

# 오프셋 스트립 힌을 가지는 리큐퍼레이터의 내부 형상 최적화

## Optimization for the Internal Structure of a Recuperator with Offset Strip Fins

도규형\*  
Kyu Hyung Do

한용식\*  
Yong-Shik Han

최병일\*  
Byung-Il Choi

김명배\*  
Myung Bae Kim

### Abstract

In the present study, a recuperator is suggested to improve the thermal efficiency of a micro gas turbine. Primary design parameters of the recuperator are determined from the ideal cycle analysis. The counter flow plate-fin heat exchanger with offset strip fins is chosen as the type of the recuperator. In order to satisfy the design constraints which are the minimum effectiveness and the maximum pressure drop, the optimization for the internal structure of the recuperator is performed with varying the fin spacing and the fin height of offset strip fins. Also the effects of the thermal conductivity of fins and separation plates and the longitudinal heat conduction on the thermal performance of the recuperator are investigated.

Keywords : Micro Gas Turbine(마이크로 가스터빈), Recuperator Design(리큐퍼레이터 설계), Plate-fin Heat Exchanger (평판형 열교환기), Offset Strip Fin(오프셋 스트립 힌)

### 1. 서론

소형 UAV(Unmanned Air Vehicles), 로봇, 군용 원격 제어복(Exoskeleton) 등의 적용처에서 필수적인 모바일 전원은 0.2~6kWhr/kg 정도의 에너지밀도를 요구하고 있으며, 현재 개발되어 있는 이차전지로는 달성하기 어려운 실정이다<sup>1,2</sup>. 이에 반해 가스터빈은 에너지밀도가 높은 수소나 탄화수소계 연료를 이용하기 때문에

파워 및 에너지밀도가 높은 장점을 가진다. 최근들어 마이크로 가스터빈은 전동익수, 애완용 로봇(Aibo), 인형 로봇(Humanoid Robot : Asimo, Hubo 등) 등과 같이 장시간 사용 가능한 휴대용 동력원을 필요로 하는 제품들의 주전원 또는 비상전원으로 사용할 수 있는 가장 현실적인 대안으로 각광받고 있다<sup>3,4</sup>.

마이크로 가스터빈의 연료 소모량(Specific Fuel Consumption)은 열효율에 반비례하므로, 소형화 및 경량화를 위해서는 마이크로 가스터빈의 열효율 향상이 요구된다. 열효율 향상을 위한 가장 직접적인 방법은 열역학적 사이클 관점에서 압력비 및 TIT(Turbine Inlet Temperature)를 증가시키는 것이다. 그러나 초소형/극초

† 2011년 7월 14일 접수~2011년 10월 21일 게재승인

\* 한국기계연구원(KIMM)

책임저자 : 도규형(kyudo@kimm.re.kr)

소형 가스터빈의 경우, 재료와 제작공정의 한계 때문에 TIT와 압력비를 증가시키는데 어려움이 존재한다. 따라서 열효율 향상을 위한 가장 실제적인 방법은 재생사이클(Regenerative Cycle)을 사용하는 것이다. 가스터빈과 관련된 모든 교재에서 재생사이클의 사용은 폐열회수 및 최적 압력비 감소로 인해 열효율을 크게 향상시킬 수 있다고 기술하고 있으며, 현존하는 기술적인 문제점을 해결할 수 있을 것이다<sup>5)</sup>.

본 연구에서는 사이클 해석결과로부터 도출된 공기 유량, 입·출구 온도, 압력강하량, 유용도(Effectiveness) 등의 마이크로 가스터빈 설계 조건을 만족할 수 있는 리큐퍼레이터(Recuperator)를 설계하고자 한다. 이를 위해, 오프셋 스트립 휀(Offset Strip Fin)을 가지는 대향류 리큐퍼레이터를 선택하였으며, 저온 유체부(Cold-side), 고온 유체부(Hot-side) 각각에 대하여 오프셋 스트립 휀의 간격, 높이를 변화시키면서 설계 제약조건인 유용도를 만족하는 동시에 압력손실을 최소화 할 수 있는 플레이트-휀(Plate-fin) 타입 리큐퍼레이터의 내부 형상에 대한 최적화를 수행하였다. 또한, 리큐퍼레이터 재료의 물성치 변화와 축방향 열전도의 영향이 플레이트-휀 타입 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향을 조사하였다.

## 2. 사이클 해석

상세설계에 앞서 리큐퍼레이터 입·출구의 압력 및 온도를 결정하기 위하여 가스터빈 사이클 해석을 수행하였다. 사이클 해석은 다음의 이상조건 가정 하에서 수행하였다<sup>5)</sup>.

- a) 압축/팽창과정은 가역적이며 등엔트로피 과정이다.
- b) 각 컴포넌트의 입·출구 사이에서 작동유체의 운동에너지는 무시할 수 있다.
- c) 작동유체는 사이클 전 과정에서 같은 조성을 가지며, 일정한 비열을 가지는 이상기체로 가정한다.
- d) 가스의 질량유량은 사이클 전 과정에서 일정하다.

본 연구에서 개발하고자 하는 시스템(Fig. 1 참조)에서 압력비, TIT, 컴포넌트별 효율 및 압력강하량 등의 설계조건은 Table 1과 같다. 리큐퍼레이터의 고온 유체부와 저온 유체부에서 허용 가능한 최대 압력손실은 각각  $\Delta P_{h,max} = 6.66\text{kPa}$ ,  $\Delta P_{c,max} = 9.12\text{kPa}$ 로 가

정하였고 TIT는 1200K이다. 이러한 조건 하에서 리큐퍼레이터의 존재여부에 따른 각 컴포넌트의 입·출구 압력 및 온도는 Table 2의 결과와 같다.

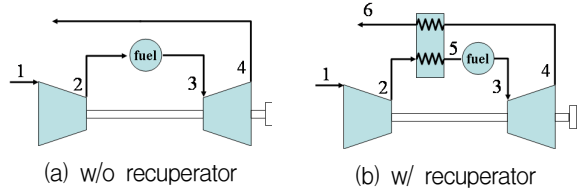


Fig. 1. Schematic diagram of cycles

Table 1. 마이크로 가스터빈 시스템의 설계조건

Fuel	Generic (Colosed to JP-4)		
LHV (MJ/kg)	43.124		
Pressure Ratio	3.0		
TIT (K)	1200		
$\dot{m}_{air}$ (g/s)	20		
Component	Efficiency (%)	Pressure loss (%) or (kPa)	
Combustor	90	5%	
Compressor	68	-	
Turbine	70	-	
Recuperator	75	Cold	9.12kPa
		Hot	6.66kPa

Table 2. 사이클 해석 결과

	w/o recuperator	w/ recuperator
$(\Delta P_{2-3} \text{ or } \Delta P_{5-3})/P_2$	0.05	0.05
$\Delta P_{c,max}$ (kPa)	-	9.12
$\Delta P_{h,max}$ (kPa)	-	6.66
$\dot{m}_{air}$ (g/s)	20	20
$\dot{m}_{fuel}$ (g/s)	0.4495	0.1945
T1 (K)	288.2	288.2
T2 (K)	444.4	444.4
T3 (K)	1200.0	1200.0
T4 (K)	1006.6	1013.6
T5 (K)	-	871.3
T6 (K)	-	639.9

### 3. 리큐퍼레이터 설계

사이클 해석결과로부터 도출된 공기유량, 입·출구 온도, 압력손실, 유용도 등의 마이크로 가스터빈 설계 조건을 만족할 수 있는 플레이트-핀 타입의 리큐퍼레이터를 설계하고자 하였다. 이를 위해, 오프셋 스트립 핀을 가지는 리큐퍼레이터를 선택하였다. 오프셋 스트립 핀과 같은 단속 핀(Interrupted Fin)은 열교환기 제작시 평판 핀(Plain Fin)에 비해 재료를 효율적으로 사용할 수 있기 때문에 다양한 산업분야에 사용되고 있다<sup>[6]</sup>. 본 연구에서 개발하고자 하는 500W급 마이크로 가스터빈의 부피는 약 1000cm<sup>3</sup>로 발전기 파트를 제외하면 압축기, 터빈, 연소기, 리큐퍼레이터가 전체 부피의 약 80%를 차지한다. 연소기의 외경이 60mm이므로 리큐퍼레이터의 길이,  $L$ 을 83mm로 설계하면 전체 직경은 113mm로 결정된다(Fig. 2 참조).

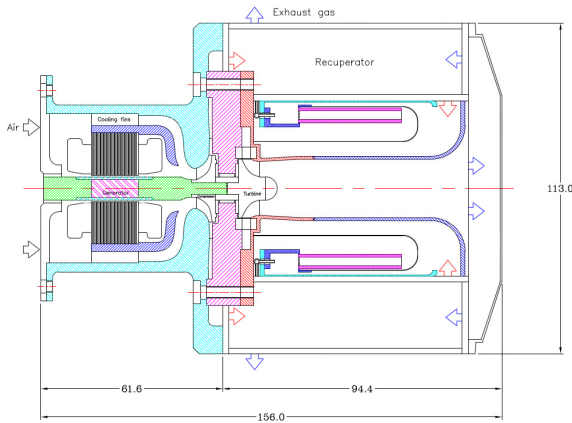


Fig. 2. Schematic diagram of Micro Gas Turbine

본 연구에서는 Fig. 3에서 나타낸 연소기 외벽에 원주방향으로 6개의 오프셋 스트립 핀을 가지는 대향류 플레이트-핀 열교환기를 리큐퍼레이터로 사용하도록 설계되었다. 각 열교환기의 높이와 폭은 각각  $H = 35.9\text{mm}$ ,  $W = 19\text{mm}$  이다. Fig. 4는 대향류 플레이트-핀 열교환기의 내부 형상을 나타내고 있다. 오프셋 스트립 핀의 형상 변수는 핀 오프셋 길이,  $l_s$ , 핀 두께,  $\delta$ , 분리판 두께,  $\delta_w$ , 그리고 고온 유체부 및 저온 유체부 각각에 대한 핀 간격,  $s$ , 핀 높이,  $h'$ 가 있다. 이 변수 중에서 본 연구에서는 핀 오프셋 길이, 핀 두께, 분리판 두께를 각각  $l_s = 3\text{mm}$ ,  $\delta = 0.1\text{mm}$ ,  $\delta_w = 0.1\text{mm}$ 로 고정하고 핀 간격 및 높이를 변화시키면서 압력강하량

및 유용도에 대한 설계 제약조건을 만족하는 리큐퍼레이터를 설계하고자 하였다. Fig. 3과 같이 6개의 리큐퍼레이터가 원주방향으로 균일하게 설치되기 때문에 본 연구에서는 단위 리큐퍼레이터를 기준으로 내부 형상설계를 수행하였으며, 배기가스의 열물성치들은 건조공기(Dry Air)로 가정하여 계산하였다.

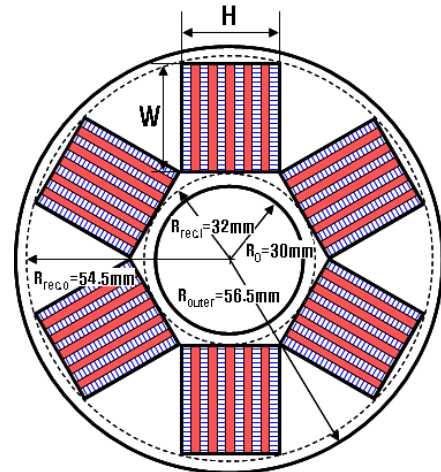


Fig. 3. 리큐퍼레이터로 사용되는 열교환기 형상

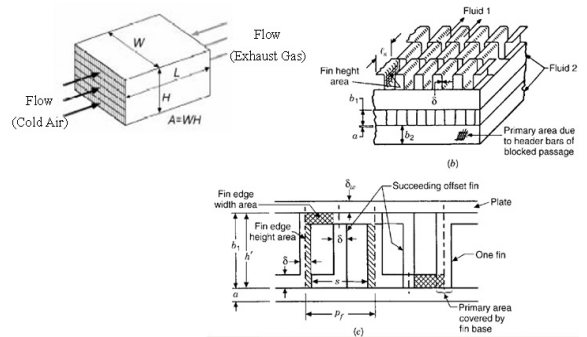


Fig. 4. 오프셋 스트립 핀 형상 변수

오프셋 스트립 핀 형상에 대한  $j$ ,  $f$  factor의 상관식은 Manglik and Bergles<sup>[7]</sup>에 의해 다음의 식으로 제시되었다.

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1541} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} Re^{1.340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.504} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (1)$$

$$f = 9.6243Re^{-0.7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1856} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659} \times \left[1 + 7.669 \times 10^{-8} Re^{4.429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.902} \left(\frac{s}{l_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.2367}\right]^{0.1} \quad (2)$$

여기서,

$$D_h = \frac{4sh'l_s}{2(sl_s + h'l_s + h'\delta) + s\delta}$$

오프셋 스트립 흰을 가지는 대향류 플레이트-흰 열교환기의 압력강하량 및  $NTU$ (Number of Transfer Units)는 각각 다음의 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta P_i = \frac{G_i^2}{2g\rho_{i,I}} \left[ \left(1 - \sigma_i^2 + K_{c,i}\right) + 2 \left(\frac{\rho_{i,I}}{\rho_{i,O}} - 1\right) + f_i \frac{4L}{D_h} \rho_{i,I} \left(\frac{1}{\rho_i}\right)_m - \left(1 - \sigma_i^2 - K_{e,i}\right) \frac{\rho_{i,I}}{\rho_{i,O}} \right] \quad (3)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_c} \quad (4)$$

여기서,

$$UA = \left[ \frac{1}{(\eta_o h A)_h} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} + \frac{1}{(\eta_o h A)_c} \right]^{-1}, i = h \text{ or } c$$

$G = \dot{m}/A_0$  (mass velocity)

$K$  : pressure loss coefficient

$g_c$  : conversion factor ( $g_c = 1$  in SI units)

$\sigma = A_0/A_{fr}$  (ratio of free flow area to frontal area)

대향류를 가지는 열교환기의 경우, 유용도는 다음 식 (5)와 같이  $NTU$ 와 열용량비인  $C^*$ 의 함수로 표현할 수 있다. 본 연구에서는 흰과 분리판에서 발생하는 축방향 열전도에 의한 영향을 추가로 고려하였으며, 이를 위해 Kroeger<sup>[8]</sup>가 제시한 유용도에 대한 상관식, 식 (6)을 사용하였다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (5)$$

$$\epsilon = 1 - \frac{1 - C^*}{\Psi \exp(r_1) - C^*} \quad (6)$$

여기서,

$$r_1 = \frac{(1 - C^*)NTU}{1 + \lambda \cdot NTU \cdot C^*},$$

$$\Psi = \frac{1 + \gamma \Psi^*}{1 - \gamma \Psi^*}, \Psi^* = \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha}\right)^{1/2} \frac{1 + \gamma}{1/\alpha - \gamma - \gamma^2}$$

$$\gamma = \frac{1 - C^*}{1 + C^*} \frac{1}{1 + \alpha}, \alpha = \lambda \cdot NTU \cdot C^*$$

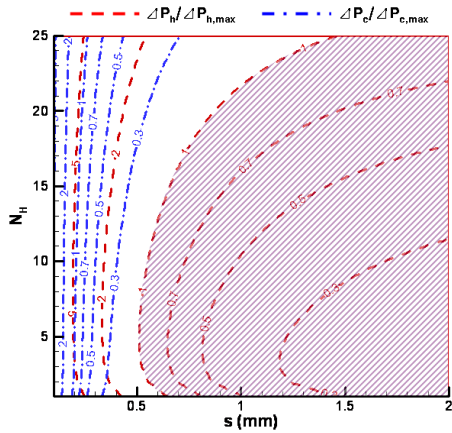
$$\lambda = \frac{k_w A_k}{LC} \text{ (longitudinal wall conduction parameter)}$$

$A_k$  : conduction cross-sectional area in the wall

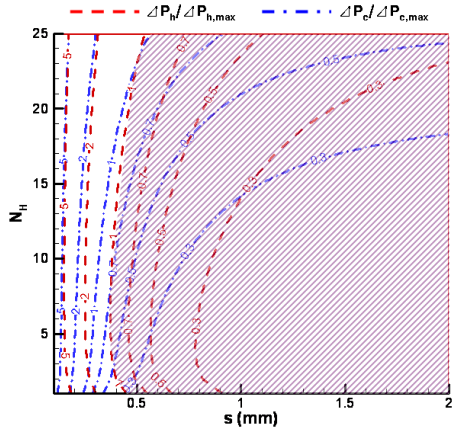
$C^* = C_{\min}/C_{\max}$  (heat capacity rate ratio)

#### 4. 결과 및 토의

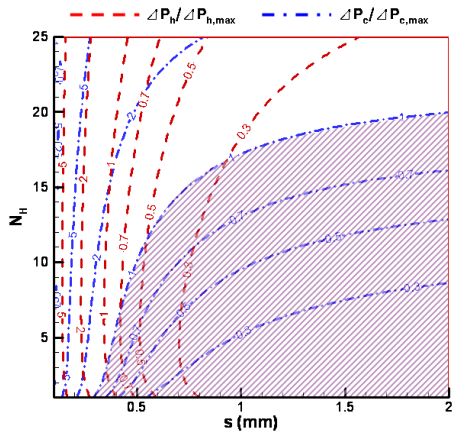
Table 2의 사이클 해석결과로부터 얻은 고온 유체부 및 저온 유체부의 입구 온도와 공기유량을 기준으로 식 (1)~(6)을 이용하여 흰 간격 및 높이 변화에 따른 오프셋 스트립 흰을 가지는 대향류 플레이트-흰 열교환기의 유용도와 고온 유체부 및 저온 유체부의 압력강하량을 계산하였다. 대향류 플레이트-흰 열교환기의 최적화를 위한 독립변수는 고온 유체부 측의 흰 간격 및 높이, 저온 유체부 측의 흰 간격 및 높이의 총 4개가 존재한다. 본 연구에서는 압력강하량 측면에서 고온 유체부 및 저온 유체부의 흰 간격을 동일하게 설정한 후, 높이비  $x (= h'_c/h'_h)$ 를 변화시키면서 설계 가능영역을 최대화 하고자 하였다. Fig. 5는 흰 간격 및 높이 변화에 따른 고온 유체부와 저온 유체부의 압력강하량을 나타낸 그래프이다. 고온 유체부와 저온 유체부의 흰 간격 및 높이가 동일할 경우, 즉,  $x = 1$ 일 경우, 리큐퍼레이터의 고온 유체부에서 발생하는 압력강하가 지배적이며,  $x$ 값이 감소할수록 리큐퍼레이터의 저온 유체부에서 발생하는 압력강하가 증가한다. Fig. 5의 그래프에서 알 수 있듯이, 설계 가능영역(사선으로 표시된 영역)이 최대화되는 값은 0.35이며, 본 연구에서는 고온 유체부와 저온 유체부의 흰 높이 비  $x = 0.35$ 인 값을 선택하여 최적화를 수행하였다.



(a)  $x = h'_c/h'_h = 1$



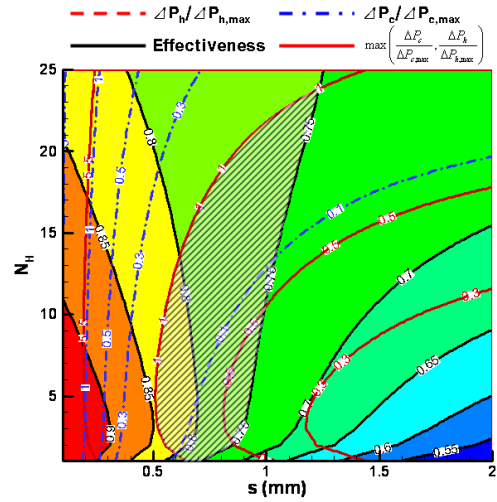
(b)  $x = h'_c/h'_h = 0.35$



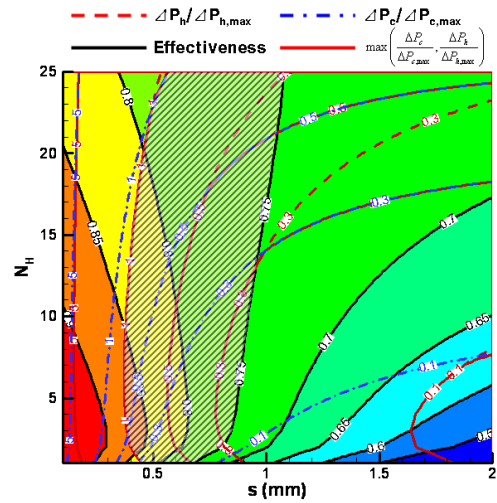
(c)  $x = h'_c/h'_h = 0.2$

Fig. 5. 압력강하에 대한 Contour Plot

Fig. 6은 알루미늄 합금( $k_{fin} = 170\text{W/mK}$ )으로 사용하고  $x = 1$ 과  $x = 0.35$  일 경우, 흰 간격 및 높이에 따른 압력강하량 및 유용도에 대한 Contour Plot을 보여주고 있다.  $x = 1$ (Fig. 6(a))일 경우, 앞에서 언급한 바와 같이 최대 허용압력강하가 높은 유체부에서 발생하는 압력강하량에 의존하며, 저온 유체부에서 발생하는 압력강하량은 높은 유체부의 압력강하량에 비해 매우 작음을 알 수 있다. 따라서, 제약조건인  $\epsilon \geq 0.75$ ,  $\Delta P_h \leq \Delta P_{h,max}$ ,  $\Delta P_c \leq \Delta P_{c,max}$ 을 만족하는



(a)  $x = 1$ ,  $k_{fin} = 170\text{W/mK}$  (Aluminum Alloy)



(b)  $x = 0.35$ ,  $k_{fin} = 170\text{W/mK}$  (Aluminum Alloy)

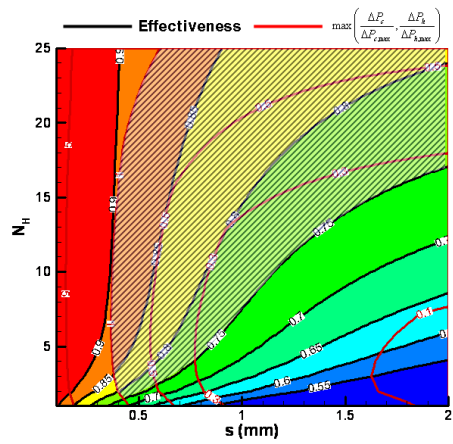
Fig. 6. Contour plot ( $x = 1$ ,  $k_{fin} = 170\text{W/mK}$ )



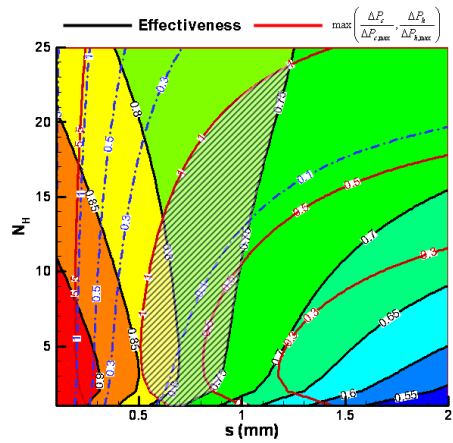
구간(Fig. 6에 표시된 영역)이 매우 작음을 알 수 있다. 반면에  $x = 0.35$ 일 경우, 저온 유체부에서 발생하는 압력강하량과 고온 유체부에서 발생하는 압력강하량의 크기가 거의 같아 설계 제약조건을 만족하는 원의 간격 및 높이의 범위가 커짐을 알 수 있다. Fig. 5와 Fig. 6에서 사용된 오프셋 스트립 원의 재료는 알루미늄 합금으로 녹는점이 약 775K 정도이다<sup>9)</sup>. 그러나 개발하고자하는 마이크로 가스터빈에 사용되는 리큐퍼레이터의 최대 작동온도는 1000K로 실제 적용 가능한 재료라고 보기 어렵다. 따라서 본 연구에서 고려한 재료는 내열성은 뛰어나지만 열전도도가 낮은 SUS 316( $k_{fin} = 20\text{W/mK}$ )과 내열성과 열전도도 모두 비교적 우수한 구리( $k_{fin} = 400\text{W/mK}$ )로 선정하였고, 리큐퍼레이터 재료의 물성치 변화가 열성능에 미치는 영향을 조사하였다.

Fig. 7은 열전도도 변화에 따른 리큐퍼레이터의 압력강하량 및 유용도에 대한 Contour Plot을 나타내고 있다. 그래프에서 확인 할 수 있듯이, Layer의 개수가 작은 경우, 열전도도가 증가함에 따라 유용도가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이는 원으로 사용된 재료의 열전도도의 증가로 인해 원 효율이 상승하여 유용도가 증가하기 때문이다. 반면에 Layer의 개수가 많은 경우는 원의 열전도도가 증가함에 따라 유용도가 감소하며 Layer의 개수가 적은 경우와는 반대되는 경향을 보이고 있다.

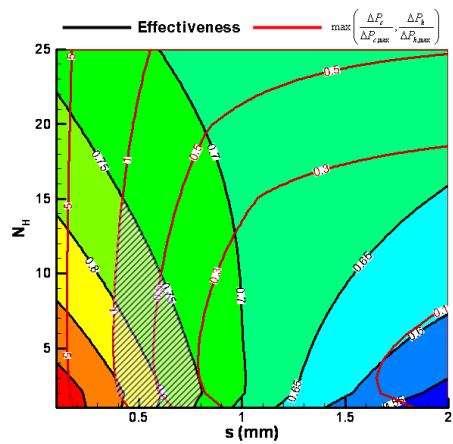
이러한 경향을 보이는 이유는 유용도를 계산할 때, 분리판에 의한 축방향 열전도 영향을 고려한 식 (6)을 사용하였기 때문이다. 열교환기에서 열교환 유체유동을 분리하는 분리판에서 온도 기울기가 발생하면, 벽면의 뜨거운 영역에서 차가운 영역으로 전도에 의한 열전달이 발생하고 축방향 벽면 온도분포가 평탄해지며, 이에 따라 열교환기에 성능(유용도)이 저하된다<sup>8)</sup>. 또한 벽면에서의 축방향 전도에 의한 열전달량은 벽면의 열전도도가 증가할수록 면적이 증가할수록 증가하게 된다. Fig. 7에 나타낸 바와 같이, Layer의 개수가 작은 경우, 원의 열전도도가 증가함에 따라 분리판에서의 축방향 전도에 의한 열전달량 증가에 의한 유용도 감소량에 비해 원 효율 증가에 의한 유용도가 증가량이 상대적으로 크기 때문에 유용도가 증가하게 되며 Layer의 개수가 많을 경우, 분리판에서의 축방향 전도에 의한 열전달량 증가로 인한 유용도 감소량이 지배적이기 때문에 원의 열전도도가 증가함에 따라 유용도가 감소하게 된다.



(a) SUS 316 ( $k_{fin} = 20\text{W/mK}$ )



(b) Aluminum Alloy ( $k_{fin} = 170\text{W/mK}$ )



(c) Copper ( $k_{fin} = 400\text{W/mK}$ )

Fig. 7. 열전도도 변화에 따른 Contour plot ( $x = 0.35$ )

본 연구에서는 설계 제약조건인 유용도를 만족하는 동시에 압력강하량을 최소화 할 수 있는 플레이트-핀 타입 리큐퍼레이터의 내부 형상에 대한 최적화를 수행하였다. 내부 형상 최적화 과정에서 추가적으로 고려할 사항은 최적화 결과로부터 얻은 오프셋 스트립 핀의 형상에 대한 제작 가능 여부이다. 내부 형상의 제작성은 오프셋 스트립 핀의 간격 및 핀의 종횡비(Aspect Ratio)에 크게 영향을 받는다. 핀의 간격이 좁을수록, 핀의 종횡비가 클수록 제작성이 저하된다. 본 연구에서는 이를 고려하여 핀 간격,  $s \geq 1\text{mm}$ , 종횡비,  $A_r \leq 1.5$ 로 설정하였으며, 이 조건 하에서 설계 제약조건인 압력강하량 및 유용도를 만족하도록 내부형상 최적화를 수행하였다. 또한, 마이크로 가스 터빈과 같이 리큐퍼레이터의 작동온도가 높은 경우에도 적용가능하도록 내열성이 뛰어난 SUS 316을 오프셋 스트립 핀 및 분리판의 재료로 선정하였다. Table 3의 최적화 결과에서 알 수 있듯이, 핀의 내부형상이  $s = 1.07\text{mm}$ ,  $N_h = 16$ ,  $x = 0.35$ 일 경우, 고온 유체부 및 저온 유체부의 압력강하량과 유용도는 각각  $\Delta P_c = 3.12\text{kPa}$ ,  $\Delta P_h = 1.96\text{ kPa}$ ,  $\epsilon = 0.801$ 로 설계 제약조건을 만족한다.

Table 3. 내부형상 최적화 결과

	Results	Remarks
$s$ (mm)	1.07	Optimization Results
$N_h$ (EA)	16	Optimization Results
$h'_c$ (mm)	0.523	Optimization Results
$h'_h$ (mm)	1.494	Optimization Results
$\Delta P_c$ (kPa)	<b>3.12</b>	$\leq 9.12$ (Design Constraint)
$\Delta P_h$ (kPa)	<b>1.96</b>	$\leq 6.66$ (Design Constraint)
$\epsilon$	<b>0.801</b>	$\geq 0.75$ (Design Constraint)
$T_{no}$ (K)	<b>569.3</b>	639.9 (Cycle Analysis)
$T_{co}$ (K)	<b>900.1</b>	871.3 (Cycle Analysis)

Fig. 8의 그래프는 축방향 열전도 영향의 고려여부에 따라 핀 및 분리판의 열전도도 변화가 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향을 나타내고 있다.

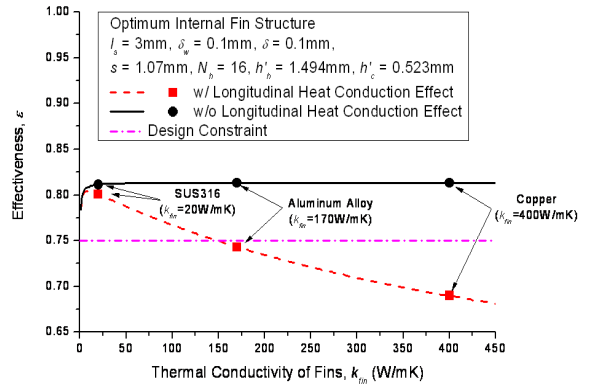


Fig. 8. 핀 및 분리판의 열전도도 변화가 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향

그래프의 결과는 Table 3의 내부형상 최적화 결과를 기반으로 핀 및 분리판의 형상을 적용하여 핀 및 분리판의 열전도도 변화에 따른 유용도를 나타낸 것이다. 축방향 열전도의 영향을 무시할 경우, 동일한 리큐퍼레이터의 내부형상에서 핀 및 분리판의 열전도도가 증가함에 따라 유용도가 증가하는 경향을 보이며, 핀 및 분리판의 열전도도 변화 전 구간에서 유용도에 대한 설계 제약조건을 모두 만족함을 알 수 있다. 반면에 축방향 열전도의 영향을 고려할 경우, 핀 및 분리판의 열전도도가 증가함에 따라 유용도가 급격히 증가하다가 열전도도가 더욱 증가하면 유용도가 감소하는 경향을 보임을 알 수 있다. 이러한 경향을 보이는 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다. 핀 및 분리판의 열전도도가 증가함에 따라 핀 효율이 증가하여 유용도가 증가하게 된다. 이와 동시에 열전도도가 증가하게 되면 분리판에서의 축방향 열전도에 의한 열전달량 증가하여 유용도가 감소하게 된다. 유용도에 대한 두 가지 상반된 효과에 의해 핀 및 분리판의 열전도도 변화에 대해 유용도의 최대값이 존재하게 된다. 유용도의 최대값은 핀 및 분리판의 열전도도,  $k_{fin} = 10\text{W/mK}$ 일 때 발생하였다. 또한 축방향 열전도의 영향을 고려할 경우, 핀 및 분리판의 재료로 알루미늄 합금 및 구리를 사용하게 되면 유용도에 대한 설계 제약조건을 만족하지 못함을 알 수 있다. 따라서 마이크로 가스 터빈용 리큐퍼레이터를 설계할 경우, 축방향 열전도의 영향을 반드시 고려해야 하며 축방향 열전도의 영향을 무시하고 설계하면 실제 적용시에 설계 제약조건을 만족하지 못하는 결과가 발생할 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 휴대용 군용전원 및 모바일 기기의 동력원으로 사용할 수 있는 500W급 마이크로 가스터빈의 열효율 향상을 위한 리큐퍼레이터 설계를 수행하였다. 사이클 해석으로 부터 리큐퍼레이터 입·출구 온도, 압력손실, 유용도 등의 마이크로 가스터빈 설계 제약조건을 결정하였다. 리큐퍼레이터는 오프셋 스트립 흰을 가지는 대향류 플레이트-흰 타입을 선정하였다. 저온 유체부, 고온 유체부 각각에 대하여 오프셋 스트립 흰의 간격, 높이를 변화시키면서 설계 제약조건인 유용도를 만족하는 동시에 압력강하량을 최소화할 수 있는 플레이트-흰 타입 리큐퍼레이터의 내부 형상에 대한 최적화를 수행하였다. 제작성 및 적용성을 고려한 최적화 결과는  $l_s = 3\text{mm}$ ,  $\delta = 0.1\text{mm}$ ,  $\delta_w = 0.1\text{mm}$ ,  $s = 1.07\text{mm}$ ,  $N_h = 16$ ,  $x = 0.35$ 며, 이러한 내부 형상을 가질 때의 유용도와 고온 유체부 및 저온 유체부의 압력강하량은 각각  $\varepsilon = 0.801$ ,  $\Delta P_c = 3.12\text{kPa}$ ,  $\Delta P_h = 1.96\text{kPa}$ 로 나타났다. 또한, 리큐퍼레이터 흰 및 분리판의 물성치 변화가 플레이트-흰 타입 리큐퍼레이터의 열성능에 미치는 영향을 조사하였다. 재료의 열전도도가 증가할수록 흰 효율 향상에 의한 유용도의 증가량보다 분리판에서의 축방향 전도 열전달량 증가에 의한 유용도의 감소량이 상대적으로 크기 때문에 유용도가 감소함을 알 수 있다. 따라서 마이크로 가스터빈용 리큐퍼레이터를 설계할 경우, 축방향 열전도의 영향을 반드시 고려해야 함을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 방위사업청 및 국방과학연구소 지원으로 수행되는 차세대 군용전원특화연구센터 사업의 일환으로 수행되었습니다.

## References

- [1] Robert J. Nowak, DARPA's Advanced Energy Technologies, DARPATECH 2000.
- [2] California Energy Commission, 200kWe Solid Fuel Cell/Microturbine Generator Hybrid Proof of Concept Demonstration Report, March 2001.
- [3] Leading R&D to Practice Ultra Micro Gas Turbines, NEDO International Collaboration, Report 2002.
- [4] Eito Matsuo, Haruo Yoshiki, Toshio Nagasima, Chisahi Kato, Toward the Development of the Finger Top Gas Turbines, IGTC '03 Tokyo.
- [5] H. Saravanamuttoo, G. Rogers, H. Cohen, P. Straznicky, Gas Turbine Theory 6th ed., Pearson Education Limited, UK, 2009.
- [6] R. K. Shah, D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., NJ, 2003.
- [7] R. M. Manglik, A. E. Bergles, Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset-strip-fin Compact Heat Exchanger, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 10, pp. 171~180, 1995.
- [8] P. G. Kroeger, Performance Deterioration in High Effectiveness Heat Exchangers Due to Axial Heat Conduction Effects, Adv. Cryogen. Eng., Vol. 12, pp. 363~372, 1967.
- [9] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fifth ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 2002.