

천연가스 연료조성이 복합발전 성능에 미치는 영향

박예슬* · 박세미* · 조광희* · 이중성** · 최경민***†, 김덕줄***

Effect of Variation of Fuel Composition

for Combined Cycle Power Plant Performance

Yeseul Park*, Saemi Park*, Kwanghee Jo*, Joongsung Lee**, Gyungmin Choi***†, Duckjool Kim***

현재 발전설비의 약 25%가 가스를 이용하는 설비로써 전력을 생산하는데 있어 천연가스가 중요한 비중을 차지하고 있다. 우리나라의 경우 중동지역의 수입의존성에 의해 천연가스 도입 계약시 우리나라가 불리한 위치에 있다. 따라서 공급선 다변화를 통하여 가격 경쟁력을 증가시키기 위해 국내로 도입되는 천연가스는 점차 저 열량화 추세가 지속되고 있다. 향후 천연가스의 수급이 불안정할 시 천연가스 뿐만 아니라 Pipe Natural Gas, Shale Gas 등 다양한 가스 연료들이 도입될 수 있다. 가스터빈은 크기에 비하여 많은 양의 동력을 생산할 수 있어 항공분야에서부터 동력용, 발전용 등 산업분야 동력원으로 널리 사용되고 있다. 특히 발전용에 사용되는 가스터빈의 경우는 단독으로 사용되는 경우가 거의 없고 가스터빈 배기가스의 높은 에너지를 사용하여 추가로 동력을 생산할 수 있도록 열교환기와 스팀터빈을 설치하여 복합발전으로 주로 사용된다. 일반적으로 가스터빈은 연소 안정성을 위한 호환성 범위가 각 연소기별로 주어진다. 호환성 지표는 일반적으로 Wobbe Index를 사용하며 기준 WI에 대해서 각 제작사별 WI 허용범위 내의 연료는 튜닝없이 사용가능하다고 알려져 있다. 하지만 오랫동안 사용 연료가 바뀌면서 이미 기준 WI에 대하여 허용범위의 경계의 연료를 사용하는 곳이 대부분이다. 현실적인 측면에서 가스기 인프라의 저 열량화에 대한 실증 시험이 불가능하기 때문에 현재상황에서 연료조성의 다양화와 저 열량화로 인한 기존에 설치된 천연가스 복합발전의 성능 분석이 필요한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 가스 연료의 저 열량화에 능동적으로 대처하기 위해 기설치된 가스터빈시스템의 성능 변화 분석을 실시하였다. 가스터빈 해석을

위해 aspen plus v8.0과 aspen dynamics 8.0을 사용하였고 하부사이클의 경우 사용자가 원하는 조건을 분석하기 위하여 In-house tool을 사용하여 연구를 진행하였다.

본 논문에서 사용된 시스템 개략도 Fig. 1에 나와 있다. 가스터빈은 General Electric 사의 PG 7241을 대상으로 하였고 설계 조건은 Table 1에 나와 있다. 하부사이클의 경우 ASME PTC 4.4에 제시된 3P HRSG 배열을 참고하였고 Fig. 2에 나타내었다.

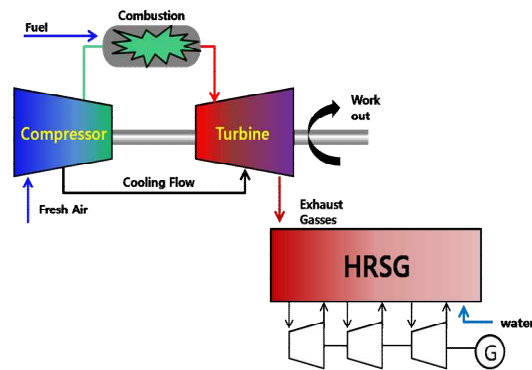


Fig 1. Schematic diagram of CCGT

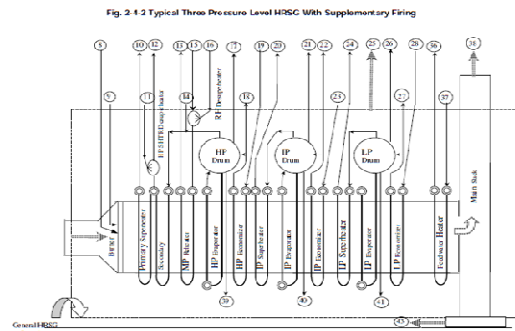


Fig 2. Array of Heat Recovery Steam Generator

* 부산대학교 기계공학부 대학원
 ** 한국가스공사 연구개발원
 *** 부산대학교 기계공학부
 † 연락처, choigm@pusan.ac.kr
 TEL : (051)510-2476 FAX : (051)516-9598

Table 1. Specifications of gas turbine

| | |
|------------------------|--------------|
| Power | 172305 kW |
| Efficiency | 33.28% |
| Pressure Ratio | 15.4 |
| Exhaust mass flow rate | 446.164 kg/s |
| Turbine speed | 3600rpm |
| Exhaust Temperature | 603.8°C |

$$PR_i = P_0 \times PR^{(\frac{i}{n_c})} \quad (1)$$

$$PatternFactor = \frac{T_{g,max} - T_g}{\Delta T_{comb}} \quad (2)$$

$$\Phi = \frac{T_{g,max} - T_{blade,max}}{T_{g,max} - T_{cooling,\in}} \quad (3)$$

$$\frac{\dot{m}_{cooling}}{\dot{m}_g} = \frac{C_{p,g}}{C_{p,cooling}} \times C \times \frac{\Phi}{\Phi_{\infty} - \Phi} \quad (4)$$

Table 2. 냉각 파라미터

| | 터빈 1. 노즐 | 터빈 2. 노즐 | 터빈 3. 노즐 |
|--------------------------|-------------|-------------|-------------|
| Tblade,max [°C] | 850 | 820 | 790 |
| Pattern Factor | 0.1 | 0.035 | 0.02 |
| Cooling Parameter C | 0.04 | 0.044 | 0.0484 |
| Cooling Parameter Φ | 1 | 1 | 1 |

Table 3. Specifications of fuel composition

| | ref. | case 1 | case 2 | case 3 | case 4 |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| CH4 | 0.8901 | 0.9139 | 0.9973 | 0.5678 | 0.77 |
| C2H6 | 0.0874 | 0.0717 | 0.0008 | 0.0888 | 0.0111 |
| C3H8 | 0.0167 | 0.0052 | 0.0001 | 0.0384 | 0.203 |
| NC4H10 | 0 | 0 | 0 | 0.0102 | 0 |
| IC4H10 | 0 | 0 | 0 | 0.0036 | 0 |
| C5H12 | 0 | 0 | 0 | 0.0046 | 0 |
| C6H14 | 0 | 0 | 0 | 0.0028 | 0 |
| CO | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CO2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.0109 |
| H2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2O | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| N2 | 0.01 | 0.0092 | 0.017 | 0.2838 | 0 |

식(1)은 각 단의 압축비와 전체 압축비의 관계를 나타낸 것이고 식(2), 식(3), 식(4), 표2는 터빈 냉각 유량을 계산하기 위한 식들과 가정값들이다. 가스터빈 컨트롤 방법에는 터빈블레이드 보호를 위한 TIT control방법과 하부사이클의 출력을 보충하기 위한 TET control방법이 있다. 본 논문에서는 TIT control 방법을 사용하였으며, 연료는 다양한 H/C ratio에 대한 영향을 보기 위해 천연가스와 탄화수소계로 주로 구성된 연료들을 선택하여 분석을 진행하였다. 그리고 일정한 H/C ratio를 가지는 연료에 대하여 발열량을 조절하기 위해 희석가스를 사용하였다. 연료가 연소기에서 안정하게 연소한다는 가정하에 연료 조성에 따른 성능이 Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6에 각 H/C ratio 별로 다항식 형태로 도출되었다. 발열량이 작을수록 H/C ratio가 클수록 출력과 최대블레이드온도, 연료유량이 증가한다. 연료유량의 경우 같은 발열량의 연료라도 H/C ratio가 크면 요구되는 연료량이 많은데 그 이유는 H/C ratio가 큰 연료일수록 연소생성물 내에 H2O

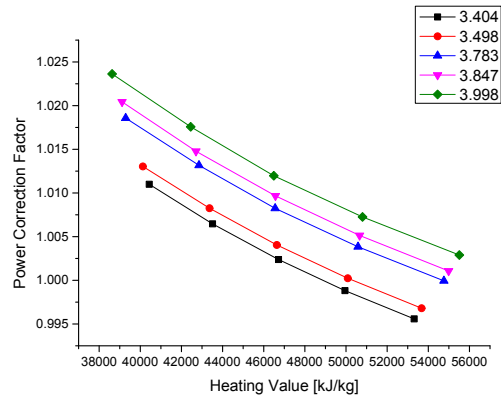


Fig 3. Power Correction Factor

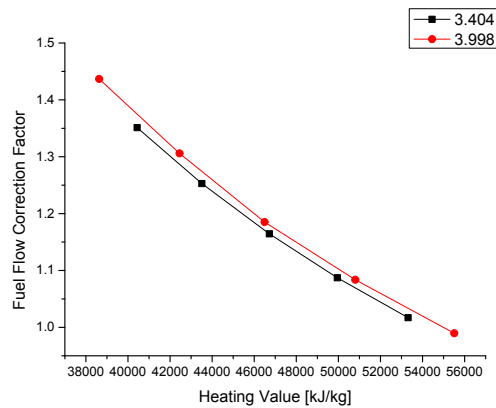


Fig 4. Correction factor of fuel flow based on LHV and H/C ratio

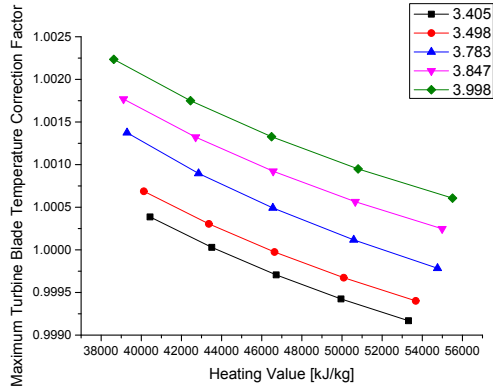


Fig 5. Correction Factor of Maximum Blade Temperature

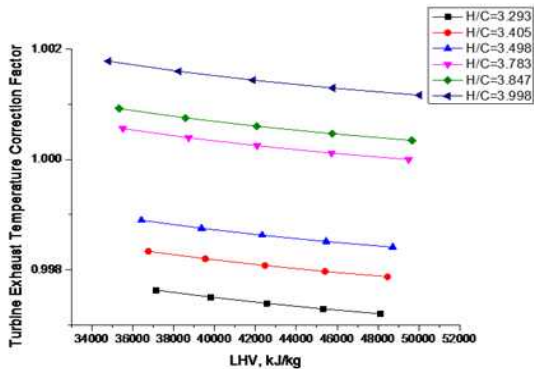


Fig. 6 Correction factor of turbine exhaust temperature

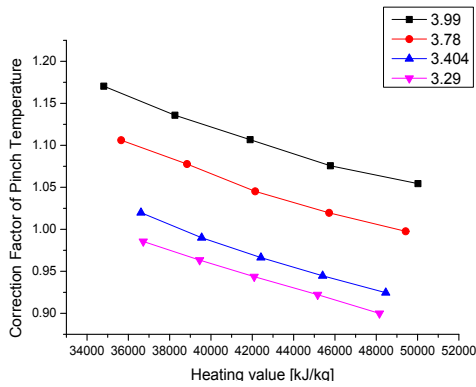


Fig. 7 Correction Factor of Pinch Temperature

가 많아 비열이 크기 때문에 일정한 TRIT를 만족하기 위해 보다 많은 연료를 공급해야하기 때문이다. 최대 블레이드 온도의 경우에도 H/C ratio가 높을수록 발열량이 작을수록 온도가 증가하는 경향을 보인다. 이는 연소생성물의 비열이

H/C ratio가 높을수록 크기 때문에 압축기에서 냉각공기가 공급되어도 냉각정도가 낮아 H/C ratio가 작은 값일 때보다 블레이드 온도가 높게 된다. 터빈 출구 온도는 터빈 블레이드 온도와 비슷한 경향이거나 3단의 터빈을 거치면서 냉각유량과 혼합되어 기온기가 다소 완만해진 것을 볼 수 있다.

이와 같은 수입되는 천연가스의 조성을 고려하여 inert와 H/C비가 높아지면 터빈블레이드의 수명을 위해 냉각유량을 튜닝하여야 한다. 반대로 inert와 H/C비가 낮아지면 최대터빈블레이드온도는 낮아져 블레이드 수명에는 악영향이 없으나 배기가스 온도가 낮아져 하부사이클의 출력을 저감시키므로 배기가스온도를 유지시키도록 냉각유량을 튜닝해야 한다.

하부사이클의 경우 설계 조건일 때의 증기 유량을 공급했을 때 Pinch temperature의 변화와 사용자가 입력한 설계 pinch temperature를 만족하기 위해 공급되어야하는 증기유량의 변화를 살펴 보았고 Fig. 7에 나타냈다.

Pinch temperature는 증발기에서 cold stream의 입구와 gas stream 출구 온도차를 의미하며, 하부사이클의 효율과 관련 있어 작은 값을 가질수록 많은 동력을 생산할 수 있으나 갑작스런 외부 조건의 변화에 의해 음의 값을 가질 경우 열을 받지 못하고 잃을 수 있기 때문에 마진을 두고 설정해야한다. 발열량이 높아질수록 H/C ratio가 낮을수록 pinch temperature가 작아지는 것을 볼 수 있는데 이는 가스터빈 배기의 이용가능한 에너지와 배기가스 조성에 따른 비열의 영향을 받는다.

본 연구에서는 H/C비와 발열량 변화를 통해 연료조성 변화가 복합발전의 성능에 어떤 영향을 끼치는지 분석하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 복합발전의 주요 성능인자를 H/C ratio와 발열량의 다항식으로 표현가능하다.
- 가스터빈의 경우 발열량이 작을수록 H/C ratio가 클수록 출력, 공급연료량, 최대터빈블레이드온도가 증가하였다.
- 같은 발열량의 연료라도 연료의 특성에 따라 공급량이 달라졌으며 냉각유량의 튜닝이 요구된다.
- 복합발전의 부분부하 성능이나 하부사이클 성능 최적화를 추후에 계속 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No.20144010200780)입니다.

참고 문헌

- [1] Mike Segers, "Blending Fuel Gas to Optimize use of Off-Spec Natural Gas", ISA Power Industry Division 54th Annual I&C Symposium
- [2] D.Straub, D.Ferguson, "Effects of Propane/Natural Gas Blended Fuels on Gas Turbine Pollutant Emissions", 5th US Combustion Meeting, Paper #6.
- [3] Bryan Li, Mike J.Gross,, "Gas Turbine Gas Fuel Composition Performance Correction using Wobbe Index", ASME, Vol.133, October 2011
- [4] ASME PTC 4.4-2008, "Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators"