

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.1.35

### 물을 재순환하는 순산소 발전 시스템의 작동조건 변화에 따른 성능해석

박병철\* · 손정락\* · 김동섭\*\* · 안국영\*\*\* · 강신형\* · 이영덕\*\*\*  
\* 서울대학교 기계항공공학부, \*\* 인하대학교 기계공학부, \*\*\* 한국기계연구원

## Parametric Analysis of the Performance of Water Recirculated Oxy-Fuel Power Generation Systems

Byung Chul Park\*†, Jeong Lak Sohn\*, Tong Seop Kim\*\*, Kook Young Ahn\*\*\*, Shin Hyoung Kang\* and Young Duk Lee

\* School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University  
\*\* School of Mechanical Engineering, Inha University  
\*\*\* Korea Institute of Machinery and Materials

(Received October 15, 2009 ; Revised November 16, 2009 ; Accepted November 16, 2009)

**Key Words:** CO<sub>2</sub> Capture(이산화탄소 회수), Oxy-fuel Power Generation(순산소 발전), Performance(성능), Efficiency(효율)

**초록:** 본 연구에서는 물을 재순환하는 이상적인 순산소 발전시스템의 작동조건 변화에 따른 성능해석을 수행하였다. 순산소 발전시스템에서의 터빈은 작동유체의 연소기 출구온도에 따라 증기터빈 또는 가스터빈을 사용할 수 있다. 본 연구의 순산소 사이클에서는 터빈입구온도를 가스터빈 수준으로 가정하였으며, 터빈출구의 과열도 증대를 위해 재열시스템을 채택하였다. 또한 터빈출력 증대를 위해 터빈출구 압력을 진공상태로 가정하였으며, 이에 따라 가스터빈 출구에서 추가의 팽창과정이 요구된다. 터빈입구온도, 압력비, 응축기압력과 같은 중요 작동 조건의 변화에 따른 시스템 성능이 해석되었으며, 시스템 구성 변화에 따른 효율 변화도 검토하였다. 결론에서는 성능을 최적화시키면서 고순도의 이산화탄소 회수가 가능한 순산소 발전시스템의 최적 작동조건을 제안하였다.

**Abstract:** In this study, an ideal water-recirculated oxy-fuel power generation system is proposed. The results of parametric studies of the performance characteristics of the system are discussed. For a given choice of the turbine inlet temperature, the turbine, which produces power, can be either a gas or a steam turbine. For maximum efficiency, the turbine inlet temperature is selected as the level of state-of-the-art gas turbines and the reheat cycle may be adopted not only to enhance the turbine power but also to maintain dryness of the water with a turbine exhaust temperature that is as high as possible. To obtain a low condensation temperature for a high purity of CO<sub>2</sub>, a relatively low pressure expansion process may be added. Finally, the performance of the water-recirculated oxy-fuel power generation system is discussed with reference to various operating parameters and system configurations. The optimal operating conditions for high performance and a high purity of CO<sub>2</sub> are proposed.

- 기호설명 -

ASU : 공기분리장치  
 $\beta$  : 재순환 물비  
CPU : 이산화탄소 회수 장치  
C : 압축기  
FWH : 급수가열기  
G : 발전기

HPT : 고압터빈  
HRSG : 배열회수 증기발생기  
IPT : 중압터빈  
LPT : 저압터빈  
LHV : 저위발열량  
 $\dot{m}_{Fuel}$  : 연료 질량유량  
P : 펌프  
TIT : 터빈입구온도  
 $\dot{W}_{ASU}$  : 공기분리장치 소요동력

† Corresponding Author, pbc9@snu.ac.kr

- $\dot{W}_{CPU}$  : 이산화탄소회수장치 소요동력  
 $\dot{W}_C$  : 압축기 소요동력  
 $\dot{W}_P$  : 펌프 소요동력  
 $\dot{W}_T$  : 터빈 출력  
 $\eta$  : 효율

## 1. 서론

이산화탄소 배출에 따른 국제적 규제가 강화되면서 발전시스템에도 이산화탄소 배출 저감을 위한 노력이 진행되고 있다. 그 중 순산소 연소를 이용한 발전시스템은 비교적 저비용으로 고농도의 이산화탄소 회수가 가능하여 차세대 발전 방식으로 각광받고 있다.<sup>(1)</sup> 순산소 연소 사이클은 기존의 공기를 이용한 연소 방식과 달리, 공기에서 산소만 분리하여 연소에 사용한다. 그 결과 산소를 분리하는데 추가적인 동력이 요구되고, 순산소 연소 시 발생하는 고온 문제를 해결해야 하는 단점이 있다.<sup>(2)</sup> 그럼에도 불구하고 공기 연소 사이클에 비해 고농도의 이산화탄소 회수가 가능하고 NOx의 배출을 원천적으로 방지할 수 있기 때문에 친환경적인 측면에서 매우 유용하다.

순산소 연소 발전 방식은 크게 미분탄 순산소 연소 방식과 고압가스 순산소 연소 방식으로 구분할 수 있다. 이 중 고압가스 순산소 연소 방식은 기존의 가스터빈 발전 방식을 사용하기 때문에, 상대적으로 설비 구성이 간단하고 고효율의 발전이 가능하다. 이러한 고압가스 순산소 연소 방식은 공기분리 장치 및 연소기의 종류에 따라 Cryogenic ASU Type, Membrane ASU Type, SOFC-GT Type 등으로 다시 분류할 수 있고<sup>(3)</sup> 이 중 Cryogenic ASU Type은 대형화가 용이하고 기술적인 제약도 가장 작다는 장점을 가지고 있다. Cryogenic ASU Type의 순산소 발전 방식은 작동유체인 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 구성비에 따라 Water Cycle, Graz Cycle, CO<sub>2</sub> Cycle 등으로 구분할 수 있는데 후자로 갈수록 작동유체에서 CO<sub>2</sub>가 차지하는 몰분율이 높아진다.

본 연구에서는 물(H<sub>2</sub>O) 재순환 형식의 기본 순산소 연소 사이클에서의 시스템 구성 및 작동 조건 변화에 따른 성능 변화에 대해서 고찰하고자 한다. 그 중에서도 특히 연소기와 응축기 압력, 터빈 입구온도의 변화에 따른 전체 시스템의 효율의 변화를 중점적으로 분석하여, 성능을 최적화시킬 수 있는 운전 조건을 찾아내고자 한다. 또한 시스템 구성을 변화시켜 가면서 열효율을 증대시킬 수 있는 방안을 살펴보도록 한다.

## 2. 시스템 구성

### 2.1 Oxy-Fuel Cycle

본 연구에서 고찰하고자 하는 순산소 연소 기본 사이클(Case 1)의 개략도는 Fig. 1(a)와 같다. 연료 압축기로부터 공급된 연료, 공기분리기로부터 공급된 산소 및 응축기로부터 재순환된 물이 연소기로 공급된다. 연소기로부터 공급되는 고온, 고압의 수증기와 이산화탄소의 혼합가스는 터빈에서 팽창하면서 동력을 생성한 후 응축기로 보내진다. 응축기에서 대부분의 수증기는 응축되고, 응축되지 않고 남은 수증기와 이산화탄소는 진공펌프를 통해 분리된다. 응축된 물의 일부는 다시 펌프를 거쳐 연소기에 냉각용으로 재순환되며, 남은 물은 버려진다. 진공펌프에서 배출된 수증기와 이산화탄소의 혼합물은 이산화탄소 회수 장치를 통해 고순도의 이산화탄소와 액체 상태의 물로 분리된다.

Fig. 1(a)의 각 부위별 작동 조건들은 Table 1과 같다. 연료로는 순수 메탄을 사용하였으며, 구성부의 효율은 일반적인 수준의 값으로 가정하였다. 또한 응축기의 냉각수로 바닷물을 사용하였으며 그 온도를 20°C로 가정하였다.

순산소 기본 사이클(Case 1)에서 터빈 입출구 압

**Table 1** Assumption and operating conditions of the basic oxy-fuel cycle (Case 1)

Oxy-Fuel Cycle	
Turbine Inlet Temperature	1380 ° C
Combustor Pressure	42bar
Condenser Pressure	0.1bar
Turbine Efficiency	90%
Compressor & Pump Efficiency	87%
HRSG Pinch Point	20 ° C
Sea Water Inlet Temperature	20 ° C
Condenser Outlet Temperature	25 ° C
Fuel(Methane) Heat Value[LHV]	55150KJ/Kg
ASU(Air Separation Unit)	
Produced O2 Purity	95%.mol
Produced O2 Status	25 ° C,1bar
HP Distillation Column Pressure	5.64bar
LP Distillation Column Pressure	1.5bar
Compressor & Pump Efficiency	87 %
CPU(CO2 Purification/Compression Unit)	
Recovered CO2 Purity	99.3%.mol
Recovered CO2 Status	25 ° C,100bar
Compressor Intermediate Pressure	1bar
Compressor Inter-cooling Temp	25 ° C
Compressor Efficiency	87 %

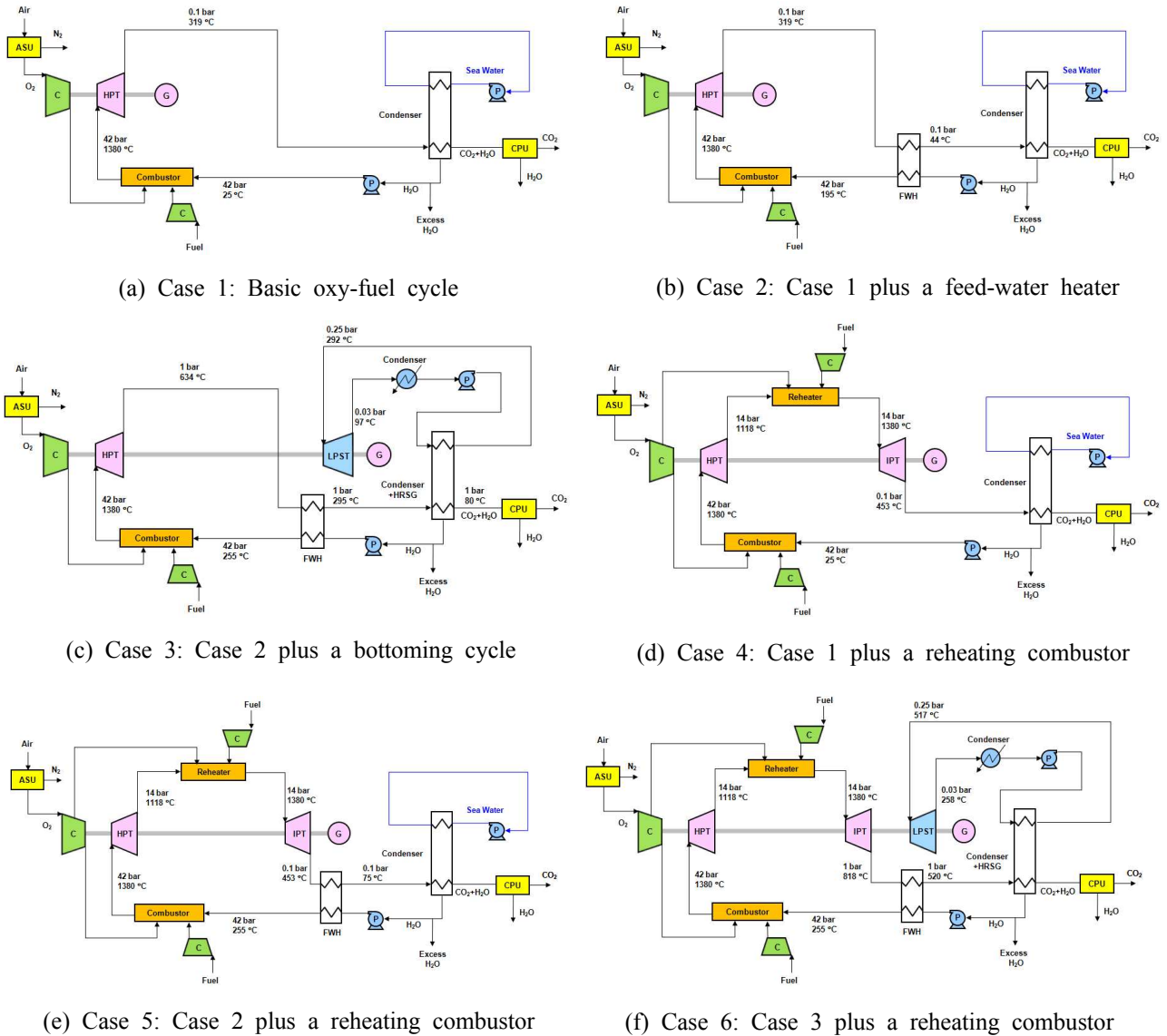


Fig. 1 Water recirculated Oxy-fuel cycles

력을 고정하고, 터빈입구온도를 상승시키면 효율이 상승한다. 하지만 터빈출구온도도 상승하기 때문에, 터빈 후단에 급수가열기를 추가하여 배열을 회수할 필요가 있다. Fig. 1(b)에 급수가열기를 설치한 순산소 사이클(Case 2)을 나타내었다. 터빈에서 배출된 작동유체는 응축기에서 재순환된 물과 열교환을 한 후 응축기로 유입된다. 이 과정을 통해 연소기로 재순환 되는 물의 온도가 높아지기 때문에, 물의 재순환량을 높일 수 있고 이에 따라 터빈 출력이 증가하게 된다.

순산소 사이클에서 응축기에 유입되는 작동유체는 증기와 이산화탄소의 혼합물이다. 증기에 이산화탄소와 같은 불응축가스가 혼합되어 있을

경우 열교환기 표면에 불응축 가스막을 형성하여 열전달을 급격하게 방해하므로, 더 큰 열전달 면적을 필요로 한다.<sup>(4)</sup> 이에 따라 응축기를 크게 설계해야 하므로 전체 시스템의 경제성을 악화시키게 된다. 이를 극복하기 위해, 응축기 압력을 대기압 수준으로 높이고 순수 스팀으로 구동되는 하부 사이클을 추가하는 방법을 생각할 수 있다. 이러한 사이클(Case 3)을 Fig. 1(c)에 나타내었다. Fig. 1(c)의 응축기를 겸한 배열회수장치는 상압에서 운전되므로, 물의 응축률이 진공상태보다 높아지게 되고 진공펌프 및 이산화탄소 압축에 소요되는 동력도 줄일 수 있다.

사이클 효율 및 터빈출구 온도 증대를 위해 기

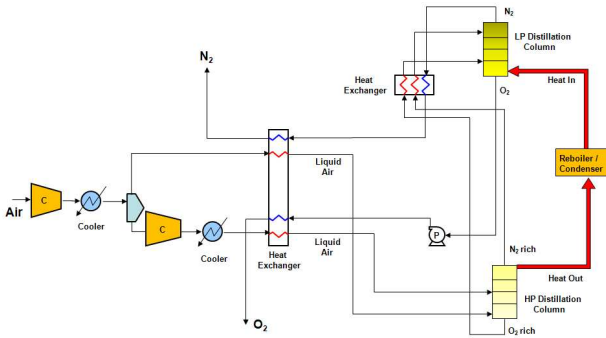


Fig. 2 A schematic diagram of the ASU

본 사이클에 재열 연소기를 추가한 사이클(Case 4, 5, 6)도 고려할 수 있다. 스팀터빈 사이클과 같이, 순산소 사이클에서도 작동유체가 진공 상태까지 팽창하기 때문에 터빈 출구에서 습분에 의한 부식이 발행할 수 있다. 재열 연소기를 추가하면 터빈 출구에서 작동유체의 과열도가 증가하여 습분에 의한 부식을 예방할 수 있고, 효율 상승의 효과도 있다. Case 1, 2, 3에 각각 재열 시스템을 추가한 사이클을 Case 4, 5, 6이라 하고 Fig. 1(d), (e), (f) 에 나타내었다.

2.1 공기분리장치(ASU)

순산소 발전에 사용되는 산소는 공기분리장치로부터 공급된다. 본 연구에서는 비교적 고순도의 산소를 대량으로 생산할 수 있는 Cryogenic Type의 ASU를 해석에 사용하였다. Lachmann Cycle<sup>(5)</sup>은 Cryogenic ASU의 가장 일반적인 형태로서, 공기에서 산소만을 분리할 때 사용되며 생성되는 산소의 순도와 압력에 따라 동력소모량이 달라진다. Fig. 2에 본 연구에서 사용된 공기분리기의 개략도를 나타내었다. 대기에서 유입된 공기는 압축기에서 5~6bar 정도까지 압축되어 열교환기로 공급된다. 열교환기에서 극저온 상태로 냉각된 액화공기는 고압증류탑과 저압증류탑을 지나 기체상태의 질소와 액체상태의 산소로 분리된다. 분리된 질소와 산소는 열교환기에서의 냉매로 사용되며, 산소는 기화되기 전 필요한 압력으로 압축되어 순산소 연소기로 공급되게 된다. ASU 구성기기의 작동조건들은 Table 1과 같다.

2.3 이산화탄소회수장치(CPU)

순산소 응축기에 유입되는 작동유체는 물과 이산화탄소, 기타 불응축가스의 혼합물이다. 응축기에서 응축된 물은 액체상태로 재순환되며, 응축

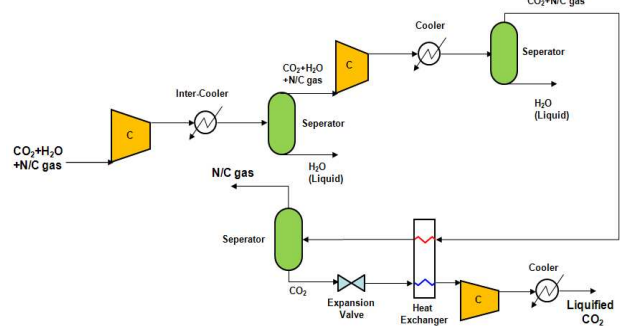
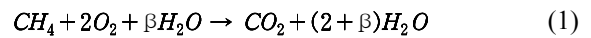


Fig. 3 A schematic diagram of the CPU

되지 않은 기체상태의 혼합물은 진공펌프를 통해 배출된다. 배출된 기체상태의 혼합물은 압축기와 중간냉각장치 및 분리기를 거치면서 잔여 수분이 분리된다. 마지막으로 이산화탄소에 포함되어 있던 소량의 불응축가스는 극저온 상태로 냉각되어 기체 상태로 분리된다. 정제된 이산화탄소는 100bar 이상의 고압으로 압축된 후, 냉각되어 액체 상태로 이송 및 저장되게 된다. Fig. 3에 이산화탄소 회수 및 압축 과정의 개략도를 나타내었다. 본 연구에서는 중간 냉각 장치가 있는 2단의 압축기<sup>(6)</sup>를 CO2 분리 및 압축 과정에 사용하였으며 구성기기의 작동조건은 Table 1과 같다.

3. 해석 방법

Fig. 1의 연소기에서의 연소 반응은 다음과 같이 나타낼 수 있다.



순산소 연소 사이클의 생성 출력과 열효율은 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_C - \dot{W}_P - \dot{W}_{ASU} - \dot{W}_{CPU} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{m_{Fuel} LHV} \quad (3)$$

터빈 입구온도와 연소기 압력은 전체 시스템의 출력과 효율에 가장 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 터빈 입구온도와 연소기 및 응축기 압력을 변수로 하여 전체 시스템의 성능 변화를 살펴 보았다. 다음으로 급수가열기, 하부 사이클, 재열 연소기 등을 추가하면서 순산소 사이클의 구성에

다른 효율 변화를 분석하였다.

본 연구에서는 시스템 해석을 위해 상용프로그램인 ASPEN HYSYS<sup>(7)</sup>를 사용하였다. 압축기는 Compressor 모델, 터빈은 Expander 모델을 사용하여 입출구 압력변화에 따른 출력을 계산하였다. 연소기는 Conversion Reactor 모델을 사용하고 식 (1)의 화학반응식을 입력하여 입출구 상태변화를 알아보았다. 응축기의 경우는 Heat exchanger 모델, 물과 이산화탄소의 분리과정에는 Separator 모델을 사용하였다.

## 4. 결과 및 분석

### 4.1 공기분리장치의 소요동력 분석

Cryogenic Type의 공기분리장치에서는 생성되는 산소의 순도와 압력에 따라, 소요 동력이 달라진다. Fig. 4에 본 연구 및 선행 연구<sup>(8)</sup>에서 사용된 공기분리장치의 소요 동력을, 생성되는 산소의 순도에 따라 비교하였다. 생성되는 산소의 순도가 높아질수록 ASU에서 소요되는 동력도 늘어남을 확인할 수 있다. 본 연구에서는 공기분리장치가 95%.mol의 순도를 가진 산소를 생성할 경우의 동력을 사용하였으며, 공기분리기 출구에서 산소의 상태는 1bar, 25°C 로 가정하였다.

### 4.2 이산화탄소 회수장치의 소요동력 분석

이산화탄소 회수장치에 소요되는 동력은 2단 압축기의 중간 압력과 중간 냉각 온도에 따라 달라진다.<sup>(9)</sup> Fig. 5에서 확인할 수 있듯 중간 냉각 온도가 낮을수록 소요 동력이 낮아지며, 중간 압력의 경우는 소요 동력이 가장 작아지는 적정 압력이 존재함을 확인할 수 있다. 본 연구에서는 중간 압력이 1bar, 중간 냉각 온도가 25°C 일 때의 동력을 사용하였으며, 이산화탄소 출구 상태는 100bar, 25°C 의 액체 상태로 가정하였다.

### 4.3 터빈 입구온도와 연소기 압력의 영향

본 연구의 순산소 연소 사이클에서는 연소기 온도 냉각용으로 물이 순환하는 구조를 갖는다. 때문에 터빈입구온도에 따라 적절한 양의 물이 재순환해야 한다. Fig. 6(a)에 기본 사이클(Case 1)에서 터빈 입구온도와 연소기 압력의 변화에 따른 물의 재순환 물수를 나타내었다. 터빈 입구온도를 낮추거나 연소기 압력을 높일수록 물의 재순환 물수도 증가함을 확인할 수 있다.

다음으로 기본 순산소 사이클(Case 1)에서 연소기압과 터빈입구온도의 변화에 따른 효율을 Fig. 6(b)에 나타내었다. 연소기압력과 터빈입구온도가 증가할수록 시스템 효율이 상승함을 확인할 수 있다. 터빈입구온도가 증가할수록 터빈에서의 열낙차가 커지기 때문에 효율이 상승하는 현상은 가스터빈 사이클과 같다. 이에 반해 특정 연소기 압력에서 최대 효율을 나타내는 가스터빈 사이클과는 달리, 순산소 사이클에서는 연소기 압력이 상승할수록 효율이 지속적으로 상승한다. 이는 가스터빈 사이클에서는 압축기로 작동유체를 압축하므로 압력비가 커지면 압축동력의 증가량이 터빈출력의 증가량보다 커지지만, 순산소 사이클에서는 작동유체의 압축에 펌프를 사용하므로 압력비가 커져도 압축동력의 증가량이 터빈출력의 증가량보다 항상 작기 때문이다.

### 4.4 응축기 압력의 영향

순산소 사이클에서는 응축기 압력을 높이거나 작동유체의 출구온도를 낮출수록, 수증기(H<sub>2</sub>O)의 응축률이 높아지므로 이산화탄소의 분리가 용이하다. 그러나 응축기 압력을 높이면 열효율이 크게 저하되므로, 이산화탄소의 분리가 용이하면서 열효율 저하가 적은 적절한 응축기 압력을 채택해야 한다.

기본 순산소 사이클(Case 1)의 터빈입구온도와 연소기압력을 고정시켰을 때, 응축기압력 변화에 따른 시스템 효율을 Fig. 6(c)에 나타내었다. Fig. 6(c)에서 확인할 수 있듯, 이산화탄소 회수에 소요되는 동력을 고려하지 않는다면 응축기 압력의 증가에 따라 효율이 감소하지만, 이산화탄소 회수 동력을 고려하면 특정 응축기압에서 최대 효율을 나타냄을 알 수 있다. 이는 응축기압이 매우 작을 경우에는 터빈 출력의 증가량보다 이산화탄소 회수에 소요되는 동력의 증가량이 더 커지기 때문이다.

일반적인 증기사이클의 응축기는 0.03~0.05bar 정도에서 작동하지만 본 연구 결과에서 알 수 있듯, 순산소 사이클의 응축기는 이보다 높은 0.1bar 정도에서 작동하는 것이 효율 상승에 유리하다.

### 4.5 Oxy-Fuel 시스템 구성의 변화

본 연구에서는 GE의 발전용 가스터빈 모델인 LMS100의 작동조건을 기준으로 하여 성능 분석

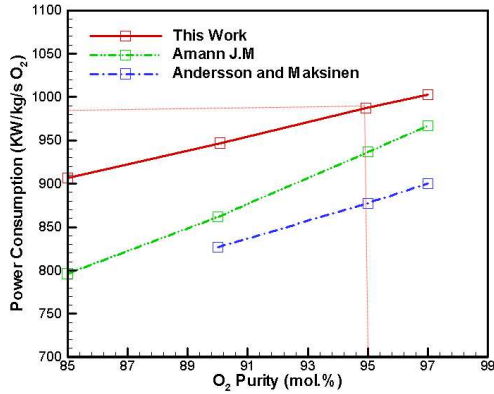


Fig. 4 Variation of the power consumption of the ASU with the O<sub>2</sub> purity

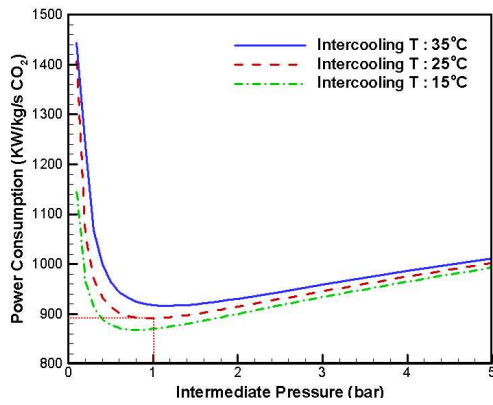
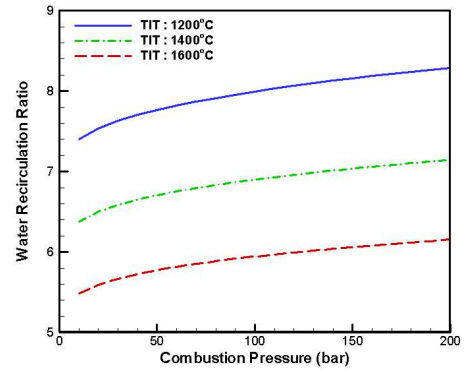


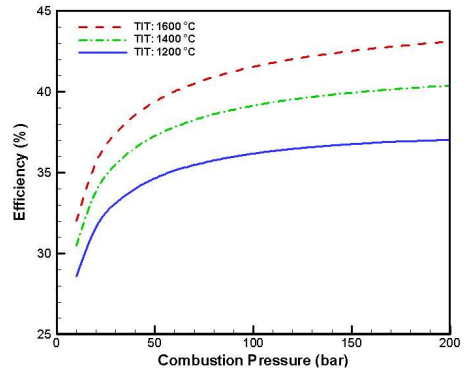
Fig. 5 Variation of the power consumption of the CPU with the intermediate pressure

을 수행하였다. LMS100은 터빈입구온도가 1380°C, 연소기압력은 비교적 높은 수준인 42bar로 운전된다. 앞에서 살펴본 바와 같이 순산소 기본 사이클 (Case 1)에서는 터빈입구온도와 연소기 압력이 높아질수록 효율이 상승하므로, LMS100과 같이 높은 압력비를 가진 가스터빈을 사용하는 것이 효율 면에서 유리하다. LMS100의 작동조건을 적용한 순산소 시스템의 Case별 성능을 Table 2에서 나타내었다.

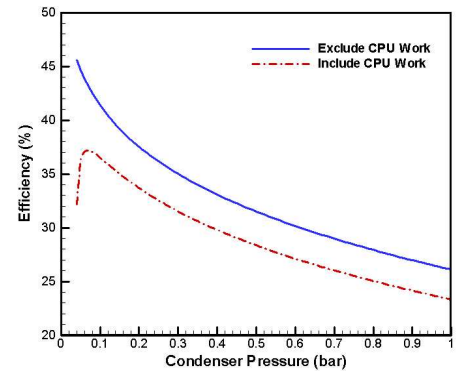
기본 사이클(Case 1)에서는 ASU와 CPU를 모두 고려한 최종 효율이 36.5% 임을 알 수 있다. 기본 사이클에 급수 가열기를 설치한 경우(Case 2) 효율이 6.1% 상승한다. 이는 응축기에서 버려지는 배열을 급수가열기에서 상당부분 회수할 수 있기 때문이다. Case 2에 하부 사이클을 추가할 경우(Case 3)에는 효율이 4.1% 감소한다. 이는 하부 사이클을 추가할 경우 상부 사이클의 터빈 출구 압력이 진공에서 대기압 상태로 높아짐에 따라 출력이 감소하기 때문이다. 하부 사이클을 추



(a) Water recirculation ratio according to the TIT and the combustion pressure



(b) Efficiency according to the TIT and the combustion pressure



(c) Efficiency according to the condensing pressure

Fig. 6 Variation of performances of Case 1 with operating conditions

가하는 것이 효율 면에서는 불리하지만, 응축기에서의 열전달계수가 증대되어 응축기 크기가 작아지는 이점이 있다.

마지막으로 Case 1, 2, 3에 각각 재열 연소기 및 중압터빈을 추가한 경우(Case. 4, 5, 6)의 성능 변화를 살펴보자. 재열 연소기를 추가할 경우 터

**Table 2** Operating conditions and power balance in each case

		Case.1	Case.2	Case.3	Case.4	Case.5	Case.6
System Configuration	Reheating system	X	X	X	O	O	O
	Regenerating system	X	O	O	X	O	O
	Bottoming cycle	X	X	O	X	X	O
Operating Condition	Turbine inlet temperature (°C)	1380	1380	1380	1380	1380	1380
	Combustor pressure (bar)	42	42	42	42	42	42
	Reheat-combustor pressure (bar)	-	-	-	14	14	14
	Condenser pressure (bar)	0.1	0.1	1	0.1	0.1	1
Power Balance	Total heat input Q (%)	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
	Total turbine power (%)	56.68	62.78	57.34	58.01	66.10	57.69
	HPT power (%)	56.68	62.78	49.52	12.95	14.76	15.00
	IPT power (%)	-	-	-	45.07	51.34	32.98
	LPT power (%)	-	-	7.82	-	-	9.71
	Total compression power (%)	6.98	6.98	7.01	6.54	6.48	6.48
	Fuel compressor power (%)	1.98	1.98	1.98	1.88	1.86	1.85
	O <sub>2</sub> compressor power (%)	4.88	4.88	4.88	4.56	4.53	4.51
	Pump power (%)	0.07	0.11	0.11	0.06	0.09	0.09
	<b>Gross power (%)</b>	<b>49.71</b>	<b>55.80</b>	<b>50.33</b>	<b>51.48</b>	<b>59.62</b>	<b>51.24</b>
	ASU power (%)	8.33	8.33	8.33	8.35	8.34	8.34
	<b>Efficiency considering ASU (%)</b>	<b>41.37</b>	<b>47.47</b>	<b>42.00</b>	<b>43.16</b>	<b>51.28</b>	<b>42.90</b>
	CPU power (%)	4.85	4.85	3.56	4.84	4.86	3.67
<b>Net efficiency (%)</b>	<b>36.53</b>	<b>42.58</b>	<b>38.44</b>	<b>38.29</b>	<b>46.41</b>	<b>39.23</b>	

빈 출력이 1~4% 상승한다. 이는 재열 연소기에 연료와 산소가 추가 공급되기 때문에 작동유체의 유량이 상승되게 되고, 이에 따라 터빈 출력이 증대되기 때문이다. 또한 재열 연소기를 추가할 경우 효율 및 터빈 출구의 과열도도 상승된다.

Table 2에서 확인할 수 있는 것처럼 순산소 발전 시스템에서 공기분리장치와 이산화탄소회수장치로 인한 효율 저하는 10% 이상이다. 하지만 급수가열기와 재열기를 모두 사용할 경우(Case 5) 기본 사이클(Case 1)의 효율을 10% 정도 개선할 수 있어 이러한 문제점을 상당 부분 극복할 수 있다.

4.6 기타 Oxy-Fuel 사이클과의 비교 분석

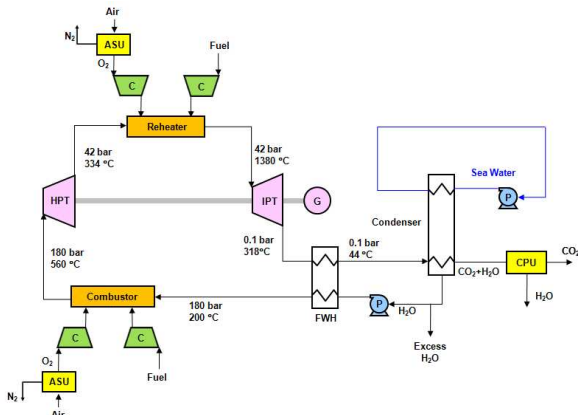
물을 재순환하는 순산소 발전 시스템으로는 미국 Clean Energy System사의 CES Cycle<sup>(10,11)</sup>과 오스트리아 Graz 대학의 S-Graz Cycle<sup>(12,13)</sup> 등이 대표적으로 제안되어 있다. 이번 절에서는 앞에서 제안된 사이클 중 가장 효율이 높은 Case 5의 사이클(이하 SNU Cycle)을 CES Cycle 및 S-Graz Cycle과 비교하였다. CES Cycle과 S-Graz Cycle의 시스템 구성을 각각 Fig. 7와 Fig. 8에 나타내었으며, 각 시스템별 성능 비교는 Table 3과 같다.

CES Cycle은 고압터빈이 스팀터빈 기반이기 때문에 터빈에서의 팽창비가 과대하다는 기술적 제약이 있다. 이에 반해 SNU Cycle은 고압터빈이 가스터빈 기반이므로 상대적으로 팽창비가 작고 고압터빈 입구 온도를 상승시킬 수 있는 이점이 있다. 실제로 CES Cycle은 고압터빈 입구 조건이 560°C, 180bar로 제안되었지만, SNU Cycle은 가스터빈과 동일한 수준인 1380°C, 45bar로 가정하였다. 이에 따라 고압터빈에서 연료와 산소의 압축 동력이 낮아지므로 SNU Cycle의 시스템 효율이 CES Cycle에 비해 1.3% 정도 높은 것을 Table 3에서 확인할 수 있다.

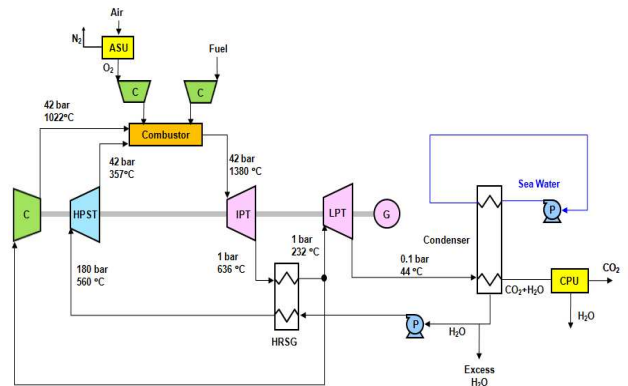
S-Graz Cycle은 Fig. 8에서 확인할 수 있듯, 고압터빈과 중압터빈을 거친 작동유체의 일부가 응축되지 않은 상태에서 바로 재순환되는 구조를 갖는다. 이에 따라 응축기에서 버려지는 열의 상당 부분을 회수할 수 있는 장점이 있지만, 압축기에 고온의 연소가스가 그대로 유입되기 때문에 압축기 설계상의 기술적 문제가 있다. 이에 반해 SNU Cycle은 응축된 물을 재순환하기 때문에 압축기 대신 펌프를 사용하게 되고, 압축 동력이 작아지는 이점이 있다. 해석 결과 S-Graz Cycle은 기타 사이클에 비해 터빈 출력이 높지만, 압축기

**Table 3** Comparison with other water-recirculating oxy-fuel cycles

		SNU Cycle	CES Cycle	S-Graz Cycle
Operating Condition	HPT inlet status	42bar, 1380 °C	180bar, 560 °C	180bar, 560 °C
	IPT inlet status	14bar, 1380 °C	42bar, 1380 °C	42bar, 1380 °C
	LPT inlet status	-	-	1bar, 232 °C
	Condenser pressure (bar)	0.1	0.1	0.1
Power Balance	Total heat input Q (%)	100.00	100.00	100.00
	Total turbine power (%)	66.10	67.49	138.07
	HPT power (%)	14.76	7.25	5.32
	IPT power (%)	51.34	60.22	123.57
	LPT power (%)	-	-	9.18
	Total compression power (%)	6.48	9.20	81.90
	Fuel compressor power (%)	1.86	2.47	1.98
	O <sub>2</sub> compressor power (%)	4.53	6.34	4.88
	Flue gas compressor power (%)	-	-	74.60
	Pump power (%)	0.09	0.39	0.40
	<b>Gross power (%)</b>	<b>59.62</b>	<b>58.29</b>	<b>56.20</b>
	ASU power (%)	8.34	8.34	8.33
	<b>Efficiency considering ASU (%)</b>	<b>51.28</b>	<b>49.95</b>	<b>47.87</b>
CPU power (%)	4.86	4.85	4.85	
<b>Net efficiency (%)</b>	<b>46.41</b>	<b>45.09</b>	<b>42.99</b>	



**Fig. 7** A schematic diagram of the CES Cycle



**Fig. 8** A schematic diagram of the S-Graz Cycle

에서 소요되는 동력도 크기 때문에 SNU Cycle 대비 효율이 3.4% 저하되는 것으로 분석되었다.

결과적으로 효율 면에서 SNU Cycle이 가장 유리함을 알 수 있다. 이는 CES Cycle과 S-Graz Cycle의 고압터빈은 스팀터빈 기반이지만 SNU Cycle에서는 가스터빈 기반이므로, 고압터빈 입구 온도가 높아져 효율이 상승하기 때문이다. 하지만 SNU Cycle에서도 작동유체가 대부분 수증기로 구성되어 있기 때문에 이에 따른 구성기기 부식 등의 문제가 해결되어야 한다.

### 5. 결론

본 연구에서는 순산소 연소 기본 사이클의 작동조건 및 시스템 구성 변화에 따른 성능 변화를 고찰하였으며, 주요 결론은 아래와 같다.

(1) 터빈 입구온도를 낮추거나, 연소기 압력을 높일수록 냉각용으로 필요한 물(H<sub>2</sub>O)의 재순환 유량은 증가하게 된다.

(2) 터빈 입구온도와 연소기 압력이 증가하면 출력 및 열효율이 증가하는 반면, 응축기 압력은



열효율이 최대가 되는 최적값이 존재한다.

(3) 기본 순산소 사이클에 급수가열기나 재열 연소기를 추가하면 효율이 상승한다. 하부 사이클을 적용할 경우 효율은 감소하지만, 터빈 출구 압력이 높아져 응축기가 작아지는 이점이 있다.

(4) 본 연구에서 제안된 사이클 중 효율이 가장 높은 SNU Cycle(Case 5)은 CES Cycle과 S-Graz Cycle 대비 효율이 각각 1.3%, 3.4% 더 높다.

## 후 기

본 연구는 교육과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 연구비 지원(CH3-101-03)으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Dijkstra, J. W., Marel, J., Kerkhof, B., Zwaan, B., Weeda, M., Jansen, D. and Haines, M., 2006, "Near Zero Emission Technology for CO<sub>2</sub> Capture from Power Plants," GHGT-8, Trondheim, Norway.
- (2) Kim, H. K., Kim, Y., Lee, S. M. and Ahn, K. Y., 2006, "NO Reduction in 0.03-0.2MW Oxy-Fuel Combustor Using Flue Gas Recirculation Technology," the Combustion Institute, In Press, Corrected Proof.
- (3) Kvanmsdal, H. M., Jordal, K. and Bolland, O., 2007, "A Quantitative Comparison of Gas Turbine Cycles with CO<sub>2</sub> Capture," *Energy*, Vol.32, pp.10~24.
- (4) Lee, Y. D., Lee, M.S., Park, J. H., Yu, S.S. and Ahn, K. Y., 2008, "Performance Analysis on Gas Turbine Based Oxy-Fuel Combustion Power Plant," Proceedings of the KSME 2008 fall Annual Meeting, Yongpyeong, Korea, pp.3196~3174.
- (5) Avinash, R. S., Marianthi, G. I., 2005, "Process Synthesis Optimization and Flexibility Evaluation of Air Separation Cycles," *AIChE Journal*, Vol. 51, No.4.
- (6) Li H., Yan J., 2007, "Preliminary Study on CO<sub>2</sub> Processing in CO<sub>2</sub> Capture from Oxy-Fuel Combustion," ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-27845.
- (7) Aspen Technology, HYSYS, ver.2006.5
- (8) Amann, J. M., Kanniche, M., Bouallou, C., 2009, "Natural Gas Combined Cycle Power Plant Modified into an O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> Cycle for CO<sub>2</sub> Capture," *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp.510-521.
- (9) Tak, S. H., Park, S. K., Kim, T. S., Sohn, J. L., Lee, Y. D., 2009, "Influence of Condensing Condition on the Performance of an Oxy-Fuel Cycle Considering CO<sub>2</sub> Capture and Storage," Proceedings of the KSME 2009 Spring Annual Meeting, BAXCO, Pusan, Korea.
- (10) Hustad, C., Tronstad, I., Anderson R. E., Pronske, R. E., Viteri, F., 2005, "Optimization of Thermodynamically Efficient Nominal 40MW Zero Emission Pilot and Demonstration Power Plant in Noway," ASME TurboExpo 2005, Nerada, USA, GT2005-68640.
- (11) Anderson, R. E., MacAdam, S., Viteri, F., Davies, D. O., Downs, J. P., and Paliszewski, A., 2008, "Adapting Gas Turbines to Zero Emission Oxy-Fuel Power Plants," ASMETurboExpo2008, Berlin, Germany, GT2008-51377.
- (12) Jericha, H., Sanz, W., Gottlich, E., 2006, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines," ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90032.
- (13) Jericha, H., Sanz, W., Gottlich, E., Neumayer, F., 2008, "Design Details of a 600MW Graz Cycle Thermal Power Plant for CO<sub>2</sub> Capture," ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, GT 2008-50515.