

복합화력 발전용 재열사이클 가스터빈의 운전상태 분석

윤수형* · 정대환* · 김동섭**

Analysis of Operation Conditions of a Reheat Cycle Gas Turbine for a Combined Cycle Power Plant

Soo Hyoung Yoon*, Dae Hwan Jeong*, Tong Seop Kim**

Keywords : Reheat cycle gas turbine(재열사이클 가스터빈), Performance parameter(성능 파라미터), Characteristic parameter(특성 파라미터), Operation condition(운전상태), Performance diagnosis(성능 진단)

ABSTRACT

Operation conditions of a reheat cycle gas turbine for a combined cycle power plant was analyzed. Based on measured performance parameters of the gas turbine, a performance analysis program predicted component characteristic parameters such as compressor air flow, compressor efficiency, efficiencies of both the high and low pressure turbines, and coolant flows. The predicted air flow and its variation with the inlet guide vane setting were sufficiently accurate. The compressor running characteristic in terms of the relations between air flow, pressure ratio and efficiency was presented. The variations of the efficiencies of both the high and low pressure turbines were also presented. Almost constant flow functions of both turbines were predicted. The current methodology and obtained data can be utilized for performance diagnosis.

1. 서론

가스터빈의 성능이 날로 향상하면서 전 세계적으로 복합화력 발전설비의 설치가 꾸준히 증가하는 추세이다. 최신 가스터빈들을 이용한 복합발전 설비의 열효율은 60%에 육박하기 때문에⁽¹⁾ 여타 발전설비들과 비교하여 월등한 경쟁우위에 있다. 국내에서는 1990년대 초 이후에 본격적으로 복합화력 발전설비들이 설치되기 시작하였으며, 열효율은 낮게는 50% 초반대에서부터 높게는 57~58% 정도이다. 가스

터빈 자체의 열효율은 35% 내외에서부터 높게는 37~38% 정도(저위발열량기준)이다⁽¹⁾.

이렇듯 기준(설계)성능 면에서 가스터빈 및 이를 이용한 복합화력 설비가 뚜렷한 이점을 보이지만, 작동상의 특징으로부터 기인하는 몇 가지 문제점도 가지고 있다. 기존의 설비들(대체로 스팀터빈을 사용하는 화력설비)과 비교하여 가스터빈의 가장 큰 특징은 다량의 외부 공기를 유입하여 직접 작동유체로 사용한다는 점이다. 이로 인하여 가스터빈의 성능은 외기조건에 민감하게 반응한다. 이러한 정상적인 성능 변화 이외에도, 다량의 공기 사용에 따른 구성부의 오염, 특히 압축기 오염(fouling) 등으로 인한 성능저하(performance degradation)도 빈번하게 나타난다. 또한 압축기와 터빈 블레이드(blade)의 마모, 틱간극

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학과

책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

(tip clearance)의 증가 등으로 인한 다양한 성능저하도 발생할 수 있다. 성능저하가 없는 상태에서 외기 조건 변화에 따른 성능 변화는 비록 제한적이긴 하지만 제작사에서 보정곡선 (correction curve) 형태로 제공하는 보정지수를 이용하여 대략적으로라도 예상할 수 있다. 그러나, 구성부 성능저하로 인한 엔진 성능저하는 제작사들이 그 예측 방법을 알려주어지지 않으며, 설비를 운영하는 주체들이 개별적으로 예측하고 대책을 세워야 한다.

압축기, 연소기, 터빈 및 기타 구성부에서의 물리적 변화는 각 구성부의 특성파라미터들 (characteristic parameter, 효율, 유량 등)에 변화를 유발하게 되고, 결과적으로 가스터빈의 성능에 변화를 가져오면서 측정되는 성능파라미터들 (performance parameter, 각 부위의 온도, 압력, 연료량 등)을 변화시킨다. 따라서 이러한 원인 (구성부 성능특성 변화)과 결과 (측정되는 성능파라미터 변화) 사이의 관계를 파악하면, 실제 설비에서 측정된 성능파라미터들로부터 각 구성부의 운전상태 (특성 파라미터)의 예측이 가능하고, 나아가 각 구성부의 성능저하 정도를 알아낼 수 있다^{(2)~(4)}. 이러한 전반적인 절차를 성능진단 (performance diagnosis)이라 칭한다. 이러한 성능진단을 기반으로 하여 성능저하를 해결하거나 더 나아가 예측정비를 통하여 성능저하를 방지할 수 있다. 즉, 가스터빈의 성능진단은 엔진의 운전 상태에 대하여 파악할 수 있게 하고 장기간의 운전에 따른 성능의 저하 정도와 그에 따른 정비비용에 관한 정보를 제공할 수 있으며, 그러한 분석은 현장에서 효율적인 유지, 보수가 가능하게 할 수 있다. 따라서 가스터빈의 활용도가 점점 증가하는 추세에서 정상적이고 최대 성능을 발휘하기 위한 정확한 성능진단은 운용과 유지 측면에서 필수적인 요소로 자리잡고 있다.

가스터빈 성능진단은 크게 보아서 모델에 기반한 해석적 방법과 인공지능 방법으로 구분된다⁽²⁾. 전자의 대표적인 것으로는 가스유로해석법 (Gas Path Analysis)으로서 각 구성부별로 열역학적 모델링을 세워 진단하는 것이며, 후자에는 신경회로망, 퍼지로지 등을 이용한 방법이 속한다. 현재까지는 전자의 방법의 개발이 많이 이루어진 편이다. 모델의 구현을 통해 실제의 가스터빈에서는 측정할 수 없는 파라미터들에 대하여 파악이 가능하며 실제로는 일어나기 힘든 작동상태와 더불어 성능저하에 대한 정보를 저비용 고효율로 분석이 가능하다.

구체적인 성능진단 방법에 상관없이 우선적으로 선행되어야 하는 것은 엔진의 성과와 각 구성부 특성 사이의 관계를 분석하는 것이다. 둘 사이의 관계는 데이터베이스 형태로 가지고 있어도 되며, 필요에 따라 해석적 방법으로 직접 구해내어도 된다. 이를 바탕으로 임의의 운전상태의 엔진에 대해 구성부 특성 파라미터를 예측하여 성능저하 여부 및 정도를 예측하게 된다. 특히 본격적인 성능진단 및 이를 이용한 엔진 정비가 적용되지 않은 엔진에 대해서는 구성부의 성능특성을 파악하기 위한 성능분석이 필수적으로 선행되어야 한다. 특히, 제작사들이 전체로서의 엔진성능만, 그것도 대체로 엔진 인수시에 시행하는 인수성능 시험에서 제시하는 제한적인 운전 조건 (주어진 외기조건에서의 전부하조건)에서의 성능만 제시하고 구성부의 성능에 대한 어떠한 자료도 주어지지 않는 현실에서는 독자적인 엔진 성능진단을 위해서는 설비의 운전상태에 따른 구성부 특성을 파악하는 작업이 매우 중요하다.

가스터빈의 성능향상은 고온부 온도상승에 크게 기인하며, 터빈블레이드 등 고온부 냉각기술 향상이 크게 이바지하여 왔다. 한편 최근에 터빈입구온도를 대폭 상승시키지 않으면서도 터빈 중간에서 다시 재열 (reheat)을 함으로써 평균적으로 고온부 온도를 높이는 효과를 발휘하게 하여 성능을 업그레이드시킨 재열사이클 가스터빈이 상용화⁽⁵⁾되어 세계적으로 보급되었으며, 국내에서도 수년전부터 복합화력 설비용으로 다수가 운전되고 있다. 재열사이클 가스터빈은 기존의 단순사이클 가스터빈에 비하여 운전변수의 수가 대폭 증가하기 때문에 운전제어가 한층 복잡하고, 성능진단 또한 더 복잡하게 된다. 본 연구에서는 이와 같이 단순사이클에 비하여 복잡한 재열사이클 가스터빈에 대해서 임의의 운전상태를 분석할 수 있는 해석수단을 만들고, 측정되는 성능파라미터들로부터 해석을 통해서 구성부 특성파라미터들 (압축기, 터빈의 효율, 유량함수 등)을 도출하는 것을 목적으로 한다. 이러한 성능분석 결과는 성능진단을 위한 구성부 운전특성의 기초 자료로 활용 가능하다.

2. 시스템 해석

2.1. 분석 대상 가스터빈

분석을 수행한 가스터빈은 국내에서 운전 중인 재

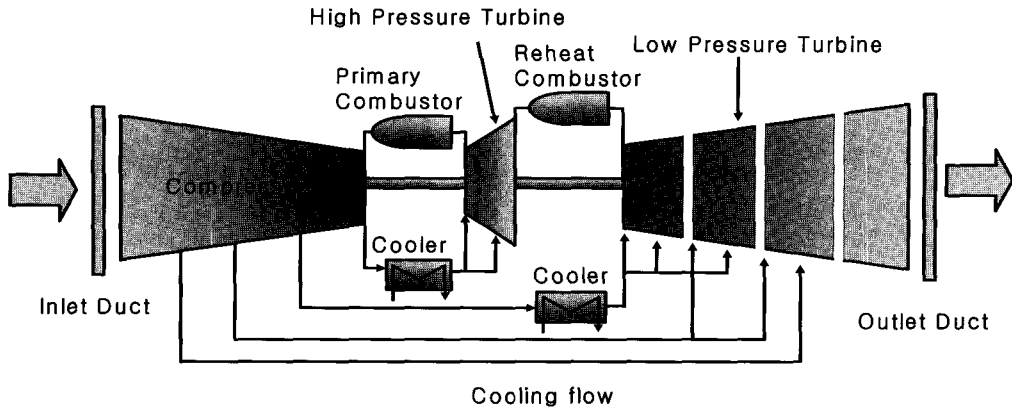


Fig. 1 Gas Turbine Configuration

열 사이클 가스터빈 (reheat cycle gas turbine)이다. 22단 축류압축기가 사용되며, 1차 연소기 후방에 1단 고압터빈 (high pressure turbine)이, 이어서 재열연소기 (reheat combustor)가 배치되고, 이 후방에 4단 저압터빈 (low pressure turbine)이 위치한다. 고, 저압터빈과 압축기는 모든 하나의 축에 설치된 단축 (single shaft) 배열이다. 재열사이클이면서도 기존 단순사이클보다 높은 열효율을 갖게 하고자 이전 단순사이클 엔진에 비하여 압축기 단수를 늘려서 높은 압력비로 설계하였다. 엔진은 지속적으로 성능이 업그레이드되고, 이미 설치된 설비들도 지속적으로 튜닝을 통해서 성능이 변화하기 때문에 공칭성능 (nominal performance)을 일괄적으로 규정하기는 힘들지만, 해석대상 설비가 제작사에서 최초로 제작, 설치한 설비임을 감안한다면, 알려진 최초 설비성능을 참조할 수 있다. 최초에는 압력비 30으로 설계되고, 고, 저압 터빈의 입구온도는 1250 °C 정도로 거의 동일하게 설계된 것으로 파악되며, 이 조건에서 출력은 165 MW 정도로 알려져 있다^{(6),(7)}. 그러나 대상 가스터빈은 고압터빈 입구온도가 알려진 것 보다 낮게 운전되고 있으며, 이와 연관되어 압력비 또한 공칭값보다 상당히 낮게 운전되고 있는 것으로 분석된다. 이와 같이 원 제작사와 다소 다르게 운전되고 있는 설비에서는 사이트 운전에 맞는 정확한 성능분석을 실시하는 것이 더욱 중요하다 할 수 있다. 대상 발전소에서 8기의 가스터빈이 운전 중이며, 본 연구에서는 변동부하를 담당함으로써 운전범위가 넓어서 다양한 운전상태 분석이 가능한 한 기를 대상으로 하였다.

2.2. 분석을 위한 모델링

구성부 성능특성과파라미터 도출을 위해서는 다양한 측정파라미터들이 필요하다. 본 연구에서는 설비 운전시에 발전소에서 저장되는 운전데이터를 제공받아서 그 중 해석에 필요한 자료들을 분리하여 사용하였다. 사용되는 측정파라미터 (measured parameters)로는 대기온도와 압축기 출구의 온도와 압력, 두 연소기에서의 연료유량, 고, 저압 터빈에서 각각 입출구 온도와 압력, 출력, 입구안내깃 (inlet guide vane, IGV)의 각도 등이다. 이러한 파라미터들로부터 해석을 통해서 얻어야 하는 구성부 특성파라미터는 압축기의 효율, 각 터빈의 효율, 각 터빈에 유입되는 냉각유량 등이다. 그러나 무엇보다 중요한 것은 압축기입구 공기유량이다. 공기유량은 아주 제한적인 운전상태에 대해서 공칭값만이 알려져 있을 뿐이며, 발전소에서 운전될 때에는 유량은 알려지지 않는다. 유량이 매우 크기 때문에 현장에서 특수한 목적이 있지 않은 이상 지속적으로 측정되는 것은 거의 불가능하다. 그러나 이 값이 알려져야만 해석을 이용한 정확한 운전해석이 가능하다. 따라서 본 연구에서는 구성부 효율 등과 함께 입구 공기유량도 구하고자 하였다. 측정을 하지 않고도 공기유량을 추산할 수 있다면 매우 유용한 방법이 될 것이다.

상용소프트웨어⁽⁸⁾를 사용하고, 대상 엔진을 충분히 모사할 수 있는 시스템 형태와 구성부 모델링을 하였다. Fig. 1에 해석을 위하여 대상 가스터빈을 모사하여 구성한 시스템 구성 개략도를 보였다. 고성능 가

Table 1 Classification of parameters

| | | |
|---------------------------|--|--|
| Measured parameters | Given parameters | Ambient condition IGV angle Compressor discharge temperature Compressor discharge pressure First burner fuel flow Second burner fuel flow HP turbine exit pressure HP turbine exit temperature LP turbine exit pressure LP turbine exit temperature |
| | Target parameters | HP turbine inlet temperature LP turbine inlet temperature Power |
| Characteristic parameters | Inlet air flow Compressor efficiency HP turbine efficiency LP turbine efficiency Cooling flows | |

스터빈에서 가장 중요한 요소는 터빈냉각이며, 이에 대한 구체적인 모델링이 선행되어야만 정확한 성능 해석이 가능하다. 따라서 본 연구에서 터빈의 냉각은 대상 가스터빈의 실제 작동 과정을 구체적으로 고려한 모델을 사용하였다. 압축기의 22단에서 추출된 공기는 열교환기를 거쳐 온도가 낮아진 뒤 고압터빈 노즐과 로터에 냉각공기로 공급되며, 압축기 16단에서 추출된 냉각공기는 역시 열교환기를 지나서 저압터빈의 1단 노즐, 로터와 2단의 로터에 공급된다. 11단과 5단에서 추출된 공기는 냉각을 거치지 않고 각각 저압터빈 2, 3단 노즐과 3단 로터의 냉각을 위해 공급된다. 4단 터빈의 노즐, 로터는 냉각되지 않는다.

Table 1에 해석에 사용되는 주요 파라미터들을 나타내었다. 측정파라미터들은 다시 두 가지 부류로 나뉜다. 주어진 값이 바로 입력으로 사용되는 것들 (given parameters)과 기준값으로 사용되며 해석결과로부터 얻은 예측값들을 주어진 값에 가장 근사하게 맞추어야 하는 목표파라미터 (target parameters)로 구분된다. 해석결과로 얻어지는 구성부 특성파라미터는 압축기효율, 고, 저압터빈 효율, 냉각유량 및 공기 유량이다.

압축기, 터빈 등 각 구성부에 대해서 단수 등 지극히 기초적인 정보 이외에는 설계 가이드라인이 주어지지 않기 때문에 성능분석을 위해 필요한 구체적인

모델링을 위해서는 합리적인 가정이 필요하다. 압축기에서 각 단의 압력비는 동일하다고 가정하였으며, 압축기효율은 다음과 같이 폴리트로픽효율 (η_{pc})을 사용하였다.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{\eta_{pc} C_p}} \quad (1)$$

정확한 해석을 위하여 단별 계산이 필요하다. 터빈 각 단의 효율은 다음과 같이 계산한다⁽⁸⁾.

$$\eta_{t,stage} = \frac{\dot{W}_{t,stage}}{\dot{m}h_{in} + \dot{m}h_N + \dot{m}h_R - \dot{m}h_{out,s}} \quad (2)$$

하첨자 N, R 은 각각 노즐과 로터로 공급되는 냉각 공기를 의미한다. 저압터빈은 4단으로 이루어져 있으며, 각 단의 압력비는 동일하다고 가정하였고, 역시, 단 효율도 모두 동일하다고 가정하였다. 이들 모두 다 다르다고 가정하면 해석을 위한 자유도가 너무 증가하여 (주어진 기지수의 개수보다 미지수의 개수가 과도하게 증가함) 유일한 해를 구하는 것이 사실상 불가능하기 때문이다.

각 터빈 단으로 공급되는 냉각공기유량도 중요한 파라미터이지만, 현장에서 터빈으로 공급되는 각 냉각유로 (터빈내부 8곳)상의 유량이 측정되지 않는다. 따라서 냉각유량 공급에 대한 세부적인 가정이 필요하다. 냉각유량은 고온부일수록 상대적으로 많이 공급되는 것이 일반적이므로 이를 고려하여 각 단별 냉각유량 분배를 가정하였다. 기존의 가스터빈들에 대한 단별 냉각유량 분배경향⁽⁹⁾을 고려하고, 다수의 선행 계산을 통하여 가장 안정적이고 합리적인 해석결과를 제시하는 값으로서 1단부터 4단까지의 냉각유량 분배비를 7:2:1:0으로 가정하였다. 또한 각 단에서 정익 (노즐)과 동익 (로터)간의 냉각유량 분배는 1:1로 동일하다고 가정하였다.

이러한 세부 모델링을 바탕으로 하여 총 냉각유량을 변화시키면서 해석이 가능하다. 물론 총 냉각유량이 운전자료로부터 주어지면 이를 입력파라미터로 사용하면 되나, 저장된 운전자료 상에는 이 값이 존재하지 않는다. 따라서 총 냉각유량을 정하기 위한 적절한 가정이 필요한데, 본 연구에서는 두 가지 냉각유량 관련 파라미터들을 사용하여 해석의 편의성

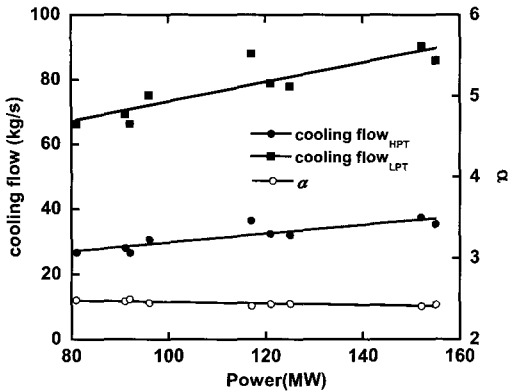


Fig. 2 Examples of cooling flows and their ratio

을 높였다. 공급되는 냉각유량은 고압터빈에 들어가는 냉각유량 ($\dot{m}_{c,HPT}$)과 저압터빈에 들어가는 냉각유량 ($\dot{m}_{c,LPT}$) 두 줄기로 나뉘어지는데, 이들 사이의 비와 총 냉각공기유량과 입구공기유량 ($\dot{m}_{c,total}$)의 비, 이렇게 두 개의 비율을 다음과 같이 각각 α , β 로 정의하였다.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{c,LPT}}{\dot{m}_{c,HPT}} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{\dot{m}_{c,total}}{\dot{m}_{air}} \quad (4)$$

이 식으로부터 고압, 저압 터빈으로의 각 냉각 공기유량을 입구공기유량에 대한 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{m}_{c,HPT} = \frac{\beta}{\alpha + 1} \dot{m}_a \quad (5)$$

$$\dot{m}_{c,LPT} = \alpha \frac{\beta}{\alpha + 1} \dot{m}_a \quad (6)$$

앞서 설명했듯이 압축기입구 공기유량이 해석으로부터 구해야 할 파라미터이므로, α , β 를 합리적인 값으로 가정하면 냉각공기 유량이 정해진다. 현장에서 온라인으로 저장되지 운전자료 상에는 $\dot{m}_{c,HPT}$, $\dot{m}_{c,LPT}$ 이 측정값으로 저장되지 않지만, 현장에서 기록되는

일부자료로부터 이 값들의 범위를 확인할 수 있었다. 다양한 출력 범위에서의 예를 Fig. 2에 예시하였다. 제시된 $\dot{m}_{c,HPT}$, $\dot{m}_{c,LPT}$ 값들로부터 계산한 α 를 함께 보였는데, 이 값이 운전조건과 상관없이 거의 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. 또한 $\dot{m}_{c,HPT}$, $\dot{m}_{c,LPT}$ 값의 합과 일반적으로 알려진 공칭 입구공기유량 (설계 조건에서 360~380 kg/s)로부터 총냉각공기와 입구공기유량의 비인 β 의 범위를 유추할 수 있다. 이 값은 0.33~0.35 범위에 분포하는 것을 알 수 있었으며, 이 값을 변화시키면서 다양한 운전 조건에서 선행 해석을 한 결과, 부하가 변하여도 β 를 거의 동일한 범위의 값으로 두었을 때 가장 합리적인 성능결과를 가져옴을 확인하였다. 이는 부분부하 시에 냉각공기비율이 일정하다고 가정하여 합리적인 결과를 얻는 선행 연구들⁽⁹⁾과 부합하는 것이다. 이러한 관찰로부터 별도의 측정자료가 있지 않는 한 α , β 를 일정한 값으로 가정하는 것이 상당히 합리적인 가정이라는 결론에 도달하였다. 본 연구에서는 α 는 2.45를, β 는 0.34를 사용하였다.

가스터빈의 발전출력과 저위발열량 (lower heating value, LHV)을 기준으로 한 열효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{W} = (\dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} - \dot{W}_{comp}/\eta_m) \cdot \eta_{gen} \quad (7)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (8)$$

측정되지 않는 압력손실들은 합리적으로 가정하였다. 덕트에서의 압력손실은 1%로 연소기에서의 압력손실은 3%, 연소기 효율은 99.5%, 발전기 효율은 99%로 가정하였다.

2.3. 특성파라미터 도출 방법

Table 1에 나타난 바와 같이 구해야 할 구성부 특성 파라미터는 압축기효율, 고압터빈효율, 저압터빈효율 (동일하다고 가정한 단효율) 등과 입구공기유량 및 냉각공기유량이다. 식 (5), (6)과 같이 냉각공기 유량을 입구공기유량과 연관지어 놓았기 때문에 (α , β 고정) 실질적으로 유량에 관한 구해야 할 변수는 하나 (입구공기유량)이다. 또한 압축기효율은 압축기

입출구에서 온도압력을 모두 측정하므로 식 (1)로부터 바로 구해진다. 결과적으로 가스터빈 엔진 전체에 대한 해석을 통해서 얻어야 할 남은 파라미터들은 터빈 효율 두 개와 입구공기유량 등 세 가지이다. 이를 구하기 위하여 본 연구에서는 측정된 파라미터들 중 미지수 개수와 동일한 세 개를 목표 파라미터로 생각하였다. 즉, 세 가지 미지수를 변화시키면서 시스템 해석을 수행하여서 결과로 구한 세 개의 목표파라미터 값들과 측정으로 주어진 값들 사이의 평균 오차가 최소가 될 때 해로서 선택하는 방법을 택하였다.

Table 1에 보이는 바와 같이 측정한 파라미터들이 12개인데, 이들 중에서 우선 각 터빈의 입구온도들을 목표파라미터들로 선택하였다. 본 엔진에서 정의되는 고압 터빈입구온도 (HPTIT)와 저압 터빈입구온도 (LPTIT)는 모두 첫 단 노즐 이후의 온도, 즉 첫 단 로터입구온도로서⁽⁶⁾, 이 온도들은 실제로 현장에서 측정되는 것이 아니고, 제작사에서 여러 다른 측정 변수 (예를 들어, 터빈출구온도, 압력비 등)의 함수로서 제시한 계산식으로부터 구해지는 값이다. 따라서 실제 온도와 다소 차이가 있을 가능성이 있어서 기지수로 잡기보다는 계산으로 가능한 근접하도록 하였다. 나머지 목표파라미터로서는 엔진 성능을 나타내는 변수중 하나인 출력을 선택하였다.

계산과정은 다음과 같다. 주변수인 입구공기유량을 가정하고 측정파라미터들 중 기지수로 사용한 입력값들을 지정한 뒤, 사이클 계산을 수행하여 주어진 조건을 만족하는 압축기효율, 터빈효율, 냉각유량 등 구성부 특성파라미터들과 목표파라미터인 각 터빈입구온도들과 출력을 구한다. 이어서 목표 파라미터들의 측정값과의 차이를 다음과 같이 구한다. 하첨자 *cal*, *meas*는 각각 계산과 측정값을 의미한다.

$$\epsilon_{HPTIT} = \frac{HPTIT_{cal} - HPTIT_{meas}}{HPTIT_{meas}} \quad (9)$$

$$\epsilon_{LPTIT} = \frac{LPTIT_{cal} - LPTIT_{meas}}{LPTIT_{meas}} \quad (10)$$

$$\epsilon_{power} = \frac{\dot{W}_{cal} - \dot{W}_{meas}}{\dot{W}_{meas}} \quad (11)$$

Table 2 Classification of parameters

| case | Ambient temperature |
|--------|---------------------|
| case 1 | 24°C |
| case 2 | 15°C |
| case 3 | 5°C |

공기유량을 반복적으로 가정하여 다음 식으로 구한 평균오차가 최소가 되도록 한다.

$$\epsilon_{mean} = \sqrt{\frac{\epsilon_{HPTIT}^2 + \epsilon_{LPTIT}^2 + \epsilon_{power}^2}{3}} \quad (12)$$

3. 결과

시스템의 성능분석은 대기온도가 표준설계조건 (ISO)인 15°C보다 상대적으로 높은 온도와 15°C 근처, 그리고 15°C보다 낮은 온도 등 넓은 대기온도 범위에서 부하별로 다수의 운전점을 선택하여 운전상태를 분석하였다. Table 2에 각 운전조건별 대기온도를 표시하였다. 이 엔진은 압축기입구의 IGV와 앞쪽 2개의 정익의 각도 조절을 통하여 부하변동시 공기유량을 조절한다 (부하 감소시 IGV 각도 줄여서 유량 감소). 이는 열회수 성능을 높여서 전체 복합화력 발전 설비의 부분부하효율을 높게 유지하기 위함이다. IGV를 최대로 열었을 때 (즉 최대출력)의 각도는 약 +2도이며, -40도 정도까지 IGV를 닫을 수 있도록 세팅되어 있다. 분석의 대상이 되는 운전점들은 각

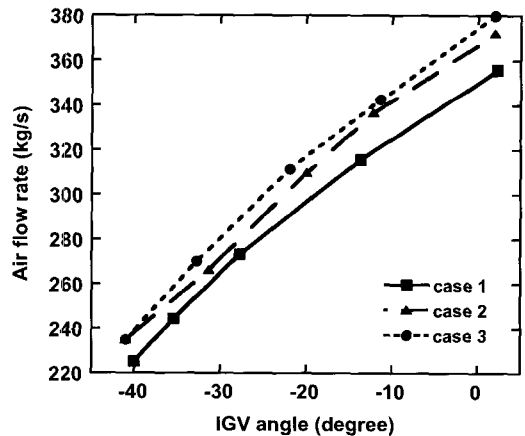


Fig. 3 Air flow rate vs IGV angle

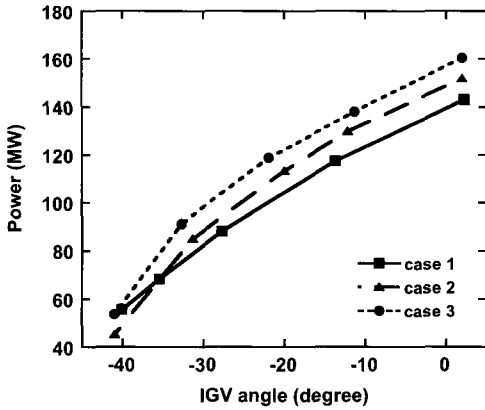


Fig. 4 Power vs IGV angle

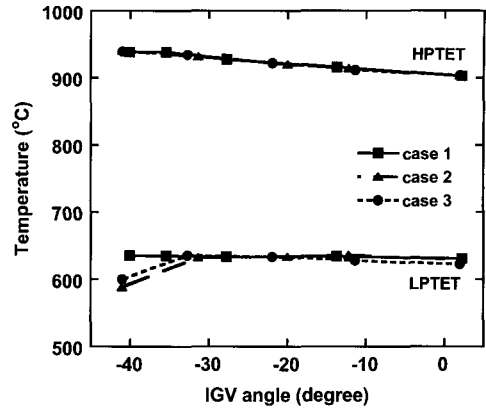


Fig. 5 Turbine exit temperatures vs IGV angle

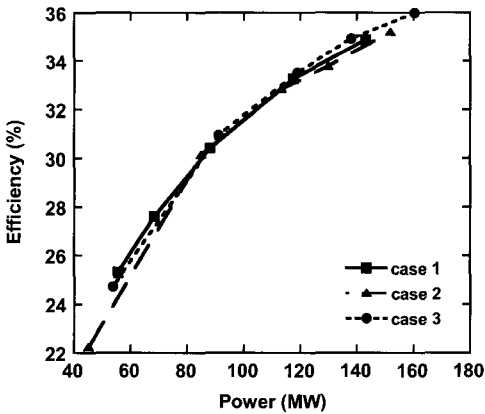


Fig. 6 Thermal efficiency vs power

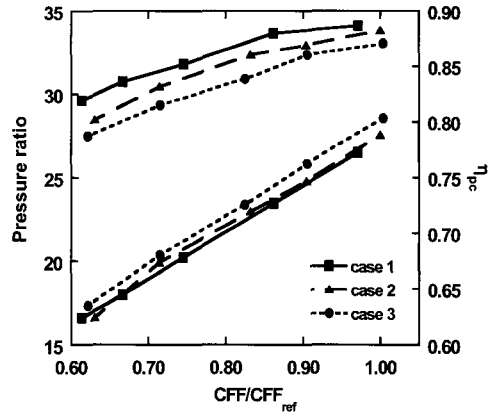


Fig. 7 Compressor running characteristic

외기온도별로 IGV +2 ~ -40도 범위에서 다섯 개씩 선택하였다.

예측된 압축기입구 공기유량을 IGV각도의 함수로 Fig. 3에 나타내었다. 표준외기상태 15°C에 가까운 외기온도 (case 2)에서 IGV가 최대로 개방된 최대출력 조건에서 공기유량이 약 370 kg/s로 예측되었다. 이는 기존에 이 엔진에 대하여 알려진 15°C 설계 유량 범위인 360~380 kg/s^{(6),(7)}에 매우 근사한 값이다. 또한 외기온도가 높을수록 유량이 작아지는 합리적인 결과도 얻었다. 특히, 24°C와 5°C 사이에서 최대출력 조건의 유량차이가 약 25 kg/s 정도로 예측되었으며, 이 차이는 외기 온도에 따른 공기밀도 차이를 정량적으로 잘 반영하는 것으로서 합리적인 결과로 판단된다. 또한 IGV 약 42도 범위 (+2~-40)에서 유량변화가 37~39%로 예상되었는데, 이는

제작사에서 제시한 IGV에 따른 유량변화 경향⁽¹⁰⁾과 정량적으로 매우 잘 일치한다. 이상의 고찰결과로부터 공기유량이 정성적으로뿐 아니라 정량적으로 매우 잘 예측된 것으로 판단되며, 이는 본 연구에서 채택한 해석방법이 적절히 구축되었음을 증명해주는 결과라 하겠다.

Figure 4에는 출력을 IGV의 함수로 표현하였다. 외기온도가 높을수록 출력이 작아지는 자연스러운 경향을 보여준다. 15°C 조건에서 최대출력이 약 152MW인데, 이는 일반적으로 알려진 본 기종의 애초 설계 값인 약 165 MW^{(6),(7)}보다 작은 것이다. 여러 가지 원인이 있겠으나 무엇보다도 출력에 가장 큰 영향을 미치는 터빈입구온도를 애초 설계값과 다르게 운전하는 것에 기인한다. 운전 자료 분석결과, 고압터빈의 입구온도가 당초 알려진 설계값에 비하여 다소 낮게

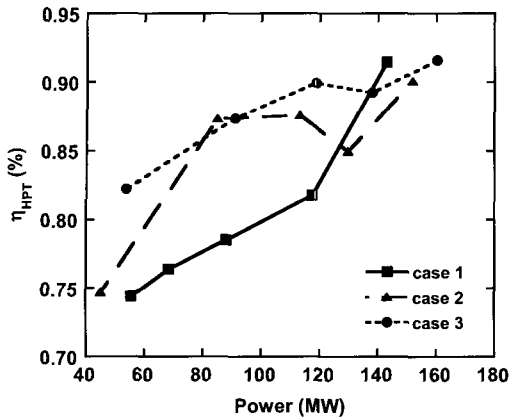


Fig. 8 High pressure turbine efficiency

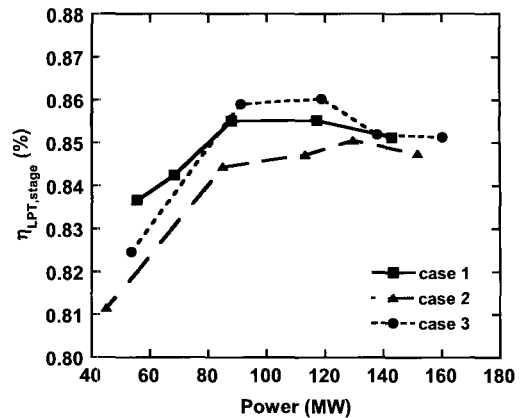


Fig. 9 Low pressure turbine efficiency

운전되는 것을 살필 수 있었으며, 이것이 출력이 낮아진 주원인으로 파악되었다. Fig. 5는 측정된 고압 터빈 출구온도 (HPTET)와 저압터빈 출구온도 (LPTET)를 역시 IGV의 함수로 나타낸다. Cases 2, 3의 일부 조건을 제외하면 저압터빈 출구온도가 거의 일정한 값으로 유지됨을 알 수 있다. 반면에 고압터빈출구온도는 IGV를 폐쇄하면서, 즉 부하가 감소하면서 다소 상승한다. 이로부터 IGV를 조절하면서 저압터빈출구온도를 일정하게 유지하는 것이 주된 부분부하 제어 방법임을 알 수 있다.

시스템 열효율변화를 출력의 함수로서 Fig. 6에 보였다. 외기온도가 낮을수록 최대출력이 크고 열효율도 높다. 15°C 조건에서 열효율이 35.2%로 계산되었다. 이는 역시 이 기종의 애초 설계치인 약 37~38%^{(6),(7)}에 못 미치는 값인데, 가장 큰 원인은 운전압력비가 설계치에 못 미치는 것을 들 수 있다. 당초 이 엔진은 압축기 압력비 30으로 설계된 것으로 알려져 있으나, 현재 운전 상태에서의 압력비는 15°C 조건에서 27.5 정도로 측정되었다. Fig. 7에 압축기의 작동특성 (유량과 압력비 및 효율 관계)을 도시하였다. 준무차원수인 압축기 유량함수 (CFF, Compressor Flow Function)는 다음과 같이 정의된다.

$$CFF = \frac{\dot{m}_{c, \infty} \sqrt{T_{c, \infty}}}{P_{c, \infty}} \quad (13)$$

이 값을 임의의 기준값으로 나누어 표시하였다. 기준값은 case 2인 15°C에서 최대부하조건인 유량함수

값이다. IGV를 폐쇄하면 유량과 압력비가 거의 선형적으로 비례관계를 이루면서 모두 감소한다. 압축기 효율은 대상으로 삼은 외기온도 범위에서 최대출력 조건시 87~88.6%로 계산되었다. IGV를 폐쇄하면서 효율은 감소하는 자연스러운 경향을 나타내었으며, 최대로 폐쇄하였을 때 최대 개방시에 비하여 약 6~8 퍼센트 포인트 감소한다.

Figures 8과 9에서는 예측된 고압터빈과 저압터빈의 효율변화를 나타내었다. 고압터빈은 단단이므로 터빈효율이 바로 단효율이며, 저압터빈에서도 효율은 동일하게 가정한 단효율을 의미한다 (식 (2) 참조). 고압터빈의 효율은 출력이 줄어들면서 낮아지는 경향을 보이고 있다. 저압터빈의 경우에도 대체로 출력이 작아질수록 효율이 줄어드는 경향을 보이고 있지만, 그 감소폭이 고압터빈보다 작다. 저압터빈의 효율이 비교적 일관성 있게 변화하는 데 비하여 고압터빈의 효율은 다소 불규칙적이고, 변화폭도 상대적으로 크다. 이러한 결과로부터 고압터빈이 운전상태 변화시 더 큰 효율변화를 보인다고 결론지을 수도 있으나, 예측된 터빈효율이 여러 다른 요인들에 의하여 영향을 받을 수 있음을 감안하면 (측정값들의 오차가 있을 수 있으며, 터빈 모델링에 다소 많은 가정이 동원되었음), 다소 신중한 결론이 필요하며, 추후 좀 더 구체적인 원인 분석이 요구된다.

Figure 10에는 측정된 온도, 압력과 예측된 유량을 바탕으로 계산된 고압, 저압터빈의 유량함수 (TF, turbine flow function)를 각 터빈의 압력비의 함수로 도시하였다. 압축기에서와 유사하게 유량함수는 다음과 같이 정의된다.

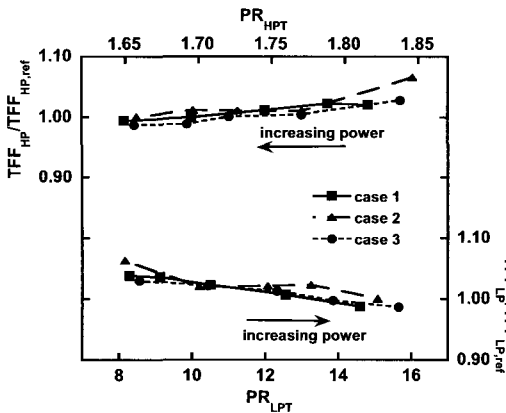


Fig. 10 Turbine flow function characteristics

$$TFF = \frac{\dot{m}_{t,\in} \sqrt{T_{t,\in}}}{P_{t,\in}} \quad (14)$$

각 터빈의 유량함수를 역시 15°C 외기조건에서의 최대 출력시 유량함수로 나누어 표현하였다. 저압터빈의 압력비는 최대 출력시 15 내외로서 1.8부근인 고압터빈 압력비에 비하여 월등히 크고, 더욱이 최대 출력시 저압터빈의 입구온도가 고압터빈 입구온도에 비하여 높기 때문에 저압터빈의 출력이 고압터빈 출력에 비하여 상당히 크다. 출력 감소시에는 저압터빈의 압력비는 작아지지만, 고압터빈의 압력비는 오히려 상승하는 특성을 보인다. 유량함수는 고압터빈에서는 거의 일정한 값을 가지며, 저압터빈에서도 비록 압력비가 낮아지면 유량함수가 다소 증가하는 것으로 계산되었으나 그 변화 정도는 크지 않으므로 거의 일정하다고 볼 수 있다. 이러한 결과는 고압, 저압 터빈 모두 거의 초킹에 가까운 상태로 운전된다는 것을 의미한다. 이는 일반적으로 발전용 가스터빈이 초킹 조건에 근접하게 설계되어 유량함수가 거의 일정하다고 가정해도 무방하다는 일반적인 사실과 잘 부합하는 것으로서, 해석결과가 신빙성이 높음을 의미하는 결과이다.

4. 결론

본 연구에서는 복합화력발전용 재열사이클 가스터빈의 실제 측정 자료로부터 운전 상태를 파악해 낼 수 있는 구성부 특성파라미터를 도출하는 방법을 개발하고 넓은 운전 범위에서 그 값들을 구하였다.

IGV 제어구간의 전 부하에 걸쳐서 합리적인 입구 공기유량을 예측할 수 있음을 보였으며, IGV 폐쇄 정도와 공기유량 및 출력 사이의 관계를 고찰하였다. 부하변동에 따른 압축기 효율의 변화 (IGV 폐쇄시 효율 감소)를 도출하였다. 고압, 저압 터빈 모두에서 부하가 감소하면서 대체로 효율이 감소하는 것을 해석으로 구하였다. 고, 저압 터빈 모두 탈설계 작동 시에 유량함수가 거의 일정하게 운전되는 것으로 분석되었다.

본 연구를 통하여 최소한의 측정파라미터로부터 엔진의 작동 특성을 분석할 수 있는 특성 파라미터들을 도출하는 방법을 정립하였으며, 아울러서 구성부 특성파라미터의 데이터베이스의 일부를 구성하였다. 이를 바탕으로 하여 엔진의 성능저하를 감지할 수 있는 성능진단 (performance diagnosis)으로 확장할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 전력산업연구개발사업의 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) Farmer, R., ed., 2006, *Gas Turbine World 2006 Handbook*, A Pequot Publication.
- (2) Li, Y. G., 2002, "Performance-Analysis-Based Gas Turbine Diagnostics: a Review," *Proc. of Instn. Mech. Engrs., Part A : J. of Power and Energy*, Vol. 216, pp. 363~374.
- (3) Kurz, R. and Brun, K., 2001, "Degradation in Gas Turbine Systems," *Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, pp. 70~77.
- (4) Mathioudakis, K., Stamatis, A., Tsalavoutas, A. and Arestakis, N., 2001, "Performance Analysis of Industrial Gas Turbines for Engine Condition Monitoring," *Proc. of Instn. Mech. Engrs., Part A: J. of Power and Energy*, Vol 215, pp. 173~184.
- (5) Mayer, A. and Van Der Linden, S., 1999, "GT24/26 Advanced Cycle System Power Plant Progress for the New Millenium," ASME paper 99-GT-404.

- (6) Giampaolo, T., 2002, *The Gas Turbine Handbook: Principle and Practices*, The Fairmont Press, p. 260.
- (7) Joos, F., Brunner, P., Schulte-Werning, B., Syed, K. and Eroglu, A., 1998, "Development of the Sequential Combustion System for the GT24/GT26 Gas Turbine Family," *ABB Review*, No. 4, pp. 4~16.
- (8) GE Power-Enter Software, 2005, GateCycle ver. 5.61.
- (9) Kim, T. S., 1995, *Design and Performance Analysis of Gas Turbines with Applications to Cogeneration Systems*, Ph. D. Thesis, Seoul National Univ., Korea.
- (10) Heiko, K., Andreas, P. and Thomas, R., 2005, "Development and Validation of the New Alstom GT24/GT26 Upgrade Compressor," ASME paper GT2005~68795.