

에어컨 실외기에서의 유동소음

°이승배, 이재환°, 김휘중°, 최진규°, 진성훈°, 박운서°

Flow Noise in the Outdoor Unit of an Air-conditioner

°Seungbae Lee°, Jae-Hwan Lee°, Hooi-Joong Kim°, Jin-Kyu Choi°, Sung-Hoon Jin°, Yoon-Ser Park°

ABSTRACT

Propeller fans are commonly equipped in outdoor units of air-conditioners to provide effective cooling in a dried heat exchanger. A new design technique was developed to satisfy requirements of aerodynamic and aeroacoustic performance, which employs the intersection method of two cylinders for mean camber line. Three proto-types of propeller fan including Palm-Shaped, Highly-Swept (PSHS) fan (proto III) were not only to provide low lift forces for dipole sound, but also to reduce the organized tip vortices interacting with the fan guide causing narrow-banded rotating instabilities. Cross-correlation technique was applied to study flow noise source characteristics for three proto-type fans designed. The cross-correlations between a microphone at far field and a hot-wire sensor at near field show that flows near hub region of proto III fan are less organized and the flow structures especially at high flow rate coefficients for proto III fan are less correlated with noise generated than other proto-types fans.

1. 서론

팬은 시스템 손실을 회복하기 위해 필요한 수 두증가를 통하여 공기나 기체에 운동에너지를 전달하는 회전 날개를 가진 기계이다. 최근, 프로펠러팬의 소음 감소는 에어컨 실외기가 밀집된 아파트 지역에 흔히 설치되기 때문에 쾌적한 주거환경을 위해 반드시 필요하다. 프로펠러팬은 공기역학적 성능 공력소음 성능에 영향을 주는 임펠러와 벨마우스 형상 가이드로 구성된다.

팬의 정상소음원은 회전하는 날개 위의 관찰자에게 일정하게 나타난다. 이 소음원은 팬의 회전에 의한 주기적인 소음을 발생한다. 이러한 정상소음원은 세 부류로 보통 분류된다. 즉 선형 두께소음, 선형 하중소음, 비선형적 사극 소음원이다. 두께소음은 통과하는 날개 요소의 체적에 의해 밀려나는 공기의 주기적인 변형으로부터 발생한다. 이러한 두께소음은 단극소음원의 분포로 나타내지며 그 주파수 특성은 날개 단면형상에 좌우되어 진다. 대부분의 소형팬들은 영각과 캠버를 가지는 얇은 판의 디자인을 가지므로, 에어포일 형상의 날개와는 다른 주파수 특성을 갖는다. 하중 소음(Gutin-

noise)은 각 날개 요소 주변의 압력장에 의한 항력과 양력 요소로 구성된다.

비정상 소음원은 회전하는 좌표계 위에서 시간에 따라 변화한다. 주기적인 날개 부하의 전형적인 예로는 입구 유동의 원주방향으로의 불균일과 샤프트 영각으로부터의 영향 등이다. 부하의 불규칙한 변화는 일반적으로 좁은 대역의 비정상 이산소음을 야기하는 날개 위의 이차적 유동 및 와류쉐딩에 의해 일어난다.

본 연구의 목적은 에어컨 실외기에서의 주요 유동소음원인 증발기 루버핀 사이의 와류 쉐딩소음, 프로펠러팬에서의 소음 그리고 그릴에 의한 소음들 중 가장 기여도가 높은 프로펠러 팬에 의한 난류유동소음의 특성을 분석한다. 이를 위하여 주어진 성능을 만족하며, 양력 등에 의한 부하소음 및 끝단유동 등의 구조적 유동에 의한 비정상 소음을 줄이는 새로운 개념으로 세가지 시험용 팬을 설계, 제작하였다. 이들 팬 날개 주위의 난류유동과 소음과의 상관관계를 규명하여 세가지 설계팬에서의 유동소음원 특성을 분석하였다.

Lee 와 Jin(1995)은 소형 냉각팬에 적용할 수 있는 소음 상사성의 법칙을 찾기 위해서 그리고 몇가지 부하조건하에 작동하는 팬의 주파수특성을 비교, 연구하기 위해 ANSI 규격의 시험플레넘을

* 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 대학원

*** 삼성전자 생활시스템 연구소

사용하여 결과를 보고한 바가 있다.

2. 설계방법

프로펠러팬들은 축류형 팬에서 익형이 케이스에 드로 분포되는 것과는 달리, 기본적으로 원호위에 분포된다. 유동각은 반경에 따라 변하지만 주어진 반경 위치에서의 유동조건들은 이차원으로 고려될 수가 있다.

프로펠러팬의 성능과 관련된 변수들 중 유속관련 변수는 평균축방향 속도(V_a), 유입 스윙속도($V_{\theta i}$), 유출 스윙속도($V_{\theta o}$)가 있으며, 팬 형상과 관련된 변수들로는 날개유입각도(β_i), 날개유출각도(β_o), 캠버각(θ), 스택거각(ξ), 이탈각(δ), 영각(α), 코드길이(L), 코드피치비, 스윙각등이 있다. 여기서 언급된 변수들은 날개 요소의 기하학적 형상과 함께 Fig. 1에 나타나 있다. 따라서 모든 프로펠러팬의 설계는 작동점에서 필요한 성능을 발휘하도록 이들 변수들을 조합하는 것이다. 그러나 많은 수의 변수로 인해 각 변수들의 성능에 대한 독립적 영향의 평가는 매우 어려우며, 특히 소음에의 기여도 평가는 거의 연구가 전무한 실정이다. 이러한 프로펠러팬의 설계는 다음과 같은 순서로 이루어 지는 것이 바람직하다. 즉 작동점에서의 주어진 유량 Q 및 정압상승 ΔP 를 이용하여 2차원설계를 하며, 이를 이용하면 2가지의 변수를 변화시킬 수가 있다 (예를 들면, 회전수와 유입각등). 이와 같이 설계변수를 이용하여 작동점에서의 효율이 최고인 형상을 기준 팬으로 부터 설계변수를 변경하여 얻게 된다.

일반적으로 팬에 의한 소음은 팬에 걸리는 양력과 연관이 있으며, 이를 수식으로 표현하면,

$$E = \frac{\rho_o}{48\pi a_o^3} \int_{SPAN} CW^4 \left\langle \left[\frac{\partial C_L}{\partial t} \right]^2 \right\rangle dy \quad \text{로 표}$$

시될 수가 있다. Fukano(1975)등은 팬의 레이놀즈수를 이용하여 난류소음을 예측하는 식을 유도하였다. 그러나 Fukano 등의 방법에서 사용하는 압력변동양들의 상관면적(Correlation Area)이나 스트롤수가 유량계수가 변하면서 유동모드가 바뀔 때 따라 일정치 않으며, 구조적 유동구조로 인한 소음원의 기여가 현저해 지는 소음현상을 도식화하기가 쉽지 않다.

Lee(1996)등은 최근 양력변동의 크기를 예측하여 실제 소음크기 및 방향성을 분석한 바가 있다.

또한 팬소음의 날개통과주파수의 하모닉 성분의 소음은 이극소음원을 분포하여 예측이 가능하다. 따라서 일차적으로 설계된 팬 날개의 양력의 크기와 가장 큰 에너지를 갖는 주파수성분을 이용하여 비소음을 예측하여 형상을 1차적으로 저소음이 되도록 한다.

첫단계에서 제안된 팬의 형상을 기초로 하여 반경방향으로의 속도성분의 존재와 설계물리량들의 반경방향으로의 변화를 고려한 설계가 있도록 한다. 이 단계에서는 스윙각의 조정으로 날개위의 유동이 날개끝단유동을 가능한 많이 일어나지 않도록 하며, 유출스윙에너지가 정압으로 가능하면 많이 회복하도록 설계한다. 소음의 크기에는 양력의 크기와 에너지를 갖고 있는 길이 스케일이 중요하지만, 소음의 방향성은 피치코드비에 의해 많이 좌우된다. 따라서 2차 설계에서는 주로 스윙각과 피치코드비의 반경방향의 변화에 따른 소음의 증감을 Mock-up제작 및 시험에 의해 파악한 후 최종 설계안을 확정하는 것이 일반적이다.

본 연구에서 사용한 구체적 설계방법 및 설계된 팬들의 기하적 변수들은 Lee 등(1997)에 의한 저소음 프로펠러팬 설계방법에 나타나 있다. 이와 같이 개발된 세가지 형태의 모델팬의 형상은 Fig. 2에 나타나 있다. 그리고 일본 T사에서 개발한 팬과 함께 각각의 성능 특성, 소음 특성을 비교하였고, 특히 각 팬날개에 의한 유동소음원을 분석하였다.

3. 이론 및 실험방법

공력소음을 연구하는 방법은 크게 두가지로 대변된다.(Goldstein, 1976) 그 첫째는 움직이는 매질 속에 있는 고체경계면에 작용하는 압력변동의 영향을 선형화 하는 방법이며, 둘째는 Lighthill(1952)이 제안한 바와 같이 지배방정식으로 부터 유도된 소음상사식을 사용하는 것이다. 여기서는 회전하는 팬날개에 의한 소음을 연구하기 위해 후자의 방법을 택하기로 한다.

라이트힐 이론에 기초하여 Ffowcs Williams와 Hawkins(1969)는 비정지 매질속에 움직이는 고체표면에 의한 소음식을 유도하였으며, 이 식은 유체기계소음의 기본적인 이론이 된다. 공간상에 고정된 좌표계에서 소음원이 y 에 위치할 때, x 에 위치한 관찰자에게 나타나는 소음은 다음식으로

표시된다.

$$\rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi a_0^2} \left[\frac{\partial^2}{\partial x \partial x_i} \int_V \frac{T_0(x, t - \frac{R}{a_0})}{R} dy - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S f_i(x, t - \frac{R}{a_0}) dS(y) \right] \quad (1)$$

위 식에서의 체적적분은 사극소음원의 기여를 나타내며, 면적적분은 유체매질중의 물체표면에 작용하는 f_i 는 단위면적당 작용하는 섭동력으로 이극소음원의 기여를 표시한다. 회전속도 ω 로 회전하는 날개에 의한 소음중 사극소음원의 기여를 무시하면 (1)식은 다음과 같이 표시된다.

$$\rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi a_0^2} \int_{S(t_0)} \left[\frac{R_i}{R^2 C^*} \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{f_i}{C^*} \right] \right] dS(y) \quad (2)$$

여기서 $S(t_0)$ 는 날개표면이며, τ_e 는 지연시간, C^* 는 $1 - Ma \cdot \cos\theta$ 로 대류속도의 영향을 표시한다. 대부분의 팬소음은 위 식에서 나타난 바와 같이 날개표면에 작용하는 양력 등의 힘에 의해 좌우되며, 정상상태의 힘에 의해서도 소음은 날개통과 주파수의 형태로 표시된다.

본 연구에서 측정된 날개후류에서의 난류유동과 원거리장에서 측정한 음압과의 교호상관스펙트럼을 수식으로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$S_{pw}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{4\pi^2 a_0} \frac{1}{T} \int_{S(t_0)} \frac{R_i}{R^2 C^*} \left[\int \int u'(t-t_1) \frac{\partial}{\partial t_1} \left[\frac{f_i}{C^*} \right] e^{-i\omega(t-t_1)} dt_1 \right] dS(y) \quad (3)$$

식 (3)에서 보는 바와 같이 팬 날개 주위의 구조적 유동 혹은 스톨현상의 불안정 모드에 의한 소음은 날개표면의 섭동력과 난류유동의 교호상관관계로부터 구해 질 수 있다.

본 연구에서 개발된 프로펠러팬은 직경이 400mm(Proto II, Proto III), 420mm(Proto I)로 직경이 400mm인 T사 팬과 비교, 분석된다. 즉 이들 팬들은 성능 및 소음 특성을 분석하기 위해 0.8m x 0.8m x 0.6m의 크기를 갖는 시험플레눔에 설치된다. 이 플레눔은 유량이 검정된 8개의 노즐, 팬 고정판과 음향학적으로 무반사하는 필름으로 덮혀진 틀로 구성된 밀폐된 공간이다. ANSI S12-11(1987)의 시험용 플레눔의 규격은 1.2m x 1.2m x 0.9m로서 면적 조절 가능한 출구부의 위치가 설치된 팬의 중심과 일치시키지 않은 것으로, 본 실험의 경우와 같이 실외기에서 열교환기를 거쳐 흡입되는 유동에는 적합하지 않으므로 여러 노즐을 거쳐 가능한 균일하게 흡입되도록 수정하여 제작하였다. 본 연구에서 사용한 플레눔과 ANSI/ASHRAE

51-1985 규격에 의한 팬성능실험 장치를 이용한 결과를 통한 검증은 Lee와 Jin(1995)에 의해 검토된 바 있다. 본 연구에서는 다양한 부하 조건하에의 성능, 소음의 측정 및 열선유속계를 이용한 난류의 계측 및 교호상관관계 분석을 수행하였다. 이러한 실험은 인하대학교 유체공학실험실내에 설치된 무향실에서 수행되었다. 사용된 열선유속계는 Kanomax 모델이며 삼선 프로우브와 x형 프로우브를 사용하여 계측하였으며, 회전하는 날개사이의 난류유동 계측을 위하여 상평균(phase-averaging) 기술을 적용하였다. 본 실험의 측정장치 개략도는 Fig.3에 나타나 있다.

4. 결과 및 토론

주문 생산하는 중소기업체에서 발주된 팬의 성능을 만족하도록 설계를 하거나, 가전업체 등의 각 제품에 필요한 팬의 설계와 개발의 단계에서 팬에 의해 발생하는 예측 소음레벨을 평가하는 문제가 대두된다. 이와 같은 평가는 주어진 시스템에 필요한 팬의 적용성이나, 만약 필요하다면 소음저감을 위한 최적화 방법을 선택하는데 요구된다. 따라서 음향학적 상사성에 기초를 둔 다양한 근사화 된 계산방법이나, 공기역학과 팬의 소음변수들 사이의 실험적인 관계식들이 매우 유용하게 활용되어진다. 예를 들면 축류팬의 경우 다른 변수들을 고정시키고 로터의 반경을 두배로 만들면 소음이 약 6dB가량 증가하며, 날개수를 두배로 만들면 3dB가량, 날개코드길이를 두배로 길게하면 약 3dB가량, 대표적인 피치각을 1° 증가시키면 2dB 가량 증가한다는 등의 기본적인 예측이다.

풍량이 50m³/min 이하의 프로펠러형팬에서는 유량범위에 따라서 팬날개 위의 유동모드의 변화로 인한 상사성 지수의 급격한 변화가 있게 된다. 예를 들면 냉장고, 전자렌지 등에 사용되는 소형프로펠러팬은 유량계수($\phi = Q/(ND^3)$)가 약 0.3이내에서 작동하여 축방향의 유동보다는 반경방향의 유동이 우세하며, 에어컨 실외기와 같이 고유량계수에서 작동하는 프로펠러팬은 축방향의 유동이 약간 우세한 축류팬의 유동패턴을 갖는다.(강신형등, 1996) 따라서 소음도 작동유량 범위에 알맞는 상사식의 계수를 선택하는 것이 바람직하다.

만일 에어컨 실외기와 같이 주어진 조건에서 작동하는 프로펠러팬은 어떠한 형태의 것을 취부하는 것과 무관하게 주어진 풍량에 대한 정압상승은 고정된다. 즉 ($\Delta P^2/Q$)와 같은 소음 상사식은 다른 형태의 팬에 대하여 동일한 소음을 예측하나,

실제 계측은 다른 레벨을 보이기도 한다. 또한 프로펠러팬의 소음파워는 회전수의 로그값에 매우 비례하므로, 동일한 저항을 갖는 세트에 설치된 다른 회전수를 갖는 각각의 프로펠러팬의 소음을 상대 비교시 다음과 같은 방법으로 진행하는 것이 바람직하다. 첫째, 동일한 유량의 확보시 필요한 회전수를 팬마다 구한 후 둘째, 각 팬의 회전수의 로그치와 소음파워의 기울기를 이용하여 기 측정된 dB값을 가감한다. 본 연구에서는 이 방법을 사용하여 팬들의 소음성능을 비교, 분석하였다.

Fig. 4는 T 모델팬과 세가지 설계팬들의 성능을 비교하여 보여준다. 또한 Fig. 5는 벨마우스 가이드와 팬과의 상대 위치에 따른 proto III 팬의 성능 변화를 보여준다. 본 연구에서 개발된 proto III 팬은 T 모델팬에 비해 에어컨 실외기세트의 유동저항에 해당하는 점에서 약 7% 가량의 풍량 증가를 보인다. 여기서 사용된 벨마우스 가이드의 크기는 410mm이며, 입구 곡률비(r/R)는 0.08이다.

Fig.6 부터 Fig. 9는 T 모델팬과 세가지 설계팬에 대한 여러 부하 조건시의 팬회전수에 따른 소음파워를 보여준다. Proto I 팬을 제외하고는 모두 일정한 기울기와 절편을 갖는 선형식으로 표시할 수 있다. 네가지 팬 중 T 모델팬이 가장 기울기가 낮으나, Proto III 팬은 고 유량계수에서 절편이 낮아지는 좋은 특성을 갖는다. 또한 T 모델팬에서는 이극소음원이 두드러지는 반면, 다른 설계팬에서는 정상상태의 양력의 크기를 줄이는 설계의 반영으로 오히려 사극소음의 기여가 크게 나타나고 있다. 또한 벨마우스 입구 가이드와 팬의 상대위치에 따른 비소음을 측정하여 T 모델팬과 Proto III 팬의 소음성능을 Fig. 10.에서 비교하였다.

끝단유동 등의 구조적 유동 혹은 불안정 모드의 유동에 의한 날개 가진의 영향을 최소화하기 위하여, Proto. III 의 경우에 에어포일의 형태의 단면과 끝단유동의 발생을 억제하는 손모양의 압력면 그리고 큰 스윙각을 채용하였다. 따라서 이러한 설계의 개념이 실제로 적용되는 지의 여부를 확인하기 위해 날개뒤에 위치한 열선 프로우브로부터의 난류와 날개의 요동양력의 교호상관정도를 측정하였다. Fig. 11부터 Fig. 14에는 T 모델팬과 세가지 설계팬 들의 작동 유량계수에 대하여 측정된 교호상관 스펙트럼의 최고치의 반경방향에 따른 분포를 나타낸다. 에어컨 세트의 유동저항에 해당하는 고 유량계수의 경우를 살펴보면, T 모델인 경우 반경방향에 따른 고른 상관치를 보여주며 Proto II, I, III 순서로 개선되고 있음을 알 수가

있다. 전체 상관관계의 크기는 각 팬모델별로 Fig. 15부터 Fig. 18 에 나타나 있으며, 고 유량계수의 경우를 살펴보면 Proto I, II, III 순서로 개선되고 있다. 특히 Proto I.의 경우에는 특정 주파수가 아닌 전체 크기면에서 매우 큰 값으로 미루어 허브 근처의 설계가 잘못 되었음을 알 수가 있다. Fig. 19 에서 Fig. 22에는 각 유량계수에 따른 가장 상관된 주파수의 분포를 보여준다. Proto II.의 경우에는 유량계수와 관계없이 날개통과주파수의 6~7 배의 주파수에서 최고 상관치를 보여준다. 대체로 날개통과주파수의 2~6배내에 분포하고 있으며, 따라서 0.1에서 0.3 범위의 스트롤(Strouhal)수를 보여준다. Fig. 23에는 세가지 설계모델중 가장 우수한 것으로 선정된 Proto III팬을 실외기 세트에 취부하여 같은 유량시의 T 모델 팬의 소음스펙트럼과 비교하였다.

참고문헌

Lee, S., Jin, S.-H., "An Experimental Study of Flow Structures in Small Cooling Fans Using Acoustical Similarity," ASME NCA Vol.21 p.3, 1995
 Fukano, T., Kodama, Y., Takamatsu, Y., "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans," J. Sound and Vib., Vol. 56, p.261, 1978
 Lee, S., Jin, S.-H., Choi, J.-K., Kim, Y.-C., "The Cross-correlation of Fluctuating Lift with Radiated Sound in Cooling Fan," ASME FED Vol. 237, 1996
 Lee, S., Choi, J.-K., Park, Y.-S., "A Method of Designing a Low Noise Propeller Fan," ASME FEDSM97-3447, 1997
 Goldstein, M.E., Aeroacoustics, McGraw-Hill Inc., New York, 1976
 Lighthill, M. J., "On the Sound Generated Aerodynamically," Proc. Roy. Soc. Lond., A211, p.564, 1952
 Ffowcs Williams, J.E., Hawkings, D.L., "Theory Relating to the Noise of Rotating Machinery," Journal of Sound and Vib., Vol. 10. p. 10, 1969
 "American National Standard Method for the Measurement of Noise Emitted by Small AMDs," ANSI S12-1987(ASA 72-1987), Acoustical Society of America, 1987
 강신형, 김진권, 이승배, "뒷판이 소형 프로펠라 팬의 성능특성에 미치는 영향," 대한기계학회논문집 제 20권 3 호, 1996

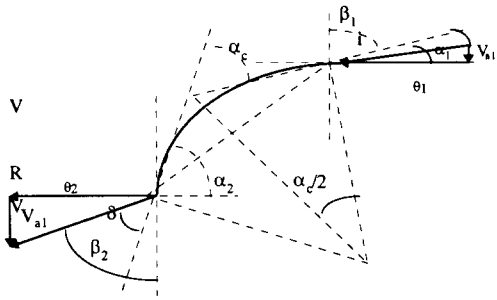


Figure 1. Geometric Details of Blade Element

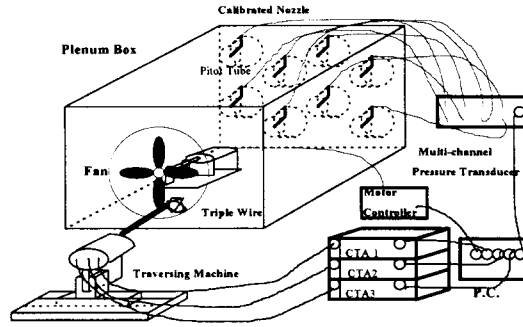
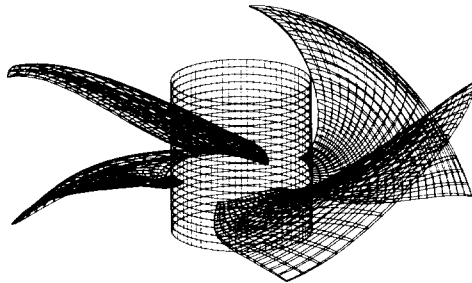
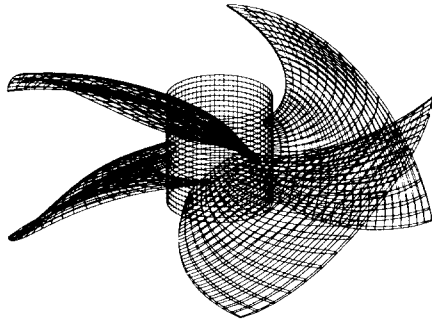


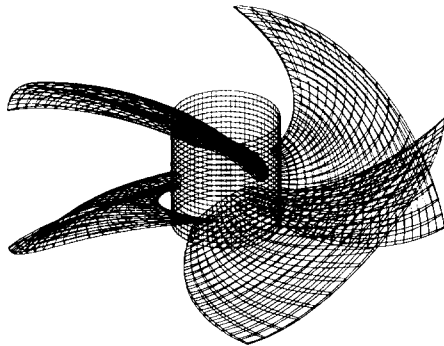
Figure 3. Schematic Configuration of ANSI test Plenum and Measuring System



(a) Proto I. (Tip Dia.=0.42m, Hub Dia.=0.126m)



(b) Proto II. (Tip Dia.=0.40m, Hub Dia.=0.100m)



(c) Proto III. (Tip Dia.=0.40m, Hub Dia.=0.100m)

Figure 2. Geometric View of Three Proto Fans
(a) Proto I (b) Proto II (c) Proto III

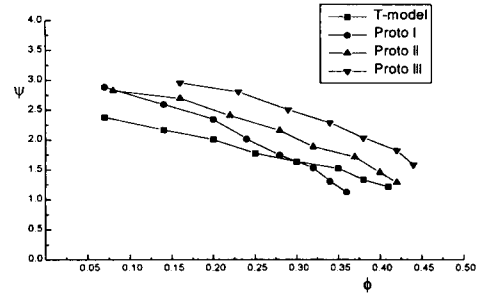


Figure 4. Non-Dimensional Performance for T-Company Fan and Three Proto-type Fans

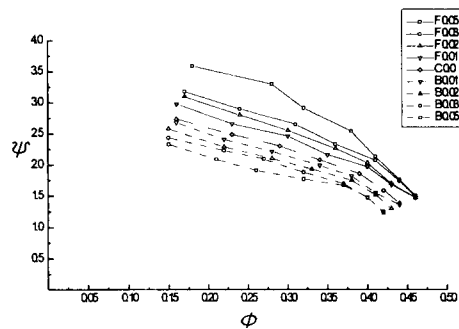


Figure 5. Non-dimensional Performance for Proto III Fan with Relative Displacements from Bell-mouthed Inlet Guide

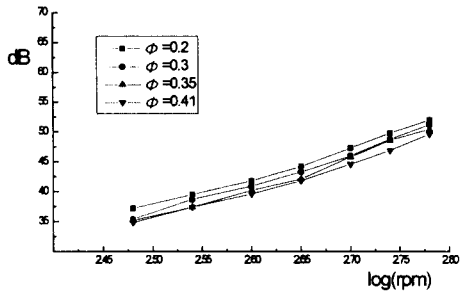


Figure 6. Sound Power Levels Vs. RPM for T-Company Made Fan

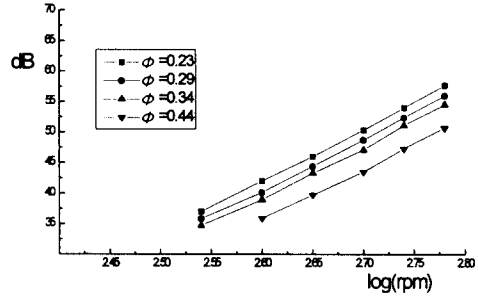


Figure 9. Sound Power Levels Vs. RPM for Proto III.

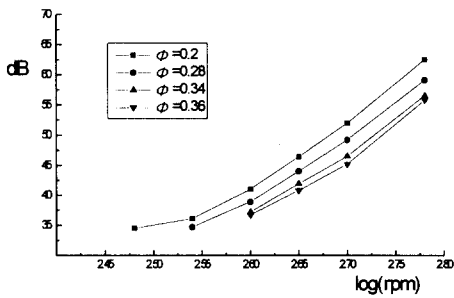


Figure 7. Sound Power Levels Vs. RPM for Proto I.

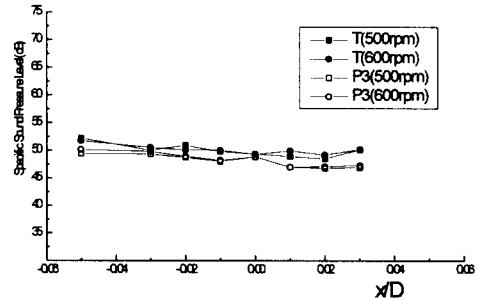


Figure 10. Specific Sound Power Levels Vs. Relative Displacements, x/D , to Bell-mouth Inlet Guide for T-company Made Fan and Proto III. Fan

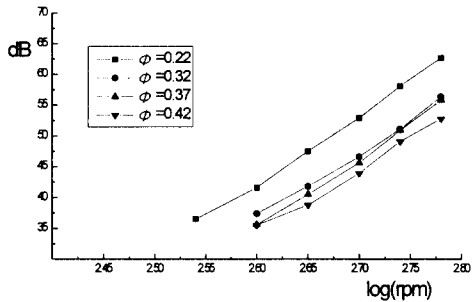


Figure 8. Sound Power Levels Vs. RPM for Proto II.

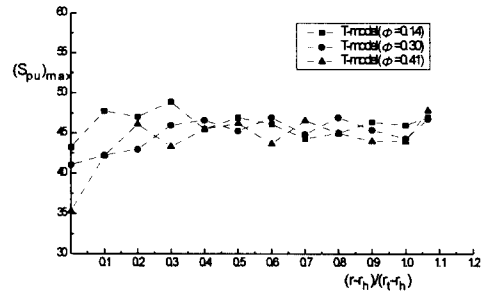


Figure 11. Distributions of Peak Values in Cross-spectra between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for T-model Fan

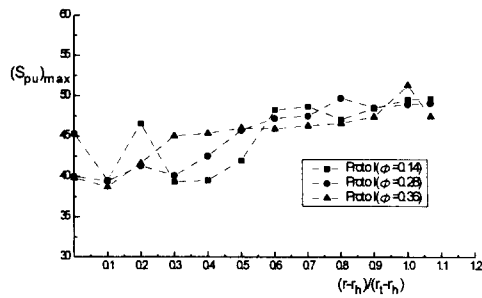


Figure 12. Distributions of Peak Values in Cross-spectra between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto I Fan

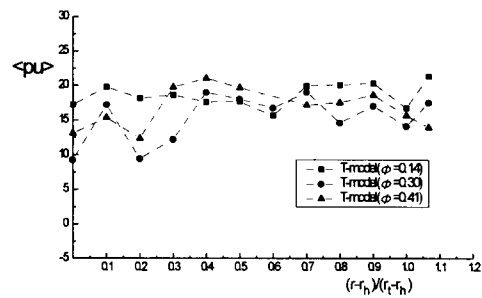


Figure 15. Distributions of Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for T-model Fan

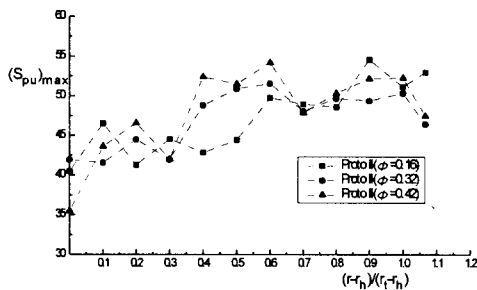


Figure 13. Distributions of Peak Values in Cross-spectra between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto II Fan

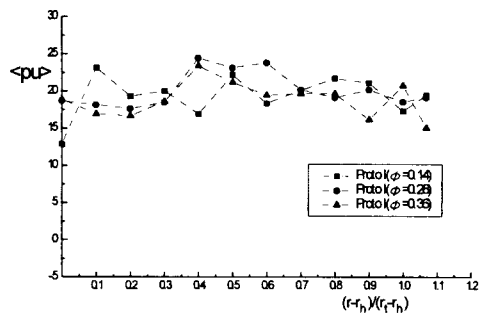


Figure 16. Distributions of Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto I Fan

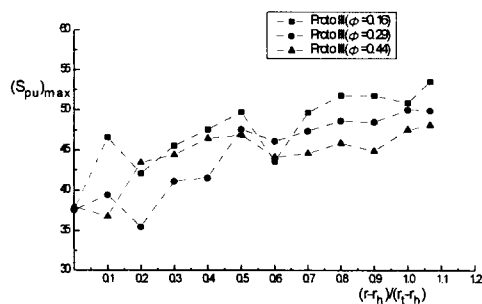


Figure 14. Distributions of Peak Values in Cross-spectra between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto III Fan

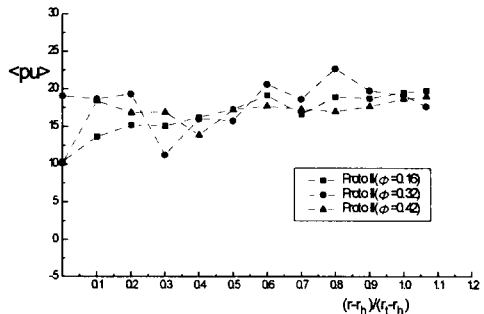


Figure 17. Distributions of Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto II Fan

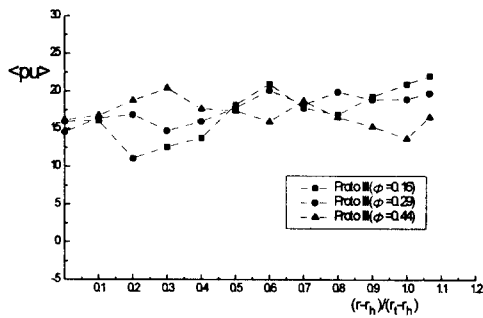


Figure 18. Distributions of Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto III Fan

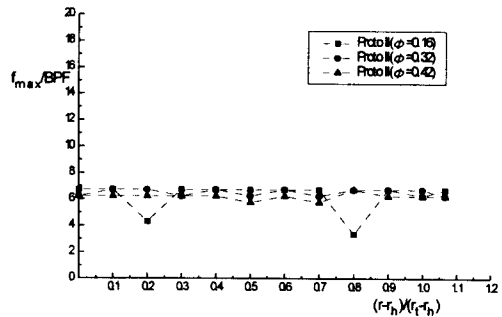


Figure 21. Distributions of Frequencies at Peaks in Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto II Fan

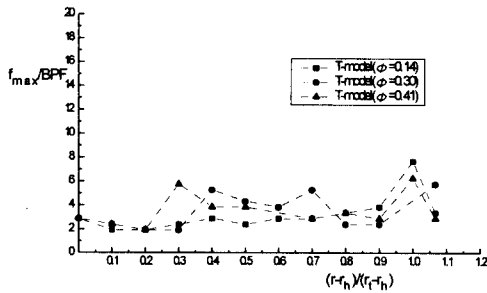


Figure 19. Distributions of Frequencies at Peaks in Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for T-model Fan

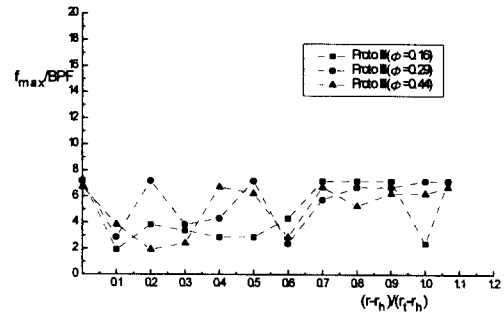


Figure 22. Distributions of Frequencies at Peaks in Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto III Fan

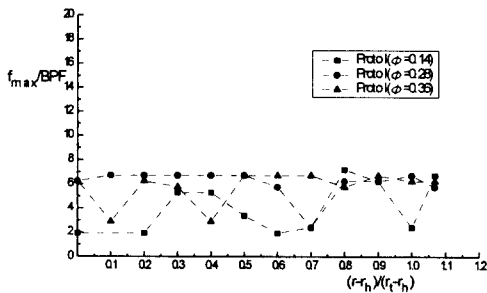


Figure 20. Distributions of Frequencies at Peaks in Cross-correlations between Hot-wire and Microphone Signals at Three Flow Rate Coefficients for Proto I Fan

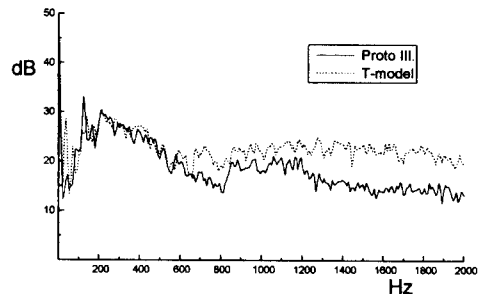


Figure 23. Comparison of Sound Power Spectra of T-model and Proto III Propeller Fans Installed in an Outdoor Unit of Air-conditioner