

바이오 가스를 연료로 사용하는 증기분사 가스터빈 열병합발전 시스템의 성능분석

강도원* · 강수영* · 김동섭**† · 허광범***

Performance evaluation of a steam injected gas turbine CHP system using biogas as fuel

Do Won Kang*, Soo Young Kang*, Tong Seop Kim**†, Kwang Beom Hur***

Key Words : Gas turbine(가스터빈), CHP(열병합 발전), Biogas(바이오가스), Steam injection(증기분사), Surge margin(서지마진)

ABSTRACT

MW-class gas turbines are suitable for distributed generation systems such as community energy systems(CES). Recently, biogas is acknowledged as an alternative energy source, and its use in gas turbines is expected to increase. Steam injection is an effective way to improve performance of gas turbines. This study intended to examine the influence of injecting steam and using biogas as the fuel on the operation and performance a gas turbine combined heat and power (CHP) system. A commercial gas turbine of 6 MW class was used for this study. The primary concern of this study is a comparative analysis of system performance in a wide biogas composition range. In addition, the effect of steam temperature and injected steam rate on gas turbine and CHP performance was investigated.

1. 서론

가스터빈은 비출력(크기 혹은 공기 유량 당 출력)이 높고 최근 들어 열효율 향상이 두드러져서 사용이 꾸준히 증가하고 있다. 특히, 가스터빈은 배기가스의 온도도 높기 때문에 열병합 시스템을 구성하여 전기 출력에 더하여 다량의 열출력을 얻을 수 있어서 총합적인 연료소비를 줄이는데 유용하다. 이러한 장점으로 인해 수 MW급 이하의 소형 가스터빈을 이용한 열병합 시스템은 분산 발전용으로 사용하기 적합하다.

바이오 가스는 신재생 에너지 중의 하나로써 이산화탄소 배출의 감소와 화석에너지 의존도를 낮출 수 있는 에너지원으로 부각되고 있다. 가스터빈은 주로 천연가스를 연료로 사용하는 장치이지만 좋은 연료유연성을 가지고 있기 때문에 바이오 가스를 연료로 사용할 수 있다. 이러한 장점으로 인해 바이오 가스를 가스터빈에 적용하는 많은 연구들이 진행

중인데, 바이오가스가 천연가스에 비해 발열량이 낮기 때문에 천연가스를 사용할 때와 다른 운전 특성을 나타내는 것으로 알려져 있다.^(1~4)

한편 증기분사는 열병합 발전이나 복합화력발전 설비에서 생성된 스팀을 가스터빈 연소기에 분사하여 더 높은 출력을 내기 위한 목적으로 사용되는데 여름과 같이 전기 수요량이 증가하고 상대적으로 열수요량이 감소할 경우에 사용하기 적합한 수단이다. 특히, 증기분사는 가스터빈 열병합 시스템의 간단한 개조를 통하여 구성할 수 있는 장점이 있다.^(6~8) 최근에는 바이오가스의 중요성이 증가하면서 바이오가스를 연료로 이용하는 가스터빈에 증기 분사를 적용한 연구도 발표되고 있다.⁽⁵⁾

천연 가스를 연료로 사용하도록 설계된 가스터빈에서 연료로서 발열량이 낮은 바이오가스를 사용하고 이에 더하여 증기분사를 같이 적용하면 가스터빈의 작동점이 변하게 될 것인데, 본 연구에서는 이러한 운전상태의 변화, 특히 엔진의 안정적 운전과 연관된 압축기 서지마진의 변화에 관심을 두고 해석을 수행하였다. 먼저 단순 사이클로 설계된 가스터빈을 이용한 열병합 시스템을 개조하여 증기 분사 사이클을

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학과

*** 한국전력공사 전력연구원

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

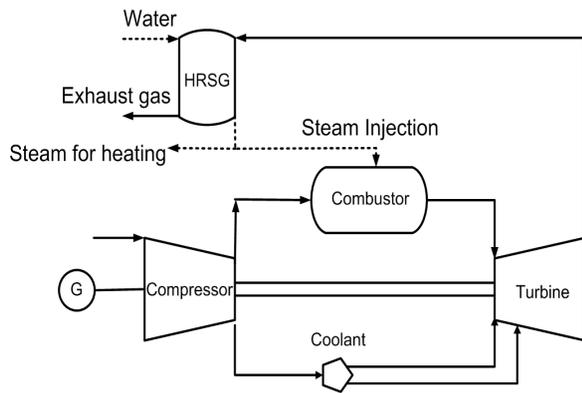


Fig. 1 System configuration

구성한 후, 천연가스를 연료로 이용하였을 경우와 바이오가스를 이용하였을 경우에 분사되는 증기의 온도와 분사되는 증기량에 따른 가스터빈의 성능 변화 및 열병합 성능을 비교 분석하였다. 전체 시스템의 구성은 Fig. 1과 같다. 가스터빈 배기가스로 구동되는 열회수 증기발생기(HRSG)에서 증기를 생산하여 일부는 연소기에 분사하고 나머지는 열수요 대응을 위해서 사용한다. 해석을 위해서 상용 프로그램인 Gate Cycle 6.0⁽⁹⁾을 사용하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 가스터빈 설계모사

상용 가스터빈인 Solar Turbines 사의 Taurus 65⁽¹⁰⁾을 해석 대상으로 삼았다. 압축기 설계점 계산은 단별로 수행한다.

$$PR = \prod_{i=1}^n PR_i \quad (1)$$

여기서 PR은 전체 압력비, i 는 각 단을 의미하며, n 은 단수를 의미한다. 설계점에서 각 단의 압력비가 동일하다고 가정하였으며, 압축기 전체에 대한 등엔트로피 효율을 입력 값으로 부여하여 압축기 출구 상태를 계산한 뒤, 폴리트로픽 효율을 계산하여 각 단 입출구에서의 엔탈피를 계산하였다.

터빈 효율은 식 (3)과 같이 정의되며, 터빈으로 유입되는 가스와 노즐냉각공기 그리고 로터냉각공기의 등엔트로피 팽창에 기초한 최대 생산일과 터빈효율에 의해 터빈의 출력이 결정된다. 로터 냉각공기가 출력에 기여하는 정도(f_{rcf})를 50%로 설정하였다. 이 비율은 여러 가지 설계 인자, 특히 냉각 방식에 따라 달라지게 될 것인데, 사용한 엔진의 터빈설계에 대한 구체적 정보가 없으므로 소프트웨어에서 기본으로 주어지는 값을 사용하였다. 각 터빈단의 압력비와 등엔트로피 효율은 일정한 것으로 가정하였다.

Table 1 Taurus 65 design parameters⁽¹⁰⁾

component	Parameters	Reference	This study
Compressor	Pressure ratio	15.6	15.6
	Number of stages	13	13
	Isentropic efficiency(%)	NA	85.28
Combustor	Fuel flow rate(kg/s)	NA	0.3873
	Lower heating value(kJ/kg)	NA	49300
	Pressure loss(%)	NA	3
Turbine	Turbine inlet Temperature(°C)	NA	1286
	Turbine rotor inlet temperature(°C)	1204.4	1205
	Exhaust temperature(°C)	550	548.5
	Number of stage	3	3
	Stage efficiency(%)	NA	84.66
	Gas flow rate(kg/s)	21.09	21.09
Performance	Gearbox efficiency(%)	NA	98
	Generator efficiency(%)	NA	98
	Power(kW)	6300	6300
	Thermal efficiency(%)	32.90	33.13

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{[X]_{in} - [X]_{out,s}} \quad (3)$$

$$X = (\dot{m}h)_g + (\dot{m}h)_{nc} + f_{rcf}(\dot{m}h)_{rc} \quad (4)$$

Table 1에 모사된 엔진 성능을 보였다. 압축기 압력비, 압축기와 터빈의 단수 등은 엔진 정보로부터 알려진 것을 사용하였고, 알려지지 않은 압력손실 및 부가적 손실들(기어박스, 발전기)은 일반적인 값들로 가정하였으며, 배기가스 유량이 알려진 값과 일치하도록 공기유량을 정하였다. 압축기와 터빈 효율 그리고 터빈입구온도를 바꾸어 가며 성능을 계산하여 결과로 얻어지는 출력, 열효율 및 터빈 첫단 로터 입구온도가 알려진 값에 근접하도록 하였다.

2.2 가스터빈 탈설계모사

천연가스 연료를 사용함을 전제로 제작된 가스터빈에 바이오 가스를 적용할 경우에 연료의 성분비가 다르기 때문에 터빈입구온도를 유지하기 위해서는 가스터빈에 사용되는 연료의 유량이 변하게 된다. 이는 가스터빈의 작동환경에 변화에 영향을 미치게 되고 가스터빈의 탈설계 해석이 필요하다. 탈설계 해석을 위해서는 압축기 성능선도가 필요한데, 가스터빈 제작사에서 성능선도를 제공하지 않으므로 Gate Cycle에 내장된 선도 중 설계 압력비가 유사한 산업용 가스터빈 압축기 선도를 본 연구에 사용한 가스터빈 압축기 설계 값에 맞게 스케일링하여 사용하였다. 터빈은 초킹조건(Choking)

을 이용하여 가스터빈의 매칭을 고려하였다. 사용한 초킹조건(Choking)은 다음과 같다.(11)

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} = constant, \quad \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (5)$$

여기서 T, P, A 는 각각 온도, 압력, 노즐면적을 의미하고, R, γ 는 기체상수와 비열비를 나타낸다. 가스터빈의 작동조건은 압축기와 터빈의 작동특성 매칭에 의해 결정되며 터빈으로 유입되는 가스유량이 변하면 터빈의 작동조건이 변화하게 되고 터빈 입구온도가 일정하더라도 압력비는 변하게 된다.

2.3 HRSG 설계모사

HRSG 구성부의 변수 값들은 에너지 밸런스 식을 통해서 구해진다. 구해진 변수들을 이용하여 최대 열전달율과 실제 열전달율을 계산하여 유용도(ϵ)를 구할 수 있다. 그 후 $\epsilon - NTU$ (number of transfer unit)관계식을 이용하여 NTU 를 계산하고 최소 열용량 값과 총괄열전달계수를 이용하여 전열 면적을 구할 수 있다.

$$NTU = f(\epsilon), \quad \text{where } \epsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (6)$$

$$A = \frac{(\dot{m}c_p)_{min} \cdot NTU}{U_d} \quad (7)$$

하첨자 d는 설계점 값을 의미한다. HRSG로 공급되는 저온부의 물은 15°C, 7000kPa이며 각 구성부에서 에너지 손실을 1%씩 고려하였다. 설계점 계산에서 입력 값으로 사용한 HRSG 주요 설계 파라미터들을 Table 2에 나타내었다.

Table 2 HRSG design parameters

Parameters	Value
Pinch Temperature (°C)	10
Economizer exit Subcooling Temperature(°C)	10
Overall heat transfer coefficient in superheater(kW/m ² · K)	0.05
Overall heat transfer coefficient in evaporator(kW/m ² · K)	0.0437
Overall heat transfer coefficient in economizer(kW/m ² · K)	0.0426
Pressure drop in economizer, superheater(%)	5
Pressure drop at gas side(%)	3

2.4 HRSG 탈설계모사

HRSG의 각 구성부에서 고온부(가스 측) 열전달 계수가 저온부(물 측) 열전달 계수에 비해 충분히 작다. 따라서 총괄 열전달 계수는 고온부의 영향을 주로 받는다고 가정해도 무방하며, 질량유량의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.(12)

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{\dot{m}_{gas}}{\dot{m}_{d,gas}} \right)^{0.8} \quad (8)$$

2.5 성능

가스터빈의 출력 및 효율은 발전기 손실, 기어 손실 등을 고려하여 계산하였으며 식은 다음과 같다.

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_T - \dot{W}_C) \cdot \eta_{gear} \cdot \eta_{gen} \quad (9)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \quad (10)$$

열병합 효율은 다음 식으로 정의된다.

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{Q}_{recovered}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \quad (11)$$

2.6 바이오 가스

본 연구에서 적용한 바이오 가스는 매립지 가스나 소화가스이다. 매립지 가스는 매립지의 혐기성 소화조건에서 유기성 폐기물이 분해되면서 발생되며 소화가스는 하수슬러지, 축산분뇨, 음식쓰레기 등의 원료가 혐기성 소화조를 거치면서 발생된다. 여러 가지 원료를 통해서 발생하는 바이오 가스는 연료의 성분비는 일정 범위의 값을 가지게 되는데 이는 바이오 가스를 만들기 위해 사용되는 원료 폐기물의 질과양, 혐기성 소화조의 기술력, 혐기성 소화방식, 처리 시간 및 온도 등의 영향을 받아 연료의 성분비가 변화하기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 문헌을 참고하여⁽¹⁾ 바이오 가스 성분비를 CH₄ 35~75%, CO₂ 24~64%, N₂ 1%의 범위에서 해석을 수행 하였다. 즉, 모든 경우에 질소는 1%이며 예를 들어 메탄이 75%이면 나머지는 (24%)는 이산화탄소이다.

3. 결과 및 토의

3.1 증기 분사량 변화에 따른 성능변화

먼저 증기온도를 800K로 가정하여 해석을 수행하였다. 모든 계산에서 터빈입구온도는 설계값으로 동일하다. 생성된 증기를 연소기에 분사하면 Fig. 2에서와 같이 터빈으로 유입되는 유량이 증가한다. 터빈 유량 증가는 터빈 입구 압

력, 즉 압축기 압력비를 증가시키게 되어 서지마진(surge margin)이 감소한다(Fig. 3). 채택한 압축기 성능 선도는 설계점에서 (천연가스를 사용하고 증기분사가 없는 경우) 약 20%의 서지마진을 갖는다. 서지마진의 감소는 가스터빈의 안정성에 문제를 유발하기 때문에 일반적으로 서지마진이 10~15% 확보되는 것이 바람직하므로, (13) 가스터빈의 안정적인 운전을 고려하여 최소 서지마진을 10%로 가정하여 이 최소 서지마진이 이를 때 까지만 증기 분사가 가능하도록 운전 범위를 제한하여 성능을 분석하였다.

Fig. 4는 출력 변화를 보여 준다. 설계점에서 출력이 6205 kW로 Table1의 값에 비해 다소 작는데, 이는 Table 1은 가스터빈 단독 운전시의 값을, Fig. 4는 HRSG의 압력손

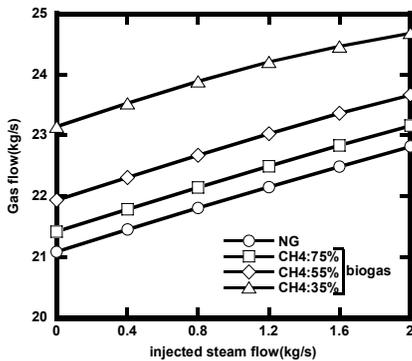


Fig. 2 Variation in turbine gas flow with injected steam flow

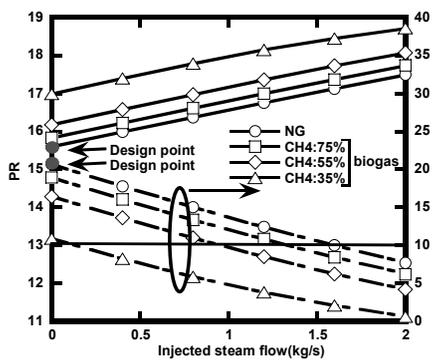


Fig. 3 Variations in pressure ratio and surge margin with injected steam flow

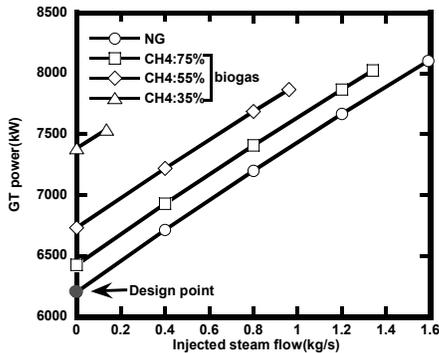


Fig. 4 Variation in gas turbine power with injected steam flow (10% surge margin limitation)

실을 포함한 출력을 보여주기 때문이다. 동일한 증기량을 분사하는 경우에는 천연가스보다 바이오 가스를 연료로 사용하는 경우가 출력 증가가 더 크다. 즉, 연료의 메탄함량이 감소할수록 출력이 증가하는 경향을 나타내었다. 이는 바이오 가스를 연료로 사용하게 되면 분사된 증기량은 같지만 바이오 가스의 발열량이 낮기 때문에 동일한 터빈입구 온도조건에서 가스터빈이 작동할 경우 천연가스를 연료를 사용할 때보다 연료의 유량이 증가하여 전체 가스유량이 크기 때문이다. 즉, 기본적으로 증기를 분사하지 않더라도 발열량이 낮은 연료를 사용하면 연료 소모량이 많아지고 이로 인해 터빈 유량이 늘어서 출력이 더 커지는 것이다.

서지마진이 같을 때 즉, 10%까지 증기를 분사했을 때 (Fig. 4에서 각 연료별로 증기 분사량이 최대가 되는 마지막 지점, 즉 Fig. 3에서 10% 서지마진 선에 해당하는 지점)에 국한해서 비교하면 천연가스를 연료로 사용하는 경우가 바이오가스를 사용할 때 보다 큰 출력을 가지는 것으로 나타났다. 연료의 메탄 함량이 증가하면 동일한 서지마진 운전 조건에서 상대적으로 많은 증기분사가 가능하다. 즉 최소 서지마진에 해당되는 운전점까지 분사 가능한 증기량은 천연가스 사용 시가 바이오가스 사용 시 보다 크다. 수증기가 다른 연소 가스 성분들보다 비열이 크기 때문에 유사한 압력비로 팽창할 때 증기분사로 인해서 수증기 비율이 높아지면 엔탈

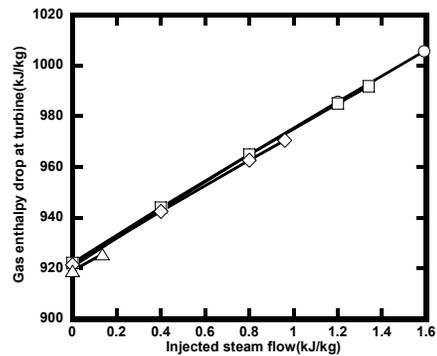


Fig. 5 Variations in gas enthalpy drop at turbine with injected steam flow (10% surge margin limitation)

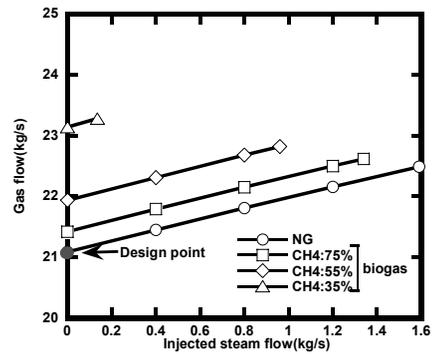


Fig. 6 Variation in turbine gas flow with injected steam flow (10% surge margin limitation)

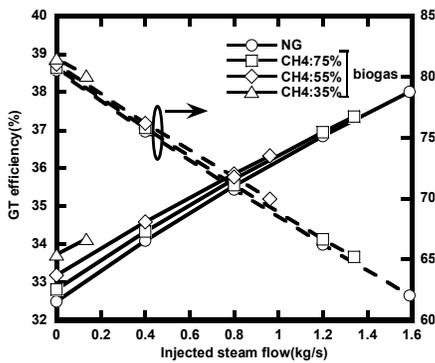


Fig. 7 Variations in gas turbine and CHP efficiencies with injected steam flow (10% surge margin limitation)

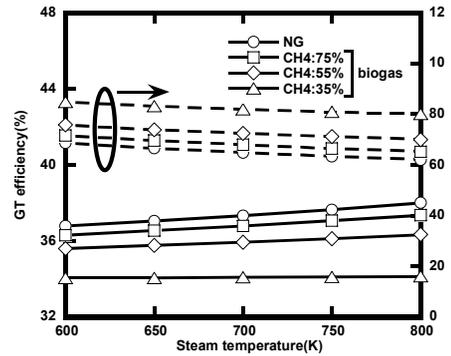


Fig. 9 Variations in gas turbine and CHP efficiencies with steam temperature (10% surge margin condition)

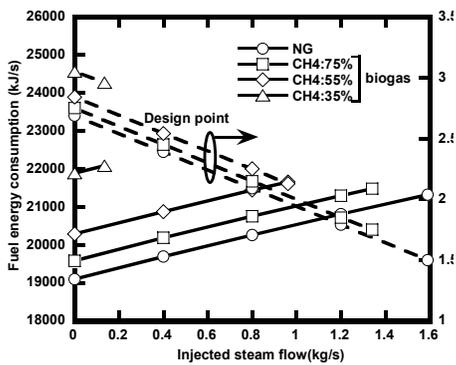


Fig. 8 Variations in fuel energy consumption and steam flow for heating with injected steam flow (10% surge margin limitation)

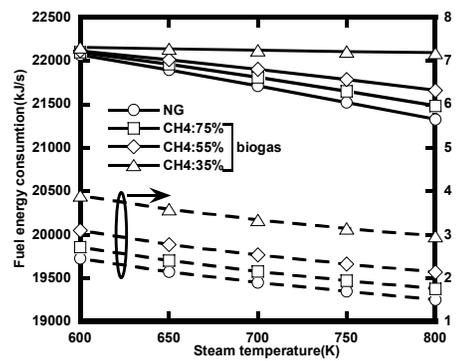


Fig. 10 Variations in fuel energy consumption and steam flow for heating with steam temperature (10% surge margin condition)

피 낙차가 커진다. Fig. 5에 터빈에서의 엔탈피 낙차를 보았다. 천연 가스 연료의 경우가 가장 큰 터빈 엔탈피 차이를 보인다. 반면에 동일한 서지 마진에서 터빈 가스의 유량은 메탄 함량이 감소할수록 다소 커진다 (Fig. 6). 두 가지 효과가 상충되기는 하지만 엔탈피 낙차의 효과가 더 커서 결국 Fig. 4와 같이 동일한 서지 마진 운전 조건이라면 천연가스의 경우가 출력이 더 큰 것으로 예측되었다.

Fig. 7에는 가스터빈 효율과 열병합 효율을 보였다. 동일한 양의 증기를 분사하면서 비교하면 증기 분사량이 적을 때는 바이오가스를 연료로 사용하는 경우가 천연가스를 연료로 사용하는 경우보다 높은 것으로 나타났지만, 증기 분사량이 많아지면 가스터빈 효율 사용 연료에 큰 상관 없이 거의 비슷해지는 것으로 나타났다. 서지마진 10%일 때를 비교하면 가스터빈 효율은 출력과 마찬가지로 천연가스 연료로 사용할 경우가 바이오가스를 연료로 사용하는 경우 보다 높다. 천연가스의 경우가 출력도 더 크지만 투입되는 연료의 에너지도 더 작은 것으로 예측되었다(Fig. 8). 한편 Fig. 8에 나타난 것과 같이 동일한 증기를 분사할 때 열수요를 위해 사용되는 스팀의 양은 사용 연료별로 매우 큰 차이가 나지는 않았다. 그 결과 열병합 효율도 분사된 증기량이 같다면 큰 차이를 보이지 않는다. 단, 동일한 10% 서지마진까지 최대

증기를 분사한 경우에는 천연가스를 연료로 사용할 경우 가 바이오가스를 연료로 사용하는 경우보다 열병합 효율이 낮았다. 이는 이 최소 서지마진 운전 조건에서 천연가스 연료를 사용한 경우에 분사된 증기량이 많고 그만큼 열수요를 위해서 사용된 열량이 줄어드는데 이 효과가 전기출력이 효과 보다 상대적으로 영향이 커서 발생하는 결과이다.

3.2 증기온도 변화에 따른 성능변화

서지마진 10%로 고정된 상태에서 분사되는 증기의 온도 변화에 따른 시스템의 성능변화도 살펴보았다. 증기 온도를 변화 시키더라도 가스터빈의 출력은 일정하다. 이는 증기 분사온도가 변할 지라도 서지 마진이 10%로 제한되어 있어서 분사 할 수 있는 증기 유량이 변하지 않고 따라서 전체 가스 유량이 일정하기 때문이다.

가스터빈의 효율은 Fig. 9에 보인 것처럼 증기온도가 낮아짐에 따라 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 분사되는 증기의 온도가 낮아짐에 따라 Fig. 10에 나타난 것처럼 터빈 입구온도를 유지하기 위해 필요한 연료 에너지 소비량이 증가하기 때문이다. 하지만 역시 Fig. 10에 나타난 것처럼 바이오 가스의 메탄함량이 적은 경우에는 분사되는 증기량이 적기 때문에 증기의 온도변화가 가스터빈 효율에 거의 영향

을 미치지 않는 것으로 나타났다. 발생하는 증기의 온도가 낮아지면 물이 증기가 되면서 얻는 엔탈피 증가량은 작아지지만 Fig. 1에 보이듯이 열수요를 위하여 이용할 수 있는 증기량이 증가하는 효과가 더 커서 엔탈피 차이와 유량의 곱인 열회수량이 증가한다. 이 열회수량 증가 효과로 인해서 열병합 효율은 증기온도가 낮아짐에 따라서 증가하는 것으로 나타났다(Fig. 9).

4. 결 론

천연가스로 설계된 가스터빈 열병합발전 시스템에 바이오 가스를 연료로 사용하면서 증기분사를 할 때 분사되는 증기량 및 증기온도에 따른 성능변화를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 바이오 가스를 사용하면 기본적으로 터빈 유입유량이 증가하여 출력이 증가하는 효과가 발생하게 되고, 이로 인해 분사하는 증기량이 동일한 경우에는 메탄 함량이 작은 연료를 사용할수록 더 큰 출력을 낸다.
- (2) 동일한 압축기 서지마진으로 운전되는 경우에는 메탄 함량이 작은 연료를 사용할수록 분사할 수 있는 증기량이 감소하여 가스터빈 출력 증가가 작아진다.
- (3) 분사되는 증기의 온도는 일정하고 분사되는 증기량이 증가하면 가스터빈 효율은 증가하지만 회수열량 감소 효과가 더 커서 열병합 효율은 감소한다.
- (4) 서지마진이 고정된 경우에는 증기의 온도가 높아지더라도 분사되는 증기량이 변하지 않기 때문에 출력은 일정하다. 증기 온도 상승은 가스터빈의 효율의 상승과 열병합 효율의 감소로 이어진다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (5MW급 바이오 가스터빈용 전처리시스템 개발) (No. 2009T100200127)

참고문헌

(1) Bruno, J. C. and Coronas, A., 2004, "Distributed Generation of Energy using Micro Gas Turbines : Polygeneration Systems and Fuel Flexibility," Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPQ'04).

(2) Lepszy, S. and Chmielniak, T., 2008, "Analysis of The Biomass Integrated Combined Cycles with Two Different Structures of Gas Turbines," ASME paper GT2008-50317.

(3) Rodrigues M, Walter A and Faaij A, 2007, "Performance Evaluation of Atmospheric Biomass Integrated Gasifier Combined Cycle Systems Under Different Strategies for The Use of Low Calorific Gases," Energy Conversion and Management. Vol. 48, pp. 1289~1301.

(4) Colantoni, S., Gatta, S. D., De Prosperis, R., Russo, A., Fantozzi, F. and Desideri, U., 2009, "Gas Turbine Fired with Biomass Pyrolysis Syngas : Analysis of The Overheating of Hot Gas Path Components," ASME paper GT2009-59476.

(5) Fagbenle, R. L., Oguaka, A. B. C. and Olakoyejo O. T., 2007, "A Thermodynamic Analysis of a Biogas-fired Integrated Gasification Steam Injected Gas Turbine (BIG/STIG) Plant," Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2220~2225.

(6) Fischer, C. A., Frutschi, U. H. and Haselbacher, H., 2001, "Augmentation of Gas Turbine Power Output by Steam Injection," ASME paper 2001-GT-0107.

(7) Lee, J. J., Jeon, M. S. and Kim, T. S., 2010, "The Influence of Water and Steam Injection on the Performance of a Recuperated Cycle Microturbine for Combined Heat and Power Application," Applied Energy, Vol. 87, pp. 1307~1316.

(8) 김동섭, 조문기, 노승탁, 고상근, 1997, "열회수를 고려한 소형 증기분사 가스터빈 시스템 해석," 대한기계학회 논문집, 제21권, 제8호, pp. 996~1008.

(9) Enter Software. GateCycle ver 6.0, 2006.

(10) Rocha, G., Reynolds, S. and Brown, T., "Introduction of The Taurus™ 65 Industrial Gas Turbine for Power Generation," ASME paper GT2008-51328.

(11) Palmer, C.A. and Erbes, M.R., 1994, "Simulation Methods Used to Analyze The Performance of the GE PG6541B Gas Turbine Utilizing Low Heating Value Fuels," ASME IGTI Cogen-Turbo, IGTI-Vol. 9 pp. 337~346.

(12) Erbes, M. R. and Gay, R. R., 1989, "GATE/CYCLE Predictions of The Off Design Performance of Combined Cycle Power Plants," Simulation of Thermal Energy Systems, ASME AES Vol. 6/HTD Vol. 124, pp. 43~51.

(13) Brun, K. and Simmons, H., "Aerodynamic Instability and Life Limiting Effects of Inlet and Interstage Water Injection into Gas Turbines," ASME paper GT2005-68007.