

200kW급 마이크로 가스터빈 시스템의 설계 변수 민감도 해석

신현동* · 강도원** · 김동섭*** · 최문경*** · 박필제****

Design Parameter Sensitivity Analysis of a 200kW Class Micro Gas Turbine System

Hyun Dong Shin*, Do Won Kang*, Tong Seop Kim**†, Mun-Kyoung Choi***, Pil Je Park****

Key Words : Micro gas turbine(마이크로가스터빈), Design parameter(설계 변수), Power(출력), Efficiency(효율), Sensitivity(민감도)

ABSTRACT

This paper describes the outcome of the design of a 200 kW class micro gas turbine and the sensitivity of its performance (efficiency and power) to the variations in major design parameters. The reference design parameters were set up based on the best available component technologies. The resulting net electricity generation efficiency of the micro gas turbine package was found to be competitive to those of other systems in the market. The sensitivities of power and efficiency to the variations in compressor and turbine efficiencies, pressure ratio, turbine inlet temperature, recuperator effectiveness, secondary air ratio, pressure loss ratios of both the cold and hot sides of the recuperator were estimated. Based on the sensitivity data, a simplified method to predict the variation in system performance responding to the combinations of small changes in all design parameters were set up and validated.

1. 서 론

최근 들어 분산발전(distributed generation)시스템에 대한 관심이 높아지면서 중대형 발전시스템에 사용되는 것들 보다 소형이면서도 운전성능과 신뢰성이 우수한 전력 생산 장치에 대한 관심이 높아지고 있다. 마이크로 가스터빈(micro gas turbine, MGT)은 수백 kW 이내의 소형 가스터빈으로서 일반적인 가스터빈의 설계 특성이 대부분 반영되어 운전 신뢰성(reliability)과 유지보수성(maintenability)이 좋기 때문에 분산발전시스템용으로 주목받고 있다.⁽¹⁾ 그러나, 현재의 기술 수준 및 경제성을 고려한다면 마이크로 가스터빈에서는 중대형 가스터빈에 사용하고 있는 고온부 냉각기술을 사용하기 힘들기 때문에 터빈입구온도가 상대적으로 낮게 설계된다. 또한 단순 사이클로는 얻을 수 있는 열효율이 낮기 때문에 재생 사이클로 설계되며, 재생효과를 충

분히 얻도록 낮은 압력비로 설계된다. 일반적인 MGT들은 압력비 3~5정도 이고, 효율은 25~30%이다. 미국의 경우 DOE주도로 효율 40%대의 MGT시스템 개발을 목표로 연구를 진행하였으며,⁽²⁾ 최근에 효율 30%가 넘는 200kW급 엔진이 상용화되었다. 국내에서도 수십 내지 수백 kW급 마이크로 터빈의 개발이 계획된 바 있고,⁽³⁾ 넓은 운전 범위에 대한 상용 마이크로 터빈의 성능을 분석하고^(4,5,6) 성능을 향상시키는 방안에 대한 연구도 진행되어 왔다.^(7,8) 현재에는 200kW급 엔진의 상용화를 목표로 개발이 진행되고 있다.⁽⁹⁾

본 연구에서는 경쟁력 있는 200kW급 엔진의 개발을 위한 설계 성능을 도출하고, 이를 기반으로 하여 압축기효율, 터빈효율, 압력비, 터빈입구온도, 재생기효율, 2차 공기 유량, 재생기 압력 손실 등 주요 설계변수가 성능에 미치는 영향이 분석되었고, 이를 바탕으로 하여 설계 변수 민감도 분석이 이루어졌다. 또한 발전기 냉각방식이 성능에 미치는 영향도 분석하였다. 해석을 위해서 상용프로그램인 Gatecycle 6.0을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

* 인하대학교 대학원
** 인하대학교 기계공학부
*** STX 종합기술원 가스터빈팀
**** STX메탈(주), 기술연구소
† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

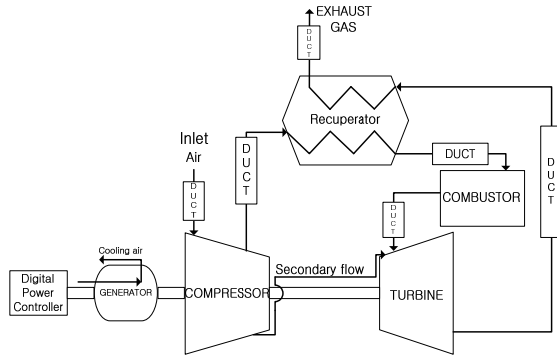


Fig. 1 MGT system configuration

2. 시스템 모델링

2.1 시스템 형태

본 연구에서 구상하는 MGT 시스템의 개략도는 Fig. 1과 같으며, 200kW 급 순출력을 목표로 한다. 공기는 압축기에서 가압되고 이중 일부는 베어링 냉각을 위한 2차 공기로 사용되며 나머지 공기는 재생기 저온부에서 터빈 배가스와 열교환을 하여 온도가 상승되어 연소기로 공급된다. 연소가스는 베어링을 냉각하고 터빈으로 유입되는 2차 공기와 터빈입구에서 혼합된 뒤 터빈 로터에서 팽창하여 일을 생산하고 재생기의 고온부를 거쳐 배출된다. 압축기, 터빈 및 발전기는 동일 축에 설치되어 있으며 (단축 설계) 고속으로 회전한다. 본 시스템에서는 최근 기술 추세를 반영하여 감속기어 없이 엔진 축과 직결된 발전기 (high speed motor/generator)를 사용하여 고주파 전기를 생산하고, 전력조절장치 (digital power controller, DPC)에서 고속 교류 전기를 교류-직류-교류의 전환을 통해 저속 교류 전기(60Hz)로 변환하여 외부로 공급하는 형태로 설계되었다.

축에는 공기베어링(air bearing)이 사용되는데, 문헌을 참고하여 베어링의 기계적 손실은 시스템 출력의 약 5%로 보수적으로 가정하였다.⁽¹¹⁾ 발전기도 공기로 냉각되는데 위의 레이아웃에서는 고속 발전기용 냉각 공기를 별도의 공기를 공급하여 냉각하는 방식을 보였다. 이 방식을 기본으로 하여 설계 성능을 예측하되, 2.4절에서 압축기로 공급되는 공기가 먼저 발전기를 냉각하고 압축기로 들어가도록 설계하는 방식에 대해서도 성능을 예측하여 비교가 가능하도록 하였다.

2.2 시스템 모델링

압축기는 등엔트로피 효율을 부여하여 성능을 계산한다. 압축기 출구 공기 중 일부는 베어링으로 유입되어 베어링에서 열로 소산되는 손실을 회수(냉각)하여 터빈으로 공급된다. 터빈 효율은 실제출력과 주 유동 및 2차 공기의 등엔트로피 팽창에 의해 발생 가능한 이상적인 출력의 비로 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{[H]_{in} - [H]_{out,s}} \quad (1)$$

$$H = \dot{m}_g h_g + f \cdot (\dot{m}_{sa} h_{sa}) \quad (2)$$

하첨자 g 는 주유동 가스를 sa 는 2차 공기를 의미한다. 2차 공기가 출력에 기여하는 비율(f)은 50%로 가정하였다. 재생기의 효율은 다음과 같이 정의하였다.

$$\epsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (3)$$

각 구성부 사이의 유로(덕트)에서의 압력 손실도 고려되었다. 발전기의 냉각도 베어링 냉각과 유사하게 냉각 공기가 손실을 열로 회수하는 것으로 계산하였다. MGT 시스템의 순출력과 효율은 다음 식들로 계산하였다.

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_t - \dot{W}_c - \dot{W}_{ml}) \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{DPC} \quad (4)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{(\dot{m} \cdot LHV)_{fuel}} \quad (5)$$

하첨자 ml 은 베어링의 손실(기계적 손실)을 의미한다. 발전기(gen)와 DPC에서의 손실은 효율로서 고려하였다.

2.3 설계점 선정

주요 구성부들의 설계 파라미터 들은 최근 마이크로 가스 터빈들의 기술 추이^(1,2,6,12,13)를 감안하여 달성 가능한 수준에서 기존 엔진들과 비교하여 더 높은 성능을 나타낼 수 있도록 설정되었다. Table 1에 주요 구성부 기준 설계 파라미터 들을 요약하였다. 본 절에서는 이 수치들을 기본 값으로 사용하여 성능을 예측하되, 3절에서는 이 값들을 변화하면서 민감도 분석을 할 것이다.

이러한 구성부 설계 파라미터를 기반으로 하여 터빈입구 온도와 압력비를 정하면 되는데, 현재 알려진 바로는 수십 kW급의 엔진에서는 터빈입구온도가 900°C를 밑돌지만,⁽⁶⁾ 최근 개발된 200kW급 선진국 제품은 950°C 내외 또는 그 이상⁽²⁾으로 작동하는 것으로 추정된다. 터빈입구온도와 압력비에 따른 설계 성능 변화를 계산하여 Fig. 2에 보였다. 재생사이클이므로 압력비가 낮은 영역에서 효율의 최적화가 이루어짐을 알 수 있다. 터빈입구온도 980~1000°C 에서 최적 압력비는 4.0~4.5 이며, 효율은 33~34%로 예상되었다. 본 연구에서는 기본 설계 값으로서 터빈입구온도 980°C, 압력비 4.2를 선정하였으며, 이 때 효율은 33.5%, 비출력은 141kJ/kg 이다. 목표 출력인 200kW를 상회하기 위해서 압축기입구 공기유량을 1.45kg/s로 설정하여 순 출력 206kW가 가능하도록 하였다.

Table 1 Design specification of MGT

Parameters	Unit	Value
Inlet air flow	kg/s	1.45
Relative humidity	%	60.0
Ambient pressure	kPa	101.3
Ambient temperature	°C	15.0
Pressure ratio	-	4.20
Compressor isentropic efficiency	%	83.0
Turbine isentropic efficiency	%	87.8
Recuperator effectiveness	%	90.0
Recuperator pressure loss(cold side)	%	1.5
Recuperator pressure loss(hot side)	%	3.5
Duct pressure losses	%	1~1.5
Shaft speed	rpm	40,000
Generator Efficiency	%	94.0
DPC Efficiency	%	96.0
System Power	kW	206
Electrical efficiency	%	33.5

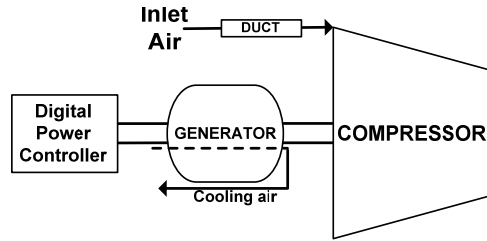


Fig. 3 Separated cooling type

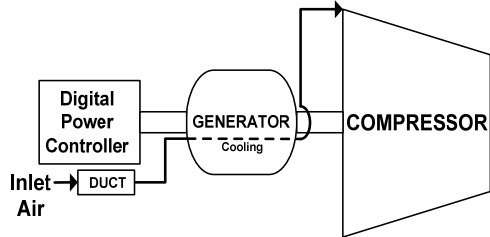


Fig. 4 Integrated cooling type

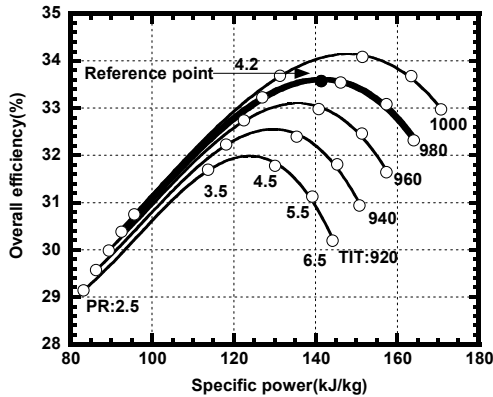


Fig. 2 Performance of MGT cycle

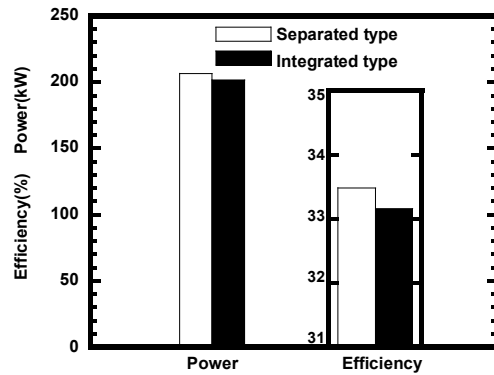


Fig. 5 Performance difference according to generator cooling type

2.4 발전기 냉각 방식의 비교

시스템 구성상 발전기는 압축기 입구 쪽에 위치하게 되는데 냉각 방식으로서 압축기 유입 공기와 발전기의 냉각 공기가 분리되어 있는 Fig. 3의 방법 (Fig. 1에서 채택한 방법)과 공기가 압축기로 들어가기 전에 발전기를 냉각하는 Fig. 4의 방법 등 두 가지를 생각할 수 있다. 후자는 상대적으로 소형 엔진에서 채택하였던 방식이다.⁽⁶⁾ 후자를 사용할 경우 입구 공기가 발전기 냉각을 거치게 되므로 온도가 상승하게 되어 가스터빈 성능에 다소 부정적인 효과가 있지만 시스템 구조가 전체적으로 단순해지는 이점이 있다. 본 연구에서는 편의상 Fig. 3과 4의 방식을 각각 분리형 (separated type)과 통합형 (integrated type)으로 부르기로 한다. 통합형에서는 발전기 손실을 공기가 모두 열로서 회수한 뒤 압축기로 공급되도록 하였으며, 압축기공기 유량이 동일할 때 온도 상승은 약 9°C로 예측되었다.

두 방식을 사용할 때 성능의 차이를 Fig. 5에 비교하였다. 통합형 냉각 방식을 채용한 마이크로 가스터빈 시스템의 순 출력은 198kW로서 분리형을 채용한 시스템의 순 출력 206kW에 비하여 3.8% 작을 것으로 예측되었다. 효율 역시 33.2%로 분리형을 채용했을 때의 33.5%에 비하여 다소 낮을 것으로 예상되었다. 분리형에서 냉각공기 팬 동력이 정확히 고려되지 않았으므로 (DPC 손실의 일부로 가정) 엄밀한 비교가 쉽지 않지만 대체로 압축기 입구 온도가 높아지는 열역학적 단점으로 인해서 통합형이 분리형에 비해서 다소 낮은 엔진 성능을 가져올 것으로 예상할 수 있다. 한편 이 두 가지 방식 이외에도 두 방법을 혼합한 것도 가능하다. 즉, 압축기로 공급되는 입구 공기의 일부만 발전기 냉각용으로 사용되고 이 냉각 공기와 나머지 공기가 압축기 입구 이전(입구 덕트)에 혼합되어 압축기로 공급되는 방식이다. 그러나 이 경우 두 유동이 합쳐지고 나면 압축기 입구에서의 온도는 통합형과 동일할 것이기 때문에 압축기 입구의 온도가 상승

한 정도는 Fig. 4의 통합형에서와 같고, 결과적으로 시스템 성능이 통합형과 동일하다 하겠다.

본 연구에서는 분리형을 기본 방식으로 채용하였고, 다음 3절의 민감도 해석에서도 분리형을 사용한 시스템을 대상으로 하였다.

3. 설계변수 민감도 해석

3.1 민감도 계산 방법

설계변수에 따라 성능이 얼마나 민감하게 변하는지 예측하기 위해 이용한 식은 다음과 같다. 각 구성부의 설계 파라미터에 대한 성능 변화 민감도를 구성부 파라미터의 단위 비율(1%) 변화에 대한 출력변화율과 효율변화율로 정의하였다. 출력 민감도는 식 (6)과 같고 효율 민감도는 식 (7)과 같다.

$$S_{W,i} = \frac{\Delta \dot{W} / \dot{W}_{ref}}{(\Delta X / X_{ref})_i} \quad (6)$$

$$S_{\eta,i} = \frac{\Delta \eta / \eta_{ref}}{(\Delta X / X_{ref})_i} \quad (7)$$

여기서 S 는 민감도를 나타내고, 하첨자 i 는 각 설계 파라미터를 의미한다. $(\Delta X / X_{ref})_i$ 는 각 설계 파라미터의 기준값 대비 변화율이며 $\Delta \dot{W} / \dot{W}_{ref}$ 와 $\Delta \eta / \eta_{ref}$ 는 그에 따른 출력과 효율의 변화율을 나타낸다.

여러 파라미터가 동시에 변할 때 각 파라미터 변화율이 크지 않다면 각 파라미터 변화에 따른 엔진 출력과 효율 변화가 선형적이라는 가정 하에 다음과 같이 각 변수의 민감도를 바탕으로 근사적인 성능변화 예측 식을 만들 수 있다.

$$\frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}_{ref}} = \sum_{i=1}^N S_{W,i} \cdot \left(\frac{\Delta X}{X_{ref}} \right)_i \quad (8)$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_{ref}} = \sum_{i=1}^N S_{\eta,i} \cdot \left(\frac{\Delta X}{X_{ref}} \right)_i \quad (9)$$

3.2 마이크로가스터빈의 민감도 분석

3.2.1 주요 파라미터에 대한 민감도 분석

먼저, 사이클 시뮬레이션을 통해 주요설계변수 8개가 단독으로 변할 때의 민감도 분석을 수행 하였다. 해당 파라미터는 1. 압축기효율, 2. 터빈효율, 3. 압력비, 4. 터빈입구온도, 5. 재생기효율, 6. 2차 공기 비율, 7. 재생기 저온부 압력손실 비율, 8. 재생기 고온부 압력손실 비율이다. 1번 부터 5번 항목까지는 기준 값이 그 파라미터 자체이다. 즉, 식 (6), (7)에서 분모 X_{ref} 가 각 파라미터의 기준설계 시의 값이다. 그러나 6~8번 항목들은 기본 값이 다른 값 대비 비율

(공기유량, 입구 압력, 출구압력 등에 대한 비율로서 수 %의 값)로 주어져 있기 때문에 이 값으로 부터의 또 상대적인 1%의 변화는 너무 작은 변화이므로 의미 있는 엔진 성능 변화를 가져오지 못한다. 따라서 각 파라미터 절대 값에서 1 퍼센트 포인트로서 변화율을 잡았다. 식 (6), (7)의 계산에 적용된 변수 및 변화량의 정의를 Table 2에 정리하였다.

Fig. 6에 압축기 효율의 영향을 보였다. 기준효율 83%에서 1%를 증감한 83.83%와 82.17%를 적용하여 계산할 경우 최종 출력 값은 208.8kW, 203.9kW이며 시스템의 효율은 33.9%, 33.1%이다. 1%의 작은 변화에 대해서 시스템 성능은 거의 선형적으로 변함을 알 수 있으며, 식 (6), (7)로 정의되는 민감도는 출력, 효율에 대해서 각각 1.16%, 1.12%이다. Fig. 7에는 터빈 효율의 영향을 보였다. 역시 거의 선형적 변화를 나타내면 민감도는 출력, 효율에 대해서 각각 2.22%, 1.47%이다. 터빈효율이 성능에 미치는 민감도가 월등히 큰 것을 알 수 있다. 이외에도 나머지 6개의 파라미터에 대한 민감도 해석을 수행하였고 모두 거의 선형적인 변화를 보임을 확인하였다. 이를 바탕으로 전체 8개의 파라미터에 대한 출력과 효율 변화 민감도를 Fig. 8에 요약하여 보였다.

Table 2 Parameter definitions

	X_{ref}	ΔX
1	compressor efficiency (η_c)	$X_{ref} \cdot (\pm 0.01)$
2	turbine efficiency (η_t)	$X_{ref} \cdot (\pm 0.01)$
3	compressor pressure ratio ($P_{comp,exit}/P_{comp,in}$)	$X_{ref} \cdot (\pm 0.01)$
4	turbine inlet temperature ($T_{turb,in}$)	$X_{ref} \cdot (\pm 0.01)$
5	recuperator effectiveness (ϵ)	$X_{ref} \cdot (\pm 0.01)$
6	pressure loss ratio of the cold side of recuperator ($\Delta P_{cold}/P_{comp,exit}$)	$X_{ref} \pm 0.01$
7	pressure loss ratio of the hot side of recuperator ($\Delta P_{hot}/P_{turb,exit}$)	$X_{ref} \pm 0.01$
8	secondary air ratio ($\dot{m}_{sa}/\dot{m}_{comp,in}$)	$X_{ref} \pm 0.01$

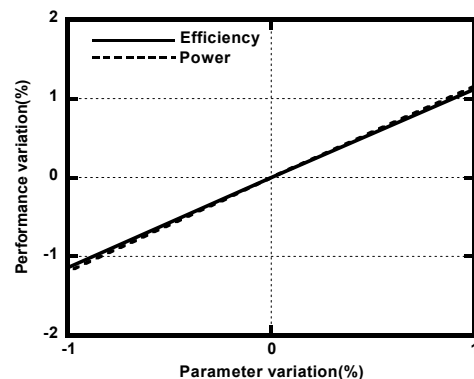


Fig. 6 Performance sensitivity to compressor efficiency variation

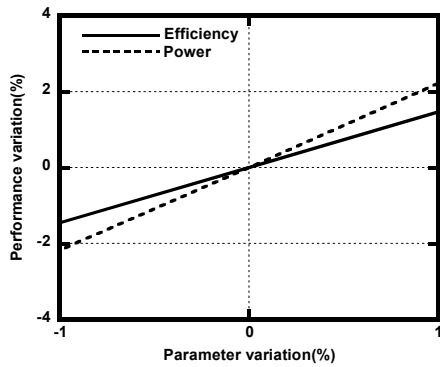


Fig. 7 Performance sensitivity to turbine efficiency variation

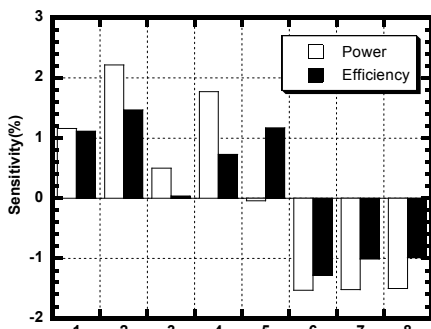


Fig. 8 Sensitivity summary

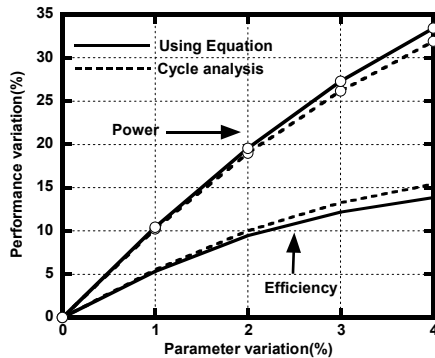


Fig. 9 Performance variation with combined component parameter improvement.

민감도가 양수이면 해당 파라미터가 증가할 때 성능(출력 혹은 효율)이 향상됨을 의미하고 음수이면 반대이다. 1, 2번의 압축기, 터빈 효율은 앞에서 살핀 바와 같다. 3번 압력비의 변화에 대한 성능 변화는 출력 0.50%, 효율 0.01%, 4번 터빈입구온도는 출력 1.77%, 효율 0.73%, 5번 재생기효율은 출력-0.04%, 효율 1.17%, 6번 2차 공기 비율은 출력 -1.50%, 효율-1.28%, 7번 저온부 압력손실 비율은 출력 -1.52%, 효율-1.01%, 8번 재생기의 고온부 압력손실 비율은 출력-1.50%, 효율-0.99%의 변화를 가져오는 것으로 예상되었다.

압력비 변화가 성능에 가장 적은 영향을 미치는 것을 알 수 있는데 Fig. 2에서 나타난 압력비와 터빈입구온도를 이용한 설계점 선정 시 이미 최적 설계점으로 설정했기 때문에 압력비의 변화는 성능에 크게 영향을 미치지 않기 때문이다. 재생기 효율의 경우 시스템의 출력에는 거의 영향을 미치지 않고 효율에 더 큰 영향을 주는 결과가 나왔는데 이는 재생기 효율이 좋아지는 것은 압축공기와 터빈출구가스와의 열교환 효율이 증가하는 것이므로 출력은 비슷하더라도 연료의 소모량이 줄게 되어 효율에서 큰 차이를 보이게 되는 것이다. 재생기 고온부와 저온부의 압력손실 증가는 성능에 거의 유사한 정도의 영향을 가져온다. 2차 공기 유량도 성능에 제법 영향을 미치는데 기본이 되는 압축기 공기 유량 대비 2.5% 사용에서 1.5%로 1.0%포인트 줄이면 출력과 효율은 각각 약 1.50%, 0.99% 증가하게 된다. 2차 공기 유량이 감소함에 따라 주유로의 연소되는 가스의 양이 증가하게 되어 터빈에서 팽창을 시작하는 공기의 온도가 높아지게 되므로 출력과 효율이 늘어나게 된다.

3.2.2 복합변화에 의한 민감도 해석

여러 파라미터들이 복합적으로 변화할 때의 성능 예측이 필요한 경우가 많은데, 물론 각 경우에 대해서 사이클 시뮬레이션을 하는 것이 가장 정확한 결과를 얻을 수 있겠으나, 설계 초기 단계에서 사이클 계산 없이 다양한 변화들이 성능에 미치는 영향을 빠르고 손쉽게 예측할 수 있으면 편리할 것이다. 이를 위해서 앞서 3.2.1 절에서 수행한 단위 파라미터 민감도 분석이 유용하게 활용 될 수 있다. 즉, 앞 절에서 살핀 바와 같이 모든 파라미터가 소량 변할 때는 민감도가 거의 선형적으로 변화하므로 선형 변화라는 가정 하에 식 (8), (9)와 같이 선형 식으로 다수 파라미터 변화에 의한 출력 및 효율 변화 민감도를 예상할 수 있다. 본 절에서는 이러한 간편법의 타당성을 검증하고자 한다.

먼저, Fig. 9에는 모든 항목들이 동시에 동일한 비율로 변하는 경우에 대한 민감도 해석 결과를 나타내었다. 앞서 고려된 8개의 파라미터들을 동시에 1%씩 4%까지 변화시켰을 때 나타나는 결과 값으로서 Fig. 8의 결과를 기준으로 시스템의 출력이 증가하는 방향으로 값들을 적용시켰을 때 얻어진 결과이다. 식 (8), (9)로 예측한 결과와 함께 실제 사이클 해석을 계산을 통해 얻은 결과를 비교해서 나타내었다. 두 결과가 거의 일치하여 간편법의 사용이 타당함을 알 수 있다. 변화량을 늘려감에 따라 구간별로 기울기가 달라지는 이유는 다음과 같다.

출력을 증가시키는 방향으로 값을 변화시키려면 재생기에서 발생하는 압력손실과 2차 공기 유량을 모두 줄여야 하는데, 2차 공기 비율 (파라미터 6), 재생기 저온부 압력손실 비율(파라미터 7), 재생기 고온부 압력손실 비율(파라미터 8)의 감소 가능한 최대량은 기준상태의 값이다 (그 이하로 줄

Table 3 Comparison between the simplified equation and the cycle analysis: performance change for 2% compressor efficiency improvement, 1% pressure ratio increase, 2% recuperator effectiveness reduction and 1% turbine inlet temperature decrease from the reference condition

	Equation	Cycle analysis
Power	1.13%	1.12%
	208.69kW	208.67kW
Efficiency	-0.71%	-0.73%
	33.25%	33.24%

이는 것은 해당 파라미터가 음수가 되므로 물리적으로 불가함). 따라서 Fig. 9의 파라미터 변화폭이 어느 파라미터의 최대 변화 폭을 넘어서면 그 파라미터는 0으로 고정되어 더 이상 변화가 없다. 따라서 그 이상의 영역에서는 나머지 파라미터들의 변화만이 유효하므로 Fig. 9의 결과가 중간에서부터 직선의 기울기가 바뀌게 되는 것이다.

다음으로 무작위로 파라미터들을 변화시킨 후 간편식으로 예측되는 성능 값과 사이클 해석에 의해 예측된 값을 비교하여 보았다. 변화된 파라미터 값은 압축기효율 2%증가, 압력비 1%증가, 재생기효율 2%감소, 터빈입구온도 1%감소이며, 두 가지 방법으로 계산된 시스템 성능변화를 Table 3에 비교하여 나타내었다. 간편법과 사이클 해석에 의한 결과가 이번에도 거의 일치한다. 이상의 결과는 주요 설계 파라미터의 변화가 크지 않은 범위에서 다양한 파라미터 변화에 의한 성능 변화를 예측하고자 할 때 단위 파라미터의 민감도를 구하여 선형 간편법을 활용하는 것이 매우 유용함을 보여준다.

4. 결 론

본 연구의 결과는 다음과 같이 요약된다.

- 1) 설계된 마이크로 가스터빈 시스템은 상용화되어 있는 시스템 대비 동등 수준 이상의 성능을 확보하도록 설계하였다. 특히, 효율 33% 이상을 목표로 설계 파라미터들을 설정하였다.
- 2) 고속 발전기의 냉각방식에 있어서 발전기 냉각용 팬의 소모동력이 크지 않다면 입구공기를 통한 냉각방식보다 냉각용 공기를 별도로 순환시키는 것이 시스템 성능을 향상시키는 효과를 얻을 수 있다.
- 3) 각 구성부 파라미터의 변화가 효율과 출력에 미치는 영향을 살폈으며, 상대적인 변화량이 같다면 터빈 효율이 가장 큰 영향을 미치는 것으로 분석되었다.
- 4) 변화량이 크지 않다면 구성부 파라미터가 엔진 성능에 미치는 영향은 거의 선형적이며, 실제 사이클 계산 없이도 선형 근사적 식을 이용하여 파라미터들 변화에 따

른 성능 변화를 쉽게 예측할 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 2011T100200099)

참고문헌

- (1) Rodgers, C. and Watts, J. and Nichols, K. and Brent, R., 2001, Microturbines, in Distributed Generation, Borbely, A.M. and Kreider, J., ed., CRC Press, pp. 119~150.
- (2) Capstone Turbine Corporation, 2008, "Advanced Micro Turbine System(AMTS) Final Technical Report," U.S. Department Of Energy, DOE Project ID # DE-FC26-00CH11058.
- (3) 오종식, 이현석, 2002, "분산발전용 75kW급 마이크로터빈의 시제개발-설계/제작 및 자력운전 시험-", 2002유체기계학회 연구개발 발표회 논문집, pp. 307~313.
- (4) 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.
- (5) Lee, J. J., Yoon, J. E., and Kim, T. S., 2006, "Operation Simulation of a Microturbine Based on Test Data," Journal of Fluid Machinery, Vol. 9, No. 6, pp. 22~28.
- (6) 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.
- (7) Lee, J. J., Jeon, M. S., Kim, T. S., 2010, "The Influence of Water and Steam Injection on the Performance of a Recuperated Cycle Microturbine for Combined Heat and Power Application", Applied Energy, Vol. 87, pp. 1307~1316.
- (8) 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.
- (9) 박진형, 2011, "200kW급 마이크로 가스터빈 열병합발전 시스템 상용화", 2011 유체기계학회 연구개발 발표회 논문집, pp. 491~494.
- (10) Enter Software, Gate Cycle ver 6.0, 2006.
- (11) Bruckner, R. J., Puleo, B. J., 2008, "Compliant Foil Journal Bearing Performance at Alternate Pressures and Temperatures," ASME paper GT2008-50174.
- (12) 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.
- (13) Kang, Y. M, and McKeiman, R., 2003, "Annular Recuperator Development and Performance Test for 200kW Microturbine," ASME paper GT-2003-38522.