

# 발전용 가스터빈에서의 Recuperative 사이클 적용성 검토

김수용\* · 손호재\*\* · 골든베르크\*\*\*

## Investigation on Recuperative Cycle Gas Turbine Engine for Power Generation

SooYong Kim\* · Ho-Jae Son\*\* · Victor Goldenberg\*\*\*

### ABSTRACT

It is theoretically known that recuperator can bring a significant increase in thermal efficiency of the gas turbine unit, but it also has disadvantages such as pressure loss in the flow channel, thermal stress and increase in weight. Therefore it is necessary to consider all pros and cons of this equipment in view of economic aspects throughout its life cycle. Recuperator has been applied mostly in the power ranges of 20~300kW class industrial units but hasn't been used as a larger power generation unit except for naval applications in mid twentieth century. Present paper considered the applicability of a recuperator cycle in term of pressure loss, part load aspects for power generation purpose.

### 초 록

리쿠페레이터 사이클을 적용하는 경우 단순사이클에 비하여 이론적으로 상당한 효율 증가를 가져올 수 있는 것으로 알려져 있으나 기기 내부의 압력손실, 열용량, 지나친 무게 증가 불리한 요소도 많이 있다. 그러므로 리쿠페레이터를 발전용 가스터빈에 적용하고자 하는 경우 리쿠페레이터가 가지는 여러 장단점을 고려하여 전체 수명 기간 중 경제적 타당성 측면에서 신중히 검토되어 져야 할 것으로 판단된다. 아직까지 산업 분야에서는 20~300kW급까지의 마이크로 터빈에서만 리쿠페레이터가 적용되고 있으며 그 이상 급의 가스터빈의 경우 지난 40~60년대 해군에 잠시 시도된 외에 발전용으로는 거의 적용된 바가 없다. 본 논문에서는 이러한 발전용 리쿠페레이터 사이클의 적용성을 압력 손실, 부분부하 제어 등의 측면에서 검토하였다.

Key Words: Recuperator(리쿠페레이터), Gas turbine(가스터빈), Part load(부분부하), 열회수(Heat recovery), Optimum pressure ration(최적 압축비)

\* 한국기계연구원, 열유체공정기술연구부  
soykim@kinum.re.kr

\*\* 거제대학, 메카트로닉스 계열

\*\*\* Kirovsky Zavod, St. Petersburg, Russia

### 1. 서 론

가스터빈 엔진은 크게 압축기, 연소기, 터빈으로 구성되며 압축기에서는 단일 압축과정에 의

하여 흡입된 공기의 압력과 온도가 상승된 후 연소기에 보내지면 여기서 등압과정 하에서 연료 분사가 되면서 가스의 온도가 더욱 상승하게 된다. 이렇게 상승된 유체에너지는 터빈을 통과하면서 기계에너지로 변환되며 일부의 에너지가 압축기 및 보조기관 구동에 사용되고 나머지는 유효 에너지의 형태로 남게 된다. Fig. 1에는 이러한 단순 사이클의 온도 및 압력의 변화과정을 보여주는 Brayton cycle이 T-s 선도 상에 나타나 있다[1]. 그림에서 터빈을 빠져나가는 배기가스에는  $q = C_{pg}(T_d - T_a)$ 의 열이 낭비되게 되는데 이러한 에너지의 낭비가 단순 사이클 가스터빈 효율 저하의 주원인이 되고 있다. 만일  $q$ 의 일부를 다시 사용할 수 있는 경우 시스템 효율이 적지 않게 상승하는 효과를 가져다줄 수 있다. 열을 회수하는 방법 중의 하나로써 리쿠페레이터의 사용을 들 수 있는데 여기서 배기가스 내의 열이 압축공기에 전달되게 된다. 터빈을 떠나는 가스온도  $T_d$ 는 리쿠페레이터 내에서 압축기 출구 공기의 온도  $T_b$ 와 열 교환을 하게 된다. 리쿠페레이터 내에서 공기의 온도는  $T_f$ 까지 상승하게 되며 결국 연소기내에 공급되어야 할 연료량이 감소하게 되어 단순 사이클 가스터빈에 비하여 효율이 상승하게 된다. 리쿠페레이터를 떠나는 가스는 대기 중에 방출된다. Fig. 2는 역류형 리쿠페레이터의 모습을 보여주고 있다.

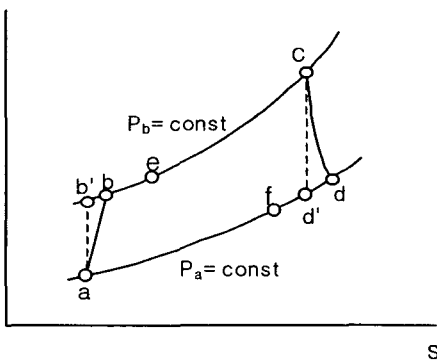


Fig. 1 단순사이클 T-s 선도

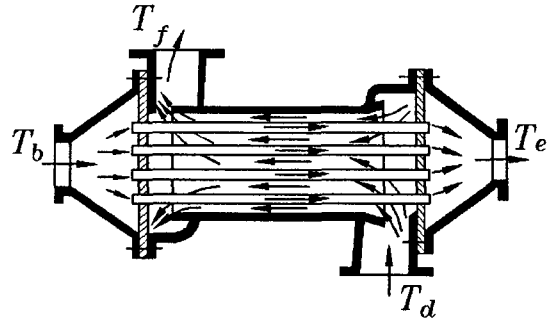


Fig. 2 역류형 리쿠페레이터 단면도

## 2. 본 론

리쿠페레이터 효율은 공기에 전달된 열량과 가능한 최대 열전달 량과의 비로 나타낼 수 있으며 다음과 같이 표시된다.

$$\sigma = \frac{q_a}{q_{a,max}} = \frac{C_{pa}(T_e - T_b)}{C_{pg}(T_d - T_b)} \approx \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b} \quad (1)$$

열교환 효율은 리쿠페레이터의 열교환 면적에 의존하는데 열교환기의 경우 단위시간에 공기에 전달되는 열량은,  $Q = hA(T_d - T_e)$ 로 표현되며 여기서  $h$ 는 리쿠페레이터 내의 열전달 계수이며  $A$ 는 열교환 면적을 나타낸다. 공기 측면에서는,  $Q = mC_{pa}(T_e - T_b)$ 로 표시되는데 두식에서  $Q$ 를 제외하고 (1)을 이용하면 다음과 같은 식을 얻게 된다[2].

$$\frac{A}{m} = \frac{C_{pa}}{h} \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (2)$$

여기서  $m$ 은 유량,  $q$ 는 단위 유량 당 열량을 나타낸다. 식(2)에서 유량을 출력과 유효일로 표현하면 리쿠페레이터 열교환 면적과 출력과의 관계를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{A}{P} = \frac{C_{pa}}{hW} \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (3)$$

식(3)은 리쿠페레이터 효율의 함수로 표시되는 출력대비 비표면적과의 관계를 보여주고 있다. 만일 효율이 1에 가까워질수록  $\frac{A}{P}$ 은 무한으로 증가함을 볼 수 있다. 가스터빈 효율은,

$$\eta = (W_T - W_C)/q = W/q \quad (4)$$

으로 나타낼 수 있으며 압축기와 터빈 일을 각각 다음과 같이 나타내면

$$W_T = C_{pg}(T_c - T_d) \quad (5)$$

$$W_k = C_{pa}(T_b - T_a) \quad (6)$$

$$W_T = \eta_T C_{pa} T_c (1 - \delta^{-mg}) \quad (7)$$

$$W_C = \frac{1}{\eta_k} C_{pa} T_a (\epsilon^{ka} - 1) \quad (8)$$

따라서 효율은,

$$\eta = \frac{\bar{C}_{pg} \eta_T (1 - \delta^{-kg}) - \bar{C}_{pa} (\epsilon^{ka} - 1)}{\frac{\eta_k}{\tau - 1 - (\epsilon^{ka} - 1)}} \cdot \eta_{kc} \quad (9)$$

과 같이 된다.

여기에서 연료 공급량은  $q = C_p(T_c - T_e)$ 가 되므로  $T_e$ 를 리쿠퍼레이터 효율로 표시하는 경우  $T_e = T_b + (T_d - T_b)\sigma$  또는

$$T_c = T_c \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{ka} - 1}{\eta_k} \right) + \sigma [1 - (1 - \delta^{-kg}) \eta_T - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{ka} - 1}{\eta_k} \right)] \quad (10)$$

이 되며, 식(7)과 식(10)을 이용하면 효율은

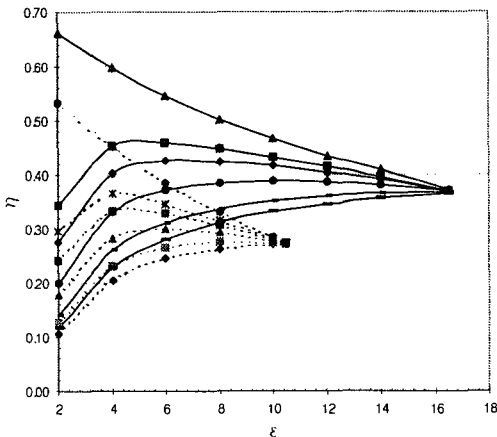


Fig. 3 리쿠퍼레이터 사이클 효율 변화 (실선:  $\tau=4.5$ , 점선:  $\tau=3.5$ )

$$\eta = \eta_{kc} \left( \bar{C}_{pg} \eta_T (1 - \delta^{-mg}) - \bar{C}_{pa} \epsilon^{ka} - 1 \right) / \left( \tau \eta_k \left( 1 - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{ka} - 1}{\eta_k} \right) \right) - \sigma [1 - \eta_T (1 - \delta^{-kg}) - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\epsilon^{ka} - 1}{\eta_k} \right)] \right) \quad (11)$$

이 된다.

$\tau$ 값과  $\sigma$ 값의 변화에 따른 관계식 (11)에 대한 그림이 Fig. 3에 나타나있다.  $\eta = \eta(\epsilon)$  식은  $\tau = \text{const.}$  인 경우 한 점으로 귀착되는데 여기서  $T_d - T_b$ 가 성립하며 이때 리쿠퍼레이터의 효율성은 사라지게 된다. 그림 Fig. 3에서 리쿠퍼레이터 사용에 의하여 가스터빈 효율이 크게 상승하는 것을 볼 수 있다. 최적 압축비는 리쿠퍼레이터 효율이 증가함에 따라 감소하는 것을 볼 수 있다. 이것은 주어진  $T_a, T_c$ 에서 압축비가 증가하면서 온도차  $T_d - T_b$ 가 감소하고 따라서 열회수 효율이 떨어지는 것으로 풀이된다.  $t_c = 800^\circ\text{C}$ ,  $t_a = 15^\circ\text{C}$ ,  $\eta_c = 0.87$ ,  $\eta_k = 0.84$ ,  $m = 0.275$ 인 조건에서 리쿠퍼레이터를 적용하는 경우 가스터빈 효율 상승이 Table 1에 나타나있다. 여기서 주의 할 점은 Table 1과 그림 Fig. 3의 계산 결과는 리쿠퍼레이터 내부에서의 손실을 고려하지 않고 계산한 것이며 실제 리쿠퍼레이터에 의한 가스터빈의 효율 상승은 뒤에 기술된 바와 같이 그리 크지 않은 것으로 나타나고 있다. 최적 압축비  $\epsilon_\eta$ 는 리쿠퍼레이터 크기와 함께 감소하는 것으로 나타난다. 그러나 유효일 계수는  $\varphi = (W_T - W_C)/W_T$ 와 같이 표시되고 만일 개략적으로  $\delta \approx \epsilon$ ,  $m_b = m_a = m$ 으로 하면 유효일 계수는,  $\varphi \approx (1 - \epsilon^{-m}) / (\tau \eta_T \eta_k)$ 로 표시되어 유효일 계수는 압축비가 감소할수록, 터빈입구온도,

Table 1 리쿠퍼레이터 적용 시 가스터빈 효율

$\sigma$	0	0.5	0.75	1.0
$\epsilon_\eta$	11	6.17	4.12	1
$\eta\%$	28.2	32.8	36.1	62
$(\eta - \eta_{\sigma=0})/\eta\%$	0	14.0	21.9	54.5

압축기 및 터빈 효율이 증가할수록 증가하는 것으로 나타나고 있다. 일반적인 경우와 같이 리쿠퍼레이터 효율을 0.8 ~ 0.9로 하여 적절한 열 교환기 크기 또는 증량으로 가고자하는 경우 최적 압축비보다 큰 압축비를 사용하는 것이 주어진 조건에서 최대출력을 확보할 수 있다는 점에서 필요하다.

#### 유로 내 유동손실의 영향

가스터빈 내에 공기 및 가스의 유동에 따른 손실은 압축기내에서 압력비보다 터빈 안에서의 압력비가 작은 것으로 나타나고 있다. 공기와 가스 channel내 유동손실의 영향은 유효일 계수의 크기를 조사함으로써 파악될 수 있다.  $\delta = \lambda\epsilon = (1-\xi)\epsilon$ 라고 볼 때  $\xi \ll 1$ 로 매우 작은 경우  $\delta^m \cong (1-m\xi)\epsilon^m$ 로 간주할 수 있으며 이 식을 위의 식 (4)에 삽입하면

$$\frac{\Delta\varphi}{1-\varphi_0} = \frac{m\xi}{\epsilon^m - 1 - m\xi} \cong \frac{-m\xi}{\epsilon^m - 1} \quad (12)$$

과 같이 된다. 여기서  $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0$ 이며  $\varphi_0$ 는  $\xi = 0$ , 즉 손실이 없는 경우를 나타낸다. 이식으로부터 유효일 계수의 감소는 유동 손실  $\xi$ 과 직접적 관계가 있음을 알 수 있다. 터빈 입구에서의 온도가 높을수록 유로 내 유동손실의 영향은 감소하는 것으로 나타난다. 앞에서 리쿠퍼레이터

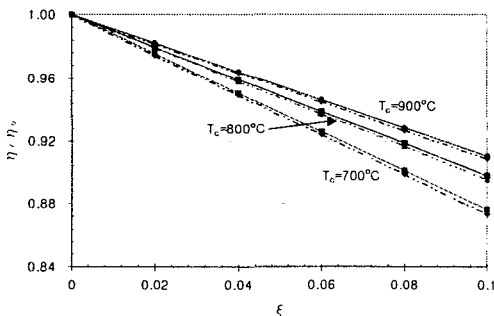


Fig. 4 가스터빈 효율에 대한 압력 손실의 영향,  $t_a=15^\circ\text{C}$ ,  $\eta_r=0.87$ ,  $\eta_c=0.84$ ,  $k=0.275$   
 실선 : without recuperator, 점선: with recuperator

의 적용에 의하여 가스터빈 효율이 크게 상승할 수 있음을 지적한바 있다. 그러나 이것은 리쿠퍼레이터 적용 시 유로 내 공력저항을 고려하지 않는 상태에서 효율상승을 정의한 것이므로 수정이 필요하다. 리쿠퍼레이터 적용 시 공력손실의 영향은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 리쿠퍼레이터 효율이 0.75인 경우 효율의 차이는 크게 나타나지 않지만 만일 리쿠퍼레이터 효율이 커지는 경우 손실이 단순사이클에 비해 2 ~ 3배 증가하며 가스터빈 효율 감소도 리쿠퍼레이터 적용 시 2 ~ 3배 크게 나타나고 있다. 결과적으로 리쿠퍼레이터 적용시 가스터빈 효율 증가는 이론적인 효율 증가에 비하여 크게 감소하는 것으로 나타나고 있다. Fig. 5에는  $\tau = T_c/T_a = 4$  인 경우 리쿠퍼레이터 사이클의 최적 압축비를 보여주고 있으며 Table 2에는 리쿠퍼레이터 적용 시 ( $\sigma = 0.75$ )와 비적용 시 효율 변화를 보여주고 있다. 여기서 리쿠퍼레이터 비적용 시에는 손실을  $\xi = 0.04$ 로 리쿠퍼레이터 적용 시에는  $\xi = 0.01$ 로 사용하였다. Table 1에 나타난 결과와 비교 시 리쿠퍼레이터 적용에 의한 효율 증

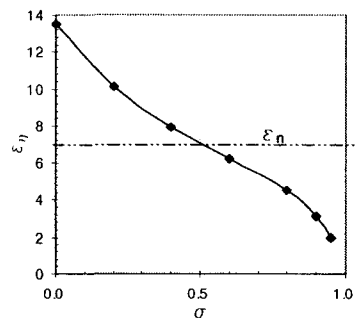


Fig. 5  $\tau=4$  인 경우 리쿠퍼레이터 Cycle의 최적 압축비

Table 2 압력손실을 고려한 경우 효율 비교

$T_c$ °C		600	700	800	900
$\eta_r$ %	$\sigma=0$	19.9	23.6	27.2	30.3
	$\sigma=0.75$	24.5	28.6	32.6	35.9
$\Delta q/q_0$ %		18.8	17.5	16.5	15.6

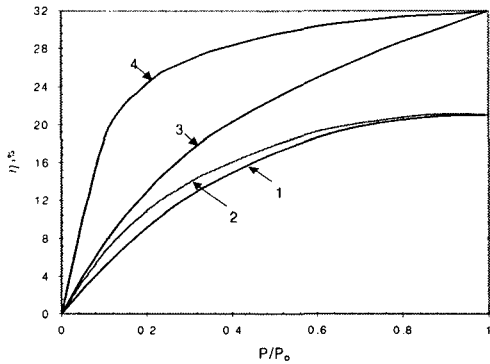


Fig. 6 부분부하 시 단순사이클 효율  
 1:  $n=\text{const.}$  without recuperator,  
 2: propeller load without recuperator,  
 3:  $n=\text{const.}$  with recuperator( $\sigma=0.8$ )  
 4: propeller load with recuperator( $\sigma=0.8$ ),  
 $t_c=1023\text{K}$ ,  $t_a=288\text{K}$

가분이 눈에 띄게 감소하는 것을 볼 수 있다.  $t_c=800^\circ\text{C}$ 에서 Table 1에 나타난 21.9% 대신 16.5%로 나타나고 있다. 이것은 리쿠퍼레이터 적용에 의한 실제적 효율 증가가 리쿠퍼레이터 효율 0.7 ~ 0.8에서 이론치보다 거의 1.3배작은 것으로 나타나고 있다. 일반적인 리쿠퍼레이터 사이클 가스터빈의 경우 발전용과 같이  $n=\text{constant}$  즉 일정 속도로 제어로 하는 경우 단순 사이클에 비해 부분부하에서 급격하게 효율이 감소하는 것으로 나타나고 있다. 만일 리쿠퍼레이터 사이클을  $n=\text{var.}$ 의 제어로 운전하는 경우  $n=\text{const.}$  경우에 비해 부분부하에서 압력이 상대적으로 큰 비율로 떨어지기 때문에 유로 내에서의 손실이 감소하여 부분부하 특성(효율)이  $n=\text{var.}$ 으로 하는 경우는 수송용 기관과 같이 부하 변동이 심한 경우에 적용 가능성이 높으며 지상 발전용의 경우에는 충분한 경제성 검토 후 고려해야 할 것으로 판단된다. 그것은 리쿠퍼레이터 사이클의 경우 리쿠퍼레이터 채용으로 인해 벌써 단순 사이클에 비해 수명이나 TBO(Time Between Overhaul보수기간)이 거의 50%정도 감소하는 것으로 나타나기 때문이다. 더욱이 리쿠퍼레이터 사이클의 경우  $n=\text{const.}$ 인 경우  $n=\text{var.}$ 인 경우에 비해 압축기 출구온도는 높고 터

빈 출구온도는 낮은 것으로 나타나고 있어 리쿠퍼레이터 내에서 공기에 전달하는 열량,  $\Delta T = T_d - T_b$ 이  $n=\text{const.}$ 인 경우  $n=\text{var.}$ 인 경우보다 적은 것으로 나타나고 있다. 따라서 리쿠퍼레이터 사이클을 적용하는 경우 단순사이클보다 터빈출구온도가 낮아지고 더욱이  $n=\text{const.}$  (즉 발전용)으로 하는 경우 사정은 더욱 악화되어 열병합발전과 같이 열 회수를 하여 열을 공급하는데 매우 불리해질뿐더러 리쿠퍼레이터를 적용 시 리쿠퍼레이터 가스출구 온도는 매우 낮게 되어 열회수의 가치가 크게 감소하여 열병합으로서의 적용이 매우 불리해 진다. Fig. 6에는 부분부하 시 단순사이클의 경우 리쿠퍼레이터가 적용된 경우와 적용되지 않은 경우 제어 방식에 따른 효율 변화를 나타내고 있다[3]. 그림에서 보는 바와 같이 리쿠퍼레이터가 적용된 경우 적용되지 않은 경우에 비하여 효율은 항상 증가하는 것으로 나타나고 있으나 선박의 경우와 같이 부하가 회전수의 3승에 비례하는 경우 부분부하 효율이  $n=\text{const.}$  경우에 비하여 크게 개선되는 것으로 나타나고 있다.

### 3. 결 론

이상과 같은 사항을 요약하면 다음과 같다.

- 1)  $\tau=5$ , 즉  $t_c/t_a=5$  인 경우 단순사이클에 비해 유동손실까지 고려하는 경우 리쿠퍼레이터 사이클이 갖는 효율증가가 이론치에 비해 크지 않다.
- 2) 리쿠퍼레이터 사이클의 경우 압축비가 6이하가 적정이며 이 경우 압축기가 원심형이 적합하게 되고 따라서 3MW이상의 소형 가스터빈으로 설계하는 경우 엔진이 축류형 설계시보다 상대적으로 크게 설계된다.
- 3) 압축비가 6 정도에서  $\tau=4.5$  이상인 고효율 가스터빈이 되기 위해서는 연소기에 상당한 양의 연료분사가 되어져야하며 이 경우 연소기에 걸리는 load가 비정상적으로 커진다.
- 4) 최근 리쿠퍼레이터 효율이 0.8~0.9 정도가 일반적인 추세임을 감안할 때 열교환기 또한 매우 커져 가스터빈이 갖는 Compart성이 사라지게

된다.

5) 열교환기가 부착되는 경우 열응력으로 인하여 빈번한 기동, 정지가 필요한 경우 심각한 수명 감축을 예상해야 한다.

6)  $n=const.$  제어를 하는 경우  $n=var.$ 의 경우에 비해 부분부하에서 효율 감소가 크게 되고, 따라서 열병합 차원에서 불리하게 되는데 그렇다고  $n=var.$ 으로 가는 경우 리쿠퍼레이터에 걸리는 열응력으로 인한 수명감소 및 유지보수 비용의 증가가 예상된다.

7) 리쿠퍼레이터의 사이클을  $n=var.$ 으로 제어하여 수송용 차량이나 선박에 적용하는 경우 부분부하에서 효율감소가 적게 나타나기 때문에 유리하다.

#### 참 고 문 헌

1. A.G. Kostyuk and A.H. Sherstyuk, 1979, "Gas turbine plant", ch1., pp. 11~40.
2. H. Cohen, GFC Rogers and HIH Saravanamutto, 1996, "Gas Turbine Theory", 4th edition, pp. 37~85.
3. I. Kotlyar, 1966, "Parload and transient performance of gas turbine unit for ship", pp. 110~156.