

## 질소희석량 조절에 따른 터빈 운전조건 변화를 고려한 IGCC 용 가스터빈의 성능분석<sup>§</sup>

김창민\* · 강도원\* · 김동섭\*<sup>†</sup>

\* 인하대학교 기계공학과

### Performance Analysis of IGCC Gas Turbine Considering Turbine Operation Condition Change due to Modulation of Nitrogen Dilution

Chang Min Kim\*, Do Won Kang\* and Tong Seop Kim\*<sup>†</sup>

\* Division of Mechanical Engineering, Inha Univ.

(Received May 30, 2013 ; Revised August 9, 2013 ; Accepted August 9, 2013)

**Key Words:** Integrated Gasification Combined Cycle(석탄가스화 복합발전), Gas Turbine(가스터빈), Syngas(합성가스), N<sub>2</sub>Dilution(질소희석), Maximum Power(최대 출력), Turbine Blade Temperature(터빈 블레이드 온도)

**초록:** IGCC 가스터빈과 공기분리기와의 결합이 중요한데 공기분리기로 공급되는 공기를 가스터빈에서 추출하는 정도와 공기분리기에 남는 질소를 연소기로 공급하는 정도가 중요한 운전 파라미터이다. 이러한 파라미터들이 가스터빈의 성능과 운전성에 미치는 영향은 설계조건인 ISO 조건뿐만 아니라 다양한 외기조건에 대해서도 고려되어야 한다. 본 연구에서는 여러 외기조건에서 터빈 블레이드 온도와 생산 가능한 출력의 한계를 만족하도록 하는 질소희석량과 터빈입구온도를 예측하였다. 공기 결합도는 0 으로 두었다. 해석결과 질소공급량이 많을수록 출력은 높아지고 블레이드 온도는 낮아졌다. 상온 근처의 특정 온도 이하의 외기 조건에서는 가스터빈이 낼 수 있는 최대 출력을 얻을 수 있으나 그 이상에서는 최대 출력을 생산하지 못함을 확인하였다.

**Abstract:** The integration between a gas turbine and an air separation unit (ASU) is important in IGCC plants. The portion of ASU air extracted from the gas turbine and the degree of nitrogen supply from the ASU to the gas turbine side are important operating parameters. Their effect on the gas turbine performance and operability should be considered in a wide ambient temperature range. In this study, appropriate nitrogen dilution rate and turbine inlet temperature that satisfy the two limitations of turbine blade temperature and maximum allowable power output were predicted. The air integration was set at zero. The simulation showed that the power output increases and turbine blade temperature decreases as the nitrogen dilution increases. The maximum allowable power output can be obtained under medium and low ambient temperature ranges. Under a high ambient temperature range, the achievable power is less than the maximum power.

- 기호설명 -

ASU : 공기분리기  
C : 냉각상수  
C<sub>p</sub> : 정압비열  
CCS : 탄소 포집 및 저장 기술

GT : 가스터빈  
HRSG : 열회수 증기발생기  
IGCC : 석탄가스화 복합화력발전  
IGV : 입구안내깃  
LHV : 저위발열량(kJ/kg)  
M : 분자량  
 $\dot{m}$  : 질량유량(kg/s)  
N<sub>2</sub> dilution : 질소희석량(kg/s)  
P : 압력(kPa)  
PR : 압력비

<sup>§</sup> 이 논문은 대한기계학회 에너지 및 동력공학부 2013년도 춘계학술대회(2013. 5. 31., 영흥에너지파크) 발표논문임.

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

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

syngas	: 합성가스
T	: 온도(°C)
TIT	: 터빈입구온도(°C)
$\dot{W}$	: 출력(MW)
x	: 물분율
y	: 질량분율
$\kappa$	: 상수
$\gamma$	: 비열비
$\phi$	: 냉각효율

하첨자

in	: 입구
g	: 가스
b	: 블레이드
c	: 냉각

1. 서론

화석연료 중 석탄은 석유나 가스에 비해 자원매장량이 많으나 연소 시 상대적으로 이산화탄소가 많이 발생하므로 CCS(Carbon Capture Storage, 탄소포집 및 저장 기술)를 통해 환경문제에 대응할 수 있는 기술이 필요하다. 한편 고효율 발전시스템에 관한 필요성이 전 세계적으로 대두되고 있는 가운데 석탄을 가스화 하여 연료로 사용하는 플랜트인 IGCC(Integrated Gasification Combined Cycle, 석탄가스화 복합발전)가 에너지 문제 해결 및 온실가스 배출 감축을 충족하는 친환경적인 기술로 주목받고 있다.

최근 들어 IGCC 시스템의 성능에 관한 많은 연구들이 수행되었다. IGCC 시스템에서 가스화 공정에 산화제로서 산소와 공기를 공급하는 방식에 따른 성능변화,<sup>(1)</sup> 산소를 공급하는 방식 중 공기분리

기로 공급 되는 공기를 가스터빈에 추출하는 정도(결합도) 및 공기 분리기에서 남는 질소를 연소기에 공급하는 정도(질소공급률)에 따른 성능 변화<sup>(2,3)</sup>에 대한 연구들이 수행되었다. 또한 결합도와 질소공급률 변화 시 블레이드 온도와 압축기 서지마진과 같은 구성부 운전 파라미터들의 변화를 고려한 가스터빈의 성능에 대한 해석도 수행되었다.<sup>(4,5)</sup> 그리고 IGCC 가스터빈의 성능을 향상을 위한 구성부 개조를 고려한 연구<sup>(6)</sup>와 이산화탄소 포집공정 적용으로 인한 가스터빈의 성능 변화<sup>(7-9)</sup>에 대한 연구도 수행되었다. 이러한 연구들은 주로 천연가스 연소로 설계된 가스터빈을 직접 또는 일부 개조하여 IGCC 에 사용하기 위한 연구들이며, 주로 설계조건인 ISO 조건(15°C, 1 기압, 상대습도 60%)에 대해 연구들이 수행되었다. 그러나 현재 제작사들은 기존의 천연가스를 사용하는 가스터빈을 IGCC 에 맞게 개조한 syngas 용 가스터빈을 상용화 하였으며, 이를 기반으로 기준 IGCC 플랜트를 설계하는 연구들이 수행되고 있다. 본 연구에서는 이러한 점을 감안하여 개발된 syngas 가스터빈의 특성을 분석한 후 다양한 외기조건에서 질소공급량에 따라 터빈 블레이드 작동온도의 한계와 최대 출력 제한을 만족하는 syngas 터빈의 터빈입구온도를 예측하는 연구를 수행하였다. 이를 통해 다양한 외기 조건에서 안정적인 운전이 가능한 운전 조건들을 확인하였다.

2. 시스템 구성 및 모사

2.1 가스터빈 시스템 모사

IGCC 시스템의 일반적인 개략도는 Fig. 1 과 같다. IGCC 시스템은 크게 석탄을 합성가스로 변환하는 가스화공정 구역과 가스터빈에 산소 및 질소

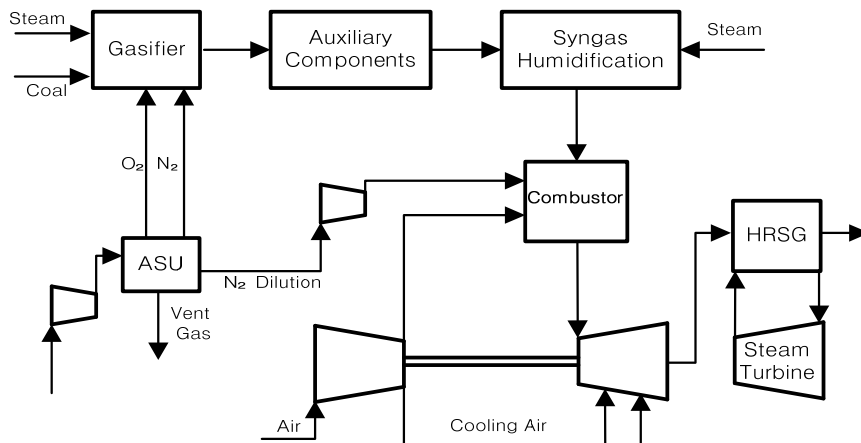


Fig. 1 IGCC System configuration

**Table 1** Reference and simulation value of 7FB gas turbine

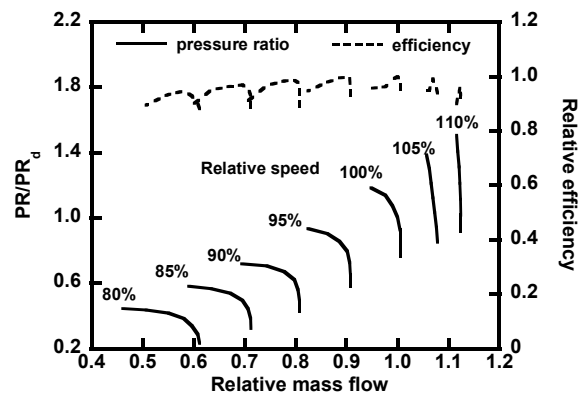
Parameter	7FB turbine	
	Reference <sup>(11)</sup>	Simulation
Air flow(kg/s)	431	431
Firing temperature(°C)	1371+	1402
PR	18.4	18.5
Fuel flow(kg/s)	10.3	10.2
1st Nozzle area(relative)	1	1
Turbine exhaust temperature (°C)	624	623
1st Nozzle temperature(°C)	-	870
Gas turbine power(MW)	184	182
Gas turbine efficiency(% LHV)	37	37

**Table 2** Reference and simulation value of 7F syngas turbine

Parameter	7F syngas turbine	
	Reference <sup>(9)</sup>	Simulation
Air flow(kg/s)	442	442
Firing temperature(°C)	-	1258
PR	16.0	16.0
Fuel flow(kg/s)	58.0	58.0
N <sub>2</sub> dilution flow(kg/s)	63.2	63.8
Steam dilution flow(kg/s)	4.3	4.3
Compressed air extraction (kg/s)	17.7	17.7
1st Nozzle area(relative)	-	1.45
Turbine exhaust temperature (°C)	587	587
1st Nozzle temperature(°C)	-	869
Gas turbine power(MW)	232	230

를 분리해서 공급하는 공기분리기 구역, 그리고 생성된 합성가스를 연료로 사용하여 전력을 생산하는 발전구역으로 구분된다. 가스화공정 구역에는 가스화 기기와 그 외 기타 보조장비들이 있으며 발전 구역에는 가스터빈과 그리고 가스터빈에서 배출되는 배기가스와 열 교환을 통해 스팀을 생산하는 HRSG 와 생산된 스팀을 이용하여 추가적으로 전력을 생산하는 스팀터빈이 있다. 본 연구에서는 IGCC 시스템 중 Fig. 1 에서 점선으로 표시한 것과 같이 syngas 가스터빈에 대해서만 해석을 수행하였다.

사용된 가스터빈은 7F syngas 가스터빈이며, 문헌<sup>(9)</sup>을 참고하여 설계 성능을 모델링하였다. 해석에는 상용프로그램인 GateCycle<sup>(10)</sup>이 사용되었다. 문헌을 통해 7F syngas 가스터빈은 7FB 가스터빈의 첫 단 터빈 노즐 면적을 변경(확대)하여 개발한 것이며, 공기분리기에서 남은 질소를 연소기에 공급하여 출력을 최대 232MW 까지 생산할 수 있도록 설계되었음을 확인할 수 있다. 이러한 점을



**Fig. 2** Compressor map<sup>(10)</sup>

반영하여 먼저 천연가스 연소로 설계된 7FB 가스터빈을 모델링한 후 탈설계 해석을 통해 7F syngas 가스터빈을 모델링 하였다. Table 1 에서 알 수 있듯이 7FB 가스터빈이 문헌<sup>(11)</sup>의 값과 거의 유사하게 잘 모델링 된 것을 알 수 있다. 탈설계 해석을 위해 Fig. 2 의 압축기 성능선도와 식 (1)의 터빈 초킹 조건을 사용하였다. 압축기 성능선도는 제작사에서 공개하지 않기 때문에 해석 소프트웨어<sup>(10)</sup>에 내장된 유사한 설계값을 갖는 실제 압축기의 선도를 스케일링(scaling)하여 사용하였다.

$$\left. \frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} \right)_T = \text{constant, where } \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (1)$$

식 (1)을 통해 7F syngas 가스터빈의 첫 단 터빈 노즐 면적을 개조한 이유를 알 수 있다. 합성가스는 천연가스에 비해 발열량이 낮아 연료로 사용하게 되면 터빈으로 유입되는 유량이 증가한다. 따라서 압력비가 상승하며 이러한 문제점 들을 해결하기 위해 첫 단 터빈 노즐 면적을 증가시킨 것이다. 탈설계 해석 결과 첫 단 터빈 노즐 면적이 기존 7FB 가스터빈 보다 45% 증가하고 압력비는 16으로 7FB 보다 낮아진 것을 알 수 있다. 그리고 유량을 증가시키기 위해 압축기 입구 IGV의 개도를 조절한 것으로 추측된다. 7F syngas 가스터빈 해석 결과를 Table 2 에 나타내었는데 역시 문헌<sup>(9)</sup>의 값과 거의 일치하여 잘 모델링 된 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 가스터빈의 안정적인 운전과 고온부 수명 확보를 위해 터빈 블레이드 온도를 고려하였으며, 가스터빈 운전 및 설계 조건 변화에 따른 블레이드 온도 변화를 해석하기 위해 다음과 같은 냉각 모델을 사용하였다.<sup>(12)</sup>

$$\frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_g c_{p,g}} = C \frac{\phi}{1-\phi}, \text{ where } \phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c} \quad (2)$$

블레이드 온도 변화는 첫 단 터빈 노즐만을 고려하였으며, 7FB 가스터빈 모델링을 기반으로 열용량비 (식 (2)에서 냉각공기와 주유동 가스 간의 유량과 비열의 곱의 비)를 계산하고 가스와 냉각공기의 온도 그리고 첫 단 터빈 노즐온도를 870°C<sup>(13)</sup>로 가정하여 냉각효율을 계산한 후 냉각상수 C 값을 계산하였다. 이 때 C의 값은 0.0663이며, 7F syngas 터빈에서도 이 값을 일정하게 두었다. 즉, 식 (2)는 Fig. 3의 냉각효율선도로 표현되는데 syngas 터빈에서도 7FB에서와 동일한 선도를 사용한 것이다. 물론 운전 조건에 따라서 이 곡선 위에 서로 다른 점에 운전점이 위치하게 된다.

블레이드 온도 변화 해석은 GateCycle에 내장되어있는 매크로기능을 사용하여 모델링하였다. 공기분리기와 결합도는 0으로 하였으며, 가스터빈의 출력이 제작사가 설정한 최대 출력(232MW)을 넘지 않으면서 블레이드 온도 제한(870°C 이하)을 만족시키는 질소공급량과 터빈입구온도를 예측하였다. 공기분리기에서 가스터빈으로 분사되는 질소희석량의 최대값을 알기 위해 문헌<sup>(9)</sup>을 분석하여 가스터빈의 연료인 합성가스에 포함된 질소의 함량을 바탕으로 질소의 질량유량을 추산하였다. 이렇게 추산된 최대 질소유량은 연료유량의 1.09배 이었으며, 본 연구에서 이를 최대 공급 가능한 질소유량 값으로 두고 그 범위 안에서 질소희석량을 바꾸어 가면서 해석을 수행했다.

### 3. 결과

#### 3.1 질소희석량에 따른 성능변화

먼저 외기온 15°C 조건에서 질소희석량 변화에 따라 제한조건들을 만족시키는 TIT를 조사하였다. 먼저 질소 공급량을 변화시키면서 232MW의 최대 출력 운전(Maximum power operation)이 가능한 TIT를 살펴보았는데, Fig. 4에서 알 수 있듯이 질소 공급량이 감소함에 따라 TIT가 증가한다. 이로 인해 Fig. 5에서 알 수 있듯이 질소 공급량이 0에서 55.5kg/s인 구간에서는 블레이드 온도가 870°C보다 높아 운전이 불가능하다. 따라서 최대 출력 운전은 55.5kg/s 이상에서만 가능하며, 블레이드 온도도 870°C보다 낮아 수명측면에서도 유리하다. 이 때 질소공급량이 높을수록 최대 출력을

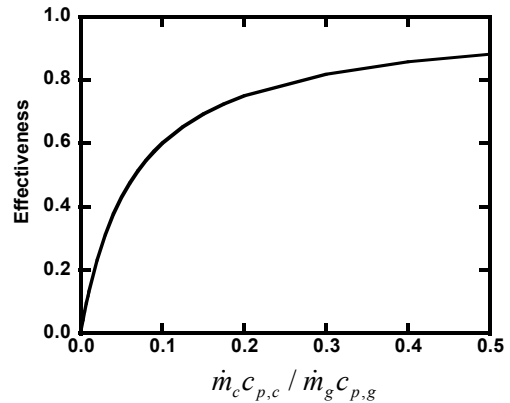


Fig. 3 Cooling effectiveness curve

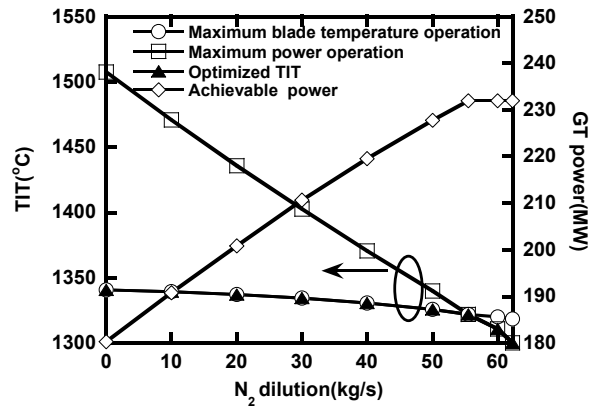


Fig. 4 Variations in TIT and power with N<sub>2</sub> dilution at 15°C ambient temperature

내면서 블레이드 온도가 낮아지므로, 질소공급량이 높을수록 운전측면에서 좋은 것을 알 수 있다. 따라서 외기온 15°C에서는 질소공급(희석)량을 최대로 하는 (질소 공급량 62.3kg/s) 운전이 적절한 운전 조건으로 보인다. 이 때 TIT는 1300°C이다. 그리고 질소 공급량이 0에서 55.5kg/s인 구간에서는 TIT를 1340°C 이하로 낮추어 블레이드 온도가 870°C가 되는 최대 블레이드 온도 운전(Maximum blade temperature operation)을 해야 한다. 이 때 출력은 Fig. 5에서 알 수 있듯이 질소공급량이 감소함에 따라 감소한다. 따라서 각 질소공급량에서 두 제한 조건을 만족하는 두 TIT 중 낮은 TIT로 운전해야 함을 알 수 있으며 각 질소 공급 조건에서 안정적이면서 최대 출력을 내는 작동조건은 Fig. 4의 삼각형 마커로 표시한 부분과 같다. 이 때 얻을 수 있는 출력은 Fig. 4에서 마름모 마커로 표시한 부분과 같다. 또한 Fig. 6에서 알 수 있듯이, 각 운전 조건에서 압력비도 7FB의 압력비 18.5보다 낮기 때문에 압축기 측면에서는 안정적인 운전에 문제가 없을 것으로 예상된다.

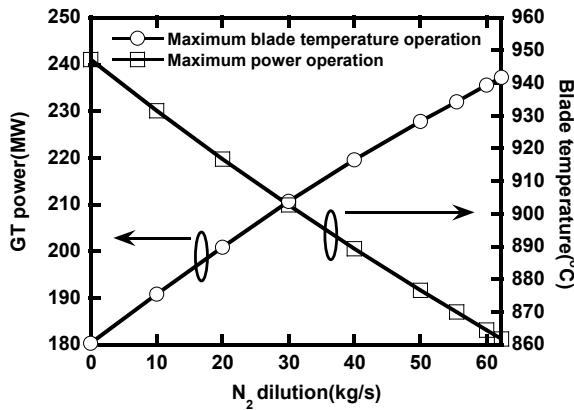


Fig. 5 Variations in blade temperature and power with N<sub>2</sub> dilution at 15°C ambient temperature

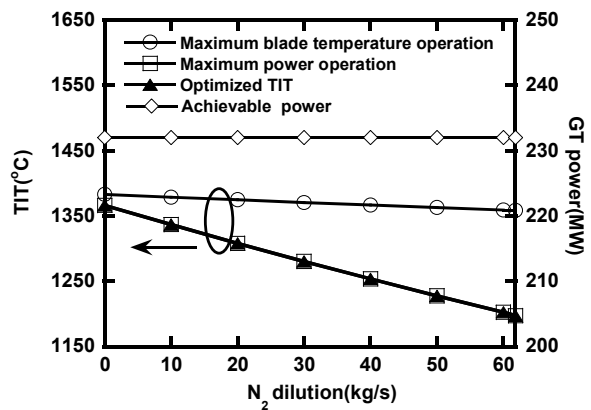


Fig. 7 Variations in TIT and power with N<sub>2</sub> dilution at -15°C ambient temperature

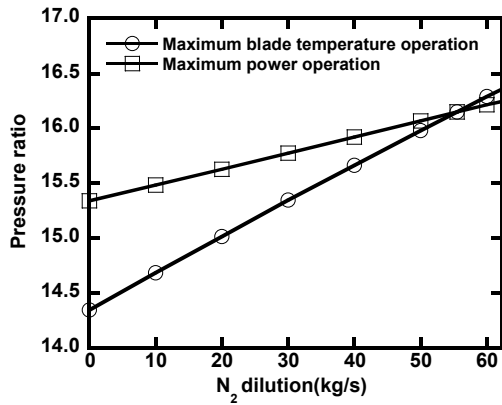


Fig. 6 Variation in pressure ratio with N<sub>2</sub> dilution at 15°C ambient temperature

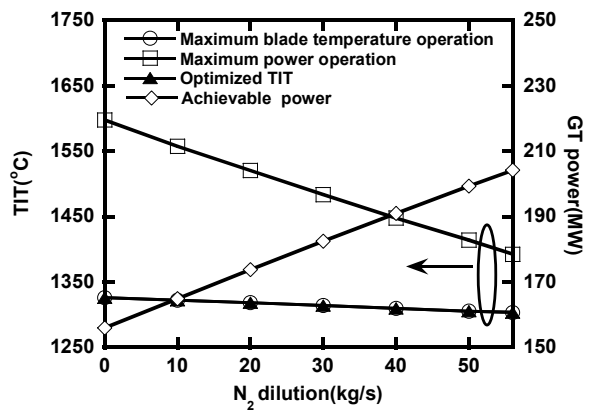


Fig. 8 Variations in TIT and power with N<sub>2</sub> dilution at 30°C ambient temperature

### 3.2 외기온 변화에 따른 성능변화

15°C 뿐 아니라 다양한 외기온 조건에서 질소희석량에 따라 운전 가능하면서 출력이 최대가 되는 TIT 를 조사하였으며, 먼저 외기 조건 -15°C, 30°C 에 대해 15°C 에서와 같이 상세한 해석을 수행한 후 넓은 외기온 범위에 대한 해석을 수행하였다. Fig. 7 에서 알 수 있듯이 -15°C 와 같이 낮은 외기 온 조건에서는 모든 질소공급 조건에서 최대 블레이드 온도 운전시의 TIT 가 15°C 에 비해 높아진다. 그 이유는 외기온이 낮아져 냉각공기의 온도가 낮아지므로 식 (2)의 냉각효율에서 알 수 있듯이 블레이드 온도 870°C 가 되는 TIT 는 더 높아지는 것이다. 이러한 점 때문에 모든 질소공급 조건에서 최대 출력 운전이 가능한 TIT 가 최대 블레이드 온도 운전시의 TIT 보다 낮다. 따라서 모든 질소공급 조건에서 최대 출력(232MW) 운전이 가능하며 질소공급량이 높을수록 블레이드 온도가 낮아 수명측면에서 유리한 운전을 할 수 있다. 이

때 최대 질소공급량은 61.8kg/s, TIT 는 1197°C 이다.

Fig. 8 에서 알 수 있듯이, 30°C 와 같은 높은 외기 조건에서는 -15°C 의 해석 결과와 반대로 모든 질소공급 조건에서 블레이드 제한조건 운전 시 TIT 가 15°C 외기조건에서의 해석 결과 보다 낮아진다. 이유는 앞서 언급한 것과 반대로 냉각공기 온도가 상승하기 때문이다. 그러므로 모든 질소공급 조건에서 블레이드 제한조건 운전 시의 TIT 가 최대 출력 운전이 가능한 TIT 보다 낮다. 따라서 비록 질소공급량이 높을수록 더 높은 출력을 얻을 수 있다는 점은 여전히 유효하지만 질소를 최대로 공급(56kg/s) 하여도 최대 출력(232MW) 을 생산하지는 못한다.

이상의 결과를 Fig. 9 와 10 에 종합적으로 나타내었다. 질소공급을 통해 Fig. 9 와 같이 17.7°C 이하의 외기온에서는 최대 출력인 232MW 의 출력을 낼 수 있으며, 그 이상의 온도에서는 얻을 수 있는 출력이 감소한다. 질소공급이 없으면, 얻을 수 있는 출력은 감소하며 외기온이 증가할수록 감

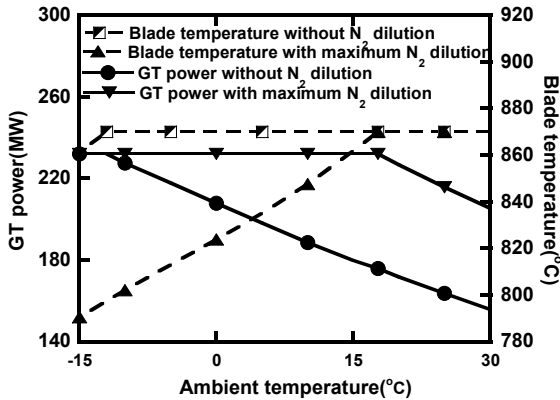


Fig. 9 Variations in GT power and blade temperature with ambient temperature

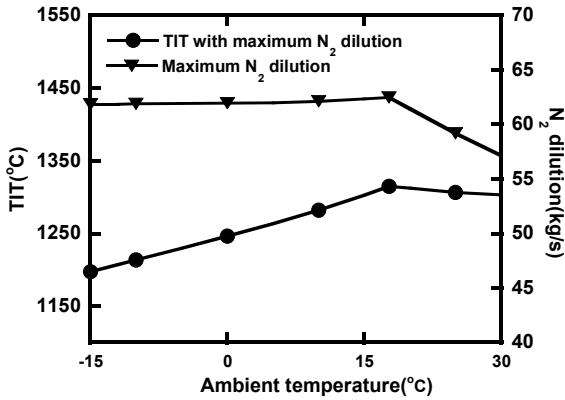


Fig. 10 Variations in TIT and N<sub>2</sub> dilution with ambient temperature

소량은 증가하는 경향을 보인다. 또한 17.7°C 이하의 외기온에서는 질소공급을 통해 블레이드 온도도 낮게 유지할 수 있는데 그 이유는 다음과 같다. Fig. 10 에서 알 수 있듯이 외기온 17.7°C 보다 낮아지더라도 질소 공급량은 크게 늘지 않는다. 그러나 외기온이 낮아지는 효과로 인해 압축기로 유입되는 공기량이 증가하므로 최대 출력을 만족시키는 TIT 는 낮아진다. 이러한 TIT 감소와 외기온의 감소로 인해 발생하는 냉각공기 온도의 감소로 인해 블레이드 온도가 감소 하는 것이다. 따라서 외기온이 낮을수록 출력뿐만 아니라 블레이드 수명 측면에서도 긍정적인 효과를 얻을 수 있다.

#### 4. 결론

IGCC 시스템에서 7F syngas 가스터빈의 연소기에 공급하는 질소량에 따라 최대 출력과 블레이드 온도 제한 조건을 만족하는 터빈입구온도를 예측하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 모든 외기조건에서 질소공급량이 클수록 높은 출력을 얻을 수 있으며, 블레이드 온도도 낮아진다.

(2) 일정 온도 (17.7°C) 이하인 외기 조건에서는 제작사가 제시하는 최대 출력을 얻을 수 있으며, 이러한 운전 조건에서 블레이드 온도 또한 설계치보다 낮아 수명 측면에서 긍정적인 운전이 가능하다. 그 이상의 외기온에서는 질소공급량을 최대로 하여도 제작사가 제시하는 최대 출력을 얻을 수 없다.

(3) 외기온이 낮아짐에 따라 최대 출력을 얻기 위해 공급할 수 있는 질소량은 증가하다가 거의 일정해 지며, TIT 는 거의 일정하다가 감소한다.

#### 후 기

본 연구는 2011 년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 2011951010001C)

#### 참고문헌

- (1) Prashant, S. P., 2011, "Comparison Between Oxygen-Blown and Air-Blown IGCC Power Plants: A Gas Turbine Perspective," ASME paper GT2011-45154.
- (2) Lee, J. J., Kim, Y. S., Cha, K. S., Kim, T. S., Sohn, J. L. and Joo, Y. J., 2009, "Influence of System Integration Options on the Performance of an Integrated Gasification Combined Cycle Power Plant," *Applied Energy*, Vol. 86 No. 9, pp. 1788~1796.
- (3) Richard, A. D., Walter W. S. and Patrick L., 2007, "Development of Baseline Performance Values for Turbines in Existing IGCC Applications," ASME paper GT2007-28096.
- (4) Kim, Y. S., Lee, J. 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 No. 5, pp1602~1611.
- (5) Emmanuel, O. O. and Jeff, P., 2007, "Fundamental Impact of Firing Syngas in Gas Turbines," ASME paper GT2007-27385.
- (6) Kim, Y. S., Park, S. G., Lee, J. J., Kang, D. W. and Kim, T. S., 2013, "Analysis of the Impact of Gas Turbine Modifications in Integrated Gasification Combined Cycle Power Plants," *Applied Energy*, In press.
- (7) Nikolett, S., Mohmmad, M., Peter, B. and Mohen, A., 2011, "Development of H<sub>2</sub>-Rich Syngas Fuelled GT for Future IGCC Power Plants Establishment of a

- Baseline," ASME paper GT2011-45701.
- (8) Thomas K., Emanuele M., Michiel C., Stefano C. and Daniel J., 2010, "Shell Gasifier-Based Coal IGCC with CO<sub>2</sub> Capture and Storage Partial Water Quench vs. Novel Water-Gas Shift," ASME paper GT2010-22859.
- (9) Black J., 2010, "Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants Volume 1: Bituminous Coal and Natural Gas to Electricity. National Energy Technology Laboratory," *NETL Report*, DOE/NETL-2010/1397., pp 232~234, 245~247.
- (10) GE-Energy. GateCycle ver. 6.0, 2006.
- (11) Famer, R., 2009, "Gas Turbine World, Handbook," *Pequot Publishing, Inc.*, Vol. 27, p.75.
- (12) Kim T. S. and Ro S. T., 1995, "Comparative Evaluation of the Effect of Turbine Configuration on the Performance of Heavy-Duty Gas Turbines," ASME paper 95-GT-3341995.
- (13) Boyce, M. P., 2002, "Gas Turbine Engineering Handbook. 2nd ed.," *Gulf Professional Publishing*.