

단순모델에 의한 회전형 열교환기 이론해석

Theoretical Analysis of a Rotary Heat Exchanger Based on a Simplified Model

손성균(Sung Gyun Son)¹, 김용찬(Yongchan Kim)², 이대영(Dae-Young Lee)^{3*}

¹고려대학교 기계공학과 대학원, ²고려대학교 기계공학과, ³한국과학기술연구원 도시에너지시스템연구단

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School Korea University, Seoul, 136-713, Korea

²Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul, 136-713, Korea

³Center for Urban Energy Systems Research, Korea Institute of Science and Technology, Seoul, 136-791, Korea

(Received December 9, 2014; revision received January 12, 2015; Accepted: June 17, 2015)

Abstract A simplified rotary heat-exchanger model was developed with an assumption of a linear temperature distribution along the flow direction. Based on the model, the exact fluid solution and solid temperature variations were obtained and verified from a comparison with previous numerical studies. The heat transfer in the rotary heat exchanger was investigated using the theoretical solutions. The heat exchanger's effectiveness was shown to be saturated, with a rotational-speed increase that is higher than a critical value that is solely dependent on the thermal capacity of the solid matrix but independent of the fluid flow rate; the saturated value of the effectiveness was determined only by the NTU of the heat exchanger. Where the thermal diffusivity of the solid matrix is so slight that the thermal penetration depth becomes smaller than the matrix thickness, the effective thermal capacity of the solid matrix decreased according to the penetration depth.

Key words Rotary heat exchanger(회전형 열교환기), Theoretical analysis(이론해석), Effectiveness(유효도), Thermal capacity(열용량), Thermal diffusivity(열확산계수)

* Corresponding author, E-mail: ldy@kist.re.kr

기호설명

C	: 용량과 관련된 무차원 변수
c_p	: 비열 [J/kgK]
E	: 엔탈피 유량 [J/m ²]
g	: 복소함수 [-]
H	: 폭방향 길이 [m]
k	: 열전도율 [W/mK]
L	: 열교환기 길이 [m]
M	: 질량 [kg]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
n	: 회전수 [rev/s]
NTU	: 전달단위 수 [-]
Pe	: 페클렛 수 [-]
T	: 온도 [°C]
t	: 시간 [s]
U	: 유속 [m/s]
u	: 무차원유속
x	: 길이방향 좌표 [m]
y	: 폭방향 좌표 [m]

그리스 문자

β	: 무차원 회전속도 [-]
Δ	: 고체벽두께 [m]
δ	: 고체와 유체 사이 길이 비율 [-]
ϵ	: 유효도 [-]
η	: 폭방향 무차원 좌표 [-]
θ	: 무차원 온도 [-]
κ	: 열확산계수 [m ² /s]
μ	: 열전전도 비 [-]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
σ	: 열확산계수 비 [-]
τ	: 무차원 시간 [-]
ω	: 회전 속도 [rad/s]
γ	: 길이방향 온도 기울기 [K/m]

하첨자

c	: 저온, 임계값
f	: 유체
h	: 고온
i	: 입구

- 0 : 평균, 고체온도 진폭이 유체온도 진폭보다 충분히 작을 때
- p : 열침투
- s : 고체
- o : 출구

1. 서 론

회전형 열교환기는 에너지 회수 장치 및 환기장치 등 여러 분야에 쓰이고 있다. 회전형 열교환기의 소형화 및 고효율화에 관한 수요가 증가하면서 이에 관련한 연구가 증가하고 있다.^(1, 2) 회전형 열교환기에 대한 연구는 실험과 수치적인 연구가 주를 이루고 있다.

Kay and London⁽³⁾은 열교환기의 회전속도에 대한 영향을 실험과 수치해석을 통하여 고찰하였으며, NTU와 (C_r/C_{min}) 에 따른 열교환기 유용도를 표와 그래프의 형태로 제시하였다. Yilmaz와 그의 공동연구자^(4, 5)는 회전형 열교환기의 유동 채널형상과 회전속도가 미치는 영향에 대한 실험결과와 수치해석 결과를 비교하였다. Shah and Sekulic⁽⁶⁾는 물질전달이 없는 회전형 열교환기에 대해서 수치해석적 방법으로 회전주기의 영향을 분석하였다. Simonson and Besant^(7, 8)은 에너지 회수에 대한 무차원 변수를 유도하였고 수치해석적 방법으로 무차원 변수가 유용도에 미치는 영향을 분석하여 상관식을 도출하였다. Zhang and Niu^(9, 10)은 제습휠에 대한 유용도를 회전속도와 NTU에 관하여 분석하였고 수치해석을 통하여 제습휠 내부의 온도분포와 습도 분포를 분석하였다. 또한, 벽의 두께에 따른 최적의 회전속도에 대하여 논의하였다. Tu et al.⁽¹¹⁾도 고체 내부의 전달 저항을 고려한 수치해석 모델을 개발하고 엔탈피 휠과 제습휠의 최적 운전조건에 대하여 논의하였다.

수치적인 방법이 아닌 이론적 방법으로 Frank and John⁽¹²⁾이 회전속도가 매우 느리다는 가정하에 회전형 열교환기를 해석하여 운전 변수의 영향을 분석한 바 있다. 이론해석 연구는 수치해석 연구와 비교하여 정확한 수치를 예측하기에는 무리가 있지만 열교환기 내부의 물리적인 현상을 파악하고 성능에 영향을 미치는 변수들과 각각의 영향을 용이하게 이해할 수 있는 장점이 있다. 그러나 현재까지 회전형 열교환기에 대한 이론해석 연구는 매우 제한된 조건에서의 결과만 보고되고 있다.

본 연구에서는 최적 운전조건 주변에서 회전형 열교환기 내부의 열전달을 매우 근사하게 모사할 수 있는 단순화된 모델을 개발한다. 이 모델의 해석해를 도출하고, 선행 연구⁽⁴⁾와 비교하여 모델의 타당성을 검증한다. 또한 해석해를 이용하여 최적 운전조건을 결정하는 지배인자를 도출하며, 고체의 열확산계수가 열교환기 성능에 미치는 영향을 고찰한다. 끝으로 열전달

에 대한 이해에 근거하여 플라스틱 소재를 적용한 회전형 열교환기의 성능을 금속소재를 적용하는 경우와 비교한다.

2. 물리적인 상황의 단순화 및 모델링

회전형 열교환기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 열교환기는 절반으로 구획되어져 각 공간으로 온도가 다른 유체가 대향류로 유동하며, 열교환기는 상기 구획 사이를 회전하면서 열을 전달한다. 열교환기는 Fig. 1 상부의 확대 그림에 나타낸 바와 같이 다수의 미세 유동채널로 구성되어, 유체가 유동채널을 통과하면서 채널벽과 열전달하는 구조로 되어 있다. 열교환기의 회전속도는 유체 유동속도에 비하여 일반적으로 매우 작으므로, 열교환기 회전에 의한 관성효과 등은 무시할 수 있으며, 이 경우 열교환기 반경방향으로의 차이는 거의 없다.

Fig. 2에는 회전형 열교환기(Fig. 1) 표면의 임의의 지점 A를 통과하여 반대지점 B로 연결되는 유동채널 내부의 온도분포를 개략적으로 나타내었다. 실선이 유체, 점선은 채널 벽의 온도분포를 나타낸다. 채널이 오른쪽으로부터 고온의 유체가 유입되는 hot blow 영역에 있는 경우, 유체는 상대적으로 온도가 낮은 채널벽에 열을 빼앗겨 냉각되어 유출되며, 이 열은 채널벽에 흡수되어 저장된다. 채널이 cold blow 영역으로 이동하여 왼쪽으로부터 찬 유체가 유입되면, 채널벽에 저장된 열이 방출되면서 유체가 가열되어 유출된다. 이 과정동안 채널 벽은 일시적으로 열을 저장했다가 방출하는 역할을 하며, 일반적으로 열용량이 충분히 크도록 설계하여 열의 흡수 방출에 따른 온도 진동이 작아지도록 한다. 또한 회전형 열교환기는 열회수율 향상을 위하여 높은 NTU(Number of Transfer Unit)를 가지도록 설계

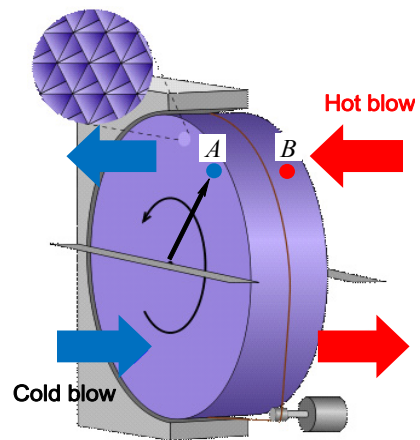


Fig. 1 Schematic of a rotary heat exchanger.

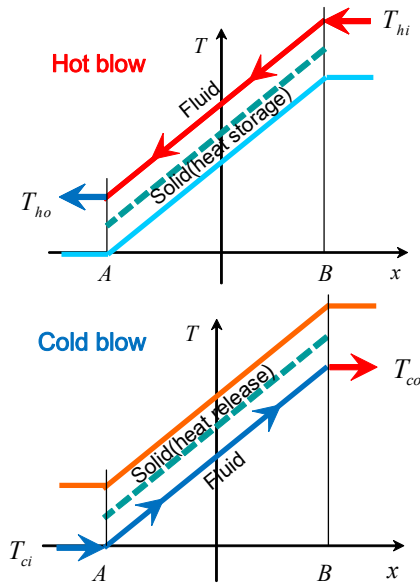


Fig. 2 Schematic temperature distributions in hot and cold blow regions.

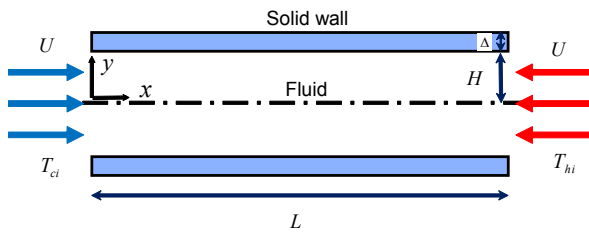


Fig. 3 Simplified model of a flow channel in the rotary heat exchanger.

되어 입구영역의 길이가 채널 길이에 비하여 매우 짧으며, 이 경우 유로방향으로의 온도기울기는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 선형이 된다.⁽¹¹⁾

Fig. 2의 각각의 온도분포 그림에 채널이 반대 영역에 있을 때의 유체 온도분포를 희미한 실선으로 나타내었다. 채널에 고정된 지점에서 볼 때, 채널 내 유체의 온도는 hot blow와 cold blow 시의 온도 사이를 진동하게 된다. 열교환기의 유용도 향상을 위해서는 hot blow 시의 출구온도 T_{ho} 가 cold blow 시의 입구 온도 T_{ci} 에 가까워져야 하며, 이는 채널 내 유체온도 진폭이 작아져야 함을 의미한다.

모델의 단순화를 위하여 채널 형상을 Fig. 3과 같이 평판이라 가정하고 유체는 비압축성, 완전 발달한 층류유동이라고 가정한다. 채널에 고정된 좌표를 적용하여, 채널이 hot blow 영역과 cold blow 영역을 왕복하는 대신, 채널 내 유동조건을 시간 경과에 따라 hot blow와 cold blow가 반복되는 왕복유동 조건으로 가정한다.

이상의 가정과 채널 내 온도분포가 일정 기울기를 가지는 것을 가정하면, 지배방정식은 다음과 같다.

$$\beta^2 \frac{\partial \theta_f}{\partial t} + Pe u = \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial \eta_f^2} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \sigma \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial \eta_s^2} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial \eta_f} \Big|_{\eta_f=0} = 0 \quad (3)$$

$$\theta_f \Big|_{\eta_f=1} = \theta_s \Big|_{\eta_s=1}, \quad \frac{\partial \theta_f}{\partial \eta_f} \Big|_{\eta_f=1} = -\mu \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_s} \Big|_{\eta_s=1} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \eta_s} \Big|_{\eta_s=0} = 0 \quad (5)$$

상기 식에 적용된 무차원수들은 다음과 같다.

$$\theta = \frac{T - \bar{T}}{\gamma L} \quad (6)$$

$$u = U / U_0 \quad (7)$$

$$\tau = w \times t, \quad \eta_f = y / H, \quad \eta_s = 1 - (\eta_f - 1) / \delta \quad (8)$$

$$\delta = \Delta / H \quad (9)$$

$$\beta = H \sqrt{\frac{\omega}{\kappa_f}} \quad (10)$$

$$Pe = \frac{U_0 / L}{\kappa_f / H^2} \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{\kappa_s / \Delta^2}{\kappa_f / H^2}, \quad \mu = \frac{k_s / \Delta}{k_f / H}, \quad C = \frac{\rho_s c_{ps} \Delta}{\rho_f c_{pf} H} = \frac{\mu}{\sigma} \quad (12)$$

무차원온도 θ 는 채널 길이방향 임의의 위치 x 에서의 온도 T 와 주기평균 온도 \bar{T} 와의 차이를 채널 양끝단의 온도차로 표준화한 것으로, 채널 길이방향 위치에 관계없이 채널 폭방향에만 의존하는 변수이다. β 는 무차원 회전속도에 해당하며, Pe 는 Peclet 수이다.

회전형 열교환기에 적용되는 일반적인 재료의 열물성치와 이와 관련한 주요 무차원수들의 크기를 Table 1에 정리하였다.

3. 이론해의 도출 및 검증

3.1 이론해의 도출

단위채널 내의 유동은 주기적으로 유동방향이 바뀌는 형태이며, 본 연구에서는 해석을 단순화하기 위하여 다음과 같이 유동단면 방향으로 균일한 분포를 가지는 정현파로 가정한다.

Table 1 Typical range of material property and dimensionless parameters(200 K~400 K, $\Delta/H = 0.03 \sim 0.3$)

	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kgK]	$\kappa \times 10^6$ [m ² /s]	μ [-]	σ [-]	C [-]
Aluminum	237~240	2,720~2,680	800~950	109~94.3	30,000~300,000	47~4,700	53~530
Copper	413~393	8,970~8,890	356~400	129~111	51,000~510,000	55~5,500	76~760
Plastics	0.3~0.2	1,700~1,600	900~1,000	0.196~0.125	31~310	0.074~7.4	35~350
Air	0.020~0.033	1.77~0.88	1,010~1,010	11.2~37.1	-	-	-

$$u = \text{Real}[e^{i\tau}] \quad (13)$$

이에 따라 단위 채널 내 온도 역시 다음과 같이 정현파 형태로 가정할 수 있다.

$$\theta = \text{Real}[g(\eta)e^{i\tau}] \quad (14)$$

위 식에서 g 는 위상각과 진폭의 두가지 정보를 가지는 복소함수이다.

식(13), 식(14)를 식(1)~식(5)에 대입하여 해를 다음과 같이 용이하게 구할 수 있다.

$$g_f = \frac{iPe}{\beta^2} \left[1 - \frac{\mu \beta \sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) \frac{\cosh(\beta \sqrt{i} \eta_f)}{\cosh(\beta \sqrt{i})}}{\mu \beta \sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) + \beta \sqrt{i} \tanh(\beta \sqrt{i})} \right] \quad (15)$$

$$g_s = \frac{iPe}{\beta^2} \left[\frac{\beta \sqrt{i} \tanh(\beta \sqrt{i}) \frac{\cosh(\beta \sqrt{i/\sigma} \eta_s)}{\cosh(\beta \sqrt{i/\sigma})}}{\mu \beta \sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) + \beta \sqrt{i} \tanh(\beta \sqrt{i})} \right] \quad (16)$$

이론해를 이용하여 한주기 동안의 온도분포 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 기준조건에 대하여 회전속도가 1/4로 작아지는 경우와 고체의 열용량이 1/10로 작아지는 경우를 비교하였다. 그림에서 $0 < \eta < 1$ 는 유체, $1 < \eta < 1.2$ 는 고체 영역이다.

식(13)의 유속변화를 고려하면, $-0.5\pi < \tau < 0.5\pi$ 는 열교환기에 왼쪽으로부터 차가운 유체가 유입되는 cold blow, $0.5\pi < \tau < 1.5\pi$ 는 오른쪽으로부터 뜨거운 유체가 유입되는 hot blow 기간이다. Fig. 4(a)의 기준조건에서 cold blow 기간동안 유체온도가 낮아졌다가 hot blow 기간에는 유체온도가 상승하는 것을 볼 수 있다. Fig. 2의 길이방향 온도분포를 고려하면, 유체온도 진폭이 작을수록 열교환기 유용도가 높아짐을 알 수 있다. 회전속도가 작아지는 경우, 고체의 열저장 능력이 포화되어 고체의 온도변동 진폭이 증가하며, 이에 따라 유체의 온도 진폭도 증가하는 것을 볼 수 있다. 회전속도 변화없이 고체의 열용량이 작아지는 경우에도 유사한 효과가 나타나게 된다.

Fig. 4에 나타난 온도변화 거동으로부터 회전형 열교환기의 성능이 유체와 고체의 온도진폭과 밀접한 관

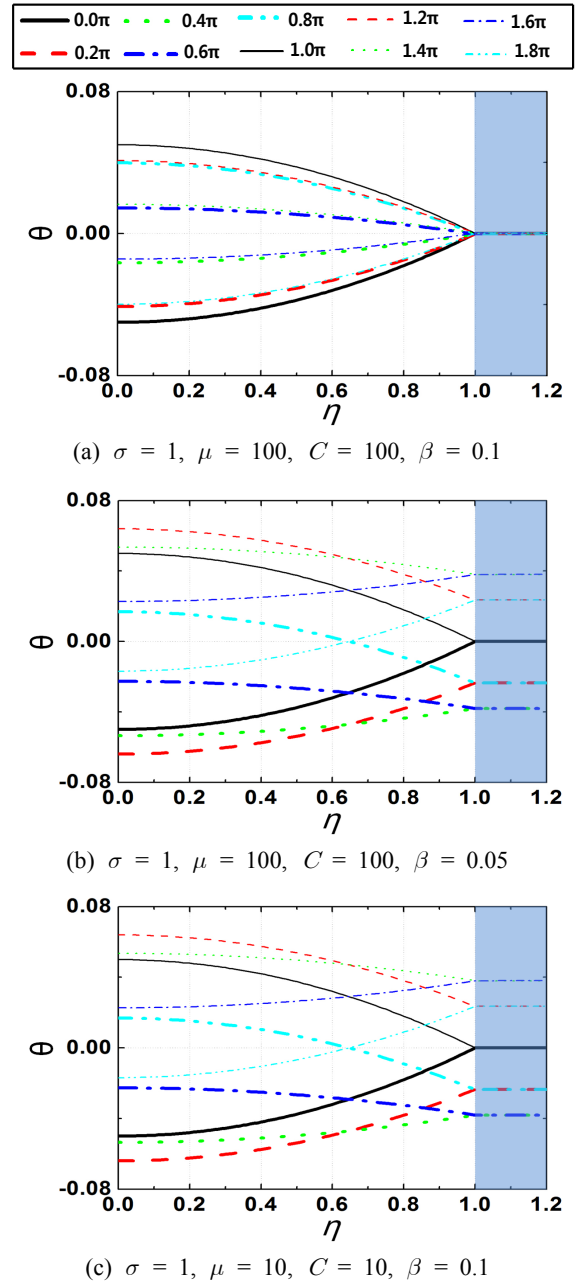


Fig. 4 Variations of temperature profiles in a period ($Pe = 0.1, \delta = 0.2$).

런이 있을 것을 예상할 수 있다. 평균 온도를 다음과 같이 정의한다.

$$\langle g \rangle \equiv \int_0^1 g(\eta) d\eta \quad (17)$$

유체와 고체의 평균온도는 식(15), 식(16)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\langle g_f \rangle = \frac{iPe}{\beta^2} \left[1 - \frac{\mu \sqrt{1/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) \tanh(\beta \sqrt{i})}{\mu \beta \sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) + \beta \sqrt{i} \tanh(\beta \sqrt{i})} \right] \quad (18)$$

$$\langle g_s \rangle = \frac{iPe}{\beta^2} \left[\frac{\sqrt{\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i}) \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma})}{\mu \beta \sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta \sqrt{i/\sigma}) + \beta \sqrt{i} \tanh(\beta \sqrt{i})} \right] \quad (19)$$

유체와 고체의 평균 온도 진폭변화를 Pe 가 다른 세 가지 경우에 대하여 Fig. 5에 나타내었다. β , 즉 회전속도가 증가할수록 유체의 온도진폭이 감소하다가, 어느 한도 이상이 되면 일정해지는 것을 볼 수 있으며, 이 임계 β 값, 즉 β_c 는 Pe 와 관계없이 일정하다.

회전형 열교환기의 회전속도가 너무 빨라서, 유동 변환주기가 유체내의 열확산시간보다 짧아지게 되면 유체와 고체 사이의 열전달이 충분하지 않게 되는 문제가 발생하는데, 회전속도는 이러한 문제가 발생하지 않도록 $\beta \ll 1$ 인 조건으로 결정된다. 이 경우에 고체의 평균 온도 진폭 식(19)를 다음과 같이 간략화할 수 있다.

$$\langle g_s \rangle \approx \frac{iPe}{C\beta^2} \quad \text{where } \beta \ll 1 \quad (20)$$

한편 β 가 β_c 보다 충분히 작을 때, 유체의 평균 온도 진폭 식(18)은

$$\langle g_f \rangle \approx \frac{iPe}{C\beta^2} \quad \text{where } \beta \ll \beta_c \quad (21)$$

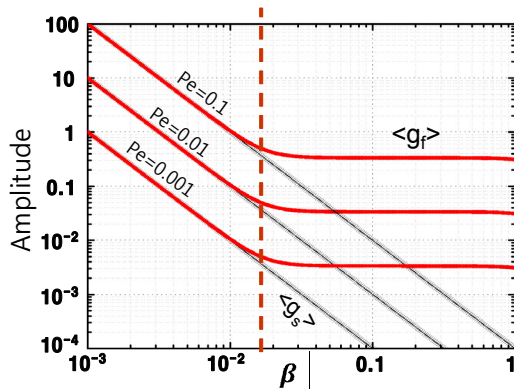


Fig. 5 Amplitudes of temperature variations of fluid and solid($\sigma = 1$, $C = 10,000$).

와 같이 간략화할 수 있으며, Fig. 5에 보이는 바와 같이 고체온도 진폭과 동일한 값을 가진다.

한편 β 가 β_c 보다 충분히 클 때는 다음과 같다.

$$\langle g_f \rangle \approx -\frac{Pe}{3} \quad \text{where } \beta_c \ll \beta \ll 1 \quad (22)$$

식(21)과 식(22)로부터 두 영역의 경계가 되는 β_c 는 다음과 같이 구해진다.

$$\beta_c = \sqrt{\frac{3}{C}} \quad (23)$$

3.2 해석해의 타당성 검증

$\langle g_f \rangle$ 가 일정한 값을 가지는 영역에서 g_f 는 식(15)로부터 다음과 같이 단순화할 수 있다.

$$g_f = -\frac{Pe}{2}(1 - \eta^2) \quad (24)$$

이는 유동이 층류이면서 채널 폭방향으로 균일한 유속분포를 가지고 채널 길이방향으로 열유속이 균일한 경우의 채널 폭방향 온도분포와 동일하다. 즉 상기한 β 의 범위에서 본 연구의 해석해가 정상상태의 해와 동일해지는 것을 의미하며, 이는 해석해의 타당성을 입증하는 결과 중 하나이다.

열교환기의 유용도는 다음과 같이 엔탈피 흐름의 차이로 정의할 수 있으며, Fig. 2의 온도분포를 고려하여 무차원온도의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{E_{hi} - E_{ho}}{E_{hi} - E_{ci}} = \frac{1}{1 + 2\langle \tilde{\theta}_f \rangle} \quad (25)$$

$$E = \int \rho_f c_{pf} U \langle T_f \rangle dt \quad (26)$$

$\langle \tilde{\theta}_f \rangle$ 는 hot blow 기간동안 유체의 단면 평균 온도로 다음과 같이 정의된다.

$$\langle \tilde{\theta}_f \rangle \equiv \int_{\pi/2}^{3\pi/2} u \langle \theta_f \rangle dt / \int_{\pi/2}^{3\pi/2} u dt \quad (27)$$

고체온도 진폭이 유체온도 진폭보다 상당히 작을 때의 유체 평균 온도 $\langle \tilde{\theta}_f \rangle_0$ 는 유체와 고체의 평균 온도차와 같으므로, 다음과 같이 NTU_0 로 나타낼 수 있다.

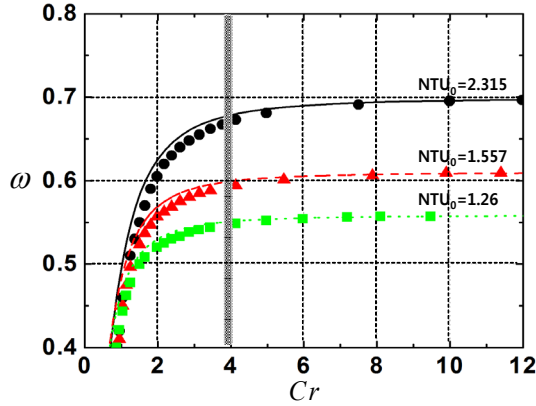


Fig. 6 Effectiveness vs Cr ($\sigma = 417$, $C = 225$)
(lines : analytic, symbols : numerical⁽⁴⁾).

$$\langle \tilde{\theta}_f \rangle_0 = \frac{1}{2NTU_0} \quad (28)$$

NTU_0 는, 고체 내부의 열전달저항을 무시하고, 유체와 고체사이의 열전달저항만을 고려한 경우의 NTU 이다. 이를 식(25)에 대입하여 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\epsilon_0 = \frac{NTU_0}{1+NTU_0} \quad (29)$$

ϵ_0 는 고체온도 진폭이 유체온도 진폭보다 상당히 작을 때의 유용도이며, 상기한 유용도 관계식은 대향류 열교환기의 유용도와 동일하다. 이 결과는 회전형 열교환기에서 고체의 열용량이 충분한 경우의 유용도가 대향류 열교환기의 유용도와 일치한다는 것을 의미하며, 선행연구와도 일치하는 결과이다.^(3, 4, 7, 8)

본 연구의 이론해로부터 구한 유용도를 Buyukalaca and Yilmaz의⁽⁴⁾ 수치해석 결과와 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 본 연구에 도입된 여러 가지 가정에도 불구하고, 본 연구의 해석결과가 선행연구 결과와 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

이 그림에서 Cr 은 회전형 열교환기 분야에서 전통적으로 사용되는 무차원수로 고체와 유체의 열용량비를 의미하며, 다음과 같이 정의된다.

$$Cr = \frac{M_s c_{ps} n}{m_f c_{pf}} \quad (30)$$

이를 본 연구의 무차원수로 나타내면 다음과 같다.

$$Cr = C \times \frac{\beta^2}{Pe} \times \frac{2}{\pi} \quad (31)$$

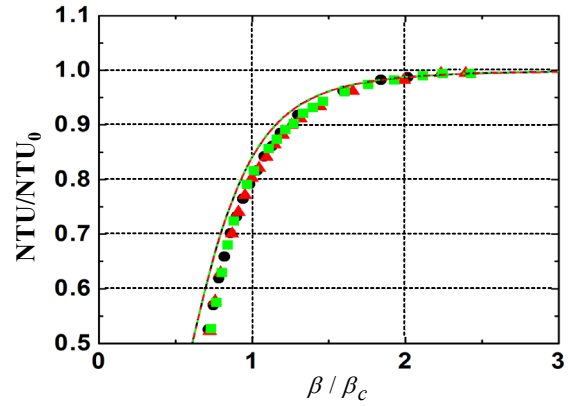


Fig. 7 Reconstruction of Fig. 6 (lines : analytic, symbols : numerical⁽⁴⁾).

4. 유용도 임계조건

많은 선행연구에서 Cr 이 일정값 이상이 되면 회전형 열교환기의 유용도가 최대값으로 일정하게 되는 것으로 보고하고 있다.^(4, 5, 7, 8) 이 기준에 의하면 식(30)로부터 유량이 증가할수록 회전속도가 비례하여 증가하여야 한다. 한편 Fig. 5를 참조할 때, Pe 즉 유량에 관계없이 β 가 일정값 이상일 때 유체의 온도진폭이 일정해지므로 유용도의 임계조건도 β 에 의하여 결정됨을 예상할 수 있다. 식(28)을 참고하여 회전형 열교환기에서의 NTU 를 다음과 같이

$$NTU = \frac{1}{2\langle \tilde{\theta}_f \rangle} \quad (32)$$

로 정의할 수 있으며, 식(25)로부터 유용도는

$$\epsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (33)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

식(18), 식(28), 식(32)로부터 NTU 와 NTU_0 는 Pe 에 일차비례하는 것을 알 수 있으므로 NTU/NTU_0 는 Pe 와 무관하게 된다. 이에 근거하여 Fig. 6을 β 와 NTU/NTU_0 에 대하여 다시 그리면 Fig. 7과 같다. 선행연구의 NTU 는 유용도 자료로부터 식(33)을 이용하여 구하였다.

해석결과는 물론이고, 선행연구 결과도 Pe 에 관계없이 한 곡선으로 모아지며, β/β_c 가 1보다 커지면 NTU/NTU_0 가 1로 일정해짐을 볼 수 있다. 이러한 사실은 유용도가 최대가 되는 조건이 Cr 이 아니라 β 에 의하여 결정됨을 나타내며, 이는 유용도가 최대값으로

일정하게 되는 임계 회전속도가 유량에 관계없이 일정함을 의미한다.

5. 확산계수의 영향

회전형 열교환기에 사용되는 전통적인 소재인 금속 대신에 플라스틱 소재를 적용하고자 하는 시도가 있다. 플라스틱 소재도 Table 1에서 보듯이 열용량비 C 는 충분히 크지만, 열확산계수비 σ 가 금속보다 상당히 작다.

열확산계수비가 열전달에 미치는 영향을 Fig. 8에 나타내었다. 열확산계수비가 작아질수록 고체 내부로의 열확산이 지연되어 고체의 벽면온도 진폭이 증가하고, 결과적으로 유체온도의 진폭도 커지게 된다. 고체의 열확산계수가 작을 경우, 고체의 평균 온도 진폭이 아니라, 고체 벽면의 온도진폭이 열교환기 성능에 직접적인 영향을 미친다. 식(16)으로부터 고체 벽면 온도는 다음과 같다.

$$g_s(1) = \frac{iPe}{\beta^2} \left[\frac{\beta\sqrt{i} \tanh(\beta\sqrt{i})}{\mu\beta\sqrt{i/\sigma} \tanh(\beta\sqrt{i/\sigma}) + \beta\sqrt{i} \tanh(\beta\sqrt{i})} \right] \quad (34)$$

유용도가 일정해질 때의 임계 β , β_c 를 식(23)을 구하는 방법과 유사하게 다음의 조건으로 구할 수 있다.

$$\langle g_f \rangle_{\beta \gg \beta_c} = g_s(1) \quad \text{at } \beta = \beta_c \quad (35)$$

열확산계수비 σ 와 열용량비 C 에 대한 β_c 의 변화를 Fig. 9에 등고선으로 나타내었다. β_c 의 등고선 형태가 두 영역으로 나뉘어지며, Regime I에서는 β_c 가 열용량비 C 에 의해서만 결정되고, Regime II에서는 열확산계수비 σ 에도 영향받는 것을 알 수 있다. Regime I은 열확산계수비가 충분히 커서 고체 내부의 열저항을 무시할 수 있는 영역으로 이 때의 β_c 는 전술한 바와 같이 식(23)으로 결정된다. 한편 Regime II는 열확산계수비

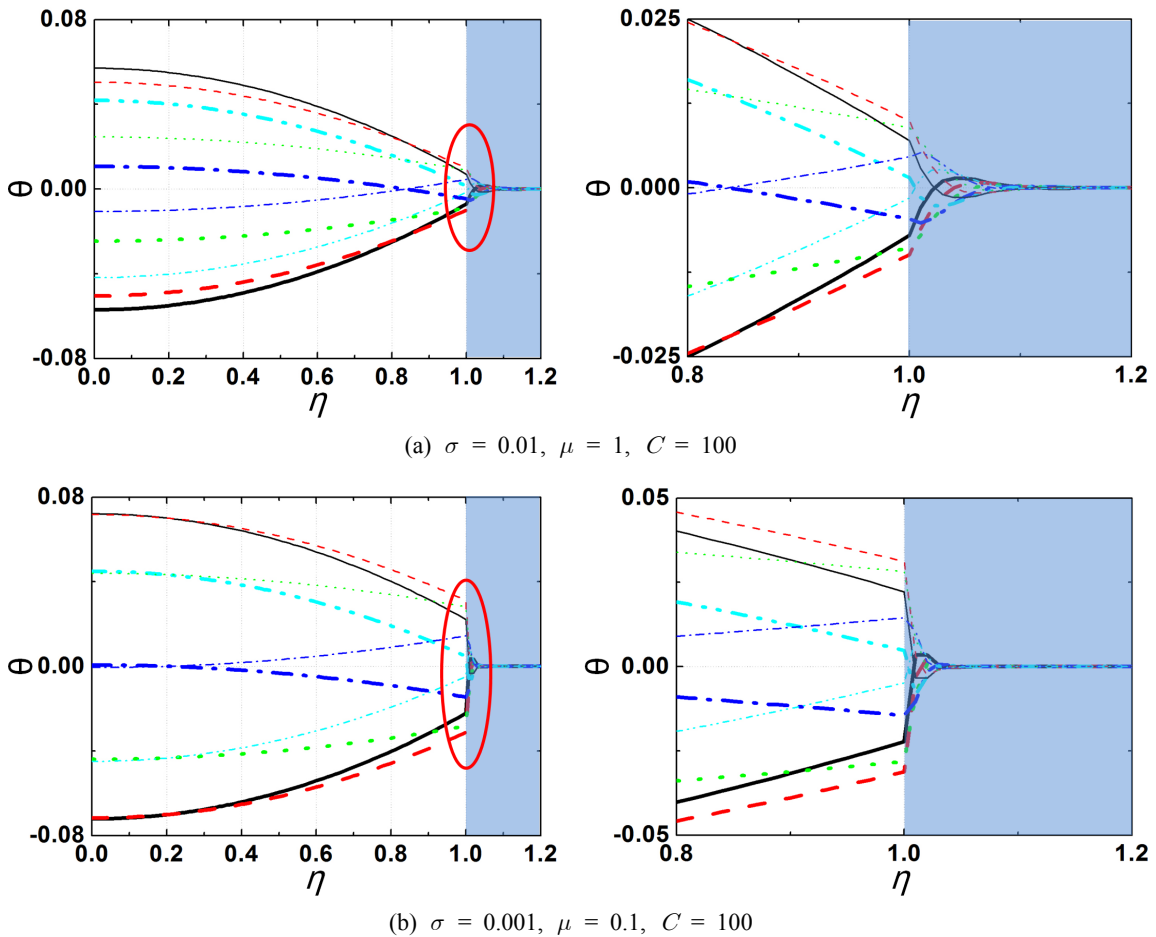


Fig. 8 Effects of thermal diffusivity ratio on the temperature profiles($Pe = 0.1, \delta = 0.2, \beta = 0.1$).

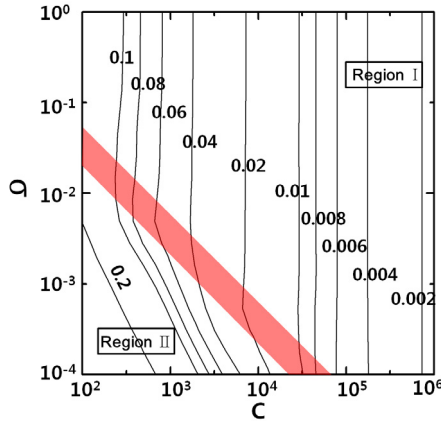


Fig. 9 Contour map of the critical β .

가 작아서 고체 내부의 열확산 저항이 열교환기 성능에 영향을 미치는 영역으로 이 영역에서의 β_c 는 식(34), 식(35)로부터 다음과 같이 간략한 형태로 나타낼 수 있다.

$$\beta_c = \frac{3}{C \times \sqrt{\sigma}} \quad (36)$$

한편 식(23)과 식(36)으로부터 Regime II의 영역을

$$\sigma C \ll 3 \text{ or } \sqrt{\sigma} / \beta_c \ll 1 \quad (37)$$

와 같이 구할 수 있으며, 이 조건은 각 무차원수의 정의로부터 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\sqrt{\sigma} / \beta_c = \sqrt{\kappa_s \omega} / \Delta = \Delta_p / \Delta \ll 1 \quad (38)$$

위식은 Regime II의 영역이 고체 내부로의 열확산 두께 Δ_p 가 고체벽 두께 Δ 보다 작아지는 영역임을 의미한다. 한편 식(38)을 식(36)에 대입하여 다음과 같은 관계식을 도출할 수 있다.

$$\beta_c = \sqrt{\frac{3}{C \Delta_p / \Delta}} \quad (39)$$

이를 식(23)과 비교하면, 식(23)의 열용량비 C 가 $C \Delta_p / \Delta$ 로 대체된 형태임을 알 수 있다. 이는 Regime II에서 고체 내부 열확산저항의 영향으로 고체의 열용량이 Δ_p / Δ 의 비율만큼 작아진 것과 같은 효과가 나타남을 의미한다.

한편 Table 1에 정리한 물성치의 크기를 고려할 때,

식(37)로부터 플라스틱 소재를 적용하는 경우에도 열확산계수의 영향은 크지 않을 것을 예상할 수 있으며, 금속소재를 적용하는 경우에 비하여 열용량비가 작은만큼 이에 반비례하여 회전속도를 증가시키면 동일한 성능을 나타낼 수 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 최적 운전조건 근처에서 회전형 열교환기 내부의 열전달을 매우 근사하게 모사할 수 있는 단순 모델과 성능을 지배하는 무차원수를 도출하였다. 이 모델의 해석해를 도출하고, 선행 연구와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였다. 해석해에 근거하여 회전형 열교환기에서의 열전달 과정을 분석하였으며, 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- (1) 회전속도가 증가하여 일정값 이상이 되면 열교환기의 유용도가 최대값으로 일정해지며, 이 때의 유용도 값은 대향류 열교환기와 동일하게 NTU만에 의하여 결정된다.
- (2) 유용도가 최대값으로 일정해지는 임계 회전속도는 공기유량에 관계없이 고체의 열용량에 의해서만 결정되며, 열용량에 반비례한다.
- (3) 고체의 열확산계수가 작아서 열확산두께가 고체벽 두께보다 작아지는 경우에는 고체의 열용량이 그만큼 감소한 효과가 나타난다.
- (4) 플라스틱 소재를 회전형 열교환기에 적용하는 경우에도 열확산계수의 영향은 크지 않으며, 금속소재를 적용하는 경우에 비하여 열용량비가 작은만큼 이에 반비례하여 회전속도를 증가시키면 동일한 성능을 나타낼 수 있다.

후 기

본 연구는 2014년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

References

1. Rengarajan, K., Shirey III, D. B., and Raustad, R. A., 1996, Cost-effective HVAC technologies to meet ASHRAE Standard 62-1989 in hot and humid climates, ASHRAE Trans, Vol. 102, No. 1, pp. 166-182.
2. Shirey III, D. B. and Rengarajan, K., 1996,

- Impact of ASHRAE Standard 62-1989 on small Florida offices, ASHRAE Trans, Vol. 102, No. 1, pp. 153-165.
3. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact heat exchangers, Chap. 7, McGraw-Hill.
 4. Buyukalaca, O. and Yilmaz, T., 2002, Influence of rotational speed on effectiveness of rotary type heat exchanger, Heat and Mass transfer, Vol. 38, pp. 441-447.
 5. Yilmaz, T. and Buyukalaca, O., 2003, Design of regenerative heat exchangers, Heat Transfer Engineering, Vol. 24, pp. 32-38.
 6. Shah, R. K. and Sekulic, D. P., 2003, Fundamentals of heat exchanger design, Chap. 5, John Wiley and Sons, Inc.
 7. Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness : Part 1-Development of dimensionless groups, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 2161-2170.
 8. Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness : Part 2-Correlations, Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 42, pp. 2171-2185.
 9. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1347-1367.
 10. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Effect of wall thickness on the heat and moisture transfers in desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 2, pp. 255-268.
 11. Tu, R., Liu, X.-H., and Jiang, Y., 2013, Performance comparison between enthalpy recovery wheels and dehumidification wheels, Int. J. Refrigeration, Vol. 36, pp. 2308-2322.
 12. Frank, W. and John, A., 1981, Thermal energy storage and regeneration, Chap. 5, McGraw-Hill.