

마이크로 가스터빈과 유기매체 랭킨사이클을 결합한 복합시스템의 설계 성능해석

이 준 희, 김 동 섭*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학부

Design Performance Analysis of Micro Gas Turbine-Organic Rankine Cycle Combined System

Joon Hee Lee, Tong Seop Kim*

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received November 12, 2004; revision received March 31, 2005)

ABSTRACT: This study analyzes the design performance of a combined system of a recuperated cycle micro gas turbine (MGT) and a bottoming organic Rankine cycle (ORC) adopting refrigerant (R123) as a working fluid. In contrast to the steam bottoming Rankine cycle, the ORC optimizes the combined system efficiency at a higher evaporating pressure. The ORC recovers much greater MGT exhaust heat than the steam Rankine cycle (much lower stack temperature), resulting in a greater bottoming cycle power and thus a higher combined system efficiency. The optimum MGT pressure ratio of the combined system is very close to the optimum pressure ratio of the MGT itself. The ORC's power amounts to about 25% of MGT power. For the MGT turbine inlet temperature of 950°C or higher, the combined system efficiency, based on shaft power, can be higher than 45%.

Key words: MGT(마이크로 가스터빈), ORC(유기매체 랭킨사이클), Heat recovery(열회수), Combined system(복합시스템), Efficiency(효율), Power(출력)

기 호 설 명

HRU : 열회수기
MGT : 마이크로 가스터빈
ORC : 유기매체 랭킨사이클
PHT : 예열기
PR : 마이크로터빈 압력비
 \dot{Q} : 열전달률 [kW]

REC : 재생기
TIT : 터빈 입구온도 [°C]
 \dot{W} : 출력 [kW]

그리스 문자

η : 효율 [%]

하첨자

aux : 보조
fc : 연료압축기

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7307; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: kts@inha.ac.kr

- p : 펌프
- RC : 랭킨사이클
- tot : 총합

1. 서 론

최근 화석연료의 고갈과 오존층 파괴, 지구온난화 등 환경문제에 대한 관심과 우려가 증대되면서 친환경적이면서도 효율이 기존 시스템들보다 향상된 기술에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 화석연료의 연소반응을 통한 에너지 발생이 아닌 지열이나 풍력, 태양열 등으로부터 에너지를 생산하는 시스템과 연료의 화학반응으로부터 직접 전력을 생산하는 연료전지 등 대체에너지원을 이용한 시스템의 개발이 시도되는 한편, 기존의 에너지 시스템을 저공해의 고효율시스템으로 개선하는 방법도 꾸준히 시도되고 있다. 특히 후자의 방법은 경제성이 상대적으로 우위에 있고 기술적으로도 목표의 달성이 비교적 우위에 있는 경우가 많다.

후자의 대표적인 예가 가스터빈이다. 가스터빈은 여타 열기관에 비하여 환경친화적이고, 기술의 축적이 급속히 이루어지고 있으며 다양한 응용시스템으로의 확장성이 뛰어나다. 한편 최근 들어서 전력이송으로 인한 손실을 최소화하고 분산된 전력 및 에너지 수요에 대응성이 높은 분산발전시스템(distributed generation system)에 대한 관심이 높아지고 있다. 이러한 분산발전시스템용으로 소형 가스터빈인 마이크로 가스터빈(micro gas turbine, MGT)이 주목받고 있다.⁽¹⁾ 세계적으로 수십 kW급의 MGT들이 선진업체를 중심으로 상용화되는 단계이고, 국내에서도 개발이 시도되고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 현재 선진업체에서는 출력을 일층 증가시키고 효율도 향상된 시스템을 개발하고 있으며, 곧 200kW급 상용화 엔진이 출시될 예정이다.⁽⁵⁾ MGT는 아직 효율이 낮기 때문에 배기열을 회수하여 사용하는 열병합 발전을 목적으로 사용되는 경우가 많으며, 열회수 운수발전기 또는 흡수식 냉동기와 함께 패키지화하여 개발되기도 한다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 대형의 가스터빈과 비교하여 크기의 제한을 받게 되는 MGT의 출력과 효율을 향상시키기 위한 방안으로서 MGT 배기열을 이용한 랭킨사이클을 결합한 복합시스템의 성능을

살펴보고 설계 파라미터들을 제시하는 것을 목적으로 한다. MGT는 재생사이클을 채용하므로 일차적으로 사이클 내에서 배기열을 회수하기 때문에 대형 복합발전시스템의 가스터빈보다 배기 가스온도가 낮다. 또한 분산에너지 시스템에 사용되므로 설비의 크기가 작아져야하는 요구조건이 따른다. 따라서 기존의 가스터빈-랭킨사이클 복합발전시스템에서 사용되는 열회수 매체인 물(H₂O)보다 상대적으로 저온에서 작동하기에 적합한 매체가 필요하다. 대체로 유기매체(organic fluid)가 유망하며, 특별히 냉매(refrigerant)들이 적합하다. 본 연구에서는 MGT와 유기매체 랭킨사이클(organic rankine cycle, ORC)을 결합한 시스템을 대상으로 설계특성을 살펴보고자 한다.

2. MGT-ORC 복합시스템

2.1 MGT

MGT는 일반적으로 300 kW 이하의 소형 가스터빈을 말하며, 대형 가스터빈에서 사용되는 기술들을 적용하기 힘들어서 효율이 비교적 낮다. 이를 보완하기 위하여 대부분은 재생사이클로 설계되며 20% 중반에서에서 30% 초반의 효율을 가진다. 발전시스템 효율기준으로 40%대를 이루는 것이 현재 선진국의 목표이다.⁽⁷⁾ 이러한 목표는 상당히 높은 터빈 입구온도와 이를 뒷받침할 구성부 재료(터빈 및 재생열교환기 등)의 획기적 개선을 요구한다.⁽⁸⁾ 설계성능이 향상되면 부분부하성능도 향상된다고도 알려져 있다.⁽⁹⁾ 그러나 이러한 MGT의 고성능화 목표는 단기간에 달성하기가 쉽지 않을 전망이다. 따라서 차선책으로는 본 연구와 같은 복합시스템으로 달성할 수 있을 것이다.

2.2 ORC

ORC는 유기매체를 작동유체로 하는 랭킨사이클로서 비교적 낮은 온도범위(60~200℃)의 열원을 회수하여 동력을 발생하는데, 단독으로 운용되기보다는 주로 발전설비에서 하부 사이클(bottoming cycle)로 전체 시스템의 효율 및 출력 향상에 기여한다.⁽¹⁰⁾ 또한 ORC 터빈 출구의 유체가 과열상태이기 때문에 터빈 블레이드의 부식이 없

Table 1 Properties of working fluids

| Working fluid | Critical point | | Boiling point at 1 bar |
|---------------|----------------|-----------|------------------------|
| | Temperature | Pressure | |
| Water | 647 K | 220.6 bar | 373 K |
| R-123 | 457.15 K | 36.06 bar | 300.9 K |

으며, 밀도가 크기 때문에 설비의 소형화를 이룰 수 있고, 비등점이 낮아 온도가 낮은 열원을 사용하는 작은 용량의 동력사이클에 적합하다. 따라서 중, 저온의 열회수 동력시스템에 광범위하게 사용 가능하다.⁽¹¹⁾

2.3 작동유체

다양한 매체 중에서도 기존의 터보압축기 시스템용으로 사용되고 있으며, 오랜 사용에 의한 기술축적이 높은 냉매들이 비교적 용이하게 터빈시스템에 사용 가능하다고 판단된다.⁽¹²⁾ 여러 가지 냉매의 적합성에 대한 연구 결과에 의하면 R-134A, R-407C, R-410A 등 일반 냉동기에 많이 사용하는 냉매들은 임계온도가 너무 낮기 때문에 가스터빈 배기열 회수용으로는 적합하지 않고, 상대적으로 임계온도가 높은 냉매가 필요하다. 최근 발포제용으로 개발된 R245fa가 유망하다는 보고가 있으며,⁽¹³⁾ 기존의 냉매 중에는 R123이 이와 물성치가 유사하다. 본 연구에서는 R123을 매체로 사용한다. Table 1에서 R123의 물성치를 물과 비교하여 나타내었다.

2.4 시스템 구성

MGT-ORC 시스템의 구성을 Fig.1에 나타내었다. 압축기를 통하여 가압된 공기는 터빈의 배기열과의 열교환을 한 뒤 고온의 상태로 연소기

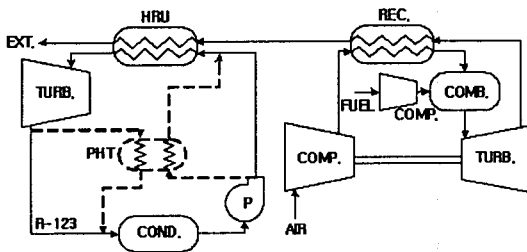


Fig. 1 Schematic of the MGT-ORC combined system.

로 들어가며 연소반응을 마친 가스는 터빈을 통한 팽창과정으로 일을 생산한다. 터빈의 출구 가스는 다시 재생기(recuperator)에서 공기와 열교환한 후 하부사이클의 열회수기(HRU)로 유입되어 R123과의 열교환 후 배기된다. HRU에서 과열상태까지 온도가 상승한 R123은 터빈에서 팽창하여 일을 생산하고 응축된 뒤 포화액상태로 펌프에서 가압되어 다시 HRU로 들어가는 순환 과정을 거친다. Fig.2와 Fig.3은 이러한 랭킨사이클을 물과 R123에 대하여 예시한 것으로서 4.2절 결과의 실제 물성치값에 기초한 것이다. 대부분 냉매들의 특징은 물과 달리 포화증기선의 기울기가 양(positive)이기 때문에 터빈 팽창 후에도 과열상태를 유지한다. 터빈 입구온도가 높을수록 터빈 출구의 과열도는 커진다. 또한, HRU

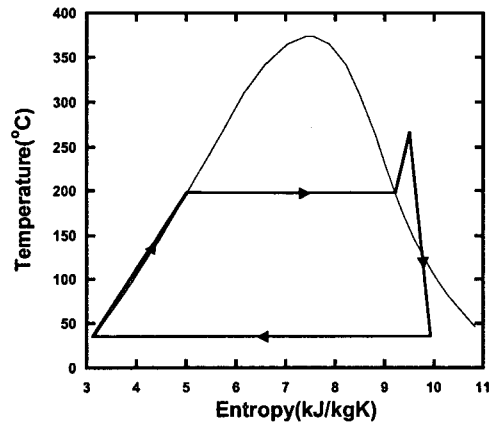


Fig. 2 T-s diagram of steam Rankine cycle.

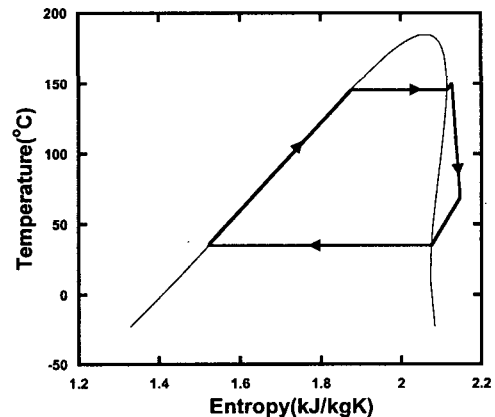


Fig. 3 T-s diagram of organic Rankine cycle using R-123 as a working fluid.

의 열입력을 줄여서 배기가스온도를 높게 유지하는 방안으로 펌프 출구 액체를 터빈 출구 증기와 열교환하는 예열기(PHT)를 설치할 수 있다. Fig. 1에서 점선으로 표시한 부분은 바로 이러한 예열기를 채택한 경우의 매체흐름을 나타낸 것이다.

3. 해석

MGT 압축기 입구조건은 15°C, 1기압으로 하였으며, 터빈 입구온도(TIT)는 850°C에서 1,000°C까지 50°C 간격으로 두고, 압력비를 바꾸어 가며 해석하였다.

ORC에서 MGT 배기가스의 열을 회수하는 HRU는 작동유체의 상태에 따라서 액상 열교환기(일반적인 보일러의 절탄기, economizer), 증발기(evaporator), 과열기(superheater) 3개의 열교환기로 나누어 해석한다. 열역학적으로는 ORC의 터빈 입구온도는 MGT 배기가스온도보다 낮은 범위에서 최대한 높게 선정하는 것이 좋으나, 대체로 저온에서 작동하도록 제조된 냉매들은 온도가 과하게 높은 영역에서 사용하기 힘들다. R123의 경우 150°C 이상에서는 화학적 조성의 붕괴현상이 발생할 가능성이 높다고 알려져 있다.⁽¹³⁾ 본 연구에서는 ORC의 TIT가 전체 시스템 성능에 미치는 영향을 알아보고자 150°C, 200°C의 두 가지로 두고 해석하였다. 그러나 수증기(H₂O)를 사용하는 경우에는 Rankine cycle의 TIT를 최대한 높게, 즉 MGT 배기가스보다 10°C 낮게 설정하였다. 기타 HRU 내부에서는 배기가스와 작동유체 간의 최소온도차가 10°C가 되도록 하였다. 일반적으로는 최소온도차 지점(핀치점, pinch point)이 포화액 지점, 즉 액상 열교환기 출구이자 증발기 입구에서 발생하나, R123을 사용하면 최소온도차 지점이 액상 열교환기 내부 혹은 입구에서 발생가능함을 확인하였으며, 최소온도지점을 제대로 찾기 위하여 액상 열교환기를 다시 다수의 영역으로 나누어 해석하였다.

전체 시스템의 출력과 효율은 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{MGT} + \dot{W}_{ORC} - \dot{W}_{aux} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{aux} = \dot{W}_{fc} + \dot{W}_p \quad (2)$$

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{tot}}{\dot{Q}} \quad (3)$$

Table 2 Main parameters for analysis

| | |
|-------------------------------|--------|
| Air mass flow rate | 1 kg/s |
| MGT turbine efficiency | 0.85 |
| MGT compressor efficiency | 0.78 |
| Fuel compressor efficiency | 0.60 |
| MGT recuperator effectiveness | 0.88 |
| ORC turbine efficiency | 0.85 |
| ORC condensing temperature | 35°C |

여기서 MGT 및 ORC의 출력은 발전기나 기타 소형 발전시스템에 필요한 직교류 변환장치를 포함한 출력제어장치 등에서의 손실을 포함하지 않은 축출력(shaft power)을 의미한다. 이러한 부가적 손실을 감안하면 실제 상용 시스템의 성능은 본 해석결과에 비하여 상당히(10% 이상) 감소할 것으로 예상된다. 해석에 가정한 주요 파라미터들은 Table 2에 요약하였다. 이외에도 각 구성부의 압력손실들도 합리적으로 가정하였다. 공정해석용 프로그램⁽¹⁴⁾을 사용하여 해석하였다.

세 가지의 해석을 하였다. 먼저, MGT의 단독 설계성능을 해석하고 이어서 특정 MGT 설계사양에 바탕을 두고 ORC를 최적화한 복합시스템의 설계성능을 해석하였으며, 마지막으로 다양한 MGT 설계상태에 따른 복합시스템의 성능을 살폈다.

4. 결과 및 토의

4.1 MGT의 설계성능 해석

Fig. 4는 해석된 MGT의 성능을 나타낸다. 낮은 압력비에서 최대 효율값을 갖는 일반적인 재생사이클 가스터빈의 경향을 나타낸다. TIT가 950~1,000°C일 때 최고 효율은 압력비 4.0~4.5에서 37~38%이다. 앞 절에서 설명한 바와 같은 부가적 시스템 손실을 고려할 경우 시스템 순효율은 약 33~34%로 예상되며, 이는 최근 개발예정인 시스템⁽⁵⁾의 성능과 유사하다.

4.2 ORC 설계 파라미터 해석

MGT의 설계변수를 현실적인 최적값으로 고정시킨 MGT-ORC 시스템에 대한 성능해석을 하였다. Table 3은 Fig. 4의 결과를 기반으로 선택된 최적의 MGT의 설계점 성능을 요약한 것이

Table 3 Performance the selected MGT design condition

| | |
|---------------------------|----------|
| Pressure ratio | 4.5 |
| Turbine inlet temperature | 950°C |
| Turbine exit temperature | 648.3°C |
| Exhaust gas temperature | 276.4°C |
| Power | 156.9 kW |
| Efficiency | 36.0% |

다. 현재 개발중이거나 상용화되어 있는 MGT⁽⁵⁾의 터빈 입구온도와 압력비에 가까운 값이다.

Fig. 5는 R123의 증발압력과 터빈 입구온도에 따른 복합시스템 성능차이를 나타내었다. 증발압력이 높아질수록 출력과 효율이 높아진다. 터빈 입

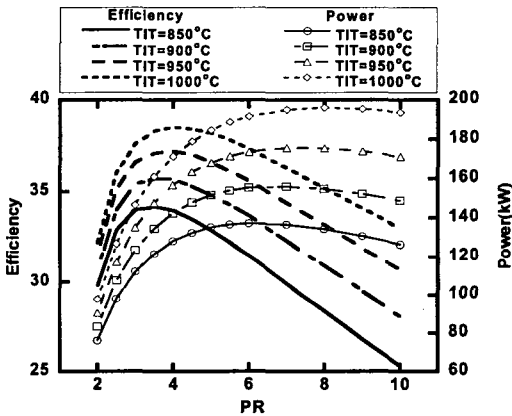


Fig. 4 MGT design performance.

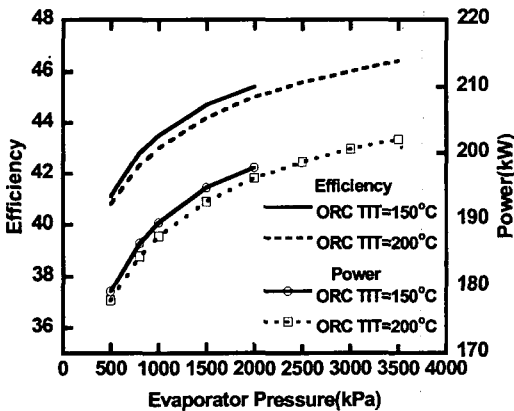


Fig. 5 Effect of evaporator pressure on the performance of MGT-R123 combined system.

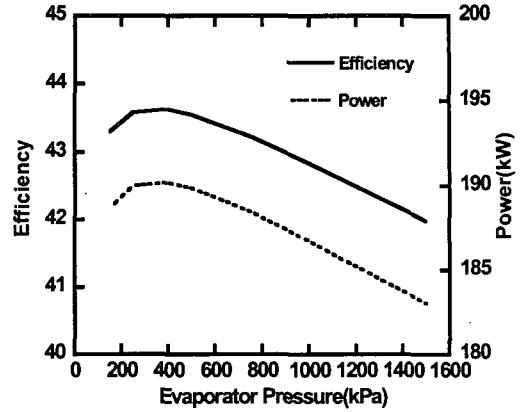


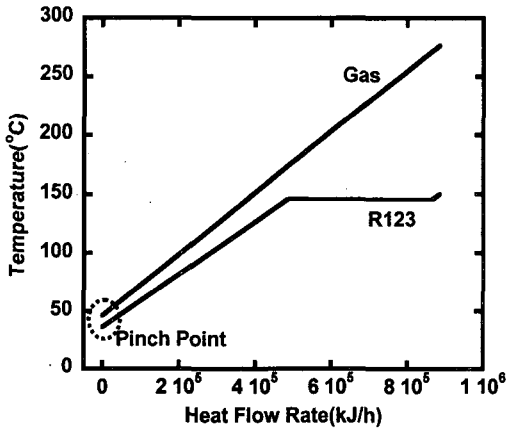
Fig. 6 Effect of evaporator pressure on the performance of MGT-Steam combined system.

구온도가 150°C일 경우 2,000 kPa를 초과하면 증발온도가 설정한 터빈 입구온도보다 높기 때문에 설계영역에서 제외된다. 동일 압력에서의 출력과 효율은 150°C일 때 더 큰 값을 갖는데, 이것은 ORC 터빈 입출구 엔탈피의 차이는 온도가 높을수록 크지만, 유량은 감소하여 작동 유체의 유량이 150°C일 때가 더 크기 때문이다. 그러나 각 ORC TIT에서 최대 출력과 효율은 한계압력에서 얻을 수 있으며, ORC TIT가 높을수록 이 최대 값들이 더 크다. 따라서 설계원칙은 가능한 범위에서 TIT와 증발압력을 높게 하는 것이 될 수 있을 것이다. 터빈 입구온도가 150°C일 때, 최대 출력과 효율은 2,000 kPa에서 197.8 kW, 45.4%이다. MGT 성능이 고정되어 있기 때문에 ORC의 최대 출력조건이 바로 복합시스템 최고 효율조건이다. ORC 출력은 MGT 출력의 25% 정도이다.

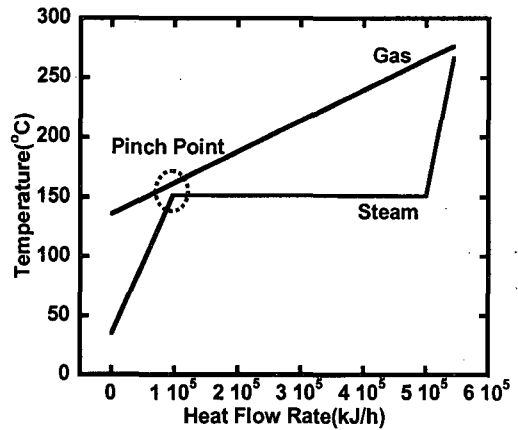
비교를 위해 작동유체를 물로 하여 해석한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 터빈 출구에서 ORC와 달리 과열상태가 아니기 때문에 1,500 kPa 이상의 압력에서는 건도가 과소(0.87 이하)하여 설계가 불가능하다고 판단하였다. 물의 경우 최대 출력과 효율은 400 kPa에서 190.19 kW, 43.62%로서 R123

Table 4 Recovered heat and power of the bottoming cycle

| System | Steam | R-123 |
|---------------------|-----------|-----------|
| Recovered heat (kW) | 151.13 kW | 245.84 kW |
| Power (kW) | 33.02 kW | 41.0 kW |



(a) R123 at 2,000 kPa



(b) Steam at 500 kPa

Fig. 7 Temperature vs recovered heat diagram of HRU.

의 경우보다 최고 성능이 낮다. Table 4는 각 작동유체에 대하여 최고 효율조건에서의 하부사이클의 회수열량과 출력을 나타낸 것이고, Fig. 7은 HRU에서 온도-열량 선도를 나타낸 것이다. 물의 경우에는 증발영역이 차지하는 비중이 높고, 핀치점이 증발기 입구이며 배기가스의 온도가 높은 편이다. 반면에 R123에서는 증발영역에서의 열회수량보다 오히려 액상영역에서의 열회수량이 커지면서 결과적으로 전체적인 열회수량이 대폭 증가하여 MGT의 배기가스온도가 매우 낮아진다. 반면에 HRU 출구온도가 물의 경우보다 월등히 낮기 때문에 랭킨사이클 자체의 효율 ($\dot{W}_{RC} / \dot{Q}_{HRU}$)은 낮다. 그러나, 열회수량이 월등히 크기 때문에 랭킨사이클 출력은 R123에서 더 크고, 따라서 복합시스템 효율도 더 높다. 물과 달리 최적 효율조건 핀치점은 액상 열교환기 입구에서 나타났으며, 증발압력이 증가하면, 액상 열교환기 내부에서 핀치점이 나타났다. 이러한 예를 Fig. 8에 나타내었다.

Table 5는 랭킨사이클 주요 상태에서의 작동유

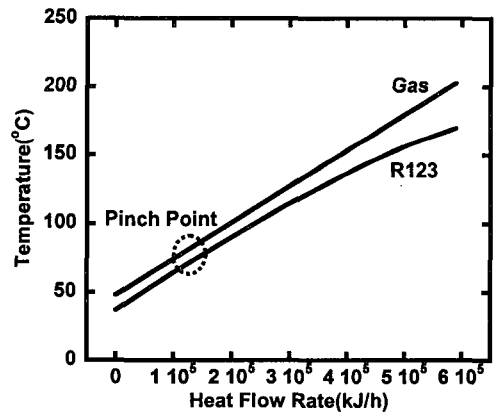


Fig. 8 Liquid heat exchanger section for R123 at 3,000 kPa (Pinch point locate inside the heat exchanger).

체의 물성치를 비교하여 나타낸 것이다. 주요 구성부, 특히 터빈 입출구에서 R123이 수증기에 비하여 월등히 밀도가 높으며, 이는 설비의 소형화에 크게 기여한다. 또한 입출구의 압력비가 월등

Table 5 Working fluid properties at each location of the bottoming system

| Location | Steam | | | R-123 | | |
|----------------|------------------|----------------|------------------------------|------------------|----------------|------------------------------|
| | Temperature (°C) | Pressure (kPa) | Density (kg/m ³) | Temperature (°C) | Pressure (kPa) | Density (kg/m ³) |
| Turbine exit | 35.5 | 5.72 | 0.0466 | 68.88 | 130.8 | 7.266 |
| Condenser exit | 35.0 | 5.54 | 999.7 | 35.0 | 126.9 | 1437 |
| Pump exit | 35.05 | 500 | 1000 | 36.1 | 2000 | 1443 |
| HRU exit | 266.4 | 485.1 | 6.125 | 150 | 1941 | 122.5 |

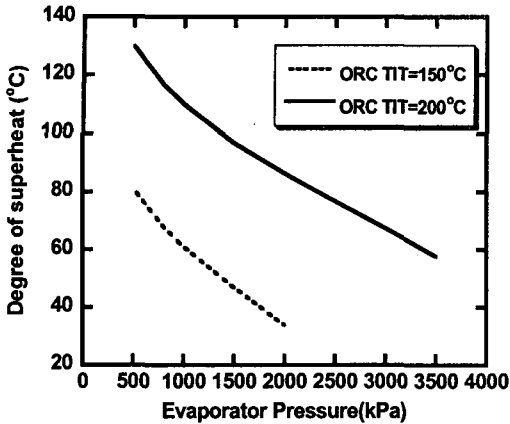


Fig. 9 Degree of superheat at the ORC turbine exit for the MGT-ORC combined system.

히 작다. 결과적으로 재생사이클 MGT와 결합된 소형의 복합발전을 위한 작동유체로는 출력과 효율, 그리고 시스템 크기 등을 고려해 볼 때, 물보다는 R123이 적합하다.

Fig. 9는 ORC 터빈 출구에서의 과열도로서 증발압력이 높아질수록 과열도가 감소한다. 터빈 출구에서도 포화온도보다 높은 온도의 과열상태이기 때문에 과열에너지를 이용하여 열회수장치로 유입되기 전의 작동유체를 예열하는 예열기(PHT)의 도입이 가능하다. 이러한 예열기의 도입으로 추가적인 동력의 발생이 생기지는 않으므로 시스템 효율향상에는 도움이 되지 않으나 다른 면에서 장점이 있다. 즉, Fig. 7에서와 같이 예열기가

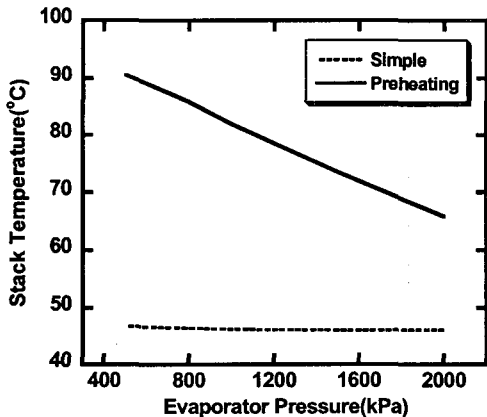


Fig. 10 Stack temperature variation of the MGT-ORC combined system.

없으면 많은 열회수량을 얻기 위하여 가스온도를 50°C 이하로 낮추어서 배출해야 하는데, 가스터빈은 대체로 천연가스 등 청정연료를 사용하므로 큰 문제는 아닐 수 있으나, 경우에 따라서는 수증기 응축에 의한 부식이 문제가 될 수도 있다. 예열기를 도입하는 경우에 터빈 출구 과열도가 감소하면서 Fig. 10과 같이 배기가스온도가 대폭 상승하게 되고, 이와 같은 부식문제가 상당부분 해소될 것으로 예상된다. 반드시 부식문제 해결뿐만 아니라도 예열기의 도입으로 인한 배기가스온도 상승은 출구에서 여분의 열회수가 가능하다는 이점을 가진다.

4.3 MGT 설계조건에 따른 복합시스템 성능

MGT의 설계조건 변화에 따른 MGT-ORC 복합시스템의 설계성능 차이를 해석하였다. ORC 터빈 입구온도는 150°C, 증발압력은 4.2절 해석결과를 고려하여 2,000 kPa로 고정하였다. Fig. 11에 결과를 보였다. MGT 압력비 변화에 따라서 MGT 재생기 출구 가스온도, 즉 ORC 입구 가스온도가 변화하므로 ORC의 출력도 변하게 되지만 MGT에 비하여 ORC의 출력비중이 크지 않기 때문에 복합시스템의 효율변화 양상에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 즉, 각 MGT 터빈 입구온도조건에서 최고 효율 압력비는 MGT만의 최고 효율 압력비보다 다소 상승하나 그 차이는 작다.

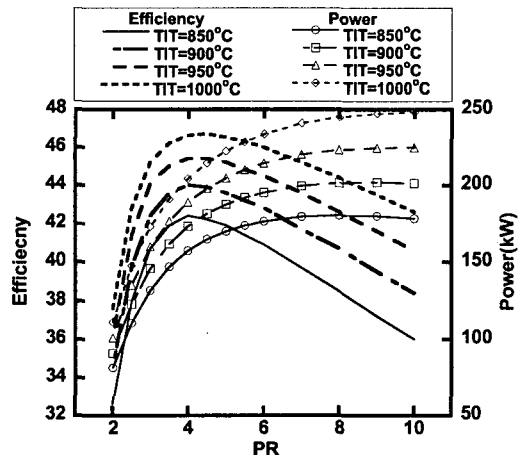


Fig. 11 Design performance of the MGT-ORC combined system.

5. 결 론

MGT와 R123을 사용한 ORC를 결합한 복합시스템의 설계성능을 해석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) ORC 터빈 입구온도를 고정하면 ORC의 증발압력이 높을수록 복합시스템의 성능이 향상된다.
- (2) R123를 사용한 ORC는 낮은 터빈 입구온도와 낮은 랭킨사이클 효율에도 불구하고 물을 매체로 한 랭킨사이클에 비하여 배기열 회수량이 월등히 높아서 출력이 더 크며, 결과적으로 복합시스템의 효율도 더 높다. 더욱이 각 구성부, 특히 터빈 입출구의 밀도가 물을 사용한 경우에 비하여 현저히 높아서 상대적으로 컴팩트한 설계가 가능할 것으로 예상된다.
- (3) MGT 터빈 입구온도가 850°C에서는 42%, 1,000°C에서는 47%에 가까운 복합시스템 효율(축출력 기준)이 가능할 것으로 예측되었다.
- (4) ORC 터빈 출구 증기와 펌프 출구 액체 사이의 예열기를 사용하면 배기가스로부터의 회수열량을 감소시켜 시스템의 스택온도를 높이는 효과를 가져온다.
- (5) 복합시스템의 최적 MGT 압력비는 MGT 단독일 때의 최적 압력비보다 다소 상승하나 그 차이는 작다.

후 기

이 논문은 2004년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음(INHA-31628).

참고문헌

1. Rodgers, C., Watts, J., Nichols, K. and Brent, R., 2001, Microturbines, in Distributed Generation, Borbely, A.M. and Kreider, J., ed., CRC Press, pp. 119-150.
2. Oh, J. and Lee, H.S., 2002, Prototype development of a 75 kW class microturbine—design/manufacture and self-sustaining test, Proc. of the KFMA Annual Meeting 2002, pp. 307-313.
3. Kim, S. Y., Park, M. R. and Choi, B. S., 2002, Development of a 50 kW micro gas turbine engine, Proc. of the KFMA Annual Meeting 2002, pp. 314-319.
4. Kwon, G. H., Kim, S. W. and Lee, S. W., 2002, Development of distributed micro turbine co-generation system, Proc. of the KFMA Annual Meeting 2002, pp. 320-327.
5. Kang, Y. M. and McKeirnan, R., 2003, Annular recuperator development and performance test for 200 kW microturbine, ASME Paper GT-2003-38522.
6. UTC Power, <http://www.utcpower.com/html/microturbine.shtml>.
7. Haught, D., 2003, Microturbine Equipment, Panel Session Presented at ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, Atlanta, Georgia, U.S.A.
8. McDonald, C. F., 2000, Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 471-497.
9. Kim, T. S. and Hwang, S. H., 2004, Performance characteristics for off-design operation of micro gas turbines, Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, No. 3, pp. 39-47.
10. Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, M., 2001, Design and testing of the organic Rankine cycle, Energy, Vol. 26, pp. 239-251.
11. Turboden, <http://www.turboden.it/>.
12. Brasz, J. J. and Biederman, B. P., 2003, Low temperature waste heat power recovery using refrigeration equipment, 21st IIR International Congress of Refrigeration, Aug., 17-22, Washington DC, USA, ICR0587.
13. Zyhowski, G. J., 2003, Opportunities for HFC-245FA organic Rankine cycle appended to distributed power generation systems, 21st IIR International Congress of Refrigeration, Aug, 17-22, Washington DC, USA, ICR0508.
14. Aspen Technology, HYSYS, Ver. 3.2.