

〈技術論文〉

가스터빈 기관의 탈설계점 해석

강동진* · 류제욱** · 정평석*

(1993년 1월 28일 접수)

Off-Design Performance Prediction of a Gas Turbine Engine

D. J. Kang, J. W. Ryu, and P. S. Jung

Key Words : Off-Design(탈설계점), Axial Flow Compressor(축류압축기), Axial flow Turbine(축류 터빈), Combustion Chamber(연소기)

Abstract

A procedure for the prediction of the off-design performance of a gas turbine engine is proposed. The system performance at off-design speed is predicted by coupling the thermodynamic models of a compressor and a turbine. The off-design performance of a compressor is obtained using the stage-stacking method, while the Ainlay-Mathieson method is used for a turbine. The procedure is applied to a single-shaft gas turbine and its predictability is found satisfactory. The results also show that the net work output increases with the increase of the turbine inlet temperature, while the thermal efficiency is marginal. The maximum thermal efficiency at design point is obtained between the highest pressure ratio and design pressure ratio.

기호 설명

m : 유량
 η : 전효율 (total to total efficiency)
 Pr : 압력비
 γ : 비열비
 M : Mach 수

c : 압축기
 t : 터빈
 b : 연소기

상첨자

* : 설계점 데이터로 무차원

하첨자

0 : 정체점
1 : 압축기 입구
2 : 압축기 출구(연소기 입구)
3 : 연소기 출구(터빈 입구)
4 : 터빈 출구

1. 서론

가스터빈은 기계적으로는 압축기, 터빈, 연소기 등의 단순결합으로 구성되어지나 그 운전특성은 각각의 구성부품이 지닌 고유한 성능특성의 열 및 유체역학적 결합에 의해 결정된다. 다시말하면 고유의 성능특성을 지닌 부품들을 결합하여 시스템을 구성하게 되면 각 부품의 성능특성과 작동조건의 상호간섭으로 인하여 시스템의 작동특성과 구성부품의 작동특성 사이에 새로운 관계가 형성되고, 이 새로운 관계에 의해서 시스템의 작동이 이루어지게 된다. 따라서 시스템의 완전한 설계를 위해서는 주요부품들의 기계적 결합 뿐만 아니라 열 및 유체역

*정회원, 영남대학교 기계공학과

**한국중공업, 터보발전기 설계실

학적 결합의 적합성도 동시에 고려되어야 한다. 결국 주요부품을 결합하여 소기의 목적을 수행하는 시스템을 구성하기 위해서는 열 및 유체역학적인 관점에서의 시스템의 작동특성을 예측할 수 있는 방법의 개발이 요구되고, 이러한 방법으로 실제 운전조건을 고려한 이론적 해석이 가능해지면 시스템 개발기간 단축과 개발비용의 절감 뿐만 아니라 시스템 설계초기단계에 시스템의 전반적인 작동특성을 예측할 수 있는 등 여러가지의 이점이 생긴다. 또한, 최근들어서는 시스템의 운전이 장시간 진행됨에 따라 시스템 거동을 모니터링 하여 구성부품들의 상태를 추측하는 일종의 진단 프로그램 개발이 주요 연구과제로 다루어지고 있다.^(1,2) 어느 경우이든간에 시스템과 구성부품간의 상호작용을 적절히 예측할 수 있는 방법의 개발이 요구되고 있다 하겠다.

시스템의 성능해석은 접근방법에 따라 크게 아날로그, 하이브리드, 디지털 시뮬레이션 모델의 3가지로 구분되는데 설계초기단계에서는 시스템 구성부품들의 열역학적 모델을 이용한 디지털 성능해석이 널리 사용되고 있다. 열역학적 모델을 이용하여 수행된 연구를 살펴보면, Durand⁽³⁾와 Evans⁽⁴⁾ 등은 압축기와 터빈등의 주요부품을 결합하는 기본적인 방법을 제시하였고, Saravanamuttoo와 Fawake⁽⁵⁾와 Ping⁽⁷⁾ 등은 시스템을 구성하는 압축기와 터빈의 성능곡선을 사용하여 여러종류의 사이클에 대한 연구를 수행하였다. 그러나 지금까지의 연구는 주로 압축기와 터빈의 단순화된 탈설계점 성능특성을 사용한 연구가 진행되어 탈설계점 성능이 시스템의 성능에 미치는 영향에 대한 체계적인 연구가 이루어지지 않아,⁽⁶⁾ 시스템의 탈설계점 성능특성에 대한 충분한 이해가 이루어지지 않고 있다고 하겠다.

따라서 본 연구에서는 시스템을 구성하는 압축기와 터빈의 탈설계점 성능을 예측한 후 이들을 결합하여 가스터빈 기관의 탈설계점 성능특성(출력, 효율등)을 예측할 수 있는 방법을 제시하고, 임의로 선정한 단일축 가스터빈 기관에의 적용을 통하여 그 타당성을 살펴보고자 한다.

2. 시스템 구성부품의 탈 설계점 성능해석

단일축 가스터빈 기관은 가장 기본적인 가스터빈 기관의 하나로 축류압축기와 축류터빈이 하나의

축으로 연결된 시스템을 의미하며, 기관의 주요 구성부품인 압축기, 터빈 그리고 연소기의 성능해석은 다음과 같이 이루어졌다.

2.1 축류압축기의 탈설계점 성능

축류압축기가 1930년대 이후 산업계에 급속히 보급된 이래 탈설계점 성능예측은 많은 연구가 수행되어 왔음에도 불구하고 여전히 완전히 해결되지 못한 분야 중의 하나인데,⁽⁶⁾ 지금까지 여러 연구가들에 의해 제시된 방법들은 다음과 같이 나눌 수가 있다.

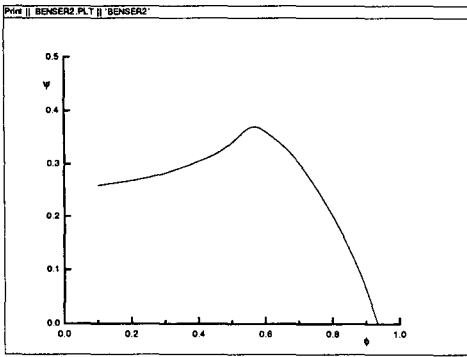
(1) 반경방향 평형식(radial equilibrium)을 이용한 블레이드 요소이론

(2) 단축적방법(stage stacking)

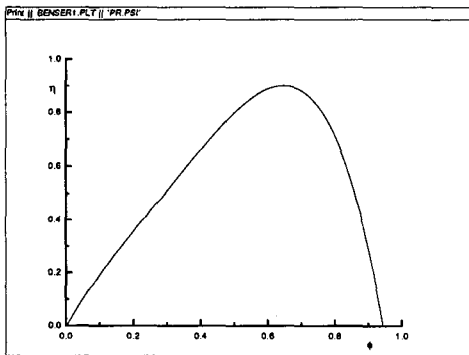
(3) Howell등의 실험적 성능곡선을 이용한 근사방법

반경방향 평형식을 이용한 블레이드 요소이론에 의거한 성능예측방법은 설계점에서 크게 벗어난 실속(stall)이나 질식(chocking) 상태에서는 예측의 신뢰도가 크게 떨어지는 것으로 알려져 있으며, 계산시간도 다른 방법에 비해 많이 소요된다.^(9,10) 반면에 실험적 성능곡선을 이용한 근사방법은 그 적용범위가 지나치게 제한되어 있어서 근래에는 설계초기단계에서도 그 사용빈도가 감소하고 있는 형편이다.^(9,10) 이들에 비해 단축적방법은 압축기의 블레이드 유동을 1차원으로 가정하고 있음에도 불구하고 비교적 정확한 예측성을 나타내는 것으로 알려져 있어 본 연구의 목적에 적합하다고 판단된다.^(9,11)

단축적방법은 임의의 단의 출구조건을 다음 단의 입구조건으로 생각하여 각 단을 축적함으로써 전체 압축기의 성능을 예측한다. 따라서 각 단의 성능을 어떻게 잘 예측하느냐에 단축적방법의 성패가 달려 있다고 할 수 있겠다. 정확한 단 성능예측을 위한 연구가 활발히 진행되어 왔지만, 저자의 문헌조사로는, 아직도 일반성을 지닌 예측방법이 제시되어 있지 않은 상태이다. 최근에 Wright등⁽¹²⁾이 손실모델을 이용한 단성능 예측방법을 제시한 바 있으나 아직까지 일반화 되지는 못한 실정이다. 본 연구에서는 Benser등⁽¹³⁾이 사용한 실험치 즉 NACA 블레이드의 실험을 통해 얻은 단 성능곡선을 이용하고 각 단에서 발달하는 경계층의 크기가 서로 크게 다른 점을 감안하여 완료일 계수(work done factor)의 개념을 도입하였다.^(9,14) Fig. 1은 본 연구에 사



(a) Pressure coefficient vs. flow coefficient



(b) Stage efficiency vs. flow coefficient

Fig. 1 Stage performance characteristics

마지막 단까지 단축적을 통해 압축기 성능 즉 압력비와 온도비(혹은 효율)을 얻는다. 첫 단의 입구조건이 주어지면 두 번째 단 부터 마지막 단까지의 입구조건은 바로 앞 단의 출구조건과 동일하다고 가정하고, 각 단의 출구조건은 다음식 (1)과 (2)를 이용해 구한다.

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(1 + \frac{\psi U^2}{\eta_s C_p T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1)$$

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = \left(1 + \frac{\psi U^2}{\eta_s C_p T_{01}}\right) \quad (2)$$

여기서 압력계수 ψ 는 Fig. 1(a)로 부터, 단효율 η_s 는 Fig. 1(b)로 부터 각각 얻는다.

본 연구에 사용된 블레이드 형상 데이터와 압축기 설계조건등은 Table 1에 정리되어 있고, 단축적 방법을 통해 얻은 결과는 Fig. 2에 도시되어 있다. 그림에서 (a)는 유량과 압력비의 관계를, (b)는 유량과 효율의 관계를 보여주고 있다. 그림에서 흰색 원은 최고 압력비점을, 검은색 원은 설계점을 각각 가리킨다. 압축기의 실제 작동은 Surge에 의해 제한되지만, 문헌에 나타나 있는 Surge선 예측 방법들이 여전히 논란거리가 되고 있을 뿐만 아니라 본 연구의 목적이 설계 초기단계에 적합한 시스템 작동특성 예측방법을 제시하고 적용하는데 있으므로 해석영역을 최고 압력비점 이전까지(유량은 적은 쪽) 확장하여 연구를 수행하였다.

용된 성능곡선을 도시한 것으로, (a)는 유량계수(flow coefficient)와 압력 계수(pressure coefficient)와의 관계를 (b)는 유량계수와 단효율과의 관계를 보여주고 있다. 또 본 연구에 사용된 완료일 계수는 Howell⁽⁹⁾등이 사용한 것과 동일한 형태로, 1.0, 0.9, 0.95, 0.9, 0.85를 1단, 2단, 3단, 그리고 4단이상의 완료일 계수로 각각 가정하였다.

단축적 방법을 이용하여 압축기의 성능곡선을 구하는 방법은 참고문헌[13]에 잘 정리되어 있으며, 요약하면 다음과 같다.

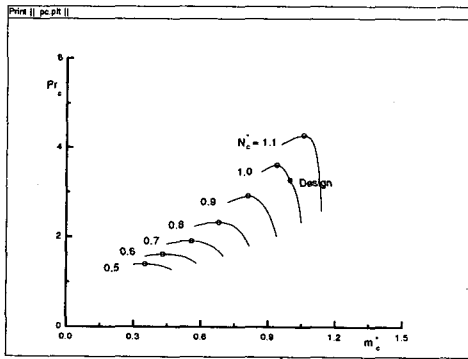
(1) 압축기의 회전수(혹은 무차원 회전수)를 적절한 범위내에서 변화시켜 가며 다음의 과정 2)~3)을 반복한다.

(2) 각 회전수에 대하여 유량(혹은 무차원 유량)을 적절한 범위내에서 변화 시켜가며 다음의 과정 3)을 되풀이 한다.

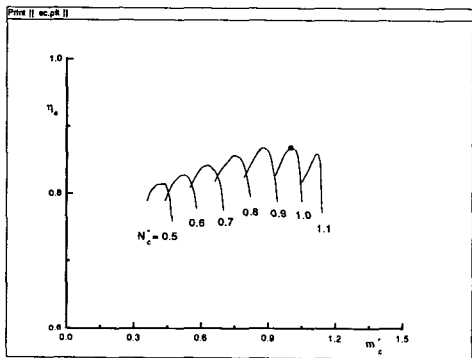
(3) 주어진 회전수와 유량에 대하여 첫 단에서

Table 1 Axial compressor design data

Variable	Data	unit
mass flow rate	28.3	(kg/sec)
stage number	4	-
rotational speed	11000	(rpm)
inlet absolute flow angle	0	(deg)
inlet total temperature	288.2	(K)
inlet total pressure	101.3	(kN/m ²)
gas constant	287	(kN/kg K)
	rotor	stator
1-stage hub radius	0.1930	0.2056 (m)
2-stage hub radius	0.2182	0.2267 (m)
3-stage hub radius	0.2352	0.2412 (m)
4-stage hub radius	0.2471	0.2557 (m)
1.2.3.4-stage tip radius	0.2892	0.2892 (m)



(a) Pressure ratio vs. mass flow rate



(b) Isentropic efficiency vs. mass flow rate

Fig. 2 Predicted compressor performance characteristics

2.2 축류터빈의 탈설계점 성능

터빈의 성능예측방법은 크게 두 가지로 나눌 수가 있다. 첫째는 블레이드의 형상과 터빈 내부의 유동형태를 무시하고 유사한 특성을 지닌 가스터빈의 거시적 성능측정을 통해 얻은 성능곡선을 이용하는 방법으로 터빈의 주요 설계변수 선정등에 사용 가능한 방법이다. Smith⁽¹⁵⁾와 Latimer⁽¹⁶⁾의 방법이 이런 범주에 포함된다고 말할 수 있겠다. 둘째로는 터빈내에서의 압력손실 메카니즘을 여러 인자로 나누어 적절한 모델링을 통해 성능을 예측하는 방법을 들 수가 있는데, 블레이드 형상 뿐만 아니라 터빈 내부유동의 모델링을 통해 얻어진 모델을 사용하므로 보다 일반적인 방법이다.

본 연구에서는 두번째 범주에 포함되는 Ainley-Mathieson⁽¹⁷⁾의 모델을 이용한 성능예측방법을 이용하여 터빈의 탈설계점 성능예측을 수행하였다. Ainley-Mathieson등의 손실 모델 외에도 여러 모델들이 문헌에 발표되어 있지만⁽¹⁸⁾ 모든 경우에 유효

등한 예측성을 보여주는 것은, 저자의 조사로는, 아직까지 없는 상태이어서 여러 연구가에 의해 사용되어 그 예측성이 비교적 널리 아떨져 있는 Ainley-Mathieson 모델을 사용하였다. 다만 끝간격 손실과 이차유동 손실의 경우는 Dunham등⁽¹⁹⁾의 결과에 따라 계수들을 수정하였다.

다단 축류 터빈의 성능은 유량, 압력비 그리고 온도비의 관계를 계산함으로써 이루어지는데, 축류 압축기의 경우와 마찬가지로 첫 단에서 마지막 단까지 단성능을 축적하여 전체 터빈의 성능을 구한다. 다만, 각 단을 고정익(stator)과 회전익(rotor)으로 분리하여 각각에 대하여 적절한 손실 모델을 이용하여 단 성능을 구하는 것이 축류 압축기의 경우와는 크게 다른 점이다. 다단 축류터빈의 성능예측을 위해 사용된 Ainley-Mathieson방법은 참고문헌[17, 20]에 자세히 서술되어 있으며, 요약하면 다음과 같다.

(a)고정익을 통한 흐름

(1) 터빈의 회전수를 적절한 범위내에서 변화시켜 가며 다음의 과정 (2)~(7)을 반복한다.

(2) 각 회전수에 대하여 유량을 적절히 변화시켜 가며 다음의 과정 (3)~(7)을 반복한다. 단 질식(choking)이 일어나면 즉 블레이드 출구 Mach수가 1보다 커지면 유량과 압력손실계수 Y_{in} 의 변화없이 과정 (3)~(7)을 반복한다.

(3) 블레이드 출구에서의 Mach수를 초기에는 가정하고 계산이 반복되면 수정된 값을 이용하여, 출구에서의 흐름각 α_2 을 부록 1의 방법에 따라 계산한다.

(4) 회전수와 유량이 주어지면 블레이드의 압력손실계수 Y_{in} 을 다음의 식(3)~(5)를 이용하여 구한다: Ainley-Mathieson 방법에 따르면 압력손실계수는 형상손실(식3), 끝간격손실(식4), 이차 유동손실(식5)등의 합으로 구한다.

형상손실: 입사각이 0°인 경우의 형상손실을 다음의 식(3)을 이용해 구하고 입사각이 0°에서 벗어나면 부록 2의 방법에 따라 형상손실을 수정한다.

$$Y_p = \left(Y_{p(\beta_2=0)} + \left(\frac{\beta_2}{\beta_3} \right) \left(Y_{p(\beta_2=\beta_3)} - Y_{p(\beta_2=0)} \right) \right) \left(\frac{t/c}{0.2} \right)^{\left(\frac{\beta_2}{\beta_3} \right)} \quad (3)$$

여기서, β_2 와 β_3 는 각각 블레이드의 입출구각을 가리키고 $Y_{p(\beta_2=0)}$ 와 $Y_{p(\beta_2=\beta_3)}$ 는 각각 노즐식과 충격식

블레이드의 형상손실을 의미하며, Fig. 3으로부터 얻는다.

끝간격손실 :

$$Y_c = B \left(\frac{c}{h} \right) \left(\frac{k}{c} \right)^{0.78} \left(\frac{C_L}{s/c} \right)^2 \left[\frac{\cos^2 \beta_3}{\cos^3 \beta_m} \right]$$

$$C_L = \left(\frac{s}{c} \right) (\tan \beta_2 + \tan \beta_m) \cos \beta_m$$

$$\beta_m = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta_3 - \tan \beta_2}{2} \right) \quad (4)$$

위의 식에서 반경방향 간격의 경우는 B를 0.47, 흐름방향의 경우에는 0.37로 둔다.

이차유동손실 :

$$Y_s = 0.0334 \left(\frac{c}{h} \right) \left[\frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_2} \right] \left(\frac{C_L}{s/c} \right)^2 \left[\frac{\cos^2 \beta_3}{\cos^3 \beta_m} \right] \quad (5)$$

(5) 위의 과정(3)에서 얻은 압력손실계수 Y_m 을 이용하여 블레이드 출구에서의 전압력과 정압력을 다음의 식(6)과 (7)을 이용하여 구한다.

$$P_{02} = \frac{P_{01}}{Y_m \left(1 - \frac{P_2}{P_{02}} \right) + 1} \quad (6)$$

$$P_2 = P_{02} \left(1 + \frac{\gamma + 1}{2} M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \quad (7)$$

(6) 블레이드 출구압력이 결정되면 유량변수 Q_2 를 다음의 식(8)로부터 구하고, 식(9)를 이용하여 블레이드 출구 Mach수를 수정한다.

$$Q_2 = \frac{m \sqrt{T_{02}}}{A_{n2} \cos \alpha_2 P_{02}} \quad (8)$$

여기서, A_{n2} 은 출구면적을 가리킨다.

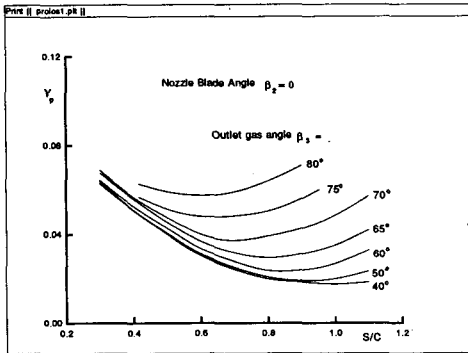
$$M_2 = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M_2 Q_2 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (9)$$

(7) Mach수가 변화하지 않을 때까지 과정(3~6)을 반복한다.

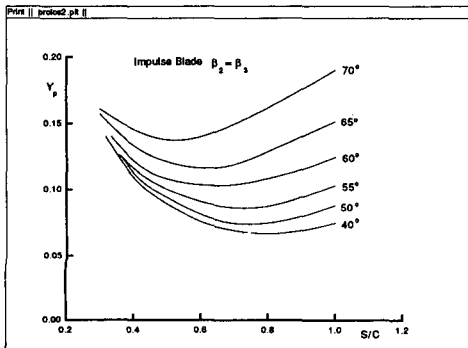
(b) 회전익을 통한 흐름

위의 고정익에 대한 계산과정과 동일한 방법으로 계산을 수행하되, 유체의 절대속도 대신에 상대속도를 이용한다. 따라서 전압력이나 전온도는 상대 전압력과 상대 전온도로 취급하면 된다.

본 연구에서는 Table 2에 정리되어 있듯이 2단 축류 터빈을 가정하여 적절히 선정된 블레이드 형상과 설계조건들을 이용하여 탈설계점 성능곡선을 얻었으며, 그 결과는 Fig. 4와 같다. 그림에서 (a)



(a) Nozzle blade

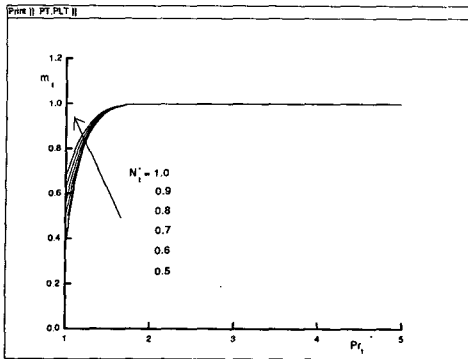


(b) Impulse blade

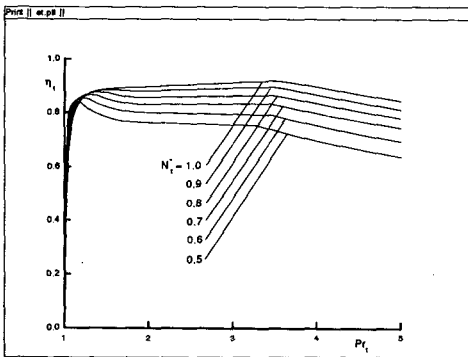
Fig. 3 Profile loss coefficient

Table 2 Axial turbine design data

Variable	Data	unit
mass flow rate	28.3	(kg/sec)
stage number	2	(-)
rotational speed	11000	(rpm)
inlet absolute flow angle	0	(deg)
inlet total temperature	1300	(K)
inlet total pressure	331.7	(kN/m ²)
gas constant	287	(kN/kg K)
	stator	rotor
chord	0.1	0.1 (m)
pitch	0.085	0.085 (m)
1-stage hub radius	0.16	0.15 (m)
1-stage tip radius	0.275	0.285 (m)
2-stage hub radius	0.15	0.14 (m)
2-stage tip radius	0.285	0.295 (m)



(a) Isentropic efficiency vs. pressure ratio



(b) Mass flow rate vs. pressure ratio

Fig. 4 Predicted turbine performance characteristics

는 축류터빈의 입출구에서의 압력비와 효율과의 관계를, (b)는 압력비와 유량과의 관계를 도시하고 있다. (b)에서 압력비의 증가에도 불구하고 유량이 증가하지 않는 것은 질식이 일어났기 때문이다.

2.3 연소기의 특성

연소기 입구조건을 압축기 출구조건과 동일하다고 가정하면, 연소기의 성능은 연소기를 통과하면서 발생하는 전압력 손실과 연료가 연소하면서 내는 발열량으로 표현될 수 있다.

연소기 내에서의 전압력 손실을 정확히 모델링하는 것은 어려운 일이며, 다음의 식(10)과 같이 압축기 출구에서의 전압력의 백분율로 표현하는 것이 일반적이다. (20~22)

$$P_{03} = P_{02} \left(1 - \frac{\Delta P_b}{P_{02}} \right) \tag{10}$$

연료의 연소과정을 정확히 모델링하는 것은 대단히 어려운 일이며, 다음의 식(11)과 같이 간단히 모델링 하는것이 일반적인 방법이다. (21)

$$\begin{aligned} &(1+f) C_p (T_{03} - 298) + f (\Delta H_{25}) \\ &+ C_p (298 - T_{02}) \\ &+ f C_{pf} (298 - T_f) = 0 \end{aligned} \tag{11}$$

식(11)에서 ΔH_{25} 는 연료가 연소하면서 내는 발열량을 의미하며, 여기서는 43100 KJ/Kg로 가정한다. (21)

3. 시스템 작동특성의 해석

압축기와 연소기 그리고 터빈이 하나의 축으로 연결되어 가스터빈 기관으로 작동되기 위하여서는 부품들 간에 기계적 제약조건 즉 회전수의 일치 뿐만 아니라 열 및 유체역학적 제한조건 즉 에너지와 유량의 보존 등이 만족되어야 한다. 실제 기관은 위의 주요 구성 부품 외에도 여러가지 부속장치들로 구성되어 있어서 그들에 대한 적절한 열 및 유체역학적 모델의 도입이 필요하나 그들을 모두 고려하는 것은 본 연구의 범위를 벗어나고, 또한 가스터빈 기관의 기본 작동원리를 파악하는 데는 그 영향이 이차적이라 사료되므로 여기서는 모두 무시하기로 한다. 다시말하면, 실제 가스 터빈 기관에는 공기의 원활한 유출입을 위해 설치된 입출구의 안내 덕트와 연소기에서의 압력손실등이 존재하지만, 그 영향을 무시하여 압축기 출구와 터빈 입구의 압력은 동일하고, 압축기 입구와 터빈 출구의 압력은 대기압으로 가정한다. 다만, 기관내에서 위치에 따라 온도의 차이가 크고, 연료량에 따라라도 비열이 달라지게 되므로 온도와 연료량에 따른 비열의 변화를 부록 3의 방법과 같이 고려하였다.

본 연구에 사용된 축류 압축기와 축류 터빈의 열역학적 설계점 즉 압력비, 온도, 효율, 유량 등은 Table 3과 같다. 가스터빈 기관이 하나의 시스템으로 작동될 때 그 성능특성은 여러가지 방법으로 표현될 수가 있지만, 본 연구에서는 주어진 입구조건하에서 유량과 회전수의 변화에 따른 시스템의 여러가지 변수의 변화를 살펴봄으로써 시스템의 작동특성을 이해하고자 한다. 시스템의 작동특성은 다음과 같은 과정을 거쳐 구하였다.

(1) 압축기의 작동점 즉 일정 회전수 곡선을 따라 작동점에서의 m^*c , Pr_c , η_c 등의 값을 결정한다. 압축기 성능곡선에서 작동점 즉, 압축기 압력비와 효율의 값이 결정되면, 압축기 출구온도와 입력에너지는 다음과 같이 구한다.

Table 3 System design data

Variables	Data	Unit
mass flow rate	28.3	(kg/s)
rotational speed	11000	(rpm)
turbine inlet temperature	1300	(K)
compressor pressure ratio	3.27	(-)
compressor efficiency	0.86	(-)
turbine efficiency	0.91	(-)
compressor inlet pressure	0.1013	(MPa)
compressor inlet temperature	288.2	(K)
turbine outlet pressure	0.1013	(MPa)
combustion chamber efficiency	1.0	(-)
low heating value	43100	(kJ/kg)

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (12)$$

$$W_c = m_{12}(h_{02} - h_{01}) = m_{12}c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (13)$$

(2) 유량과 회전수가 동일하다는 결합조건을 이용하여 압축기의 작동점에 대응하는 터빈의 작동점을 다음의 반복계산과정을 통하여 결정한다.

먼저 터빈 입구온도를 가정하여(대개 설계점 온도로 가정), 회전수가 일정하다는 조건으로부터 얻은 다음의 식(14)를 이용하여 터빈 성능곡선상의 회전수를 계산한다.

$$N_t^* = N_c^* \left(\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right)_{c,des} \left(\frac{\sqrt{T_{01}}}{\sqrt{T_{03}}} \right) \left(\frac{\sqrt{T_{03}}}{N} \right)_{t,des} \quad (14)$$

터빈 회전수가 결정되면 연소기에서의 전압력 손실은 고려하여 즉 식(10)을 이용하여 터빈 입구압력 P_{03} 를 계산한다. 터빈 회전수와 압력비가 일단 계산되면 Fig. 2(a)로부터 유량을 구하고, 유량의 연속성을 고려하여 얻은 다음의 식(15)와 (16)을 이용하여 터빈 입구온도를 수정한다.

$$m_{34} = m_{12}(1+f) \quad (15)$$

$$T_{03} = \left[m_t^* \left(\frac{m_{34} \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \right)_{des} P_{03} \right]^2 \quad (16)$$

터빈의 입구온도의 변화가 충분히 작을 때까지 반복계산을 수행하여 터빈 작동점을 결정한다.

(3) 일단 압축기와 터빈의 작동점이 결정되면 여러가지 시스템 성능특성(출력, 효율등)을 계산한다.

터빈의 입구온도가 결정되면, 연소기에 공급하는 열량은 열역학 제1법칙으로부터 다음의 식(17)과 같이 구할 수가 있다.

$$Q_b = m_{12}(h_{03} - h_{02}) = m_{12}c_p(T_{03} - T_{02}) \quad (17)$$

터빈의 출력에너지는 터빈에서의 온도차와 유량의 곱에 의해서 계산되며, 터빈에서의 온도차는 터빈 압력비와 터빈 효율을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{04} = T_{03} - T_{03} \eta_t \left[1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (19)$$

$$W_t = m_{34}(h_{03} - h_{04}) = m_{34}c_p(T_{03} - T_{04}) \quad (20)$$

또 시스템의 순출력, 열효율 그리고 비 연료소모율은 아래와 같이 구하였다.

$$W_{net} = W_t - W_c \geq 0$$

$$\eta_{th} = W_{net}/Q_b$$

$$s.f.c = \frac{f}{W_{net}} \quad (21)$$

위의 계산과정에 따라 압축기의 성능선도상에서 모든 작동점에 대하여 계산을 수행하여 가스터빈 시스템의 성능곡선을 얻었다.

4. 계산 결과 및 고찰

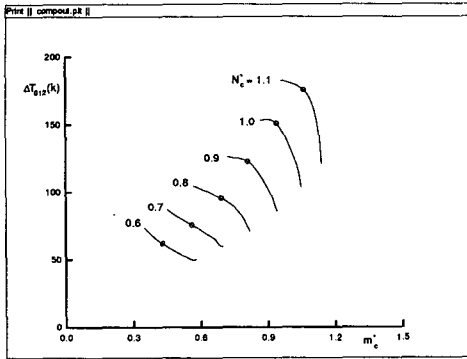
단축적방법과 Ainley-Mathieson 모델을 이용하여 축류압축기와 축류터빈의 탈설계점 성능예측을 한 후, 압축기와 터빈을 하나의 축으로 결합한 단일축 가스터빈 기관에 대하여 시스템의 성능특성을 살펴보았다. 가스터빈 기관의 허용 입구온도의 변화에 따른 시스템 성능변화도 함께 살펴보았다.

Fig. 5(a)는 압축기 입출구에서의 온도차를 Fig. 5(b)는 압축기 입력에너지를 무차원 유량과 무차원 회전수의 변화에 따라 각각 도시하고 있다. 그림에서 기호(원)는 각 무차원 회전수에 대한 최고 압력비점을 나타낸다. 그림을 살펴보면, 무차원 회전수가 0.9이상인 경우 최고 압력비점과 최대 압축기일점이 거의 일치하므로 유량이 증가하여 압력비가 감소하면 압축기일도 감소하는 전형적인 압축기 작동특성을 잘 보여주어 있다. 압축기일의 거동과는 달리 압축기 입출구 사이의 온도차의 최대치는 최고 압력비점으로 부터 다소 이동되어, 압력비의 증가는 항상 압축기 출구온도의 상승을 의미하게 됨을 알 수 있다. 무차원 회전수 0.8을 전후로 하

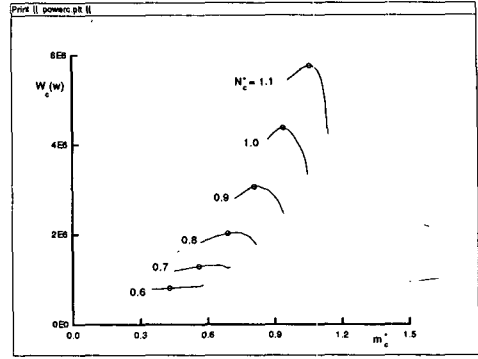
여 압축기일과 온도차이의 거동이 크게 달라지는데, 이점 전후의 시스템 작동특성의 변화는 다음에 보다 자세히 서술하겠다.

Fig. 6(a)은 압축기의 작동점에 대응하는 터빈의

입구온도를, Fig. 6(b)는 터빈 출력을, 그리고 Fig. 6(c)는 터빈 입출구 온도차를 압축기의 무차원 유량의 변화에 따라 각각 도시하고 있다. 터빈 출력 그림을 살펴보면 무차원 회전수가 일정한 곡선

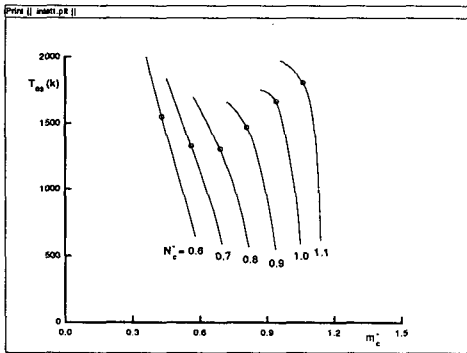


(a) Temperature drop in the compressor

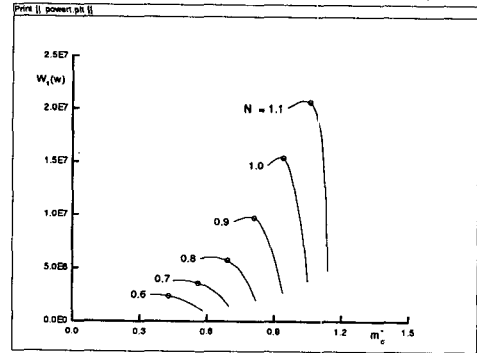


(b) Power input to the compressor

Fig. 5 Compressor characteristics as a component of a gas turbine engine

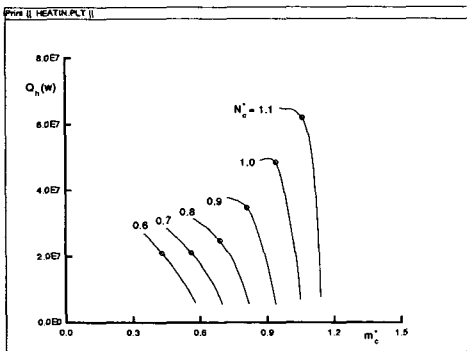


(a) Temperature rise in the turbine

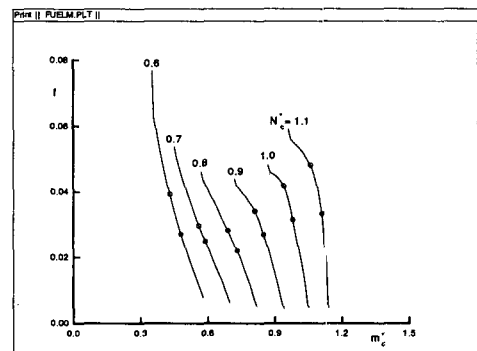


(b) Power output from the turbine

Fig. 6 Turbine characteristics as a component of a gas turbine engine



(a) Heat supplied in the combustor



(b) Fuel/air ratio

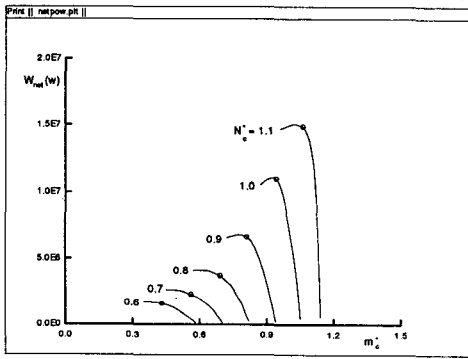
Fig. 7 Combustor characteristics as a component of a gas turbine engine

을 따라 무차원 유량의 증가 즉 압력비의 감소는 급격한 터빈 출력의 감소를 수반하는 전형적인 터빈 작동특성을 잘 보여주고 있다. 그러나, 앞서 설명한 압축기의 경우와는 달리, 무차원 회전수 0.8을 전후로 작동특성이 크게 변화하지는 않고 있다. 구체적으로 살펴보면, 압축기의 경우와는 달리 저회전수(0.8이하)에서도 터빈의 출력은 압력의 증가

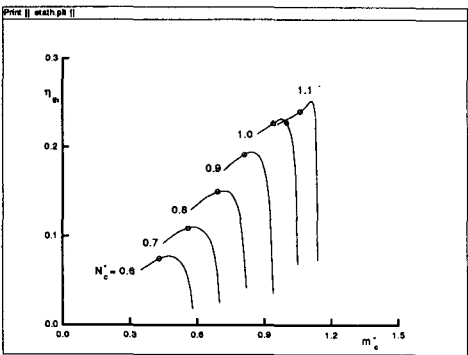
에 따라 항상 증가한다. (압축기의 경우는 고 회전수의 거동과는 반대로 압축기일이 오히려 감소한다.)

연소기에서 공급되는 열량과 연공비는 Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)에서 각각 살펴볼 수 있다. Fig. 7(a)를 살펴보면 압력비의 증가는 회전수의 크기에 관계없이 항상 입력에너지의 증가를 수반하는 전형적인 연소기의 특성을 잘 보여주고 있다. Fig. 7(b)에서 연공비의 크기는 약 3%내임을 알 수가 있다. 또 압축기의 경우와 유사하게 회전수 0.8이하에서는 작은 압력비로 작동되는 영역임에도 불구하고 오히려 많은 양의 연료가 요구되므로 시스템의 성능이 급격히 저하되는 영역이 됨을 알 수 있다. 그림에서 검은색 원은 최대 열효율점을 표시한 것으로 다음에 설명하기로 한다.

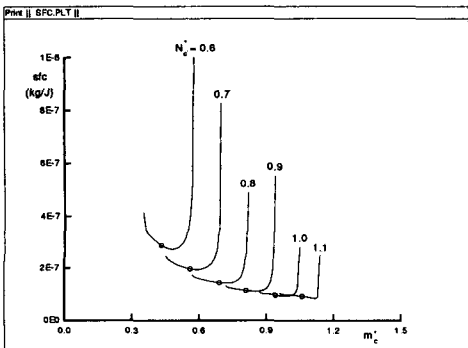
Fig. 8은 시스템의 성능을 도시한 그림으로 a는 순출력을, b는 열효율을, 그리고 c는 비연료소비율을 압축기의 무차원 유량에 대하여 보여주고 있다. 순출력은 터빈의 출력에너지와 대체로 유사한 거동을 보여주고 있으며, 압력비의증가는 회전수의 크기에 관계없이 항상 순출력의 증가로 이어짐을 그림으로 부터 알 수 있다. 이에 비해, 시스템의 열효율은, 예를들어 설계회전수로 시스템을 작성할 경우, 최고 압력비와 설계압력비 사이에서 최대치를 가지므로 설계압력비 이상의 압력비로 작동할 경우 순출력은 증가하나 열효율을 다소 감소할 수도 있다. 그러나, 설계압력비 이하에서의 작동은 순출력의 저하 뿐만 아니라 열효율의 급격한 감소도 수반한다. 한편 비 연료소비율을 살펴보면, 회전수



(a) Net power



(b) Thermal efficiency



(c) Specific fuel consumption

Fig. 8 System performance characteristics

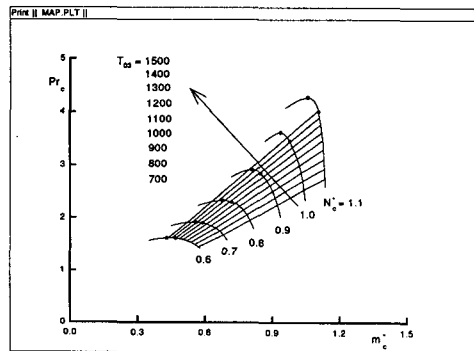


Fig. 9 Lines of constant turbine inlet temperature on the compressor performance characteristic curves

가 설계회전수 이상으로 증가하여도 비 연료소비율은 거의 개선이 되지 않음을 알 수 있다. 또 일정 회전수 곡선을 따라서 유량이 증가하면서 연료소비율이 급격히 증가하는 유량영역이 존재하여 경제적인 측면에서 기관작동을 제한할 경우 그 판단기준

으로 유용하게 이용될 수 있다.

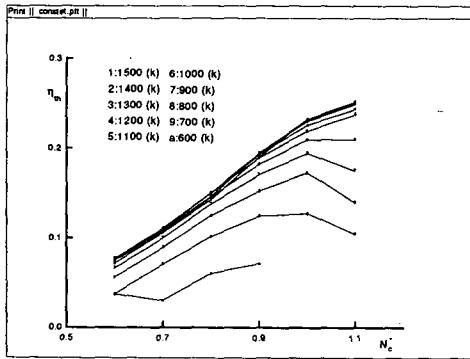
Fig. 9는 회전수의 변화에 따라 터빈의 입구온도가 일정한 점을 연결하여 압축기의 성능선도상에 도시한 것이다. 그림에서 검은색 원은 최고 압력비 점을 흰색 원은 최대 열효율 점을 각각 나타내고 있는데, 최대 열효율은 회전수의 변화에 따라 터빈의 입구온도를 적절히 변화시켜야 얻을 수 있음을 알 수 있다. Fig. 7(b)와 비교해보면 시스템을 최대 열효율 곡선을 따라 작동시키기 위해서는 적절한 연공비의 조절도 요구되고, 기관은 설계회전수 이상에서 작동하여도 연공비는 설계회전수 값에서 거의 변하지 않음을 알 수 있다. 시스템을 일정 터빈 입구온도로 작동할 경우의 시스템 작동특성은 Fig. 10에 도시되어 있다. Fig. 10(a)는 회전수의 변화에 따른 열효율의 변화를 보여주고 있는데, 터빈 입구온도가 일정한 값 이상으로 증가하면 열효율이 더이상 증가하지 않음을 알 수 있다. 본 예제의 경우는 약 1400(K)가 한계치이다. 비 연료소비율의 경우도 열효율과 같은 거동을 보여줌을 Fig. 10(b)로 부터 관찰할 수 있다. 이에비해, 순출력은 터빈 입구온도의 증가에 따라 계속 증가함을 Fig. 10(c)로 부터 알 수 있다.

5. 결 론

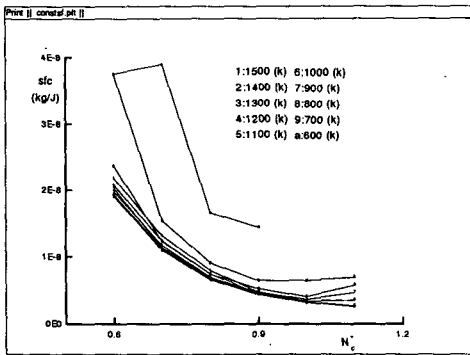
본 논문에서 제시한 가스터어빈 기관의 성능 예측방법을 임의로 선정한 단일축 가스터빈 기관에 적용시켜 시스템 작동특성을 살펴본 결과, 가스터빈 기관의 시스템 작동특성을 정성적으로 잘 예측하여 초기설계 단계에서 시스템의 작동특성을 파악하는데 이용될 수 있을 것으로 기대된다. 또한 본 방법은 기존의 방법들이 사용하는 압축기와 터어빈의 탈설계점 작동특성, 예를들면 일반화된 성능곡선등에 비해 진 일보하여 주어진 설계조건에 대응하는 탈 설계점 성능을 예측하여 기관의 열유체역학적 결합을 완성하게 된다. 따라서, 기관의 설계 변수나 작동조건등이 시스템의 작동에 미치는 영향을 파악하는데 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

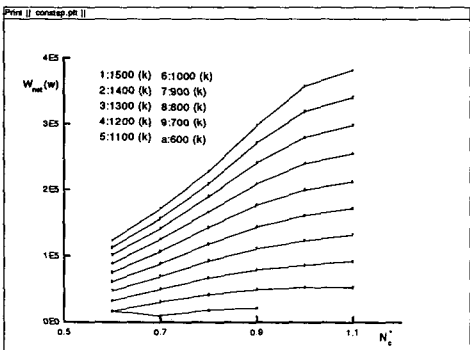
본 연구는 터보-동력기계 연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.



(a) Thermal efficiency



(b) Specific fuel consumption



(c) Net power

Fig. 10 System operation characteristics

참고문헌

(1) Seddigh, F., 1991, "A Proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressor to Fouling," ASME J., Eng. Gas Turbines and Power, Vol. 113, pp. 595~601.

(2) Macleod, J. D., Taylor, V. and Laflamme, J. C. G., 1992, "Implanted Component Faults and Their Effects on Gas Turbine Engine Performance," ASME J., Eng. Gas Turbines and Power, Vol. 114, pp. 173~179.

(3) Durand, H. P., 1965, "Simulation of Jet Engine Transient Performance," ASME Paper No. 65-WA/MD-16.

(4) Evans, D. G., 1945, "Method for Determining Component Matching and Operating Characteristic for Turbojet Engines," NASA TM X.

(5) Saravanamuttoo, H. I. H. and Fawke, A. J., 1970, "Simulation of Gas Turbine Dynamic Performance," ASME Paper No. 70-GT-23.

(6) Fawke, A. J. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1971, "Digital computer Method for Prediction of Gas Turbine Dynamic Response," SAE Paper No. 710550.

(7) Ping, Z. and Saravanamuttoo, H. I. H. 1992, "Simulation of an Advanced Twin-Spool Industrial Gas Turbine," ASME J. Eng. Power, Vol. 100, pp. 180~186.

(8) Ismail, I. H. and Bhinder, F. S., 1991, "Simulation of Aircraft Gas Turbine Engines," ASME J. Eng. Gas Turbines and Power, Vol. 113, pp. 95~99.

(9) Howell, A. R. and Calvert, W. J., 1978, "A new Stage Stacking Technique for Axial-Flow Compressor Performance Prediction," ASME J. Eng. Power, Vol. 100, pp. 698~703.

(10) 정명균, 1992, "Dynamic Programming 기법을 활용한 다단 축류압축기의 설계 최적화," 한국과학재단.

(11) Chauvin, J., 1985, "Axial-Flow Compressor Performance," NATO ASI series, Thermo. Fluid Mech. Turbomachinery, Vol II, pp. 713~735.

(12) Horlock, J. H., 1973, "Axial Flow Compressor," Robert E. Krieger Pub. Co..

(13) Wright, P., I. and Miller, D., C., 1991, "An Improved Compressor Performance Prediction Model," IMech E C423.

(14) Benser, W., A., 1965, "Compressor Operation with One or More Blade Rows Stalled," NASA SP-36, Ch. 13.

(15) Smith, S. F., 1965, "A Simple Correlation of Turbine Efficiency," J. Royal Aeros. Soc., Vol. 69, p. 467.

(16) Latimer, R. J., 1978, "Axial Turbine Performance Prediction," VKI LS 1978-2.

(17) Ainlay, D. G. and Mathieson, G. C. R., 1951, "A Method of Performance Estimation of Axial Flow Turbines," ARC R&M 2974.

(18) Sieverding, C. H., 1985, "Axial Turbine Performance Prediction Methods," NATO ASI Series, Thermo. Fluid Mech. Turbomachinery, Vol. II. pp. 737~784.

(19) Dunham, J. and Came, P. M., 1970, "Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction," ASME J. Eng. Power, Vol. 92, No. 3, pp. 253~256.

(20) Horlock, J. H., 1973, "Axial Flow Turbines," Robert E. Krieger Pub. Co.

(21) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H. 1972, "Gas Turbine Theory," Longman Group.

(22) Richard, T. C. H., "Gas Turbine Engineering," The Maxmillian Press.

부록 1

• 출구 흐름각 α_2 를 구하는 방법

블레이드 출구에서의 Mach 수의 크기에 따라 다음의 (1)~(3)의 방법으로 출구 흐름각 α_2 를 계산한다.

(1) 출구에서의 Mach 수가 0.5보다 작은 경우는 다음의 식(A1)에 따라 출구 흐름각 α_2 를 구한다.

$$\alpha_2 = 1.1311 \left(\frac{180}{\pi} \cos^{-1} \left(\frac{0}{s} \right) - 20 \right) - 4 \frac{s}{e} + 12.131 \tag{A1}$$

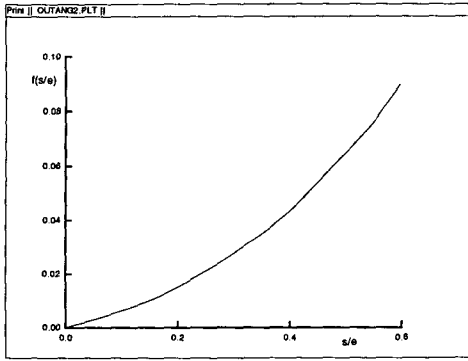


Fig. A1 Deviation of gas outlet angle for $\cos^{-1}(o/s)$ when $M_2=1$

여기서, o 는 블레이드 목에서의 폭, s 는 블레이드 피치, e 는 흡입면의 평균 곡률반경을 가리킨다.

(2) 출구에서의 Mach 수가 1.0 이상인 경우는 다음의 식(A2)에 의해 출구 흐름각 α_2 를 구한다.

$$\alpha_2 = \cos^{-1}\left(\frac{o}{s}\right) + f\left(\frac{s}{e}\right) \sin^{-1}\left(\frac{o}{s}\right) \quad (A2)$$

여기서, 함수 f 는 Fig. A1로 부터 구한다.

(3) 출구에서의 Mach수가 0.5와 1.0 사이인 경우는 위의 두식(A1)과 (A2)를 이용하여 보간법으로 구한다.

부록 2

• 입사각의 변화에 따른 형상손실의 계산방법

(1) 주어진 입구조건에서 $s/1=0.75$ 에 해당하는 실속 입사각 i_s 를 Fig. A2로 부터 구한다.

(2) Fig. A3을 이용하여 출구 흐름각 α_2 를 $s/1=$

0.75인 경우의 값으로 환산한다.

(3) 주어진 $s/1$ 에 해당하는 실제 실속 입사각 i_s 를 다음의 식(A3)과 같이 구한다.

$$i_s = i_{s(s/1=0.75)} + \Delta i_s \quad (A3)$$

여기서, Δi_s 는 Fig. A4로 부터 구한다.

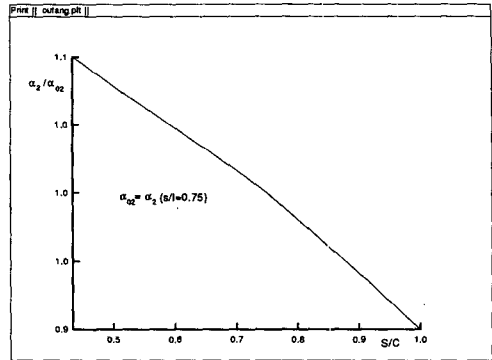


Fig. A3 Variation of gas outlet angle with $s/1$

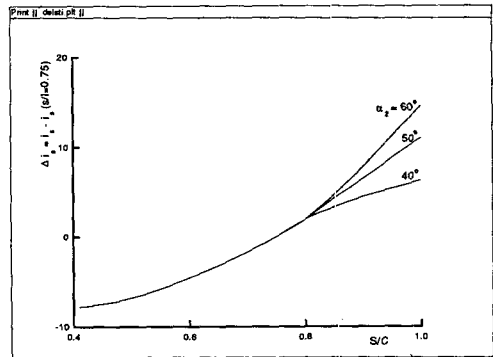


Fig. A4 Variation of stalling incidence with $s/1$

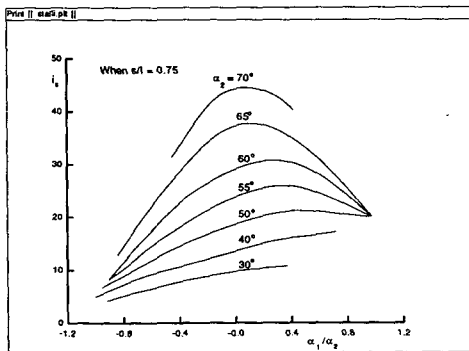


Fig. A2 Variation of stalling incidence with α_1/α_2

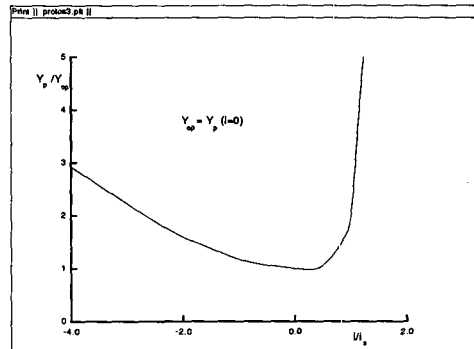


Fig. A5 Variation of relative profile loss with relative incidence

(4) 실속 입사각 i_s 와 입사각 i 를 이용하여 Fig. A5로 부터 형상손실을 수정한다.

$$C_p = 947 + 21.3 \frac{T}{100} - 0.31 \left(\frac{T}{100} \right)^2 \quad (A4)$$

연공비가 증가하면 일반적으로 C_p 가 증가하는데, 본 연구에서는 참고문헌 [21]에서와 같은 방법으로 연공비가 C_p 에 미치는 영향을 다음의 식(A5)로 간단히 근사하였다.

부록 3

• 온도변화와 연료량을 고려한 비열의 계산
 먼저 온도상승에 따른 비열의 변화를 다음의 식 (A4)로 부터 구한다.⁽²¹⁾

$$C_p = C_{p,f=0} + 2777.8 * f \quad (A5)$$