

가스 터빈 복합화력 발전 플랜트의 시스템 구성 제안 - CO2 포집 대안 별 비교 평가

김승진* · 최상민**

System Configuration Studies on Gas Turbine Combined Cycle Power Plants - Application to Processes for Carbon Capture System

Seungjin Kim*, Sangmin Choi**

ABSTRACT

In the design of combined cycle power plants, the design parameters considered mainly could be changed and added for performance evaluation with change on the design objective and method. Therefore, the design criteria considering the different objectives and type of power plant were needed. Thermodynamic and economic analyses of various types of gas turbine combined cycle power plants with demand on generation of power and heat and carbon capture system from high pressure flue gas have been performed to establish criteria for optimization of power plants.

Key Words : Gas Turbine Combined Cycle Power Plants, Carbon Capture System, Pressurized Power Systems.

최근 몇 년간 복합 사이클 발전 플랜트 (CCPP, Combined Cycle Power Plant) 에 대한 관심이 높아지고 있다. 이런 복합 사이클 발전 플랜트 시장의 성장은 미국과 유럽에서의 배출가스 규제 정책 등에 의해 야기되었다.[1] 복합사이클 발전 플랜트는 가스터빈과 가스터빈 후단에서의 열을 이용하여 고온·고압의 스팀을 발생시켜 두 가지 파워 사이클을 연결하는 역할을 하는 보일러를 배열회수 보일러 (HRSG, Heat Recovery Steam Generator), 그리고 스팀터빈으로 이루어져 있다. 지금까지의 복합발전 플랜트의 설계는 단순히 기존 가스터빈 후단에 배열회수 보일러와 스팀터빈을 bottoming cycle 형태로 설치하고, 가스터빈의 용량, 후단온도, 가스유량 등이 정해지면 스팀터빈과 배열회수보일러의 디자인이 정해지는 가스터빈 위주의 설계가 대부분이었다. 또한, 이때의 발전 시스템의 성능평가는 단순히 동력생산효율과 전력생산단가를 이용하여 이루어졌다. 하지만, 가스터빈 기술의 발전으로 인해 가스터빈 후단에서의 가스온도가 상승하게 되었고[2], 전 세계적으로 열 사용량이 점점 증가하게 되었으며 [3], 이산화탄소와 같은 배기가스의 규제가 생겨남에 따라, 가스터빈 복합화력 발전소의 역할이

동력 생산뿐만이 아닌 담수화, 공정, 이산화탄소 포집시스템 등에 쓰일 수 있는 다양한 목적을 가진 열 및 증기의 생산으로 확장되게 되었다. 이러한 변화로 인해 가스터빈의 성능 및 디자인뿐만 아니라 전체 사이클의 효율, 전력생산량, 가격 등에 영향을 미치는 배열회수 보일러의 디자인도 포함한 전체 복합사이클 발전플랜트의 구성이 중요해졌다.[4] 또한, 스팀 사이클이 bottoming 사이클로 더해지는 일반적인 가스터빈 위주의 설계뿐만 아니라, 주된 동력생산이 스팀터빈에 의해 이뤄지고 가스터빈은 보일러에 열원을 공급하는 역할로 쓰이는 경우가 생겨나게 되었다. 이러한 변화는 가스터빈 복합화력 발전소의 사용 목적에 동력과 열 이외의 다른 요구사항이 더해짐에 따라 일어나게 되었다. 이에 따라, 엔지니어는 복합발전 플랜트 설계에서의 상반되는 설계인자들 간의 중요성을 플랜트의 사용 목적에 따라 판단하고 여러 가지 사용 목적이 결합되어있는 시스템의 경우에 대한 평가 과정에 대해 고민할 필요가 있다.

본 연구에서는 일반적인 가스터빈 복합화력 발전소의 성능 평가기준인 열역학적 효율로 사이클 구성의 적절성 여부를 판단하는 것의 한계점을 제시하고, 디자인 과정에서 관점의 변화를 통해 여러 가지 복합적인 목적을 가진 시스템에 대하여 사이클 구성을 제안하고 그들의 성능을 여러 가지 관점에서 판단하는 과정을 제시하는 것을

* 한국과학기술원 기계공학과

† 연락저자, smchoi@kaist.ac.kr

TEL : (042)350-3030 FAX : (042)-350-1284

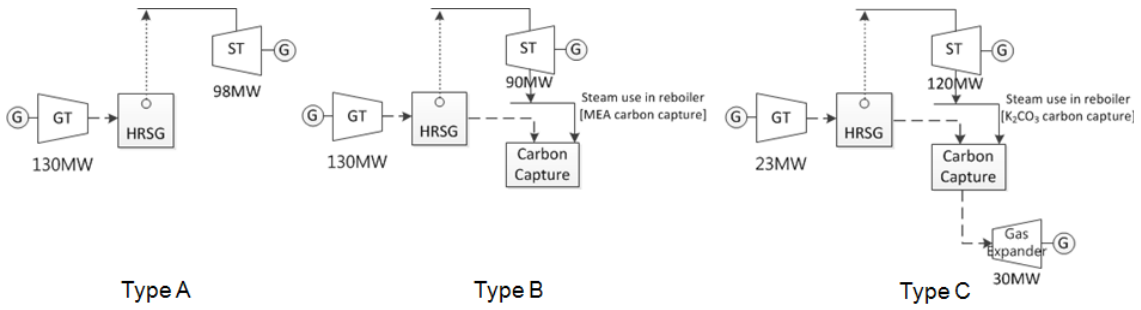


Fig. 1 Schematic Diagram of Power Plants with CO2 Capture

Table 1 Examples of Combined Cycle Power Plants Cases with Carbon Capture Unit

		Type A	Type B	Type C
Steam turbine output	MWe	98.34	91.65	120.57
Gas turbine output	MWe	128.16	128.16	22.95
Gas expander output	MWe	-	-	30.47
Solvent material		-	MEA	K2CO3
Pressure level of exhaust gas	MPa	0.1013	0.1013	0.8000

목적으로 한다. 이를 위해, Fig. 1 과 table 1 에서와 같은 작은 규모를 가지는 이산화탄소 포집을 목적으로 하는 가스터빈 복합화력 발전소들에 대하여 운전조건을 달리하여 케이스를 선정하고, 그에 따라 열역학 제 1법칙 해석을 수행하고, 효율을 식 (1)을 이용하여 계산하였다.

$$\eta = \frac{W_{output}}{Q_{input}} \quad (1)$$

이와 더불어 가스터빈 후단에서의 가스 압력이 높아질 때, 스팀과 가스의 작동조건에 영향을 받는 HRSG 내의 열교환기들의 면적이 어떻게 변화하는지에 대해 다음 식 (2),(3)을 이용하여 살펴보았다.

$$Q_{transferred} = UA(\Delta LMTD) = UA \ln \left(\frac{(T_{g,inlet} - T_{s,outlet}) - (T_{g,outlet} - T_{s,inlet})}{(T_{g,inlet} - T_{s,outlet}) / (T_{g,outlet} - T_{s,inlet})} \right) \quad (2)$$

$$NTU = \frac{UA}{w_g c_g} \quad (3)$$

여기서 $Q_{transferred}$ 는 열교환기에서의 열전달량을 뜻하고, U 는 열 전달계수, A 는 열전달면적, $\Delta LMTD$ 는 열교환기 내에서 가스 및 스팀의 온도 변화량을 나타내는 log mean temperature를 뜻한다.

이러한 식을 통하여 얻어진 결과를 다음 단위 전력 생산 단가를 구할 때, 플랜트의 건설비용에 반영하였다.

$$Y_{EL,yr} = I_C \times \psi + \frac{I_{fuel} \times C \times 8760}{\eta_{elec}} \quad (4)$$

여기서 $Y_{EL,yr}$ 은 1년간 발전소를 운영할 때, 전기를 생산하는데 필요한 비용을 뜻하고, I_C 와 ψ 는 각각 발전소를 짓는데 필요한 kW당 건설비와 고정비용을 뜻하며, I_{fuel}, C, η_{elec} 은 각각 연료단가, 설비비용률, 전기 생산 효율을 뜻한다.

대상 플랜트들에 대한 효율을 계산한 결과를 살펴보면 다음 Fig. 2 와 같다. 효율의 관점에서 살펴본 경우 이산화탄소 포집 시스템을 포함시키는 경우 이산화탄소를 포집하지 않는 일반적인 가스터빈 복합화력 발전소인 Type A의 경우와 비교하였을 때, 효율이 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 또한 가스터빈 후단에서의 가스의 압력을 높임에 따라 효율이 떨어짐을 확인할 수 있다.

또한, Fig. 3과 Fig. 4 에서는 HRSG 내의 열교환기의 면적을 가스의 작동압력이 증가함에 따라 구한 결과이다. Fig. 4 에서 나타내듯이 0.4MPa 이상의 압력에서는 HRSG 내의 열교환기의 전달단위수(NTU)가 감소하는 것을 볼 수 있다. 하지만 각각 열교환기들의 면적 변화를 나타내는 Fig. 3에서 보면 그 변화의 차이가 미미한 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 HRSG 내의 열교환기 설계에 있어 핀치 포인트 온도차, 어프로치 포인트 온도차 등이 고정되어 계산되었고,

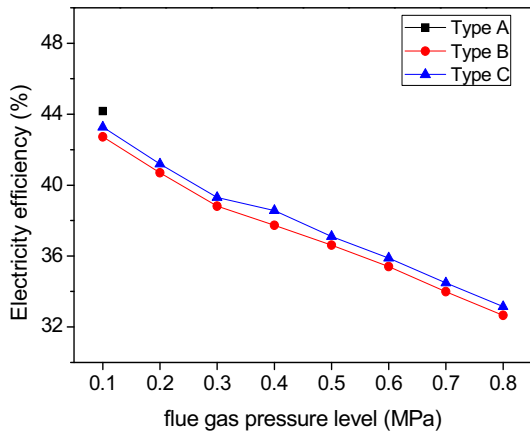


Fig. 2 Electricity Generation Efficiency of Type A-C

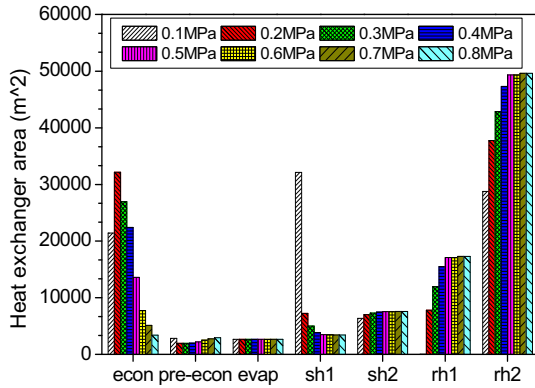


Fig. 3 Heat Exchanger Areas in HRSG

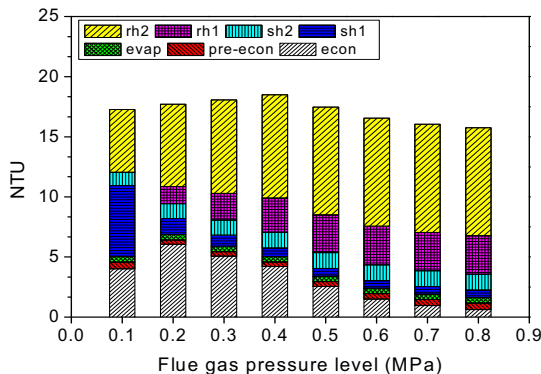


Fig. 4 Number of Transfer Unit (NTU) in HRSG

그에 따라 HRSG 출구에서의 가스의 온도가 제한되었기 때문에 나타난 현상이라고 볼 수 있다. 이러한 효율과 HRSG 사이즈 계산을 반영하여 다음 Table 2 와 같이 가스의 작동압력 증가에 따라 간단한 전력 생산 단가를 제시할 수 있다.

Table 2 Unit Electricity Generation Cost of Type A-C

	Type A	Type B	Type C
Pressure level (MPa)	Unit generation cost (₩/kWh)		
0.1	197.79	202.76	201.21
0.2		211.89	209.91
0.3		218.54	216.18
0.4		224.59	221.95
0.5		230.98	227.92
0.6		237.43	233.88
0.7		243.52	239.44
0.8		249.25	246.86

이러한 결과들을 통해 여러 가지 복합된 목적을 가지는 플랜트에 대하여, 그 목적을 달성하기 위한 대안들을 운전조건을 달리하여 제시하고, 그에 대해 효율뿐만 아니라, 시스템의 사이즈, 혹은 생산단가 등의 관점에서도 여러 가지 목적을 적절히 달성하고 있는지를 다시 판단함으로써, 복잡한 시스템에 대한 평가 과정을 제시하였다. 또한, 이러한 결과가 추후에 운전조건이 다양한 대안들 중 시스템 구성을 결정할 때, 혹은 더 자세한 디자인을 요구로 할 때, 그러한 과정을 위한 근거 자료로 쓰일 수 있을 것이라 기대된다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 기계가치 제조사업단(BK21)의 지원을 받아 이루어졌습니다.

참고 문헌

[1] H. Nusseler et al, "Developments in HRSG Technology", 7th Annual Industrial & Power Gas Turbine O&M Conference, 2001, Birmingham, UK.
 [2] GE Power Systems
 [3] Co-generation and Renewables
 [4] M. Valdés, J. L. Rupún, "Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants", Applied Thermal Engineering, 2001, pp.1149-1159.