

# 보정곡선을 이용한 마이크로가스터빈 열병합발전시스템의 성능예측과 활용

최병선\* · 김정호\* · 김민재\* · 김동섭\*\*†

## Performance Prediction of a Micro Gas Turbine Cogeneration System Using Correction Curves and its Applications

Byeong Seon Choi\*, Jeong Ho Kim\*, Min Jae Kim\*, Tong Seop Kim\*\*†

Key Words : Micro Gas Turbine(마이크로 가스터빈), Cogeneration System(열병합 발전시스템), Correction Curve(보정곡선), Performance Prediction(성능예측), Economic Analysis(경제성 분석)

### ABSTRACT

The purpose of this study is to develop a method to predict the performance and economics of a micro gas turbine cogeneration system using performance correction curves. The variables of correction curves are ambient temperature, ambient pressure, relative humidity and load fraction. All of the values of correction factors were expressed as relative values with respect to design values at the ISO conditions. Once the correction curves are obtained, system performance can be predicted relatively easily compared to a detailed performance analysis method through a simple multiplication of the correction factors of various variables at any operating conditions. The predicted results using the correction curve method were compared with those by the detailed and more complex performance analysis in a wide operating range, and its feasibility was confirmed. To illustrate the usability of the correction curve method, the results of an economic analysis of a cogeneration system considering varying operating ambient condition and load was presented.

### 1. 서 론

전 세계적으로 2040년까지 매년 약 2.1%의 전력수요가 증가할 것이라고 전망되고 있다<sup>(1)</sup>. 2040년까지 전력생산용 1차 에너지원으로 친환경적인 신재생에너지의 비중이 꾸준히 증가하지만 여전히 화석연료의 사용이 지배적일 것이라고 전망되고 있다. 화석연료의 사용은 대표적인 온실가스인 이산화탄소 배출의 증가를 야기한다. 이에 따라 발전분야에서는 온실가스 감소를 위한 효율 향상과 친환경적인 발전시스템 개발의 필요성이 대두되고 있다. 이러한 필요를 충족시키는 것의 하나로 분산발전(distributed generation)이 주목을 받고 있다. 분산발전이란 전력 수요자 인근 지역에 설치 가능한 소규모 발전설비를 이용하여 수요자에게 필요한 전력을

공급하는 것이다. 분산발전은 중앙 집중식 발전에 비해 발전량의 약 8%에 해당하는 송배전손실을 줄일 수 있으며 에너지 수요에 대한 대응이 빠른 장점이 있다<sup>(2)</sup>. 다양한 분산발전시스템 중에 운전신뢰성과 유지보수성이 좋은 마이크로가스터빈(micro gas turbine, MGT)이 주목을 받고 있다.

마이크로 가스터빈은 수십 kW에서 수백 kW의 출력을 내는 소형 가스터빈으로 냉각기술 적용이 어렵기 때문에 터빈 입구온도가 낮게 설계된다. 이때 단순 사이클로는 효율이 낮기 때문에 이를 보완하기 위해 압력비를 낮게 설계하고 재생기(recuperator)를 설치한다. 또한 마이크로 가스터빈의 고온의 폐열을 이용하는 열병합 발전시스템으로 주로 활용한다. 마이크로 가스터빈의 대표적인 기업으로는 미국의 Capstone사가 있으며 마이크로 가스터빈을 활용하는 다양한

\* 인하대학교 대학원(Graduate School, Inha University)

\*\* 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

패키지를 제공한다. 해외에서는 1990년대 후반에 최초로 상용화된 이후로 수많은 연구개발을 진행해왔다. 또한 바이오 가스를 연료로 하는 마이크로 가스터빈<sup>(3)</sup>과 연료전지, 흡수 식냉동기 등을 적용한 다양한 패키지의 성능 분석이 이루어졌다<sup>(4,6)</sup>. 최근에는 열수요량이 적은 하절기의 열병합발전의 활용도가 낮아지는 단점을 극복하기 위해 개조된 마이크로 가스터빈의 성능 분석이 이루어지고 있다<sup>(7)</sup>. 현재 국내에서도 200kW급 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 상용화를 목표로 연구개발하고 있다<sup>(8)</sup>. 또한 마이크로 가스터빈의 성능해석 프로그램이 개발되고 있고<sup>(9)</sup> 열병합 발전시스템을 적용한 아파트 단지, 대형병원, 대형할인매장 등의 경제성 분석도 이루어졌다<sup>(10-12)</sup>.

마이크로 가스터빈은 이와 같이 다양한 수요처에서 적용이 가능하고, 대형 가스터빈과 달리 부분부하로 운전하는 시간이 많다. 반면 운전자는 대형 가스터빈에 비해 전문성이 떨어지는 것이 사실이다. 이를 위해 누구나 쉽게 성능예측을 하고, 수요처의 다양한 조건에 대한 성능예측을 하기 위해 필요한 것이 바로 보정곡선이다. 외기조건 변화에 따른 성능해석 결과 값을 ISO조건에서의 정격성능으로 나누어 얻은 성능변화 곡선을 보정곡선(correction curve)이라 한다. 이러한 보정곡선은 임의의 조건에서 추가적인 시뮬레이션 없이 보정계수간의 간단한 곱으로 성능을 예측할 수 있기 때문에 사용자들이 복잡한 프로그램이나 심화된 배경지식이 없어도 성능계산이 가능하다. 또한 성능예측 뿐만 아니라 성능보증 및 성능진단 등 다양한 용도로 활용이 가능하다.

이번 연구에서는 본 연구진이 선행연구에서 개발한 성능해석 프로그램(In-house code)<sup>(13)</sup>을 사용하여 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 보정곡선을 작성하였다. 이 프로그램은 매스웍스(MathWorks)사의 매틀랩(MATLAB)<sup>(14)</sup>을 기반으로 개발된 것으로서 가스터빈 성능해석에 많이 사용되는 상용 프로그램인 GasTurb 9.0<sup>(15)</sup>과의 비교를 통해 검증된 바 있다. 작성된 보정곡선을 이용하여 임의의 운전상태에서의 성능을 예측하고 원 성능해석 프로그램으로 해석된 결과와 비교하여 보정곡선을 이용한 계산방법의 타당성을 확인하였다. 또한, 보정곡선을 이용한 계산방법을 활용도를 보여주는 예로서 외기조건과 전력수요를 고려한 경제성 분석을 제시하였다.

## 2. 시스템

### 2.1 시스템 구성

본 연구의 대상인 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 개략도는 Fig. 1과 같다. 대상 마이크로 가스터빈은 압축기, 연소기, 터빈, 재생기, 발전기 등으로 구성된다. 또한, 고온의 가스터빈 출구가스를 활용하기 위해 온수발생기(hot

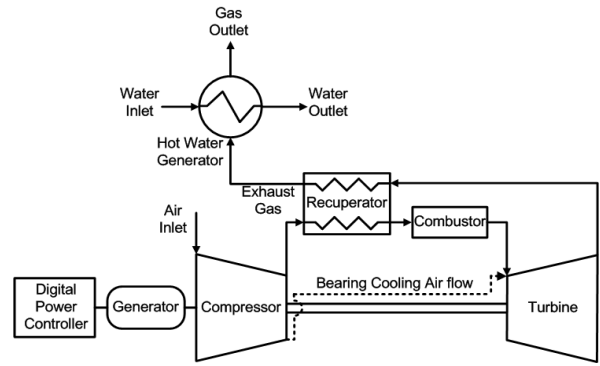


Fig. 1 MGT cogeneration system configuration

water generator, HWG)를 추가로 설치하였다. 입구를 통해 들어온 공기는 압축기에서 압축된 후 일부는 베어링 냉각을 위한 냉각유량으로 사용되고 나머지는 재생기에서 터빈 출구가스와 열교환을 한다. 열교환을 통해 승온된 공기는 연소기에서 연소반응 후에 터빈입구에서 냉각유량과 혼합된 뒤 터빈을 통과하면서 일을 발생시키게 된다. 터빈을 통과한 가스는 재생기의 고온부를 통과하면서 압축기 출구 공기의 온도를 상승시켜주고 배출된다. 배출되는 가스 역시 여전히 고온이므로 온수발생기에서 물과 열교환을 통해 온수를 발생시키고, 열교환을 마친 가스는 최종적으로 대기로 배출된다.

### 2.2 시스템 모델링

대상 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 설계사양은 ISO조건(15 °C, 101.325 kPa, 상대습도 60%)에서 압력비 (pressure ratio, PR)는 4.2, 순출력(net power)은 약 200 kW, 효율은 약 33%이며, 온수발생기의 열회수량(heat duty)를 포함한 총합 열효율은 약 78%이다. Table 1에 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 성능과 주요 설계 파라미터들을 정리하였다. 본 연구에서는 외기조건에 따른 성능변화를 고려하기 때문에 탈설계 해석이 필수적이다. 탈설계 해석에는 선행연구에서 사용된 압축기와 터빈의 성능선도를 사용하였다<sup>(13)</sup>.

재생기의 유용도 정의는 다음 식 (1)과 같다.

$$\epsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \quad (1)$$

하첨자  $c$ 는 저온부를 의미하고  $h$ 는 고온부를 의미한다. 마이크로 가스터빈의 출력, 효율 및 총합 열효율을 다음과 같이 식 (2), (3), (4)로 정의하였다.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{mech}) \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{DPC} \quad (2)$$

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{m} \cdot LHV)_{fuel}} \quad (3)$$

Table 1 Design specifications of MGT cogeneration system

Parameters	Unit	Value
Inlet air mass flow rate	kg/s	1.454
Pressure ratio	-	4.2
Turbine inlet temperature	°C	980.0
Exhaust gas temperature	°C	266.8
Bearing cooling air flow rate	kg/s	0.0364
Shaft speed	rpm	40,000
Water inlet temperature	°C	20
Water outlet temperature	°C	90
Compressor isentropic efficiency	%	83.0
Turbine isentropic efficiency	%	87.8
Recuperator effectiveness	%	90.0
Generator efficiency	%	94.0
Conversion efficiency	%	96.0
Heat duty	kW	284.0
Net power	kW	204.5
Net efficiency	%	32.8

$$\eta_{overall} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}}{(\dot{m} \cdot LHV)_{fuel}} \quad (4)$$

위의 식 (2)에서 하첨자 *gen*은 발전기를 의미하고, *DPC*는 주파수 변환기(digital power controller)를 의미한다. 위의 식 (3)에서 *LHV*는 연료의 저위발열량을 의미하며, 식 (4)의  $\dot{Q}$ 는 열회수량을 의미한다.

재생사이클인 마이크로 가스터빈은 가변회전수로 운전할 경우, 부분부하 운전 시 터빈 출구온도(turbine exhaust temperature, TET)가 높게 유지되므로 효율 향상에 효과가 있다는 선행연구 결과를 참조하여 가변회전수 운전을 사용하였다<sup>(16)</sup>. 온수발생기의 경우 부분부하 운전 시 입구로 유입되는 물의 유량을 고정하여 물의 출구온도가 변화하는 운전 방법과 물의 출구온도를 고정하여 물의 입구유량을 변화시키는 운전방법이 있다. 선행연구 결과를 보면 제어방법 중에 입구유량을 고정하는 방법이 부하가 낮아졌을 때 열회수량이 더 많게 나타난다<sup>(17)</sup>. 그러나 열회수량이 많더라도 물의 출구온도가 너무 낮게 되면 온수의 유용성이 떨어지므로 본 연구에서는 가스터빈이 부분부하 운전 시 온수발생기의 물의 입구유량을 제어하여 물의 출구온도를 유지하는 운전을 사용하였다.

### 3. 보정곡선 작성 및 검증

#### 3.1 보정곡선 작성

본 절에서는 보정곡선을 작성하는 방법과 본 연구에서 사

용하게 되는 보정곡선의 종류를 설명한다. 성능을 변화시키는 주요 인자로는 외기온도, 외기압력, 상대습도, 부하율 등이 있다. 임의의 운전조건에서의 성능을 정격성능으로 나누어 얻은 값을 보정계수(correction factor, CF)라 하며, 보정계수들을 곡선으로 표현한 것이 보정곡선이다. 보정계수를 식으로 표현하면 다음 식 (5)와 같다. 정격성능은 설계 외기조건인 ISO 조건 (15°C, 1atm, 60% 상대습도(RH))에서 전부하(full load)상태일 때의 성능이다.

$$CF = \frac{Parameter_{calculated}}{Parameter_{rated}} \quad (5)$$

보정곡선 작성을 위해 성능변화에 영향을 미치는 각각의 인자들을 변화시키면서 탈설계해석을 하였고, 해석결과를 바탕으로 보정곡선을 작성하였다. Fig. 2-5는 외기조건의 변화에 따른 순출력, 효율, 가스터빈 출구가스 유량 및 가스 온도의 변화를 나타내는 보정곡선이다. 먼저, Fig. 2는 외기온

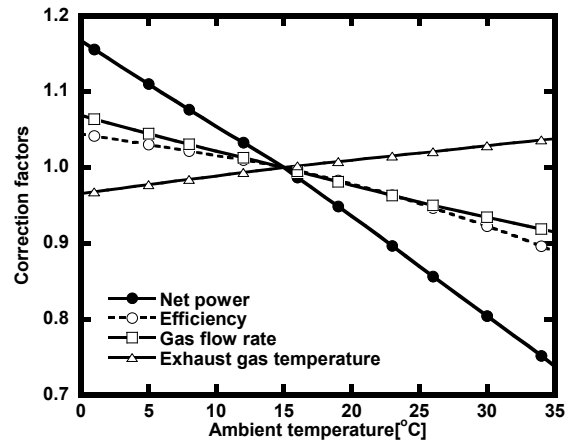


Fig. 2 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with ambient temperature

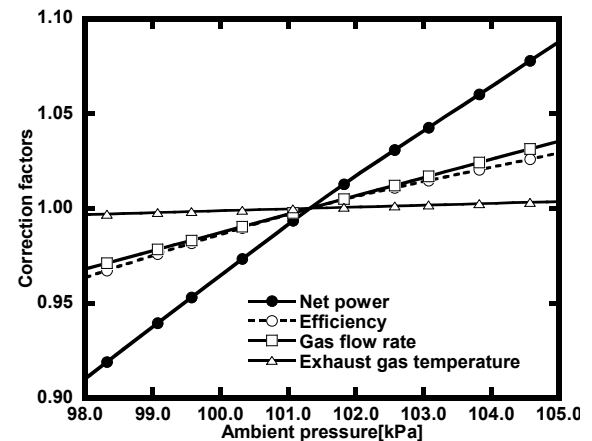


Fig. 3 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with ambient pressure

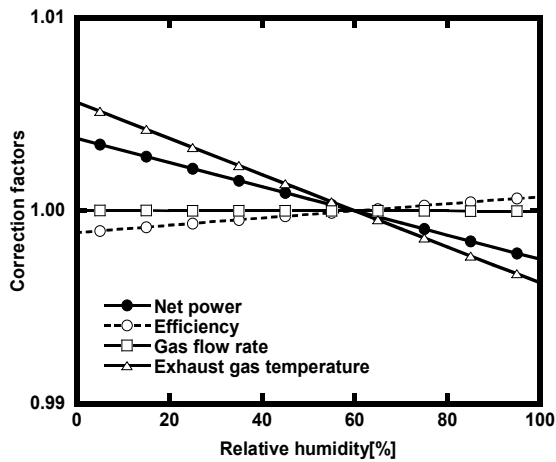


Fig. 4 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with relative humidity

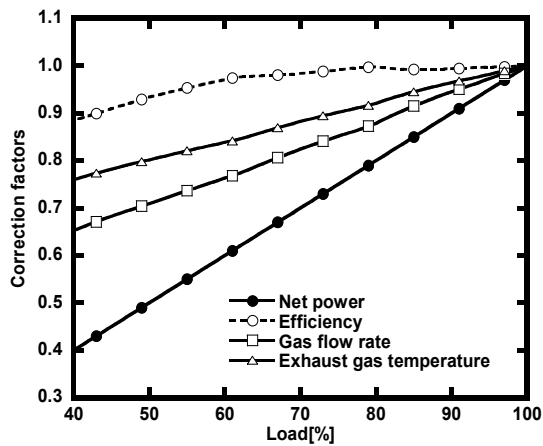


Fig. 5 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with load

도 변화에 따른 보정곡선을 보여준다. 가스터빈은 정격운전시 일정한 체적의 공기를 흡입한다. 그러나 외기온도가 높아짐에 따라 공기의 밀도가 감소하게 되고 그 결과 압축기 입구 공기유량이 줄어들어 출력이 감소하게 된다. Fig. 3은 외기압력 변화에 따른 보정곡선이다. 외기압력이 높아짐에 따라 외기온도 변화와 같은 원리로 공기의 밀도가 증가하게 되고 공기유량이 늘어나는 효과 때문에 출력이 증가한다. Fig. 4는 상대습도 변화에 따른 보정곡선으로 상대습도의 변화는 공기질량뿐만 아니라 공기의 비열에도 영향을 준다. 그러나 상대습도 변화에 의한 영향은 0.6%이하로 아주 미미하다. Fig. 5는 부하율에 따른 보정곡선으로서 부하율이 낮아짐에 따라 출력 등 모든 값이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 부하율에 따른 보정곡선의 경우 외기온도 별로 작성되는 경우가 많다. 하지만 외기온도 별로 작성할 경우 정확성은 좋아지지만 외기온도가 주어졌을 때 선형보간법(interpolation)을 통해 성능계산을 해야 하는 번거로움과 보정곡선의 양이 많아진다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 외기온도 15

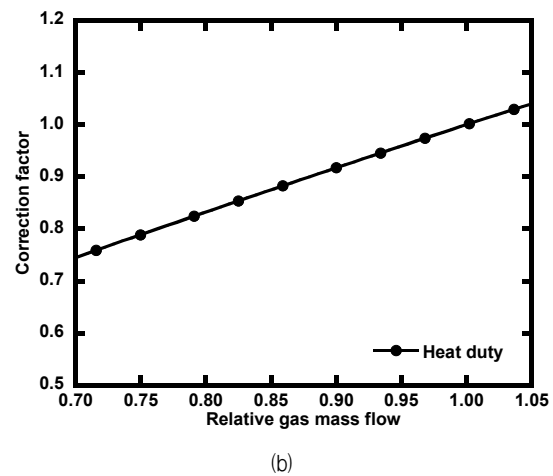
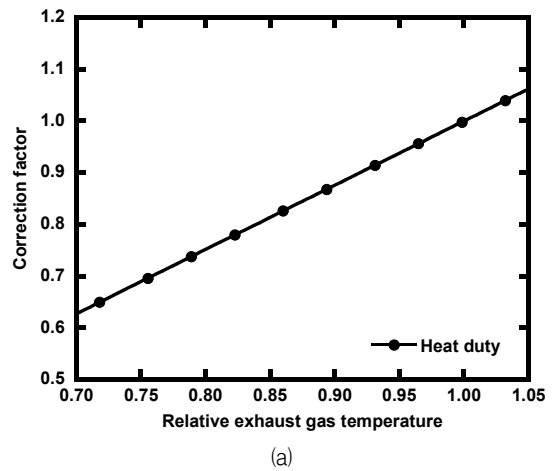


Fig. 6 Variations in normalized heat duty with (a) relative exhaust gas temperature and (b) relative gas mass flow in the hot water generator

℃일 때의 부하율에 따른 보정곡선만을 작성하여 성능예측에 이용하였다.

온수발생기는 마이크로 가스터빈 출구가스와의 열교환을 통해 고온을 회수하여 온수를 만드는 장치이다. 온수발생기의 성능 변화는 마이크로 가스터빈의 출구가스 온도 및 유량에 많은 영향을 받는다. 따라서 Fig. 6에 마이크로 가스터빈의 출구가스 온도와 가스 유량에 따른 열회수량의 변화를 각각 나타내었다. 열회수량은 출구가스 온도가 높을수록, 또는 유량이 많을수록 증가하는 것으로 나타났다. 이는 가스온도가 높아짐에 따라 물과의 온도차이가 증가하여 열전달이 더욱 잘되고, 가스유량이 많아질수록 열교환을 할 수 있는 열에너지가 많아지기 때문이다.

### 3.2 보정곡선을 이용한 계산방법

보정곡선 이용방법의 편리성을 강조하고자 외기조건이 변화하였을 때 선행연구에서 개발된 프로그램을 이용하여

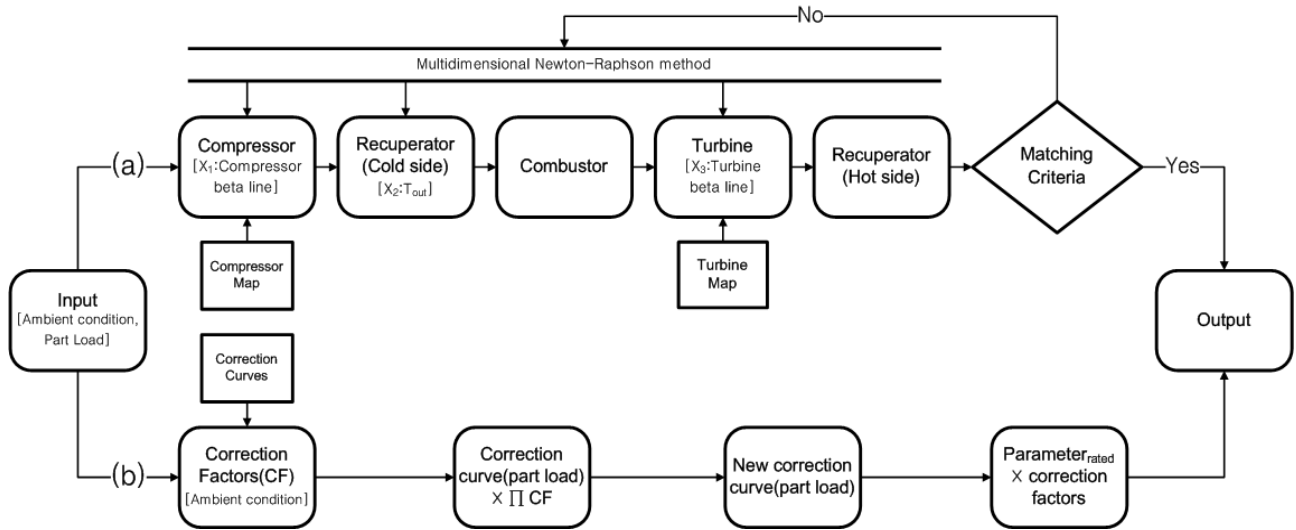


Fig. 7 Comparison of performance prediction methods: (a) use of detailed performance analysis, (b) use of performance correction curve

마이크로 가스터빈의 성능을 해석하는 방법과 보정곡선을 이용하여 계산하는 방법의 흐름도를 Fig. 7에 비교하여 나타냈다. 그림의 위부분은 직접 구체적인 성능해석을 수행하는 방법을 보여 주는데 선행연구에서 개발된 프로그램의 경우 탈설계 해석을 위해 설계점 해석 결과와 압축기 및 터빈의 성능선도를 사용한다. 탈설계 해석을 위해 설계점과 다른 외기조건을 입력한 후 압축기와 터빈 성능선도에서 질량 보존식, 에너지 보존식을 만족하는 작동점을 수치해석적 기법을 이용하여 계산한다. 이에 반해 그림 아랫부분의 보정곡선을 이용하는 방법은 상대적으로 간단하다. 먼저, 보정곡선에서 얻고자 하는 외기조건에 맞는 보정계수 값을 모두 읽어온다. 모든 보정계수 값을 곱한 후 그 값을 부하율에 따른 보정곡선에 곱하면 해당 외기조건에 맞는 새로운 부하율에 따른 보정곡선이 생성된다. 새로운 보정곡선에서 얻고자 하는 부하율 때의 보정계수가 외기조건과 요구 전력을 모두 적용한 보정계수가 된다. 마지막으로 식 (6)과 같이 보정계수 값과 ISO조건에서의 정격성능을 곱하면 최종적으로 해당 외기조건과 요구 전력을 만족할 때에 계산된 파라미터 값을 얻을 수 있다.

$$Parameter_{calculated} = Parameter_{rated} \times \prod_{All\ CF} CF \quad (6)$$

온수발생기의 성능예측은 마이크로 가스터빈의 성능예측 결과를 이용한다. 마이크로 가스터빈의 출구가스 온도 및 유량에 해당하는 각각의 보정계수를 Fig. 6에서 얻은 후 위의 식 (6)과 같이 ISO조건에서의 열회수량을 곱하면 외기조건과 전력수요량에 맞는 열회수량을 얻을 수 있다.

### 3.3 검증

보정곡선을 이용한 계산방법의 타당성을 검증하기 위해 In-house code를 이용하여 얻은 성능해석 결과와 외기조건과 부하율 면에서 넓은 운전범위에서 비교하였다. 본 논문에서는 외기조건이 상이한 Case 1(5 °C, 103.0 kPa, 40 %)과 Case 2(35 °C, 98.0 kPa, 90 %) 두 가지 경우에 대해 비교한 결과를 예시한다. 각각의 외기조건에서 부하율에 따른 예측 성능을 비교하였다. Fig. 8은 Case 1의 외기조건에서 보정곡선을 이용한 계산과 In-house code를 이용한 마이크로 가스터빈의 성능해석 결과이다. 모든 파라미터는 최대오차 1.5% 이하로 일치하는 결과를 얻었다. Case 1의 외기조건에서는 외기온도와 상대습도는 출력 향상에 기여를 하며, 외기압력은 출력 감소에 기여를 한다. 이때 출력은 외기온도에 많은 영향을 받기 때문에 정격성능과 같은 회전속도로 운전을 하더라도 자연스럽게 출력은 증가하게 된다. 따라서 Case 1의 경우 40,000 RPM일 때 정격출력 대비 최대출력이 115%가 된다. Fig. 9는 Case 2의 외기조건에서 보정곡선을 이용한 계산과 In-house code를 이용한 마이크로 가스터빈의 성능해석 결과이다. 부하율이 56%일 때 효율과 가스유량의 2.5% 오차를 제외하면, 모든 파라미터는 넓은 범위에서 거의 일치하는 경향을 나타냈다. Case 2의 외기조건에서는 외기온도와 상대습도는 출력 감소에 기여를 하고 외기압력은 출력 향상에 기여를 한다. 외기온도의 영향이 가장 크기 때문에 Case 2의 경우 정격성능과 같은 회전속도로 운전을 하더라도 자연스럽게 출력은 감소한다. 따라서 Case 2의 외기조건에서는 40,000 RPM일 때 정격출력 대비 최대출력이 63%가 된다.

마이크로 가스터빈과 동일한 외기조건에서 보정곡선을 이용하여 예측된 온수발생기의 열회수량과 In-house code를 이용하여 계산된 열회수량을 비교하였다. Fig. 10은 Case 1의

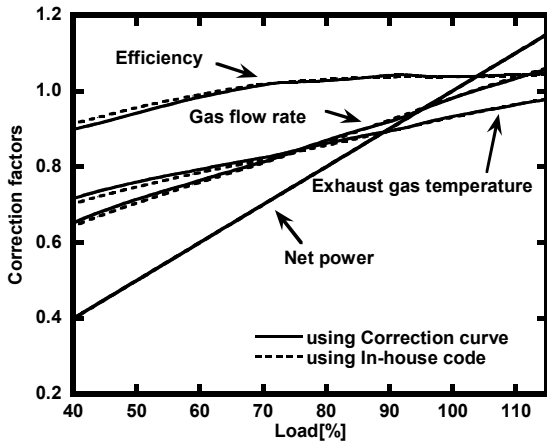


Fig. 8 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with load in the MGT( $T_{amb} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{amb} = 103\text{ kPa}$ ,  $RH = 40\%$ )

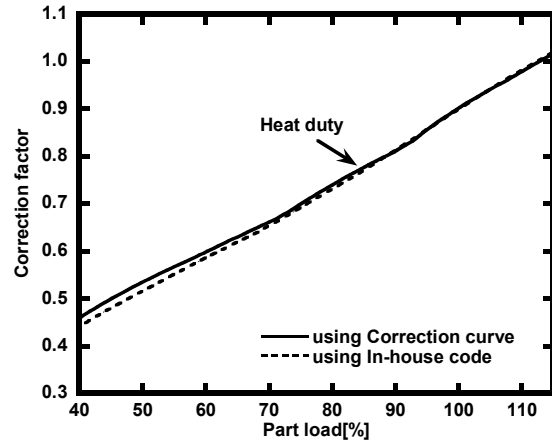


Fig. 10 Variation in normalized heat duty with part load in the hot water generator( $T_{amb} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{amb} = 103\text{ kPa}$ ,  $RH = 40\%$ )

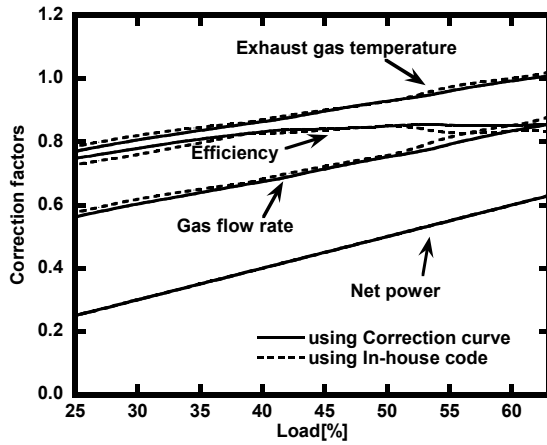


Fig. 9 Variations in normalized net power, efficiency, gas flow rate and exhaust gas temperature with load in the MGT( $T_{amb} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{amb} = 98\text{ kPa}$ ,  $RH = 90\%$ )

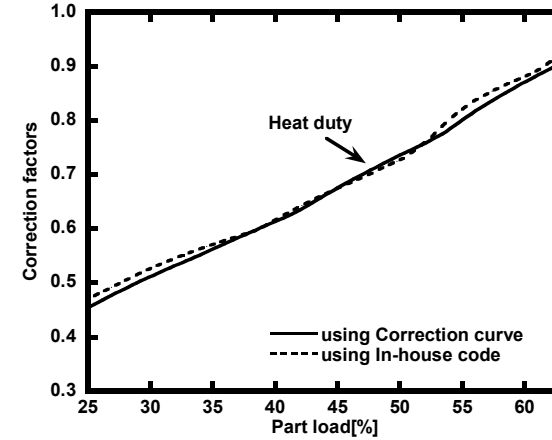


Fig. 11 Variation in normalized heat duty with part load in the hot water generator( $T_{amb} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{amb} = 98\text{ kPa}$ ,  $RH = 90\%$ )

외기조건에서 마이크로 가스터빈의 부하율에 따른 열회수량 보정곡선을 나타낸다. 최대오차는 약 2.5%이고 부하율이 높을수록 잘 일치하였다. 마이크로 가스터빈과 동일하게 Case 1의 경우 정격출력 대비 최대출력은 115%가 된다. Fig. 11은 Case 2의 외기조건에서 마이크로 가스터빈의 부하율에 따른 열회수량 보정곡선을 나타낸다. Case 2의 경우도 최대오차 2.5% 이내로 일치하였으며, 이 결과로부터 온수발생기의 성능예측에도 보정곡선을 이용할 수 있음을 확인하였다.

#### 4. 보정곡선을 이용한 계산방법의 활용

##### 4.1 보정곡선의 활용도

보정곡선은 성능예측 이외에도 다양한 방법으로 활용이

가능하다. 먼저 인수성능시험 시 성능보증과 인수 후 운전 시에 성능저하를 평가하는 성능진단에도 활용이 가능하다. 성능보증 및 성능진단은 자연적인 성능변화 효과를 제거하여 동일한 조건에서 성능저하를 평가하기 위해 측정데이터를 ISO조건( $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $101.325\text{ kPa}$ , 상대습도 60%)으로 보정하여 ISO조건에서의 정격성능과 비교를 통해 가능하다. 또한 기상예보를 통해 얻은 외기조건과 보정곡선을 이용하여 전력공급능력을 예측할 수 있다.

마이크로 가스터빈의 하부사이클로는 온수발생기 외에도 흡수식 냉동기, 유기랭킨사이클(ORC), 증기발생기 등이 있으며, 하부사이클 성능에 영향을 미치는 인자는 출구가스 온도 및 유량이다. 따라서 열원 온도와 유량에 따른 하부사이클의 보정곡선이 있다면 다양한 하부사이클의 성능해석이 가능하다. 성능해석 결과를 바탕으로 보정곡선을 통해 성능

해석 및 진단 프로그램을 만들 수 있으며, 외기조건이 고려된 경제성 분석도 할 수 있다.

## 4.2 보정곡선의 활용 예

### 4.2.1 경제성 분석 방법

보정곡선을 이용한 성능계산 방법의 활용 예로 마이크로가스터빈 열병합 발전시스템의 경제성 분석을 진행하였다. 경제성 분석을 위해 전력수요곡선과 시간별 연간 평균 외기조건을 사용하였다. Fig. 12는 문헌<sup>(18)</sup>에 제시된 주거용 아파트의 하루 동안의 전력수요곡선을 본 연구에 사용된 가스터빈의 용량에 맞게 스케일링(scaling)한 것이다. 전력수요는 15분 단위로 측정되었다. Fig. 13은 서울의 시간별 연간 평균 외기온도이다<sup>(19)</sup>. 본 경제성 분석에는 외기온도 외에 외기압력과 상대습도의 연간 평균값도 적용하였으며, 전력수요 곡선과 시간별 연간 평균 외기조건에 맞게 일 년 내내 같은 패턴으로 운전한다고 가정하였다. 이는 매우 실제적이지는 않지만 보정곡선을 활용하는 경제성 계산의 예를 보여주기 위하여 단순화한 것이다.

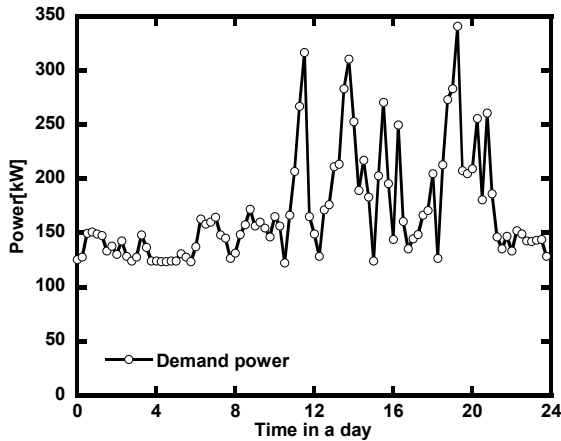


Fig. 12 Time series of electricity demand

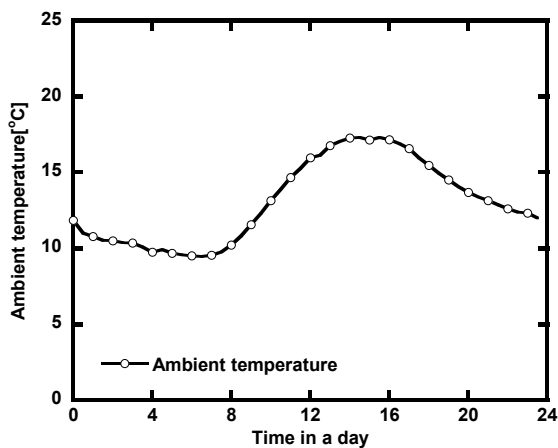


Fig. 13 Time series of annual average ambient temperature

본 연구에서는 경제성 분석방법으로 순현재가치법(net present value, NPV)과 회수기간법(payback period)을 사용하였다. NPV법은 시간적 가치를 고려하여 유효한 기간 동안 유입 및 유출되는 현금을 현재 가치로 구하는 것으로 NPV 값이 양수일 경우 경제적 타당성이 있다고 판단할 수 있다. 회수기간은 NPV가 0이 되는 시점을 의미하며 회수기간이 짧을수록 투자가 바람직하다고 평가할 수 있다. NPV식은 다음과 같다.

$$NPV = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+I)^t} \quad (7)$$

위의 식 (7)에서 n은 전체 발전시스템의 수명을 의미하고, I는 할인율을 의미하며 6%로 가정하였다.  $CF_t$ 는 t년도의 현금흐름을 의미한다.

$$CF_t = -CF_0 + \sum_{i=1}^t GM_i \quad (8)$$

위의 식 (8)에서  $CF_0$ 은 초기투자비용을 의미하고  $GM_i$ 는 i년도의 총이익(gross margin)을 의미한다. 연간수익 식은 다음과 같다.

$$GM_t = R_{el} + R_{hw} - (C_{fuel} + C_{MGT,OM} + C_{HWG,OM}) \quad (9)$$

위의 식(9)에서  $R_{el}$ 은 전력판매수입,  $R_{hw}$ 은 온수판매수입,  $C_{fuel}$ 은 연료비용,  $C_{MGT,OM}$ 은 마이크로 가스터빈의 유지보수비용,  $C_{HWG,OM}$ 은 온수발생기의 유지보수비용을 나타낸다.

경제성 분석에 사용된 조건은 Table 2에 정리하였다. 초기 투자비용은 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 설치비용이며 문헌의 단가를 참조하였다<sup>(20)</sup>. 전력판매가격은 한국 전력거래소(KPX)의 계통한계가격(SMP)의 최근 3년간(2012년 07월~2015년 06월) 평균 가격을 적용하였고 온수판매가격은 한국지역난방공사 열요금표의 주택 난방용 온수 가격

Table 2 Parameters used for the economic analysis

Parameters	Value	Unit
MGT cogeneration system installation cost	1,872	\$/kWh
MGT cogeneration system O&M cost	2.5	¢ /kWh
Electricity sales price	140.97	₩/kWh
Hot water sales price	83.5	₩/Mcal
Fuel(natural gas) price	607.76	₩/Nm <sup>3</sup>
Discount rate	6	%
Annual system availability	80	%
Total project period	20	years

\* exchange rate (1 US\$ = 1,120 ₩)

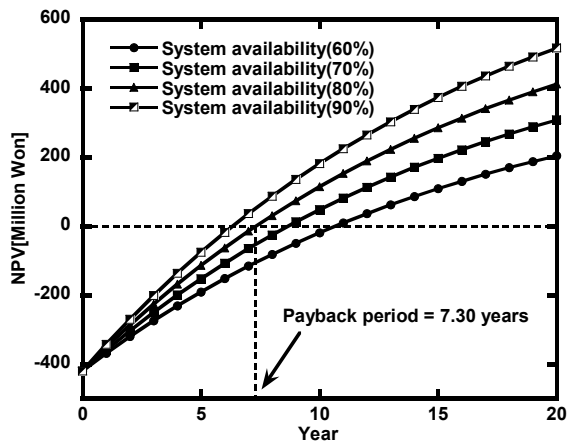


Fig. 14 NPV curve of the MGT cogeneration system with an annual system availability

을 사용하였다<sup>(21-22)</sup>. 연료가격은 한국가스공사의 발전용 천연가스 요금을 참조하였다<sup>(23)</sup>.

#### 4.2.2 경제성 분석 결과 및 의의

마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템이 외기조건과 전력 수요곡선에 따라 운전했을 때 시스템 가동률(system availability)에 따른 NPV 곡선을 Fig. 14에 나타냈다. 회수기간은 약 6~11년 사이이며, 시스템 가동률이 증가할수록 회수기간은 감소하고 NPV는 증가하는 것으로 나타났다. 가동률이 80% 일 때의 회수기간은 약 7.3년이며 NPV는 약 4억 1천만 원이고 내부수익률은 16%이다.

본 계산 결과의 수치 자체는 특별한 의미를 가지지는 않고 보정곡선을 활용한 방법이 간편하고 유용하게 경제성 분석이 활용 될 수 있음을 보여 주는 예시로서 본 결과를 이해하는 것이 적절하다. 추후 구체적이고 실제적인 국내 각 수요처의 부하패턴을 사용하여 실용적인 의의를 갖는 결과를 도출하는데 본 연구의 방법론이 유용하게 활용 될 것으로 기대 한다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 다양한 외기조건을 가지는 수요처와 부분 부하로 운전하는 시간이 많은 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 성능해석을 좀 더 간편하고 빠르게 하기위해 보정곡선을 작성하였고, 이를 활용하여 성능예측과 경제성 분석을 수행하였다. 결과는 다음과 같이 요약된다.

보정곡선을 이용하여 계산된 성능을 In-house code를 이용한 성능해석 결과와 비교하였다. 비교 결과 다양한 외기조건과 넓은 부하 범위에서 1% 오차 이내로 일치하는 것을 확인하였다. 온수발생기의 성능해석도 보정곡선을 이용하는 방법과 In-house code를 이용하는 방법을 비교하였다. 비교

결과 온수발생기의 성능도 다양한 외기조건에서 2% 오차 이내로 일치하는 것을 확인하였다. 위의 결과로 보정곡선을 이용하여 마이크로 가스터빈 열병합 발전시스템의 성능계산 방법의 타당성을 확인하였다.

보정곡선을 이용하는 계산방법의 활용의 예로 외기조건과 부하변동을 고려한 열병합발전시스템의 경제성 분석을 예시하였다. 보정곡선 이용 방법은 다양한 시스템들, 특히 구성이 복잡한 시스템의 성능예측 및 진단 그리고 경제성 분석 등 다양한 용도에 유용하게 활용가능하다.

### 후 기

본 논문은 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(NO. 20142010102780).

### References

- (1) U.S. Energy Information Administration, 2014, "International Energy Outlook 2014".
- (2) Electric power transmission and distribution losses, <http://data.worldbank.org/indicator/EG.ELC.LOSS.ZS>.
- (3) Riccio, G. and Chiaramonti, D., 2009, "Design and simulation of a small polygeneration plant cofiring biomass and natural gas in a dual combustion micro gas turbine(BIO\_MGT)," Biomass and Bioenergy, Vol. 33, No. 11, pp. 1520~1531.
- (4) Wongchanapai, S., Iwai, H., Saito, M., and Yoshida, H., 2012, "Performance evaluation of a direct-biogas solid oxide fuel cell-micro gas turbine (SOFC-MGT) hybrid combined heat and power (CHP) system," Journal of Power Source, Vol. 223, pp. 9~17.
- (5) Moya, M., Bruno, J. C., Eguía, P., Torres, E., Zamora, I., and Coronas, A., 2011, "Performance analysis of a trigeneration system based on a micro gas turbine and an air-cooled, indirect fired, ammonia-water absorption chiller," Applied Energy, Vol. 88, No. 12, pp. 4424~4440.
- (6) Basrawi, F., Yamada, T., and Obara, S. Y., 2013, "Theoretical analysis of performance of a micro gas turbine co/trigeneration system for residential buildings in a tropical region," Energy and Buildings, Vol. 67, pp. 108~117.
- (7) Paepe, W. D., Carrero, M. M., Bram, S., Parente, A., and Contino, F., 2014, "Experimental Characterization of a T100 Micro Gas Turbine Converted to Full Humid Air Operation," Energy Procedia, Vol. 61, pp. 2083~2088.
- (8) Park, J. H., 2011, "Commercialization of a 200kW Micro Gas Turbine Cogeneration System," Proceedings of the



- Annual Meeting of the Korean Fluid Machinery Association, pp. 491~494.
- (9) Hur, K. B., Park, J. K., Rhim, S. K., and Kim, J. H., 2008, "Development of Performance Simulation Models for MGT," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 11, No. 4, pp. 52~62.
- (10) Choe, J. H., Kim, J. Y., and Hong, W. H., 2006, "A Study on the Economic Evaluation with the Cogeneration System Operating Pattern of Apartments in Daegu," Journal of the Architectural Institute of KOREA Planning & Design, Vol. 22, No. 9, pp. 299~306.
- (11) Hong, W. P., 2010, "Economic Analysis and Energy Saving Evaluation for Smart Grid System of Hospital Building," Journal of the Korean Institute of Illuminating and Electrical Installation Engineers, Vol. 24, No. 4, pp. 129~139.
- (12) Hong, W. P., Kim, B. S., and Cho, Y. S., 2010, "The Energy Performance Analysis of Micro Gas Turbine in Large Scale Store," Proceedings of the Fall Annual Meeting of the Korea Solar Energy Society, pp. 454~459.
- (13) Kim, J. H., Kang, D. W., and Kim, T. S., 2015, "Analysis of Design and Operation Performance of Micro Gas Turbine : Part 1 - Performance Analysis Program," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 18, No. 4, pp. 22~29.
- (14) MathWorks, MATLAB ver R2010b; 2010.
- (15) GasTurb GmbH, GasTurb ver. 9.0, 2001.
- (16) Kim, T. S. and Hwang, S. H., 2004, "Performance Characteristics for Off-design Operation of Micro Gas Turbines," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, No. 3, pp. 39~47.
- (17) Jeon, M. S., Lee, J. J., Kim, T. S., and Chang, S. D., 2008, "Test of Heat Recovery Performance of a Microturbine," Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 32, No. 8, pp. 629~635.
- (18) Stathopoulos, P. and Paschereit, C. O., 2015, "Retrofitting micro gas turbines for wet operation. A way to increase operational flexibility in distributed CHP plants," Applied Energy, Vol. 154, pp. 438~446.
- (19) Korea Meteorological Administration, <http://www.kma.go.kr>.
- (20) Nascimento, M. A. R., Rodrigues, L. O., Santos, E. C., Gomes, E. E. B., Dias, F. L. G., Velásques, E. I. G., and Carrillo, R. A. M., 2013, Micro Gas Turbine Engine: A Review, Progress in Gas Turbine Performance.
- (21) Korea Power Exchange, <http://www.kpx.or.kr>.
- (22) Korea District Heating Corp., <http://www.kdhc.co.kr>.
- (23) Korea Gas Corporation, <http://www.kogas.or.kr>.