

〈技術論文〉

단축적방법을 이용한 다단 축류압축기의 설계

강 동 진*

(1993년 2월 10일 접수)

A Design Procedure for a Multi-Stage Axial Compressor Using the Stage-Stacking Method

D. J. Kang

Key Words : Axial Compressor(축류압축기), Stage Stacking(단축적), Specific Mass Flow Rate(비유량), Flow Coefficient(유량계수), Pressure Coefficient(압력계수), Tip Radius(끝반경), Mean Radius(평균반경), Hub Radius(허브반경)

Abstract

A preliminary design procedure for a multi-stage axial compressor is developed, which is based on the stage-stacking method. It determines the flow coefficient which gives rise to the design conditions required such as pressure ratio, mass flow rate and rotational speed for a given specific mass flow rate at inlet to a compressor. With this flow coefficient, blade radii, every stage and compressor performance characteristics such as stage pressure ratio, adiabatic efficiency etc. are calculated by stacking each stage performance characteristics. It is shown that there is an optimum number of stages which results in the maximum of compressor overall efficiency for a given specific mass flow rate at inlet to a compressor. A test design was tried for three different geometric design constraints, and comparison with a previous study shows that present procedure could be used reliably in determining the number of compressor stages in preliminary design stage.

기호 설명

U : 블레이드속도	γ : 미열미 1.35
V : 유체속도	R : 기체상수 0.287(kJ/kg°C)
ϕ : 유량계수 V/U	C_p : 정압비열 $\gamma R / (\gamma - 1)$
P_r : 압력비	η : 단열효율
ψ : 압력계수 $C_p T (P_r^{1/(\gamma-1)} - 1) / U^2$	하첨자
r_t : 블레이드 끝반경	s : 등엔트로피
r_m : 블레이드 평균반경	0 : 정체점
r_h : 블레이드 허브반경	1 : 단입구
ω : 블레이드 회전속도	3 : 단출구
N : 블레이드 회전수	
m : 질량유량	

1. 서 론

*정회원, 영남대학교 기계공학과

설계기술은 축류압축기의 보급 이래로 꾸준히 발전하고 있다. 특히 최근 들어서는 고 압력비의 축류압축기 설계를 위해 압축기 효율향상을 위한 연구뿐만 아니라 비유량(specific mass flow rate), Surge 한계, 단압력비(stage pressure ratio) 등의 개선을 위한 연구도 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁾

축류압축기의 설계과정은 각 설계자마다 고유의 data base에 의거한 설계방법에 따르고 있어 자세하고 표준적인 설계과정을 제시하기는 어려우나, 문헌이나 연구논문에서 제시되어 있는 설계방법은 다음과 같은 3단계를 거쳐 이루어지는 것이 일반적이다.⁽²⁾

첫번째 단계는 평균반경(mean radius)에서 실시하는 예비설계(preliminary design) 단계로 압축기를 일차원적으로 근사하여 거시적 설계변수 예를 들면 단압력비, 단효율, 정익(stator)과 동익(rotor)의 반경, 평균반경에서의 속도삼각형(velocity triangle) 등을 결정하게 된다. 이러한 평균선 설계방법에는 목적하는 최적화 설계변수에 따라 여러가지 설계과정이 제시되어 있다.⁽²⁾ 본 연구에서는 유량, 압력비, 회전수 등의 설계조건과 압축기 입구조건(입구 전온도, 전압력)이 주어져 있을 경우⁽¹⁾ 단축적방법을 이용하여 압축기의 단열효율을 최대화하는 최적단수를 결정하고 각 단의 성능특성을 예측하는 예비설계방법을 제시하고자 한다.

평균반경 설계에서 얻은 각 단의 성능을 구현할 수 있는 블레이드(blade)의 형상과 날개열(cascade)을 설계하는 과정을 두번째 설계단계라 할 수 있다. 이 단계에서는 블레이드의 구체적인 형상 예를 들면 굽힘선(camber line)분포, 최대 굽힘두께, 최대 블레이드두께, 블레이드각도, chord길이, 블레이드간격 등 블레이드의 구체적인 삼차원 형상을 제외한 대부분의 설계변수를 결정하게 된다. 이 때 앞서 결정한 단성능을 공기역학적 혹은 재료역학적 등의 요인으로 구현하기 어려울 때는 앞의 평균반경 설계과정을 되풀이 하게 된다.

압축기 설계의 마지막 과정은 블레이드의 삼차원 설계 등 상세설계과정으로 다양한 삼차원 설계기법의 개발에 많은 연구자들이 관심을 가지고 있다.⁽³⁾ 이 단계에서는 여러가지 전산유체역학적 코드를 이용하여 완성된 삼차원 날개열형상을 검증하는 과정도 거치는 것이 일반적이다. 실제로 국내외의 많은 연구자들이 이러한 코드개발을 위해 연구를 계속하고 있다.^(4,5)

평균반경 설계과정에서 결정한 설계변수는 두번째, 세번째 설계단계를 거치면서 수정될 수도 있지만,⁽¹⁾ 여전히 중요한 설계과정으로 인식되고 실제 설계과정에서 수행되는 것은 설계의 기본골격을 결정하는 과정일 뿐만 아니라 반복 설계과정을 체계적이고 빠른 설계(평균 설계변수는 좋은 근사치이므로)를 수행하기 위해서는 주요한 과정이기 때문이다. 따라서 평균반경 설계과정중에 최적화 등의 적절한 방법으로 가능한 한 많은 설계변수를 살펴보는 것은 전체설계를 설계초기에 이해하고 설계결과를 예측하는데 큰 도움이 된다.

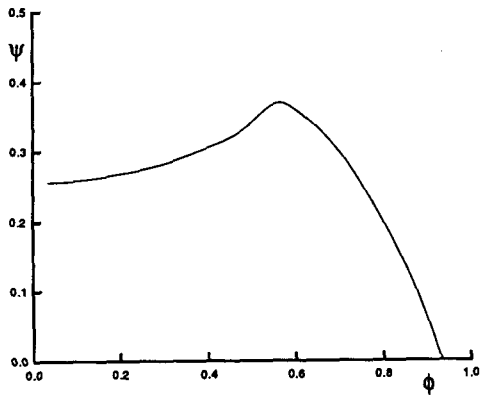
본 연구는 평균반경 설계과정에서 결정하는 여러 가지 설계변수 중에서 다단 축류압축기의 단수결정법에 대해 살펴보고자 한다. 압축기의 단수결정은 설계자의 설계 know-how로 표준적인 방법은 없으며, 국내외를 막론하여 연구문헌을 찾기도 어렵다. 따라서 본 연구에서 제시하는 다단 축류압축기의 단수결정법은 평균반경 설계과정에 사용하여 초기설계를 체계화하고 포괄적으로 수행하는데 큰 도움이 될 것으로 사료된다. 이 방법은 단축적방법(stage stacking)을 이용하여 다단 축류압축기의 단열효율을 최대화하는 단수를 최적단수로 결정한다.

2. 단축적방법에 의한 압축기단수 결정

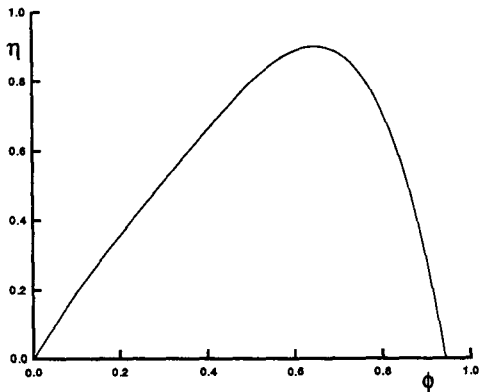
2.1 단축적방법

단축적방법은 다단 터보기계의 성능예측방법중 하나로 터보기계내의 유동을 1차원으로 가정하는 단순함에도 불구하고 비교적 정확한 예측성을 갖는 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾

단축적방법은 임의의 단의 출구조건을 다음 단의 입구조건으로 가정하여 각 단을 축적함으로써 다단 압축기의 성능을 예측한다. 따라서 각 단의 성능을 어떻게 잘 예측하느냐에 단축적방법의 성패가 달려 있다고 하겠다. 정확한 단성능 예측을 위한 연구가 활발히 진행되고 있지만, 저자의 문헌조사로는 아직도 일반성을 지닌 예측방법을 지닌 예측방법이 제시되어 있지 않은 상태이다. 최근에 Wright 등⁽⁷⁾이 손실모델(loss model)을 이용한 단성능 예측방법을 제시한 바 있으나 아직까지 일반화되지는 못한 상태이다. 본 연구에서는 Benser^(6,8) 등이 사용한 NACA 블레이드실험을 통해 얻은 Fig. 1의 단성능 곡선을 이용하였다. 그림에서 (a)는 유량계수와 압력계수의 관계를 (b)는 유량계수와 단효율



(a) Flow coefficient vs. pressure coefficient



(b) Flow coefficient vs. efficiency

Fig. 1 Stage characteristics

과의 관계를 보여주고 있다.

단축적방법을 이용하여 다단 축류압축기의 설계점 및 탈설계점 성능을 예측하는 과정은 저자의 선행연구⁽⁶⁾에 잘 정리되어 있으며, 본 연구에서는 각 단의 출구조건을 구하는데 단축적방법이 이용되므로 이를 간략하게 정리하였다.

(1) 주어진 유량계수를 이용하여 Fig. 1(a)에서 압력계수를 Fig. 1(b)에서 단효율을 구하고, 이로부터 출구압력을 다음의 식(1)를 이용해 구한다.

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

(2) 출구온도는 Fig. 1에서 얻은 단성능(압력계수와 단효율)을 이용해 다음의 식(2)와 같이 구한다.

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

2.2 다단 축류압축기의 최적단수 결정

다단 축류압축기가 설계점에서 작동할 경우 각 단은 고유의 설계점 성능을 가지고 작동하게 되므로, 이를 설계측면에서 각 단의 설계점 성능을 가정하여 단축적을 하게 되면 다단 축류압축기의 설계점 성능을 얻을 수가 있다. 다시 말하면, 주어진 입구조건(입구 전온도와 전압력)과 설계조건 즉 유량, 압력비, 회전수, 압축기 입구에서의 비유량에 대하여 단수를 가정하고 각 단에서의 설계점 유량계수를 계산하여 단축적을 실시하면 압축기의 설계점 성능(단압력비와 단효율) 뿐만 아니라 압축기의 기하학적 설계변수 즉, 끝반경과 허브반경 등을 결정할 수 있다. 이를 간단히 요약하면 다음과 같다.

(1) 압축기 입구에서 입구조건 (T_{01}, P_{01}), 비유량 (m/A), 연속방정식 식(3)과 다음의 식(4)~(6)를 반복계산하여 첫 단의 입구에서의 열역학적 상태량 즉, 온도, 압력, 밀도와 속도, 면적 등을 구한다.

$$m = \rho A V \quad (3)$$

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \quad (4)$$

$$P_0 = P \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

$$P = \rho R T \quad (6)$$

(2) 유량계수를 가정하고 (1)에서 구한 상태량을 이용하여 압축기의 기하학적 형상 즉, 블레이드의 끝반경, 평균반경, 허브반경을 다음의 식(7)~(9)를 이용하여 구한다.

$$A = \pi (r_t^2 - r_h^2) \quad (7)$$

$$r_m = \sqrt{\frac{r_t^2 + r_h^2}{2}} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{V}{r_m \omega} \quad (9)$$

(3) 이제 3.1절에서 설명한 단축적방법을 이용하면 첫 단의 출구조건을 구할 수 있다. 즉 식(1)~(2)를 이용하여 출구조건 T_{03}, P_{03} 를 구한다.

(4) 두번째 단부터는 앞 단의 출구조건이 입구조건이 되므로 과정 (1)~(3)과 같은 방법으로 단 입구 상태량과 블레이드의 반경 등을 구한다. 이 때 기하학적 설계제한조건으로부터 3가지 반경 중 하나는 자동적으로 결정되며 비유량은 더 이상 설계조건이 아니다.

(5) 과정 (1)~(4)를 첫 단에서 마지막 단까지 축적하여 원하는 다단 압축기를 완성한 후 압축기의 압력비와 효율을 다음의 식(10)과 (11)로부터

각각 구한다. 이 때 계산된 압축비가 설계조건과 일치하지 않을 경우 유량계수를 수정하여 과정 (1)~(5)를 되풀이 하여 수립된 설계를 얻는다.

$$P_r = \frac{P_{03,n}}{P_{01,1}} \quad (10)$$

여기서 (,)다음의 1과 n 은 첫 단과 마지막 단을 가리킨다.

$$\eta = \frac{(P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\frac{T_{03}}{T_{01}} - 1} \quad (11)$$

(6) 과정 (1)~(5)를 단수를 변화시켜 가며 수행하여 단수변화에 따른 압축기의 단열효율의 변화를 얻을 수 있으며, 이 때 단열효율을 최대로 하는 단수가 최적단수가 된다.

3. 결과 및 고찰

본 논문에서 제시한 설계방법을 이용하여 압축기 입구 비유량을 180~200(kg/sec m²)으로 변화시키면서 계산을 수행하여 Sehra 등의 선행연구 결과와 비교하였다. 계산에는 3가지 조건 즉, 설계조건, 입구조건 그리고 기하학적 설계제한조건 등이 사용된다. 먼저 설계조건으로는 Sehra 등의 선행연구 즉, EPRI(Electric Power Research Institute) 압축기 설계결과⁽¹⁾와의 비교를 위해 Sehra 등이 사용한 것과 동일한 설계조건을 가정하였다. 다시 말하면, 유량 362.88(Kg/sec), 회전속도 3600(rpm), 압력비 14 : 1의 설계조건을 가정하였다. 두번째로 Sehra 등이 사용한 입구조건이 불분명하여 입구 전온도와 전압력을 $T_{01}=288.15(K)$, $P_{01}=10.146(KPa)$ 로 가정하였다. 마지막으로 기하학적 설계 제한조건으로는 일정 끝반경, 일정 평균반경 그리고 일정 허브반경 설계의 3가지 서로 다른 경우를 고려하였다.

Fig. 2는 일정 허브반경 설계로 얻은 결과로 단수의 변화에 따른 압축기의 단열효율 변화를 도시하고 있다. 그림에서 Sehra 등의 결과는 EPRI 압축기 설계결과로 본 결과와 비교해 보면 좋은 일치를 보이고 있다. 다만 Sehra 등의 결과는 본 결과에 비해 전체적으로 효율을 약 2% 정도 높게 예측하고 있는데, 이는 두 방법이 사용하는 여러가지 데이터 예를 들면 익렬(cascade)의 실험치 등이 서로 다르기 때문으로 사료된다.

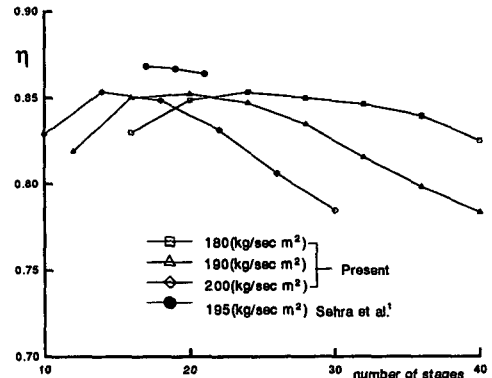


Fig. 2 Compressor adiabatic efficiency variation for constant hub radius design

중요한 것은 비유량의 크기에 관계없이 효율을 최대로 하는 최적단수가 존재하여 다단 축류압축기의 단수를 효율에 대하여 최적화할 수 있다는 것이다. 또, 최적단수는 비유량의 증가에 따라 줄어들며, 본 연구에서 택한 예제 계산의 경우 비유량이 180, 190, 210(kg/sec m²)으로 변함에 따라 최적단수는 25, 21, 16단으로 줄어든다. 이러한 비유량과 최적단수의 관계는 다음과 같이 설명할 수 있겠다. 주어진 입구조건과 설계조건에 대하여 비유량의 증가는 유속의 증가를, 유속의 증가는 유량계수의 증가를 의미한다. 또 유량계수의 증가는 Fig. 1(a)에서 알 수 있듯이 단효율의 저하를 의미한다. 따라서 최대 효율점 설계는 상대적으로 큰 블레이드속도 U 로 가능하고, 압력계수는 U^2 로 무차원화되어 있으므로 각 단에서의 압력상승이 커서 원하는 압축기 전체의 압력비를 상대적으로 작은 단수

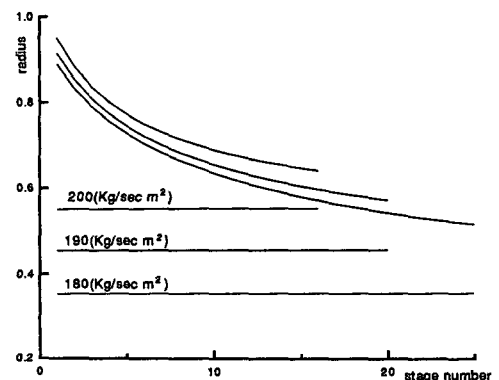


Fig. 3 Radii variation for three-different inlet specific mass flow rates

로 얻을 수 있다. 따라서 비유량이 증가함에 따라 최적단수는 줄어들게 된다.

이를 보다 자세히 살펴보기 위해 비유량이 180, 190, 200(kg/sec m²)인 경우의 최적단수로 설계할 경우의 블레이드반경 분포를 Fig. 3에 도시하였다. 그림을 살펴보면 비유량이 증가함에 따라 단수는 줄어들지만, 각 단의 끝반경이 커져서 압축기의 크기가 커지게 된다. 또 끝반경의 증가는 블레이드의 끝반경 속도의 증가를 의미하는데 Horlock⁽⁹⁾에 따르면 블레이드의 굽힘응력은 블레이드속도의 제곱에 비례하므로 비유량의 증가에 따라 재료강도상의 고려가 필요할 수도 있는데 이의 고려는 본 연구범위를 넘어서는 것이다. 비유량의 증가에 따라 블레이드의 높이는 작아짐을 그림으로 부터 알 수 있다.

Fig. 4는 일정 평균반경 설계로 얻은 결과로 앞의 결과와 마찬가지로 비유량의 크기에 관계없이 효율을 최대로 하는 최적단수가 존재하고 최적단수는 비유량의 증가에 따라 줄어들고 있음을 그림으로부터 알 수 있다. 또 Sehra 등의 결과와 비교해보면 정성적으로 좋은 일치를 보이고 있으며, 정량적으로는 앞서 지적한 바와 같은 이유로 Sehra 등의 결과가 전체적으로 약 2% 정도 높은 효율 분포를 보여주고 있다. 그림을 살펴보면 비유량이 180, 190, 210(kg/sec m²)으로 변함에 따라 최적단수는 16, 14, 13단이 되고 Fig. 2와 비교해보면 동일한 비유량에 대해서 일정 허브반경 설계가 3~9단 많은 단수를 요구하고 있는데 그 이유는 다음에 자세히 설명하겠다.

Fig. 5는 일정 끝반경 설계로 얻은 결과로 앞의

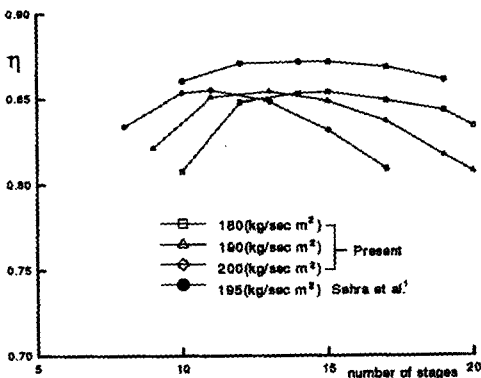


Fig. 4 Compressor adiabatic efficiency variation for constant mean radius design

두 결과와 마찬가지로 비유량의 크기에 관계없이 효율을 최대로 하는 최적단수가 존재하고 최적단수는 비유량의 증가에 따라 줄어들고 있음을 그림으로부터 알 수 있다. 또 Sehra 등의 결과와 비교해보면 정성적으로 좋은 일치를 보이고 있으며, 정량적으로는 앞서 지적한 바와 같은 이유로 Sehra 등의 결과가 전체적으로 약 2% 정도 높은 효율 분포를 보여주고 있다. 그림을 살펴보면 비유량이 180, 190, 210(kg/sec m²)으로 변함에 따라 최적단수는 10, 10, 9단이 되어 최대 설계점 효율을 얻는데 필요한 단수가 3가지 기하학적 설계 제한조건 중에서 가장 작은데 그 이유는 다음의 Fig. 6을 살펴보면 알 수 있다.

Fig. 6은 비유량을 190(kg/sec m²)으로 가정하여 3가지 기하학적 설계 제한조건으로 얻은 최적단수의 경우에 얻은 각 단의 반경변화를 도시한 그림이다. 그림을 살펴보면 끝반경 설계의 경우가 가장 큰 평균반경을 가지게 됨을 알 수 있는데, 3경우가

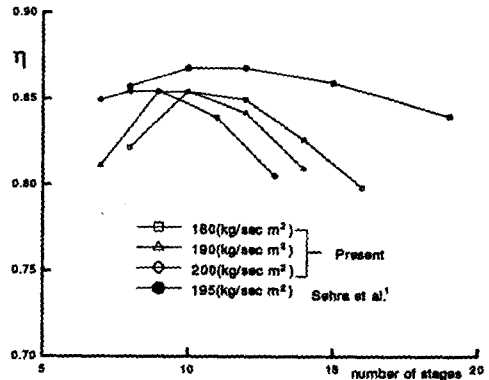


Fig. 5 Compressor adiabatic efficiency variation for constant tip radius design

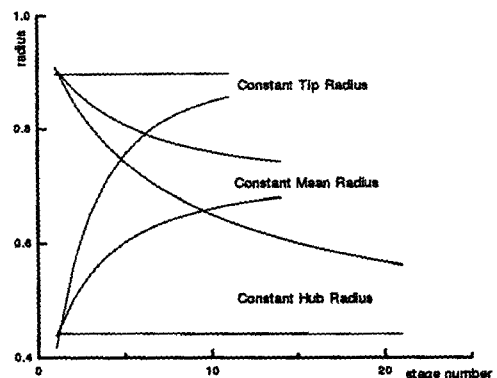


Fig. 6 Radii variation for three-different designs

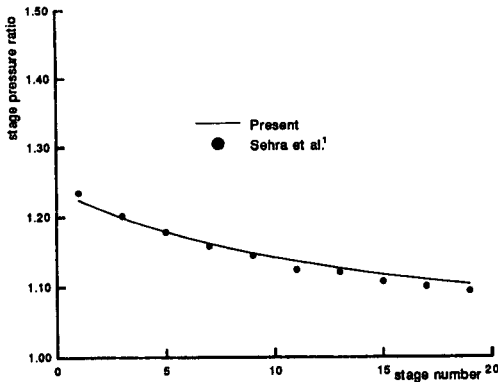


Fig. 7 Comparison of stage pressure ratio distribution for 190(kg/sec m²), 19 stages and constant mean radius design.

동일한 회전수를 가정하고 있으므로 끝반경 설계의 경우 가장 빠른 블레이드속도를 가지게 된다. 또, 상대적으로 빠른 블레이드속도는 앞서 설명한 바와 같이 상대적으로 작은 최적단수로 효율을 최대화할 수 있으므로 끝반경 설계의 경우가 최적단수가 가장 작아진다.

끝으로 기하학적 설계제한조건을 일정 평균반경, 비유량을 190(kg/sec m²), 단수를 19단으로 설계를 하여 Sehra 등의 결과와 비교하였다. Fig. 7은 그 결과를 도시한 그림으로 각 단의 압력비 분포를 보여주고 있다. 그림을 살펴보면 Sehra 등의 설계치와 본 결과가 거의 일치하는 좋은 비교를 보이고 있어 본 논문에서 제시하는 방법이 축류압축기의 초기설계에 유용하게 사용될 수 있다고 말할 수 있겠다.

4. 결 론

단축적방법을 이용하여 주어진 입구조건(전온도, 전압력)과 설계조건(유량, 압력비, 회전수, 압축기 입구 비유량)에 대하여 다단 축류압축기의 단열효율을 최대로 하는 최적단수를 얻는 방법을 제시하였다. 이 방법은 비교적 간단한 방법으로 다단 축류압축기의 단수를 결정하며 기존 방법과의 비교에서도 좋은 일치를 보여 압축기의 초기 설계과정에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

또한 본 논문에서 택한 예제 계산으로부터 최적

단수는 비유량의 증가에 따라 감소하고, 동일한 조건에서 설계할 경우 일정 허브반경, 평균반경, 끝반경의 순서로 최적단수가 감소함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 1992년도 영남대학교 학술연구조성비에 의해 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Sehra, A., Bettner, J. and Cohn, A., 1992, "Design of a High-Performance Axial Compressor for Utility Gas Turbine," *AIAA J.*, Vol. 114, pp. 277~286.
- (2) Serovy, G., K., 1984, "Organization of Design Systems for Turbomachinery," *Proceedings of NATO Advanced Study Institute on Thermodynamics and Fluid Mechanics of Turbomachinery*, Izmir, Turkey, pp. 785~803.
- (3) Borges, J., E., 1990, "A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery," *ASME J. Turbomachinery*, Vol.12, pp. 346~361.
- (4) Hah, C., 1984, "A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions," *ASME J. Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 421~429.
- (5) 정희택, 백제현, 1992, "터빈 익렬 내부의 3차원 압축성 점성유동장의 수치해석," *대한기계학회논문집*, 제16권 제10호, pp. 1915~1927.
- (6) 강동진, 류제욱, 정평석, 1993, "가스터빈 기관의 탈설계점 해석," *대한기계학회논문집*, 제17권 제7호, pp. 1851~1863.
- (7) Wright, P. I. and Miller, D. C., 1991, *An Improved Compressor Performance Prediction Model*, IMech E C423.
- (8) Benser, W. A., 1965, *Compressor Operation with One or More Blade Rows Stalled*, NASA SP-36, Ch. 13.
- (9) Horlock, J. H., 1973, *Axial Flow Turbines*, Robert E. Krieger Pub. Co.