

축류형 유체기계에서 익단 누설 유동 해석을 위한 난류 모델 성능 평가

이 공 희* · 백 제 현†

(2003년 3월 7일 접수, 2003년 10월 24일 심사완료)

Performance Assessment of Turbulence Models for the Prediction of Tip Leakage Flow in an Axial-Flow Turbomachinery

Gonghee Lee and Jehyun Baek

Key Words : Axial-Flow Turbomachinery(축류형 유체기계), Leakage Flow(누설 유동), Leakage Vortex(누설 와류), Tip Clearance(익단 간극), Turbulence Model(난류 모델)

Abstract

It is experimentally well-known that high anisotropies of the turbulent flow field are dominant inside the tip leakage vortex, which is attributable to a substantial proportion of the total loss and constitutes one of the dominant mechanisms of the noise generation. This anisotropic nature of turbulence invalidates the use of the conventional isotropic eddy viscosity turbulence models based on the Boussinesq assumption. In this study, to check whether an anisotropic turbulence model is superior to the isotropic ones or not, the results obtained from the steady-state Reynolds averaged Navier-Stokes simulations based on the RNG $k-\epsilon$ model and the Reynolds stress model (RSM) are compared with experimental data for two test cases: a linear compressor cascade and a forward-swept axial-flow fan. Through this comparative study of turbulence models, it is clearly shown that the RSM, which can express the production term and body-force term induced by system rotation without introducing any modeling, should be used to predict quantitatively the complex tip leakage flow, especially in the rotating environment.

기호설명	
C : 익현길이	P : 정압
C_{ps} : 정압계수 = $2(P - P_t) / \rho V_1^2$	P_t : 전압
C_{pt} : 전압 손실계수 = $2(P_{t1} - P_t) / \rho V_1^2$	PS : 압력면
G_k : 난류 운동에너지 생성항	R_{tip} : 블레이드 익단 반경
H_n : 무차원화된 helicity = $\vec{\omega} \cdot \vec{v} / \vec{\omega} \vec{v} $	SS : 흡입면
k : 난류 운동에너지	TE : 후연
LE : 전연	Ti : 난류강도
l : 스펠	u : 축방향 속도
l_m : 특성 길이	$\overline{u_i u_j}$: 레이놀즈 응력 텐서
	\vec{v} : 절대속도 벡터
	V_1 : 입구 속도
	\vec{W} : 상대속도 벡터
	y^+ : 벽에서부터 무차원 거리
† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과 E-mail : jhbaek@postech.ac.kr TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199	그리스문자
* 회원, 포항공과대학교 기계공학과	δ_{ij} : Kronecker delta

- ϵ : 난류 운동에너지 소산율
- ϵ_{ijk} : Permutation tensor
- ϕ : 유량계수
- η : 정압효율
- μ : 유체 층류 점도
- μ_t : 유체 난류 점도
- ρ : 유체 밀도
- Ω : 블레이드 회전속도
- $\vec{\omega}$: 와도 벡터
- ω_s : 유선방향 와도
- Ψ : 정압 상승계수

상첨자

- ' : 변동양(fluctuating quantity)
- : 레이놀즈 평균

하첨자

- l : 입구
- r, s : 반경 방향, 유선 방향
- x, y, z : 축방향, 피치 방향, 스펀 방향

1. 서 론

블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해서 발생하는 익단 누설 유동은 유체기계에서 발생하는 전체 손실의 상당 부분을 차지할 뿐만 아니라 실속 발생 및 유동 불안정성과 밀접한 관련이 있기 때문에 안전 운전 범위에도 영향을 미치게 된다. 또한 이러한 익단 누설 유동이 와류 형태로 존재하면서 익단 근처에서 블레이드와 비정상 상호작용을 통해 광역 소음(broadband noise)을 발생시키거나 혹은 유로 하류에 위치한 정익과 상호작용하면서 톤 소음(tonal noise)을 발생하는 등 중요한 소음원으로 작용하게 된다. 이러한 익단 누설 와류에 의한 소음 발생을 방지하기 위해서 익단 누설 유동의 말림(roll-up) 현상의 방지 혹은 지연, 익단 누설 와류의 강도 감소 및 익단에서의 누설 와류의 궤적을 수정하기 위한 다양한 익단 누설 와류 제어 기법이 제안되고 있다. 따라서 이러한 제어 기법을 적용한 결과의 타당성을 정확하게 검증하기 위해서는 익단 누설 와류의 강도 및 궤적을 정량적으로 파악할 수 있는 적절한 난류 모델의 사용이 요구되어 진다.

현재까지 국내외적으로 익단 누설 와류의 특성을 파악하기 위해서 적용된 난류 모델은 대부분 Boussinesq 가정에 기초한 등방성 모델로 제한되어 있는 실정이다. 그러나 익단 누설 와류에서 발생

하는 레이놀즈 응력 성분들의 강한 비등방성으로 인해 등방성 난류 모델로는 익단 누설 와류의 궤적 및 크기를 정확하게 해석하는 것이 어렵다는 것이 기존 연구들^(1,2)에서 확인되었으며, 저자 역시 선행 연구들^(3,4)에서 이러한 사실을 확인하였다.

본 연구에서는 유체 기계의 성능 및 소음 특성에 밀접한 관련이 있는 익단 누설 유동의 특성을 정량적으로 해석하기 위한 난류 모델의 성능 평가를 선형 압축기 익렬 및 저속 축류형 팬에 대해서 수행하고 이를 실험 결과와 비교함으로써 특히 회전익에서의 익단 누설 와류 계산시 난류의 비등방성 및 회전의 영향이 고려된 난류 모델의 사용이 필요함을 보여주고자 한다.

2. 해석 모델

2 가지 축류형 유체기계(선형 압축기 익렬 및 전향 축류형 팬)에 대한 측정 결과와 계산 결과를 비교함으로써 난류 모델 성능 평가를 수행하였다. 본 연구에서 다루어진 해석 모델들은 익단 근처에서 자세한 실험 데이터를 가지고 있기 때문에 난류 모델 성능의 정량적인 비교가 가능하다. 또한 이러한 해석 모델의 선정은 회전의 영향이 난류 유동장에 미치는 영향을 예측할 수 있는 난류 모델의 사용이 익단 누설 유동을 해석하는데 있어서 중요하다는 것을 보여주기 위함이다.

2.1 선형 압축기 익렬

본 연구에 사용된 계산 모델은 Vrije 대학의 Kang 과 Hirsch⁽⁵⁾가 실험한 저속 선형 압축기 익렬이다. 익렬은 7 개의 NACA 65-1810 블레이드로 구성되어 있으며, 익렬의 주요 형상은 Table 1 에 자세히 나타내었다. 실험은 2 가지 입구 유동각(29.3°, 36.5°)에 대해서 수행되었는데, 본 연구에서는 설계 조건(29.3°)의 경우를 다루기로 한다. 입구 속도는 23.5m/s 의 크기로 일정하게 유지된다. 입구 속도와 블레이드 익현 길이에 기초한 레이놀즈수는 300,000 이며 자유 영역에서 난류 강도는 3.4% 이다. 익단 간극 크기는 블레이드 스펀 길이의 1% 인 2.0mm 이다.

Fig. 1 에서 볼 수 있듯이 전연에서 상류 방향으로 익현 길이의 7.5% 떨어진 위치('1'로 표시)부터 후연에서 하류 방향으로 익현 길이의 25% 떨어진 위치('15'로 표시)까지 15 개의 단면에 대해서 실험 측정이 수행되었다. 유로 내부('2'~'11')에서는 흡입면에서 압력면까지 24 개 지점, 후연 뒤('12'~'15')에서는 33 개 지점에서 측정이 수행되었다. 스펀 방향으로의 끝벽에서 2mm 떨어진 곳에서부터 스펀 중앙까지 14 개 지점에서 측정이 수행되었다.

2.2 축류형 팬

본 연구에서 사용된 팬은 자유 와류(free vortex) 조건에서 설계되었으며, 입구 유동 변동과 블레이드 전연 사이의 상호 작용에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해서 전향 스윙각(sweep angle)을 가지며, 크기는 42.5° 이다. 블레이드 두께는 전체적으로 일정하며, 전연, 후연 및 익단에서는 두께를 무시할 수 있을 정도로 날카롭다. 블레이드 익단과 케이싱 사이의 간극 크기는 5.0mm 이며, 입구에서의 난류 강도는 3.4%이다. Fig. 2는 사용된 팬의 실제 형상을 보여주며, 관련된 기하학적인 치수들을 Table 2 에 정리하였다. 실험 장치 제작 및 실험 방법에 대한 자세한 설명은 선행 연구(4,6,7)를 참고하기 바란다.

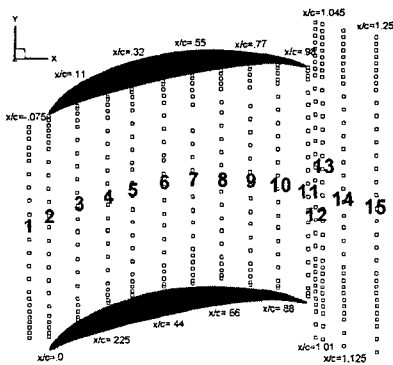


Fig. 1 Traverse measurement point distribution for a linear compressor cascade

Table 1 Geometry specifications and flow conditions of a linear compressor cascade

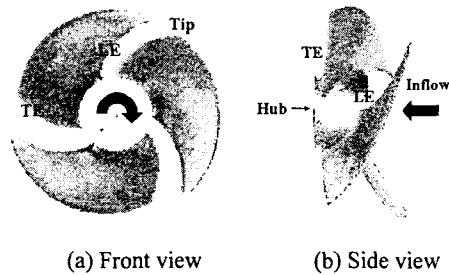
Aspect ratio	1.0
Blade type	NACA65-1810
Blade chord	200.0mm
Pitch	180.0mm
Solidity	1.111
Reynolds no.	3.0×10^5
Stagger angle	10.0°
Blade angle (inlet)	32.5°
Blade angle (outlet)	-12.5°
Flow angle (inlet)	29.3°
Flow angle (outlet)	-2.5°
No. blade	7
Tip clearance size	2.0mm

Fig. 3 에서 ‘1’ 로 표시된 부분은 익단 누설 유동의 측정 위치를 나타낸다. 축방향의 경우 전연에서 3mm 떨어진 지점부터 5mm 간격으로 21 개, 반경 방향의 경우 2mm 간격으로 16 개의 측정 위치($r/R_{tip}=0.74\sim 1.004$)를 선정하였다.

압력 및 유량 측정에 의해서 구해진 성능 곡선을 Fig. 4 에 도시하였으며, 본 연구에서는 최대 정압 효율 조건 $\phi=0.25$ 에서 실험 결과와 계산 결과의 비교를 수행하였다.

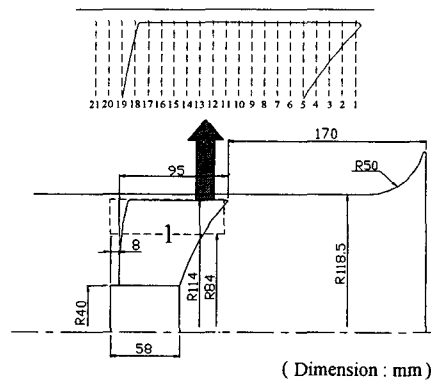
Table 2 Geometry specifications and flow conditions of an axial-flow fan

Blade type	circular arc
Blade design	free vortex
Hub radius	40.0mm
Tip radius	113.5mm
Max. blade thickness	3.0mm
Sweep angle	42.5°
Flow angle (outlet)	60.5°
Rotational speed	1500rpm
No. blade	3
Tip clearance size	5.0mm



(a) Front view (b) Side view

Fig. 2 A schematic view of a test fan



(Dimension : mm)

Fig. 3 Measurement positions

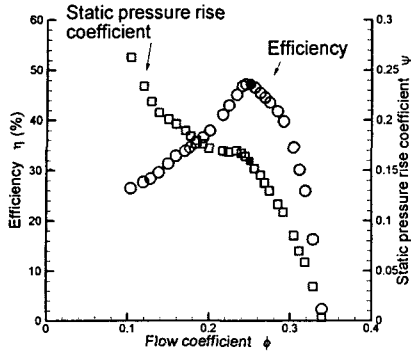


Fig. 4 Performance curve

3. 수치해법

본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT⁽⁸⁾를 이용하여 비압축성 정상 상태 조건 하에서 선형 압축기 익틀 및 저속 축류형 팬에 대한 계산을 수행하였고 실험 결과와 비교함으로써 결과의 타당성을 검증하였다. 축류형 팬 계산에 사용된 계산 알고리즘 및 경계 조건에 대한 자세한 설명은 선행 연구^(9,10)에 자세히 설명되어 있으므로 이를 참고하기 바라며, 여기서는 선형 압축기 익틀에 대해서 설명하기로 한다.

3.1 난류모델

익단 누설 와류의 특성을 정량적으로 해석할 수 있는 난류 모델의 성능을 파악하기 위해 Boussinesq 가정에 기초한 2 방정식 와점도 모델의 일종인 RNG(Renormalization Group) $k-\epsilon$ 모델과 레이놀즈 응력 성분들을 개별적으로 계산하는 레이놀즈 응력 모델(RSM)을 선정하여 계산 결과를 비교하였다.

3.1.1 RNG $k-\epsilon$ 모델

Yakhot 와 Orszag⁽¹¹⁾는 Renormalization Group (RNG) 이론에 근거한 표준 $k-\epsilon$ 모델⁽¹²⁾의 변형된 모델을 개발하였다. 난류 운동에너지 k 및 난류 운동에너지 소산율 ϵ 방정식은 평균 변형률 스케일에 대한 난류 시간 스케일의 비율에 해당하는 $\eta = \sqrt{G_k/\mu_t} (k/\epsilon)$ 에 의해서 다음과 같이 모델링된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 \rho \epsilon) - \rho R \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

Table 3 Model constants for RNG $k-\epsilon$ model

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ	β	η_0
0.0845	1.42	1.68	0.718	0.718	0.012	4.38

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (4)$$

여기서 G_k 는 난류 운동에너지 생성항을 나타내며, 식 (2)에서 부가적으로 사용된 R 항은 변형률이 큰 경우($\eta > \eta_0$) ϵ 의 크기를 증가시켜 결과적으로 난류 와점도 μ_t 의 크기를 감소시킨다. 이러한 특징은 RNG $k-\epsilon$ 모델이 급격한 변형률 또는 유선 곡률의 영향에 대해서 표준 $k-\epsilon$ 모델에 비해 보다 민감하게 작용하도록 한다. 그러나 회전이 난류 유동장에 미치는 영향은 고려되지 않는다. RNG $k-\epsilon$ 모델에 사용된 모델 상수들을 Table 3에 나타내었다.

3.1.2 레이놀즈 응력모델 (Reynolds Stress Model, RSM)

레이놀즈 응력 모델은 식 (5)의 레이놀즈 응력 성분들($\rho \overline{u'_i u'_j}$)에 대한 수송방정식을 이용해서 각각의 레이놀즈 응력 성분들을 계산한다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho U_k \overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right) \quad (5)$$

$$\frac{C_{ij} \equiv \text{대류항} \quad D_{L,ij} \equiv \text{점성 확산항}}{-\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + \overline{p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)})}$$

$$\frac{D_{T,ij} \equiv \text{난류 확산항}}{-\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) + \overline{p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}}$$

$$\frac{P_{ij} \equiv \text{응력 생성항} \quad \phi_{ij} \equiv \text{압력 변형항}}{-2\mu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} - 2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm})}$$

$$\epsilon_{ij} \equiv \text{소산항} \quad F_{ij} \equiv \text{회전 생성항}$$

식 (5)에서 볼 수 있듯이 레이놀즈 응력 모델은 회전 생성항 F_{ij} 를 통해서 회전이 레이놀즈 응력 분포에 미치는 영향을 자연스럽게 고려할 수 있기 때문에 회전이 유동장에 중요한 영향을 미치는 회전익 문제의 경우 와점도 모델에 비해 유리한 측면이 있다.⁽¹³⁾ 또한 레이놀즈 응력 모델은 대류항 및 응력 생성항을 모델링 없이 직접 계산이 가능하므로 2 방정식 모델이 변형률이 큰 영역에서 난류 운동에너지를 과도하게 예측하는 문제를 해결할 수 있다.⁽¹⁴⁾

3.2 격자계

비록 익단 간극이 블레이드 크기에 비해서 작지만 누설 유동이 익단에서부터 스펠의 10%~30% 까지 영향을 미칠 수 있기 때문에 익단 간극 유동을 정확하게 해석할 필요가 있다. 일반적으로 익단 간극을 처리하는 방법은 크게 3 가지로 구분할 수 있다. (1) 익단 상부에 격자를 생성하지 않고 흡입면과 압력면에 주기 조건을 부여하는 단순 주기 방법⁽¹⁵⁾ (2) H 형태의 정규 격자를 사용하기 위해 익단 형상을 뾰족하게 변형시키는 방법⁽¹⁶⁾ (3) 익단 형상을 그대로 유지하면서 간극에 격자를 배열하는 embedded 방법.⁽¹⁷⁾ 이러한 익단 간극 처리법에 대한 선행 연구 결과들은 embedded 방법이 다른 방법들에 비해서 누설 와류의 강도 및 와류 중심의 궤적을 보다 정확하게 예측한다는 것을 밝히고 있다.^(17,18) 본 연구에서는 이러한 기존 연구 결과를 바탕으로 선형 압축기 익렬의 경우 격자생성 프로그램인 ICEM-CFD⁽¹⁹⁾를 이용해서 생성된 embedded O-H 형태의 격자계를 익단 누설 유동 계산을 위해 사용하였다(Fig. 5 참조). Fig. 6 은 축류형 팬에 대한 계산을 수행하기 위해 격자생성 프로그램인 GAMBIT⁽²⁰⁾을 이용해서 생성한 H 형태의 격자계를 나타낸다. 인접벽에서 첫번째 격자는 벽 함수 가정이 타당하게 적용되는 $y^+ = 30 \sim 60$ 사이에 배치하였으며, 사용된 격자수는 Table 4 에 자세히 나타내었다.

Gupta 등⁽¹⁸⁾ 및 Van Zante 등⁽²¹⁾에 의하면 누설 제트와 쉬라우드 사이의 상대 속도 차이가 큰 경우에 전단층은 누설 와류의 궤적에 영향을 미치기 때문에 간극 유동을 정확하게 예측하기 위해서는 익단과 쉬라우드에 조밀한 격자 배열을 통한

정확한 전단층 해석이 필요함을 보였다. 본 연구에서는 이들이 제시한 결과들의 타당성을 확인하기 위해서 익단 간극 내부에 격자 배열을 균일하게 한 경우(type C-1)와 벽 근처에 조밀하게 배열한 경우들(type C-2, C-3, C-4)을 비교하였다.

Fig. 7 은 선형 압축기 익렬 유로 내부에서 축방향 속도를 나타낸다. 먼저 익렬 중간 부근($x/C=0.55$)을 살펴보면 스펠 중앙($z/l=0.5$)의 경우 축방향 속도가 압력면에서 흡입면으로 거의 선형적으로 증가하는 비점성 유동 특성이 관찰되며, 계산 결과와 실험 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 끝벽에서부터 익렬 길이의 2% 떨어진 곳($z/l=0.99$)에서는 흡입면 부근에 위치하는 익단 누설 와류의 영향으로 축방향 속도의 부족이 발생하는 것을 볼 수 있다. 유동이 유로 후반부($x/C=0.88$)로 진행하면서 익단 누설 와류는 흡입면으로부터 멀어지는 것을 볼 수 있으며, 익단 간극 내부에 격자를 균일하게 배열한 경우(type C-1) 누설 와류의 blockage 효과에 의해서 유발되는 최대

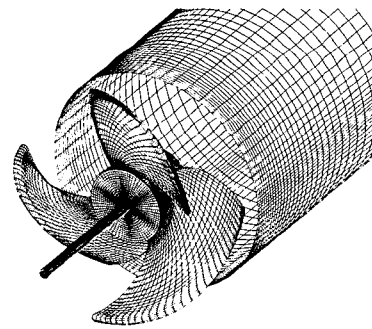
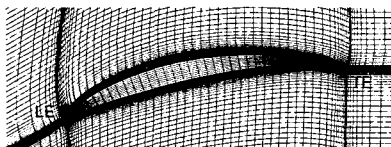
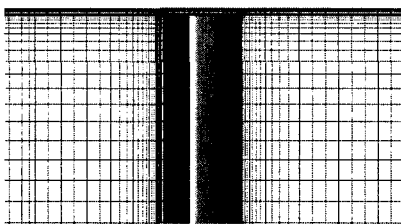


Fig. 6 Grid system for an axial-flow fan



(a) Tip region



(b) Mid-chord

Fig. 5 Grid system for a linear compressor cascade

Table 4 Summary of the investigated grid topology

Test Models	Configuration	Total grid points	No. grid points in the tip clearance	Radial grid spacing in the tip clearance
Linear Cascade	Type C-1	215218	7	Uniform
	Type C-2	164304	7	Clustered at the walls
	Type C-3	246786	7	Same as Type C-2
	Type C-4	481456	11	Same as Type C-2
Axial-Flow Fan	Type A-1	131223	5	Clustered at the walls
	Type A-2	205530	5	Same as Type A-1

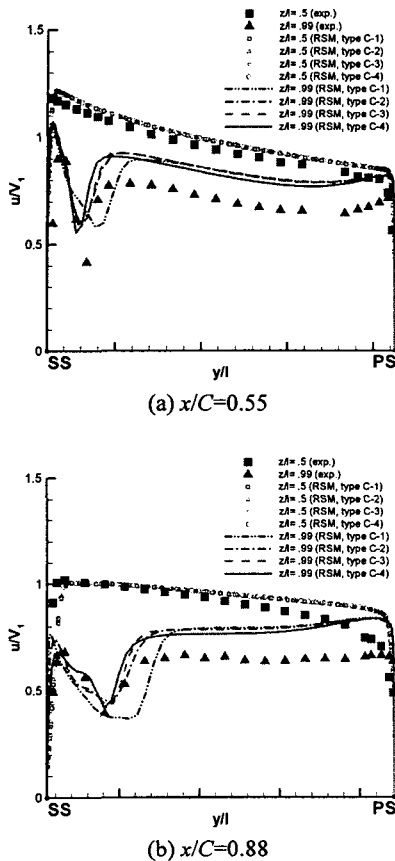


Fig. 7 Grid independency check - Comparison of the normalized axial velocity at $z/l=0.5$ (mid-span) and $z/l=0.99$

축방향 속도 부족이 발생하는 위치가 실험값과 비교해서 다소 압력면쪽으로 치우쳐서 예측되었다. 벽 근처에 조밀한 격자를 배열한 경우 격자수에 상관없이 거의 동일한 결과를 나타내었다. RNG $k-\epsilon$ 모델의 경우도 유사한 결과를 보였다. 축류형 팬에 대한 격자 의존도 조사 결과는 Fig. 17의 유선 방향 와도 분포에서 나타내었다.

한편 레이놀즈 응력모델을 사용한 계산에서 격자수의 변화는 해의 수렴성에 상당한 영향을 미쳤으며, 본 연구에서는 격자 의존도를 확인한 후 선정된 최적의 격자(선형 압축기 익렬의 경우 type C-4; 축류형 팬의 경우 type A-1)를 계산에 사용하였다.

3.3 경계조건

계산에 사용된 경계 조건을 살펴보면 입구 경계면에서는 식 (6) 및 (7)과 같이 입구 속도 크기 V_1 , 난류 강도 Ti 및 특성 길이 l_m 을 이용해서 계

산된 난류 운동에너지 k 및 난류 운동에너지 소산율 ϵ 을 부과하였다.

$$k = \frac{3}{2}(Ti \cdot V_1)^2 \quad (6)$$

$$\epsilon = 0.09 k^{3/2} / l_m \quad (7)$$

여기서 특성 길이는 익현 길이의 1%인 2.0mm 이다. 난류 등방성 가정으로부터 계산된 k 및 ϵ 값을 이용해서 입구에서의 레이놀즈 응력 크기를 계산하였다. 출구 경계면에서는 유선 방향으로 변수들의 구배가 영이 되고, 유량 보존을 만족시키는 조건을 적용하였다. 벽 경계면에서는 점착 조건이 적용되었으며 본 논문에서 사용된 해석 모델들이 큰 유동 박리를 포함하고 있지 않으므로 벽법을 사용하여 과도한 계산 시간의 요구를 줄였다. 주기면에서는 주기 조건을 적용하여 모든 유동 변수들의 값을 동일하게 두었다.

3.4 수치해법

익단 간극이 존재하는 경우에 유로 내부에서는 관통 유동과 누설 유동 사이의 상호 작용 및 익단 누설 와류의 영향으로 상당히 복잡한 난류 유동장이 형성되는데, 저차의 차분 기법을 사용하는 경우 과도한 수치적 확산으로 계산 결과의 정확도가 떨어지게 된다. 이러한 문제점을 방지하기 위해서 각 수송 방정식의 대류항을 2 차 상류 차분법을 적용해서 차분화하였다. 압력 수정 방정식은 SIMPLEC 알고리즘을 이용해서 계산하였다. 수렴 판정 조건은 레이놀즈 응력항들을 포함해서 각 유동 변수들의 계산 오차가 10^{-6} 이하인 경우로 설정하였다.

4. 결 과

4.1 선형 압축기 익렬

Fig. 8 은 스펜 중앙, 끝벽에서부터 익현 길이의 1.5% 및 15% 떨어진 곳에서의 정압계수 분포를 나타낸다. 계산 결과는 압력면 후연과 흡입면 전연 부근에서 약간의 차이가 발생하는 것을 제외하고는 실험치와 전반적으로 잘 일치하였다. 난류 모델에 따른 결과 차이는 거의 발생하지 않았다.

Fig. 9 는 끝벽에서의 정압계수 분포 및 상류 익단 간극 사이에 놓여진 입자의 궤적을 나타낸다. 입자는 흡입면으로부터 배출되어 코일 형태로 말리며, 익단 누설 와류의 궤적은 끝벽에서 정압 압력골(pressure trough)과 일치하는 것을 볼 수 있다. 두 모델에 의해서 예측된 정압계수 분포 및 누설 와류 궤적은 별다른 차이를 보이지 않았다.

Fig. 10 은 유로 내부에서 2 차 속도 벡터 및 전압손실 분포를 나타낸다. 2 차 속도 벡터는 스펙트럼 중심에서의 유동 방향에 수직인 평면에 속도 성분을 투영한 것이다.⁽⁶⁾ 또한 전압 손실은 입구 동압으로 무차원화된 값이다. 흡입면과 끝벽 사이의 구석 부분에서 익단 누설 와류가 거의 원형 형태를 유지하면서 발달하는 것을 볼 수 있다. 익단 누설 와류의 중심(□로 표시) 부근에서는 손실이 크게 발생하며, 계산에 의해서 예측된 익단 누설 와류 중심의 위치가 실험에 의해서 예측된 것과 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 두 모델에 의해서 예측된 결과는 큰 차이를 보이지 않았다.

Fig. 11 은 식 (8)과 같이 정의되는 무차원화된 helicity 분포를 나타낸다.

$$H_n = \frac{\bar{\omega} \cdot \bar{v}}{|\bar{\omega}| |\bar{v}|} \quad (8)$$

여기서 $\bar{\omega}$ 는 와도 벡터를, \bar{v} 는 속도 벡터를 나타낸다. 무차원화된 helicity 의 크기는 누설 와류 중심에서 1 에 근접한 크기를 가지며, 부호는 유선 방향 속도 성분에 상대적인 누설 와류의 방향을 나타낸다.⁽²²⁾ 단면 4 부근(전연에서 하류방향으로 익현의 22.5% 위치)에서 누설 와류 구조를 형성한 후 유로 전반부에서는 누설 와류 중심 부근에서 무차원화된 helicity 가 1 에 근접한 값을 유지하지만 와류 확산으로 인해 유로 후반부로 진행하면서 helicity 의 크기는 점차 감소하기 시작하였다.

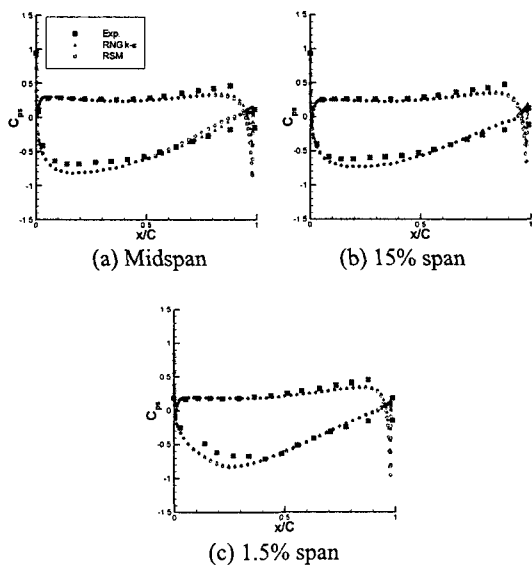


Fig. 8 Static pressure distribution on blade surface in the different spanwise positions

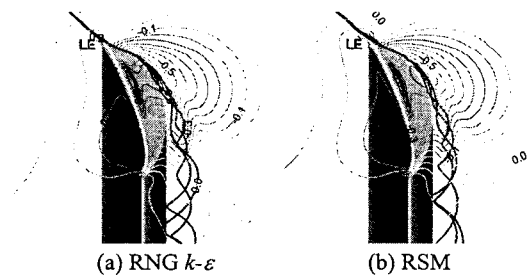


Fig. 9 Static pressure coefficient on the endwall and the particle traces released upstream region inside the tip gap

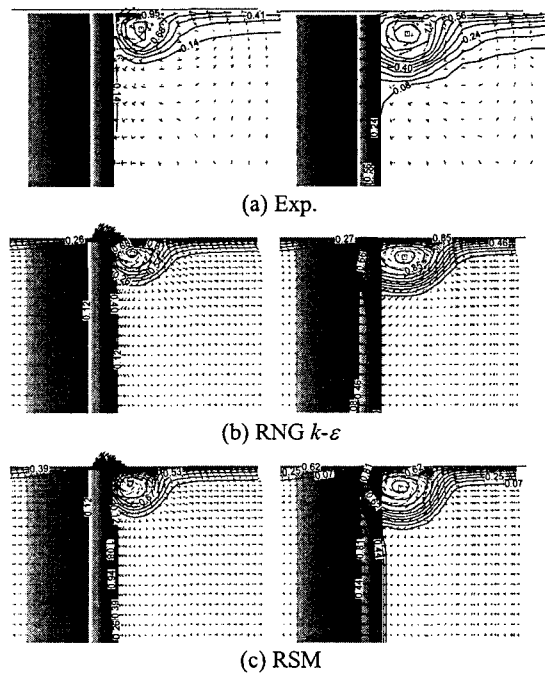


Fig. 10 Secondary velocity vector and total pressure loss distribution (left: $x/C=0.77$, right: $x/C=0.98$)

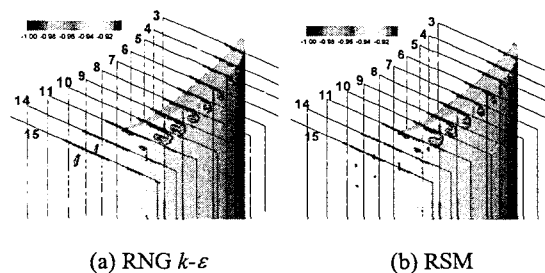


Fig. 11 Normalized helicity distribution

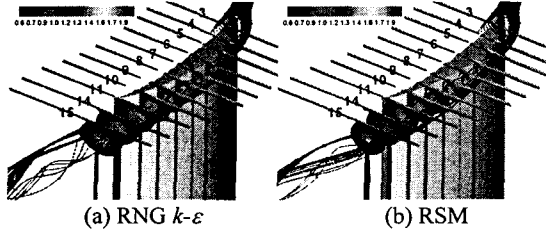


Fig. 12 Particle traces (released at 0.5% span from end-wall) and total pressure loss distribution

Fig. 12 는 끝벽에서부터 0.5% 스패 길이만큼 떨어진 위치에서 놓여진 입자의 궤적 및 전압 손실 분포를 나타낸다. 익단 간극을 통과한 입자 궤적이 코일 형태로 말리면서 전압 손실이 큰 영역을 통과하는 것을 볼 수 있다. 난류 모델에 의한 해석 결과의 차이는 전반적으로 크게 나타나지 않았는데, 이것은 대상 익렬이 유동 박리를 동반하지 않기 때문에 등방성 난류 모델로도 평균 유동장을 어느 정도 신뢰할 만한 수준으로 예측할 수 있기 때문이다.⁽¹³⁾

4.2 축류형 팬

Fig. 13 은 익단 간극 내부($r/R_{tip}=1.004$)에서 익단 속도로 무차원화된 축방향 속도의 크기를 나타낸다. 익단 누설 유동의 말림(roll-up) 현상으로 인해 발생하는 역류를 점선으로 나타내었다. RSM 에 의해서 예측된 역류 분포가 실험 결과에 근접한 반면 RNG $k-\epsilon$ 모델은 역류 분포를 원주 방향으로 다소 기울어지게 예측하였다. 이와 유사한 결과가 Baldwin-Lomax 모델을 사용해서 저속 축류 압축기 동익을 계산한 Inoue 등⁽²²⁾의 연구와 저레이놀즈수 2 방정식 모델을 사용한 저자의 선행 연구⁽⁴⁾에서 확인되었다.

Fig. 14 는 블레이드면 및 케이싱에서의 정압 계수 분포를 나타낸다. 블레이드 최대 정압차가 발생하는 위치에서 시작되는 익단 누설 와류(TLV)는 유로를 따라 진행하면서 케이싱과 상호 작용을 통해 저압 영역의 압력골을 형성하게 되는데, 이것은 결과적으로 누설 와류의 궤적을 나타내며 앞서 Fig. 13 의 익단 간극 내부에서의 역류 분포와 일치하게 된다. RNG $k-\epsilon$ 모델이 RSM 에 비해서 익단 누설 와류 중심의 궤적을 원주 방향으로 다소 기울어지게 예측하는 것을 재확인할 수 있다.

Fig. 15 에서는 익단 누설 와류가 형성되는 모습을 익단 간극 사이에서 놓여진 입자의 궤적으로 나타내었다. 입자의 궤적은 반경 방향으로 제한을 받지 않는 3 차원 구조를 나타낸다. 제시된 결과를 통해서 두 모델에 의해서 예측된 익단 누설 와류 궤적의 차이를 명백히 확인할 수 있다.

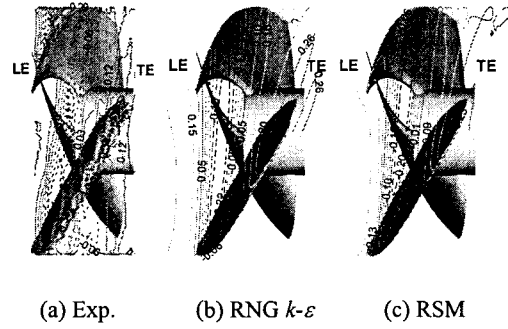


Fig. 13 Contours of the normalized axial velocity component inside tip region ($r/R_{tip}=1.004$)

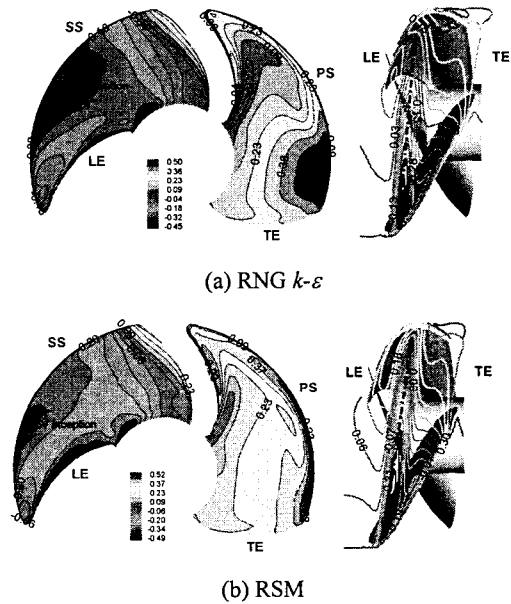


Fig. 14 Static pressure coefficient on the blade surface (left) and the casing(right)

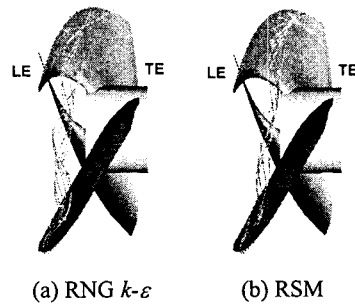


Fig. 15 Particle traces

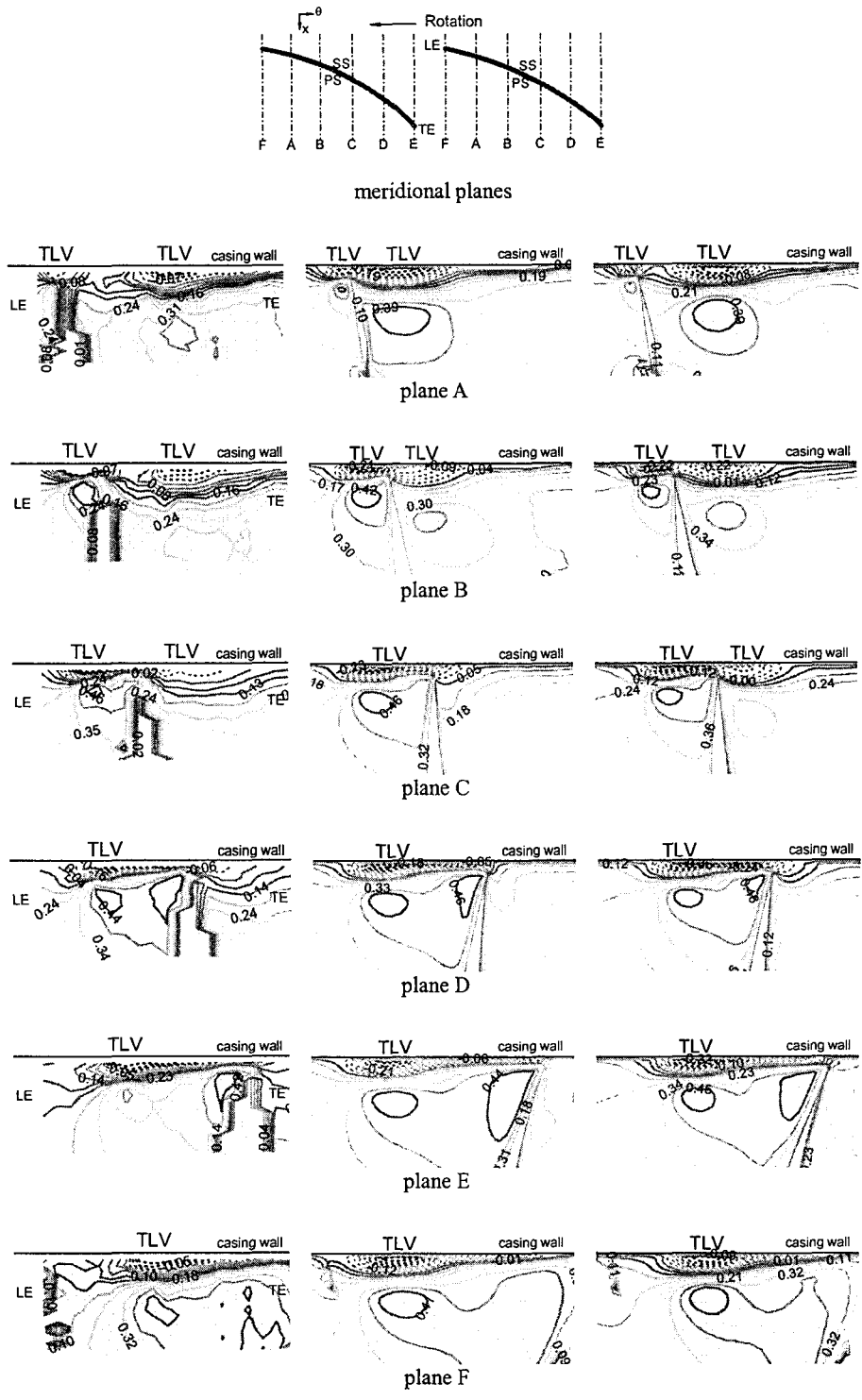


Fig. 16 Contours of the normalized axial velocity component at selected meridional planes (left: exp.; center: RNG $k-\epsilon$; right: RSM).

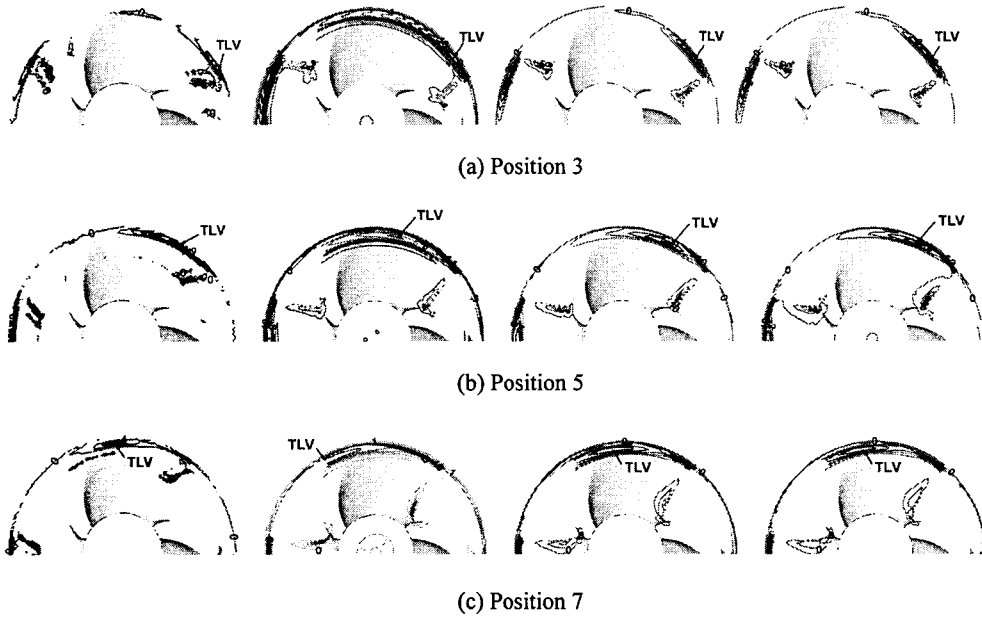


Fig. 17 Distribution of the normalized streamwise vorticity inside the blade passage: (from the left column) exp.; RNG $k-\epsilon$; RSM (type A-1); RSM (type A-2)

Fig. 16 은 흡입면으로부터 원주 방향으로 20° 간격으로 위치한 6 개의 자오면 단면에서 축방향 속도 contour 를 나타낸다. 축방향 속도의 크기가 음의 값을 가지는 경우 점선으로 표시하였다. 참고로 실험 및 RSM 에 의해 예측된 결과에서 단면 A~C 에서 블레이드 후연 근처에 위치하는 누설 와류는 인접한 블레이드에서 발생한 것이다. 익단 누설 와류에 의해서 발생하는 역류는 입구에서 유입되는 통과 유동에 대해서 blockage 로 작용하게 되며, 결과적으로 익단 누설 와류 아래 부분에서 속도가 큰 영역이 존재하게 된다. 실험 결과와 비교시 RSM 은 RNG $k-\epsilon$ 모델에 비해서 누설 와류의 발생 위치 및 크기를 정량적으로 파악하였다.

Fig. 17 은 유로 내부에서 식 (9)로 정의되는 무차원화된 유선 방향 와도의 분포를 나타낸다.

$$\omega_s = \frac{\bar{\omega} \cdot \bar{W}}{2\Omega|\bar{W}|} \quad (9)$$

여기서 $\bar{\omega}$ 와 \bar{W} 는 각각 절대좌표계상의 와도 벡터 및 상대속도 벡터를 나타낸다. 음의 크기를 가지는 와도는 하류로부터 관찰한 경우 시계 방향으로 회전하는 것을 의미한다. RSM 에 의해서 예측된 유선 방향 와도의 분포는 실험과 잘 일치하는 반면 RNG $k-\epsilon$ 모델은 다소 차이를 나타내었다. 한편 RSM 의 경우 격자수의 변화는 계산 결과에 별 다른 영향을 미치지 않았다.

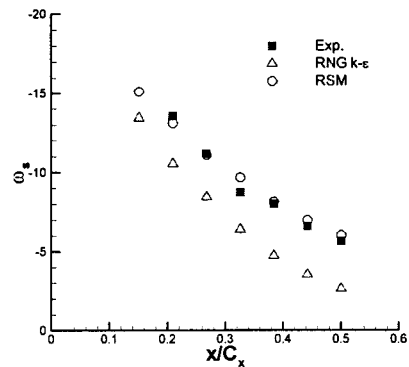


Fig. 18 Axial variation of streamwise vorticity near the center of tip leakage vortex

Fig.18 은 익단 누설 와류의 중심에서 무차원화된 유선 방향 와도의 축방향 변화를 나타낸다. 블레이드 후연쪽으로 진행하면서 익단 누설 와류는 유동각의 차이가 큰 통과 유동과의 강한 상호 작용, 케이싱 경계층과의 상호 작용 및 상당한 크기의 난류에 의한 누설 와류의 확산으로 인해 강도가 점차적으로 감소하였다. RSM 에 의해서 예측된 유선 방향 와도 크기는 실험값과 정량적으로 잘 일치한 반면 RNG $k-\epsilon$ 모델은 와도 크기를 다소 작게 예측하였다. 이것은 누설 와류 부근에서 RNG $k-\epsilon$ 모델의 과도한 와점도 예측으로 인한 유동 확산에서 비롯된다.

앞에서 설명한 결과들을 종합해보면 축류형 유

체기계내의 익단 누설 와류를 정량적으로 해석하는데 있어서 Boussinesq 가정에 기초한 등방성 난류 모델에 비해서 RSM 의 상대적인 우수성은 정지 익렬보다는 회전익에서 훨씬 명확하게 드러났다. 이러한 이유중의 하나는 회전익의 경우 회전의 영향이 난류 구조 변화를 통해서 익단 누설 유동에 상당한 영향을 미치기 때문에 회전이 난류 유동장에 미치는 영향을 모델링을 도입하지 않고 정확하게 고려할 수 있는 RSM 이 익단 누설 유동을 정량적으로 예측하는데 있어서 장점을 가지기 때문이다.^(13,23)

5. 결 론

본 연구에서는 유체기계의 성능 및 소음 특성에 밀접한 관련이 있는 익단 누설 유동의 특성을 정량적으로 파악하기 위한 난류 모델의 성능 평가를 선형 압축기 익렬 및 저속 축류형 팬에 대해서 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 선형 압축기 익렬의 경우, RNG $k-\epsilon$ 모델과 RSM 에 의해서 예측된 해석 결과는 전반적으로 별다른 차이가 발견되지 않았다. 이것은 대상 익렬이 큰 유동 박리를 동반하지 않기 때문에 등방성 난류 모델로도 평균 유동장을 어느 정도 신뢰할 만한 수준으로 예측할 수 있기 때문이다.

(2) 저속 축류형 팬의 경우, RSM 이 익단 누설 와류의 궤적 및 강도를 RNG $k-\epsilon$ 모델에 비해서 정량적으로 잘 파악하였는데, 이러한 결과는 회전익에서의 익단 누설 와류 계산시 RSM 이 레이놀즈 응력에 대한 수송방정식에서 생성항 및 회전의 영향을 모델링을 도입하지 않고 정확하게 고려할 수 있기 때문이다. 결과적으로 고속으로 회전하는 블레이드에서 익단 누설 유동의 정량적인 해석을 위해서는 회전의 영향이 고려된 비등방성 난류 모델의 사용이 필수적이다.

본 연구를 통해서 얻어진 결과들은 누설 와류에 의해서 유도된 소음의 발생 매커니즘을 이해하고 새롭게 제안된 익단 누설 유동 제어 기법의 타당성을 조사하는데 기초적인 도구로 사용이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 기계연구원 “터보차저 matching 을 위한 Impeller 내부 유동 해석” 과제 및 BK 21 의 지원으로 이루어졌습니다.

참고문헌

(1) Dunham, J. and Meauze, G., 1998, “An AGARD Working Group Study of 3D Navier-Stokes Codes

Applied to Single Turbomachinery Blade Rows,” ASME 98-GT-50.

(2) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1998, “Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in an Axial Compressor Rotor,” ASME 98-GT-91.

(3) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2002, “A Numerical Study on the Structure of Tip Clearance Flow in a Highly Forward-Swept Axial-Flow Fan,” *ASME-European Conf. on 6th Int. Symp. on Advances in Num. Modeling of Aerodyn. and Hydrodyn. in Turbomachinery*, Montreal, Canada.

(4) Lee, G. H., Baek, J. H. and Myung, H. J., 2003, “Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan,” *Flow, Turbulence and Combustion* (in press).

(5) Kang, S. and Hirsch, C., 1996, “Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Linear Compressor Cascade with Tip Clearance,” *ASME J. Turbomachinery*, 118, pp. 492~505.

(6) Myung, H. J. and Baek, J. H., 1999, “Mean Velocity Characteristics behind a Forward-Swept Axial-Flow Fan,” *Int. JSME (B)*, 42, pp. 476~488.

(7) Myung, H. J., 1999, “An Experimental Study on the Tip Region Flow in an Axial-Flow Fan,” Ph. D. thesis, POSTECH, Korea.

(8) FLUENT, 1998, User’s Guide Ver.5, FLUENT Inc.

(9) Lee, G. H., Baek, J. H. and Myung, H. J., 2002, “Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan,” *Proc. KFMA*, Seoul, Korea, pp. 131~136.

(10) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2002, “Numerical Analysis of Internal Flow through Impeller for Matching Turbocharger,” Final Report, KIMM.

(11) Yakhot, V. and Orszag, S. A., 1986, “Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory,” *J. Sci. Comp.*, 1, pp. 3~51.

(12) Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, “The Numerical Computation of Turbulent Flows,” *Comp. Methods App. Mech. Eng.*, 3, pp. 96~116.

(13) Gerolymos, G. A., Neubauer, J., Sharma, V. C. and Vallet, I., 2002, “Improved Prediction of Turbomachinery Flows using Near-Wall Reynolds-Stress Model,” *ASME J. Turbomachinery*, 124, pp. 86~99.

(14) Medic, G. and Durbin, P. A., 2002, “Toward Improved Prediction of Heat Transfer on Turbine Blades,” *ASME J. Turbomachinery*, 124, pp. 187~192.

(15) Kirtly, K. R., Beach, T. A. and Adamczyk, J. J., 1990, “Numerical Analysis of Secondary Flow in a Two-Stage Turbine,” AIAA-90-2356.

(16) Storer, J. A. and Cumpsty, N. A., 1991, “Tip Leakage Flow in Axial Compressors,” *ASME J. Turbomachinery*, 113, pp. 252~259.

(17) Basson, A. H. and Lakshminarayana, B., 1995, “Numerical Simulation of Tip Clearance Effects in Turbomachinery,” *ASME J. Turbomachinery*, 117, pp. 348~359.

(18) Gupta, A., Khalid, S. A., McNulty, G. S. and Dailey, L., 2003, “Prediction of Low Speed Compressor Rotor

- Flowfields with Large Tip Clearances," ASME GT-2003-38637.
- (19) ICEM-CFD, 2002, User's Guide Ver.4.2, ICEM CFD Engineering.
- (20) GAMBIT, 1998, User's Guide Ver.1, FLUENT Inc.
- (21) Van Zante, D. E., Strazisar, A. J., Wood, J. R., Hathaway, T. H. and Okiishi, T. H., 2000, "Recommendations for Achieving Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotor," *ASME J. Turbomachinery*, 122, pp. 733~742.
- (22) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1998, "Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in An Axial Compressor Rotor," ASME 98-GT-91.
- (23) Lakshminarayana, B., 1986, "Turbulence Modeling for Complex Shear Flows," *AIAA J.*, 24, pp. 1900~1917.