한국소음진동공학회 2013년 추계학술대회논문집, pp. 775~780

초박형 노트북 냉각 터보팬의 유동 및 소음 분석

Analysis of the flow and noise characteristics of small turbo fan in a ultra slim note PC

전완호*·임태균*†·御法川 学**·宮原 雅晴***

W. H. Jeon, T. G. Lim, Gaku Minorkkawa and Masaharu Miyahara

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

ABSTRACT

In recent years, a notebook like an ultrabook gets thinner. Its thickness causes problems in cooling fan performance, system installation condition, and so on. In this study, we installed a small turbofan in notebook system with very narrow gap in order to generate similar condition to a real product. Experiments were performed to measure the fan's performance and the flow and noise characteristics, its results were compared with computational ones. Prediction of P-Q curve using CFD showed under about 5% error in high flow rate and its trend was agreed with experimental one over the flow field. Experimental data to measure the noise at a distance of 100 mm from a rotation axis direction of an impeller corresponded well with computational ones of broadband and BPF noise. The noise experiments to measure at a distance of 100 mm from a rotation axis direction of an impeller corresponded well with computational ones of broadband and BPF noise. Especially, tip part of impeller blade and part of exit and bottom near cut off of a casing were dominant noise source in an analysis by a commercial program(FlowNoise).

1. 서 론

Fig. 1에서처럼 최근 울트라 노트북이나 태블릿 PC와 같은 전자기기의 소형화 및 경량화가 가속화됨에 따라 부품의 밀집도가 증가하게 되었다. 부품의 밀집도 증가는 내부에 발생되는 열을 외부로 방열하는 것이 쉽지 않아 이로 인해 부품을 냉각하기 위하여 기기의 소형화로 인해 기존 보다 작지만 고성능의 팬이 요구되어진다. 하지만 팬의 냉각성능을 유지하기 위해서는 소형화된 팬의 RPM을 증가시켜야 하기 때문에 소음과 전력소비도 동시에 증가하는 문제가 발생하고 있다. 그 중 직경 4cm, 두께 3mm의 소형 팬과 같은 소형 터보기계에서 발생되는 유동소음을 줄이기 위해서는 기존의 시험에 의한 방법으로는 한계가 있으며, 비정상 유동 현상을 이해하는데 어려움이 있으며, 이를 해결하기 위한 새로운 방법이 필요하다. 따라서 최근 일본에서는 CFD와 같은 수치해석방법을 이용하여 예측 및 평가가 이루어지고 있다[1].

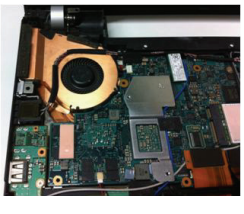


Fig. 1 Turbo fan in an ultra notebook

한편, 팬의 유량 성능과 정압을 만족하기 위한 이

† 교신저자; 정회원, 쎄딕(주) 기술연구소
E-mail : tglim@cedic.biz
Tel : 02-2624-0086, Fax : 02-2624-0081
* 쎄딕( ) 기술연구소
** Hosei Univ., Dept. of Mech. Eng., Prof..
*** Nippon Keiki works, Ltd., Vice President.

전 연구를 살펴보면, CFD를 이용한 원심팬의 설계 프로세스에 대한 연구가 있었으며, 날개통과 주파수의 토널 소음과 조화 주파수는 원심팬의 주요 소음원이었다. 날개통과 주파수(BPF : Blade Passing Frequency)의 토온 소음은 회전하는 임펠러와 고정되어져 있는 구조물과의 상호작용에 의해 발생되는 것으로 알려졌다[(2)(3)].

최근 Jeon과 Lee는 원심팬의 소음을 예측하는 기법을 개발하였다[(4)(5)]. 이 예측 기법은 CFD의 비정상 유동해석의 표면 압력 데이터를 이용하여 CAA의 소음항을 계산함으로써 임펠러의 날개에서 발생되는 소음을 예측하였다[(6)].

본 연구의 소형 축류팬 유동소음은 상용CFD S/W인 SC/Tetra V9[(7)]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[(8),(9)]. 하지만 아직 소형 팬에 대한 연구는 많지 않은 실정이므로 본 연구를 통하여 소형 팬의 유동소음 기법을 정립하고자 한다.

2. 비정상 유동 및 유동소음의 수치해석기법

2.1 비정상 유동의 지배방정식

CFD해석에서 팬과 같이 움직이는 물체에 대한 비정상 유동장을 수치해석하기 위해서 ALE(Arbitrary Lagrangian Eulerian)방법을 이용하였다. ALE방법은 고정좌표계에서의 Navier-Stokes 방정식을 움직이는 고체 표면의 속도(v_i)에 대하여 고려하면 다음의 식과 같이 표현된다.

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

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

여기서, u는 비압축성 유체의 속도이고, v는 움직이는 고체의 속도이다.

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

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

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

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

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 방법을 이용하였으며, 압력의 이산화 방법으로는 SIMPLE (Semi Implicit Method Pressure Linear Equation) 방법보다 공간간의 연결성이 더 강화된 SIMPLEC (SIMPLE Consistent) 방법을 사용하였다. SIMPLEC 방법은 SIMPLE 방법에 비해 해의 수렴성이 더 좋다. 회전 영역과 고정영역의 처리를 위하여 sliding 격자를 사용하였다.

2.3 유동소음 예측 방법

Neise, 등은 팬의 깃과 베인 등에서 발생하는 비정상 힘의 교란인 이극이 팬 소음의 주된 원인임을 보고하였다[(10)]. 그러므로 본 연구에서의 팬 소음해석을 위해 이극에 의한 음향장을 예측하였다. 식(6)은 Ffowcs-Williams와 Hawkings의 파동 방정식을 나타낸다.

$$\left(\frac{1}{a_0^2}\frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i}\right)P' = \frac{\partial}{\partial t}\left[\rho v_n \delta(f)\nabla f\right] \qquad (6)$$
$$-\frac{\partial}{\partial x_i}\left[n_i p \delta(f)\nabla f\right] + \frac{\partial}{\partial x_i \partial x_j}\left[T_{ij} H(f)\right]$$

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} : $\rho u_i u_j + P_{ij} - a_o^2 \rho \delta_{ij}$, Lighthill tensor [Pa]
$\delta(f)$: Dirac-delta distribution, $H(f)$: Heaviside distribution

식(6)의 오른쪽의 세 항은 각각 단극, 이극, 사극을 나타낸다. 식(6)에서 오직 이극 항만 고려하고 힘을 점 힘(point force)로 나타내면 식(6)은 식(7)과 같이 정리된다.

$$P' = \frac{x_i - y_i}{4\pi a_o r^2 (1-M_r)^2} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1-M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \quad (7)$$

이 식은 움직이는 점 힘에 대한 음압을 나타내며, 우변의 첫 항은 힘의 시간 미분 값이고, 둘째 항은 가속도 항이다. 여기서 r은 소음 원부터 관찰점까지의 거리이며 M_r은 다음과 같다.

$$M_r = \frac{(x_i - y_i)}{r} M_i \quad (8)$$

해석에 사용된 임펠러의 CFD 해석 각 격자점에 대해서 식(7)을 적용함으로써 자유장의 음압을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 음향장에서의 확산, 반사, 굴절의 영향은 고려되지 않았으며, 오직 소음원에서 자유장으로 방사되는 것에 대해서만 계산되었다. CFD의 계산을 통하여 소음을 계산할 표면에 대하여 각 계산시간에 대한 압력 데이타를 저장하였다. 그리고 유동소음 코드에서 압력데이터를 불러들여 Ffwocs-William와 Hawkings 방정식을 이용하여 소음을 계산하였다. 또한, 소음 계산 시 CFD의 격자를 그대로 사용함으로써 소음계산을 위한 격자 생성이 불필요함과 동시에 보다 조밀한 CFD격자를 통한 계산으로 해의 정확도를 높일 수 있었다.

3. 실험 장치 및 해석 조건

3.1 실험 장치

본 연구에서 사용된 터보팬은 사이즈가 직경이 40 mm이고 두께가 3 mm이다. 실제 사용조건과 유사한 조건을 적용하기 위하여, 간격이 1 mm인 벽(Wall)에 설치되었다. 벽에 설치된 조건에서의 최대 유량과 최대 정압은 각각 Q = 0.0195 m^3/min, p_s = 153 Pa이다. 운전조건은 10,460 rpm으로 유동에 제한이 없는 자유공간의 반무향실에서 측정되었다. 터보팬의 형상 및 벽 설치조건은 Fig. 2와 같다.

터보팬의 소음은 사운드 레벨 미터에 의해 측정되었으며, 마이크로폰의 위치는 로터 축(z)의 양의 방향으로 100 mm 떨어져 있다. Fig. 3은 소음 측정 위치를 나타낸다. 임펠러 회전 시 발생되는 소음의 신호는 FFT analyzer에 의하여 분석되었으며, 회전수 10,500 rpm에 따른 날개통과 주파수(BPF; Blade Passing Frequency)는 2.975 kHz가 된다.

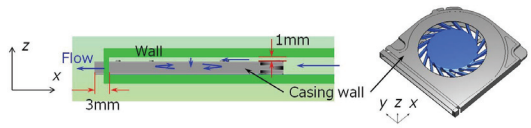


Fig. 2 Experimental setup of turbo fan

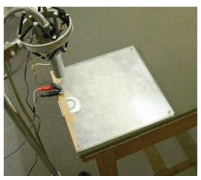


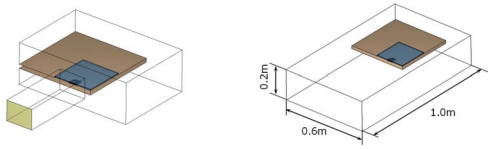
Fig. 3 Experimental setup of noise measurement

3.2 해석 조건

터보팬의 P-Q 특성을 예측하기 위하여 Fig. 4(a)와 같이 토출면을 덕트와 같은 형상으로 모델링 하였다. P-Q 특성을 계산하기 위한 경계 조건으로 유입 면에 대기압으로 설정하였으며, 토출면에 유량을 입력하여 유입면과 토출면 사이의 정압차이를 비정상 해석으로 계산하였다. 유동 소음을 예측하기 위한 해석 도메인은 실험조건과 유사한 가상 무향실을 Fig. 4(b)와 같이 모델링 하였다. 해석 모델은 임펠러, 케이싱, 벽면(wall) 및 테이블로 구성하였으며, 팬의 회전 조건을 위하여 sliding 격자를 사용하였다. 경계조건으로는 챔버의 모든 면에 대해 대기압으로 설정하였다.

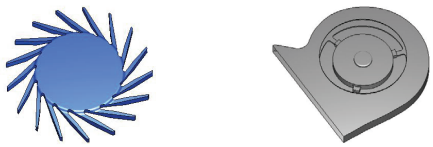
유동 소음 계산을 위한 음원영역은 주요 소음원으로 예상되어지는 임펠러와 케이싱 내부 벽면으로 설정하였다. 비정상 유동 해석을 통하여 음원 영역에 대한 압력 데이터를 출력 후 FlowNoise S/W를 이

용하여 음원 영역에 대한 유동 소음을 계산하였다. 유동 소음 계산을 위한 음원영역은 Fig. 5와 같다.



(a) for P-Q curve (b) for aeroacoustics

Fig. 4 Computational domain for the numerical analysis



(a) Impeller (b) inner surface of casing

Fig. 5 Sound wall for the aeroacoustics analysis

4. 해석 결과

4.1 P-Q 특성 계산

P-Q 특성 계산을 위해 약 1,100만 개의 격자를 이용하였다. 모두 4개 지점에 대하여 비정상 유동해석으로 정압을 계산하였다. 난류 모델은 MP k-ε을 사용하였으며, 빠른 초기 유동 안정화를 위하여 정상해석 후 비정상 해석으로 팬을 4회전한 후 계산하였다.

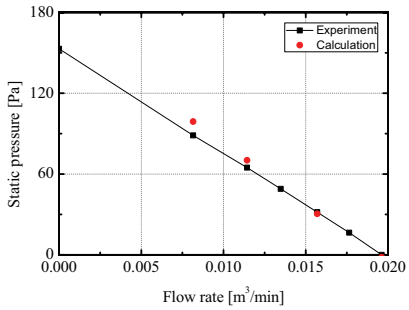


Fig. 6 P-Q curve comparison with experiment

Fig. 6은 소형팬이 1 mm 간격을 가진 실험장치에 장착된 조건하에서 얻은 P-Q 특성을 실험과 수치계산의 결과를 비교하여 나타내고 있다. 고풍량 조건에서 P-Q 특성은 약 5% 이내의 오차로 실험과 잘 일치하였다. 저풍량 조건에서는 오차가 증가하는 경향을 보이지만, 풍량 증가에 따른 P-Q특성의 경향이 실험과 일치함으로 수치계산을 통한 예측이 가능하다고 판단된다.

4.2 유동 소음에 대한 격자 의존성

P-Q 특성 계산의 경우, 격자 사이즈에 의하여 결과 차이는 크게 나타나지 않지만, 유동 소음의 경우 격자 사이즈에 따라 소음 스펙트럼이 변하기 때문에 격자에 대한 의존성을 Table 1과 같이 검토하였다.

Table 1 Minimum size of element and elements number

	최소 격자 크기 [mm]	Element 수
case1	0.12	약 1,000 만개
case2	0.10	약 1,700 만개
case3	0.09	약 2,600 만개

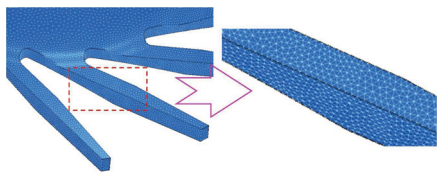


Fig. 7 Impeller grid shape of case1

동일한 격자 형상을 사용하였으며, 격자 사이즈만 변경하여 3 가지 격자수에 대하여 유동 소음을 비교하였다. 격자 사이즈에 의한 임펠러의 표면 격자 형상은 Fig. 7과 같다.

격자 사이즈에 따른 소음 스펙트럼 비교 결과 1 kHz 이하에서 case1의 브로드 밴드 소음이 낮게 계산되었으며, 6 kHz 근처에서의 브로드 밴드 소음은 다른 해석보다 높게 계산되었다(Fig. 8참조). case2와 case3의 브로드 밴드 소음은 거의 유사한 경향을 보이고 있으므로, 약 1,700 만개가 유동 소음을 계산하기 위한 최적의 격자수라고 판단하였다.

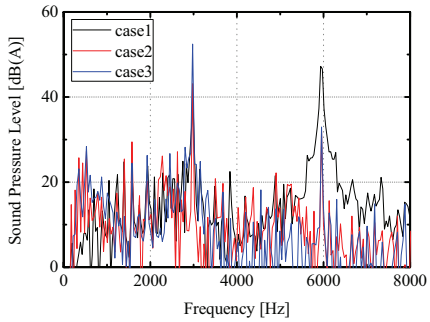


Fig. 8 Comparison of SPL for case1~3 at microphone position

4.3 벽에 설치된 터보팬의 유동분석

벽에 설치된 터보팬의 전체적인 유동 분포는 Fig. 9와 같이 좌/우측 및 후면으로부터 공기가 유입되어 터보팬의 유입구로 들어가 터보팬의 출구로 나오는 유동장을 보인다.

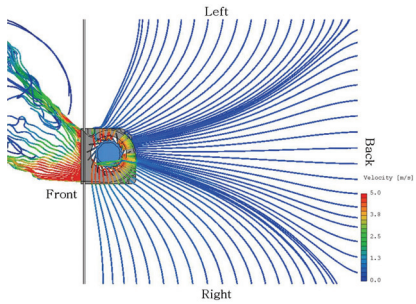


Fig. 9 Streamline of turbo fan system

Fig. 10은 시간에 따른 컷오프(cutoff) 단면에서의 터보팬 내부 속도벡터를 나타낸다. 케이싱 유입구로 들어오는 공기가 터보팬 허브에 부딪치는 유동을 보이며, 이는 터보팬 허브 영역의 소음원이 될 것으로 판단된다. 케이싱 내부로 들어온 공기는 날개를 따라서 날개 tip 방향으로 이동을 하며, 내부에서 복잡한 유동장을 형성한다. Fig. 10(a)와 (b)에서, 케이싱 입구 부근에서 들어오는 공기와 케이싱에서 나오는 공기가 만나 와류가 발생되며, (c), (d)에서는 와류가 사라지는 것을 볼 수 있다. 이러한 주기적인 와류 발생은 케이싱 입구면의 소음원이 될 것으로 판단된다. 또한, 날개로부터 발생되는 박리에 의하여 날개 중앙에 큰 와류가 생성되며, 이는 날개에서 발생되는 소음원이 될 것으로 판단된다.

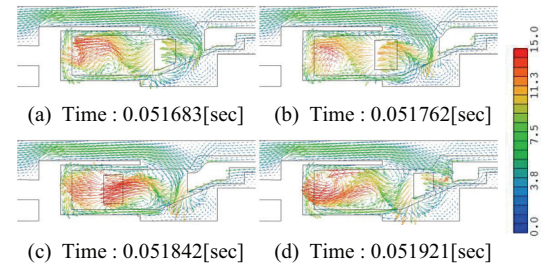


Fig. 10 Velocity vector at cutoff section

4.4 터보팬의 소음원 분석 및 소음 스펙트럼

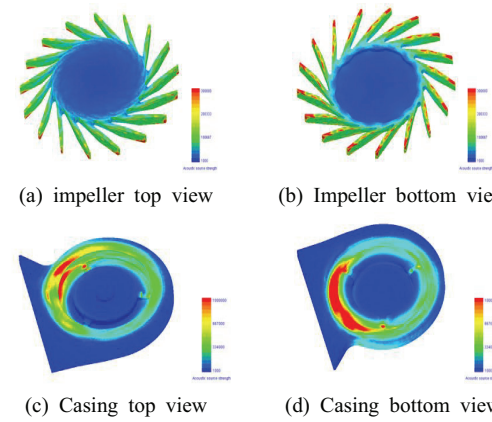
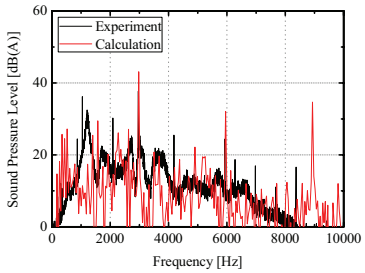


Fig. 11 Noise source of turbofan

음원영역인 임펠러와 케이싱 내부 벽에서의 소음원 강도(Acoustic source strength)는 Fig. 11에서 나타내었다. 임펠러는 날개 끝단과 밑면이 주요 소음원이며, 케이싱은 컷오프 부근의 유입구와 토출구 방향의 단차가 있는 밑면이 주요 소음원이다. 임펠러의 끝단은 컷오프와 간섭이 발생되며, 밑면은 케이싱과의 간섭으로 와류가 발생되어 소음이 발생된다. 케이싱의 경우, 컷오프 부근에서 소음이 높게 발생되는 이유는 케이싱과 임펠러와 간격이 이 위치에서 가장 좁기 때문이며, 컷 오프 부근에서 압력이 급격히 높아졌다가 간격이 넓어지면서 압력이 내려가는 압력변동이 발생되기 때문이다.

Fig. 12에서는 시험과 수치계산에 의한 소음 스펙트럼을 비교하였다. 1차 날개통과 주파수는 2.975 kHz로써 시험과 수치계산이 잘 일치한다. 브로드 밴

드 소음도 2 kHz이상에서 잘 일치하고 있다. 시험에서 측정한 소음 스펙트럼의 경우 1.2 kHz에서 피크가 발생하고 있지만, 수치계산에서는 예측하지 못하고 있다. 이 주파수의 소음은 모터에 의한 소음이라고 판단되며, 수치계산 상에서는 모터의 소음을 고려하지 않았으므로 1.2 kHz의 피크가 나타나지 않았다.



(a) Sound spectrum at microphone position

Fig. 12 SPL of calculated and measured data

5. 결 론

본 연구에서는 수치계산을 통해 소형 터보팬의 P-Q 특성을 계산하였으며, 미소 간격에 설치된 소형 터보팬의 유동장 및 소음원을 분석하였다. P-Q 특성에서의 수치계산은 고유량 조건에서 약 5% 이내로 실험과 일치하였고, 전체 경향 또한 잘 일치하여 수치계산을 통한 P-Q특성의 예측이 유용하다는 것을 확인하였다.

유동 소음의 수치계산은 격자 의존성이 크기 때문에 약 3개의 격자 사이즈에 대하여 소음 스펙트럼을 비교하였으며, 임펠러 표면 격자 사이즈가 0.1 mm 이하에서는 소음 스펙트럼의 변화가 크지 않았다.

유동장 분포는 토출구의 좌/우 측면으로 주유동이 발생하며, 토출구 방향에서의 수직 단면을 확인한 결과 케이싱 단차 및 날개 중간에서 와류가 발생하였다. 토출구 반대 방향은 상대적으로 적은 와류가 발생하였다.

주요 소음원은 임펠러 날개 끝단과 밑면, 케이싱의 컷오프 부근의 유입구 및 토출구 부근의 밑면이다. 소음 스펙트럼은 시험과 수치계산이 잘 일치함을 확인하였으며 1.2 kHz대의 피크는 모터에 의한 소음으로 판단된다.

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) Morfey, C. L., 1970, "Sound generation in subsonic turbomachinery. J. Basic Eng.", 92D, p.450-458

(3) Chen, M. Z. and Wu, X. H., 1999, "Vortex simulation of rotor/stator interaction in turbomachinery", Tras. ASME, 121, p.358-364

(4) Jeon, W. H. and Lee, D. J., 1999, "An analysis of flow and aerodynamic acoustic source of a centrifugal impeller.", J. Sound Vibration, 222, p.505-511

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

(6) 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

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

(8) 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

(9) 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.

(10) Neise, M. Z. and Wu, X. H., 1992, "Review of fan noise generation mechanisms and control methods", Int. INCE Syp. Fan Noise, p.45−56.