

축류팬의 비정상 유동장 및 유동소음의 수치 해석

김 옥,¹ 허 남 건,^{*2} 전 완 호³

NUMERICAL ANALYSIS OF UNSTEADY FLOW FIELD AND AEROACOUSTIC NOISE OF AN AXIAL FLOW FAN

Wook Kim,¹ Nahmkeon Hur^{*2} and Wan-Ho Jeon³

Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes(URANS) and Large Eddy Simulation(LES) simulation of an axial flow fan are calculated upon same conditions and computational grids in order to study aeroacoustic noise of an axial flow fan numerically. Results of computed performance and predicted noise are compared with those of measurement. Both performances show accurate results with a significant difference of less than 5%. However, noise of LES result is more close to measured noise qualitatively than URANS. Levels of tonal noises of both LES and URANS are quite similar with those of measured at BPF(Blade Passing Frequency) in sound spectrum. However, as leading edge separation and tip vortex shedding phenomena of LES are showed more clearly than those of URANS, sound level of broadband noise of LES corresponds better than that of URANS, especially.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 축류팬(Axial Flow Fan), 유동소음(Flow Noise; Aeroacoustic Noise), 대와류모사(LES), 비정상 레이놀즈-평균 나비에-스톡스(URANS)

1. 서 론

축류팬은 냉각기와 에어컨과 같은 가전 제품과 자동차 등에서 냉기의 순환 및 열교환기의 냉각을 위하여 사용되고 있다. 이러한 쉬라우드가 팬의 날개의 일부만을 덮는 구조로 되어 있는 저압 저속용팬은 가전제품과 자동차의 품질이 향상됨에 따라서 성능 향상과 소음 개선을 위한 연구가 실험적인 방법과 전산유체역학과 Ffowcs Williams-Hawking(FW-H) 방정식을 이용하여 유동 소음을 정확하게 예측하고자 하는 연구가 진행되고 있다[1-16]. Jang 등은 에어컨 실외기용 축류팬의 소음원이 날개면의 압력 변동에 따라 발생하며 LSV(Leading edge Separation Vortex)와 TP(Tip Vortex)의 거동을 LDV(Laser Dopler Velocimeter)를 이용하여 측정하였으며 LES(Large Eddy Simulation)을 이용하여 해석하였다[3,4]. Jeon 등은 냉각고 기

계실에서 사용되는 축류팬의 소음을 Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes(URANS) 해석과 FW-H 방정식으로 예측한 바가 있다[9].

일반적으로 팬에서 발생하는 소음은 크게 광대역 소음(broadband noise)과 톤 소음(tonal noise)로 이루어져 있다. 가전제품과 자동차에 사용되는 저속 팬의 소음 발생은 주로 날개면 상의 압력 변동에 의한 이극자 소음원(dipole source)이 주요한 소음원으로 알려져 있다[17].

URANS와 LES는 난류 유동을 수치 해석하기 위한 난류 모델이다. URANS는 난류 유동의 에너지가 많으며 크기가 큰 와동을 모델링한 것이다. 반면에 LES는 난류 유동에서 발생하는 와동을 큰 것은 직접해석하고 필터보다 작은 크기의 와동을 모델링하는 방법이다. URANS와 LES 방법은 이러한 모델링 방법의 차이에 의해서 수치 해석 결과가 달라질 수 있으므로 URANS와 LES 해석의 차이점에 대한 연구가 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 URANS 해석과 LES 해석에 의한 성능과 소음 예측 결과를 비교하였다.

URANS 해석의 경우에는 상대적으로 해석 시간이 짧기 때문에 해석 시간이 충분하지 않은 산업계에서 많이 사용되고 있다. 반면에 LES 해석의 경우에는 수치 해석 결과가 더 정

접수일: 2010년 10월 11일, 수정일: 2010년 12월 22일,
게재확정일: 2010년 12월 24일.

1 정회원, 서강대학교 대학원 기계공학과

2 종신회원, 서강대학교 기계공학과

3 정회원, (주)세덕 기술연구소

* Corresponding author, E-mail: nhur@sogang.ac.kr

확한 것으로 알려져 있지만 해석 시간이 상대적으로 많이 필요하다.

URANS에서는 시간 평균된 난류 모델을 사용하며 큰 와동에 대한 물리적 모델링이므로 실제 유동에서 발생하는 작은 와동까지 묘사하기 힘들기 때문에 광대역 소음의 예측이 어려울 수 있다고 알려져 있다. LES의 경우에는 비교적 작은 와동까지 예측할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 동일한 해석 조건에서 URANS 수치 해석과 LES 수치 해석에 대해서 팬의 성능 예측 결과와 유동 소음 예측 결과를 비교하였다.

2. 유동 및 소음 해석 방법

2.1 회전체 해석을 위한 나비에-스톡스 방정식

팬과 같은 움직이는 물체에 의한 유동을 수치 해석하기 위해서 ALE(Arbitrary Lagrangian Eulerian) 방법을 이용하였다. ALE 방법은 고정좌표계에서 비정상 레이놀즈-평균 나비에-스톡스 방정식은 다음의 식에서와 같이 움직이는 고체 표면의 속도(v_i)를 고려하여 다음의 식과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial(u_i - v_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j - v_j) \rho u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{2}$$

2.2 $k-\epsilon$ 난류 모델과 LES

난류 유동은 복잡한 와동이 발생하게 되는데 이러한 와동의 크기는 매우 작은 것까지 있기 때문에 난류 유동을 직접적으로 수치 해석하기에는 한계가 있다. 따라서 난류 모델을 적용하여 이러한 와동을 묘사하는 방법을 이용한다. 본 연구에서는 난류 모델로서 $k-\epsilon$ 난류 모델과 LES 모델을 이용하였다[17,18].

운동량 방정식에서 시간의 변화에 따라 변동하는 속도를 평균 속도와 섭동하는 속도 부분의 2가지 성분으로 나누었을 때 식 (3)의 운동량 방정식이 유도된다. 또한, 섭동하는 속도 성분으로 구성된 난류 응력을 유도할 수 있으며 이를 레이놀즈 응력이라고 한다. 분자 점성 응력은 속도의 변형에 수직이라는 가정을 난류 응력에도 적용하여 레이놀즈 응력을 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다. 또한 레이놀즈 응력이 평균 속도에 수직으로 가정하였을 때 그 매개 변수로서 난류 와동 점성 μ_t 로 간주하며 난류 에너지 k 와 난류 소산율 ϵ 는 다음의 식 (5-7)과 같이 정의한다.

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j \rho u_i}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \tag{3}$$

$$- \overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \overline{\rho k} \delta_{ij} \tag{4}$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \tag{5}$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \tag{6}$$

$$\epsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \frac{\partial u_i'}{\partial x_j}} \tag{7}$$

2 방정식 $k-\epsilon$ 난류 모델은 난류에너지와 난류소산율을 수송방정식을 이용하여 식 (8)과 (9)의 형태로 나타나게 되며 상수들은 실험이나 이론적인 방법에 따라서 결정된다. 이와 같이 유동의 시간에 따라 변동하는 현상을 시간 평균 개념에서 평균 값과 섭동 성분으로 구분하는 방법을 RANS라고 하며, 2 방정식 $k-\epsilon$ 난류 모델은 RANS 방법들 중에서 수렴성이 안정적이며 계산 속도가 빠른 특징이 있다. $k-\epsilon$ 난류 모델의 수송 방정식은 다음의 식과 같다.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (u_i - v_i) \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_S - \rho \epsilon \tag{8}$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (u_i - v_i) \rho \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} G_S - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \tag{9}$$

$$G_S = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{10}$$

위 방정식의 상수항은 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델은 경험적으로 결정되었으며 RNG $k-\epsilon$ 난류모델의 경우에는 이론적인 푸리에 해석에 의해서 결정되었다. 본 연구에서는 RNG $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하였다.

LES는 RANS와는 달리 가능한 한 난류 모델을 적용하지 않고 난류 현상을 직접 해석하기 위한 방법의 하나로서 어떠한 기준 크기를 두어 그 크기보다 작은 와동은 모델을 적용하여 해석하고 그 크기보다 큰 와동은 직접 해석하기 위한

방법이다. 이러한 의미에서 Subgrid-scale(SGS) 모델이라고도 한다. RANS는 난류 유동의 에너지가 많으며 크기가 큰 와동을 모델링하는 것인 반면에 SGS 모델은 필터 보다 작은 크기의 와동을 모델링한다.

식 (11)의 \bar{u} 는 필터로 걸러진 속도로서, 식 (11)로 필터링하여 나비에-스톡스 방정식을 식 (12)와 같이 정리할 수 있다. 식 (12)의 오른쪽 마지막 항에 있는 속도 성분을 레이놀즈 항이라고 하며 SGS 모델중에서 Smagorinsky 모델[18]을 적용하면 식 (13)으로 표현된다.

$$\bar{u}(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} G(x - \xi) u(\xi, t) d\xi \quad (11)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{\rho} \bar{u}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \rho (\bar{u}_i \bar{u}_j - \overline{u_i u_j})}{\partial x_j} \quad (12)$$

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j = \overline{u_i' u_j'} = 2(C_S \Delta)^2 |\bar{S}| \bar{S}_{ij} \quad (13)$$

$$|\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad (14)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

여기서, C_S 는 Smagorinsky 모델 상수이고 Δ 는 필터 크기이다.

2.3 수치 해석을 이용한 축류팬의 비정상 유동 해석

본 연구에서는 상용 CFD 프로그램인 SC/Tetra Ver. 7을 MPI 병렬 알고리즘을 이용하여 계산하였다. SC/Tetra의 공간 이산화 방법은 노드 기반 FVM을 이용하였으며 시간 이산화 방법은 음해법(implicit method)을 이용하였으며 대류항의 이산화에는 2차 정도의 MUSCL(Monotone Upwind Schemes for Scalar Conservation Laws) 알고리즘이 이용되었다. 팬의 회전을 고려하기 위하여 정지 영역과 회전 영역을 미끄럼격자(sliding mesh) 방법을 이용하여 정지 영역과 회전 영역의 테이터를 보간 하였다.

2.4 유동 소음의 예측 방법

Neise[19]는 시간에 따른 고체 표면에서의 압력의 변동에 따른 이극자 소음원이 팬 소음의 주요한 원인임을 보여주었다. 본 연구에서는 회전 영역인 팬과 정지 영역인 쉬라우드의 표면에서의 압력 변동에 의한 이극자 소음을 계산하기 위하

여 식 (16)과 같이 FW-H 방정식의 비동차 파동 방정식으로 나타내었다. 식 (16)의 오른쪽의 첫 번째 두 번째와 세 번째 항은 각각 단극자, 이극자 그리고 사극자 항을 나타낸다. 본 연구에서는 저속 팬의 주요 소음원이 이극자 소음원이므로 식 (16)에서 이극자 소음원만 고려하여 음압을 구한다.

$$\left(\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right) p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho v_n \delta(f) \nabla f] - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p \delta(f) \nabla f] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (16)$$

여기서, a_0 는 음속, $H(f)$ 는 Heaviside 분포, n_i 는 표면의 법선 벡터이다.

시간에 따라 변화하는 음압(p')은 움직이는 고체 표면의 힘과 그 힘의 시간 변화량 등을 이용하여 식 (17)과 같이 정리된다.

$$p' = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_0 r^2 (1 - M_r)^2} \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right] \quad (17)$$

여기서, r 은 소음원과 관측점까지의 거리, F_i 는 고체 표면의 힘 벡터이며, r_i 는 소음원과 관측점 사이의 거리벡터 그리고 x_i 와 y_i 은 관측점과 소음원의 좌표이다. 그리고, M_r 은 다음의 식 (18)과 같다.

$$M_r = \frac{(x_i - y_i)}{r} M_i \quad (18)$$

본 연구에서는 유동소음을 예측하기 위하여 유동장의 해석은 URANS 또는 LES를 이용하여 해석하고 이때 고체표면에서의 압력변동 값을 저장하여 식 (17)의 시간에 따라 변화하는 음압식의 입력하였다. 자유 음향장에서의 음압을 예측하기 위하여 고체 표면의 각각의 요소에 이 방정식을 적용하였다. 이러한 해석에서는 음 전파시에 고체에 의한 회절, 산란 그리고 반사는 고려하지 않았으며 음원에서 발생하는 음의 방사만 고려하였다.

3. 축류팬의 CFD 해석과 소음 예측

3.1 팬테스터의 유동 해석 설정

팬의 유동소음에 관한 수치 해석을 위해서는 유동장 해석이 필수적이다. 본 연구에서는 수치적 기법으로 팬을 해석하기 위해서, Fig. 1과 같은 무향 팬테스터의 모델을 만들고 팬을 미끄럼격자를 이용하여 회전시켜 팬의 유동을 해석하였다.

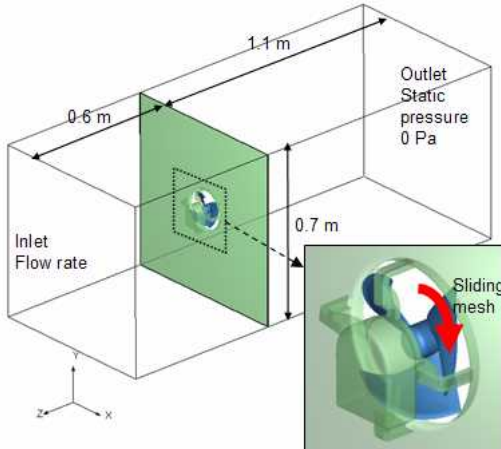


Fig. 1 Computational domain for a fan and a tester

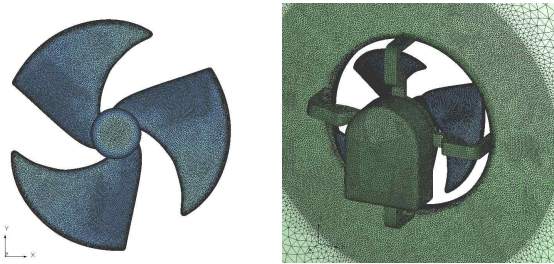


Fig. 2 Shape of axial flow fan and assemblies with motor, strut and shroud

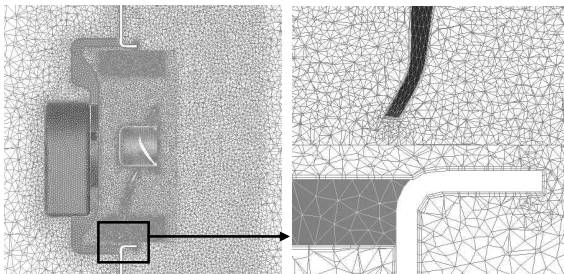


Fig. 3 Refined computational grids for a fan and shroud

팬 모델은 팬 주변의 구조물인 모터와 지지대를 포함하였으며 팬은 3개의 날개를 가지며 직경은 150 mm이다. 팬테스터 모델은 실제 모델과 비슷하게 팬 전후방에 각각 1.1 m와 0.6 m의 챔버 공간을 설정하였다. 경계조건은 팬의 성능곡선을 계산하기 위하여 입구에 유량조건을 설정하였고 출구는 대기압 조건으로 설정하였다. 팬 회전속도는 1055 rpm으로 일정하게 설정하였으며 비정상 해석의 시간 간격은 0.63 msec로 설정하였다.

Fig. 2에는 냉장고 기계실에 사용되는 3 날개 축류팬을 나타내었으며, 본 연구에서 고려한 해석 모델은 모터부와 연결

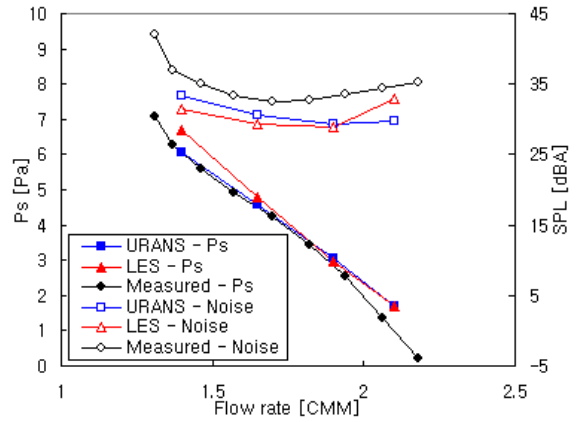


Fig. 4 Fan performance and noise curves

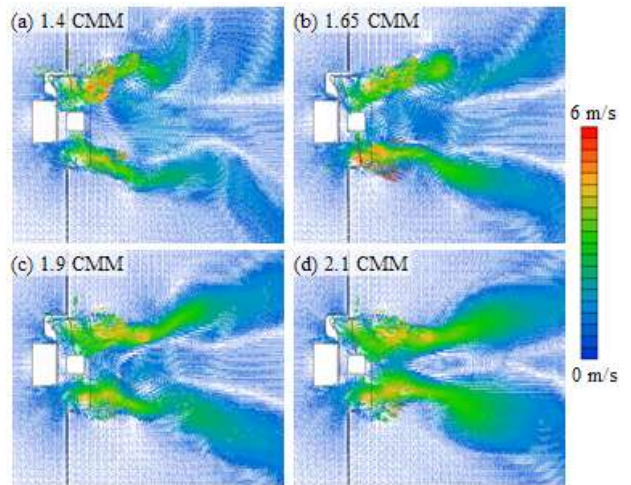


Fig. 5 Velocity vector plots (URANS)

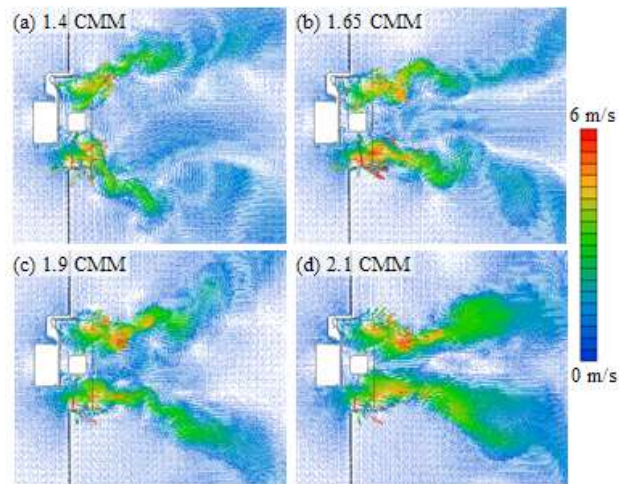


Fig. 6 Velocity vector plots (LES)

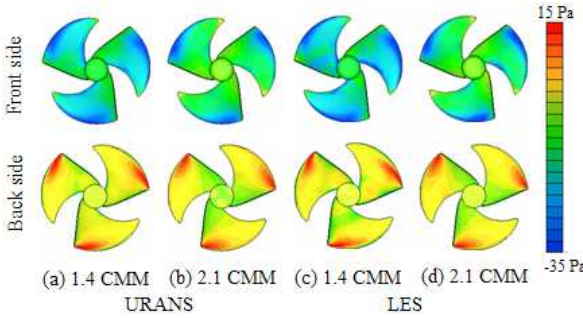


Fig. 7 Static pressure distribution (fan surface)

부까지 포함한 팬 모델이다.

계산 격자는 노드수 146만개 (요소수 555만개)의 격자계로 구성하였으며 팬 유동에서 복잡한 유동 박리와 재부착이 발생하는 팬의 끝단, 전연 및 후연에 계산 격자를 집중하여 보다 조밀한 격자를 구성하였다.

3.2 축류팬의 유동 해석 결과

Fig. 4는 URANS와 LES의 수치해석 결과를 유동 성능과 소음의 수치 해석결과를 실험 결과와 비교하여 표시한 것이다. 무향 팬테스터 결과에서 유동 성능은 URANS는 8%, LES는 10%의 차이를 보였다. 유동 소음 해석 결과는 실험 결과와 정량적인 차이는 약 4 dBA 정도 차이가 났지만 정성적인 결과는 URANS 보다 LES가 고품량에서 소음이 증가하는 경향성을 보여주었다.

Fig. 5,6은 URANS와 LES 해석의 중앙 단면에서의 속도 벡터를 나타낸 그림이다. 각 그림은 1.4 CMM의 저풍량/고정압 조건과 2.1 CMM의 고품량/저정압 조건을 보여주고 있다.

URANS와 LES 두 해석 방법에서 공통적으로 고품량 영역에서는 후류의 속도분포가 축방향으로 길게 늘어져 있으며 팬은 회전에 의하여 원심력을 유동에 전달하게 된다. 고정압 영역에서는 이러한 원심력과 후류의 저항으로 인해서 유동이 반경방향으로 많이 나아가게 된다. 또한, LES 결과는 URANS 결과에 비해서 후류의 유동이 더 강한 와동을 형성하는 것을 보여준다.

Fig. 7은 팬 전후면의 압력으로서 전면의 압력분포는 쉬라우드와의 간섭으로 팁 부근에서 상당히 낮으며 전연 영역에서도 압력이 낮은 것을 알 수 있다. 후면에서의 압력은 끝단과 후연이 교차하는 부분의 압력이 높으며 고정압 조건에서 후면의 압력이 상승함을 알 수 있다.

3.3 축류팬의 유동 소음 해석 결과

FW-H 방정식을 사용하여 해석한 소음레벨은 Fig. 8에 실험 결과와 비교하였다. 풍량 조건이 1.65 CMM인 중간 풍량

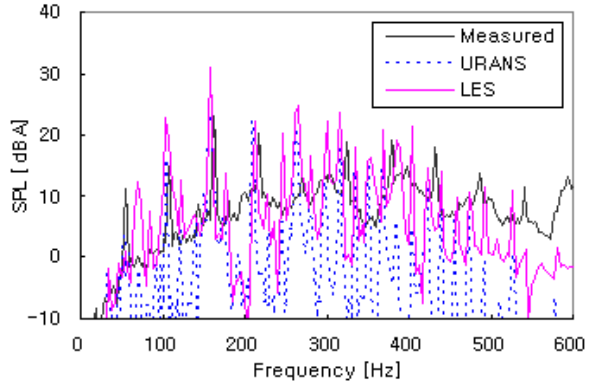


Fig. 8 Sound spectrum of calculated and measured data

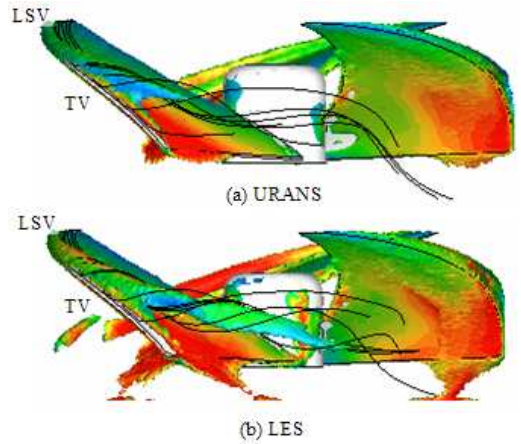


Fig. 9 Unsteady behavior of vortex core structures and streamlines surrounding vortex cores

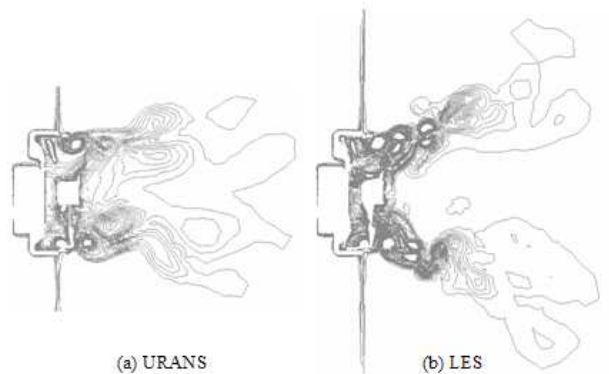


Fig. 10 Velocity vector plot on the mid-section of a fan

에서의 측정 소음 스펙트럼과 2가지 방법으로 해석된 스펙트럼의 비교가 Fig. 9에 있다. 055 rpm에서 BPF(Blade Passing Frequency)는 52.75 Hz이다. 600 Hz까지의 스펙트럼을 분석한

결과 LES 해석과 URANS 해석 모두 BPF의 톤소음은 잘 예측되었다. 반면에 LES 해석 결과는 광역소음에서도 URANS 해석보다는 비교적 더 잘 예측된 결과를 보여주고 있다.

Fig. 9는 팬의 날개에서 박리되는 와동을 나타낸 것으로 동일한 조건에서 URANS와 LES 수치 해석 결과를 비교한 것이다. URANS의 경우 LSV(Leading edge Separation Vortex)와 TV(Tip Vortex)가 합쳐지는 것 까지는 수치 해석으로 나타나고 있지만 합쳐진 이후 와동은 사라진다. 그러나, LES 수치 해석 결과에서는 LSV와 TV가 합쳐진 이후 다음 날개와의 중간 지점까지 흘러지다가 점차적으로 사라지고 있는 것을 알 수 있다. 또한, 유선의 경우 URANS 보다 LES에서 보다 LSV가 더 많은 회전을 하면서 흘러지며 이러한 회전 유동이 와동의 계산 결과의 차이를 보여주고 있다. LES 결과에서는 T와 연관된 작은 와동까지도 잘 나타나며 이러한 작은 와동들은 광대역 소음을 발생시키는 원인이다.

이러한 와동의 흐름을 팬 후류의 중앙 단면에서 Fig. 10에 나타내었다. URANS의 경우 와류는 팬의 후류에서 바로 소산되지만 LES의 경우에는 팬의 후류 먼 곳까지 흘러지며 팬 후류의 유동 현상이 대칭적으로 나타난다.

4. 결 론

저속 축류팬에 대해서 팬테스터 조건에서 수치 해석 방법으로 유동 소음을 계산하였다. 수치 해석시에 비정상 유동장은 미끄럼격자 방법을 이용하였다. 수치 해석 방법에 따른 결과를 비교하기 위하여 2가지 난류 모델인 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용한 URANS와 LES 모델의 결과를 실험 측정치와 비교하였다. 그 결과 유동 성능 결과는 URANS의 경우 8%, LES는 10%의 정확도를 보여 주었다. 소음 스펙트럼에 대해서는 LES 결과가 실험 측정치와 근접한 결과를 보여주었으며 LES 해석 결과는 와동 흐름의 예측이 URANS 보다 잘 나타났으며 이로 인해 광대역 소음의 결과가 더 개선된다는 것을 보여주었다.

후 기

이 논문은 2010년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받은 '다중현상 CFD연구센터(ERC)'의 과제료 수행된 연구이며 이에 감사드립니다.(No.20090083510)

참고문헌

[1] 1969, Ffowcs Williams, J.E. and Hawkings, D.L., "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion,"

Proc. Royal Society, A264, pp.321-342.
 [2] 1999, Jeon, W.-H. and Lee, D.J., "An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller," *J. sound and vibration*, Vol.222, pp.505-511.
 [3] 2001, Jang, C.-M., Furukawa, M. and Inoue, M., "Analysis of vortical flow field in a propeller fan by LDV measurements and LES-Part I: three-dimensional vortical flow structures," *J. fluids engineering*, Vol.123, pp.748-754.
 [4] 2001, Jang, C.-M., Furukawa, M. and Inoue, M., "Analysis of vortical flow field in a propeller fan by LDV measurements and LES-Part II: unsteady nature of vortical flow structures due to tip vortex breakdown," *J. fluids engineering*, Vol.123, pp.755-761.
 [5] 2003, Jeon, W.-H., "A numerical study on the effects of design parameters on the performance and noise of a centrifugal fan," *J. sound and vibration*, Vol.265, pp.221-230.
 [6] 2003, Kato, C., Kahio, M. and Manabe, A., "An overset finite-element large-eddy simulation method with application to turbomachinery and aeroacoustics," *J. applied mechanics*, Vol.70, pp.32-43.
 [7] 2004, Maaloum, A., Kouidri, S. and Rey, R., "Aeroacoustic performance evaluation of axial flow fans on the unsteady pressure field on the blade surface," *J. applied acoustics*, Vol.65, pp.367-384.
 [8] 2004, Lee, S. and Sun, H., "Numerical prediction of centrifugal compressor noise," *J. sound and vibration*, Vol.269, pp.421-430.
 [9] 2006, Kim, W., Jeon, W. H., Cho, J.H., Shin, D.S. and Kim, H., "Numerical study on the noise generation of the axial flow fan in a refrigerator," *Proc. Internoise2006*, IN06, 225. USA.
 [10] 2006, kergourlay, G., Kouidri, S., Rankin, G. W. and Rey, R., "Experimental investigation of the 3D unsteady flow field downstream of axial fans," *J. flow measurement and instrumentation*, Vol.17, pp.303-314.
 [11] 2006, Moreau, S., Henner, M., Casalino, D., Gullbrand, J., Iaccarino, J. and Wang, M., "Toward the prediction of low-speed fan noise," *Proceedings of the Summer Program on center for turbulence research*, pp.519-531.
 [12] 2006, Liu, Q., Qi, D. and Mao, Y., "Numerical calculation of centrifugal fan noise," *J. mechanical engineering science*, Vol.220, pp.1167-1177.
 [13] 2007, Reese, H., Kato, C. and Carolus T.H., "Large eddy

- simulation of acoustical sources in a low pressure axial-flow fan encountering highly turbulent inflow," *J. fluids engineering*, Vol.129, pp.263-272.
- [14] 2007, Carlous, T., Schneider, M. and Reese, H., "Axial flow fan broad-band noise and prediction," *J. sound vibration*, Vol.300, pp.50-70.
- [15] 2008, Rafael, B.-T., Sandra, V.-S. and Juan, P. H.-C., "Noise prediction of a centrifugal fan: numerical results and experimental validation," *J. fluids engineering*, Vol.130, 091102-1-091102-12.
- [16] 2009, Hsia, S.-Y., Chiu, S.-M. and Cheng, J.-W., "Sound field analysis and simulation for fluid machines," *J. advances in engineering software*, Vol.40, pp.15-22.
- [17] 1999, Ferziger, J.H. and Peric, M., *Computational methods for fluid dynamics*, Springer, 2nd edition.
- [18] 1998, Sagout, P., *Large eddy simulation for incompressible flows*, Springer.
- [19] 1992, Neise, W., "Review of fan noise generation mechanisms and control methods," *An International INCE Symposium of fan noise*, pp.45-56.