

단 축적법을 이용한 다단 축류 압축기 성능예측 비교

박태진* · 윤성호* · 백제현**

Performance Prediction Comparison of Multi-Stage Axial-Compressor by Stage-Stacking Method

Tae Jin Park*, Sungho Yoon*, Je Hyun Baek**

Key Words: Multi-Stage Axial Compressor(다단 축류 압축기), Off-Design Performance Prediction(탈설계 성능해석), Stage-Stacking Method(단 축적법), Mean-line Analysis(평균 유속법), Stage Performance Curve(단 성능곡선)

ABSTRACT

In this study, to investigate the effect of the generalized performance curve on the performance prediction and to find the optimal ones, a systematic study is performed. For this purpose, we compared the influence of the stage performance curves with experimental data in multi-stage axial compressors. As a result, it is discovered that the optimal generalized performance curves vary according to the number of the stages in compressors. And we found that, for a low-stage compressors, Muir's pressure coefficient curve gives the best prediction results at design rotational frequency regardless of the efficiency curve. On the other hand, for high-stage compressors, Stone's pressure coefficient curve gives the optimistic results about the performance prediction at design rotational frequency.

1. 서론

현재 축류 압축기를 비롯한 터보기계는 가스터빈, 스팀터빈과 같은 발전설비, 항공기의 추진기관 등 산업 전 분야에서 중요한 위치를 차지하고 있다. 항공용 엔진 부분과 발전설비의 증가는 가스터빈엔진의 요소 설계와 제작 기술을 향상시켰다. 가스터빈은 압축기에서 압력이 상승한 작동 유체를 이용한다. 그러므로 압축기 압력 상승 정도가 터빈성능에 중요한 영향을 미친다. 축류 압축기가 회전수 변화에 성능이 변화하기 때문에 가스터빈 안정성 문제도 축류 압축기 영향이 지배적이다. 그래서 가스터빈에서는 축류 압축기 개발이 가장 어려운 부분이며 중요한 부분이다. 축류 압축기 단 설계, 내부유동 현상의 이해, 작동 조건에 대한 압축기 안정성, 그리고 성능 해석 예측이 서로 연관되어 연구되고 있다. 그러나 축류 압축기 개발에 시간과 개발비를 줄이는 중요한 요소는 탈설계 성능예측 기술이다. 탈설계 성능예측은 유입 질량 유량과 회

전수의 변화에 따른 압력비, 효율 등의 성능곡선이 어떻게 변화하는지를 예측하는 기술이다. 탈설계 성능예측 기술은 산업체나 압축기 사용자의 요청으로 연구가 행해진다. 현재 탈설계 성능예측 기술은 Robinson and Dugan⁽¹⁾이 제시한 3가지 방법만 공개되어 있다. 그 방법들은 손실모델 등을 통하여 세부 유동현상을 고려하는 blade-element 방법, 전체 성능곡선(overall performance map)을 이용하는 방법, 각 단의 성능을 계산하여 축방향으로 축적하는 단 축적법(stage stacking method)이다. 이 중 단 축적법은 그 사용방법이 용이하고 계산시간이 짧으며 실속영역 근처를 포함한 전 운전영역에 대하여 타당한 성능해석을 해 주는 방법으로 가장 많이 사용되고 있다. Stone⁽²⁾, Doyle 와 Dixon⁽³⁾, Howell 와 Bonham⁽⁴⁾, Muir⁽⁵⁾, 강동진^(6,7), Cryus⁽⁸⁾, 송 등⁽⁹⁾ 등이 단 축적법을 체계적으로 연구하였다. 이러한 단 축적법에서 가장 중요한 요소로는 각 단의 성능을 결정하는 단 성능곡선을 어떠한 것으로 사용하느냐가 중요하다. 지금까지 여러 가지 단 성능곡선이 실험을 통해 제시 되어 사용되고 있다. 그러나 이러한 단 성능곡선들이 압축기 종류에 따라 어떻게 성능에 영향을 미치는가는 연구가 이루어지지 않았다. 본 연구에서는 저단에서 고단에 이르기까지 여러 압축기에 대해 단 성능곡선에 따른 성능예측을 시행하고 변화를 살펴보았다.

* 포항공대 기계공학과 대학원

** 포항공대 기계공학과

2. 단 축적법

2.1 단 성능곡선을 이용한 단 축적법

단 성능곡선은 압축기의 압력계수와 효율을 유량계수의 함수로 표현해 주는 곡선으로 주로 기존 압축기의 실험자료들을 토대로 작성된 곡선이다. Muir, Stone, Robinson 그리고 Benser⁽¹⁰⁾는 각각 Fig. 1 과 Fig. 2 같은 곡선을 제안하였다. 이러한 단 성능곡선과 각 단의 입구조건을 알면 각 단 출구에서의 압력, 온도, 속도 등을 알 수 있다. 또한 이렇게 구한 출구에서의 조건들은 단 축적법에 의해서 다음 단의 입구조건으로 사용된다. 단 출구에서의 유동 및 열역학적 상태를 결정할 때 중요한 또 하나의 요소로는 정익 출구각이 있다. 이 정익 출구각은 각 단 유체속도 및 유량계수에 영향을 주게 된다. 그러나 이 정익 출구각을 정확하게 예측하는 것은 어렵기에 몇가지 이론들이 제안되었다.

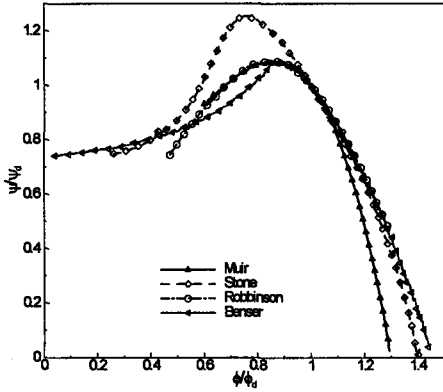


Fig. 1 Stage pressure coefficient curves

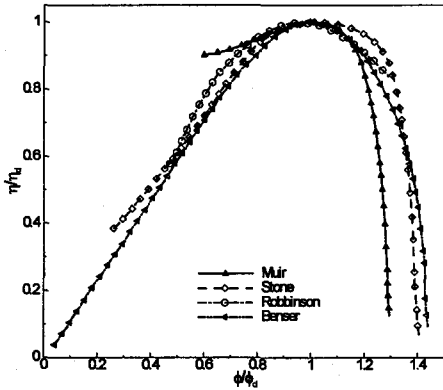


Fig. 2 Stage efficiency curves

Johnson⁽¹¹⁾은 설계점에서의 각 단 정익 출구각을 $10^\circ \sim 15^\circ$ 로 제안하였고, Haq 와 Saravanamutto⁽¹²⁾는 설계점에서 각 단 정익 출구각을 10° 를 사용하였다. 그러나 탈설계점에서는 정익 출구각을 더욱 예측하기 어렵다. 이는 압축기 형상자료를 알기 어렵고 정익 출구각의 변화 관계를 정확히 알지 못하기 때문이다. 그래서 현재까지도 탈설계점의 정익 출구각을 설계점의 출구각과 같은 상수값으로 두고 있으며 본 연구에서도 이와 같은 방법을 사용하였다.

2.2 계산 과정

단축적 방법 계산을 위해 사용되는 순서는 다음과 같다.

I. 주어진 질량유량과 회전수에서 입구에서의 정압력(p_1), 정온도(T_1), 정밀도(ρ_1), 그리고 축방향 속도(V_{x1})를 다음의 식들을 반복계산하여 구한다.

$$T_1 = T_{01} - \frac{1}{2C_p} \left(\frac{V_x}{\cos a_1} \right)^2 \quad (1)$$

$$p_1 = p_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (3)$$

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_x \quad (4)$$

이 때 a_1 는 상수 값을 사용한다.

II. 주어진 회전수에서 평균반경의 블레이드 속도를 다음과 같이 구한다.

$$U_m = r_m \frac{2\pi N}{60} \quad (5)$$

위의 식 (1)에서 구한 축방향 속도를 블레이드 속도로 나누어 유량계수를 구하고 Figs. 1 ~ 2 에서 효율과 압력계수를 구하고 첫 단 입구에서의 전 온도와 전 압력 값을 이용하여 첫 단 출구의 전 온도(T_{02})와 전 압력(p_{02})을 구한다.

$$p_{02} = p_{01} \left(1 + \frac{\phi U_m^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

$$T_{02} = T_{01} \left(1 + \frac{\phi U_m^2}{\eta C_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (7)$$

III. 두 번째 단부터는 앞단의 출구조건을 입구조건으로 두고 각 단의 성능곡선을 이용하여 다시 식 (1)~ (7)을 계산하여 각 단의 출구 값들을 구한다. 이를 마지막 단까지 반복하여 마지막 단의 출구에서의 전 온도와 전 압력을 구한다.

IV. 첫 단에서 구한 입력 값과 마지막 단에서 구한 출구 값을 이용하여 전체 압축기의 압력비(PR)와 효율을 구한다.

$$PR = \frac{p_{o2,n}}{p_{o1,1}} \quad (8)$$

$$\eta = \frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{o2,n}}{T_{o1,1}} - 1} \quad (9)$$

여기서 하첨자 n 과 1은 각각 마지막 단과 첫 단을 의미한다.

V. 질량유량과 회전수 값들을 변화시키면서 위의 I ~ IV의 과정을 반복 수행한다.

3. 성능예측 오차 계산 방법

성능예측 오차 계산은 성능해석 실험값과 계산값의 오차를 산정하기 위해 사용하였다. 실험값이 몇 개의 데이터로 주어져 있어서 데이터 사이의 값을 비교 하기 위해선 주어진 데이터 사이값으로 보간을 하여야 한다. 본 연구에서는 주어진 데이터로부터 가장 적절한 추세선을 얻는다. 그리고 오차는 압력 기준에서 최소구간과 최대구간 범위에 대해 실험과 계산 추세선 사이를 적분하여 면적으로 계산하였다. 여기서 압력을 독립변수로 사용한 이유는 압축기 실험이나 수치해석에서 질량의 변화에 따라 압력을 측정하는 것이 아니고 압력 변화에 따라 압축기를 통과하는 질량을 측정하기 때문이다. 그래서 압력 기준이 질량 기준으로 적분하는 것보다 더 타당한 결과를 얻는다. 면적 오차 관계와 방법은 식 (10)과 Fig. 3 과 같다.

$$Error\ area = \int_{min}^{max} abs(x_1 - x_2)dy = \int_{min}^{max} abs(f_1^{-1}(y) - f_2^{-1}(y)) dy \quad (10)$$

4. 연구방법

본 연구에서는 저단에서 고단의 다단 축류 압축기에 단 성능곡선을 이용한 단축법으로 성능 해석을 수행하였으며

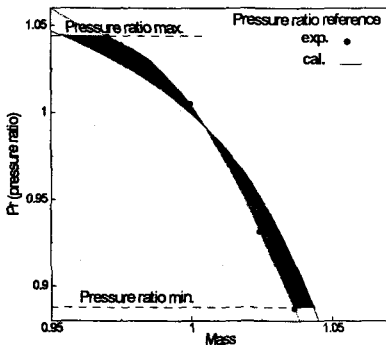


Fig. 3 Area error calculation of data

Table 1 Design specifications of compressors

Specifications of compressor	number of stage	\dot{m} (kg/s)	N (rpm)	PR
Oldham(1976)	2	103.9	9330	1.9588
Bammert and Woelk(1980)	3	10.82	17000	2.0
Calvert and Dransfield(1976)	4	24.05	12340	3.4598
Schlamman(1985)	6	10.2	14575	2.0
Vinnemier and Kosdiel(1988)	7	52	8300	4.2
Geye et al.(1953)	8	26.8	12042	6.45
Johnson(1952)	10	25.2792	9959	6.45
Iwamoto et al.(1991)	12	20.0	14000	12.4

Table 1 에 각각의 압축기 설계점 사양을 제시하였다. 7 단,8단,10단 압축기는 팁반경이 일정한 압축기이며, 4단 압축기는 허브 반경이 일정한 압축기이다. 나머지 압축기는 평균반경이 일정한 압축기들이다. Table 1 의 대상 압축기들에 대해 단 성능곡선 중 Muir 압력곡선- Muir 효율곡선으로 설계 및 탈설계점 성능해석을 수행하였다. 그리고 설계점 회전수에서는 4개 단 압력곡선과 4개 단 효율곡선 조합의 16가지 경우에 대상 압축기 성능해석을 하였다. 그리고 각 압축기에서 실험값과 16가지 경우의 계산값을 면적오차 계산으로 비교해 어떤 단 성능곡선이 가장 적합한가를 비교하였다. 마지막으로 12단 압축기에서는 각 회전수에 대해 서지점, 설계점, 초크점에서 단수에 따라 유량계수의 변화를 제시하였다.

5. 결과

Fig. 4 는 가장 많이 사용되는 Muir 압력 계수 곡선과 Muir 효율 곡선을 이용하여 각 압축기에 설계점과 탈설계점 성능예측을 한 결과와 실험값을 도시한 그림이다. 이 때 정익의 출구각은 10° 로 고정하였다. 압축기 입구 조건은 표준대기압 (101300psi)과 288K(15° C)를 사용하였다. 성능해석은 저단에서 고단까지 실험값에 전반적으로 근사하는 것을 볼 수 있다. 2단 압축기는 압축비가 2이나 유입 질량이 103.9kg/s로 대용량이다. 설계점회전수에서는 실험값을 잘 따라가고 있다. 낮은 회전수로 갈수록 실험값보다 높은 값으로 예측이 되고 있으나 서지점은 잘 맞추고 있다. 3단 압축기는 회전수가 17000rpm이면서 10.82kg/s의 저유량이 유입되는 압축기이다. 성능해석 결과가 설계점과 탈설계점 회전수에서 실험값과 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 그리고 서지와 초크영역도 잘 나타내고 있다. 4단 압축기는 허브 반경이 일정하고 회전수가 12340rpm이다. 설계점 회전수에서는 잘 맞으나 탈설계점에서는 실험값보다 압력비와 유량이 적게 예측되어 왼쪽으로 이동된 형태를 보이고 있다. 이 경우는 탈설계점에서

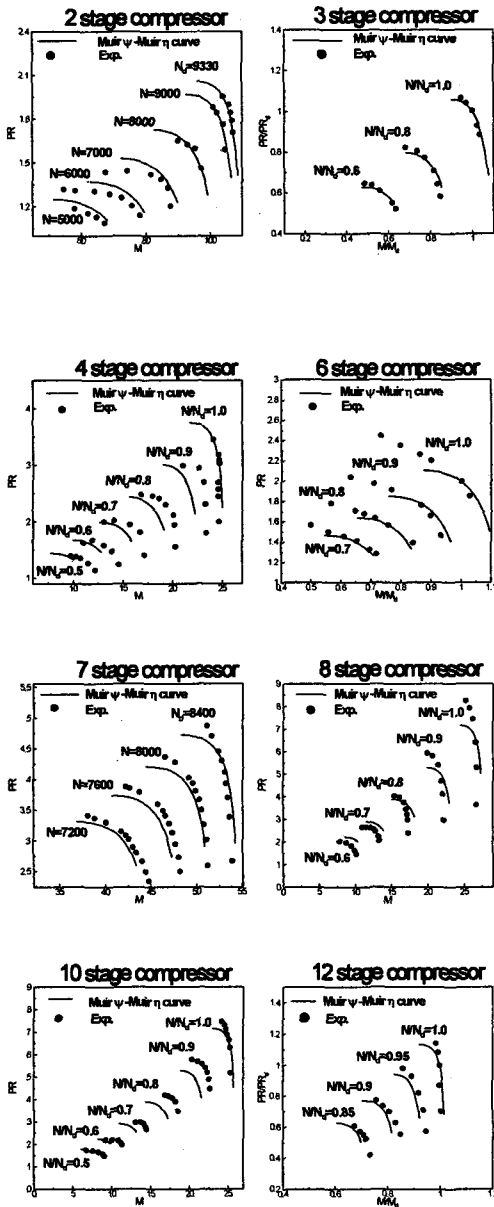


Fig. 4 Performance prediction of multi-axial compressor

유입 온도와 압력의 조건 변화로 생긴 것으로 보인다. 일정 평균반경의 6단 압축기는 6단이면서 압력비는 2로 낮으며, 설계점 회전수는 1457rpm이다. 일반 압축기는 서지 영역이 작으나 6단 압축기는 설계점 압력비에서 서지점까지 아주 긴 영역을 형성하고 있다. 6단 압축기에서는 계산된 성능해석이 서지 영역을 잘 맞추지 못하고 있다. 반면 초크 영역은 탈설계점에서 잘 예측을 하나 설계점에서는 맞지 않는다. 설계점에서는 Muir 압력곡선과 Muir 효율곡선이 잘 맞지 않는 것으로

나온다. 다음은 팁 반경이 일정한 7단 압축기이다. 탈설계점에서 성능해석이 서지에서 초크까지 기울기가 작은 형태를 이루나 설계점에 이를수록 더욱더 기울기가 커진다. 탈설계점에서 계산치와 실험치가 비슷한 성능곡선 형태를 이루어 잘 맞추고 있다. 그러나 설계점에서 계산한 성능해석은 서지점의 실험값만큼 압력비를 상승시키지 못해 오차가 더 커졌다. 팁 반경이 일정한 8단 압축기는 설계점에서 탈설계점으로 회전수가 감소할 때 성능 예측을 더 잘 하며, 회전수비가 1.0, 0.9일 때는 서지와 초크를 잘 예측하지 못하고 있다. 10단 압축기는 팁 반경이 일정하며, 9959rpm로 낮은 회전수에 작동한다. 탈설계점 회전수에서 성능해석은 실험과 데이터의 분포가 비슷하나 실험값이 더 높은 압력비로 예측되고 있다. 이는 실험시 입력 조건의 변화로 생겨나는 오차인 것 같다. 마지막은 평균반경이 일정한 12단 압축기이다. 탈설계점에서는 실험값과 비슷한 데이터 형상 분포를 보이나 설계점에서는 서지점 압력비까지 압력을 상승 시키지 못하고 있다. Figs. 5 ~ 6 는 단 성능곡선 조합의 16가지 경우에 대해 설계점에서 성능해석을 수행한 결과이다. Fig. 5 의 2단 압축기와 같이 단 압력곡선 기준에서 4가지 단 효율곡선을 바꾸어 사용할 때 큰 변화가 나타내지 않는다. 단지 단 압력곡선 변화에 성능곡선이 큰 변화를 보이고 있다. Fig. 5 의 저단(2,3,4단)에서는 Muir 단 압력곡선이 서지점을 잘 맞추는 것을 볼 수 있다. 그러나 Figs. 5 ~ 6 의 고단(6단 이상)에서는 Stone 단

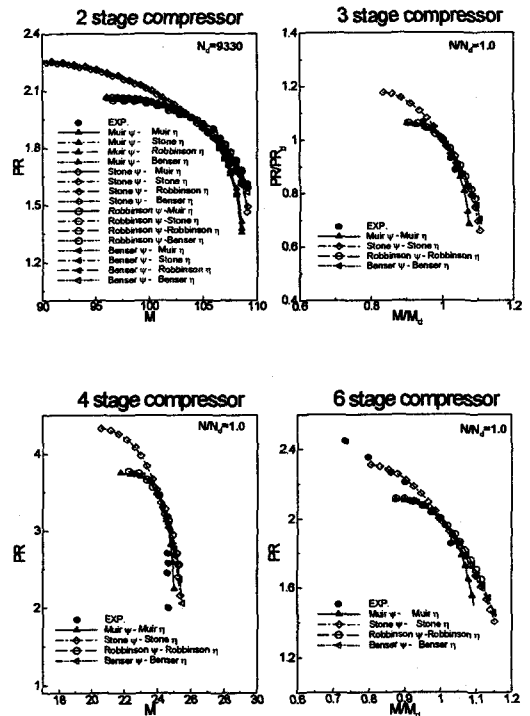


Fig. 5 Comparison of stage performance curves (I)

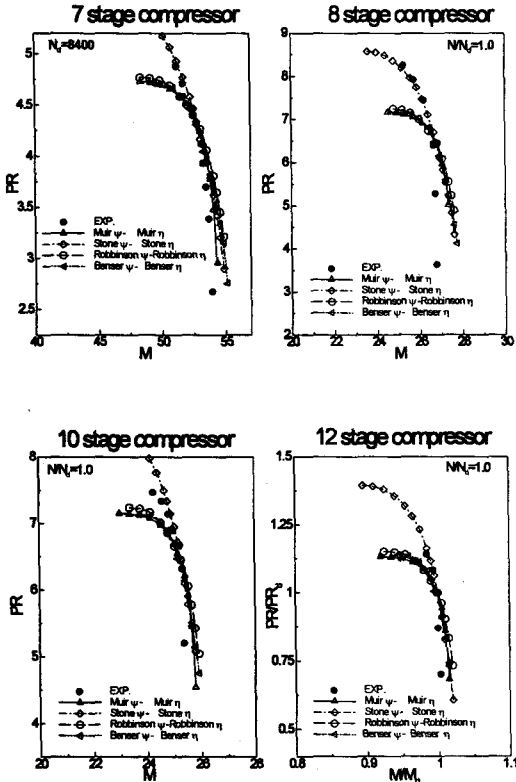


Fig. 6 Comparison of stage performance curves (2)

Table 2 Combination for minimum error between calculation and experimental data

number of multi-stage compressors	pressure coefficient curve	efficiency curve
2	Muir	Muir
3	Muir	Muir
4	Muir	Benser
6	Stone	Muir
7	Stone	Robinson
8	Stone	Robinson
10	Stone	Robinson
12	Stone	Robinson

압력곡선이 설계점에서 서지점을 더 잘 예측한다. 각 압축기에 대해 16가지 경우 성능해석결과와 실험치사이의 오차를 면적오차 계산 방법으로 정량적으로 비교하여 Table 2에 정리하였다. 여기서 고단의 Stone 단 압력곡선이 서지 영역을 더 크게 나타내는 것은 서지점을 나타내는 방식의 차이이다. 본 연구에서는 Finger⁽¹³⁾가 성능곡선의 최고 (peak)압력비 지점을 서지점으로 정의한 개념을 적용하였다. 반면 실제로는 Stone의 정의, 즉 설계점에서 서지가 일어나는 것은 뒷단에서 일어나며 단수가 커질수록 최고 압력비보다 서지점 압력비가 더 낮

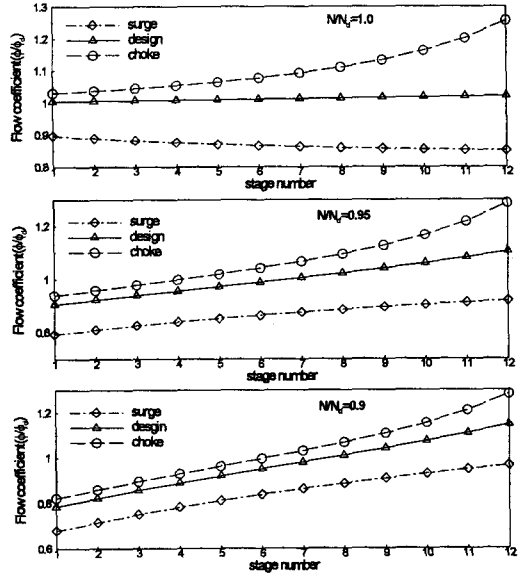


Fig. 7 Flow coefficient variation in each stage of 12-stage compressor

아진다는 것이다. Stone개념을 적용하면 실험치와 계산된 성능해석의 서지점이 잘 일치 할 것이다. Fig. 7은 12단 압축기의 회전수비에 따른 각 단에서의 유량계수의 변화를 살펴 보았다. 설계점 회전수(N/Nd=1.0)에서 서지점의 유량계수 변화는 단의 뒤쪽으로 갈수록 유량계수가 감소하는 것을 볼 수 있다. 즉 설계점 회전수에서는 서지가 뒷단에서 일어남을 나타내는 것이다. 탈설계점 회전수(N/Nd=0.95,0.9)에서는 전체적으로 유량계수가 뒤쪽으로 갈수록 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 서지가 앞단에서 발생한다는 것을 의미한다.

6. 결론

본 연구에서는 단 축적법을 이용해 탈설계 성능해석을 수행하고 설계점 회전수에서의 단 성능곡선의 영향을 살펴 보았다. 그리고 서지와 초크점에서 유량변화를 보고 다음과 같은 결론을 내렸다.

- (1) 단 성능곡선에서, 압력계수 곡선이 효율 곡선 보다 큰 영향을 준다.
- (2) 성능해석에 있어서의 최적의 단 성능곡선은 축류 압축기의 단수에 따라 달라진다.
- (3) 저단 압축기 경우는 Muir 단 압력곡선으로 성능해석을 하는 것이 가장 정확한 예측을 한다.
- (4) 고단의 경우 탈설계 회전수에서는 Muir 단 압력곡선을 사용하고 설계점과 설계점 근방의 회전수에서는 Stone 단 압력곡선을 사용하는 것이 가장 정확한 예측을 한다. 그

이유는 Muir 단 압력곡선으로는 고단의 높은 회전수에서 생기는 기올기가 가파른 성능곡선을 따라가지 못하기 때문이다.

- (5) 서지점이 발생하는 단의 위치는 설계점에서는 뒷단에서 발생하고 탈설계점에서는 앞단에서 발생하는 것을 단의 위치에 따른 유량계수로부터 알 수 있었다.

후기

본 연구는 '에너지기술 학술진흥 사업'의 연구과제로 수행되었습니다. 이에 감사 드립니다.

참고문헌

(1) Robinson, W. H. and Dugan, J. F., 1965, "Prediction of Off-Design Performance of Multi-Stage Compressor," NASA SP-36, pp. 279-310.

(2) Stone, A., 1958, "Effects of Stage Characteristics and Matching on Axial-Flow-Compressor Performance," Trans. ASME, Vol. 80, pp. 1273-1293.

(3) Doyle, M. D. C. and Dixon, S. L., 1961, "The Stacking of Compressor Stage Characteristics to Give an Overall Compressor Performance Map," The Aeronautical Quarterly, November 1962.

(4) Howell, A. R. and Bonham, R. P., 1950, "Overall and Stage Characteristics of Axial Flow Compressors," Proc., ImechE., Vol., 163, pp.235~248.

(5) Muir, D. E., Saravanamuttoo, H. I. H. and Marshall, D. J., "Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy," ASME J. of Eng. for Gas turbines and Power, Vol. 111, pp. 244~250.

(6) 강동진, 류제욱, 정평석, 1993, "가스터빈 기관의 탈설계점 해석," 대한기계학회 논문집, 제17권, 제 7 호, pp.1851~1863.

(7) 강동진, 1994, "단축적 방법을 이용한 다단 축류 압축기의 설계," 대한기계학회논문집, 제 18권, 제6호, pp. 1598~1603.

(8) Cryus, V., 1994, "Separated Flows in Axial Flow Compressor with Variable Stator Vanes at Positive Incidence Angles," ASME Paper 94-GT-480.

(9) 송태원, 김재환, 김동섭, 노승탁, 2000, "단축적법의 개선에 의한 축류 압축기의 효과적인 성능예측," 대한기계학회 논문집 B권, 제 24권, 제 8호, pp. 1077~1084.

(10) Benser, W. A., 1953, "Analysis of Part-speed Operation for High-pressure-ratio Multistage Axial-flow Compressors," Naca RM E53115.

(11) Johnson, M. S., 1991, "One-Dimensional Stage-By-Stage Axial Compressor Model," ASME Paper 91-GT-192.

(12) 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.

(13) Finger, H. B. and Dugan J. F., Jr., 1953, "Analysis Of Stage Matching and Off-design Performance of Multistage Axial-flow Compressors," Naca, RM E52D07

(14) Bammert, K. and Woelk, G. U., 1982, "The Influence of the Blading Surface Roughness on the Aerodynamic Behavior and Characteristic of an Axial Compressor," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 102, pp. 283-287.

(15) Ginder, R. B., Britton, A. J., Calvert, W. J., Mckenzie, I. R. I. and Rarker, J. M., 1991, "Design of Advanced Blading for a High Speed HP Compressor Using an S1-S2 Flow Calculation System," IMechE. Conference on Turbomachinery, paper C423/007.

(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," ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 104, pp. 823-831.

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

(18) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, "Gas Turbine Theory," 4th ed., Longman Group Limited, U.K.