

수분사를 통한 마이크로터빈 성능향상 해석

전무성* · 이종준* · 김동섭**†

Analysis of Performance Enhancement of a Microturbine by Water Injection

Mu Sung Jeon*, Jong Jun Lee*, Tong Seop Kim**†

Key Words : Microturbine(마이크로터빈), Water injection(수분사), Performance(성능), CHP(열병합), Efficiency(효율)

ABSTRACT

Recently, microturbines have received attention as a small-scale distributed power generator. Since the exhaust gas carries all of the heat release, generating hot water is usual method of heat recovery from microturbine CHP (combined heat and power) systems. The power of microturbines decreases as ambient temperature increases. This study predicted micoturbine power boost by injecting hot water generated by heat recovery. Influence of injecting water at two different locations was examined. Water injection improves power, but efficiency depends much on the injection location. Injecting water at the compressor discharge shows a much higher efficiency than the combustor injection. However, the combustor injection may have as much available cogeneration heat as the dry operation, while the available heat in the compressor discharge injection is much smaller than the dry operation.

1. 서론

분산발전(distributed generation) 시스템의 필요성이 대두되면서 300 kW 이하의 소형 가스터빈인 마이크로터빈(또는 마이크로 가스터빈)이 주목받고 있다. 마이크로터빈은 경제성을 고려하여 낮은 터빈입구온도와 낮은 압력비로 설계되기 때문에 단순 사이클로 제작하면 효율이 너무 낮다. 따라서 이를 극복하기 위해서 재생열교환기를 포함한 재생사이클로 제작된다.⁽¹⁾ 현재 상용화되어 있는 마이크로터빈들은 대체로 30% 이하의 효율을 가지는데, 중단기적으로는 현재의 수십 kW 급에서 200~300 kW급으로 사이즈를 증가시키려는 시도와 함께 효율은 30% 중반 대를 목표로 하고 있

다.^(2,3) 장기적으로는 회전부 및 재생기의 재질향상 등을 통해서 40% 이상을 얻을 수 있을 것으로 예상하고 있다.⁽⁴⁾ 국내에서도 최근 마이크로터빈 개발이 시도되고 있으며,⁽⁵⁾ 넓은 운전범위에서 상용 마이크로터빈의 성능을 분석하고,⁽⁶⁻⁸⁾ 성능을 더욱 향상시키는 방안에 대한 연구⁽⁹⁾도 진행 중이다.

최근에는 마이크로터빈 배기열을 효과적으로 회수하기 위한 다양한 방안이 시도되고 있다. 가장 보편적인 방법은 온수나 증기를 생산하여 사용하는 것이며, 하부 사이클에서 추가적인 출력을 발생시키거나 흡수식 냉동기를 구동하기도 한다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 또한 배기가스가 비교적 청정하기 때문에 이를 바로 사용하는 방법(예를 들어 건조용 열원으로 사용)도 있다. 한편 마이크로터빈도 일반 가스터빈들과 마찬가지로 여름철 외기온도가 높아짐에 따라 엔진 출력과 효율이 크게 저하되기 때문에 고온 성능을 향상시키기 위해 생산된 온수나 증기를 엔진에 분사함으로써 성능을 향상시키는 방법

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

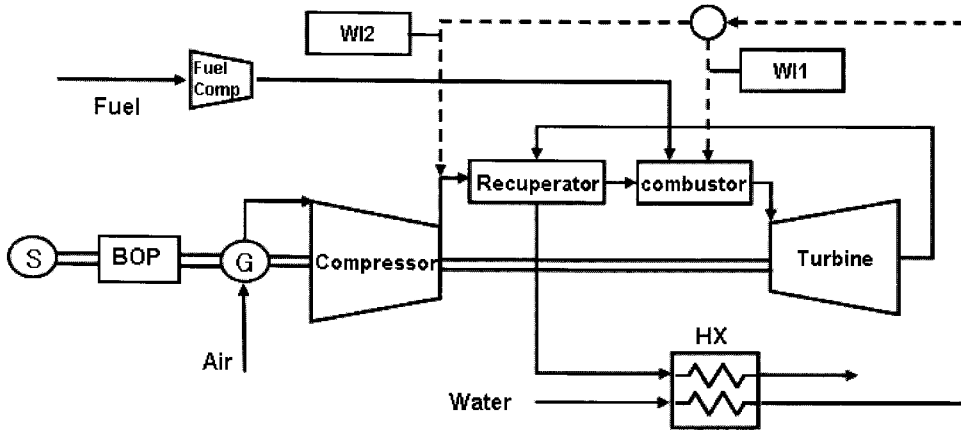


Fig. 1 Schematic of system configuration

등도 시도되고 있다.^(12,13)

따라서 앞으로도 마이크로터빈을 이용한 열병합 시스템에서 더운 여름철 저하되는 마이크로터빈 성능 회복 등에 관한 연구가 계속될 것으로 예상된다. 이에 본 연구에서는 먼저 높은 외기온도에서 마이크로터빈 열병합시스템의 성능시험을 수행한 뒤 시험 데이터를 바탕으로 수분사 시뮬레이션을 모델링하여 해석하였다. 해석은 넓은 마이크로터빈 부하 범위에 걸쳐 온수발생기에서 생산된 온수 중 일부를 마이크로터빈 연소기 또는 압축기출구(재생기 입구)에 분사함으로써 서로 다른 분사 위치에 따른 성능 특성을 비교 분석하였다.

2. 시스템 개요 및 해석

2.1 마이크로터빈

본 연구의 대상인 마이크로터빈은 외기온도 15°C 기준으로 설계 압력비 약 3.5, 출력은 약 30 kW, 효율은 약 26%이다. 연료는 천연가스를 사용하며 주요 구성부로 1단 원심 압축기, 재생열교환기, 연소기 그리고 1단 원심터빈으로 구성된다. 특히 이 엔진은 마이크로터빈의 단점인 낮은 효율과 부분부하에서의 급격한 효율 저하를 극복하기 위해 재생열교환기를 포함하고 있으며 무부하 45,000 rpm 부터 최대출력 96,000 rpm 까지 가변회전수 운전을 한다.

2.2 시뮬레이션

Fig. 1에 시스템의 개략도를 나타내었으며 시뮬레이션에 필요한 실제 시험 및 데이터 수집에 관한 자세한

내용은 선행연구 참고가 가능하다.^(6-8,14) 선행연구에서 구축된 실험설비⁽¹⁴⁾에 공기가열장치를 추가하여 고온(35°C)에서 성능시험을 수행한 후 실험 데이터를 바탕으로 시뮬레이션 프로그램을 구축한 뒤 수분사 위치에 따른 마이크로터빈 열병합 시스템 성능특성을 예측하였다. 본 논문에서 언급하는 마이크로터빈 출력은 발전기출력에서 시스템 내부 소모 동력을 제한 가능한 전기출력(Fig. 1에서 발전기(G) 출력에서 보조기기(BOP) 소모동력을 제외한 시스템(S) 출력)의 을 말하며 이것은 시스템에서 측정하여 제공한다. 제작사에서 제시한 출력은 17°C에서 30kW, 35°C에서 24kW로서 외기온이 증가함에 따라 성능이 급속히 감소한다. 실험결과는 제작사가 제시한 출력보다 다소 낮았는데 35°C에서 출력은 약 22kW였다.

해석에서 외기조건은 시험데이터를 바탕으로 온도 35°C, 압력 100.5 kPa로 설정하였다. 두 가지 수분사시각각의 축회전수에 대한 터빈입구온도는 미분사시와 같은 값을 사용하였다. 부분부하 운전 시 최대출력에서 축회전수 96,000 rpm, 터빈입구온도 830°C를 기준으로 부하감소에 따라 실제와 같이 축회전수와 터빈입구온도도 감소하도록 하였다. Table 1에 두 가지 수분사방법을 표로 나타내었다. WI1은 연소기에만 분사하고 WI2는 압축기 출구에만 분사하도록 하였으며 그 결과 값을 미분사와 함께 비교 분석하였다. 마이크로터빈

Table 1 Location of water injection

| | Location |
|------|------------------------------|
| WI 1 | injection at combustor |
| WI 2 | injection at compressor exit |

전체 운전 조건에 걸쳐서 분사하는 온수의 온도는 항상 88°C이다. 분사 압력은 압축기 최대 압력비 3.5기압보다 조금 높은 5기압이다. 분사량은 먼저 상대적으로 압축기 출공공기의 온도가 낮은 WI2의 경우에 각각의 축회전수에서 분사 후 응축이 생기기 직전까지의 양으로 결정하였으며 WI1에도 같은 양을 분사하도록 하였다. WI1의 경우 마이크로터빈 출력 상승을 위해 WI2보다 더 많은 양을 분사할 수 있지만 분사위치에 따른 마이크로터빈 성능특성 분석을 위해 WI1에도 WI2와 같은 양을 분사하였다.

본 엔진은 가변회전수 운전을 하기 때문에 하나의 회전수에 단 하나의 운전점 만이 존재한다. 그러나 해석을 위해서는 완전한 형태의 압축기 성능선도가 필요하므로 각 회전수에서의 작동곡선을 기존의 압축기 선도를 참조하여 합리적으로 구성하였다(추후의 Fig. 4 참조). 터빈은 작동특성이 다음의 Stodola 식⁽¹⁵⁾으로 잘 표현되는 것을 선행연구⁽⁸⁾에서 확인하였기 때문에 이 식을 사용하였다.

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}}}{(\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}})_d} = \frac{\sqrt{1-(P_{out}/P_{in})^2}}{\sqrt{1-(P_{out}/P_{in})_d^2}} \quad (1)$$

여기서, \dot{m} 은 질량유량, T , P 는 온도, 압력이며, 하첨자 d 는 설계점을 의미한다. 재생기는 유량의 변화에 따른 열관류율 변화를 식 (2)와 같이 모델링 하였다. 수분사 위치에 따라 WI1과 같이 재생기의 저온부와 고온부의 유량 차이가 클 수 있기 때문에 열관류율을 저온부와 고온부로 나누어서 보정되도록 하였다.

$$UA = \frac{1}{(1/hA)_{cold} + (1/hA)_{hot}} \quad (2)$$

$$hA_{cold} = hA_d (\dot{m}_{air}/\dot{m}_{air,d})^{0.8}$$

$$hA_{hot} = hA_d (\dot{m}_{gas}/\dot{m}_{gas,d})^{0.8}$$

여기서, A 는 열교환기 면적, h , U 는 열전달계수, 열관류율을 의미한다. 압축기와 터빈 그리고 재생기의 효율은 선행연구⁽⁶⁻⁸⁾에서 사용한 방법을 통하여 실험으로부터 구하였으며, 이 값들을 피팅하여 시뮬레이션에 사용하였다. 마이크로터빈 하부 온수발생기는 배기가스 유량에 따른 열관류율 변화 식으로 다음과 같이 모델링 하였다.

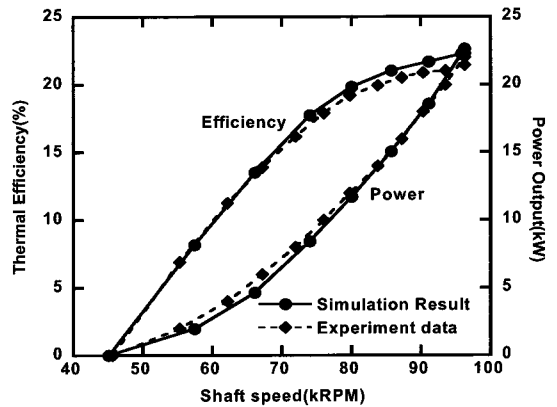


Fig. 2 Comparison between experiment and simulation

$$UA = UA_d \left(\frac{\dot{m}_{gas}}{\dot{m}_{gas,d}} \right)^{0.83} \quad (3)$$

마이크로터빈 시스템의 발전효율은 다음과 같이 계산된다.

$$\eta_{MT} = \frac{\dot{W}_{MT}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \quad (4)$$

\dot{m}_{MT} 는 시스템 출력이며, 연료인 천연가스의 저위발열량은 49,242 kJ/kg이다. Fig. 2에는 시뮬레이션 검증의 한 예로서 마이크로터빈 출력과 마이크로터빈 효율에 대해서 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하여 나타내고 있다. 시뮬레이션이 실제 실험결과와 잘 일치하도록 모델링되었음을 확인할 수 있다.

3. 결과 및 토의

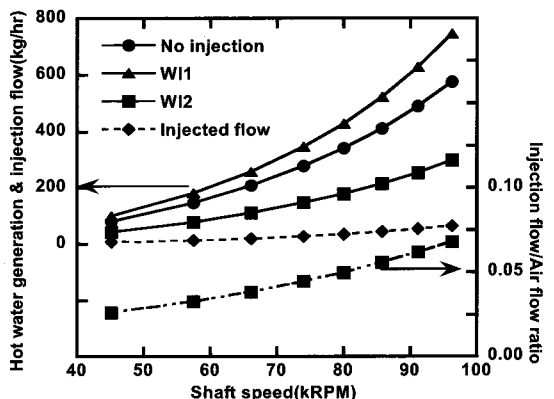


Fig. 3 Hot water generation and injection rates

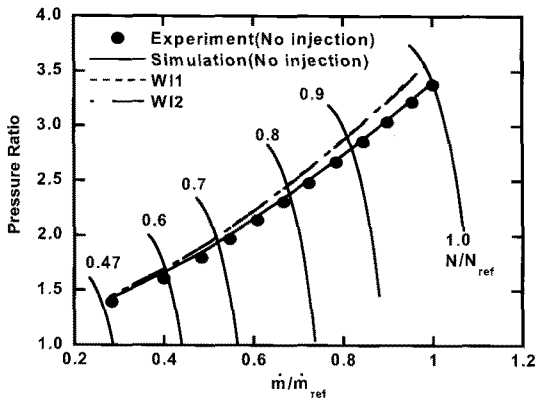


Fig. 4 Compressor running line

Fig. 3은 미분사와 W11, W12 각 경우에 대한 열회수기에서의 온수발생량과 W11과 W12에서의 물분사량(분사량은 동일함), 그리고 물분사량과 입구공기유량과의 비를 보여준다. 마이크로터빈 출력이 낮아질수록 즉, 축회전수가 감소할수록 흡입공기유량이 감소하며 그에 따라 물분사량도 감소하게 된다. 물분사량은 압축기 출구에 분사 시에 분사 후 압축기 출구공기에서 응축이 일어나기 직전까지의 양만 분사하므로 흡입공기 유량이 감소하면 물분사량도 감소하게 된다. 최대 회전수에서 입구공기의 약 7%가 분사된다. 온수발생량은 세 가지 경우에서 큰 차이를 보이고 있는데 그 결과는 뒤에 예시할 마이크로터빈 배기가스 온도(Fig. 6)에 비례한다. 세 가지 경우 모두 같은 마이크로터빈 축회전수에서의 공기유량에 물분사량과 연료유량을 더한 마이크로터빈 배기가스 유량은 큰 차이가 없으므로 온수발생량은 마이크로터빈 배기가스 온도에 의존해서 비례하게 된다.

Fig. 4는 압축기 성능선도를 나타내고 있는데 물을 분사하지 않는 경우에 시뮬레이션 결과가 실험결과와 매우 잘 일치한다. 즉, 시뮬레이션 프로그램이 잘 구성되었다는 것을 의미한다. 수분사시 터빈유량증가에 따라 압력비가 상승하여 모든 회전수에서 압축기 작동 압력비가 상승하나 서지마진에는 여유가 있어 압축기 작동에는 무리가 없다. 회전수가 낮아질수록 분사에 의한 압축기 작동점 상승율은 최대부하에 비해 작는데 이것은 부하가 줄수록 공기유량의 감소율에 비해 물분사량의 감소율이 훨씬 더 많기 때문이다.

Fig. 5는 마이크로터빈 출력을 나타내고 있다. 모든 회전수 즉, 부하에 걸쳐 수분사 위치에 상관없이 미분사에 비하여 상승하였으며, W11과 W12 모두 거의 동

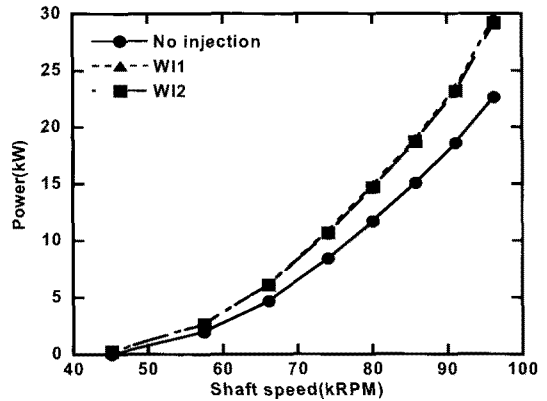


Fig. 5 Microturbine power

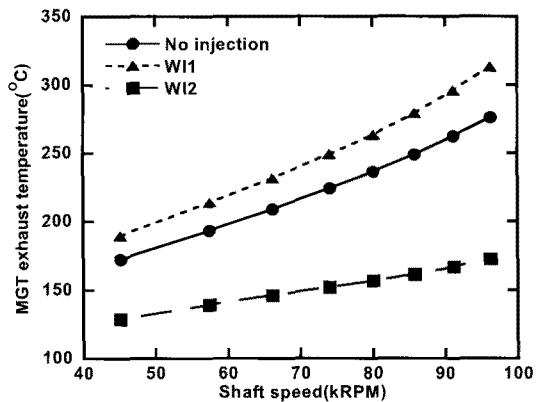


Fig. 6 Microturbine exhaust gas temperature

일한 출력 상승을 나타내고 있다. 그 이유는 두 가지 경우 모두 같은 양을 분사하였으며, 터빈입구온도를 동일하게 제어하였고 분사위치 또한 연소기 또는 압축기 출구로 압축기 소모 동력이 동일하기 때문에 순출력 또한 거의 동일하게 나타나는 것이다. 전부하(full load), 즉 최대 회전수에서 물분사시에 출력은 약 30% 상승한다.

Fig. 6은 마이크로터빈 배기가스 온도, 즉 온수발생기 입구 가스온도를 나타내고 있다. 모든 운전 조건에서 세 가지 경우에 배기가스 온도에 큰 차이를 보인다. 이것은 본 연구의 대상인 마이크로터빈이 재생기를 포함한 재생사이클로 이루어져 있기 때문이다. 즉, W11은 연소기에 물을 분사하기 때문에 재생기 고온부의 가스질량유량이 저온부의 공기질량유량보다 분사한 양만큼 많으나 W12는 압축기 출구에 물을 분사하기 때문에 재생기의 고온부와 저온부의 질량유량이 거의 같다(연료의 유량은 공기량에 비하여 매우 작음). W11의

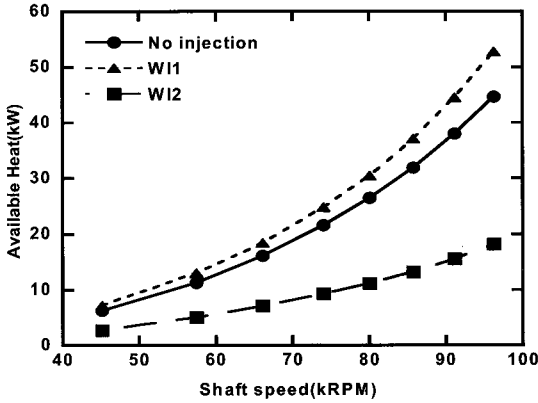


Fig. 7 Available heat

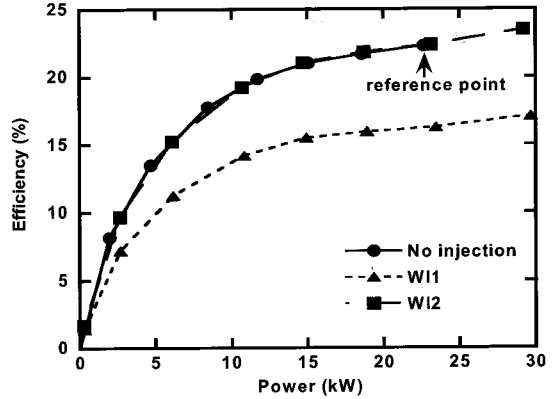


Fig. 9 Microturbine efficiency

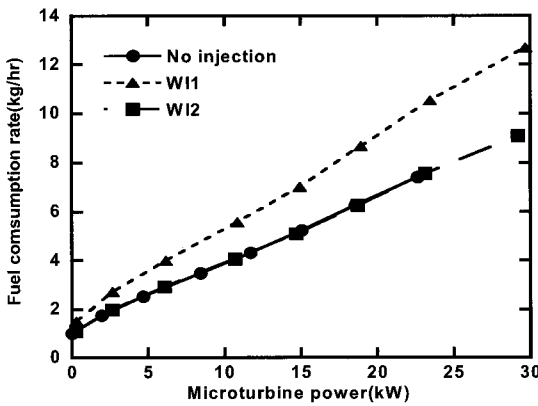


Fig. 8 Fuel consumption

경우에 재생기에서 고온부 유량이 저온부 유량에 비하여 상대적으로 많음으로서 재생기 고온부에서 온도 감소가 미분사시 보다 작다. 즉, 마이크로터빈 배기가스 온도가 높다. 반면에 WI2의 경우에는 모든 운전조건에서 미분사에 비하여 배기가스온도가 더 낮다. 압축기 출구에서 수분사 시에는 증발잠열 때문에 압축기 출구 공기의 온도가 많이 하락하게 되고, 결과적으로 재생기에서 열교환 후의 온도 즉, 고온부의 출구 온도가 낮아지는 것이다. Fig. 7의 가용 열량은 Fig. 3의 온수 발생량에서 물분사량을 뺀 나머지 즉, 가용 가능한 온수의 열량을 의미한다. WI1의 경우 가용열량이 온수 발생량에서 물분사량을 제하고도 분사하지 않는 경우에 비해 여전히 많은 이유는 앞서 설명한 바와 같이 미분사시보다 월등히 많은 온수를 생산하기 때문이다.

Fig. 8에 연료소모율을 나타내었다. WI2가 WI1에 비해 모든 부하에 걸쳐 연료를 적게 소모하는 이유는 물분사 위치 차이 때문이다. 즉, WI2는 재생기 입구에

서 온수를 분사하기 때문에 분사된 온수가 압축기 출구공기에 섞여 함께 재생을 해서 같은 온도로 연소기에 유입되지만 WI1은 압축기 출구공기보다 훨씬 낮은 88°C의 온수가 재생기를 거치지 않고 연소기에 직접 분사되므로 같은 터빈입구온도를 맞추기 위해 WI2와 미분사에 비해 더 많은 연료를 필요로 한다. Fig. 9에는 연료 소모량을 바탕으로 식 (4)로 계산된 마이크로터빈 발전효율을 나타내고 있다. 전부하(full load), 즉 최대 회전수에서 WI2에서는 미분사와 비교하여 효율이 다소 상승한다. 반면에 WI1은 연료소모량 증가가 너무 크기 때문에 효율은 미분사시보다 현저히 낮다. 따라서 두 가지 분사 모두 출력은 대폭 상승시키지만 열효율을 감안하면 WI2, 즉 압축기출구 분사가 더 좋은 방법으로 보인다. 반면에 WI1은 효율이 현저히 낮은 단점은 있지만 물을 분사하고도 남은 가용 열량이 월등히 크다는 (미분사시와 거의 같음) 장점이 있다.

4. 결론

본 연구에서는 마이크로터빈 열병합 시험 데이터를 바탕으로 시뮬레이션 프로그램을 구성한 뒤 수분사 효과를 예측하였다. 온수발생기에서 생산된 온수 중 일부를 마이크로터빈 연소기 또는 압축기출구에 분사하고 그에 따른 마이크로터빈 성능 변화를 미분사와 함께 비교분석하였으며 결과는 다음과 같이 요약된다.

분사량은 마이크로터빈 흡입공기유량의 최대 7% 정도로서 압축기 서진마진에는 여유가 있다. 마이크로터빈 연소기 또는 압축기출구 분사 시에 위치에 관계없이 분사량을 동일하게 두면 출력은 거의 동일하게 상

승하지만 본 마이크로터빈이 재생사이클로 이루어졌기에 마이크로터빈 효율 및 하부의 온수발생량과 그에 따른 가용 열량은 큰 차이를 보인다. 연소기분사의 경우 연료소비량이 많아 마이크로터빈 효율은 저하되지만 마이크로터빈 출력과 온수발생량 모두를 증가시킬 수 있다. 압축기출구 분사의 경우 마이크로터빈 출력을 상승시키면서 효율을 높게 유지할 수 있는 장점이 있지만 마이크로터빈 배기가스 온도가 낮아 온수발생량이 급격히 감소하는 단점도 있다. 결과적으로 발전 효율의 저하를 방지하려면 압축기 출구에서 분사가 더 좋은 선택이며, 만일 열효율을 다소 희생하고라도 가용 열량을 많이 확보하려면 연소기 분사도 고려할 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음.

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) 이종준, 김동섭, 2005, "마이크로 가스터빈 발전시스템의 운전성능 분석," 유체기계저널, 제 8권, 제 5호, pp. 13~21.
- (7) 이종준, 윤재은, 김동섭, 2006, "시험 데이터를 기반으로 한 마이크로터빈 운전 시뮬레이션," 유체기계저널, 제 9권, 제 6호, 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) 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.
- (11) 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.
- (12) 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
- (13) Kousuke, N., Toshimi, T. and Shinichi, K., 2003, "Performance Analysis of Regenerative Steam Injection Gas Turbine(RSTIG) Systems," ASME Paper GT-2003-38823
- (14) 전무성, 이종준, 김동섭, 장세동, 2008, "마이크로터빈의 열회수 성능시험," 대한기계학회논문집 B권, 제 32권, 제8호, pp. 629~635
- (15) Dixon, S. L., 1978, Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, 3rd ed., Pergamon Press