

유동 방향이 간접 증발식 냉각기 성능에 미치는 영향

추 현 선, 이 관 수*, 이 대 영**

한양대학교 대학원, *한양대학교 공과 대학 기계공학부, **한국과학기술연구원 열-유동제어연구센터

Effects of flow direction on the performance of an indirect evaporative cooler

Hyun-Seon Choo, Kwan-Soo Lee*, Dae-Young Lee**

Department of Mechanical Engineering Graduate School, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**Korea Institute of Science & Technology, Seoul 136-791, Korea

ABSTRACT: Ren et al. analyzed the performance of the indirect evaporative cooler according to the direction of the flow considering evaporation water flow and wetness. However the effect of NTU of each channel on the performance of the indirect evaporative cooler according to the direction of the flow was not analyzed exactly. In this study the effect of the direction of the flow on the indirect evaporative cooling performance changing NTU of each channel are investigated theoretically. The cooling process of the indirect evaporative cooler by flow direction is modeled into a set of linear differential equations and solved to obtain the exact solutions to the temperatures of the hot fluid, the moist air, and evaporation water. Based on the exact solution in the case of different NTU of each channel, we study the change of the distribution of the temperature according to each flow direction and at the same time analyze the effect of the flow direction on the cooling performance.

Key words: Indirect evaporative cooler(간접 증발식 냉각기), Evaporation water flow rate (증발수 유량), Evaporation water temperature(증발수 온도), NTU(전달 단위수), Effectiveness(유효도), flow direction (유동방향)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C_c : 습공기와 피냉각유체의 열용량비
 C_w : 증발수와 피냉각유체의 열용량비

c : 정압비열 [kJ/kgK]
 c_{wb} : 포화 습공기의 비열 [kJ/kgK]
 h : 대류 열전달 계수 [W/m^2K]
 i : 유동방향
 L : 증발수 냉각기의 길이 [m]
 Le : 루이스 수
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 N : Ntu (전달단위수)
 R : 유동방향에 따른 상대적인 성능차이

†Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

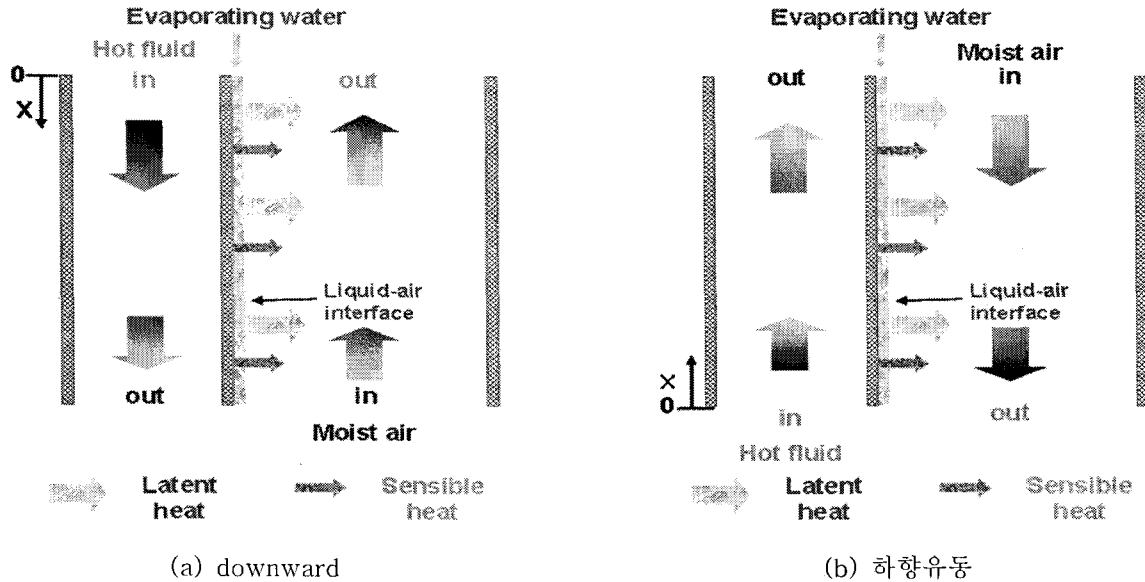


Fig. 1 Modeling of an indirect evaporative cooler.

- T : 건구온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 t : 습구온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 x : 건체널 공기의 유동방향 [m]

그리스 문자

- ϵ : 유용도
 θ : 무차원 온도

상첨자

- * : 무차원 수

하첨자

- 0 : 증발수 유량의 영향이 없는 경우
 i : 입구
 o : 출구
 c : 습공기
 h : 피냉각유체
 w : 증발수
 d : downward (하향유동)
 u : upward (상향유동)

1. 서론

Ren al ⁽¹⁾ 등은 증발수의 공급량과 젖음성을 고려하여 간접증발식 냉각기의 성능을 해석하였다. 하지만 각각의 채널의 Ntu 가 다른 경우 유동방향에 따른 간접증발식 냉각기의 성능 변화에 대해서는 정확한 해석이 이루어지지 못했다.

본 연구에서는 각각의 채널의 NTU 를 변화시키면서 유동방향이 간접 증발식 냉각기의 냉각성능에 미치는 영향을 이론적으로 고찰한다. 유동방향에 따른 간접 증발식 냉각기의 냉각과정을 미분방정식으로 각각 모델링 하고, 피냉각유체와 습공기, 그리고 증발수 온도에 관한 엄밀해를 구한다. 이 엄밀해를 이용하여 채널 간의 NTU 가 다른 경우 각각의 유동방향에 따른 온도분포의 변화를 고찰하며, 이때 유동방향이 냉각성능에 미치는 영향을 분석한다.

2. 간접 증발식 냉각기 이론해석

2.1 간접 증발식 냉각기 모델링

본 연구에서 다루고자 하는 유동방향이 다른 각각의 간접 증발식 냉각기의 개략도를 Fig. 1 (a)-(b)에 나타내었다. 냉각기는 열전달판에 의해 두개의 채널로 나누어진다. 증발수는 습공기 채널 쪽에서 열전달판을 따라 아랫방향으로 흘러지며,

습공기와 직접접촉에 의한 증발냉각으로 온도가 낮아진다. 이에 따라 피냉각유체와 증발수 간의 온도차이가 발생하고, 피냉각유체로부터 증발수로 열전달이 일어나 피냉각유체가 냉각된다. 증발수가 흡수한 열은 잠열형태로 습공기에 전달, 소산된다.

편의를 위해 피냉각유체의 방향에 따라 (a) 하향유동, (b)는 상향유동으로 표기하였다.

간접 증발식 냉각기에서의 열전달과정을 이론적으로 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입한다.

- (1) 채널 내의 흐름은 유동 및 열적으로 완전 발달되어 있다.
- (2) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (3) Lewis 수는 1이다.
- (4) 수막과 평판을 가로지르는 열저항은 무시한다.
- (5) 증발량은 증발수 공급유량에 비하여 무시할 수 있을 만큼 작다.
- (6) 습공기의 엔탈피는 습구온도의 일차함수이다.

Maclain-Cross and Banks는⁽²⁾ 이러한 가정을 냉각탑 성능해석에 적용하였으며, 실제 엔탈피 변화를 고려한 해석결과와 비교하여 10~40°C 온도범위에서 최대오차가 1.5% 이내임을 보인 바 있다. 위에 정리한 가정을 적용하여 유동방향이 다른 각각의 간접 증발식 냉각기의 열전달과정을 표현하면 다음과 같다.⁽³⁾⁻⁽⁴⁾

$$\frac{d\theta_h}{dx^*} = N_h(\theta_w - \theta_h) \quad (1)$$

$$\frac{d\theta_c}{dx^*} = N_c(\theta_c - \theta_w) \quad (2)$$

$$N_h(\theta_h - \theta_w) + C_c N_c(\theta_c - \theta_w) + i C_w \frac{d\theta_w}{dx^*} = 0 \quad (3)$$

이 때 하향유동의 경우 $i = -1$ 이고, 상향유동은 $i = 1$ 이다.

각각의 경계조건은 하향유동의 경우는

$$\text{at } x = 0, \theta_h = 1 \text{ and } \theta_w = \theta_{wi} \quad (4)$$

$$\text{at } x = 1, \theta_c = 0 \quad (5)$$

상향유동의 경우는

$$\text{at } x = 1, \theta_h = 1 \quad (6)$$

$$\text{at } x = 0, \theta_c = 0 \text{ and } \theta_w = \theta_{wi} \quad (7)$$

위 식들에서 무차원수의 정의는 다음과 같다.

$$N_h = \frac{h_h A}{c_h \dot{m}_h}, \quad N_c = \frac{h_c A}{c_c \dot{m}_c} \quad (8)$$

$$C_c = \frac{c_{wb} \dot{m}_c}{c_h \dot{m}_h}, \quad C_w = \frac{c_w \dot{m}_w}{c_h \dot{m}_h} \quad (9)$$

$$x^* = x/L \quad (10)$$

$$\theta_h = \frac{T_h - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}, \quad \theta_c = \frac{t_c - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}, \quad \theta_w = \frac{T_w - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}} \quad (11)$$

위의 식에서 N 은 전달단위수(Ntu)이고, C_c 는 습공기와 피냉각유체 사이의 열용량비, C_w 는 증발수와 피냉각유체 사이의 열용량비, θ 는 온도에 대한 무차원수이다. 하첨자 h, c, w 는 각각 피냉각유체, 습공기, 증발수를 의미한다. c_{wb} 는 습공기의 엔탈피를 습구온도의 일차함수로 가정할 때 비례상수에 해당하는 것으로 비열과 같은 단위를 가지며, 습공기의 입구 습구온도와 피냉각유체의 입구온도 사이에서 구한다.⁽²⁾

2.2 엄밀해

연립 선형 미분방정식(1)~(7)의 엄밀해는 연립 대수 방정식의 해를 구하는 방법과 유사하게 구할 수 있으며, 하향유동의 경우, 결과를 정리하면 다음과 같다.

$$\theta_h = 1 - A_1 B_1 (1 - \exp(\lambda_1 x^*)) - A_2 B_2 (1 - \exp(\lambda_2 x^*)) \quad (12)$$

$$\theta_c = E_1 B_1 \left(\frac{\exp(\lambda_1 x^*)}{\exp(\lambda_1)} - 1 \right) - E_2 B_2 \left(\frac{\exp(\lambda_2 x^*)}{\exp(\lambda_2)} - 1 \right) \quad (13)$$

$$\theta_w = \theta_{wi} - B_1 (1 - \exp(\lambda_1 x^*)) - B_2 (1 - \exp(\lambda_2 x^*)) \quad (14)$$

위 식에서 λ_1 과 λ_2 는 다음과 같다.

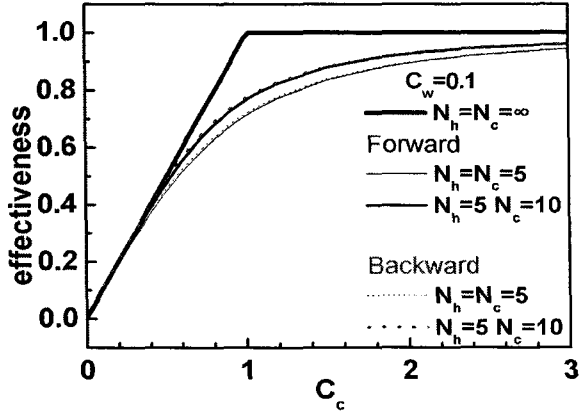


Fig. 2 Effectiveness with moist-air thermal capacity ratio ($\theta_{wi} = 0.5$).

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2C_w} \left\{ \begin{array}{l} -(C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c C_c) \\ \pm \sqrt{(C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c C_c)^2 + 4C_w(N_h N_c(C_w + 1 - C_c))} \end{array} \right\} \quad (15)$$

계수들은 다음과 같다.

$$A_1 = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_1}{N_h}}, \quad A_2 = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_2}{N_h}} \quad (16)$$

$$B_1 = \frac{(1 - E_2) - (A_2 - E_2)\theta_{wi}}{(A_2 - A_1) + E_1(1 - A_2) - E_2(1 - A_1)} \quad (17)$$

$$B_2 = \frac{(1 - E_1) - (A_1 - E_1)\theta_{wi}}{(A_2 - A_1) + E_1(1 - A_2) - E_2(1 - A_1)} \quad (18)$$

$$E_1 = \frac{1}{1 - \frac{\lambda_1}{N_c}} \exp(\lambda_1), \quad E_2 = \frac{1}{1 - \frac{\lambda_2}{N_c}} \exp(\lambda_2) \quad (19)$$

상향유동의 경우도 위와 같은 과정으로 엄밀해 를 얻을 수 있다.

간접 증발식 냉각기의 유용도 ϵ 을 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 피냉각유 체 채널 입출구에서의 온도차로 정의할 수 있다. 간접 증발식 냉각기에서 피냉각유체는 이상적인 경우 습공기의 입구 습구온도까지 냉각될 수 있으므로, 이를 고려하여 유용도를 식으로 나타내면 다음과 같다.

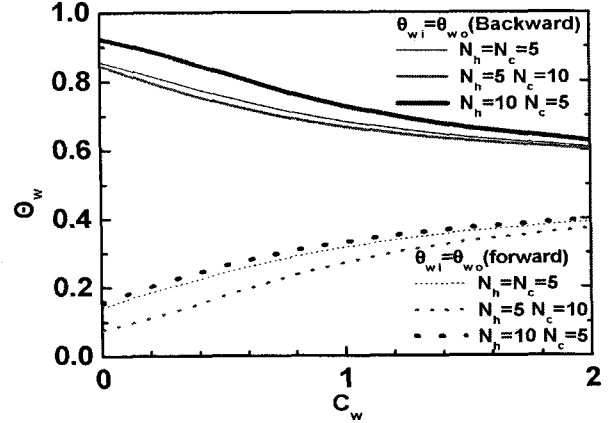


Fig. 3 Evaporation water temperature in case of recirculation ($C_c = 1$).

$$\epsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - t_{ci}} = 1 - \theta_{ho} \quad (20)$$

3. 간접 증발식 냉각기 열 및 물질전달

3.1 간접 증발식 냉각기 온도분포

습공기의 유량이 간접 증발식 냉각기의 성능에 미치는 영향을 Fig. 2에 나타내었다. NTU가 무한히 큰 이상적인 경우, 습공기 열용량비가 1.0 보다 크면 유용도가 1.0으로 일정해진다

NTU가 실제적인 값을 가지는 경우에도 실용적인 관점에서 볼 때, 습공기 열용량비의 증가는 소요 동력의 증가를 수반하므로, 유용도 증가효과와 비교하여 열용량비를 적정한 범위에서 결정하는 것이 필요하다. 이러한 문제는 현열열교환기에서도 동일하게 나타나는 것으로, 일반적으로 열용량비가 1.0인 경우가 적정한 것으로 알려져 있다.⁽⁵⁾

증발식 냉각기에서는 일반적으로 습채널을 통과한 증발수를 증발량만큼을 보충하여 증발수 입구로 재순환하여 사용한다. 증발수의 재순환온도를 이론해로부터 반복계산을 통하여 구하였으며, Fig. 3에 도시하였다.

일정한 습공기 열용량비와 증발수 온도를 바탕으로 이론해를 이용하여 Ntu와 유동방향을 변수로 간접 증발식 냉각기 내 피냉각유체, 습공기, 증발수의 온도분포를 Fig. 4에 나타내었다. 각 채널의 Ntu가 5인 경우를 기준으로 하여, 각 채널의 Ntu의 변화에 따른 온도분포의 변화를 고찰하였

다.

우선 기준 경우의 온도분포를 살펴보면, 하향유동의 경우, 증발수가 유입됨에 따라 피냉각유체와 현열전달로 인해 피냉각유체는 온도가 감소하며, 증발수는 온도가 상승한다. 이후 습공기에 의한 증발 효과에 의해 피냉각유체는 냉각되어지며, 증발수의 온도는 피냉각유체와 습공기 온도사이값을 가지게 된다.

이와 반대로 상향유동의 경우 습공기에 의한 증발효과로 냉각된 피냉각유체의 출구온도는 높은 온도의 증발수 유입으로 인해 온도가 상승하는 것을 확인할 수 있다. 또한 기준 경우는 유동방향에 상관없이 피냉각유체의 온도는 같음을 확인할 수 있다.

기준조건에 대하여 습공기 채널의 Ntu 가 10으로 커지게 되면, 상향유동의 경우 증발수 온도가 피냉각유체의 출구온도에 영향을 미치는 영역이 기준조건에 비해 짧아지며, 피냉각유체의 온도 재상승폭이 적으므로, 하향유동에 비해 상향유동의 피냉각유체의 온도가 더 낮게 된다.

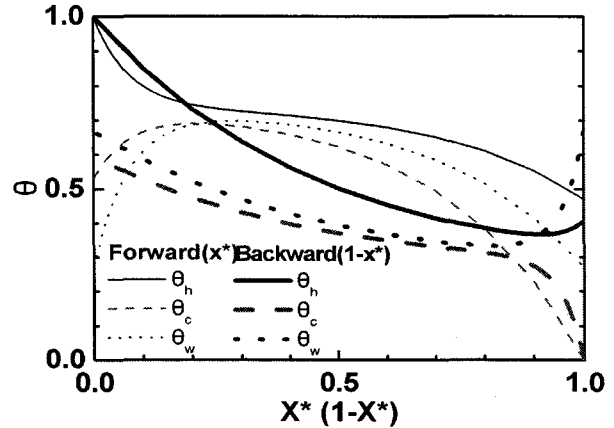
상대적으로 피냉각유체 채널의 Ntu 가 10으로 커지게 되면, 하향유동의 경우 낮은 온도의 증발수 유입에 따른 피냉각유체의 온도감소 영역이 기준 조건에 비해 짧아지며, 습공기에 의한 잠열증발 영역이 길어지므로써, 상대적으로 피냉각유체의 출구온도는 상대적으로 하향유동이 더 낮게 된다.

3.2 증발수 열용량비의 영향

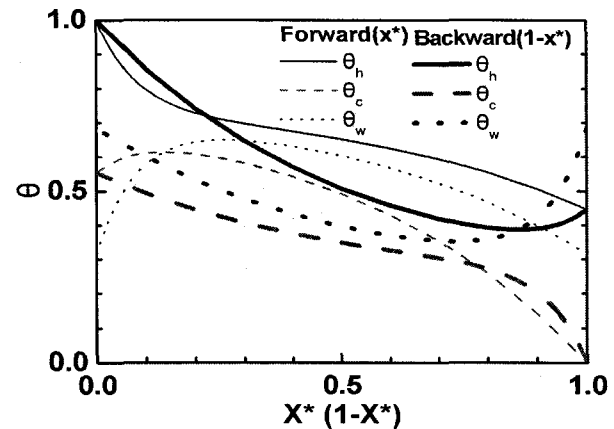
Fig. 5는 증발수 유량이 열용량비가 유용도에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. 증발수 열용량비가 증가할수록 유용도가 감소하는 것을 알 수 있으며, 증발수 열용량비가 커지면서 증발수 유입온도에 따른 영향도 커짐을 확인할 수 있다. 또한 각 채널의 NTU 가 같은 경우는 증발수의 열용량비에 따른 간접증발식 냉각기의 성능은 유동방향에 영향을 받지 않는다.

하지만 NTU 가 다른 경우는 피냉각유체 채널(NTU_h)이 큰 경우는 하향유동이 더 좋은 성능을 나타내며 습공기 채널(NTU_c)이 큰 경우에는 상향유동의 더 좋은 성능을 나타냄을 알 수 있다.

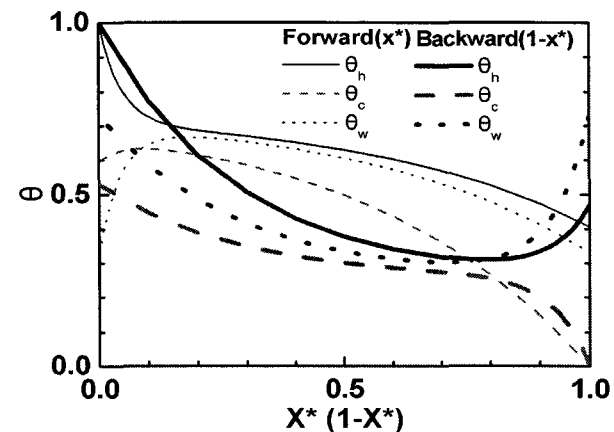
Fig 6은 각각의 채널의 변화에 따른 상대적인 성능의 차이를 다음식을 이용하여 비교한 그래프이다.



(a) $N_h = 5, N_c = 10$



(b) $N_h = N_c = 5$



(c) $N_h = 10, N_c = 5$

Fig. 4 Temperature distributions for different flow arrangement. ($C_w = 1, C_c = 1$)

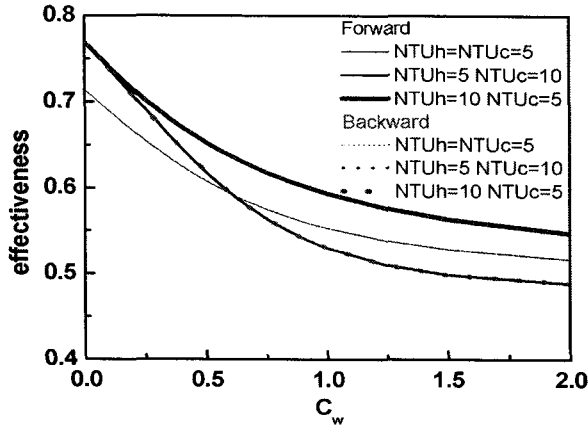


Fig. 5 Effectiveness with evaporation water thermal capacity ratio($C_c = 1$).

$$R = \frac{\epsilon_d - \epsilon_u}{\epsilon_d} \quad (21)$$

그래프를 통해 증발수 열용량비가 유용한 범위 내에서는 유량이 증가할수록 그 상대적인 성능의 차이가 커짐을 확인할 수 있다. 그 차이는 각각의 채널의 NTU가 10까지인 구간 내에서 $C_w = 0.5$ 에서는 9%, $C_w = 1$ 에서는 20% 까지이다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 각 채널의 NTU를 고려한 유동 방향에 따른 증발 냉각기의 냉각성능을 엄밀해틀 이용하여 해석하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 간접증발식 냉각기의 실용적인 측면에서 습공기의 열용량비는 1.0이 적정하다.
- (2) 간접증발식 냉각기는 증발수는 일반적으로 재순환을 통해 증발수 열용량비에 따라 일정한 온도로 수렴한다.
- (3) 각 채널의 NTU가 같은 경우, 간접증발식 냉각기의 성능은 유동방향의 영향을 받지 않는다.
- (4) 각 채널의 NTU가 다른 경우, NTU_h 가 큰 경우는 하향유동이 더 좋은 성능을 나타내며, NTU_c 가 큰 경우는 상향유동이 더 좋은 성능을 나타낸다.
- (5) 증발수 유량이 유용한 범위 내에서는 유량이

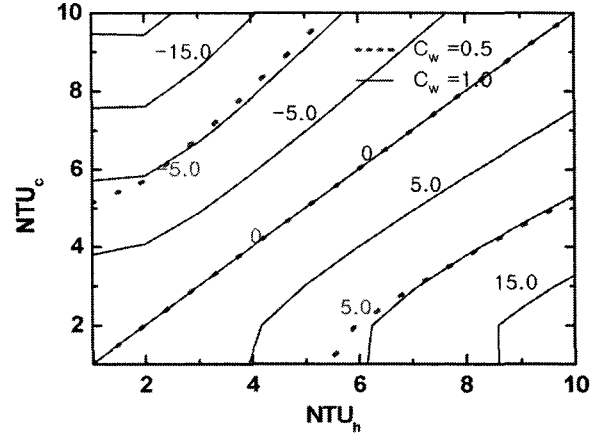


Fig. 6 Comparison of performance with each channel NTU.

증가할수록 그 상대적인 성능 차이가 커지며, 그 차이는 각각의 채널의 NTU가 10까지인 구간 내에서 $C_w = 0.5$ 에서는 9%, $C_w = 1$ 에서는 20% 까지이다.

참고 문헌

- 1 Ren, C. and Yang, H., 2006, An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 617-627
- 2 Maclaine-Cross, I. L and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 579-585.
- 3 Gou, X. C and Zhao, T. S., 1998, A parametric study of an indirect evaporation air cooler, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol.43, pp. 777-790.
- 4 Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I., 1998, Effectiveness of cross flow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 21, pp. 463-471.
- 5 Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, pp. 647-665.