

研究論文

증기분사 재생 가스터빈 시스템의 성능 및  
최적 운전조건에 관한 연구

김경훈\* · 김동주\* · 박상희\*<sup>†</sup> · 오만수\*\* · 김동명\*\*

Study on Performance and Optimal Operating Conditions  
of Regenerative Steam-Injection  
Gas Turbine Systems

Kyoung Hoon Kim\* · Dong Joo Kim\* · Sang Hee Park\*<sup>†</sup> ·  
Man Soo Oh\*\* · Dong Myung Kim\*\*

ABSTRACT

The system performance of the regenerative gas-turbine cycle with the steam injection into the combustor has been studied through the thermodynamic cyclic analysis. The effects of the pressure ratio, the steam injection ratio, the ambient temperature, and the turbine inlet temperature are investigated on the thermal efficiency, the fuel consumption, and the specific power as well as the operating conditions for the maximum thermal efficiency of the system. The results of the present analysis find that the use of steam injection in the regenerative gas-turbine system can greatly enhance the thermal efficiency and the specific power of the system.

초 록

증기분사 재생 가스터빈 시스템의 성능을 해석하고 최적 운전조건을 분석하였다. 해석모델을 통해 압력비, 증기분사율, 주위온도나 터빈입구온도 등의 설계변수들이 시스템의 열효율, 연료소모율, 비동력 등 성능에 미치는 영향을 최적 운전조건에서 분석하였다. 해석결과들은 증기분사가 재생 가스터빈시스템의 열효율과 비동력을 대폭 향상시킬 수 있음을 보여주었다.

Key Words: Humid Gas Turbine System(습식 가스터빈), Regeneration(재생), Steam Injection(증기 분사), Optimal Operating Condition(최적운전조건)

1. 서 론

접수일 2009. 6. 1, 수정완료일 2010. 1. 5, 게재확정일 2010. 1. 17

\* 정회원, 금오공과대학교 기계공학부

\*\* (주)보국전기

<sup>†</sup> 교신저자, E-mail: parksh@kumoh.ac.kr

물이나 증기를 분사하는 습식 가스터빈 시스템은 복합 가스터빈 발전 시스템에 비해 상대

적으로 낮은 비용으로 높은 발전 효율과 큰 비출력을 얻을 수 있다. 아울러 연소기에서 NOx도 적게 발생되고 부분부하 성능도 좋기 때문에 미래의 에너지 확보 기술 측면에서 주목을 받고 있다. 물분사나 증기분사는 터빈에서 질량유량을 증가시키고, 이는 비출력을 증가시킨다. 왜냐하면 물이나 증기가 압축기 출구 이후에 분사되었다면 액체를 압축시키는 일이 기체를 압축시키는 일에 비해 훨씬 작기 때문에 압축기 소요 일은 거의 그대로이면서 터빈의 생산 동력을 증가시킬 수 있기 때문이다[1-4].

습식 가스터빈 시스템을 분류하면 다음과 같다. 첫째는 물분사 방식으로 압축기 입구나 내부 등 시스템의 다양한 위치에서 물입자를 분사한다. 둘째로는 증기분사 방식으로 압축기 출구나 연소기 내부 등 다양한 위치에서 증기를 분사한다. 셋째로는 가습탑에 의한 물분사 방식으로 증발식 가스터빈 시스템이라 한다. 최근들어 습식 가스터빈 시스템에 대한 연구가 활발해지고 있다[5-10].

HRSG(Heat Recovery Steam generator, 열회수 증기발생기)를 이용해서 배기가스의 열로부터 물을 증기로 만들어 분사하는 STIG (Steam-Injected Gas Turbine)은 저비용으로 시스템의 열효율과 비동력을 향상시킬 수 있다. Bassily [11], Nishida 등[12]은 RSTIG (Regeneration Steam Injected Gas Turbine, 증기분사 재생 가스터빈 시스템)에 대해 연구하였으며, STIG에 비해 열효율을 향상시키고 열효율이 최고가 되는 압력비를 낮출 수 있음을 보였다. 그러나 HRSG에서 온도 효율이 일정하다고 가정하여 해석함으로써 보완이 필요하며, 또한 열효율이 최고가 되는 최적조건에 대한 연구도 부족하다.

본 연구에서는 증기분사 재생시스템에 대해 혼합기체에 의한 작업유체 모델로 개선하고 또한 열교환기 해석 모델도 개선하여 주위온도, 증기분사율, TIT(Turbine Inlet Temperature) 등 주요 설계변수들의 변화에 따라 시스템의 성능에 미치는 영향을 종합적으로 분석하고자 한다. 또한 이러한 설계변수에 따라 열효율이 최대가 되

는 압력비를 조사하고 최적인 조건에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

## 2. 시스템 해석

본 연구에서 해석하고자 하는 증기분사 재생 가스터빈 시스템의 개략도는 Fig. 1에 보는 바와 같다. 대기로부터 공급되는 연소용 공기는 압축기에서 가압된 후 HRSG로 가열된 증기-물과 혼합실에서 혼합되어 재생기로 들어간다. 배기가스와의 열교환에 의하여 가열된 습공기는 연료압축기에서 가압된 기체 연료와 함께 연소기에 들어가 연소된 후 고온고압 상태로 터빈에 공급된다. 터빈에서 팽창하여 일을 생산하고 난 배기가스는 재생기와 열회수 증기발생기를 거쳐 대기중으로 방출된다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 기체들은 이상기체이고 압축기 입구의 건공기 1몰은  $O_2$  0.2095몰,  $N_2$  0.7902몰,  $CO_2$  0.0003몰로 구성된다.
- 2) 연소는 단일 완전연소 과정이다.
- 3) 연료는 메탄( $CH_4$ )을 사용한다.
- 4) 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율, 열교환기의 유용도는 일정하다.
- 5) 시스템에서 압력강화와 열손실은 무시한다.

이러한 가정을 감안하면 연소과정을 비롯하여 사이클 해석에서 고려하는 기체는  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O(g)$ 와  $CH_4$  등 모두 다섯 가지인데 차례대로

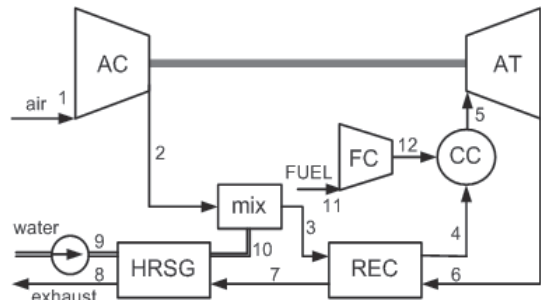


Fig. 1 Schematic diagram of the regenerative gas-turbine cycle with the steam injection

하첨자 1에서 5까지로 그 성분을 나타내기로 한다. 다만 연료인  $CH_4$ 는 하첨자  $f$ 를 혼용하기로 한다. 이들은 혼합물로 존재하면서 이상기체로 거동하지만 온도가 올라감에 따라 물성치가 많이 변하므로 그에 따른 효과를 고려해야 한다. 본 연구에서는 각 기체 성분의 정압비열을 다음과 같은 온도 관계식을 사용하여 계산한다.

$$c_{p,i} = M_i^{-1} \sum_{j=0}^3 c_{i,j} T^j \quad (1)$$

여기에서  $M_i$  등에 사용된 하첨자  $i$  ( $i = 1 \sim 5$ )는  $i$ -성분 기체를 가리키고  $T$ 는 절대온도이다. 그러면 엔탈피와 엔트로피 함수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

본 연구에서는 압축기 입구에서의 건공기 1 kg을 기준으로 모든 물리량을 계산한다.  $i$ -성분 기체의 질량유량을  $\alpha_i$ 라 하면 이 기체의 몰유량은  $\gamma_i = \alpha_i/M_i$ 이 된다.

공기는 온도, 압력 및 상대습도가  $T_1$ ,  $P_1$  및  $RH_1$ 의 조건으로 압축기에 들어간다. 압축기의 압력비를  $r_p$ 라 하면 압축기 출구에서의 압력은  $r_p P_1$ 이다. 본 연구에서는 압축기와 터빈 각각에 대하여 식

$$dh = v dP/\eta_c \quad (2)$$

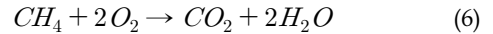
$$dh = \eta_t v dP \quad (3)$$

에 의하여 정의되는 폴리트로픽 효율(polytropic efficiency)  $\eta_c$ 와  $\eta_t$ 를 사용하여 그 성능을 해석에 반영하기로 한다[7]. 압축기와 터빈 입구조건을 알고 있을 때 출구에서의 조건은 다음과 같이 엔트로피 함수를 이용하여 Eq. 4와 Eq. 5와 같이 각각 구할 수 있다.

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = \alpha_m R_m \ln(r_p)/\eta_c \quad (4)$$

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = -\eta_t \alpha_m R_m \ln(r_p) \quad (5)$$

연소실에서 메탄의 연소는 완전연소 반응식



에 의하여 진행된다. 질량유량을 분자량으로 나누면 몰유량과 같아지므로 건공기 1 kg당 연료 소비량이  $\alpha_f$ 일 때 연료의 몰유량은  $\gamma_f = \alpha_f/M_f$ 가 된다. 단일 완전 연소과정을 가정하고 형성엔탈피(enthalpy of formation)를 고려하면 연소기 출구에서의 온도가 원하는 TIT와 같아지도록 하는 연료소비량  $\alpha_f$ 를 구할 수 있다[13].

열교환기의 유용도는 고온 및 저온 측 유체의 입구온도가 주어졌을 때 열교환 면적을 무한히 크게 하여 얻을 수 있는 최대 열전달에 대한 실제 열전달의 비로 정의된다. 이때 최대 열전달은 고온 측과 저온 측의 유체가 각각 상대 측 입구 온도에 도달하는 경우에 얻어지는 열전달 중에서 작은 쪽과 같다[14].

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 시스템의 운전 특성

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 파라미터 값들은 Table 1에 정리되어 있다. 본 연구에서는 압축기와 터빈에서 폴리트로픽 효율은 일정하다고 가정하였으며, 폴리트로픽과 아이센트로픽 효율과의 관계는 다음과 같다[15].

$$\eta_{sc} = \frac{r_p^{R/C_p} - 1}{r_p^{(R/C_p)/\eta_{pc}} - 1} \quad (7)$$

$$\eta_{st} = \frac{1 - r_p^{(R/C_p)\eta_{pt}}}{1 - r_p^{R/C_p}} \quad (8)$$

여기에서 하첨자 p, s, c, t는 각각 폴리트로픽 효율, 아이센트로픽 효율, 압축기 및 터빈을

Table 1. Parameters used in the present simulations for the gas-turbine system

Symbol	Parameter	Value
$T_1$	주위 온도	0 ~ 50 °C
$P_1$	주위 압력	101.325 kPa
$RH_1$	주위 상대습도	60 %
TIT	터빈 입구온도	1200 °C
$\eta_c$	압축기 폴리트로픽 효율	80 %
$\eta_t$	터빈의 폴리트로픽 효율	90 %
$\epsilon_r$	재생열교환기의 유용도	83 %
$\epsilon_h$	HRSG의 유용도	83 %
	연료	$CH_4$

나타낸다. 대기온도가 15 °C, 상대습도가 60%, 증기분사율 및 압력비가 각각 15% 및 7인 운전 조건에서 시스템의 대표적인 상태량들에 대한 계산결과를 정리하면 Table 2와 같다. 압축기 입구 1에서는 O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> 및 수증기의 질량분율(건공기 1 kg 기준)이 각각 23.23%, 76.72%, 0.05%, 1.64%이다. 압축기 출구 2에서는 공기가 압축되면서 온도가 295 °C로 상승하였다. 대기온도의 물을 건공기 질량 대비 15%만큼 열회수 증기발생기 입구 9에 공급하면 출구 10에서는 수증기 13.84%가 발생하고 나머지 1.16%는 액체 물로 나온다. 이를 압축기 출구 2의 공기와 혼합

하면 혼합실 출구 3에서는 물이 모두 증발하며 온도가 250 °C로 떨어진다. 3의 습공기는 재생기에서 배기가스로 가열되어 출구 4에서 645 °C로 나온다.

한편 11에서 주위 대기와 같은 상태로 공급되는 건공기 질량 대비 1.91%의 연료는 압축되어 12에서 온도 205 °C로 상승하며, 재생기 출구 4로 나온 공기와 함께 연소기에 들어간다. 터빈 입구온도 1200 °C를 유지하기 위해 연료주입량이 결정되며, 연소의 결과로 O<sub>2</sub>의 농도는 감소하고 CO<sub>2</sub>와 H<sub>2</sub>O의 농도는 증가하여 터빈 입구 5에서는 O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> 및 수증기의 질량분율이 각각 15.60%, 76.72%, 5.30%, 20.93%가 된다. 터빈 출구 6에서 온도가 722 °C로 낮아진 혼합기체는 재생기를 통해 연소기로 공급되는 공기를 가열하면서 재생기 출구 7에서 온도가 353 °C로 낮아지고 계속해서 열회수 증기발생기를 통과하며 출구 8에서 온도가 81 °C까지 낮아진다. 이 경우 수증기의 농도는 20.9%로 변함이 없고 액체상태의 물은 존재하지 않으나, 증기분사량이 많은 경우에는 재생기 출구에서 응축이 일어날 수 있다.

이제 재생기와 HRSG에서의 열전달이 시스템에 미치는 영향을 조사해 보기로 한다. 열교환기의 성능과 운전 조건에 영향을 미치는 설계 변수들이 많이 있지만 가스터빈 시스템의 성능 해

Table 2. Representative system properties at the cyclic positions of the gas-turbine system

position	O <sub>2</sub> (%)	N <sub>2</sub> (%)	CO <sub>2</sub> (%)	H <sub>2</sub> O(g) (%)	CH <sub>4</sub> (%)	H <sub>2</sub> O(l) (%)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	23.23	76.72	0.05	1.64	0.00	0.00	15.0	101.3	294.1	6.87
2	23.23	76.72	0.05	1.64	0.00	0.00	294.6	709.3	591.4	7.02
3	23.23	76.72	0.05	16.64	0.00	0.00	249.8	709.3	689.0	8.53
4	23.23	76.72	0.05	16.64	0.00	0.00	645.1	709.3	1,256.9	9.33
5	15.60	76.72	5.30	20.93	0.00	0.00	1,200.0	709.3	2,237.1	10.39
6	15.60	76.72	5.30	20.93	0.00	0.00	722.1	101.3	1,434.8	10.46
7	15.60	76.72	5.30	20.93	0.00	0.00	352.9	101.3	866.9	9.75
8	15.60	76.72	5.30	20.93	0.00	0.00	81.1	101.3	478.1	8.94
9	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	15.00	15.0	709.3	-291.3	0.56
10	0.00	0.00	0.00	13.84	0.00	1.16	165.5	709.3	97.6	1.49
11	0.00	0.00	0.00	0.00	1.91	0.00	15.0	101.3	9.4	0.22
12	0.00	0.00	0.00	0.00	1.91	0.00	205.0	709.3	18.6	0.23

$$(T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}, RH_1 = 60\%, \eta_c = 0.80, \eta_t = 0.90, \epsilon_r = \epsilon_h = 0.83, TIT = 1200 \text{ }^\circ\text{C}, r_p = 7, f_w = 15\%)$$

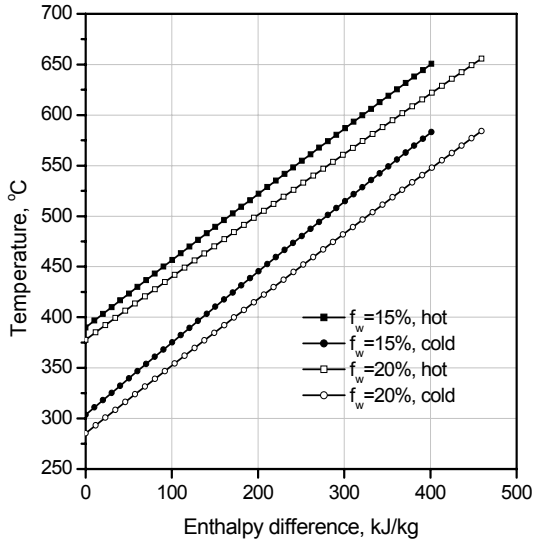


Fig. 2 Temperature difference and enthalpy diagram in the recuperator at  $f_w=15\%$  and  $20\%$  with  $r_p = 10$

석을 할 때 간단히 열교환기 유용도를 가지고 열교환기의 성능을 나타내는 경우가 많다. 대항류 열교환기에 있어서 최대열전달은 저온유체와 고온유체 중 열용량이 작은 쪽의 출구온도가 상대측 입구온도에 도달할 때의 열전달로 결정된다. 이와 같은 열교환기 유용도의 정의는 열용량에 따라 기준이 바뀌고 또 엔탈피를 계산하는 것이 번거롭기 때문에 간편하게 고온측을 기준으로 한 온도효율을 사용하는 것이 일반적이다. 그러나 배기가스와 물이 열교환을 하거나 가스끼리 열교환을 하더라도 증기분사량이 많은 경우에는 본래의 열교환기 유용도와 온도효율의 차이가 커지게 되므로 주의해야 한다.

압력비가 10일 때 증기분사율이 15%와 20%인 경우에 재생기와 HRSG에서 온도-엔탈피차 선도가 Fig. 2와 Fig. 3에서 각각 보여진다. 온도-엔탈피차 선도에서 엔탈피차는 열교환기 내에서 고온 유체의 경우에는 고온유체 출구와의 엔탈피차로, 그리고 저온유체에서는 저온유체 입구와의 엔탈피차로 정의한다. Fig. 2에서 보듯이 고온유체와 저온 유체가 모두 혼합기체인 경우에는 열교환기 내의 최소온도차는 열교환기의 입구 또

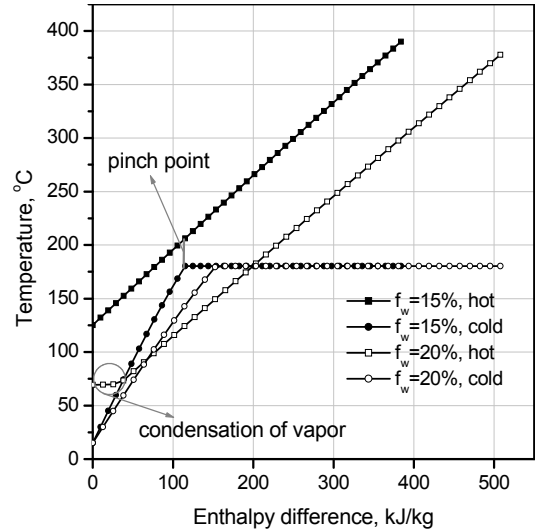


Fig. 3 Temperature difference and enthalpy diagram in the HRSG at  $f_w=15\%$  and  $20\%$  with  $r_p = 10$

는 출구에서 발생하며 고온유체 입구와 출구에서의 온도차는 15%의 경우  $73.7^\circ\text{C}$ 와  $55.6^\circ\text{C}$ , 20%의 경우  $78.5^\circ\text{C}$ 와  $58.9^\circ\text{C}$ 로 모두 고온유체 출구에서의 온도차가 작고 이는 고온유체가 온도가 더 많이 변하며 열용량이 작다는 것을 의미한다. Fig. 3에서는 HRSG에서 온도-엔탈피차의 관계를 보여준다. 고온유체의 입구와 출구에서 온도차가 증기분사율이 15%인 경우  $206.8^\circ\text{C}$ 와  $97.3^\circ\text{C}$ , 20%일 때  $195.9^\circ\text{C}$ 와  $53.6^\circ\text{C}$ 이며 문제가 없어 보인다. 그러나 HRSG의 경우 저온 측의 유체는 물이고 저온유체가 HRSG에 들어가면 과냉액에서 포화액까지 온도가 상승하다가 상변화가 시작되고 포화증기가 될 때까지 일정한 온도를 유지하게 된다. 이에 따라 열교환기 내에서 최소온도차(pinch point)는 물이 포화액이 되는 지점이며, pinch point에서 증기분사율이 15%인 경우에는  $13.2^\circ\text{C}$ 로 문제가 없지만 20%인 경우에는  $-44.4^\circ\text{C}$ 로 이 경우는 실현 불가능하다는 사실을 알 수 있다. 또한 Fig. 3의 고온 유체의 출구 근방에서 온도변화가 급격히 둔화되는 것은 습공기 내의 수증기가 온도가 내려감에 따라 응축이 일어나기 때문이다. 혼합기체에서 증기의 응

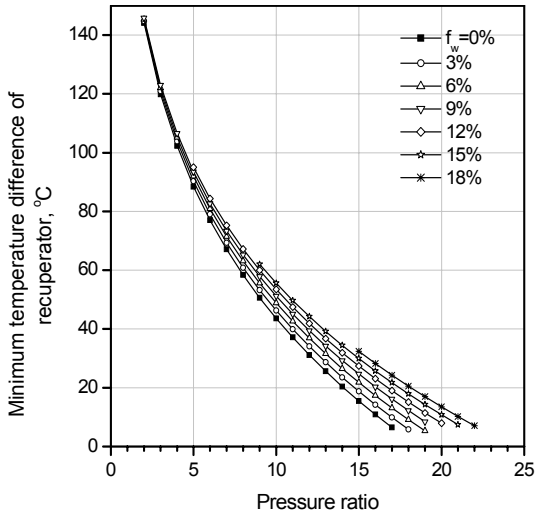


Fig. 4 The effects of pressure ratio on the minimum temperature difference in the recuperator at various water injection ratios

축은 온도가 계속 변하기는 하나 그 변화율이 현저히 줄어들게 된다.

Figure 4에서는 재생기의 최저 온도차를 다양한 증기분사율값에 대해 압력비의 함수로 보여 준다. 그림에서 보듯이 재생기에서 최소 온도차는 압력비에 따라 감소하는데 이는 압력비가 커질수록 압축기 출구에서의 온도는 상승하고 터빈 출구에서의 온도는 내려가기 때문에 재생기에서의 온도차가 줄어들기 때문이다. 또한 같은 압력비에서 증기분사율이 늘어나면 재생기에서의 온도차도 늘어나게 된다. 이것은 같은 압력비 조건에서 증기분사율이 증가하면 HRSG 출구의 증기와 압축기 출구의 공기가 혼합될 때 온도가 더 떨어지기 때문이다.

Figure 5에서는 HRSG에서 최소온도차의 변화를 다양한 증기분사율에 대해 압력비의 함수로 보여준다. HRSG에서 최소온도차는 압력비에 따라 증가한다. 이것은 압력비가 증가할수록 물의 포화온도도 증가하지만 압력비 증가에 따라 HRSG 입구에서 배기가스 온도의 상승폭이 더 커서 결국 HRSG의 최소온도차는 증가하게 되기 때문이다. 또한 같은 압력비 조건에서 증기분사율이 커질수록 배기가스의 HRSG 입구온도는 상

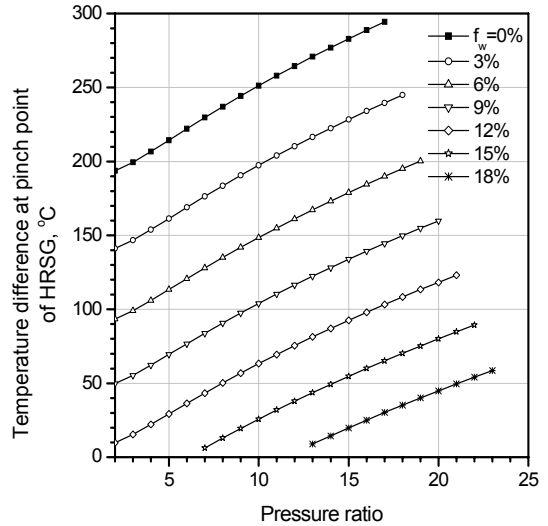


Fig. 5 The effects of pressure ratio on the pinch point temperature difference in the HRSG at various water injection ratios

승하고 출구온도는 대폭 떨어지며 이에 따라 HRSG의 최소온도차는 증기분사율이 커질수록 감소하다가 결국 입출구 조건으로는 운전이 불가능하게 된다.

### 3.2 시스템 성능에 대한 압력비의 영향

이제 시스템의 성능과 최적 운전조건에 대하여 조사해 보기로 한다. 주위 온도와 상대습도가 15°C와 60%로 고정된 상태에서 압력비( $r_p$ )와 증기분사율( $f_w$ )에 따른 시스템의 성능 변화를 Fig. 6~8에 보인다. 먼저, Fig. 6은 시스템의 열효율( $\epsilon_{th}$ ) 변화를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 시스템의 열효율은 압력비에 따라 증가하다가 감소하여 최고값을 가진다. 압력비가 커질 때 열효율이 감소하는 지배적인 요인은 압력비가 증가함에 따라 터빈 팽창일은 증가하지만, 압축기의 출구온도가 올라가고 터빈의 출구온도가 내려가면서 재생열교환기의 온도차가 줄어들어 열교환량이 감소하기 때문이다. 낮은 압력비 영역에서 압력비에 따라 열효율이 증가하는 것은 터빈 생산일의 증가가 지배적으로 작용한 결과로 볼 수 있다.

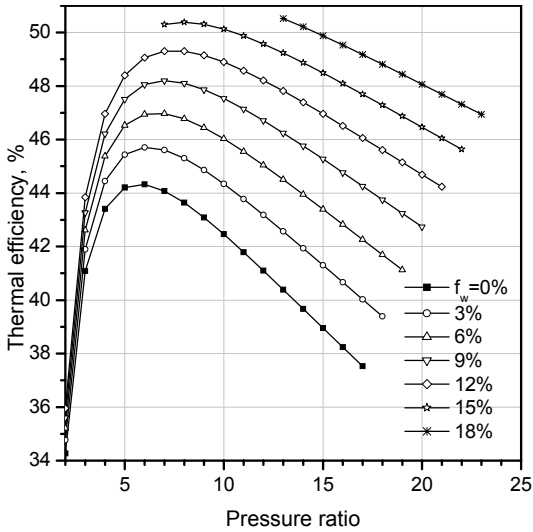


Fig. 6 The effects of pressure ratio on the thermal efficiency at various water injection ratios

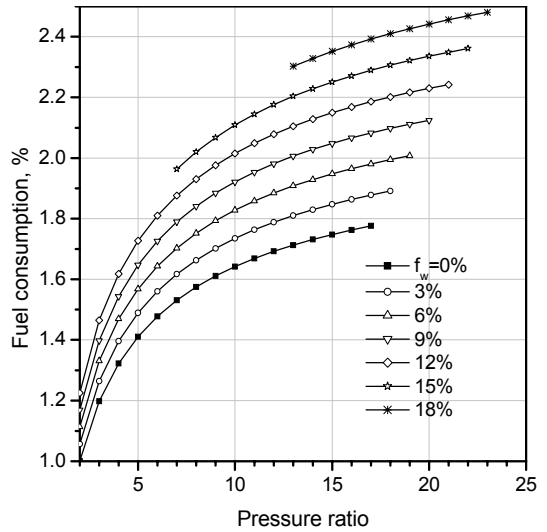


Fig. 8 Fuel consumption as a function of pressure ratio for various water injection ratios

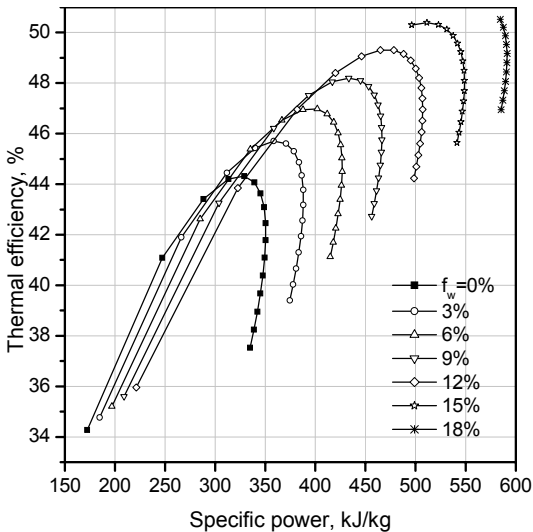


Fig. 7 Thermal efficiency as a function of specific power for various water injection ratios

같은 압력비에서 증기분사율이 커질수록 열효율이 높아진다. 증기분사량이 늘어날수록 재생기 입구온도가 낮아져 재생기에서 열교환이 증진된다. 증기분사량의 증가에 따라 연료 소비량이 증가하여 에너지 입력이 증가하는 효과도 있지만, 터빈으로 유입되는 질량유량도 많아져서 터빈일

이 증가하게 되어 결국 열효율이 높아진다. 또한 압력비가 높은 영역과 압력비가 낮으면서 증기분사율이 높은 영역에서는 운전이 불가능한데 이는 앞에서 살펴본 바와 같이 압력비가 큰 영역에서는 터빈출구 온도와 압축기출구 온도차의 감소로 인해서 재생기의 운전이 불가능하고, 그리고 증기분사율이 높고 압력비가 낮은 영역에서는 pinch point에서의 온도 역전으로 인해 HRSG의 운전이 불가능하기 때문이다.

Figure 7에서는 열효율과 비출력의 변화를 보여준다. 비출력도 압력비에 대해 최고값을 갖는데 이는 전술한 바와 같이 압력비가 커지면 터빈의 팽창일이 커져 출력을 증가시키는 요인도 있으나, 재생기에서 에너지 회수가 작아지면서 출력을 감소시키는 요인도 있기 때문이다. 또한 비동력은 열효율이 최고가 되는 압력비보다 큰 압력비에서 최고값을 갖는다. 비동력은 증기분사율이 증가하면 터빈에서의 질량유량 증가가 주 원인이 되어 증가한다.

Figure 8에서는 건공기 단위질량당 연료소비를 압력비와 증기분사율의 함수로 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 연료소비율은 압력비 증가와 더불어 단조 증가한다. 이것은 압력비가 상

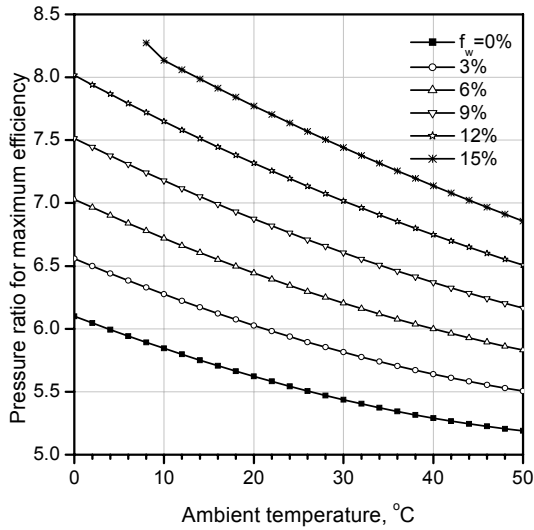


Fig. 9 Pressure ratio for maximum thermal efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios

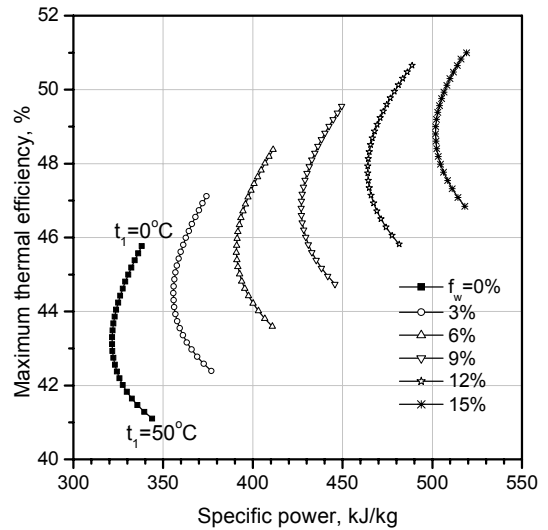


Fig. 11 Maximum thermal efficiency as a function of specific power for various water injection ratios

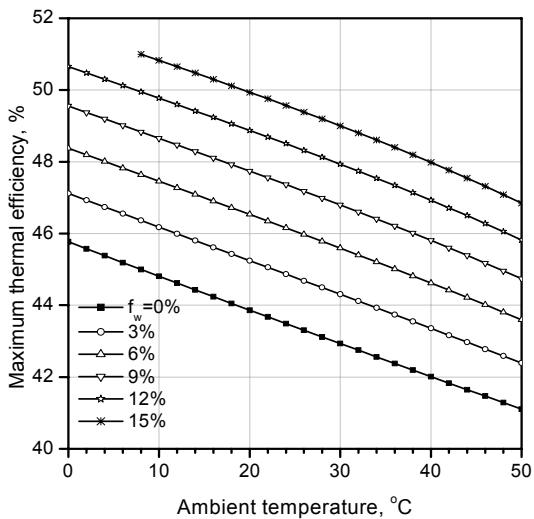


Fig. 10 Maximum thermal efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios

승할수록 압축기 출구온도가 상승하고 터빈 출구온도는 하강함에 따라 열교환기의 온도차가 감소하여 연소기로 들어가는 공기 온도가 상대적으로 떨어지기 때문이다. 이러한 효과를 극복하고 일정한 터빈 입구온도를 확보하려면 연료

소비가 늘어날 수밖에 없다. 증기분사율을 높일수록 연소기 입구 공기 온도가 낮아지고 질량유량이 추가되는 효과도 있기 때문에 연료소비율도 늘어난다.

### 3.3 최고 열효율 운전 조건

앞에서 Fig. 6을 통하여 살펴본 바와 같이 다른 설계변수들의 값이 정해지면, 가스터빈 시스템의 열효율이 최대가 되는 압력비가 존재한다. Fig. 9는 주위 온도에 따라서 열효율이 최고가 되는 압력비가 어떻게 변하는지를 증기분사율을 파라미터로 하여 나타낸 것이다. 열효율이 최고가 되는 최적 압력비는 주위 온도  $T_1$ 에 대하여 거의 선형적으로 감소하며 그 감소율은 증기분사율이 커질수록 커진다. 예를 들어 증기분사율이 0, 3, 6, 9, 12%일 때 최적 압력비는 주위온도가 10°C 높아질 때마다 0.18, 0.21, 0.24, 0.27, 0.30씩 떨어진다. 또 최적 압력비 값은 증기분사율이 클수록 높아진다.

Figure 10은 주위온도와 증기분사율의 변화에 대해 압력비에 대한 최고 열효율의 영향을 보여준다. 최고 열효율은 주위 온도  $T_1$ 에 대하여 거



의 선형적으로 감소하며 그 감소율은 증기분사율이 커질수록 커진다. 예를 들어 증기분사율이 0, 3, 6, 9, 12%일 때 최고 열효율은 주위온도가 10°C 높아질 때마다 0.18, 0.21, 0.24, 0.27, 0.30%씩 떨어진다. 한편 증기분사율에 따른 변화를 보면 증기분사의 이점을 잘 알 수 있는데, 증기분사율을 1% 올릴 때마다 최고 열효율이 약 0.4%씩 올라간다.

Figure 11에서는 최고 열효율과 비동력과의 관계를 보여준다. 그림으로부터 주위온도가 상승할 때마다 최고 열효율은 단조감소하나 비동력은 주위온도에 따라 감소하다가 최저값을 가진 후 다시 증가함을 알 수 있다. 비동력은 증기분사율의 증가에 따라 증가하며, 주어진 조건에서 보면 증기분사율이 1% 상승할 때마다 비동력은 약 12.1 kJ/kg씩 증가하며 증기분사가 없는 경우에 비하여 증기분사율 1%당 약 3.8%씩 비동력이 증가한다.

시스템의 성능은 터빈입구온도에도 큰 영향을 받는데, Fig. 12~14에서는 압력비에 대한 최고 열효율을 증기분사율과 TIT의 함수로 보여준다. Fig. 12는 증기분사율과 TIT에 따라서 열효율이 최고가 되는 최적 압력비가 어떻게 변하는지를

보여준다. 최적 압력비는 증기분사율에 대하여 거의 선형적으로 증가하며 그 증가율은 TIT가 높아질수록 커진다. 예를 들어 TIT가 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600°C일 때 최적 압력비는 증기분사율이 1%씩 높아질 때마다 0.11, 0.13, 0.15, 0.17, 0.19, 0.22, 0.25씩 증가한다. 또

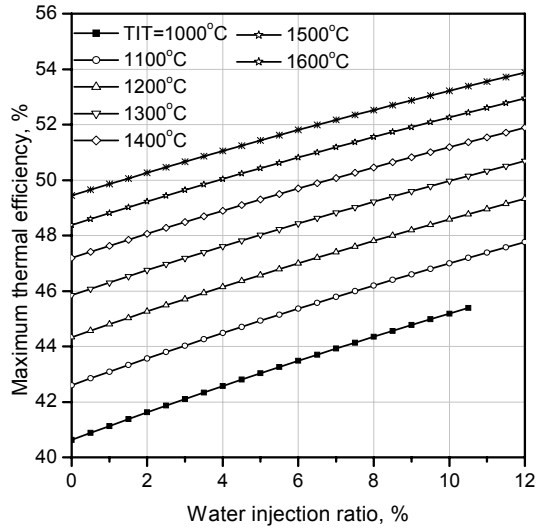


Fig. 13 Maximum thermal efficiency as a function of water injection ratio for various TIT

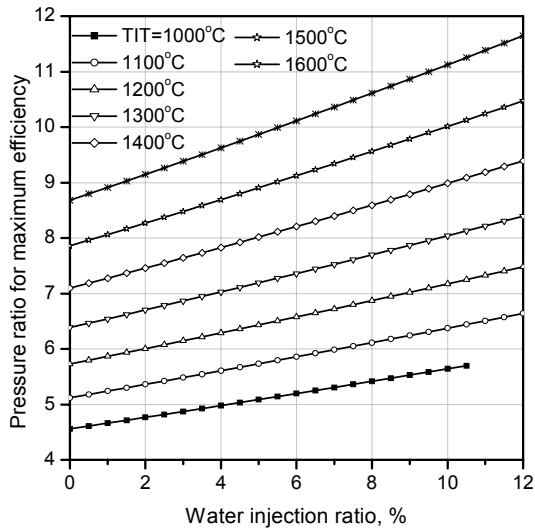


Fig. 12 Pressure ratio for maximum thermal efficiency as a function of water injection ratio for various TIT

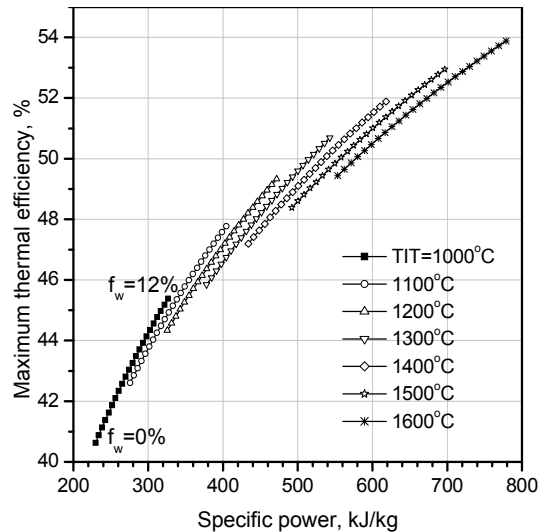


Fig. 14 Maximum thermal efficiency as a function of specific power for TIT's

최적 압력비 값은 터빈입구온도가 높아질수록 커지는데, TIT 값이 100℃ 올라갈 때마다 최적 압력비는 약 0.8 씩 높아진다.

Figure 13은 증기분사율과 TIT의 변화에 대해 압력비에 대한 최고 열효율의 영향을 보여준다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 최고 열효율은 물 분사율에 대하여 거의 선형적으로 증가하며 그 증가율은 TIT가 높아질수록 작아진다. 또 최고 열효율은 TIT가 높아질수록 높아지며 그 증가율은 감소한다. 주어진 조건에서 TIT가 100℃ 상승할 때마다 최고 열효율은 약 1.4%씩 상승한다.

Figure 14에서는 최고 열효율과 비동력과의 관계를 보여준다. 그림으로부터 최고 열효율과 비동력 모두 증기분사율이나 TIT가 상승할 때마다 단조 증가함을 알 수 있다. 비동력은 TIT가 10 0℃ 상승할 때마다 약 63 kJ/kg씩 증가한다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 재생 가스터빈 시스템의 성능을 해석하고, 이를 바탕으로 하여 압력비에 대한 최고의 열효율을 보이는 운전조건에 대하여 조사하였다. 본 연구에서 얻은 중요한 결과들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 열효율이 최고가 되는 최적 압력비는 증기분사율이 1%씩 높아질 때마다 TIT가 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600℃일 때 각각 0.11, 0.13, 0.15, 0.17, 0.19, 0.22, 0.25씩 증가한다.
- 2) 최적 압력비는 증기분사율이 0, 3, 6, 9, 12%일 때 주위온도가 10℃ 높아질 때마다 각각 0.18, 0.21, 0.24, 0.27, 0.30씩 떨어지고, TIT 값이 100℃ 올라갈 때마다 0.8씩 높아진다.
- 3) 최고 열효율은 증기분사율을 1% 올릴 때마다 약 0.4%씩 상승한다. 증기분사율이 0, 3, 6, 9, 12%일 때 주위온도가 10℃ 높아질 때마다 각각 0.18, 0.21, 0.24, 0.27, 0.30%씩 떨어진다.
- 4) 비동력은 증기분사가 없는 경우에 비하여 증기분사율 1%당 약 3.8%씩 증가한다.

- 5) TIT가 100℃ 상승할 때마다 최고 열효율은 약 1.4%씩 상승하고 비동력은 약 63 kJ/kg씩 증가한다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부의 에너지·자원기술개발사업에 의해 지원되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. Bartlett M, "Developing humidified gas turbine cycles," doctoral thesis, 2002
2. Dalili F, "Humidification in evaporative power cycles," doctoral thesis, 2003
3. Jonsson M. and Yan J., "Humidified gas turbines - a review of proposed and implemented cycles," Energy, Vol. 30, pp. 1013-1078, 2005
4. Poullickas A., "An overview of current and future sustainable gas turbine technologies," Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 9, 2005, pp.409-443
5. Yari M.; Sarabchi K. "Comparative investigation of various humidified gas turbine cycles," ASME TURBO EXPO, GT2004-543, 2004
6. Bhargava R. and Meher-Homji C. B., "Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging," ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, 2005, pp.145-158
7. Kim K. H. and Perez-Blanco H., "An assessment of high-fogging potential for enhanced compressor performance," ASME paper No. GT2006-90482, Barcelona, 2006
8. Khaliq A., Choudhary K., "Thermo-

- dynamic performance assessment of an indirect intercooled reheat regenerative gas turbine cycle with inlet air cooling and evaporative aftercooling of the compressor discharge, *Int. J. Energy Research*, Vol. 30, 2006, pp.1295-1312
9. Perez-Blanco H., Kim K. H., and Ream S., "Evaporatively-cooled compression using a high-pressure refrigerant, *Applied Energy*, Vol. 84, 2007, pp.1028-1043
  10. Kim K. H. and Perez-Blanco H., "Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression," *Applied Energy*, Vol. 84, 2007, pp.16-28
  11. Bassily A. M., "Effects of evaporative inlet and aftercooling on the recuperated gas turbine cycle," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 21, pp. 1875-1890, 2001
  12. Nishida K., Takaki T., and Kinoshita S., "Regenerative steam-injection gas-turbine systems," *Applied Energy*, Vol. 81, 2005, pp.231-246
  13. Cengel Y. A. and Boles M. A., "Thermodynamics. An engineering approach," 5th Ed., McGraw-Hill, 2006
  14. Cengel Y., "Heat and mass transfer. A practical approach," 3rd Ed., McGraw-Hill, 2006
  15. Wilson D. G. and Korakianitis T., "The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines," 2nd ed., Prentice Hall, Ch. 2, 1998