

## 횡류팬 등/부등피치 블레이드의 이산소음 특성 분석

Analysis of Discrete Noise Characteristics for the Cross Flow Fan with Uniform/Random Pitch Blades

○조용<sup>1)</sup>, 김종진<sup>1)</sup>, 문영준<sup>2)</sup>

Yong Cho, Jong-Jin Kim and Young J. Moon

The discrete noise of the cross-flow fan with uniform/random pitch blades is predicted by computational methods. With the time dependent surface pressure data obtained by solving the Navier-Stokes equation, the acoustic pressure is calculated by the Ffowcs Williams-Hawkings equation. The positions of the blade noise source are identified through investigation of the acoustic pressure history induced by one blade, and it is confirmed that the dominant noise source is near the stabilizer. Since the acoustic pressure of the random pitch fan fluctuates according to blade passing, the dominant BPF noise for the uniform pitch fan is modified into some reduced discrete noises which have a 50Hz difference from BPF.

### 1. 서론

전형적인 가정용 에어컨 실내기에 사용된 횡류팬의 2차원 단면과 LDV로 측정된 속도 분포가 그림 1에 나타나 있다. 횡류팬의 임펠러는 긴 실린더 형태이므로 compact한 공조기기를 제작하기 적절하고, 이로 인해 주로 실내용 공조기에 사용되어 상대적으로 소음에 대한 관심이 높다.

대부분의 공조용 팬들이 rotor-stator 상호작용에 의해 소음이 많이 발생하듯 횡류팬도 임펠러 블레이드와 스테빌라이저의 상호작용에 의해서 주 소음이 발생하게 된다. 블레이드 피치 간격이 일정한 등피치 임펠러가 일정한 속도로 회전을 하게 되면, 블레이드와 스테빌라이저가 규칙적인 상호작용을 하게 되어 BPF에 해당하는 톤 소음이 발생하는 문제점이 나타난다. 따라서, 이러한 BPF 톤 소음을 줄이기 위하여 블레이드의 피치 간격을 조절하거나[1], 스테빌라이저의 형상을 변형하는 방법[1, 2]이 연구되어 왔다. 횡류팬뿐만 아니라 축류팬[3]과 반경류팬[4]에서도 블레이드 피치 간격과 톤 소음과의 관계를 이론과 실험을 통해 BPF 소음을 줄이는 연구가 수행되어 왔으며, Mellin과 Sovran[3]은 톤 소음을 최소화 할 수 있는 피치 간격 모델을 제시하였다.

본 연구에서는 비정상 전산해석을 수행하여 얻은 비정상 압력 데이터를 근거로 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 방정식을 이용하여 횡류팬에서 발생하는 소음을 수치적으로 예측한다. 블레이드

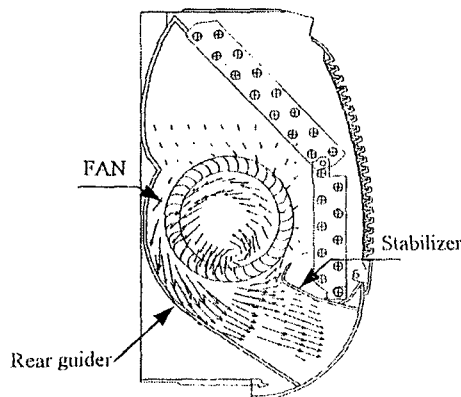


Fig. 1 A typical cross-flow fan configuration and its velocity vector field.

1) 고려대학교 기계공학과 대학원 (136-701 서울시 성북구 안암동5가 1 Tel : 02-926-3818)

2) 고려대학교 기계공학과 (136-701 서울시 성북구 안암동5가 1 Tel : 02-3290-3358)

하나가 발생하는 음압을 관찰하여 횡류팬 소음원의 위치를 파악하고, 비정상 유동 해석 결과를 통해 소음 발생 원인을 밝혀낸다. 또한, 등피치 팬과 두 종류의 부등피치 팬에서 발생하는 블레이드 소음과 스테빌라이저 소음을 성분별로 분석하고, 마지막으로 각 팬에서 발생하는 소음 스펙트럼을 서로 비교하고 고찰한다.

## 2. 수치해석 기법

### 2.1 비정상 유동 해석

실제로 회전을 하는 팬 부분과 고정되어 있는 케이싱의 상호작용을 고려하기 위하여, 이동좌표계에 기반한 2차원 비압축성, 점성 Navier-Stokes 방정식을 풀고 경계면에서는 형상 함수 보간법을 이용한 미끄러짐 격자(sliding mesh)기법을 사용하였다. 비정상 해석은 projection method의 일종인 SMAC 기법을 이용하여 계산하였으며, 시간 적분에는 외재적 4단계 Runge-Kutta 방법을 사용하였다. 대류항 계산에는 2차 풍상 차분법을 적용하였고, 집중격자계에서 발생할 여지가 있는 압력장 떨림 현상을 제거하기 위하여 운동량 선형 보간법(momentum linear interpolation)을 사용하였다.

### 2.2 유동 소음 해석

팬이 회전을 하면서 발생하는 유동 소음의 원인을 살펴보면 블레이드의 두께에 의한 질량 유량, 블레이드가 유체에 작용하는 힘 그리고 난류유동과 관련되어 있다. 일반적으로, 횡류팬처럼 저속으로 회전하는 유체기계는 블레이드가 유체에 작용하는 힘과 관련된 쌍극자 형태의 소음이 주소음원으로 나타나게 된다.

본 연구에서는 유동 상사 이론에 기반을 두고 임의의 방향으로 이동하는 소음원에서 발생하는 소음을 예측할 수 있는 FW-H 방정식을 이용하여 회전하는 횡류팬에서 발생하는 소음을 예측하였다. Farassat[5]와 Succi[6]는 전산해석이 용이하도록 FW-H 방정식의 해를 재구성하여 식(1-4)의 형태로 나타내었다.

$$p'(\vec{r}, t) = \sum_{i=1}^{n_i} [ p'_{t,i}(t) + p'_{ln,i}(t) + p'_{y,i}(t) ] \quad (1)$$

여기서,  $i$ 는 움직이는 물체에서의 각 소음원을 나타낸다. 우변의 첫 번째 항은 블레이드 두께에 의한 질량 유량과 관련된 단극자 소음으로 식(2)로 표현되고, 두 번째와 세 번째 항은 블레이드에 작용하는 힘과 관련된 쌍극자 형태의 소음으로 각각 식(3)과 식(4)로서 근접장 소음과 원거리장 소음을 나타낸다.

$$p'_{t,i}(t) = \frac{\rho V_0}{4\pi} \left[ \frac{1}{r} \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \right) \right) \right]_{ret} \quad (2)$$

$$p'_{ln,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left( \vec{r}_i \cdot \vec{f}_i \frac{1-\vec{M}_i \cdot \vec{M}_i}{1-M_r} - \vec{f}_i \cdot \vec{M}_i \right) \right]_{ret} \quad (3)$$

$$p'_{y,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[ \frac{1}{r} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left( \frac{\vec{r}_i}{C_0} \frac{\partial \vec{f}_i}{\partial \tau} + \frac{\vec{r}_i \vec{f}_i}{1-M_r} \left( \frac{\vec{r}_i}{C_0} \cdot \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} \right) \right) \right]_{ret} \quad (4)$$

여기서,  $V_0$ 는 물체의 체적이고,  $\vec{f}_i$ 는 물체 표면이 유체에 작용하는 힘 벡터이다. 또한, 움직이는 물체의 속도, 가속도 그리고 상대 마하 수는 식(5)와 같이 정의된다.

$$\vec{M}_i = \frac{1}{C_0} \frac{\partial \vec{y}_i}{\partial \tau}, \quad \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} = \frac{1}{C_0} \frac{\partial^2 \vec{y}_i}{\partial \tau^2}, \quad M_r = \vec{r}_i \cdot \vec{M}_i = \frac{\vec{x} - \vec{y}}{r} \cdot \frac{1}{C_0} \frac{\partial \vec{y}_i}{\partial \tau} \quad (5)$$

소음원 시간  $\tau$ 에서 발생한 소음은 관측자 시간  $t$ 일 때 관측자에게 도달하게 된다. 두 시간과의 관계는 식(6)과 같으며, 식(2-4)의 대괄호 안은 지연된 시간에서 계산된다.

$$t = \tau + \frac{r(\tau)}{C_0} \quad (6)$$

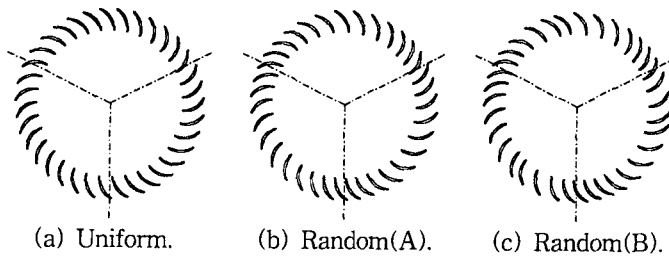


Fig. 2 Cross-sections of cross-flow fans.

Table 1 Dimensions of the cross-flow fan

span of cross-flow fan (L)	340.0 [mm]
outer diameter of impeller (D <sub>2</sub> )	106.0 [mm]
inner diameter of impeller (D <sub>1</sub> )	81.62 [mm]
number of blades (Z)	35
blade inner angle	79.6°
blade outer angle	161.6°
blade setting angle	33.4°
max. thickness of blade	1.2 [mm]

음압 수준은 식(7)에 의해서 얻어진다.

$$L_p = 10 \log_{10} (\hat{p}' / \hat{p}_{ref})^2 \tag{7}$$

여기서,  $\hat{p}_{ref} = 2 \times 10^{-5}$  [Pa] 이고, MATLAB V.5.1의 FFT 알고리즘을 사용하여 음압 수준 스펙트럼을 얻었다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 등/부등피치 임펠러

대부분의 횡류팬은 임펠러 블레이드와 스테빌라이저의 상호작용에 의해서 주 소음이 발생되기 때문에, 블레이드 피치 간격이 일정하게 되면 규칙적인 상호작용이 발생하여 BPF 톤 소음이 발생하게 된다. 따라서, 블레이드 피치 간격을 불규칙하게 분포시켜 BPF 톤 소음을 줄이는 연구가 수행되었다[1, 3, 4].

본 연구에 사용된 등피치 임펠러와 두 가지 형태의 부등피치 임펠러의 2차원 단면 모양을 그림 2에 나타내었으며, 임펠러 블레이드에 대한 자세한 치수는 표 1에 열거하였다. 등피치 임펠러와 부등피치 임펠러는 모두 동일한 형상의 35개 블레이드로 구성되어 있다. 따라서, 등피치 임펠러는 블레이드 피치 간격이  $10.286^\circ (=360^\circ/35)$ 로 일정한 반면, 부등피치 임펠러는 블레이드 피치 간격이 변화하면서 전체적으로 3등분 된 형상을 나타내고 있다. A 형식의 부등피치 임펠러는 피치 간격의 합이  $360^\circ$ 를 쉽게 만족할 수 있고 피치 변화가 대칭적으로 나타날 수 있도록 삼각함수를 이용하여  $b_i = [360/Z + \{Z/(3 \times 2\pi)\} \times \cos(3 \times 2\pi/Z \times (i - 0.5))] \times \pi/180$ 와 같은 블레이드 피치 간격을 구성하였다. 한편, B 형식의 부등피치 임펠러는 Boltezar 등[4]이 반경류팬에서 톤 소음을 줄일 수 있도록 최적화된 블레이드 피치 간격을 횡류팬 블레이드에 적절하게 재구성한 것이다.

본 연구에서는 비정상 전산해석을 통해 등피치 팬과 부등피치 팬의 성능을 예측하여 비교해 본 후, 횡류팬의 소음원과 블레이드 피치 간격의 변화에 따른 소음 특성을 예측하고 이를 분석하고자 한다.

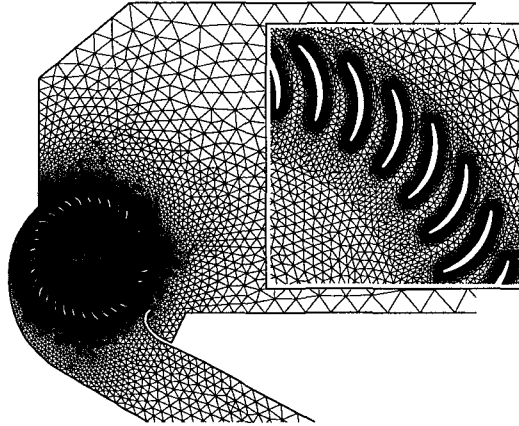


Fig. 3 Triangular meshes for the present test fan and a near view around blades (uniform pitch).

### 3.2 비정상 전산 해석

본 연구는 그림 1에서 횡류팬 입구에 설치된 열교환기와 그릴의 효과를 배제하고 단지 팬만의 특성을 예측하기 위하여, 그림 3에 나타난 횡류팬 형상과 같이 임펠러, 스테빌라이저 그리고 rear-guider로만 간략하게 구성된 횡류팬을 고려하였다. 횡류팬의 임펠러는 1,000RPM의 일정한 속도로 회전하고, 임펠러 블레이드 코드 길이와 블레이드 끝단 속도를 기준으로 한 Reynolds 수는 5,300이며 내부 유동은 층류로 가정되었다.

횡류팬 임펠러가 실제로 회전하는 것을 고려하기 위하여 블레이드와 함께 회전하는 부분과 고정된 부분으로 나누어 격자를 구성하였다. 그림 3은 횡류팬의 삼각형 격자와 블레이드 주변의 조밀한 격자를 확대하여 나타내고 있다. Yamafuji[7]의 실험에서 이미 관찰되었듯이 많은 블레이드에서 발생한 작은 와류가 모여서 팬의 성능과 밀접한 편심와류를 형성하기 때문에 보다 정확한 성능 예측을 위해서는 블레이드 주변의 점성 유동을 세밀히 분석하는 것이 중요하다. 따라서, 블레이드 주변에 미세한 격자를 사용하여 회전하는 임펠러 부분에 41,196개의 삼각형을 사용하였으며, 고정된 부분에는 6,996개의 삼각형을 사용하여 전산해석을 수행하였다.

정지된 상태에서 임펠러가 회전함과 동시에 비정상 전산해석은 시작된다. 입구와 출구 경계는 임펠러 중심에서 임펠러 직경의 5배 거리에 위치하도록 하였다. 입구 경계에서는 유량에 해당되는 입구 유속으로 고정하였으며, 출구 경계에서는 압력을 고정하였다. 횡류팬 유동장이 준 정상상태(quasi steady state)에 빠르게 도달하도록 임펠러가 회전을 하면서 입구 유속이 차츰 증가하여 2회전 후에 설정된 유량에 도달하도록 하였다. 한편, 회전하는 격자와 고정된 격자의 경계면에서는 형상함수를 이용한 미끄러짐 격자 기법을 적용하였다.

임펠러가 회전하기 시작하여 6바퀴 이상 회전하면 준 정상상태에 도달하게 되는데, 준 정상상태에 도달한 후 시간 평균된 압력 상승값을 그림 4에 실험값과 함께 비교하여 나타내었다. 여기서,  $\phi$  ( $= Q / (V_{tip} DL)$ )는 유량계수이고,  $\Psi_s$  ( $= \Delta P_s / (0.5 \rho V_{tip}^2)$ )은 정압 계수이다. 등피치 팬의 전산해석 결과를 실험값과 비교해보면, 저 유량( $\phi < 0.3$ )인 경우에는 실험값에 비하여 압력 상승값을 낮게 예측하고 있지만 그 외의 경우에는 비교적 타당한 예측을 하고 있다. 이는 저 유량의 경우에는 rear-guider 근처에서 주기적으로 바리 유동이 발생하여 이러한 불안정한 유동을 예측하기가 어렵고, 고 유량의 경우에는 그림 5(a)에서 보여주는 바와 같이 유동이 안정적이어서 압력 상승값을 보다 정확하게 예측할 수 있었기 때문이다. 한편, A와 B 형식의 부등피치 팬은 저 유량에서 등피치 팬에 비하여 비교적 성능이 낮게 예측되었으며, 특히 블레이드 피치 간격이 더 불규칙한 B 형식 부등피치 팬은 저 유량에서 A 형식의 부등피치 팬보다 조금 더 낮은 성능이 예측되었다. 하지만, A와 B 형식 부등피치 팬 모두 실제 운전 조건인 고 유량에서는 거의 성능에 대한 차이가 나타나지 않고

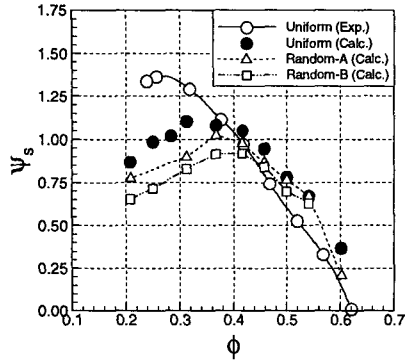
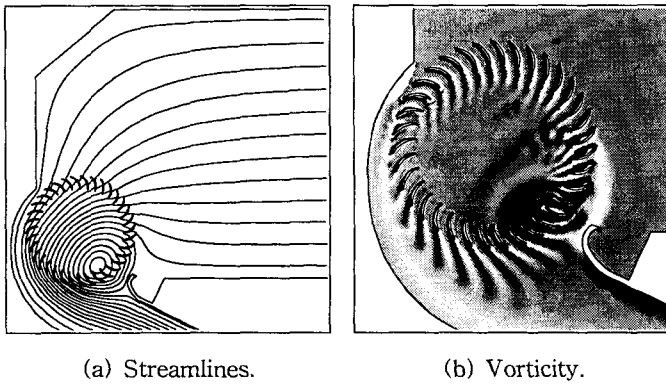


Fig. 4 Prediction of fan performance.



(a) Streamlines.

(b) Vorticity.

Fig. 5 Instantaneous streamlines pattern and vorticity contours at quasi-steady state for  $\phi=0.602$ .

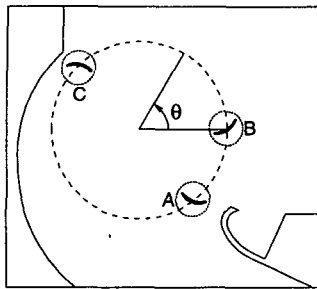
있어 등피치 팬 대신 부등피치 팬을 사용하더라도 횡류팬의 기본적인 성능은 변함없이 유지할 수 있는 것으로 확인되었다.

그림 5는 고 유량( $\phi=0.602$ )인 경우 준 정상상태에서의 순간적인 유선 패턴과 와도 선도를 보여 주고 있다. 순간적인 유선 패턴은 편심와류의 크기와 중심 위치를 나타내고 있을 뿐 아니라 달린 유선으로 표현된 재순환류와 입구에서 출구로 이어지는 유선으로 표현된 관류로 구분되는 유동 패턴을 보여준다. 순간적인 와도 선도는 출구쪽 블레이드에서 토출되는 와류와 임펠러 중심을 기준으로 3시와 4시 방향 사이의 블레이드에서 발생하는 박리 유동 등에 대한 횡류팬 내부의 와류 거동을 잘 나타내고 있다. 그림 5(b)에서 보여지는 블레이드 통과 후류와 스테빌라이저와의 상호작용은 스테빌라이저에서의 압력 요동을 발생시키게 되어 유동 소음을 일으키는 원인이 된다.

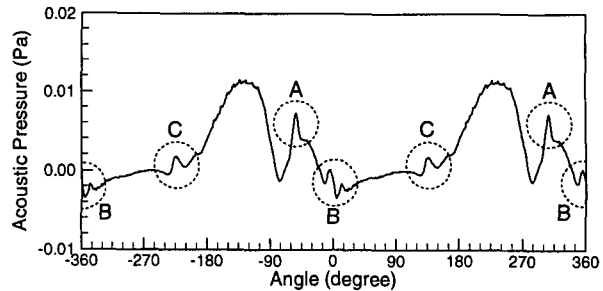
### 3.3 유동 소음 특성

전형적인 횡류팬에서 발생하는 유동 소음은 BPF로 나타나는 이산 소음과 300~3,000Hz에서 나타나는 광대역 소음으로 나누어진다. 저속으로 회전하는 일반적인 횡류팬에서는 광대역 소음보다 쌍극자 형태의 음원인 BPF 소음이 주된 소음으로 알려져 있다.

먼저 횡류팬에서 발생하는 소음원을 찾아보기 위하여, 그림 6(a)에 나타난 회전각도를 기준으로 블레이드 한 개가 회전하면서 발생하는 소음을 조사해 보았다. 횡류팬의 폭 방향 길이는 340mm이고, 입구 중앙에서 전방으로 1m, 하방으로 0.8m 떨어진 지점에서 음압을 예측하였다. 비정상 유동 해석 결과와 FW-H식을 이용하여 회전각도에 따라 한 블레이드의 표면에서 발생하는 음압 변화의 예측 결과를 그림 6(b)에 나타내었다. 임펠러는 35개의 블레이드로 구성되어 있어, 등피치 팬의 경우

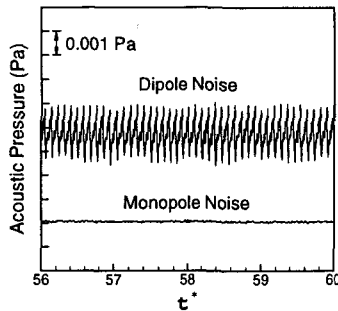


(a) Blade noise generating positions.

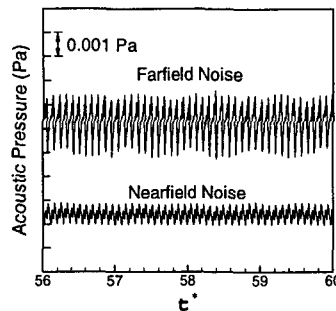


(b) Acoustic pressure distribution along the rotational angle for two rotations.

Fig. 6 Noise induced by one blade.



(a) Dipole and monopole noise



(b) Farfield and nearfield noise

Fig. 7 Time histories of blade noise.

블레이드 피치 간격인  $10.286^\circ$  내에서 나타나는 음압 요동이 BPF에 해당하는 음압 요동으로 나타나게 된다. 이와 같은 BPF 음압 요동은 그림 6(b)에서  $307^\circ, 0^\circ, 133^\circ$  위치일 때 나타나며, 이들의 위치는 각각 그림 6(a)에 나타낸 A, B, C 위치에 해당된다. 스테빌라이저와 rear-guider에 근접한 A와 C 위치는 회전하는 블레이드와 고정된 물체의 비정상 상호작용에 의하여 소음이 발생하게 되는 반면, B 위치에서는 스테빌라이저를 지난 재순환 유동과 횡류팬 입구 유동이 접하는 경계에서 발생한 자유 전단층 와류 유동(vortex sheet)이 임펠러 블레이드와 충돌하여 소음이 발생되는데, 이는 그림 5(b)에서 확인할 수 있다. 한편, 스테빌라이저와 근접한 A 위치에서 발생하는 음압 요동은 블레이드 피치 간격 내에서 가장 급격한 변화를 나타내어 블레이드 소음의 주 소음원으로 예측된다.

회전하는 35개의 등피치 블레이드에서 발생하는 소음을 단극자 소음과 쌍극자 소음으로 구분하여 시간에 대한 압력 요동을 그림 7(a)에 나타내었다. 쌍극자 소음의 음압 요동은  $1.2 \times 10^{-3} \text{Pa}$ 의 진폭을 가지고 BPF에 해당하는 규칙적인 요동을 나타내고 있고, 단극자 소음은 음압 요동의 진폭이 매우 작게 예측되었다. 이러한 FW-H식의 예측 결과를 통해 저속으로 회전하는 블레이드 소음은 쌍극자 소음이 지배적이라는 사실이 재확인되었다. 한편, 횡류팬의 주 소음원인 쌍극자 소음은 FW-H 방정식의 해인 식(3-4)에서 보여지듯이 근접장 소음과 원거리장 소음으로 구분되어 진다. 횡류팬 블레이드의 속도 ( $\overline{M}$ ) 값이 작기 때문에 근접장 소음을 나타내는 식(3)의 두 번째 항보다 첫 번째 항이 두드러지게 되어, 근접장 소음은 물체 표면에 작용하는 힘(압력)과 관련이 있다. 그리고 원거리장 소음은 횡류팬 표면에 작용하는 힘보다 힘의 시간에 대한 변화율 값이 더 크게 나타나기 때문에 식(4)의 첫 번째 항이 주 소음원이 된다. 블레이드에서 발생하는 원거리장 소음과 근접장 소음의 특성을 알아보기 위하여 두 소음을 시간에 대한 음압 요동으로 표현하여 그림 7(b)에 나타내었다. 블레이드

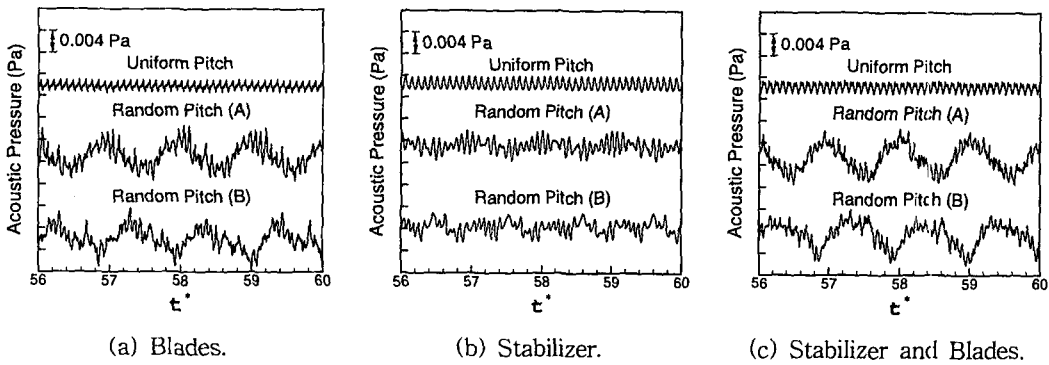


Fig. 8 Time histories of the acoustic pressure for the uniform and two random pitch fan.

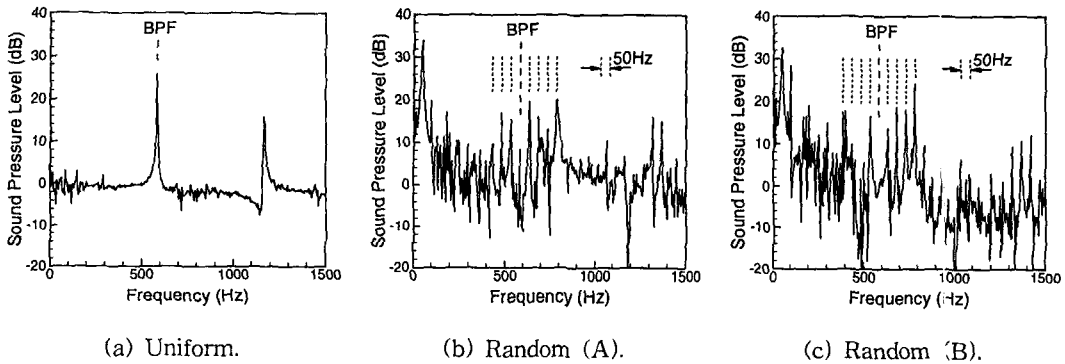


Fig. 9 SPL spectra for the uniform and two random pitch fans.

원거리장 소음이 근접장 소음보다 크게 예측되었으며, 근접장 소음의 진폭이 원거리장 소음 진폭의 1/3정도인  $0.4 \times 10^{-3} \text{Pa}$ 로 나타났고 원거리장 소음과 근접장 소음 모두 BPF와 일치하는 음압 요동을 나타내었다.

블레이드 피치 간격에 의해 임펠러 출구 후류의 세기와 폭 크기가 달라지기 때문에 부등피치 팬을 사용하게 되면 스테빌라이저 위의 압력 요동이 불규칙하게 발생하여 BPF 톤 소음을 변형시킬 수 있게 된다. 이러한 원리를 횡류팬뿐만 아니라 축류팬과 반경류팬에도 적용하여 톤 소음의 음압 특성을 변형시킨 연구가 수행되어 왔다[1, 3, 4]. 본 연구에서는 그림 2에 나타난 A와 B형식의 부등피치 팬을 사용하여 부등피치 팬의 소음 특성을 조사해 보았다. 그림 8은 등피치 팬과 A, B형식 부등피치 팬에 대하여 블레이드 소음, 스테빌라이저 소음 그리고 이 두 소음을 합한 소음을 나타내고 있다. 그림 8(a)에 나타난 블레이드 소음은 원거리장 소음에 해당하는 블레이드 통과에 의한 음압 요동과 근접장 소음에 해당하는 팬의 3등분 된 기하학적 형상에 의한 음압 요동이 함께 나타나고 있다. 한편, 스테빌라이저 소음은 팬의 3등분 된 기하학적 형상에 의한 소음보다 블레이드 통과에 의한 음압 요동이 두드러지게 나타나고 있다. 그림 8(c)의 음압 요동은 35개의 블레이드(그림 8(a))와 스테빌라이저(그림 8(b))에서 발생하는 음압을 모두 합하여 나타낸 것이다. 각 팬에 대한 음압 요동을 주파수 영역으로 스펙트럼 변환하여 그림 9에 각 팬에 대한 음압 수준 스펙트럼을 나타내었다. 등피치 팬에서는  $583\text{Hz}(=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 35)$ 의 BPF 성분과 1차 조화성분의 톤 소음만이 뚜렷하게 나타난 반면, 부등피치 팬에서는 3등분 된 기하학적 형상으로 인하여 BPF 톤 소음과  $50\text{Hz}(=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 3)$ 의 정수 배만큼 차이가 있는 주변의 이산 소음으로 분산되어 나타났다. 사인함수의 형태로 피치 간격을 구성한 A형식 부등피치 팬의 경우에 톤 소음이 BPF를 중심으로 대칭

된 형태의 이산 소음으로 분산되는 경향을 나타내었고, 불규칙한 피치 간격을 가진 B형식 부등피치 팬의 경우에는 이산 소음이 BPF를 기준으로 고주파수 영역으로 치우친 경향을 나타내었다. 부등피치 팬 임펠러의 3등분 된 기하학적 형상으로 인하여 발생하는 50Hz 소음의 음압 수준이 크게 나타나지만, 저 주파수 소음이므로 A-가중치를 취하게 되면 30.2dB만큼 줄어들게 되어 무시할 수 있게 된다. 따라서, 전산해석 방법을 이용하여 예측해 본 결과, 등피치 팬의 최대 음압 수준은 BPF에서 25.8dB로 나타나고 있다. 한편, A와 B형식 부등피치 팬은 인간의 귀에 거스르지 않는 50Hz의 음압 요동을 일으키면서 BPF 소음을 주변의 이산소음으로 분산시켰기 때문에 최대 음압 수준이 20.1dB와 24.2dB로 등피치 팬보다 낮게 나타났다. 성능과 소음의 전산해석 결과를 종합해 볼 경우, A 형식 부등피치 팬을 사용하면 등피치 팬과 비교하여 성능의 저하 없이 BPF 톤 소음을 5.7dB만큼 줄일 수 있는 것으로 예측된다.

#### 4. 결론

비정상 전산해석을 수행하여 얻은 압력 데이터를 기반으로 FW-H식을 이용하여 횡류팬 등/부등피치 블레이드의 이산 소음을 예측하고 유동 소음의 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 하나의 블레이드에서 발생하는 음압을 조사하여 소음원으로 파악되는 A, B, C의 세 위치를 그림 6(a)에 나타내었으며, 스테빌라이저와 근접한 A 위치에서 발생하는 음압 요동은 블레이드 피치 간격 내에서 가장 급격한 변화를 나타내어 블레이드 소음의 주 소음원으로 예측된다.
- (2) 스테빌라이저와 rear-guider에 근접한 A와 C위치는 회전하는 블레이드와 고정된 물체의 비정상 상호작용에 의하여 소음을 일으키는 반면, B 위치에서는 스테빌라이저를 지난 재순환 유동과 횡류팬 입구 유동이 접하는 경계에서 발생하는 자유 전단층 와류 유동이 임펠러 블레이드와 충돌하여 소음을 발생한다.
- (3) 블레이드 소음의 주 소음원인 쌍극자 소음에서 근접장 소음의 음압 요동 진폭은 원거리장 소음 진폭의 1/3정도로 예측되어 원거리장 소음이나 근접장 소음을 동시에 고려하는 것이 타당한 것으로 예측된다.
- (4) 비정상 전산해석과 FW-H식을 이용한 소음 해석 결과에 의하면, A 형식 부등피치 팬은 등피치 팬과 비교하여 성능 저하 없이 BPF 톤 소음을 5.7dB만큼 줄일 수 있는 것으로 예측된다.

#### 5. 참고문헌

- [1] Lee, D. S., Chen, P. H., and Miao, J. M., "Noise Reduction of a Cross-Flow Fan," *Journal of Chinese Institute of Engineers*, Vol. 20. No. 3, pp. 265-273, 1997.
- [2] Koo, H. M., Lee, J. K., Kim, C. H., and Yoo, K. C., "A Study on the Noise Reduction of a Cross-Flow Fan of the Air-Conditioner Using the Skewed Stabilizers," *Proceedings of INTER-NOISE 98*, Christchurch, New-Zealand. pp. 127-130, 1998.
- [3] Mellin, R. C. and Sovran, G., "Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamics Noise Generated by Fan Rotor," *Journal of Basic Engineering*, Vol. 92, No. 1, pp. 143-154, 1970.
- [4] Boltezar, M., Mesaric M., and Kuhelj, A., "The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated from Radial Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 216, No. 4, pp. 697-711, 1998.
- [5] Farassat, F., "Linear Acoustic Formulas for Calculation of Rotating Blade Noise," *AIAA Journal*, Vol. 19, No. 9, pp. 1122-1130, 1981.
- [6] Succi, G. P., "Design of Quiet Efficient Propellers," SAE 790584, Business Aircraft Meeting and Exposition, pp. 1-14, April 1979.
- [7] Yamafuji, K., "Studies on the Flow of Cross-Flow Impellers (1st Report, Experimental Study)," *Bulletin of the JSME*, Vol. 18, No. 123, pp. 1018-1025, 1975.