

# 압축기 출구 물분사가 있는 재생 가스터빈 시스템의 성능해석

김 경 훈, 김 세 응, 고 형 종<sup>†</sup>  
 금오공과대학교 기계공학부

## Performance Analysis of Regenerative Gas Turbine System with Afterfogging

Kyoung Hoon Kim, Se Woong Kim, Hyung-Jong Ko<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Yangho 1, Gumi, Gyeongbuk, 730-701, Korea

(Received April 27, 2009; revision received July 21, 2009)

**ABSTRACT:** A performance analysis of the regenerative gas turbine system with afterfogging is carried out. Because of the high temperature at the outlet of air compressor, afterfogging has a potential of improved recuperation of exhaust heat than inlet fogging. Thermodynamic analysis model of the gas turbine system is developed by using an ideal gas assumption. Using the model, the effects of pressure ratio, water injection ratio, and ambient temperature are investigated parametrically on thermal efficiency and specific power of the cycle. The dependency of pressure ratio giving peak thermal efficiency is also investigated. The results of numerical computation for the typical cases show that the regenerative gas turbine system with afterfogging can make a notable enhancement of thermal efficiency and specific power. In addition, the peak thermal efficiency is shown to decrease almost linearly with ambient temperature.

**Key words:** Afterfogging(압축기 출구 물분사), Water injection(물분사), Gas turbine(가스터빈), Regeneration(재생), Ideal gas(이상기체)

### 기 호 설 명

$c_p$	: 정압비열 [kJ/kg]	$s^0$	: 엔트로피함수 [kJ/kgK]
$f_w$	: 건공기 1kg 당 물분사율 [%]	$T$	: 온도 [K, °C]
$h$	: 건공기 1kg 당 엔탈피 [kJ/kg]	$TIT$	: 터빈 입구온도 [°C]
$h_f^0$	: 형성엔탈피 [kJ/kg]	$v$	: 건공기 1kg 당 체적 [m <sup>3</sup> /kg]
$P$	: 압력 [Pa]	$w_{net}$	: 건공기 1kg 당 출력 [kJ/kg]
$q_{in}$	: 시스템의 입력 일 [kJ/kg]	$w_{ac}$	: 건공기 1kg 당 공기압축기 일 [kJ/kg]
$r_p$	: 압력비 [-]	$w_{fc}$	: 건공기 1kg 당 연료압축기 일 [kJ/kg]
$R_m$	: 혼합기체의 기체상수 [kJ/kgK]	$w_t$	: 건공기 1kg 당 터빈 일 [kJ/kg]
$RH$	: 상대습도 [%]		

### 그리스 문자

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-54-478-7295; fax: +82-54-478-7319

E-mail address: kohj@kumoh.ac.kr

$\alpha$

: 질량분율 [kg/kg]

$\epsilon_r$

: 재생기의 유용도 [%]

$\epsilon_t$

: 재생기의 온도효율 [%]

- $\epsilon_{th}$  : 시스템의 열효율 [%]
- $\eta_c$  : 압축기의 폴리트로픽 효율 [%]
- $\eta_t$  : 터빈의 폴리트로픽 효율 [%]

상첨자

- c* : 재생기 저온 측
- h* : 재생기 고온 측
- i* : *i*-성분 기체
- m* : 혼합기체
- p* : 연소 반응물
- r* : 연소 생성물

하첨자

- I* : 주위 대기
- i* : *i*-성분 기체
- in* : 압축기, 터빈, 재생기의 입구
- m* : 혼합기체
- out* : 압축기, 터빈, 재생기의 출구
- ref* : 형성엔탈피에 대한 기준(온도)

1. 서 론

발전 시스템에서 발전효율과 비출력(Specific power)을 향상시키고 오염물질 배출량을 줄이며, 설치비나 운전비를 절감하기 위한 기술 개발은 매우 중요하다. 가스터빈 시스템은 상대적으로 발전효율이 높고 발전단가가 낮으며 단위 설비 증량당 생산동력의 비가 높고 오염 배출이 적기 때문에 이러한 요구조건들을 잘 만족한다. 이에 따라 1990년대 후반 이후에는, 천연가스를 연료로 하는 가스터빈 시스템이 전세계에서 새로이 건설되는 발전소의 절반 이상을 차지한다.<sup>(1~2)</sup>

물이나 증기를 분사하는 습식 가스터빈(Wet Gas Turbine) 시스템은 고효율 복합가스터빈 발전 시스템에 비해 상대적으로 낮은 비용으로 높은 발전효율과 큰 비출력을 얻을 수 있다. 여기에는 압축기 입구에 물을 분사하여 냉각하는 방식(Inlet fogging),<sup>(3~4)</sup> 압축기 내에 물을 분사하는 습식압축(Wet compression) 방식,<sup>(5~8)</sup> 배기가스의 열을 이용하여 물을 증기로 만들어 연소기에 분사하는 STIG(Steam Injection Gas Turbine) 방식 및 스프레이 타워를 이용하는 증발냉각(Evaporative Gas Turbine, EvGT 또는 Humid Air Turbine, HAT) 방식 등 다양한 방식들이 시도되고 있다.<sup>(9~12)</sup> 국내

에서는 마이크로터빈 개발과 관련하여 물분사를 통한 성능 향상 연구가 수행된 바 있다.<sup>(13)</sup>

압축기 입구 물분사 방식의 단점은 물분사량이 공기 질량의 1~2%로 제한되어 출력 향상에 한계가 있다는 것이다. 압축기 내 물분사 방식은 소요 동력을 크게 절감할 수는 있으나 이로 인해 압축기를 다시 설계해야 할 정도로 가스터빈 시스템에 여러 가지 문제가 생겨날 수 있기 때문에 이를 방지하기 위한 추가 대책을 마련해야 한다.

압축기 출구에서는 온도가 높기 때문에 출구 물분사 방식이 입구 물분사 방식에 비해 더 많은 양의 물을 분사할 수 있어 상대적으로 높은 증발효과를 기대할 수 있다. 압축기 출구 물분사 재생 가스터빈 시스템에 대해 Nishida et al.<sup>(10)</sup>은 압력비가 열효율에 미치는 영향을 특정한 물분사율과 외기온도에 대해서 조사한 바 있다. 본 연구에서는 열역학 모델을 통해 이 시스템의 성능에 대한 물분사율이나 외기온도 등 시스템의 중요한 변수들의 영향을 해석한다. 그리고 열효율이 최고가 되는 압력비와 주위온도 및 물분사율의 관계와 그때의 비출력에 대해서도 조사한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서 해석하고자 하는 시스템의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 대기로부터 공급되는 연소용 공기는 압축기(1→2)에서 가압된 후 혼합실(2→3)에서 물과 혼합되어 재생기(3→4, 6→7)로 들어간다. 배기가스와의 열교환에 의하여 가열된 습공기는 연료압축기(8→9)에서 가압된(기체) 연료와 함께 연소기(4+9→5)에 들어가 연소된 후 고온고압 상태로 터빈(5→6)으로 공급된다. 터빈에서 팽창하여 일을 생산하고 난 배기가스는 재생기를 거쳐 대기 중으로 방출된다.

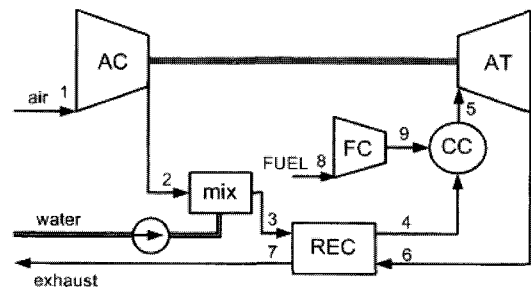


Fig. 1 Schematic diagram of the system.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 기체들은 이상기체이고 압축기 입구의 건공기 1몰은 O<sub>2</sub> 0.2095몰, N<sub>2</sub> 0.7902몰, CO<sub>2</sub> 0.0003몰로 구성된다.
- 2) 터빈 냉각은 없으며 시스템의 압력손실은 무시한다.
- 3) 연소는 단열 완전연소 과정이며 연료는 메탄(CH<sub>4</sub>)을 사용한다.
- 4) 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율은 일정하다.
- 5) 재생열교환기의 유용도(Effectiveness)는 일정하다.

본 연구에서 고려하는 가스터빈 사이클의 작업 유체는 O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O(g)와 CH<sub>4</sub> 등 모두 다섯 가지 기체와 액체 상태의 물이고 이들을 차례대로 첨자 1부터 6까지로 나타내기로 한다. 시스템의 해석에서 모든 상태량은 압축기 입구에서의 건공기 1kg을 기준으로 한다. 엔탈피  $h$ 와 엔트로피 함수  $s^0$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h(T, \alpha) = \sum_{i=1}^6 \alpha_i h^i(T) \quad (1)$$

$$s^0(T, \alpha) = \sum_{i=1}^6 \alpha_i \int_{T_0}^T \frac{c_p^i(T, \alpha_i)}{T} dT \quad (2)$$

여기에서 첨자  $i$ 는 위에서 언급한 여섯 가지 성분을 가리키며,  $\alpha_i$ ,  $h^i$ 와  $c_p^i$ 는 건공기 1kg당 각 성분의 질량분율, 엔탈피 및 정압비열이다.

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. 압축기의 성능은 식

$$dh = v dP / \eta_c \quad (3)$$

로 정의되는 폴리트로픽 효율  $\eta_c$ 를 사용하여 시스템 해석에 반영한다.<sup>(5)</sup> 압축기의 입구조건을 알고 있을 때 출구온도는 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>(8)</sup>

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

여기에서  $\alpha_m$ 와  $R_m$ 은 혼합기체의 질량분율과 기

체상수이다. 공기 압축기와 연료 압축기에서의 소요일  $w_{ac}$ 와  $w_{fc}$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$w_{ac} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

$$w_{fc} = h_9 - h_8 \quad (6)$$

터빈의 폴리트로픽 효율  $\eta_t$ 는 식

$$dh = \eta_t v dP \quad (7)$$

에 의하여 정의되며, 터빈의 입구조건을 알 때 터빈 출구온도는 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>(8)</sup>

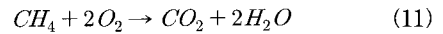
$$s_5^0 - s_6^0 = \eta_t \alpha_m R_m \ln(r_p) \quad (8)$$

터빈 생산일  $w_t$ 와 시스템의 비출력  $w_{net}$ 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$w_t = h_5 - h_6 \quad (9)$$

$$w_{net} = w_t - (w_{ac} + w_{fc}) \quad (10)$$

연소실에서 메탄의 연소는 완전연소 반응식



에 의하여 진행된다. 단열 완전연소 과정을 가정하고 형성엔탈피를 고려하면 연소기 출구에서의 온도가 원하는 터빈 입구온도(TIT)와 같아지도록 하는 연료소비량은 다음 식에 의해 구해진다.<sup>(14)</sup>

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^5 \alpha_i^r [h^i(T_i^r) - h^i(T_{ref}) + h_{f,i}^0] \\ = \sum_{i=1}^5 \alpha_i^p [h^i(T_i^p) - h^i(T_{ref}) + h_{f,i}^0] \end{aligned} \quad (12)$$

여기서  $h_{f,i}^0$ 는 앞에서 언급한 다섯 기체 성분의 형성엔탈피이며 기준온도  $T_{ref}$ 는 298.15K이다. 연료에 의해 시스템에 공급한 열  $q_{in}$ 과 시스템의 열효율  $\epsilon_{th}$ 은 다음과 같다.

$$q_{in} = h_5 - h_4 - h_9 \quad (13)$$

$$\epsilon_{th} = w_{net} / q_{in} \quad (14)$$

혼합기에서는 압축기 출구의 습공기에 건공기 1kg 당  $f_w$ kg의 물이 분사되어 혼합되며, 이곳에서의 에너지 균형식은 다음과 같다.

$$h_2 + h_w = h_3 \quad (15)$$

여기에서  $h_w$ 는 분사되는 물의 엔탈피이다. 물분사량  $f_w$ 가 큰 경우에는 수증기의 분압이 포화압력에 도달하여 증발되지 않은 액적이 혼합기체와 함께 재생기로 유입될 수 있다.

재생기에서의 에너지 균형은 다음과 같다.

$$h_4 - h_3 = h_6 - h_7 \quad (16)$$

재생기의 유용도  $\epsilon_r$ 은 열교환 면적이 무한히 커질 때의 최대 열전달에 대한 열교환량의 비로서 다음과 같이 정의된다.<sup>(15)</sup>

$$\epsilon_r = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{q}{\min \left\{ h(T_{in}^h, \alpha^h) - h(T_{in}^c, \alpha^h), h(T_{in}^h, \alpha^c) - h(T_{in}^c, \alpha^c) \right\}} \quad (17)$$

그런데 재생 가스터빈 시스템을 해석할 때 열교환기 유용도 대신에

$$\epsilon_t = (T_{in}^h - T_{out}^h) / (T_{in}^h - T_{in}^c) \quad (18)$$

로 정의되는 온도효율  $\epsilon_t$ 가 일정한 것으로 하여 해석하는 경우가 많다.<sup>(8~11)</sup> 그러나 물분사량이 많아

Table 1 Calculation conditions for the system

Symbol	Parameter	Value
$T_1$	ambient temperature	0 ~ 50°C
$P_1$	ambient pressure	101.3kPa
$RH_1$	relative humidity	60%
TIT	turbine inlet temperature	1200°C
$\eta_c$	polytropic efficiency of compressors	80%
$\eta_t$	polytropic efficiency of turbine	80%
$\epsilon_r$	effectiveness of regenerator	83%
	fuel	$CH_4$

지는 경우, 특히 열교환기로 액적이 유입되는 경우에 온도효율은 유용도와 오차가 커지기 때문에 본 연구에서는 유용도가 일정한 값을 갖는 것으로 하여 해석한다.

### 3. 결과 및 토의

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 변수 값들은 Table 1에 정리되어 있다. 제시된 것처럼 터빈 입구온도를 1200°C로 고정한 것을 비롯하여, 주위 온도( $T_1$ )를 제외한 모든 조건은 일정하다고 가정한다.

Table 2 Representative properties of the system at each position

position	O <sub>2</sub> (%)	N <sub>2</sub> (%)	CO <sub>2</sub> (%)	CH <sub>4</sub> (%)	H <sub>2</sub> O(g) (%)	H <sub>2</sub> O(l) (%)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	23.23	76.72	0.05	0.00	1.64	0.00	15.00	101.33	294.07	6.87
2	23.23	76.72	0.05	0.00	1.64	0.00	265.61	607.95	559.89	7.01
3	23.23	76.72	0.05	0.00	8.64	1.00	91.36	607.95	404.55	7.34
4	23.23	76.72	0.05	0.00	9.64	0.00	675.53	607.95	1171.68	8.60
5	16.77	76.72	4.49	0.00	13.28	0.00	1200.00	607.95	2001.45	9.49
6	16.77	76.72	4.49	0.00	13.28	0.00	790.54	101.33	1385.68	9.61
7	16.77	76.72	4.49	0.00	13.28	0.00	229.89	101.33	618.55	8.59
8	0.00	0.00	0.00	1.62	0.00	0.00	15.00	101.33	7.98	0.19
9	0.00	0.00	0.00	1.62	0.00	0.00	188.28	607.95	14.97	0.19

( $T_1 = 15^\circ\text{C}$ ,  $RH_1 = 60\%$ ,  $\eta_c = \eta_t = 0.80$ ,  $\epsilon_r = 0.83$ ,  $TIT = 1200^\circ\text{C}$ ,  $r_p = 6$ ,  $f_w = 8\%$ )

제 2장에서 설명한 해석방법에 따라서 구성된 연립방정식을 풀면 시스템의 위치별로 상태량들을 구할 수 있다. Table 2는 특정 운전 조건에서 시스템의 대표적인 상태량들에 대한 계산 결과를 정리한 것이다. O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>와 CH<sub>4</sub>의 질량분율은 연소기 전후에서만 변한다. 수증기의 질량분율은  $RH_1 = 60\%$ 에 해당하는 1.64%에서 출발하여 혼합기에서 물분사( $f_w = 8\%$ )에 의해 7% 증가하고, 미처 증발하지 못한 채 유입된 나머지 수분이 증발되는 재생기에서 1% 증가한 후 연료의 연소로 인해 3.64% 증가한다. 압축기에서 온도의 상승과 터빈에서 온도의 강하, 물분사에 의한 냉각, 재생기에서 고온 측과 저온 측의 온도 변화가 확인되며, 설정한 TIT를 얻는 데 필요한 연료소비율도 알 수 있다. 시스템의 압력손실을 무시하였기 때문에 고압 측과 저압 측의 압력비가 6으로 유지된다.

압축기 출구에서 많은 양의 물을 분사하면 물이 공기와 같이 흘러가지 않고 응축하여 관로 벽이나 재생기 등에서 흘러내리거나 부식을 일으킬 수 있기 때문에 실제 운전에 있어서는 응축이 일어나지 않는 범위 내에서 물을 분사하는 것이 보통이다. 그러나 엔지니어가 어떤 운전 조건에서 응축이 일어날 수 있는지를 파악하는 것도 필요할 수 있기 때문에 본 연구에서는 응축이 일어날 수 있는 물분사율( $f_w = 8\%$ )까지 해석하였다.

주위 온도 및 상대습도가 15 °C 및 60%로 고정된 상태에서 압력비( $r_p$ )와 물분사율( $f_w$ )에 따른 시스템의 열효율 및 비출력의 변화를 각각 Fig. 2와 Fig. 3에 보인다. Fig. 2의 열효율 변화를 보면 압력비가 높은 영역에서는 분사하는 물의 양이 많을수록 열효율이 높다. 이것은, 물을 압축기 출구에서 분사하기 때문에 압축기 일이 일정한 상태에서 물분사량이 늘어날수록 재생기 입구온도가 낮아져 재생기에서 열교환이 증진되기 때문이다. 물분사량의 증가에 따라 연료소비량이 증가하여 에너지 입력이 증가하는 효과도 있지만, 터빈으로 유입되는 질량유량도 많아져서 터빈일이 증가하게 되어 결국 열효율이 높아지는 것이다. 그러나 압력비가 낮은 영역에서 물분사율이 지나치게 커지면 물과 공기가 혼합되는 재생기 입구에서 액체 상태로 남아있는 물의 비율이 높아져 재생기로 들어가는 저온 측의 열용량이 고온 측(배기가스)의 열용량보다 더 커지는 경우가 발생한다. 이런 경우에는 저온 측의 온도변화가 고온 측의 온도변화보다 작아지게 되고, 압력비에 따른 열효율의 변화가 다른 경향을 보인다.  $f_w = 8\%$ 인 경우 압력비 5 근처에 보이는 곡률의 변화는 재생기에서 액체 상태 물로 인해 저온 측과 고온 측의 열용량의 크기가 역전되기 때문이다. 예를 들면 고온 측과 저온 측 온도차가  $r_p = 6$ 에서는 각각 561 °C와 584 °C로 고온 측의 온도차가 작았으나

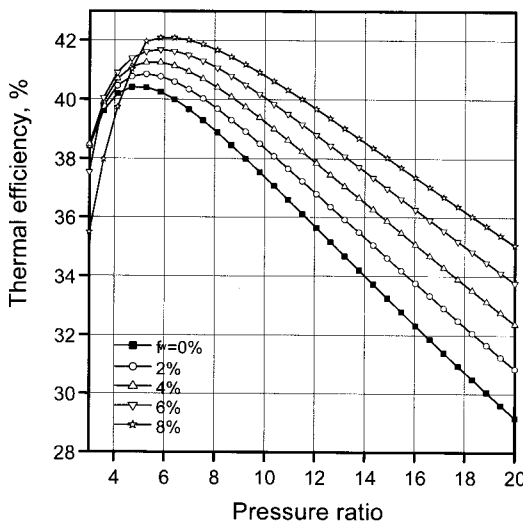


Fig. 2 Thermal efficiency as a function of pressure ratio for various water injection ratios.

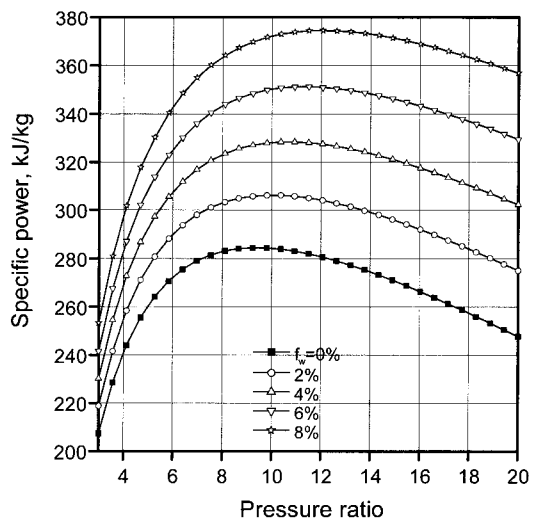


Fig. 3 Specific power as a function of pressure ratio for various water injection ratios.

(열용량이 큼)  $r_p = 3$ 에서는 각각 713 °C와 683 °C로 역전된다.

Fig. 3에서는 압력비와 물분사율의 변화에 따른 건공기 단위질량당 비출력( $w_{net}$ )의 변화를 보여준다. 비출력은 물분사율과 무관하게 압력비의 증가와 더불어 증가하다가 최고값을 나타낸 후 감소하는 경향을 보인다. Fig. 2의 열효율 그래프와 비교할 때 비출력 곡선의 기울기가 완만한 것은 열효율의 경우 압력비가 증가할 때 연료소비도 함께 증가하기 때문이다. 한편 비출력은 물분사율을 높일수록 증가하는데, 이는 전술한 바와 같이 물분사로 인한 터빈에서의 유량 증가가 가장 큰 원인이라 할 수 있다. 예를 들어  $f_w = 8\%$ 인 경우에 비출력의 최고값은 물분사가 없는 경우( $f_w = 0\%$ )에 비하여 약 30% 증가한다.

Fig. 2에서 살펴본 바와 같이 물분사율( $f_w$ )과 주위 온도( $T_1$ ) 및 상대습도( $RH_1$ )가 정해지면, 가스터빈 시스템의 열효율이 최고가 되는 압력비가 존재한다. 본 연구에서는  $T_1$ 과  $RH_1$ 을 바꾸어 가면서 열효율이 최고가 되는 압력비가 어떻게 달라지는지 조사하였으며,  $RH_1$ 에 따른 변화가  $T_1$ 에 따른 변화에 비해 매우 작음을 알 수 있었다. 따라서 여기에서는  $RH_1 = 60\%$ 인 경우에 대하여 열효율이 최고가 되는 압력비에서의 시스템 특성을 알아보

도록 한다. 이 결과들은 Fig. 4~Fig. 7과 같이 정리할 수 있으며, 차례대로 열효율이 최고가 되는 압력비, 그때의 열효율 값 및 비출력, 끝으로 비출력-열효율 특성을 나타낸다.

Fig. 4는  $T_1$ 에 따라서 열효율이 최고가 되는 압력비가 어떻게 변하는지를  $f_w$ 를 파라미터로 하여 나타낸 것이다. 이 압력비 값은  $T_1$ 이 낮을수록, 또  $f_w$ 가 클수록 높아진다. 같은  $T_1$ 에 대하여  $f_w$  값이 2% 올라갈 때마다 열효율이 최고가 되는 압력비는 대략 0.25씩 높아진다.

Fig. 5는 최고 열효율의 변화를 나타낸다. 그림에서 보는 것처럼 최고 열효율은 주위 온도  $T_1$ 에 대하여 거의 선형적으로 감소한다. 이 경향은 재생 브레이튼 사이클에 대한 상온공기표준 해석의 결과와 부합된다.<sup>(14)</sup>  $f_w = 0\%$ 인 경우에 열효율의 감소율은 대략 0.1%/°C인데 이 값은 재생 브레이튼 사이클에서  $r_p = 5$ 인 경우의 열효율 감소율 0.108%/°C와 유사하다( $f_w = 0$ 인 경우에 열효율이 최고가 되는 압력비는 Fig. 4에서 보는 것처럼 온도에 따라 4.4와 5.3 사이의 값을 갖는다). 한편  $f_w$ 에 따른 변화를 보면 압축기 출구 물분사의 이점을 알 수 있는데,  $f_w$ 를 2% 올릴 때마다 최고 열효율이 약 0.4% 올라간다.

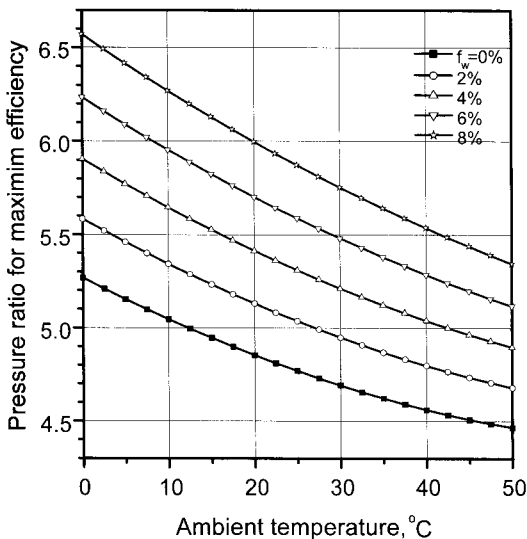


Fig. 4 Pressure ratio for maximum thermal efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

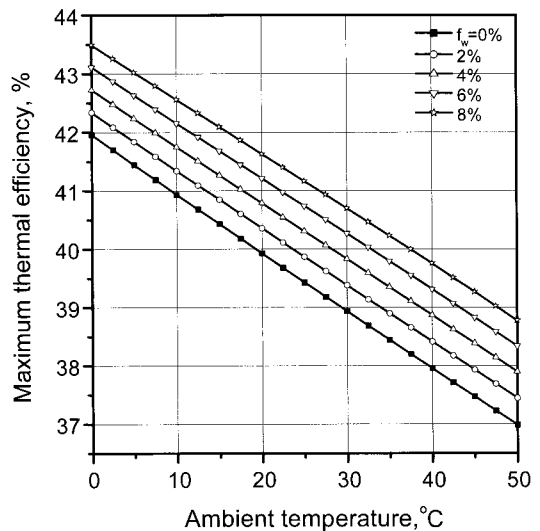


Fig. 5 Maximum thermal efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

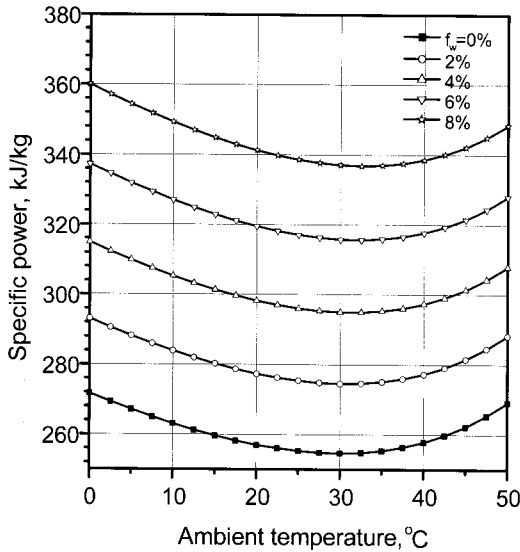


Fig. 6 Specific power for maximum thermal efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

Fig. 6은 시스템의 열효율이 최고가 되는 압력 비에서  $T_1$ 과  $f_w$ 에 따른 비출력의 변화를 보여준다. 일정한  $f_w$ 에 대하여 비출력은  $T_1 = 30^\circ\text{C}$  근방에서 극소점을 갖는 아래로 볼록한 곡선으로 나타난다.  $f_w$ 이 증가하면 비출력도 증가하는데,  $T_1$ 에 따라 차이는 있으나 8%의 물분사를 해주면 비출력이 약 30% 증가한다.

Fig. 7은 최고 열효율 조건에서 가스터빈 시스템의 특성을 보여주는 비출력-열효율 곡선이다. 각 표시점 사이의 온도 간격은  $2^\circ\text{C}$ 이며, 같은 온도 조건에서 물분사량이 많아지면 특성곡선이 오른쪽으로 또 위쪽으로 이동한다. 이것은 압축기 출구 물분사가 높은 비출력과 높은 열효율 조건으로 가스터빈 시스템을 운전하는 데 유용함을 보여주는 것이다.

지금까지 전형적인 터빈 입구온도와 터빈 효율에 대해 시스템의 성능을 해석하였다. Fig. 8에서는 TIT와  $\eta_t$ 가 달라질 때 시스템의 열효율에 미치는 영향을 보여준다. TIT가 낮아지면 열효율이 최고가 되는 압력비가 낮아지며, 열효율도 감소하는데 그 차이는 압력비가 높을수록 커진다. 터빈 효율이 높아지면 열효율도 증가한다. 물을 분사해 주면 TIT나  $\eta_t$ 에 무관하게 열효율이 증가한다. 참고로 국내에서 개발이 진행 중인 마이크

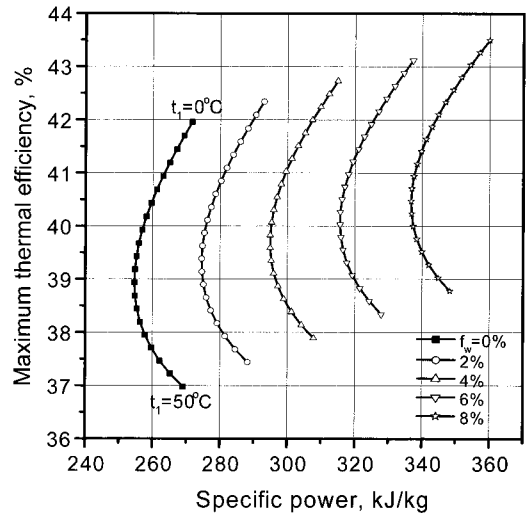


Fig. 7 Maximum thermal efficiency as a function of specific power for various water injection ratios.

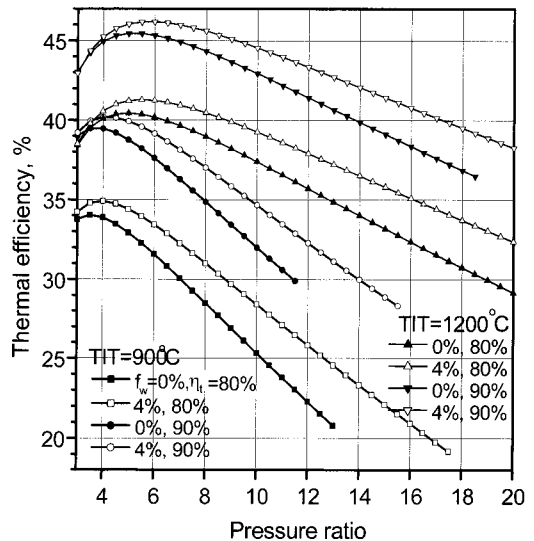


Fig. 8 Effects of TIT and turbine efficiency on thermal efficiency.

로터빈의 경우 상대적으로 낮은  $1000^\circ\text{C}$  이하의 TIT에서 운전된다.<sup>(13)</sup>

#### 4. 결 론

본 연구에서는 압축기 출구에 물을 분사하는 재생 가스터빈 시스템의 성능을 해석하고, 열효율

이 최고가 되는 압력비에 대하여 조사하였다.

본 연구에서 얻은 주요 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 물분사율이 증가하면 열효율도 증가하지만 압력비가 낮고 물분사율이 높은 영역에서는 오히려 감소할 수 있다.
- 2) 비출력은 압력비에 대하여 최고점을 가지며, 물분사율에 따라 증가한다.
- 3) 열효율이 최고가 되는 압력비는 주위 온도가 낮을수록, 또 물분사율이 증가할수록 높아진다. 이 압력비에서의 최고 열효율 값은 주위 온도가 상승함에 따라 거의 선형적으로 감소하고, 물분사율에 따라 증가한다.
- 4) 시스템의 열효율이 최고가 되는 압력비 조건에서 비출력은 주위 온도에 대하여 최저점을 가지며, 물분사율에 따라서는 증가한다.

### 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. Jonsson M., Yan J., 2005, Humidified gas turbines—a review of proposed and implemented cycles, *Energy*, Vol. 30, pp. 1013-1078.
2. Poullikkas A., 2005, An overview of current and future sustainable gas turbine technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, pp. 409-443.
3. Chaker M., Meher-Homji C. B. and Mee III T., 2004, Inlet fogging of gas turbine engines—Part I: Fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations, *ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 126, pp. 545-558.
4. Bhargava R., Meher-Homji C. B., 2005, Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging, *ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 127, pp. 145-158.

5. White A. J., Meacock A. J., 2004, An evaluation of the effects of water injection on compressor performance, *ASME J. of Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 126, pp. 748-754.
6. Kim K. H., Perez-Blanco H., 2006, An assessment of high-fogging potential for enhanced compressor performance, *ASME paper No. GT2006-90482*, Barcelona.
7. Perez-Blanco H., Kim K. H. and Ream S., 2007, Evaporatively-cooled compression using a high-pressure refrigerant, *Applied Energy*, Vol. 84, pp. 1028-1043.
8. Kim K. H., Perez-Blanco H., 2007, Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression, *Applied Energy*, Vol. 84, pp. 16-28.
9. Bassily A. M., 2001, Effects of evaporative inlet and aftercooling on the recuperated gas turbine cycle, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 21, pp. 1875-1890.
10. Nishida K., Takagi T. and Kinoshita S., 2005, Regenerative steam-injection gas-turbine systems, *Applied Energy*, Vol. 81, pp. 231-246.
11. Khaliq A., Choudhary K., 2006, Thermodynamic performance assessment of an indirect inter-cooled reheat regenerative gas turbine cycle with inlet air cooling and evaporative after-cooling of the compressor discharge, *Int. J. Energy Research*, Vol. 30, pp. 1295-1312.
12. Chiang H. W. D., Wang P. Y. and Tsai B. J., 2007, Gas turbine power augmentation by overspray inlet fogging, *J. Energy Eng.*, Vol. 133, pp. 224-235.
13. Jeon M. S., Lee J. J. and Kim T. S., 2009, Analysis of performance enhancement of a microturbine by water injection, *J. Fluid Machinery*, Vol. 12, No. 2, pp. 46-51.
14. Cengel Y. A., Boles M. A., 2006, *Thermodynamics. An engineering approach*, 5th Ed., McGraw-Hill.
15. Cengel Y., 2006, *Heat and mass transfer. A practical approach*, 3rd Ed., McGraw-Hill.