

상용 CFD 코드를 이용한 횡류팬 공력소음 특성 해석

Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of Cross-Flow Fan Using a Commercial CFD Code

전완호*·정문기**

Wan-Ho Jeon, Moon-ki Chung

Key Words : Cross-flow fan(횡류팬), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Unsteady Flow Field(비정상 유동장), Flow Noise(유동소음)

ABSTRACT

In this study, performance, flow characteristics and noise of a cross-flow-fan system, used in indoor unit of the split-type air conditioner, were predicted by computational simulation. Triangular elements were used to mesh the calculation domain and quadrilateral elements were attached to the blade surfaces and walls to enhance the simulation quality. The unsteady incompressible Navier-Stokes equations were solved using a sliding mesh technique on the interface between rotating fan region and the outside. Two stripes of velocity stream inside the cross-flow-fan were shown - the one was due to the eccentric vortex and the other was due to the normal entrance flow. As the flow rate increased, the center of the eccentric vortex moved toward the inner blade tip and rear-guide, and the exiting flow still had velocity variation along the stabilizer, which can increase the noise level. The acoustic pressure was calculated by using Lowson's equation. From the calculated acoustic pressure, it was found that the trailing edge is a dominant of acoustic generation.

1. 서론

횡류팬은 임펠러의 길이만 증가시킴으로써 필요한 유량을 큰 소음 증가 없이 얻을 수 있다는 장점 때문에 에어컨의 실내기용 팬으로 사용되어 왔다. 그러나, 간단한 구성임에도 불구하고, 횡류팬의 직경과 스테빌라이저, 리어가이드의 형상 및 설치각 등에 따라 공력성능 뿐만 아니라 소음도 매우 민감하게 변화하기 때문에 설계나 저소음 연구시에 많은 어려움이 있다.

횡류팬 연구는 1950년 Eck¹⁾가 내부 유동 가시화를 통해서 편심 와류 유동을 최초로 발견한 때부터 본격적으로 시작되어, 횡류팬의 실용화 및 유동 특성 규명을 위한 많은 실험적, 해석적 연구가 진행되어 왔다. Hiromu²⁾³⁾ 등은 수조 가시화와 PTV(Particle Tracking Velocimetry) 등을 이용하여 횡류팬 내부의 유선, 속도분포, 편심 와 등에 대한 연구를 수행하였고, 진심원⁴⁾ 등은 횡류팬에 대한

전반적인 실험을 통해서 횡류팬 시스템의 인자들이 성능에 미치는 영향 및 스케일 효과 등을 무차원화하여 분석하였다. 최근 컴퓨터와 수치기법의 발달과 더불어 전산유체역학으로 횡류팬 시스템의 유동을 규명하려는 연구가 많이 이루어지고 있다. Hiromu³⁾ 등은 와류법을 이용해서 유동 특성을 파악하려고 하였고, 조용⁵⁾ 등은 자체개발 코드로 유동 특성 및 소음원 예측을 시도하였고, 허남건⁶⁾ 등은 상용코드를 이용하여 열교환기를 모델링하고 임펠러 날개의 형상에 따른 공력 특성 해석을 시도하였다.

횡류팬의 소음에 관한 연구는 주로 실험에 의해서 많이 수행되었고, 구형모⁷⁾ 등은 실험에 의한 저소음화 방안을 제시하였다. 그러나, 실험에 의한 연구는 소음 발생에 대한 정확한 메커니즘이나 저소음화의 체계적인 방법을 제시하지 못하고 있는 실정이다.

본 연구에서 공력소음 해석을 위해서 필요한 비정상 유동장은 상용 CFD 코드인 Fluent를 이용하여 계산한다. 유동장에서 계산된 임펠러 깃의 압력 변동으로 임펠러 깃에서 비정상 압력의 교란에 의한 소음을 예측한다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson

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

** LG 전자 DA 연구소

방정식으로 예측한다. 또한, 스테빌라이저와 rear-guide 의 소음 발생에 미치는 영향을 파악하고, 것의 앞전과 뒷전의 각 부분에 대한 소음 발생 기여도를 알아보았다.

2. 본론

2.1 원심형 임펠러의 형상 및 소음 특성

본 연구에서는 분리형 에어컨에 적용되는 횡류팬 시스템의 유동 특성 분석을 위해 제작된 여러 개의 실험 모델 중 한 개를 선택하여 수치 해석을 수행하였다. 선택된 횡류팬 시스템의 설계인자는 Table. 1과 같다. 각도는 횡류팬의 중심으로부터 수평면에 대한 각도이며, 토출거리(discharge distance)는 리어가이드로부터 스테빌라이저까지의 최단 거리이다. 횡류팬의 날개 개수는 총 35개로 실험 모델에서는 부등 피치로 제작되었으나, 계산 모델에서는 등간격 피치로 모델링되었다. 이것은 후에 소음 예측값을 더 높게 하는 원인이 되지만 성능에는 큰 영향을 미치지 않는다.

Table 1. Design parameter for cross-flow fan system

| 설계 인자 | 설계 치수 |
|----------------------|-----------|
| Rear-guide radius | 80 mm |
| Discharge angle | 30 mm |
| Stabilizer angle | 20° |
| Leading edge angle | 60° |
| Stabilizer & fan gap | 10 mm |
| Discharge distance | 60 mm |
| 횡류팬 외경(D) | 102 mm |
| 횡류팬 내경 | 77 mm |
| 횡류팬 길이 | 350 mm |
| 날개 개수(Z) | 35 개(등피치) |

영역으로는 실내기의 열교환기, 루버 및 베인을 제외한 인자들을 포함하는 횡류팬 시스템의 인자들을 포함시켜서 횡류팬, stabilizer, rear-guide 등에서의 유동 특성을 분석하고자 하였다. 계산 영역으로는 입구 및 출구 조건에 의해 해석 결과가 받는 영향을 최소화하기 위하여 앞에서 언급한 분석을 시도하고자 하는 영역을 확장하여 횡류팬 시스템의 압력 유량 특성 실험 장치를 충분히 반영할 수 있도록 하였다. 팬 성능 계측에 사용하는 팬 테스트의 사양을 반영하여 입구는 윗면과 측면으로부터 유동이 유입되도록 하였으며, 출구는 팬 테스트의 배기팬 위치로 선정하였다. Fig. 1 에 계산

영역을 나타내었다. 총 격자의 수는 약 60,000 개 정도를 사용하였으며, 격자계는 삼각형 격자와 사각형 격자를 혼합하여 구성하였는데, 특히 횡류팬의 날개 부분에 사각형 격자를 밀집 시킴으로써 날개에 의한 경계층 및 유동 변화를 반영하도록 하였다. 팬 등과 같이 형상의 특정 부위가 유동에 매우 중요한 영향을 주는 경우는 해석 결과에 중요한 영향을 미칠 수 있다.

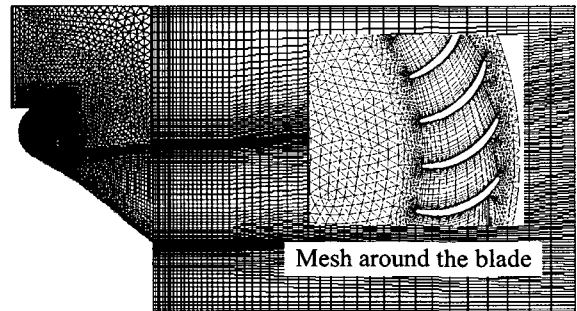


Fig. 1 Computational mesh: mesh near blades are shown in enlarged plot

2.2 해석 조건

작동 유체로서 상온의 공기 물성치를 적용하였고, 회전하는 횡류팬 영역과 정지해 있는 외부의 두 영역으로 나누어 미끄럼 경계면(sliding interface) 방법을 이용하여 팬의 회전을 수치 해석에 반영하였다. 미끄럼 경계면을 사용할 경우 내부의 팬 영역 격자가 시간에 따라 회전을 하게 되므로 외부의 정지된 격자와 경계면에서 불일치가 발생하므로 서로 보간법을 이용하여야 하며, 시간 간격이 너무 크면 해석 결과가 나빠지므로 시간 간격 조절에 주의를 해야 한다. 팬은 1200 RPM으로 회전하고 있으며, 1 회전 당 400번의 계산 스텝(dt = 0.000125 sec)으로 계산하였다. 해석에 적용된 난류 모델은 RNG-kε 모델로써 스웰 등이 있는 유동 현상에 대해 비교적 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 동일한 실험 모델에서 수행한 실험 중 수치 해석을 수행한 운전점은 3개 점으로써 입구 경계면에 균일 속도를 가정하여 유량을 적용하고 출구 경계면에 압력 경계 조건을 적용함으로써 이때 발생하는 압력 상승을 압력-유량 특성으로 간주하였다. 각 3 개의 유량에 대한 계산 모두 약 3회전 정도부터 압력 상승 특성이 안정되기 시작하였으며, 10회전 이상 계산했을 때 수렴된 결과를 얻을 수 있었다. 수렴 판단은 1회전 평균 압력 변동이 10⁻³ 정도일 때로 하였다.

해석에 적용된 지배 방정식은 연속 방정식과 운동량 방정식으로써 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} = \frac{\partial E_v}{\partial x} + \frac{\partial F_v}{\partial y} \quad (1)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 + p \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$E_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}, F_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \end{bmatrix}$$

2.3 원심팬의 소음원 및 자유음장의 음압 해석
 Noise는 팬의 경우 이극이 주된 소음의 원인이 되고 특히, 비정상 회전 힘에 의한 소음이 주된 소음원이라고 밝혔다.⁸⁾ 본 논문에서 해석하고자 하는 횡류팬도 역시 소음 특성은 이극에 의한 소음이다. 이러한 이극소음은 임펠러가 회전하면서 rear-guide 깃과 스테빌라이저와 상호 작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다.

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3)$$

여기서 왼쪽항은 정지한 매질에서의 음파전달 방정식이고, 오른쪽 항은 유체내에서의 여러 음원들을 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. 팬 소음과 같이 이극이 우세한 경우는 단극과 사극의 영향은 무시할 수 있다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson이 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 유도했다. 이 식은 다음과 같다.⁹⁾

$$\rho - \rho_0 = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (4)$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다. 여기서 a_0 는 음속(speed of sound)을 나타내고, F_i 는 힘을 r 은 관찰자와 음원 간의 거리를 나타낸다. 또, x 는 관찰자의 위치를 y 는 음원의 위치를 낸다.⁹⁾ 여기서 F 는 유동 해석에

서 계산한 각 깃에서의 힘이 사용되며, 매 시간 각 깃 요소에서의 힘이 모두 필요하다.

비정상 압력 변화를 계산하기 위한 CFD의 격자는 우리가 관심 있는 주파수에 비해서 상당히 작기 때문에 컴팩(compact)하다는 가정이 충분히 적용될 수 있다. 즉, 관심 있는 음파의 길이(λ)와 격자의 길이(Δ)를 살펴보면 식 (5)와 같이 음파의 길이가 충분히 크다는 것을 알 수 있다.

$$\lambda \gg \Delta \quad (5)$$

결국 본 논문의 계산에서는 임펠러 깃 표면의 각 격자에서 식 (4)를 이용한 음압계산이 가능하다.

3. 계산 결과

3.1 횡류팬의 성능 해석

먼저 약 60,000 개의 격자를 적용하여 Standard- $k\epsilon$ 모델과 RNG- $k\epsilon$ 모델을 적용하여 난류 모델 간의 공력 성능 예측을 비교하고, 약 120,000 개의 격자를 적용하여 격자수의 영향을 분석하였다.

실험과 수치 해석의 결과의 압력-유량 곡선이 Fig. 2에 함께 나타내었다. 실험은 AMCA 210-74 규격으로 제작된 팬테스터를 이용하여 수행하였다. 계산 모델에서는 각각 7.63 CMM(cubic meter per minute), 9.56 CMM, 12.60 CMM에 대해서만 해석을 수행하였다. 9.56CMM은 에어컨의 실제 운전 조건에 해당한다. 격자수가 약 60,000 개인 경우의 Standard- $k\epsilon$ 모델과 RNG- $k\epsilon$ 모델의 해석 결과를 보면 수치 해석에 의해 예측되는 압력-유량 특성이 실험보다 낮게 예측되고 있으며, 스윙 등이 있는 유동 현상에 대해 비교적 잘 맞는 것으로 알려져 있는 RNG- $k\epsilon$ 모델이 Standard- $k\epsilon$ 모델보다는 비교적 예측 성능이 우수한 것으로 나타났다. 그러나, RNG- $k\epsilon$ 모델을 적용하여 격자수를 2 배로 하였을 때는 실험결과와 비교적 일치하는 것을 알 수 있다. 실험결과와 수치해석 결과가 차이가 발생하는 것은 실제 횡류팬 시스템은 약 70mm 마다 날개를 고정하기 위한 원판이 설치되고 실험 세트의 길이가 350mm 인데 비해 전산 해석에서는 2 차원 유동으로써 계산하므로 스케일 효과(scale effect)와 3 차원 효과가 무시되기 때문이다.

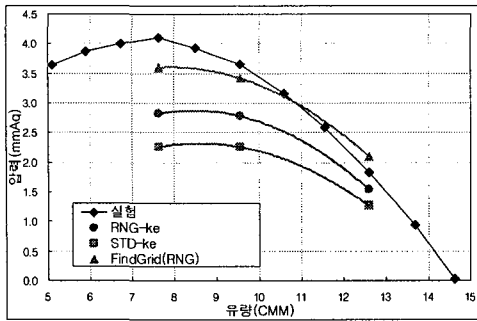


Fig. 2 Performance curve for cross flow fan

진심원 등⁴⁾에 의하면 동일한 단면 형상을 가지는 횡류팬 시스템이 길이에 의해 압력-유량 곡선이 영향을 받는 것으로 보고되었으며, 따라서 전산 해석에서 압력-유량 곡선을 실험과 정량적으로 비교하기 위해서는 횡방향 길이에 의한 스케일 효과를 고려해 주어야 함을 알 수 있다. 그러나, 아직 횡류팬의 스케일 효과를 명확히 밝혀낸 연구는 보고되지 않고 있으며, 수치 해석을 통해 횡류팬 시스템의 유동 특성을 분석을 시도하는 경우 일반적으로 압력-유량 특성이 20%-30% 정도 실험과 차이를 나타내는 것으로 보고되고 있다.⁵⁾

3.2 원심팬의 유동장 해석

중간유량인 9.6CMM의 경우, 횡류팬 시스템 내의 속도 분포를 Fig. 3에 나타내었다. 횡류팬의 유동을 안정화하는 편심 와가 약 290° 정도 위치해 존재하고 있다.

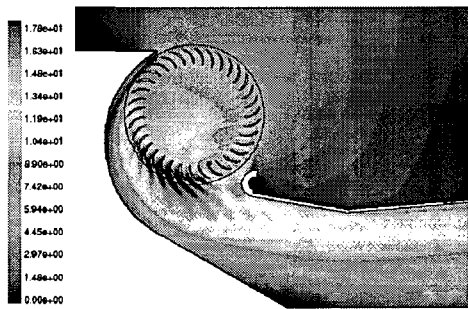


Fig. 3. Velocity magnitude of cross flow fan at 9.6 CMM.

깃의 각 노드에서의 압력변화를 확인하기 위해, Fig. 4와 같이 한 깃 표면의 6점(앞전, 끝전, 압력면 2점과 부압면 2점)에 대해서 시간에 따른 표면압력 변화를 나타냈다. 각 점에서 임펠러 한 회전하는 동안 계산된 압력변화가 Fig. 5와 같이 중심와류와 스테빌라이저가 있는 부분에서 심하게 변동하고 있음을 나타낸다. 그림의 x축은 계산이 진행되는 정도를 나타내는 수치로, 임펠러가 한 회전하면 400번까지 진행된다. 그림의 압력은 임펠러가 14번 회전 (14*400=5600)부터 한회전하는

동안의 압력을 나타낸 것이다.

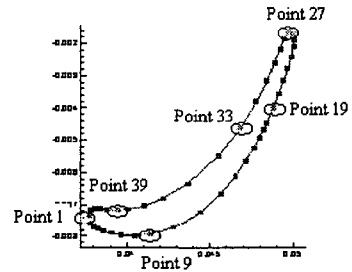


Fig. 4 Node point at one blade surface

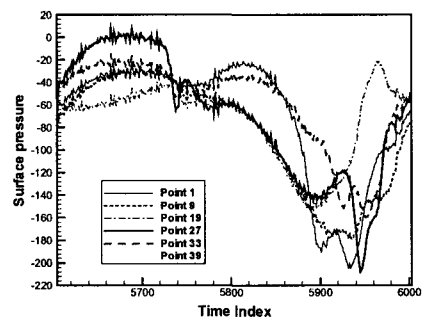


Fig. 5 Pressure fluctuation at each node point for one revolution of impeller

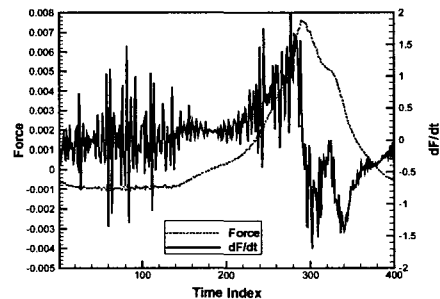


Fig. 6 Variation of force and time derivative of force of leading edge for one revolution of impeller

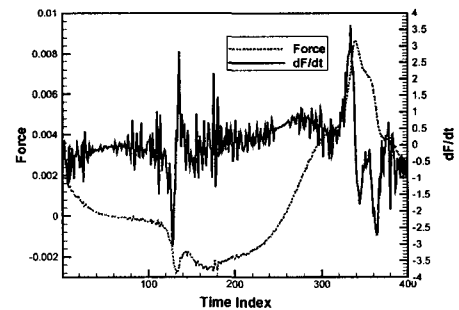


Fig. 7 Variation of force and time derivative of force of trailing edge for one revolution of impeller

Fig. 6과 7은 임펠러가 한 회전하는 동안 깃의 앞전(point 1)과 뒷전(point 27)에 작용하는 힘과 힘의 시간 미분값의 변화를 나타낸 것이다. 그림의

x 축은 임펠러의 회전 정도를 나타내는 것으로 130 정도에 rear-guide 가 존재하고, 300 근처에 중심와류가 그리고 340 정도에 스테빌라이저가 존재한다. Fig. 6 의 앞전의 경우 한 회전하는 동안 임펠러 편심와류와의 상호작용과 스테빌라이저와의 상호작용에 의한 힘의 시간미분값의 변화가 강하게 나타나고 있다. Fig. 7 의 뒷전에 작용하는 힘의 경우는 2 번의 큰 변동이 있음을 확인할 수 있다. Rear-guide 와의 상호작용에 의한 변동과 스테빌라이저와의 상호작용에 의한 힘의 변화가 나타나고 있다. 이 경우는 중심와류와의 상호작용에 의한 힘의 변화는 거의 나타나지 않는다. 이것은 중심와류의 위치가 앞전부분에 있기 때문이다. 즉, rear-guide 와의 상호작용은 뒷전에만 나타나고 있고, 중심와류와의 상호작용은 앞전부분에만 나타나고, 스테빌라이저와의 상호작용은 깃 전체를 통해서 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 결국, 소음의 발생에 가장 큰 영향을 미치는 부분은 스테빌라이저이며, 중심와류와 rear-guide 깃도 어느 정도 영향을 미치고 있음을 확인할 수 있다.

3.3 횡류현의 자유음장 소음 해석

공력소음 계산에 사용된 자료는 임펠러가 14 바퀴 회전한 후, 한 회전동안의 압력 변화이다. 깃의 압력 변화는 Fig. 5 에 잘 나타나 있다. 이 해석된 유동장 값과 식(4)를 이용해서 자유공간에서의 공력에 의한 음압을 예측하였다. 이 값은 횡류현의 소음원 특성만 고려된 것으로 실험결과와 정확한 비교를 할 수는 없다. 이 값을 실험결과와 비교하기 위해서는 횡류현 케이싱에 의한 산란, 반사 등의 음향학적 효과가 수치적으로 고려되어야 하기 때문이다. 그러나, 그런 효과는 발생한 공력소음 자체를 변화시키는 것이 아니라, 전달과정에서 각 주파수별 시스템의 주파수 응답 함수(FRF: Frequency Response Function)가 곱해지는 만큼 변화되는 것이므로 전체적인 소음원의 경향은 변하지 않고 예측될 수 있다.

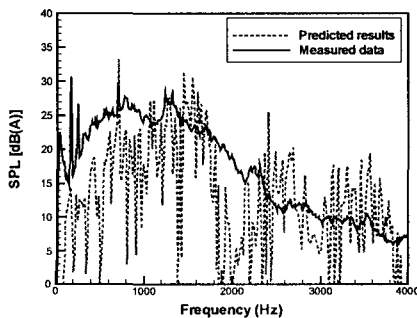


Fig. 8. Predicted sound pressure at 3000 rpm

에어컨 실내기 횡류현의 소음은 (1.0, 0.8, 0.0)인 위치에서 측정되었으며, 계산도 동일한 위치에 대해서 수행되었다. Fig. 8 의 결과에서 전체적인 레벨이 비슷한 값에서 계산됨을 확인할 수 있고, BPF 의 음압 레벨은 약 5dB(A)정도 높게 예측되고 있다.

방향성을 살펴보면 90° 방향으로 BPF 에 해당하는 피크 소음이 크게 방사하고 있는 것을 확인할 수 있다. 이것은 스테빌라이저와 깃의 상호작용에 의한 것으로 설명할 수 있다. 즉, Fig. 9 의 화살표 위치와 같이 스테빌라이저와 강하게 상호작용을 하는 깃의 끝전 부분에 걸리는 깃에 수직인 힘의 변동이 90 도 방향이기 때문이다. 즉, 90 도 방향으로 강하게 변동하는 힘의 교란에 의해서 90 도 방향으로 강한 피크소음이 방사하는 것이다.

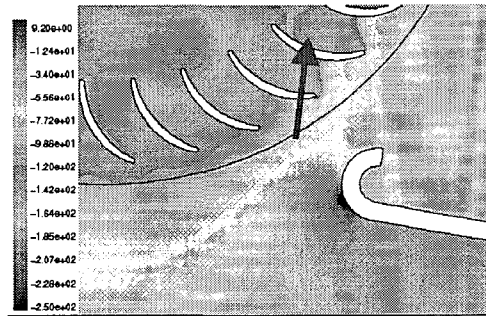


Fig. 9 Strong interaction between stabilizer and blade trailing edge.

3.4 깃 각 부분의 기여도 분석

임펠러 깃의 각 부분별 소음 기여도를 확인하기 위해서, 깃을 앞전부분인 Section I ($r < 0.039$)과 Section II ($0.048 < r < 0.495$), Section III($0.039 < r < 0.48$) 그리고 뒷전부분인 Section IV ($r > 0.0495$)의 4 부분으로 나누고 각 부분에서의 소음 발생을 따로 계산하였다. 이 각 영역은 Fig. 10 에 나타나 있다.

각 기여도를 살펴보기 위해서 소음 해석을 주어진 영역의 요소만 가지고 수행하였다. 대부분의 소음은 뒷전 영역인 Section III 과 Section IV 에서 발생함을 확인할 수 있었다. 앞전부분은 뒷전과 반대 위상을 가진 소리를 만드는 영역으로 큰 기여를 하지 않는다. 날개통과주파수의 피크소음의 경우는 스테빌라이저와 가장 가까운 뒷전 부분에서 발생하는 것이 아니라, 그 바로 전 영역인 Section III 영역에서 발생하는 것을 그림과 같이 확인할 수 있었다.

즉, 뒷전영역은 와류의 흘림에 의한 고주파수의 교란이 존재하지만 스테빌라이저의 상호작용에 의한 힘의 교란은 크게 작용하지 않는다. 스테빌라이저와 rear-guide 와의 상호작용은 뒷전 바로 앞부

분에서 우세하게 작용하며, 강한 토은소음을 발생하고 있다. 이 부분은 Fig. 9의 화살표 위치로 상호작용에 의한 힘 방향이 수직인 방향으로 향하고 있다. 이 때문에 날개통과주파수의 강한 토은소음은 90도 방향으로 우세하게 전파한다. 각 Section의 요소만 고려해서 예측한 소음 스펙트럼이 Fig. 11에 있다. Fig. 11(a)에서 확인하듯이 Section III의 요소만 가지고 예측한 소음 스펙트럼에서 강한 BPF 피크 소음이 발생함을 확인할 수 있고 (b)의 끝전 영역은 약간의 피크와 광역소음이 발생함을 확인할 수 있다. 그리고 앞전쪽의 영향은 미비한 것을 확인할 수 있다.

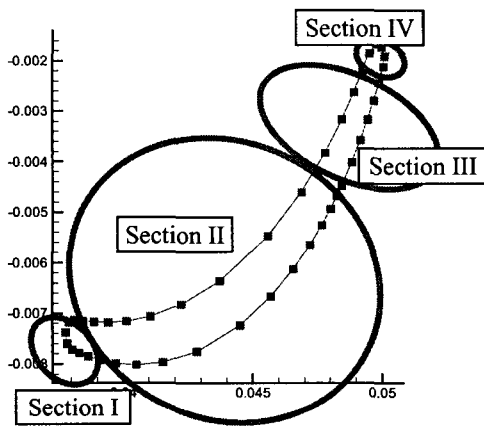
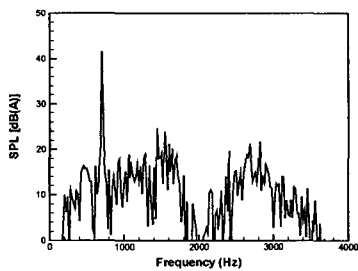
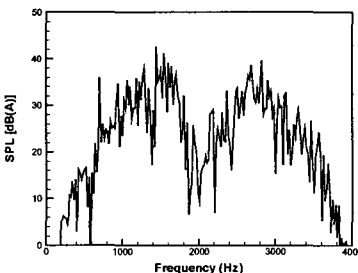


Fig. 10 4 Sections of a blade of cross-flow fan



(a) Acoustic pressure spectrum of Section III



(b) Acoustic pressure spectrum of Section IV

Fig. 11 Acoustic pressure generated from the section of the blade.

4. 결론

에어컨 실내기에 주로 사용되는 횡류팬의 유동 특성과 공력소음 해석을 수행하였다. 횡류팬의 비정상 유동 해석을 위해서 상용 CFD 코드를 이용하였고, 매 시간 깃 표면의 압력을 저장하여 공력소음 해석에 사용하였다. 해석에 사용된 모델은 2차원 모델로 60,000여개의 격자를 사용하였고 난류 모델은 RNG k-ε 모델을 사용하였다.

횡류팬 소음을 해석한 결과, 임펠러 깃의 끝전 부분에서 대부분의 피크소음과 광대역 소음이 발생하는 것을 확인하였고, rear-guide 깃과의 상호작용보다는 스테빌라이저와의 상호작용이 더 많은 소음을 발생시킴을 확인하였다. 또한, 편심와의 상호작용은 앞전의 일부분의 압력변동에만 영향을 미쳐서 소음 방사에 크게 기여하지 않음을 확인했다.

참고문헌

- (1) Bruno Eck, 1973, Fans Design and Operation of Centrifugal, Axial-flow and Cross-flow fans, Pergamon Press.
- (2) Hiromu T, Hirofumi S., Yoshinobu T, Yoshiki Y, 1996, "Study of Cross-Flow-Fan Internal Flow by Flow Visualization(Discussion of Measured Results by Particle-Tracking Velocimetry)," JSME International Journal, Vol. 39, No. 3
- (3) Hiromu T, Yoshinobu T, Yoshiki Y, Koichi K, 1997, "Visualization Measurement and Numerical Analysis of Internal Flow in Cross-Flow Fan," Journal of fluids Engineering, Vol. 119
- (4) 진심원, 이내영, 1998, "횡류팬 응용의 실험적 연구," 공기조화 냉동공학회 '98 동계학술발표회, pp.544~549.
- (5) 조용, 문영준, 진심원, 1999, "횡류팬의 비정상 유동 전산 해석에 의한 성능 및 소음 특성 예측," 대한 기계학회 1999년도 춘계 학술대회 논문집, p417
- (6) 허남건, 김옥, 강신형, 1999, "직교류 팬의 유동 해석 : 깃 형상 변화가 성능에 미치는 영향," 유체기계저널, 제 2권 1호, pp.96~102.
- (7) 구형모, 1999, "에어컨용 직교류팬 시스템의 성능특성에 대한 기본적 설계변수의 영향에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B 권, 제 23권 6호, pp.695~702
- (8) Neise, W., 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," An International INCE Symposium, pp. 45~56
- (9) Lowson, M.V., 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Ser A. 286, pp.559-572.