◎ 논 문

냉각공기 예냉각과 연료예열에 의한 복합발전 시스템의 성능변화

권익환*·강도원*·김동섭***·김재환***

Performance Variation of a Combined Cycle Power Plant by Coolant Pre-cooling and Fuel Pre-heating

Ik Hwan Kwon*, Do Won Kang*, Tong Seop Kim***, Jae Hwan Kim***

Key Words : Gas turbine(가스터빈), Coolant pre-cooling(냉각공기 예냉각), Fuel pre-heating(연료 예열), Combined cycle system(복합 발전 시스템)

ABSTRACT

Effects of coolant pre-cooling and fuel pre-heating on the performance of a combined cycle using a F-class gas turbine were investigated. Coolant pre-cooling results in an increase of power output but a decrease in efficiency. Performance variation due to the fuel pre-heating depends on the location of the heat source for the pre-heating in the bottoming cycle (heat recovery steam generator). It was demonstrated that a careful selection of the heat source location would enhance efficiency with a minimal power penalty. The effect of combining the coolant pre-cooling and fuel pre-heating was also investigated. It was found that a favorable combination would yield power augmentation, while efficiency remains close to the reference value.

1.서 론

가스터빈은 복합발전의 주 기기로써 발전 분야에서 중요 한 역할을 하고 있다. 가스터빈은 단독 운전 시 30% 중, 후 반의 효율을 내고 증기터빈과 연계된 복합발전 시스템을 구 성할 때에는 50% 중반 이상의 효율을 낼 수 있다. 최근에 출 시된 최고성능 가스터빈들(예를 들어 H Class)의 경우 복합 사이클에서 60% 이상의 효율을 목표로 하고 있다.⁽¹⁾ 하지만 현재까지 설치되어 있는 발전설비의 규모나 사용처에 따라 사용되는 가스터빈의 출력범위가 상이하고 복합발전의 효율 도 차이를 보인다. 이에 따라 가스터빈의 효율 및 출력을 향 상시키기 위한 많은 시도가 이루어지고 있다. 최근 많은 연 구가 이루어지고 있는 가스터빈 입구냉각의 경우를 보면, Najjar 등⁽²⁾은 수분사에 의한 냉각과 냉동기를 사용한 냉각 에 대해서 성능향상 정도를 비교하였고 Dashtebayaz 등⁽³⁾은 천연가스 정재시설에서 사용되는 가스터빈에서 증발 냉각 시스템과 기계적 냉각기, 그리고 팽창터빈을 사용한 냉각시 스템을 적용하였을 때 성능변화를 비교하였다. 압축기의 소 모동력을 감소시키는 중간냉각(Inter-cooling) 방법 또한 연 구가 이루어지고 있다.⁽⁴⁾

고온부 냉각에 사용되는 냉각유체의 양 또한 중요한 변수 라 할 수 있는데, 터빈 블레이드의 냉각을 공기뿐만 아니라 개회로와 폐회로의 스팀을 사용한 냉각기법을 적용하였을 때의 성능변화에 대한 연구가 이루어진 바 있다.⁽⁵⁾ 압축기에 서 추출한 냉각공기를 바로 사용하지 않고 열교환기를 사용 해 예냉각하는 방식 또한 고려된 바 있다.⁽⁶⁾

연료를 예열하는 방법은 복합발전 시스템의 효율을 높이 는 방법 중 하나로 동일한 TIT(Turbine Inlet Temperature) 를 유지하기 위한 연료 소모량을 감소시켜 시스템의 효율을 증가시킨다. 일반적으로 연료를 예열하기 위해 하부사이클 의 물을 사용하며 하부사이클의 출력이 감소하게 되고 이는 발전 시스템의 출력감소로 이어진다.^(7,8)

냉각공기의 예냉각이 적용되지 않은 시스템에 예냉각을 적용하면 시스템의 출력은 상승하나 효율이 감소한다고 보 고된바 있다.⁽⁶⁾ 따라서 본 논문에서는 냉각공기 예냉각시 발 생하는 효율 감소를 회복하기 위한 방안으로 (1) 냉각공기의 냉각 시 발생하는 열을 하부사이클로 회수하는 방법과 (2) 기 존 시스템에서 하부사이클의 열원을 이용하여 연료를 예열

^{*} 인하대학교 대학원

^{**} 인하대학교 기계공학부

^{***} 한국항공우주연구원 터보샤프트엔진팀

[†] 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

²⁰¹¹ 유체기계 연구개발 발표회 발표 논문, 2011년 11월 30일-12월 2일, 경주 유체기계저널:제15권, 제3호, pp. 57~63, 2012(논문접수일자: 2011.10.31, 심사완료일자: 2012.02.14)



Fig. 1 Configuration of a combined cycle power plant (dotted lines denote coolant pre-cooling and alphabets in the HRSG (A to I) denote heat sources for fuel heating

하는 방법을 적용해 보았다. 특히 방법 (2)인 연료 예열을 적 용할 경우 어떠한 열원을 사용하는 것이 가장 높은 효율증가 를 나타내는지를 확인한 후 그중 세 가지 경우를 선택하여 (1) 방법과 함께 조합하여 적용했을 때 시스템 성능변화를 살 펴보았다.

2. 시스템 모델링

2.1 복합 발전 시스템

본 연구에서 해석의 대상이 된 가스터빈은 F-Class 가스 터빈인 GE 사의 7FA 모델이다. 7FA 모델은 단독으로 사용 시 약 171 MW의 출력과 36.5 %의 효율을 내며 복합 발전에 적합한 성능을 가지고 있다.⁽⁹⁾ 시스템의 모델링 및 계산은 상 용 프로그램인 GateCycle⁽¹⁰⁾을 사용하였고 실제 가스터빈의 성능과 모델링을 통해 계산된 시스템의 성능을 Table 1에 나 타내었다.

Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 가스터빈의 터빈을 개별 단 으로 나누어 모델링하였고 노즐과 로터의 냉각이 별도로 고 려되었다. 터빈은 총 3단으로 구성되어있고 1단과 2단은 노 즐과 로터의 냉각이, 3단은 노즐의 냉각이 고려되었다. 터빈 의 냉각에 사용되는 유체는 압축기의 압축공기가 사용되며 본 모델에서는 12단, 15단, 18단에서 추출되어 터빈으로 공 급된다. Table 1에 성능을 제시한 기존의 가스터빈에서는 냉 각공기의 예냉각과 연료예열이 적용되지 않았다. Fig. 1의

Table 1 Performance parameters of the gas turbine

Parameters	Reference	Modeling
Ambient temperature (K)	288.2	288.2
Ambinet pressure (bar)	1.0	1.0
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 GT power (MW)	171.7	171.5
GT efficiency (%)	36.5	36.7

점선은 하부사이클의 작동유체로 예냉각을 하는 경우의 열 회수 방안을 나타낸 것이고, HRSG안의 각 영문자 (A-I)는 연료를 예열할 때의 예열 열원의 위치를 나타낸다. 이에 대 한 모델링은 2.4절에서 좀 더 자세히 설명할 것이다.

복합발전 시스템을 구성하기 위한 하부사이클의 성능 또 한 Table 2에 나타내었으며, HRSG(Heat Recovery Steam Generator)는 3중압 재열을 적용한 시스템이 사용되었다. 복합발전을 구성했을 때 가스터빈의 출력이 설계점보다 다 소 감소하는 것은 HRSG에서의 압력손실에 의해 가스터빈의 출구 압력이 높아지기 때문이다.

Table 2 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	
CC efficiency (%)	56.1	

가스터빈이 설계점에서 벗어나는 운전을 하게 되면 가스 터빈의 탈설계 해석을 수행해야 한다. 가스터빈의 탈설계 해 석은 선행연구^(6,1)와 동일한 방법으로 진행되었다. 탈설계 해석은 터빈입구에서 식 (1)과 같은 초킹식이 사용되고 압축 기는 압축기 성능선도를 이용하여 계산이 진행된다.

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

식 (1)에서 m은 질량유량, A는 면적, T와 P는 온도와 압 력이며 R은 기체상수, γ는 비열비이고 하첨자 in은 입구를 나타낸다.

2.2 터빈 냉각모델

터빈블레이드 온도 및 주유동 가스, 냉각공기의 상관관계 는 터빈 냉각모델을 통해 구성할 수 있다. 냉각공기의 온도 를 낮추게 되면 일정한 터빈 블레이드의 온도를 유지하기 위 한 냉각공기의 필요 유량이 감소하게 된다. 이러한 냉각공기 의 유량변화는 예냉각이 시스템의 성능 변화에 미치는 영향 에 대한 주요한 변수가 되므로 냉각모델을 잘 모사하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 선행연구⁽¹¹⁾에서 사용된 다음의 열 역학적 모델을 적용하여 냉각공기의 온도와 유량에 따른 변 화를 모사하였다.

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

식 (2)에서 c_p 는 정압비열이며 하첨자인 c와 g는 각각 냉 각공기와 주 유동가스를 의미한다. T_g 는 터빈 블레이드로 유 입되는 주유동 가스의 전온도(Total temperature)이며 T_b 와 ϕ_∞ 는 각각 터빈 블레이드의 온도와 점근 냉각효율이다. T_b 의 값은 1단 노즐 및 로터, 2단 노즐 블레이드는 870 ℃로, 2 단 로터는 810 ℃, 3단 노즐은 750 ℃로 유지된다고 가정하 였다. 또한 ϕ_{∞} 는 냉각방식에 따라 다른 값을 가지며 1단의 경우 막냉각을 적용하여 1, 2단은 0.93, 3단은 0.82로 정하 였다.⁽¹²⁾ 설계점에서 터빈 블레이드와 점근 냉각효율을 정하 면 모델링으로부터 연소가스의 온도 및 유량, 냉각공기의 온 도와 유량을 알 수 있고 이를 통해 냉각 파라미터인 C를 계 산할 수 있다. C의 값은 탈설계 계산 시 일정한 값으로 유지 되는 값이며 계산된 C를 통해 냉각공기의 온도가 감소할 때 동일한 블레이드 온도를 유지하기위한 냉각공기의 유량을 결정할 수 있다.

2.3 터빈 블레이드의 속도 삼각형 모델링

가스터빈의 터빈은 고온의 환경에 노출되며 고속으로 회 전하는 기기로 이러한 상황에서 터빈에 대한 온도는 속도의 영향을 고려한 동온도와 정온도로 구분할 수 있다. 터빈의 로터 입구 온도는 이러한 동온도가 고려된 상대 전온도가 보 다 정확한 온도라 할 수 있다. 이를 위해서는 터빈의 속도 삼 각형을 그리는 것이 필요하다. 터빈의 속도 삼각형은 터빈의 설계 시 사용되는 무차원수를 이용해서 그릴 수 있다. 터빈 설계 시 사용되는 무차원 수는 부하계수, 유량계수, 반동도 이며 유량계수, 터빈의 회전 선속도, 로터의 절대 출구각을 가정하고 GateCycle에서 계산된 단별 온도차의 값을 부하계 수를 계산하는데 사용하면 반동도를 계산할 수 있으며 Fig. 2와 같은 터빈의 속도 삼각형을 그릴 수 있다. 속도 삼 각형을 그리기위한 각 무차원수와 절대, 상대각도 등은 터빈



Fig. 2 Velocity triangles of a turbine stage

의 설계 시 사용되는 적합한 범위 내에서 선택되었다.^(13,14) 이러한 속도 삼각형을 통해 로터 입구의 상대 전온도를 알아 낼 수 있으며 그 식은 아래와 같다.

$$T_{02.rel} = T_2 + \frac{W_2^2}{2c_p} \tag{3}$$

식 (3)에서 좌변인 T_{02,rel}은 로터 입구에서의 속도가 고려 된 상대 전온도이며 우변의 T₂는 정온도, 우변의 오른쪽 항 은 속도가 고려된 동온도이다. W₂는 로터 입구의 상대속도 이며 이 속도는 완성된 속도삼각형을 통해 알아낼 수 있다. 탈설계 계산 시 속도 삼각형은 노즐 출구의 각도가 일정하게 유지된다는 가정을 하였으며 이 가정을 통해 유량변화에 따 른 W₂의 변화를 계산할 수 있다.

2.4 예냉각 열회수 및 연료예열 열원

Fig. 1에 표시된 바와 같이 냉각 공기의 예냉각을 위하여 각 냉각유로에 열교환기가 설치된 모델링을 하였다. 냉각유 로는 모두 3개의 경로이며 각각 1단의 노즐과 로터, 2단의 노즐과 로터, 3단의 노즐로 연결된다. 각 냉각유로에 열교환 기가 1개씩 설치되어 냉각공기를 예냉각하게 된다. Fig. 1에 서 점선으로 나타낸 것과 같이 예냉각을 할 경우 예냉각시 발생하는 열은 하부사이클로 회수된다. 하부사이클로 회수 되는 지점은 응축기 출구 펌프 출구와 HP 펌프의 출구이다. 또한 연료 예열을 위해 필요한 열원은 HRSG의 각 지점에서 스팀, 배기가스, 물을 사용하게 되는데 알파벳으로 열원의 위치를 나타내었다. (A)는 LPST(LP Steam Turbine)의 입구 스팀. (B)는 IPST(IP Steam Turbine)의 입구스팀이고. (C). (D). (E). (F)는 IPSH(IP Super Heater) 출구. IPEVA(IP Evaporator) 출구, LPEVA(LP Evaporator) 입구, LPEVA 출구의 배기가스를 사용하며 (G), (H), (I)는 HP, IP, LP의 물이다. 각 지점에서 사용된 유체는 원래의 위치로 회수된다.

3. 해석 결과

3.1 냉각공기 예냉각이 복합발전 성능에 미치는 영향

선행연구⁽⁶⁾를 통해 나타난 냉각공기 예냉각이 복합발전 시스템 성능에 미치는 영향을 Fig. 3에 요약하였다. 결과에 따르면 예냉각을 진행할수록 출력은 증가하고 효율은 감소 한다. 또한 예냉각시 발생하는 열을 하부사이클로 회수하게 되면 출력이 더욱 증가하고 효율의 감소가 줄어들지만 여전 히 설계점 이하의 효율을 나타내고 있다. 예냉각에 의해 필 요한 냉각공기량이 감소하고 이로 인해 주 유동가스의 유량 이 증가하여 출력이 증가한다. 하지만 주 유동가스의 증가에 따른 연료 소모증량 증가와 압축비 증가로 인한 압축기 소모 동력 증가에 의해 순 출력의 증가량이 연료소모의 증가량보 다 낮아 전체 시스템의 효율은 감소한다. 하부사이클로 열 회수를 하였을 경우(HR)에는 하부사이클의 출력이 증가하여 순 출력이 더욱 증가하지만 여전히 설계점의 효율보다는 낮 은 효율을 나타낸다. 200 K 예냉각시 출력은 설계점보다 약 4.7 MW 상승하며 효율은 0.69 % 포인트 감소한다.

3.2 연료예열 열원에 따른 복합발전 성능 변화

연료의 예열에는 하부사이클의 열을 사용한다. 일반적인 방법은 하부사이클의 물을 사용하여 예열하는 것이다.⁽⁷⁾ 본 연구에서는 하부사이클의 어느 부분의 열을 이용하는 것이 가장 높은 시스템 효율 증가를 나타내는지 확인하기 위해 2.4절에 설명한 바와 같이 하부사이클의 다양한 위치에서의



Fig. 3 Performance variations with the degree of coolant pre-cooling



Fig. 4 Variations in combined cycle power output with the heat source location and degree of fuel pre-heating

유체와 열교환하는 방안을 비교하였다. 하부사이클에서 연 료예열을 위해 사용할 수 있는 열원은 가스터빈 배기가스, 스팀터빈 입구 증기, 증발기 입구의 물이다. Fig. 4와 Fig. 5 에 각 지점에서 유체를 바이패스시켜 연료를 예열하였을 때 연료 온도증가에 따른 시스템 출력과 GT 및 ST의 출력을 나 타내었다. 설계점에서 연료의 온도는 15 ℃이며 각각의 경우 최대 연료온도가 다른 것은 열을 가져오는 지점의 온도가 다 르기 때문이다.

Fig. 4에서처럼 시스템 출력은 모든 경우에 감소하는 것으 로 나타났다. 그 이유는 Fig. 5에 나타낸 것과 같이 가스터빈 의 출력감소는 크게 변하지 않는 반면에 열을 가스터빈으로 보



Fig. 5 Variations in gas turbine and steam turbine power outputs with the heat source location and degree of fuel pre-heating



Fig. 6 Variations in combined cycle efficiency with the heat source location and degree of fuel pre-heating

낸 하부사이클의 출력이 감소하기 때문이다. 하부사이클의 출 력만 단독적으로 나타냈을 경우 전체 시스템과 동일한 경향을 나타내며 출력이 감소하게 된다. 반면 Fig. 6에서 나타낸 것과 같이 시스템의 효율은 IPST 입구 증기를 사용하는 경우를 제 외하고 모두 증가하는 것을 알 수 있는데 그중 LPEVA의 출구 와 입구에서 가스를 사용했을 때와 IP 물, LP 물을 사용하였을 때 효율 증가폭이 다른 경우들에 비하여 크다. 효율 증가가 클 수록 출력 감소폭도 작다. LPEVA 출구가스를 사용해서 연료 를 예열할 경우 시스템 효율은 0.22% 포인트 증가한다.

3.3 예냉각과 연료예열을 함께 적용한 시스템

앞서 살펴본 것과 같이 예냉각을 적용할 경우 출력증가와 효율감소가 나타나게 되고 연료예열을 적용할 경우 예냉각 과 반대로 출력감소와 효율증가가 나타나게 되며 성능변화 의 정도는 연료예열을 위한 열원에 따라 다르다. 따라서 예 냉각을 적용한 시스템에서 하부사이클 내 어느 지점의 열을 사용하여 연료를 예열할 것인가에 따라 전체 출력과 효율의 변화가 상이할 것으로 예상된다. 연료예열을 하여 가장 높은 효율 증가를 나타낸 LPEVA의 입구, 출구 가스를 사용하는 경우와 LP, IP의 물을 사용하는 경우를 예냉각과 함께 적용 하여 Fig. 7과 Fig. 8에 시스템 출력변화와 효율 변화를 나 타내었다.

우선 기존 시스템에 냉각공기를 예냉각하면서 하부사이클 로 열 회수(HR)를 하게 되면 시스템 출력이 상승하게 되고 그 상승량은 예냉각을 한 온도에 따라 달라지게 된다. 따라 서 냉각공기를 50 K 감소시킨 경우와 100 K 감소시킨 경우 로 나누었고, 각각의 예냉각과 열회수를 적용한 시스템에서 연료 예열을 적용하여 출력과 효율의 변화를 살펴보았다.





Fig. 7 Effect of the combination of coolant pre-cooing and fuel pre-heating on the combined cycle power output



Fig. 8 Effect of the combination of coolant pre-cooing and fuel pre-heating on the combined cycle efficiency

각과 열회수만 적용한 상태에서는 설계점의 출력인 262.5 MW 보다 증가한 출력을 나타낸다. 그리고 연료예열을 하게 되면 Fig. 7에 나타낸 것과 같이 출력이 감소하는데 LPEVA의 출 구가스를 사용하는 경우가 출력감소가 가장 작고, LPEVA의 입구와 LP 및 IP 물을 사용하는 경우는 비슷한 양상으로 감 소하게 된다. 최대로 연료를 예열하는 경우에도 출력은 여전 히 기존의 설계점 출력보다는 높은 상태를 유지하고 있다. 연료예열에 의해 하부사이클에서 감소한 출력보다 예냉각에 의해 가스터빈에서 증가한 출력과 예냉각의 열을 회수한 영 향이 더 크다는 것을 의미한다.

효율의 변화를 보면, 예냉각을 적용함으로 인해 설계점의 효율보다 낮아지지만 연료예열을 통해 점차 효율이 회복되 는 경향을 보이고 있다. 예냉각을 100 K 했을 경우에는 계산 된 세 가지 경우에서 최대온도까지 연료예열을 해도 설계점 의 효율에 도달하지 못한다. 반면 예냉각을 50 K을 하고 LPEVA의 입, 출구에서 가스를 사용하여 연료를 예열했을 경우에는 기존의 효율보다 높은 효율이 예상되었다. 효율은 연료의 소모량과 출력이 증가하는 양의 비율에 따라 변화하 게 되는데 예냉각이 50 K일 때 연료 소모량을 살펴보면 연료 예열을 하지 않을 때는 9.596 kg/s의 연료를 소모하지만 연 료예열을 최대로 할 경우 LPEVA 입구가스, LPEVA 출구가 스, IP, LP 물을 열원으로 사용할 경우 각각 9.506 kg/s, 9.537 kg/s, 9.545 kg/s의 연료 소모하여 설계점인 9.495 kg/s 더 많은 연료를 소모한다. 연료 예열을 했음에도 불구하고 더 많은 연료를 소모하면서 전체 효율이 증가하는 것은 연료 의 소모량보다 더 많은 출력의 증가량 때문이다. 즉, 예냉각 및 하부사이클로의 열 회수로 인한 출력의 증가량이 예냉각 을 통한 연료 소모량과 연료 예열에 의한 하부사이클의 출력 감소 효과보다 더 크기 때문에 전체 효율이 증가한다고 볼 수 있다. 반면 예냉각을 100 K 했을 때에는 출력 50 K일 때 보다 더 상승했음에도 불구하고 연료의 소모가 더 큰 영향을 미쳐 전체 효율은 감소한다.

효율이 설계점보다 높고 출력의 감소가 가장 낮은 점은 예 냉각을 50 K 하고 LPEVA 출구가스로 연료를 408.15 K(135 ℃)로 예열했을 경우로, 출력은 설계점보다 1.3 MW 증가했고, 효율은 0.085 % 포인트 상승했다.

4.결론

본 연구에서는 예냉각을 적용한 복합발전 시스템의 효율 을 증가시키기 위해 연료예열을 적용한 경우를 살펴보고 예 열하는 열원의 종류와 예냉각의 조합에 따른 성능차이를 고 찰하였다.

- 1) 연료예열을 통해 시스템 효율을 높일 수 있지만 예열을 위한 하부사이클의 열원에 따라 효율 및 출력의 변화가 상이하고 가스터빈의 출력은 거의 일정하며 시스템의 출력은 하부사이클의 출력 변화에 의존하게 된다. 가장 높은 효율증가를 나타낸 경우는 LPEVA 입출구의 가스 와 IP 물, LP 물을 열원으로 사용한 경우이다.
- 생각공기의 예냉각 및 열회수, 그리고 가장 높은 효율 증가를 나타내는 연료예열을 조합했을 때, 예냉각을 50 K을 하고 LPEVA 입구, 출구의 가스를 사용했을 경 우 효율이 설계점보다 증가하였다. 그 외의 경우는 모 두 효율이 설계점보다 낮았으며 모든 경우에 설계점보 다 높은 출력을 나타내었다.

참고문헌

- Fischer, R., Ratliff, P., Fischer, W., 2008, "SGT5-8000H-Product Validation at Irsching 4 Test Center," Siemens AG, Energy Sector.
- (2) Alhazmy, M. M. and Najjar, T. S. H., 2004, "Augmentation of Gas Turbine Performance using Air Cooler," Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 415~429.
- (3) Gord, M. F. and Dashtebayaz, M. D., 2011, "Effect of Various Inlet Air Cooling Methods on Gas Turbine Performance," Energy, Vol. 36, pp.1196~1205.
- (4) Caniere, H., Willockx, A., Dick, E. and De Paepe, M., 2006, "Raising Cycle Efficiency by Intercooling in Air-Cooled Gas Turbines," Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1780~1787.
- (5) Najjar, Y. S. H., Alghamdi, A. S., Mohammad, H. and Beirutty, A., 2004, "Comparative Performance of Combined Gas Turbine Systems under Three Different Blade Cooling Schemes," Applied Thermal Engineering, Vol.

24, pp. 1919~1934.

- (6) 권익환, 강도원, 강수영, 김동섭, 2012, "냉각공기의 예냉 각이 가스터빈 복합발전 성능에 미치는 영향," 대한기계 학회 논문집 B권, 제36권, 제2호, pp.171~179.
- (7) Brooks, F. J., 2000, "GE Gas Turbine Performance Characteristics," GER-3567H, GE Power Systems, Schenectady, NY.
- (8) Erickson, D. M., Day, S. A. and Doyle, R., 2003, "Design Considerations for Heated Gas Fuel," GER-4189B, GE Power Systems, Greenville, SC.
- (9) Farmer, R., 2009, "Gas Turbine World 2009 GTW Handbook," Vol. 27, Pequot Prblishing Inc., pp. 75.
- (10) GateCycle ver. 6.0., 2006, Enter Software.
- (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) Saravanamutto, HIH., Rogers, GFC. and Cohen, H., 2001, "Gas Turbine Theory," 5th ed., Pearson Education Limited, England, pp. 306~373.
- (14) Moustapha, H., Zelesky, M. F., Banies, N. C. and Japikse, D., 2003, "Axial and Radial Turbines," Concepts NREC, USA, pp. 1~29.