

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.8.629

# 마이크로터빈의 열회수 성능시험

전무성\* · 이종준\* · 김동섭† · 장세동\*\*

(2008년 5월 26일 접수, 2008년 7월 17일 수정, 2008년 7월 19일 심사완료)

## Test of Heat Recovery Performance of a Microturbine

Mu Sung Jeon, Jong Jun Lee, Tong Seop Kim and Se-Dong Chang

**Key Words:** CHP(열병합발전), Efficiency(효율), Heat Recovery(열회수), Microturbine(마이크로터빈), Water Exit Temperature(물출구 온도), Water Flow Rate(물 유량)

### Abstract

Recently, microturbines have received attention as a small-scale distributed power generator. Since the exhaust gas carries all of the heat release, the microturbine CHP (combined heat and power) system is relatively compact and easy to maintain. Generating hot water or steam is usual method of heat recovery from the microturbine. In this work, a heat recovery unit producing hot water was installed at the exhaust side of a 30 kW class microturbine and its performance characteristics following microturbine power variation was investigated. Heat recovery performance has been compared for different operating conditions such as constant hot water temperature and constant water flow rate. In particular, the influence of water flow rate and hot water temperature on the recovered heat was analyzed.

#### 기호설명

- $C$  : 비열 (kJ/kg·K)
- LHV : 저위발열량 (kJ/kg)
- $\dot{m}$  : 질량 유량 (kg/s)
- $\dot{Q}_{rec}$  : 회수열량 (kW)
- $T$  : 온도 (°C)
- $\dot{W}$  : 일 (kW)
- $\eta$  : 효율
- $\Delta T_{LM}$  : 대수평균온도차(°C)

- CHP : 열병합
- fuel : 연료
- MT : 마이크로터빈
- w : 물

### 1. 서론

분산발전 (distributed generation) 시스템의 필요성이 대두되면서 현재의 기술수준 및 경제성을 고려할 때 가장 적절한 동력원의 하나로써 마이크로터빈이 주목받고 있다. 대체로 출력 300 kW 이하의 소형 가스터빈을 마이크로터빈(또는 마이크로 가스터빈)라고 부른다. 마이크로터빈은 경제성을 고려하여 낮은 터빈입구온도 그리고 낮은 압력비로 설계되기 때문에 단순사이클로 제작하면 효율이 너무 낮다. 따라서 이를 극복하기 위해서 재생열교환기를 포함한 재생사이클로 제작된다.<sup>(1)</sup> 현재 상용화되어 있는 마이크로터빈들은 대체로 30% 이하의 효율을 가지는데, 중단기적으

#### 하첨자

- 1,...,8 : 각 위치

---

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부  
E-mail : kts@inha.ac.kr  
TEL : (032)860-7307 FAX : (032)868-1713  
\* 인하대학교 대학원  
\*\* LG 전자(주) DA 연구소

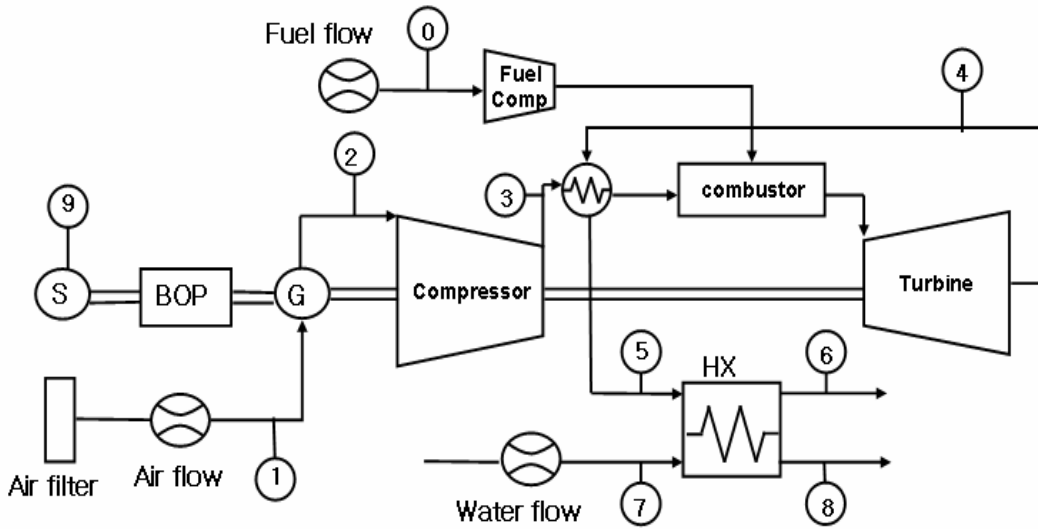


Fig. 1 Schematic of the microturbine and heat exchanger system with measuring locations

로는 현재의 수십 kW급에서 200~300 kW급으로 사이즈를 키우려는 시도와 함께 효율은 30% 중반대를 목표로 하고 있다.<sup>(2,3)</sup> 장기적으로는 회전부 및 재생기의 재질향상 등을 통해서 40% 이상을 얻을 수 있을 것으로 예상하고 있다.<sup>(4)</sup> 국내에서도 최근 마이크로터빈 개발이 시도되고 있으며,<sup>(5)</sup> 넓은 운전범위에서 상용 마이크로터빈의 성능을 분석하고,<sup>(6-8)</sup> 성능을 더욱 향상시키는 방안에 대한 연구<sup>(9)</sup>도 진행 중이다. 한편 모든 동력기관은 설계점뿐만 아니라 설계출력보다 작은 부분부하에서의 성능도 중요한데, 재생사이클로 설계하는 경우에는 부분부하 운전시에 연료만의 제어를 하는 것 보다는 압축기를 조작하여 유량을 줄여줌으로서 재생기의 열회수 효과를 극대화하는 것이 부분부하 효율을 높게 유지하는 방법이 된다.<sup>(10,11)</sup> 따라서 실제 마이크로터빈들에서는 대체로 부하가 줄면서 축회전수를 줄이는 운전을 하게 된다.<sup>(1,6-8)</sup>

한편 분산발전의 주된 목적 중의 하나는 전력뿐 아니라 열수요도 동시에 해결하는 열병합발전을 구성하는 것이다. 따라서 최근에는 마이크로터빈을 이용한 다양한 열병합발전 시스템 구성이 시도되고 있다.<sup>(1,12)</sup> 가장 보편적인 방법은 온수나 증기를 생산하여 사용하는 것이며, 배기가스가 비교적 청정하기 때문에 건조용으로 바로 사용할 수도 있고, 흡수식 냉동기를 구동하는 것도 가능하다. 이외에도 열병합발전은 아니지만 유사한 배열회수 개념으로서 배기열로서 하부사이클을

구동하여 출력을 추가적으로 발생시키는 방법,<sup>(10,13)</sup> 증기를 생산하여 엔진에 분사함으로써 성능(주로 출력)을 향상시키는 방법<sup>(14)</sup> 등이 시도되고 있다.

따라서 앞으로도 마이크로터빈, 특히 이를 이용한 열병합발전 시스템의 개발과 사용이 증가할 것으로 판단되며, 이들 시스템의 설계나 운전 경제성에 도움을 주는 다양한 형태의 연구가 필요하다. 본 연구에서는 마이크로터빈 성능시험 설비에 열회수 온수발생기를 추가하여 엔진과 열회수기를 포함한 열병합 발전시스템 성능시험 설비를 구축하였으며, 넓은 부하 범위와 서로 다른 운전조건에서의 열회수기의 성능 파라미터들을 측정하여 성능 변화를 비교 분석하였다.

## 2. 시스템 개요 및 시험 방법

### 2.1 시스템 개요

시스템의 개략도와 측정위치를 Fig. 1에 나타내었다. 마이크로터빈은 30 kW급 엔진<sup>(15)</sup>이다. 자세한 사양은 선행연구<sup>(6-8)</sup>에서 살필 수 있는데, 간단히 요약하면 외기온도 15°C 기준으로 설계 압력비 약 3.5, 출력은 약 28 kW 효율은 약 26%이다. 특히 이 엔진은 최대 출력에서 축회전수는 96,000 rpm인데, 앞서 서론에서 설명한 것처럼 출력 감소 시에 축회전수를 감소하는 방법을 사용하고 있으며 디지털 출력제어기를 통하여 일정한 주파수의 전력을 생산한다.

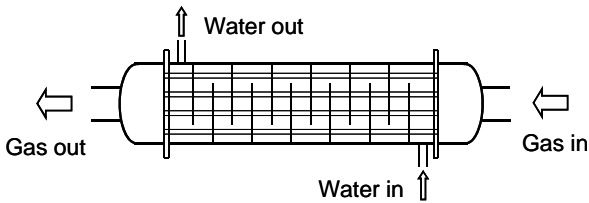
**Table 1** List of main measured parameters

station	Location	Measured parameters
0	Fuel line	fuel flow rate
1	Inlet	Air flow rate Temperature Pressure
5	HX gas side inlet	Temperature Pressure
6	HX gas side exit	Temperature Pressure
7	HX water side inlet	Temperature Pressure Water flow rate
8	HX water side exit	Temperature Pressure
9	System end	System power

**Table 2** Test conditions

	condition
Test 1	fixed water flow rate at 600 L/hr
Test 2	fixed water exit temperature at 75 °C
Test 3	fixed water exit temperature at 60 °C

가진 117개의 Tube가 피치 20 mm, 레이아웃 60 °로 구성되어 있다. Shell측은 직경기준 30%가 잘린 (배플 높이가 직경의 70%) 단일조각 배플 총 12개로 구성되어 있다. 재료는 Tube와 Shell 모두 SUS304이며 열교환기 전체크기는 254×1050 mm이다. 가스 입출구(5,6)에서의 온도는 배관에 수직하게 방사형으로 K-type 열전대를 각각 6개와 3개를 삽입하여서 평균값을 측정하였다. Shell측 물의 온도와 압력은 입구(7)와 출구(8)에서 관에 수직하게 일렬로 K-type 열전대를 각각 2개씩 삽입하여 평균값을 측정하였다. 물유량은 터빈 type유량계를 입구(7)에 설치하여 측정하였다. 본 연구의 분석을 위해서 필요한 주요 측정위치와 측정값들을 Table 1에 요약하였다.



**Fig. 2** Schematic of the heat exchanger

터빈출구 가스는 재생기에서 압축기 출구공기를 예열한 뒤 배출되는데 그 하류에 온수를 발생시키도록 열회수기를 설치하였다. 마이크로터빈에서의 측정 장치 및 측정 센서 위치는 선행연구와 동일하므로 자세한 사항은 문헌<sup>(6-8)</sup> 참고가 가능하다. 본 연구에서는 마이크로터빈 내부의 자세한 구성부 하나하나의 성능분석을 목적으로 하지 않으므로 모든 측정 데이터를 분석하지는 않았으며, 주로 사용한 측정값들은 입구 공기상태 및 유량(1), 터빈출구 상태(5) 및 마이크로터빈 내부 보조장치들 (BOP)에서의 동력소모를 제외한 순수 시스템출력(9) 등이다. 연료는 도시가스를 사용하며, 유량은 열유량계(thermal flow meter)로 측정하였다. 공기유량은 노즐형 유량계로, 온도는 T-type 열전대로 측정하였으며, 시스템 출력은 엔진에 내제된 데이터처리장치에서 공급된다.

온수발생기는 지면과 수평하게 설치된 평행류 Shell-tube 열교환기로서, Tube측으로는 배기가스가 Shell측으로는 물이 흐른다. 마이크로터빈 설계점에서 총합효율 70% 내외를 달성하도록 온수발생기가 설계되었다. Fig. 2에 개략도를 보였다. 단일 관과 단일 Shell 통로들을 가진 BEM type의 열교환기이며 전열면적은 Tube측 외경 기준으로 5.83 m<sup>2</sup> 이다. 외경 15.88 mm, 두께 1.245 mm를

2.2 시험조건 및 성능측정

시험은 마이크로터빈 무부하에서부터 최대출력(최대 회전수)까지 약 2 kW 간격으로 전체 부하 범위에 대해서 실시하였다. 중요한 파라미터로는 물의 유량인데, 세 가지 다른 조건으로 시험을 진행하였으며 Table 2 에 그 방법을 나타내었다. Test 1은 모든 마이크로터빈 부하에 대해서 물의 유량을 600 L/hr 로 고정한 경우이고, 다른 두 가지는 발생하는 온수의 온도를 일정하게 유지하는 방법으로서, Test 2는 Test 1의 최대 출력에서의 온수 온도인 75°C를 유지하는 것이고, Test 3는 이보다 다소 낮은 60°C로 유지하는 경우이다.

온수발생기에서의 열회수량은 다음과 같이 물이 얻은 열량으로 계산하였다.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_w \cdot C_w \cdot (T_8 - T_7) \tag{1}$$

마이크로터빈의 발전효율과 총합 열병합발전(CHP)시스템 효율은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{MT} = \frac{\dot{W}_{MT}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \tag{2}$$

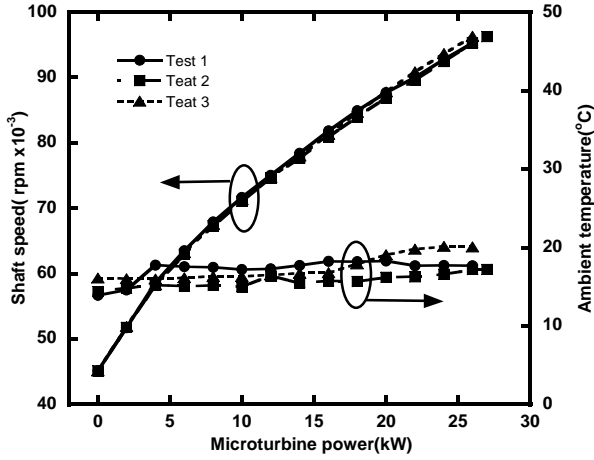


Fig. 3 Engine shaft speed and ambient temperature

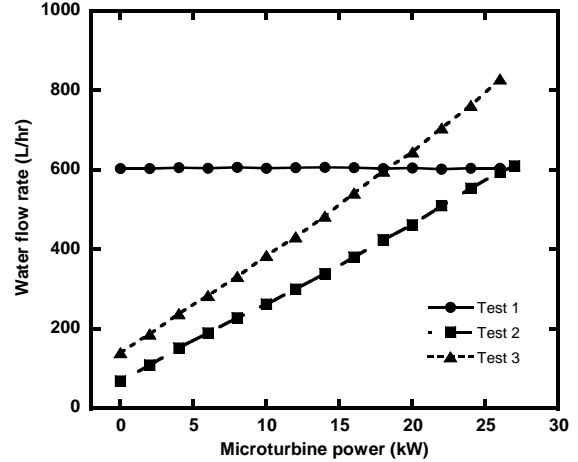


Fig. 5 Water flow rate

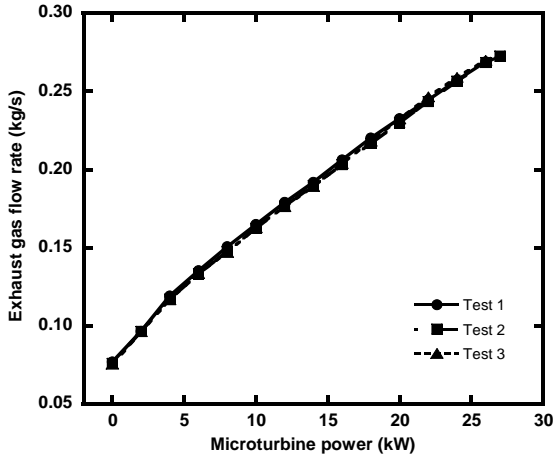


Fig. 4 Exhaust gas flow rate

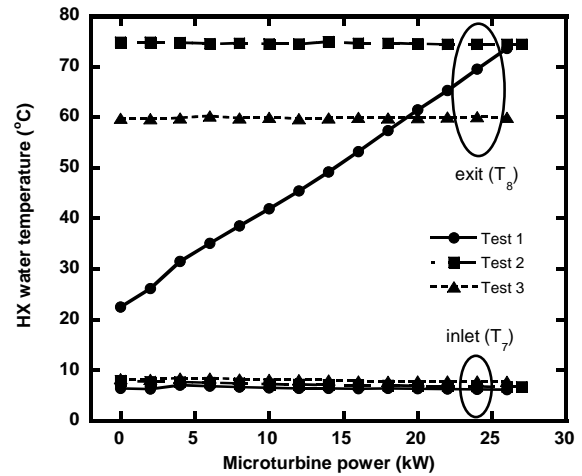


Fig. 6 Water side temperatures

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{MT} + \dot{Q}_{rec}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \quad (3)$$

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 마이크로터빈 흡입공기 온도와 축회전수를 보여준다. 세 번의 시험동안 흡입공기의 온도는 15~20°C 사이에서 거의 일정한 값을 보였다. 가스터빈의 출력은 외기온도에 큰 영향을 받는데 흡입공기 온도가 비슷하므로 최대 출력의 크기도 26~27 kW로 거의 같다. 앞서 설명한 바와 같이 축회전수는 변화하게 되는데, 무부하 상태에서 45,000 rpm, 최대출력에서 96,000 rpm이다. 엔진 축회전수의 변화에 따라 공기유량이 비례하여 변화하는 모습을 Fig. 4를 통해 확인할 수 있다. 여기 보인 것은 배기가스유량으로서 입구공기유량에 연료유량을 더한 값이다. 외기 온도가 거의 같기 때

문에 배기가스 유량도 거의 동일한 결과를 보인다.

Fig. 5와 6에 측정된 물의 유량과 입출구 온도 변화를 보였다. 공급되는 물온도는 10°C에 다소 못 미쳤다. 먼저 Fig. 5를 보면 Test 1에서는 물유량이 일정한 값(600 L/hr)으로 조절되며, Test 2, 3에서는 마이크로터빈 출력이 감소하면 물유량도 감소한다. 마이크로터빈 출력이 감소하면 Fig. 4에 보인 바와 같이 가스의 유량이 감소하고 이에 더하여 가스의 입구온도 (T<sub>5</sub>)도 낮아진다 (Fig. 7 참조). 즉, 부하가 줄어들수록 회수 가능한 가스의 열용량이 감소한다. 따라서 물의 유량이 일정하면 마이크로터빈 출력이 줄어들수록 출구 물온도가 낮아지면서 열회수량이 계속 감소한다. 반면에 물의 출구온도를 일정한 값으로 유지하려면 물의 유량이 줄어들어야 하고 당연히 열회수량도 감소한다. 출구 물온도가 높을수록 유량은 더 작다.

열회수기에서 가스 입출구온도 변화를 Fig. 7에 보였다. 가스입구온도가 출력 감소에 따라 거의

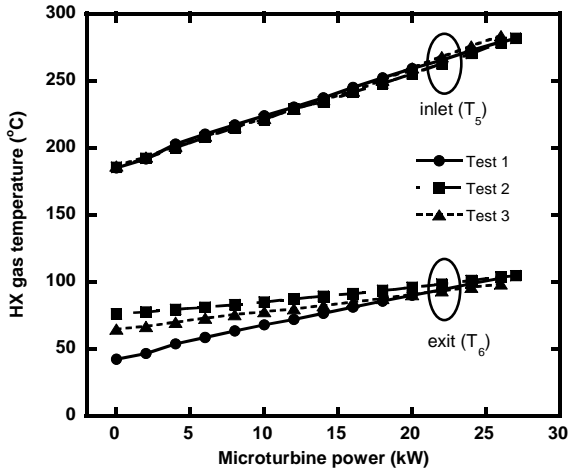


Fig. 7 Gas side temperatures

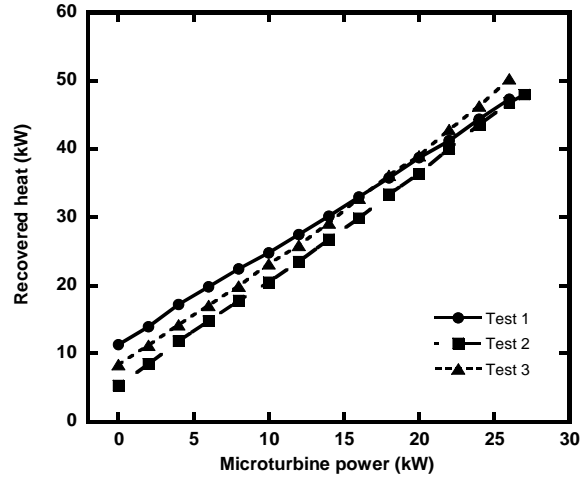


Fig. 9 Recovered heat

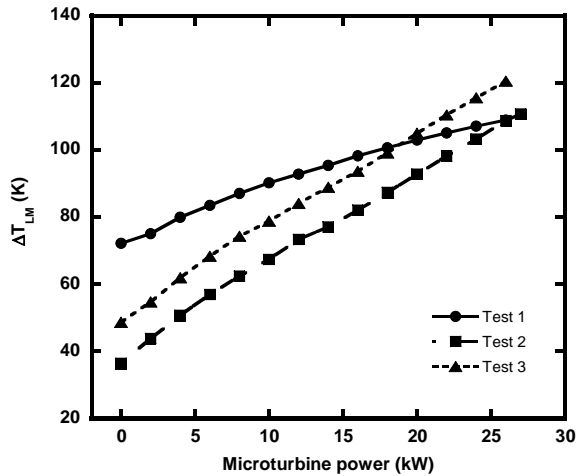


Fig. 8 Logarithmic mean temperature difference

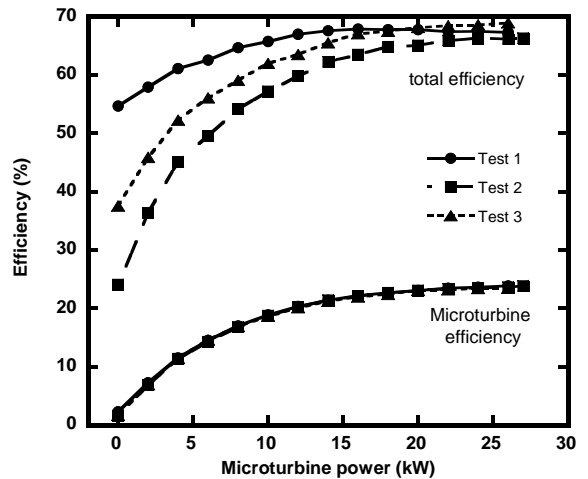


Fig. 10 Microturbine efficiency and total efficiency

선형적으로 낮아진다. 최대 출력과 무부하에서 가스입구온도, 즉 마이크로터빈 출구온도가 282°C, 185°C로서 선행연구에 비하여 다소 (약 15°C 정도) 높는데,<sup>(6-8)</sup> 이것은 운수발생기를 설치함으로써 배기가스의 압력손실이 증가하여 배기가스의 압력이 높아진 때문이다. 모든 시험 케이스에서 출력 감소에 따라 가스출구온도도 낮아진다. 그러나 가스출구온도는 서로 다른 운전조건, 즉 물 유량(또는 물 출구온도)과 밀접한 관계를 보인다. 즉, 주어진 출력(즉 가스입구온도)에서 가스출구온도는 물 유량이 클수록 (물 출구 온도가 낮을수록) 낮음을 확인할 수 있다. Test 2가 모든 영역에서 물 유량이 가장 작으므로 가스출구온도가 가장 높다. 높은 부하에서는 Test 1이 Test 3에 비해서 물유량이 작아서 가스출구온도가 높으나 (Fig. 5에서 두 케이스가 교차하는 약 20 kW 지점), 그 이하에서는 Test 1의 가스출구온도가 가장 낮다.

Fig. 8에 앞의 결과들로부터 다음 식으로 계산된 열회수기 로그평균온도차를 보였다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_5 - T_7) - (T_6 - T_8)}{\ln \frac{(T_5 - T_7)}{(T_6 - T_8)}} \quad (4)$$

가스와 물의 입구온도들( $T_5, T_7$ )은 거의 같지만, 물 유량이 클수록 평균온도차가 크다. 물 출구온도를 유지하는 Test 2, 3에서 비교하면 물 유량이 더 큰 Test 3의 평균온도차가 더 크다. 물 유량이 크면 물의 출구온도( $T_8$ )와 가스출구온도( $T_6$ )가 모두 더 낮지만, 둘 사이의 온도차( $T_6 - T_8$ )는 더 크다. 달리 말하면 물유량을 줄일수록 물 출구 온도가 높아지면서 가스출구온도와 물 출구온도가 더욱 접근하여 평균온도차가 감소하는 것이다. 20 kW 이상에서는 Test 1의 평균온도차가 Test 2와 Test 3 사이에 있고, 그 이하에서는 Test 1의

온도차가 가장 크다.

식 (1)로 계산된 열회수량을 Fig. 9에 보였다. 회수된 열량은 로그평균온도차에 비례한다. 즉, 열교환기에서 열관류율은 상대적으로 열전달계수가 낮은 가스측에 의해서 지배받게 되는데, 서로 다른 물 유량 조건들에서도 가스측 유동 조건은 같으므로 열관류율에는 큰 차이가 없다고 볼 수 있다. 따라서 열회수량은 평균온도차에 지배를 받게 되므로 Fig. 8과 9의 결과가 비례한다. 결과적으로 대체로 물의 유량이 클수록 즉, 물 출구 온도가 낮을수록 많은 열량을 회수하게 된다. 60°C의 온수를 발생시킬 경우에 최대출력에서 약 50 kW의 열 회수가 가능하다.

Fig. 10에는 식 (2), (3)으로 계산된 마이크로터빈의 발전효율과 열병합발전 시스템의 효율을 보였다. 서로 다른 세 번의 시험에서 마이크로터빈의 효율변화는 매우 잘 일치하며, 단조롭게 감소하는 경향을 보인다. 따라서 연료유량 등 기초 측정이 정확히 잘 이루어진 것으로 판단된다. 마이크로터빈의 발전효율은 최대출력에서 약 24%로 제작사가 제시한 정상적인 성능 범위에 들어간다. 서로 다른 물 운전 조건 사이에서 열병합 효율이 큰 차이를 보인다. 최대 출력에서 효율은 67~69% 대를 보이는데 가장 높은 효율은 물유량이 가장 큰 Test 3에서 얻어진다. 물 유량을 크게 운전해서 물 출구온도를 상대적으로 낮게 유지하는 것이 열회수 측면에서 유리하다. 특히 물유량을 유지하면 높은 부분부하 시에는 설계점보다 오히려 효율이 더 높은 결과도 보인다. 그러나, 비록 회수열량이 크다 하더라도 발생온수 온도가 너무 낮으면 효율성이 작을 수 있다. 즉, Test 1의 경우에 저부하에서 온수온도가 40°C이하로 낮아지게 되는데, 비록 회수된 열량은 다른 경우에 비하여 많더라도 낮은 온도로 인하여 효과적으로 사용하기 어려울 수 있다.

#### 4. 결 어

본 연구에서는 마이크로터빈 출구에 열회수 온수발생기를 설치하여 서로 다른 운전조건에서 열회수 성능을 분석하고 열병합발전 성능을 비교하였다. 결과는 다음과 같이 요약된다.

열회수기에서 물 유량에 따라서 열회수성능 차이가 컸다. 마이크로터빈 출력이 감소할수록 가

스유량이 낮아지고 열회수기 입구 가스온도도 낮아진다. 모든 운전 조건에서 마이크로터빈 출력이 작아질수록 열회수기 가스 출구온도도 낮아지는데, 물의 유량이 클수록 물 출구온도와 가스출구온도 사이의 온도 차이가 커서 회수 열량이 크다. 따라서 물 출구 온도를 일정하게 유지하는 경우에는 온도를 낮게 할수록 회수열량이 커지고 총합열효율이 높아진다. 모든 부하에서 물의 유량을 설계점 값 정도로 높게 유지하면 저부하 조건에서 상당히 높은 총합효율이 가능하다. 그러나, 비록 회수열량이 크다 하더라도 발생온수 온도가 너무 낮으면 그 효율성이 작을 수 있다. 따라서 마이크로터빈 열회수 시스템에 있어서 설계된 열교환기의 작동 특성과 필요한 온수온도 등 열사용처의 특성을 고려한 최적의 운전 모드 결정이 중요할 것으로 보인다.

#### 참고문헌

- (1) Rodgers, C., Watts, J., Nichols, K. and Brent, R., 2001, Microturbines, in : Borbely, A.M. and Kreider, JF, ed. Distributed Generation, CRC Press, pp. 119~150.
- (2) Kang, Y. M., and McKeirnan, R. 2003, "Annular Recuperator Development and Performance Test for 200kW Microturbine," ASME Paper GT-2003-38522.
- (3) Shibata, R., Nakayama, Y., Machiya, S. and Kobayashi, K., 2003, "The Development of 300kW Class High Efficiency Micro Gas Turbine "RGT3R"," Proc. of the Int. Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan, IGTC2003Tokyo TS-115.
- (4) McDonald, C. F. and Rogers, C., 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine - The Key to Achieving a 40 Percent Efficient Microturbine," ASME paper GT2005-68644.
- (5) Kim, S. W., 2004, The Study on the Development of the Onsite Cogeneration System Using a Microturbine, Report to MOCIE of Korea.
- (6) Lee, J. J., Kim, T. S., 2004, "Analysis of Operation Performance of a Micro Gas Turbine Generator System," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 8, No. 5, pp.13~21.
- (7) Lee, J. J., Yoon, J. E., Kim, T. S., 2006, "Operation Simulation of a Microturbine Based on

- Test Data,” *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 9, No. 6, pp.22~28.
- (8) Lee, J. J., Yoon, J. E., Kim, T. S. and Sohn, J. L., 2007, “Performance Test and Component Characteristics Evaluation of a Micro Gas Turbine,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 1, pp. 141~152
- (9) Lee, J. H. and Kim, T. S., 2006, “Analysis of Design and Part Load Performance of Micro Gas Turbine/Organic Rankine Cycle Combined Systems,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, pp. 1502~1513.
- (10) Kim, T. S., 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.
- (11) Kim, T. S., Hwang, S. H., 2006, “Part load Performance Analysis of Recuperated Gas Turbines Considering Engine Configuration and Operation Strategy,” *Energy*, Vol. 31, pp. 260~277.
- (12) Gonzalez, M. A., Padilla, R., Willinger, R., 2004, “Combined Heat Power Technologies : Application Studies of Options Including Micro Gas Turbines,” ASME Paper GT-2004-53909.
- (13) Brasz, J. J. and Biederman, B. P., 2003, “Low Temperature Waste Heat Power Recovery Using Refrigeration Equipment,” 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, USA, ICR0587.
- (14) Toshiaki, T., Masanori, O., Satoshi, S., Kenichirou, M., 2005, “Improvement of Micro Gas Turbine Performance by Steam Injection - Verification of the Steam Injection Effect and Stable Operation-,” Asian Congress on Gas Turbines, ACGT 2005-068.
- (15) Capstone Turbine Co., <http://www.microturbine.com/>.