

## 터보형송풍기의 소음 방사특성에 관한 실험적 연구

김동규\* · 백종진\*

### A Study on the Noise Emission Characteristics of Turbo Axial Flow Fan by Experimental Method

Dong-Gyu Kim\* · Jong-Jin Back\*

#### ABSTRACT

Recently as the environmental noise getting influential social problem, it is the fact that the demand on noise reduction increases with the advance of the standard of living. Therefore increasing the interest on the noise in common, it is eagerly demanded that the endeavour for reducing the noise of the rotating machinery, especially the machinery related a flowing including the household electric products, which is pointed out the primary noise source in environment.

As proceeding study for fan noise, theory of fan noise property is arranged and this control method is shown. Blade passage noise of total noise spectrum. Thus in the aspect of noise reduction, noise source and identification of noise radiation characteristics of axial flow fan are demanded in detail. The sound source is analyzed by using sound pressure and sound intensity. In that time, synchronization of axial flow fan using optical sensor is executed, and to identify the location of exact noise source in the fan profile determination of recording time is proposed. In the rotating of fan, it is explained that the location of noise source exists in and by the directivity, the noise radiation pattern of axial flow fan is determined and the flow of sound is visualized in the figure of contour mapping.

#### 초 록

최근 환경 소음이 사회적인 문제로 대두되고 있는 가운데, 생활수준의 향상으로 저소음화에 대한 요구가 증가되고 있는 실정이다. 이와같이 소음에 관한 일반인들의 관심이 높아지면서 생활주변에서 주요 소음원으로 지적되고 있는 회전기계, 특히 가전제품을 비롯한 유동관련 기계류의 소음을 낮추기 위한 노력이 절실히 요구되고 있다. 본 소평팬에 대한 연구에서는 음압 및 음향인텐시티를 이용하여 소음원을 해석하였다. 이때, 광센서를 이용한 축류형 팬의 동기화가 수행되어졌고, 팬 형상에서 정확한 소음원의 위치를 규명하기 위한 기록시간의 결정이 제안되어졌다. 소음 발생하는 위치를 규명하였고, 지향성 연구를 통하여 축류형 팬의 방사형태를 결정하였으며, 음의 흐름도를 가시화 하였다.

\* 조선대학교 항공우주공학과(Chosun University, Dept. of Aerospace Engineering)

## 1. 서론

최근 소음문제에 대한 일반인들의 관심이 높아지면서, 팬 소음이 열유체 응용분야의 주요 소음원으로 지적되고 있다. 특히 엔진이나 모터로 구동되고, 팬을 장착하고 있는 회전 기계시스템에 있어서 전체적인 소음도를 소음기준치 이하로 유지하기 위해서는 팬 소음의 저감 대책에 많은 노력을 기울여야만 한다. 팬 소음에 대한 연구는 팬의 종류에 따라서는 원심형 팬과 축류형 팬에 대한 연구로 나눌 수 있고 연구의 목표에 따라서는 '소음발생의 원인을 규명하기 위한 연구'와 '소음 감소 대책의 수립을 위한 연구'로 분류해 볼 수 있다<sup>(1)</sup>.

팬 소음레벨을 줄이기 위해서는 팬 형상에서 정확한 소음원과 소음의 전달경로를 규명하는 것이 선행되어야 한다. 팬소음은 일반적으로 익면통과주파수(Blade Passage Frequency, 이하 BPF)를 기본 주파수로 하고 그것의 조화 성분(harmonic component)으로 구성되는 회전소음과, 익면의 난류경계층에 의해서 발생하는 광대역 소음(broadband noise)의 특성을 갖는 비회전소음으로 나누어진다<sup>(2)(3)</sup>. 팬소음중에서도 회전소음은 총괄 소음 스펙트럼(overall noise spectrum)에서 가장 뚜렷한 피크를 이루며 가장 불쾌한 성분이고, 팬의 국지적인 곳에서 발생하므로 비회전 소음에 비하여 그 제어가 상대적으로 쉬운 장점이 있어 팬 설계시 이 성분을 줄이기 위한 노력이 가장 요구된다.

따라서, 소음을 줄이기 위해서는 팬에 대한 방대하고, 철저한 기초자료가 뒷받침되어야 한다. 팬에서 발생하는 소음 레벨은 팬의 성능과 상반성이 있으므로 팬의 성능을 향상시키면서 소음 레벨을 줄이기 위한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 팬형상에서 정확한 소음원을 규명하기 위하여 음향인텐시티(sound intensity) 이론을 도입하였고 스트레인게이지(strain gage)

를 이용한 구조진동음의 음으로의 기여도 측정을 시도하였다<sup>(4)</sup>.

## 2. 이론

### 2.1 축류형팬 Tone의 특성

축류형 Fan소음의 특성은 진폭변동, 주파수 변동, 저주파로 크게 분류된다.

또한, 저주파의 형식을 가지는 blade passage frequency(이하 b.p.f)는 다음과 같이 정의한다.

$$f_{bpf} = V_r N / 60$$

(  $f_{bpf}$  : blade passage frequency

$V_r$  : Fan의 회전속도(RPM)

$N$  : blade의 수 (number of blades))

### 2.2 음향인텐시티의 원리

음향 인텐시티는 음압과 입자 속도의 곱의 시간 평균된 값이다. 힘과 질량을 알고 있으면 가속도를 구할 수 있으며 시간에 대하여 가속도를 적분하여 속도를 계산할 수 있다.

$$I_r(f) = \frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \int \frac{Im[G_{12}(f)]}{f} df$$

## 3. 실험

### 3.1 실험장치 및 음향인텐시티

본 실험에서의 실험 절차 및 방법은 다음과 같다.

Piston Phone(riion-nc72)으로 마이크로폰을 보정(calibration)하였고<sup>(5)</sup>, 스트로보스코프를 이용하여 Axial Fan의 회전속도를 일정 RPM에 고정시켰다. 그리고, 음압측정을 위한 Measuring Plane은 Source Plane으로부터 10cm의 거리에서 측정하였다. 이는 B.P.F 파장의  $\lambda/2$ 내에서 측정하기 위함이다.

음압을 측정하기 위한 마이크로폰은 1/2inch 콘덴서 마이크로폰(G.R.A.S)을 사용하였고 Measuring Plane의 Mesh는 Fan의 직경이  $D=31.4\text{cm}$ 이므로 가로 4cm, 세로 4cm간격으로  $45(9*5)\text{Point}$ 로 나누어 측정하였다. 실험장치는 Fig. 1과 같다.

측정에 사용되어진 마이크로폰에 관심있는 주파수대가 40~500Hz이므로 오차를 줄이기 위해 마이크로폰 간격이 50mm인 Spacer를 선택하였으며 측정 Data는 30초간 평균하였다.

실험조건은 가변 RPM이고, Source Plane에서 Measuring Plane사이의 거리를 15cm로 하여 인텐시티(intensity)를 측정하였다.

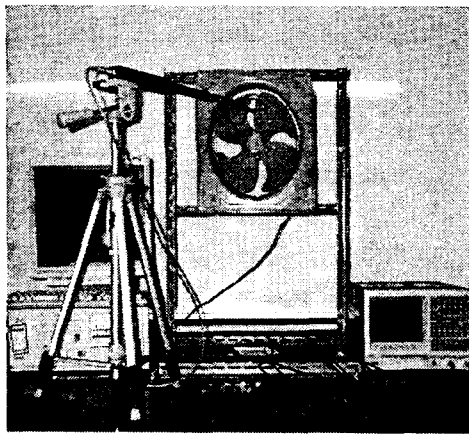


Fig. 1 Experimental set up for axial fan for sound pressure measurement

측정하는 방법은 Fig. 2에 나타내었다. 화살표

방향으로 각 포인트에서 측정하였다. 측정은 다음과 같이 실시하였다. Rectangular Mesh 측정방법으로 하였고, 음향 인텐시티를 측정하기 위한 측정계 및 데이터 처리의 계통도를 Fig. 3에 나타내었다.

팬이 회전할 때 팬 자체의 형상에서 정확한 소음원의 위치를 결정하기 위하여 광센서에 의한 팬형상의 시간 공간적인 동기화를 행하였다<sup>(6)(7)</sup>.

동기화는 공간적인 시간위치가 결정되면 소음원의 정확한 위치 결정에 있어 기록시간의 선정은 매우 중요하다. 회전수 및 각 팬의 날개수에 따라 한 날개가 그 다음 날개까지 걸리는 시간은 5msec-25msec이다. 따라서 본 연구에서의 기록시간은 5msec로 하였다.

Sound Intensity Probe 구성품들은 방풍망, 마이크로폰, Pre-amplifiers, Pight-angle Adaptor, Straight Adaptor, Space Cup, Spacer(8mm, 12mm, 50mm)등으로 구성되어 있다.

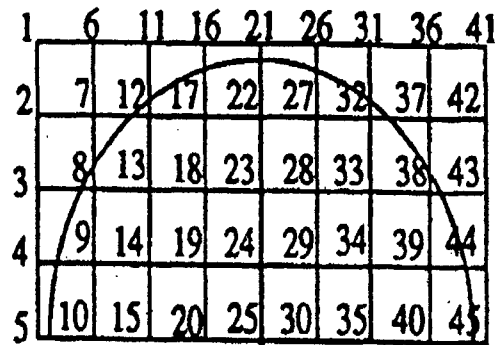


Fig. 2 Discrete point averaging measurements

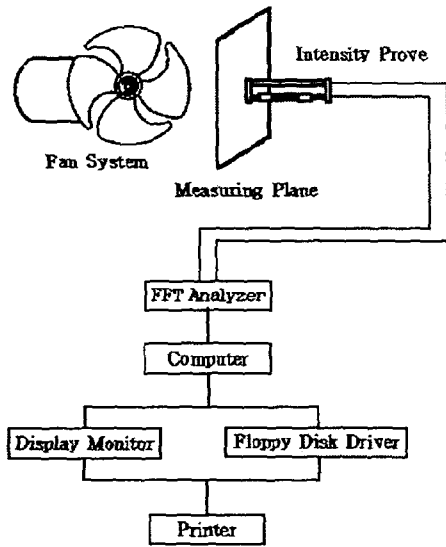


Fig. 3 Block diagram of measuring system and data processing

### 3.2 스트레인게이지를 이용한 진동특성

스트레인게이지(strain gauge)를 이용하여 Fan이 회전할 때의 진동특성을 알아보려 하였고 Mid Blade와 Tip 부근의 진동을 주목하였다.

스트레인게이지를 이용한 실험은 먼저 Setting된 Fan System에 스트로보스코프로 Fan의 회전속도를 원하는 속도로 맞춘다. Fan이 일정 회전속도로 회전하고 있을 때 Fan Blade 면에 붙어 있는 스트레인게이지에서 들어오는 신호는 Slip Ring과 Bridge Head를 거쳐 Dynamic Strain Amp에서 증폭된 후 FFT Analyzer에서 Time 신호와 Auto 스펙트럼을 구하고 컴퓨터에 전송된 Data는 계산과정을 거쳐 그 결과를 프린터로 출력한다. 관심 주파수 영역은 Fan의 저주파 특성을 고려하여 500Hz까지 측정하였다.

### 3.3 기여도 측정

본 실험의 목적은 Fan회전시의 Fan의 회전진동이 음으로 기여를 하는가를 알아보기 위하여

스트레인게이지를 이용한 회전진동의 음으로의 방사를 기여도 함수를 도입하였다<sup>(8)</sup>. 데이터 처리과정은 Fan회전시의 Blade면에 부착된 스트레인게이지로부터 들어오는 신호를 받아 스트레인게이지의 Auto Spectrum GAA, 마이크로폰으로 들어오는 Auto Spectrum GBB와 Cross Spectrum GAB를 FFT Analyzer상에서 분석하고 컴퓨터로 전송 입력하여 계산하였다.

## 4. 측정결과 및 고찰

### 4.1 음향인텐시티 측정

회전속도 변경에 따른 음압스펙트럼은 Fig. 8과 같다. 각 회전속도에서의 음압스펙트럼은 위상의 변화 없이 각각 뚜렷한 B.P.F를 가지고 있으며 저주파쪽에서 주위 암소음의 영향으로 높고 완만한 스펙트럼을 볼 수 있다. 각 회전속도별 B.P.F는 Table 1에 나타나 있다.

Fig. 4는 시간 공간적인 동기화를 하지 않은 경우의 음압 등고선도를 나타내고 있다. 팬의 중심부로부터 원좌표를 정의할 때 반경방향으로의 위치는 알 수 있으나 음이 전반적으로 흐르는 양상을 보이고 있다. 이것은 시간적인 동기화가 않된 상태이기 때문이다. 따라서 시간 공간적인 동기화에 이한 팬형상에서의 정확한 소음원의 결정에 있어 정확한 기록시간의 선정은 매우 중요하다.

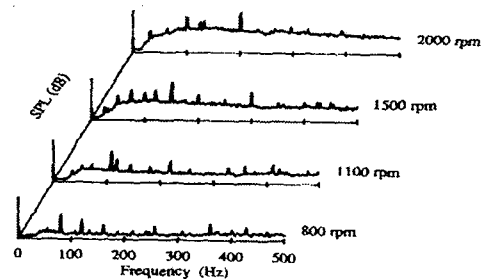


Fig. 4 The spectrum of axial fan according to the rotating speed

Rotating speed(RPM)	800	1100	1500	2000
B.P.F(Hz)	80	110	150	2000

Table 1 Blade passage frequency(B.P.F) according of rotating speed of axial fan(RPM)

Fig. 5는 시간 공간적인 동기화를 하지 않은 경우의 음압 등고선도를 나타내고 있다. 팬의 중심부로부터 원주좌표를 정의할 때 반경방향으로의 위치는 알 수 있다. 음이 전반적으로 흐르는 양상을 보이고 있다. 이것은 시간적인 동기화가 않된 상태이기 때문이다.

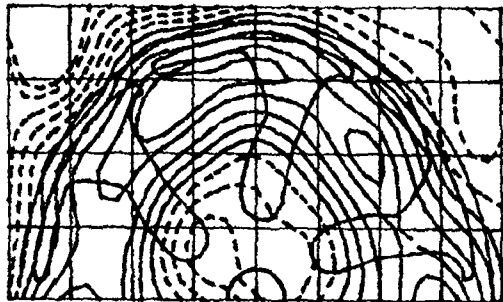


Fig. 5 The contour mapping of sound pressure at 1100rpm

Fig. 6은 정확한 팬형상에서 정확한 소음원의 위치를 광센서 의한 시간 공간적인 동기화에 의하여 얻은 음압신호의 음압 등고선도를 보이고 있다. 회전조건은 1100rpm이다. 팬 형상에서 정확한 소음원의 위치는 익면의 중앙부분으로 앞날개의 후연(trailing edge)과 다음날개의 선단(leading edge)사이에 각각 존재한다. 정확한 소음원의 위치와 방사특성을 구명하기 위해서는는

방향성이 있는 음향인텐시티의 측정이 필요하다.

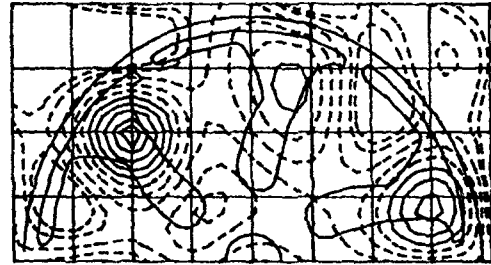


Fig. 6 The vector energy flow mapping at 1100rpm (in the case of triggering)

Fig. 7은 같은 조건에서 음향인텐시티 등고선도를 나타내고 있으며 전과 같은 양상을 보이고 있다. 또한, 음의 흐름을 가시화 할 수 있는 벡터 에너지 흐름도를 Fig. 8에 나타내었으며 각각의 소음원으로부터 음의 흐름을 볼 수 있다.

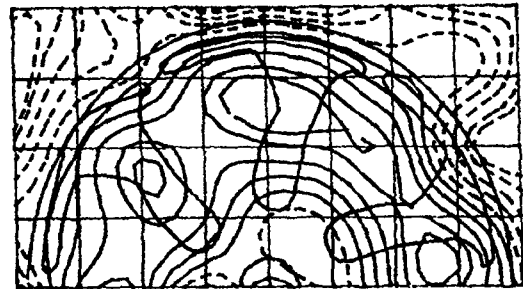


Fig. 7 The contour mapping of sound intensity at 1100rpm (in the case of triggering, RT=8msec)

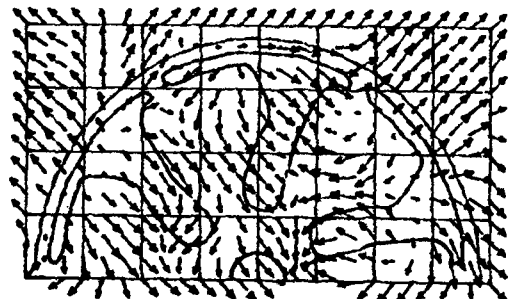


Fig. 8 The vector energy flow mapping at 1100rpm(by ME'Scope)

#### 4.2 스트레인게이지를 이용한 회전 진동 특성

Fig. 9는 회전속도 변경에 따르는 회전 진동 특성 스펙트럼을 나타내고 있는데 60Hz와 120Hz 주파수 성분은 기계자체의 전압특성이다.

그림에서 알 수 있듯이 저주파쪽에서 뚜렷한 피크를 보이고 있다. 따라서 회전속도가 변할 때 각 조건에서의 각 부별 진동특성을 평가할 수 있다.

또한 각 조건에 대한 회전 진동 주파수는 Table 2에 나타내었다.

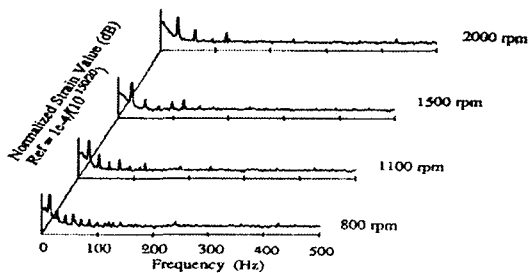


Fig. 9 The spectrum of rotating characteristics according to the change of rotating speed measured by strain gauge

Table 2 The frequency due to the change of rotating speed measured by strain gauge

Rotating speed(RPM)	1st harmonic	2nd harmonic	B.P.F
800	13.75	27.5	80
1100	18.75	36.25	110
1500	25.0	50.0	150
2000	31.25	62.5	200

Fig. 9는 1차 기본주파수에서 축류형 팬의 팬익면에서의 각 부별 스트레인 값을 비교한 것이다. 그 결과는 날개의 후연과 전연쪽에서 높은 레벨을 보이는데 이는 음압등고선과 비슷한 경향을 보인다.

#### 4.3 기여도 해석

Fig. 10은 팬이 회전할 때 스트레인 게이지를 통하여 팬익면의 부착점에서 측정된 회전진동 신호의 음으로의 기여도를 나타낸다. 음으로의 기여도는 1차 기본주파수와 2차 조화성분들의 기여도가 크음을 알 수 있다. 따라서 팬의 구조진동에 의한 기계적 소음은 2차 조화주파수 성분들이 음으로 기여가 크음을 알 수 있다.

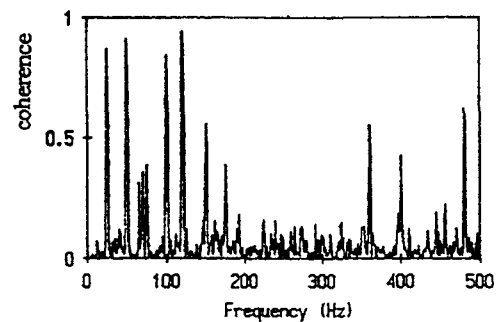


Fig. 10 The coherence of the signal measured through strain gauge to sound pressure

### 5. 결론

축류형 팬의 연구를 통하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

1. 동기화후의 음원해석 결과 각 팬의 형상에서 공통적으로 소음원의 위치가 각 날개 익면의 2/3~3/4 부분에 위치하고 있으며, 선행하는 날개 Trailing Edge와 뒤따르는 날개의 Leading

Edge 사이에 존재한다는 것을 알 수 있다.

2. 축류형 팬의 익면에서 B.P.F가 1차 기본주파수로 나타나며 그것의 조화진동 주파수가 음으로의 기여도가 크다는 것을 알 수 있다.

또한 고유진동수 측정을 통하여 주 소음 이 고유진동수에 의한 공진현상이 아니라 축류형 팬이 회전시 나타나는 소음임을 확인하였다.

향우과제로는 팬의 소음과 효율성의 최적조건과 팬 익면에서의 정압측정, 능동소음제어에 관한 연구가 요구된다.

#### 참고문헌

1. 오재웅 외, "Axial Fan의 소음방사 특성에 관한 연구", 한양대학교 연구보고서, pp.4-6, 1991.4
2. 이성일 외, "회전기계용 소음설계 소프트웨어 개발", 과학기술처, KAITECH-90-1-ST, pp.49-65, 1990
3. 이성일 외, "회전기계용 소음 설계 소프트웨어 개발", 과학기술처, KAITECH-91-PNR 0140, pp.79-88, 1991
4. 김동규, "실험적 방법에 의한 축류형 팬의 저소음화에 관한 연구", 박사학위논문, 한양대학교 대학원, pp.22-27, 1993
5. 오재웅 외, "고효율 저소음 Axial Fan 설계 소프트웨어 개발에 관한 연구", 한양대학교 연구보고서, pp.27-49 1993.12
6. 이승배, "웬소음", 한국소음진동공학회지. Vol.6, No5, pp.541-545, 1996
7. 양관섭 외, "음향 인텐시티 측정법을 이용한 자동차의 소음방사특성에 관한 실험적 연구 (I)", 한국소음진동공학회지. Vol.6, No.6,

pp.843-849, 1996

8. 윤홍열 외, "시스템 특성을 고려한 축류팬 저소음화에 대한 연구", 한국소음진동공학회 창립10주년 기념 소음진동학술대회논문집, pp.1381-1385.