

# 축류팬의 설계 변수가 팬의 성능과 소음에 미치는 영향의 수치적 연구

## A Numerical Study on the Effects of the Design Parameters upon Fan Performance and Noise

전완호\* · 백승조\*\* · 김창준\*\* · 윤홍열\*\*

Wan-Ho Jeon, Seung-Jo Baek, Chang-Joon Kim and Hong-yeol Yoon

**Key Words** : Axial Fan(축류팬), Fan Noise(팬 소음), Operating condition(작동조건), Number of blade(깃 수), Sweep angle(스윙각), rotating velocity(회전각속도)

### ABSTRACT

Axial fans are widely used in household electrical appliances due to their easy usage and high flow rate for cooling capacity. At the same time, the noise generated by these fans causes one of serious problems. In order to calculate the noise of a fan, we develop the software IFD - Intranet Fans Design. With this software we can design, analysis the performance and predict the noise of fan. The prediction model, which allowed the calculation of acoustic pressure at the blade passing frequency and it's higher harmonic frequencies, has been developed by Lawson's equation. To calculate the unsteady resultant force of the blade, time-marching free-wake method is used. The objective of this study is to calculate the effects of number of blades, rotating velocity, and sweep angle on the noise of fan..

### 1. 서론

현대 사회에 있어서 가전제품 및 부품의 냉각을 위한 팬의 사용이 일반화 되어있으며, 더 성능이 좋은 팬이 계속 생산되고 있다. 이러한 팬은싼 가격과 쉬운 설치 때문에 아직까지는 가전제품과 전자제품의 냉각에 주류를 이루고 있다. 그러나, 이런 장점에도 불구하고 팬의 회전에 의해서 발생하는 소음은 사용자에게 직접 전달되므로 많은 문제가 되고 있다. 이런 팬 소음에 대한 문제는 팬의 크기가 작아지고 회전속도가 증가할수록 점점 더 큰 문제가 되고 있으며, 많은 연구의 주요 테마가 되고 있다.

가전제품의 냉각에 많이 사용되는 축류팬의 경우, 저소음에 대한 사용자들의 요구 때문에 저소음에 대한 많은 연구가 수행되어왔다. 팬의 저소음을 위해서는 팬 소음의 발생 원인을 정확히 파악하고, 그 발생원인에 가장 큰 영향을 주는 인자를 제어해야 한다. 이런 공력소음의 발생은 유동장의 자세한 부분에 대한 이해가 필요하며, 실험에 의한 소음 측정과 유동장 해석 및 소음 발생에 대한 해석이 이루어져야 이해가 가능한 부분이다. 그러나, 지금까지의 많은 팬의 저소음 연구는

유동장에 대한 이해나 소음 발생에 대한 해석 없이 단순한 소음 측정으로만 이루어져서 명확한 원인 규명이 없는 것이 결론이 나오고 있다.

최근 들어 축류팬의 유동과 소음을 수치적으로 해석하고자 하는 시도가 있었고[1,2], 이런 기법을 바탕으로 해석 소프트웨어가 만들어지기도 했다.[3,4,5] 그러나 아직까지 이런 방법이나 소프트웨어는 가전제품에 많이 사용되는 sweep이 많은 팬에 쉽게 적용될 수 없고 설계에 관한 부분이 많이 취약하다. 그래서, 본 연구에서는 가전제품에 사용되는 팬의 설계, 성능해석, 소음 해석 소프트웨어를 만들고 그 적용가능성을 확인했다. 본 논문은 이러한 일련의 작업 중 일 부분으로 소음 해석 소프트웨어의 적용가능성과 인자의 변화에 대한 소음의 변화를 예측하는데 목적을 둔다. 이 소프트웨어의 구축으로 팬 소음에 대해서 실험과 수치해석의 두 가지 측면으로의 접근이 가능하게 되었다.

본 논문에 사용된 수치기법은 지금까지 많은 연구자들이 연구한 방법으로 유동장을 비정상 유동 계산에 많이 사용되는 와류패널법과 자유후류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 로터 깃의 힘(압력)으로 로터 깃에서의 비정상 압력 교란에 의한 소음을 예측하는 방법이다.[1~2] 이것을 위해서 매시간 로터 깃의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 시간 영역 음향유추법의 일종인 Lawson 방법으로 예측한다.[6] Lawson 방정식은 자유공간에서 이극이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방

\* 정회원, LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소  
E-mail : whjeon@lge.com  
Tel : (02) 818-7993, Fax : (02) 867-9629  
\*\* LG 전자 디지털 어플라이언스 연구소

법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.

본 논문에서는 개발된 소프트웨어를 이용해서 가전제품에 많이 사용되는 일반적인 축류팬을 설계한 후, 그 변수를 바꾸어 가면서 소음 변화를 계산하였다. 깃의 개수, 회전속도 그리고 sweep 각을 바꾸어서 각 변수에 따라서 소음이 어떻게 변하는지 예측하였다. 깃의 개수가 증가할수록 소음이 증가하지만 어느 이상 증가하지 않았으며, 회전각속도의 2승에 비례하여 변하였고 스윙이 있는 경우가 더 조용한 결과를 나타냈다.

## 2. 축류팬 소음 특성

축류팬의 소음은 톤소음(tone noise)과 광역소음(broadband noise)으로 나뉜다. 일반적인 소음 측정 스펙트럼에서 나타나는 피크는 톤소음 혹은 분절소음(discrete noise)이라고 하며, 넓은 주파수 영역에서 나타나는 소음은 광역소음이라고 하여 구분한다. 이 두 스펙트럼상의 특징은 서로 다른 소음 발생 원인에서 기인한다. 즉, 주기적인 교란이 원인이면 피크소음인 톤소음이 나타나고, random 한 교란이 원인이면 광역소음으로 나타난다.

일반적으로 톤소음은 날개통과주파수(BPF : Blade Passing Frequency)로 존재하며, 깃에 걸리는 하중이 회전하면서 발생하는 소음으로 축의 회전주파수와 깃의 수의 곱에 해당하는 주파수에 발생한다. 또한, 이 주파수의 조화주파수로도 존재한다. 광역소음은 깃을 지나는 유동의 난류에 의한 소음으로 주로 날개 경계층에 의한 교란, 입구 난류에 의한 간섭 소음, 박리에 의한 강한 난류 교란 그리고 깃 끝전(trailing edge)을 지나는 유동의 와류발생에 의한 소음 등에 그 원인이 있다. 일반적으로 공력소음은 유동장의 거울이다. 즉, 고주파수의 광역소음을 해석하고 싶으면 그 주파수에 맞는 정밀도와 시간간격으로 유동을 해석해야 소음 해석이 가능하다.[7] 그러나, 이것은 지금의 컴퓨터 파워로도 몇 달이 걸리는 아주 어려운 작업이며 많은 팬을 설계해야 하는 기업에서는 적용하기 어려운 방법이다. 그러므로, 본 연구에서는 우선 톤소음에 대한 해석만 고려한다.

## 3. 수치 기법

### 3.1 시간적분 자유 후류 해석

깃의 형상의 삼차원 물체 주위의 유동을 물체의 경계와 후류 영역을 제외한 전체 영역에서 비압축

성, 비회전, 비점성이라고 가정하면 유동은 Laplace 방정식을 만족하는 포텐셜 유동이고, 속도 포텐셜을  $\Phi(\vec{x}, t)$  라 할 때 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla^2 \Phi = 0 \quad (1)$$

물체 표면의 수직 속도가 영이라는 경계조건은 다음과 같이 표현된다.

$$(\nabla \Phi + \vec{V}_{wake} - \vec{V}) \cdot \vec{n} = 0 \quad (2)$$

여기서  $\vec{V}_{wake}(\vec{x}, t)$  는 후류의 와류장 때문에 발생하는 유도속도를 나타내고,  $\vec{V}(\vec{x}, t)$  는 물체 표면의 속도를 나타내며  $\vec{n}(\vec{x}, t)$  는 움직이는 표면의 수직인 벡터성분이다.

Green의 상반정리(Green's reciprocal theorem)를 이용하면 식 (1)의 일반적인 해는 용출(source)의 세기 ( $\sigma$ ) 와 중첩(doublet)의 세기 ( $\mu$ ) 의 합으로 속도 포텐셜의 값을 나타낼 수 있다.

$$\Phi(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \int_{body+wake} \mu \vec{n} \cdot \nabla \left( \frac{1}{r} \right) ds - \frac{1}{4\pi} \int_{body} \sigma \left( \frac{1}{r} \right) ds \quad (3)$$

방정식 (3)을 방정식 (2)에 대입하면

$$\left\{ \frac{1}{4\pi} \int_{body+wake} \mu \nabla \left( \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) \right) ds - \frac{1}{4\pi} \int_{body} \sigma \nabla \left( \frac{1}{r} \right) ds - \vec{V} \right\} \cdot \vec{n} = 0 \quad (4)$$

두께가 얇은 깃은 두께를 고려하지 않고 깃의 형상을 대표하는 면 - 예를 들면 캠버 면 - 에 특이값을 분포시킴으로써 해석이 가능하다. 이러한 해석은 해의 정확도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 계산 시간을 크게 절약하는 장점을 갖는다.

얇은 깃의 경우에 용출에 관한 항은 무시될 수 있다. 그래서 양력을 받는 표면을 나타내는데 오직 방정식(3)의 첫항만 사용하게 된다. 여기서 근사화된 깃면에 분포하는 중첩(doublet)은 같은 크기의 순환(circulation) 강도, ( $\Gamma = \mu$ ) 를 갖는 와격자로 바꿀 수 있고, 이러한 방법을 와류 격자법(vortex lattice method)이라고 하는데, 그 유도 속도는 Biot-Savart 법칙을 이용하여 구할 수 있게 된다.

깃이 회전하는 것과 동시에 깃 뒷전에서는 후류가 발생하게 된다. 이 후류는 깃의 구속와(bound circulation)의 세기가 깃 회전 방향으로 변해서 발생하는 shed 성분과 구속와의 세기가 블레이드 반경 방향으로 변해서 발생하는 trailed 성분으로 나눌 수 있다. 연속적으로 발생하는 와도(vorticity) 분포를 유한한 간격으로 나누어서 각각을 하나의 와류(Discrete vortex)로 나타낸다. 이 와류는 직선과 곡선으로 표현 되는 선 와류(vortex filament)로 모사 할 수 있다. 흘러지는 와

류의 세기는 후류요소가 깃을 떠나는 순간에 구속 순환의 반경방향과 회전방향의 미분값에 의해서 결정된다.

깃에 양력이 발생 함에 따라서 깃 뒷전에서 후류가 발생하게 되는데, 이 연속적인 후류 면을 와격자를 이용하여 고려한다. 논리적으로 후류 와면(stream surface)은 강제 표면을 가지고 있지 않기 때문에 Kutta-Joukowski 이론에 의한 힘을 발생시킬 수 없다. 후류 와면에 의해서 유도되는 힘이 존재한다고 가정할 때 세기가  $\dot{\gamma}$ 인 와도를 갖는 와면에 의해서 유도 되는 힘을  $\Delta F$ 라 하면,

$$\Delta F = \rho \dot{\gamma} \times \dot{\gamma} \quad (5)$$

여기서  $\dot{\gamma}$ 는 와면의 유동 속도이다. 삼차원 흐름에서 이 힘이 영이 되기 위한 조건(force free condition)은 유동속도  $\dot{\gamma}$ 와  $\dot{\gamma}$ 가 평행한 경우에만 성립됨을 알 수 있다.  $\gamma = -\nabla \Gamma_w$ 로 나타낼 수 있으며 이는 와류 격자에서 와류의 세기가 일정해야 그 와격자가 와면을 표현할 수 있음을 나타내는 것이다.

Kutta-조건은 유동이 날개의 날카로운 뒷전을 부드럽게 이탈하며 그 속도가 바로 그 위치에서 유한한 값을 갖도록 하는 것이다. 깃의 뒷전에서 유한한 속도를 갖도록 하기 위해서는 깃 뒷전에서 수직인 속도성분이 영이 되어야 하며 이것은 날개 뒷전이 정체조건 (stagnation condition)을 만족해야만 이를 수 있게 된다. 후류는 물리적으로 힘을 지탱할 수 없는 와면이므로 바로 이 정체점에서의  $\Delta F$ 는 영이 되며, 따라서 블레이드 뒷전에서  $\gamma_{T.E}$ 가 영이 됨을 알 수 있다. 이로부터 블레이드 바로 뒷전의 와격자의 세기는  $\Gamma_w = \Gamma_{T.E}$ 가 된다. 따라서, 깃 맨 뒷전을 포함하는 와격자와 이번 시간 간격에 흘러지는 후류의 와격자의 순환 강도를 같게 해준다.

후류면은 힘을 받지 않으므로 매 와류요소는 그 위치에서의 유도속도로 매 시간 이동시킨다. 매 계산시간마다 후류와류가 생성되므로 후류 와류의 개수는 계산이 진행될수록 증가하고 계산 시간 역시 증가한다. 깃의 각 요소에서의 힘을 계산하기 위해서 비정상 Bernoulli 방정식을 사용했다.[2]

### 3.2 축류팬 소음 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 와류흐림이 강하게 발생하지 않는다면 토운소

음이 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 해석되어 있어야 한다는 것이다. 결국 유동의 해석 난류 크기와 시간간격이 예측하고자 하는 소음의 정밀도와 범위를 결정한다.[7]

본 논문에서 계산하는 음향장은 로터가 회전하면서 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. Noise는 팬의 경우 이극이 주된 소음원이고 특히, 회전하는 비정상 힘에 의한 소음이 지배적이라고 밝혔다.[8] 축류팬의 경우 토운소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로도 충분히 토운소음의 예측이 가능하다

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_o^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (6)$$

여기서, 왼쪽항은 정지한 매질에서의 음파전달방정식이고 오른쪽 항은 유체내에서의 음원을 나타낸다. 첫 항은 사극소음(quadrupole)에 의한 영향을 나타내고, 두 번째 항은 이극(dipole)에 의한 영향을 마지막 항은 단극(monopole)에 의한 영향을 나타낸다. 팬 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.[7]

$$\rho - \rho_o = \left[ \frac{x_i - y_i}{4\pi a_o^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (7)$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도에 의한 음압을 나타낸다. 여기서  $a_o$ 는 음속(speed of sound)을 나타내고,  $F_i$ 는 힘을  $r$ 은 관찰자와 음원간의 거리를 나타낸다.

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. 결과

### 4.1 팬 소음 예측 프로그램 개발

IFD(Intranet Fans Design)라는 이름으로 최근 개발된 팬 소음 예측 프로그램은 팬 설계, 성능 해석 프로그램과 같이 팬 연구를 가속시키는 도구가 되었다. 이 프로그램의 개발로 팬 개발자는 PC에 앉아서 원하는 형태의 팬 설계부터, 성능 확인 그리고 소음값의 변화에 대한 계산까지 한번에 가능하게 되었다. 이 프로그램은 설계 모듈과 성능 해석 모듈 그리고 유동/소음 해석모듈로 이루어져 있으며, 본 논문에서는 유동/소음 모듈에 대해서만 다룬다. 그림 1에 설계 모듈을 시작했을 때의 화면이 있다. 1500rpm에서 작동하는 직경이 14.5cm이고 깃 5개가 있는 축류팬을 기본적인 모델로 설계하였다. 이 팬의 허브 피치각은 45°이고 끝단 피치각은 32° sweep 각 37°이다. 설계된 팬 형상이 그림 1에 있다.

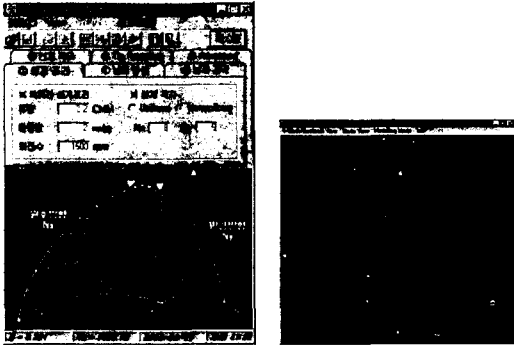


Figure 1. Capture view of fan design program and designed fan shape

### 4.2 프로그램 검증

완성된 소음 예측 프로그램을 검증하기 위해서 1992년 Lohmann이 수치 해석에 사용한 깃 3개인 축류팬을 해석하였다. 이 팬은 반경 0.3025m, 시위 0.06m, 허브 비틀림각 38°, 익단 비틀림각 4°의 형상을 가지고 있다. 그림 2에 Lohmann의 측정값과 본 방법에 의한 예측값을 비교하였다. BPF와 그 조화주파수의 음압이 2dB 이내로 일치하는 것을 확인할 수 있다.

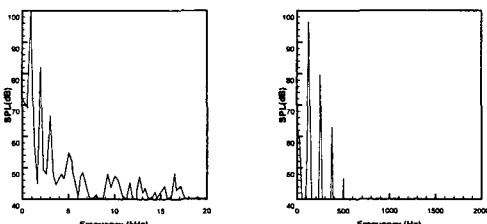


Figure 2. Comparison of measured(left, by Lohmann) and calculated(right, by author) acoustic pressure

### 4.3 날개수의 변화에 따른 소음 변화

일반적으로 날개수가 많아질수록 소음이 커진다고 알려져 있다. 이런 경향을 따라가는데를 확인하기 위해서, 설계 프로그램으로 모든 변수를 동일하게 두고 날개수만 3개에서 7개까지 바꾼 팬에 대해서 유동 및 소음해석을 수행하였다. 설계된 팬 형상이 그림 3에 있다.

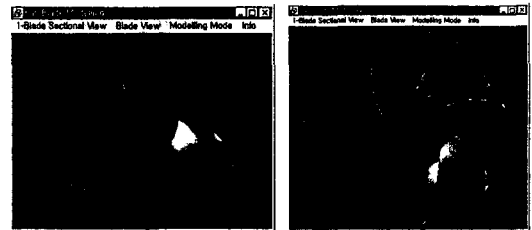
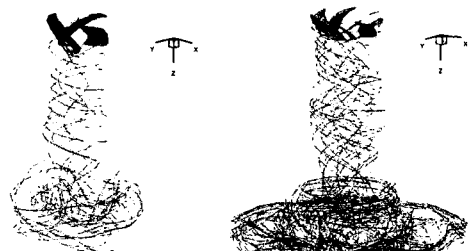


Figure 2. Designed fan shape for 3 and 7 blade.

위의 팬에 대한 소음을 해석하기 위해서 비정상 유동장을 해석이 필수적이다. 소음을 예측하기 위해서 필요한 값은 깃에서의 비정상 하중의 변화이다. 이를 위해서 앞에서 기술한 와류와 시간적분 와류 곡선법을 이용해서 축류팬의 유동장을 해석한다. 해석은 팬이 한 바퀴 회전하는데 24번 시간간격을 두어서 해석했고, 매 시간 후류와류의 분포와 팬 깃의 각 요소에서의 하중변화가 저장되었다. 깃이 3개인 팬과 7개인 팬의 12바퀴까지 계산된 후류와류의 분포가 그림 4에 있다. 이때 각 시간에 따른 힘의 변화가 그림 5에 보인다. 그림에서 힘은 각 깃의 모든 요소의 힘의 x방향 성분을 합한 것으로 깃의 회전에 따라서 주기적으로 변함을 확인할 수 있다. 또한, 깃이 3개일 경우에 비해서 5개와 7개의 경우는 거의 변하지 않는 것을 확인할 수 있다.



(a) Fan with 3 blade (b) Fan with 7 blade  
Figure 4. Wake vortex structure for 12 revolutions.

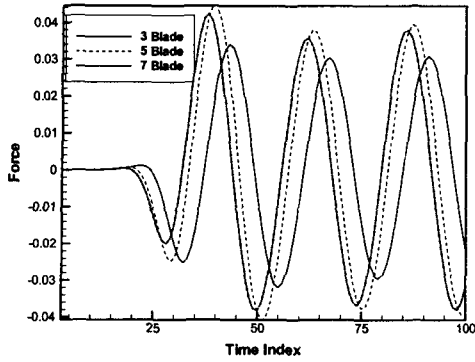
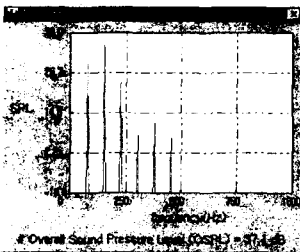
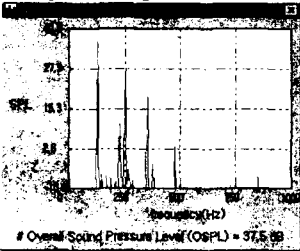


Figure 5. Variation of force at one blade with time

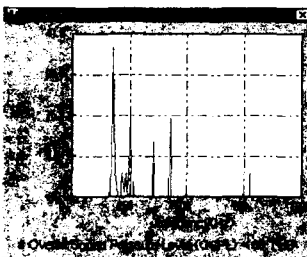
프로그램에서 위의 힘의 변화를 입력값으로 해서 계산된 소음 신호가 그림 6에 있다. 갯이 많아질수록 BPF 주파수가 높아지고 그에 따라서 BPF의 소음 레벨도 높아짐을 확인할 수 있다. 이 경향을 한 그래프에 나타낸 것이 그림 7이다. 그림에서 BPF는 갯의 증가에 따라서 증가하는 것을 확인할 수 있고, 2<sup>nd</sup> BPF는 급격히 감소함을 확인할 수 있다.



(a) Acoustic pressure spectrum for 3 bladed fan



(b) Acoustic pressure spectrum for 5 bladed fan



(c) Acoustic pressure spectrum for 7 bladed fan

Figure 6. Predicted acoustic pressure.

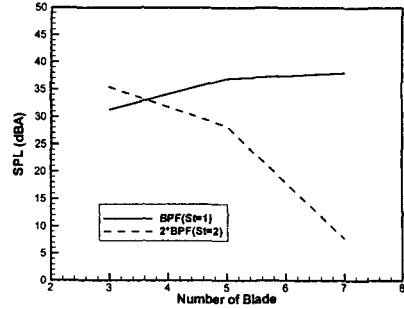
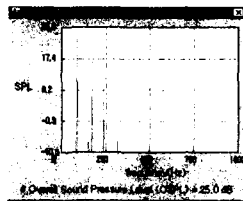


Figure 7. Trend of noise change as the number of blade change.

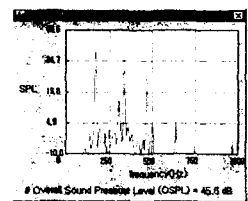
#### 4.4 RPM 증가에 따른 소음 변화

일반적으로 공력소음은 갯의 끝단 속도의 2~3승에 비례한다. 이것은 웬에 따라서 다르게 나타난다. 이러한 경향을 확인하기 위해서 갯 5개짜리 웬을 1000rpm에서 2000rpm까지 증가시켜가면서 소음을 계산하였다.

계산된 전체 음압 레벨은 1000rpm, 1500rpm, 2000rpm일때 각각 46.1dB, 53.1dB, 58.1dB이다. 이것을 이용해서 음압과 웬 끝단 속도의 관계를 계산해보면 음압은 끝단 속도의 2승에 비례하는 것으로 밝혀졌다. 이 값은 일반적으로 실험에 의해서 얻어지는 경향에 부합된다.[9]



(a) 1000 rpm

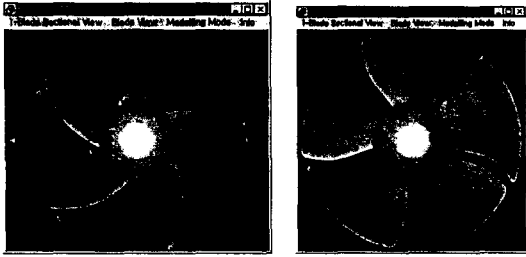


(b) 2000 rpm

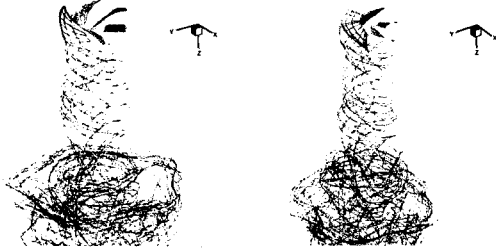
Figure 8. Predicted acoustic pressure(dBA)

#### 4.5 Sweep 각에 따른 소음 변화

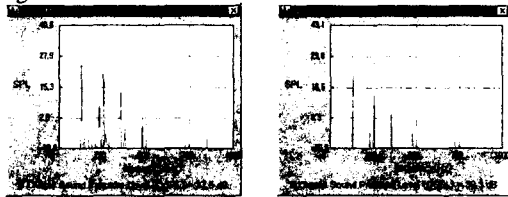
Sweep은 소음신호의 위상차이를 발생시켜서 저소음에 효과가 있다고 알려져 있다. 그래서 가전제품에 사용하는 웬은 아주 큰 sweep각을 가지고 있다. 이것을 수치적으로 검증하기 위해서 sweep이 없는 경우와 37° 정도 들어간 두 경우를 비교한다. 이 두 가지 경우에 대한 웬 형상이 그림 9에 있다. 각각의 경우 12바퀴까지 비정상 유동을 해석한 결과가 그림 10에 있다. Sweep을 준 웬의 경우가 후류가 넓게 퍼지면서 더 안정화되는 것을 확인할 수 있다.



(a) 37degree sweep (b) No sweep  
Figure 9. The designed fan for sweep change.



(a) 37degree sweep (b) No sweep  
Figure 10. The analyzed wake structure for sweep change.



(a) 37degree sweep (b) No sweep  
Figure 11. The predicted acoustic pressure for sweep change.

Sweep 이 없는 경우 총 음압은 39.3dBA 이고 sweep 이 있는 경우는 37.5 도로 sweep 에 의해서 음압이 감소함을 확인할 수 있다. BPF 주파수에 해당하는 피크값을 살펴보면 39.1dBA 와 36.9dBA 로 2.2dBA 정도의 소음 저감 효과가 있는 것을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

축류팬을 설계, 성능해석, 유동/소음 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고 현재 운영중이다. 이 논문은 그 중 축류팬의 유동/소음 해석에 관한 논문으로 프로그램의 개념과 파라미터 변화에 따른 소음 특성 변화를 계산한 것이다. 본 유동/소음 예측 방법은 이미 많이 연구되어 있는 방법으로 유동장을 비정상 유동 계산에 많이 사용되는 와류패널법과 자유후류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 로터 깃의 힘(압력)으로 로터 깃에서의 비정상 압력 교란에 의한 소음을 예측하는 방법이다. 완성된 프로그램이 축류팬 소음을 잘 예측하

고, 설계 파라메타 변화에 따른 소음 변화를 잘 예측할 수 있음을 확인했다.

## 참고문헌

- (1) Lohmann, D., 1992, "Prediction of Ducted Radiator Fan Aeroacoustics with a Lifting Surface Method," DGLR/AIAA 92-02-098
- (2) WanHo Jeon, Duck Joo Lee, 2000, "An analysis of the Flow and Sound Field of Ducted Axial Fan," InterNoise 2000, pp. 1531-1534
- (3) 정동규, 홍순성, 이찬, 2000, "축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램 개발 및 적용," 유체기계저널 제 3 권 3 호, pp.31~40
- (4) 김기황, 박준철, 김진화, 이승배, 2001, "축류형 송풍기 저소음 설계 프로그램의 개발 및 평가," 한국소음진동공학회 2001 년도 춘계학술대회 논문집, pp.967~972.
- (5) 전완호, 2000, "유체기계 소음 해석 소프트웨어," 유체기계저널 제 3 권 4 호, pp.59~64.
- (6) Lowson, M. V., 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Ser. A. 286, pp.559-572
- (7) 전완호, 조장형, 원영수, 2001, "냉각팬의 공력소음 발생 및 방사 해석," 2001 STAR CD USER'S CONFERENCE, pp. 39~48.
- (8) W. Neise, 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," An International INCE Symposium, pp. 45 ~ 56.
- (9) Neise, W., 1975, "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," Journal of Sound and Vibration, Vol. 43, No. 1, pp.61-75