

〈論 文〉

점성 손실모델 도입에 의한 축류 압축기 준 3 차원 압축성 유동해석

조 강 래* · 이 진 호* · 김 주 환**

(1989년 7월 14일 접수)

A Study on the Quasi-3-Dimensional Compressible Flow Calculation by Introduction of Viscous Loss Model in Axial-Flow Compressor

Kang-Rae Cho, Jin-Ho Lee and Joo-Hwan Kim

Key Words : Quasi-3-Dimensional Flow(준3차원 유동), Axial-Flow Rotating Blades(축류 회전차), Viscous Loss Model(점성손실모델)

Abstract

A numerical calculation is carried out for the analysis of 3-dimensional compressible flow field in axial-flow rotating blades by using finite element method. The calculation of flow in impellers plays a dominant role in the theoretical research and design of turbomachines. Three-dimensional flow fields can be obtained by the quasi-three-dimensional iterative calculation of the flows both on blade-to-blade stream surfaces and hub-to-shroud stream surfaces with the introduction of viscous loss model in order to consider a loss due to viscosity of fluid. In devising the loss model, four primary sources of losses were identified: (1) blade profile loss (2) end wall loss (3) secondary flow loss (4) tip-leakage loss. For the consideration of an axially parabolic distribution of loss, the results of present calculation are well agreed with the results by experiment, thus the introduction of loss model is proved to be valid.

기 호 설 명		<i>f</i>	: H-S 유면에 수직인 체적력
<i>A</i>	: 유한요소의 면적	<i>H</i>	: 형상계수
a_1, b_1, c_1	: 내삽 함수계수	<i>I</i>	: 로탈피
<i>B</i>	: B-B 유면두께	$[K]$: 전체 강성행렬
<i>b</i>	: H-S 유면두께	N_1	: 내삽함수
<i>C</i>	: 익현장	<i>P</i>	: 정압
C_D	: 항력계수	P_0	: 전압
C_L	: 양력계수	\bar{P}_0	: 상대전압
C_P	: 정압비열	$\{R\}$: 전체 시스템 벡터
D_{eq}	: 등가확산계수	<i>S</i>	: 엔트로피
<i>F</i>	: B-B 유면에 수직인 체적력	<i>T</i>	: 정적온도
		T_0	: 정체온도
		\bar{T}_0	: 상대 정체온도

* 정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 연세대학교 대학원

t	: 익두께
u	: 단위 질량당 내부에너지
V	: 절대속도
W	: 상대속도
β	: 상대 유동각
γ	: 비열비
ξ	: 전압 손실계수
ξ, η	: 임의의 2차원 좌표
θ	: 운동량두께
ρ	: 밀도
σ	: 쉘리디터 또는 손실 분포계수
ψ	: 유동함수
ω	: 회전 각속도
τ	: 익 말단 틈새 (blade-tip clearance)

첨 자

(e)	: 임의의 유한요소
-	: 상대유동
m	: 평균치
r, θ, z	: 원통 좌표계성분
1	: 회전차 입구 혹은 통과유동
2	: 회전차 출구 혹은 순환유동

1. 서 론

현재 제철·화학 등 각종 플랜트 설비 및 항공기 추진분야에서 필수적인 요소기계로서 사용되고 있는 축류압축기에 대하여, 각각의 소요분야에서 주어진 시방 및 요구조건에 알맞는 기계를 설계·제작하기 위하여는 실제 기계내에서 발생하는 유동현상들에 대해 보다 정확한 정보가 필요하게 되고 따라서 지금까지 이에 대한 많은 수치적 해석 및 실험들이 이루어져 왔다.

그러나 축류압축기 익렬 내부유동에는 허브와 케이싱 및 3차원 익형으로 이루어진 복잡한 기하학적 형상과 유동장의 변화에 따른 2차유동, 점성 경계층, 누설유동, 그리고 이들 상호간의 간섭효과 등등의 매우 복잡한 유동현상이 나타나므로 어떤 가정을 통한 유동의 단순화를 하지 않는 한 총체적인 수치해석은 대단히 어렵다.

1952년 Wu⁽¹⁾는 축류터어보기계내 3차원 유동의 수학적 해석을 위해 회전차내의 유동장을, B-B 유동면이라고 불리우는 소위 회전면 (Surface of revolution) 과 H-S 유동면이라고 불리우는 소위 자오

면 (Meridional plane) 상에서의 유동으로 분리될 수 있음을 제시하고 각 유동면에 대한 유동함수 지배방정식을 유한차분법으로 계산하였다. 그 후 Katsanis⁽²⁾는 유선곡률법을 사용하여 축대칭 H-S 면 유동해석을 하였고, 유한요소법으로는 Adler와 Krimmerman⁽³⁾, Hirsh와 Warzee⁽⁴⁾ 등에 의해 연구되었다.

최근에는 비점성 유동해법에 실제 유체의 점성효과등을 간접적으로 반영하여 해의 정확도 및 수렴성을 개선하는 수치기법이 제시되었다. Marsh⁽⁵⁾는 Wu가 제시한 비점성 유동에서의 지배방정식을 변형하지 않고 엔트로피에 의해 손실을 고려하는 방법을 제시하였다. 유동장내에서의 점성등의 효과에 의한 비가역성은 엔트로피 증가를 가져오게 되며 이것은 전압 손실계수의 형태로 손실모델을 통하여 계산에 반영되게 된다. 따라서 손실을 고려한 계산의 정확성은 이런 전압손실의 크기 및 익렬내부에서의 분포 방식에 좌우된다고 할 수 있다.

지금까지 사용된 손실모델로서는 회전차의 각 반경위치에 대한 익렬 전압손실이 축방향 거리에 따라 1차식으로 표시되는 선형적 분포모델⁽⁴⁾, 혹은 2차 함수적 분포모델⁽³⁾ 등이 있다. 그러나 이들의 손실분포는 익렬내부에서 발생하는 모든 손실의 형태를 정확히 반영하지 못하고 실험 및 계수에 의존하였다.

본 연구는 Wu가 제시한 수학적 모델에 기초를 둔 비점성 준 3차원 유동해석에 실제 유체의 점성효과 및 2차유동 등에 의해 발생하는 손실들을 손실모델로 반영하여 그 타당성 유무를 검토하는 데 목적을 두었다.

2. 이론 및 수치해석

2.1 지배방정식

임의 형상의 터어보기계 회전차내의 유동을 지배하는 지배방정식을 밀도 ρ , 상대속도 W 등으로 나타내면 다음과 같다.

$$1. \text{ 연속 방정식 : } \nabla \cdot (\rho W) = 0 \tag{1}$$

2. 운동 방정식 :

$$\frac{DW}{Dt} - \omega^2 r + 2\bar{\omega} \times W = -\frac{\nabla P}{\rho} \tag{2}$$

$$3. \text{ 에너지 방정식 : } \frac{Du}{Dt} + P \cdot \frac{D(\rho^{-1})}{Dt} = q \tag{3}$$

$$4. \text{ 상태 방정식 : } P = \rho RT \quad (4)$$

이 식들은 3차원 압축성 정상유동에 대한 것이며 유동장은 일정한 각속도 ω 로 회전하는 상대유동장이다. 위의 지배방정식은 Wu가 제시한 준 3차원 이론에 의해 다음과 같은 유동함수 방정식으로 표시된다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} \text{B-B면 : } & \frac{\bar{\partial}}{r\bar{\partial}\theta} \left(\frac{1}{\rho B} \frac{\bar{\partial}\psi}{r\bar{\partial}\theta} \right) + \frac{\bar{\partial}}{\bar{\partial}z} \left(\frac{1}{\rho B} \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}z} \right) \\ & = -\frac{\rho B}{\bar{\partial}\psi/r\bar{\partial}\theta} \left[-\frac{\bar{\partial}I}{r\bar{\partial}\theta} + T \frac{\bar{\partial}S}{r\bar{\partial}\theta} \right. \\ & \quad \left. + W_r \frac{\bar{\partial}W_r}{r\bar{\partial}\theta} + \frac{W_r W_\theta}{r} - 2\omega W_r + F_e \right] \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{H-S면 : } & \frac{\bar{\partial}}{\bar{\partial}r} \left(\frac{1}{\rho br} \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}r} \right) + \frac{\bar{\partial}}{\bar{\partial}z} \left(\frac{1}{\rho br} \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}z} \right) \\ & = -\frac{\rho br}{\bar{\partial}\psi/\bar{\partial}r} \left[\frac{W_e}{r} \frac{\bar{\partial}(V_{er})}{\bar{\partial}r} \right. \\ & \quad \left. - \frac{\bar{\partial}I}{\bar{\partial}r} + T \frac{\bar{\partial}S}{\bar{\partial}r} + f_r \right] \quad (6) \end{aligned}$$

이 식들에서 $\bar{\partial}$ 는 원통좌표계에서 유면을 따르는 미분을 나타내며 B 와 b 는 각각 B-B면과 H-S면의 두께를, I 는 로탈피를 의미한다. 각 유면을 따르는 유동함수 ψ 의 정의는 다음과 같다.

$$\text{B-B면 : } \frac{\bar{\partial}\psi}{r\bar{\partial}\theta} = \rho BW_z, \quad \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}z} = -\rho BW_e \quad (7)$$

$$\text{H-S면 : } \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}r} = -\rho br W_z, \quad \frac{\bar{\partial}\psi}{\bar{\partial}z} = -\rho br W_r \quad (8)$$

익렬 내부유동은 단열과정에서 이루어지며 손실이 없는 경우는 가역이며, 점성등에 의한 손실이 발생하는 경우는 비가역으로 된다. 비가역과정은 다음의 상대전압식 및 엔트로피 관계식에 의해 식 (6)에서의 엔트로피 반경방향 구배항에서 반영되게 된다.

$$\bar{P}_0 = (1 - \sigma_p) \cdot \bar{P}_{01} \left(\frac{T_0}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (9)$$

$$S = -C_p \cdot \ln \frac{(\bar{P}_0/P_{01})^{\gamma-1/\gamma}}{T_0/T_{01}} \quad (10)$$

여기서 σ_p 는 $\sigma_p = \Delta\bar{P}_0/\bar{P}_{01}$ 로 정의되며, \bar{P}_{01} 은 입구 상대전압, $\Delta\bar{P}_0$ 은 익렬 전후방에서의 상대전압차를 의미한다. C_p 는 정압비열을 나타내며 온도의 함수이다⁽²⁾. 따라서 σ_p 의 값을 각 반경위치에서 구하고 이들 값이 회전차 전후방 사이에서 유선에 따라 선형적 혹은 2차함수적으로 분포되어 있다고 함으로써 점성효과를 고려할 수 있게 된다.

2.2 유한요소법의 적용

식 (5), (6)은 일반적 형태로서 다음과 같은 준

프와송 식의 형태가 된다.

$$\frac{\partial}{\partial\xi} \left(K \frac{\partial\psi}{\partial\xi} \right) + \frac{\partial}{\partial\eta} \left(K \frac{\partial\psi}{\partial\eta} \right) = Q \quad (11)$$

여기서 ξ, η 는 임의의 2차원 좌표이다. 윗 방정식에 Galerkin Method를 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \iint_{A^e} N_i \left[\frac{\partial}{\partial\xi} \left(K^e \frac{\partial\psi^e}{\partial\xi} \right) \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial\eta} \left(K^e \frac{\partial\psi^e}{\partial\eta} \right) - Q \right] dA^e = 0 \quad (12) \end{aligned}$$

윗식에서 (e)는 유한요소를 의미하며, N_i 는 그 요소에 대한 내삽함수, A^e 는 면적이다. 지금 유한요소로서 삼각형 요소를 택하고 요소내에서 유동함수 ψ 는 선형적으로 분포된다고 가정하여 순환 index i 로 다음과 같이 나타낸다.

$$\psi^e = \sum_{i=1}^3 N_i \cdot \psi_i \quad (13)$$

여기서

$$N_i = \frac{a_i + b_i\xi + c_i\eta}{2A^e} \quad (14)$$

식 (13)을 식 (12)에 대입하여 부분적분을 수행하고 전체시스템에 대한 식을 유도하면 다음과 같은 전체 강성행렬 $[K]$ 로 나타내지는 전체 시스템 방정식을 얻을 수 있다.

$$[K]\{\psi\} = \{R\} \quad (15)$$

수치계산에 필요한 경계조건 및 준 3차원 반복 계산과정이 Fig. 1과 Fig. 2에 나타내어 있다. 또 계산에 이용된 유한요소는 허브와 케이싱까지 9개의 B-B면, 압력면에서 부압면까지 7개의 H-S면상에 구성되며 각각 $13 \times 20, 9 \times 20$ 의 격자를 가진다.

2.3 손실 발생형태 및 계산

압축성 유체가 축류압축기 익렬내부를 통과할 때 발생하는 제손실들은 Fig. 3에 나타난 것과 같이 유체의 점성에 의한 익면 혹은 허브, 케이싱에서의 경계층유동, 2차유동, 후류 등에 의해 발생하며 이들은 통상적으로 다음과 같이 구분된다.

- (1) 익형손실
- (2) 벽면손실
- (3) 이차 유동손실
- (4) 누설손실
- (1) 익형손실

익형손실(profile loss)은 익 표면에서의 점성경계층의 발달 및 익 후류에 의해 발생하는 손실로서 이들은 익면상의 속도분포와 밀접한 관련이 있다. Lieblein⁽⁸⁾은 전압손실이 익의 부압면에서의 속도

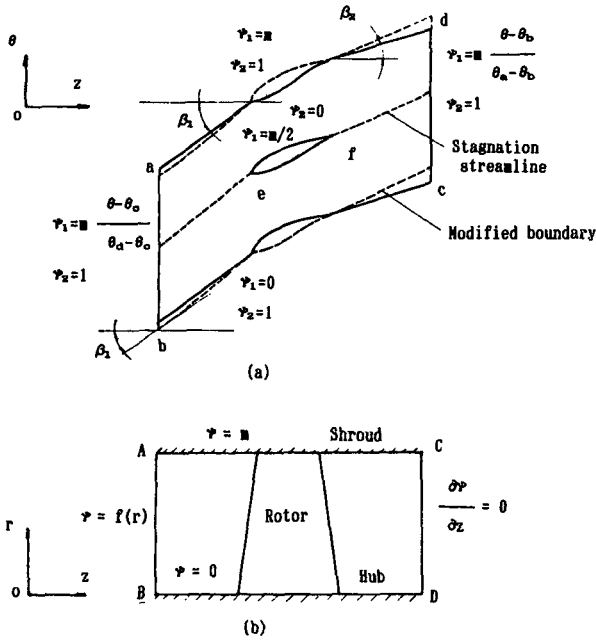


Fig. 1 Boundary conditions (a) on B-B stream surfaces (b) on H-S stream surfaces

의 확산에 비례한다는 가정하에 이를 입구동압으로 무차원화하여 익렬 후류 운동량두께, 입출구 유동각, 형상계수 등의 함수로 나타내었다.

$$\zeta_p = 2 \cdot \frac{\theta_2}{C} \cdot \frac{\sigma}{\cos\beta_2} \cdot \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \cdot \frac{2H_2}{3H_2-1} \cdot \left[1 - \frac{\theta_2}{C} \cdot \frac{\sigma H_2}{\cos\beta_2}\right]^{-3} \quad (16)$$

운동량두께는 Papailiou⁽⁹⁾에 의하면 등가 확산계수의 3승에 비례하는 형태로 다음과 같이 나타내어진다.

$$\frac{\theta_2}{C} = 0.0025 D_{eq}^3 \quad (17)$$

여기서

$$D_{eq} = \frac{W_{z1}}{W_{z2}} \cdot \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \cdot \left\{ 1.12 + 0.61 \cdot \frac{\cos^2\beta_1}{\sigma} \cdot \left(\tan\beta_1 - \left(\frac{W_{z2}}{W_{z1}}\right) \tan\beta_2 \right) \right\} \quad (18)$$

(2) 벽면손실

벽면손실(endwall loss)은 허브와 케이싱사이의 환상형 내외벽에서 발달하는 점성경계층에 의한 손실을 말한다. 환상형 벽면 경계층은 원심력 및 전향력의 영향과 이차유동, 익면 경계층과의 간섭효과 때문에 엄밀한 해석은 매우 어렵다. 단지 이런 간섭효과를 무시하면 익형손실과 유사한 경향을 가

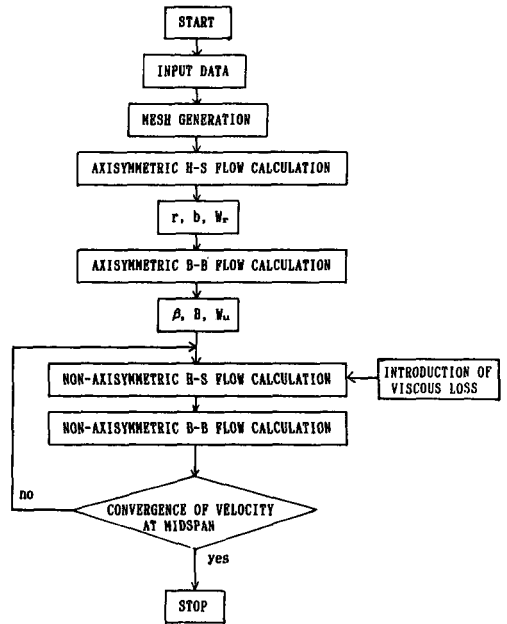


Fig. 2 Flow chart of q-3d flow calculation

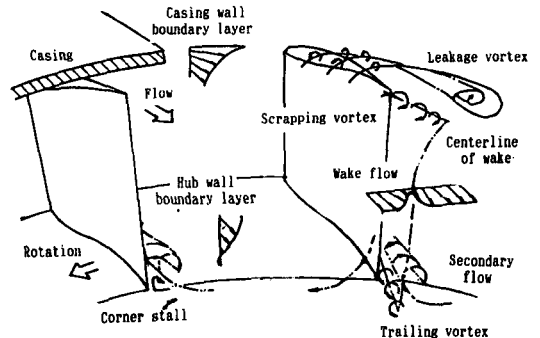


Fig. 3 Illustration of the vortices generated through the rotor

지므로 이들의 관계는 유동 접촉 단면적비에 비례하는 관계식으로 표시될 수 있다.

$$\zeta_e = \frac{A_E}{A_P} \cdot \zeta_p \quad (19)$$

단면적비 A_E/A_P 는 Balje⁽¹⁰⁾에 의하면 익 부하계수 δu 와 공기역학적 부하계수 ϕ_z 의 함수로 표시될 수 있다.

$$\frac{A_E}{A_P} = \frac{C}{h} \cdot \frac{\phi_z [1 + (\cot\beta_m + \delta u/2)]}{2\delta u (1 + \cot^2\beta_m)} \quad (20)$$

(3) 이차 유동손실

이차유동(secondary flow)은 일차유동, 즉 축대칭 유동 혹은 비점성 3차원 유동과 구별이 되는 이

차적 유동을 말하며, 이것은 익렬 유로면에서 케이싱 및 허브 경계층의 유동방향의 전향으로 인하여 발생하는 2차유동(endwall secondary flow)과 압력과 밀도의 반경방향 분포에 따라 발생하는 후연 와류(trailing vortex)에 의한 2차유동으로 구분되며 이들 두개의 2차유동손실을 항력계수등과의 관계로 나타내면 다음과 같다⁽¹¹⁾.

$$\zeta_s = \frac{1}{(S/C) \cdot \cos^3 \beta_m} \left[0.04 \cdot \sigma \cdot C_L^2 + 0.0423 \cdot \sigma \cdot \left(1 - \frac{C_{L_t}}{C_{L_h}} \right)^2 \cdot C_{L_h}^2 \right] \quad (21)$$

여기서 σ 는 슐리디티이다.

(4) 누설손실

누설손실(tip-leakage loss)은 케이싱과 회전익 사이의 틈새에서 발생하는 와류에 의한 손실을 말하며 이 와류유동은 비점성 영역의 유동과 케이싱 경계층 유동이 익말단 틈새를 통과하는 누설유동과 익경계층 내부유동이 압력차로 인해 정압면에서 부압면으로 익현을 횡단하는 누설유동으로 구분된다. 누설손실에 의한 압력손실계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다⁽¹²⁾.

$$\zeta_t = 0.7 \cdot \sigma \cdot C_L^2 \cdot \frac{t}{S} \cdot \frac{C}{S} \cdot \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_m} + 14.29 \cdot \left(\frac{W_{z1}}{W_1} \right) \cdot \left(C_L \cdot \frac{t}{S} \right)^{1.5} \cdot \frac{1}{\cos^3 \beta_m} \quad (22)$$

각 반경위치에서의 제손실들의 합은 그 위치에서의 유선에 대한 총 전압손실을 의미한다. 익형손실과 2차 유동손실은 익 스패 전체에 분포하며 벽면 손실은 허브 및 케이싱에, 누설손실은 케이싱에 분포한다. 그러나 비설계점에서는 누설와류 등의 영향이 보다 크게 나타나고 익말단 부근에서는 실속이 일어나기 쉬우므로 실속손실을 포함한 여러차례의 수치 계산결과를 기초로 하여 익 스패의 3/4부터 케이싱 사이에서 고려를 하기로 하였다.

2.4 손실모델의 도입

허브와 케이싱 사이의 모든 유선에 대해 전압력 손실이 축방향 거리에 따라 2차함수적으로 분포한다고 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_p = \zeta_{total} \cdot (Z/Z_L)^2 \quad (23)$$

여기서 Z/Z_L 은 유선의 전 길이 Z_L 에 대한 비를 나타내고 ζ_{total} 은 2.3에서 설명한 모든 손실계수의 합을 의미한다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에 이용된 축류압축기의 제원 및 실험결과와의 비교는 참고문헌 (6)에 따랐다. 수치계산은 32비트 SUNMICRO컴퓨터에 의해 수행되었으며 H-S면과 B-B면의 유동계산에서 해의 수렴기준은 각각 0.001, 0.01로 주었다.

Fig. 4에서 Fig. 6까지는 설계점 및 비설계점에서

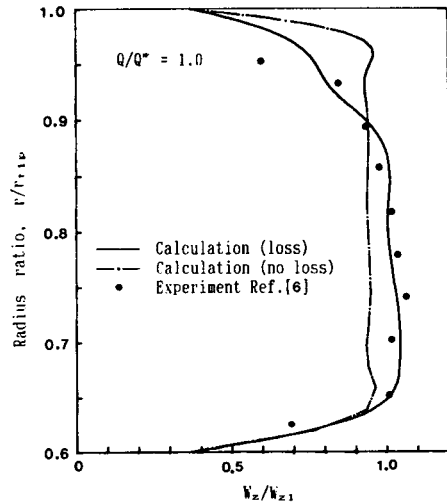


Fig. 4 Axial velocity distribution at exit of rotor for a design point $Q/Q^* = 1.0$

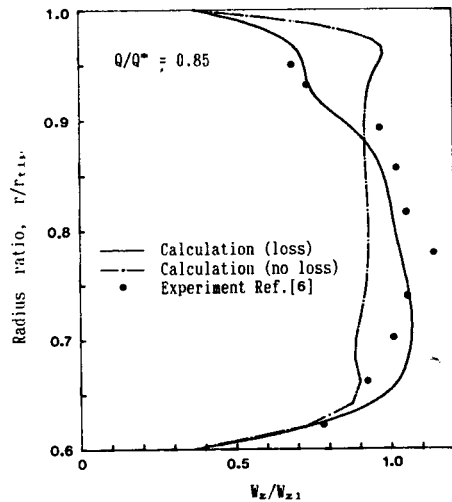


Fig. 5 Axial velocity distribution at exit of rotor for a $Q/Q^* = 0.85$

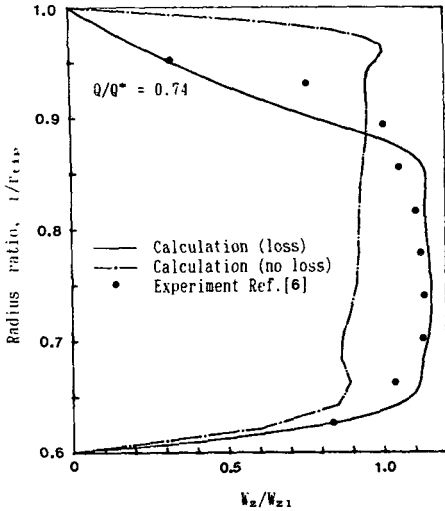


Fig. 6 Axial velocity distribution at exit of rotor for a $Q/Q^* = 0.74$

구한 축방향 속도분포를 실험치와 비교한 것이다. 손실을 고려하지 않고 계산한 결과들은 입구 유입 속도에 관계없이 전체적으로 각 반경위치에서 균일한 분포를 갖는다. 그러나 손실을 고려한 경우는 허브 및 케이싱 지역에서 속도분포의 변화가 급격하게 나타난다. 이것은 Fig. 7의 손실계수의 각 반경방향 분포와 밀접한 관계가 있다.

비교적 비점성 구역이라 할 수 있는 익 중간 영역을 제외한 케이싱부분은 난류 점성경계층, 비정상 유동, 누설와류와 이들 상호간의 간섭 등에 의해 전압 손실이 매우 크게 발생하게 된다⁽¹³⁾.

특히 허브측에 비하여 케이싱 쪽에서 더 큰 손실이 발생하며 설계점에서 비설계점으로 갈수록 유동의 불균일성이 점점 더 심하여져서 전체 유동장에 영향을 크게 미치게 된다. 이것은 비설계점에서 익 중앙부분에서의 익면 경계층과 후류에 의해 발생하는 손실에 비해 케이싱에서의 누설와류 및 실속에 따른 손실 등에 의한 전압손실이 상대적으로 크게 발생함을 의미한다.

Fig. 7은 상대전압 손실계수의 반경방향 분포를 각 유량에 대해 나타낸 것이다. 익 중앙부분에서의 손실계수는 대체로 균일하고 그 값은 작으나, 허브 및 케이싱 부분에서 큰 값을 가지고 있다.

Fig. 8은 익의 부압면에서의 속도 확산계수를 각 반경위치에서 구한 것이다. Koch⁽¹⁴⁾와 Lieblein⁽⁶⁾이 제시한 상관식에 의해 구한 확산계수의 분포들은 거의 모든 곳에서 균일한 분포를 가지게 되어

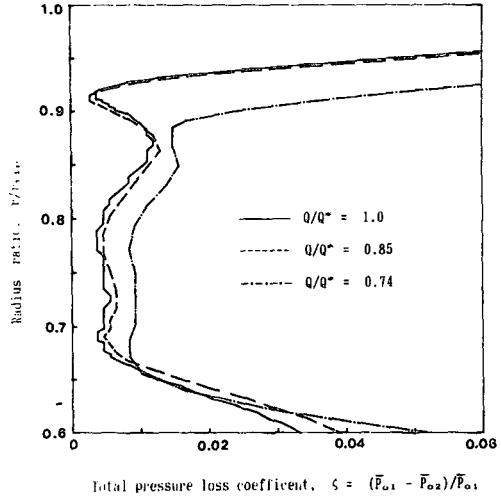


Fig. 7 Total pressure loss coefficient distribution for some range of flow rate through the rotor with $N = 1385$ rpm

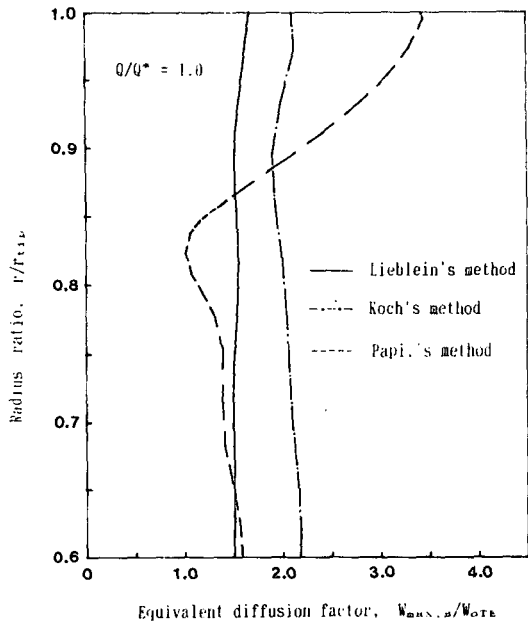


Fig. 8 Equivalent diffusion factor distribution at exit of rotor for a $Q/Q^* = 1.0$

익 전후방에서의 축방향 속도변화 및 케이싱 쪽에서의 큰 입구 유동각의 영향이 고려되어 있지 않았음을 알 수 있다. 따라서 Papailiou⁽⁹⁾의 상관식이 보다 타당한 분포를 가지며 여기서의 손실계수 계산에는 Papailiou⁽⁹⁾의 상관식을 사용하였다.

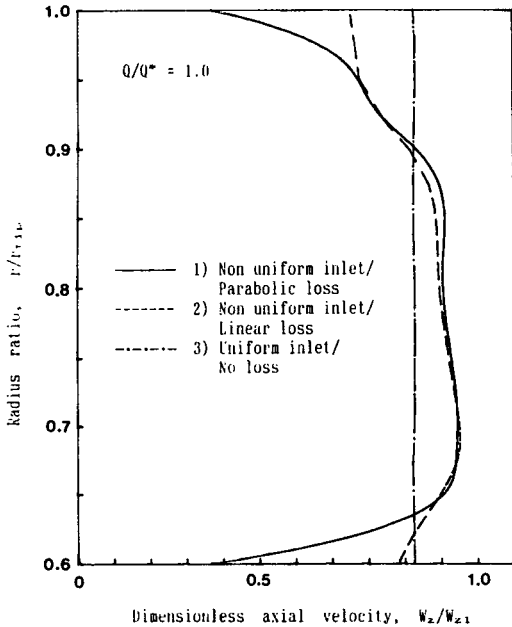


Fig. 9 Comparison of axial velocity distribution at rotor downstream for a design point $Q/Q^* = 1.0$

Fig. 9는 각 반경위치에서의 전압 손실계수가 익렬 전후방 사이에 분포되는 방식에 따라 계산되는 축방향 속도분포 결과를 비교한 것이다. 설계점 근방에서는 선형적 분포모델과 2차함수적 분포모델이 케이싱 부근을 제외하고는 거의 일치하는 경향을 보이지만, 비설계점에서는 2차함수적 분포모델이 실제유동과 보다 유사한 경향을 갖게 된다. 따라서 익렬의 유동손실은 익렬 전방쪽에서는 거의 발생하지 않다가 익렬 중심이후부터 급격히 발생하는 것으로 예측될 수 있다.

4. 결 론

축류압축기 회전차내부의 유동계산에서 손실을 엔트로피 증가로 고려하여 계산하고, 각종 손실을 익렬의 전후방과 반경방향으로 적절하게 분포시켜서 계산한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 손실을 고려한 경우의 수치해석 결과가 실제 실험치와 보다 잘 일치하므로 점성 손실모델 도입의 타당성 및 유용성이 입증되었다.

(2) 익렬내 전압손실의 분포로서 반경방향으로는 중앙부분에서 균일한 분포를 가지고, 허브와 케이싱 지역에서는 급격하게 증가하며, 익렬 전후방으

로는 후방쪽으로 2차함수적으로 증가하는 손실분포가 좋은 결과를 나타낸다.

(3) 비설계점에서의 경우 케이싱 부근에서의 손실을 설계점의 경우보다 크게 함으로써, 실제유동과 유사하게 익 중앙부분 및 허브쪽에서의 축방향 유속을 크게 나타낼 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1988년도 목적기초 연구비 지급에 의해 이루어진 것으로 관계자 여러분께 감사의 뜻을 포함합니다.

참 고 문 헌

- (1) Wu, C.H., 1952, "A General Theory of Three-Dimensional Flow in Turbo-machinery of Axial, Radial and Mixed Flow Type", NACA TN 2604.
- (2) Katsanis, T., 1969, "FORTRAN Program for Calculating Transonic Velocities on Blade-to-Blade Stream Surface of a Turbomachine", NASA TN D-5427.
- (3) Adler, D., Krimmerman, Y., 1974, "The Numerical Calculation of the Meridional Flow Field in Turbomachines Using the Finite Element Method", Israel J. of Tech. Vol. 12.
- (4) Hirsh, Ch., Warzee, G., 1976, "A Finite Element Method for the Axi-symmetric Computation in the Turbomachinery", Int. J. Num. Meth. Eng. Vol. 10, pp. 93~113.
- (5) Marsh, H., Bosman, C., 1974, "An Improved Method for Calculating the Flow in Turbomachines, Including a Consistent Loss Model", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 16, No. 1, pp. 25~31.
- (6) 방영석, 1988, "축류 터보 기계의 3차원 압축성 유동 해석에 관한 연구", 연세대학교, 박사학위논문.
- (7) Steinke, R. J., 1982, "STGSTK-A Computer Code for Predicting Multistage Axial-Flow Compressor Performance by a Meanline Stage-Stacking Method", NASA TP-2020.
- (8) Lieblein, S., 1959, "Loss and Stall Analysis of Compressors", Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol. 81, pp. 387~400.
- (9) Papailiou, K.D., 1975, "Correlation Concerning the Process of Flow Deceleration", Trans. ASME, J. Eng. Power, pp. 295~304.
- (10) Balje, O.E., 1968, "Axial Cascade Technology and Application to Flow to Flow Designs, Part I-Axial

- Cascade Technology”, Trans. ASME, J. Eng. Power, pp. 309~328.
- (11) Lakshminarayana, B. and Horlock, J.h., 1963, “REVIEW : Secondary Flows and Losses in Cascades and Axial-Flow Turbomachines”, Int. J. Mech. Sci. Vol. 5, pp. 287~307.
- (12) Lakshminarayana, B., “Method of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery”, Trans. ASME, Basic Eng. Vol. 92, pp. 467~482.
- (13) Sitram, N. and Lakshminarayana, B., 1983, “End Wall Flow Character-istic Overall Performance of an Axial Flow Compressor Stage”, NASA CR 3671.
- (14) Koch, C. C. and Smith, Jr., L. H., 1968, “Loss Source and Magnitudes in Axial-Flow Compressors”, Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 98, No. 3, pp. 411~424.