

전열관 배열에 의한 고온재생기 열적 성능 변화

이 인 송, 조 금 남^{*†}

성균관대학교 대학원, ^{*}성균관대학교 기계공학부

Effect of Arrangement of Heat Transfer tube on the Thermal Performance for the High Temperature Generator

Insong Lee, Keumnam Cho^{*†}

Graduate School, School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

^{*}*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, 440-746, Korea*

ABSTRACT: The present study numerically investigated the effect of the geometry of the flattened tube on the thermal performance of a high temperature generator (HTG) of a double effect LiBr-water absorption system. The heat transfer tubes of the HTG were arranged behind a metal fiber burner. The heat transfer of the tubes of HTG were consisted with a set of circular and flattened tubes in series. FLUENT, as a commercial code, was applied for estimating the thermal performance of the HTG. Key parameters were the tube arrangement in the HTG. Temperature and velocity profiles in the HTG were calculated to estimate the thermal performance of the HTG. The heat transfer rate of a HTG tube was increased, and the gas temperature around the flattened tube was decreased as the pitch ratio was increased. The heat transfer rate for the circular tube bundle with the pitch ratio of 2.48 were larger by 10% respectively than that of 2.10 and the heat transfer rate for the flattened tube bundle with the pitch ratio of 1.88 were larger by 36% respectively than that of 1.63.

Key words: High Temperature Generator (고온재생기), Heat transfer tube(전열관), Pitch ratio (간격비)

———— 기 호 설 명 ————

- D : 특성길이, [m]
- k : 난류 운동 에너지
- P : 압력, [N/m²]
- \dot{Q} : 열전달율, [kW]
- S_T : 전열관 가로 간격, [m]
- T : 온도, [°C]
- U : x축 방향 속도, [m/s]
- V : y축 방향 속도, [m/s]

그 리 스 문 자

- ϵ : 난류 소산율
- λ : 열전도율, [W/m · °C]
- μ : 점성계수
- μ_{eff} : 유효 점성 계수
- ρ : 밀도, [kg/m³]

하 침 자

- b : 관 군
- c : 원형관
- f : 편평관
- g : 연소가스
- w : 전열관

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-7923

E-mail address: keumnamcho@skku.edu

1. 서론

최근 개발도상국은 물론 전 세계적으로 에너지 자원에 대한 수요가 급증함에 따라 에너지의 효율적인 이용에 대한 관심이 집중되고 있다. 흡수식 냉온수기는 건물 전체의 냉난방에 대한 설비 중의 하나로서, 흡수식 냉온수기의 최근 연구 동향은 이러한 세계적인 추세에 맞추어 소형화와 고효율화에 집중되고 있다. 흡수식 냉온수기의 고온재생기는 선진국인 일본의 S사 및 H사의 경우 기존 직화식 버너에서 예혼합 표면연소 방식을 적용하여 증발실 및 연소실의 2단 구조를 1단 구조로 소형화하였으며, 내부 전열관의 구조는 S사의 경우 원형관 및 핀-튜브 원형관을 적용하였으며, H사의 경우 편평관 및 핀을 적용한 편평관을 적용하여 고효율화 하였다.

고온재생기의 고효율화를 위한 연구는 세부적으로 고온재생기의 작동 특성과 열적 특성 그리고 열교환기에 대한 연구와 마찬가지로 전열관과 관련된 연구로 나눌 수 있다.

고온재생기의 작동특성과 관련된 실험적 연구로 Jung and Park⁽¹⁾은 LiBr 수용액의 순환량과 가열량의 관계에 대한 연구를 하였으며, 열적특성과 관련된 실험적 연구로는 고온재생기 내부 LiBr 수용액에 대한 비등 특성에 대한 연구를 수행한 Sekoguchi 등⁽²⁾이 있다. 전열관에 대한 연구는 원형관의 경우 원형관 지름 변화에 따른 LiBr 수용액의 증발량에 대한 해석적 연구로 Lee 등⁽³⁾ 과 원형관 간격에 따른 열전달율에 대한 연구로 Khan 등⁽⁴⁾이 있으며, 편평관의 경우 편평관의 종횡비에 따른 열전달 특성을 연구한 Yoon 등⁽⁵⁾ 및 Bahaidarah 등⁽⁶⁾이 있다.

본 연구에서는 예혼합 표면 연소방식을 적용한 210RT급의 고온재생기를 대상으로 하여, 고온재생기 내부 전열관의 원형관과 편평관을 복합적으로 구성하여 경우 관군 배열에 따른 기하학적인 영향을 통하여 고온재생기 내부의 속도 및 온도 분포 와 배가스 온도를 수치 해석적 방법을 사용하여 계산함으로써 고온재생기의 성능평가 및 설계인자를 정립하는데 그 목적이 있다.

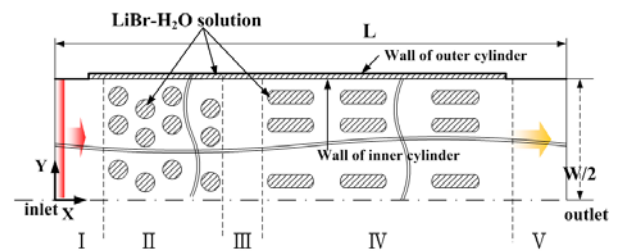
2. 해석 모델 및 지배방정식

2.1 해석 모델

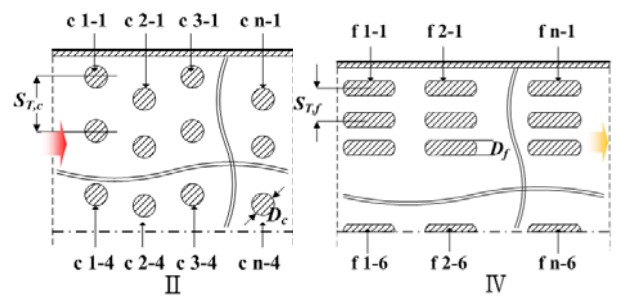
Fig. 1 는 예혼합 표면연소 버너를 적용한 고온재생기의 연소실 및 증발실을 개략적으로 나타내고 있다. 고온재생기의 I은 면상화염 버너와 연결되는 화염구간, II는 원형관(외경 34 mm)군, III은 연소 공간, IV는 편평관(220 × 32 mm)군 그리고 V는 배가스 토출 영역으로 구성되어 있으며, ⇨는 연소가스의 유동방향을 의미한다. 본 연구의 고온재생기는 외측 및 내측 실린더로 구성되어 있으며, 내측 실린더에는 원형관 과 편평관의 전열관이 2단으로 배열되어 있다. 외측 및 내측 실린더 사이의 공간과 전열관 내부에는 LiBr 수용액이 충전되어 있으며, 내측 실린더를 가로지르는 고온의 연소가스를 통하여 수용액 층으로 열을 전달한다. Table 1은 각 관군의 가로 간격($S_{T,c}$)과 각 관의 특성길이(D)의 비($S_{T,c}/D$)를 본 연구에서 수행한 수치해석의 경우에 대해 나타내었다.

Table 1 Parametric values for the numerical calculation

Parameter	Range
$S_{T,c}/D_c$	2.10 ~ 2.48
$S_{T,f}/D_f$	1.63 ~ 1.88



(a) The HTG



(b) Tube arrangement in the HTG

Fig. 1 Schematic diagram for the HTG

2.2 지배방정식

본 연구의 열유동해석에는 정상유동으로 다음의 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지방정식을 적용하였다. 난류모델은 Launder 와 Spalding⁽⁸⁾이 제안한 k-ε 모델을 이용하였으며, k는 난류 운동에너지, ε은 소산율을 각각 의미한다. 적용한 식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

x-direction :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho UV) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x}\right) \\ - \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} \end{aligned} \quad (2)$$

y-direction :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho UV) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V^2) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x}\right) \\ - \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} \end{aligned} \quad (3)$$

유효 점성 계수 :

$$\mu_{eff} = \mu + C_{\mu}\rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

난류 운동에너지 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho k U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho k V) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x}\right) \\ - \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y}\right) = G_k - \rho\epsilon \end{aligned} \quad (5)$$

소산율 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho\epsilon U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\epsilon V) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\epsilon}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x}\right) \\ - \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\epsilon}} \frac{\partial \epsilon}{\partial y}\right) = C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon}\rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

$$G_k = C_{\mu}\rho \frac{k^2}{\epsilon} \left[\left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (7)$$

위 식에서 적용한 상수값은 다음과 같다.

$$C_{1\epsilon} = 1.92, C_{2\epsilon} = 1.44, C_{\mu} = 0.09, \sigma_k = 1.00, \sigma_{\epsilon} = 1.30$$

에너지 방정식

연소가스 :

$$\begin{aligned} \left\{ \frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p U T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p V T) \right\} \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_g \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_g \frac{\partial T}{\partial y}\right) \end{aligned} \quad (8)$$

전열관 :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_w \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda_w \frac{\partial T}{\partial y}\right) = 0 \quad (9)$$

본 연구에 적용된 수치해석의 주요 가정조건은 다음과 같다.

(1) 예혼합 표면연소는 당량비 0.7의 완전연소로 가정하며, 화염온도와 초기 연소생성물의 온도는 동일하다.

(2) 연소가스는 이상기체로 가정하며, 고온재생기 내통 연소실로 유입되는 연소가스의 속도분포는 균일하다.

(3) 전열관 내부 수용액의 포화온도는 일정하다.

2.3 경계조건 및 수치해석 방법

본 연구에서 사용한 경계조건은 Table 2에 정리하였다. 연소실 입구유량은 0.34 kg/s이며, 수용액의 온도는 56%의 포화온도로, 연소가스 토출부의 외부압력은 대기압으로 설정하였다.

유동 및 열전달의 수치 해석에는 상용프로그램인 FLUENT 6.3⁽⁸⁾를 이용하여 2차원 정상상태에 대한 유동 해석을 수행하였다.

Table 2 Numerical conditions

Boundary Condition	
Inlet	T=1860°C, $\dot{m}=0.34\text{kg/s}$
Outlet	atmospheric
LiBr Solution	C = 56wt%, T _s = 144 °C

3. 해석결과 및 고찰

3.1 원형관 균 배열에 의한 영향

Fig. 2은 원형관 균중 1열과 4열에서 각 행에 따른 원형관 개개의 열전달율을 나타내었다. 1행은 고온재생기 내벽면에 근접하며, 4행은 고온재생기 중심에 근접한다. 1열에서는 원형관 간격과 상관없이 열전달율이 일정함을 알 수 있다. 이는 열전달 기본메커니즘 중 온도차에 열전달 현상이 지배적이기 때문이다. 그러나, 4열에서는 간격이 증가함에 따라 열전달율이 향상되었으며, 1열과 다르게 벽면에 근접한 원형관이 다른 위치의 원형관 보다 약 4~9% 높은 열전달율을 나타내었다.

Fig. 3는 원형관균에서 각 행에 따른 각 열별 개개의 원형관의 열전달 율을 나타내었다. Fig. 3에서 보는 것과 같이 첫 열 보다 마지막 열에서 간격이 증가함에 따라 최대 27%의 열전달 율 차이를 나타내었으며, 관군의 위치가 중심보다 벽면 근처에 가까울수록 차이가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 4은 원형관균의 각 열에 따른 열전달율을 나타내었다. Fig. 4에서 보는 것과 같이 원형관균의 간격이 증가함에 따라 원형관균의 열전달율이 최대 10% 상승하였다. 이는 간격이 줄어 들에 따라 관군이 고온재생기의 중심으로 집중되며 유동 저항이 벽면근처보다 상대적으로 증가하여,

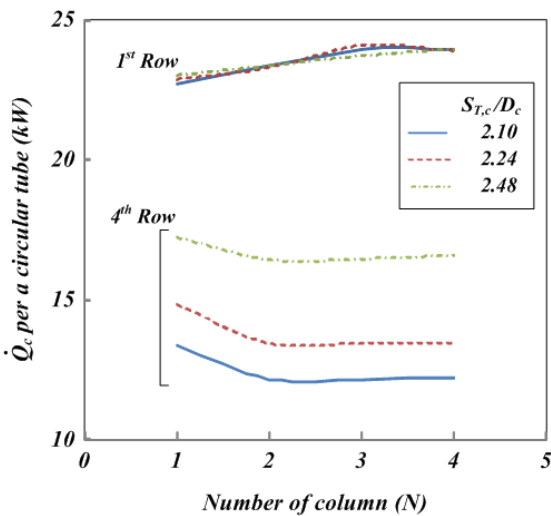


Fig. 2 Local heat transfer rate for the circular tube at each column

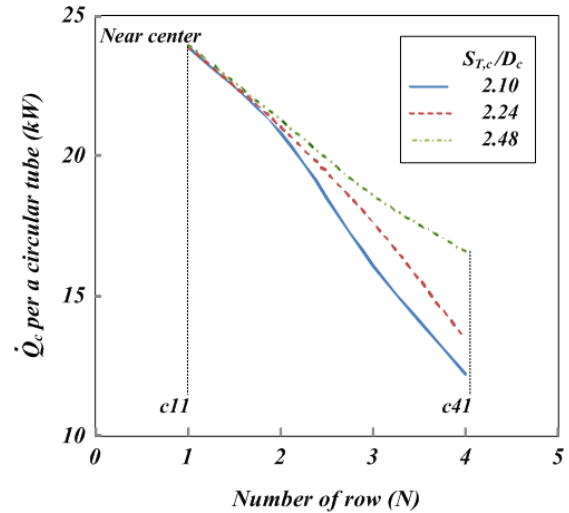
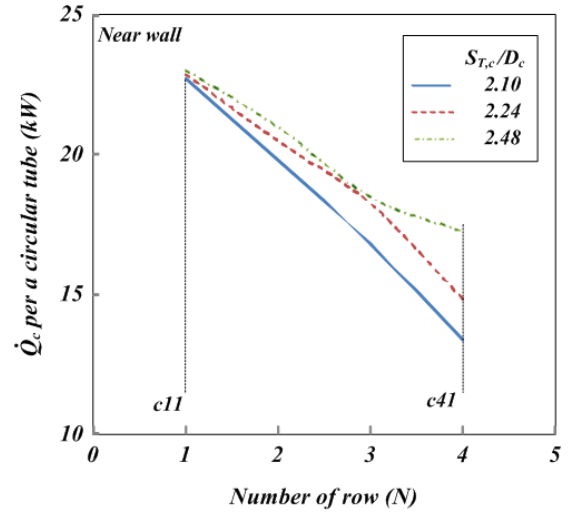


Fig. 3 Local heat transfer rate for the circular tube at each row

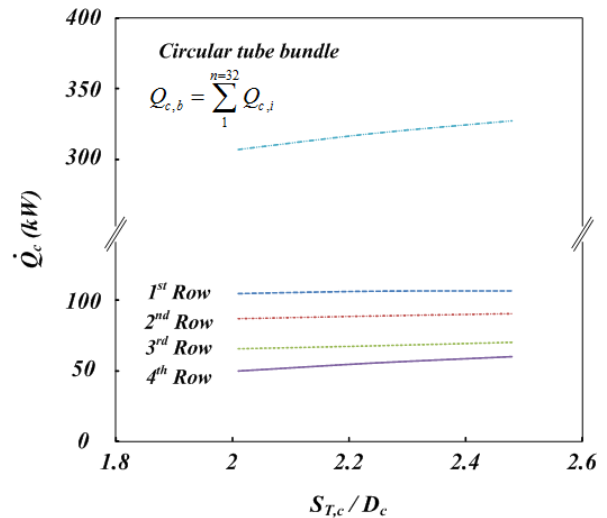


Fig. 4 Heat transfer rate for the circular tube bundle

다량의 연소가스가 벽면 부분으로 이동하기 때문이다. 또한, 4 열 보다 1 열의 열전달율이 평균 250% 높음을 알 수 있다. 이는 연소가스와 전열관의 온도의 차가 첫 번째 열이 마지막 열보다 크기 때문이다.

3.2 편평관 균 배열에 의한 영향

Fig. 5는 편평관군의 각 열에 각 행에 따른 개개의 편평관의 열전달율을 나타내었다. Fig. 5에서 보는 것과 같이 원형관군에서와 동일한 경향을 나타내었다. 4 열에서는 편평관의 간격이 증가함에 따라 각각의 편평관으로 전달되는 열전달율의 차이가 줄어들음을 알 수 있다. 이는 관군을 통과하는 연소가스의 유동 분배가 균일함에 기인하는 것으로 판단한다.

Fig. 6는 편평관군의 각 열에 각 행에 따른 개개의 편평관의 열전달율을 나타내었다. 편평관의 간격이 줄어들어 따라 내벽면 근처의 편평관과 중심의 관의 열전달율이 최대 82% 차이가 남을 알 수 있다. 이는 간격이 줄어들어 따라 관군이 고온재생기의 중심으로 집중되며 유동저항이 벽면근처보다 상대적으로 증가하여, 다량의 연소가스가 벽면 부분으로 이동하기 때문이다.

Fig. 7은 편평관군의 각 열에 따른 열전달율을 나타내었다. Fig. 7에서 보는 것과 같이 편평관군의 간격이 증가함에 따라 열전달율이 최대 36% 상승하였다.

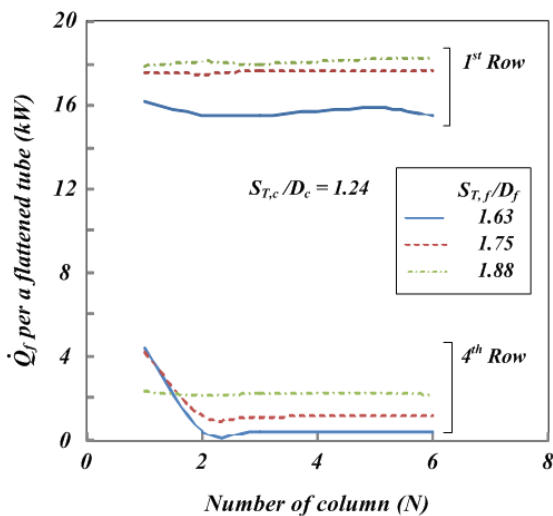


Fig. 5 Local heat transfer rate for the circular tube at each column

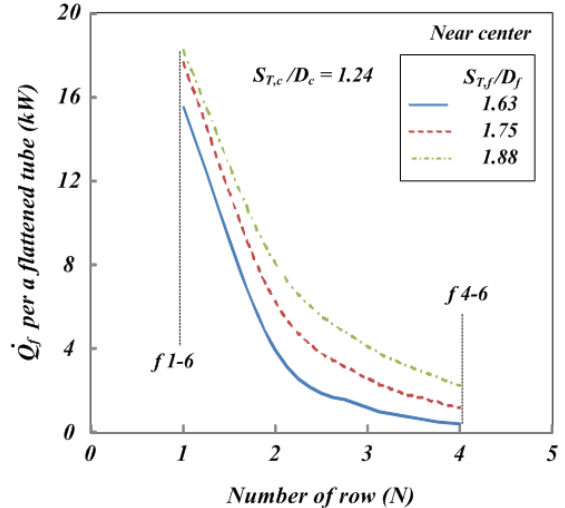
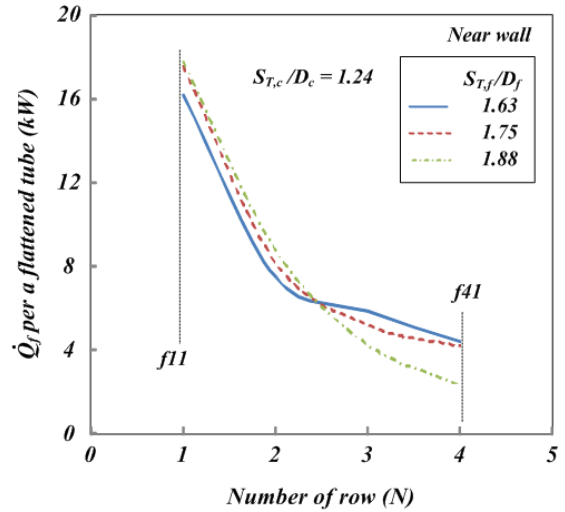


Fig. 6 Local heat transfer rate for the flattened tube at each row

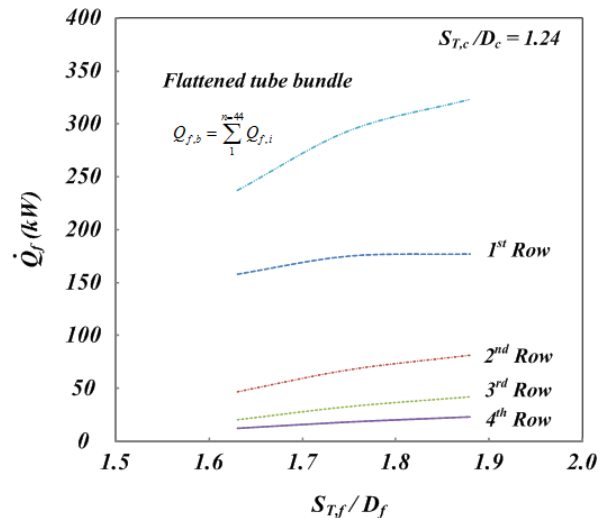


Fig. 7 Heat transfer rate for the flattened tube bundle

이는 원형관에서와 동일한 경형을 나타내었다. 원형관 경우에서보다 뚜렷한 경향을 나타내는 것은 원형관군의 전열면적보다 편평관군의 전열면적이 크기 때문이다.

4. 결 론

- (1) 원형관 간격이 증가함에 따라 원형관군의 열전달율은 최대 10%가 증가하였다.
- (2) 편평관 간격이 증가함에 따라 편평관군의 열전달율은 최대 36%가 증가하였다.
- (3) 원형관군 및 편평관군의 배열에서 열의 방향 보다 행의 방향에서 간격이 증가함에 따라 열전달율의 변화가 커짐을 알 수 있다.
- (4) 고온재생기의 전열관 배열은 첫 열에 많은 전열관을 배치하는 것이 열전달율의 향상에 유리함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술 개발사업(2008-E-BD11-P-07-3-010) 및 2007년도 교육인적자원부 BK21사업의 일환인 성균관대학교[융합형 기계시스템 설계 인력양성사업단]에서 지원되었으며, 이에 관계자 분들께 감사드리며, 자료를 제공해주신 LS엠트론(주) 관계자분들께도 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Park, C.W. and Jurng, J., 1999, The heat transfer characteristics of a desorber for 150RT absorption heat pump, Transaction of the SAREK, Vol. 11, No. 3, pp.369-376.

2. Sekoguchi, K., Furukawa, M. and Enomoto, E., 1993, Boiling Heat Transfer in High Temperature Generator of Absorption Chiller/Heater, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, AES-Vol. 31, pp.517-523
3. Lee, J.H., Yoo, S.I., and Kim, H.Y., 1994, A Theoretical Analysis for a High Temperature Regenerator of Absorption Heat Pump, Proceedings of KSME Autumn Conference, pp. 139-142.
4. Khan, W.M., Culham, J.R., and Yovanovich, M.M., 2006, Convection Heat Transfer form Tube Banks in Crossflow : Analytical approach, Int. J. Heat and Mass Transfer , Vol 49, pp. 4831-4838
5. Yoon, J.S., Park, B.K., and Kim, C.J., 2000, Heat Transfer and Pressured Drop Characteristics for Various Tube Geometries in Modular Tube Bundle Heat Exchanger , Proceedings of KSME Autumn Conference, pp.105-111
6. Bahaidarah, H., Anand N.K. and Chen, H.C., 2005, A Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer Over a Bank of Flat tubes, Numerical heat transfer, Part A 48, pp.359-385
7. Launder, B.E, and Spalding, D. B., 1972, Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London
8. Fluent 6.3 User's Guide, 2008