<응용논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.10.673 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

초임계 이산화탄소 이중 브레이튼 사이클 개발 연구§

백영진*,**† · 나선익* · 조준현* · 신형기* · 이길봉*
* 한국에너지기술연구원 열에너지변환연구실, ** 과학기술연합대학원대학교 재생에너지공학과

Research on the Development of the Supercritical CO_2 Dual Brayton Cycle

Young-Jin Baik*,**†, Sun Ik Na*, Junhyun Cho*, Hyung-Ki Shin* and Gilbong Lee*
* Thermal Energy Conversion Laboratory, Korea Institute of Energy Research (KIER)
** Dept. of Renewable Energy Engineering, Univ. of Science & Technology (UST)

(Received January 29, 2016 ; Revised July 26, 2016 ; Accepted July 26, 2016)

Key Words: Supercritical Carbon Dioxide(초임계 이산화탄소), Brayton Cycle(브레이튼 사이클)

초록: 초임계 이산화탄소 사이클은 소형화 및 효율 향상에 대한 잠재력 때문에 최근 관심이 증가하고 있으며, 원자력, 태양열(CSP) 및 화력 발전 분야에서 활발히 연구되고 있다. 이와 관련하여, 본 논문에서는 한국에너지기술연구원(KIER)의 초임계 이산화탄소 동력 사이클 연구 내용과 현황을 소개하였다. 1 단계 연구에서는 단순 초임계 브레이튼 사이클 실험 루프를 제작 및 시운전 하였으며, 현재 진행중인 2 단계 연구에서는 두개의 터빈과 두개의 재생기를 갖는 초임계 이중(dual) 브레이튼 사이클을 설계 및 제작하고 있다. 최적 설계를 위한 초임계 이중 브레이튼 사이클 모델링 및 시뮬레이션 결과, 본 연구에서 고려한 조건하에서, 사이클의 순출력을 극대화시키는 설계 변수가 존재함을 확인하였다.

Abstract: Because of the growing interest in supercritical carbon dioxide power cycle technology owing to its potential enhancement in compactness and efficiency, supercritical carbon dioxide cycles have been studied in the fields of nuclear power, concentrated solar power (CSP), and fossil fuel power generation. This study introduces the current status of the research project on the supercritical carbon dioxide power cycle by Korea Institute of Energy Research (KIER). During the first phase of the project, the un-recuperated supercritical Brayton cycle test loop was built and tested. In phase two, researchers are designing and building a supercritical carbon dioxide dual Brayton cycle, which utilizes two turbines and two recuperators. Under the simulation condition considered in this study, it was confirmed that the design parameter has an optimal value for maximizing the net power in the supercritical carbon dioxide dual cycle.

- 기호설명 -

$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [MPa]
T : 온도 [℃]
ΔT_{min} : 열교환기 내 최소 온도차 [℃]
$\dot{Q}$: 열량 [kW]
$\dot{W}_{net}$: 순출력 [kW]
ϕ : CO_2 분기율, 식 (1)에 의해 정의
η : 효율

하첨자
c : 냉각기(cooler)
h : 히터(heater)
hs : 열원
HP : 고압 측
LP : 저압 측
p : 가압장치(pump or compressor)
r : 재생기(recuperator)
t : 터빈(turbine)

§ 이 논문은 대한기계학회 창립 70 주년 기념 학술대회 (2015. 11. 10-14., ICC 제주) 발표논문임.
† Corresponding Author, twinjin@kier.re.kr
Ⓒ 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

초임계 이산화탄소 발전 시스템 기술은 초임계 상태의 이산화탄소를 작동유체로 사용함으로써, 기존 발전 기술에 비해 발전효율 향상 및 모듈화가 가능한 고효율 소형화 전력생산 시스템 기술이다. 여기서, 초임계 상태란 물질의 특이점인 임계점 이상의 온도와 압력상태를 의미하며, 이 상태에서는 액상과 기상의 성질을 모두 보유하게 된다. 이산화탄소의 임계점은 30.98℃, 7.377 MPa로, 본 연구의 초임계 사이클은 저압부의 압력이 7.4 MPa 이상으로서 모든 프로세스가 임계압력 이상의 압력에서 형성된다.

초임계 이산화탄소 사이클은 높은 열효율과 단순한 레이아웃, 소형화된 터보기계 및 열교환기를 통해서 작은 공간에서도 높은 열효율로 전력을 생산할 수 있는 잠재력을 가진 것으로 평가되고 있다. 이 기술이 최초로 제안된 것은 1948년 스위스의 Sulzer Bros 및 1967년 미국의 Ernest G. Feher 등에 의해서였으나, 비교적 최근인 2000년대에 들어서 SFR(Sodium-cooled Fast Reactor)과 같은 차세대 원자력 발전 기술을 개발하는 과정에서 기존의 스팀 랭킨 사이클을 대체할 수 있는 기술로서 주목 받기 시작하였으며, 보다 최근에는 태양열 및 폐열 등의 열원을 이용하려는 시도가 이루어지고 있다.

현재, 초임계 이산화탄소 발전 기술 분야에서 가장 선두를 달리고 있는 국가는 미국이다. 관련 연구를 가장 오랫동안 해 온 곳은 SNL(Sandia National Lab)인데, SNL은 2005년 이래로 초임계 이산화탄소 발전 실험장치를 구성 및 개선해오고 있다.[1~3] Barber & Nichols사는 SNL과 공동으로 초임계 이산화탄소 발전기술의 핵심기기에 대한 기술을 개발하였으며, 세계 최초로 임계점 근처에서의 압축기 실험을 수행하였다. ANL(Argonne National Lab)은 초임계 이산화탄소 발전 기술 중에서도 특히 SFR에 대한 적용성을 많이 연구하고 있다. 이와 더불어, 미국은 2011년부터 DOE의 NREL (National Renewable Energy Lab) 주관으로 10 MWe 태양열 발전용 초임계 이산화탄소 발전 실증을 위한Sunshot 프로그램을 진행하고 있다.[4] 한편, 일본의 Japan Atomic Energy Agency(JAEA)에서는 초임계 이산화탄소 발전시스템의 요소기술 구현을 위한 실험장치를 제작 및 운영하였으며, SFR에 적합한 초임계 이산화탄소 발전시스템 연구를 수행하였다. Institute of Applied Energy(IAE)는 Tokyo Institute of Technology (TIT)와 공동으로 초임계 이산화탄소 발전 시스템 종합 실증장치를 건설하였으며, 전력생산 연구를 수행하였다.[5]

우리나라의 경우, KAERI (한국원자력연구원)는 차세대 원자로로 주목 받고 있는 SFR에의 적용성 검토를 목적으로 초임계 이산화탄소 사이클 종합 실험루프를 설계, 관련 기초 설비를 구축 중이다.[6]

한편, KIER (한국에너지기술연구원)에서는 지난 2013년 1월 연구과제를 런칭하여, 1단계 연구로서 초임계 이산화탄소 브레이튼 사이클을 위한 TAC (Turbine-Alternator-Compressor) 유닛을 설계 및 제작한 바 있으며,[7] 현재 진행중인 2단계 연구에서는 두 개의 터빈과 두 개의 복열기를 갖는 초임계 이산화탄소 이중 브레이튼 사이클[8]을 설계 및 제작 하고 있다. 본 논문에서는 KIER의 초임계 이산화탄소 동력 사이클 연구 내용과 현황을 소개하고, 향후 고온 폐열 이용 분야에 응용이 가능할 것으로 기대되는 이중 사이클의 특성을 살피기 위하여 초임계 이산화탄소 이중 브레이튼 사이클을 모델링하고 시뮬레이션 하였다.

2. 10 kWe급 단순 브레이튼 사이클 연구

KIER은 압축기입구 온도/압력 35.9℃/7.9MPa, 터빈입구 온도/압력 180℃/13MPa 조건에서 12.6 kWe의 출력을 갖는 TAC 유닛을 Fig. 1과 같이 설계 및 제작하였으며, 이와 더불어 보일러, pre-cooler 및 칠러 등을 포함하는 초임계 이산화탄소 브레이튼 사이클 발전 실험 장치를 Fig. 2와 같이 제작하였다. 초임계 이산화탄소 발전 사이클에서는 높은 밀도의 초임계 유체 특성으로 인해 동일 용량의 스팀 발전 사이클에 비해 터보기계를 매우 컴팩트하게 제작할 수 있다. 이러한 특징은 분명히 수십-수백 MW급 상용 발전소 규모에서는 제작 단가를 낮추는 강력한 장점으로 작용할 것으로 기대된다. 그러나 소형화의 장점은 본 연구에서와 같은 수십 kW급 초소형 시스템에서의 터보기계 크기를 전형적인 상용 터보기계의 크기에 비해 매우 작게 하므로, 제작을 어렵게 하고 회전수를 증가시킨다. 높은 회전수는 회전체 동역학적 특성을 복잡하게 하며, 베어링, 윤활, 냉각 문제들에 대한 보다 심도 있는 고려를 요구한다. 이와 더불어, 고밀도, 고회전수 조건에서 회전체와 작동유체 사이의 마찰에 의한 손실이 증가하기 때문에 이를 감소시킬

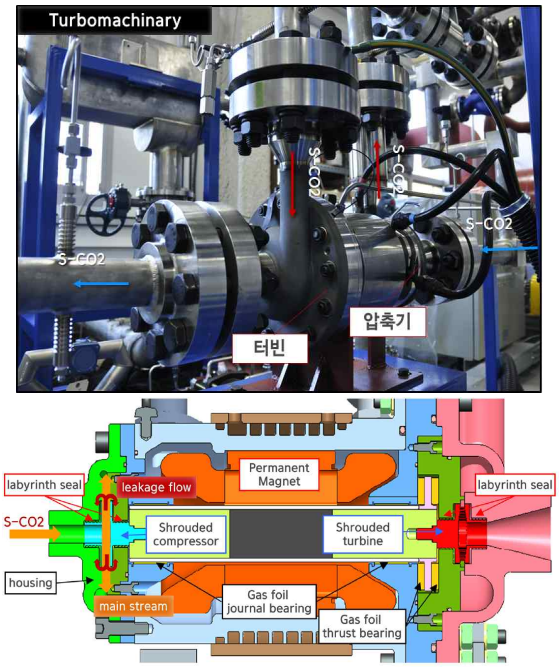


Fig. 1 TAC (Turbine-Alternator-Compressor) unit of the 10 kWe-class supercritical CO_2 Brayton cycle test loop in KIER

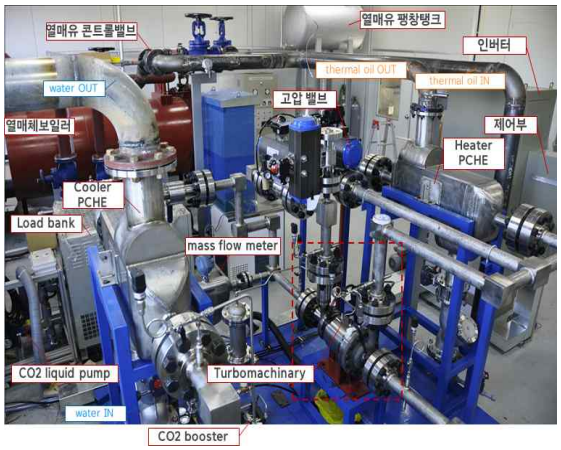


Fig. 2 Photograph of the 10 kWe-class supercritical CO_2 Brayton cycle test loop in KIER

방안에 대한 고려도 필요하다. 특히, 휠 전후면의 압력차가 통상적인 공기 시스템의 그것에 비해 크므로, 축력(axial thrust)에 대한 고려 또한 필요하다. 이상과 같은 제한 요건들을 고려, 본 연구에서는 순수 구심형(radial type)으로서 팁 간극 손실(tip clearance loss)이 작은 슈라우드 일체형(shrouded type)으로 터보기계를 설계하였다. 압축기 및 터빈 휠의 직경은 약 50 mm이다. 모터 설계는 60 kW, 7만 rpm 조건에 대하여 수행되었으며, 이에 적합한 자석(magnet) 직경, 길이, 필요 냉각 유량 등이 선정되었다. 또한, 회전체의 임계속도를 파악하고 공진을 회피하기 위하여 회전체 동역학 분석을 시행하였다. 이와 더불어, 본 운전 조건이 고압, 고회전수 조건임을 고려하여 구조해석을 수행하였다. AI6061-T6, AI7075-T6 및 17-4PH의 3가지 재료에 대해 케이스 내부 유로에 작동 압력의 두 배인 26 MPa을 경계조건으로 하여 구조해석을 진행하였다. Al7075-T6의 경우 최대 등가응력은 319.5 MPa로 항복강도 503 MPa의 63.5%, 17-4PH의 경우 최대 등가응력은 332.64 MPa로 항복강도 869 MPa의 38.3% 수준으로 본 작동 조건에서 구조적으로 안전한 것으로 해석되었다. 한편, 베어링은 bump type foil bearing으로 선정하였으며, 권선형 수냉식 유도 전동기를 선정하였다. 이 때, 센서 부착 및 전선부 기밀 유지, 고압에 따른 안전성 문제들이 주요 애로 사항으로 파악되었다. 한편, 고속 회전에 의한 발열 문제의 해결을 위하여 TAC 유닛의 압축기와 터빈으로부터 유닛 내부로 인위적으로 누설 유로(leakage flow)를 형성함으로써, 작동 유체인 CO_2가 유닛 내부의 회전체를 직접 냉각할 수 있도록 하였다. 이와 같이 냉각 목적으로 사용된 CO_2는 유닛 외부로 배출되어 냉각된 후 다시 압축기로 유입된다.

초임계 이산화탄소 발전 사이클은 넓은 작동 온도 조건에서 높은 효율을 보이기 때문에 화력, 원자력, 태양열, 폐열 등 다양한 열원과 연계가 가능한 장점을 가진다. 이러한 장점을 제대로 활용하기 위해서는 다양한 열원으로부터 초임계 이산화탄소로 열을 전달하는 기술이 필요하다. 이와 관련하여, 현재까지 알려진 초임계 이산화탄소 발전 사이클 실험장치들에서는 전기 히터를 사용하여 초임계 이산화탄소로 열을 직접 전달하여 왔다. 본 연구에서는 향후 다양한 열원과의 연계를 고려하여, 열매체 보일러 및 열교환 루프를 도입하였다. 열매체 보일러의 용량은 약 697 kW이며, 열매체유로는 Alkylbenzene 기반의 합성 열매체인 SERIOLA 2120를 사용하였다. 열매체유와 CO_2의 열교환을 위한 열교환기로는 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)가 사용되었다. 이는 마이크로 채널로 이루어진 다수의 열교환 판들을 확산접합(diffusion bonding)함으로써 일체형으로 제작하는 것으로, 열교환기 크기를 소형화시키면서도 고압 고온에 매우 유리한 특성을 갖는다. 한편, 터빈으로부터 나온 CO_2는 압축기로 들어가기 전에 냉각되어야 하는데, 이를 위하여 약 200 RT용량의 공랭식 스크류 압축식 냉동기 및 열교환 루프를 도

입하였다. (요구 냉각열량 약 630 kW) 칠러로부터 나온 냉각수와 CO_2의 열교환을 위한 열교환기도 전술한 바와 같은 PCHE로 하였다.

이상과 같이 제작된 테스트 루프의 시운전 관련하여, TAC 유닛의 경우, 70,000 rpm의 무부하(shakedown) 시험이 완료되었으며, CO_2 주입 이후 보일러, TAC 및 냉동기 등을 포함한 전체 시스템 시운전은 83℃, 8.5 MPa, 30,000 rpm까지 수행되었다. 시운전 결과, 사이클의 모든 구성요소들이 초임계 상태에서 운전되고 있음을 확인하였다.

3. 이중 브레이튼 사이클 시뮬레이션

초임계 이산화탄소 사이클은 구성 방법 및 목적에 따라 단순 복열(simple recuperated) 사이클, 재압축(recompression) 사이클 및 이중 사이클 등으로 나뉠 수 있다. KIER의 1단계 연구에서는 이상에서 살펴본 바와 같이 단순 초임계 이산화탄소 브레이튼 사이클 개발 연구를 수행하였다. 현재 진행중인 2단계 연구에서는 고온 폐열 이용 분야에의 적용을 목적으로 이중 사이클의 구현을 위한 연구를 수행하고 있다.

본 연구에서 고려한 이중 사이클의 개략도와 온도-엔트로피 선도는 각각 Fig. 3 및 Fig. 4와 같다. 이중 사이클은 상부사이클(1-2-3-4-5-6-7-8-1)의 폐열을 하부사이클(1-2-9-10-11-12-8-1)의 열원으로 활용하여 터빈 2대에서 동력을 생산한다. 이 사이클의 중요 구성요소는 하나의 압축기, 냉각기(cooler), 히터, 터빈 A와 B, 그리고 재생기(recuperator, 복열기) A와 B이다. 압축기에서 고압으로 압축(1-2과정)된 CO_2는 분류기(flow splitter)에서 분배되어 재생기 A와 재생기 B로 유입된다. CO_2분기율(ϕ)은 식 (1)과 같이 압축기에서 압축된 CO_2의 질량유량($\dot{m}_p$) 중 재생기 B로 흐르는 CO_2질량유량($\dot{m}_B$)의 비로 정하였다.

$$\phi = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_p} \tag{1}$$

분류기에서 분배되어 재생기 A로 유입된 CO_2는 재생기 A에서 터빈 B에서 토출된 CO_2와 열교환(3-4과정)하여 예열(pre-heating)된다. 재생기 A에서 예열된 CO_2는 히터에서 열량을 공급(4-5과정)받아 터빈 입구 온도까지 승온된다. 그 후, CO_2가 터빈 A에서 팽창(5-6 과정)하면서 동력을 생산한다. 터빈 A에서 토출된 CO_2는 재생기 B에서 분류기에서 분배되어 재생기 B로 유입된 CO_2와 열교환(6-7 과정)하여 예냉각(pre-cooling)된다. 한편, 분류기에서 분배되어 재생기 B로 유입된 CO_2는 터빈 A에서 토출된 CO_2와 열교환(9-10과정)하여 승온된 후, 터빈 B에서 팽창(10-11 과정)하면서 동력을 생산한다. 터빈 B에서 토출된 CO_2는 재생기 A에서 열교환(11-12 과정)하여 예냉각된다. 각각 재생기 A와 B를 통과한 CO_2는 합류기(flow merger)에서 합쳐져 냉각기로 유입되며, 최종적으로 냉각기에서 냉각수와 열교환(8-1과정)하여 감온된다. 이 냉각된 CO_2는 다시 압축기 입구로 들어가, 위의 과정이 반복된다. 동력 사이클의 성능은 사이클을 구성하고 있는 요소의 온도, 압력, 유량 등 많은 변수들에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서는 압축기와 터빈 A의 입구 온도 및 압력을 구속조건으로 하고, 하부사이클(bottom cycle)이 전체 사이클 특성에 미치는 영향을 살피기 위하여 CO_2질량유량($\dot{m}_B$)을 설계변수로 하여 모델링 및 시뮬레이션을 수행하였다. 사이클의 구속조건들은 선행연구[8]를 참조하여 다음과 같이 주었다.

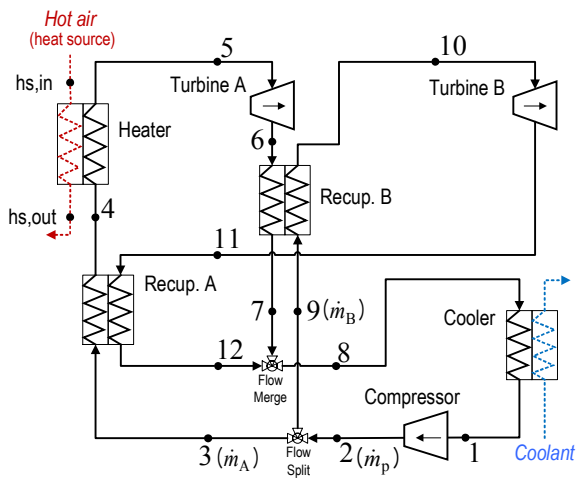


Fig. 3 Schematic diagram of supercritical carbon dioxide dual-stage Brayton cycle

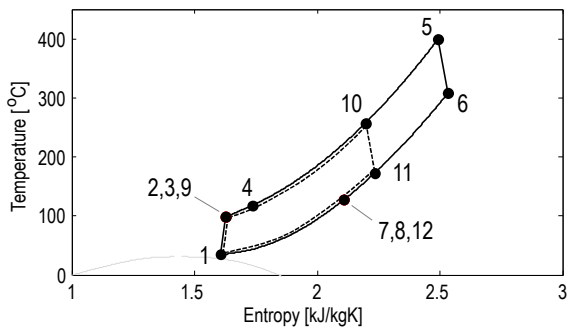
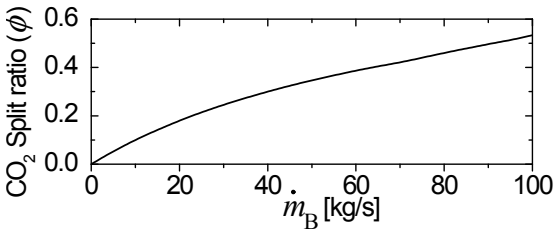


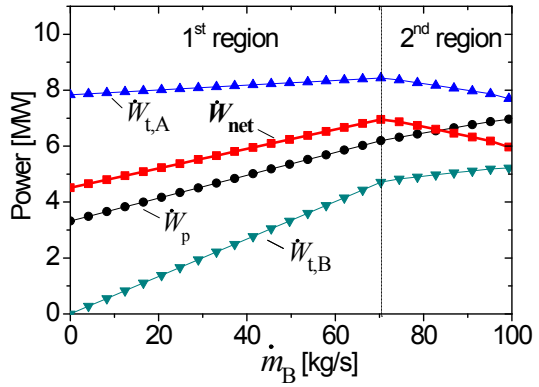
Fig. 4 Temperature-entropy diagram of supercritical carbon dioxide dual-stage Brayton cycle

(1) CO_2 compressor inlet temperature and pressure:
T_1= 35°C, P_1= 7.7 MPa
(2) CO_2 compressor outlet pressure:
P_2= 20 MPa
(3) CO_2 inlet temperature at the turbine A:
T_5= 400°C
(4) Heat source temperature and mass flow rate:
$T_{hs,in}$ = 532°C, $\dot{m}_{hs}$=89.9 kg/s
(5) The isentropic efficiency for the comp. and turbine:
$\eta_p = \eta_t = 0.8$
(6) Minimum temperature difference in the recuperator A and B: $\Delta T_{min,A} = \Delta T_{min,B} = 30°C$
(7) Minimum temperature difference in the heater:
$\Delta T_{min,h} = 30°C$

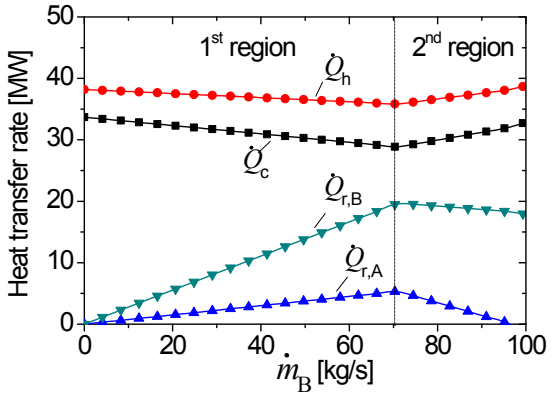
사이클의 모든 과정을 정상상태(steady)로 가정하고, 압력 및 열손실은 무시하였다. 모든 열교환 과정은 대향류(counter-current)로 두었으며, 열교환기 내부의 최소 온도차를 계산하기 위하여, 각 열교환기는 동일한 열교환량을 가지는 20개의 부분으로 나누었다. 재생기 B로 흐르는 하부사이클의 CO_2질량유량($\dot{m}_B$)이 주어졌을 때, 계산과정은 다음과 같다. 우선, 히터 출구 열원온도($T_{hs,out}$), 압축기 CO_2 질량유량($\dot{m}_p$)을 가정한다. 주어진 CO_2 압축기 입구 상태와 압축기 효율을 고려하여 압축기 출구(SP 2)의 상태가 결정된다. 주어진 $\dot{m}_B$와 가정한 $\dot{m}_p$에 의해 분기율과 재생기 A로 흐르는 CO_2 질량유량($\dot{m}_A$)이 정해진다. 또한 압축기 출구(SP 2)의 상태와 분기율에 의해 분류기 출구(SP 3, 9)의 상태가 결정된다. 터빈 A 출구 상태(SP 6)는 주어진 터빈 A 입구 상태(SP 5)와 터빈 효율에 의해 계산된다. 나머지 상태들은 에너지 및 질량 평형과 열교환기 최소 온도차 조건을 만족하도록 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 방법으로 계산하여 구하였다. 예를 들어, 재생기 B의 출구상태(SP 7, 10)는 에너지 평형식으로 구한 임의의 엔탈피 값을 가정값으로 둔다. 그 다음, 재생기 B 내부 온도차를 계산하여 주어진 최소 온도차 조건에 만족하는지 확인한다. 주어진 최소 온도차보다 계산 결과값들의 차이가 허용 오차범위보다 클 경우, 가정값을 바꾸어 이상과 같은 계산과정을 반복하였다. 위 계산과정을 통해 구한 재생기 B의 출구(SP 10)의 엔탈피 값과 압력 값으로 해당 지점의 온도와 엔트로피를 계산하였다. 이 후, 주어진 터빈 B의 효율을 통해 터빈 B 출구(SP 11)의 상태가 결정된다. 재생기 A도 재생기 B의 계산방법과 유사하게, 재생기 A의 출구상태(SP 4, 12)의 엔탈피 값을 에너지 평형식으로 구한 임의의 값을 가정값으로 둔다.



(a) Change in CO_2 split ratio (ϕ)



(b) Changes in power



(c) Changes in heat transfer rate

Fig. 5 Changes according to the change in CO_2 mass flowrate of the bottom cycle ($\dot{m}_B$)

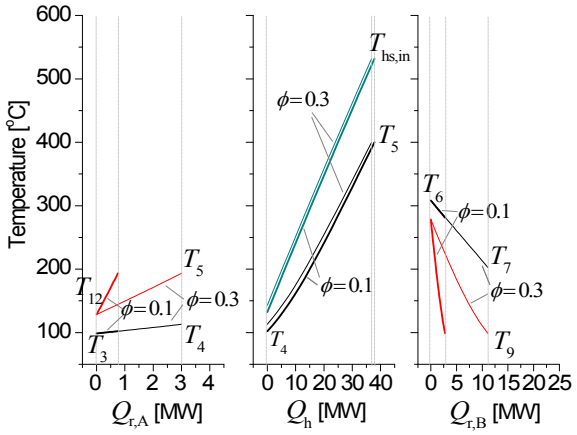
그 후, 재생기 A 내부 온도차를 계산 후, 주어진 재생기 A 내부 최소 온도차 조건에 만족하도록 가정값을 바꾸어 오차범위내로 들어올 수 있도록 하여, 재생기 A의 출구상태(SP 4, 12)의 엔탈피 값을 구하였다. 합류기 입구상태(SP 7, 12)가 계산되었으므로, 합류기 출구상태(SP 8)가 결정된다. 계산이 종료되면, 사이클 각부의 온도 및 유량이 결정되며, 이로부터 사이클의 순출력($\dot{W}_{net}$, net power)을 결정할 수 있다.

시뮬레이션 결과는 다음과 같다. 재생기 A와 B 그리고 히터의 열교환기 내 최소 온도차가 30°C인 조건 하에서 $\dot{m}_B$의 변화에 따른 분기율의 변화

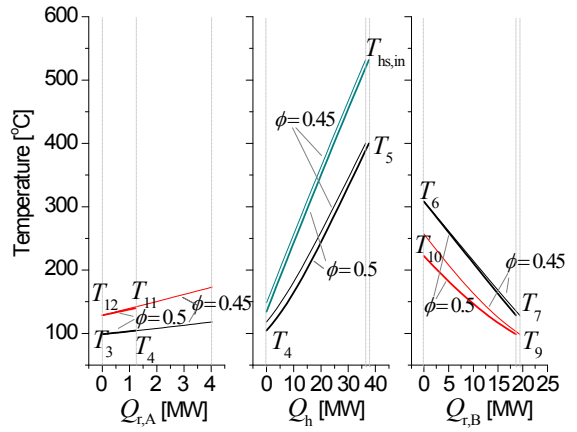
를 Fig. 5(a)에 나타내었으며, 순출력, 상부사이클의 출력, 하부사이클의 출력, 압축기 소비동력의 변화를 Fig. 5(b)에 나타내었다. 동일 조건 하에서 Fig. 5(c)에 재생기 A의 열량($\dot{Q}_{r,A}$), 재생기 B의 열량($\dot{Q}_{r,B}$), 히터열량($\dot{Q}_h$) 그리고 냉각열량($\dot{Q}_c$)의 변화를 나타내었다. Fig. 5(a)에 따르면, $\dot{m}_B$가 증가함에 따라 식 (1)에 의해 분기율은 비례적으로 증가한다. 이는 상부사이클 질량유량($\dot{m}_A$)에 비하여 $\dot{m}_B$가 상대적으로 커짐을 뜻한다. Fig. 5(b)에 따르면, 하부사이클 질량유량의 증가에 따라 순출력이 위로 볼록한 모양의 곡선 형태(convex)로 변화함을 알 수 있다. 이를 설명하기 위하여, 하부사이클 질량유량이 0(zero)으로부터 약 70 kg/s까지 증가함에 따라 $\dot{W}_{net}$이 증가하는 첫째 구간, 이 후, 약 70 kg/s보다 $\dot{m}_B$가 더욱 증가함에 따라 $\dot{W}_{net}$이 감소하는 둘째 구간으로 나누었다.

첫째 구간에서는 $\dot{m}_B$가 증가할수록 $\dot{m}_p$가 많아져 압축기 소비동력($\dot{W}_p$)이 증가한다. 그러나 $\dot{W}_p$ 증가량 보다 하부사이클 출력($\dot{W}_{t,B}$) 증가량이 더 크므로, 결과적으로 전체 사이클의 순출력은 증가한다. 본 연구의 시뮬레이션 조건하에서 $\dot{m}_B$가 0일 때의 순출력 대비 최대 54.7%의 출력 향상을 관찰하였다.

한편, 둘째 구간에서는 주어진 압축기 효율(η_p)와 입구 조건(SP 1)에 의해 압축기 토출온도(T_2)가 산출되며, 재생기 B의 저온측 입구온도(T_9)도 결정된다. $\dot{m}_A$에 비하여 $\dot{m}_B$가 첫 번째 구간보다 상대적으로 커진다. 따라서 재생기 B의 저온측 온도 차이가 줄어들고 이를 위해서는 저온측 출구온도(T_{10})가 낮아져야 한다. 즉 하부사이클의 터빈 입구온도(T_{10})가 낮아지므로 하부사이클의 열효율이 감소한다. Fig. 5(b)에서 나타난 바와 같이, 두 번째 구간의 $\dot{m}_B$의 증가에 따른 $\dot{W}_{t,B}$ 증가율은 첫 번째 구간보다 완만하다. 하부사이클의 터빈 입구온도(T_{10})가 낮아지면, 터빈 출구온도가 하강하며, 재생기 A의 고온측 입구온도(T_{11})도 내려간다. 이는 재생기 A의 열량($\dot{Q}_{r,A}$)이 감소를 야기하며, 히터열량($\dot{Q}_h$)을 더욱 요구하게 된다. 그러나, 주어진 열원 조건하에서 사이클이 전달 받을 수 있는 열량은 유한하므로, 히터 내부 CO_2 온도 차이를 유지하되 히터로 유입되는 $\dot{m}_A$가 감소하게 된다. 이는 상부사이클 출력 감소로 이어진다. 전술한 바와 같이, 두 번째 구간에서는 $\dot{m}_B$의 증가에 따른 하부사이클 출력 증가율이 감소하고 $\dot{m}_A$가 감소함에 따라 상부사이클 출력이 감소하기 때문에 $\dot{W}_{net}$이 줄어들게 된다.



(a) Temperature profile in 1st region at Fig. 5



(b) Temperature profile in 2nd region at Fig. 5

Fig. 6 Changes in temperature profiles in heat exchangers according to changes in split ratio

이상에서 논의된 바와 같이, 분기율이 증가할수록 첫째 구간에서는 $\dot{W}_{net}$이 증가하고 둘째 구간에서는 $\dot{W}_{net}$이 감소하는 특징을 갖는데, 이것은 Fig. 6의 분기율 변화에 따른 열교환기 내 온도 프로파일(profile)의 변화로도 설명될 수 있다. Fig. 6(a)는 분기율이 0.1와 0.3인 경우에 대한 첫째 구간의 각 열교환기 내 온도 프로파일의 변화를 나타낸 것이며, 붉은선은 하부사이클, 검은선은 상부사이클을 의미한다. ϕ의 증가는 $\dot{m}_B$의 증가를 뜻하며, 하부사이클 내 작동유체의 열용량이 증가했음을 의미한다. 증가한 열용량은 하부사이클과 상부사이클 간 열교환량($\dot{Q}_{r,A}$, $\dot{Q}_{r,B}$) 을 증가시킨다. 또한 ϕ가 증가하면 재생기 B의 고온측 출구온도(T_7)가 낮아지고, 이는 냉각기(pre-cooler) 입구온도(T_8)을 낮추며 결국 냉각열량($\dot{Q}_c$)를 감소시킨다. 냉각열량($\dot{Q}_c$)의 감소는 사이클의 효율 증가를 의미하며, 결과적으로 $\dot{W}_{net}$ 을 증가시킨다. 한편, 둘째 구간에서 ϕ의 증가에 따른 사이클 성능 변화 관찰을 위하

여 ϕ=0.45인 경우와 0.5인 경우의 결과를 Fig. 6(b)에 서로 비교하여 나타내었다. 첫째 구간에서와는 반대로, ϕ의 증가에 따라 재생기 A 열교환량이 감소하는 것이 관찰된다. 유한한 열원 조건하에서 상부사이클로부터 하부사이클로 전달될 수 있는 열량이 유한함을 고려하면, ϕ가 적정값에 비해 과도하게 클 경우, 즉, $\dot{m}_B$가 적정값에 비해 과도할 경우, 하부사이클의 터빈 입구온도(T_{10})가 저하되며, 차례로 하부사이클의 터빈 출구온도(T_{11}), 상부사이클 재생기 A 출구온도(T_4)를 낮추고, 이는 재생기 A 열교환량 및 $\dot{m}_A$를 감소시킨다. 이러한 효과는 상부사이클 출력을 감소시키며, 결과적으로 사이클의 순출력 감소의 원인이 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 소형화 및 효율 향상에 대한 잠재력 때문에 최근 관심이 증가하고 있는 초임계 이산화탄소 발전 기술 분야에 있어서 한국에너지기술연구원(KIER)의 연구 현황을 소개하였다. 또한, 향후 고온 폐열 이용 분야에 응용이 가능할 것으로 기대되는 초임계 이산화탄소 이중 사이클의 특성을 살피기 위하여 사이클을 모델링하고 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 결과, 초임계 이산화탄소 이중 사이클의 순출력은 분기율(ϕ)에 따라 변화함을 확인하였다. 또한, 순출력을 극대화시킬 수 있는 최적 분기율이 존재함을 확인하였다. 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서, 단순 사이클 대비 이중 사이클 구성에 따른 순출력 향상은 최대 약 54%로 계산되었다.

후 기

This work was conducted under the framework of Research and Development Program of the Korea Institute of Energy Research (KIER) (B6-2415) In addition, this work was supported by the On Demand Development Program of Core Technology for Industrial Fields (10054621, Development of a FEED Framework for Next Generation Power System using Pilot Plant) funded By the Ministry of Trade, industry & Energy (MI, Korea)

참고문헌
(References)

(1) Wright, S. A., Radel, R. F., Vernon, M. E., Rochau, G. E. and Pickard P. S., 2010, Operation and Analysis of a Supercritical CO_2 Brayton Cycle, Sandia National Laboratories, Available at: (Accessed in Jan. 2016) http://prod.sandia.gov/techlib/access-control.cgi/2010/100171.pdf

(2) Convoy, T., Wright, S. A., Pasch, J., Fleming, D., Rochau, G. and Fuller, R., 2012, "Performance Characteristics of an Operating Supercritical CO_2 Brayton Cycle," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 134, 111703.

(3) Convoy, T., Pasch, J. and Fleming, D., 2013, "Control of a Supercritical CO_2 Recompression Brayton Cycle Demonstration Loop," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, 111701.

(4) U.S Department of Energy Website, Available at: http://www.energy.gov/eere/sunshot/project-profile-10-megawatt-supercritical-carbon-dioxide-turbine (accessed in Jan. 2016)

(5) Muto, Y., Aritomi, M., Ishizuka, T. and Watanabe, N., "Comparison of Supercritical CO_2 Gas Turbine Cycle and Brayton CO_2 Gas Turbine Cycle for Solar Thermal Power Plants", 2014, The 4th International Symposium - Supercritical CO_2 Power Cycles.

(6) Cha, J. E., Lee, T. H., Eoh, J. H., Seong, S. H., Kim, S. O., Kim, D. E., Kim, M. H., Kim, T. W., Suh, K. Y., 2009, "Development of a Supercritical CO_2 Brayton Energy Conversion System Coupled with a Sodium-cooled Fast Reactor," *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 41, No. 8, pp. 1025~1044.

(7) Baik, Y.-J., Cho, J. H. and Kim, M. S., 2014, "Current R&D Status of the Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle in KIER," SET2014, 13th International Conference on Sustainable Energy Technologies.

(8) Walnum, H. T., Nekså, P., Nord, L. O. and Andresen, T., 2013, "Modelling and Simulation of CO_2 (Carbon Dioxide) Bottoming Cycles for Offshore Oil and Gas Installations at Design and Off-design Conditions," *Energy*, Vol. 59, pp. 513~520.