

단축적법의 개선에 의한 축류압축기의 효과적인 성능예측

송태원* · 김재환* · 김동섭** · 노승탁***

(2000년 1월 20일 접수)

Effective Performance Prediction of Axial Flow Compressors Using a Modified Stage-Stacking Method

Tae Won Song, Jae Hwan Kim, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Multi-Stage Axial Flow Compressor(다단 축류압축기), Stage-Stacking(단축적), Performance(성능), Design(설계), Off-Design(탈설계), Fixed Geometry(고정형상), Variable Geometry(가변형상), Simultaneous Calculation(동시계산)

Abstract

In this work, a modified stage-stacking method for the performance prediction of multi-stage axial flow compressors is proposed. The method is based on a simultaneous calculation of all interstage variables (temperature, pressure, flow velocity) instead of the conventional sequential stage-by-stage scheme. The method is also very useful in simulating the effect of changing angles of the inlet guide vane and stator vanes on the compressor operating characteristics. Generalized stage performance curves are used in presenting the performance characteristics of each stage. General assumptions enable determination of flow path data and stage design performance. Performance of various real compressors is predicted and comparison between prediction and field data validates the usefulness of the present method.

———— 기호설명 ————	
A	: 단면적
a, b	: 액츄에이터의 기하변수
C	: 유체의 절대속도
C_p	: 정압비열
C_x	: 축방향속도
F_s	: 검사체적에 작용하는 힘
H_t	: 전엔탈피
\dot{m}	: 질량유량
N	: 회전수
n	: 단의 개수, 가변정의의 개수
P	: 정압력
P_t	: 전압력
PR	: 전압력비

R	: 기체상수
T	: 정온도
T_t	: 전온도
U	: 블레이드 접선속도
W	: 유체의 상대속도
\dot{W}_s	: 축일
x	: 변수
α	: 정익으로부터의 출구각
ϕ	: 유량계수
γ	: 비열비
η	: 효율
ρ	: 밀도
ψ	: 압력계수
ζ	: 온도상승계수

하첨자

atm	: 대기상태
ave	: 평균값
d	: 설계점
i	: 검사체적의 순서, 변수의 순서

* 회원, 서울대학교 대학원 기계공학부
 ** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부
 E-mail : tskim@plaza1.snu.ac.kr
 TEL : (02)880-7434 FAX : (02)889-6205
 *** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

in : 입구
ref : 기준값
s : 단

1. 서론

고성능 가스터빈 엔진에서는 예외 없이 압력비가 높은 다단 축류 압축기가 사용된다. 가스터빈의 운전상태는 외기조건을 입구조건으로 작동하는 압축기와 연소기에 의하여 입구조건이 주어지는 터빈간의 열, 유체역학적 결합에 의하여 결정된다. 특히, 압축기는 엔진의 작동 유체를 흡입하는 구성부이므로 엔진 전체의 운전 상태를 좌우하는 역할을 담당한다. 즉, 대다수의 가스터빈에서 보나온 탈철계 및 부분부하 성능, 안전한 시동 및 정지, 복합발전 및 열병합발전 시스템에서 배열 회수량의 증가 등을 위하여 공기 유량을 조절한다. 또한 고성능 가스터빈들에서는 시동시 서지(surge) 방지와 터빈 냉각을 위한 냉각 공기공급을 목적으로 압축기 중간단에서도 일부 유량이 추출된다.

근래에는 가스터빈의 탈철계 성능 해석 및 비정상상태 해석들이 활발히 이루어지고 있다. 따라서 이와 같이 가스터빈의 구성부로서 작동하는 압축기의 복잡한 운전 상태를 정확하면서도 신속하게 예측하는 것은 매우 중요한 일이다. 현재까지는 각 단의 성능을 축적하여 다단압축기의 성능을 확인하는 단축적법(stage-stacking)이 이러한 목적을 위하여 많이 이용되어 왔다. 이 방법은 정립 단계⁽¹⁻³⁾를 거쳐서 현재까지도 설계 단계나 성능확인 단계에 걸쳐서 널리 이용되고 있다.⁽⁴⁻⁶⁾

이 방법에서는 주어진 입구 유량에 대하여 첫단부터 시작하여 마지막 단까지 순차적 계산(sequential calculation)에 의하여 운전점을 정하고, 파라미터(예를 들어, 회전수)를 바꾸면서 계산을 반복하여 일단 성능선도를 작성한 뒤 전체적인 성능 및 운전 상태를 확인한다. 따라서 가스터빈 시스템 해석에서는 작성된 성능선도를 바탕으로 필요하면 보간 등을 통하여 사용된다.⁽⁷⁾ 성능선도 작성에서부터 가스터빈 해석에 이르는 계산 예는 문헌⁽⁸⁾에서 살펴볼 수 있다. 따라서 이와 같이 지극히 순차적인 개념으로 이루어진 방법은 다른 구성부의 계산과 능동적으로 연계되어 시스템 해석에 이용되기 힘들다. 특히 유량제어를 위한 가변형상을 채용하는 대부분의 현대적인 다단 압축기들에서는 변수의 수가 늘고, 계산 결과의 확인 및 가스터빈 시스템 해석에의 응용 등에 이르는 일련의 과정들이 번거롭고 긴 시간을 요한다.

따라서 이러한 복잡한 현상을 쉽게 모사하여

신속한 계산을 가능하게 하는 계산방법이 제시되면 매우 유용하게 이용될 수 있을 것이며, 본 연구에서 이러한 계산 방법의 개발을 시도하였다. 본 논문에서는 가변 입구 안내깃(variable inlet guide vane, VIGV) 및 가변 정익(variable stator vane, VSV) 등을 이용한 유량제어를 쉽게 모사하고 가스터빈 시스템 해석시에 전체 반복 계산횟수를 최대한 줄이면서 안정적으로 하나의 계산모델로서 사용될 수 있는 계산 방법에 대하여 소개하고, 실제 압축기들의 성능 해석을 예시한다.

2. 기존의 단축적법

단축적법은 압축기 각 단 입, 출구의 압력과 유량을 순차적으로 또는 상호간의 관계로 해석하는 방법으로서 각 단의 성능선도를 필요로 한다. 일반적인 경우에 성능선도는 유량계수, 압력계수 및 효율 간의 관계 자료를 사용한다. 각 단의 개별적인 성능 선도들이 모두 필요하지만 하나의 압축기에서는 모든 단이 유사한 특성을 갖게 설계 되는 것이 일반적이므로 자세한 각 단의 형상 및 성능 자료가 없을 때에는 하나의 성능선도가 모든 단에 적용된다고 보고 계산을 수행하는 경우가 많다. Figure 1 과 2 에는 기존의 여러 압축기들의 단성능 자료들로부터 정리된 평균적인 성능선도를 예시하였다. 여기서 *ref* 라 함은 효율이 가장 높은 기준 상태를 의미한다. 이 곡선들은 일반화된 성능선도로서 가치가 있으며, 추후 예시될 개선된 단축적법에 의한 계산에서도 이 선도들이 사용된다. 무차원 계수들은 다음과 같이 정의된다.

- 유량계수 (flow coefficient)

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (1)$$

- 압력계수 (pressure coefficient)

$$\psi = \frac{C_p T_{t,in} (PR_s^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{U^2} \quad (2)$$

- 온도상승계수 (temperature rise coefficient)

$$\zeta = \frac{C_p \Delta T_t}{U^2} \quad (3)$$

- 효율 (efficiency)

$$\eta = \frac{T_{t,in} (PR_s^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{\Delta T_t} = \frac{\psi}{\zeta} \quad (4)$$

여기서 T_t, PR_s 는 각각 유체의 전온도와 단의 전

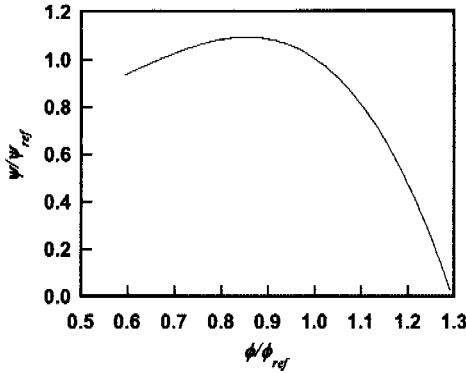


Fig. 1 Generalized stage pressure coefficient curve⁽⁴⁾

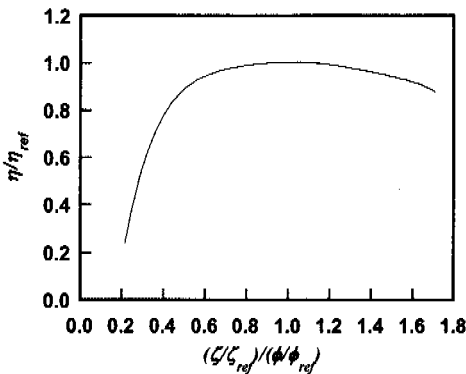


Fig. 2 Generalized stage efficiency curve⁽⁹⁾

압력비를 의미한다.

기존의 단축적법은 순차적인 계산방법이다. 회전수와 질량유량이 지정되면 첫 단 입구의 질량보존이 만족되도록 반복 계산하여 축방향 유동속도를 구한다. 이 때 정온도, 정압력을 구해진다. 축방향 유동속도와 블레이드 접선속도로부터 유량계수를 구하고, 이를 이용하여 성능선도로부터 압력계수, 온도상승계수를 구하여 출구의 전온도와 전압력을 구하며, 출구에서 다시 질량보존이 만족되도록 축방향 유동속도, 정온도, 정압력을 구한다. 출구 조건은 다음 단의 입구조건으로 사용되며, 마지막 단까지 이 과정을 반복하여 최종단 출구의 온도, 압력을 구하여 다단 압축기의 성능(유량, 압력비, 효율)을 구한다. 따라서 이 방법은 각 지점의 변수들(압력, 온도, 속도 등)이 첫 단부터 마지막 단까지 순차적으로 구해지므로 순차적 계산(sequential calculation)으로 불릴 수 있다.

3. 수정된 계산 방법

3.1 개요

기존의 순차적 단축적 계산방식은 압축기 입,

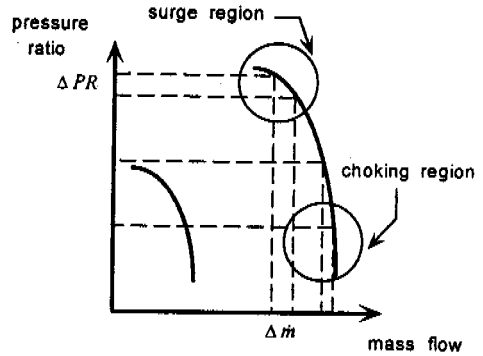


Fig. 3 A schematic performance curve of a multi-stage axial flow compressor

출구에서의 변수들에만 관심이 있을 때(전체적인 성능만이 중요할 때) 또는 압축기 자체의 성능만을 알고 싶을 때에는 별 불편 없이 사용될 수 있다. 그러나 실제로 다단 축류압축기는 단독으로 사용되기 보다는 가스터빈과 같은 시스템의 구성부로서 사용되는 것이 더 일반적이다. 예를 들어 가스터빈 시스템 전체의 운전을 모사하여 계산하는 경우에는 압축기의 운전 상태가 다른 구성부의 운전상태에 영향을 받으며, 대체로 유량보다는 압력과 같은 상태변수가 각 구성부의 경계조건으로 주어진다. 따라서 기존의 방법을 사용하면 입구 유량을 가정하고 반복계산을 수행해야 하므로 계산 시간이 많이 소모되어 비효율적이다. 특히, 단기간내에 빈번한 운전 상태변화를 겪는 엔진의 운전을 모사하고자 할 때, 예를 들어 동적 작동을 해석하는 경우 등에 사용하고자 할 때 이러한 문제가 심각하게 부각될 것이다. 또한 Fig. 3의 개략적인 성능선도에 나타나듯이 운전 영역이 초크(choke)에 근접하면 다단 축류압축기의 특성상 유량이 조금 변화하여도 압력비가 매우 심하게 변하므로 유량을 독립변수로 계산을 수행하면 계산이 매우 불안정해지게 된다. 가변형상을 채용하는 다단 압축기에서는 정익들의 각도 설정에 따라서 유량의 범위가 변화하게 되므로 계산의 불안정성은 더욱 커지게 된다. 따라서 이러한 방법은 특별히 시스템 계산시에는 매우 불편하다.

이렇게 기존의 단축적 계산방법이 전산화된 가스터빈 시스템 해석에 적용되는데 있어서 문제점이 있으므로 본 연구에서는 개선된 방법을 제시한다. 즉 각 단 입, 출구에서의 지배방정식들을 변수들(압력, 온도, 속도)의 함수로 일관된 형식으로 정리한 뒤, 압축기 입구와 최종단 출구의 경계 조건을 부여하여 다변수 계산 방법을 이용하여 동시에 모든 변수들을 구하는 방법을 도입한다.

3.2 지배방정식

각 단을 하나의 검사체적으로 잡으면 지배방정식은 다음과 같이 표현된다.

- 연속방정식

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i+1} \tag{5}$$

- 축방향의 운동량 방정식

$$\dot{m}_{i+1} C_{x,i+1} + P_{i+1} A_{i+1} = \dot{m}_i C_{x,i} + P_i A_i + F_s \tag{6}$$

- 에너지 방정식

$$\dot{m}_{i+1} H_{t,i+1} = \dot{m}_i H_{t,i} + \dot{W}_s \tag{7}$$

여기서 F_s, \dot{W}_s 는 각각 축방향으로의 한 단에 가해진 힘과 축일을 뜻한다.

n 개의 단을 갖는 압축기에 대하여 $3n$ 개의 지배방정식이 존재하며, 각 단 입, 출구의 정압력, 정온도, 축방향속도가 변수가 되므로 모두 $3(n+1)$ 개의 변수가 존재한다. 따라서 해를 구하기 위해서는 3 개의 변수는 그 값이 알려져야 한다. 가스터빈 시스템에서 물리적으로 가장 적절한 경계조건은 입구에서의 정온도, 전압력(본 연구에 예시된 계산에서는 288K, 101.325kPa)과 출구에서의 전압력(혹은 압력비) 등이며, 본 연구에서도 이러한 경계조건을 이용한다.

3.3 계산과정

지배 방정식들에서 유량에 의존하는 항들을 정압력(P), 정온도(T)와 축방향 속도(C_x)의 함수 형태로 변환하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m} = \rho A C_x = \frac{P}{RT} A C_x \tag{8}$$

$$\dot{m} C_x = \rho A C_x^2 = \frac{P}{RT} A C_x^2 \tag{9}$$

$$\dot{m} H_t = \rho A C_x H_t = \frac{P}{RT} A C_x \left[C_p T + \frac{1}{2} \left(\frac{C_x}{\cos \alpha} \right)^2 \right] \tag{10}$$

한단은 동익과 정익으로 이루어져 있으므로 여기서 정익으로부터의 출구각 α 는 한 단에서의 출구각이 된다. 위의 표현들을 각 지배방정식에 대입하고 각각을 일반화하여 모든 변수의 함수로 나타내면 다음과 같은 수학적 표현이 가능하다.

Governing Equations $F_1(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0$
 $F_2(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0$

$$\begin{aligned} & \vdots \\ & F_{3n}(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0 \\ \text{Boundary} & B_1(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0 \\ \text{Conditions} & B_2(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0 \\ & B_3(x_1, x_2, \dots, x_{3(n+1)}) = 0 \end{aligned} \tag{11}$$

여기서 F 와 B 는 각각 지배방정식과 경계조건을 정리한 함수형태이고, x 는 각 검사체적면(단 입출구)에서의 변수들(정압력, 정온도, 속도)을 의미한다. 이 비선형식들의 해는 다변수 뉴턴-랩슨 방법(multi-variable Newton-Raphson method)을 사용하여 반복계산으로부터 구한다.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial x_{3(n+1)}} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x_1} & \frac{\partial F_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial F_2}{\partial x_{3(n+1)}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial B_3}{\partial x_1} & \frac{\partial B_3}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial B_3}{\partial x_{3(n+1)}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta x_{3(n+1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_1 \\ -F_2 \\ \vdots \\ -B_3 \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$x_{i,new} = x_{i,old} + \Delta x_i \tag{13}$$

식 (12)에서 각 변수들의 증분을 동시에 구하여 식 (13)에서 갱신하여 준다. 각 반복 계산시에 주어지는 단 입구조건으로부터 성능선도를 이용하여 출구 상태를 얻을 수 있으며, 이러한 출구 상태값들을 바탕으로 식 (6), (7)을 만족하는 F_s 와 \dot{W}_s 를 계산하여 다음 반복계산의 입력으로 사용한다.

3.4 가변형상의 처리

현재 대부분의 가스터빈들에 있어서 입구 안내깃과 압축기 내부의 일부 정익들의 각도가 조정 가능하게 제작되어 운전 중에 이 각도들을 바꾸어 여러 가지 용도에 이용된다. 대표적인 것은 시동 중의 서지 방지와 부분부하시의 유량 제어이다. 따라서 가스터빈의 작동을 현실적으로 모사하기 위해서는 압축기 형상변화에 따른 작동점 및 성능변화를 정확히 예측할 수 있어야 한다. 이러한 시도로써 본 연구에서는 주어진 단 성능선도를 형상변화에 맞게 수정하는 방법을 사용한다.

입구 안내깃이나 정익의 각도가 바뀔 경우 동익 입구로 유입되는 가스의 유동각도가 변화하게 되고 이는 입사각(incidence)을 바뀌게 해 결국 단성능에 변화를 가져온다. Figure 4 에 입구안내깃의 각도를 바꾸어 주면($\alpha_1 \rightarrow \alpha_1'$) 속도삼각형에 어떤

한 영향을 주는 지를 예시하였다. 이 그림은 입구 속도를 같게 두고 정익 출구의 유동각도(축방향 기준)를 크게 하는(close) 경우로서 선회속도 성분이 커지게 되어 결과적으로 입출구 선회속도의 차이에 비례하는 단의 일은 작아진다. 따라서 같은 유량에서 낮은 압력비가 얻어진다. 바꾸어 말하면 정익을 닫으므로써 더 작은 유량으로 같은 압력비를 얻을 수 있다. 정익 각도를 작게 하면(open) 반대 현상이 일어난다. 본 계산에서는 고정형상에 대하여 주어진 단 성능선도(예를 들어 Fig. 1 과 2)를 Klapproth⁽¹⁰⁾가 제안한 식들을 사용하여 보정해주는 방법을 택하였다. 먼저 동일한 입사각에서는 유량계수와 정익 출구각 사이의 관계가 다음과 같다고 본다.

$$d\left(\frac{1}{\phi}\right) = d(\tan \alpha) \quad (14)$$

그리고 동익의 출구각과 단효율이 동익의 입사각만의 함수라고 가정하면 유량계수와 압력계수는 다음과 같은 조건을 만족한다.

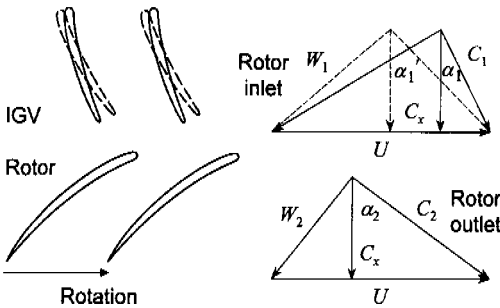


Fig. 4 Effect of change in IGV angle on the velocity triangle

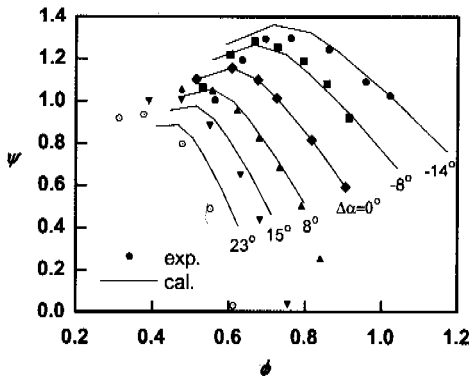


Fig. 5 Characteristics of a variable geometry compressor stage⁽¹¹⁾

$$\frac{\psi}{\phi} = const \quad (15)$$

위 식들은 속도삼각형 해석으로 타당함을 확인할 수 있다. 결과적으로 가변형상에 의해 바뀐 가스의 유동각이 주어지면 그에 해당하는 유량계수 및 압력계수가 식 (14), (15)의 관계를 통하여 구해진다.

이러한 방법이 실제로 어느 정도 타당한지를 살펴보기 위하여 가변 안내깃을 갖는 단단 압축기⁽¹¹⁾에 적용하여 보았다. 실험과 계산 결과를 비교하여 Fig. 5 에 보였다. 앞서 설명한 바와 같이 각변화가 양(+)의 값을 가지면 동일한 유량계수에서 로터입구의 선회속도성분이 커져서 압력 상승이 작아지며, 음(-)의 값을 가지면 반대의 효과를 가져온다. 성능특성의 변화가 상당히 잘 예측되고 있음을 확인할 수 있다.

4. 해석

4.1 설계변수 결정

본 절에서는 지금까지 설명된 방법을 이용한 다단 압축기의 성능예측 예를 보이고자 한다. 다단 압축기의 운전 성능을 계산하려면 먼저 설계점의 열역학적 자료들(단 압력비, 효율 등), 각 단의 형상(유로 크기 등) 및 성능선도가 필요하다. 그러나 주어진 가스터빈을 해석함에 있어서 이러한 모든 자료들이 완벽하게 주어지는 것은 기대하기 힘들다. 따라서 합리적인 가정을 도입하여 문제를 해결하는 것이 상례이다. 본 연구에서도 일반적인 방법들에서처럼 모든 단의 성능선도가 동일하다고 가정하여 Fig. 1 과 2 의 일반적인 성능선도를 이용한다. 그리고, 설계점에서의 단성능(압력비 등)과 유로의 크기 등은 일반적인 설계 원칙에서 벗어나지 않는 범위 내에서 합리적인 가정을 도입하여 결정한다. 물론 필요한 자료들(각 단의 설계 성능, 유로 크기, 단성능 선도 등)이 주어지면 본 해석의 방법을 사용하여 정량적으로 더욱 정확한 예측이 가능할 것이다. 설계점 자료들을 구하기 위한 가정들은 다음과 같다.

- 각 단의 축방향 속도 - 150 m/s
- 입구 전온도 - 288.15K
- 입구 전압력 - 101.3 kPa
- 첫단 로터 팁 속도 - 350 m/s
- 유로 형상 - 일정한 평균반경
- 단 효율 - 0.89(일정)
- 단 압력비 - 뒷단으로 갈수록 감소

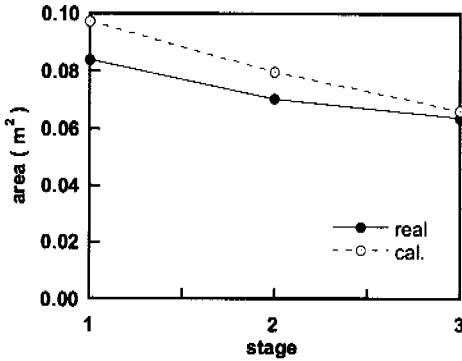


Fig. 6 Stage inlet flow area of a 3-stage compressor⁽¹³⁾

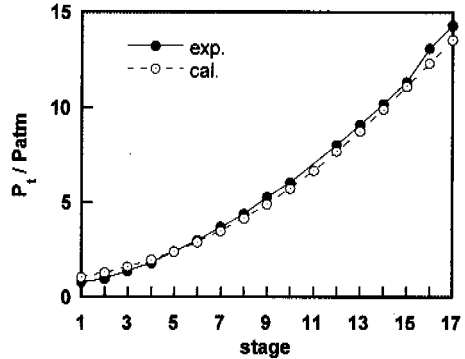


Fig. 8 Total pressure distribution of a 17-stage compressor⁽¹³⁾

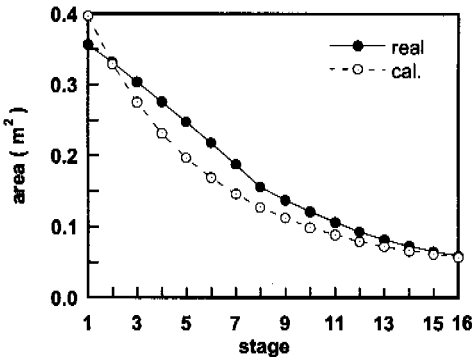


Fig. 7 Stage inlet flow area of a 16-stage compressor⁽⁴⁾

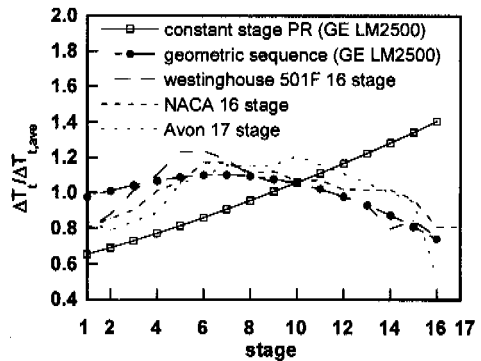


Fig. 9 Stage temperature rise characteristics⁽⁵⁾

● 정의 출구 유동각도 - 15°

단압력비는 등비수열을 사용하여 뒷단으로 갈수록 조금씩 감소하도록 선정하였으며,⁽¹²⁾ 각 단이 거의 유사한 부하를 감당하게 된다. 이러한 가정들을 이용해서 설계점 계산을 수행하여 유로 크기 및 각 단 입, 출구의 상태량(정온도, 정압력, 속도 등)을 결정한다.

이러한 단순하고 공통적인 가정이 실제 압축기 설계상태와 비교하여 어느 정도 타당한지 검토하였다. 예측된 유로의 크기를 3 단 압축기와 16 단 압축기에 대하여 실제 자료와 비교하여 Fig. 6 과 7 에 나타내었다. 유로 면적이 실제값과 큰 차이를 보이지 않는다. 이는 가정한 축방속도가 비교적 합리적이었음을 의미한다. Figure 8 은 17 단 압축기에 대하여 압축기 내부 각 단에서의 전압력을 나타낸 것이다. 실제 설계값과 본 계산에서 가정하여 정해진 압력이 잘 일치하며 이를 통하여 가정한 압력비 분배가 실제에 가까운 것임이 확인된다. Figure 9 는 16 단 압축기에 대하여 압축기 각 단에

서의 전온도 상승을 평균값으로 무차원화한 것이다. 각 단이 일정한 압력비라고 가정된 것에 비하여 본 계산에서 가정한 바와 같이 뒷단으로 갈수록 압력비가 감소한다고 했을 때 실제 여러 실험값들과 비슷한 경향을 나타냄을 확인할 수 있다.

4.2 성능 계산

먼저 형상변화가 없는 고정형상(fixed geometry) 압축기들에 대한 성능예측 예를 보인다. 고정형상에서는 정의의 각 변화가 없으므로 일반화된 성능 선도를 수정 없이 사용한다. 비교적 넓은 회전수 범위에서 계산을 수행하였다. Figure 10 은 압력비가 낮은 3 단 축류압축기의 성능선도로서 실험으로 측정된 자료와 본 계산으로서 예측된 값들을 비교하여 나타내었다. 주어진 실험 자료 범위에서 낮은 회전수 영역까지 계산 결과가 실측값과 상당히 잘 일치한다. Figure 11 은 압력비가 훨씬 높은 12 단 축류 압축기의 성능 선도를 나타낸다. 각 회전수의 초크영역에서 약간의 차이를 제외하면 대체로 실험자료와 일치한다.

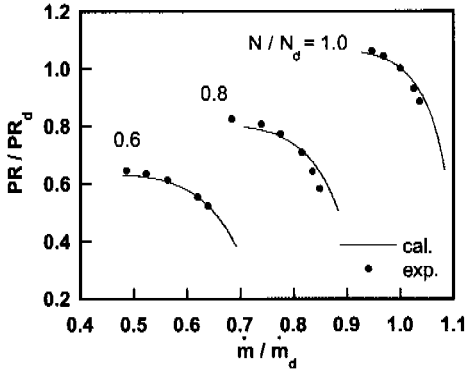


Fig. 10 Performance map of a 3-stage compressor⁽¹³⁾
 ($\dot{m}_d=16.1\text{kg/s}$, $PR_d=2.2$, $N_d=17000\text{rpm}$)

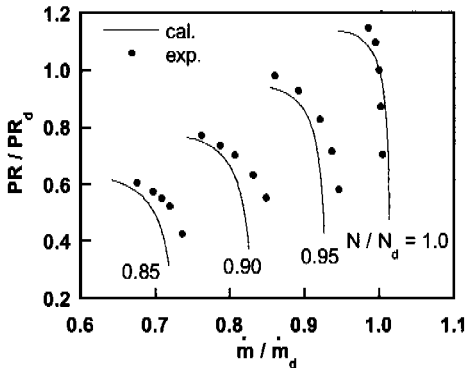


Fig. 11 Performance map of a 12-stage compressor⁽¹⁴⁾
 ($\dot{m}_d=20.0\text{kg/s}$, $PR_d=12.4$, $N_d=14000\text{rpm}$)

입구 안내깃이나 정익의 각도를 변화시키는 가변 형상 운전은 실제로 대다수의 축류 압축기에서 사용되는 방법이지만 각 정익의 정확한 각도 변화량이 성능선도와 같이 주어지는 경우가 많지 않기 때문에 정량적인 계산의 검증이 쉽지 않다. 본 연구에서는 합리적인 가정들을 도입하여 가변 입구 안내깃과 가변 정익들의 각도 변화를 모사하고 가변형상으로 작동된 압축기들의 성능선도를 작성하여 실측치와 비교하고자 하였다. 입구 안내깃과 가변정익들은 일반적으로 액츄에이터(actuator)를 사용하여 연계되어 있다. 본 연구에서는 문헌⁽¹⁵⁾을 참조하여 Fig. 12 와 같이 가변 정익들의 각도 변화는 입구 안내깃 각도 변화 보다는 작게 선형적으로 적절히 정하여 주었다.

$$\Delta\alpha_n = \frac{a_1 b_n}{a_n b_1} \Delta\alpha_1 \quad (16)$$

$$\alpha_n = \alpha_{n,d} + \Delta\alpha_n \quad (17)$$

이러한 방법을 이용하여 해석된 압축기들의

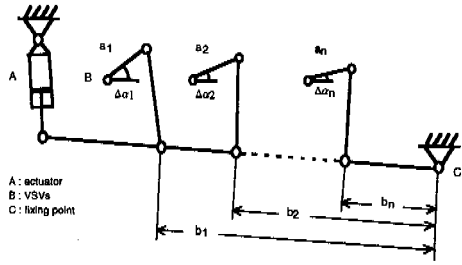


Fig. 12 A simplified kinetic mechanism of variable geometry governed by an actuator⁽¹⁵⁾

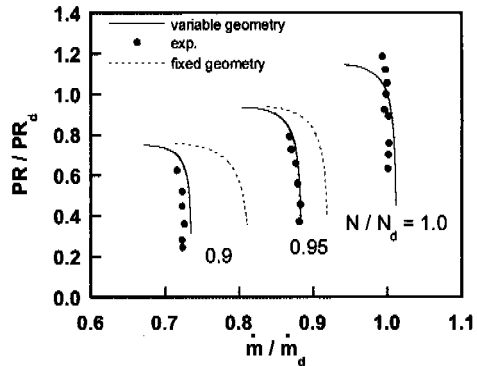


Fig. 13 Performance of a 17-stage compressor⁽¹³⁾
 ($\dot{m}_d=36.3\text{kg/s}$, $PR_d=14.8$, $N_d=10800\text{rpm}$)

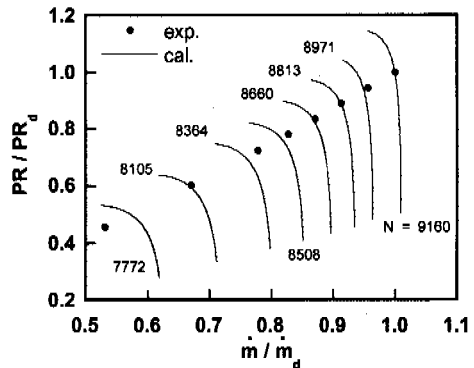


Fig. 14 Performance of a 16-stage compressor⁽⁴⁾
 ($\dot{m}_d=65.32\text{kg/s}$, $PR_d=17.21$, $N_d=9160\text{rpm}$)

성능을 예측한 결과가 Fig. 13 과 14 에 나타나 있다. 먼저 Figure 13 에는 17 단 축류압축기의 3 가지 회전수에서의 성능을 보였다. 주어진 실측 성능 자료에서 회전수에 따라서 안내깃 및 정익들(처음 두 단이 가변)의 각도 변화가 명시되어 있지 않다. 그러나 계산결과에 의하면 고정형상으로 계산한 것보다는 위의 방법 및 가정을 사용하여 안내깃 및 정익들의 각도 변화량을 정한 가변형상으로 예

측한 결과가 실측 값들에 더 잘 일치하는 것으로 미루어 이 압축기는 회전수에 따라 가변 깃들의 각도가 다르게 설정되어 있는 경우임을 유추할 수 있다. Figure 14 에는 16 단 축류압축기(안내깃 및 여섯 단의 정익 각도 변화 가능)의 계산된 탈설계 성능곡선들을 각 회전수에서의 실측된 작동점들과 함께 나타내었다. 역시 회전수가 낮을수록 안내깃과 정익들을 많이 단도록 설정되어 있으나, 정확히 알려져 있지 않으므로 계산에서는 앞선 예에서와 유사하게 가정하였다. 실제 작동점들은 탈설계 성능곡선들을 지나 설계점에 이르게 되는데 대부분의 회전수에서 작동점들의 경로가 합리적으로 예측되고 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 다단 축류 압축기의 성능 및 운전상태 분석에 자주 사용되는 단축적법의 계산 방식을 수정하여 더욱 안정적이고 실용적인 계산방법을 마련하였다.

기존의 방법은 계산과정 중에 매단마다 반복계산을 필요로 하나 이 방법은 모든 단을 동시에 보정하여 적은 양의 반복계산을 요한다. 실제로 성능선도상의 한 점을 구하기 위해서는 3 ~ 5 번 정도의 반복계산이 필요하였다. 이에 반해 기존의 방법으로는 10 단 압축기를 계산하려면 최소 10 번의 반복계산이 필요하다. 계산의 해는 고정형상뿐만 아니라 가변형상에 대해서도 서지부터 초크에 이르는 모든 영역에서 안정적으로 구해지며, 일반화된 단성능 선도를 공통적으로 사용한 것을 감안하면 대체로 해석결과는 만족할 만 하다.

본 계산방법에 의하면 가변형상을 처리할 수 있고 또한 다른 구성부와 연계되었을 때 안정적으로 해를 구할 수 있으므로 여러 구성부가 서로 연계되어 있는 전체 가스터빈 시스템의 운전 해석에 효과적으로 사용될 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 1999 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Stone, A., 1958, "Effects of Stage Characteristics and Matching on Axial Flow Compressor Performance," *Trans. ASME*, Vol. 80, pp. 1273~1293.
- (2) Doyle, M. D., and Dixon, S. L., 1962, "The Stacking of Compressor Stage Characteristics to Give an Overall Compressor Performance Map," *Aeronautical Quarterly*, Nov. pp. 349~367.
- (3) Robbins, W. H., and Dugan, J. F., 1965, "Prediction of Off-Design Performance of Multi-stage Compressors," NASA SP-36, pp. 297~310.
- (4) Muir, D. E., Saravanamuttoo, H. I. H., and Marshall D. J., 1989, "Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy," *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 111, pp. 244~250.
- (5) Haq, I. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1993, "Axial Compressor Fouling Evaluation at High Speed Settings Using an Aerothermodynamic Model," ASME Paper 93-GT-407.
- (6) 강동진, 1994, "단축적 방법을 이용한 다단 축류압축기의 설계," 대한기계학회 논문집, 제 18 권, 제 6 호, pp. 1598-1603.
- (7) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, *Gas Turbine Theory*, 4th ed., Longman Group Limited, U.K.
- (8) 강동진, 류제욱, 정평석, 1993, "가스터빈 기관의 탈설계점 해석," 대한기계학회 논문집, 제 17 권, 제 7 호, pp. 1851-1863.
- (9) Howell, A. R. and Bonham, R. P., 1950, "Overall and Stage Characteristics of Axial Flow Compressors," *Proc, IMechE*, Vol. 163, pp. 235~248.
- (10) Klapproth, J. F., 1958, discussion in reference (1).
- (11) Cyrus, V., 1994, "Separated Flows in Axial Flow Compressor with Variable Stator Vanes at Positive Incidence Angles," ASME paper 94-GT-480.
- (12) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회논문집 (B), 제 20 권, 제 7 호, pp. 2409~2420.
- (13) Kashiwabara, Y., Matsuura, Y., Katoh, Y., Hagiwara, N., Hattori, T. and Tokunaga, K., 1986, "Development of a High-Pressure-Ratio Axial Flow Compressor for a Medium-Size Gas Turbine," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 108, pp. 233~239.
- (14) Iwamoto, T., Ikesawa, K., Kanayama, T., Nagai, K., Yukinari, A. and Nakagawa, T., 1991, "Development of a High-Pressure Ratio Axial Flow Compressor," *Proceedings of the 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress*, Vol. II, pp. 79~86.
- (15) Herzke, K., 1983, "Beschreibung des instationaeren Verhaltens von Gasturbinen durch Simulationsmodelle," Dissertation, University of Hannover, Germany.