

〈論 文〉

가스터빈 열병합발전 시스템의 설계점 설정 및 부분부하 성능해석

김 동 섭* · 노 승 탁**

(1993년 11월 23일 접수)

Analysis of Design and Part Load Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems

Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Gas Turbine(가스터빈), Heat Recovery Steam Generator(열회수 증기발생기), Cogeneration(열병합발전), Design Point(설계점), Part Load(부분부하), Efficiency(효율)

Abstract

This paper presents some useful design criteria for the gas turbine cogeneration system through both the design and off-design analysis. Comparative analysis of the part load performance is carried out for several gas turbines which have different design parameters represented by the turbine inlet temperature and pressure ratio. It is shown that the variation in part load efficiency considerably depends on the design parameters. The off-design operation of the heat recovery steam generator is simulated by introducing adequate assumptions for the heat transfer process. It is turned out that the design parameters of heat recovery steam generator should be determined by considering the favorable operation at the off-design conditions.

기 호 설 명	
<p>A : 열교환기 면적 (m^2)</p> <p>C_p : 정압비열 (kJ/kgK)</p> <p>c : 냉각공기비율</p> <p>c_1, c_2, c_3 : 식 (21) 의 상수</p> <p>e : 배제공기비율</p> <p>f : 단위공기당 연료소비량</p> <p>ff_t : 터빈 유량합수</p> <p>h : 전 엔탈피 (kJ/kg)</p> <p>HRSG : 열회수 증기발생기</p> <p>LHV : 저위발열량 (kJ/kg)</p> <p>\dot{m} : 질량유량 (kg/s)</p>	<p>P : 전압력 (kPa)</p> <p>P_s : 물(증기)의 포화압력 (kPa)</p> <p>PR_c : 압축비</p> <p>\dot{Q} : 열회수율 (kW)</p> <p>T : 전 온도 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>TIT : 터빈입구 온도 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>TET : 터빈출구 온도 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>T_s : 물(증기)의 포화온도 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>ΔT_{LM} : 로그평균 온도차 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>ΔT_{app} : 접근 온도차 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>ΔT_{pp} : 핀치점 온도차 ($^{\circ}C$ 또는 K)</p> <p>U : 열관류율 (kW/m^2K)</p> <p>\dot{W} : 동력 (kW)</p> <p>Y : 압력손실계수</p>

*정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 서울대학교 기계공학과

- α : 열전달계수 (kW/m²K)
- ϵ_c : 냉각효율
- γ : 비열비
- η : 효율

하첨자

- 1,2,3,... : 가스터빈 및 열회수기의 각 상태
- a : 공기
- b : 터빈블레이드
- c : 압축기, 냉각공기
- cb : 연소기
- d : 설계점
- ec : 절탄기
- ef : 유효값
- ev : 증발기
- f : 연료
- g : 가스
- gt : 가스터빈
- hr : 열회수
- s : 증기, 등엔트로피 과정
- t : 터빈
- tot : 총합
- w : 물

1. 서 론

가스터빈은 크기에 비하여 고효율을 얻을 수 있고 배기에 의한 공해발생이 상대적으로 낮으며, 이는 다른 원동기에 비하여 큰 이점이 된다. 근래에 들어서 터빈 냉각기술의 향상과 내열재의 개발 등으로 인하여 가스터빈 열효율이 크게 향상되어서 여러 분야로 응용이 활발히 진행되고 있다. 가스터빈의 성능은 구성부인 압축기와 터빈의 성능에 큰 영향을 받으며, 설계운전점이 아닌 탈설계점에서는 효율이 많이 감소하는 것으로 알려져있다.⁽¹⁾ 따라서 부분부하 성능을 높이는 것이 큰 과제의 하나이다.

한편 에너지의 효율적 이용에 대한 관심이 모아지면서 열병합발전이 주목을 받고 있다. 단순 가스터빈은 타 원동기에 비하여 그 자체의 열효율은 비교적 낮은 편이나, 배기가스의 온도가 상당히 높으므로 열병합발전 또는 복합발전 시스템의 상부사이클을 구성하기에 매우 적합하다. 따라서 근래에는

가스터빈 개발시에 처음부터 열병합 또는 복합발전 을 목적으로 설계되는 경우가 많다.^(2,3,4)

특히 최근에는 대형 열병합 및 복합발전 시스템의 개발과 더불어 비교적 소형 열병합발전 시스템에 대한 관심이 증가하고 있다. 전기수요에 못지않게 많은 열수요를 필요로 하는 소형 단위 건물 등에서 가스터빈 열병합 자가발전의 사용이 급속히 확대되고 있다. 한편 자가발전을 포함한 열병합 시스템으로 사용되는 경우에 상당히 많은 운전시간동안에 부분부하 운전이 불가피하며, 이때 시스템 성능의 저하에 의해 경제성에 제약이 가해질 수 있으므로 부분부하 성능을 향상시키는 것이 중요하다.

가스터빈 열병합발전에 대한 기초 원리는 비교적 충분히 이해되고 있으며,^(5,6) 응용을 중심으로 한 다수의 해석적 연구가 꾸준히 시도되고 있다.^(7,8,9,10) 그러나 대부분의 연구가 설계점 계산에 그치고 있는 실정이며, 가스터빈 자체 및 열회수기의 탈설계점, 특히 가스터빈 부분부하에 따른 해석을 병행하는 경우는 드물다.

본 연구의 목적은 가스터빈의 부분부하 운전시 성능의 변화를 살펴보고, 설계점 선정이 부분부하 성능에 미치는 영향에 대하여 살펴보는 것이다. 즉, 가스터빈의 설계점을 효율과 비출력을 기준으로 하여 4가지 상이한 경우로서 설정한 뒤 각각 부분부하에서 시스템 열효율의 변화를 고찰하여 상호 비교함으로써 설계점 선정이 부분부하 성능에 미치는 영향을 알아내고자 한다. 열회수기의 해석에서 역시

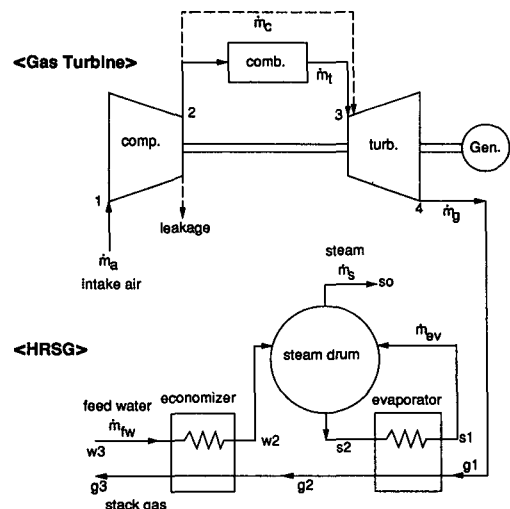


Fig. 1 Schematic diagram of the gas turbine cogeneration system

설계점의 선정에 대하여 고찰하였으며, 아울러 가스터빈 부분부하에 따른 탈설계점에서의 열회수 성능의 변화도 살폈다. 특히 설계점을 선정하는 과정에서 탈설계점의 운전조건이 고려되어야함을 밝혔다.

대부분의 소형시스템에서 채택되는 단축시스템에 대하여 해석하였으며, 가스터빈의 배열회수는 일반적으로 이용되는 증기의 발생을 통한 방법을 택하였다. 본 연구의 해석대상 시스템은 Fig. 1과 같이 구성된다.

2. 해 석

2.1 가스터빈 해석

본 절에서는 가스터빈성능 계산과정을 간략하게 설명한다. 각 구성부, 특히 압축기와 터빈의 계산에 중점을 두고, 성능에 영향을 미치는 각 인자들의 효과를 충분히 반영하도록 계산절차를 구성하였다. 소형 가스터빈을 고려하여 터빈 첫단 노즐만을 냉각하는 경우로 생각하였다. 이하에서 하첨자 1, 2, 3, 4는 각각 압축기 입구, 압축기 출구, 터빈입구 및 터빈출구를 지칭한다. 식(1)에서 식(12)의 계산방법은 설계점 및 부분부하 계산에 모두 적용되며, 압축비와 터빈입구 온도가 주어진 상태에서 의 계산과정을 나타낸다.

공기 및 연소기 이후의 가스에 대하여 성분별로 온도의 함수인 이상기체 비열⁽¹¹⁾을 사용하였으며, 이하 계산에서 주어지는 비열과 비열비 등은 두 상태 사이의 평균 값을 나타낸다. 압축기에서 엔탈피 상승은 다음과 같이 계산된다. 여기서, η_c 는 등엔트로피 효율이다.

$$\begin{aligned} \Delta h_c &= C_{pa}(T_{2s} - T_1) / \eta_c \\ &= C_{pa} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \times \frac{1}{\eta_c} \end{aligned} \quad (1)$$

연소기입구에서 공기유량(\dot{m}_{cb})은 압축기 유량에서 냉각용 공기량($\dot{m}_c = c \cdot \dot{m}_a$) 및 기타 누설(leakage) 등을 포함한 배제량($e \cdot \dot{m}_a$)을 제외한 양으로 다음과 같다.

$$\dot{m}_{cb} = (1 - c - e) \cdot \dot{m}_a \quad (2)$$

연료는 메탄(CH₄)으로 하였다. 터빈입구 온도가 주어지면 연소반응 계산에 의하여 단위 공기유량당 필요 연료량 f 를 구하면 터빈입구에서 연소가스

유량은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_t &= (1 + f) \cdot \dot{m}_{cb} \\ &= (1 - c - e) \cdot (1 + f) \cdot \dot{m}_a \end{aligned} \quad (3)$$

터빈의 주요한 형상자료가 주어진 경우에만 비로써 정확하게 냉각효과를 고려한 계산이 가능하다. 그러나 본 연구에서는 간단한 계산으로서 냉각에 의한 영향을 최대한 반영하고자 최소한의 파라미터를 도입하였으며, 이 파라미터들은 경험적으로 주어지는 기지의 자료들로부터 구해내는 방법을 택하였다.

첫단 노즐의 냉각과정은 이상, 단순화시켰다. 즉, 블레이드는 등온벽면으로 취급하며, 냉각공기가 먼저 내부냉각을 수행한뒤 노즐후방에서 주유동과 혼합되는 것으로 이상화하였다. 이러한 가정은 빈번히 사용되는 방법으로서 계산결과가 비교적 정확한 것으로 알려져 있다.⁽¹²⁻¹⁴⁾

냉각효율은 다음 식과 같이 정의된다. 여기서 T_b , T_c 는 각각 블레이드 온도와 냉각공기의 온도를 의미한다.

$$\epsilon_c = \frac{T_3 - T_b}{T_3 - T_c} \quad (4)$$

냉각효율은 일반적으로 냉각공기와 주유동의 유량비의 함수로 표시되며, 본연구에서는 경험적 수치⁽¹⁵⁾를 사용하였다. 주어진 함수관계는 다음과 같다.

$$\epsilon_c = \frac{41.2\phi_c}{1.0 + 53.8\phi_c} \quad (\phi_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_t}) \quad (5)$$

설계점 계산시에 주어진 블레이드 온도에 의해서 필요한 냉각유량(즉, 냉각공기비율 c)이 정해지며, 부분부하시에는 냉각공기비율 c 를 설계점 값으로 일정하게 두고, 블레이드 온도를 계산하게 된다. 냉각공기와 주유동간의 열전달 및 혼합과정을 거친 후의 노즐출구(즉, 로터 입구)의 가스온도 T_{3n} 는 다음 식으로부터 계산된다.

$$\dot{m}_t C_{pg}(T_3 - T_{3n}) = \dot{m}_c C_{pa}(T_{3n} - T_c) \quad (6)$$

터빈전체 압력비의 손실은 단단에서 손실계산^(12,13)을 응용하여 손실계수 Y 를 도입하여서 식(7) 같이 모델링되었으며, 결과적으로 출력을 얻기 위한 유효한 압력비는 식(8)로 계산된다. 여기서 Y 는 일반적인 적절한 값⁽¹²⁾으로서 0.25로 상수를 부여하였다. M 은 분자량을 나타낸다.

$$\frac{\Delta P}{P_3} = Y \cdot \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_t} = Y \cdot \frac{M_c}{M_t} \cdot \left(1 + \frac{M_c}{M_t}\right) \quad (7)$$

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right)_{ef} = \left(1 - \frac{\Delta P}{P_3}\right) \cdot \frac{P_3}{P_4} \quad (8)$$

터빈 첫단 동익(로터) 이후의 가스유량은 다음과 같으며, 이는 바로 출력으로 이용 가능한 유량이면 서, 동시에 터빈출구의 배기가스유량으로서 열회수 시스템의 열원유량이다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \dot{m}_t + \dot{m}_c \\ &= [(1-c-e) \cdot (1+f) + c] \cdot \dot{m}_a \end{aligned} \quad (9)$$

터빈에서 출력으로 이용가능한 엔탈피 차이는 다 음 식으로 계산된다. 여기서, η_t 는 등엔트로피 효 율이다.

$$\begin{aligned} \Delta h_t &= C_{pg}(T_{3n} - T_{4s}) \cdot \eta_t \\ &= C_{pg} T_{3n} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)_{ef}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \cdot \eta_t \end{aligned} \quad (10)$$

순출력과 효율은 다음 식들로 계산된다. η_m 은 동력전달과정의 기계효율로서, 본 계산에서는 0.99 로서 상수로 두었다.

$$\dot{W}_{gt} = \dot{m}_g \Delta h_t - \dot{m}_a \Delta h_c / \eta_m \quad (11)$$

$$\eta_{gt} = \frac{\dot{W}_{gt}}{\dot{m}_f \cdot LHV_f} \quad (12)$$

가스터빈 탈설계점 해석의 개요는 문헌⁽¹⁾에서 살 필수 있으며, 정확한 탈설계점 운전모사를 위해 서는 각 구성부의 성능선도(performance map)로 대 표되는 성능특성 자료가 요구되나, 본 연구에서는 여러 경우의 비교분석상 편의를 위해서 합리적인 가정을 도입하여 해석을 행하였다. 부분부하 운전 시에 압축기입구의 공기유량은 설계점 값과 동일하 게 두었다. 대부분의 고 압축비 압축기에서는 가변 안내깃 등을 사용하지 않을 경우에, 설계회전수에서 유량이 거의 일정하고,⁽¹⁸⁾ 아울러 본 연구에서 택한 가스터빈은 부분부하시 회전수가 일정한 단축 시스템이므로 공기유량이 일정하다는 가정은 합리 적이다. 터빈에서는 모든 부하에서 식(13)으로 표 현되는 무차원유량(또는 수정유량, corrected mass flow)이 설계점 값으로 유지된다는 가정을 사용하 였다.

$$ff_t = \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_3}}{P_3} \quad (13)$$

이는 초크된 노즐(choked nozzle)유동시의 조건

과 유사하며,⁽¹⁷⁾ 많은 경우에 실제 터빈에서의 유 동 현상을 잘 반영한다.⁽¹⁾ 탈설계점에서 압축기의 효율변화는 압축비의 함수로서 기존의 고압축비 압 축기의 자료⁽¹⁶⁾를 수정하여 사용하였으며, 터빈효 율은 비교적 정확한 가정으로서 다음과 같은 식을 사용하였다.^(18,19) 하첨자 d 는 설계점을 의미하며, s 는 등엔트로피 과정을 지칭한다. 또한 N 은 회전 수를 나타내는데, 단축 시스템에서 부분부하시에도 회전수는 일정하므로 변수에서 제외된다. 여기서 하첨자 in, out 은 각각 터빈입구와 출구를 의미한 다.

$$\begin{aligned} \eta_t &= \eta_{td} \frac{N}{N_d} \sqrt{\frac{(h_{s,out} - h_{in})_d}{h_{s,out} - h_{in}}} \\ &\left[2 - \frac{N}{N_d} \sqrt{\frac{(h_{s,out} - h_{in})_d}{h_{s,out} - h_{in}}}\right] \end{aligned} \quad (14)$$

이상의 탈설계점 계산과정을 요약해서 Fig. 2에 흐름도로 나타내었다.

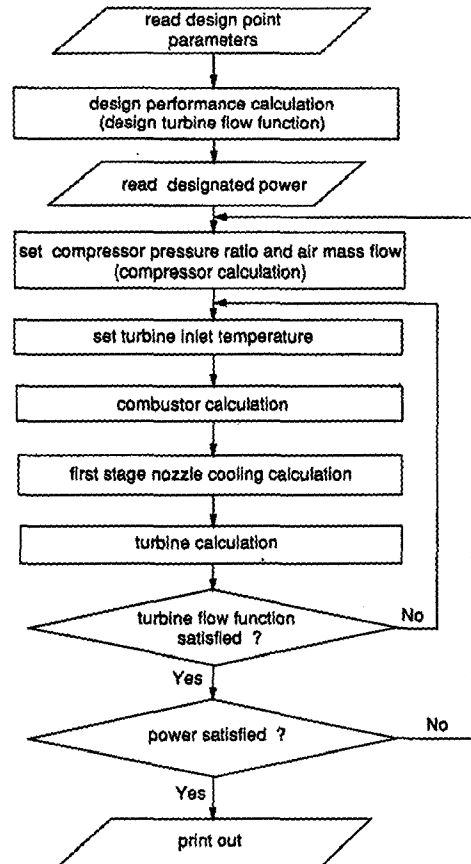


Fig. 2 Calculation procedure for off-design performance of gas turbine

2.2 열회수기 해석

Fig. 1에 나타나 있듯이 열회수 증기발생기(heat recovery steam generator, HRSG)는 절탄기(economizer)와 증발기(evaporator)가 분리된 일반적인 증기드럼 형식이다. 급수가 절탄기를 거쳐서 증기드럼(steam drum)으로 공급되며, 증발기에서 순환에 의해서 일정 건도의 습증기가 발생되고, 결과적으로 드럼 상부를 통해서 포화증기가 발생된다. 본 연구에서는 압력범위 500~2500kPa을 대상으로 하였고, 증발기 출구건도는 5%로 두었으며, 물과 증기의 압력손실은 무시하였다. 본 연구에서는 적절한 기준하에 핀치점 온도차(pinch point temperature difference, $\Delta T_{pp} = T_{g2} - T_s$)와 접근 온도차(approach temperature difference, $\Delta T_{app} = T_s - T_{w2}$)를 구하였다.

중간손실이 없다면, 질량보존에 따라서 급수량은 바로 증기발생량이 된다. ($\dot{m}_s = \dot{m}_{fw}$) 열회수기 입출구에 대한 열균형식은 식(15)와 같으며, 여기서, h_{so} 는 곧 포화증기 엔탈피가 된다.

$$\dot{Q} = \dot{m}_g C_{pg} (T_{g1} - T_{g3}) = \dot{m}_s (h_{so} - h_{w3}) \quad (15)$$

증발기와 절탄기에 대하여 각각 다음과 같은 에너지 균형식이 적용된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ev} &= \dot{m}_g C_{pg} (T_{g1} - T_{g2}) = \dot{m}_{ev} (h_{s1} - h_{s2}) \\ &= \dot{m}_s (h_{so} - h_{w2}) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_g C_{pg} (T_{g2} - T_{g3}) = \dot{m}_s (h_{w2} - h_{w3}) \quad (17)$$

위 식에서 알 수 있듯이 증발기 출구건도가 1보다 작으므로(즉, $h_{so} > h_{s1}$), 증발기 순환유량이 발생증기량(즉 급수량) 보다 항상 많다.

증발기, 절탄기 각각에 대하여 열교환기의 열전달용량(UA)은 다음 식으로 계산된다. ΔT_{LM} 은 로그평균 온도차이다.

$$UA = \dot{Q} / \Delta T_{LM} \quad (18)$$

한편 설계점 계산시에 적절한 열관류율을 부여하여 각 부분의 열교환 면적을 계산할 수 있다. 열교환기 각 부분에 대해서 가스측 및 물(증기)측 열전달계수를 부여하여 열관류율을 결정하였고, 탈설계 작동시에 각 열전달계수를 수정하여 열관류율을 구하는 방법을 사용하였다. 열회수기의 실제 유동 형태는 직교류형이므로 가스측 열전달계수로는 원관군(tube banks) 주위 유동을 고려하여 설계점에서 0.1 kW/m²K로 두었다. 실제 열회수기의 설계자료⁽²⁾를 분석한 결과, 이 값이 적절함을 확인하였다. 가

스측에는 열전달 향상을 위하여 핀을 설치하게 되며, 면적 증가를 고려하여 물측 유효 열전달계수로는 절탄기에서는 가스측의 5배, 증발기에서는 10배로 두었다. (식(20)) 따라서 벽의 열저항을 무시하면 열관류율은 식(19)로 계산된다. 단, 핀효율은 그 자체가 기하학 형상, 유동의 함수이나, 식(19)에서는 계산의 편의상 1로 둔 형태이다. 이러한 계산 방법은 열회수기 시스템에 적용되어 합리적 결과를 제시한바 있다.⁽²⁰⁾

$$\begin{aligned} (UA)_g &= \left[\frac{1}{(aA)_g} + \frac{1}{(aA)_s} \right]^{-1} \quad (19) \\ (aA)_{s,ec} &= 5(aA)_{g,ec}, \quad (aA)_{s,ev} = 10(aA)_{g,ev} \quad (20) \end{aligned}$$

가스터빈의 설계점 계산으로부터 가스의 열회수기 입구온도(T_{g1}), 유량(\dot{m}_g)이 주어지므로 물의 입구온도(T_{w3}), 압력(P_s)이 주어진 상태에서 핀치점 온도차(ΔT_{pp}), 접근온도차(ΔT_{app}) 및 증발기 출구건도가 주어지면 열회수기의 설계점 파라미터들이 모두 계산된다.

탈설계점, 즉 가스터빈 부분부하에서는 설계점 파라미터를 기준으로 각 상태점 값들이 계산된다. 탈설계점에서 가스터빈 계산을 통하여 T_{g1} , \dot{m}_g 이 결정되면, 열회수기에서 절탄기와 증발기 각각의 면적이 일정하다는 조건과 열역학적 에너지 균형 조건을 만족시키도록 반복적으로 계산이 수행된다. 탈설계점에서도 증발기 출구건도는 설계점 값으로 유지시키므로써 증기드럼의 수위를 일정하게 유지시키는 과정을 모사하였다.

앞서 서술한 바와 같이 탈설계점에서 열관류율, 즉 열전달계수의 변화를 고려하였다. 열전달계수는 유량과 물성치 및 유효직경의 함수로서 일반적으로 다음과 같이 주어진다.⁽²¹⁾ Re와 Pr은 각각 레이놀즈수, 프란틀수를 지칭한다.

$$a = c_1 \frac{k}{D} \text{Re}^{c_2} \text{Pr}^{c_3} \quad (21)$$

탈설계 작동에서도 기하학적 형상은 유지되므로 이를 배제하면, 열전달계수 사이에는 식(22)의 관계가 성립된다. 물의 경우에 부분부하에서도 압력을 일정하게 두면 물성치의 효과는 배제되고 단지 유량의 비로서 계산 가능하다. 가스의 경우에 여전히 공기과잉률이 상당히 크므로 공기의 물성치⁽²¹⁾을 사용하였으며, 배기가스 온도변화 범위에서 프란틀수는 거의 일정하므로 그 효과를 무시하였다.

물의 경우에는 원관내 유동이므로 c_2 를 0.8로 두었고, 가스측에는 원관외 외부 유동으로 생각하여 0.6으로 택하였다. ⁽²¹⁾ k 와 μ 는 각각 열전도율과 점성계수이다.

$$\alpha = \alpha_d \frac{k}{k_a} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_a} \frac{\mu_a}{\mu} \right)^{c_2} \quad (22)$$

결과적으로 열회수효율과 총합효율은 다음 식으로 계산된다.

$$\eta_{nr} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f \cdot LHV_f}, \quad \eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{gt} + \dot{Q}}{\dot{m}_f \cdot LHV_f} \quad (23)$$

3. 결 과

3.1 가스터빈

계산의 대상으로 삼은 가스터빈의 설계점들을 효율-비출력 선도로서 Fig. 3에 나타내었다. 각 터빈 입구온도(TIT)에서 최고 비출력점과 최고 효율점이 근접한 조건들이다. Table 1에 각 가스터빈 시

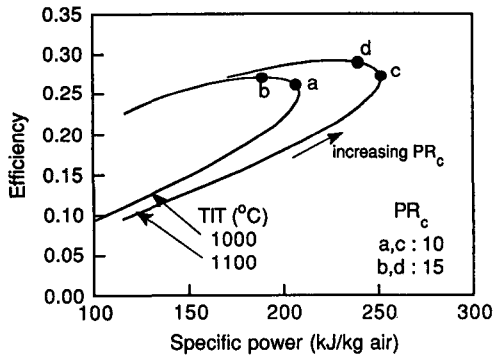


Fig. 3 Specific power-efficiency diagram showing performances of four gas turbines at design point

Table 1 Essential design parameters of four gas turbines

Item	Gas turbine			
	a	b	c	d
η_{gt} (%)	26.1	27.1	27.3	29.0
\dot{m}_a	7.257	7.932	5.957	6.258
PR_c	10	15	10	15
TIT (°C)	1000	1000	1100	1100
TET (°C)	538	475	605	537
c (%)	1.21	1.50	1.95	2.48

스템의 주요 설계점 작동 파라미터들을 나타내었다. 외기조건은 15°C, 101.3kPa이며, 압축기입구, 터빈출구 및 연소기에서 적절한 압력손실(각각 1%, 5%, 3%)을 부여하였다. 터빈의 등엔트로피효율은 0.87로 두었고, 소형시스템에서는 대부분 원심 압축기를 사용하므로 압축기 효율은 0.8로 정하였다. 연료(CH₄)의 저위발열량은 50,050 kJ/kg이며, 설계 제한변수인 첫단 노즐블레이드 온도는 800°C로 정하였고, 이에 따라서 냉각 공기비율 c 가 계산되었다. 식(2)의 e 는 0.02로 두었다.

출력은 1.5MW로 정하여서 이에 맞게 압축기 유량을 산출하였다. c , d 는 a , b 에 비하여 동일의 온도가 높은 경우이므로 좀 더 발전된 가스터빈으로 볼 수 있다. 한편 b 와 c 는 효율이 거의 같으며, a 와 d 는 배기가스의 온도가 같게 계산되었다.

부분부하에서는 압축비(PR), 터빈입구 온도(TIT), 출구온도(TET), 연료소비량 등이 모두 감소한다. 부하율에 따른 열효율의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 상대출력(relative power)이라 함은 설계점 출력에 대한 상대 값을 의미한다. 출력이 감소하면서 효율이 완만히 감소하다가, 저부하로 갈수록 급격한 효율감소를 보이는 전형적인 가스터빈 특성을 나타내고 있다. 그러나 출력에 따른 변화 양상은 정량적으로 차이를 보임을 알 수 있다. 즉, b 와 c 를 비교하면 그 차이를 확인하기 쉽다. 설계점의 효율은 같으나, 부분부하시에 b 가스터빈이 c 에 비하여 더 급격한 효율의 감소를 보인다. 설계점 효율을 원하는 수준으로 설정하기 위해서는 낮은 TIT에서 높은 압축비를 사용하거나(b), 높은 TIT에서 중간수준의 압축비(c)를 택할 수 있다. 물론 b 의 경우가 동일한 출력을 위해서는 많은 공

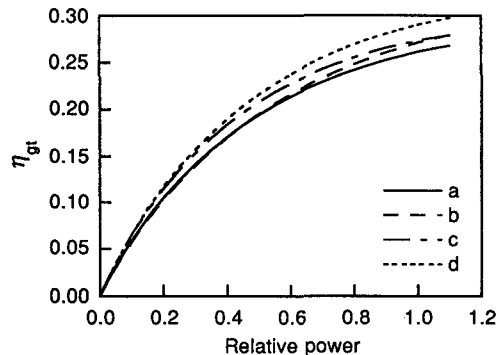


Fig. 4 Variation in thermal efficiency with gas turbine power

기유량을 필요로 하며, 장치가 커지게 된다. 이때 터빈입구 온도를 높게 설정한 쪽(c)이 부분부하 효율면에서 우수함을 의미한다.

또한 같은 설계점 터빈입구 온도에서는 낮은 압축비로 선정된 가스터빈이 부분부하시에 효율의 감소율이 작다. 즉, a보다는 b가, c보다는 d가 설계점 효율은 더 높지만 출력이 감소할수록 효율의 저하정도가 커져서 일정한 부하이하에서는 효율이 거의 같아진다.

시스템의 대표적 파라미터인 TIT의 출력에 따른 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 설계점 TIT가 같은 경우에 설계 압축비가 작을수록 부분부하 TIT가 낮다. 또한 설계점 TIT가 더 높은 c가 b에 비하여 TIT의 감소율이 훨씬 커서 저출력에서는 오히려 더 낮게된다. TIT가 낮다는 것은 연료소비량이 적음을 의미하므로 결과적으로 부분부하 효율이 높다.

이와 같은 결과를 통해서 설계점 선정에 따라 부분부하 성능의 변화양상에 차이가 생기게 됨을 알 수 있다.

3.2 열회수기

열회수기에서 증기발생 압력을 변수로하여 설계점 성능을 살펴보았다. 앞서 설명한 바와 같이 설계점에서 핀치점 온도차와 접근온도차가 주어져야 한다. 핀치점 온도차가 작을수록 많은 양의 열회수가 가능하나, 너무 작게 설정하면 탈설계점에서 증기 압력을 감소시켜야하는 경우가 발생한다. 가스터빈의 출력이 감소할수록 열회수기 가스입구 온도가 감소하므로 핀치점 온도차가 감소한다. 따라서 설계점은 필히 탈설계점 운전성능을 염두에 두고

설정되어야 한다.

열회수기 해석시 핀치점 온도차를 파라미터로 다룬 연구가 몇몇 있으나,^(9,10) 설계점 해석으로서 임의의 핀치점 온도차를 부여하여 해석한 경우가 대부분이다. 그러나 실제로는 가스터빈 부분부하시, 즉 열회수기의 탈설계점 운전시에 원활한 작동이 가능한 범위내에서 설계점의 핀치점 온도차를 설정해야한다.

본 계산에서는 가스터빈 최저부하 즉, 무부하 상태에서 핀치점 온도차가 10℃가 되도록 설계점의 핀치점 온도차를 결정하고, 이로부터 가스출구 온도를 계산하였다. 또한 일반적으로 저출력으로 갈수록 접근온도차가 감소하였다. 따라서 탈설계운전에서도 절탄기에서 증발이 일어나지 않도록하기 위해서 가스터빈 무부하 상태에서야 비로서 급수가 포화액상태까지 온도상승이 이루어지도록($\Delta T_{app}=0$) 설계점 접근온도차를 결정하였다. 이렇게 함으로서 설계점 설정시에 탈설계점의 운전조건이 제약조건으로 작용하게 된다. 따라서 최소 핀치점 온도차 10℃ 조건에서 최대한 많은 열량을 회수하도록 설정한 계산이 된다.

설계점에서 열회수량을 증발압력의 함수로서 Fig. 6에 나타내었다. 물의 입구온도(T_{w3})는 설계점 및 탈설계점에서 동일하게 100℃로 두었다. 압력이 증가할수록 핀치온도차 한계로 인하여 가스출구온도(T_{g3})가 증가하고 결과적으로 열회수량이 감소한다. 일정한 압력에서 물입구, 증기출구 상태가 일정하므로 증기 발생량의 변화율은 열량의 변화율과 같으며, Fig. 6의 조건에서 1.0~1.35 kg/s 범위의 값이다. 압축비가 낮으면(a, c), 가스터빈 배기온도가 높아서 많은 열회수가 가능하다. 또한 압축비

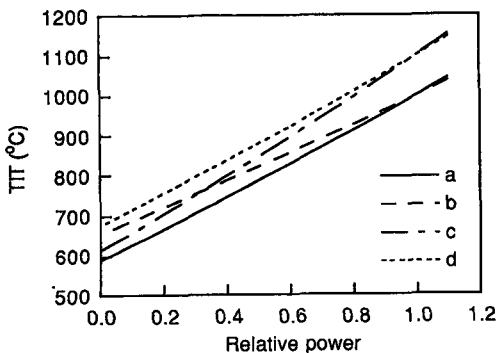


Fig. 5 Variation in turbine inlet temperature with power

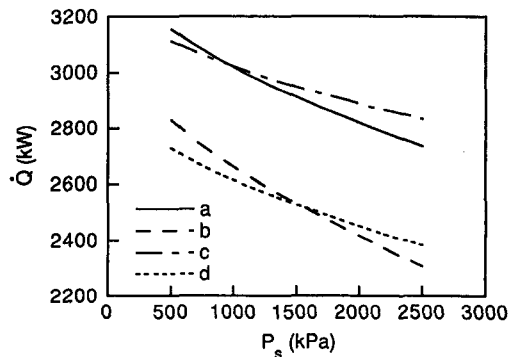


Fig. 6 Effect of steam pressure on recovered heat at design point ($T_{w3}=100^{\circ}\text{C}$)

가 같으면(a와 c, b와 d) 열회수량은 거의 유사한 범위에 존재한다. a, b와 비교하여 c, d는 배기가스 온도가 높지만 가스유량이 적으므로 두가지 상쇄효과에 의하여 열회수량은 유사하다.

증기압력의 변화에 따른 설계점에서의 핀치점 온도차를 Fig. 7에 나타내었다. 증발압력이 높아지면 핀치온도차가 증가한다. 모든 경우에 가스터빈 무부하 상태에서 핀치온도차를 10°C로 같게 두었음을 염두에 둘 필요가 있다. 따라서 압력이 높아질수록 설계점에서 핀치점온도차를 크게 설정해야 저부하에서도 안전한 운전이 가능함을 알 수 있다. 배기가스온도가 낮은 a, b의 경우에 c, d에 비하여 설계 핀치점 온도차를 약간 더 크게 설정해야 한다.

한편 TET가 높으면(c, d) TET가 낮은 경우(a, b)에 비하여 압력증가에 따른 열회수량의 감소율이 작음을 Fig. 6에서 알 수 있다. c, d의 경우에 입구온도가 고온이므로 절탄기에서 가스의 온도 변화 형태를 물온도 변화와 가능한한 유사하게 만들 수 있다. 따라서 핀치점 온도차 및 출구온도가 상대적으로 작아질 가능성이 있다. 증발압력이 높아지면 절탄기에서의 열전달량이 커지므로 앞서 기술한 온도변화 형태의 유사성에서 기인하는 이득이 보다 더 크게 작용하여 열전달량의 감소를 억제하는 것이다.

또한 설계점 가스터빈 효율이 유사한 b와 c를 비교하면, 증발압력이 높아질수록 열회수량의 차이가 커진다. 즉, 터빈입구 온도가 높은 경우에(압축비는 낮음) 비록 가스터빈 효율이 같더라도 가스터빈 자체의 부분부하 성능이 더 좋을 뿐 아니라, 열

회수성능이 우수하며, 증발압력을 높일수록 그 현상은 두드러짐을 확인하였다. 이러한 사실을 통하여 열병합 응용을 염두에 둔 실제 소형 시스템에서 가능한한 터빈입구 온도를 높게 설정하고 압축비는 그리높지 않게 정하는 것⁽³⁾이 타당하며, 적절한 설계였음을 확인할 수 있다. 이러한 사실은 열수요와 전기수요를 함께 고려하여 열병합 시스템을 구성할 때 필히 고려해야 할 사항으로 생각된다.

설계점에서 절탄기 출구 접근온도차를 Fig. 8에 나타내었다. 증기발생 압력을 높이면 설계점에서 접근온도차를 증가시켜야 함을 보여준다.

한편 급수의 온도가 낮으면 절탄기의 열전달량의 증가로 인하여 전체 열회수량이 증가한다. 그러나 압력에 따른 설계점 열회수량의 변화 양상은 Fig. 6과 유사하다. Fig. 9에 열전달량에 따른 온도변화를 급수온도 15°C와 100°C에 대하여 나타내었다. 증발기에서 열회수량에는 차이가 없으나, 급수온도가 낮으면 절탄기에서의 열회수량이 더 크며, 절탄기 출구의 접근온도차를 더 크게 설정해야 한다.

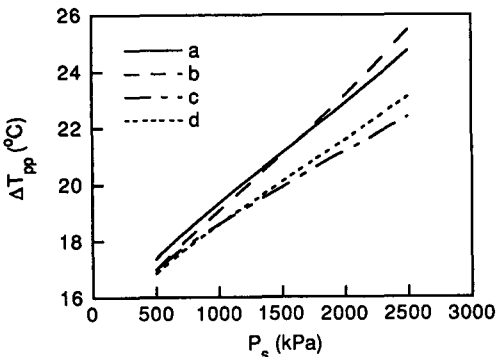


Fig. 7 Effect of steam pressure on pinch point temperature difference at design point ($T_{w3} = 100^\circ\text{C}$)

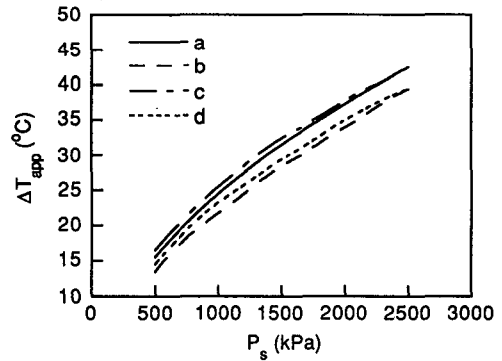


Fig. 8 Effect of steam pressure on approach temperature difference at design point ($T_{w3} = 100^\circ\text{C}$)

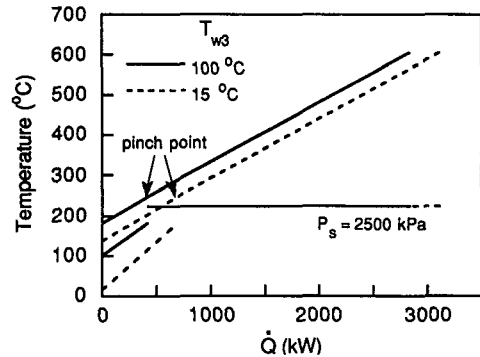


Fig. 9 Temperature profile in HRSG

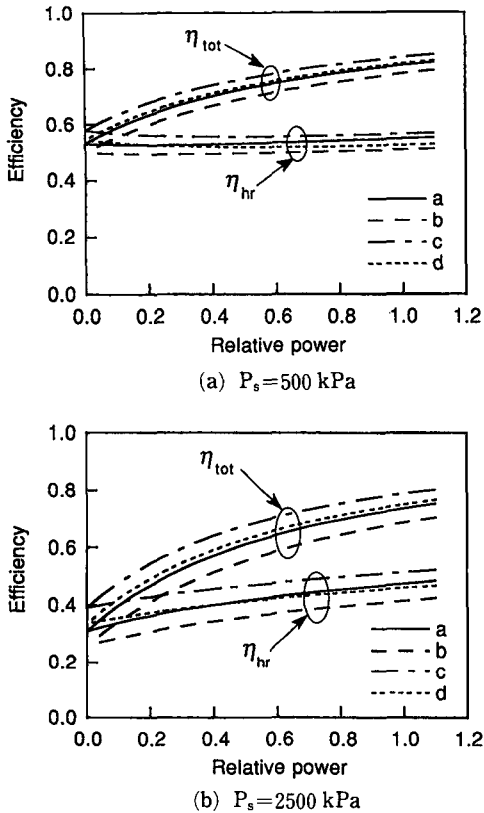


Fig. 10 Variations in heat recovery efficiency and total efficiency with gas turbine power

가스터빈 출력이 감소하면서 열회수량은 완만하게 감소한다. 가스터빈 부하에 따른 열회수효율과 총합효율의 변화를 증발압력 500, 2500kPa에 대하여 Fig. 10에 나타내었다. c의 경우가 가장 많은 열회수가 가능하기 때문에 설계점 및 부분부하에서 열회수효율과 총합효율이 가장 높은 것을 확인할 수 있다. 또한 앞서 살핀 바와 같이 증발압력이 높으면, 네가지 경우의 열회수량의 차이가 커지기 때문에 효율 차이가 심해지는 것을 발견할 수 있다. 증발압력이 높을수록 설계점에서 효율이 작아질뿐 아니라, 부분부하에서 효율의 감소도 커진다.

4. 결 론

설계점 터빈입구 온도와 압축비를 달리하는 4가지의 가스터빈에 대하여 부분부하해석을 수행하여 성능의 차이를 분석하였으며, 열회수기에 대하여 탈설계점 작동을 고려한 설계점 선정에 관하여 해

석하였다.

설계점에서 효율이 같더라도 터빈입구 온도가 높고 압축비는 낮게 설정된 경우에서 그 반대 경우에 비하여 상당한 부분부하 열효율 이득이 발견되었다. 또한 설계점 터빈입구 온도가 동일한 경우에 최고 비출력 조건에서 설계된 가스터빈이 최고 효율점에서 설계된 것에 비하여 부분부하시 열효율의 저하정도가 작았다.

열회수기의 설계점 파라미터(핀치점 온도차 등)의 선정에는 반드시 탈설계점의 작동성능이 고려되어야함을 보였다. 증발압력이 증가할수록 설계점에서 핀치점 온도차 및 절탄기 접근온도차를 크게 설정해야 한다. 터빈입구 온도가 높게 설정된 시스템이 증기압력 증가에 따른 열회수량의 저하가 작았다.

결과적으로 열병합 시스템을 위한 가스터빈의 설계점은 되도록 높은 터빈입구온도에서 최고의 비출력점에 가까운 조건에서 결정되어야 함을 확인하였다.

본 연구는 가스터빈 열병합시스템을 구성하고 설계하는 과정에서 고려해야할 문제점들을 해석을 통하여 밝힘으로써 실제 시스템 설계시에 기초 자료로서 이용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 터보·동력기계 연구센터의 연구비 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

- (1) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1987, *Gas Turbine Theory*, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
- (2) Nakanishi, T., Yamane, T. and Hoshino, A., 1990, "Development of Small-Capacity Gas Turbines for Cogeneration Systems," *Proc. of 1990 ASME COGEN-TURBO conf.*, IGTI-Vol. 5, pp. 27~34.
- (3) Sanders, A. T., Tothill, M., H. and Wood, G. R., 1991, "A New 1.7MW Industrial Gas Turbine-The Ruston Hurricane," *ASME Paper* 91-GT-350.
- (4) Kumada, K. and Sasada, T., 1989, "Develop

- ment of High-Efficiency Heavy-Duty 25MW New H-25 Gas Turbine," *Hitachi Review*, Vol. 38, No. 3, pp. 151~156.
- (5) Allen, R. P. and Kovacic, J. M., 1984, "Gas Turbine Cogeneration-Principles and Practices," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 106, pp. 725~730.
- (6) Sawyer, J. W. and Japikse, D., 1985, Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, Vol. II, Chap. 5, 3rd ed., Turbomachinery International Publication.
- (7) Rice, I. G., 1987, "Thermodynamic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration Cycles: Part I - Heat Balance Method Analysis," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 109, pp. 1~7.
- (8) Baughn, J. W., Mckillop, A. A. and Treleven, K., 1983, "An Analysis of the Performance of a Gas Turbine Cogeneration Plant," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 105, pp. 816~820.
- (9) Huang, F. F., 1990, "Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 112, pp. 117~121.
- (10) Sarabchi, K. 1992, "Parametric Analysis of Gas Turbine Cogeneration Plant from First and Second Law Viewpoints," *Proc. of 1992 ASME COGEN-TURBO Conf.*, IGTI-Vol. 7, pp. 485~492.
- (11) Van Wylen, G. J. and Sonntag, R. E., 1978, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc.
- (12) El-Masri, M. A., 1988, "GASCAN-an Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 110, pp. 201~209.
- (13) Louis, J. F., Hiraoka, K. and El-Masri, M. A., 1983, "A Comparative Study of the Influence of Different Means of Turbine Cooling on Gas Turbine Performance," *ASME Paper 83-GT-180.*; *Int. J. Turbo and Jet Eng.*, Vol. 1, pp. 123~137.
- (14) Bolland, O. and Stadaas, J. F., 1993, "Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems with Water Injection, Steam Injection and Recuperation," *ASME Paper 93-GT-57.*
- (15) Kawaike, K., Kobayashi, N. and Ikeguchi, T., 1984, "Effect of New Blade Cooling System with Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 106, pp. 756~764.
- (16) Carchedi, F. and Wood, G. R., 1982, "Design and Development of a 12:1 Pressure Ratio Compressor for the Ruston 6-MW Gas Turbine," *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 104, pp. 823~831.
- (17) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., 1976, *Gas Dynamics*, Vol. I, Jhon Wiley & Sons, Inc.
- (18) Guo, X. and Wang, L., 1992, "Feasibility Study of the Intercooled-Supercharged Gas Turbine Engines," *Proc. of 1992 ASME COGEN-TURBO conf.*, IGTI-Vol. 7, pp. 373~381.
- (19) Dugan, Jr., J. F., 1965, "Compressor and Turbine Matching," NASA SP-36, Chap. XVII. (cited in [17])
- (20) Kim. T. S., Oh, C. H. and Ro, S. T., 1994, "Comparative Analysis of the Off Design Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems," *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 14, pp. 153~163.
- (21) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1990, *Introduction to Heat Transfer*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc.