도 증가하는 경향을 나타내었다. 온도를 고정한 채 상대습도를 높이면 습공기에 포함된 수증기의 양이 많아지는 것을 의미하며 수증기의 양도 높게 된다. 하지만 기준온도에서는 응축에 의한 열전달이 전체 열전달에 주요 기작 중에 하나이기 때문에 응축에 의한 열전달이 전체 열전달을 잘 반영하고 있다.

3.3 냉각수 입구조건에 따른 열전달 및 응축특성

관의 내부를 흐르는 냉각수의 입구온도, 유속이 열교환기의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 습공기측의 영향은 3.2의 기준조건으로 고정하고 냉각수 입구조건을 변화시키면서 전체 열전달량과 응축량에 대하여 고찰하였다.

Fig. 7(a)는 냉각수 입구온도 변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를, Fig. 7(b)는 냉각수 입구속도변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를 나타내었다. 냉각수 온도가 15℃ 증가시 열전달량은 15% 정도, 응축량은 1~9% 정도 감소하였다. 반면 냉각수의 속도변화에 따라서는 열전달량과 응축량은 거의 변화가 없었다. 냉각수 입구온도의 증가는 습공기와의 온도 차이를 작게 하여 전체 열전달량과 응축량을 감소시키며, 그 효과는 입구온도가 높아질 때가 낮아질 때보다 커진다. 냉각수 입구유속은 다른 요소들에 비해 총 열전달량과 응축량에 미치는 영향이 작아서 냉각수 유량의 변

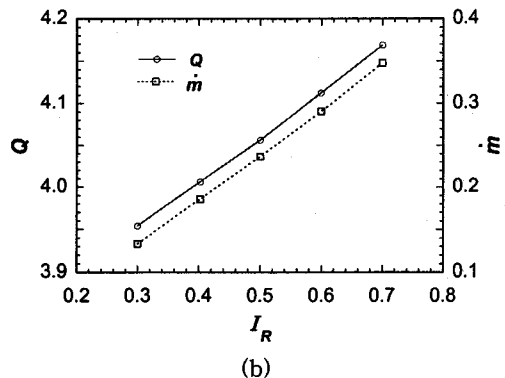
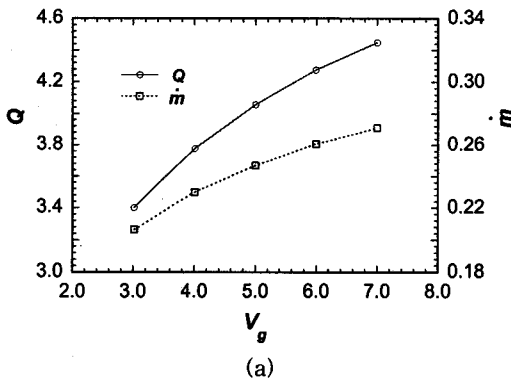


Fig. 6 (a)Total heat transfer and (b)condensation for various humid air inlet conditions.

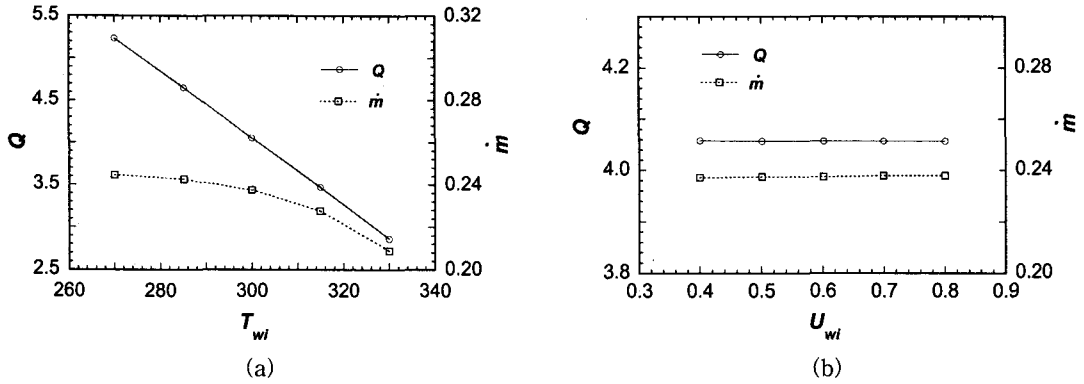


Fig. 7 (a) Total heat transfer and (b) condensation for various cooling water inlet condition.

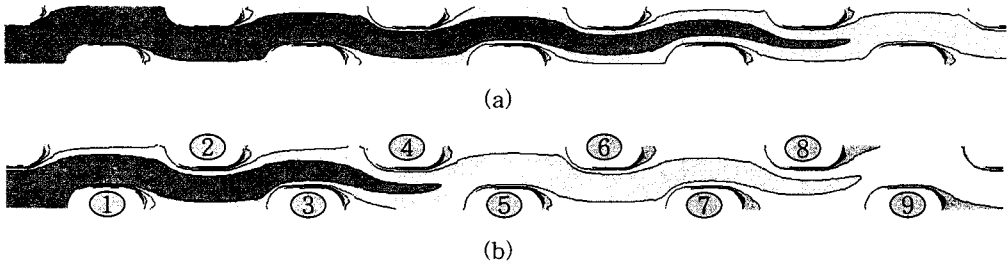


Fig. 8 (a) Concentration field and (b) temperature field for tube bundle model (AR=2).

화가 열교환기 성능에 미치는 영향은 미미하다.

3.4 관군 모델(Tube-bundle model)

지금까지는 한 영역에서만 열전달과 응축특성

을 고찰하였다. 그러나 실제 유동은 Fig. 8과 같이 하류로 흐르면서 여러 개의 관을 지나게 되며, 응축량(Fig. 8(a)) 및 온도(Fig. 8(b))는 지속적으로 감소하여 열전달률이 변화하게 된다. Fig. 9에서 관의 번호 n 은 주유동 방향의 관의 순서를

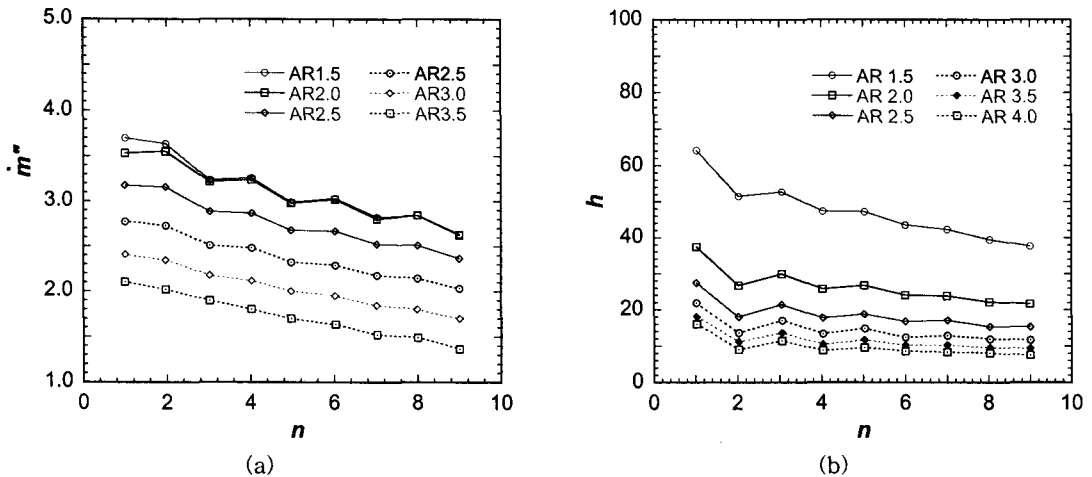


Fig. 9 (a) Condensation \dot{m}'' ($10^{-3} \text{ kg/m}^2 \text{ s}$) and (b) average h ($\text{W/m}^2 \text{ K}$) for tube bundle.

나타내며, Fig. 9(b)의 숫자가 가리키는 위치에서의 관을 의미한다. Fig. 9에서 응축량과 열전달계수는 지속적으로 감소하며 AR를 증가시킬수록 변화량이 감소하다가 일정한 값에 수렴하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 셀-관군 열교환기에서 관의 종횡비, 습공기측의 입구조건과 냉각수측 입구조건에 따른 열전달, 물질전달 및 압력강하 특성을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축을 고려한 해석결과가 고려하지 않은 결과에 비해 4~8% 정도 열전달량이 증가하였다.

(2) 관의 형상에 따라 종횡비가 증가할수록 열전달은 감소하는 경향을 나타내고 압력강하는 AR = 2일 때까지 감소하다 다시 증가하는 경향을 나타내었다.

(3) 습공기의 입구속도, 온도, 상대습도에 비해 하여 전체 열전달량과 응축량이 증가하지만 점차 둔화되는 경향을 나타내었다.

(4) 냉각수의 입구온도가 증가함에 따라 전체 열전달량과 응축량은 감소하였고, 냉각수 입구속도는 열전달량과 응축량에 큰 영향을 미치지 못하였다.

후 기

이 논문은 2005년도 두뇌한국21사업에 의해 지원되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, inc.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press, Inc.
- Park, B. K., Kim, H. B., Yeom, H. K., Lee, J. H. and Lee, J. S., 2000, Modular Condensing Heat Exchanger for Heat Recovery, Japan Pat., No. 3127992.
- Harris, D. K. and Goldschmidt, V. W., 2002, Measurements of the overall heat transfer from combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 33-37.
- Metzger, D. E., Fan, C. S. and Haley, S. W., 1984, Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays, *Transactions of the ASME*, Vol. 106, pp. 252-257.
- Olsson, C.-O., 1996, Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 15, pp. 3211-3220.
- Idem, S. A., Jacobi, A. M. and Goldschmidt, V. W., 1990, Heat transfer characterization finned-tube heat exchanger (with and without condensation), *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 64-70.
- Jang, J.-Y., Lai, J.-T. and Liu, L.-C., 1997, The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3321-3337.
- Zalewski, W., 1993, Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No. 1, pp. 23-30.
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 358-368.
- Kim, C.-J., 1998, Introduction to computational fluid dynamics, Moonwoondang.
- Yun, I.-C., Lee, J.-H. and Yoo, J.-I., 1995, Numerical study of heat and mass transfer around an evaporative condenser tube by multi-zone method, *Transactions of the KSME*, Vol. 19, No. 12, pp. 3317-3328.
- Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill.