

# 유동-음향 분리 기법에 의한 횡류팬의 공력 소음 예측

조 용<sup>†</sup> · 문 영 준<sup>\*</sup>

## Aeroacoustic Tonal Noise Prediction of Cross-Flow Fan by a Hydrodynamic-Acoustic Splitting Method

Yong Cho and Young J. Moon

**Key Words:** Cross-Flow Fan(횡류팬), BPF tonal noise(BPF 톤 소음), Computational Aeroacoustics (전산공력음향학), Hydrodynamic-Acoustic Splitting Method(유동-음향 분리 기법)

### Abstract

Acoustic pressure field around the cross-flow fan is predicted by a hydrodynamic-acoustic splitting method. Unsteady flow field is obtained by solving the incompressible Navier-Stokes equations using an unstructured finite-volume method on the triangular meshes, while the acoustic waves generated inside the cross-flow fan are predicted by solving the perturbed compressible equations(PCE) with a 6th-order compact finite difference method. Computational results show that the acoustic waves of BPF tone are generated by interactions of the blades wakes with the stabilizer, which then are reflected from the rear-guider and mainly propagate towards the fan inlet. Also, a directivity of BPF noise predicted by the PCE is noticeably different from that of the FW-H equations, in which a fan casing effect cannot be included.

### 1. 서 론

가정용 에어컨 실내기, 에어컨튼, 자동차용 환기팬 등에 사용되는 횡류팬은 응용제품들이 주로 실내에서 사용되고 있어 팬의 성능 향상보다는 소음 저감에 대한 관심이 크다. 횡류팬에서 발생하는 공력 소음은 크게 난류 유동에 기인하는 광대역 소음(broadband noise)과 회전하는 블레이드와 고정된 케이싱과의 주기적인 상호작용에 의해 발생하는 BPF 톤 소음(BPF tonal noise)으로 구분할 수 있으며, 특히 BPF 톤 소음은 음압 레벨이 크게 나타날 뿐만 아니라 청감상 귀에 거슬리는 소음 특성을 가지고 있다.

횡류팬 공력 소음에 대한 연구는 주로 실험 연구를 통해 스테빌라이저 형상과 같은 설계인자에 대하여 연구가 수행되어왔으며<sup>(1)</sup>, 소음 모델링을 통해 톤 소음을 개선할 수 있는 임펠러 블레이드 피치와 임펠러 블록간 위상을 찾는 연구가 수행되어 왔다<sup>(2-4)</sup>. 최근에는 공력 소음의 발생원인 및 특성을 분석하기 위하여 비정상 전산해석을 수행하여 횡류팬 내부 유동을 예측하고, 음향상사이론을 이용하여 소음을 예측하는 연구가 수행된 바 있다<sup>(4-6)</sup>. 음향상사이론에 기초하는 방법들은 계산량이 적고 단순하다는 장점이 있으나 벽면에서의 반사, 회절, 산란을 고려할 수 없어 횡류팬 케이싱의 벽면 효과를 예측할 수 없는 한계가 있다. 한편, 유동장과 음향장을 직접적으로 해석하는 전산공력음향학(computational aeroacoustics, CAA) 방법은 수치해석 기법이 신중하게 적용되어야 하고 방대한 양의 계산이 필요하게 되지만, 벽면 효과를 고려할 수 있어 본 연구에서는 이 방법으로 횡류팬의 소음을 예측해 보았다.

\* 고려대학교 기계공학과

E-mail : yjmoon@korea.ac.kr

TEL : (02)3290-3358 FAX : (02)926-9290

† 고려대학교 대학원

횡류팬의 날개 끝단 속도는 저 마하수( $M=0.016$ )이므로 유동과 음향의 길이 스케일이 균형을 이루지 못한다. 따라서 본 연구에서는 유동장과 음향장을 분리하여 해석하는 유동-음향 분리 기법(hydrodynamic-acoustic splitting method)을 사용하여 유동과 음향의 길이 스케일의 불균형 문제를 해결하였으며, 횡류팬의 음향장을 정확하게 예측할 수 있는 전산해석 기법을 확립하였다. 또한 케이싱의 벽면 효과가 고려된 음향파의 지향성 특성(directivity)을 FW-H식으로 예측한 결과와 비교하였으며, 횡류팬 공력 소음의 발생 및 전과 과정을 조사하였다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 비정상 점성 유동 해석

횡류팬은 유로인 케이싱 내부에 많은 임펠러 블레이드가 회전을 하기 때문에 유로 구조가 복잡하여 비정렬 삼각형 격자를 사용하여 전산해석을 수행하였다. 격자는 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 등<sup>(4)</sup>에 비교적 자세히 기술되어 있다.

### 2.2 전산공력음향학 해석

본 연구에서는 Moon 등<sup>(7, 8)</sup>이 제안한 유동-음향 분리 기법을 사용하였다. 유동-음향 분리 기법은 압축성 변수들( $\rho, u_i, p$ )을 다음과 같이 비압축성 유동 변수( $\rho_0, U_i, P$ )와 압축성 요동 변수( $\rho', u_i', p'$ )로 분리한다.

$$\rho(\vec{x}, t) = \rho_0 + \rho'(\vec{x}, t) \quad (1)$$

$$u_i(\vec{x}, t) = U_i(\vec{x}, t) + u_i'(\vec{x}, t) \quad (2)$$

$$p(\vec{x}, t) = P(\vec{x}, t) + p'(\vec{x}, t) \quad (3)$$

변수 분리식 (1)~(3)을 압축성 질량, 운동량 보존 방정식에 대입하여 비압축성 질량, 운동량 보존 방정식을 각각 빼면 압축성 요동 질량, 운동량 보존 방정식 (4)~(6)을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i' + \rho' U_i) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i' + \rho' U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\rho u_i' + \rho' U_i)) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_0 U_i u_j') + \frac{\partial p'}{\partial x_i} = \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} \quad (5)$$

$$\tau'_{ij} = \mu_0 \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k'}{\partial x_k} \right) \quad (6)$$

여기서  $\tau'_{ij}$ 는 압축성 요동 점성 응력항으로, 저 마하수에서는 압축성 점성계수와 비압축성 점성계수는 사실상 차이가 없으므로  $\mu \simeq \mu_0 = \mu_\infty$ 이라는 가정하에 유도되었다.

압축성 요동 에너지 방정식 (7)은 압축성 열에너지 보존 방정식에 변수분리식 (1)~(3)을 대입하여 얻는다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p'}{\partial t} + u_j \frac{\partial p'}{\partial x_j} + \gamma p \frac{\partial u_j'}{\partial x_j} \\ = - \frac{DP}{Dt} + (\gamma - 1) \left( \phi - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서  $\phi$ 는 점성 소산항이며,  $q_j$ 는 열 유속이다.

음향장을 나타내는 음향변수들은 대체로 매우 미세한 값이기 때문에 고차의 이산화 방법을 적용하여 수치에러를 최대한 줄이고 과도한 감쇠 및 소산을 막아야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 공간에 대하여 6차의 정확도를 갖는 컴팩트 유한 차분법(compact finite difference method)<sup>(9)</sup>을 사용하였으며, 시간 적분에는 4단계 Runge-Kutta 방법을 사용하였다. 또한 컴팩트 유한 차분법을 비직교 격자계에 적용했을 때에 발생할 수 있는 에러를 없애기 위하여 Gaitoned 등<sup>(10)</sup>이 제안한 10차의 공간 필터링을 적용하였으며, 전산해석영역 경계에서 음향파가 반사되지 않도록 Edgar와 Visbal<sup>(11)</sup>이 제안한 ETA(energy transfer and annihilation) 경계조건을 사용하였다.

압축성 요동 방정식 (4)~(7)에 존재하는 비압축

성 유동 변수는 유동장으로부터 보간하여 얻어낸다. 유동장 계산 영역을 벗어난 음향장 계산 영역에서는 대기압과 정지 유동으로 설정하여 보간하였으며, 보간한 값이 급격한 변화를 나타내지 않도록 쌍곡선탄젠트 함수를 이용한 감쇠 계수를 사용하였다. 한편, 음향 격자점이 임펠러 블레이드 내부에 존재하는 경우에는 블레이드 벽면에서의 값을 보간하여 사용하였으며, 소음원으로서의 역할을 수행하지 않도록 주요한 소음원 항인 식 (7)의 원천항  $DP/Dt$ 를 0으로 처리하였다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 황류웬은 35개 블레이드로 구성된 등피치 임펠러를 사용하였으며, 임펠러의 직경은 106 mm이다. 임펠러는 1,000 rpm으로 회전하고, 블레이드 팁 속도(=5.55 m/s)와 코드 길이(=14.24 mm)를 기준으로 한 레이놀즈 수는 5,300이다. 황류웬의 내부 유동은 2차원 유동으로 가정되었으며<sup>(12, 13)</sup>, 음향장 해석은 유량 계수( $\phi$ )가 0.602인 경우에 대하여 2차원으로 해석하였다. 비정상 유동 해석 결과는 참고문헌<sup>(4)</sup>에 상세히 기술되어 있어 본 논문에서는 음향장 해석에 주요점을 두고 기술하였다.

황류웬의 비정상 유동장을 해석할 유동장 계산 영역과 소음장을 해석할 음향장 계산 영역을 Fig. 1에 나타내었다. BPF 소음의 파장은 임펠러 직경의 5.5배나 되기 때문에 음향장의 계산 영역을 유동장의 계산 영역보다 훨씬 크게 설정하였다.

비정렬 삼각형 격자를 사용한 유동장 격자와는 달리 음향장 격자는 Fig. 2에 나타내었듯이 정렬 격자를 사용하였으며, 총 6개의 블록으로 구성하였다. 음향장의 격자는 BPF의 파장이 길어서 넓은 영역을 차지해야하는 한편, 소음을 발생하는 케이싱 내부, 임펠러 외경, 블레이드 코드는 BPF 파장에 비해 작아 격자의 크기를 결정하기 어렵게 된다. 따라서 Table 1에 나타낸 3가지 음향 격자에 대하여 음향 격자 테스트를 수행하였다. 격자의 해상도는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 웬 내부 영역에 사용된 격자와 블레이드 하나를 커버하는 노드의 수( $N_{blade}$ )로 평가되어 질 수 있는데, A, B, C 격자는 웬 내부 영역에 각각 1,071개(=51×21), 1,891개(=61×31), 5,551개(=91×61)의 노드를 사용하였으며, 블레이드 하나를 커버하는데

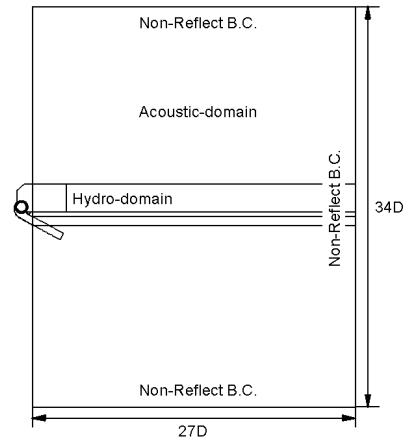
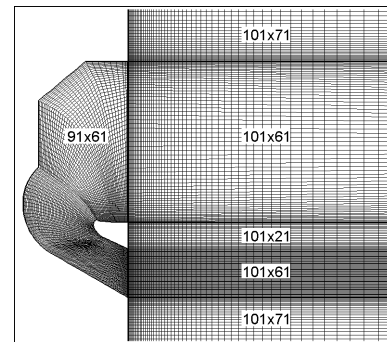
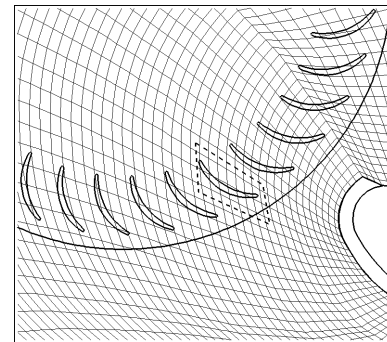


Fig. 1 Hydro- and acoustic-computational domains



(a) 6 blocks grid



(b) Close-up view around blades

Fig. 2 Computational acoustic mesh (Grid-C)

Table 1 Comparison of three acoustic grid resolutions

	$N_{blade}$	Inside	Outside	Total nodes
Grid-A	3×3	51×21	91×165	16,086
Grid-B	5×3	61×31	101×220	24,111
Grid-C	8×3	91×61	101×285	34,336

각각 3×3, 5×3, 8×3의 노드를 사용하였다. 음향장 해석시의 시간 간격을 유동장 해석시의 시간 간격(BPF 주기의 1/900)과 동일하도록 최소 격자의

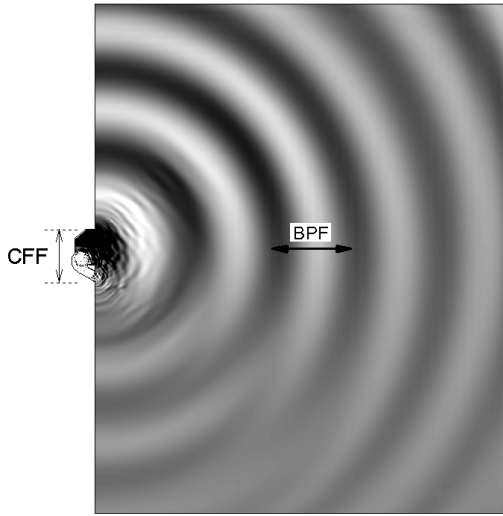
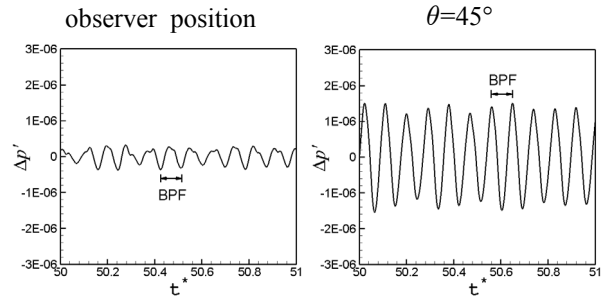


Fig. 3 Instantaneous acoustic pressure fields (Grid-C,  $\phi=0.602$ )

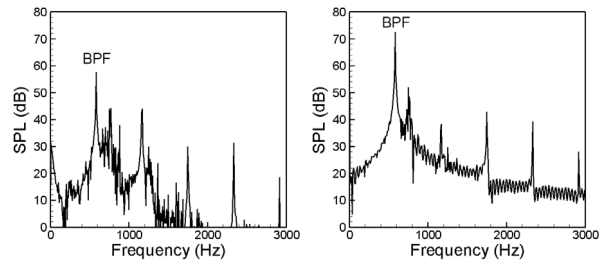
크기를 설정하였으며, C 격자의 경우 케이싱 벽면에서의 최소 격자는 임펠러 직경의 1.2%로 설정되었다.

횡류팬의 BPF 톤 소음 생성을 유동-음향 분리 기법으로 해석하고, 순간적인 음향장을 나타내기 위하여 압력 요동을  $\Delta p' (= p - \bar{p})$ 으로 정의하여 Fig. 3에 나타내었다. 팬 내부에서 발생한 BPF 음파는 넓게 뚫려있는 입구쪽으로 주로 방사되고 있으며,  $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  방향으로 강하게 전파되고 있다(횡류팬 정면 방향  $0^\circ$  기준). 한편, 팬 내부에 존재하고 있는 소음원으로부터 입구와 출구까지의 거리가 차이가 있기 때문에 출구를 통해 방사되는 소음은 입구를 통해 방사되는 소음과 위상이 다르게 나타나고 있다. 이러한 현상으로 인해  $\theta=50^\circ$  전후 위치에서는 입구와 출구에서 방사된 BPF 음파가 서로 간섭하고 있어, 다른 위치에 비해 음압 요동의 진폭이 작게 나타났다.

팬 입구 중앙에서 전방으로 1.0 m, 하방으로 0.8 m 떨어진 관찰자 위치( $\theta=39^\circ$ )와 거리는 동일하고 측정위치가  $\theta=45^\circ$ 인 위치에서의 압력 요동과 음압 레벨 스펙트럼을 Fig. 4에 비교하여 나타내었다. 입구와 출구로 방사되는 소음의 간섭현상이 나타나는 관찰자 위치에서는  $\theta=45^\circ$  위치에서 보다 압력 요동의 진폭이 작게 나타나고 있어, 피크 소음은 각각 57.6 dB와 72.5 dB로 큰 차이를 나타내고 있다. 그러나 두 위치 모두 BPF 소음 특성이 뚜렷하게 나타나고 있다.



(a) Time histories of  $\Delta p'$



(b) SPL spectra

Fig. 4 Time histories of acoustic pressure and its SPL spectra ( $\phi=0.602$ , Grid-C)

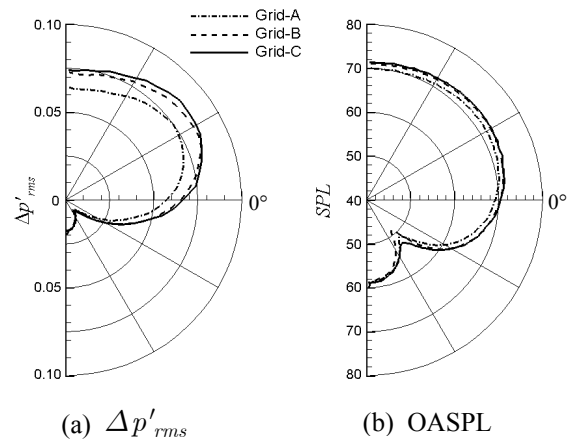


Fig. 5 Directivity patterns of BPF tone ( $\phi=0.602$ )

Table 1에 나타낸 세 가지 격자에 대하여 관찰자 위치와 거리는 동일하고 방향이 다른 위치에서 음압 요동의 제곱평균제곱근과 음압 레벨을 Fig. 5에 비교하여 나타내었다. B와 C 격자의 경우에  $\theta=50^\circ$  위치를 제외하고는 0.3 dB 이내에서 잘 일치하였다. 그러나 A 격자의 경우에는 C 격자의 경우보다 전체적으로 1.3 dB 정도 낮게 예측하고 있어, B 격자 이상의 해상도를 갖는 격자를 사용해야 정확한 음향장을 예측할 수 있었다. C 격자의 결과를 보면, Fig. 3에서 볼 수 있듯이 BPF 소음은 주로 팬 입구를 통해 방사되므로

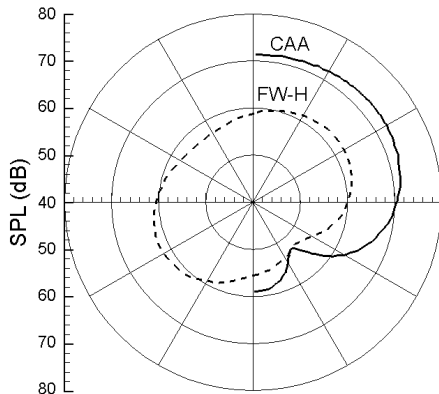


Fig. 6 Comparison of directivity patterns

$0^\circ < \theta < 90^\circ$  영역에서 70 dB 이상의 높은 음압 레벨을 예측하고 있으며, 상대적으로 음압 레벨이 낮은  $-90^\circ < \theta < 0^\circ$  영역에서는 52.7 dB까지 음압 레벨이 줄어들어 최대와 최소 음압 레벨의 차가 20.1 dB까지 나타났다.

한편, 케이싱 벽면에 의한 음향과 지향성 효과를 살펴보기 위하여 Fig. 5(b)의 C 격자 예측 결과를 케이싱 벽면 효과를 고려할 수 없는 FW-H 식의 예측 결과와 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. CAA 해석 결과는 2차원 음장을 나타내고 있어 임펠러 스팬이 무한한 경우의 FW-H식 예측 결과와 비교하였다. CAA 해석 결과는 케이싱 벽면 효과에 의해  $-90^\circ < \theta < 90^\circ$  방향으로만 음압이 전파되고 있어 사방으로 음압이 전파되는 FW-H식의 예측 결과보다 음압 레벨이 높게 예측되었으며,  $\theta = 30^\circ$  방향으로 음압 레벨이 크게 나타나는 방향성이 보다 뚜렷하게 나타났다.

헬릭스에서 발생하는 BPF 소음의 생성 과정과 전파 과정을 살펴보기 위하여 BPF의 1주기 동안의 압력 요동  $\Delta p'$ 을 Fig. 7에 나타내었다.  $T_{BPF}/6$ 인 경우의 압력 요동장에서는 스테빌라이저에서 양(+)의 값을 갖는 압력 요동이 태동하고 있는 것을 확인할 수 있으며,  $2T_{BPF}/6$ 인 경우에는 스테빌라이저에서 발생하여 리어가이더 쪽으로 향하는 음압과 리어가이더에서 반사된 음압 그리고 비압축성 압력의 상승 작용이 혼합되어 케이싱 내부에 압력 요동이 크게 나타나고 있다. 케이싱 내부에 크게 존재하는 압력 요동은 직접 혹은 리어가이더에 반사되면서 주로 웬 입구쪽으로 전파되는데,  $3T_{BPF}/6$ 인 경우에는 임펠러 흡입 영역 근처에서 압력 요동이 크게 나타나고 있으며  $4T_{BPF}/6$

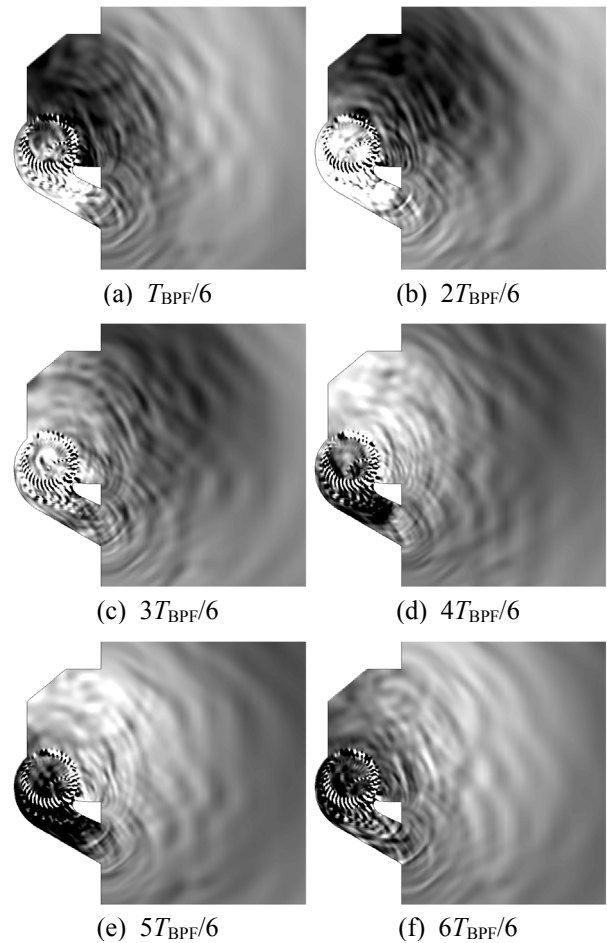
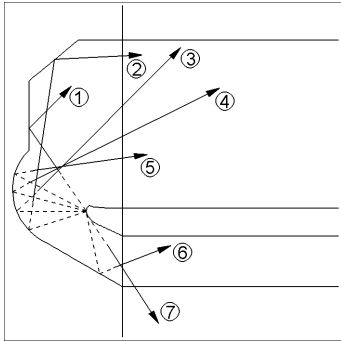


Fig. 7 Acoustic pressure generation and propagation process ( $\phi=0.602$ )

부터  $6T_{BPF}/6$  동안에는 압력 요동이 웬 입구를 지나 웬 밖으로 전파되고 있다.

이와 같은 압력 요동의 생성 및 전파 과정을 도식화하여 Fig. 8에 나타내었다. 압력 요동의 생성 과정은 점선으로 나타내었으며, 압력 요동의 전파 과정은 실선으로 나타내었다. BPF 소음의 생성 과정은 Fig. 7 (a, b)의 압력 요동장에서 볼 수 있는데, 블레이드 후류와 스테빌라이저의 상호작용으로 인해 스테빌라이저와 근접한 위치에서 압력 요동이 태동하게 되고, 이로 인해 케이싱 내부의 압력이 요동하게 되면서 BPF 소음이 생성되는 것으로 보인다. 이렇게 생성된 소음은 서로 교란하고 케이싱 벽면에 반사되면서 입구와 출구를 통해 방사되고 있는데, 리어가이더의 형상으로 인해 리어가이더에서 반사된 압력 요동은 대부분 웬 입구를 통해 방사되며(①~⑤), 일부는 웬 출구를 통해 방사된다(⑥, ⑦).



**Fig. 8** Schematic of acoustic pressure generation and propagation process (dashed: generation, solid: propagation)

#### 4. 결론

본 연구에서는 유동-음향 분리 기법을 이용하여 횡류팬의 음향장을 예측할 수 있는 전산해석 기법을 확립하고, 이를 통해 BPF 소음 생성 및 전파 과정을 예측하였다. 블레이드 후류와 스테빌라이저의 상호작용으로 인해 발생한 BPF 소음은 케이싱 벽면에 반사되어 주로 팬 입구를 통해 밖으로 전파되었으며, 팬 입구와 출구를 통해 방사된 소음은 서로 위상이 달라  $\theta=50^\circ$  위치에서는 상쇄 간섭이 크게 나타났다. 또한 케이싱 벽면 효과에 의해  $-90^\circ < \theta < 90^\circ$  방향으로만 음압이 전파되고 있어 사방으로 음압이 전파되는 FW-H 식의 예측 결과보다 음압 레벨이 높게 예측되었으며, 음향파의 지향성이  $\theta=30^\circ$  방향으로 보다 뚜렷하게 나타났다.

#### 참고문헌

- (1) 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.
- (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) 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.
- (4) Moon, Y. J., Cho, Y., and Nam, H. S., 2003, "Computation of Unsteady Viscous Flow and Aeroacoustic Noise of the Cross Flow Fan," *Computers & Fluids*, Vol. 32, No. 7, pp. 995~1015.
- (5) Cho, Y. and Moon, Y. J., 2003, "Discrete Noise Prediction of the Cross-Flow Fan by Unsteady Navier-Stokes Computations," *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 125, No. 3, pp. 543~550.
- (6) Jeon, W. H. and Kim, C. J., 2003, "Analysis of Unsteady Flow Field and Aerodynamic Noise of a Cross Flow Fan," *Proceedings of the Inter-Noise 2003*, pp. 303~310.
- (7) Moon, Y. J., Seo, J. H., Koh, S. R., and Cho, Y., 2003, "Aeroacoustic Tonal Noise Prediction of Open Cavity Flows Involving Feedback," *Computational Mechanics*, Vol. 31, pp. 359~366.
- (8) Seo, J. H. and Moon, Y. J., 2003, "A Hybrid Method for Aeroacoustic Noise Prediction of Wall-bounded Shear Flow," *Proceedings of the 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA Paper 2003-3270.
- (9) Lele, S. K., 1992, "Compact Finite Difference Schemes with Spectral-like Resolution," *Journal of Computational Physics*, Vol. 103, pp. 16~42.
- (10) Gaitoned, D., Shang, J. S., and Young, J. L., 1997, "Practical Aspects of High-Order Accurate Finite-Volume Schemes for Electromagnetics," AIAA Paper 97-0363.
- (11) Edgar, N. B. and Visbal, M. R., 2003, "A General Buffer Zone-Type Non-Reflecting Boundary Condition for Computational Aeroacoustics," *Proceedings of the 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA Paper 2003-3300.
- (12) Chen, C., 1997, "On Similitude of Cross-Flow Fan in Dynamic Performance and Noise Character," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 10, No. 3, pp. 203~208.
- (13) Kimata, N., Okamoto, T., Funaki, J., and Hirata, K., 2003, "An Experimental Study of Flow around a Cross-Flow Impeller by PIV," *Proceedings of the 7th Asian International Conference on Fluid Machinery*, No. 40015.