

Performance Prediction of a Combined Heat and Power Plant Considering the Effect of Various Gas Fuels

Yong-jin Joo†, Mi-yeong Kim, Se-ik Park, Dong-kyun Seo
주용진†, 김미영, 박세익, 서동균

KEPCO Research Institute, Korea Electric Power Corporation, 105 Munji-Ro, Yusung-Gu, Daejeon, 34056, Korea
† yongjin.joo@kepco.co.kr

Abstract

The performance prediction software developed in this paper is a process analysis tool that enables one to foretell the behavior of processes when certain conditions of operation are altered. The immediate objective of this research is to predict the process characteristics of combined heat and power plant under varying operating conditions. A cogeneration virtual power plant that mimics the mechanical performance of the actual plant was constructed and the performance of the power plant was predicted in the following varying atmospheric conditions: temperature, pressure and humidity. This resulted in a positive outcome where the performance of the power plant under changing conditions were correctly predicted as well as the calorific value of low calorific gas fuel such as shale gas and PNG. The performance prediction tool can detect the operation characteristics of the power plant through the performance index analysis and thus propose the operation method taking into consideration the changes in environmental conditions.

Keywords: Combined Heat and Power Plant, Performance Prediction, Shale Gas, PNG

I. INTRODUCTION

정부의 7차 전력수급 기본계획은 안정적인 전력수급과 온실가스 감축을 목표로 종래의 석탄화력발전 비중을 축소하고 원자력, 신재생 에너지 발전소 등의 친환경 전원 비중을 증가하는 것으로 나타나고 있으며, 이는 국제적 요구인 POST 2020 제출된 온실가스 감축계획에 대응하기 위함으로 해석된다 [1]. 2029년도 전원 구성은 정격용량 기준으로는 석탄화력발전소 (26.7%), 원자력발전소 (23.7%), LNG 복합화력발전소 (20.5%), 신재생에너지 (20.0%) 순으로, 이를 6차 전력수급 기본계획과 비교하면 석탄화력발전소 비중은 2.5% 감소하고, LNG 복합화력발전소 비중의 경우 0.4% 증가하는 것을 확인할 수 있다 [2].

현재 가스발전은 전 세계 전력 설비의 26%, 발전량의 22%를 차지하는 주요 발전원일 뿐만 아니라 현재 총 1,351 GW에서 향후 2035년까지 1,392 GW까지 발전용량 증설 계획이 있어 타 전원대비 빠르게 증가하는 추세이다. 그 원인은 이산화탄소 규제와 맞물려 가스발전이 석탄 화력발전보다 환경오염물 배출이 적고 상대적으로 투자비가 낮기 때문이다. 또한 종래의 화력발전소 대비 약 10% 이상의 높은 운전 효율을 갖는 공정이며, 타 발전소 건설기간 대비 짧은 건설 기간(석탄: 5년, 원자력: 7년, 복합: 3년)과 낮은 투자비로 높은 운영 효율 및 유연성을 보유한 전력 생산공정이다 [3].

더욱이 미국의 셰일가스 개발, 러시아와 중국의 PNG 공급시장이 예상되면서 가스발전 시장은 더욱 더 확대되고 있다 [4][5]. 가스발전은 대부분 복합발전이며, 신재생에너지인 태양열과 복합화력발전소가 결합된 하이브리드 발전시스템(Integrated Solar Combined Cycle: ISCC)

이 활발히 연구되고 있다. 태양열 발전소를 통해 부가적으로 얻어진 열원을 통해 복합발전소의 연료 감축 연구가 S. Shaaban에 의해 수행되었고 [6], 태양열 집열기 기술에 따른 ISCC의 공정효율 및 경제성 평가에 대한 연구가 Antronio rovira에 의해 수행되었다 [7]. 기존의 복합화력발전소 공정의 주요 장치의 수정 없이 태양열 발전 시스템을 통합하여 19 MW의 추가적인 전력생산이 가능한 공정이 Giovanni Manente에 의해 연구되었다 [8]. 현재 470 MW의 ISCC 공정이 멕시코에 실제 운전되고 있으며, 중동국가에서 소규모 공정의 ISCC가 개발 및 실제 운전되고 있다 [9].

종래의 가스발전의 경우 천연가스를 사용하였으나 현재 다양한 원료를 사용하는 발전시스템이 개발되고 있다. 미국에너지기술연구소(NETL)는 석탄 및 석탄 가스화기를 통해 합성가스(CO+H₂)를 생성하고, 이를 가스 원료로 사용하는 400 MW 공정이 개발되었으며 [10], NETL 연구 내용을 기반으로 gPROMS를 통한 복합화력발전소의 정상상태 및 동적모사가 가능한 시스템이 국내 연구진에 의해 개발되었다 [11]. 이외에 가스발전소와 연관된 신재생에너지로는 바이오에너지가 있다. 바이오매스 가스화 기술을 통해 Syngas 생성하고 생성된 가스를 통해 가스터빈을 운전하는 것으로 현재 많은 연구가 진행되고 있다. Bernardo Fortunato는 바이오메스 가스화기와 가스복합 발전을 결합한 REXC (Regenerative with External Combustor)와 CR (Classical Regenerative process) 공정을 비교 분석하는 연구를 진행한 사례가 있다 [12]. 또한 에탄올 생성공정과 복합화력발전소를 통합, 부산물로 얻어지는 바이오메스를 이용하여 Syngas를 생성하고, 이로부터 30 MW 전력을 생산하는 BIGCC 공정(Biomass Interated

Gasification Combined Cycle)이 미네소타 대학 연구진으로 연구·개발된 사례가 있다 [13]. 또한, D. Sanchez는 Coal & Biomass Gasification Process로부터 생성된 다양한 합성가스를 복합화력발전소에 적용하여 가스 조성에 따른 공정 효율을 비교 분석하였다 [14].

한국은 현재 발전 5개사(남동, 중부, 서부, 남부, 동서), 민간사업자(포스코 에너지, GS 파워 등)가 약 100여기를 운영 중이며, 현재 19.4 GW에서 2024년까지 23.5 GW가 공급될 계획이다 [15]. 이러한 시장 흐름에 맞추어 최근 주 연료인 도시가스공급 시장도 변화하고 있다. 한국은 2012년 7월 도시가스 요금제도를 기존 표준열량제에서 열량범위제로 전환하였다. 표준열량제는 도시가스의 공급열량(10,400 kcal/Nm³)을 일정하게 유지하고, 열량단위에 따른 요금을 부과하는 방식인 반면, 열량범위제는 9,800~10,600 kcal/Nm³ 범위의 도시가스를 수요자에게 공급하고, 열량단위에 따른 요금을 부과하는 방식이다. 열량범위제는 향후 도입될 셰일가스나 PNG 등의 낮은 열량에 대비하기 위한 방식이다 [16]. 열량범위제 시행과 다양한 가스원의 도입계획에 따라 현재 운영 중인 열병합을 포함한 가스터빈 복합발전의 다양한 열원의 적용을 위한 대비가 필요하다. 그러나 위의 연구 사례는 석탄 가스화 및 바이오메스가스화 기술을 통해 생성되는 Syngas를 에너지원으로 사용하는 공정을 모사 연구한 것으로 미국 및 러시아로부터 수입될 셰일가스 및 PNG (Pipeline Natural Gas)을 에너지원으로 적용한 공정 모사 연구 사례는 전무하다. 이러한 이유로 본 연구에서는 저열량 가스인 셰일가스와 PNG가 열병합발전의 미치는 영향을 분석하고 하절기와 동절기로 구분하여 공정모사를 수행함으로써 전체 시스템의 출력 및 효율을 분석·예측하고자 한다. 본 열병합발전의 공정 모사를 위해 현재 운영 중인 플랜트 데이터를 이용하여 운전조건 및 기본장치에 대한 설계변수를 확립하였고, GE사의 GateCycle를 이용하여 열병합발전시스템의 정상상태 모사를 구축하였다.

II. SYSTEM DESCRIPTION OF COMBINED HEAT AND POWER PLANT

열병합 발전플랜트는 하절기와 동절기 지역의 난방과 전력 수요에 따라 열과 전기를 동시에 생산할 수 있는 발전 형태이다. 열병합 발전플랜트는 가스터빈을 이용한 복합발전시스템을 기본구성으로 하여 부가적으로 난방을 공급할 수 있는 지역난방 열교환기를 갖추고 있다. 따라서 천연가스 등과 같은 연료를 이용해 가스터빈으로 1차 전기를 생산하고, 전력수요가 많은 하절기에는 증기터빈으로 2차 전기를 생산한다. 반면에 전기와 난방수요가 필요한 동절기에는 증기터빈 중 일부에서 2차 전기를 생산하고, 나머지 폐열을 이용해 지역난방 열교환기를 거쳐 난방을 공급한다. 주로 난방수요가 있는 신도시에 건설되고, 전기만을 생산하는 복합발전보다 약 40~70%의 높은 효율과 이용률을 가진다.

열병합 발전플랜트의 일반적인 구성은 Fig. 1과 같고, 간략적인 공정 흐름은 다음과 같다. 가스터빈에서는 가스와 압축된 공기를 이용해 연소하고, 그 연소에너지로

Table 1. 발전용 가스터빈 기종

| Class | E | F | G | H/J |
|-------------|---------------------------------|---------------------------|-------------------------------------|---|
| 터빈입구온도 (°C) | 1100 | 1350 | 1500 | 1500 ~ |
| 제조사 | GE Siemens Alstom MHPS | MS7001A V84.2 GT11N | MS7001FA V84.3A GT24 M501F | MS7001H STG6-8000H M501G M501J |

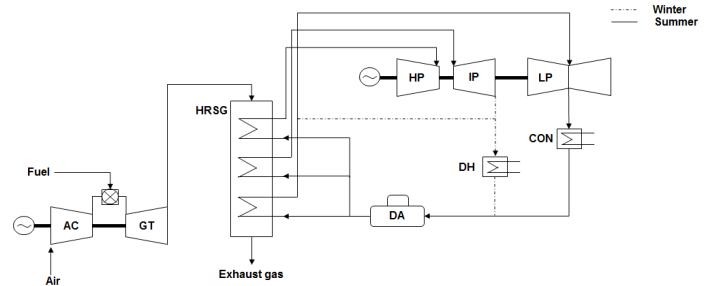


Fig.1. Process Diagram for Combined Heat and Power.

터빈을 돌려 전기를 생산한다. 가스터빈을 통과한 배기가스는 배열회수보일러에서 급수를 이용해 과열증기를 발생시킨 후 외부로 배출된다. 생산된 과열증기는 증기터빈에서 전기를 생산한다. 발전용 증기터빈은 일반적으로 3압(고압/중압/저압)으로 구성되어 있다. 열병합 발전 플랜트는 하절기와 동절기가 다르게 운전된다. 하절기에는 3압 증기터빈을 모두 운전하여 전기를 생산하고, 증기터빈을 통과한 증기는 복수기를 통해 다시 물로 상변화되어 급수로 순환된다. 반면 동절기에는 고압과 중압 터빈만을 이용해 전기를 생산하고, 터빈을 통과한 증기는 지역난방 열교환기를 통해 지역 난방급수를 생산하면서 상변화 뒤 급수로 순환한다.

A. 가스터빈

가스터빈은 압축기, 연소기, 터빈으로 구성되어 있다. 외부 공기는 필터를 거쳐 이물질을 제거하고 압축기로 인입되는데, 압축기는 이 공기를 압축하여 연소기로 전달한다. 이때 압축공기는 외기 온도, 압력, 습도조건에 따라 그 부피유량이 변하게 된다. 압축공기는 연료와 함께 연소기로 전달되어 폭발적인 연소반응을 일으켜 열 에너지를 발생시킨다. 연소가스의 열에너지는 그대로 터빈으로 인입되는데, 터빈의 입구온도에 따라 가스터빈 기종의 Class가 구분된다. 터빈 입구온도는 가스터빈 효율을 결정짓는 가장 중요한 인자가 된다.

국내에 운전되고 있는 발전용 가스터빈은 대표적으로 GE, Siemens, Alstom, MHI 4개사의 기종이 있으며, 터빈 입구온도에 따라 Table 1과 같은 Class를 가진다.

본 연구는 MHI 501F 기종으로 터빈입구온도는 약 1300°C 이상을 갖는다. 터빈을 통과한 배기가스는 발전기를 통해 전기를 생산하고 배열회수보일러로 공급되는데, 이때의 배기가스온도는 약 600°C정도 이다.

B. 배열회수 보일러와 증기터빈

가스터빈을 나온 배기가스의 잔열은 배열회수보일러에서 증기를 발생시킨다. 발전용 배열회수보일러는 삼

압(고압, 중압, 저압)으로 구성되는 것이 일반적이며, 생산되는 증기의 종류에 따라 증기터빈도 삼압으로 구성한다. 탈기기를 통해 공급되는 삼압의 공급수는 각각 절탄기, 증발기, 과열기를 통해 과열증기로 상변화한다. 삼압의 과열증기는 고압/중압/저압 증기터빈으로 인입되는데, 이 과정에서 고압 증기터빈을 거치고 나온 증기는 다시 재열기를 통과해 재과열 후 중압 과열증기와 함께 중압 증기터빈으로 인입된다. 또한 중압 증기터빈을 통과한 증기와 저압 과열증기가 합쳐져 저압 증기터빈으로 인입된다. 저압 증기터빈을 빠져나온 증기는 복수기를 통해 냉각되고, 냉각된 물은 다시 탈기기와 펌프를 통해 배열회수보일러의 급수로 순환된다.

본 연구에 적용된 배열회수보일러의 구조는 예열기, 절탄기(IP, HP), 증발기(LP/IP/HP), 과열기(LP, IP, HP), 재열기(IP, HP)로 구성되었다. 또한 가스터빈과 배열회수보일러, 증기터빈은 2-2-1로 결합되어 있고, 배열회수보일러, 탈기기가 2-1으로 결합되어 있는 구조이다.

C. 지역난방 열교환기

동절기에 운전되는 지역난방 열교환기는 증기터빈의 일부 열을 이용해 난방용 급수를 고온수로 생산하여, 발전소인근 지역의 난방수로 공급한다.

III. SIMULATION MODEL

열병합발전 플랜트의 근간이 되는 복합발전시스템은 두 개의 열역학적 사이클로 구성되어 있다. 가스터빈은 브레이튼 사이클, 배열회수보일러와 증기터빈은 랭킨 사이클로 대표된다.

A. 성능모델

본 연구는 가스열원별 열병합발전의 플랜트 성능을 비교하기 위해 대표적인 발전용 공정모사 소프트웨어인 Gatecycle를 이용해 수확모델을 구성하였다. Gatecycle는 발전소설계 데이터를 기반으로 하여 전 공정의 열/물질정산을 계산하고, 탈설계 조건에 대한 분석을 제공한다. 탈설계 분석은 발전플랜트의 설계점 성능을 확정된 다음 탈설계 분석으로 전환하여 가정한 어떠한 운전조건 범위에 따라 발전소 성능을 예측한다. 플랜트의 열/물질정산을 통한 에너지 분석은 열역학 제1법칙인 Eq. 1을 기본으로 한다.

$$\dot{Q}_r - \dot{W} + \sum m_{in}h_{in} - \sum m_{out}h_{out} = 0 \tag{1}$$

또한 각 열역학 사이클 별 에너지 분석은 하기와 같이 계산한다 [3][4].

1) Brayton Cycle

a) 압축기

$$T_{out} - T_{in} = 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left(\frac{k_a - 1}{r_{AC}^{k_a} - 1} \right)$$

(2)

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{out} - T_{in}) \tag{3}$$

$$c_{pa}(T) = 1.048 - \left(\frac{1.837T}{10^4} \right) + \left(\frac{9.547T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5.497T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7.927T^4}{10^{14}} \right) \tag{4}$$

여기서 T 는 압축기 전후 공기의 온도이며, \dot{m}_a 는 공기유량, η_{AC} 는 압축기의 효율, r_{AC} 은 압축비, k_a 은 공기의 비열비를 나타낸다.

b) 연소기

연소기는 공기와 연료 열량, 연소효율을 통해 연소 반응 후의 에너지를 Eq. 5와 같이 계산한다.

$$\dot{m}_a h_a - \dot{m}_f LHV_f = \dot{m}_a h_a + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f LHV_f \tag{5}$$

여기서 f 는 연료, g 는 연소가스, LHV_f 은 연료의 발열량, η_{cc} 는 연소기 효율을 나타낸다.

c) 가스터빈

가스터빈은 터빈의 입출구 온도차와 압력비를 통해 생산하는 일 \dot{W}_{GT} 는 Eq. 7과 같이 계산한다.

$$T_{GT,out} = T_{GT,\epsilon} \left(1 - \eta_{GT} \left(1 - \frac{P_{GT,\epsilon}}{P_{GT,out}} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right) \tag{6}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g c_{pg} (T_{GT,out} - T_{GT,in}) \tag{7}$$

여기서 T_{GT} 는 가스터빈 입출구의 배기가스 온도이며, η_{GT} 는 가스터빈 등엔트로피 효율, P 는 가스터빈 입출구 압력, k_g 은 배기가스의 비열비, c_{pg} 는 배기가스의 비열을 나타낸다. \dot{W}_{GT} 는 발전기를 거쳐 얻어지는 일로써, 발전기 손실을 포함한다.

2) Rankin cycle

배열회수보일러는 물과 증기, 배기가스의 에너지 변화를 계산한다. 통상적으로 발전소에 적용되는 3압의 배열회수보일러는 과열기, 증발기, 절탄기를 포함한다.

a) 과열기

과열기는 포화증기를 과열증기로 만들며, 각 압력 장치별로 에너지 변화를 계산한다.

$$\dot{m}_{gi} C_{pg} (T_{gi,in} - T_{gi,out}) = \dot{m}_{Si} (h_{Si,in} - h_{Si,out}) \tag{8}$$

(i=1,2,3)

여기서 1,2,3은 고압, 중압, 저압의 과열영역을 의미한다. g 는 배기가스, S 는 과열영역에서 열교환하는 증기, h 는 엔탈피를 의미한다. 즉, $g1$ 은 고압 과열영역의 배기가스, $S1$ 은 고압 과열영역의 증기로 표현된다.

b) 증발기

증발기는 급수를 포화증기로 만들고, 각 압력 장치 별로 에너지 변화를 계산한다.

$$T_{gj} = T_{j,sat} + T_{j,pinch} = T_{j,sat} - T_{j,approach} \quad (9)$$

(j=4,5,6)

$$\dot{m}_{gj}c_{pg}(T_{gj,in} - T_{gj,out}) = \dot{m}_{sj}(h_{sj,in} - h_{sj,out}) \quad (10)$$

여기서 4, 5, 6은 고압, 중압, 저압의 증발영역을 의미한다. pinch 온도는 증발영역 전 인입 연소가스와 포화증기 온도차를 의미하고, approach 온도는 포화증기와 증발영역 전 인입 급수 온도차를 의미한다. 이 두 온도는 증발기의 크기와 효율을 결정하는 요인이 된다.

c) 절탄기

$$\dot{m}_{g7}c_{pg}(T_{g7,in} - T_{g7,out}) = \dot{m}_{W1}(h_{W1,in} - h_{W1,out}) \quad (11)$$

$$\dot{m}_{g8}c_{pg}(T_{g8,in} - T_{g8,out}) = \dot{m}_{W2}(h_{W2,in} - h_{W2,out}) \quad (12)$$

여기서 7, 8은 연소가스가 거치는 고압 및 중압의 절탄영역을 의미하고, W1과 W2는 절탄기에서 열교환하는 고압 및 저압급수를 의미한다.

d) 증기터빈과 지역난방 열교환기

증기터빈의 일은 각 압력별로 에너지 밸런스를 통해 하기와 같이 계산한다.

- 하절기 증기터빈

$$\dot{m}_{s1}h_{s1} + \dot{m}_{s2}h_{s2} + \dot{m}_{s3}h_{s3} = \dot{W}_{ST} + \dot{m}_{ST,out}h_{ST,out} \quad (13)$$

- 동절기 증기터빈과 지역난방 열교환기

$$\dot{m}_{s1}h_{s1} + \dot{m}_{s2}h_{s2} + \dot{m}_{s3}h_{s3} = \dot{W}_{ST} + \dot{m}_{DH}(h_{ST,out} - h_{DH,out}) \quad (14)$$

여기서 \dot{W}_{ST} 는 증기터빈이 생산하는 일, ST,out 은 증기터빈 출구에서의 증기, DH,out 과 DH,in 은 지역난방 열교환기 입출구에서의 난방수로 표현된다. \dot{W}_{ST} 는 증기터빈의 발전기를 거쳐 얻어지는 일로써, 발전기 손실을 포함한다.

열역학 제1법칙에 의한 장치별 에너지 밸런스를 통해 가스터빈과 복합발전시스템의 효율은 하기 식들로 구한다 [5].

- 가스터빈 효율

$$\eta_{gt} = \frac{\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC}}{\dot{m}_{fuel}LHV\eta_{cc}} \quad (15)$$

- 하절기 복합발전 효율

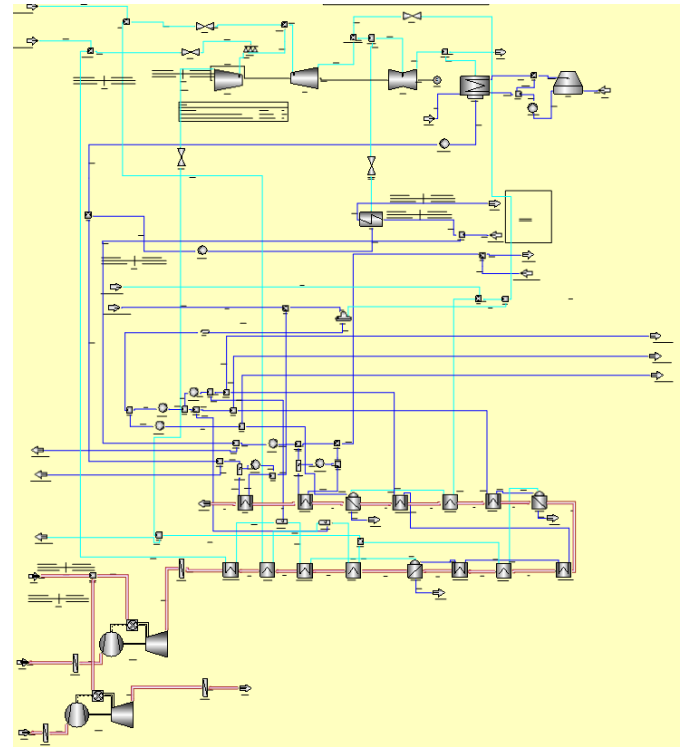


Fig. 2. Performance model for combined heat and power plant (GateCycle).

$$\eta_{CCPP} = \frac{\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{AXU}}{\dot{m}_{fuel}LHV\eta_{cc}} \quad (16)$$

- 동절기 열병합발전 효율

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{AXU} + Q_{DH}}{\dot{m}_{fuel}LHV\eta_{cc}} \quad (17)$$

\dot{W}_{AXU} 는 Rankin cycle에서 소모되는 장치일을 의미한다.

본 연구에서 제시하는 성능모델은 하기 그림과 같으며, 천연가스를 연료로 하였을 때 하절기 32°C 기준 출력 518.1 MW(net), 플랜트 효율 51%, 동절기 5°C 기준 출력 497.8 MW(net), 플랜트 효율 82.8%, 난방열 생산량 407 Gcal/h의 성능을 갖는다. 또한 플랜트의 탈설계는 정격부하에서의 플랜트 고유 기기성능 데이터와 부분부하의 열/정산 데이터와의 Validation을 통해 설계하였다. 이를 통해 외부 대기조건 변화 및 운전 조건변화에 따른 성능을 계산하도록 반영하였다.

IV. FEED STOCK

다양한 열원에 대한 열병합 발전시스템의 성능에 미치는 영향을 판단하기 위해 본 연구는 Table 2와 같이 3종의 다른 가스연료를 선택했다. 3종의 연료는 조성과 발열량이 서로 다르며, 현재 적용되고 있는 천연가스와 향후 적용 가능성이 높은 Pipe line gas(Fuel A)와 미국 셰일가스(Fuel B)이다 [6][7].

Table 2. Feed Stock of 3 Kinds Gas

| | LNG 천연가스 | Fuel A PNG | Fuel B Shale Gas | |
|----------------------------|-------------|---------------|---------------------|------|
| Composition (mol%) | C1 | 89.01 | 90.77 | 95.5 |
| | C2 | 8.74 | 5.51 | 3 |
| | C3 | 1.67 | 0.64 | 1 |
| | C4 | 0.59 | 0.12 | 0 |
| | C5 | 0 | 0.01 | 0 |
| | C6 | 0 | 0.01 | 0 |
| | Inert | 0.01 | 2.95 | 0.5 |
| High Heating Value (MJ/kg) | 54.68 | 52.46 | 54.76 | |

Table 3. Comparison of WI for Feed Stock

| | LNG 천연가스 | Fuel A PNG | Fuel B Shale Gas |
|--------------------------|-------------|---------------|---------------------|
| WI (MJ/Nm ³) | 55.56 | 52.40 | 53.77 |
| C1 (mol%) | 89.01 | 90.77 | 95.5 |
| Inert Gas (mol%) | 0.01 | 2.95 | 0.5 |

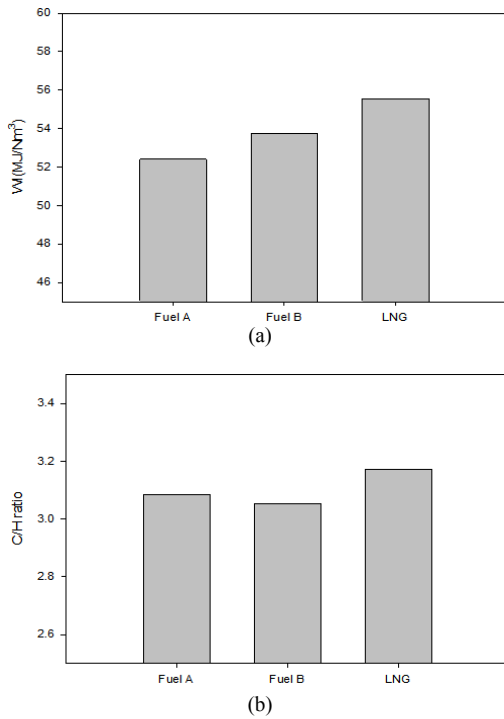


Fig. 3. Comparison of CH ratio for Feedstock. (a) WI. (b) CH Ratio.

3종의 가스연료를 적용한 플랜트 성능을 비교하기 가스연료가 현재 시스템에 적용이 가능한지를 먼저 판단하여야 한다. 즉, 현재 적용 중인 천연가스 대비 다른 연료에 대해 플랜트 재설계나 장치 변경없이 적용한지를 판단해야한다. 열병합발전시스템의 상기 연료적용성을 판단하는 가장 대표적인 지수는 Wobbe Index (WI)이다. WI는 가스연료의 호환성을 판정하는 지수로서, 같은 공급압력과 버너의 노즐구경이 일정할 때, 가스 조성변화에 따라 연소기의 입열량을 Eq. 18을 통해 동일한 기준에서 계산한다.

$$WI = \frac{H_{fuel}}{\sqrt{S \cdot G_{fuel}}} \tag{18}$$

여기서 H_{fuel} 은 가스연료의 발열량, $S \cdot G_{fuel}$ 은 가스의

비중을 의미한다.

각 가스터빈 제작사마다 연소기에서 허용 가능한 가스연료의 WI범위와 조건을 가지고 있다. A-열병합발전소는 MHPS 기종을 사용 중에 있으며, MHPS는 WI 변화율 15% 이내, C1(메탄) 조성 85 mol% 이상, Inert 조성 4 mol% 이하로 권고하고 있다. 이 조건을 바탕으로 3종의 연료적합성은 Table 3과 같이 판단할 수 있다.

Table 3에 의해 현재 사용 중인 천연가스 대비 Fuel B, C 모두 WI 변화율 15%이내이며, C1과 Inert 기준조건도 충족하여 A-열병합발전소에 적용이 가능하다. 또한 WI 결과와 더불어 연료의 연소성 판단을 위한 CH Ratio에 대해 하기 그림과 같이 비교하였다.

V. RESULTS AND DISCUSSION

상기 3종의 가스연료를 대상으로 하절기(기준점 32°C, 1 atm, 습도 70%), 동절기(기준점 5°C, 1 atm, 습도 60%) 운전 시 성능을 계산 및 비교하였다.

A. 하절기

하절기 운전조건은 32°C를 기준으로 대기온도가 변화할 때, 가스터빈과 발전소에 대해 출력 및 효율, 연소기 당량비 변화율을 비교하였다.

출력면에서는 발전소, 가스터빈 둘 다 대기온도가 상승할수록 공기밀도의 영향으로 출력이 감소하는 경향을 가지고 있으며, 연료별로 비교할 때는 Fuel A > LNG > Fuel B 순으로 나타나고 있지만, 그 차이가 크지 않고, 3종의 연료가 유사한 경향을 보였다.

발전 효율면에서는 기준점인 32°C에서 가장 효율적으로 운전되는 변곡점을 가지는 경향을 가지고 있으며, 연료별로는 LNG > Fuel A > Fuel B 순으로 나타났다. 이는 C/H 비율이 높은 Fuel A가 다른 연료보다 효율을 상승시키는 역할을 하고 있으며, 가스터빈 효율은 대기온도가 높아질수록 효율이 낮아지는 경향을 보이며, 연료별 결과는 발전 효율 결과와 동일하였다.

연소 당량비 변화는 LNG에 비해 Fuel A와 Fuel B의 변화가 더 크며, 온도에 따른 경향성은 동일하였다. 즉, 연소 당량비가 현재 적용 연료보다 상승한다는 것은 희박연소비가 낮아지고, 연소불안정을 야기할 가능성이 있음을 의미한다.

B. 동절기

동절기 운전조건은 5°C를 기준으로 대기온도가 변화할 때, 가스터빈과 발전소에 대해 출력 및 효율, 난방열 생산량, 연소기 당량비 변화율을 비교하였다.

출력면에서는 발전소는 대기온도가 기준점인 5°C를 기점으로 좌측과 우측으로 출력이 감소하는 경향을 보였다. 이는 랭킨사이클에서 대기온도가 낮음으로 인한 출력하강의 요인으로 분석된다. 또한 가스터빈은 기준점을 기점으로 좌측으로는 출력이 동일하며 대기온도가 올라가면 급격히 하강함을 보였다. 이는 대기온도가 기준점 이하에서는 연료밸브의 개도가 고정되어 있고 기준점 이상에서는 역시 공기밀도의 영향으로 출력이 감

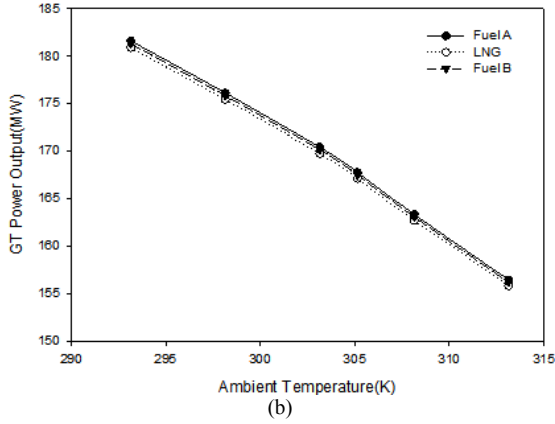
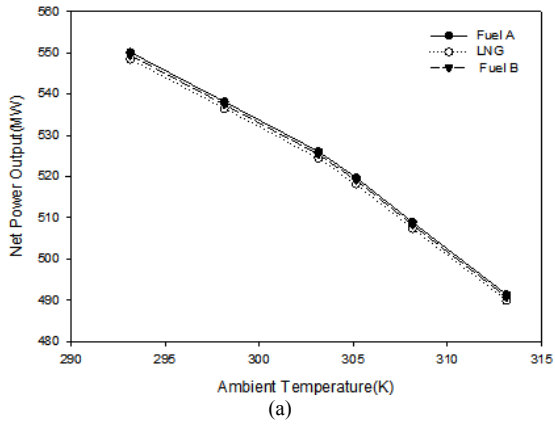


Fig. 4. Results for Power in summer. (a) Combined Cycle. (b) GT.

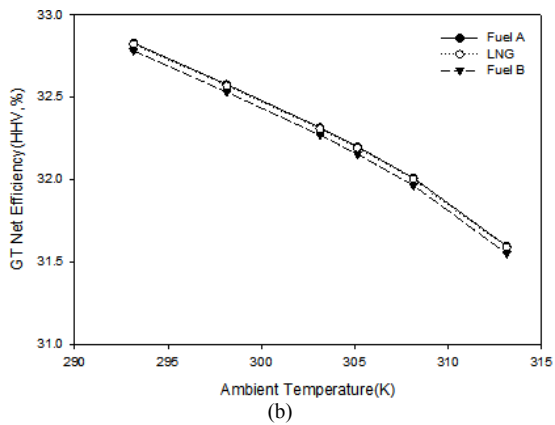
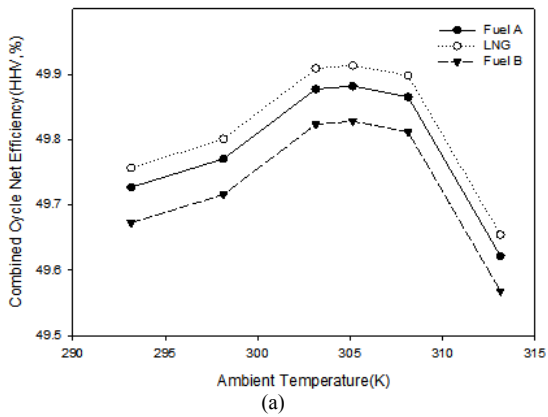


Fig. 5. Results for Efficiency in summer. (a) Combined Cycle. (b) GT. (c) Plant.

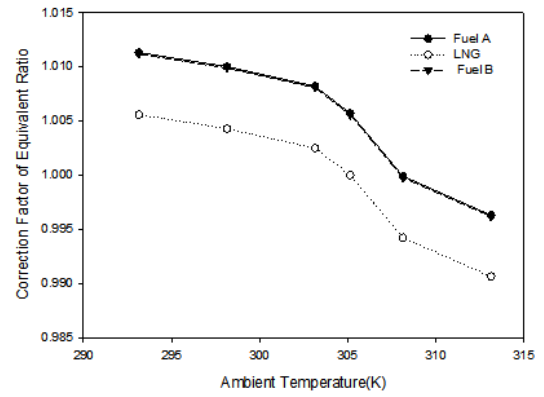


Fig. 6. Comparison of Equivalent ratio for Feedstock(Summer).

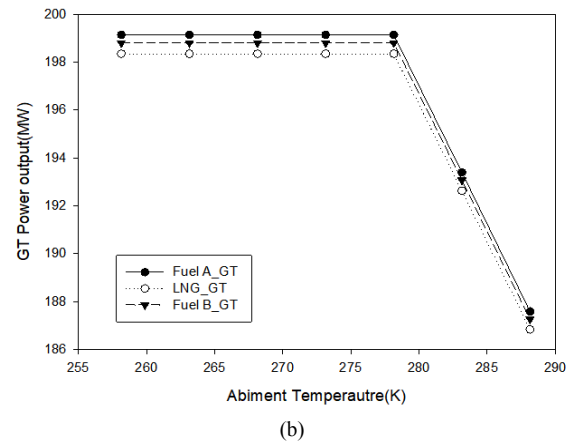
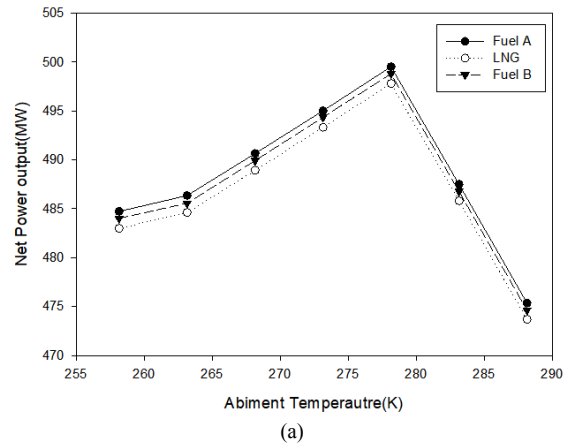


Fig. 7. Results for Power in winter. (a) Plant. (b) GT.

소되는 것으로 분석된다. 연료별로 비교할 때는 Fuel A > Fuel B > LNG 순으로 나타나고 있지만, 그 차이가 크지 않고, 3종의 연료가 유사한 경향을 보였다.

발전 효율면에서는 대기온도가 높아질수록 발전소 열효율(열공급 포함)은 상승하고, 복합발전 효율은 기준 점인 5°C를 기점으로 출력이 저하되며 연료별로는 LNG > Fuel A > Fuel B 순으로 나타났다. 가스터빈 효율은 대기 온도가 높을수록 효율이 저하되며 연료별로는 Fuel A와 LNG가 유사하고 Fuel B가 전반적으로 효율이 낮은 것으

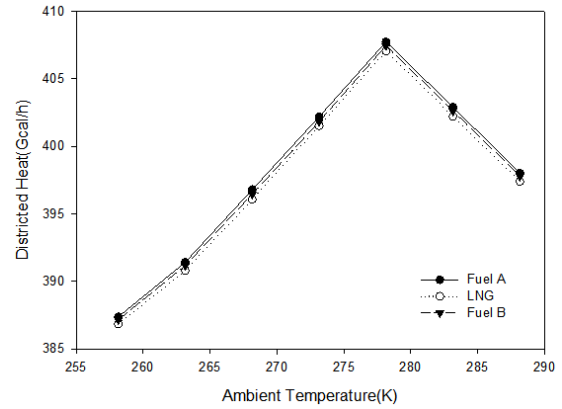
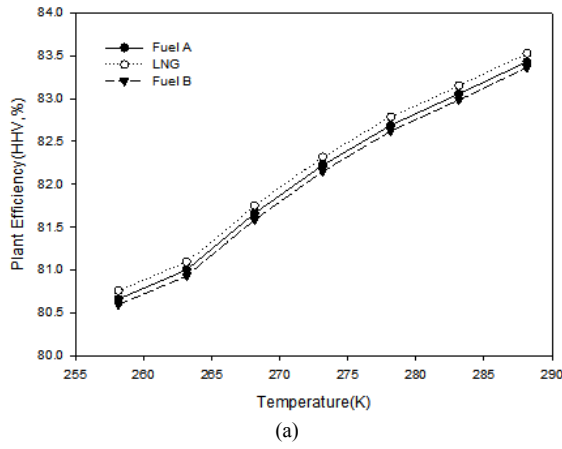


Fig. 9. Results for Heat Production in winter.

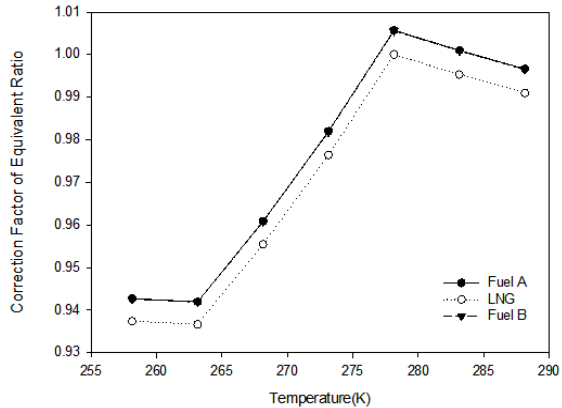
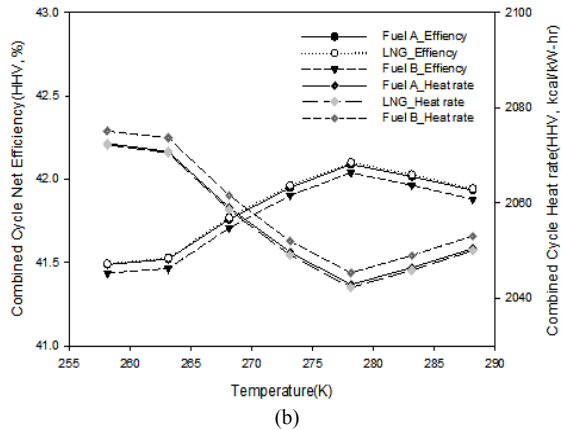


Fig. 10. Comparison of Equivalent ratio for Feedstock(winter).

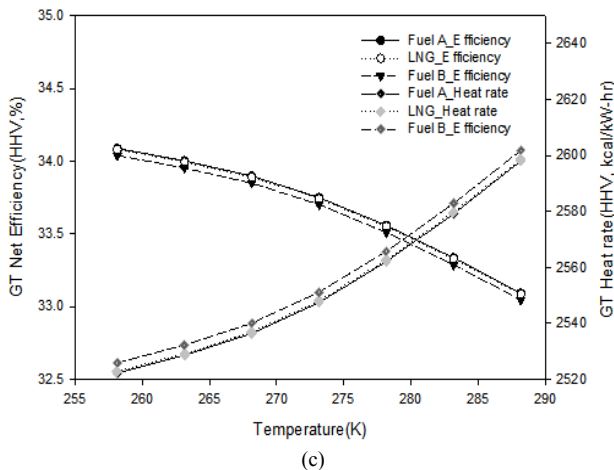


Fig. 8. Results for Efficiency in winter. (a) Combined Cycle. (b) GT. (c) Plant.

로 예측되었다.

난방열 측면에서 기준점인 5°C를 기점으로 생산량이 저하되며, 연료별로는 매우 유사한 성능을 보이는 것으로 예측되었다.

연소 당량비 변화는 LNG에 비해 Fuel A와 Fuel B의 변화가 더 크며, 온도에 따른 경향성은 동일하였다. 즉, 연소 당량비가 현재 적용 연료보다 상승한다는 것은 희박연소비가 낮아지고, 연소불안정을 야기할 가능성이 있음을 의미한다.

VI. CONCLUSIONS

본 연구에서는 국내 A-열병합발전소를 대상으로 운전조건변화 및 향후 도입될 저열량가스 적용시 발전플랜트의 성능특성을 예측할 수 있는 툴을 개발하였다. 즉, 기계성능을 반영한 열병합 Virtual 발전소를 구성하고, 대기온도 등의 변화에 따른 발전소의 성능을 예측하도록 설계하였다. 특히 본 연구에서는 향후 도입될 세일가스, PNG 등의 저열량가스 연료사용을 대비하여 조성변화와 그에 따른 열량변화에 대하여 발전소의 성능을 예측할 수 있도록 하였다. 연소 당량비 변화는 LNG에 비해 Fuel A와 Fuel B의 변화가 더 크며, 온도에 따른 경향성은 동일하였다. 즉, 연소 당량비가 현재 적용 연료보다 상승한다는 것은 희박연소비가 낮아지고, 연소불안정을 야기할 가능성이 있음을 의미함을 알 수 있다. 본 성능예측 툴은 성능지표 분석을 통해 발전소 운전특성을 인지할 수 있어 사전에 환경변화에 따른 운전방법을 계획할 수 있다.

ACKNOWLEDGEMENT

본 연구는 전력사협약사업에 따라 한국중부발전, 한국서부발전, 한국남부발전의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

REFERENCES

- [1] "제7차 전력수급기본계획[2015~2029]", 산업통상자원부, 2015.
- [2] "제6차 전력수급기본계획 [2013~2027]", 지식경제부, 2013.
- [3] "발전소 건설사업 추진현황", Korea Power Exchanger (전력거래소), 2016.
- [4] 이재승, "북미 셰일혁명과 동북아시아의 대응-에너지 협력 가능성 모색", 서울대학교 국제문제연구소, 133-164, 2015.
- [5] 김기중, "천연가스시장 메가트렌드의 파급효과 및 대응전략 연구(1,2,3차년도)", 에너지경제연구원, 2014~2016.
- [6] S. Shaaban, "Analysis of an integrated solar combined cycle with steam and organic Rankine cycles as bottoming cycles", *Energy Conservation and Management*, No.15, Vol.126, 1003-1012, 2016.
- [7] A. Rovira, R. Barbero, M. J. Momtes, R. Abbas, F. Varela, "Analysis and comparison of Integrated Solar Combined Cycles using parabolic troughs and linear Fresnel reflectors as concentrating systems," *Applied Energy*, No.15, Vol.162, 990-1000, 2016.
- [8] G. Manente, "High performance integrated solar combined cycles with minimum modifications to the combined cycle power plant design," *Energy Conversion and Management*, No.1, Vol.111, 186-197, 2016.
- [9] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, S. A. Kaci, "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.39, 223-250, 2014.
- [10] Process Engineering Division, "Shell Gasifier IGCC Base Cases PED-IGCC-98-002," National Energy Technology Laboratory, 1998.
- [11] 김신혁, 이시황, 주용진, 이상욱, 손병모, 오민, "Process Modeling System of a Combined Cycle Plant for Steady State Simulation with Model Based Approach," *Korean Chemical Engineering Research*, No.5, Vol.53, 545-552, 2015.
- [12] B. Fortunato, S. M. Camporeale, M. Torresi, "A Gas-Steam Combined Cycle Powered by Syngas Derived From Biomass," *Procedia Computer Science*, Vol. 19, 736-745, 2013.
- [13] M. J. D. Kam, R. V. Morey, D. G. Tiffany, "Biomass Integrated Gasification Combined Cycle for heat and power at ethanol plants," *Energy Conversion and Management*, No.7, Vol.50, 1682-1690, 2009.
- [14] D. Sanchez, R. Chacartegui, J. M. Munoz, A. Munoz, T. Sanchez, "Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels," *International Journal of Hydrogen Energy*, No.1, Vol.35, 337-345, 2010.
- [15] 주용진, 박세익, "MHI 501F/G 가스터빈 연소튜닝기술개발," 한국전력공사 전력연구원, 2014.
- [16] "도시가스 열량제도", 한국가스공사, 2012 (<http://www.kogas.or.kr/kr/natural/calorie/system.action>).