

압축기 출구 물분사가 있는 재생 가스터빈 시스템의 엑서지 해석 Exergy Analysis of Regenerative Gas Turbine Systems with Afterfogging

김경훈¹, 고흥중¹, 김세웅^{2*}
 Kyoung-Hoon Kim¹, Hyung-Jong Ko¹, Se-Woong Kim^{2*}

<Abstract>

An exergy analysis is carried out for the regenerative gas turbine cycle which has a potential of enhanced thermal efficiency and specific power owing to the more possible water injection than that of inlet fogging under the ambient conditions. Using the analysis model in the view of the second law of thermodynamics, the effects of pressure ratio, water injection ratio and ambient temperature are investigated on the performance of the system such as exergetic efficiency, heat recovery ratio of recuperator, exergy destruction or loss ratios, and on the optimal conditions for maximum exergy efficiency. The results of computation for the typical cases show that the regenerative gas turbine system with afterfogging can make a notable enhancement of exergy efficiency.

Keywords : Afterfogging, Water injection, Gas turbine, Regeneration, Exergy

1. 서론

기호 설명

c_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 e : 비엑서지 [kJ/kg]
 \dot{E} : 엑서지율 [W]
 f_w : 건공기 1 kg 당 물분사율 [%]
 h : 건공기 1 kg 당 엔탈피 [kJ/kg]
 M : 분자량 [kg/kmol]
 P : 압력 [Pa]
 q : 재생기에서의 열전달 [kJ/kg]
 R : 기체상수 [kJ/kgK]
 R_p : 압력비 [-]
 R_u : 일반기체상수 [=8.314kJ/kmolK]

RH : 상대습도 [%]
 s^0 : 엔트로피 함수 [kJ/kgK]
 s : 엔트로피 [kJ/kgK]
 T : 온도 [K, °C]
 TIT : 터빈 입구온도 [°C]
 v : 건공기 1 kg 당 비체적 [m³/kg]
 x : 기체성분의 물분율 [%]
 y : 엑서지 파괴율, 손실률 [%]

그리스 문자

α : 건공기 1 kg 당 혼합물 질량 [kg/kg]
 γ : 건공기 1 kg 당 혼합물 몰 [kmol/kg]
 ϵ_r : 재생기의 유용도 [%]

¹정회원, 금오공과대학교, 기계공학부 교수, 工博
²교신저자, 정회원, 금오공과대학교, 기계공학부
 교수, 工博 E-mail : ksw@kumoh.ac.kr

¹Professor, School of Mechanical Engineering, KIT, Ph.D.
²Corresponding Author, Professor, School of Mechanical
 Engineering, KIT, Ph.D.

- η_c : 압축기의 폴리트로픽 효율 [%]
- η_e : 시스템의 엑서지 효율 [%]
- η_t : 터빈의 폴리트로픽 효율 [%]

상첨자

- p : 연소 반응물
- r : 연소 생성물

하첨자

- 0 : 사장상태(dead state)
- c : 압축기(compressor)
- cc : 연소실(combustion chamber)
- e : 배기가스(exhaust)
- m : 혼합실(mixer)
- r : 재생기(recuperator)
- t : 터빈(turbine)

1. 서 론

IEA(International Energy Agency)의 전망에 따르면 세계의 에너지 수요는 2030년까지 매년 1.7%씩 증가하는데, 이러한 추세는 2030년이면 2000년의 2/3만큼 증가한다는 것을 의미한다. 또한 세계의 전기 수요는 매년 2.4%씩 증가하고 있는데, 신설되는 발전소 중 가장 많은 시스템이 천연가스를 이용하는 가스터빈 시스템이다.⁽¹⁾

랭킨사이클과의 복합 가스터빈 시스템은 효율은 좋으나 스팀터빈 등 경비가 많이 들기 때문에 효율과 출력이 좋으면서도 설치 및 운전 경비가 복합시스템에 비해 저렴한 습식 가스터빈 시스템(humid gas turbine system)이 주목받고 있다.

이러한 시스템은 열효율과 출력의 장점 외에 NOx를 획기적으로 감소시키는 등 환경면에서도 큰 장점이 있어 세계적으로 주목받고 있으며 가스터빈을 다양한 시스템에 접목하는 시도와 연구가 진행되고 있다.⁽²⁾

습식 가스터빈 시스템은 물분사를 이용하여

압축기에 들어가는 공기를 포화시키는 입구 냉각(inlet fogging), 압축기 내에 물을 분사하는 연속냉각(wet compression) 또는 압축기 출구에 물을 분사하는 출구냉각(afterfogging), 배기가스를 이용해 증기를 만들어 연소기에 분사하는 STIG (Steam Injection Gas turbine) 방식을 비롯하여 스프레이 타워를 이용해서 공기를 가습시키는 증발 냉각 (Evaporative Gas Turbine, EvGT 또는 Humid Air Turbine, HAT) 방식 등 물분사나 증기분사를 이용한 다양한 시스템들이 연구되고 있다.⁽³⁻⁹⁾

효율적이고 유용하게 연료를 사용하기 위해서는 사용되는 에너지에 대한 양뿐만 아니라 질도 고려해야 한다. 과정 중 에너지 질의 변화, 엔트로피의 생성 그리고 엑서지의 파괴나 손실 등 열역학 제2법칙에 의한 해석을 통해 사장상태(dead state)에 대해 최대로 끌어낼 수 있는 잠재일을 평가하고 시스템의 개선 방향을 모색하는 엑서지 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁰⁻¹⁴⁾

습식 가스터빈 시스템 중 가장 많이 사용되고 있는 물분사에 의한 입구냉각 방식은 물분사량이 공기 질량의 1~2%로 제한되어 출력 향상에 한계가 있고, 연속냉각 방식은 소요 동력을 크게 절감할 수는 있으나 이로 인해 압축기를 다시 설계해야 할 정도로 가스터빈 시스템에 여러 가지 문제가 발생할 수 있기 때문에 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 증기분사 방식에 비해 설치비가 저렴한, 압축기 출구에서 물을 분사(afterfogging)하는 재생 가스터빈 시스템에 대한 성능을 열역학 제2법칙 관점에서 해석하고 최고 엑서지 효율이 얻어지는 운전조건에 대한 연구를 수행하고자 한다. 이를 통하여 주위 온도나 물분사율의 변화 등이 엑서지 효율이나 재생기의 엑서지 회수율, 각 구성요소의 엑서지 파괴율이나 손실률 등에 미치는 영향을 파악하고자 한다. 본 연구의 목적은 현재 국내외에서 운용 중인 가스터빈 시스템을 그대로 모사하여 평가하고자 하는 것이 아니라 시스템의 성능을 향상시킬 수 있는 가능성을 제2법칙 관점에서 모색하는 데 있다.

2. 시스템 해석

2.1 시스템 정의

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 압축기 출구에서 물분사가 있는 재생 가스터빈 시스템을 대상으로 해석한다. 대기공기가 압축기에서 1에서 2로 압축된 후 혼합실에서 물과 혼합되어 3의 상태로 재생기에 들어가 4의 상태로 가열되어 나온다. 4의 습공기는 9의 압축 연료와 함께 연소기에 들어가 5의 상태로 나오고 터빈에서 6의 상태로 팽창한 후 재생기를 거쳐 7의 상태로 배기된다.

본 연구에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 기체들은 이상기체이고 압축기 입구의 건공기 1몰은 O₂ 0.2095몰, N₂ 0.7902몰, CO₂ 0.0003몰로 구성되어 있다.
- 2) 연소는 단일 완전연소 과정이다.
- 3) 연료는 메탄(CH₄)을 사용한다.
- 4) 압축기와 터빈에서 폴리트로픽 효율은 각각 일정하다.

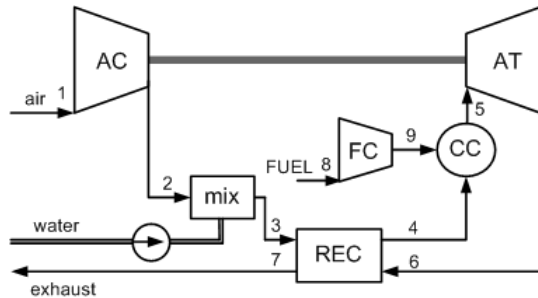


Fig. 1. Schematic diagram of the system.

2.2 사이클 해석

본 연구에서 기체들은 이상기체의 혼합물로 생각하지만 온도가 고온으로 올라가면 기체의 물성치가 많이 변하므로 온도 변화의 효과를 고려해야 한다. i 성분 기체의 정압비열은 다음과 같은 식을 이용한다.⁽¹⁵⁾

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

여기에서 M_i 는 i 성분 기체의 분자량이고 $c_{i,j}$ 는 상수이며 T 는 절대온도이다. 엔탈피와 엔트로피 함수는 식(1)을 이용하여 나타낼 수 있다.

$$h_i(T) = M_i^{-1} \sum_{j=0}^3 \frac{c_{i,j}}{j+1} T^{j+1} \quad (2)$$

$$s_i^0 = \left[c_{i,0} \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) + \sum_{j=1}^3 \frac{c_{i,j}}{j} (T^j - T_{ref}^j) + \bar{s}_i^0 \right] / M_i \quad (3)$$

여기에서 T_{ref} 는 기준온도로서 298.15K이며 \bar{s}_i^0 는 기준온도에서 단위몰당 i 성분 기체의 절대엔트로피(absolute entropy)이다. 압축기 입구에서 건공기는 산소, 질소 및 이산화탄소로 구성되어 있고 대기공기는 건공기와 수증기로 구성된다고 가정한다. 본 연구에서는 압축기 입구에서 건공기 1 kg을 기준으로 모든 양을 계산한다. i 성분 기체의 질량이 α_i 라 하면 i 성분 기체의 몰은 $\gamma_i = \alpha_i / M_i$ 로 표시되며 혼합기체의 물리량들은 각 성분 물성치들의 합으로 나타낼 수 있다.

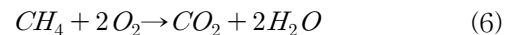
공기는 온도, 압력 및 상대습도가 T_1, P_1 및 RH_1 의 조건으로 압축기에 들어간다. 압축기의 압력비를 R_p 라 하면 압축기 출구의 압력은 $R_p P_1$ 이다. 압축기와 터빈에서 폴리트로픽 효율을 각각 η_c 와 η_t 라 하면 출구 조건은 다음과 같은 식을 이용하여 구할 수 있다.⁽⁶⁾

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = \alpha_{tot} R_m \ln(R_p) / \eta_c \quad \text{compressors} \quad (4)$$

$$s_{out}^0 - s_{in}^0 = -\eta_t \alpha_{tot} R_m \ln(R_p) \quad \text{turbine} \quad (5)$$

여기에서 α_{tot} 은 기체의 총 질량이며 R_m 은 혼합기체의 기체상수이다.

연소실에서 메탄의 연소식은 다음과 같다.



단일 완전 연소과정을 가정하고 형성엔탈피

(enthalpy of formation)를 고려하면 연소기 출구에서의 온도가 원하는 터빈 입구온도(TIT)와 같아지도록 하는 연료소비량은 각 성분의 형성엔탈피를 이용하여 구할 수 있다.

$$\sum_i \alpha_i^r \{h_i(T_i^r) - h_i(T_{ref}) + h_{f,i}^0\} = \sum_i \alpha_i^p \{h_i(T_i^p) - h_i(T_{ref}) + h_{f,i}^0\} \quad (7)$$

여기서 $h_{f,i}^0$ 는 i 성분 기체의 형성엔탈피이다.

압축기의 출구에 물을 분사하는 경우, 압축기의 출구 온도가 높기 때문에 공기가 포화되는 물의 양이 많아서 압축기 입구에 물을 분사할 때보다 훨씬 많은 양의 물을 분사할 수 있다. 압축기 출구 2에서 고온의 공기에 분사된 물은 분사된 물의 양이 적으면 분사된 물 전체가 증발되어 재생기에 들어가지만, 분사량이 늘어남에 따라 혼합된 후 액체 물이 남은 상태로 재생기에 들어갈 수 있다. 이러한 경우 열교환기 내에서의 열전달은 이상 유동에 따라 일어나게 된다. 상변화가 일어나는 열교환기에서는 일반적으로 간편하게 사용하는 온도효율은 잘못된 설계결과를 초래할 수 있으므로 주의해야 한다. 일반적인 열교환기의 유용도(effectiveness)는 고온과 저온유체의 입구온도가 주어졌을 때 열교환 면적을 무한히 크게 했을 때의 최대 열전달에 대한 실제 열전달의 비로 정의되며, 최대 열전달은 고온과 저온의 유체가 각각 상대의 입구온도에 도달할 때의 열전달 중 작은 양을 사용한다.⁽¹⁶⁾

$$\epsilon_r = q/q_{\max} \quad (8)$$

2.3 엑서지 해석

시스템의 엑서지 해석에 필요한 사장상태(dead state)를 하첨자 '0'을 이용하여 나타내기로 하자. 본 연구에서는 주위 공기가 들어오는 압축기 입구, 즉 Fig. 1에서 '1'의 상태를 사장상태로 잡았다. 운동 엑서지와 위치 엑서지를 무시하면 가스터빈 시스템에서의 엑서지율은 물

리 엑서지율과 화학 엑서지율의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] + \dot{m}(\bar{e}^{CH}/M) \quad (9)$$

여기서 M 은 기체의 분자량이고 \bar{e}^{CH} 는 단위 몰당 화학 엑서지로서 다음과 같이 표준 화학 엑서지와 조성비의 항으로 계산할 수 있다.⁽¹⁷⁾

$$\bar{e}^{CH} = \sum_i x_i \bar{e}_i^{CH} + R_u \sum_i x_i \ln x_i \quad (10)$$

Table 1. Calculation conditions for gas turbine system

Symbol	Parameter	Value
T_0, T_1	주위 온도	0 ~ 50°C
P_0, P_1	주위 압력	101.325 kPa
RH_1	주위 상대습도	60%
TIT	터빈 입구온도	1200°C
η_c	압축기 폴리트로픽 효율	80%
η_t	터빈의 폴리트로픽 효율	80%
ϵ_r	재생열교환기의 유용도	83%
	연료	CH_4

이 식에서 x_i 는 혼합기체 중 i 성분의 몰분율이며, 표준 화학 엑서지 \bar{e}^{CH} 의 값은 kJ/kmol 단위로 $N_2(g)$: 720, $O_2(g)$: 3,920, $CO_2(g)$: 19,870, $H_2O(g)$: 9,500, $H_2O(l)$: 900을 사용한다.⁽¹⁷⁾

3. 결과 및 토의

3.1 압력비에 따른 엑서지 효율

본 연구에서 사용한 시스템의 주요 파라미터 값들은 Table 1에 정리되어 있다. Table 1에 제시한 것처럼 터빈 입구온도(TIT)는 1200°C로 일정하고, 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율과 재생기의 유용도도 일정하게 주어져 있다고 가정한다. 압력비가 6일 때 사이클의 $T-s$ 선도는 Fig. 2와 같다.

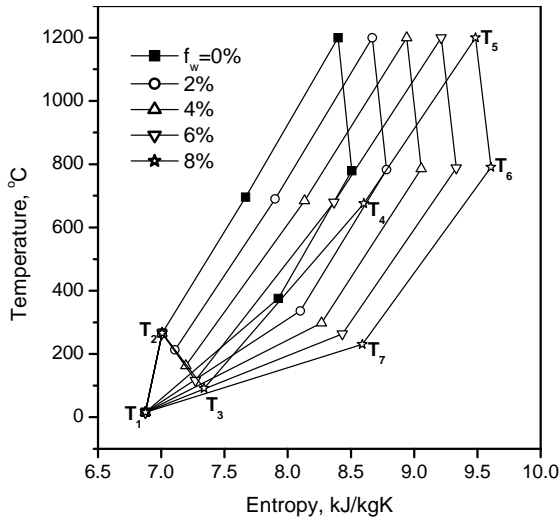


Fig. 2. Temperature-entropy diagram for various water injection ratios.

압축기 입구 1에서의 온도 T_1 의 대기공기는 압축기 출구 2에서 압축에 의해 온도가 T_2 로 상승하고 엔트로피도 비가역과정에 의해 증가한다. 압축기 출구의 공기는 혼합실에서 물분사에 의해 혼합되면서 액적의 증발에 의해 온도는 떨어지고 습도는 상승한다. 이때 분사되는 물의 양에 따라 그 양이 적으면 물은 모두 수증기로 증발되지만 그 양이 너무 많으면 포화공기 상태로 되면서 증발하지 못한 액체 물이 재생기로 들어가게 된다. 따라서 물분사율이 증가할수록 재생기 입구 3에서 온도 T_3 는 떨어지고, 엔트로피 s_3 는 혼합과정에서 비가역성이 늘어나기 때문에 증가한다.

터빈 입구온도 $T_5(=TIT)$ 를 1200°C 로 일정하게 유지하기 때문에 같은 압력비와 같은 터빈 효율 하에서는 터빈 출구온도 T_6 는 거의 일정하게 유지된다. 이에 따라서 재생기로 들어가는 고온과 저온 유체의 온도차는 물분사율이 높을수록 커져서 열교환량이 늘어나게 되므로 물분사율이 높을수록 재생열교환기의 효율도 높아진다. 열교환기 유용도가 일정할 때 물분사율이 증가할수록 저온측 재생기 입구온도 T_3 는 감소하나 고온측 입구 온도 T_6 가 일정하게 유지되므로 열교환량이 늘어난다. 출구 4에서의 엔트로피는 흡열과 비가역성으로 인하여 증가하지

만 T_4 는 거의 일정하게 유지된다. 재생기 출구 7에서의 배기가스 온도 T_7 은 물분사율이 늘어날수록 감소하므로 결국 물분사율이 늘어날수록 시스템의 열효율과 엑서지 효율이 증가하게 된다.

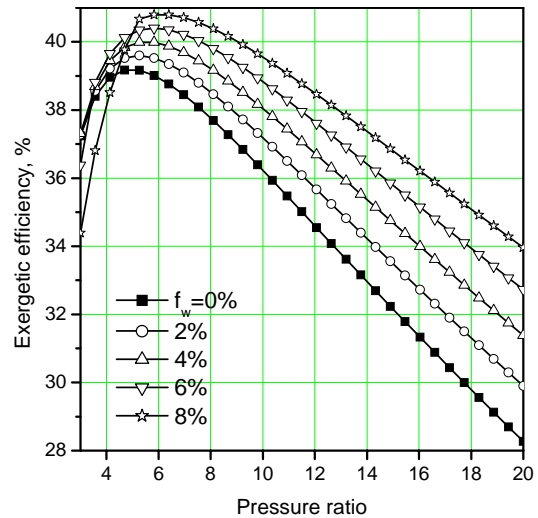


Fig. 3. Exergetic efficiency as a function of pressure ratio for various water injection ratios.

가스터빈 동력 사이클의 엑서지 효율 η_e 는 공급된 연료의 엑서지에 대한 참일(net work)의 비로 정의된다. Fig. 3은 엑서지 효율에 미치는 압력비와 물분사율의 영향을 보여준다. 엑서지 효율은 압력비가 증가함에 따라 증가하다가 최고치를 보이고 다시 감소한다. 상대적으로 압력비가 낮을 때, 터빈 입구온도가 고정된 상태에서 압력비를 높이면 터빈 일과 압축기 일이 모두 증가하며 참일도 증가한다. 그러나 높은 압력비 영역에서는 압력비 증가에 따라 압축기 출구온도는 높아지고 터빈 출구온도는 떨어지기 때문에 재생기에서 온도차가 줄어들어 열교환량, 즉 엑서지 회수율이 감소하여 시스템의 엑서지 효율은 감소한다. 그러므로 압력비 증가에 따른 참일의 증가와 재생기에서의 엑서지 회수율 감소가 복합되어 효율이 최대가 되는 최적점이 나타나게 된다.

한편 물분사율이 높아지면 엑서지 효율이 향상되는데, 이것은 물을 분사하면 재생기의 저온측 입구온도를 낮추어 열교환량이 증가하 기

때문이다. 물분사율이 높은 경우에 압력비가 낮은 영역에서는 물분사율이 높은 쪽이 오히려 엑서지 효율이 떨어지는 영역이 발생한다. 이것은 압력비가 낮으면 압축기의 출구에서 온도가 낮아지고 수증기가 포화되는 온도도 낮아져서 공기와 분사된 물이 혼합될 때 액체 물이 잔류하게 되고, 이 액체가 재생기에 들어가서 증발함으로써 저온 측의 열용량이 고온측 배기가스의 열용량보다 오히려 커지게 되고 열교환량이 감소하기 때문이다.

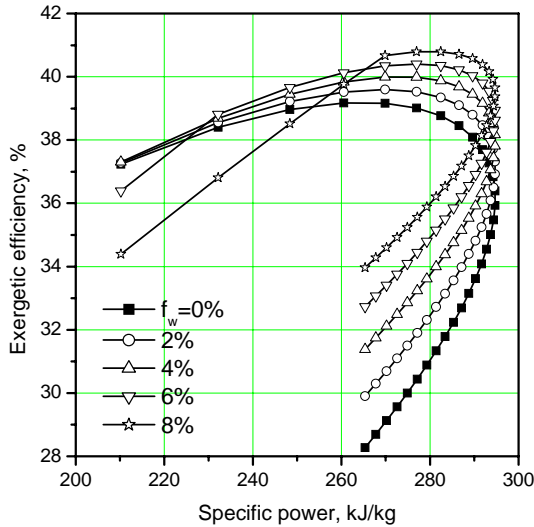


Fig. 4 Exergetic efficiency as a function of specific power for various water injection ratios.

Fig. 4에서는 압력비가 변화할 때 엑서지 효율과 비출력의 특성 곡선을 보여준다. 대부분의 영역에서는 같은 비출력을 가질 때 물분사율이 높은 쪽이 엑서지 효율도 높지만 압력비가 매우 낮고 물분사율이 높은 영역에서는 액체의 물이 재생기로 들어가기 때문에 엑서지 효율이 오히려 낮아질 수도 있다.

3.2 주위온도에 따른 최고 엑서지 효율

앞에서 살펴본 바와 같이 시스템의 엑서지 효율은 압력비에 대해 최고값을 가지며, 시스템의 최고 엑서지 효율은 주위온도, 물분사율 그리고 터빈 입구온도 등에 따라 달라진다. Fig. 5에서는 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비를 다양한 물분사율에 대해 주위 온도의 함수로

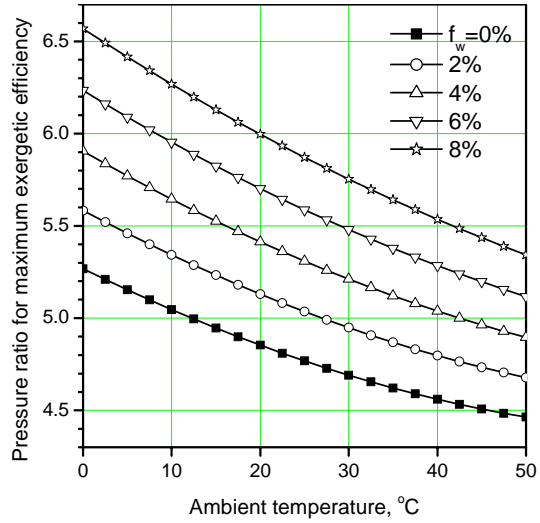


Fig. 5. Pressure ratio for maximum exergetic efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

보여준다. 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비는 주위 온도가 높아질수록 낮아지며 물분사율이 커질수록 높아지는 경향을 보인다.

Fig. 6에서 보는 것처럼 $RH_1 = 60\%$ 일 때 최고 엑서지 효율은 주위 공기의 온도에 따라서 거의 직선적으로 감소한다. 또한 최고 엑서지 효율은 물분사율이 높아질수록 역시 높아진다.

재생기의 엑서지 회수율(exergetic heat recovery percentage)은 재생기에 배기가스가 공급한 엑서지에 대해 열교환에 의해 회복된 엑서지의 비율로 정의한다. Fig. 7은 엑서지 효율이 최고가 되는 조건에서 재생기의 엑서지 회수율은 주위 온도가 증가함에 따라 완만하게 증가하다가 주위온도가 높은 영역에서는 감소함을 보여준다. 또한 엑서지 회수율은 물분사율이 높아질수록 확연히 증가한다. 이것은 물분사가 재생기의 저온측 입구온도를 낮추어 열교환량이 늘어나기 때문이다.

3.3 엑서지 파괴율

연소용 공기가 압축기로 들어올 때의 조건(상태 1)을 사장상태(상태 0)로 지정하였기 때문에 가스터빈 동력 시스템으로 공급되는 엑서지는 연료에 공급되는 엑서지와 같다. 공급 연료의 엑서지는 시스템을 거치는 동안에 일부는 동력 생산에 활용되고 나머지는 각 요소에서 파괴되

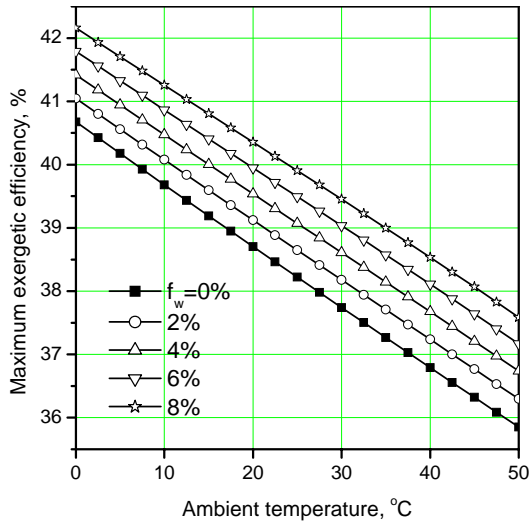


Fig. 6. Maximum exergetic efficiency as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

거나 배기가스로 손실된다. 동력 생산과 엑서지 파괴 및 손실을 공급연료에 대한 상대 비율로 나타내면 다음과 같이 쓸 수 있다.

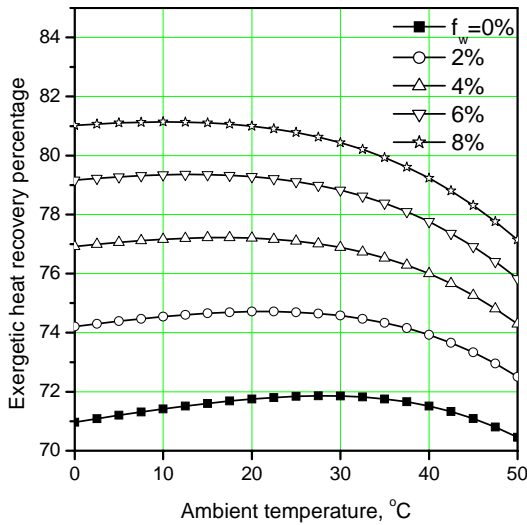


Fig. 7. Exergetic heat recovery percentage as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

$$\eta_e + y_D + y_e = 1 \quad (11)$$

여기서 y_e 는 배기가스에 의한 엑서지 손실률이며 엑서지 파괴율 y_D 는 다음과 같이 구성된다.

$$y_D = y_{cc} + y_c + y_t + y_r + y_m \quad (12)$$

여기에서 y_{cc} , y_c , y_t , y_r , y_m 은 각각 연소실, 공기 및 연료 압축기, 터빈, 재생기 그리고 혼합기에서의 엑서지 파괴율을 나타낸다. 이들은 열역학적 관점에서 시스템의 각 요소에서 비가역성을 나타내는 척도가 되는 중요한 파라미터들이다.

엑서지 파괴 또는 손실 중에서 가장 큰 비중을 차지하는 것이 연소실에서의 파괴이며 그 다음이 배기가스에서의 손실이다. Fig. 8은 연소실의 엑서지 파괴율(y_{cc})과 배기가스로 손실되는 엑서지 손실률(y_e)이 주위 온도나 물분사율에 따라 변화하는 양상을 보인다. y_{cc} 는 압력비가 변화할 때 압력비에 따라 증가하는데, 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비 조건에서 보

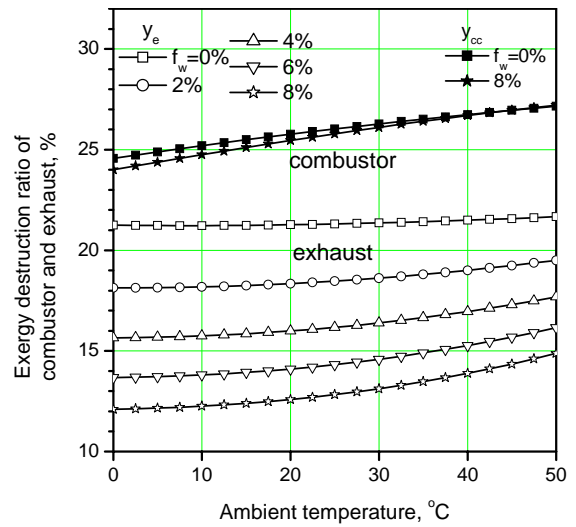


Fig. 8. Exergetic destruction ratios of combustor and exhaust as a function of ambient temperature for various water injection ratios.

면 주위 온도가 올라갈수록 y_{cc} 도 상승한다. 물이 분사되면 y_{cc} 는 약간 감소하나 그 차이는 주위 온도가 올라갈수록 작아진다. y_e 는 주위 온도가 올라갈수록 커지며 물분사율이 증가할수록 감소한다. 주위 온도에 대한 y_e 의 변화율은 물분사율이 증가할수록 커진다.

Fig. 9는 재생 열교환기에서의 엑서지 파괴비(y_r)의 변화를 보여준다. 물분사율이 증가하면 혼합실 출구의 온도가 낮아지므로 배기가스와

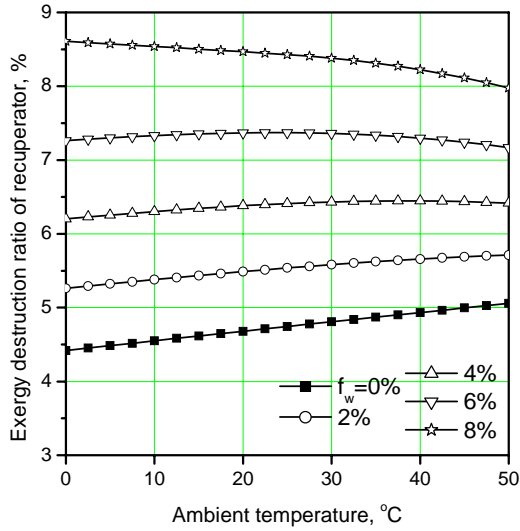


Fig. 9. Exergy destruction ratio of recuperator as a function of specific power for various water injection ratios.

온도차가 커지고 열교환량이 증가하면서 엑서지 파괴가 커진다. 물분사율이 작은 경우에 y_r 는 주위온도에 따라 상승하지만 물분사율이 커지면 주위온도에 따라 감소하는 경우도 있다.

엑서지 효율이 최고가 되는 압력비에서 주위온도에 따른 y_c 와 y_t 의 변화가 Fig. 10에 보인다. y_c 는 주위온도가 상승할수록 거의 직선적으로 증가하며 물분사율이 커질수록 감소한다. 이는 주위 온도가 상승하면 압축해야 하는 부피가 늘어나 압축일이 증가하고 y_c 도 증가하는 것이며, 압축기 출구에서 물분사가 늘어나면 압축일은 영향이 없는데 연료소비가 늘어나므로 상대적으로 y_c 가 감소한다. y_t 는 주위 온도의 상승에 따라 거의 선형적으로 증가한다. 그러나 물분사율이 증가하면 터빈에서의 엑서지 손실과 연료에 의해 공급되는 엑서지가 거의 같은 비율로 증가하여 결과적으로는 물분사율에 의한 영향은 거의 없다.

마지막으로 Fig. 11에서는 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비에서 주위온도와 물분사율에 따른 혼합실에서의 엑서지 파괴율(y_m)의 변화를 보여준다. 혼합실이 단열된 상태에서도 혼합의 비가역성 때문에 엔트로피는 증가하고 엑서지는 손실된다. y_m 는 주위 온도가 상승할수록 감소한다. 또한 물분사율이 커질수록 압축공기와 분사된 물 사이에 열전달량이 증가하여 비

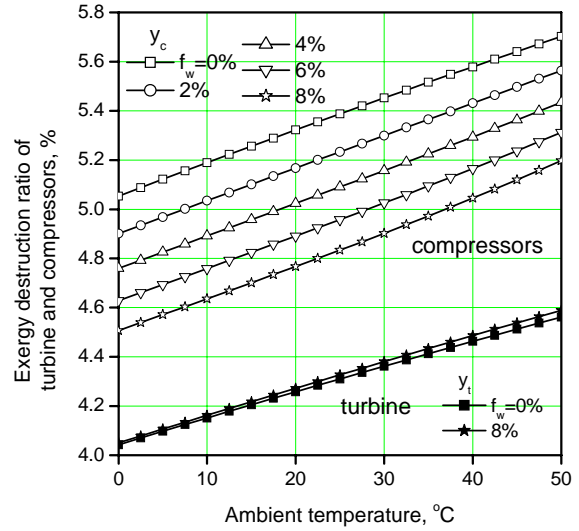


Fig. 10. Exergy destruction ratio of turbine and compressors as a function of specific power for various water injection ratios.

가역성이 커지므로 엑서지 파괴가 증가한다.

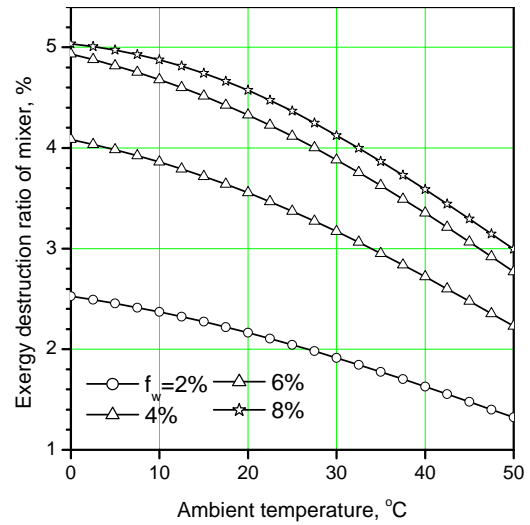


Fig. 11. Exergy destruction ratio of mixer as a function of specific power for various water injection ratios.

4. 결 론

본 연구에서는 압축기 출구 물분사가 있는 재생 가스터빈 시스템에 대해서 엑서지에 의한 성능 해석과 압력비 변화에 대해 최고의 엑서지효율을 갖는 조건에서 주위 온도와 물분사율의 영향을 조사하였다.

본 연구에서 얻은 주요한 결과들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 시스템의 엑서지 효율은 압력비가 증가함에 따라 증가하다가 최고치를 보이고 다시 감소한다. 물분사율이 증가하면 엑서지 효율도 증가하지만 압력비가 낮고 물분사율이 높은 영역에서는 오히려 감소할 수 있다.
- 2) 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비는 주위 온도가 높을수록 낮고, 물을 많이 분사할수록 높다. 최고 엑서지 효율은 주위 온도 상승에 따라 거의 선형적으로 감소하고 물분사율에 따라 증가한다.
- 4) 시스템의 엑서지 효율이 최고가 되는 압력비 조건에서 연소기, 배기가스, 압축기와 터빈에서의 엑서지 파괴율은 주위 온도가 상승할수록 증가한다.
- 5) 엑서지 파괴율은 물분사율이 증가할수록 배기가스와 압축기에서는 감소하고, 재생기와 혼합기에서는 증가한다. 연소기와 터빈에서는 별로 영향이 없다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- 1) Jonsson M. and Yan J., *Humidified gas turbines - a review of proposed and implemented cycles*, *Energy*, Vol 30, pp. 1013-1078, (2005)
- 2) Poullikkas A., *An overview of current and future sustainable gas turbine technologies*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, pp. 409-443, (2005)
- 3) Bhargava R. and Meher-Homji C. B., *J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, **127**, 145, (2005)

- 4) Kim K. H. and Perez-Blanco H., An assessment of high-fogging potential for enhanced compressor performance, *ASME paper No. GT2006-90482*, *Barcelona*, (2006)
- 5) Perez-Blanco H., Kim K. H., and Ream S., *Applied Energy*, **84**, 1028, (2007)
- 6) Kim K. H. and Perez-Blanco H., *Applied Energy*, **84**, 16, (2007)
- 7) Bassily A. M., *Applied Thermal Eng.*, **21**, 1875, (2001)
- 8) Khaliq A. and Choudhary K., *J. Energy Research*, **30**, 1295, (2006)
- 9) Chiang H. W. D., Wang P. Y., and Tsai B. J., *J. Energy Eng.*, **133**, 224, (2007)
- 10) Ozgener O. and Hepbasli A., *Energy Reviews*, **11**, 482, (2007)
- 11) Tsatsaronis G., *Energy*, **32**, 249, (2007)
- 12) Lior N. and Zhang N., *Energy*, **32**, 281, (2007)
- 13) Nishida K., Takaki T., and Kinoshita S., *Applied Energy*, **81**, 231, (2005)
- 14) Yari M. and Sarabchi K., Exergical analysis of the part-flow evaporative gas turbine cycles, *ASME paper No. GT2005-68970*, *IGTI-Turboexpo*, 2005, Reno, (2005)
- 15) Cengel Y. A. and Boles M. A., *Thermodynamics, An engineering approach*, 5th Ed., McGraw-Hill, (2006)
- 16) Cengel Y. A. : *Heat and mass transfer. A practical approach*, 3rd Ed., McGraw-Hill, (2006)
- 17) Bejan A. : *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3rd Ed, John Wiley & Sons, (2006)

(접수:2009.10.14, 수정:2009.11.27, 게재 확정:2010.01.22)