

축류팬의 유동소음 정확도 향상을 위한 수치해석에 관한 연구

A study on the numerical method to predict the accurate aeroacoustic noise on axial fan

전완호†*, 임태균*, 御法川 學**

Wan-Ho Jeon, Tae-Gyun Lim and Gaku Minorikawa

Key Words : CFD(전산유체역학), CAA(전산유동소음), Aeroacoustic(유동소음), Small fan(소형팬), Axial fan(축류팬).

ABSTRACT

The paper describes the prediction method for the unsteady flow field and the aeroacoustic noise of an small axial fan. The prediction method is comprised of various CFD conditions and acoustic analogy by using Ffowcs Williams-Hawkins equation. The diameter of tested axial fan is 170 mm and number of blade is 5. Virtual anechoic room which has same size with real one was used for CFD. URANS and LES models were used. For mesh dependence study, a different mesh type was tested and optimized mesh was selected. Calculation conditions were also studied such as time step and turbulence model for accurate noise analysis. In this paper, we got optimum analysis conditions and computational results. The unsteady pressure fluctuation at given 4 points were compared between the measured data and computational results. Also, the predicted acoustic spectrum at 3 given microphone points were compared with measured ones.

1. 서 론

최근 전자기기의 소형화가 가속화됨에 따라 부품의 밀집도가 증가하게 되었다. 부품의 밀집도 증가는 내부에 발생되는 열을 증가시키며 협소한 공간에서 밀집된 부품을 냉각하기 위하여 기존 보다 작지만 고성능의 팬을 요구하게 된다. 하지만 동일한 팬의 냉각성능을 유지하기 위해서는 소형화된 팬의 RPM이 증가되어야 하기 때문에 소음과 소비전력이 동시에 증가하는 문제가 발생한다. 소형 팬을 설계하는 데에 있어서와 팬에서 발생되는 유동소음을 줄

이기 위해서는 기존의 시험에 의한 방법에는 한계가 있으며, 비정상 유동 현상을 이해할 수 있는 새로운 방법이 필요하다. 소형 터보기계는 최신의 측정장비를 이용하여도 비정상 유동을 확인하는 데는 큰 어려움이 있다. 따라서 유동해석 및 소음해석 결과에 대한 검증이 선행되어야 하는 것이 중요하지만, CFD와 같은 수치해석방법을 이용하여 예측 및 평가가 이루어지고 있다. 특히, 최근 일본에서는 소형 팬 소음 측정 표준화를 위한 연구의 일환으로 유동해석과 소음해석을 진행하여 검증을 수행하고 있다.^{(1),(2)}

한편, 팬의 유량 성능과 정압을 만족하기 위한 이전 연구를 살펴보면, CFD를 이용한 원심팬의 설계 프로세스에 대한 연구가 있었으며, 날개통과 주파수의 토널 소음과 조화 주파수는 원심팬의 주요 소음 원이었다. 날개통과 주파수의 토널 소음은 회전하는 임펠러와 고정되어져 있는 구조물과의 상호작용에

† 정회원, 쎄딕(주) 기술연구소

E-mail : whjeon@cedic.biz

Tel : 02-2624-0078 , Fax : 02-2624-0081

* 쎄딕(주) 기술연구소

** Hosei University, Japan, Professor

의해 발생되는 것으로 알려졌다.^{(3),(4)}

소음에 대한 연구 방법 중 전산유동소음(CAA; Computational Acoustic Analogy)방법은 2000년대에 들어와서 연구되기 시작한 기법으로 Lighthill 방정식을 실제 유동장에서 직접 계산하는 방법이다. 1954년에 Lighthill이 자유공간에서의 음파방정식을 만들었으며, 1955년 Curle이 Lighthill 방정식을 자유공간 내 물체가 있는 경우에도 적용할 수 있도록 수정하였다. 그 후 Ffowcs Williams와 Hawkings가 움직이는 물체에 대한 방정식으로 확장하였으며, Lawson이 움직이는 점 힘(Point force)에 의해 발생하는 음압에 대한 식을 유도하였다.^{(5),(6)} 최근에 Jeon과 Lee는 원심팬의 소음을 예측하는 기법을 개발하였다.^{(7),(8)} 이 예측 기법은 CFD의 비정상 유동 해석의 표면 압력 데이터를 이용하여 CAA의 소음 항을 계산함으로써 임펠러의 blade에서 발생되는 소음을 예측하였다.^{(8),(9)}

본 연구의 소형 축류팬 유동소음은 상용CFD S/W인 SC/Tetra V9⁽¹⁰⁾와 FW-H방정식의 이극자 소음원을 이용하여 음압을 계산하는 상용 공력소음 S/W인 FlowNoise V4.3가 사용되었다. 이와 같은 계산방법은 자동차의 사이드 미러나 다양한 팬에 적용되어 시험과 비교하여 좋은 결과를 얻었다.^{(11),(12)} 하지만 아직 소형 팬에 대한 연구는 많지 않은 실정이며 본 연구를 통하여 소형 팬의 유동소음 기법을 정립하고자 한다.

2. 비정상 유동 및 유동소음의 수치 해석 기법

2.1 비정상 유동의 지배방정식

팬과 같이 움직이는 물체에 대한 유동을 수치해석하기 위해 ALE(Arbitrary Lagrangian Eulerian)방법을 이용하였다. 고정 좌표계에서의 Navier-Stokes 방정식을 움직이는 고체 표면의 속도(v_i)에 대하여 고려하면 ALE방법은 다음의 식과 같이 표현된다.

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

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

여기서, u 는 비압축성 유체의 속도이고, v 는 움직이는 고체의 속도이다.

난류 유동을 직접적으로 수치 계산하기에는 어렵기 때문에 난류모델을 적용하여 이러한 와동을 묘사하는 방법이 이용된다. 식(1),(2)의 Navier-Stokes 방정식에서 시간의 변화에 따라 변동하는 속도를 평균속도와 섭동하는 속도성분으로 나누면 섭동하는 속도 성분에서 난류 응력을 유도할 수 있는데 이를 레이놀즈 응력이라고 하며 식(3)과 같이 유도된다. 레이놀즈 응력이 평균속도에 수직으로 작용한다고 가정하였을 때 그 매개 변수로서 난류 와동 점성을 μ 로 간주하면 식(4)와 같으며, 난류 에너지 k 와 난류 소산율 ϵ 은 다음과 같이 정의된다.

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

$$\mu_t = C_t \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_1^2} + \overline{u_2^2} + \overline{u_3^2}) \quad (5)$$

2방정식 $k-\epsilon$ 난류 모델은 난류 에너지와 난류 소산율을 수송방정식을 이용하여 나타내며, 상수들은 실험이나 이론적인 방법에 따라 결정된다. 2방정식 $k-\epsilon$ 난류 모델은 RANS(Reynolds Average Naiver-Stokes) 방법들 중에서 수렴성이 가장 안정적이며 계산속도가 빠른 특징이 있어 산업에서 많이 적용되고 있다. $k-\epsilon$ 난류 모델의 수송 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial(u_i - v_i)\rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_S + G_T - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial(u_i - v_i)\rho \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_S + G_T)(1 + C_3 R_f) - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (7)$$

$$G_S = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$G_T = g_i \beta \mu_t \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (9)$$

$$R_f = -\frac{G_T}{G_s + G_T} \quad (10)$$

2.2 CFD를 이용한 비정상 유동 계산 방법
 본 연구에서는 상용 CFD 코드인 SC/Tetra V9를 이용하여 비정상 유동장을 계산하였다. SC/Tetra의 기본적인 공간 이산화 방법은 node base FVM이며, 대류항의 이산화 방법은 2nd order MUSCL 기법을 이용하였으며, 이산화된 압력 공식을 얻기 위해 압력을 보정하는 SIMPLE(Semi Implicit Method Pressure Linear Equation)방법보다 공간간의 연결성이 더 강화된 SIMPLEC(SIMPLE Consistent)방법을 사용하였다. SIMPLE 알고리즘과 SIMPLEC 알고리즘은 동일한 순서를 따르지만, 속도 보정 방정식 형태에서의 차이점이 존재한다.

SIMPLEC 방법은 일반적으로 SIMPLE 방법에 비해 time step의 변화에 따른 빠른 수렴시간과 복잡한 유동장에서의 예측에 있어 안정적이어서 해의 수렴성이 더 좋은 것으로 알려져 있다.⁽¹³⁾ 회전 영역과 고정영역의 처리를 위하여 sliding 격자를 사용하였다.

2.3 유동소음 예측 방법

Neise는 팬의 깃과 베인 등에서 발생하는 비정상 힘의 교란인 이극이 팬 소음의 주된 원인임을 연구하였다.⁽¹⁴⁾ 그러므로 본 연구에서의 팬 소음은 이극에 의한 음향장을 예측하는 기법을 사용하였다. 식(11)은 Ffowcs Williams Hawking의 파동 방정식을 나타낸다.

$$\left(\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right) P' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho v_n \delta(f) \nabla f] - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p \delta(f) \nabla f] + \frac{\partial}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (11)$$

여기서, P' : sound pressure [Pa]

ρ : air density [kg/m³]

n_i : surface normal

a_o : speed of sound [m/s]

v_n : normal surface velocity [m/s]

p : static pressure [Pa]

$$T_{ij} : \rho u_i u_j + P_{ij} - a_o^2 \rho \delta_{ij}, \quad \text{Lighthill tensor [Pa]}$$

$\delta(f)$: Dirac-delta distribution

$H(f)$: Heaviside distribution

식(11)의 오른쪽의 세 항은 각각 단극, 이극, 사극을 나타낸다. 식(11)에서 오직 이극 항만 고려하고 힘을 점 힘(point force)로 나타내면 식(11)은 식(12)와 같이 정리된다.

$$P' = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_o r^2 (1 - M_r)^2} \left(\frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right) \right] \quad (12)$$

이 식은 움직이는 점 힘에 대한 음압을 나타내며, 우변의 첫 항은 힘의 시간 미분 값이고, 둘째 항은 가속도 항이다. 여기서 r 은 소음 원부터 관찰 점까지의 거리이며 M_r 은 다음과 같다.

$$M_r = \frac{(x_i - y_i)}{r} M_i \quad (13)$$

팬의 각 깃에 대하여 식(12)를 적용함으로써 자유장의 음압을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 음향장에서의 확산, 반사, 굴절의 영향은 고려되지 않았으며, 오직 소음원에서 자유장으로 방사되는 것에 대해서만 계산되었다.

3. 실험 장치 및 해석 조건

3.1 실험 장치

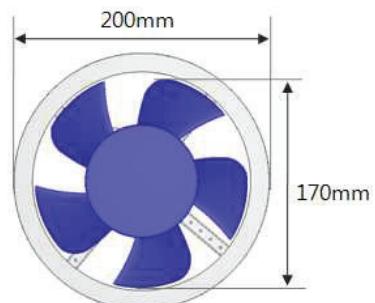


Fig. 1 Outline of test fan

본 연구에서 사용된 팬은 임펠러 직경이 $D_2 = 170$ mm이고 AC 모터에 의해 구동되는 축류 팬이다. 최대 유량과 최대 정압은 각각 $N = 2800$ rpm, $Q = 9.5 \text{ m}^3/\text{min}$, $p_s = 155 \text{ Pa}$ 이다. 운전조건은 2850 rpm으로 유동에 제한이 없는 자유공간의 무향실에서 측정되었다. 팬의 사이즈 및 형상은 Fig. 1과 같다.

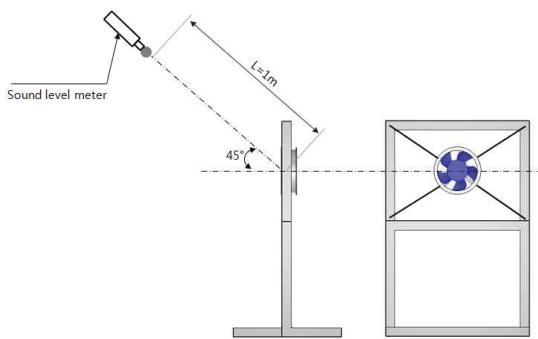


Fig. 2. Experimental setup of noise measurement

팬의 소음은 사운드 레벨 미터에 의해 측정되었으며, 팬의 중심으로부터 수직방향으로 45° 기울어진 위치에 대하여 수평방향으로 0° 의 1 m 떨어진 위치에서 소음을 측정하였다. Fig. 2는 소음 측정 위치를 나타낸다. 임펠러 회전 시 발생되는 소음의 신호는 FFT analyzer에 의하여 분석되어 졌으며, 회전수 2850 rpm에 따른 날개통과주파수(BPF; Blade Passing Frequency)는 237.5 Hz가 된다.

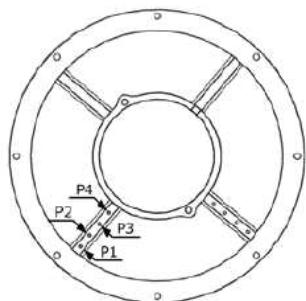


Fig. 3. Measurement points of pressure fluctuations

비정상 유동장 해석 결과를 검증하기 위해서 Fig. 3과 같이 팬모터 지지대에 압력 측정 센서를 4개 설치하였다. 쉬라우드 외곽으로부터 P1, P2, P3, P4

로 설치된 4개의 센서에서 측정된 압력의 비정상 변동과 비정상 유동장 해석 결과로 얻어진 동일한 위치에서의 비정상 압력 변동을 비교하여 유동장 해석의 정확도를 검증하였다.

3.2 해석 조건

팬 소음을 잘 예측하기 위해서는 기본적으로 정확한 비정상 유동해석을 얻는 것이 중요하다. 소형 축류 팬의 비정상 유동 계산을 위하여 실험조건과 동일한 가상 무향실을 Fig. 4와 같이 모델링 하였다. 해석 모델은 팬, 프레임, 지그 및 챔버로 구성되어졌으며, 팬은 왼쪽 벽으로부터 1.6 m, 뒤쪽 벽으로부터 0.6 m 바닥면으로부터 0.695 m 떨어진 곳에 설치되었다. 팬의 회전 조건을 위하여 sliding mesh 방법이 사용되었으며, 경계조건으로 챔버의 모든 면은 벽면으로 고려하였으며, 점착 조건(no-slip condition)이 부여되었다.

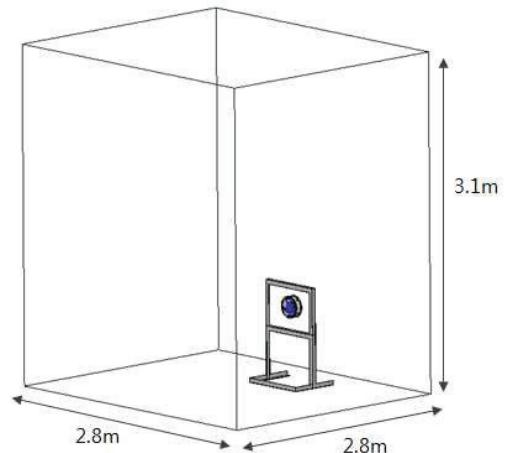


Fig. 4. Computational domain for the numerical analysis

4. 소음 예측 정확도 향상을 위한 인자 연구

4.1 해석 케이스

소음 해석에 큰 영향을 미치는 유동해석의 정확도를 향상시키기 위해 다양한 수치해석적 인자들에 대한 parameter 연구가 진행되었다. 본 연구에서 선정한 인자는 CFD의 격자 사이즈, 비정상 CFD해석 시 time step, 난류모델이다. 각 해석 조건은 Table.

1과 같다.

Table. 1 Analysis case

	격자수	Time step	난류 모델
case1	600 만	1.0 °/cycle	LES
case2	900 만		
case3	1400 만		
case4	2300 만		
case5	900 만	2.0 °/cycle	MP $k\cdot\varepsilon$
case6		0.5 °/cycle	
case7		1.0 °/cycle	
case8		SST $k\cdot\omega$	

4.2 수치기법에 사용된 격자 구성

Fig. 5는 본 연구에서 사용된 격자 구성을 나타내고 있다. 해석 격자는 자유 공간에서부터 팬의 표면과 후류가 존재하는 영역으로 갈수록 점점 조밀해지도록 구성되었으며, 특히 팬의 깃 직경의 70~110% 영역은 torus구조로 더욱 조밀한 격자를 구성하였다. 이러한 격자 구성은 팬의 끝단에서 발생하는 끝단 와류를 정확하게 해석하며, 와류의 후방으로의 전달 역시 정확하게 계산할 수 있기 때문에 소음 계산시 중요한 요소가 된다.

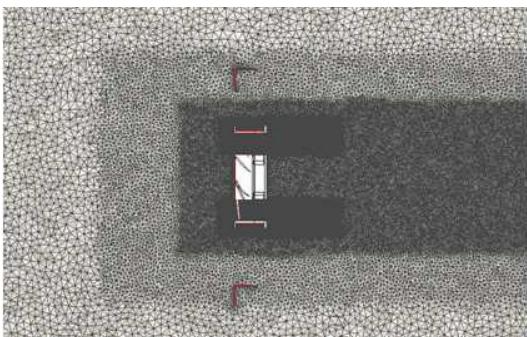


Fig. 5 Computational grid for a small axial fan

4.3 격자 사이즈에 대한 비교

동일한 격자 형태에 대하여 격자 사이즈만 줄임으로써 격자수 증가에 따른 소음 결과를 비교하였다. 격자 개수가 600 만개의 경우 팬의 최소격자 사이즈는 0.8 mm이며, 2300 만개의 경우는 0.5 mm이다.

Fig. 6은 격자수에 따른 팬 중앙 단면에서의 vorticity 분포를 나타낸다. case1~case4 모두 팬과 프레임사이에서 발생되는 vorticity는 모사를 하였지만, case1과 case2의 경우 팬 허브에서 발생되는 vorticity는 잘 모사하지 못하였다. 팬 주변에 발생되는 vorticity의 정확한 계산을 위해서는 2300만개 수준의 격자가 필요한 것으로 판단된다.

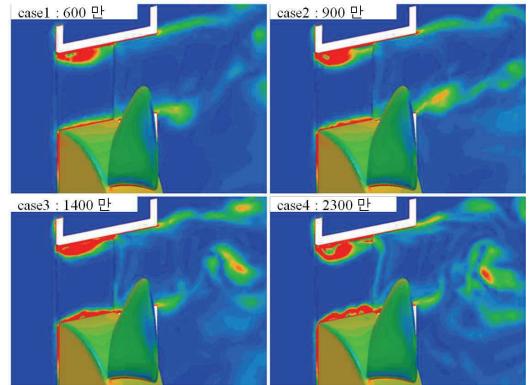


Fig. 6. Vorticity contour of case1 ~ case4

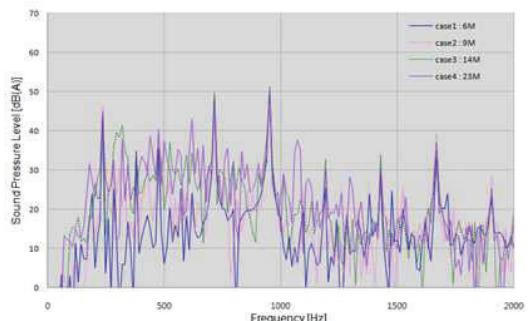


Fig. 7. Sound spectrum of case1 ~ case4

각 격자수에 따른 소음 스펙트럼은 0 °(MIC1)위치에서 비교하였으며 Fig. 7과 같다. case1의 경우 날개통과주파수(BPF)는 잘 예측하고 있지만, 1,000 Hz 이하의 저주파 영역에서의 광역(broadband) 소음을 낮게 예측하고 있다. 이는 vorticity 분포에서도 확인하였듯이 각 깃의 끝단(tip)과 프레임과의 상호 작용에 의해 발생되는 vorticity의 거동은 계산되지만 팬 허브 등과 같은 곳에서 발생되는 vorticity를 계산하지 못하기 때문인 것으로 판단된다. case3과 case4의 소음 스펙트럼 분포는 유사하지만 날개통과

주파수의 피크 값은 case4가 낮게 계산되었다.

4.4 Time step에 대한 비교

격자수와 time step은 계산시간에 큰 영향을 미치는 인자이다. 동일 해석시간에 대하여 time step를 2배로 증가시킬 경우 계산 사이클이 1/2로 줄어들어 계산시간을 단축시키지만 적절하지 못한 경우 수치 에러가 증가하기 때문에 case2의 900만 요소 모델을 이용하여, time step에 따른 소음결과를 비교하였다. case2, case5, case6의 time step은 각각 1.0 %/cycle (5.84795e-5 sec), 2.0 %/cycle(1.16959e-4 sec), 0.5 %/cycle (2.92398e-5 sec)이다.

Time step에 따른 소음 스펙트럼은 0.5 %/cycle과 1.0 %/cycle에서 비슷한 값을 예측하였으며, 2.0 %/cycle의 경우 200 Hz ~ 700 Hz사이에서의 광역 소음이 낮게 발생됨을 확인하였다. 계산시간을 고려하여 본 연구의 time step은 1 %/cycle가 적당하다고 판단된다.

4.5 난류 모델에 대한 비교

URANS(Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes)모델은 일반적으로 유동장 계산에 많이 사용되지만, 시간 평균 모델을 적용하기 때문에 유동 소음원의 원인이 되는 vortex의 거동을 관찰하기에는 적합하지 않다. 이에 반해 LES(Large Eddy Simulation)는 시간 평균을 적용하기 않기 때문에 vortex의 거동을 예측할 수 있지만 계산시간이 오래 걸리는 단점이 있다.

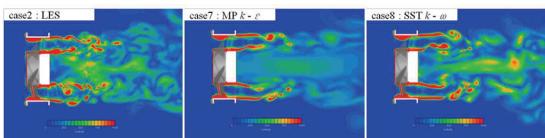


Fig. 8. Vorticity contour of case2, case7, case8

본 연구에서는 URANS의 MP $k-\varepsilon$ 모델, SST $k-\omega$ 모델과 LES 모델에 대해 유동장 분포 및 소음 스펙트럼을 비교하였다. 그에 따른 결과로부터 팬 중앙 단면에서의 vorticity 분포는 Fig. 8과 같다. URANS의 vorticity 분포는 LES에 비하여 팬 후류에서 발생되는 복잡한 vortex 유동 현상을 잘 예측하지 못하고 있다. MP $k-\varepsilon$ 모델의 경우 팬 후류의

vortex를 거의 계산하지 못하는 것에 비해, SST $k-\omega$ 모델은 어느 정도 후류의 vortex를 모사하고 있다.

본 연구에서는 dipole만 고려하므로 후류의 vorticity 변화에 의한 소음변화는 고려되지 않고, 것 주변 vorticity 변화에 대한 소음변화만 고려된다.

URANS와 LES의 소음 스펙트럼 비교에서 200 Hz ~ 700 Hz의 광역 소음을 LES가 더 잘 예측하였다. 전체적인 광역 소음이 LES보다 낮게 나타나는 경향을 보인다. 반면, MP $k-\varepsilon$ 모델과 SST $k-\omega$ 모델에 대한 소음 스펙트럼 차이는 거의 없었다.

5. 소음 예측 결과 및 소음원 분석

5.1 최적 모델의 유동장 특성에 관한 분석

소음 예측을 위한 해석 조건 및 계산 조건에 대한 최적 모델은 격자 수 2300만개, time step 1.0 %/cycle, 난류 모델은 LES이다.

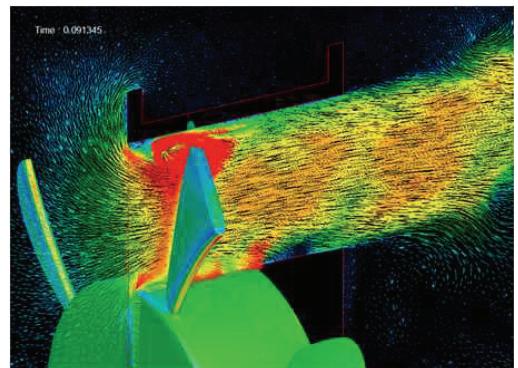


Fig. 9 Velocity vectors at center plane of fan

Fig. 9은 최적 모델을 이용한 모사한 유동장에서 팬의 중심 단면에서 속도 벡터를 표현한 그림이다. 팬 회전에 의해 프레임 근처 유체가 유입되는 것을 볼 수 있으며, 프레임의 형상으로 인해 박리영역이 존재함을 알 수 있다. 또한 프레임 선단에서 박리된 유동과 팬 회전에 의한 깃의 상호 작용으로 인한 복잡한 유동장이 잘 나타나고 있다. 특히 프레임과 깃의 끝단 사이에서 복잡한 유동장을 볼 수 있다.

Fig. 10 ~ 13는 프레임에 설치한 압력 센서에서 측정한 압력변동값과 수치해석으로 얻은 압력변동값을 나타낸다. 900 Hz 이상의 광역 소음은 다소 낮게 나타났으나, P1과 P2에서 측정한 팬 회전수에

의한 4차 날개통과주파수까지의 압력변동값을 잘 나타내고 있다. P3와 P4에서 고차 날개통과주파수의 압력변동 값을 다소 과대 예측하는 것은 팬의 깃 끝단 보다 낮은 회전 속도, 깃의 root에 의해 발생하는 vortex 및 깃과 모터 지지대의 상호작용으로 인한 것으로 판단된다.

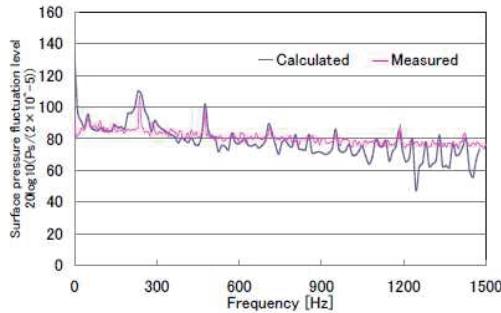


Fig. 10 Frequency spectrum of measured and calculated pressure fluctuations at P1

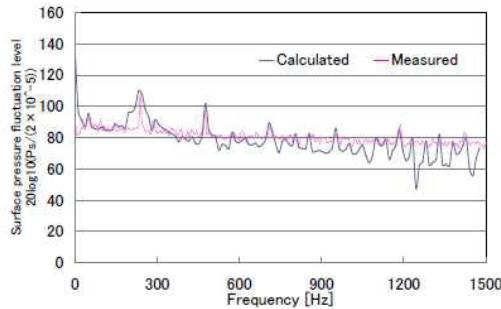


Fig. 11 Frequency spectrum of measured and calculated pressure fluctuations at P2

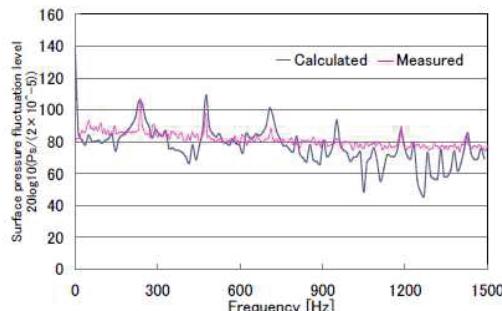


Fig. 12 Frequency spectrum of measured and calculated pressure fluctuations at P3

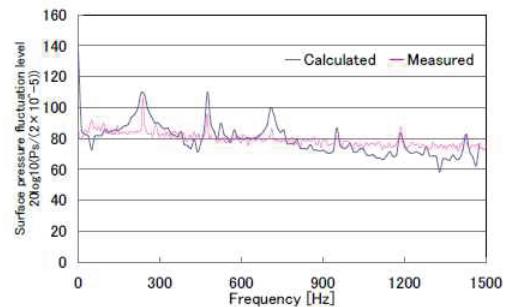


Fig. 13 Frequency spectrum of measured and calculated pressure fluctuations at P4

5.2 최적모델과 시험 결과비교

최적모델의 정확도를 확인하기 위하여 MIC1 위치에서의 시험결과와 소음 스펙트럼을 비교하였으며 Fig. 14와 같다. 소음 스펙트럼 비교 결과, 3차 날개통과주파수까지 잘 일치함을 확인하였다. 4차 날개통과주파수에서 해석의 결과가 급격히 증가함을 보이는데, 이는 4차 날개통과주파수와 깃 끝단의 박리에 의해 발생되는 주파수가 일치하여 발생되는 현상이라고 고려된다. 또한, 1000 Hz 이후의 광역 소음의 경우 시험에서는 일정한 값을 보이는 것에 비해, 해석의 경우 점차로 소음 값이 줄어드는 경향을 보인다.

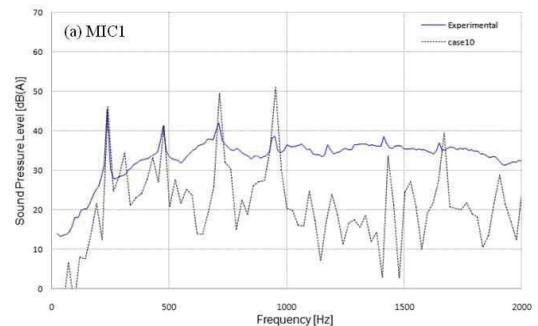


Fig. 14. Comparison of sound spectrum calculated and measured at each MIC1 position

6. 결 론

본 연구는 소형 축류팬의 유동소음 해석을 위하여 해석조건 및 계산조건 비교를 통한 최적의 해석

조건을 도출하였다. 유동소음 해석을 위하여 실제 무향실 조건과 동일한 해석 도메인 및 지그를 구성하였으며, CFD의 비정상 유동해석을 통하여 압력테이터를 출력 후, Ffowcs-Williams and Hawkings equation을 이용하여 유동 소음을 예측하였다. 격자수, time step, 난류 모델의 조건에 대하여 case study를 수행하여 최적의 해석모델을 도출하여, 시험결과와 수치해석 결과의 소음스펙트럼을 비교하였다.

격자수가 900 만 이하 모델의 경우 날개통파주파수는 잘 예측되었지만, 700 Hz 이하 저주파수에서의 광역 소음을 낮게 예측하였다.

Time step이 2.0 °/cycle 조건인 경우, 700 Hz 이하의 저주파수에서의 광역 소음이 낮게 발생되는 것을 확인하였으며, 1.0 °/cycle과 0.5 °/cycle 조건의 경우 소음 스펙트럼 결과가 비슷하였다.

난류 모델이 URANS인 경우, 날개통파주파수는 잘 예측되었지만, 700 Hz 이하의 저주파수에서의 광역 소음이 낮게 발생되었으며, 소음 스펙트럼에서 MP $k-\varepsilon$ 모델과 SST $k-\omega$ 모델에 대한 차이는 거의 없었다.

최적모델과 시험결과의 소음스펙트럼을 비교한 결과 3차 날개통파주파수까지는 잘 일치하는 경향을 보였지만, 1000 Hz 이후의 광역 소음에서 차이가 발생함을 보였다.

참 고 문 헌

(1) Gaku Minorikawa, Hiroshi Muto, 2011, Study on fan noise reduction for small fan using commercial CFD software, Proc. Internoise 2011

(2) Wan-Ho Jeon, Takashi Kobayashi, Takuya Kodama, Shingo Hamada, 2011, Study on the CFD method for noise source identification and aeroacoustic analysis of an axial fan, Proc. Internoise 2011

(3) Morfey, C. L., 1970, Sound generation in subsonic turbomachinery. J.Basic Eng., 92D, pp. 450 ~458

(4) Chen, M. Z. and Wu, X. H., 1999, Vortex simulation of rotor/stator interaction in turbomachinery, Tras. ASME, 121, pp. 358 ~364

(5) Lighthill, M. J., 1952, On sound generated aerodynamically, I. General Theory. Proc. Roy. Soc., A211, pp. 564 ~587

(6) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L., 1969, Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion, Phil. Trans. Roy. Soc., A264, pp. 321 ~342

(7) Jeon, W. H. and Lee, D. J., 1999, An analysis of flow and aerodynamic acoustic source of a centrifugal impeller., J.Sound Vibration, 222, pp. 505 ~511

(8) Wan-Ho Jeon, Duck-Joo Lee, Huinam Rhee, 2004, An application of the acoustic similarity law to the centrifugal fan noise by numerical calculation, JSME International Journal Series C, pp. 845 ~851

(9) Kim, W., Jeon, W. H., Cho, J.-H., Shin, D.-S. and Kim, H., 2006, Numerical study on the noise generation of the axial flow fan in a refrigerator, Proc. Internoise 2006, IN06_225. USA

(10) Manual of SC/Tetra, Software Cradle.

(11) Wan-Ho Jeon, Jang-Hyung Cho and Jeong Young Park, 2004, Numerical Analysis on the Unsteady Flow Field and Flow Noise of a Fan System, GESTS International Transaction on Acousitic Science and Engineering, Vol. 2 No.1, pp. 86 ~95

(12) Wan-Ho Jeon and Jang-hyung Cho, 2004, Numerical Analysis of Unsteady Flow Field and Flow Noise of a Fan System, The 33rd International Congress on Noise Control Engineering, Czech Republic

(13) Park, J. Y., and Baek, J. H., 1996, A Comparative Study of PISO, SIMPLE, SIMPLE-C Algorithms in 3-dimensional Generalized Coordinate Systems, Journal of Computational Fluids Engineering, Vol. 1, No. 1, pp. 26 ~34.

(14) Neise, M. Z. and Wu, X. H., 1992, Review of fan noise generation mechanisms and control methods, Int. INCE Syp. Fan Noise, pp. 45 ~56.