

상용 CFD코드를 이용한 냉각팬 공력소음의 발생 및 방사 해석

전완호*

Analysis of the Generation and Radiation of the Fan Noise by Using Commercial CFD Code

Wan-Ho Jeon*

Key Words: Axial Fan (축류팬), Fan Noise (팬 소음), Unsteady Flow (비정상 유동), Acoustic Prediction (음향 예측), Uneven Spaced Blade (비균일 깃)

ABSTRACT

In the present study, a numerical simulation is performed for the flow through a cooling fan. The computation was performed by using commercial code, STAR-CD. A rotating fan was simulated by rotational motions using MRF (Multiple Rotating Reference Frame) in a steady-state analysis and sliding interface (rotating meshes) in an unsteady-state analysis. The results of numerical computation were in good agreement with experimental data. In order to calculate the acoustic signal, the unsteady flow-field was firstly calculated. The acoustics of the fan is calculated by using acoustic analogy based on the unsteady flow-field. The predicted acoustic signal shows the characteristics of the uneven bladed-fan.

1. 서 론

팬과 같은 유체기계는 대부분의 산업용, 가정용 기계에서 냉각에 사용되는 가장 많이 사용되는 부품 중 하나이다. 이런 많은 이용 빈도에도 불구하고, 팬의 유동이나 소음에 대한 연구는 대부분 실험적인 방법으로 수행되어 왔다. 그러나, 최근 빠른 컴퓨터 계산 능력의 발달과 수치기법의 개발에 따라서 팬의 유동을 수치적으로 계산한 논문이 발표되고 있다. 이런 대부분의 계산은 팬의 성능 예측에 초점이 맞추어져 있다. 냉각 팬의 성능은 냉각 팬 날개의 기하학적 형상에 따라 좌

우되는데, 복잡한 3차원 곡면의 설계는 정밀한 유체역학적 유동해석으로서 이차유동이나 유동의 박리 등 3차원 유동현상을 고려하지 않으면 성공적으로 이루어질 수 없다. 또한, 팬 소음을 해석하기 위한 필요성이 대두되면서 공력소음을 예측하기 위한 많은 시도가 있었다. 그러나, 소음을 계산하기 위해서는 필요 입력값이 비정상 유동장이어야 하기 때문에 비정상 유동해석이 선행되지 않으면 계산할 수 없다. 이런 비정상 유동해석은 계산시간이 방대하게 소요되기 때문에 좌류법을 이용한 경우 외에는 거의 시도되지 않았다.^{(1),(2)}

최근 컴퓨터의 발달에 따라 유체역학과 수치해석법 및 컴퓨터가 결합된 전산유체해석 (CFD, Computational Fluid Dynamics) 기법이 냉각 팬 등의 터보기계 설계에 유용한 도구로 자리 잡고 있다. 따라서, 설계의 정

* 정회원 · LG전자 DA연구소
E-mail : whjeon@lge.com

확성이나 경제성을 고려할 때, 시험이나 근사적인 해석방법에 의존해 오던 기존의 설계 방식은 CFD를 이용한 Simulation Based Design 기술로 전환되어 활성화되고 있는 추세이며, 해외선진 팬 생산업체들에서는 일찍부터 상용 CFD 프로그램을 이용하여 냉각 팬 등의 설계에 적용하고 있다.

본 연구는 저 소음형으로 설계된 냉각 팬을 대상으로 수치해석을 이용하여 팬에 대한 유동특성을 파악하고, 시험 결과와의 비교를 통해 본 해석의 정확성을 비교하였다. 해석에 이용된 수치해석 소프트웨어는 범용 열유체 해석용 Code인 STAR-CD를 이용하였다.⁽³⁾ 또한, sliding mesh를 사용하여 팬이 회전하는 비정상 유동 해석을 수행하여 소음을 예측하는 기법을 정립하고 소음을 계산한다. 소음은 기 해석된 비정상 유동장값을 입력값으로 사용하여 음향학적 상사법으로 관찰점에서의 음압이 계산되었다.

2. 축류팬 소음 특성

일반적인 유체기계의 소음은 톤소음 (tone noise) 과 광역소음 (broadband noise)로 나뉜다.

즉, 소음 측정 스펙트럼에서 나타나는 피크는 톤소음 (tonal noise) 혹은 이산소음 (discrete noise)이라고 하며, 넓은 주파수 영역에 걸쳐서 나타나는 소음은 광역소음 (broadband noise)이라고 하여 구분한다. 이 두 스펙트럼 상의 특징은 소음 발생 원인이 다른 것에서 기인한다. 즉 주기적인 교란이 원인이면 피크소음인 톤소음으로 나타나고, 불규칙한 한 교란이 원인이면 광역소음으로 나타난다⁽⁴⁾.

일반적으로 톤소음은 날개통과 주파수 (Blade Passing Frequency)로 존재하며, 깃의 힘이 회전하면서 발생하는 소음으로 기본주파수인 회전주파수와 깃수의 곱으로 이루어진다. 또한, 이 주파수의 조화주파수들이 계속 피크로 발생한다. 광역소음은 날개를 지나는 유동의 난류에 의한 소음으로 주로 날개의 경계층에 의한 교란, 비균일 유입류의 깃과의 상호작용에 의한 교란, 박리 흐름에 의한 강한 난류 교란, 후단 (trailing edge) 을 지나는 유동이 와류구조를 발생시키면서 발생하는 후단 소음 등이 원인이다. 이것을 표로 나타내면 표 1 과 같다⁽⁵⁾.

Fig. 1은 축류팬의 경우 발생하는 여러 광역소음의 원인을 나타낸 그림이다. 회전에 의한 주기적인 깃의 힘 변화는 톤소음으로 나타나고, 날개 끝단에서의

Table 1 Various noise generation mechanism

Noise source	Generation Mechanism	Noise
Monopole	Blade Thickness	Tonal
Dipole (Steady Rotating Force)	Uniform Stationary Flow	Tonal
Dipole (Unsteady Rotating Force)	Non-Uniform Stationary Flow	Tonal
	Non-Uniform Unsteady Flow	Broadband
	Separated Flows	Tonal Broadband
	Trailing Edge Vortex Shedding	Tonal Broadband
	Turbulent Boundary Layer	Broadband
Quadrupole	Turbulent Noise	Broadband

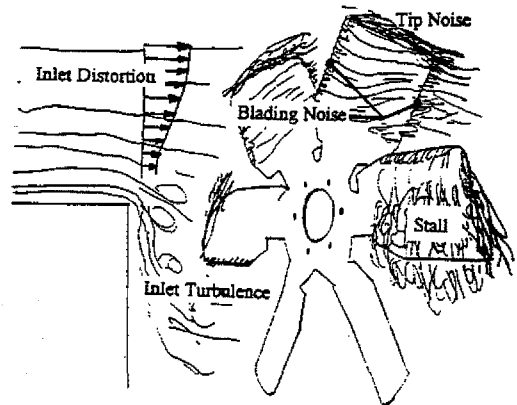


Fig. 1 Various noise source of axial fan

끝단와류 (tip vortex)에 의한 소음과 날개깃의 각도와 유동각도의 불일치에 의한 박리 그리고 유입류의 비균일과 난류 등이 광역소음의 원인이다. 이러한 특성은 작동점과 작동 환경 등에 따라서 변한다. 그렇기 때문에 유체기계 단독으로 측정된 소음과 시스템에 장착된 상태에서의 소음 특성이 달라진다. 또한 유체기계의 소음은 한 점에서 측정된 것으로 나타낼 수 없다.

유체기계 소음 예측의 정확도를 좌우하는 가장 큰 인자는 비정상 공기력의 정확한 예측이다. 정확한 소음을 예측하기 위해서는 정확한 공기력의 예측이 필수적이다. 다음으로 중요한 인자는 소음적분의 정확도이다. 그 다음으로는 시스템이 있을 경우 산란효과와 유체기계 소음원을 결합하는 방법이다. 이상의 인자가

정확하게 예측되고 해석된다면 정확한 소음 해석 결과를 얻을 수 있다

3. 수치해석 기법

3.1 축류팬의 정상 유동장 해석

냉각용 축류형 팬의 유동특성을 해석하기 위해 상용코드인 Computational Fluid Dynamics사의 STAR-CD를 사용하였으며, 회전하는 팬의 해석을 위해 다중회전 좌표계 (Multiple Rotating Frame)를 이용하여 해석하였다. 계산에 사용된 형상이 Fig. 2, 3에 있다. 생성한 계산격자는 약 33만개이다. Fig. 2는 시험조건과 유사한 형태로 구성된 전체 격자의 외부 모습이며 왼쪽이 입구이고 오른쪽이 출구이다. Fig. 3은 팬 날개와 이를 덮고 있는 케이싱 그리고 쉬라우드에서의 격자 모습을 나타내었다. 5개의 날개로 이루어진 축류형 팬 날개의 형태는 축 방향에 대해서 비대칭으로 이루어져 있어 격자를 한 날개만 구성하고 이를 각 날개의 각도에 따라 복사하여 전체 팬에 대해서 모델링 하였다⁽³⁾. 난류해석을 위하여 표준 난류 $k-\epsilon$ 모델을 이용하였다. 경계조건은 Fig. 2의 plenum chamber 왼쪽에 입구조건을 주고, outlet region의 오른쪽에 출구조건을 주었다.

비정상 유동 해석을 위해서 미끄러짐 격자 (sliding mesh)를 사용하였다. 해석은 116회전까지 수행되었고, 마지막 3회전의 값이 소음 해석에 사용되었다.

유동해석에 사용된 H/W는 IBM 595 Engineering Work Station (Number of CPU=1, Size of Memory=512 Mbyte)을 이용하였다. 총 328,000개의 유체 격자로 모델을 구성하였고, 해석의 정확성을 위하여 육면체 격자만을 이용하였다.

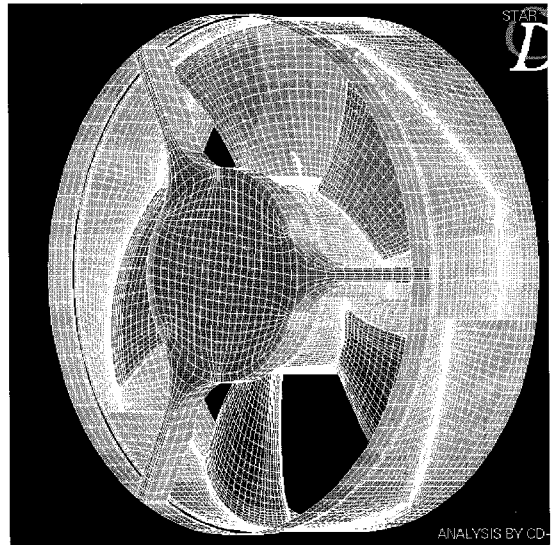


Fig. 3 Enlarged view of fan blades and shroud

시험결과는 내경 돌기부를 제거한 쉬라우드의 표준팬에 대해 시험한 결과를 이용하였다. 시험에서 사용된 실제 팬 모델의 날개 끝과 쉬라우드의 간격 (Tip Clearance, TC)은 최대간극 4.75 mm를 갖는다.

본 수치 해석에서는 팬의 회전수가 2400 rpm이고, 유량이 1357 m³/hr, 1600 m³/hr 상태 그리고 날개 끝과 쉬라우드의 거리가 2mm, 4mm, 6mm인 경우에 대해서, 팬의 회전을 위해 MRF (Multiple Rotating Reference Frame)기법을 사용하여 정상상태에 대한 해석을 수행하였다. 이때 한 모델에 대한 소요된 컴퓨터 계산시간 (CPU Time)은 약 15시간 소요되었다.

3.2 축류팬의 음향장 해석

팬 소음은 BPF에 해당하는 강한 피크 소음과 난류와 후류에 의해 발생하는 광역소음으로 나눌 수 있다. 이런 팬 소음은 공력소음으로 유동장에 의해서 그 특성이 결정된다. 즉, 팬의 유동장이 박리나 와류흐름이 강하게 발생하지 않는다면 토온소음이 강할 것이고, 박리가 발생한다면 광역소음이 어느 정도 우세할 것이다. 그러므로, 계산하려고 하는 주파수와 특성을 예측할 수 있는 유동장 해석이 선행되어야 한다. 즉, 수kHz의 광역소음을 예측하기 위해서는 그 주파수 영역에 맞는 교란을 해석할 수 있을 정도로 유동이 작은 시간 간격으로 해석되어야 한다는 것이다. 결국 유동의 해석 난류 크기와 시간간격이 예측하고자 하는 소음의 정밀도와 범위를 결정한다.

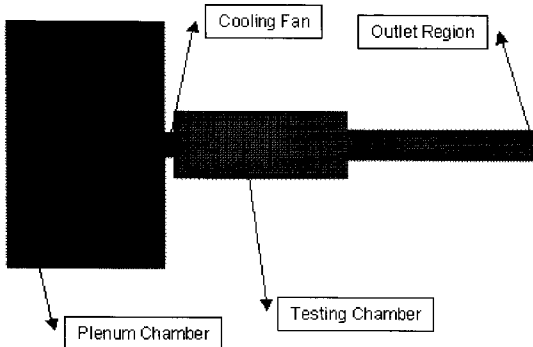


Fig. 2 Overall grid system for cooling fan analysis

본 논문에서 계산하는 음향장은 로터가 회전하면서 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. Neise는 웬의 경우 이극이 주된 소음원이고 특히, 회전하는 비정상 힘에 의한 소음이 지배적이라고 밝혔다.⁽⁵⁾ 축류웬의 경우 토온소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로도 충분히 토온소음의 예측이 가능하다.⁽⁶⁾

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_o^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (1)$$

여기서, ρ 는 음향 밀도를 나타내고, T_{ij} 는 라이트힐 응력항 (Lighthill stress tensor)를 나타내며 F_i 는 유동에 작용하는 하중을 나타낸다. 왼쪽항은 정지한 매질에서의 음파전달방정식이고 오른쪽 항은 유체내에서의 음원을 나타낸다. 첫 항은 사극음원 (quadrupole)에 의한 영향을 나타내고, 두 번째 항은 이극 (dipole)에 의한 영향을 마지막 항은 단극 (monopole)에 의한 영향을 나타낸다. 웬 소음과 같이 이극이 우세한 경우는 단극과 사극에 의한 영향은 무시할 수 있다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson의 움직이는 점 힘 (point force)에 의한 음향장 예측 식을 사용하여 소음을 예측한다.^{(1),(5)}

$$\rho - \rho_o = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_o^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (2)$$

식 (2)의 a_o 는 음속을 나타내고, F_i 는 힘을 r 은 관찰자와 음원간의 거리를 나타낸다. 식 (2)에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도에 의한 음압을 나타낸다. 여기서 식 (2)는 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 로터의 표면을 작은 영역으로 나누고 각 영역에서의 힘을 사용하여 계산하였다. 위 식은 자유공간이라는 가정하에 소음원의 방사를 예측하는 식이므로 물체가 있는 경우 물체와의 상호작용에 의한 방사효과는 해석할 수 없다.

4. 계산결과

4.1. 정상상태 유동장 해석

수치 해석에서는 웬은 깃 수가 5개이고 부등피치로

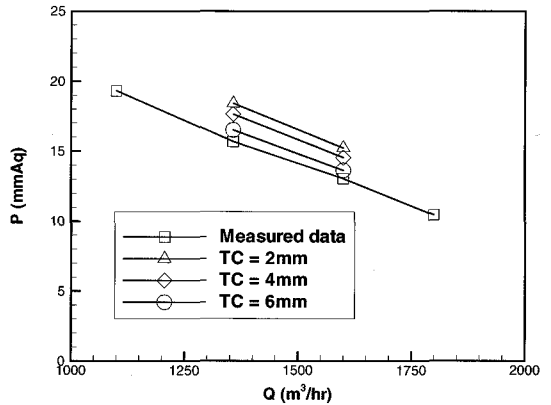


Fig. 4 Performance curve of cooling fan

제작된 냉각에 사용되는 웬이다. 웬의 회전수는 2400 rpm 이고, 유량이 1357 m³/hr, 1600 m³/hr 상태 그리고 날개 끝과 쉬라우드의 거리가 2mm, 4mm 그리고 6mm인 경우에 대해서, 웬의 회전을 위해 MRF (Multiple Rotating Reference Frame) 기법을 사용하여 정상상태에 대한 해석을 수행하였다. 이때 한 모델에 대한 소요된 컴퓨터 계산 시간은 IBM595 EWS에서 약 15시간 소요되었다.

Fig. 4에 성능예측 결과를 나타내었다. 동일한 유량 조건 (1357 m³/hr)에서 날개 끝과 쉬라우드 사이 거리 변화 (회전속도 2400 rpm에 TC가 2mm, 4mm, 6mm 경우)에 대한 해석의 결과는 시험에서의 표준 웬 모델을 기준으로 하였을 때, 압력의 오차범위가 28%, 15%, 4%로 그 오차 범위가 줄어들음을 알 수 있었다.

TC 4mm의 경우 시험 평균치와 비교하여 15%의 오차를 나타냈으나, 최대허용공차 TC 4.75mm를 초과하는 6mm의 경우 시험평균치와 거의 유사한 값을 얻었다. 따라서, 최대 허용 공차 단극을 고려한 해석결과는 15%와 4%의 중간정도에 해당할 것으로 유추된다.

4.2 비정상 유동장 해석

소음해석을 하기 위해 날개 끝과 쉬라우드의 거리가 2mm, 웬의 회전수가 2400 rpm 모델에 대해서만 미끄러짐 격자를 사용하여 약 2.911초까지의 비정상 해석을 하였다.

이극 소음인 웬 소음 해석을 위해서는 깃 각 점에서의 힘의 변화에 대한 정보가 필요하다. 이는 식 (2)의 F_i 값으로 로터의 비정상 힘이 필요하기 때문이다. 충분한 계산을 위해서 116회전을 계산한 후 마지막 3회전의 값을 이용해서 소음을 예측하였다. 소음예측에 사용되는

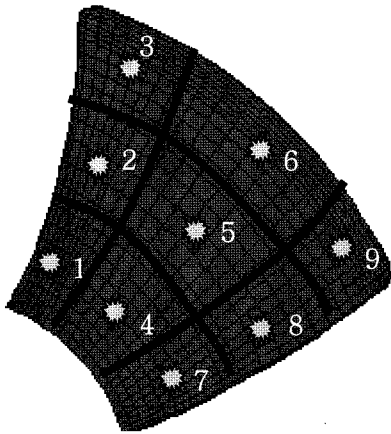


Fig. 5 The control points where the force is stored

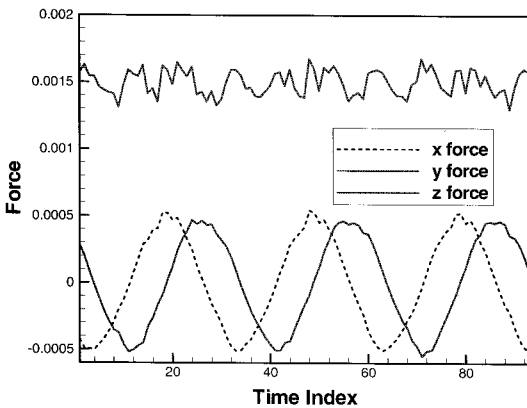
팬 깃의 힘벡터의 변화값은 각 깃마다 Fig. 5에 있는 것과 같이 9개점에서 계산되어 저장되었다. 그러므로

아주 작은 크기의 박리나 교란은 적분되는 과정에서 없어질 것이다. 만약 더 고주파수의 소음을 계산하려면 공간격자의 더 많은 점에서 계산 결과를 저장해야 한다. 각 계산 결과는 12도 회전 간격으로 저장되었다. 더 높은 주파수의 소음을 계산하고 싶으면 더 작은 각도마다 저장되어야 한다.

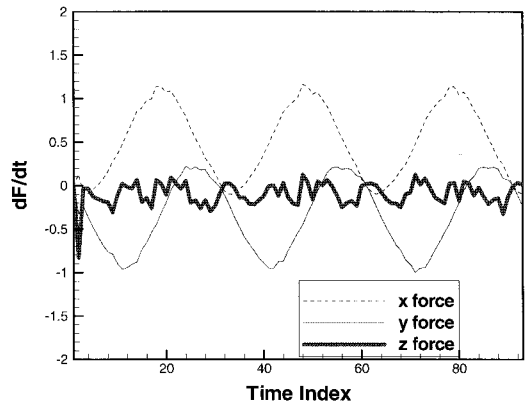
비정상 해석 결과를 보면 깃 앞전의 허브 영역에서 유동의 박리가 발생함을 알 수 있다. 이것은 깃에서의 받음각이 허브로 갈수록 커지기 때문이다.

4.3 축류팬 소음 해석

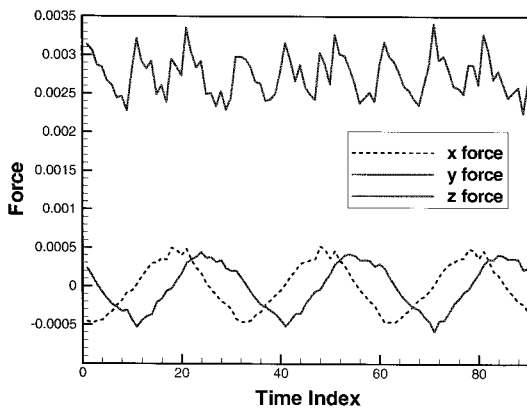
앞에서 기술했듯이 소음의 가장 큰 원인은 dF/dt , 즉 힘벡터의 비정상 변화이다. 이 비정상 힘의 세기를 비교하기 위해서 Fig. 6과 같이 한 깃의 앞전부근에 있는 점 1,2,3과 중간 영역인 5,8점에서의 힘의 변화를



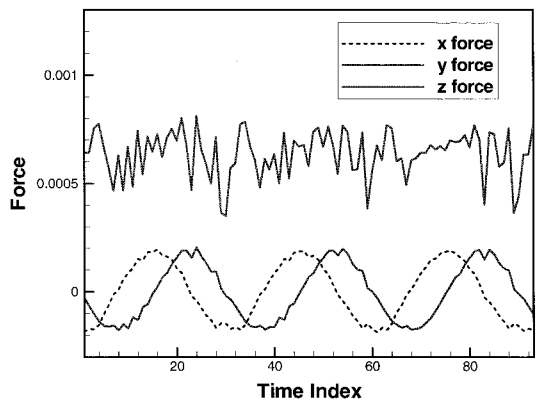
(a) force at point 1



(b) dF/dt at point 1



(c) force at point 2



(d) force at point 3

Fig 6. Force fluctuations at various control points (continued)

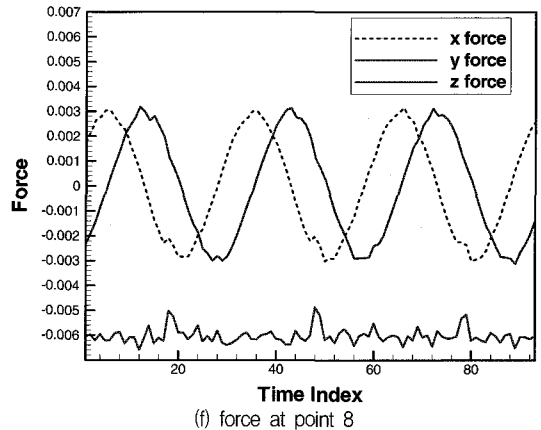
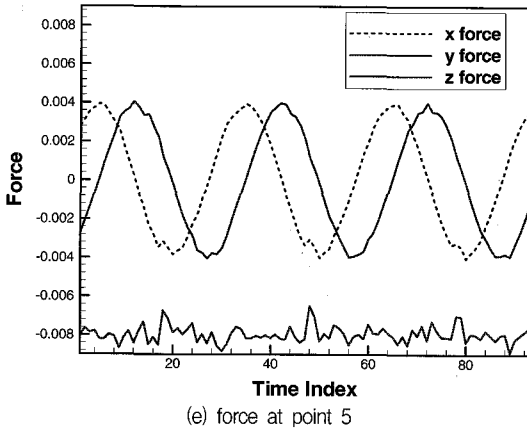


Fig 6. Force fluctuations at various control points

나타내었다. Fig. 6에 각 점에서의 힘의 변화와 힘의 시간미분 변화량이 나타나 있다. 본 논문에서는 힘을 x, y, z축 성분으로 나누어서 사용하였다. z축은 뿔의 전방을 향하는 성분이고 x, y축은 뿔의 회전면에 있는 성분이다. 그러므로 힘의 x, y성분은 회전에 의한 주기적인 특성을 나타낼 것이고 z성분은 추력의 변화를 나타낼 것이다.

그림에서 x, y축 방향 힘은 뿔의 회전으로 인해서 주기적인 특성을 가지고 있는 것을 확인할 수 있다. 또한, z축 방향의 힘의 경우, 앞전근처 (Fig. 6(a), (c), (d))에 있는 점에서는 지지대와의 상호작용으로 교란이 발생한다. 앞전 2번 영역 (Fig. 6(c))에서는 지지대와의 주기적인 피크가 보이지만 1번 (Fig. 6(a))에서는 주기성이 많이 사라지고 있음을 확인할 수 있다. 이것은 앞전의 허브영역에서 박리가 발생하기 때문이다. 또한, 앞전 3번 영역도 주기성이 거의 없음을 확인할 수 있다. 이는 tip vortex의 발생에 의한 비정상 하중변화가 더 우세하기 때문으로 추정된다.

중간점 (Fig. 6(e))이나 끝전 (Fig. 6(f))의 경우 z축 힘의 변화는 아주 작으며 지지대와의 상호작용도 아주 작아짐으로 존재함을 확인할 수 있다.

또한, Fig. 6(b)를 보면 1번 점에서의 dF/dt 값이 그려져 있다. 이 값은 힘의 변화보다 크며 결국 이 값이 소음의 주된 원인이 된다.

다음은 비정상 하중을 이용해서 냉각뿔의 소음을 예측하였다. 관찰자가 (1,0,0)위치에 있을 경우의 소음 신호가 Fig. 7에 있다. 그림에서 주기적인 음압신호가 반복되고 있음을 확인할 수 있다. 그림 8의 음압신호를 FFT한 것이 Fig. 8이다. 그림에서 비균일 배치 기 때문

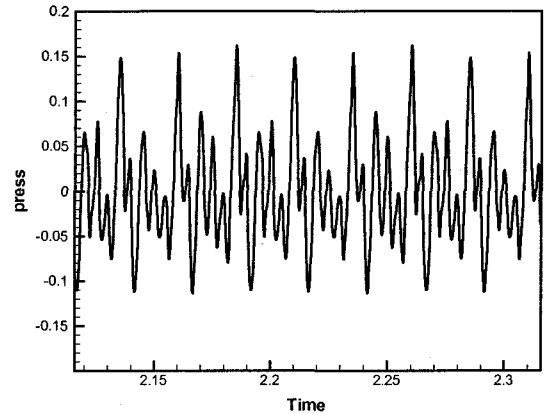


Fig. 7 Predicted acoustic pressure

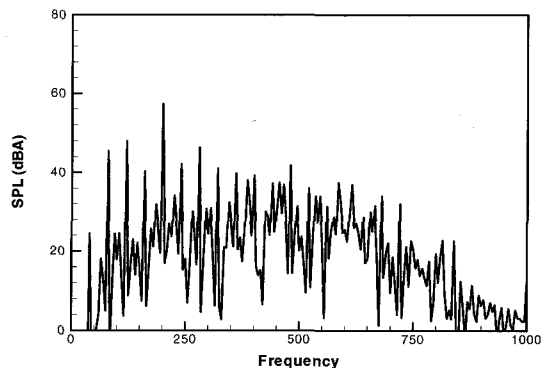


Fig. 8 Predicted acoustic spectrum (dBA)

에 축 회전주파수에 해당하는 성분들이 모두 나타나고 있음을 확인할 수 있고 BPF에 해당하는 200 Hz의 피크도 나타남을 확인할 수 있다.

실험값에 의한 소음측정값은 Overall SPL로 72.9 dBA

이고 계산에 의한 값은 65 dBA이다. 이 차이는 지지대의 소음 발생을 여기서는 고려하지 않았고, 본 계산이 정밀도 때문에 1000 Hz이상의 소음값을 예측하지 못하기 때문에 발생한다. 실제 실험은 1000 Hz미만과 1000 Hz 이상이 거의 비슷한 크기로 존재한다. 만약 지금보다 유동장 자료가 더 정밀해서 시간간격이 0.0001정도가 된다면 1000 Hz 이상의 소음도 충분히 예측이 가능하고 전체 Overall SPL도 65dBA 이상이 될 것이다.

5. 결 론

본 연구는 냉각 팬의 유동특성과 소음특성을 구하고자, 범용 열 유체 상용 코드인 STAR-CD를 사용하여 팬의 압력과 유량의 변화를 수치 해석하고 비정상 해석 자료를 이용하여 소음값을 계산한 후 그 결과를 시험결과와 비교한 것이다.

소음 해석을 위해서 미끄러짐 격자를 사용하여 팬을 116회전까지 계산한 후, 그 다음 3회전의 유동값을 이용했다. 비정상 힘의 변화를 보면 지지대와 가까이 있는 앞전 쪽에 주기적인 z방향 힘의 교란이 있음을 알 수 있고 팬의 회전으로 x와 y축 힘의 변화는 주기적임을 확인할 수 있었다.

소음신호를 FFT한 결과 비균일 기의 특성에 해당하

는 축 회전 주파수에서 피크가 나타나고 그 조화주파수에 피크가 있음을 확인했다. 또한, BPF에 해당하는 200 Hz에서 큰 피크가 나타남을 확인했다.

참고문헌

- (1) Jeon, W.-H., Lee, D.-J., 2000, "Analysis of Flow and Sound field of Ducted Axial Fan," Inter-Noise 2000, pp. 1531~1534.
- (2) Jeon, W.-H., Lee, D.-J., 1999, "An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller," Journal of Sound and Vibration, Vol. 222, No. 3, pp. 505~511.
- (3) Computational Dynamics Co., Version 3.1 STAR-CD Users & Methodology Manual, 2000.
- (4) 이덕주, 전완호, "송풍기의 공력소음," 1999, 유체기계저널, 제2권, 제3호, pp. 87~98.
- (5) Neise, W., "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," An International INCE Symposium, pp. 45~56, 1992.
- (6) Lowson, M. V., "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Ser. A. 286, pp. 559~572, 1965.