

## 소형 송풍기 소음의 음향학적 상사성에 관한 연구

김용철, 진성훈, 이승배  
삼성 전자(주) 기술총괄 생활시스템연구소

(Acoustical Similarity for Small Cooling Fans Revisited)

(Yong-Chul Kim, Sung-Hoon Jin, Seungbae Lee)

**Keyword:** Acoustical Similarity(음향상사성), Acoustic Source Spectrum Distribution Function(소음원함수), Acoustic System Response Function(소음전파함수), Cross-correlation

**ABSTRACT :** The broadband and discrete sources of sound in small cooling fans of propeller type and centrifugal type were investigated to understand the turbulent vortex structures from many bladed fans using ANSI test plenum for small air-moving devices (AMDs). The noise measurement method uses the plenum as a test apparatus to determine the acoustic source spectral density function at each operating conditions similar to real engineering applications based on acoustic similarity laws. The characteristics of fans including the head rise vs. volumetric flow rate performance were measured using a performance test facility. The sound power spectrum is decomposed into two non-dimensional functions: an acoustic source spectral distribution function  $F(St, \varphi)$  and an acoustic system response function  $G(He, \varphi)$  where  $St$ ,  $He$ , and  $\varphi$  are the Strouhal number, the Helmholtz number, and the volumetric flow rate coefficient, respectively. The autospectra of radiated noise measurements for the fan operating at several volumetric flow rates,  $\varphi$ , are analyzed using acoustical similarity. The rotating stall in the small propeller fan with a bell-mouth guided is mainly due to a leading edge separation. It creates a blockage in the passage and the reduction in the flow rate. The sound power levels with respect to the rotational speeds were measured to reveal the mechanisms of stall and/or surge for different loading conditions and geometries, for example, fans installed with a impinging plate. Lee and Meecham (1993) studied the effect of the large-scale motions like impinging normally on a flat plate using Large-Eddy Simulation(LES) and Lighthill's analogy.[ASME Winter Annual Meeting 1993, 93-WA/NCA-22] The dipole and quadrupole sources in the fans tested are shown closely related to the vortex structures involved using cross-correlations of the hot-wire and microphone signals

### 1. 서론

팬이란 연속적으로 공기나 기체에 운동에너지를 전달하는 회전날개를 가진 기계 장치로써, 고려된 시스템에 있어 수두 손실을 회복시키는 압력의 상승을 포함하고있다. 팬 개발에 대한 경향은, 특별히 가전제품사업에 있어서, 고성능 및 저소음화로 요약될수 있다.

또한 팬 소음 측정 절차를 표준화하려는 많은 시도가 있어왔으며 그 가운데는 팬의 소음 측정을 위한 잔향실방법인 AMCA Standard 300-85 그리고 In-Duct Measurement 방법인 ANSI/AMCA 330-86 규격등이 그것들이다. 소형 팬과 같은 Air-Moving Devices(AMDs)에 대하여는 ANSI Test Plenum 이 일반적으로 소음 방사를 측정하기 위하여 사용되며, 이 측정방법은 ANSI S12.11-1987에 설명되어 있다.[1]

각 제품에 필요한 팬의 설계와 개발의 단계에서 팬에 의해 발생하는 예측 소음레벨을 평가하는 문제가 대두된다. 그와 같은 평가는 주어진 시스템에 대한 설계 팬의 적용성이나, 만약 필요하다면 소음 저감을 위한 최적화 방법을 선택하는데 요구되어진다. 음향학적 상사성에 기초를 둔 다양한 근

사화된 계산 방법이나, 공기역학과 팬의 소음변수들 사이의 실험적인 관계식들이 공학현장에서 광범위하게 사용되고있다.

Madison(1949)[2]은 팬으로 부터 발생하는 Sound power는  $(\Delta Ps)^2 Q$ 에 비례 한다고 하는 팬소음법칙(Fan Sound Law)를 확립하였다. 여기서  $\Delta Ps$ 는 정압 상승,  $Q$ 는 유량이다. Maling(1963)[3]은 Buckingham의 Pi 이론을 이용하여  $P \propto D^5 U^{5.67}$ 와 같은 비례식을 유도하였다. 반면 Weidemann(1971)[4]은 음원과 함께 시스템의 전파특성을 고려한  $P \propto D^2 U^{5.6}$ 식을 개발하였다. Cory(1992)[5]는 Octave Band해석에서 Reynolds Number, Mach number와 기하학적 요인들의 영향을 고려함으로써 Fan Sound Law의 결합등을 검토했다. 그는 직경과 속도의 지수들은 경계층 박리의 가장 단순한 경우에 대하여도 팬 Reynolds Number에 따라 달라진다고 제안했다. 일반적으로 모든 기하학적, 운동학적, 동역학적 범위를 다루고 있는 보편적 상사법칙은 주장되고 있지 않다. 그리고 소형 프로펠라 팬이나 원심팬들은 가정용 전기제품이나 사무자동화 기계에서 생각을 목적으로 상대적으로 작은 Reynolds Number와 서로 다른 기하학적 형상의 시스템에서 작동하고 있으므로 다른 팬소음 상사법칙이 요구된다.

본 연구의 Test Plenum은 여러 부하 조건들 하에서 작동하는 팬의 스펙트럼 특성을 조사하거나 소형 냉각팬에 적용되는 상사 법칙을 알아내기 위하여 사용되어진다. 일반적으로 소음스펙트럼은 두개의 무차원 함수로 분해된다. 소음원함수(Acoustic Source Spectral Distribution Function) 인  $F(St, f)$  그리고 소음전파함수(Acoustic System Response Function)인  $G(He, f)$ 이며,  $St$ ,  $He$  와  $f$ 는 각각 Strouhal Number, Helmholtz Number, 그리고 유량계수이다. 프로펠라 팬에 있어서 Sound Power Spectra 나 레벨은 입구부 벨마우스(Bell-mouth)의 기하학적인 변수에 의해서 그리고 원심팬에서는 디퓨저와 케이싱의 형상에 의하여 크게 영향을 받는다. 본 연구에 있어서의 시스템 소음전파함수에 대한 Helmholtz Number의 영향은 프로펠라 팬의 Impinging 경우를 제외하고는 각 부하조건에 대해 무시될 수 있다. 또한 전자기 및 베어링등 기계마찰 소음등도 전체 소음레벨에 영향을 주나, 본 연구에서는 팬공력 소음만을 고려하였다.

## 2. 본 론

### 2-1 이론적 배경

고체 표면을 지나는 유동에 의한 소음의 발생은 상당한 고찰과 논쟁의 주제가 되어왔다. 1952년 Lighthill[6]은 자연 법칙의 정확한 기술들로부터 음향학적인 수식을 유도하였다. 어떤 근사화된 성분 없이 파동 방정식의 Lighthill의 유도로 시작하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho(\mathbf{x}, t)}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 \rho(\mathbf{x}, t) = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

여기서,  $T_{ij} = \rho u_i u_j + (p - c^2 \rho) \delta_{ij} - \tau_{ij}$ ,  $c$ 는 공기중 음속을,  $\tau_{ij}$ 는 점성전단력텐서이다.

적분함에 있어서 Kirchhoff의 이론을 사용함으로써 Curle(1955)[7]은 비정상 유동에서 외부 물체를 포함하는 Lighthill 방정식의 해를 일반화하였다.

$$p(\mathbf{x}, t) \approx \int_S \left[ f_i \frac{\partial(\rho_i u_n)}{\partial t} \right] \frac{dS_n}{|\mathbf{r}|} - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S [f_i + \rho_i u_i u_n] \frac{dS_n}{|\mathbf{r}|} - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_S [T_{ij}] \frac{dV}{|\mathbf{r}|} \quad (2)$$

처음 두개의 적분항은 유체와 경계안에 있는 표면 사이의 상호 작용에 의한 소음 발생과 관계되며, 이는 임의 표면 속도  $u_n$ 과 함께 변할수도 있다.  $f_i$ 는 표면 위에서 각각의 점에 작용하는 국부응력들의 합력을 나타낸다. 이것들은 전단력과 법선성분을 포함하고 있다. 3번째 항은 난류유동장에서 외부 강제기가 없는 경우와 동일한, 체적에 의한 기여, 즉 Quadrupole 음원효과를 나타낸다. 멀리 떨어진 공간(Far-field)에 대하여 다음과 같은 근사화가 가능하다.

$$p(\mathbf{x}, t) \approx \frac{\rho_0}{|\mathbf{x}|} \int_S [u_n] dS_n + \frac{x_i/c}{|\mathbf{x}|^2} \int_S \left[ \frac{\partial}{\partial t} (f_i + \rho_i u_i u_n) \right] dS_n + \frac{x_i x_j / c^2}{|\mathbf{x}|^3} \int_S [T_{ij}] dV \quad (3)$$

여기서 변수위의 점들은 각각 지연된 시간에서의 시간 미분을 나타낸다. 팬에서 정상적 음원(Steady Source)란 회전하는 날개 위에서 관찰자에게 시간에 따라 일정하게 나타나는 것을 말한다. 이것은 날개의 회전으로부터 주기적인 소음을 발생시킨다. 소음원은 보통 다음과 같은 3가지 범주로 나뉘어진다: 선형두께소음(Linear Thickness Noise), 선형하중소음(Linear Loading Noise), 비선형 Quadrupole. 두께소음은 식(3)에서 첫번째 항인 Monopole Source 분포에 의해 표시될수 있으며, 그 주파수 특성은 날개의 횡단면의 형상에 따라 달라진다. 대부분의 소형 팬은 약간의 영각과 캠버로 이루어진 얇은 판의 설계를 가지고 있다. 일명 Gutin 소음이라고 하는 부하 소음은 각각의 날개 요소 주위의 압력장으로부터 발생하는 양력과 항력 성분의 조합이다. 원칙적으로 Quadrupole 음원은 광대역 난류 소음을 설명하기위하여 사용되어진다.

비정상 음원(Unsteady Source)은 회전하는 기준 좌표에 대하여 시간 종속적이다. 이것은 날개위에 작용하는 하중의 주기적이며 불규칙한 변화를 포함하고 있다.

주기적인 날개 하중의 전형적인 예는 축의 영각과 흡입 유동의 원주방향의 불균일분포부터의 효과이다. 하중의 불규칙한 변화는 주로 날개 위에서의 이차유동(Secondary Flow)와 와류shedding(Vortex Shedding)로 나눌수 있다.

### 2-2 실험장치 구성 및 방법

팬 성능 시험장치의 구조는 그림 1에 보여진다. 이장치는 횡단면적이 900mm×900mm이고, 유량범위는 0에서 15m<sup>3</sup>/min 사이이다. 본 측정 절차는 ANSI/ASHRAE 51-1985에 의한 표준을 따랐다. 시험을 위한 팬 장치는 작은 입력 토오르크와 회전 속도를 측정하기위하여 Ono Sokki MD-502R Torque Meter를 연결하였다. 토오르크 측정의 상대적인 오차는 0.1% 이내이다. 모든 성능 값은 회전속도를 바꾼후 유동이 정상 상태에 이르렀을때, A/D Conversion에 의해 기록되었다. 측정된 데이터는 No Delivery 영역이나 이연구의 주요 관심사인 정압과 유량의 급강하 영역을 제외하고는 1%이내의 오차범위를 보였다.

직경 100, 100, 90, 80mm 프로펠라 팬과 직경 110, 100mm 원심팬의 성능등이 측정되었고, 이팬들의 소음 Autospectra, 마이크로폰의 출력 신호와 Hot-wire 출력 신호 사이의 Cross-correlation이 무향실에서 측정되었다. 소음측정을 위한 팬은 ANSI S 12.11-1987에 따라 구성된 실험 Plenum에 설치되었다. 실험장치의 형상이 그림 2에 나타나 있다. 15개의 오리피스를 정밀하게 보정하여, 다양한 부하 조건의 구현과 함께 신속한 측정을 위하여 사용하였다. 소음 Autospectra는 12개의 임펠라 속도(800에서 2600 rpm까지 150rpm씩 증가)에서 계측되었다. 사용된 오리피스에서의 유량 측정은 Pitot Tube 측정으로 보정하였고, 음향신호는 0.5"

마이크로폰으로 측정했다(Bruel & Kjaer Type 4155). 마이크로폰으로부터의 신호는 B&K Model 1621 Band Pass Filter로 보내져 신호처리되었다. Kanomax사 열선유속계 model 1008 CTA 장치는 X-type probe로 부터의 난류 속도를 측정하기 위하여 사용되었다. 마이크로폰과 열선유속계로부터 받은 신호는 다른 작업을 위하여 HP Dynamic Signal Analyzer Model 35665A에 보내졌다.

### 2-3 결과 및 고찰

팬 성능은 보통 유량 Q, 회전 속도 N, 직경 D의 함수로써 압력상승  $P_{fan}$ , 효율  $\eta$ , Input Power BHP 에 의해 주어진다.

$$P_{fan}, \eta, BHP = f(Q, N, \rho, \mu, D, L_1, L_2, \dots), \quad (4)$$

여기서,  $\rho, \mu, L_1, L_2$  는 각각 공기의 밀도, 점성, 팬의 특성 길이를 나타낸다. 팬의 회전속도 N 은 보통 측정하는 동안에 일정하게 유지하는 것이 보통이나, 경우에 따라서는 정압과 유량이 변함에 따라서 약간씩 변동할 수 있다. 차원 해석을 적용함으로써 식 (4)는 유량계수  $\Phi$ , 압력 계수  $\Psi$ , Power 계수 P 그리고 Reynolds Number에 의해서 다시 쓰여질 수 있다.

$$\Psi, \eta, P = f(\Phi, Re, L_1/D, L_2/D, \dots), \quad (5)$$

여기서,  $\Phi = Q / (ND^3)$ ,  $\Psi = P_{fan} / (\rho N^3 D^5)$ ,  $Re = (\rho ND^2) / \mu$  이다. 그림 3과 4는 실험에서 사용된 프로펠라 팬과 원심팬의 전형적인 모양을 보여준다. 실험된 소형 프로펠라 팬에 대한 무차원 압력계수와 효율은 그림 5와 6에서 무유량한계(No Delivery Limit)로부터 무부하한계(Free Delivery Limit)까지 무차원 유량에 대하여 표시된다. 이 그림들은 유량계수  $\Phi = 0.3$  근처에서 급강하 영역을 보이는 것을 제외하고는 많은 가능한 속도범위에서 동역학적 상사성을 보여준다. 그러나 이 천이 영역 또한 유사한 양상을 보인다. 즉 이러한 현상은 Reynolds수에는 무관하며, 주로 각 날개단면 부분의 평판 설계로부터 기인한다. 그리고 우리나라, 미국, 일본으로부터 제작된 많은 프로펠라 팬들 모두 정도의 차이가 있으나 이러한 S형 Hysteresis 성능 특성을 보인다. 이것은 소음 측정 결과와 관련해서 상세하게 취급되어질 것이다.

팬으로부터 무차원화된 소음스펙트럼은 소음원함수(acoustic source spectral distribution function)과 소음전파함수(system response function)으로 분해되어질 수 있다. 또한 소음원함수 F는 유량 Q, 와 Strouhal 수인 St에 따라 달라진다.

$$St = (fD / V_{tip}) \times (\pi / z) = f / BPF \quad (6)$$

여기서, f는 주파수, z는 날개수, BPF는 날개통과 주기( Blade Passage Frequency)이다. 소음전파함수 G는 유량 Q와 Helmholtz 수인 He 에 따라 달라진다.

고정된 유량계수에서의 몇몇 회전속도에 대한 소음스펙트럼은 Waterfall 형식으로 두개의 서로 다른 설치조건을 갖는 프로펠라 팬과 하나의 원심

팬에 대하여 그림 7, 8과 9에 나타나 있다. 그림 10과 11에서 소음원함수들이 불안정 유동상태에 해당하는  $\Phi$ 를 제외하고는 각각의 RPM에 대하여 하나의 곡선으로 일치함을 볼수있다.

차원 해석을 수행하면, 소음 Power P는  $(\Delta P_s)^{2\alpha} Q^{1+\beta}$ 에 비례한다. 여기서,  $\alpha, \beta$ 는 부하 조건과 기하학적 형상에 따라 달라지는 값이다. 표 1은 프로펠라 팬과 원심팬에서 시험된 경우들을 나타낸다. 팬 후류에 판이 설치되지 않은 프로펠라팬은 대부분의 가정용 전기제품이나 사무 자동화기기의 냉각을 위해 사용된다. 냉기의 순환이나 분배를 위한 판이 설치된 프로펠라팬과 원심팬의 경우는 가정용 냉장고에서 찾아볼수있다.

그림 12, 13과 14에서는 각각 경우 I, II, III에 대해, 회전속도와 관련된 첫번째 BPF와 두번째 BPF에서의 소음과위레벨의 변화를 보여주고있다. 유량이 증가함에 따라 두번째 BPF에서의 소음레벨은 첫번째 BPF에서의 소음레벨보다 더 지배적이다. 그리고 이것들은 모든 기하학적 형상의 경우에 대해 Sound Power Law로 부터 다소 벗어나 있다. 게다가 GEO. II 와 GEO. III 에 대한 Sound Power Law로 부터의 이탈은, 판이 있는 경우 다른 소음 발생 매카니즘으로 인해 다소 주목할 만하다. Lee 와 Meecham(1993)은 Impinging Jet에서의 소음은 Quadrupole 방향성을 갖으며, 유동속도의 8승에 비례한다고 보고한 바 있다.[9] 그림 15는 각각의 경우에 대한 Sound Power Law에서의 지수의 변화를 보여준다. 프로펠라 팬에 대하여 GEO. III 과 같이 판이 있는 경우, 회전하는 날개에 기인한 Dipole Source나 판과의 부딪힘에 의한 Quadrupole Source의 소음이 발생된다고 생각한다. 그러나,  $\Delta P_s, Q, N$ 의 지수는 모든 CASE III에 대하여 불일치를 보여준다. 이것은  $\Phi = 0.3$  근처의 유동영역에서 Leading Edge 유동박리에 의해 다른 소음 발생 매카니즘이 작용하는 것을 반영한다. 여기서 우리는 회전속도 N에 대한 지수  $\gamma$ 는 모든 작동 조건에 대하여 일정하나,  $\alpha$ 와  $\beta$ 는 각각의 부하 조건에 따라 신중하게 선택되어져야만 한다.

소형 프로펠라 팬의 S 모양의 성능 양상을 설명하기 위하여 압력면 위에 있는 날개의 끝 가장자리 부분 가까이 Hot-wire를 설치하여, 여기서 받은 난류신호는 Slip-ring을 통해 전달되어 Spectrum과 Correlation을 구하기위해 보내졌다. 유량계수  $\Phi$ 가 압력과 유량에 있어서 급강하 영역에 도달할때 난류 속도의 Power Spectra는 Leading Edge 박리와 관련되어 보다 뚜렷한 Peak를 보인다. 박리버블의 크기가 증가함에 따라 벨마우스로된 입구의 횡단면에서 유동 통로를 막는다. 그리고 23%의 Band Width의 필터를 사용하여 Hot-wire 출력신호와 마이크로폰 출력신호의 Cross-correlation을 측정하였다. 만약 이 두 신호 사이에 어떤 인과 관계가 있다면 Correlation 곡선은 지연된 시간에서 뚜렷한 피크를 나타낸다. 그림 16, 17과 18은 Hot-wire 신호와 마이크로폰 신호 각각의 Auto-correlation과 이들의 Cross-correlation을 나타낸다.

(I),(II), (III)의 경우는 각각 200Hz, 100Hz, 70Hz의 중심 주파수의 소역밴드에서 뾰족한 Cross-correlation을 가지고 있다. 이러한 사실은 프로펠라 팬에서 Leading Edge 박리에 관련된 큰 에너지의 길이 스케일은 유량이 증가함에 따라 커지는 것을 뒷받침해 주며 또한 왜 그 영역에서 Sound Power Law의 지수가 일관되지 않은가를 설명해준다.

### 3. 결론

소형 냉각팬에서 발생하는 Rotating Stall과 관련된 유동 구조연구를 위해 음향학적 상사성 및 열선유속계와 마이크로폰으로 부터의 Cross-correlation을 이용하였다. 본 실험의 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

(1) 소형 프로펠라팬은 제품설계시 바람직하지 않은 Rotating Stall과 관련된 성능곡선상의 Hysteresis를 보인다.

(2) Sound Power Law에 대한 지수  $\gamma$ 는 후류 판의 무설치시 6.09에서  $x/D=0.2$ 의 Impinging의 경우 6.6까지 증가하며, 원심팬의 경우에는 약 6.68이다. 팬 회전수에 대한 지수  $\gamma$ 는 넓은 팬 부하상태에 걸쳐 일정하나, 지수  $\alpha, \beta$ 는 작동상태의 유량계수, St수, 그리고 주파수 Band 영역에 밀접하게 관련되어 있다.

(3) 소형 프로펠라팬의 성능곡선에서의 Hysteresis는 압력면에서의 Leading Edge 유동박리에 의한 것이며, 유량이 증가함에 따라 영각의 감소로 정압이 증가하나, 날개의 기하학적 형상으로 인한 유동박리의 길이 스케일이 증가한다. [10]

(4) Cross-correlation 방법은 여러 부하조건하에서의 여러 비정상적 Dipole과 관련된 소음원을 밝혀 준다.

(5) 팬 위에서의 유동과 소음과의 더욱 분명한 Correlation은 팬위에 설치한 작은 Pressure Transducer로 확보될 것으로 기대된다.

### ACKNOWLEDGEMENT

본 저자는 서울대학교 기계공학과 강신형교수, 터보동력기계연구소의 김진권 대학원생, 삼성전자의 구형모 박사의 도움 및 기여에 깊은 감사를 드립니다.

### 참고문헌

1. " American National Standard Method for the Measurement of Noise Emitted by Small AMDs," ANSI S12-1987 (ASA 72-1987), Acoustical Society of America, 1987
2. Madison, R.D., Fan Engineering, Fifth Edition, Buffalo Forge Company, USA, 1949
3. Maling, G.C., "Dimensional analysis of blower noise," J. Acoust.Soc.Am., Vol.35, 1963, p.1556
4. Weidemann Y., "Analysis of the relation between acoustic and aerodynamic parameters for a series of

dimensionally similar centrifugal fan rotors, DFVZR, Report DLR-FB, 1971

5. Cory, W.T.W., "Acoustic similarity laws for the prediction of industrial fan sound levels," International INCE Symposium: FAN NOISE, Senlis, France, 1992, p.305

6. Lighthill, M.J., "On the sound generated aerodynamically," Proc. Roy. Soc. Lond., A211, 1952, p. 564

7. Curle, N., "The influence of solid boundaries on aerodynamic sound," Proc. Roy. Soc. Lond., A231, 1952, p.505

8. Farassat, F., "Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces," J. Sound and Vib., Vol. 123(3), 1988, p.451

9. Lee, S. and Meecham, W.C. "The numerical prediction of noise generated by a jet impinging on a plate using large-eddy simulation and the Lighthill analogy," Symposium on Flow Noise Modeling, Measurement, and Control, 93-WA/NCA-22, 1993

10. Ho, C.-M. Private Communication

표 1. 부하조건 및 기하학적 형상별 경우들

Geometries		CEO I.	CEO II.	CEO III.	CEO IV.
		Propeller WO Plate	Propeller With Plate( $x/D=0.1$ )	Propeller With Plate( $x/D=0.2$ )	Centrifugal Fan (Impeller Only)
CASE I	Low Flow Rate	(I, I)	(I, II)	(I, III)	(I, IV)
CASE II	Medium Flow Rate	(II, I)	(II, II)	(II, III)	(II, IV)
CASE III	High Flow Rate	(III, I)	(III, II)	(III, III)	(III, IV)

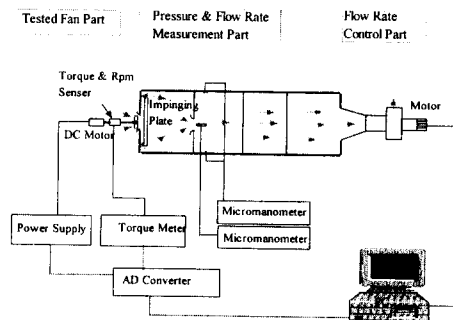


Figure 1. Schematic of Fan Performance Tester

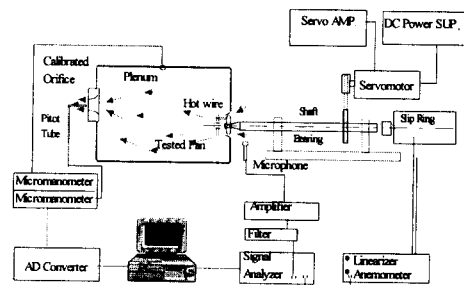


Figure 2. Experimental Configuration of ANSI Test Plenum for Cross-correlation of Hot-wire Output Signal and Microphone Output Signal



Figure 3. Typical Shape of Tested Propeller Fan

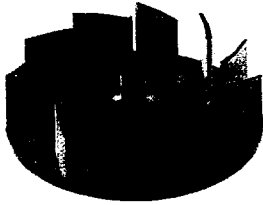


Figure 4. Typical Shape of Tested Centrifugal Fan

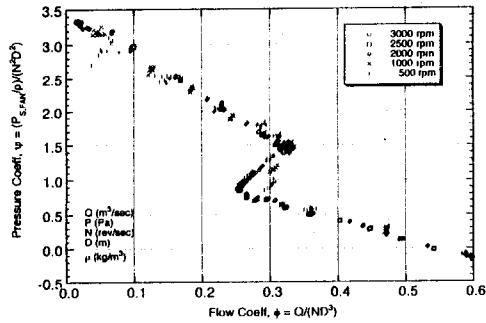


Figure 5. Non-dimensional Performance for the Propeller Fan without a Plate

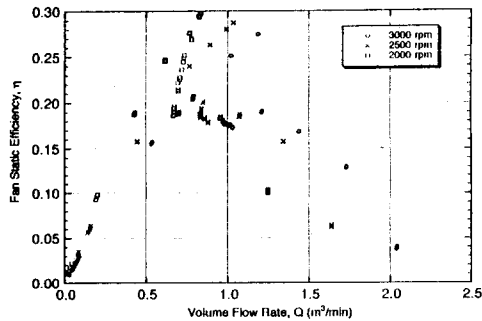


Figure 6. Fan Static Efficiency with Volumetric Flow Rate for Typical Rotational Speeds

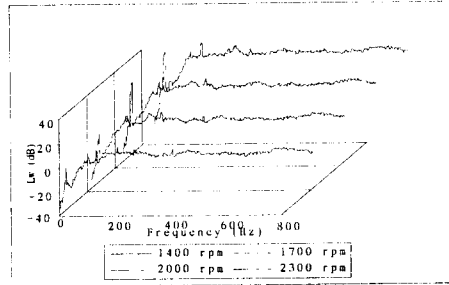


Figure 7. Sound Power Spectra at  $\phi=0.275$  with Four Rotational Speeds for the Case (II,I)

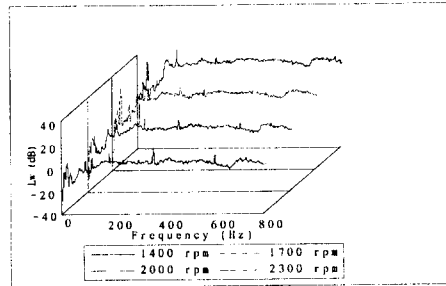


Figure 8. Sound Power Spectra at  $\phi=0.267$  with Four Rotational Speeds for the Case (II,III)

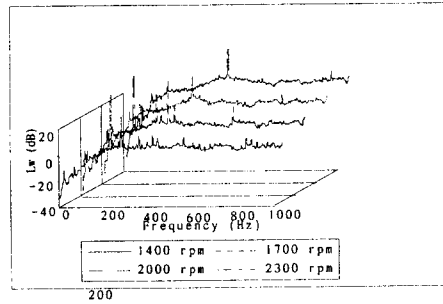


Figure 9. Sound Power Spectra at  $\phi=0.395$  with Four Rotational Speeds for the Case (II,IV)

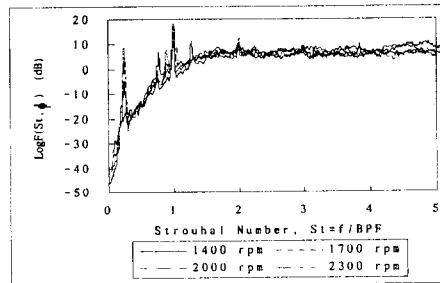


Figure 10. Source Spectral Distribution Function at  $\phi=0.151$  for the Case (I,I)

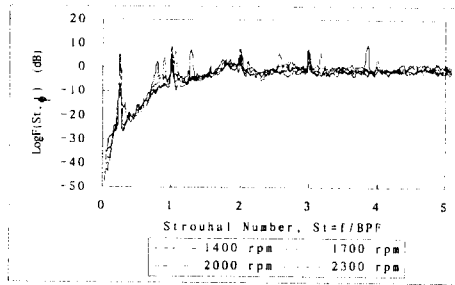


Figure 11. Source Spectral Distribution Function at  $\phi=0.402$  for the Case (III,I)

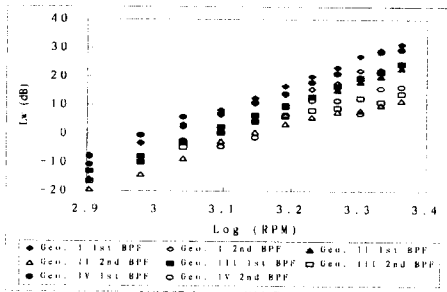


Figure 12. Variation of Sound Power Levels at the First BPF and the Second BPF in the Geometries (I),(II),(III),(IV) for the Case (I)

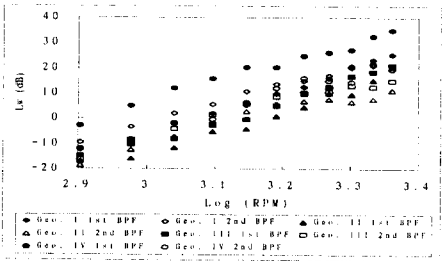


Figure 13. Variation of Sound Power Levels at the First BPF and the Second BPF in the Geometries (I),(II),(III),(IV) for the Case (II)

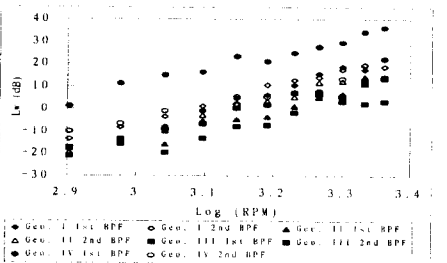


Figure 14. Variation of Sound Power Levels at the First BPF and the Second BPF in the Geometries (I),(II),(III),(IV) for the Case (III)

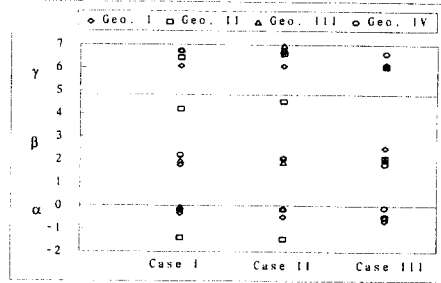


Figure 15. Variation of  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  in the Geometries (I),(II),(III),(IV) for the Cases (I),(II),(III)

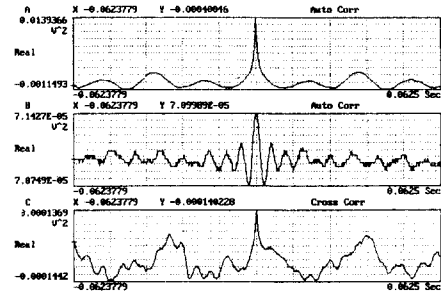


Figure 16. (a) Auto-correlation of the Hot-wire Output Signal  
(b) Auto-correlation of Microphone Output Signal Filtered at the Center Frequency of 200Hz  
(c) Cross-correlation of Two Signals for Case (I,I)

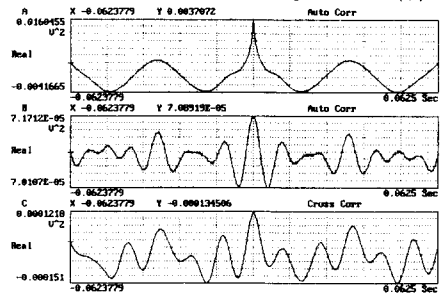


Figure 17. (a) Auto-correlation of the Hot-wire Output Signal  
(b) Auto-correlation of Microphone Output Signal Filtered at the Center Frequency of 100Hz  
(c) Cross-correlation of Two Signals for Case (II,I)

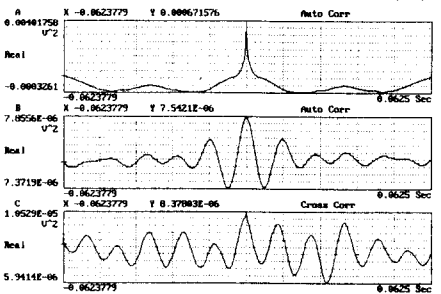


Figure 18. (a) Auto-correlation of the Hot-wire Output Signal  
(b) Auto-correlation of Microphone Output Signal Filtered at the Center Frequency of 70Hz  
(c) Cross-correlation of Two Signals for Case (III,I)