

## 순산소 연소 기본 사이클의 작동조건 변화에 따른 성능해석

박병철<sup>\*</sup> · 손정락<sup>\*\*</sup> · 김동섭<sup>\*\*</sup> · 안국영<sup>\*\*\*</sup> · 강신형<sup>\*</sup>

### Influence of Operating Conditions on the Performance of a Oxy-fuel Combustion Reference Cycle

Byung-Chul Park<sup>\*</sup>, Jeong-Lak Sohn<sup>\*\*</sup>, Tong-Seop Kim<sup>\*\*</sup>, Kook-Young Ahn<sup>\*\*\*</sup>,  
Shin-Hyoung Kang<sup>\*</sup>

Key Words : CO<sub>2</sub> Capture(이산화탄소 회수), Oxyfuel Combustion Cycle(순산소 연소 사이클), Performance(성능), Efficiency(효율)

#### ABSTRACT

Recently, there has been growing interest in the oxyfuel combustion cycle since it enables high-purity CO<sub>2</sub> capture with high efficiency. However, the oxyfuel combustion cycle has some important issues regarding to its performance such as the requirement of water recirculation to decrease a turbine inlet temperature and proper combustion to enhance cycle efficiency. Also, Some of water vapour remain not condensed at condenser outlet because cycle working fluid contains non-condensable gas, *i.e.*, CO<sub>2</sub>. The purpose of the present study is to analyze performance characteristics of the oxyfuel combustion cycle with different turbine inlet temperatures, combustion pressures and condenser pressure. It is expected that increasing the turbine inlet temperature improves cycle efficiency, on the other hand, the combustion pressure has specific value to display highest cycle efficiency. And increasing condensing pressure improves water vapour condensing rate.

#### 1. 서 론

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 NO<sub>x</sub>의 배출을 원천적으로 방지할 수 있기 때문에 친환경적인 측면에서 매우 유용하다.

이미 선진국에서는 순산소 연소 사이클을 이용한 각종 고효율 발전시스템이 연구되고 있다.<sup>(3)</sup> 그 중 GRAZ Cycle 과 CES Cycle 은 순산소 연소 사이클의 대표적인 방식으로서 각각 CO<sub>2</sub>와 H<sub>2</sub>O를 재순환하여 연소온도를 낮추고 터빈 후단에서 이산화탄소를 회수하는 방식을 취한다.

GRAZ Cycle 은 현재 600 MW, 54% 의 고용량, 고효율의 시스템이 제안되어 있지만, 성능 향상을 위해 터빈입구온도와 압력비를 높여야 하고, 터빈블레이드의 냉각효율을 향상시켜야 하는 등의 기술적 문제가 해결되어야 한다.<sup>(4~6)</sup> CES Cycle 은 비교적 실제 적용 가능한 시스템으로써 40 MW의 Pilot 순산소 발전 시스템이 노르웨이에 건설될 예정이며, 효율 향상을 위해 복합발전이나 석탄가스화발전 등에 연계한 발전 시스템도 연구 중에 있다.<sup>(7~9)</sup>

\* 서울대학교 기계항공공학부

\*\* 인하대학교 기계공학부

\*\*\* 한국기계연구원 그린환경기계본부

† 교신저자, jlsohn@snu.ac.kr

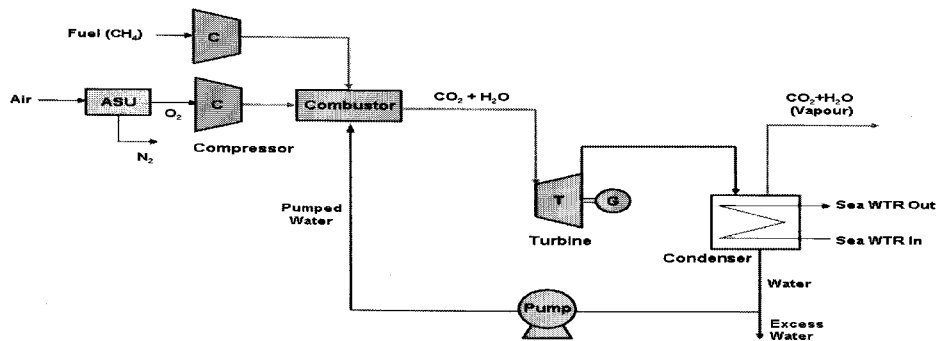


Fig. 1 Schematic diagram of a basic oxy-fuel combustion cycle

본 연구에서는 물(H<sub>2</sub>O) 재순환 형식의 100 MW급 기본 순산소 연소 사이클에서의 작동 조건 변화에 따른 성능 특성의 변화에 대해서 고찰하고자 한다. 그 중에서도 특히 연소기와 응축기 압력과 터빈 입구온도의 변화에 따른 전체 시스템의 효율의 변화를 중점적으로 분석하여, 성능을 최적화시킬 수 있는 운전 조건을 찾아내고자한다. 특히, 순산소 연소 사이클의 주목적인 이산화탄소 회수와 관련된 응축기 압력변화에 따른 수증기의 응축성능 분석을 통해 이산화탄소 회수 조건에 대해서 고찰하였다.

## 2. 시스템 구성

본 연구에서 고찰하고자 하는 순산소 연소 기본 사이클의 개략도는 Fig. 1과 같다. 연료 압축기로부터 공급된 연료, 공기분리기(ASU: Air Separation Unit)로부터 공급된 산소 및 응축기로부터 재순환된 물(H<sub>2</sub>O)이 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 분리되어 저장된다. 응축된 물의 일부는 다시 펌프를 거쳐 연소기에 냉각용으로 재순환되며, 남은 물은 버려진다.

순산소 연소 사이클의 경우 높은 연소 온도와 관련된 문제를 해결하기 위해 응축기로부터 응축된 물(H<sub>2</sub>O)을 연소기 냉각용으로 재순환한다. 또한 응축기로 유입되는 불응축가스(CO<sub>2</sub>)의 양이 작동유체 물분율의 5~10% 정도로 매우 높아 응축기 열전달 및 수증기 응축에 불리하다.

Fig. 1의 각 부위별 작동 조건들은 Table 1과 같다.

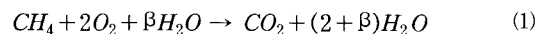
Table 1 Design and operation parameters of the oxy-fuel combustion cycle as in Fig. 1

Combustion Pressure(bar)	10~300
TTT Range(°C)	400~600
Condensing Pressure(bar)	0.05~1
Sea WTR Inlet Temp(°C)	20
Combustor Heat Loss(%)	0
Turbine Efficiency(%)	85
Compressor & Pump Efficiency(%)	75
O <sub>2</sub> Generation Power(kW/kg/s)	906 <sup>(8)</sup>
Net Power(MW)	100
Fuel Heat Value(kJ/kg)	50,030

연료로는 순수 메탄을 사용하였으며, 구성부의 효율은 일반적인 수준의 값으로 가정하였다. 또한 응축기의 냉각수로 바닷물을 사용하였으며 그 온도를 20 °C로 가정하였다.

## 3. 해석 방법

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



터빈출력을  $W_T$ , 압축기 소모동력을  $W_C$ , 펌프 소모동력을  $W_P$ , ASU 소모동력을  $W_{ASU}$ , 메탄의 저위발열량을  $LHV$ 라 하면 순산소 연소 사이클의 생성 출력과 열효율은 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$W = W_T - W_C - W_P - W_{ASU} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{W}{m_{CH_4} LHV} \quad (3)$$

가스터빈의 경우에는 터빈 출구 압력이 대기상태로 고정되어 있으므로, 터빈 입구의 온도와 압력을 높일수록 효율이 향상된다. 그러나 본 연구에서 고찰하고자 하는 순산소 연소 사이클의 경우에는 작동유체의 대부분이 수증기이기 때문에 터빈 출구에서 연소가스가 포화증기(saturated vapor)상태 혹은 습증기 상태이므로, 터빈입구온도와 압력을 올리는데 한계가 있다.

스팀터빈의 경우 터빈이 부식되는 것을 방지하기 위해서는 터빈 출구 작동유체의 건도가 0.93이상이 되어야 한다. 본 연구에서의 순산소 사이클은 작동유체의 대부분이 수증기이므로, 터빈 블레이드의 재질이 스팀터빈과 같다고 가정할 수 있다. 이에 따라 터빈 출구에서의 작동유체의 건도는 0.93 이상이 되어야 한다.

터빈 입구온도(TIT)와 압력비는 전체 시스템의 출력과 효율에 가장 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 터빈 입구온도와 연소기 압력을 변수로 하여 전체 시스템의 성능 변화를 살펴보았다. 앞의 구속 조건에서 살펴본 바와 같이 순산소 연소 사이클에서는 터빈 입구온도와 연소기 압력을 무한히 상승시킬 수 없기 때문에 터빈 출구조건(건도:0.93)을 만족시키는 값을 선택하여 출력과 효율 변화를 알아보았다.

다음으로 응축기 압력과 응축 온도의 변화에 따른 응축 성능의 변화를 조사하였다. 순산소 연소 사이클에서는 터빈 배기에 이산화탄소가 다량 함유되어 터빈 배기에 포함된 수증기(H<sub>2</sub>O)의 응축에 불리하므로, 이산화탄소의 분리가 가능하기 위해서는 응축기 압력과 응축 온도를 적절히 변화시킬 필요가 있다.

본 연구에서는 시스템 해석을 위해 상용프로그램인 ASPEN HYSYS<sup>(10)</sup>를 사용하였다. 압축기의 경우는 Compressor 모델, 터빈의 경우는 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 사용하였으며 공기분리기는 일반 Cryogenic Type으로서 99% 순도의 산소를 대기조건으로 생성하는 공정모델<sup>(11)</sup>을 사용하였다.

## 4. 결과 및 분석

### 4.1 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. 2에 터빈 입구온도와 연소기 압력의 변화에 따른 물의 재순환량(물유량)을 나타내었다. 터빈 입구온도를 낮게 유지하기 위해서는 냉각에 필요한 물의 물수가 많아지며, 연소기 압력을 높일수록 압축된 연료 및 산소의 온도가 높아지고 이에 따라 냉각용 물의 요구량도 증가함을 확인할 수 있다. 재순환되는 물의 양이 메탄이나 산소에 비해 상대적으로 많은 경우에는 연소기 후단에 순차적으로 물을 공급함으로써 안정적인 연소를 가능하게 한다.

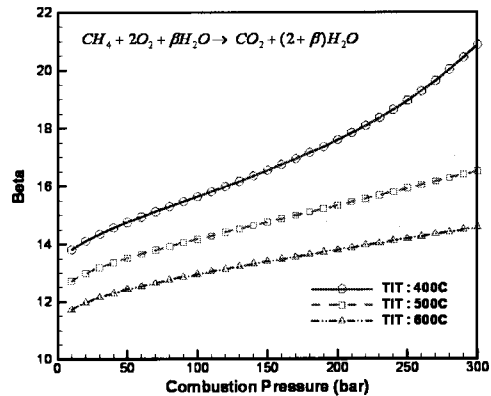


Fig. 2 Influence of the combustion pressure and turbine inlet temperature on the amount of the water recirculation

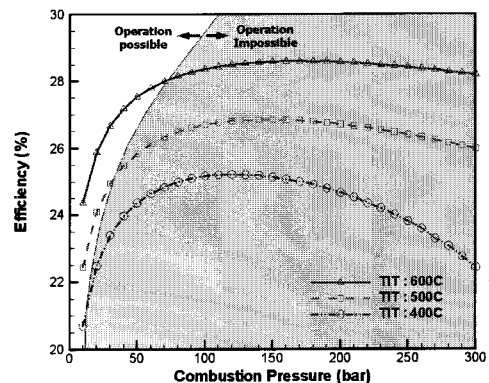


Fig. 3 Influence of the combustion pressure and turbine inlet temperature on the system efficiency

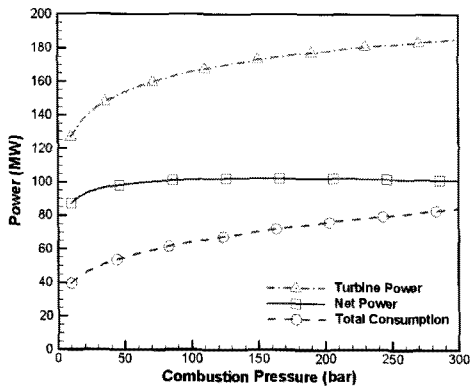


Fig. 4 Influence of the combustion pressure on the system power with TIT=600°C

다음으로 응축기 압력을 0.05 bar로 고정시켰을 때 터빈 입구온도와 연소기 압력의 변화에 따른 효율의 변화를 살펴본다. Fig. 3에서 터빈 입구 온도가 상승할수록 전체 사이클의 효율이 증가함을 알 수 있다. 그러나, 연소기 압력에 따라 효율은 특정 지점에서 최대값을 나타냄을 알 수 있다. 연소기 압력이 커질수록 터빈 출력은 증가하지만, 연료와 산소를 압축하는데 필요한 일의 양도 점점 증가하게 된다. 결국 특정 연소기 압력 이상에서는 터빈일의 증가량보다 소모일의 증가량이 커지기 때문에 효율이 최대가 되는 연소기 압력이 존재하게 된다. 이는 Fig. 4에서 확인할 수 있다.

효율이 최대가 되는 터빈 입구온도와 연소기 압력이 존재하지만 터빈 출구에서 작동유체가 포화증기상태 혹은 습증기 상태가 되어야 하기 때문에 무한대로 터빈 입구온도나 연소기 압력을 높일 수는 없다. Fig. 5에 터빈 출구압력을 0.05 bar로 가정했을 때, 터빈출구건도가 0.93이 되는 터빈 입구온도와 연소기 압력의 관계를 나타내었다. 터빈 입구온도를 높일수록 연소기 압력도 높일 수 있기 때문에, 시스템 효율 향상을 위해서

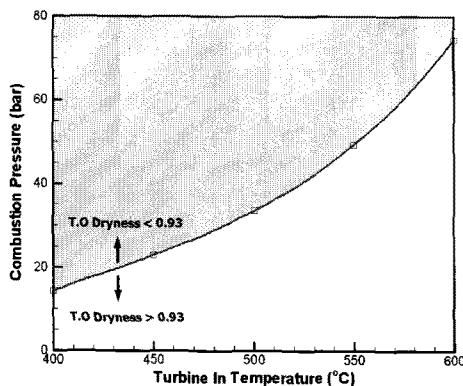


Fig. 5 Relations between turbine inlet temperature and combustion pressure

는 터빈 입구온도를 높일 필요가 있다. 하지만 터빈 출구 건도 조건을 만족시키기 위해서는 최대 효율을 나타내는 연소기 압력보다 낮은 압력을 채택해야 함을 알 수 있다.

결과적으로 시스템 성능을 최대로 하기 위해서는 터빈 입구온도를 높이고, 효율을 최대로 하는 연소기 압력을 택하면 되지만, 터빈 출구의 건도 조건도 고려해야 한다. 예를 들어 Fig. 3에서 터빈 입구온도가 600 °C, 연소기 압력이 160 bar일 때 시스템이 최대 효율을 보이지만 터빈 출구의 건도가 0.93이상의 경우 터빈 입구온도가 600 °C에서 연소기 압력이 73 bar 이하가 되어야 함을 알 수 있다. 즉 터빈 입구온도가 600 °C에서 터빈 출구조건을 만족시키는 시스템 최대 효율은 연소기 압력 73 bar에서 28%가 된다. 터빈 출구 건도 조건을 만족시키지 못해 운전이 불가능한 영역을 Fig. 3에 어두운 영역으로 표시하였다.

#### 4.2 수증기(H<sub>2</sub>O)의 응축률

순산소 연소사이클의 주된 목적은 터빈 배기에서 이산화탄소를 분리 및 저장하는데 있다. 터빈 배기에서 이산화탄소를 분리하기 위해서는, 응축기에서 수증기를 최대한 많이 응축시켜 물은 재순환하고 남은 이산화탄소는 진공펌프를 통해 분리 및 저장해야 한다.

응축기 상태에 따른 H<sub>2</sub>O의 응축률 변화를 알아보기 위해서는, H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 혼합물의 온도와 압력에 따른 상태 변화에 대해 구체적으로 살펴볼 필요가 있다. 순산소 응축기에 유입되는 터빈배기는 순수 H<sub>2</sub>O가 아닌 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 혼합물이기 때문에 혼합물에 관한 Raoult의 ideal gas model<sup>(12)</sup>를 적용하여 혼합물의 상태를 결정할 수 있다. Raoult의 법칙으로부터 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 혼합물의 기액 평형 상태(Vapour and liquid states of equilibrium)를 결정하는 방법은 아래와 같이 정리될 수 있다.

$$x_{H_2O} = \frac{P - P_{SAT, CO_2}(T)}{P_{SAT, H_2O}(T) - P_{SAT, CO_2}(T)} \quad (4)$$

$$y_{H_2O} = \frac{x_{H_2O} P_{SAT, H_2O}(T)}{P} \quad (5)$$

임의의 온도 T에서 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 포화압력을 각각  $P_{SAT, H_2O}$ ,  $P_{SAT, CO_2}$ 라 하면 식 (4)와 (5)를 사용하여 특정압력 P에서 온도에 따른  $x_{H_2O}$  및  $y_{H_2O}$ 를 구할 수 있다. 여기에서  $x_{H_2O}$ 는 해당온도에서 응축이 시작되는 H<sub>2</sub>O의 몰분율,  $y_{H_2O}$ 는 해당온도에서 증발이 시작되는 H<sub>2</sub>O의 몰분율이라 정

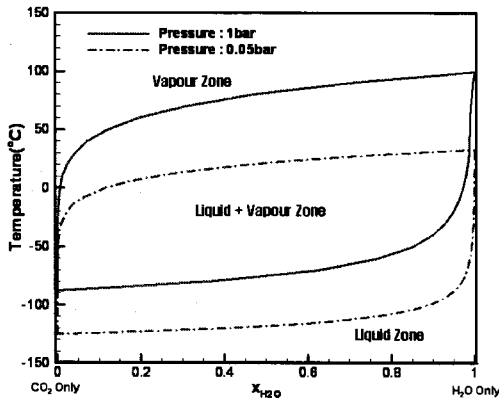


Fig. 6 Variation of liquid and vapour compositions of the H<sub>2</sub>O+CO<sub>2</sub> mixture

의할 수 있다. 위의 방법을 사용하여 압력이 0.05 bar와 1 bar 일 때 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>의 기액 평형 상태(Vapour and liquid states of equilibrium)를 나타내면 Fig. 6와 같다. Fig. 6에서 압력이 낮아지거나, H<sub>2</sub>O 대비 CO<sub>2</sub>의 몰분율이 커질수록 증발개시온도와 응축개시온도가 낮아짐을 확인할 수 있다.

결과적으로 수증기(H<sub>2</sub>O)에 이산화탄소가 혼합되어 있을 때 수증기(H<sub>2</sub>O)의 응축이 완료되는 온도는, 혼합되어 있는 CO<sub>2</sub>의 몰분율이 커짐에 따라 크게 낮아짐을 알 수 있다. 그러므로 수증기(H<sub>2</sub>O)와 이산화탄소의 혼합물이 진공상태로 유입되는 순산소 응축기에서 수증기가 전량 응축되려면, 응축 온도가 영하 이하로 떨어져야 한다.

순산소 터빈의 작동유체는 수증기와 이산화탄소의 혼합물이므로 응축되는 과정에서 응축온도가 점점 떨어지게 된다. 반면에 증기터빈의 작동유체는 외기의 유입이 없을 경우 순수 수증기로 구성되기 때문에 일정 온도에서 응축이 이루어진다. Fig. 7에 순산소 응축기 내부에서 작동유체(H<sub>2</sub>O+CO<sub>2</sub>) 및 냉각수의 입출구 상태를 나타내었다.

본 연구에서 냉각수는 바닷물로 가정하였으므로, 냉각수 입구 온도는 20 °C라 할 수 있다. 또한 작동유체 입구 온도보다 3 °C 작은 값을 냉각수 출구 온도로 가정할 수 있으며, (13) 작동유체 출구 온도는 ΔT<sub>1</sub>를 0~10 °C 까지 변화시켜 보았다. 응축기 압력은 손실이 없을 경우, 터빈 출구 압력과 같다고 생각하고, 0.05~1 bar까지 변화시켜 보았다. 앞 장에서 살펴본 터빈 출구 건도 조건을 만족시키면서 시스템이 최대 효율을 내는 연소기 압력 73 bar, TIT 600 °C 일 때의 터빈 배기를 응축기 입구 조건으로 가정하였다.

응축기 입구에서는 기체 상태와 액체 상태의 물(H<sub>2</sub>O)의 혼합물과 이산화탄소가 혼합되어 응축기 내부로 유입된다. 응축기 내부에서의 응축 과정에 따라 기체 상태의 물(수증기)의 양

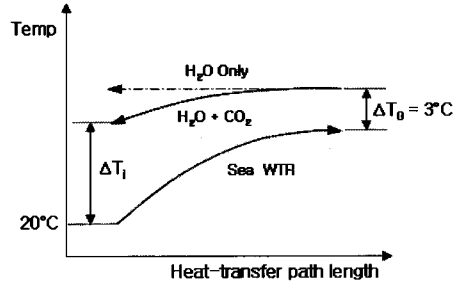


Fig. 7 Trends in the temperature variations in the condenser operating with a H<sub>2</sub>O+CO<sub>2</sub> mixture

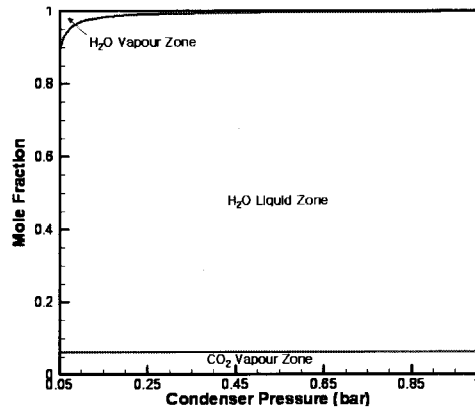


Fig. 8 Influence of the condenser pressure on the mole fractions of the mixture at the condenser exit

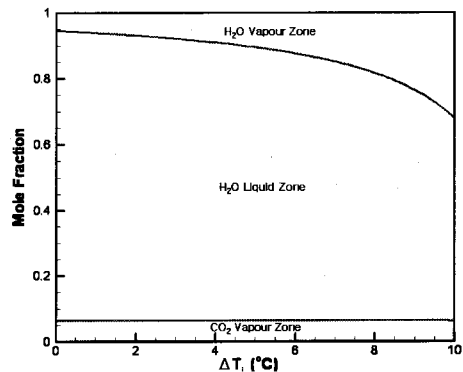


Fig. 9 Influence of the ΔT<sub>1</sub> on the mole fraction of the mixture at the condenser exit

은 점점 줄어들게 되고 액체 상태의 물(H<sub>2</sub>O)의 양은 늘어나며, 이산화탄소는 상변화 없이 일정 양이 유지된다. 순산소 사이클에서는 응축기 출구에서 응축되지 않고 남아 있는 수증기의 몰분율이 작을수록 이산화탄소 분리에 유리하다고 말할 수 있다. 본 연구 결과 응축기 출구에서 작동유체의 상태는 응축기 압력과 ΔT<sub>1</sub>에 따라 달라지는 것을 확인할 수 있었다.

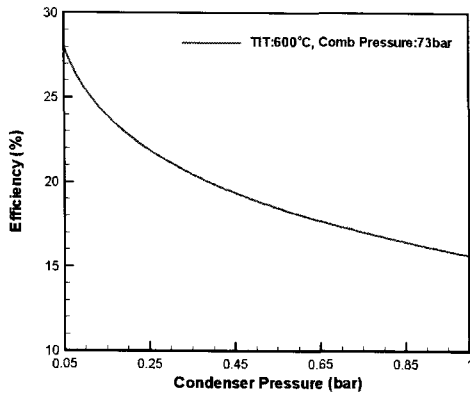


Fig. 10 Variations of the cycle efficiency with different condenser pressures with TIT=600°C, combustion pressure=73bar

Fig. 8에 응축기 압력의 변화에 따른 응축기 출구에서 수증기(H<sub>2</sub>O), 물(H<sub>2</sub>O), 이산화탄소의 물분율을 나타내었다. 작동유체의 출구온도는 25 °C(ΔT<sub>3</sub>=5 °C)로 고정시켰으며, 응축기 압력은 0.05~1bar에서 변화시켜 보았다. Fig. 8에서 확인할 수 있는 것처럼 응축기 후단에 응축되지 않고 남아 있는 수증기(H<sub>2</sub>O)의 양은 응축기 압력이 높을수록 감소한다. 0.05bar에서는 전체 물분율 대비 10% 정도의 H<sub>2</sub>O가 수증기 상태로 남아 있지만, 응축기 압력이 증가하면 응축되지 않고 남아있는 H<sub>2</sub>O의 물분율이 0.0에 가까워지게 된다.

다음으로 작동유체의 출구온도 변화에 따른 응축기 출구에서 수증기(H<sub>2</sub>O), 물(H<sub>2</sub>O), 이산화탄소의 물분율을 살펴보자. 응축기 압력은 0.05 bar로 고정시켰으며, 작동유체의 출구온도는 20~30 °C(ΔT<sub>3</sub>=0~10 °C)에서 변화시켜 보았다. 작동유체의 출구 온도가 낮아질수록 수증기로 남아 있는 H<sub>2</sub>O의 물분율이 작아지는 것을 Fig. 9에서 확인할 수 있다. ΔT<sub>3</sub>가 0 °C이면 전체 물분율 대비 5% 정도의 H<sub>2</sub>O가 수증기 상태로 남아 있지만, ΔT<sub>3</sub>가 10 °C로 증가하면 32% 정도의 응축되지 않고 수증기로 남아 있는 H<sub>2</sub>O가 존재한다.

결론적으로 응축기 내부에서 수증기(H<sub>2</sub>O)를 완전히 응축시켜 이산화탄소를 분리하기 위해서는 응축기 압력을 높이거나 작동유체의 출구 온도를 낮춰야 한다. 그러나 Fig. 10에서와 같이 응축기 압력이 증가할수록 시스템 효율이 크게 저하됨을 확인할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 순산소 연소 기본 사이클의 작동조건 변화에 따른 성능 변화 특성을 고찰하였으며, 주요 결론은 아래와 같다.

- 1) 터빈 입구온도를 낮추거나, 연소기 압력을 높일수록 냉각

용으로 필요한 물(H<sub>2</sub>O)의 재순환 유량은 증가하게 된다.

- 2) 터빈 입구온도가 증가하면 출력 및 열효율이 증가하는 반면, 연소기 압력은 열효율이 최대가 되는 최적값이 존재한다. 이는 일반적인 가스터빈 사이클과 같은 특성이라 할 수 있다.
- 3) 응축기 압력을 높이거나 작동유체의 출구온도를 낮출수록, 수증기(H<sub>2</sub>O)의 응축률이 높아지므로 이산화탄소의 분리에는 용이하다. 그러나 응축기 압력을 높이면 열효율이 크게 저하되므로, 이산화탄소의 분리가 용이하면서 열효율 저하가 적은 적절한 응축기 압력을 채택해야 한다.

## 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) <http://www.ieagreen.org.uk>
- (4) Jericha, H., Gottlich, E., Sanz, W., Heitmeir, F., 2004, "Design Optimization of the Graz Cycle Prototype Plant," Trans. of the ASME, Vol. 126, pp. 733~740.
- (5) Jericha, H., Sanz, W., Gottlich, E., 2006, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines," ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90032.
- (6) 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, GT2008-50515.
- (7) Hustad, C., Tronstad, I., Anderson R. E., Pronske, R. E., Viteri, F., "Optimization of Thermodynamically Efficient Nominal 40MW Zero Emission Pilot and Demonstration Power Plant In Noway," ASME Turbo Expo 2005, Nerada, USA, GT2005-68640.
- (8) Pronske, K., Trowsdale, L., Macadam, S., Viteri, F., 2006, Bevc, F., Horazak, D., "An Overview of Turbine and

- Combustor Development For Coal-Based Oxy-Syngas Systems,” ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90816.
- (9) Anderson, R. E., MacAdam, S., Viteri, F., Davies, D. O., Downs, J. P., Paliszewski, A., “Adapting Gas Turbines To Zero Emission Oxy-Fuel Power Plants,” ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, GT2008-51377
- (10) Aspen Technology, HYSYS, ver. 2006. 5.
- (11) 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 50, pp. 510~521.
- (12) Kenneth Wark, Jr. 1995, “Advanced Thermodynamics for engineers,” McGraw-Hill.inc, Chap. 9, pp. 329-342.
- (13) M. M. El-Wakil, 1984, “Powerplant Technology,” McGraw-Hill.inc., Chap. 6, pp. 233~235.