

비정상 점성 유동 해석에 의한 부등피치 횡류팬의 이산소음 주파수 변조 특성 예측

Prediction of Frequency Modulation of Discrete Noise for Random Pitch Cross-Flow Fans by Unsteady Viscous Flow Computations

조 용* · 문영준**

Yong Cho and Young J. Moon

Key Words : Cross-Flow Fan(횡류팬), Discrete Noise(이산소음), Frequency Modulation(주파수 변조), Random Pitch Fan(부등피치 팬), Unsteady Flow Computation(비정상 유동 해석), Noise Modeling(소음 모델링)

ABSTRACT

Unsteady flow characteristics and associated blade tonal noise of a cross-flow fan are predicted by a computational method. The incompressible Navier-Stokes equations are time-accurately solved for obtaining the pressure fluctuations between the rotating blades and the stabilizer, and sound pressure is predicted using Curle's equation. The computed fan performance is favorably compared with experimental data, and also indicates that the performance is not significantly altered by the random pitch effect at $\phi > 0.4$. In the present study, the narrow-band noise characteristics of three impellers with a uniform and two random pitch (type-A and -B) blades are compared by the SPL (Sound Pressure Level) spectra, and their frequency modulation characteristics of the BPF (Blade Passing Frequency) noise are also discussed.

1. 서 론

횡류팬은 일반적인 팬과는 달리 스테빌라이저 부근에 커다란 편심와류를 발생시키고, 축 반경 방향으로 유입된 공기가 축 반경 방향으로 유출되는 즉, 블레이드 사이를 두 번 통과하는 특징을 가지고 있다. 또한, 가늘고 긴 팬의 형상으로 인해 가정용 에어컨 실내기, 에어커튼, 자동차용 환기팬 등에서 널리 사용되고 있다. 이처럼 횡류팬은 주로 실내환경에서 사용되고 있고, 최근 소음에 대한 일반인들의 관심이 크게 높아짐에 따라 팬의 송풍 능력은 유지하면서 소음을 저감하는 연구가 활발히 진행되고 있다.

횡류팬에서 발생하는 유동 소음은 크게 회전하는 블레이드와 스테빌라이저의 상호작용에 의한 BPF(Blade Passing Frequency) 톤 소음(tonal noise)과 난류 유동에 기인한 광대역소음(broadband noise)으로 나누어진다.

특히, 횡류팬의 주요 소음으로 알려진 톤 소음은 소음 수준이 매우 높게 나타날 뿐만 아니라 청감상 귀에 거슬리는 소음이다.

일반적으로 횡류팬에서 발생하는 쌍극자(dipole) 형태의 톤 소음을 줄이기 위해 스테빌라이저와 임펠러 블레이드의 상호작용을 불규칙하게 발생하도록 하거나 상호작용의 강도를 약화시키도록 한다. 스테빌라이저와 블레이드간의 상호작용을 불규칙하게 발생하여 BPF 톤 소음을 주변의 이산소음으로 변조시켜 청감상 소음을 개선하려는 연구로서 임펠러 블레이드 피치 간격을 변경⁽¹⁻⁵⁾하거나 임펠러 블록간 위상을 조절⁽⁶⁾ 또는 스테빌라이저의 3차원 형상을 변경^(3, 7)하는 연구가 수행되어졌다. 또한, 블레이드 후류와 스테빌라이저의 충돌을 약화시켜 BPF 톤 소음의 강도를 줄이려는 연구로서 스테빌라이저 2차원 형상⁽⁸⁻¹⁰⁾ 또는 임펠러 블레이드 형상^(11, 12)을 변경하는 연구가 수행되었다.

본 연구에서는 부등피치 횡류팬을 사용한 경우 BPF 톤 소음이 주변의 이산소음으로 변조되는 것을 비정상 유동 해석을 통해 예측하였다. 먼저, 준정상 상태에서 팬의 성능 예측값을 실험 데이터와 비교하여 본 전산해석의 타당성을 검증하고, 소음을 유발하는 블레이드 후류와 스테빌라이저의 상호작용에 대하여 조사하였다. 그리

* 고려대학교 대학원

E-mail : choyong@korea.ac.kr

Tel : (02) 926-3818, Fax : (02) 926-9290

** 고려대학교 기계공학과

고 계산된 비정상 점성 유동 해를 기반으로 등피치 팬과 두 가지 부등피치 팬에 대하여 Curle 식⁽¹³⁾으로 이산소음 특성을 예측하였으며, 부등피치 팬에서 나타나는 BPF 소음의 주파수 변조 특성을 분석하였다. 또한, 블레이드 피치 간격에 따른 스테빌라이저 위의 압력 요동 특성을 분석하여 부등피치 팬의 주파수 변조 특성을 예측할 수 있는 모델을 제시하였고, 이 모델로 예측한 이산소음의 분포 특성을 본 연구의 횡류팬 전산해석 결과뿐만 아니라 축류팬과 반경류팬의 실험결과와도 비교하였다.

2. 수치해석 기법

2.1 비정상 유동 해석

횡류팬은 유로인 케이싱 내부에 많은 임펠러 블레이드가 회전을 하는 형상이기 때문에 내부 구조가 복잡하여 비정렬 삼각형 격자를 사용하여 전산해석을 수행하였다. 격자가 실제로 회전을 하는 팬 부분과 고정되어 있는 케이싱 부분으로 나누었으며, 그 경계에서는 미끄러짐 격자(sliding mesh) 기법을 적용하였다. 비정상 전산해석은 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. 본 연구에서 사용된 비정상 전산해석 기법에 관한 사항은 Moon et al.⁽⁴⁾에 비교적 자세히 기술되어 있다.

2.2 유동 소음 해석

팬이 회전을 하면서 공기역학적으로 발생하는 소음을 유동 소음이라 한다. 유동 소음이 발생하는 원인으로 날개의 두께에 의한 질량 유량, 날개가 유체에 작용하는 힘 그리고 난류유동과 관련되어 있다. 일반적으로 횡류팬처럼 저속으로 회전하는 유체기계는 날개가 유체에 작용하는 힘과 관련된 쌍극자 형태의 소음이 주소음원으로 나타난다.

본 연구에서는 스테빌라이저의 압력 요동에 의해서 발생하는 음압을 음향학적 유사(acoustic analogy)에 기반한 Curle 식(1)으로 예측하였다.

$$p'(\vec{r}, t) = \frac{1}{4\pi C_0} \int_S \frac{\vec{n} \cdot \vec{r}}{|\vec{r}|^2} \left[\frac{\partial p_s}{\partial t} \right] dS \quad (1)$$

여기서, C_0 는 음속, \vec{r} 은 음원으로부터 관찰자까지의 위치 벡터, \vec{n} 은 음원 표면에서 바깥쪽 방향의 수직 벡터, p_s 는 음원 표면에서의 순간 압력, S 는 음원 표면적, 대괄호는 지연된 시간(retarded time)에서의 계산이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 비정상 유동 해석

본 연구에서 비정상 유동장과 유동 소음 해석을 위해 사용된 횡류팬은 Fig. 1과 같다. 임펠러는 35개의 블레이드로 구성되었으며, 임펠러에 대한 제원은 Table 1에 나타내었다. 임펠러는 축방향으로 5개의 블록으로 나누어져 있어 횡류팬 내부 유동장을 2차원 유동으로 가정하였다. 팬은 1,000rpm으로 회전하고, 블레이드 팁 속도와 코드 길이를 기준으로 한 레이놀즈 수는 5,300이다. 미리 계산된 유동장에 따르면, 블레이드 피치와 국부적인 속도를 기준으로 한 레이놀즈 수는 대부분의 익간에서 1,690에서 2,680으로 나타났으며, 예외적으로 최대 풍량의 경우 출구에서 국부적으로 레이놀즈 수가 4,000으로 나타났다. 따라서, 유동장을 층류로 가정하였으며, 난류와 관련된 소음은 본 연구에서 제외하였다.

본 연구에서 사용된 등피치 팬과 두 가지 부등피치 팬(A와 B형식)의 단면과 각 팬의 블레이드 피치 분포를 Fig. 2에 나타내었다. 등/부등피치 팬은 모두 Table 1에 제원을 나타낸 임펠러 블레이드로 구성되었고, 다만 블레이드 피치 간격만 다르게 분포되었다. 등피치 팬은 35개의 블레이드 피치 간격이 10.286°로 동일한 반면, 두

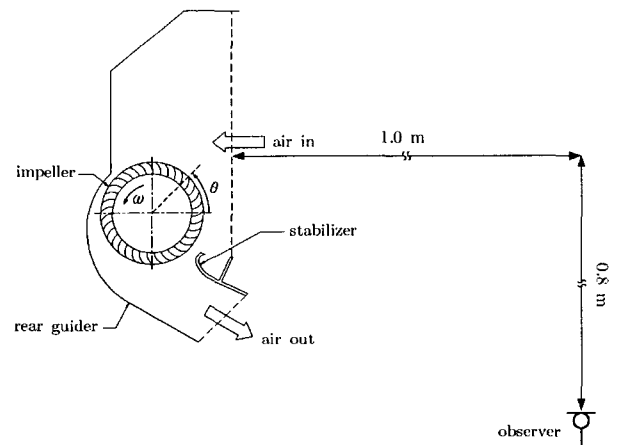


Fig. 1 A generic cross flow fan.

Table 1 Impeller specifications

blade count (Z)	35
blade chord length (c)	14.24 [mm]
blade maximum thickness	1.2 [mm]
impeller outer diameter(D ₂)	106.0 [mm]
impeller inner diameter(D ₁)	81.62 [mm]
impeller span (L)	340.0 [mm]

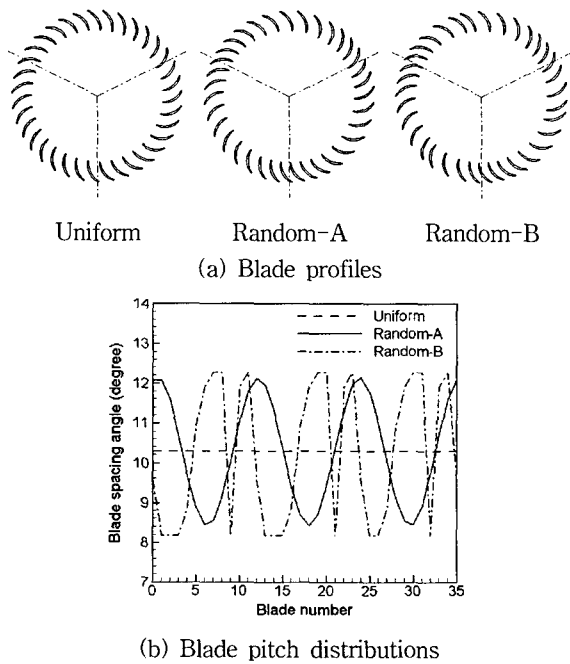


Fig. 2 Uniform and random pitch (type-A and -B) impellers.

부등피치 팬은 블레이드 피치 간격이 크게 3등분 된 형태를 나타내고 있다. A형식 부등피치 팬은 블레이드 피치 간격이 식 (2)로 표현되며, 주기적인 피치 분포가 3번 반복되는 형태로 나타난다.

$$b_i = \{360/Z + 1.86 \times \cos(3 \times 2\pi/Z \times (i - 0.5))\} \times \pi/180 \quad (i = \text{blade number}) \quad (2)$$

한편, B형식 부등피치 팬은 A형식 부등피치 팬을 수정하여 가장 큰 블레이드 피치 사이에 급격한 변화가 포함되도록 하여 보다 불규칙한 피치 분포를 갖는다. Mellin and Sovran⁽¹⁴⁾과 Boltezar et al.⁽¹⁵⁾도 각각 축류팬과 반경류팬의 톤 소음을 제어하기 위해 유사한 부등피치 간격을 사용하였다.

횡류팬의 계산 영역은 블레이드와 함께 회전하는 팬 영역과 고정되어 있는 케이싱 영역으로 나누었으며, 그 경계에서는 미끄러짐 격자(sliding mesh) 기법을 적용하였다. 복잡한 임펠러 형상을 모델링하기 위해 비정렬 삼각형 격자를 사용하였으며, advancing front method⁽¹⁶⁾를 이용하여 만든 횡류팬의 격자를 Fig. 3에 나타내었다. 회전하는 팬 영역은 60,743개의 삼각형으로, 고정된 케이싱 영역은 28,345개의 삼각형으로 구성되어, 총 89,088개의 삼각형 격자가 사용되었다. 임펠러 블레이드에서 섀딩되는 여러 와류들이 합쳐져서 편심 와류의 위치와 크기를 결정하기 때문에⁽¹⁷⁾, 횡류팬 계산에 있어 블레이드 주변의 점성 유동을 정확하게 분석할 수 있도록 임펠러 블레

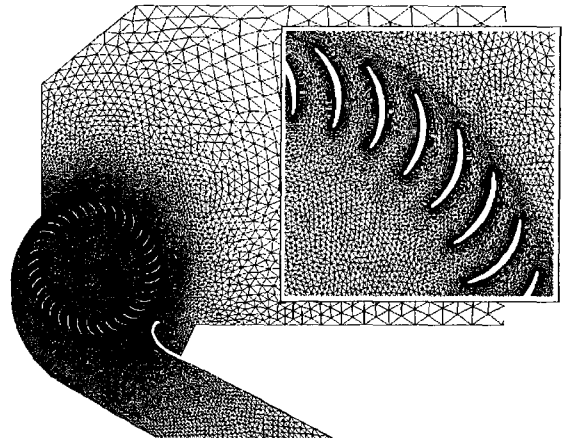


Fig. 3 Triangular meshes for the present test model (uniform pitch, rotating part: 60,743 cells, stationary part: 28,345 cells).

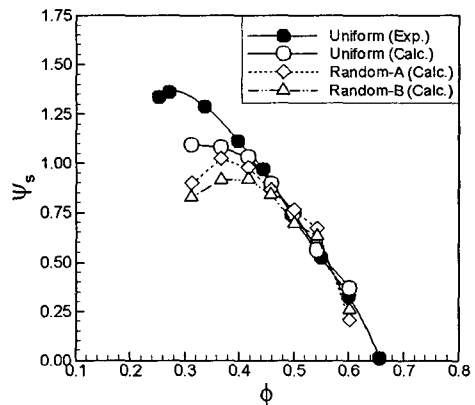


Fig. 4 Cross-flow fan performances.

이드 주변에 격자를 충분히 밀집시켰다.

이와 같은 격자를 이용하여 비정상 유동 계산을 수행하고 시간 평균된 값으로 팬의 성능을 예측하였으며, 이를 압력-유량 선도에 등피치 팬의 실험 결과와 전산해석 결과, 그리고 A, B 형식 부등피치 팬의 전산해석 결과를 함께 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 여기서, 유량계수는 $\phi = Q/V_{tip}D_2L$, 압력계수는 $\psi_s = \Delta p/0.5\rho V_{tip}^2$ 로 정의된다(V_{tip} 은 블레이드 팁속도이다). 등피치 팬의 경우에는 실험결과와 전산해석 결과가 비교되었다. 횡류팬의 운전점이 존재하는 $\phi > 0.4$ 인 영역에서는 팬 내부에 존재하는 편심와류가 스테빌라이저 근처에서 안정되어 있어 실험결과와 일치하는 전산해석 결과를 예측하였다. 반면에, 터보기계의 실속에 해당하는 구간으로 운전조건을 벗어나는 $0.3 < \phi < 0.4$ 인 영역에서는 실험결과보다 조금 낮게 예측하였다. 이 영역에서는 임펠러 블레이드의 입사각도가 적절하지 않고 블레이드 주변에서 유동 박리

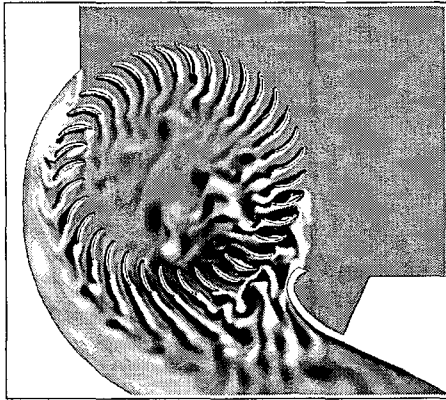


Fig. 5 Instantaneous vorticity contours: white; clockwise, black; counter-clockwise ($\phi=0.602$).

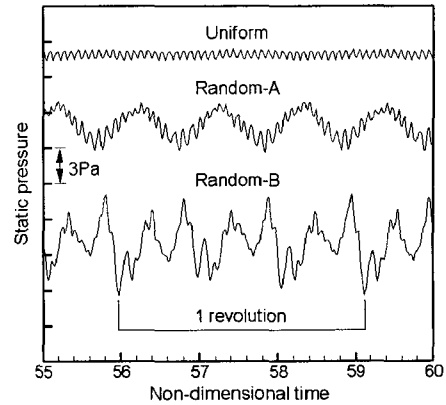


Fig. 6 Time history of static pressure fluctuations at the stabilizer ($\phi=0.602$).

가 심해져 편심와류가 현저하게 진동하는 매우 비정상적인 유동이 나타난다.

A, B 형식 부동피치 팬의 성능 곡선을 등피치 팬의 성능 곡선과 비교해보면, 횡류팬 운전 설계점인 $\phi > 0.4$ 영역에서는 등피치 팬과 부동피치 팬의 성능이 별다른 차이를 보이지 않고 있다. 따라서, BPF 톤 소음을 저감하기 위하여 등피치 팬을 부동피치 팬으로 바꾸어 사용할 수 있다.

본 연구에서는 횡류팬 내부 유동장에 대하여 비정상 전산해석을 수행하였기 때문에 시간에 따라 변화하는 비정상적인 유동장을 예측하였다. 따라서, Fig. 5에 비정상적인 유동 패턴을 보여주는 순간 와도 선도를 나타내었다. 이를 통해 횡류팬 내부 유동 구조를 지배하는 편심와류와 임펠러 블레이드에서 설팀되는 와류 등의 비정상적인 와류 거동뿐만 아니라 임펠러 주위 각도 $300^\circ \sim 360^\circ$ 에 위치하는 블레이드 익간에서의 유동 박리도 가시화되었다(임펠러 주위 각도는 Fig. 1에서 정의되었다). 또한, 임펠러 블레이드에서 설팀되는 와류가 스테빌라이저와 충돌하여 서로 상호작용하는 유동 패턴을 확연히 보여준다. 이러한 와류-스테빌라이저 상호작용은 시간에 따라 국부적인 압력 요동을 만드는 주요한 원인이 되기 때문에 횡류팬의 유동 소음을 발생하는 중요한 메커니즘으로 고려된다^(4, 5).

비정상 블레이드 후류와 스테빌라이저의 상호작용과 더불어 등/부동피치 임펠러의 피치 간격에 의해 나타나는 영향을 분석하기 위하여 스테빌라이저 위에서의 압력 요동을 조사하였다. Fig. 6은 $\phi=0.602$ 인 경우에 등피치 팬과 A, B형식 부동피치 팬에 대하여 비정상 후류와 스테빌라이저의 충돌로 인해 발생하는 스테빌라이저 위의 한 점에서의 국부적인 정압력 요동을 시간에 따라 모니터링한 결과를 보여준다. 등피치 팬의 경우 임펠러가 1회전하는 동안 진폭이 약 0.35 Pa인 압력 요동이 주기적으로 블레이드 개수와

동일하게 35번 발생한다. 이는 $583 \text{ Hz} (=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 35)$ 의 BPF와 일치한다. 한편, A, B형식 부동피치 팬의 경우 Fig. 2(b)에 나타난 두 부동피치 임펠러의 피치 간격과 연관성을 보이며, 보다 불규칙한 압력 요동과 주파수 특성을 나타낸다.

3.2 유동 소음 해석

2차원 비정상 유동해석 결과가 횡류팬 축방향으로 균일하다는 가정하에 스테빌라이저에서 발생하는 음압을 Curle 식(1)으로 예측하였다. Fig. 1에 나타난 소음 예측 지점(팬 입구 중앙에서 전방으로 1 m, 하방으로 0.8 m 떨어진 지점)에서 등피치 팬과 A, B형식 부동피치 팬에 대한 음압 수준(SPL: sound pressure level) 스펙트럼을 예측하여 Fig. 7에 나타내었다. 등피치 팬의 경우, 583 Hz의 BPF에서 26 dB의 톤 소음이 예측되었다. 두 부동피치 팬의 경우에는 전체적으로 소음 수준이 감소하는게 아니라 BPF 톤 소음이 여러 개의 이산소음으로 쪼개어졌다. A형식 부동피치 팬의 경우 BPF 소음이 대칭적으로 분산되어 $583 \pm 50, 100 \text{ Hz}$ 의 이산소음으로 나타난 반면, B형식 부동피치 팬의 경우에는 비대칭적으로 분산되어 $583 + (-50), 50, 100, 150, 200, 250 \text{ Hz}$ 의 이산소음으로 나타났다. 이와 같이 변조된 주파수들은 블레이드 피치의 3등분된 형상으로 인해 $50 \text{ Hz} (=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 3)$ 의 배수로서 BPF에서 변조된 것이다. 등피치 팬에서 나타났던 1166 Hz의 첫번째 조화주파수 성분은 부동피치 팬에서 현저히 감소한 것을 볼 수 있다. 그리고 두 부동피치 팬의 경우 블레이드 피치의 3주기 분포 형태가 50 Hz에서 18 dB 이산소음으로 나타나고, B형식 부동피치 팬에서는 부가적으로 25 dB의 100 Hz($=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 6$) 이산소음이 나타났다. 이는 Fig. 2(b)에서 볼 수 있듯이 B형식 부동피치 배열이 6주기 분포 특성도 가지고 있기 때문이다. 또한, B형식 부동피치 팬은 250~500 Hz에서 $16.7 \text{ Hz} (=1,000\text{rpm}/60\text{sec} \times 1)$ 로 쪼개진

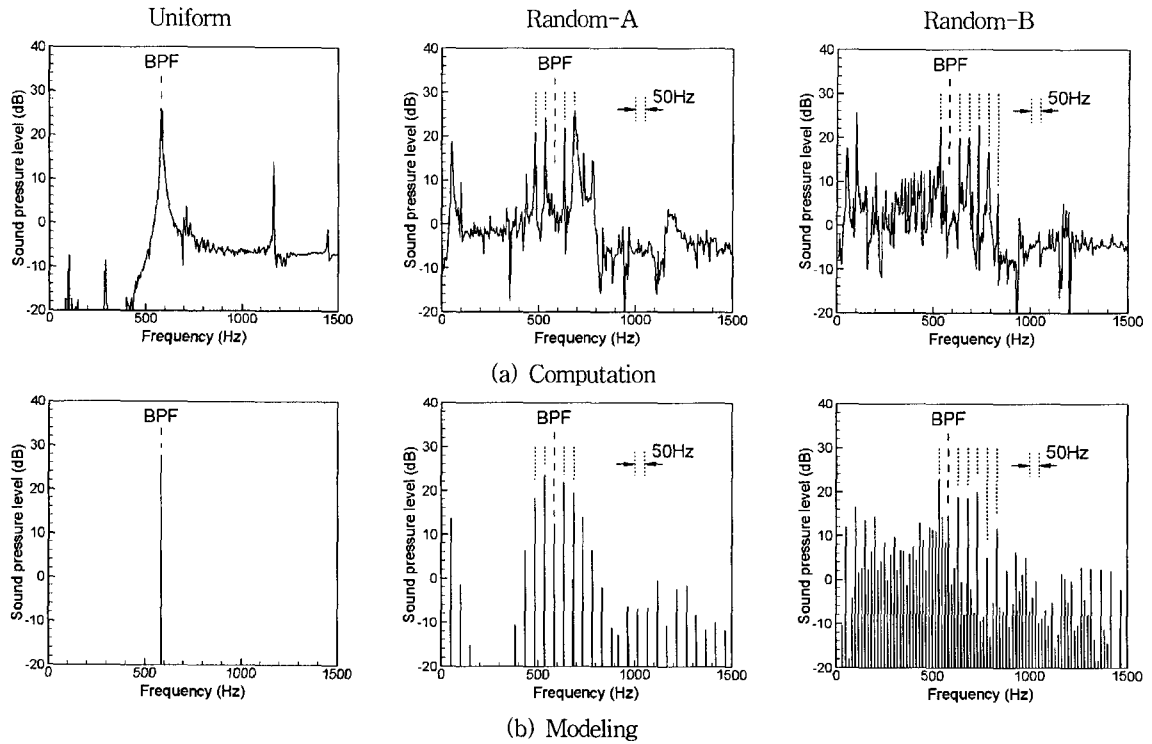


Fig. 7 Sound pressure level spectra ($\phi=0.602$).

소음이 보이는데, 이는 B형식 부등피치 웬의 피치간격이 랜덤하게 분포된(1주기) 특성을 가지기 때문이다.

본 비정상 점성 유동 전산해석과 음향 상사에 기반한 Curle 식을 이용하여 부등피치 웬의 주파수 변조 특성을 잘 예측하였다. 이제 횡류웬의 BPF 소음과 관련된 스테빌라이저에서의 정압력 요동에 대하여 이론적인 모델을 제안하고자 한다. 이는 (i) 압력 요동은 사인함수처럼 변화하고, (ii) 요동 주기는 블레이드 피치 간격에 비례하고, (iii) 요동 진폭은 블레이드 피치 간격뿐만 아니라 피치 간격의 변화율에도 비례한다는 세 가지 가정을 기반으로 개발되었다. (i)과 (ii)의 두 가정은 음압 요동을 직접 모델링한 Kobayashi and Konno⁽¹⁾와 Hayashi et al.^(2,6)의 모델에서도 유사하게 사용되었다. Fig. 6에 나타난 스테빌라이저에서의 압력 요동은 수학적으로 식 (3)으로 표현된다.

$$p(t) = a_i + c s_i \cos \left[2\pi \left(\omega t - \sum_{n=1}^{i-1} b_n \right) / b_i \right], \quad (0 \leq \omega t < 2\pi) \quad (3)$$

여기서, ω (rad/sec)는 임펠러의 회전 속도이고, i 는 $\sum_{n=1}^{i-1} b_n \leq \omega t < \sum_{n=1}^i b_n$ 를 만족하는 블레이드 번호이다. 또한, a_i 는 함수의 연속성을 위한 상수이고, s_i 는 i 번째 블레이드가 발생하는 압력 요동의 진폭으로 식 (4, 5)로 나타내어진다.

$$(i) \sum_{n=1}^{i-1} b_n \leq \omega t < \sum_{n=1}^i b_n + b_i/2 \text{ 인 경우,} \\ a_i = \frac{-k b_{i+1} - (3k+1)b_i}{b} + (4k+1), \quad (4)$$

$$s_i = \frac{b_i}{b} + k \frac{b_{i+1} - b_i}{b}$$

$$(ii) \sum_{n=1}^{i-1} b_n + b_i/2 \leq \omega t < \sum_{n=1}^i b_n \text{ 인 경우,} \\ a_i = \frac{-3k b_{i+1} - (k+1)b_i}{b} + (4k+1), \quad (5)$$

$$s_i = \frac{b_i}{b} - k \frac{b_{i+1} - b_i}{b}$$

그리고 \bar{b} 는 등피치 웬의 피치 각도이다. 본 모델링에서, k 는 3으로 선택되었고, 식 (3)의 c 는 등피치 웬에 대한 전산해석을 통해 직접 결정되었다(= 0.335 Pa or $0.009\rho V_{tip}^2$ Pa). 모델식 (3~5)에 의해 예측된 음압 수준 스펙트럼은 전산해석을 통해 얻어진 스펙트럼과 Fig. 7에서 비교되었다. 등/부등피치 웬들의 주요한 소음 특성으로 보여지는 BPF 소음, BPF에 대칭(A형식 부등피치 웬) 또는 비대칭(B형식 부등피치 웬) 분포로 변조된 이산소음 그리고 변조된 소음의 50 Hz(A, B형식 부등피치 웬)와 16.7 Hz(B형식 부등피치 웬)의 주파수 간격들이 거의 대부분 예측되었다.

제안된 모델은 횡류웬에 국한되지 않기 때문에 반경류

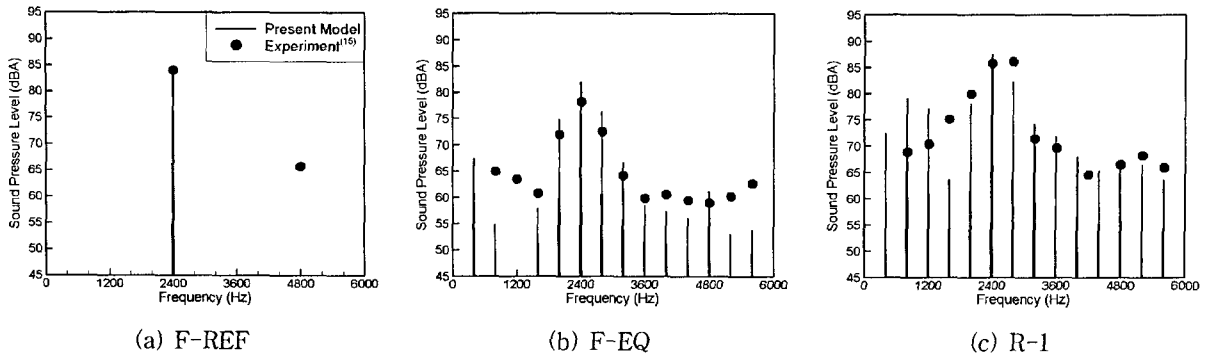


Fig. 8 Comparison of sound pressure levels predicted by modeling and experiments for radial fans (12,000rpm).

팬에 적용해보았다. Boltezar et al.⁽¹⁵⁾의 실험에서 12개의 블레이드로 구성된 F-REF(등피치), F-EQ(26°-30°-34°-34°-30°-26°-(mirror image)), 그리고 R-1(40°-28°-28°-28°-28°-40°-28°-28°-28°-28°-28°)이라고 명명된 임펠러를 선택하였다. Fig. 8에 세 가지 반경류팬에 대한 실험과 모델링 결과를 비교하였다. F-REF 등피치 팬에서 2,400 Hz의 BPF를 예측하고 있으며, 두 부등피치 팬(F-EQ, R-1)에 대해서도 변조된 이산소음을 대체로 잘 예측하고 있다.

제안된 모델을 횡류팬, 반경류팬뿐만 아니라 축류팬에도 적용하여 부등피치 팬의 이산소음 변조 특성을 예측해보았다. 축류팬은 Mellin and Sovran⁽¹⁴⁾의 실험에서 12개의 블레이드로 구성된 25°-27°-29°-31°-33°-35°-(mirror image)과 17.5°-32.5°-22.5°-37.5°-27.5°-42.5°-(mirror image)의 두 가지 부등피치 배열을 선택하였다. Fig. 9에서 보여진 바와 같이, 여러 부등피치 팬에 대하여 변조된 소음의 주파수가 횡류팬의 전산해석 결과뿐만 아니라 축류팬과 반경류팬에 대한 실험^(14, 15)과도 매우 잘 일치한다. Fig. 9에는 특정 소음 수준 이상의 이산 소음만을 표시하였으며, 가로축은 식 (6)으로 정의된 ΔH 로 나타내었다.

$$H = \frac{f}{N/60} = \frac{BPF + \Delta f}{N/60} = H_{BPF} + \Delta H = Z + \Delta H \quad (6)$$

여기서, H 는 하모닉 수(harmonic number), N 은 팬의 회전속도(rpm), Δf 는 BPF와 변조된 주파수의 차이를 나타낸다. 블레이드 피치 간격이 순조롭게 변화하는 Mellin의 2°-중분 축류팬, Boltezar의 F-EQ 반경류팬, A형식 부등피치 횡류팬의 경우에는 BPF 소음이 대칭적으로 분산되었고, 반면에 블레이드 피치 간격이 급변하는 Mellin의 5°-중분 축류팬, Boltezar의 R-1 반경류팬, B형식 부등피치 횡류팬의 경우에는 BPF 소음이 비대칭적으로 분산되어 나타났다. 또한, ΔH 의 폭만큼 분산된 주파수는 블레이드 피치 속에 나타나는 순환주기의 수로 결정된다. 즉, ΔH 가 Mellin의 축류팬은 1, Boltezar의 반

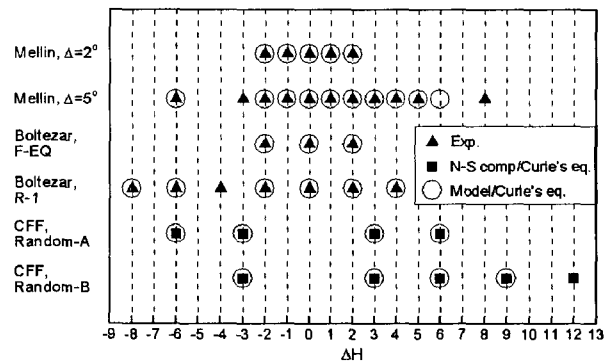


Fig. 9 Frequency modulations by random pitch impellers: Mellin⁽¹⁴⁾; axial fan, Boltezar⁽¹⁵⁾; radial fan, CFF; cross flow fan.

경류팬은 2, 본 연구에서 사용된 횡류팬은 3이 된다.

4. 결론

2차원 비정상 유동 해석을 통해 부등피치 횡류팬에서 발생하는 이산소음의 주파수 변조 특성을 예측하였다. 횡류팬의 소음 계산은 음향학적 상사에 기반한 Curle 식을 이용하였고, 필요한 유동장 데이터를 얻기 위하여 횡류팬 내부 유동장에 대하여 비정상 전산해석을 수행하였다. 이와 같은 방법으로 얻어낸 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 횡류팬의 운전점이 존재하는 $\phi > 0.4$ 영역에서 준정상 상태에서의 팬 성능 예측값과 실험 결과는 잘 일치하고 있어, 본 전산해석의 타당성이 검증되었다. 또한, $\phi > 0.4$ 영역에서 부등피치 팬의 성능이 등피치 팬의 성능과 차이가 없음을 보였다.
- (2) 등피치 팬과 A, B형식 부등피치 팬에 대하여, 스테빌라이저에서의 압력 요동이 유발하는 소음을 예측하였으며, 부등피치 팬에 의한 주파수 변조 특성에 대하여 타당한 결과를 얻어내었다. 등피치 팬의 경우 BPF가 정

확하게 예측되었다. A형식 부등피치 팬의 경우 대칭적으로 변조된 이산소음이 나타났고, B형식 부등피치 팬의 경우 비대칭적으로 변조된 이산소음이 발생하였다. 그리고 랜덤(1주기), 3주기, 6주기의 임펠러 블레이드 피치 분포로 인하여 이산소음이 16.7 Hz, 50 Hz, 100 Hz의 간격으로 변조되었다.

(3) 스테빌라이저에서의 압력 요동에 대한 3 가지 가정에 의하여 부등피치 횡류팬의 주파수 변조된 이산소음 예측이 가능한 모델을 제안하였다. 제안된 모델을 이용하여 BPF 소음, 주파수 변조된 이산소음, 변조된 이산소음의 주파수 간격과 같은 등/부등피치 횡류팬의 주요한 소음 특성을 대부분 예측하였다. 또한, 부등피치 축류팬과 반경류팬에 대해서도 적용해본 결과 실험결과와 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

(1) Kobayashi, Y., and Konno, S., 1993, "A Study of High Quality Cross Flow Fan for Room Air Condition," Refrigeration, Vol. 68, No. 794, pp. 1287~1292.

(2) Hayashi, T., Kobayashi, Y., Nagamori, A., and Horino, H., 1996, "Low-Noise Design of Cross-Flow Fan Based on Frequency Modulation," Transaction of the JSME, Vol. 62, No. 601, pp. 3446~3451.

(3) Lee, D. S., Chen, P. H., and Miao, J. M., 1997, "Noise Reduction of a Cross-Flow Fan," Journal of the Chinese Institute of Engineers, Vol. 20, No. 3, pp. 265~273.

(4) Moon, Y. J., Cho, Y., and Nam, H., 1998, "Numerical Prediction of the Cross-Flow Fan Performances and Noise Characteristics by an Unstructured Flow Solver Algorithm," Proceedings of the 4th KSME-JSME Fluid Engineering Conference, pp. 185-188.

(5) 조용, 문영준, 박진무, 2001, "등/부등피치 횡류팬의 유동 소음 특성," 설비공학 논문집, 제 13 권, 제 7 호, pp. 621~626.

(6) Hayashi, T., Kobayashi, Y., Nagamori, A., and Horino, H., 1998, "Low-Noise Design for Cross-Flow Fans (Reduction of Blade Passing Tones by Noise Source Interference)," Transaction of the JSME, Vol. 64, No. 617, pp. 218~223.

(7) Koo, H. M., 2000, "Discrete Frequency Noise Reduction of the Cross-Flow Fan of the Split Type

Room Air-Conditioners Using the Skewed Stabilizers," JSME International Journal, Series C, Vol. 43, No. 1, pp. 104~109.

(8) Chen, P. H., and Lee, D. S., 1995, "Effect of Tongue Shape on the Performance Curve and the Acoustic Noise of Cross-Flow Fan," Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 16, No. 5, pp. 445~455.

(9) Koo, H. M., 2000, "An Experimental Study of the Noise and the Performance of Cross-Flow Fans in Room Air-Conditioning Systems," Noise Control Engineering Journal, Vol. 48, No. 2, pp. 41~47.

(10) 정인화, 진심원, 이창선, 조관식, 2001, "음투과성 플레넘을 이용한 에어컨 실내기의 소음평가," 하계학술 발표회 논문집, 대한설비공학회, pp. 874-878.

(11) Jung, S., Koo, H., Oh, S., and Lee, H., 1992, "An Experimental Study for the Design of a Cross Flow Fan in Room Airconditioner," Proceedings of the 2nd JSME-KSME Thermal Engineering Conference, pp. 337~340.

(12) 조석규, 조용, 문영준, 라종래, 광지호, 김재원, 2001, "횡류팬 블레이드 취부각 및 확산각 변화에 따른 성능 및 소음 특성 연구," 동계학술발표회 논문집, 대한설비공학회, pp. 369-374.

(13) Curle, N., 1955, "The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamics Sound," Proceeding of the Royal Society of London, Series A, Vol. 231, pp. 506~514.

(14) Mellin, R. C., and Sovran, G., 1970, "Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors," Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 92, No. 1, pp. 143~154.

(15) Boltezar, M., Mesaric, M., and Kuhelj, A., 1998, "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.

(16) Peraire, J., Vahdati, M., Morgan, K., and Zienkiewicz, O., 1987, "Adaptive Remeshing for compressible flow computations," Journal of Computational Physics, Vol. 77, pp. 449~466.

(17) Yamafuji, K., 1975, "Studies on the Flow of Cross-Flow Impellers (1st Report, Experimental Study)," Bulletin of the JSME, Vol. 18, No. 123, pp. 1018~1025.