

전향 축류형 팬에서의 익단 누설 유동 구조

이공희* · 명환주** · 백제현†

(2002년 12월 16일 접수, 2003년 3월 27일 심사완료)

Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan

Gonghee Lee, Hwanjoo Myung and Jehyun Baek

Key Words : Axial-Flow Fan(축류형 팬), Leakage Flow(누설 유동), Leakage Vortex(누설 와류), Tip Clearance(익단 간극), LDV(레이저 도플러 유속계), Reynolds Stress Model(레이놀즈 응력 모델)

Abstract

The experiment using three-dimensional laser Doppler velocimetry (LDV) measurements and the computation using the Reynolds stress model of the commercial code, FLUENT, were conducted to give a clear understanding on the structure of tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan operating at the maximum efficiency condition. The tip leakage vortex was generated near the position of the minimum wall static pressure, which was located at approximately 12% chord downstream from the leading edge of blade suction side, and developed along the centerline of the pressure trough within the blade passages. A reverse flow between the blade tip region and the casing, induced by tip leakage vortex, acted as a blockage on the through-flow. As a result, high momentum flux was observed below the tip leakage vortex. As the tip leakage vortex proceeded to the aft part of the blade passage, the strength of tip leakage vortex decreased due to the strong interaction with the through-flow and casing boundary layer, and the diffusion of tip leakage vortex caused by high turbulence. In comparison with LDV measurement data, the computed results predicted the complex viscous flow patterns inside the tip region, including the locus of tip leakage vortex center, in a reliable level.

기호설명

C_{pw} : 정압계수
 C : 절대속도
 D_c : 케이싱 직경
 D_h : 허브 직경
 k : 난류 운동에너지
 L : 축동력
 LE : 전연
 l_m : 특성 길이

P : 정압
 P_t : 전압
 PS : 압력면
 Q : 유량
 R_{tip} : 블레이드 익단 반경
 SS : 흡입면
 TE : 후연
 T_i : 난류강도
 U_t : 블레이드 익단 속도
 \vec{W} : 상대속도 벡터
 y^+ : 벽에서부터 무차원 거리

그리스문자

Ω : 블레이드 회전속도
 ε : 난류 운동에너지 소산율

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과
 E-mail : jhbaek@postech.ac.kr
 TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과

** 회원, LG 전자 DA 연구소

- ϕ : 유량계수
- η : 효율
- ρ : 유체 밀도
- $\vec{\omega}$: 와도 벡터
- ω_s : 유선방향 와도
- ψ : 정압 상승계수
- ζ_{loss} : 전압 손실계수

하첨자

- i : 입구
- r : 수직 방향
- s : 유선 방향
- x, r, θ : 축방향, 반경방향, 원주 방향

1. 서론

최근 들어 낮은 압력 상승 및 고유량 발생을 목적으로 하는 저속 축류형 팬이 실내 에어컨, 냉장고 및 환풍기 등 다양한 산업 응용 분야에 확대 적용되면서 팬 성능 및 효율 향상을 통한 에너지 소비 절약이 지속적으로 요구되고 있다. 또한 정부의 엄격한 환경 규제 및 쾌적한 생활 환경에 대한 소비자의 욕구를 충족시키기 위해 팬의 저소음화는 팬 설계시 가장 중요한 고려 대상중의 하나이다. 이와 같이 소형화, 고성능화 및 저소음화와 같은 최근의 팬 설계 경향을 반영하기 위해서는 팬 성능, 유동 형태 및 소음 특성에 관한 체계적인 연구가 필요하며, 국내외적으로 지속적인 연구가 관심있게 진행되고 있다⁽¹⁻⁴⁾.

블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해서 발생하는 익단 누설 유동은 유체 기계에서 발생하는 전체 손실의 상당 부분을 차지하며, 안전 운전 범위에 영향을 미치게 된다. 또한 블레이드 익단 근처의 와류 유동은 중요한 소음원으로 작용하게 된다. 이러한 익단 누설 와류는 블레이드 하중, 익단 간극 크기, 익단 형상, 블레이드 회전 속도 및 반경 방향 압력 구배 등과 같은 변수들에 영향을 받게 된다. Rains⁽⁵⁾가 익단 누설 유동에 대한 개념 모델을 제시한 이후로 익단 누설 유동의 발생 매커니즘 및 특성을 파악함으로써 유체 기계의 성능 및 소음 특성을 향상시키기 위한 연구가 많이 수행되었다. 그러나, 익단 누설 유동과 관련하여 수행된 연구의 대부분이 산업용 압축기⁽⁶⁻⁹⁾ 및 터빈⁽¹⁰⁾에 대해서 수행되었으며, 축류형 팬에서의 익단 누설 유동의 특성을 자세하게 다룬 연구는 극히 드문 실정이다. 이러한 이유로서 측정상의 어려움으로 인한 계산 결과의 정확성을 검증할 수 있는 상세한 유동 데이터의 부족, 격자 생성의 어

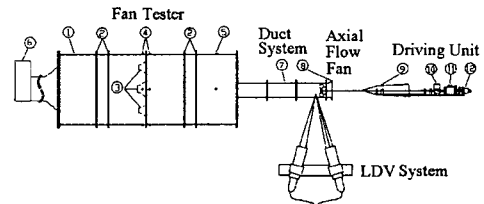
려움 및 익단 누설 와류를 정량적으로 해석할 수 있는 적절한 난류 모델 선택의 어려움을 들 수 있다. 비록 축류형 팬이 저속 압축기에서 파악되는 유동 특성과 유사한 형태를 보여주지만 익단에서의 낮은 현질비(solidity) 및 큰 엇갈림각(stagger angle)은 축류형 팬 고유의 유동 형태를 발생시킬 수 있기 때문에 자세한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 축류형 팬의 성능 및 소음 특성에 밀접한 관련이 있는 익단 누설 유동의 특성을 자세히 파악하기 위해서 3 차원 LDV 장치를 이용해서 익단 부근의 평균 유동장을 측정하였으며, 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT⁽¹¹⁾를 이용해서 얻은 결과를 실험과 비교함으로써 계산 결과의 타당성을 검증한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

전향 축류형 팬에서의 유동 특성을 파악하기 위해서 제작된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1 에 나타내었다. 실험 장치는 크게 팬 실험기, 덕트 시스템, 축류형 팬, 구동 장치 및 LDV 장치로 구성되어 있다. 팬은 입, 출구 가이드 베인이 없이 작동되며, AC 서보 모터에 의해서 구동되므로 회전수 변화시 발생하는 오차는 무시할 수 있을 정도로 작다. 유량은 입구 및 출구 노즐 사이의 압력 차이에 의해서 얻어지며, 시로코 팬에 의해서 조절된다. 덕트 시스템 전체 길이는 bell mouth를 포함해서 1.6m 이며, 내부 직경은 237mm 이다.

본 연구에서 사용된 팬은 자유 와류(free vortex) 조건에서 설계되었으며, 입구 유동 변동과 블레이



Fan Tester	Duct System
① Rectangular chamber	⑦ Circular duct
② Meshes	⑧ Bell mouth
③ 5 nozzles	
④ Pressure measurement taps for flow rate	Driving Unit
⑤ Pressure measurement taps for static pressure	⑨ Cone for clean inlet flow
⑥ Auxiliary sirocco fan	⑩ Torque meter
	⑪ AC servo meter
	⑫ Encoder

Fig. 1 A schematic view of test rig

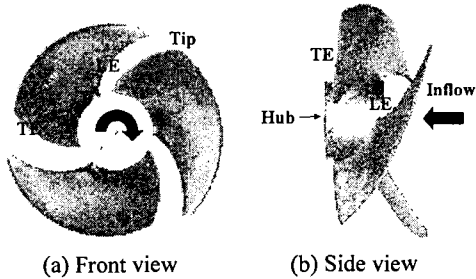


Fig. 2 A schematic view of test fan

Table 1 Geometry specification of axial-flow fan

블레이드 개수	3
익단 반경	113.5mm
허브 반경	40.0mm
최대 블레이드 두께	3.0mm
익단 간극 크기	5.0mm
블레이드 형태	circular arc
블레이드 설계	free vortex
회전 속도	1,500rpm
출구 유동각	60.5°
전향각	42.5°

드 전연 사이의 상호 작용에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해서 크기가 42.5° 인 전향각(forward sweep angle)을 가진다. 블레이드 두께는 전체적으로 일정하며, 전연, 후연 및 익단에서는 두께를 무시할 수 있을 정도로 날카롭다. Fig. 2 는 사용된 팬의 실제 형상을 보여주며, 관련된 기하학적인 치수들을 Table 1 에 정리하였다.

유동장은 3 차원 LDV 시스템을 사용해서 측정하였다. 전송기(transmitter)에서 레이저를 세가지 성분으로 분리하고, brag cell 에 의해서 40MHz 의 주파수 편이가 가해진다. Probe 의 초점 거리는 600mm 이다. Encoder 를 이용하여 팬의 위치에 따른 유동을 측정한 후 ensemble 평균을 취하였다. LDV 측정을 위해서 제작된 창은 0.8mm 두께의 plexiglass 판으로 제작되어 있어서 빛 굴절에 의한 오차는 무시할 수 있다.

2.2 오차 해석

일반적으로 3 차원 LDV 장치의 경우에 직교 속도 성분들은 비직교 속도 성분들로부터 좌표 변환에 의해서 얻어진다. 이와 같은 경우에, 두 probe 사이의 각도는 속도 성분의 정확성에 상당한 영향을 미치는 중요한 인자이다. 본 실험에서는 두 probe 사이의 각도를 30° 로 정하고, LDV

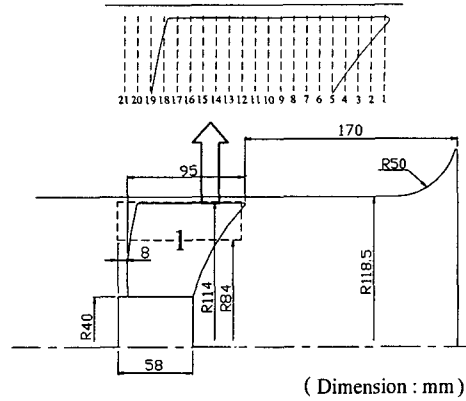


Fig. 3 Measurement positions

장치의 정확성을 눈금 조정 장치를 통해서 확인함으로써 속도 성분들의 불확실성을 낮출 수 있었다. Synder 등⁽¹²⁾에 의하면 표본 크기가 400 을 넘을 경우에 불확실성의 향상은 크지 않은 것으로 밝혀졌다. 본 실험에서 표본 크기는 1,000 정도이며, 반경 방향 속도 성분의 불확실성은 1.7% 정도, 축방향 및 원주 방향 속도 성분의 불확실성은 반경 방향 속도 성분의 것보다 낮다.

2.3 측정 위치

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.

3. 수치해법

3.1 수치해법

본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT⁽¹¹⁾를 이용하여 정상 상태 조건하에서 축류형 팬에서의 익단 누설 유동의 특성을 파악하였고 실험 결과와 비교함으로써 결과의 타당성을 검증하였다. 압력 수정 방정식은 SIMPLEC 알고리즘을 이용해서 계산하였고, 속도 성분은 연속방정식이 만족되도록 수정하였다. 운동량 방정식, 난류 운동에너지 방정식, 난류 운동에너지 소산율 방정식 및 레이놀즈 응력 방정식에 대해서 2 차 상류 차분법을 적용해서 대류항을 차별화하였다. 반경 방향으로의 강한 압력 구배로 인한 수렴성 저하를 방지하기 위해서 속도에 대한 하향이완계수(under-relaxation factor)를 낮게 부여하였다. 수렴 판정 조건은 레이놀즈 응력항들을 포함해서 각 유동 변수들의 계산 오차가 10^{-5} 이하인 경우로 설정하였다.

3.2 난류 모델

익단 누설 와류에서 레이놀즈 응력 성분들의 비등방성으로 인해 Boussinesq 가정에 기초한 등방성 난류 모델로는 익단 누설 와류의 궤적 및 크기를 정확하게 해석하는 것이 힘든 것으로 확인되었다.^(13,14) 또한 2 방정식 와점도 모델의 경우 블레이드 전연 부근에서 과도한 난류 운동에너지 예측으로 인해 유로 내부에서 난류 와점도가 너무 크게 계산되어 경계층 발달을 비롯한 유동장의 정확한 해석이 어렵다.⁽¹⁵⁾ 이러한 문제점을 해결하기 위해서 본 연구에서는 레이놀즈 응력 성분들을 개별적으로 계산하는 레이놀즈 응력 모델을 난류 모델로 선정하였다.

3.3 격자계

레이놀즈 응력모델을 사용한 계산에서 격자수의 변화는 해의 수렴성에 상당한 영향을 미쳤으며, 본 연구에서는 격자 의존도를 확인한 후 선정된 최적의 격자를 계산에 사용하였다. Fig. 4 는 격자 생성 프로그램인 GAMBIT⁽¹⁶⁾을 이용해서 생성된 H 형태의 정규 격자계를 나타내며, 계산에 사용된 격자 크기는 유선 방향, 피치 방향 및 스웬 방향으로 각각 83×31×51=131,223 으로 구성된다. 블레이드 내부에는 유선 방향, 피치 방향 및 스웬 방향으로 각각 31×31×31 개의 격자를 배열하였다. 익단 간극에는 4 개의 격자를 사용하였다. 인접벽에서 첫번째 격자는 벽함수 가정이 타당하게 적용되는 $y^+ = 30 \sim 60$ 사이에 배치하였다.

3.4 경계조건

입구 경계면에서는 상대 속도 성분 및 식 (1), (2)와 같이 난류 강도 T_i 와 특성 길이 l_m 을 이용해서 계산된 난류 운동에너지 k 및 에너지 소산율 ϵ 을 부과하였다.

$$k = \frac{3}{2}(T_i \cdot W_1)^2 \quad (1)$$

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

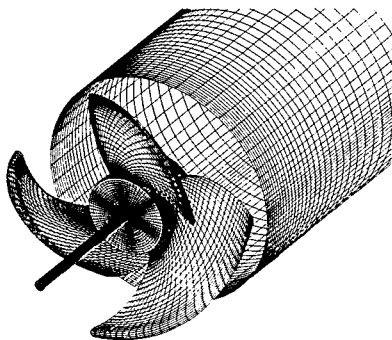


Fig. 4 Grid system

여기서 W_1 은 입구에서의 속도 크기이다. 본 연구에서 사용된 난류 강도는 3.4%, 특성 길이는 케이싱 반경의 1%인 1.185mm 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 벽함수를 사용해서 과도한 계산 시간의 요구를 줄였다. 입구에서 블레이드 전연, 블레이드 후연에서 출구 및 익단 간극에서는 주기 조건을 적용하여 모든 유동 변수들의 값을 동일하게 두었다. 케이싱 부근의 유동은 블레이드 익단과 케이싱 사이의 상대 운동에 의해서 특징지워진다. 본 계산이 회전좌표계 상에서 이루어지기 때문에 상대회전 속도를 케이싱에 부과하였다.

4. 결과

4.1 성능 곡선

압력 및 유량 측정에 의해서 구해진 성능 곡선을 Fig. 5 에 도시하였다. 유량 계수 ϕ , 정압 상승 계수 ψ 및 효율 η 는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = Q/[U_i \pi(D_c^2 - D_h^2)/4] \quad (3)$$

$$\psi = \Delta P_s / (\rho U_i^2 / 2) \quad (4)$$

$$\eta = \phi \psi [\rho U_i^3 \pi(D_c^2 - D_h^2) / 8] / L \quad (5)$$

여기서 Q 는 유량, U_i 는 블레이드 익단 속도, D_c 는 케이싱 직경, D_h 는 허브 직경, ΔP_s 는 정압 차이, L 은 축동력을 나타낸다. 본 논문에서는 최대 효율 조건 $\phi = 0.25$ 인 경우에 대해서 실험 및 계산 결과를 설명하기로 한다.

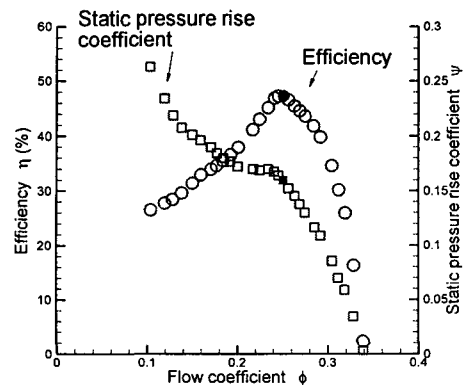


Fig. 5 Performance curve

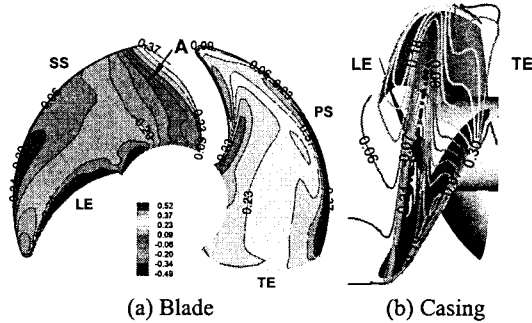


Fig. 6 Static pressure coefficient on the blade surface and the casing (computation)

4.2 정압 계수 분포

정압 계수 C_{pw} 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_{pw} = \frac{P_w - P_1}{\rho U_i^2 / 2} \quad (6)$$

여기서 P_w 는 벽에서의 정압을, P_1 은 입구에서의 정압을 나타낸다. Fig. 6(a)는 블레이드 흡입면 및 압력면에서의 정압 계수 분포를 나타낸다. 익단 누설 와류(TLV)는 블레이드 최대 정압차가 발생하는 위치에서 시작하는데, 계산 결과 블레이드 전연에서부터 대략 익현(chord)의 12% 떨어진 곳에 위치하였다. 익단 누설 유동의 말림 현상이 발생하지 않는 블레이드 후반부에서는 흡입면 익단 부근에서의 압력 분포가 스펀 중앙에서의 분포와 유사하였다('A'로 표시). Fig. 6(b)는 케이싱에서의 정압 계수 분포를 나타낸다. 누설 와류가 유로를 따라 진행하면서 케이싱에 부딪혀서 저압 영역의 압력골(화살표 표시)을 형성하게 되는데, 이것은 결과적으로 누설 와류의 궤적을 나타내게 된다.

4.3 누설 유동장

Fig. 7은 익단 간극 내부($r/R_{tip}=1.004$)에서 블레이드 익단 속도로 무차원화된 축방향 속도의 크기를 나타낸다. 익단 누설 유동의 말림(roll-up) 현상으로 인해 발생하는 역류(reverse flow)를 점선으로 나타내었으며, 앞서 Fig. 6(b)의 케이싱 정압 계수 분포에서 살펴본 압력골과 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8에서는 익단 누설 와류가 형성되는 모습을 익단 간극 사이에서 놓여진 입자의 궤적으로 나타내었다. 입자의 궤적은 반경 방향으로 제한을 받지 않는 3차원 구조를 나타낸다. 블레이드 전연 부근의 익단 간극 내부에서 놓여진 입자들은 누설 와류를 형성하면서 블레이드 흡입면쪽으로 약간 기울어져서 유로를 가로질러 원주 방향으로 이동한 후 인접한 블레이드의 압력면에 도달하였다.

Fig. 9는 흡입면으로부터 원주 방향으로 20° 간

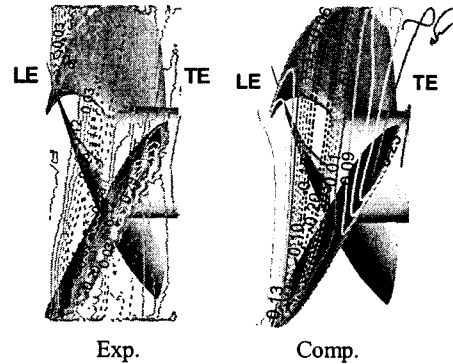


Fig. 7 Contours of the normalized axial velocity component inside tip region ($r/R_{tip}=1.004$)

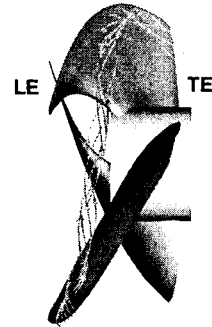


Fig. 8 Particle traces (computation)

격으로 위치한 6개의 자오면 평면상에서 축방향 속도 contour를 나타낸다. 축방향 속도의 크기가 음의 값을 가지는 경우 점선으로 표시하였다. 익단 누설 와류에 의한 역류 발생은 입구에서 유입되는 통과 유동(through-flow)에 대해서 blockage로 작용하게 되어 익단 누설 와류 아래 부분에서 속도가 큰 영역이 존재하게 된다. Lighthill⁽¹⁷⁾의 공력음 방사 이론에 따르면 회전익으로부터 방사되는 음향 출력은 상대 속도의 6승에 비례하기 때문에 익단 누설 와류의 blockage 영향에 의한 익단 부근에서의 유속 증가는 결과적으로 소음의 증가를 가져온다. 단면 A-C에서 블레이드 후반부에 위치하는 익단 누설 와류는 인접한 블레이드에서 발생한 것이다. 실험 결과와 비교시 익단 누설 와류의 크기 및 위치가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 원주 방향으로 유량 평균된 축방향 속도를 나타낸다. 여기서 위치는 Fig. 3에 나타난 바와 같다. 위치 7 및 11에서 익단 누설 와류 및 누설 제트에 의한 강한 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다. 유동이 하류로 진행하면서 익단 누설 와류의 영향이 감소하게 되고, 결과적으로 케이싱

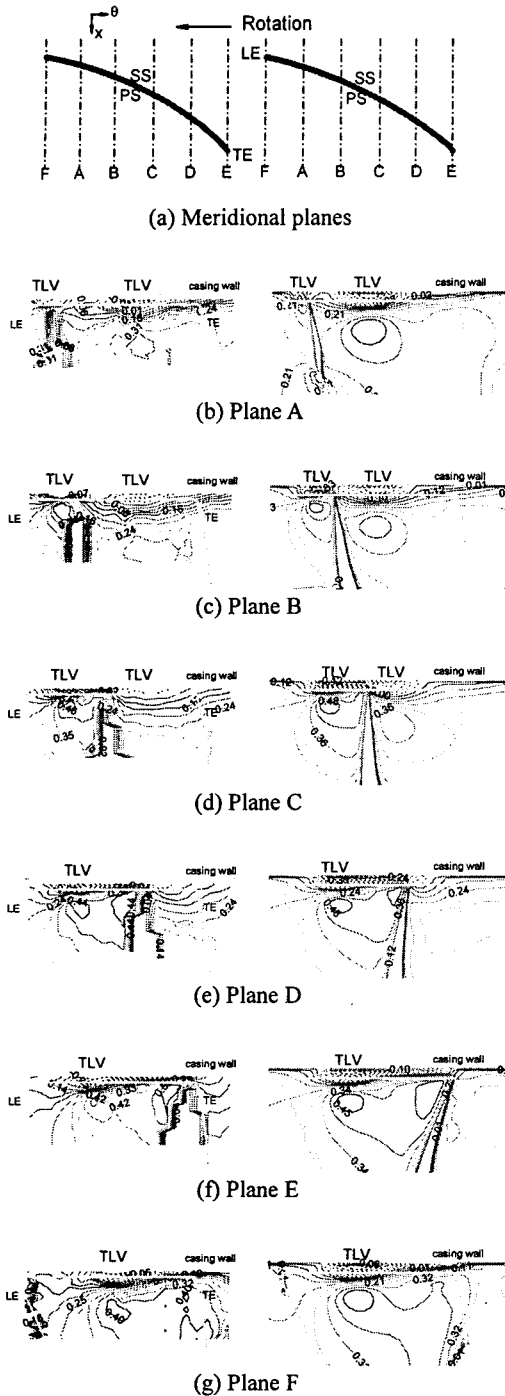


Fig. 9 Contours of the normalized axial velocity component at selected meridional planes (left: Exp.; right: Comp.)

부근의 축방향 속도가 점차적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 위치 7에서 $r/R_{ip}=0.90$ 부근의

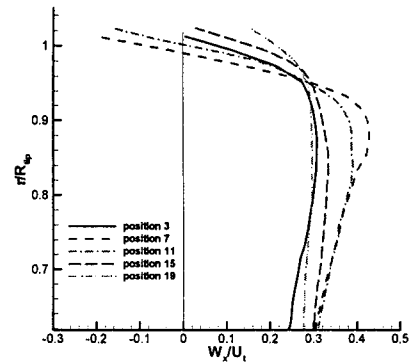


Fig. 10 Circumferentially mass-averaged axial velocity (computation)

속도 증가는 익단 누설 와류에 의해서 발생된 blockage의 영향으로 유동이 가속된 것이다.

Fig. 11은 식 (7)로 정의되는 무차원화된 유선 방향 와도 분포를 나타낸다.

$$\omega_s = \frac{\bar{\omega} \cdot \bar{W}}{2\Omega|\bar{W}|} \quad (7)$$

여기서 $\bar{\omega}$ 와 \bar{W} 는 각각 절대좌표계상의 와도 벡터 및 상대 속도 벡터를 나타낸다. 익단 누설 와류 및 누설 제트 영역에서 상당한 크기의 유선 방향 와도가 관찰되었다. 음의 부호는 반시계 방향으로의 회전을 의미한다. 유선 방향 와도는 익단 누설 와류가 발생하는 위치 3에서 큰 값(-13)을 가진 후 유동각의 차이가 큰 통과 유동과의 강한 상호 작용, 케이싱 경계층과의 상호 작용 및 상당한 크기의 난류에 의한 누설 와류의 확산으로 인해 블레이드 후연쪽으로 진행하면서 강도가 점차적으로 감소하였다. 결과적으로 익단 누설 와류는 블레이드 중간 부분인 위치 11까지 존재하다가 위치 13에서는 발견되지 않았다. 계산된 와도의 크기 및 위치는 실험 결과와 전반적으로 잘 일치하였다.

Fig. 12는 블레이드 내부에서 유선 방향 상대 속도의 분포를 나타낸다. 위치 1에서는 유선 방향 속도가 압력면에서 흡입면으로 선형적으로 증가하는 비점성 유동 특성이 관찰되었다. 위치 3에서는 $r/R_{ip}=0.969$ 보다 큰 경우에 익단 누설 와류의 영향으로 흡입면 부근에서 속도 결함이 발생하였다. 유동이 하류 방향으로 진행하면서 속도 결함의 크기는 더욱 증가하고 반경이 낮은 위치로 확대되어 비점성 유동 특성을 나타내는 영역이 점차적으로 반경 방향 내부로 제한되었다. 또한 익단 누설 와

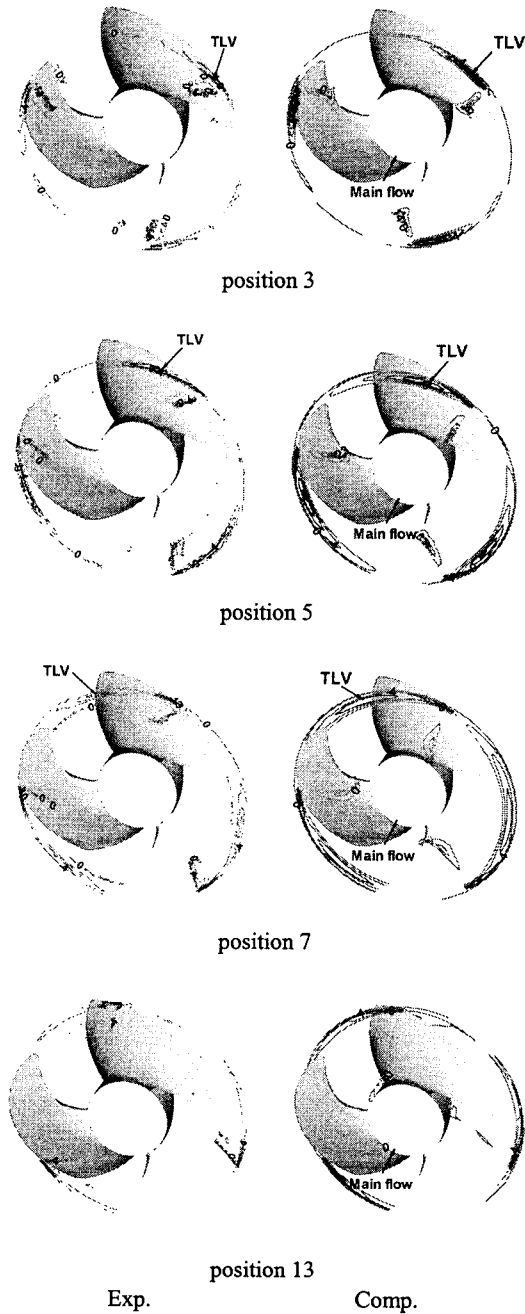


Fig. 11 Distribution of the normalized streamwise vorticity inside blade passage

류가 원주 방향으로 이동하면서 속도 결함의 위치 역시 흡입면에서 압력면쪽으로 이동하였다. 익단 누설 와류가 사라지는 위치 17에서는 익단 부근에서의 속도 결함이 사라지고 비점성 유동 특성을 점차적으로 회복하는 것을 볼 수 있다.

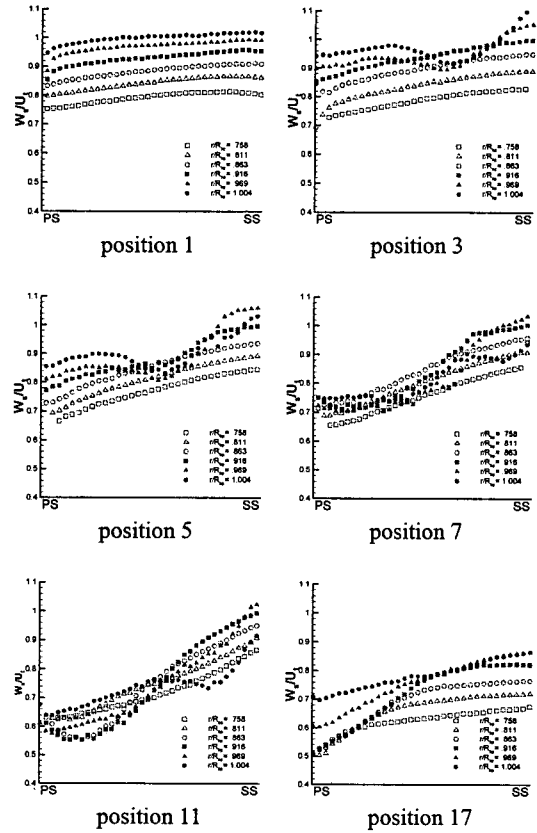


Fig. 12 Blade-to-blade distribution of streamwise velocity at several axial positions (measurement)

익단 누설 와류의 특성을 보다 구체적으로 파악하기 위해서 Fig. 13(a)와 같이 누설 와류의 중심을 통과하는 좌표계 (s, τ, r) 를 정의하였다. 여기서 s 는 유선 방향을, τ 는 수직 방향을, r 은 반경 방향을 나타낸다. Fig. 13(b)는 축방향 각 단면에서의 유선 방향 속도를 나타낸다. 누설 와류 중심에서 발생하는 속도 결함으로부터 누설 와류의 위치가 블레이드 후연으로 갈수록 반경 방향 안쪽으로 이동하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 14는 (s, τ, r) 방향으로의 난류 강도 T_i 를 나타낸다. 익단 누설 와류는 반경 방향 난류 강도가 가장 큰 값을 가지는 강한 비등방성 특성을 나타내었다. 이러한 누설 와류의 비등방성은 레이놀즈 응력 모델 사용의 필요성을 뒷받침한다. Fig. 15는 유로 내부의 전압손실 계수의 분포를 나타낸다. 전압 손실 계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\zeta_{loss} = \frac{\rho \Omega^2 (r C_{\theta} - r_1 C_{\theta 1}) - (P_i - P_{i1})}{\rho U_i^2 / 2} \quad (8)$$

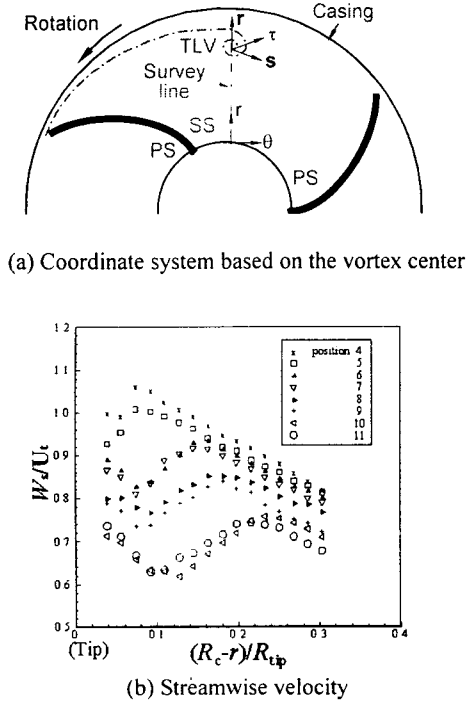


Fig. 13 Coordinate system based on the vortex center and streamwise velocity along the survey line (measurement)

여기서 r 은 회전축으로부터의 반경, C_0 는 원주 방향 절대 속도 성분, P_1 는 전압, 하첨자 1은 블레이드 입구를 나타낸다. 분자의 첫번째 괄호는 회전익이 유체에 한 일을 나타내며, 두번째 괄호는 절대 좌표계상에서의 전압 차이를 나타낸다. 누설 유동과 통과 유동 사이의 상호 작용에 의한 유선 방향 속도 결함은 전압 결함으로 나타나고, 손실에 그대로 반영된다. 위치 3 에서 흡입면 근처의 손실 영역은 익단 누설 유동의 말림이 시작되는 것을 보여준다. 블레이드 익단과 케이싱 사이의 상대 운동으로 익단 누설 와류는 블레이드 흡입면으로부터 인접한 블레이드의 압력면으로 이동하게 되므로, 익단 누설 와류가 하류로 진행하면서 손실이 큰 영역이 반경 및 접선 방향으로 확대되었다(위치 7 및 11). 위치 19 및 21 에서는 후류에 의해 발생하는 손실을 명확히 볼 수 있다.

4.4 대류항 차분 기법의 정확도가 익단 누설 유동 계산 결과에 미치는 영향

축류형 팬 내부에서는 통과 유동과 익단 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.

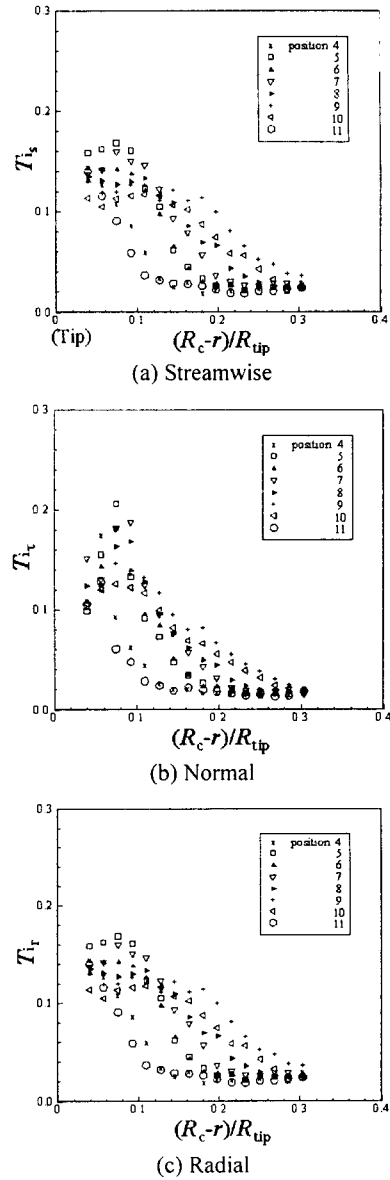


Fig. 14 Turbulence intensity along the survey line (measurement)

본 연구에서는 이러한 차분 기법이 익단 누설 유동 해석에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 운동량 방정식, 난류 수송 방정식 및 레이놀즈 응력 방정식의 대류항 처리에 1차 상류 차분법 및 2차 상류 차분법을 적용하여 계산 결과를 서로 비교하였다. Fig. 16 은 1차 상류 차분법을 적용해서 계산한 블레이드 및 케이싱에서의 정압 계수 분포를 나타낸다. 블레이드에서의 정압 계수 분포의 경우, 2차 상류 차분법을 이용한 Fig. 6(a)와 비교시 정압 계수의 크기 및 분포에서 상당한 차이가

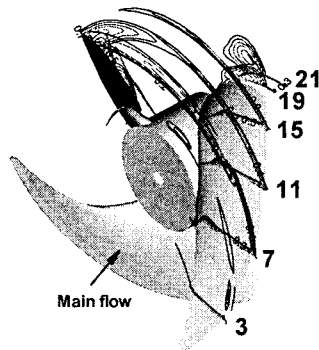


Fig. 15 Total pressure loss coefficient distribution inside the blade passage (computation)

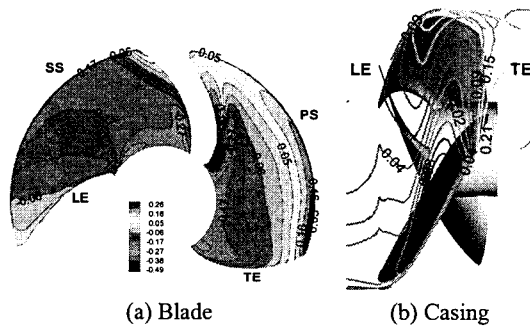


Fig. 16 Static pressure coefficient on the blade surface and the casing (computation with 1st order upwind scheme)

발생하며, 흡입면에서 최소 압력 지점이 명확히 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 케이싱에서의 정압 계수 분포의 경우 압력골이 명확하게 나타나지 않았다. 요약하면, 축류형 팬 내부의 익단 누설 유동을 정확하게 해석하기 위해서는 보다 향상된 난류 모델의 사용도 중요하지만, 정확도가 높은 차분 기법이 반드시 선행되어야 한다는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 3 차원 LDV 측정 및 상용 유동 해석 프로그램인 FLUENT 를 이용해서 최대 효율 점에서 작동하는 축류형 팬의 익단 간극 유동 특성을 파악하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 블레이드 최대 정압차가 발생하는 위치에서 시작된 익단 누설 와류는 유로를 따라 진행하면서 케이싱에 부딪혀서 압력골을 형성하였는데, 이것은 결국 누설 와류의 궤적에 해당한다.

(2) 익단 누설 와류에 의한 역류 발생은 입구에서 유입되는 통과 유동에 대해서 blockage 로 작용하게 되어 익단 누설 와류 아래 부분에서 유동이 가속하였다.

(3) 익단 누설 와류 및 누설 제트 영역에서 상당한 크기를 가진 유선 방향 와도는 통과 유동 및 케이싱 경계층과의 상호 작용, 그리고 누설 와류의 확산으로 인해 블레이드 후연쪽으로 진행하면서 강도가 점차적으로 감소하였다.

(4) 익단 누설 유동을 정확하게 해석하기 위해서는 비등방성 난류 유동장 계산이 가능한 난류 모델의 사용과 과도한 수치적 확산을 막기 위한 고차의 차분 기법이 병행되어야 사용되어야 한다.

(5) 누설 와류의 궤적 및 크기를 포함한 전체적인 계산 결과는 실험 결과와 전반적으로 잘 일치하였다.

본 연구를 통해서 얻은 익단 누설 유동 관련 해석 결과는 익단 누설 와류에 의해 유도된 소음 해석 및 익단 누설 유동 제어 기법 개발을 위한 기초 자료로 사용될 수 있다.

후 기

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

참고문헌

- (1) Morris, S. C., Good, J. J. and Foss, J. F., 1998, “Velocity Measurements in the Wake of an Automotive Cooling Fan,” *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol.17, pp. 100~106.
- (2) Lauchle, G. C., MacGillivray, J. R. and Swanson, D. C., 1997, “Active Control of Axial-Flow Fan Noise,” *J. Acoust. Soc. America*, Vol.101, pp.341~349.
- (3) Choi, J. H. and Kim, K. Y., 2000, “Assessment of Numerical Optimization Algorithms in Design of Low-Noise Axial-Flow Fan,” *Trans. KSME (B)*, Vol.24, No.10, pp.1335~1342.
- (4) Kim, J. K. and Kang, S. H., 2000, “Performance and Flow Characteristics of a Forward Swept Propeller Fan,” *Trans. KSME (B)*, Vol.24, No.1, pp.75~84.
- (5) Rains, D. A., 1954, “Tip Clearance Flows in Axial Flow Compressors and Pumps,” *Hydrodyn. Mech. Eng. Lab., California Institute of Technology, Report No. 5*.
- (6) Inoue, M. and Kuroumaru, M., 1989, “Structure of Tip-Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor,” *ASME J. Turbomachinery*, Vol.111, pp.250~256.
- (7) Lakshminarayana, B. and Pouagare, M., 1982, “Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage – Part I: Mean Velocity

- Profiles and Annulus Wall Boundary Layer," *ASME J. Eng. Power*, Vol.104, pp.761~771.
- (8) Lakshminarayana, B., Davino, R. and Pouagare, M., 1982, "Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage - Part 2: Turbulence Properties," *ASME J. Eng. Power*, Vol.104, pp.772~781.
- (9) Puterbaugh, S. L. and Brendel, M., 1997, "Tip Clearance Flow-Shock Interaction in a Transonic Compressor Rotor," *J. Prop. Power*, Vol.13, pp.24~30.
- (10) Sieverding, C. H., "Secondary and Tip-Clearance Flows in Axial Turbines," Von Karman Inst. Lecture series, *LS 1997-01*.
- (11) FLUENT, 1998, User's Guide Ver.5, FLUENT Inc.
- (12) Synder, P. K., Orloff, K. L. and Reinath, M. S., 1984, "Reduction of Flow Measurement Uncertainties in Laser Velocimeters with Nonorthogonal Channels," *AIAA J.*, Vol.22, No.8, pp.1115~1123.
- (13) 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 Joint Conf. on 6th Int. Symp. on Advances in Num. Modeling of Aerodyn. and Hydrodyn. in Turbomachinery*, Montreal, Canada
- (14) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2002, "Numerical Analysis of Internal Flow through Impeller for Matching Turbocharger", Final Report, KIMM.
- (15) Durbin, P. A., 1996, "On the k -3 Stagnation Point Anomaly," *Int J. Heat Fluid Flow*, Vol.17, pp.89~90.
- (16) GAMBIT, 1998, User's Guide Ver.1, FLUENT Inc.
- (17) Lighthill, M. J., 1952, "On Sound Generated Aerodynamically: 1. General theory," *Proc. Royal Society*, A211, pp.564~587.