

## 냉각공기의 예냉각이 가스터빈 복합발전 성능에 미치는 영향

권익환\* · 강도원\* · 강수영\* · 김동섭\*\*†

\* 인하대학교 대학원, \*\* 인하대학교 기계공학과

### Influence of Precooling Cooling Air on the Performance of a Gas Turbine Combined Cycle

Ik Hwan Kwon\*, Do Won Kang\*, Soo Young Kang\* and Tong Seop Kim\*\*†

\* Graduate School, Inha Univ.

\*\* Dept. of Mechanical Engineering, Inha Univ.

(Received August 17, 2011 ; Revised November 8, 2011 ; Accepted November 9, 2011)

**Key Words:** Gas Turbine(가스터빈), Combined Cycle(복합 사이클), Turbine Cooling(터빈 냉각), Pre-Cooling(예냉각)

**초록:** 고온부에 해당하는 터빈 노즐과 로터의 냉각은 가스터빈의 성능에 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 냉각 공기의 예냉각이 가스터빈과 복합화력 발전 성능에 미치는 영향을 알아보았다. 계산에 사용된 모델은 F-Class 가스 터빈이며 냉각을 고려한 터빈의 구성요소를 사용해 냉각공기의 변화에 대해 보다 정확한 모사를 구사하였다. 냉각공기의 예냉각에 따른 가스터빈의 성능변화를 나타내기 위해 탈설계 해석이 수행되었다. 노즐 및 로터의 냉각에 따른 성능 변화를 보다 정확하게 나타내기 위해 열역학적 냉각모델과 속도삼각형을 고려한 모델이 고려되었다. 또한 복합발전의 경우 냉각공기에서 추출된 열을 하부사이클에서 회수하여 스팀터빈을 구동하는데 추가적인 열을 공급하는 시스템이 구성되었다. 복합발전 시스템의 모든 냉각공기의 온도를 200K 예냉각하는 경우에 주 유동가스의 유량증가로 인해 약 1.78%의 출력 증가를 나타내었으며 동일한 터빈 입구온도 유지를 위한 연료소모의 증가로 효율은 0.70% 포인트 감소하였다.

**Abstract:** Cooling of hot sections, especially the turbine nozzle and rotor blades, has a significant impact on gas turbine performance. In this study, the influence of precooling of the cooling air on the performance of gas turbines and their combined cycle plants was investigated. A state-of-the-art F-class gas turbine was selected, and its design performance was deliberately simulated using detailed component models including turbine blade cooling. Off-design analysis was used to simulate changes in the operating conditions and performance of the gas turbines due to precooling of the cooling air. Thermodynamic and aerodynamic models were used to simulate the performance of the cooled nozzle and rotor blade. In the combined cycle plant, the heat rejected from the cooling air was recovered at the bottoming steam cycle to optimize the overall plant performance. With a 200K decrease of all cooling air stream, an almost 1.78% power upgrade due to increase in main gas flow and a 0.70 percent point efficiency decrease due to the fuel flow increase to maintain design turbine inlet temperature were predicted.

- 기호설명 -

A : 면적(m<sup>2</sup>)  
V : 절대속도(m/s)  
c<sub>p</sub> : 정압비열(kJ/kg·K)  
HR : 하부사이클로 열회수  
HRSG : 열회수 보일러

$\dot{m}$  : 질량유량(kg/s)  
NZ : 노즐 블레이드 냉각  
P : 압력(kPa)  
R : 기체상수(kJ/kg·K)  
RT : 로터 블레이드 냉각  
T : 온도(K)  
TIT : 터빈 입구 온도  
U : 블레이드 회전방향 선속도(m/s)  
W : 상대속도(m/s)  
 $\alpha$  : 블레이드 유동 절대각도

† Corresponding Author, [kts@inha.ac.kr](mailto:kts@inha.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

- $\beta$  : 블레이드 유동 상대각도  
 $\gamma$  : 비열비  
 $\phi$  : 냉각 효율  
 $\phi_{\infty}$  : 점근 냉각 효율

#### 하첨자

- a : 블레이드 수직방향 성분  
 b : 블레이드  
 c : 냉각공기  
 g : 주 유동가스  
 in : 입구  
 1 : 노즐 블레이드 입구  
 2 : 로터 블레이드 입구  
 3 : 로터 블레이드 출구

## 1. 서 론

발전용 대형가스터빈의 터빈 입구온도 (Turbine Inlet Temperature, TIT)는 가스터빈의 성능을 좌우하는 중요한 변수로써 날로 높아지는 추세이다. 현재 가장 널리 쓰이고 있는 발전용 가스터빈은 F-Class로 약 1400°C의 TIT를 가진다. 높은 TIT로 인해 터빈의 노즐과 로터 블레이드는 고온의 가스에 노출되며 열 손상을 입을 수 있다. 때문에 최신의 가스터빈은 이를 방지하기 위해 블레이드 코팅과 냉각공기를 이용한 냉각기술을 적용하고 있다. 현재 가장 대표적인 냉각방법은 압축기에서 압축되는 공기를 압축기 중간과 끝에서 추출해 블레이드 내부로 공급하는 방법이다. 가스터빈의 TIT가 높아지고 출력이 증가하면서 압축기로부터 사용되는 2차 유동인 냉각공기의 양도 증가하기 때문에 터빈의 주 유동뿐만 아니라 냉각공기도 가스터빈의 성능에 많은 영향을 미치게 된다. 따라서 터빈에 냉각을 적용한 이래로 이러한 냉각공기가 가스터빈의 성능에 미치는 영향에 대한 연구가 지속적으로 이루어지고 있다. 냉각이 적용된 가스터빈 사이클에 대한 열역학적 해석과<sup>(1)</sup> 냉각터빈에 대한 다양한 효율식이 제시되었으며<sup>(2,3)</sup> 주 유동가스와 냉각공기의 혼합시 발생하는 손실을 최소화한 냉각방식이 고려되었다.<sup>(4)</sup> 또한 TIT가 현재수준 이상으로의 증가에 따른 냉각공기의 유량과 이에 따른 여러 가지 손실 등에 대한 연구 또한 수행되었으며<sup>(5)</sup> 냉각공기의 필요유량 및 다양한 열역학적 해석방식 또

한 고려된 바 있다.<sup>(6,7)</sup>

블레이드를 고온의 가스로부터 보호하기 위해서는 냉각공기를 압축기로부터 추출해서 바로 사용하는 방법뿐만 아니라 외부 열교환기를 사용하여 냉각공기를 냉각하는 예냉각 방식 또한 적용될 수 있다. 예냉각은 가스터빈에서 필요한 냉각공기의 유량을 줄일 수 있는 방법 중 하나이며, 가스터빈의 설계에 있어서 냉각공기의 예냉각이 성능에 미치는 영향이 이전에 연구된 바 있다.<sup>(8)</sup> 냉각공기의 유량 및 온도는 가스터빈의 성능에 많은 영향을 미치는 변수 중 하나이다. 따라서 본 연구에서는 현재 가동되고 있는 다양한 F-Class 가스터빈 중 하나를 선정하여 기 설계된 가스터빈에 예냉각을 적용하였을 경우 냉각유량의 변화에 의한 출력 및 효율 변화를 살펴보았다.

먼저 기 제작된 가스터빈의 출력, 효율, 알려진 주요 변수들의 값을 사용하여 가스터빈 모델링을 하였다. 모델링 시 터빈과 냉각공기에 의한 영향을 보다 자세하게 나타내기 위해 터빈은 각각의 단으로 구분을 하고 단별로 노즐과 로터의 냉각을 모사하였다. 완성된 모델링을 바탕으로 실제 가스터빈에 예냉각을 적용하였을 경우를 모사하기 위해 냉각공기 온도 변화에 대한 탈설계 해석을 수행하였다. 터빈 로터는 고속으로 회전하는 회전체이기 때문에 로터의 온도는 회전을 고려한 상대온도로서 고려해야 한다. 이를 위해 각 단별로 속도 삼각형을 구성하였고, 속도 삼각형의 형태는 터빈의 설계 시 사용되는 무차원수를 사용하여 계산하였다. 단순 가스터빈 시스템뿐만 아니라 열회수 보일러 (Heat Recovery Steam Generator, HRSG)를 사용한 복합화력 발전 시스템에서의 해석도 함께 수행하였고 복합화력 발전 시스템에서 예냉각 시 열교환기에서 발생하는 열을 HRSG에서 회수되도록 하여 스팀의 발생량을 증가시킬 수 있는 시스템을 구성하고 해석하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 기존 복합발전 시스템

본 연구에서 해석에 사용된 F-Class 급의 가스터빈 모델은 GE사의 7FA이며 대형 복합 발전에 적합한 성능을 내도록 설계되어 있다. 가스터빈 및 시스템 모델링은 상용 프로그램인 GateCycle<sup>(9)</sup>을 사용

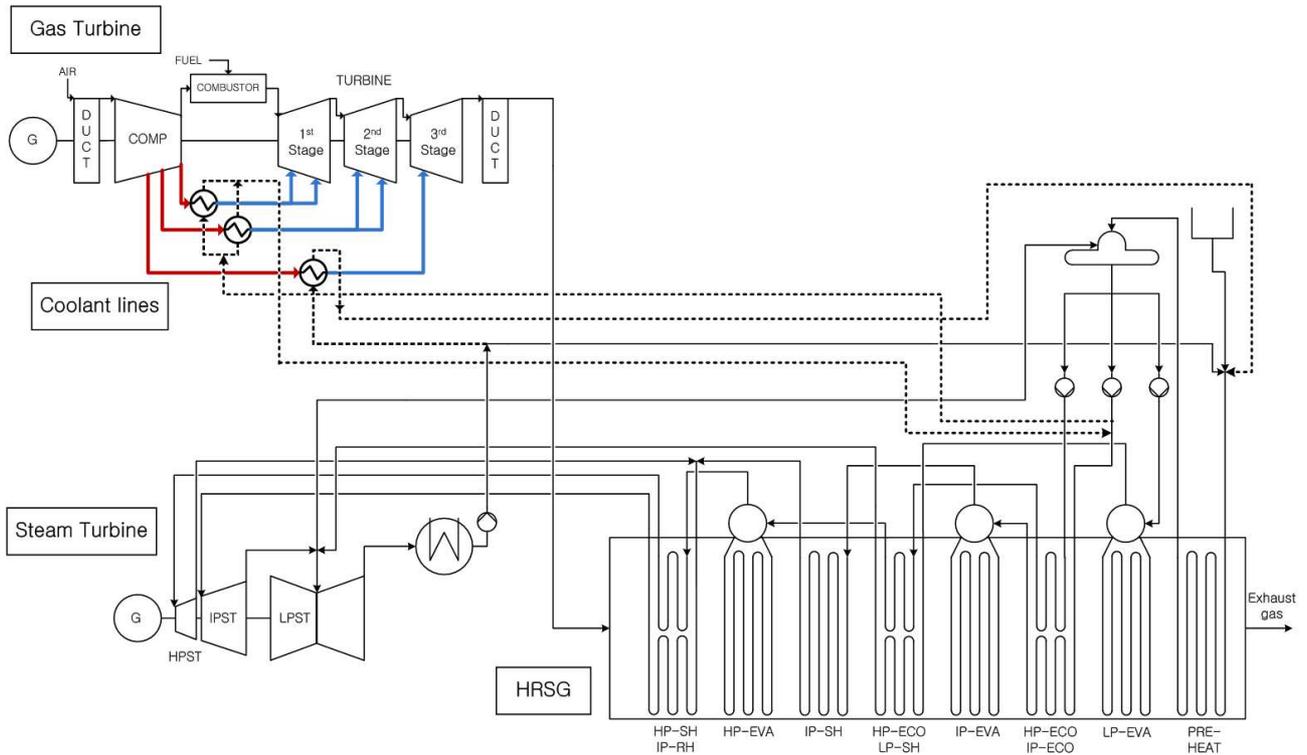


Fig. 1 Configuration of a combined cycle including cooling air pre-cooling of the gas turbine

하였으며 실제 가스터빈의 성능<sup>(10)</sup>과 모델링을 통해 계산된 가스터빈의 성능비교를 Table 1에 나타내었고 이때의 압축기와 각 단의 터빈효율 등을 나타내었다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 가스터빈의 터빈부는 냉각공기의 영향을 보다 자세하게 모사하기 위해 개별 단으로 나누었고 각 단은 노즐과 로터의 냉각을 구분하여 모델링 하였다. 터빈은 모두 3단으로 구성되어 있으며, 1단과 2단은 노즐과 로터의 냉각이, 3단은 노즐의 냉각만을 적용하여 모사하였다. 각 터빈의 노즐 및 로터에서 사용되는 냉각공기의 유량과 온도, 블레이드 입구온도를 Table 2에 나타내었다. 냉각에 사용되는 유체는 압축기에서 추출되는 공기이며 압축기의 12단, 15단, 18단에서 각각 추출되어 터빈으로 공급된다. 알려진 실제 가스터빈과 모델링 결과의 출력 및 효율 등의 오차는 모두 1% 이내이다.

또한 가스터빈을 이용한 복합사이클을 구성하였으며 모델링 된 복합사이클의 출력과 효율, 압력범위 및 핀치온도는 Table 3에 나타내었다. 단순 가스터빈 시스템에 비해 복합발전 시스템에서의 가스터빈 출력이 낮은 것은 HRSG에서의 압력손실에 의해 가스터빈의 출구 압력이 높아지기 때문이다. 시스템 모델링에 적용된 HRSG는 F-Class

가스터빈의 배출가스를 효과적으로 활용할 수 있도록 삼중압(Triple pressure)의 설계를 채용하고 재열(Reheat)을 포함하였다.

## 2.2 냉각공기의 예냉각과 예냉각 열회수를 고려한 복합 화력 시스템

냉각공기의 예냉각은 Fig. 1에서와 같이 냉각공기의 유로에 설치된 열교환기를 통하여 이루어지게 된다. 냉각공기는 압축기에서 추출되어 외부 경로를 통해 열교환기로 유입되며 냉각된 냉각공기는 터빈에서 사용된다. 각 냉각유로는 1단 터빈의 노즐과 로터, 2단 터빈의 노즐과 로터, 그리고 3단의 노즐로 유입되는 3개의 유로이며 총 3개의 열교환기를 통해 예냉각 하게 된다. 예냉각의 계산은 노즐에서 사용되는 냉각공기만 예냉각하였을 경우(NZ)와, 노즐과 로터의 냉각공기 모두를 예냉각 하였을 경우(NZ + RT)로 나누었다.

또한 예냉각이 적용된 가스터빈을 사용하여 복합화력 발전시스템을 구성하였을 때 전체 시스템의 성능변화를 나타내었으며 추가적으로 예냉각시 발생하는 열을 하부사이클로 회수하였을 경우를 살펴보았다. 이때 예냉각에 사용되는 유체는

**Table 1** Performance parameters of the F class gas turbine

Parameters	Reference <sup>(10)</sup>	Modeling
Ambient temperature (K)	288.2	288.2
Ambient pressure (bar)	1	1
Pressure ratio	16	16
Compressor isentropic efficiency (%)	NA	83.6
TIT (K)	1670.2	1670.2
Number of turbine stage	3	3
Turbine stage efficiency (%)	NA	88.5
Exhaust gas flow (kg/s)	445.0	444.9
Coolant flow relative to inlet air (%)	NA	17.4
Net power (MW)	171.7	171.5
LHV efficiency (%)	36.5	36.7

**Table 2** Coolant mass flow, temperature and inlet gas temperature for each turbine blade row

Stage	Blade	$\dot{m}_c$ (kg/s)	$T_c$ (K)	$T_g$ (K)
1st	Nozzle	32.4	691.4	1670.2
	Rotor	18.5	691.4	1600.0
2nd	Nozzle	13.5	600.4	1312.0
	Rotor	8.2	600.4	1292.2
3rd	Nozzle	3	520.1	1065.2

HRSG 내의 물을 사용하게 되며 이는 Fig. 1 에서 점선으로 나타내었다. 이 물은 응축기 출구, HP 절탄기 입구에서 각각 추가하여 사용한다. 이를 통해 하부사이클에서 보다 높은 출력향상을 기대할 수 있다.

### 2.3 가스터빈 탈 설계 모사

구성된 시스템 모델링은 예냉각에 의해 냉각공기 온도가 감소하고 온도감소에 의해 동일한 블레이드 온도 유지를 위한 냉각공기 유량 또한 감소하므로 이는 터빈과 압축기의 설계점으로 부터 벗어나는 작동조건이 된다. 따라서 이에 따른 성능변화를 살펴보기 위해서는 탈설계 해석이 필요하다. 탈설계 해석 시 성능변화는 식 (1)에 나타낸 터빈의 초킹조건(Choking condition)과 Fig. 2

**Table 3** Combined cycle specification

Parameters	Modeling
HRSG HP (bar)	180
HRSG IP (bar)	40
HRSG LP (bar)	3
Pinch temperature difference (K)	11.1
Gas side pressure drop (bar)	0.04
GT power (MW)	168.2
ST power (MW)	94.3
Total power (MW)	262.5
LHV efficiency (%)	56.1

에 나타낸 압축기의 성능선도를 따르게 된다.

$$\frac{\dot{m}_in \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} = \text{Constant}, \quad (1)$$

$$\text{where } \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

냉각공기의 온도가 변화하게 되면 각 터빈 단에서 동일한 블레이드 온도를 유지하기 위한 냉각공기의 필요양이 변화하게 된다. 냉각공기의 유량변화는 주 유동가스의 유량변화를 동반하고, 터빈 입구온도가 일정하게 유지되면 식 (1)에 의해 터빈 입구압력이 변하게 된다. 변화된 입구압력은 압축기와의 매칭을 이루기 위해 압축기의 압력비를 변화시키고 이는 압축기 성능선도의 작동점이 이동하게끔 한다. 이런 압축기 성능선도의 작동점 변화와 터빈의 입구 조건 등으로 인해 가스터빈의 전체적인 성능이 결정 된다.

복합 발전 시스템에서 가스 터빈부는 탈설계 해석을 하였지만 하부사이클인 HRSG와 스팀터빈 부분은 탈설계 해석을 하지 않고 설계점 해석을 하였다.

### 2.4 터빈냉각 모델

냉각공기의 유량은 냉각되는 각각의 블레이드 표면온도, 주 유동가스와 냉각공기의 온도와 비열 등에 의해 많은 영향을 받는다. 냉각공기 예냉각을 할수록 냉각공기의 온도가 낮아지므로 이 변화는 동일한 블레이드 온도를 유지하기 위해 필요한 냉각공기의 유량을 결정하는데 주요한 인

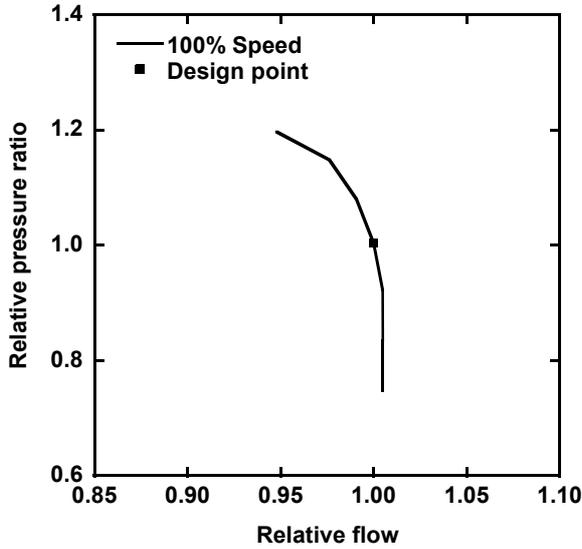


Fig. 2 Compressor performance map

자가 된다. 본 연구에서는 선행연구<sup>(11)</sup>에서 수행된 다음의 열역학적 모델을 적용하여 냉각공기의 유량을 결정하는데 사용하였다.

$$\frac{\dot{m}_c \cdot c_{p,c}}{\dot{m}_g \cdot c_{p,g}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi}, \quad \text{where } \phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c} \quad (2)$$

식 (2)에서  $T_g$ 는 블레이드의 입구로 들어오는 주 유동가스의 전온도(Total Temperature)이며, 설계점에서  $T_b$ 를 결정하면 나머지 항은 가스터빈의 모델링으로부터 모두 알아낼 수 있다. 1단 노즐 및 로터 블레이드와 2단 노즐의 경우 표면 온도는 냉각을 통해 1143.2K(870°C)로 일정하게 유지된다고 가정하였고, 2단 로터는 1083.2K(810°C), 3단의 노즐은 1023.2K(750°C)를 유지한다고 가정하였다. 이 온도는 블레이드의 최대 표면온도로 블레이드의 온도분포 중 가장 높은 온도로 생각할 수 있다. 점근 냉각효율인  $\phi_\infty$ 는 1단의 경우 막 냉각을 적용하여 1.0, 2단 터빈은 0.93, 3단 터빈은 0.82로 근사하였다.<sup>(12)</sup> 이를 통해 설계점에서의 냉각 파라미터인 C를 알 수 있다. 탈설계 계산 시에서는 C는 일정한 값으로 유지되며 냉각공기의 온도가 변화할 때 블레이드 온도를 설계점에서 정한 값으로 유지하기 위한 냉각공기와 주 유동가스의 비가 계산된다.

2.4 속도삼각형을 고려한 로터 블레이드의 온도  
가스터빈의 터빈은 정익인 노즐과 동익인 로터

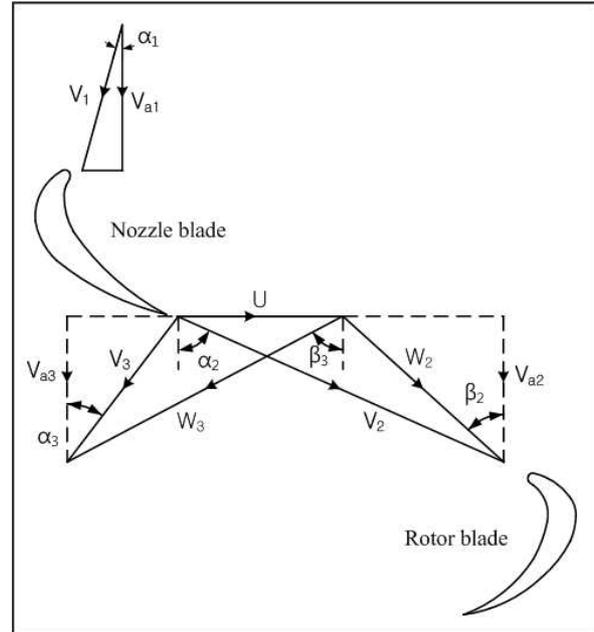


Fig. 3 Velocity triangles of a turbine stage

로 구성되어 있으며 로터는 일정한 속도로 회전을 하며 빠른 선속도를 가지게 된다. 터빈으로 유입되는 가스의 속도는 질량유량과 가스의 밀도 등에 의해 결정되며, 로터 블레이드의 입구온도는 이러한 속도성분을 고려해야 한다. 로터에 대한 속도 성분은 Fig. 3과 같은 터빈의 속도 삼각형을 통해 알아낼 수 있으며, 속도 삼각형을 그리기 위한 반동도, 유량계수, 부하계수, 로터의 선속도 및 각 절대, 상대 각도와 속도 등은 터빈 설계 시 사용되는 적합한 범위 내에서 선택되었다.<sup>(13,14)</sup> 또한 노즐 출구에서의 절대온도 성분은 주 유동가스와 노즐의 냉각공기가 혼합된 온도이다. 이러한 속도 삼각형의 형상과 로터 입구에서 상대속도 성분( $W_2$ )을 이용해 로터로 유입되는 상대 전온도를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{02,rel} = T_2 + \frac{W_2^2}{2c_p} \quad (3)$$

탈설계 운전 조건에서는 노즐 출구에서의 유동 각도( $a_2$ )가 설계점과 일정하게 유지된다고 가정하였으며, 터빈으로 유입되는 주 유동의 질량유량이 변화할 때 터빈으로 유입되는 속도인  $C_a$ 가 변화하며 이때 선속도인  $U$ 는 일정하게 유지되므로 터빈으로 유입되는 상대 속도 성분인  $W_2$ 가 변화하는 것을 모사할 수 있다. 이러한 과정을 통

해 각 터빈 단계에 대한 개별적인 속도삼각형을 모사함으로써 모든 로터입구에 대한 속도 성분을 보다 자세히 알아낼 수 있게된다.

### 3. 해석 결과

#### 3.1 가스터빈 단독 시스템

##### 3.1.1 냉각 공기의 온도 변화에 따른 냉각공기 및 연료의 유량변화

탈설계 해석은 일정한 TIT를 유지한 상태로 냉각공기의 온도만을 변화시켜 진행하게 되므로 동일한 블레이드 온도를 유지할 때 식 (2) 에 의해서 냉각공기의 유량이 변화하게 된다. 온도에 따라 변화하는 냉각공기의 유량을 Fig. 4에 나타내었다. 냉각공기의 온도가 감소하게 되면 각 노즐 및 로터에서 필요한 냉각공기의 양은 모두 감소하며 온도가 최대 200K 만큼 감소하였을 때 2단 노즐 냉각공기의 경우 약 25%, 3단 노즐 냉각공기는 약 30%정도 줄어들어 기존에 비해 약 75~80% 정도의 유량만을 사용하게 된다.

##### 3.1.2 주 유동가스 및 연료의 유량변화

냉각공기의 예냉각에 의해 온도가 낮아질 때 주 유동가스 및 소모되는 연료의 유량변화를 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 NZ는 노즐의 냉각공기를 예냉각 한 경우, NZ + RT는 로터와 노즐의 냉각공기를 모두 예냉각 했을 때의 결과이다. 압축기 입구로 유입되는 전체 공기에서 냉각공기로 추출되는 유량이 감소함에 따라 주 유동가스의 유량은 증가하게 된다. 주 유동가스의 유량이 증가할수록 동일한 TIT를 유지하기 위해서는 더 많은 연료가 소모되므로 연료의 소모량 또한 증가하게 되며, 연료의 소모량과 주 유동가스의 양은 예냉각 되는 온도차가 커질수록 증가한다.

##### 3.1.3 가스터빈의 성능변화

냉각공기의 온도가 변함에 따라 앞서 언급된 탈설계 계산이 진행되어 가스터빈의 전체적인 성능이 결정된다. 단순 사이클의 경우 예냉각을 하여 냉각공기의 온도가 낮아질수록 가스터빈의 출력은 증가하며, 효율은 감소하는 것을 Fig. 6에 나타냈다. 냉각공기의 유량 감소에 의해 주 유동 가스의 유량이 증가하고 이는 터빈의 초킹조건에 의해 터빈 입구 압력을 증가시키게 된다. 터빈 입구압

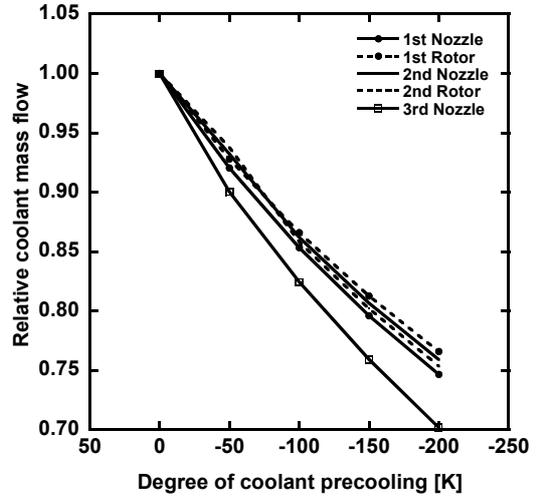


Fig. 4 Variation in coolant flow with the degree of coolant precooling

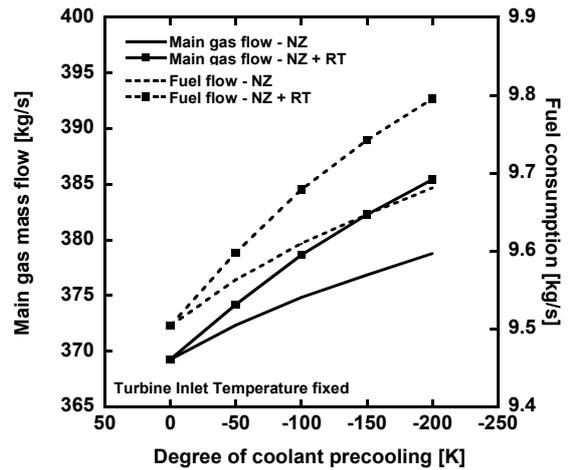


Fig. 5 Variations in main gas flow and fuel consumption with the degree of coolant precooling

력의 증가는 압축기 출구에서의 압력증가와 함께 매칭을 이루어야 하기 때문에 Fig. 2와 같은 압축기 성능선도에서 작동점이 압력비가 증가하는 방향으로 이동하게 된다. 높아진 압력비에 의해 압축기는 효율 및 유량 등이 모두 변하게 된다. 노즐과 로터의 냉각공기 온도가 예냉각에 의해 약 200K만큼 감소하였을 경우 압축기의 소모동력은 최대 5.85MW 증가하는 것으로 나타났다. 압축기의 소모동력이 증가함에도 불구하고 시스템의 순출력이 증가하는 것은 소모동력의 증가보다 주 유동가스 유량 증가에 의한 터빈출력이 상승이 더 크기 때문이며, 효율이 감소하는 것은 동일한 TIT를 유지하기 위해 연료 사용의 증가에 의한

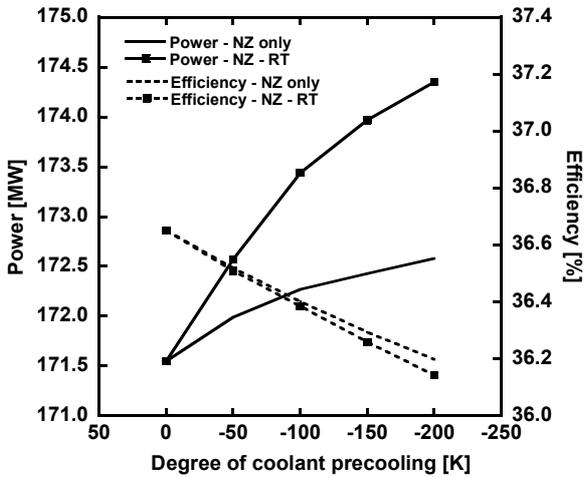


Fig. 6 Variations in simple cycle power output and efficiency with the degree of coolant precooling

것이라고 할 수 있다.

노즐에 사용되는 냉각공기만 냉각하였을 경우와 노즐과 로터에 사용되는 냉각공기를 모두 냉각하였을 경우를 비교하여 살펴보면 노즐의 냉각공기만 냉각하였을 경우의 출력의 상승 정도가 노즐과 로터의 냉각공기를 모두 냉각하였을 경우보다 적게 나타나지만 효율은 덜 감소하는 것으로 나타났다. 이는 냉각공기의 예냉각이 많이 이루어질수록 출력과 효율의 변화폭이 커진다는 것을 나타낸다. 노즐과 로터의 냉각공기를 모두 냉각하였을 경우 출력은 1.63% 증가하며 효율은 0.51 퍼센트 포인트 감소한다.

### 3.2 복합발전 시스템

#### 3.2.1 가스터빈 출구온도와 하부사이클의 성능 변화

예냉각에 의해 변화하는 가스터빈 출구가스의 온도변화와 이에 따른 하부사이클의 출력을 Fig. 7에 나타내었다. HR은 예냉각시 발생하는 열을 하부사이클로 회수하여 사용하였을 경우이다. 가스터빈을 이용하여 복합사이클을 구성하였을 경우 하부사이클의 출력은 가스터빈 출구온도의 영향을 받는다. 또한 가스터빈의 출구온도는 터빈으로 유입되는 냉각공기의 온도와 유량과 작동 압력비에도 영향을 받는데, 냉각공기의 온도가 감소하면 출구가스의 온도는 일정하게 유지되거나 약간 감소하는 경향을 보인다. 노즐의 냉각공

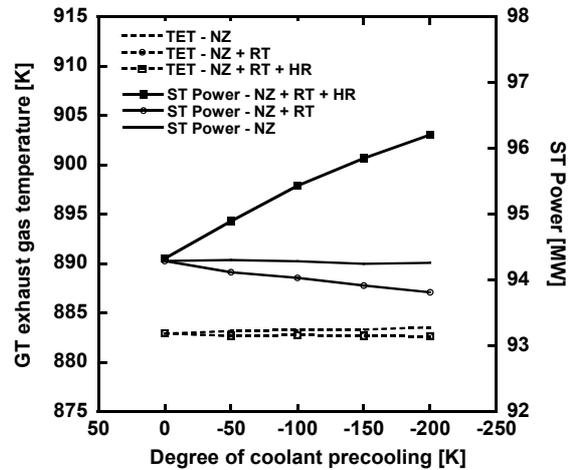


Fig. 7 Variations in gas turbine exhaust temperature and steam turbine power output with the degree of coolant precooling

기만을 냉각시켰을 경우에는 출구가스의 온도는 거의 일정한 수준이고 노즐과 로터의 냉각공기를 모두 냉각시켰을 경우 출구가스의 온도는 감소하게 된다. 이런 출구가스의 온도 감소는 압축기의 압력비가 상승하는데 반해 터빈 입구온도는 일정하게 유지되므로 발생하는 현상이라고 볼 수 있다. 하부사이클의 출력은 가스터빈 출구가스의 온도와 유사한 경향으로 일정하거나 감소하게 된다. 반면에 예냉각에 의해 발생한 열을 HRSG로 회수하였을 경우의 하부사이클 출력은 가스터빈 출구가스의 온도가 설계점보다 낮음에도 불구하고 출력증가를 나타낸다. 이는 예냉각 회수열에 의해 스팀의 생성량이 증가하였기 때문이다.

#### 3.2.2 복합발전 시스템의 성능 변화

복합발전 시스템의 경우, 가스터빈 자체의 출력은 HRSG에서의 압력 손실 때문에 가스터빈 단독 운전에 비하여 약간 줄어든다. 또한 하부사이클의 성능변화가 전체시스템의 성능에 영향을 미치게 된다. 복합 시스템 역시 단순사이클과 유사하게 예냉각에 의해 냉각공기 온도가 낮아질수록 시스템의 전체 출력은 증가하지만 효율은 감소하는 것을 Fig. 8에 나타내었다. 노즐과 로터의 냉각공기를 모두 예냉각 하였을 경우 하부사이클의 출력이 감소하지만 전체 시스템의 출력이 증가하는 것은 하부사이클의 출력 감소량보다 주 유동가스의 증가로 인한 가스터빈의 출력증가가 더 크기 때문이다. HR을 했을 경우 회수열에 의해

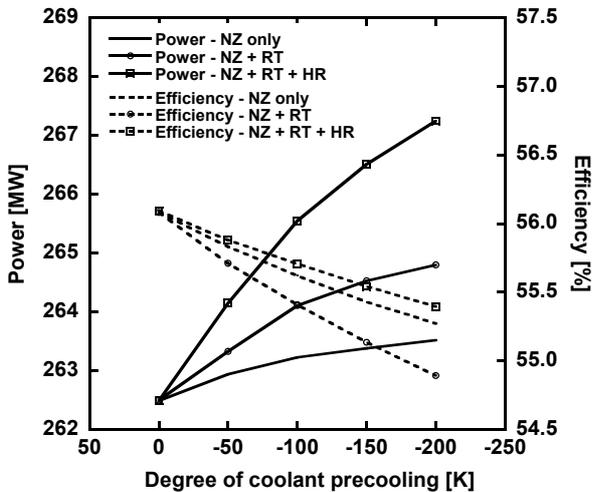


Fig. 8 Variations in combined cycle power output and efficiency with the depending on degree of coolant precooling

스팀 생성량이 증가하고 이를 통해 하부사이클에서의 출력 향상을 보여주고 있다. 추가적인 출력 향상으로 노즐과 로터의 냉각공기를 모두 예냉각을 하였을 경우도 효율은 노즐 냉각공기만 예냉각 하였을 경우보다 높은 수준이고, 출력은 그보다 더 높은 증가를 나타내는 것을 알 수 있다. 노즐과 로터의 냉각공기 모두 200K 냉각시키고 하부사이클로 열을 회수하였을 때 출력은 4.68MW 증가하고 효율은 0.70 퍼센트 포인트 감소하는 것으로 나타났다.

#### 4. 결론

F-Class 가스터빈 및 복합발전 시스템에 냉각공기 예냉각을 적용, 탈설계 해석을 수행하여 시스템의 성능 변화를 살펴보았다. 예냉각에 따른 시스템의 성능변화는 다음과 같다.

(1) 냉각공기의 예냉각을 늘릴수록 동일한 터빈 블레이드 온도를 유지하기 위한 냉각공기의 유량은 감소한다. 반면에 줄어든 냉각공기의 유량에 의해 주 유동가스의 유량은 증가한다.

(2) 주 유동가스의 증가한 양에 의해 터빈 입구에서의 압력상승을 동반한다. 이는 압축기와의 매칭에 의해 압축기에서 압력과 소모동력을 증가를 가져온다. 하지만 이보다 터빈 입구에서 주 유동가스 유량의 증가로 인한 터빈출력 증가량이 더 크므로 순 출력은 증가하게 된다. 또한 주 유동가스의 유량증가에 의해 TIT를 일정하게 유지

하기 위한 연료 소모가 증가하여 효율은 감소한다.

(3) 복합발전 시스템에서는 냉각공기의 예냉각의 정도에 따라 가스터빈의 출구온도가 유지되기도 하고 감소하기도 하는데 이런 경향에 맞추어 하부사이클의 출력이 변화한다. 이러한 출구온도 감소는 동일한 TIT를 유지하며 압축비가 증가하기 때문이다.

(4) 복합발전 시스템에서는 단순가스터빈의 경우와 동일하게 출력은 증가하고 효율은 감소하는 경향을 나타내며, 예냉각 시 발생한 열을 하부사이클에서 회수하여 사용하였을 경우 하부 사이클의 출력 증가로 인해 시스템의 출력은 더 크게 상승하며 효율은 노즐의 냉각공기만 예냉각 하였을 경우보다 더 높은 수준을 유지한다.

#### 후 기

이 논문은 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음.

#### 참고문헌

- (1) Horlock, J. H., 2001, "The Basic Thermodynamics of Turbine Cooling," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, pp. 583-592.
- (2) Young, J. B. and Horlock, J. H., 2006, "Defining the Efficiency of a Cooled Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 128, pp. 658-667.
- (3) Horlock, J. H. and Torbidoni, L., 2008, "Calculations of Cooled Turbine Efficiency," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 130, 011703.
- (4) Kawaike, K., Kobayashi, N. and Ikeguchi, T., 1984, "Effect of New Blade Cooling System With Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 756-764.
- (5) Horlock, J. H., Watson, D. T. and Jones, T. V., 2001, "Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, pp. 487-494.
- (6) Torbidoni, L. and Horlock, J. H., 2005, "A New Method to Calculate the Coolant Requirements of a High-Temperature Gas Turbine Blade," *Journal of*

- Turbomachinery*, Vol. 127, pp. 191~199.
- (7) Jordal, K., Torbidoni, L. and Massardo, A. F., 2001, "Convective Blade Cooling Modeling for the Analysis of Innovative Gas Turbine Cycles," *ASME Paper* No.2001-GT-0390.
- (8) Kwon, I. H., Kang, D. W., Kim, T. S. and Sohn, J. L., 2010, "Influences of Cooling Air Temperature and Flow Rate Variations on Gas Turbine Performance," *Proceedings of the KSME 2010 Spring Annual Meeting*, pp. 9~10.
- (9) GateCycle ver. 6.0., 2006, Enter Software.
- (10) Farmer, R., 2009, *Gas Turbine World 2009 GTW Handbook*, Vol. 27, Pequot Publishing Inc., pp. 75.
- (11) Kim, Y. S., Lee, S. J., Kim, T. S., Sohn, J. L. and Joo, Y. J., 2010, "Performance Analysis of a Syngas-fed Gas Turbine Considering the Operating Limitations of its Components," *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1602~1611.
- (12) Cohn, A. and Waters, M., 1982, "The Effect of Alternative Cooling Schemes on the Performance of Utility Gas Turbine Power Plants," *ASME paper*, 82-JPGC-GT-19, pp. 1~10.
- (13) Saravanamuttoo, H. H., Rogers, G. F. C. and Cohen, H., 2001, *Gas Turbine Theory* 5th edition, Pearson Education Limited, England, pp. 306~373.
- (14) Moustapha, H., Zelesky, M. F., Banias, N. C. and Japikse, D., 2003, *Axial and Radial Turbines*, Concepts NREC, USA, pp. 1~29.