

축류 회전차 팁 틈새에서의 유동특성 해석

이명호† · 정재구*

(원고접수일 : 2004년 2월 2일, 심사완료일 : 2004년 6월 7일)

An Analysis of the Flow Characteristics in the Tip Clearance of Axial Flow Rotor

Myeong-Ho Lee† · Jea-Goo Jeoung*

Abstract : A linear cascade of NACA 65-1810 profiles are investigated for tip leakage flow characteristics, and calculation results are compared with experimental result. STAR-CD commercial code was used to solve the three dimensional incompressible Navier-Stokes equation that was adopted for steady flow and high Reynolds $k-\epsilon$ turbulent model. Numerical calculation of a linear cascade is carried out to investigate effect of tip clearance on pitchwise variations of velocity profiles, and static pressure distributions on the blade surface at spanwise positions. In case of evolution of tip vortex core location, tip vortex geometry and static pressure at the center of the tip vortex core compared with experimental results. Calculation results are agreed well with the experimental data, and validated. The static pressure losses by tip leakage flow at 2% tip clearance were more than those at 1% tip clearance.

Key words : Axial Flow Rotor(축류회전차), Tip Clearance(팁간극), Leakage Flow(누설유동), Leakage Vortex(누설 와류)

1. 서 론

축류 터보기계는 공기조화설비의 급배기, 환기팬 등의 각종 팬에 사용되며, 또한 항공기의 터보제트엔진의 구성요소, 발전설비의 가스터빈 등 산업분야에 널리 사용되고 있다. 축류 터보기계 내부의 유동은 3차원 익형으로 이루어진 복잡한 기하학적 조건과 허브와 케이싱, 익면상의 점성경계

층, 익면과 벽면에서의 마찰, 익끝단에서의 누설 와류, 유동의 전향으로 인한 와류장의 변화와 압축성의 영향 및 회전효과로 인하여 매우 복잡한 유동을 형성한다. 특히 익 끝단(blade tip)에서 익과 케이싱 슈라우드(casing shroud)사이의 팁 틈새(tip clearance)을 통한 누설유동이 발생하여 터보기계의 소음과 진동의 원인이 될 수 있으며 에너지의 손실을 초래한다. 누설유동은 익 끝

† 책임저자(서울산업대학교 기계공학과), E-mail : myeong@snu.ac.kr, T : 02)972-6322

* 서울산업대학교 산업대학원 기계공학과(j08113@empal.com)

단에서 양 익면의 압력차이로 발생하며, 누설속도는 국소 압력차에 의존하고, 익부하는 누설유동의 크기에 영향을 주는 주요변수이다. 틈새를 통과하는 유량은 틈새 크기에 좌우되고, 틈새와 케이싱 벽면 영역에서는 점성력이 존재하므로 틈새 크기는 누설유동에 매우 중요한 역할을 차지한다. 그러므로 축류 터보기계의 성능향상을 위한 설계에 보다 정확한 손실모델을 고려하기 위해 회전차 내부 및 후방 유동장에 대한 자세한 정보와 이에 대한 정밀한 분석이 진행되어야 한다.

축류회전차에서 누설유동에 관한 기존의 연구문헌을 살펴보면 Lakshminarayana 등^(1,2)은 저속의 축류 회전차에 대해 고손실영역(high loss region)으로 알려진 벽면과 케이싱 부근에서 회전차 내부 및 후방에 걸친 측정을 통해 허브 벽면 부근에서 익면·벽면 경계층 및 후류로 인한 유동장의 변화와 케이싱 벽면 부근에서의 환상벽, 익면 경계층, 후류 및 누설유동으로 인한 유동장 및 난류장의 변화를 비교적 자세히 측정 제시 하였다. Inoue 등⁽³⁾은 저속의 축류 회전차에 대해 동익의 틈새 크기변화 따라 틈새영역에서의 속도장, 압력장 및 난류장의 변화와 누설유동의 발달과정, 틈새크기에 의한 회전차의 성능저하를 제시하였다. Booth 등^(4,5) 등은 익끝단에서의 누설유동에 의한 손실을 예측하기 위한 모델을 제시하고 점성유동과 비점성유동인 경우에 대한 손실을 고려하여 회전차를 최적설계하기 위한 실험결과를 발표하였다. Cumsty 등⁽⁶⁾은 축류압축기에서 벽면에 대한 경계층구조와 익과 익사이의 유동구조를 틈간극의 변화와 관련하여 실험적으로 해석하고, 익끝단에서 발생하는 손실을 구하기 위한 모델을 제시하였다. Kang 등⁽⁷⁾은 정지익렬에 대한 내부 유동장의 실험을 통하여 틈 틈새에서 발생하는 누설와류 및 그에 따른 2차 와류의 형상을 제시하고, 틈새 크기에 따른 손실분포의 발달과정, 누설와류 중심의 진행과정 및 와류장의 변화등을 자세히 제시하였다. 국내의 연구현황으로서 노수혁 등⁽⁸⁾은 표준 $k-\epsilon$ 난류모델과 저 레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 틈새크기의 변화와 영각 변화에 따른 틈 틈새 부근의 누설와류 궤적 및 전압

손실분포를 고찰하고 이를 실험과 비교하였다. 백제현 등⁽⁹⁾은 틈 틈새영역에 이용할 수 있는 난류모델의 타당성을 정확하게 검증하기 위하여 누설와류 계산시 난류의 비등방성 및 회전영역의 영향이 고려된 난류모델의 필요성을 제시하였다. 이명호⁽¹⁰⁾는 실제의 틈간극이 다른 3개의 압축기용 회전차를 이용하여 틈간극에 대한 속도와 압력의 변화를 측정하였다.

현재까지의 수치적 연구는 많은 가정을 통해 단순화된 지배방정식을 해석함으로써 개략적인 유동장 파악에 그쳤으나, 현재는 전산기의 발달에 힘입어 완전한 Navier-Stokes 방정식을 해석하는 3차원, 점성, 난류 유동해석이 가능하게 되었다. 따라서 수치해석을 통한 연구는 과거에 실험결과에 대한 하나의 비교수단이었던 것이 최근에는 실험결과에 물리적 타당성을 제공해 주는 도구 및 유동구조에 대해 실험측정과 더불어 상세하고 정밀한 자료를 제공해 주는 중요한 도구로서 자리잡게 되었다. 그러나 수치해석에 도입된 다양한 기법들, 회전익렬의 형상의 복잡성, 회전익렬의 유동조건 및 터보기계 내부 유동장의 특성 등에 의해 발생하는 오차 등으로 인해 수치계산 결과는 다양하게 나타나고 있으며, 최근에도 터보기계 내부유동에 적합한 수치기법의 개발에 관해 다양하게 연구되고 있는 실정이다.

본 연구에서는 축류 회전차 틈 틈새에서의 누설유동과 누설와류의 정밀한 해석을 위하여 수치해석 기법으로서 상용유동 해석 프로그램인 STAR-CD⁽¹¹⁾를 이용한 고 레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 기존의 Kang 등⁽⁷⁾이 구한 실험값과 계산 결과를 비교하여 선형 익렬의 틈 틈새 크기의 변화에 따른 누설유동의 궤적과 압력, 속도 변화 및 누설와류의 생성으로 인한 2차 유동의 자세한 자료를 제공하고자 한다.

2. 해석모델 및 해석방법

2.1 지배방정식

축류회전차 틈 틈새의 3차원 난류유동을 해석하기 위하여 적용된 지배방정식은 STAR-CD

methodology⁽¹²⁾에 제시된 연속방정식, 운동량방정식(Reynolds-averaged Navier-Stokes equation) 및 표준 $k-\epsilon$ 난류모델방정식으로서 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \end{aligned} \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

표준 $k-\epsilon$ 난류모델방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \tau_{ij} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 와점성계수(eddy viscosity) μ_t 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

위의 지배방정식에서 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델계수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.22, C_{\epsilon 1} \\ = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92 \end{aligned}$$

표준 $k-\epsilon$ 난류모델중에서 저 레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델은 벽근처에서의 점성효과를 $k-\epsilon$ 난류

모델방정식만으로 계산하므로 벽근처에서의 점성효과를 정확하게 예측하기 어렵다. 반면에 고 레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델에서는 벽함수(wall function)를 적용하므로 벽근처에서의 점성효과를 정확하게 계산할 수 있다. 본 연구에서는 고 레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하였으며 다음과 같은 표준 벽함수(standard wall function)⁽¹²⁾를 적용하여 벽 근처에서의 점성효과를 계산하였다.

$$u^* = \frac{1}{k} \ln(E y^*) \quad (7)$$

여기서 u^* 는 벽근처에서 무차원 속도로서 $u^* = (u - u^w)/u_\tau$ 이며, 벽면으로부터의 무차원 수직거리 y^* 는 $y^* = \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y/\mu$ 로 주어진다.

2.2 해석모델

계산결과를 실험데이터와 비교하기 위하여 계산에 적용된 모델은 Kang⁽⁷⁾이 실험에서 사용한 NACA 65-1810익형의 선형 압축기익렬이며, 익렬과 익형의 자세한 사양은 Table 1에 제시하였다.

Table 1 Specifications and flow conditions of a cascade

Apect ratio (l/c)	1.0
Blade type	NACA65-1810
Blade chord (c)	200.0mm
Pitch (s)	180.0mm
Solidity (c/s)	1.1111
Reynolds number (Re)	3.0×10^5
Stagger angle (γ)	10.0°
Blade angle(inlet)	32.5°
Blade angle(outlet)	-12.5°
Flow angle(inlet) (β_1)	29.3°
Flow angle(outlet) (β_2)	-2.5°
Tip clearance (τ/c)	0.0, 0.01, 0.02

Fig. 2는 Kang의 실험에서 측정위치를 나타낸 것으로 전연에서 상류방향으로 익형의 7.5% 떨어진 위치부터 후연에서 하류방향으로 익형의 50% 떨어진 위치까지 16개의 측정점에서 측정 되었으

며, 스캔 방향으로는 끝벽에서 2mm 떨어진 곳에서부터 스캔중앙까지 14개의 지점에서 측정이 수행되었다. 수치계산을 위한 유동장의 구성은 Fig. 3과 같고, 모든 계산조건은 Kang의 실험에서 사용된 조건인 Table.1과 같으며 틱 틱새의 크기(τ/c)는 0.0, 0.01, 0.02의 3가지 경우로 하였다.

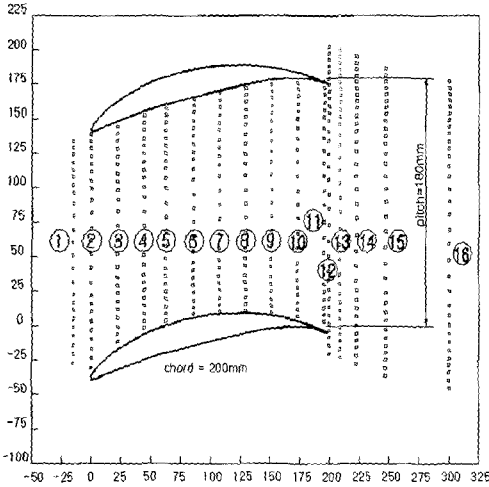


Fig. 2 Measurement point distribution for a linear cascade(7)

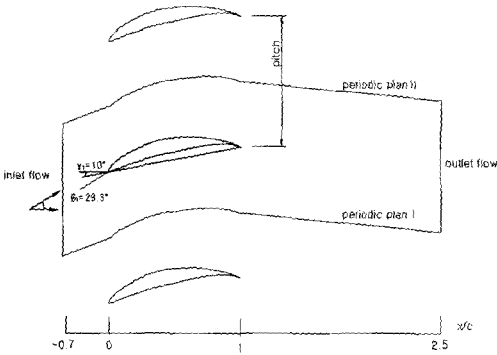


Fig. 3 Plane view of the periodic flow configuration

2.3 해석방법

2.3.1 격자생성

Fig. 3에서 보는 바와 같이 NACA-65-1810 익형중 하나의 익을 가운데에 놓고 양쪽 익을 피치방향의 중간에서 주기면을 두어 유동장의 격자

를 구성하였다. Fig. 4는 격자생성 프로그램인 ICEM-CFD를 이용하여 생성된 계산영역의 격자 구성이며, 비정렬격자인 tetra 격자 구조를 가지고 있다. 격자의 수는 계산결과에 큰 영향을 미치므로 최적 격자수를 확인하기 위하여 격자수를 변화시키면서 몇 번의 예비계산을 하였으며 계산결과와 계산시간을 고려한 최적의 격자수를 결정하였다. 틱새크기가 $\tau/c=0.01$ 인 경우의 격자 영역은 Fig.3과 같이 입구(inlet), 출구(outlet), 익의 벽(wall), 주기면 I (periodic plane I) 그리고 주기면 II (periodic II)로 분할하였으며 총 선요소(line element)의 수는 2,258,629개이며, 선이 만나는 node(point)의 수는 385,057개로서 격자수를 더 증가하여도 계산결과는 거의 차이가 없는 것을 확인하였다. Fig. 5에서 보듯이 틱 틱새영역과 익의 주변에 격자가 집중되어 있으며 익말단부분, 익의 표면 그리고 벽면부분에 대하여는 프리즘격자를 적용하여 계산의 정확도를 높이고자 하였고, Fig. 6은 익 말단 부근에 격자가 집중되어 구성된 것을 보여주고 있다.

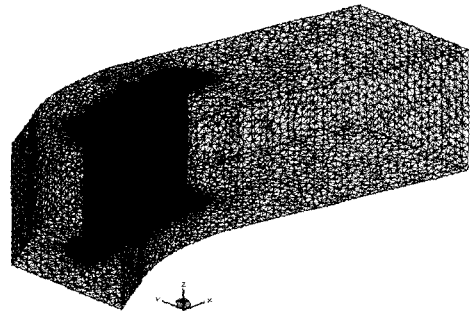


Fig. 4 Meshes in the full computational domain

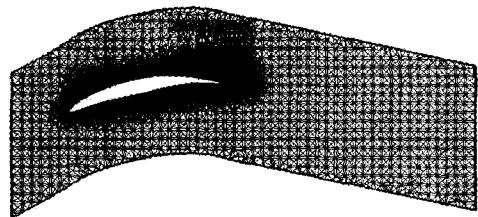


Fig. 5 x-y plane of section mesh

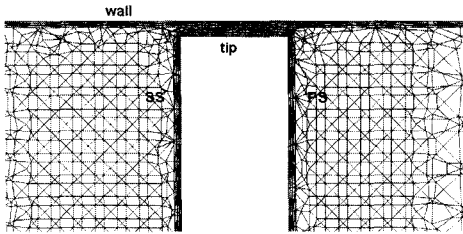


Fig. 6 Detail grid configuration of tip-clearance

2.3.2 경계조건

입구 경계면에서는 모든 유동변수값이 지정되어야 하고, 이 유동변수 값은 주로 실험자료나 엄밀해로부터 얻을 수 있다. 본 연구에서는 Kang의 실험에서와 같이 익현길이를 특성길이로 하여 레이놀즈수 $Re=3.0 \times 10^5$ 를 적용하였으며 입구속도는 23.5 m/s, 동점성계수는 $1.461 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, 입구유입각은 29.3° 로 하였다.

출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수 값에 대한 정보를 알기가 어려우므로 출구 경계면을 유동이 완전히 회복되는 곳에 두어야 한다. 즉, 출구 경계면에서는 모든 유선방향으로의 구배가 0인 조건을 사용하였다. 또한 출구에서의 주유동방향 속도(streamwise velocity)는 입구경계면에서의 질량플럭스와 연속조건이 일치하도록 하였다. 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 적용하였고 익표면과 익말단 상부벽면, 하부벽에서 같은 경계조건을 적용하였다.

익열을 가지는 회전차의 유동에서는 경계면이 기하학적으로 같은 위치에 놓이는 주기경계면을 포함한다. 주기 경계면에 대한 처리방법은 수치해

석의 안정성 및 수렴속도에 큰 영향을 미치게 되므로 본 연구에서는 주기경계면에 대해서는 주기 경계 조건을 사용하여 처리하였다. 본 연구에서는 Fig. 3에서와 같이 익과 익사이의 피치(pitch) 중앙에서 틈새 영역을 가지는 익을 가운데에 두고 양면에 주기면 I (periodic plane I)과 주기면 II (periodic plane II)를 가지도록 하였다. 이 주기 경계면상에서는 동일한 주기의 노드점에서 유동변수와 그 면을 통과하는 질량플럭스가 동일한 주기점에 해당하는 곳에서 같게 하였다.

2.3.3 계산조건

본 연구에서는 틸 틈새 변화에 따른 유동장을 해석하기 위하여 선행 실험이 이루어진 NACA 65-1810익형을 유한체적법을 적용한 상용 유동해석 코드인 STAR-CD를 이용하여 난류모델로서 k- ϵ 모델을 적용하고 압력과 속도의 보정을 위하여 SIMPLE 알고리즘을 사용하여 계산하였다. CPU 3GHz, 2GB RAM인 Pentium 4 PC를 이용하여 유동변수들의 계산오차가 10^{-5} 이하를 수렴한계로 설정하였으며 약 5×10^3 회 반복계산하면 해가 수렴되었고, 한 계산조건에서 계산시간은 76hr가 소요되었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 익 표면에서의 정압분포

Fig. 7은 틸 틈새 변화($\tau/c=0.0, 0.01, 0.02$)에 따른 끝벽으로부터 스펠 길이의 1.5% 떨어진 위

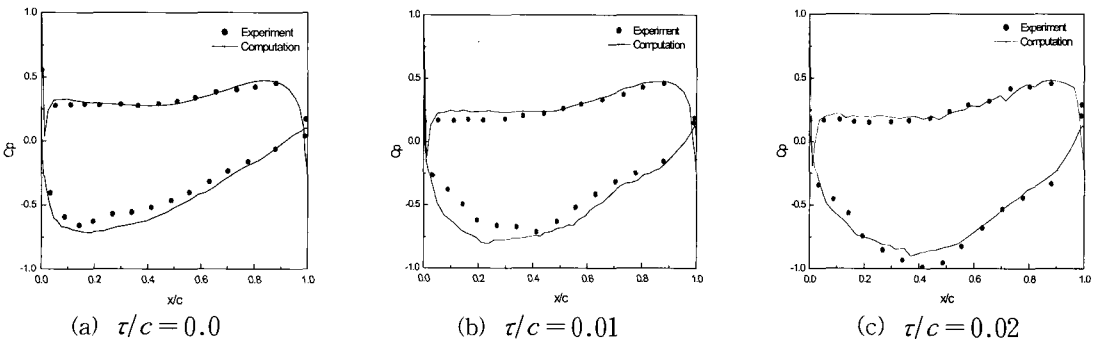


Fig. 7 Static pressure distributions on blade surface in the 1.5% spanwise position

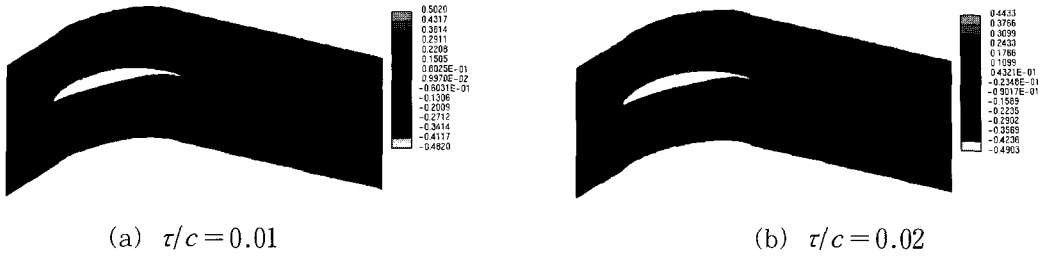


Fig. 8 Pressure contours in the 2% spanwise position

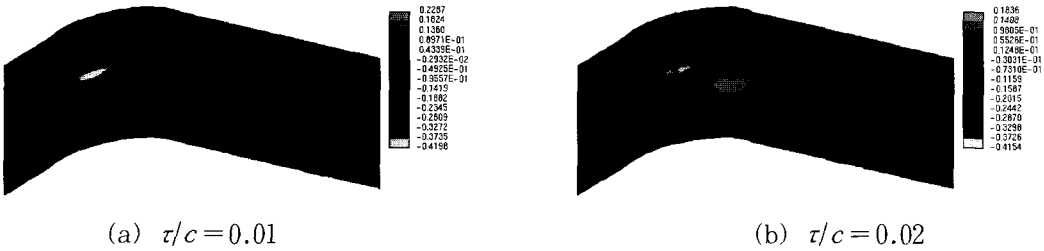


Fig. 9 Pressure contours in the tip clearance position

치에서의 정압 분포를 Kang⁽⁷⁾의 실험결과(점선)와 비교하여 나타낸 것이다. 계산 결과를 실험결과와 비교하면 압력면 후연부근과 흡입면 전연부근에서 약간의 차이가 있으나 전반적으로 실험치와 잘 일치하였으며, 특히 팁 틈새가 없는 경우에는 결과의 차이가 매우 작게 나타났다. 그러나 팁 틈새가 있는 경우에는 부압면에서 실험결과와의 차이가 있으며 정압분포도 거칠게 나타나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 팁 누설유동에 의하여 복잡

한 유동장이 형성되기 때문이다.

Figs. 8과 9는 팁 틈새가 있는 경우 ($\tau/c=0.01, 0.02$)에 끝벽으로부터 스펠 길이의 2% 떨어진 위치와 익 말단에서 유동장의 단면 압력분포를 나타내고 있다. 팁 틈새가 증가함에 따라 익현 길이의 중반 이후로 흡입면 쪽에서 압력변화가 커지는 것을 볼 수 있는데, 이러한 이유는 익현 길이의 중반이후부터 발생하는 팁 누설 와류의 영향 때문이다.

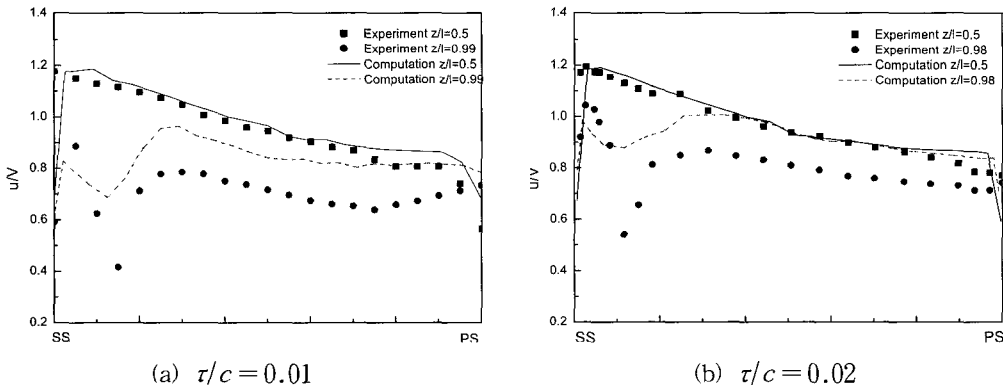


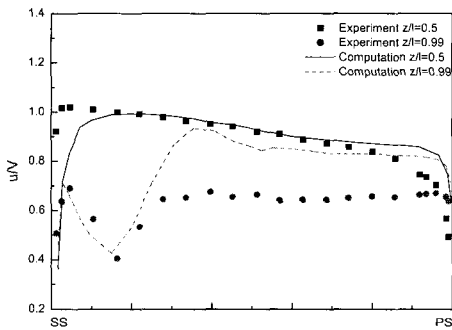
Fig. 10 Comparison of normalized axial velocities at $x/c=0.55$

3.2 유동장 속도 분포

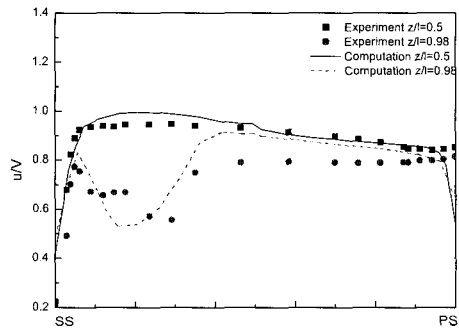
Figs. 10과 11은 틱 틱새가 있는 경우 ($\tau/c=0.01, 0.02$)에 스패น 길이의 중앙 ($z/l=0.5$)과 틱 틱새 부근 ($z/l=0.99, 0.98$)인 곳에서, 흡입면과 압력면 사이의 축방향 속도를 나타낸 것이다. 스패น 중앙의 경우 축방향 속도가 압력면에서 흡입면 쪽으로 선형적으로 증가하는 비점성유동의 특성이 관찰되며 계산결과와 실험결

과가 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 틱 틱새 부근에서는 흡입면 쪽에 위치하는 틱 누설 와류의 영향으로 축방향 속도의 부족이 발생하는 것을 볼 수 있다. 유동이 유로 후반부로 진행하면서 틱 누설 와류는 흡입면으로부터 멀어지는 것을 볼 수 있으며 최대 축방향 속도의 부족이 발생하는 위치가 정확하게 예측되었으며, 축방향 속도가 실험값에 비해서 다소 크게 나타났다.

Figs. 12와 13은 틱 틱새가 있는 경우

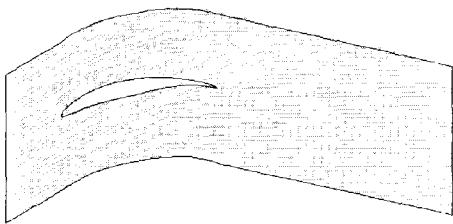


(a) $\tau/c=0.001$

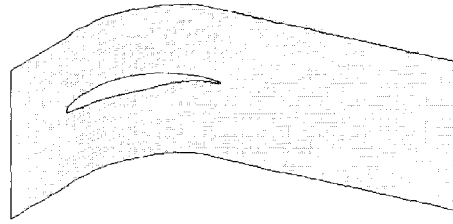


(b) $\tau/c=0.02$

Fig. 11 Comparison of normalized axial velocities at $x/c=0.875$

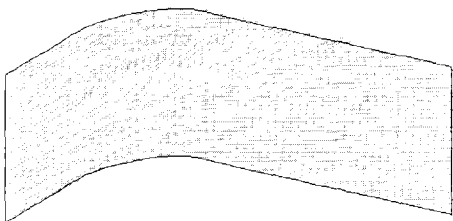


(a) $\tau/c=0.01$



(b) $\tau/c=0.02$

Fig. 12 Velocity vector plots at blade in the 2% spanwise position



(a) $\tau/c=0.01$



(b) $\tau/c=0.02$

Fig. 13 Velocity vector plots at blade in the tip clearance position

($\tau/c=0.01, 0.02$)에 끝벽으로부터 스패น 길이의 2%. 팁 틸트세의 중간부의 속도 벡터를 나타낸 그림이다. 압력분포와 마찬가지로 팁 틸트세의 변화로 인하여 익면 부근과 익 후류의 유동이 변화하며, 특히 익현의 중반이후부터 후반으로 이동함에 따라 압력면과 흡입면에서 유동의 변화가 커지는 것을 볼 수 있다.

3.3 팁 누설 와류

Fig. 14는 팁 누설 와류의 궤적과 크기를 나타내기 위한 그림으로서, L_y 는 익의 흡입면으로부터의 거리이고 L_z 는 끝벽으로부터의 거리이며, R 은 와류중심으로부터 반지름이다.

Fig. 15는 팁 틸트세 $\tau/c=0.01, 0.02$ 일 때 와류 중심까지의 거리를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯

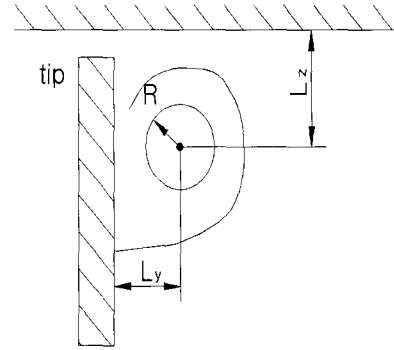
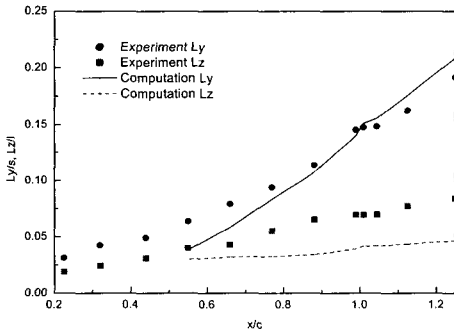
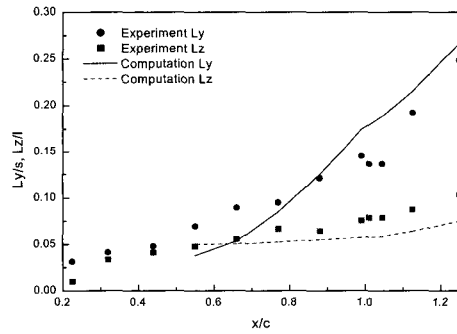


Fig. 14 Definition of tip vortex geometry

이 와류는 $x/c=0.5$ 부근부터 발생했으며, 실험결과와 비교적 잘 일치하였고 와류궤적이 예상치와도 근접하게 나타났다. 초기 와류 발생은 익의 흡입면 부근에서 발생하여 후방유동장쪽으로 이동하면서 급격히 멀어졌으며, L_z 는 비교적 변화가 적

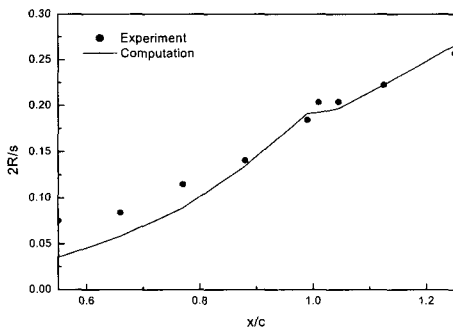


(a) $\tau/c=0.01$

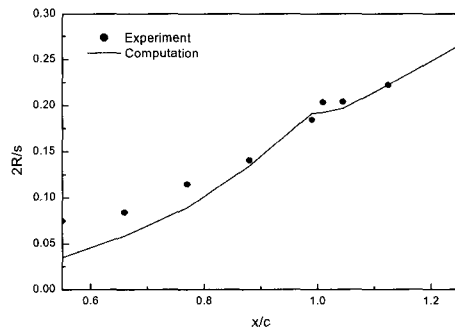


(b) $\tau/c=0.02$

Fig. 15 Evolution of the tip vortex core location in the main stream direction



(a) $\tau/c=0.01$



(b) $\tau/c=0.02$

Fig. 16 Evolution of the tip vortex core radius in the main stream direction

으며 짧게 나타났다. 이 결과는 Figs. 18과 19에서 처럼 와류의 형태가 후방으로 이동함에 따라 원형보다 타원형에 가깝게 형성되었기 때문이다.

Fig. 16은 와류의 형상 크기를 나타낸 것으로서, 실험치와 거의 일치하며 τ/c 일 때 와류생성 초기에는 비교적 크기가 작다가 후방으로 이동함에 따라 회복하는 것을 볼 수 있다. 이 결과는 L_y, L_z 가 유동의 초반 부분에서의 실험치보다 작게 나옴과 같이 와류의 형상크기도 같은 결과를 나타낸다.

Fig. 17은 와류 중심에서의 압력계수 (C_p)를 보여주고 있다. 계산결과는 유동의 선단과 후방쪽에서 약간의 차이를 보이고 있으며 중간 부분에서는 거의 일치하였다. 압력계수는 후방유동장으로 이동함에 따라 증가하고 있으며 틸 틸새가 커질수록 작아지는 것으로 나타났다. 틸 틸새가 증가할수록 정압면의 압력분포를 비교하면 누설유동으로 인한

압력손실이 크게 발생한다.

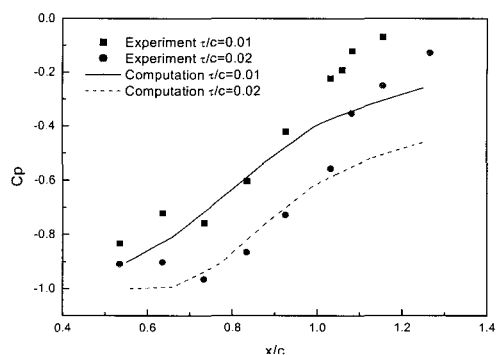
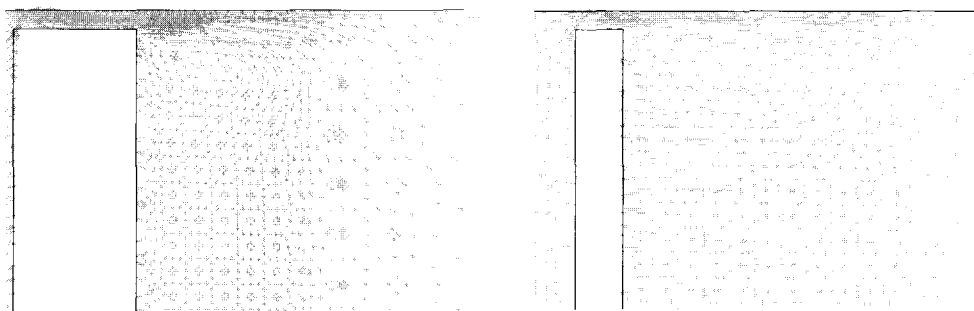


Fig. 17 Static pressure at the center of the tip vortex core

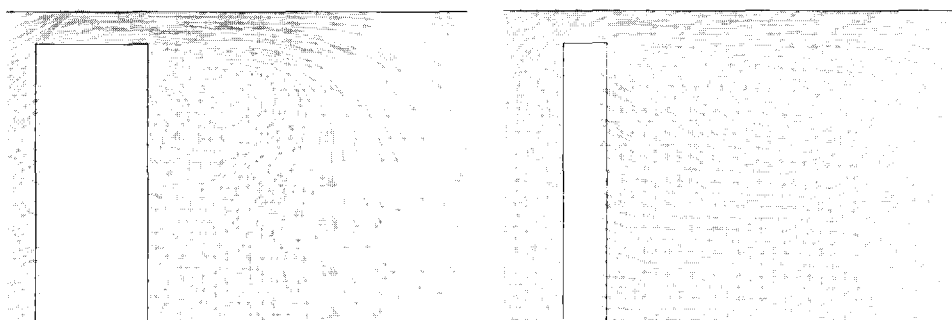
Figs. 18과 19는 축방향 단면 $x/c=0.66, 0.875$ 에서의 2차 속도 벡터를 나타낸다. $x/c=0.66$ 부근에서는 흡입면과 끝벽 사이에 틸 누설



(a) $x/c=0.66$

(b) $x/c=0.875$

Fig. 18 Secondary velocity vector ($\tau/c=0.01$)



(a) $x/c=0.66$

(b) $x/c=0.875$

Fig. 19 Secondary velocity vector ($\tau/c=0.02$)

와류가 거의 원형으로 유지되면서 발달 하고 있지만 유동의 후반 $x/c=0.875$ 에서는 타원형에 가깝게 흡입면으로부터 멀어지면서 발달하는 것을 볼 수 있다. 이러한 것은 Fig.18에서와 같이 L_z 의 변화가 거의 없이 나타난 것과 관련이 있다. 또한 팁 틈새가 클수록 유동이 후방으로 진행함에 따라 누설와류의 크기가 커지는 것을 볼 수 있는데, 이 것은 팁 틈새가 증가할수록 누설유동으로 인한 누설유량이 많아지고 압력손실이 커진다는 것을 보여준다.

4. 결 론

본 연구에서는 팁 틈새의 유동특성을 연구하기 위하여 선형 압축기 익월에 적용한 NACA 65-1810 익을 모델로 하여 수치해석하고 기존의 실험값과 비교하였다. 수치해석은 정상 비압축성 고레이놀즈 $k-\epsilon$ 모델을 적용하여 상용코드인 STAR-CD를 이용하여 3차원 수치해석하였으며, 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 팁 틈새 변화($t/c=0.0, 0.01, 0.02$)에 압력 분포는 압력면 후연 부근과 흡입면 전연부근에서 약간의 차이가 발생하는 것을 제외하고는 실험치와 잘 일치하였으며 팁 틈새가 있는 경우 팁 누설 유동에 의하여 정압분포가 거칠게 나타났다. 팁 틈새가 증가함에 따라 익현 길이의 중반 이후로 흡입면 쪽에서 압력변화가 커지는 것을 볼 수 있는데, 이러한 이유는 익현 길이의 중반이후부터 발생하는 팁 누설 와류의 영향 때문이다.

(2) 팁 틈새가 있는 경우에 스패 길이의 중앙과 팁 틈새 부근인 곳에서, 흡입면과 압력면 사이의 축방향 속도가 압력면에서 흡입면 쪽으로 선형적으로 증가하는 비점성유동의 특성이 관찰되며 계산결과와 실험결과가 잘 일치하였다. 팁 틈새 부근에서는 유동이 유로 후반부로 진행하면서 팁 누설 와류는 흡입면으로부터 멀어지는 것을 볼 수 있으며 최대 축방향 속도의 부족이 발생하는 위치가 정확하게 예측되었으며, 축방향 속도가 실험값에 비해서 다소 크게 나타났다.

(3) 와류는 익현의 중간부근부터 발생했으며,

와류궤적이 실험치와도 근접하게 나타났다. 초기 와류 발생은 익의 흡입면 가까이에서 발생하여 후방유동장쪽으로 이동하면서 급격히 멀어졌으며, 와류의 형태가 후방으로 이동함에 따라 원형보다 타원형에 가깝게 형성되었다.

참고문헌

- [1] Lakshminarayana, B., "Method of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery", ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 92, pp. 467-480, 1970.
- [2] Lakshminarayana, B., Pouagare, M. and Davino, R., "Three- Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part I : Mean Velocity Profiles and Annulus Wall oundary Layer", Part II : Turbulence Propertices" ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 760-781, 1982.
- [3] Inoue, M. and Kuroumaru, M., "Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor", ASME J of Turbomachinery, Vol 111, pp. 250-256, 1989.
- [4] Booth, T. C., Dodge, P. R. and Hepworth, H. K., "Rotor Tip Leakage: Part 1-Basic Methology", Transactions of ASME, Vol. 104, pp. 154-161, 1982.
- [5] Booth, T. C. and Wadia, A. R., "Rotor Tip Leakage: Part 2-Design Optimization Through Viscous Through Viscous Analysis and Experiment", Transactions of ASME, Vol. 104, pp. 162-169, 1982.
- [6] Cumpsty, N. A. and Storer, J. A., "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance in Axial Compressors", Transactions of ASME, Vol. 116, pp. 641-656, 1994.

- [7] Kang, S. and Hirsch, C., "Experimental Study on the Three Dimensional Flow Within a Compressor Cascade With Tip Clearance" : Part I-Velocity and Pressure Fields, Part II-The Tip Leakage Vortex, ASME Journal of Tubomachinery, Vol. 115, pp. 435-452, 1989.
- [8] 노수혁, 조강래, "축류회전차 익말단 틱새유동에 대한 수치해석", 대한기계학회논문집 B 편, 제 22권 제 3호, pp. 336-345, 1998.
- [9] 이공희, 백제현 "축류형 유체 기계에서 틱 누설 유동 해석을 위한 난류 모델 성능 비교", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 2162-2167, 2003.
- [10] 이명호, "축류회전차에서 틱간극의 변화를 고려한 유동특성에 관한 연구", 한국박용기관학회지 Vol. 26, No. 3, pp. 353-361, 2002.
- [11] CD adapco Group, STAR-CD User's Guide Version 3.15, 2002.
- [12] CD adapco Group, STAR-CD Methodology, 2002.

저 자 소 개



이명호 (李明昊)

1955년생, 1984년 경희대학교 기계공학과 졸업, 1993년 경희대학교 대학원기계공학과 졸업(공학박사), 1993년-현재 서울산업대학교 기계공학과 부교수.



정재구 (鄭在九)

1975년생, 2002년 서울산업대학교 기계공학과 졸업, 2004년 서울산업대학교 산업대학원 기계공학과 졸업, 현재 (주)벤토피아 근무.