

# 고온재생기 성능 변화에 미치는 전열관 형상 및 배열의 영향

이 인 송, 조 금 남<sup>\*†</sup>

성균관대학교 대학원, <sup>\*</sup>성균관대학교 기계공학부

## Effect of the Tube Geometry and Arrangement on the Performance of a High Temperature Generator

Insong Lee, Keumnam Cho<sup>\*†</sup>

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

<sup>\*</sup>D School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, 440-746, Korea

(Received ; revision received )

**ABSTRACT:** The present study numerically investigated the tube geometry and arrangement on the performance of a high temperature generator (HTG) of the double effect LiBr-water absorption system. FLUENT, as a commercial code, was used to estimate the thermal performance of the HTG. Key parameters were the spacing ratio of circular and flattened tubes, the pitch ratio of the rib on the flattened tube, and total heat transfer area of the HTG. Temperature and velocity profiles around the tubes of the HTG were calculated to estimate the thermal performance of the HTG. When the spacing ratio of circular and flattened tube is 1.11 and 0.73, the exhaust gas temperature is 185°C without rib. The exhaust gas temperature when applied the rib in flattened tubes was lower by 24°C than that without the rib. Rib can reduce the HTG volume by 7%.

**Key words:** High temperature generator (고온재생기), Exhaust gas temperature(배가스), Spacing ratio (간극비), Rib(돌기)

### 기 호 설 명

- $A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]
- $C$  : LiBr 수용액 농도 [wt%]
- $C_p$  : 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]
- $e$  : 돌기 길이 [m]
- $k$  : 열전도율 [ $W/m \cdot K$ ]
- $L$  : 고온재생기 y축 방향 길이
- $\dot{m}$  : 질량유속 [ $kg/s$ ]

- $P$  : 압력 [ $N/m^2$ ]
- $p$  : 돌기의 간격 [m]
- $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]
- $U$  : 평균유속[m/s]
- $u$  : 국부유속[m/s]
- $W$  : 고온재생기 x축 방향 길이
- $S_t$  : 전열관 가로 간격[m]
- $S_r$  : 내측 실린더 내 잔여 간격[m]

### 그리스 문자

- $\mu$  : 점성계수 [ $N \cdot s/m^2$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

† Corresponding author

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

E-mail address: keumnamcho@skku.edu

## 하첨자

- c : 원형관
- f : 편평관
- g : 연소가스
- i,j : x,y 방향
- w : 전열관 벽
- s : LiBr 수용액

## 1. 서론

최근 개발도상국을 바탕으로 하여 전 세계적으로 기존 에너지 자원에 대한 수요가 급증함에 따라 에너지의 효율적인 이용에 대한 관심이 집중되고 있다. 또한 생활수준 향상으로 건물 내부에서도 쾌적한 생활을 추구함에 따라 건물 전체를 조절하는 냉난방기의 설치 및 수요가 급증하고 있다. 흡수식 냉온수기는 건물 전체의 냉난방에 대한 설비 중의 하나로서, 흡수식 냉온수기의 최근 연구 동향은 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 1단구조로 소형화하였으며, 내부 전열관의 구조는 S사의 경우 원형관 및 핀-튜브 원형관을 적용하였으며, H사의 경우 편평관 및 핀을 적용한 편평관을 적용하여 고효율화하였다.

기존 연구에서는 직화식 버너를 적용한 고온재생기에서 Lee et al.<sup>(1)</sup>은 해석적 연구를 수행하였고, Park and Jung<sup>(2)</sup> 와 Sekoguchi et al.<sup>(3)</sup>은 실험적 연구를 수행하였다. 국내에서는 50RT급의 소용량의 예혼합 표면연소방식을 적용한 실험적 연구<sup>(4)</sup>가 있을 뿐, 대용량의 예혼합 표면 연소방식을 적용한 고온재생기에 관한 수치해석적 연구는 미미한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 예혼합 표면 연소방식을 적용한 210RT급의 고온재생기를 대상으로 하였으며, 고온재생기 내부 전열관은 원형관과 편평관을 복합적으로 구성하여 경우 관군 배열 및 관의 형상에 따른 기하학적인 영향을 통하여 고온재생기 내부의 속도 및 온도분포와 배가스 온도를 수치 해석적 방법을 사용하여 계

산함으로써 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 I 은 면상화염 버너와 연결되는 화염구간, II는 원형관(외경 30 mm)군, III은 연소 공간, IV는 편평관(200 × 40 mm)군 그리고 V는 배가스 토출 영역으로 구성되어 있으며, ⇨는 연소가스의 유동방향을 의미한다. 본 연구의 고온재생기는 외측 및 내측 실린더로 구성되어 있으며, 내측 실린더에는 원형관과 편평관의 전열관이 2단으로 배열되어 있다. 외측 및 내측 실린더 사이의 공간과 전열관 내부에는 LiBr 수용액이 충전되어 있으며, 내측 실린더를 가로지르는 고온의 연소가스를 통하여 수용액 측으로 열을 전달한다. Table 1은 기하학적인 영향에 대한 주요 인자로 각 관의 배열에 따른 가로 간격( $S_t$ )과 동일 체적 내 잔여 간격( $S_r$ )의 비( $S_r/S_t$ )와 편평관 외부에 정사각형의 돌기( $e$ )와 간격( $p$ )의 비( $p/e$ ) 본 연구에서 수행한 수치해석의 경우를 나타내었다.

### 2.2 지배방정식

본 연구의 유동해석에는 정상유동으로 다음의 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지방정식을 적용하였다.

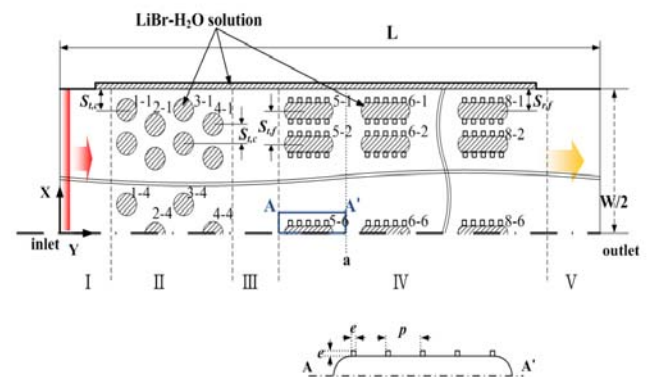


Fig. 1 Schematic diagram of the HTG

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} \quad (2)$$

$$\rho c_p \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) \right\} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_g \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

여기서  $c_p$ 는 연소가스 정압비열을 나타내며,  $k_g$ 는 연소가스의 열전도율을 나타낸다.

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 6.2<sup>(5)</sup>를 이용하여 2차원 정상상태에 대한 유동 해석을 수행하였다. 본 유동해석에서

Table 1 Numerical parameters

Parameters	Range
$S_{R,c}/S_{T,c}$	0.73~2.01
$S_{R,f}/S_{T,f}$	0.73~1.73
$p/e$	4.3~15.3
$A_{HTG}$	12.2~15.4

Table 2. Numerical conditions

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

는 표준 k-ε 모델을 사용하여 난류유동을 해석하였으며, 난류유동은 난류 강도 5%, 수력 직경 0.543m을 각각 적용하여 정의하였다.

### 3. 해석결과 및 고찰

#### 3.1 $S_{r,c}/S_{t,c}$ 에 의한 해석 결과

Fig. 2은 벽면에 인접한 원형관의 간극비에 따른 연소가스의 속도 및 온도분포를 나타내었다.

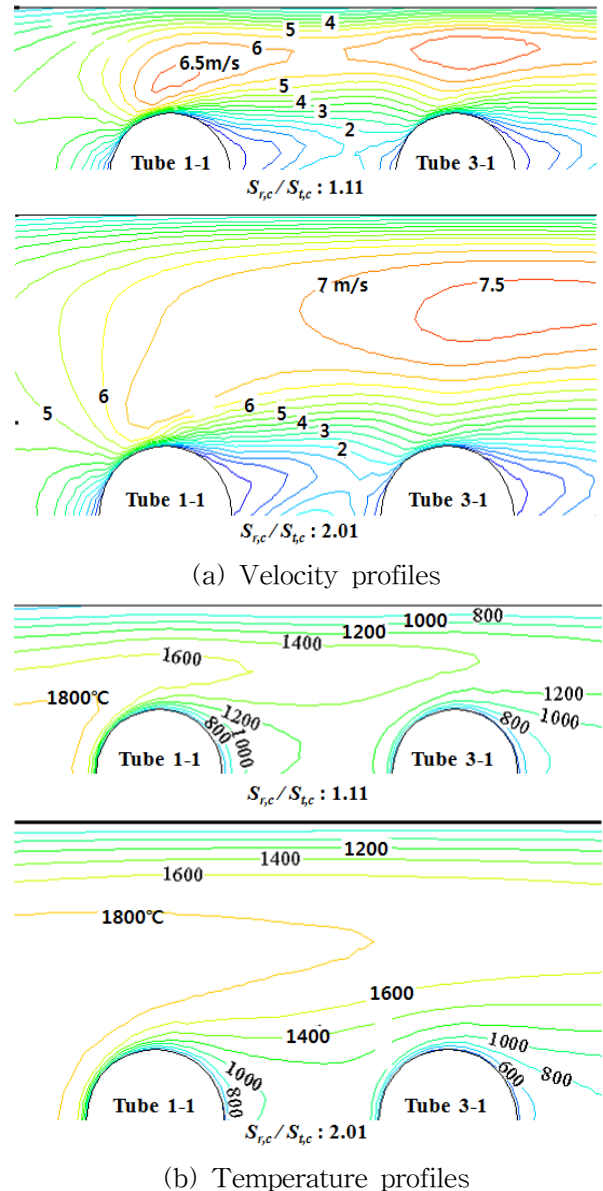


Fig. 2 Velocity and temperature profiles for circular tubes

Fig. 2에서 보는 바와 같이 간극비가 변화함에 따라 내측 실린더 내부의 잔여거리가 증가하게 된다. 원형관군 내 자유유동면적 보다 잔여거리에 의한 유동면적이 증가함에 따라 연소가스의 유동이 잔여간격으로 집중되어짐을 알 수 있다.

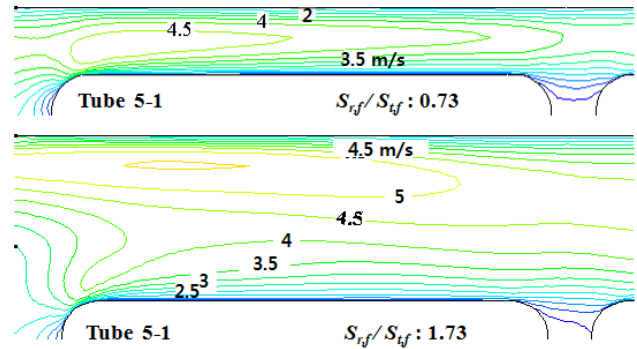
Fig. 3은 원형관의 간극비에 따른 연소가스로부터의 원형관의 열전달율을 나타내었다. 간극비가 증가할수록 원형관의 열전달율은 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 원형관의 간극비가 1.11 일 경우 내측 실린더 벽면에 근접한 원형관의 열전달율이 최대 14% 증가함을 알 수 있다.

### 3.2 $S_{r,f}/S_{t,f}$ 에 의한 해석 결과

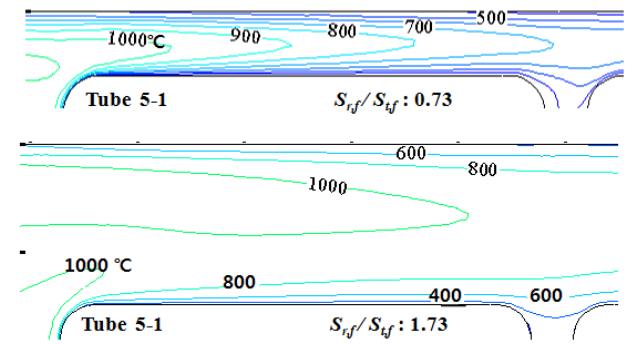
Fig. 4은 편평관의 간극비에 따른 연소가스의 속도 및 온도분포를 나타내었다. 원형관에서의 결과와 마찬가지로 간극비가 증가할수록 잔여간격으로 연소가스의 유동이 집중되는 것을 알 수 있다. 따라서, 편평관군의 y축의 온도 분포가 불균일하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 5은 편평관의 간극비에 따른 편평관의 열전달율을 나타내었다. 편평관의 후단부로 갈수록 열전달율이 감소하는 것을 알 수 있다. 간극비가 증가함에 따라 편평관의 열전달율도 증가하였으나,

$S_{r,f}/S_{r,c}$ 가 1.30이후 열전달율은 감소하였다.  $S_{r,f}/S_{r,c}$ 가 1.30때, 벽면에 근접한 편평관의 열전달율이 48% 증가함을 알 수 있다.



(a) velocity profiles



(b) Temperature profiles

Fig. 4 Velocity and temperature profiles around flattened tube 5-1

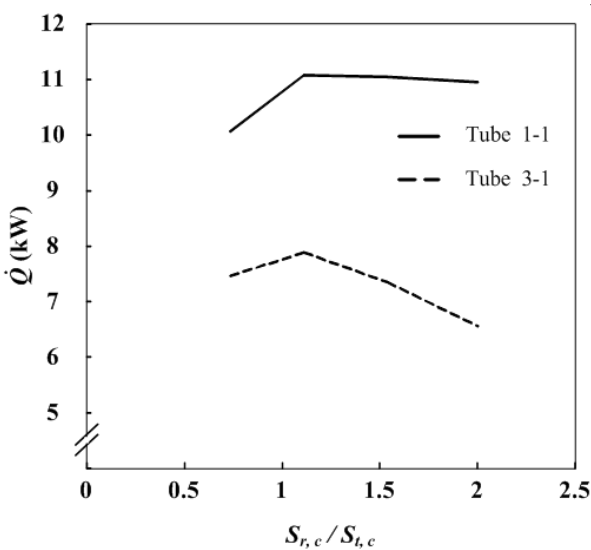


Fig. 3 Effect of  $S_{r,c}/S_{t,c}$  on the heat transfer rate of circular tubes

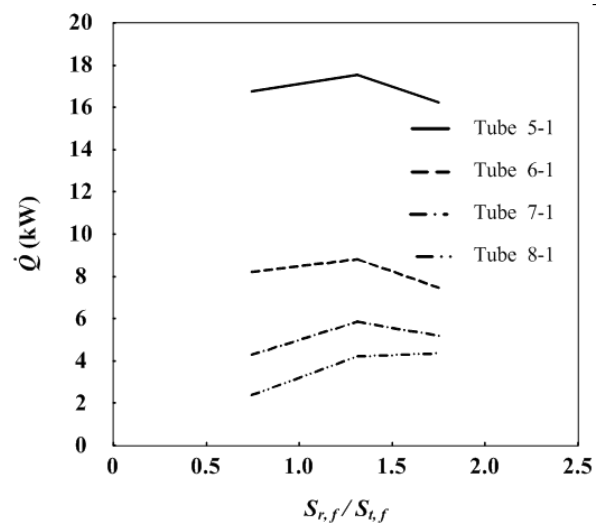


Fig. 5 Effect of  $S_{r,f}/S_{t,f}$  on the heat transfer rate of flattened tubes

그러나, 편평관군의 총 열전달율은 간극비가 증가함에 따라 감소하는 것으로 계산되었으며, 이는 간극비가 증가함에 따라 유동이 편평관군을 지나는 유동이 감소하는 것에 기인하는 것으로 판단된다.

### 3.3 $p/e$ 에 의한 해석 결과

Fig. 6은  $p/e$ 의 효과에 따른 Fig 1의 A-A' 지점의 연소 가스 온도를 나타내었다. 편평관 외부면에 돌기를 적용함에 따라 편평관의 전열면적이 증가하며, 또한 돌기에 의하여 편평관 외부측의 경계층이 전단효과와 돌기 후단부의 유동혼합 효과

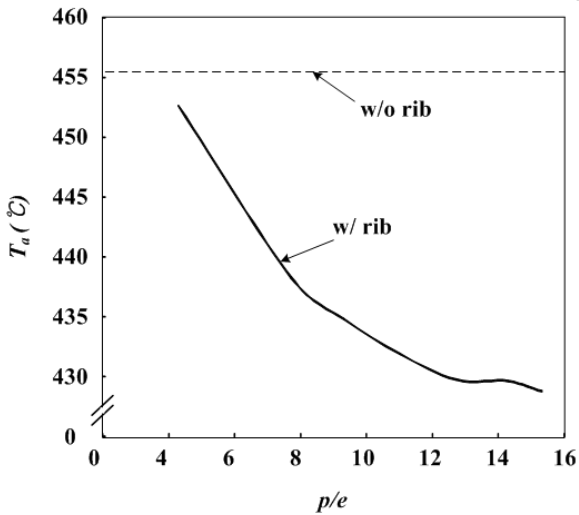


Fig. 6 Effect of  $p/e$  on the gas temperature for the section A-A'

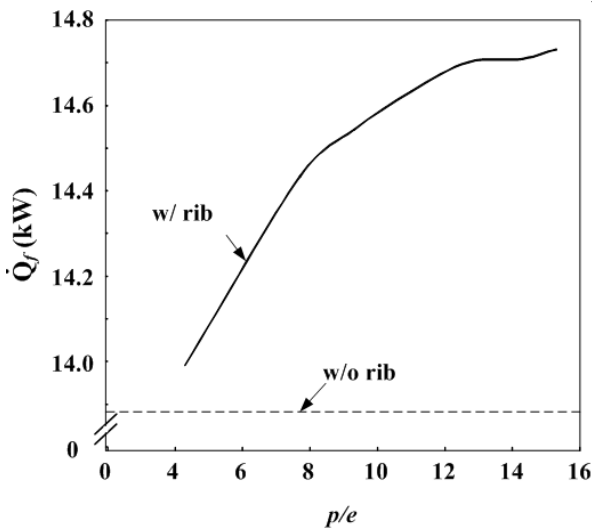


Fig. 7 Effect of  $p/e$  on the heat transfer rate of the flattened tubes for the section A-A'

과로 열전달율이 증가함을 예측할 수 있다.

Fig. 6에서 보는 바와 같이  $p/e$ 의 비가 증가할수록 연소가스의 온도도 낮아지며,  $p/e$ 의 비가 15.3일 경우 돌기가 없는 경우 보다 약 20°C 낮아짐을 알 수 있다.

Fig. 7은  $p/e$ 에 의한 Fig. 1의 A-A'의 편평관의 열전달율을 나타내었다.  $p/e$ 의 비가 증가할수록 열전달율은 증가하였으며,  $p/e$ 의 비가 15.3일 경우 열전달율은 5% 증가하였다..

### 3.4 열적 성능에 대한 해석 결과

앞선 결과들을 종합하여 볼 때,  $S_{R,c}/S_{T,c}$ 가 1.11일 때,  $S_{R,f}/S_{T,f}$ 가 0.73일 경우, 그리고  $p/e$ 가 15.3 경우에 열전달율이 높은 것으로 나타났다. 따라서, 본 연구에서는 위의 결과를 바탕으로 Fig. 8 과 Fig. 9에서 보는 바와 같이 편평관에 돌기의 적용 유무와 전열면적 변화에 따른 고온 재생기의 총 열전달량 및 배가스 온도를 계산하였다. 배가스 온도는 식(4)을 이용하였으며, 다음과 같다.

$$T_{ex} = \frac{\int T \rho u c_p dA}{\int \rho u c_p dA} \quad (4)$$

편평관 외면의 돌기 적용에 따라 돌기가 없는 경우에 비해 배가스는 24°C 낮게 계산되었으며, 열전달율은 4%가 증가하였다.

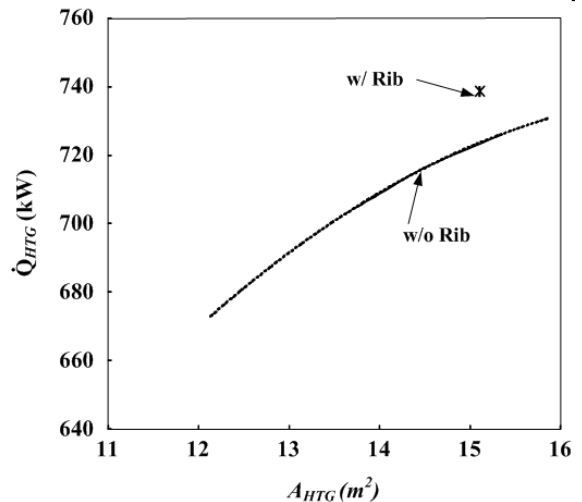


Fig. 9 Effect of heat transfer area on the heat transfer rate of the HTG

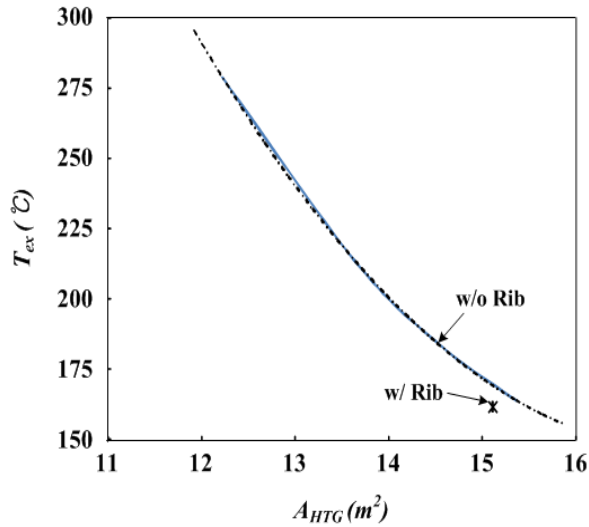


Fig. 8 Effect of heat transfer area on the exhaust gas temperature

#### 4. 결론

고온재생기의 전열관 배열 및 형상에 관한 본 연구의 주요결과는 다음과 같다.

(1)  $S_{r,c}/S_{t,c}$ 가 증가함에 따라 원형관의 열전달율은 증가하다 감소하는 경향을 나타 내었으나,  $S_{r,c}/S_{t,c}$ 가 1.11일 때 열전달율은 최대 14% 증가하였다.

(2)  $S_{r,f}/S_{t,f}$ 가 증가함에 따라 전체 편평관의 열전달율은 감소하는 경향을 나타내었다.

(3)  $p/e$ 가 15.3일 경우 열전달율이 최대 5% 증가하였다.

(4) 돌기의 적용으로 고온재생기의 전체 열전달율이 4% 증가하였으며, 배가스 온도는 24°C 더 낮게 계산되었다.

#### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술 개발사업(2005-E-BD11-P-05-3-010-2005) 및 2007년도 교육인적자원부 BK21사업의 일환인 성균관대학교[융합형 기계시스템 설계 인력양성사업단] 에서 지원되었으며, 이에 관계자 분들께 감사드리며, 자료를 제공해주신 LS전선(주) 관계자 분들께도 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. 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.
2. Park, C.W. and Jung, 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.
3. 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
4. Kim, K.Y., Kim, D.H. and etc., 2002, Study on the High Generator of the Absorption Chiller Adopting Premixed Surface Combustion Method, Proceeding of SAREK summer Conference, pp.593-598
5. Fluent 6.2 User's Guide, 2005