

<기술논문>

단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발

김동섭* · 노승탁**

(1995년 10월 25일 접수)

Program Development for Design and Part Load Performance Analysis of Single-Shaft Gas Turbines

Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Gas Turbine(가스터빈), Single-Shaft(단축), Design(설계), Off-Design(탈설계), Part Load(부분부하), Turbine Cooling(터빈 냉각), Performance(성능)

Abstract

This paper describes the development of a general program for the design and part load performance analysis of single-shaft-heavy-duty gas turbines. Efforts are made to fully represent the real component features by the characteristic models and special emphasis is put on the modeling of cooled turbine stages. The design analysis routine is applied to simulate the performance of current gas turbines and its appropriateness for system analysis is validated. Meanwhile, the component parameters of real engines which describe the technology level are obtained. The program is extended to predicting the part load operation of gas turbines with the aid of models for the off-design characteristics of compressor, turbine and other main components. Part load simulation can be carried out only with limited numbers of input data. It is demonstrated that the program accurately estimates the part load characteristics of real gas turbines.

기호설명

| | |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| A, \dots, J : 실제 가스터빈 엔진 지칭 | N : 회전 수 (rpm) |
| a, b, c, d : 터빈 단 내부의 각 상태 | n_c : 압축기 단수 |
| a_c : 압축기 단압력비 분배계수 | n_{cs} : 터빈 냉각단수 |
| a_t : 터빈 단압력비 분배계수 | n_t : 터빈 단수 |
| C : 냉각 파라미터 | P : 전압력 (kPa) |
| c_p : 정압비열 (kJ/kgK) | PF : 온도분포계수 |
| fft : 터빈 유량함수 (m^2) | PR : 전압력비 |
| h : 진 엔탈피 (kJ/kg) | R : 기체상수 (kJ/kgK) |
| K_c : 냉각 유로 파라미터 (m^2) | T : 전온도 (K) |
| LHV : 연료 저위 발열량 (kJ/kg) | ΔT_{comb} : 연소기에서의 온도 상승 (K) |
| M : 마하수 | TET : 터빈출구온도 (K) |
| \dot{m} : 질량유량 (kg/s) | TIT : 터빈입구온도 (K) |
| | TRIT : 터빈 로터입구온도 (K) |
| | U : 로터 회전속도 (m/s) |
| | \dot{W} : 동력 (kW 또는 MW) |

*회원, 서울대학교 터보·동력기계연구센터

**회원, 서울대학교 공과대학기계공학과

- $\alpha_{tstg, out}$: 터빈 단 출구 절대유동각 (degree)
- δ : 편차
- Φ : 유동 계수
- ϕ : 냉각효율
- ϕ_{∞} : 점근 냉각효율
- γ : 비열비
- η : 효율
- 하첨자
- a : 공기
- b : 터빈 블레이드
- c : 압축기
- cal : 계산 값
- $cstg$: 압축기 단
- d : 설계점
- g : 터빈 주유동 가스
- i : 압축기 단 순서
- j : 터빈 단 순서
- m : 최소화
- max : 최대값
- N : 노즐
- o : 터빈 단효율이 가장 높은 기준점
- R : 로터
- ref : 실제 엔진 데이터
- s : 등엔트로피 과정
- t : 터빈
- $tstg$: 터빈단

1. 서 론

가스터빈의 기초적인 성능특성은 수많은 연구에 의하여 비교적 잘 알려져 있다. 그러나 계속적인 설계, 제작기술의 발달에 따라서 구성부가 고성능, 고효율화하고, 다양한 성능 개선책들이 강구되면서 전체적인 시스템이 복잡해지고 있다. 특히 현재 작동중이거나 적용이 예상되는 가스터빈 시스템은 고성능을 위하여 터빈입구의 온도가 매우 높기 때문에, 터빈 블레이드를 포함한 고온부에 적절한 냉각이 필요하며, 경우에 따라서는 압축기 입구공기의 20%를 상회하는 다량의 냉각공기를 사용하므로 터빈내의 현상은 매우 복잡해진다. 따라서 이렇게 빠른 속도로 발전되고 있는 가스터빈 엔진에 관한 연구의 일환으로 더욱 정확하고 효과적인 성능예측 프로그램의 개발은 필수적이다.

단축 가스터빈 엔진의 개략도를 Fig. 1에 예시하였다. 현재 대부분의 고성능 엔진에서 성능을 더욱 향상시키기 위하여 압축기출구 공기뿐만 아니라 상대적으로 저온인 압축기 중간단의 공기를 사용하여 터빈 중간단(주로 노즐)의 냉각을 수행하고 있다. 따라서 이와 같이 다수의 구성부가 서로 유기적으로 복잡하게 연관 지어진 현대의 가스터빈에 있어서 성능을 정확하게 예측하기란 쉽지 않다. 한편 다른 원동기와 마찬가지로 가스터빈 엔진도 설계점 조건으로만 운전되는 것이 아니고 수시로 탈설계 작동을 하게 되므로 이러한 운전상태 변화에 따른 성능변화를 정확하게 예측하는 것은 매우 중요한 문제이다.

지금까지 냉각터빈의 효율적 해석에 역점을 둔 가스터빈 성능예측 프로그램의 개발이 다수 시도되어왔다. Louis 등,⁽¹⁾ El-masri,⁽²⁾ Erbes 등⁽³⁾은 각각 터빈 냉각과정의 모델링에 중점을 두고 시스템을 해석하였으며, Consonni 등⁽⁴⁾은 터빈을 가상적인 다수의 팽창-냉각 과정으로 모델링하였고, El-masri⁽⁵⁾는 냉각손실의 비교해석을 위하여 터빈을 가상적인 연속팽창과정으로 해석하였다. 또한 Erbes 등,⁽³⁾ Benvenuti 등,⁽⁶⁾ Facchini⁽⁷⁾ 등의 연구자들에 의하여 탈설계 및 부분부하 성능계산이 진행되어 왔다.

본 연구의 대상은 발전용으로 가장 많이 이용되는 단축 가스터빈(single-shaft-heavy-duty gas turbine)이다. 본 연구의 목적은 가스터빈 시스템의 설계해석 및 부분부하를 포함한 탈설계점 해석에 응용 가능한 프로그램을 구성하는 것으로서, 모든 구성부가 실제현상에 가깝게 모델링되도록 노력하

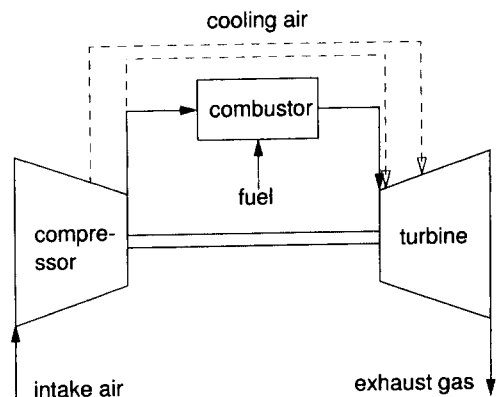


Fig. 1 Schematic of a single-shaft gas turbine

었다. 특히 터빈에서 실제 팽창과정에 가깝도록 냉각 모델링을 포함한 열별(row by row) 계산을 행하였다. 합리적인 구성부 탈설계 모델링을 도입하여 부분부하 해석시에 입력자료를 최소화하면서도 충분한 일반적 적용성과 정확도를 가지도록 프로그램을 구성하였으며, 연료만의 제어(fuel only control)뿐 아니라 가변 압축기형상 제어(variable compressor configuration control)도 처리할 수 있도록 하였다.

본 논문의 구성은 크게 설계해석과 부분부하 해석으로 구분되며, 각각 계산과정과 이의 검증에 대하여 서술한다. 먼저 각 구성부의 모델링을 통한 설계점 성능해석 프로그램의 구성에 대하여 설명한 뒤, 다수의 실제 가스터빈 성능자료를 이용하여 구성부 성능을 대표하는 파라미터들의 현실적인 값들을 추산함과 동시에 프로그램의 타당성을 확인하는 작업에 대해 서술한다. 이어 각 구성부의 탈설계 작동 모델링을 통한 부분부하 해석 프로그램의 구성에 대하여 설명하고 실제 엔진들의 부분부하 성능을 예측하여 프로그램을 검증하는 부분에 대하여 서술한다.

2. 설계 해석

2.1 모델링 및 계산과정

공기와 연소가스의 물성치(엔탈피, 엔트로피 등)의 계산을 위하여 온도의 함수인 이상기체 비열자료⁽⁸⁾를 사용한다. 압축기의 전체 압축비가 주어지면 단수와 단효율을 부여하여 단별 압축비와 일을 계산한다. 연소계산을 통하여 연소기 입구공기에 대한 연료공급비를 계산한다. 터빈의 냉각과정 해석을 통하여 냉각유량이 정해져야 하기 때문에 압축기와 연소기의 계산 과정 동안은 각 부분의 아직 작동유체의 유량이 정해지지 않은 상태이다.

터빈과정 동안은 터빈입구(연소기출구)의 가스 단위질량을 기준으로 모든 계산이 행해지며, 계산이 완료되면 터빈 각단의 냉각유량 비율이 계산되고 결과적으로 압축기 단별 유량과 연소기입구(압축기출구) 공기량 및 연료량이 계산된다. 터빈의 계산은 각 단의 압력비의 분배에서부터 시작된다. 단수가 주어지면 각 단의 압력비를 계산하고, 이어 각 단의 입구 압력을 고려하여 냉각공기의 상태가 결정된다. 즉, 첫단 이후의 블레이드 냉각을 위하여 압축기 중간단에서의 냉각공기를 추출할 경우에

각 터빈 단 입구압력보다 약간 높은 압력의 압축기 단 출구공기가 사용된다(예로서 뒤의 Table 2 참조).

계산에서 가장 중요한 부분은 터빈 냉각 과정의 처리이며, 간단하면서도 현실성 있는 모델링이 요구된다. 터빈 블레이드 냉각과정 동안에는 주유동과 냉각공기 사이의 열전달에 의해서 주유동의 온도가 감소하고 이에 더하여 두 유체간의 혼합에 의하여 온도가 더욱 감소하며, 아울러 압력손실을 초래한다. 이러한 과정을 고려하여 도입한 냉각터빈의 모델링을 Fig. 2에 보였다. 이 모델은 Louis 등⁽¹⁾과 El-masri⁽²⁾가 사용한 것과 유사하며, 노즐에서의 온도, 압력 손실(a-b)과 로터에서의 온도, 압력 손실(c-d)을 포함하고 있다. 실제로 팽창이 시작되는 로터 입구의 상태는 b가 되며, 한단의 일(엔탈피 차이)은 b-c 과정으로 구한다. 즉, 본 논문에서의 터빈 효율은 b-c 과정에 적용되며, 이 효율은 비냉각 효율(uncooled efficiency)로 인식될 수 있다. 특별히 첫단에서 단 입구(a 상태)의 온도를 터빈입구온도(TIT)라 칭하고, b 상태의 온도를 터빈 로터입구온도(TRIT)라 칭한다. 실제로 터빈에서 일을 얻는 과정은 TRIT에서 시작하므로 경우에 따라서는 이온도를 유효한 시스템 최고온도(firing temperature)로 사용하기 도한다.⁽⁹⁾

냉각효율은 다음 식으로 정의된다.

$$\phi = \frac{T_{g,max} - T_{b,max}}{T_{g,max} - T_c} \tag{1}$$

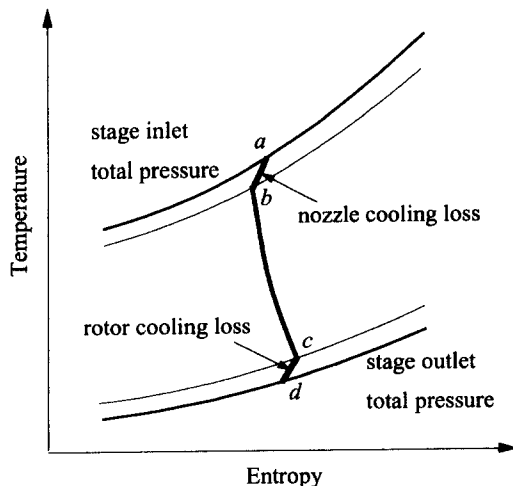


Fig. 2 Cooled turbine stage model

실제 냉각과정에서 블레이드의 국부적인 최고온도 ($T_{b,max}$)가 제한요소로 작용하므로 이를 기준으로 정의하며, 가스의 최고온도 ($T_{g,max}$)는 다음과 같이 온도분포계수(pattern factor)를 부여하여 평균온도 (T_g)를 바탕으로 구한다. 로터에서 가스온도는 로터 블레이드에 대한 상대온도(relative temperature)가 사용된다.

$$PF = \frac{T_{g,max} - T_g}{\Delta T_{comb}} \quad (2)$$

냉각효율과 유량비와의 관계는 이론적으로 에너지 균형식으로부터 유도되는⁽¹⁰⁾ 다음 식을 사용한다. 블레이드 최고온도가 부여된 상태에서 주유동과 냉각공기의 온도가 결정되면 유량비가 계산된다.

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} \frac{C_{pc}}{C_{pg}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi} \quad (3)$$

냉각 파라미터 C 는 가스측의 스탠튼수, 블레이드 면적과 가스유동면적의 비 및 블레이드 내부유로의 열교환효율 등의 함수로 나타내어질 수 있으며,⁽¹⁰⁾ 이 값이 작을수록 냉각효과가 우수함을 의미한다. 또한 ϕ_∞ 는 충분히 많은 냉각 유체가 공급될 때의 점근 냉각효율로서 이 값이 1에 근접할수록 우수한 냉각방법임을 의미하며 적극적인 막냉각을 사용할 경우에 1로 간주할 수 있다. 현재 본 연구에서는 압축기 공기를 이용한 냉각만 고려되고 있으나, 위 식을 사용하여 발전된 형식인 물 또는 증기 냉각방식의 해석도 가능하다.

냉각에 의한 전온도손실은 에너지 균형식으로부터 구하며, 가스와 냉각공기와의 혼합에 의한 전압력손실은 1차원 혼합모델⁽¹¹⁾을 이용하여 구한다. 로터 상대값 즉, 상대온도 등을 알기 위해서는 절대 및 상대 속도 등 단의 유동특성이 주어져야 한다. 이를 위해서 평균반경에서 유동계수(flow coefficient, Φ)와 단 출구 절대 유동각도($\alpha_{stg,out}$)를 입력으로 부여하여 일반 관계식⁽¹²⁾을 이용하여 속도삼각형을 구성한다.

터빈계산이 완료되면 결정된 각 유량비로부터 각 지점의 유량이 계산되어 성능 계산이 가능하다. 압축기의 동력은 냉각유량 추출에 의한 각 단의 유량 변화를 고려하여

$$\dot{W}_c = \sum_{i=1}^{n_c} \dot{m}_{a,i} \Delta h_i$$

where $\dot{m}_{a,i} = \dot{m}_{a,in} - \sum_{k=1}^{i-1} \dot{m}_{c,k}$ (4)

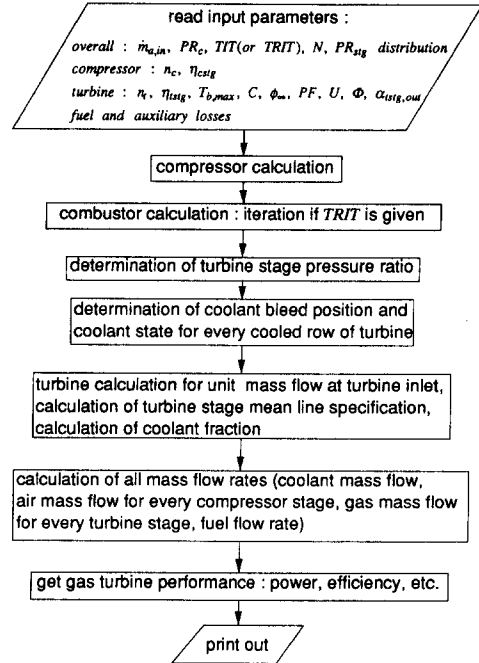


Fig. 3 Flow chart for design analysis routine

로서 계산되며, 터빈의 출력은 각단에서 노즐 및 로터에 공급되는 냉각 공기유량을 감안하여 다음 식으로서 계산된다.

$$\dot{W}_t = \sum_{j=1}^{n_t} \dot{m}_{R,j} \Delta h_j, \text{ where}$$

$$\dot{m}_{R,j} = \dot{m}_{N,j} + \dot{m}_{CN,j} \text{ and}$$

$$\dot{m}_{N,j+1} = \dot{m}_{R,j} + \dot{m}_{CR,j} \quad (5)$$

결과적으로 가스터빈 축 (shaft) 에서 발생하는 출력과 엔진의 열효율은 다음과 같이 계산된다. 여기서 η_m 은 동력전달과정의 기계효율이다.

$$\dot{W} = \dot{W}_t - \dot{W}_c / \eta_m, \quad \eta = \dot{W} / (\dot{m} \cdot \text{LHV})_{fuel} \quad (6)$$

이상 본 절에서 설명한 모델링을 이용하여 구성된 설계해석용 계산과정을 요약하면 Fig. 3에 나타낸 바와 같다.

2.2 실제 시스템의 모사

성능해석 프로그램에 의한 계산결과가 현실적이기 위해서는 사용되는 입력 파라미터들이 현실적이어야 한다. 특히 단효율, 냉각 파라미터들은 성능에 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 본 절에서는 실제 가스터빈 자료를 이용하여 현실적인 구성부 성능 파라미터들을 구하는 과정에 대하여 서술하고자

한다. 구하여진 파라미터들은 추후 본 연구에서 얻어진 해석결과를 이용한 계산시에 기준 데이터로서 활용 가능하다.

실제 엔진에 대하여 주어지는 자료들은 일반적으로 한정적이다. 본 계산방법을 사용하기 위해서는 터빈의 단수, 냉각여부 등 구체적인 자료가 필요하다. 이러한 조건을 만족하는 엔진 자료를 비교적 넓은 출력, 효율범위에서 수집하여 계산 대상으로 삼았으며, Table 1 에 요약하였다. 여기서 n_{cs} 는 냉각단수를 의미하며, 예로서 4단터빈에서 n_{cs} 가 2.5라 함은 2단까지 노즐, 로터를 모두 냉각하고, 3단에서는 노즐만 냉각하며, 그 이하 단에서는 냉각을 하지 않음을 뜻한다.

압축기 및 터빈의 각 단 압력비는 자료로부터 주어지지 않으므로 이에 대한 적절한 가정이 필요하다. 압축기에 대해서 전체압력비 PR_c 가 주어지면 다음과 같이 분배계수 a_c 를 계산한뒤 각 단의 압축비를 구한다.⁽¹²⁾

$$a_c = \left[\frac{PR_c}{PR_1^{n_c}} \right]^{2/(n_c-1)n_c}, \quad PR_i = PR_1 a_c^{(i-1)} \quad (7)$$

여기서 PR_1 은 첫단의 압력비로서 압축기 전체적인 등엔트로피 압축과정시에 각 단이 같은 엔탈피 상

승을 가지도록하는 과정을 통하여 정하였다. 이렇게 하여 각단의 효율이 비슷할 경우에 유사한 크기의 일본배가 가능하며, 실제 압축기 설계를 단순화한 것으로 생각할 수 있다. 또한 단별 계산을 통하여 중간단에서 냉각공기의 추출을 실제에 가깝게 고려할 수 있다.

터빈에서는 전체압력비 PR_t 가 주어지면 분배계수 a_t 를 입력으로 부여하여 식 (8)과 같이 각 단의 압력비를 계산한다. 계수 a_t 가 1 보다 크다는 것은 뒷단으로 갈수록 압력비가 증가함을 의미한다.

$$PR_i = \left[\frac{PR_t}{a_t^{(n_t-1)n_t/2}} \right]^{1/n_t}, \quad PR_j = PR_1 a_t^{(j-1)} \quad (8)$$

변수의 수를 줄이기 위해서 단효율은 모든 단에서 일정하며, 냉각파라미터 C 와 ϕ_∞ 는 한 단에서는 노즐과 로터의 값이 같다고 가정한다. 또한 일반적으로 뒷단으로 갈수록 냉각 효과가 낮은 냉각 방식을 사용하므로 이를 감안하여 후단으로 갈수록 첫단 값보다 C 는 일정비율로 증가시키고, ϕ_∞ 는 감소시킨다. 이상의 가정들 및 사용된 기타 가정들을 Table 2에 요약하였다.

결국 계산 과정은 최적화 문제가 된다. 즉, 성능 해석을 위한 입력자료인 압축기단효율(η_{cstg}), 터빈

Table 1 Manufacturers' data for the gas turbines

| GT | PR_c | TIT (°C) | TRIT (°C) | TET (°C) | \dot{m}_a (kg/s) | $n_c/n_t/n_{cs}$ | \dot{W}^a (MW) | η^a (%) | Coolant extraction ^b | Shaft speed (rpm) | Reference |
|----|--------|----------|-----------|----------|--------------------|------------------|------------------|--------------|---------------------------------|-------------------|-----------|
| A | 14.7 | - | 1288 | 589 | 416.7 | 18/3/2.5 | 160.4 | 36.35 | 2 | 3600 | (13) |
| B | 14.6 | - | 1260 | 582 | 438.6 | 16/4/3.0 | 164.4 | 36.62 | 2 | 3600 | (14) |
| C | 16.0 | 1290 | - | 550 | 433.0 | 17/4/3.5 | 154.3 | 36.65 | 2 ^c | 3600 | (15) |
| D | 15.6 | 1250 | - | 534 | 185.0 | 17/4/3.5 | 61.5 | 36.35 | 2 ^c | 5400 | (16) |
| E | 15.0 | - | 1185 | 525 | 513.5 | 21/5/3.0 | 166.8 | 36.24 | 1 | 3000 | (17) |
| F | 14.7 | 1260 | - | 530 | 88.0 | 17/3/2.5 | 24.34 | 33.56 | 2 | 7280 | (18) |
| G | 11.8 | - | 1104 | 539 | 137.0 | 17/3/2.0 | 39.72 | 32.53 | 1 | 5100 | (19) |
| H | 15.1 | 1150 | - | 495 | 26.7 | 13/3/2.0 | 6.30 | 30.90 | 2 | 13800 | (20) |
| I | 10.6 | 1110 | - | 538 | 349.0 | 17/4/2.5 | 104.3 | 33.60 | 1 | 3600 | (21) |
| J | 9.0 | 1030 | - | 555 | 7.39 | 2/3/1.0 | 1.539 | 25.68 | 1 | 22000 | (22) |

a : at shaft end

b : 1-all nozzle coolants are extracted from compressor discharge,

2-nozzle coolant for turbine mid-stage is extracted from compressor mid-stage

c : first stage nozzle and rotor coolant is cooled by 220°C

Table 2 Parameters used in the simulation

| | | | |
|---------------------------------------|---|---------------------------------|--|
| Ambient air | 15°C, 101.3 kPa, 60% RH | Maximum blade metal temperature | First nozzle : 830-860°C First rotor : 800-830°C (Decreasing toward downstream stages) |
| Fuel | Inlet & exhaust : Specified by engine data Combustor : 4% | | Pattern factor |
| Thermal loss | Mechanical loss : 0.5-2.0% Combustion loss : 0.5-1.0% | Stage exit absolute flow angle | |
| a_t | 1.0-1.05 | | Flow coefficient |
| Nozzle coolant condition ^a | $P_{coolant}$ is compressor stage outlet pressure which just exceeds $1.3 \times P_{1stg.in}$ | | |

a : applied only when compressor mid-stage air is used for nozzle cooling

단효율(η_{1stg}) 및 C 를 바꾸어 가면서 (TRIT가 주어진 경우에 TIT도 변화) Fig. 3의 과정을 되풀이 하여서 출력, 효율, TET(또는 TRIT도 포함) 등을 실제 자료와 비교하여 다음과 같이 평균편차(δ_m)가 최소가 되도록 한다.

$$\delta_1 = \frac{\dot{W}_{cat} - \dot{W}_{ref}}{\dot{W}_{ref}}, \quad \delta_2 = \frac{\eta_{cat} - \eta_{ref}}{\eta_{ref}}$$

$$\delta_3 = \frac{TET_{cat} - TET_{ref}}{TIT_{ref} - TET_{ref}}$$

$$\delta_4 = \frac{TRIT_{cat} - TRIT_{ref}}{TIT_{cat} - TRIT_{ref}} \quad (9)$$

$$\delta_m = \sqrt{\sum_{k=1}^N \delta_k^2} \begin{cases} N=3 & \text{if TIT is given} \\ N=4 & \text{if TRIT is given} \end{cases} \quad (10)$$

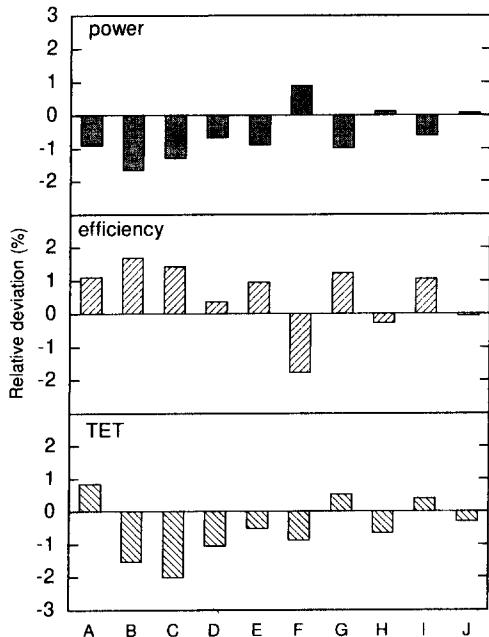


Fig. 4 Comparison between simulation results and design data of real engines

최적화된 계산결과와 자료와의 차이를 Fig. 4에 보였으며, 세 가지의 주요 파라미터만으로 최적화가 잘 이루어짐을 알 수 있다. 최적화 과정을 통하여 각 가스터빈별로 구한 구성부 파라미터들을 Table 3에 보였다. 대류냉각을 채용하여 낮은 냉각효율을 보이는 터빈(ϕ_{∞} 을 1로 두었을 때 C 값이 상당히 큰 경우)에 대해서는 첫단의 ϕ_{∞} 를 0.8로 둔 계산도 수행하였다. 고성능 엔진일수록 구성부 효율도 높고, 냉각효과도 우수함을 알 수 있다. 특히 A, B, C, D, E 등 성능이 유사한 현재의 고효율 가스터빈들에 있어서 유사한 압축기 및 터빈의 단효율과 냉각 파라미터 C 가 추산되고, 냉각유량비 또한 16~18% 로서 비슷한 수준으로 나타났다. 이는 프로그램의 구성이 합리적이며, 위의 최적화 과정 또한 설득력이 있음을 의미한다. 한편 F의 경우에 비슷한 수준의 TIT 인 기타 엔진에 비하여 낮은 냉각기술수준을 가지며, 이로 인하여 냉각 유량을 매우 많이 사용하는 것으로 나타났으며, 이것이 타 엔진에 비하여 비출력 및 효율 등이 나쁜 주원인임을 알 수 있다.

이상의 결과를 통하여 실제 가스터빈 엔진들의 구성부 성능 파라미터들을 살펴보고 그 결과가 합

Table 3 Component parameters of real gas turbines obtained by the simulation

| GT | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------|------------------|------------------|-------|------------------|
| η_{cstg} | 0.912 | 0.913 | 0.915 | 0.910 | 0.910 | 0.899 | 0.892 | 0.890 | 0.907 | 0.810 |
| η_c^a | 0.878 | 0.885 | 0.882 | 0.875 | 0.873 | 0.862 | 0.853 | 0.850 | 0.874 | 0.783 |
| η_{lstg} | 0.892 | 0.894 | 0.894 | 0.890 | 0.890 | 0.890 | 0.880 | 0.860 | 0.885 | 0.845 |
| ϕ_∞^b | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 (0.8) | 1.0 (0.8) | 1.0 (0.8) | 1.0 | 1.0 (0.8) |
| C^b | 0.039 | 0.041 | 0.040 | 0.041 | 0.043 | 0.068 (0.040) | 0.061 (0.039) | 0.082 (0.050) | 0.042 | 0.066 (0.048) |
| R_c^c | 0.161 | 0.170 | 0.172 | 0.154 | 0.168 | 0.236 | 0.118 | 0.187 | 0.094 | 0.057 |

a : calculated compressor overall isentropic efficiency

b : first stage

c : coolant fraction (total coolant flow divided by compressor inlet air flow)

리직임을 확인하였으므로 이러한 파라미터들은 본 계산 과정을 이용한 추후 연구에 있어서 기준 입력 자료로서 활용 가능하다. 따라서 본 계산과정을 이용하여 실제에 가까운 설계 해석이 가능하며, 더욱 개선된 형태의 가스터빈 시스템에 대해서도 신뢰할 만한 성능예측이 가능할 것이다.

3. 부분부하 해석

3.1 모델링

일반적으로 단축 가스터빈의 부분부하 제어는 연료만의 제어 또는 압축기 입구안내깃(inlet guide vane)이나 정익(stator vane)의 각도를 변화시키는(부분부하시 각도 변화하여 유량감소) 가변 압축기 형상제어로 대별된다. 특정한 엔진의 부분부하를 포함한 탈설계 작동해석을 위해서는 완전한 형태의 구성부 성능선도(performance map)가 필요하다.⁽¹²⁾ 그러나 가변 압축기 형상제어에서는 입구안내깃과 정익의 각도 변화에 따른 각 성능선도가 필요하며, 본 연구와 같이 일반적 적용성을 가진 성능해석을 위해서는 입력 자료로서의 과대한 증가 등의 번거로움이 따른다. 따라서 본 연구에서는 가변 압축기 형상제어를 비교적 간단히 탈설계(off-design) 모델링을 통하여 모사하는 방법을 택하였다. 한편 특정한 압축기 성능선도가 주어지면 추후 설명될 압축기 모델링을 사용하지 않고 성능선도를 이용하여 계산하면 될 것이다.

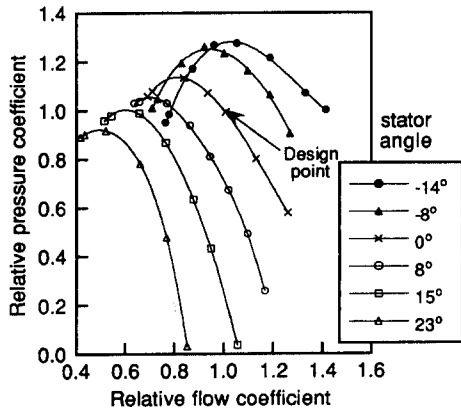
압축기의 성능은 단별(stage by stage) 계산을

통하여 수행되므로, 압축기의 전체 성능선도를 이용하지 않고, 단성능선도(stage characteristics)를 이용한다. 즉, 실험으로 구한 축류압축기의 단특성곡선⁽²³⁾을 설계점 값으로 무차원화하여 구성한 Fig. 5를 사용한다. 단성능선도는 유동계수와 압력계수 그리고 유동계수와 단효율 사이의 관계들을 표현한다. 자료는 여러가지 다른 단 입구유동각에서의 성능 특성도 포함하므로 가변 압축기 형상제어의 모사에 이용될 수 있다. 단특성곡선은 모든 단에 동등하게 적용된다고 가정한다. 탈설계 상태에서 압력비분배는 설계점에서와 유사하다고 가정한다. 즉 2.2절의 분배계수를 사용할 경우에 $a_c = a_{c,a}$ 라고 가정한다. 부분부하상태에서 압축기 입구유량과 압력비가 주어지면 단특성곡선을 이용하여 첫단과 마지막단의 단효율을 보정하고, 중간단의 효율들은 두 값 사이에서 선형적으로 변한다고 가정하여 결정한다.

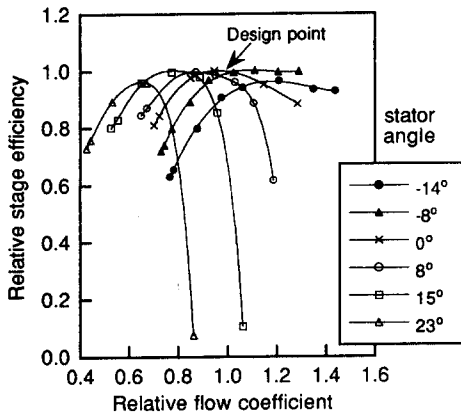
터빈의 탈설계 상태에서도 압축기와 마찬가지로 압력비분배는 설계점에서와 유사하다고 가정한다. 즉 2.2절의 분배계수를 사용할 경우에 $a_t = a_{t,a}$ 라고 가정한다. 탈설계 작동시에 단효율은 다음과 같은 준이론 식으로 보정한다.

$$\frac{\eta_{lstg}}{\eta_{lstg,o}} = \frac{N}{N_{ref}} \sqrt{\frac{\Delta h_{s,o}}{\Delta h_s}} \left[2 - \frac{N}{N_o} \sqrt{\frac{\Delta h_{s,o}}{\Delta h_s}} \right] \quad (11)$$

이 식은 Dugan⁽²⁴⁾에 의해서 제시되었으며, 성능해석⁽²⁵⁾에 이용된 바 있다. 실제 터빈들의 성능자료들을 분석한 결과 설계압력비에서 110% 수정회



(a) Flow coefficient vs. pressure coefficient



(b) Flow coefficient vs. efficiency

Fig. 5 Compressor stage characteristics adopted for off-design modeling⁽²³⁾ (flow coefficient : C_{axial}/U , pressure coefficient : $(P_{out} - P_{in})/0.5 \rho U^2$, stator angle : positive-closing, negative-opening)

전수 (corrected speed, N/\sqrt{T})인 운전점을 기준점 (하점자 o)으로 설정할 때 일반적으로 넓은 운전 범위에서 효율 예측이 잘 됨을 확인하였다. 따라서 설계점 계산 후에 위식을 바탕으로 주어진 설계점 단효율로서 기준 단효율을 구한 뒤, 탈설계 작동시의 단효율을 보정한다.

냉각공기 시스템은 유동저항 (series of resistances) 으로 모사되어 탈설계 작동시에 냉각공기량은 다음 식으로 계산된다.

$$\dot{m}_c = K_c P_c \sqrt{\frac{2(1 - P_c/P_c)}{RT_c}} \quad (12)$$

여기서 P_c 와 T_c 는 각각 압축기에서 추출되는 냉각

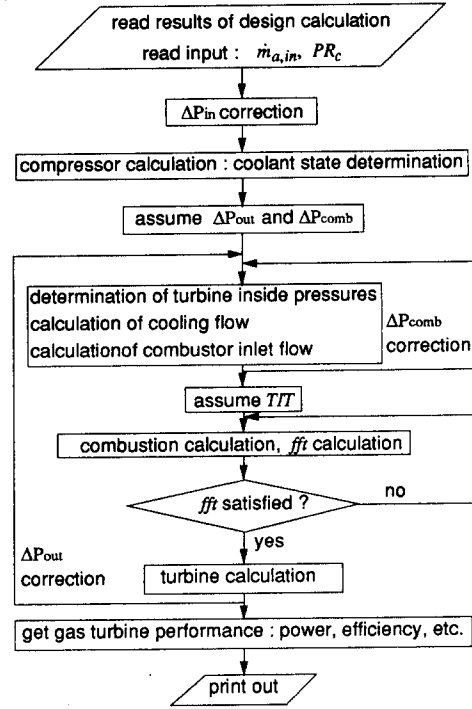


Fig. 6 Flow chart for a part load operation condition

공기의 압력, 온도이며, P_c 는 냉각공기가 공급되는 터빈내의 압력으로서 본 계산에서는 각 단의 입구압력으로 두었다. 파라미터 K_c 는 관로내 유동저항 존재시에 유출계수(discharge coefficient)와 공급유로 목면적(throat area)의 곱을 의미한다고 볼 수 있다.⁽²⁶⁾ 설계점 계산시에 K_c 를 각 열별로 구한 뒤 탈설계 작동시에 이 값을 일정하게 두고 위 식으로부터 냉각 공기량을 계산한다. 이러한 가정은 충분한 압력차 범위에서 실제에 가까운 가정이다.⁽²⁷⁾

설계계산시에 압축기입구, 연소기, 터빈출구 등에서 전압력의 손실들이 부여되며, 이들은 탈설계 계산시에 보정되어야 한다. 언급된 각 위치에서는 유동속도가 충분히 낮으므로 다음과 같은 식으로 근사하여 압력손실을 보정할 수 있다.⁽¹²⁾

$$\frac{(\Delta P/P)}{(\Delta P/P)_a} = \left[\frac{(\dot{m}\sqrt{T}/P)}{(\dot{m}\sqrt{T}/P)_a} \right]^2 \frac{R}{R_a} \quad (13)$$

본 계산에서는 터빈에 대하여 성능선도가 사용되지 않으므로 압축기와 터빈의 상응(matching)을 위한 식이 필요하다. 터빈 유로의 형상 변화가 없으므로 본 연구에서는 다음과 같이 대표 유로면적

에 상응하는 터빈 유량함수가 일정하다는 모델링을 사용한다.

$$fft = \frac{\dot{m}_{t,in} \sqrt{T_{t,in}} / P_{t,in}}{f(M)} = \text{const.}$$

$$f(M) = \frac{M \sqrt{\frac{\gamma}{R}}}{\left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (14)$$

여기서 하첨자 in 은 터빈입구를 지칭한다. 이 식은 노즐의 등엔트로피 유동식⁽¹¹⁾에 해당되지만 현재 작동중인 대부분의 터빈에서 터빈 첫단의 마하수는 거의 1에 근접하므로 위 식의 사용은 합리적이며, 종래의 연구에서도 유사한 가정들이 사용된다.^(6,7) 각 단에서 노즐출구 마하수가 항상 설계값으로 유지된다고 가정한다.

이상의 모델링을 이용하여 구성된 부분부하 해석용 프로그램에 있어서 하나의 부분부하 운전점에 대한 간략화된 흐름도를 Fig. 6에 나타내었다.

3.2 프로그램 검증

개발된 프로그램이 가스터빈의 부분부하 작동시의 시스템 파라미터(온도, 압력, 유량들) 및 열효율의 변화를 잘 예측하는지를 확인하기 위하여 실제 단축 발전용 가스터빈들의 부분부하 해석을 수행하여 실제 자료들과 비교하였다. 연료만의 제어와 가변 압축기형상 제어 모두에서 부분부하는 압력비와 터빈입구온도의 저하에 의하여 구현되며, 대상으로 삼은 엔진들은 부하범위에 따라 두 가지 제어방법을 바꾸어 사용하는 것들이다. 앞으로 언급되는 세 가지 가스터빈들은 모두 2절에서 언급된 것들 (Table 1의 엔진 D, I, G)로서 설계 계산시에 역시 2절에서 사용한 입력 파라미터들 (Table 2, 3 참조)을 그대로 사용한다.

V64.3 (Table 1의 엔진 D)은 부하에 따라서 가변 압축기 형상제어와 연료량제어를 사용하는 시스템으로서, 상당히 많은 압축기입구 공기유량 감소가 가능하다 (설계유량에 70% 까지 감소). 특별히 압축기 공기유량 감소구간에서 TET가 설계값으로 유지되며, 이는 열병합 및 복합발전시에 가스터빈 출구온도를 높게 유지하여 시스템 효율감소를 최소화하기 위한 목적으로 사용되는 것이다. 또한 일정한 압축기 형상에 의한 연료만의 제어구간에서는 압축기 입구유량이 설계유량의 약 70%로 거의 일정함을 알 수 있다. 각 출력별로 터빈출구 가스유

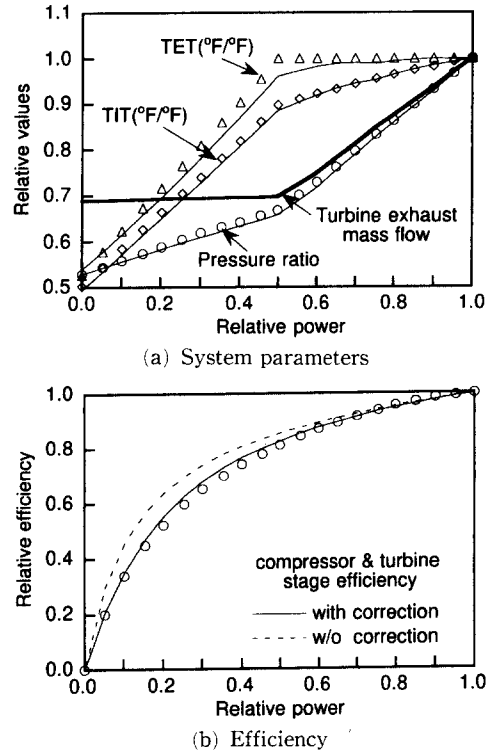
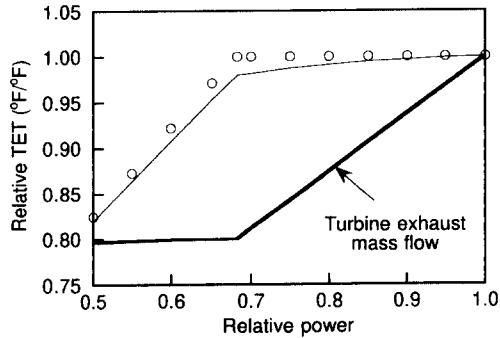


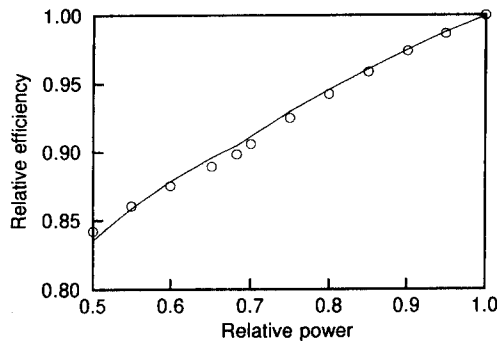
Fig. 7 Comparison of simulation results with rig data for the part load operation of V64.3 (marks: data from (16), lines: simulation)

량이 실제 엔진 자료⁽¹⁶⁾와 일치하도록 Fig. 6의 과정을 반복적으로 계산하여서 다른 파라미터들, 즉 압력비, 터빈입구온도, 출구온도, 효율 등을 실제 자료와 비교하여 Fig. 7에 나타내었다.

설계점 부근의 작은 부하변동뿐 아니라 상당히 작은 부하, 즉 설계점에서 매우 떨어져 있는 탈설계 상태의 운전에서도 작동 파라미터들을 매우 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 부분부하 열효율도 잘 일치하고 있다. 한편 탈설계점 성능계산시에 압축기와 터빈효율의 보정이 얼마나 중요한지를 나타내기 위하여 압축기와 터빈의 단효율을 보정하지 않은 경우의 열효율 계산결과도 함께 보였다. 단효율을 보정하여 주지 않으면, 실제 성능 자료와 제법 큰 차이를 유발한다. 즉 같은 출력에서 압력비, 온도등을 모두 실제 값보다 낮게 예측하며, 열효율은 더 좋게 계산된다. 이 결과는 실제 부분부하 계산시에 구성부의 효율변화에 대한 보정이 중요하며, 본 프로그램의 구성부 탈설계 모델링이 합리적임을 나타내 주는 것이다.



(a) TET



(b) Efficiency

Fig. 8 Comparison of simulation results with rig data for the part load operation of V84.2 (marks: data from (21), lines: simulation)

가스터빈 V84.2 (Table 1의 엔진 I)의 부분부하 성능 예측을 Fig. 8에 나타내었다. 이 엔진은 80%까지 유량감소가 가능하다. 역시 각 출력별로 터빈출구 가스유량을 실제 엔진 자료⁽²¹⁾와 일치시키도록 계산하였다. TET 및 효율을 잘 예측함을 알 수 있다. 또한 시험 자료에서 제어방법이 가변형상 제어에서 연료만의 제어로 바뀌는 점을 중심으로 출력에 따른 효율의 변화 기울기가 달라지며, 계산에 의해서도 이를 어느정도 잘 구현함이 확인된다. 엔진 PG6541B (Table 1의 엔진 G)의 성능예측을 Fig. 9에 나타내었다. 이 엔진도 80%까지 유량제어를 하며, 앞의 예와 다르게 이 구간에서 TRIT를 설계 값으로 유지하여서 설계점보다 더 높은 TET를 얻는 경우이다. 역시 각 출력별로 터빈출구 가스유량을 실제 엔진 자료⁽¹⁹⁾와 일치시키도록 계산하였으며, 모사결과 TET를 잘 예측할 수 있음이 확인된다.

이상과 같이 본 연구에서 제시된 부분부하 해석용 프로그램을 실제 시스템의 부분부하 성능 예측

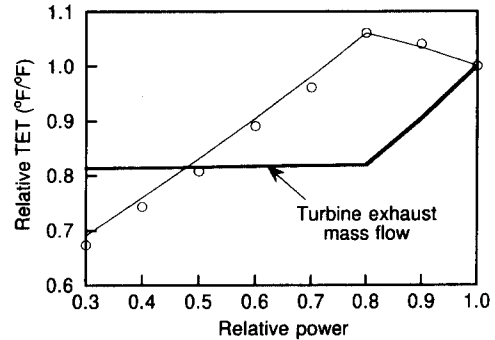


Fig. 9 Comparison of simulated TET with rig data for the part load operation of PG6541B (mark: data from (19), line: simulation)

에 적용한 결과 만족할 만한 합리성 및 정확도를 확인하였고, 이를 통하여 본 연구에서 제시한 탈설계 모델링, 특히 압축기 및 터빈 단효율 보정방법이 합리적이었음을 확인하였다. 결과적으로 본 연구에서 설명된 프로그램으로서 단축 가스터빈의 부분부하 작동을 현실적으로 모사할 수 있음이 고찰되었다.

4. 결 어

본 연구에서는 가스터빈 각 요소의 작동 모델링을 구성하고 이들을 유기적으로 결합하여 결과적으로 단축 가스터빈의 설계 및 부분부하 성능해석용 프로그램을 구성하였다. 본 연구의 내용은 다음과 같이 요약된다.

(1) 터빈 냉각과정 등에 중점을 두어 설계해석 과정을 구성하였으며, 현재의 가스터빈 구성부의 성능을 잘 구현할 구성부 파라미터를 확보하기 위하여 넓은 터빈입구온도, 압축비, 냉각기술 범위의 다수의 가스터빈의 설계 성능을 바탕으로 그 구성부 파라미터들을 추산하였다. 이는 추후의 개선된 가스터빈의 성능 예측 등의 연구에 기준 데이터로서 사용 가능하다.

(2) 각 구성부의 탈설계 모델링을 도입하여 부분부하 해석 과정을 구성하였다. 압축기의 성능변화는 실험적 단독성곡선을 사용하여 모사하도록 하였고, 터빈효율의 변화는 준이론적 관계식을 사용하여 처리하였다. 연료만의 제어와 압축기 가변형상 제어에 의한 부분부하 작동을 모두 모사할 수 있도록 하였다. 결과적으로 최소한의 해석시의 입력 파라미터와 설계점 자료들만으로 부분부하 계산이 가

능하도록 계산과정을 구성하였다.

(3) 작성된 프로그램으로서 실제 엔진들의 부분 부하 운전 특성 및 성능을 예측하였으며, 설계점으로부터 상당히 떨어져 있는 저 부하 상태까지도 만족할만한 수준의 성능 예측이 가능함을 확인하였다.

(4) 본 프로그램은 설계초기 단계에서 설계점 선정 및 부분부하성능 예측에 유용하게 이용될 수 있으며, 아울러 이를 확장하여 완전한 탈설계 작동 해석 및 다축(multi-shaft) 가스터빈 엔진의 성능 예측에도 활용 가능할 것이다.

후 기

이 연구는 서울대학교 터보·동력기계 연구센터의 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) El-Masri, M. A., 1988, "GASCAN-an Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems," *Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 110, pp. 201~209.
- (3) Erbes, M. R., Gay, R. R. and Cohn, A., 1989, "GATE: A Simulation Code for Analysis of Gas-Turbine Power Plants," *ASME paper* 89-GT-39.
- (4) Consonni, S., Lozza, G., Macchi, E., Chiesa, P. and Bombarda, P., 1991, "Gas-Turbine-Based Advanced Cycles for Power Generation-Part A: Calculation Model," *Proceedings of 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress*, Yokohama, Japan.
- (5) El-Masri, M. A., 1986, "On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part2-A Model for Expansion in Cooled Turbines," *Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 151~159.
- (6) Benvenuti, E., Bettocchi, R., Cantore, G., Negri di Montenegro, G. and Spina, P. R., 1993, "Gas Turbine Cycle Modeling Oriented to Component Performance Evaluation from Limited Design or Test Data," *Proceedings of ASME COGEN-TURBO: IGTI-Vol. 8*, pp. 327~337.
- (7) Facchini, B., 1993, "A Simplified Approach to Off-Design Performance Evaluation of Single Shaft Heavy Duty Gas Turbines," *Proceedings of ASME COGEN-TURBO: IGTI-Vol. 8*, pp. 189~197.
- (8) Sonntag, R. E. and Van Wylen, G. J. and , 1991, *Introduction to Thermodynamics*, John Wiley & Sons, 3rd ed.
- (9) Hopkins, J. E., 1991, "GE Gas Turbine Performance Characteristics," GER-3567B.
- (10) 김동섭, 1995, "가스터빈의 설계 및 성능해석과 열병합발전예의 응용", 서울대학교 박사학위논문
- (11) Shapiro, A. H., 1953, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Flow*, Ronald Press., Chap. 4 and 8.
- (12) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1987, *Gas Turbine Theory*, John Wiley & Sons., 3rd ed., Chap.7 and 8.
- (13) Brandt, D. E., 1991, "MS7001FA Gas Turbine design Evolution and Verification," GER 3622B.
- (14) Aoki, S., Tsukuda, Y., Akita, E., Terazaki, M., Mclaurin, L. D. and Kier, M., 1994, "Uprated 501F Gas Turbine, 501FA," *ASME paper* 94-GT-474.
- (15) Maghon H., Becker, B., Schulenberg, T., Termuehlen, H. and Kraemer, H., 1993, "The Advanced V84.3 Gas Turbine," *American Power Conference*, Chicago, Illinois, U.S.A.
- (16) Jansen, M., Schulenberg, T. and Waldinger, D., 1992, "Shop Test Results of the V64.3 Gas Turbine," *Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 114, pp. 676~681.
- (17) Viereck, D., Wettstein, H. E., Aigner, M. and Kiesow, H. J., 1992, "GT13E2, The Cleanest Gas Turbine for Combined Cycle and Cogeneration Application," *Proceedings of ASME COGEN-*

- TURBO* : IGTI-Vol. 7, pp. 231~238.
- (18) Kumada, K. and Sasada, T., 1989, "Development of High-Efficiency Heavy-Duty 25MW New H-25 Gas Turbine," *Hitachi Review*, Vol. 38, No.3, pp. 151~156.
- (19) Palmer, C. and Erbes, R., 1994, "Simulation Methods Used to Analyze the Performance of the GE PG6541B Gas Turbine Utilizing Low Heating Value Fuels," *Proceedings of ASME COGEN-TURBO* : IGTI-Vol. 9, pp. 337~346.
- (20) Terazaki, M., Fukue, I. and Tsukuda, Y., 1991, "Development of 6MW-Class Gas Turbine MF-61," *ASME paper*, 91-GT-349.
- (21) Maghon H., Kreutzer, A. and Termuehlen, H., 1988, "The V84 Gas Turbine Designed for Reliable Base Load and Peaking Duty," *American Power Conference*, Chicago, Illinois, U.S.A.
- (22) Hoshino, A., 1992, "Recent Development in Small and Mid-sized Industrial Gas Turbines," *Kawasaki Heavy Industries Review*, No. 114, pp. 56~65. (in Japanese).
- (23) Cyrus, V., 1994, "Separated Flows in Axial flow Compressor with Variable Stator Vanes at Positive Incidence Angles," *ASME paper* 94-GT-480.
- (24) Dugan Jr., J. F., 1965, "Compressor and Turbine Matching," NASA SP-36, Chap. XVII. (cited in (25))
- (25) Guo, X. D. and Wang, L. S., 1992, "Feasibility Study of the Intercooled-Supercharged Gas Turbine Engine," *Proceedings of ASME COGEN-TURBO* : IGTI-Vol. 7, pp. 373~382.
- (26) White, F. M., 1979, *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, Chap. 6.
- (27) Hay, N. and Spencer, A., 1992, "Discharge Coefficient of Cooling Holes with Radiused and Chamfered Inlets," *Trans. ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 701~706.