

송풍기의 공력소음

이덕주* · 전완호

1. 서 론

송풍기의 소음은 최근 들어 사람들의 관심을 끌면서 많은 사회적 문제가 되고 있다. 이러한 문제는 송풍기가 사용되는 제품의 구매요구를 결정할 뿐만 아니라 환경소음의 규제와도 관계가 깊다. 이런 송풍기 소음은 축 편심에 의한 진동 소음과, 유동에 의한 유동 소음이 있는데 대형 송풍기는 진동 소음과 유동 소음이 동시에 존재하지만 중소형 송풍기는 유동 소음이 우세하다. 유동 소음은 공력음향학이라는 학문의 한 분야로 유동에 대한 정보가 있어야 정확한 소음원을 파악하고, 특성도 예측이 가능하다. 유동과의 강한 연관성 때문에 지금까지 송풍기의 유동 소음에 대한 연구가 미약하였다.

송풍기와 같은 유체기계는 16세기 광산의 환기 시스템에 사용되는 것이 그 남아있는 기록의 시작이다.⁽¹⁾ 초기 송풍기는 주로 원심형이었고, 1890년대까지 원심형 송풍기는 점점 정교해져 가는데 비해서 축류형 송풍기는 아직 초기 개발 단계였다. 이런 축류형 유체기계는 항공기에 사용되기 시작하면서 급속히 확산되었다.

소음이 관심을 끌기 시작한 것은 60년도 되지 않는다. 그 전에는 시끄러워야 많은 일을 하는 것으로 생각되었다. 송풍기 소음에 대한 최초의 의미 있는 연구는 1930년대에 Madison⁽²⁾과 Deming⁽³⁾에 의한 연구이다. 이 때 음압이 임펠러 속도의 5승에 비례한다는 것이 측정되었다. 그 후, 1930년대부터 1940년대에 걸쳐서 측정에 의한 소음원 확인에 대한 연구가 급속하게 진행되었다. 소음연구에 가장 큰 자극이 된 사건은 피스톤 엔진에 의한 프로펠러 비행기의 등장이다. 이 시기에 나온 이론적 배경에 대한 중요한 초기의 연구는

Gutin의 논문이다.⁽⁴⁾ 이 연구는 실험에 의한 연구가 대부분이고, 이론에 대한 연구가 절실히 필요한 시기에 발표된 이론적인 논문이라서 더 의미가 깊다.

공력음향의 이론적인 확립은 Lighthill의 기념비적인 논문이다.⁽⁵⁾ 공력소음의 발생을 유속과 형상 변수를 이용해서 차원해석을 수행한 최초의 논문이다. 이 논문에서 단순한 제트와 같은 유동인 경우 소음 에너지는 유속의 8승에 비례한다는 것을 보여주었다. 이 방정식은 후에 Curle⁽⁶⁾에 의해서 자유공간이 아닌 물체가 있는 경우에 대해서 해가 유도되었고, Ffowcs Williams와 Hawkings⁽⁷⁾에 의해서 움직이는 물체에 대한 해가 확장되었다. 이러한 해는 유동의 해석이 필수적이며, 이런 유동 변수가 해의 음원항으로 들어가게 된다. 그렇기 때문에 유동정보를 실험이나 해석적으로 구할 수 있는 컴퓨터가 발전되기 전까지는 유동특성을 가정하고, 소음특성의 경향을 예측하는 정도로 연구가 진행되어 왔다.

팬소음에 대해서는 Overall 음압을 예측하기 위한 실험식이 많은 연구자들에 의해 연구되었고, 이러한 연구 결과는 Neise⁽⁸⁾가 1982년에 상사법칙을 연구해서 원심팬에 적용할 때까지 계속되었다. Neise⁽⁹⁾는 1992년 덕트내부에서의 음향측정(In-duct method)과 자유음장에서의 음향측정(Free field method)의 차이에 대해 발표하였다. 이러한 연구들은 실험을 통한 소음의 측정과 그 측정자료의 해석 방법에 대해서 주로 이루어졌다.

최근 컴퓨터의 발달과 더불어 유동장의 정보가 해석되기 시작하면서 다시 Lighthill방정식이 해석되고 있다. 그러나, 이러한 방정식은 소음원 이외의 물체가 있는 경우에 대해서 적용할 수 없는 단점이 있다. 즉, 임펠러나 로터의 유동장을 해석한 후, 음원을 예측해도 케이싱이나 덕트를 통한 외부로의 방사는 해석할 수 없다. 이러한 한계를 극복하기 위해 새롭게 개발되고 있는 CAA (Computational AeroAcoustics)^(10,11)는

* 한국과학기술원 항공우주공학과 교수

** 한국과학기술원 항공우주공학과

많은 가능성이 있는 방법이지만 아직까지는 송풍기나 팬의 소음원 해석 및 규명에 적용하기는 어렵다.

외국에도 이론의 발전이 항공기 분야에서 주로 이루어지고 있으며 산업체로의 적용은 최근에서야 이루어지고 있다. 그러므로, 송풍기에의 공력음향학의 적용은 외국과의 격차가 거의 없는 분야이다.

국내의 경우 1988년에 공력음향학 분야가 KAIST에서 본격적으로 시작되면서 연구가 시작되었다. 원심팬의 소음원과 방사에 대한 연구가 활발히 진행되었고^(12,13), 축류형 로터, 팬에 대한 소음 연구도 이루어졌다.^(14,15) 그 후, 국내대학을 중심으로 활발한 연구가 진행되었다.^(16,17,18,19,20) 또한, LG, 삼성 등의 가전 회사에서도 활발한 연구가 수행되어서 수출경쟁을 선도하고 있다.^(21,22) 최근에는 건설장비의 냉각 팬이 유럽의 소음 규제를 통과하기 위해서 적극적으로 연구 개발을 수행하고 있다.

본 논문에서는 2장에서 일반적인 송풍기의 소음 특성에 대해서 살펴보고, 3장에서는 이론적 배경과 수치기법 그리고, 소음 측정 장치와 측정 방법에 대해 기술하고 4장에서는 팬의 자려소음에 대한 설계변수와 간섭소음에 대한 변수들에 대해서 기술한다. 5장과 6장은 수치적으로 해석된 축류형과 원심형 송풍기의 예들을 기술한다.

2. 송풍기 소음원 특성과 성능곡선

다음은 축류 송풍기의 소음을 측정된 스펙트럼의 한 예이다.

그림 1은 축류형 송풍기의 소음을 측정된 대표적인 스펙트럼으로 피크치와 넓은 주파수 부분에서 높은 음압값을 나타내는 두 가지 특징이 보이고 있다.

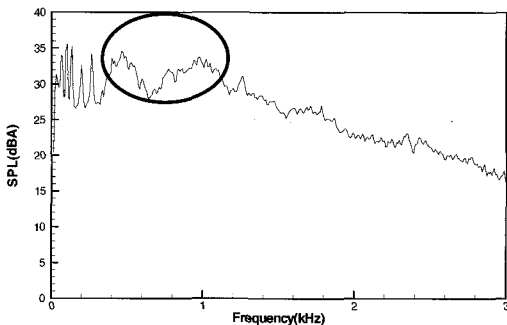


Fig. 1 Typical noise spectrum of the axial blower

그림에서 피크는 톤소음(tonal noise) 혹은 분절소음(discrete noise)이라고 하며, 동그라미 친 부분은 광역소음(broadband noise)이라고 하여 구분한다. 이 두 스펙트럼 상의 특징은 소음 발생 원인이 다른 것에서 기인한다.

일반적으로 톤소음은 날개통과 주파수(Blade Passing Frequency)로 존재하며, 깃의 힘이 회전하면서 발생하는 소음으로 기본주파수인 회전주파수와 깃수의 곱으로 이루어진다. 또한, 이 주파수의 조화주파수들이 계속 피크로 발생한다. 광역소음은 날개를 지나는 유동의 난류에 의한 소음으로 주로 날개의 경계층에 의한 교란, 박리 흐름에 의한 강한 난류 교란, 끝전(trailing edge)을 지나는 유동이 와류구조를 발생시키면서 발생하는 끝전 소음 등 송풍기 입류의 균질 정도에 대해 소음이 좌우되고 있다. 이것을 표로 나타내면 표 1과 같다.⁽⁹⁾ 여기서 단극, 이극 사극 등은 3장에서 자세히 설명하겠다.

그러나, 이러한 소음 스펙트럼은 성능곡선과 대응시키면서 측정을 해야 의미가 있다. 다음 그림 2는 일반적인 축류형 송풍기의 성능곡선을 나타낸 것으로 각 작동점에 따라 소음특성과 소음원이 다르다.

소음특성은 유량의 차이로 발생하는 것으로 유량이 작은 경우에는 날개의 유효 받음각이 커지게 되어서 날개 윗면에서 박리가 발생한다. 또한 날개에 걸리는 하중이 크게 되므로 전체적으로 톤소음과 광역소음이 커지게 된다. 적정유량의 경우는 박리와 같은 현상이 사라지고 오직 하중에 의한 톤소음과 깃 끝전에

Table 1 Various noise generation mechanism

음원	발생 Mechanism	소음특성
Monopole	Blade Thickness	Tonal
Dipole (Steady Rotating Force)	Uniform Stationary Flow	Tonal
Dipole (Unsteady Rotating Force)	Non-Uniform Stationary Flow	Tonal
	Non-Uniform Unsteady Flow	Broadband
	Separated Flows	Tonal Broadband
	Trailing Edge Vortex Shedding	Tonal Broadband
	Turbulent Boundary Layer	Broadband
Quadrupole	Turbulent Noise	Broadband

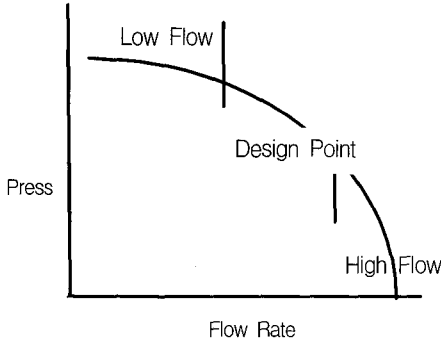


Fig. 2 Typical performance curve

서의 끝진소음 등이 발생한다. 유량이 많은 경우에는 박리가 다시 발생하며 이러한 박리는 소음을 저주파수로 옮기는 역할을 한다. 또한, 걸리는 하중이 작기 때문에 토온소음보다는 광역소음이 주로 발생한다.

박리에 의한 소음 변화를 실험하기 위해서 날개 단면 받음각의 변화에 따른 소음 변화를 측정하였다.

이 실험은 캠버가 있는 에어포일을 KAIST 음향풍동에서 측정한 것으로 받음각에 따른 소음 특성 변화를 확인한 것이다. 그림에서 받음각이 0°일 경우 600 Hz 정도에 있는 피크에 의한 소음특성이 27°로 변환 경우 저주파수의 광역소음이 우세해지는 특성으로 변하는 것을 확인할 수 있다.

일반적으로 성능과 필요마력 그리고 소음은 모두 임펠러 깃의 끝단(tip) 속도에 비례한다. 성능과 마력 그리고, 소음의 경우는 속도에 대한 비례는 다음표와 같이 된다.

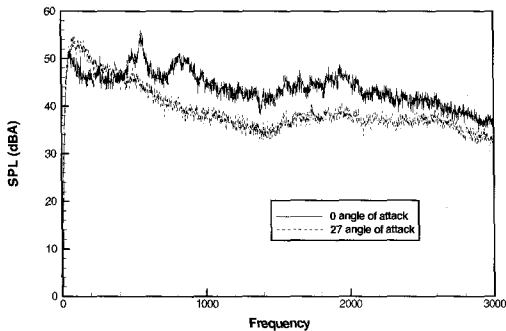


Fig. 3 Measured acoustic signal at the anechoic wind tunnel

Table 2 Velocity dependence of performance and noise parameters

변수	속도와의 비례
유량(mass flow rate)	U
성능(pressure)	U^2
마력(Power)	U^3
소음(Noise)	$U^5 \sim U^6$

표에서 보듯이 임펠러 끝단 속도를 줄이는 것이 소음을 줄이는 가장 큰 요소가 된다. 설계요구조건이 최대성능이나, 최소마력이나, 저소음이나에 따라서 최적의 송풍기 설계변수가 결정된다.

3. 이론적 예측방법 및 측정

3.1 음향학적 유추법칙

송풍기의 소음은 공력소음으로 유동이 깃을 지나가면서 발생하는 공기역학적인 변동에 의해 발생하는 소음이다. 이러한 소음이 공력소음이다. 송풍기 소음과 같은 공기역학적인 소음의 발생에 대한 이해는 Lighthill⁽⁵⁾, Curle⁽⁶⁾ 그리고 Ffowcs Williams and Hawkins⁽⁷⁾에 의해 개발된 acoustic analogy에 기초를 두고 있다. 축류형이나 원심형이나 기본적인 소음 발생 기구는 같지만 항공기에서의 사용 때문에 더욱 더 많은 세부적인 연구가 축류팬에 수행되었다. 이러한 송풍기 소음원은 대부분 아래와 같은 acoustic analogy에 의해서 계산된다.

3.1.1. Lighthill의 유추방법(Lighthill Analogy)⁽⁵⁾

유동에 의해 어떻게 소리가 발생하는가에 대한 수학적, 물리적 이해를 가능하게 하는 이론은 1952년 Lighthill 에 의해 처음으로 시작하였다. 이 논문에서는 제트와 같이 경계가 없는 자유유동장에서 다음과 같은 Lighthill 방정식을 유도하였다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_o^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

여기서 T_{ij} 는 라이트힐 응력으로 다음과 같이 정의한다.

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \tau_{ij} - a_o^2 \rho \delta_{ij} \quad (2)$$

(1) 식을 보면 좌변은 파동방정식의 형태이고 나머지는 모든 라이트힐 응력항(Lighthill's stress tensor)으로 우변으로 이항했으며 이것을 음원이라고 정의하였다. 그러나 이 식에서 존속변수인 밀도가 우변에도 있으므로 해를 구할 수 없다. 일반적인 제트유동에 대해 컴팩트(compact) - 소음원의 크기가 소음의 파동길이보다 훨씬 작다- 이라는 가정하에 차원해석을 하여 사

극의 특성과 경향을 고찰하였다. Curle에 의해 단극과 이극의 특성도 고려되었다. 이것에 의해 음향 인텐시티(I)와 속도(U)의 관계를 살펴보면 다음과 같다.

$$I \approx \rho_o U^4 \frac{1}{a_o} \left(\frac{L}{r} \right) \sim U^4 \quad \text{Monopole}$$

$$I \approx \rho_o U^6 \frac{1}{a_o^3} \left(\frac{L}{r} \right)^2 \sim U^6 \quad \text{Dipole}$$

$$I \approx \rho_o U^8 \frac{1}{a_o^5} \left(\frac{L}{r} \right)^2 \sim U^8 \quad \text{Quadrupole}$$

여기서 monopole, dipole, quadrupole은 각각 공력음향의 음원으로 단극, 이극 그리고 사극이라고 한다. Lighthill의 상사성이론은 자유유동장에서의 유동소음에 대한 지배방정식을 말해주는 것으로 유동소음에 대한 최초의 수학적 이해를 가능하게 하는 이론이었다. 이 식으로 자세한 유동정보 없이도 차원해석으로 저소음 설계변수를 도출할 수 있다.

3.1.2 Ffowcs Williams와 Hawkins의 방정식⁽⁶⁾

Ffowcs Williams와 Hawkins는 움직이는 음원의 경우에도 적용할 수 있도록 방정식을 확장하였다.

$$\begin{aligned} \rho(\vec{x}, t) = & \frac{1}{4\pi a_o^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \left[\frac{T_{ij}}{r|1-M_r|} \right] dV(\vec{y}) \\ & - \frac{1}{4\pi a_o^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \left[\frac{P_{ij} n_j}{r|1-M_r|} \right] dS(\vec{y}) \\ & + \frac{1}{4\pi a_o^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_S \left[\frac{\rho u_i n_i}{r|1-M_r|} \right] dS(\vec{y}) \end{aligned} \quad (3)$$

첫번째 항은 움직이는 사극원의 분포와 동일한 기여를 하며, 난류 응력(turbulent shear stress)에 의한 소음을 사극소음이라 한다. 두 번째 항은 정상 또는 비정상 힘에 의한 소음 방사를 나타내고 이 항은 움직이는 힘의 분포로 생각할 수 있다. 마지막 항은 움직이는 표면에 의한 체적 변위 효과에 의한 소음 방사를 나타내고 있다. 이러한 소음은 종종 두께에 의한 소음(thickness noise)으로 불리기도 한다.

위 공식의 음원은 독립적으로 작용하고 중첩에 의해 음향장을 형성하므로 음원 각각에 대한 연구가 가능하다. 그러나 위의 해를 이용한 방법은 유동장 해석

에 의한 표면에서의 정보 및 난류 유동장에 의한 속도 교란값 모두를 필요로 한다. 이 식에 의해 음향장을 예측하기 위해서는 유동장에 대한 정확한 해석이 가능해야 하며 난류 유동을 정확하게 모사해야 하기 때문에 위의 해를 이용한 해석도 용이한 방법이 아니다. 그러나, Lighthill 해석과 같이 차원해석을 통해 저소음 설계 변수를 도출하는데 매우 유용하게 사용된다.

이런 방정식은 토은소음의 경우 유용하게 사용될 수 있고, 광역소음의 경우는 유동 정보를 모두 알아야 하는 어려움이 있다. 이것은 광역소음이 주로 난류에 의한 비정상 유동에 기인하기 때문이다. 이런 난류의 예측은 매우 작은 물리적인 공간에 대해서 슈퍼컴퓨터를 이용해서 부분적으로 이루어진다. 그래서 현재는 실험을 통해 만들어진 실험식을 주로 사용한다.⁽²³⁾

3.2 소음장 해석 기법 - 경계요소법

음향장(acoustic field)해석에 있어서 그동안 가장 많이 사용한 방법으로 경계요소법을 꼽고 있다. 왜냐하면 문제를 불체 표면의 적분만으로 표시하고 이로 인한 계산메모리의 이득이 다른 해석방법에 비해 크고 계산을 위한 준비작업-격자생성-이 상대적으로 작기 때문에 많이 사용되고 있는 방법이다. 그러나, 유동소음의 경우에는 거의 사용되지 않았고, 진동소음 등에만 사용되었었다.

정지한 입축성 매질에서 압력 및 속도를 아주 작은 교란량으로 가정하고 등엔트로피 과정일 때 속도 포텐셜 ϕ 에 대한 지배방정식은 다음과 같은 선형파동방정식이다.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - a_o^2 \nabla^2 \phi = 0 \quad (4)$$

여기서 a_o 는 음속이다. 만약 파동이 시간에 대해 주기적인 함수라면, 즉

$$\phi(\vec{x}, t) = \phi(\vec{x}) e^{i\omega t} \quad (5)$$

라고 하면 파동방정식으로 부터 다음과 같은 Helmholtz 방정식을 유도할 수 있다.

$$(\nabla^2 + k^2)\phi = 0 \quad (6)$$

여기서 k 는 파동수이며 ω/a_0 와 같다. 파동을 시간에 대하여 주기적인 함수로 가정하는 것은 일반성을 잃지 않는다. 왜냐하면 Fourier 정리에 의해 모든 선형계는 조화파동들이 중첩된 것으로 간주할 수 있기 때문이다.

위 방정식을 Green 함수를 써서 전 영역에 대해서 적분하고 Green의 2차 정리를 이용하면 다음과 같다.

$$C(P)\phi(P) = \int_{S_1} \left[\phi(Q) \frac{\partial G(P, Q)}{\partial v} - G(P, Q) \frac{\partial \phi(Q)}{\partial v} \right] ds \quad (7)$$

이 방법은 소음원이 있는 경우 산란 등의 효과에 의한 음향장을 계산하는 방법으로 소음원에 대한 정보를 단극, 이극 그리고 진동으로만 줘야 하는 단점이 있다. 그러나, 최근에 국내에서 개발된 방법⁽¹³⁾은 이런 단점을 극복한 방법으로 유동소음원의 경우도 고려할 수 있게 되어 있고 실례는 5장과 6장에서 기술한다.

3.3 새로운 시도 - 전산공력음향학(CAA)

공력음향학(Aeroacoustics)은 유동에 의해 유발되는 공기역학적인 힘이나 운동에 의해 생성된 음향에 관련된 문제를 다루고 있다. 유동과 음향이 서로 연관된 이러한 문제를 다루기 위해 과거에는 주로 이론적, 해석적 방법으로 해석하였다. 이러한 이론 공력음향학의 방법들은 그간 음향장 해석의 유용한 도구가 되어 왔다. 그러나 유동과 음장이 강력하게 연관된 문제는 최근에 상당한 어려움이 있어서, 주로 실험을 통한 방법에 의존할 수밖에 없었다. 그러나 최근에는 컴퓨터 및 수치 해석 기법의 급격한 발달 등으로 전산유체역학(CFD)과 함께 전산 공력음향학(Computational Aero-Acoustics, CAA)이 새롭게 발달하고 있다.

선형 또는 비선형 유동방정식을 그대로 이용하는 방법으로 점성효과를 고려하지 않으면 Euler 방정식을, 점성을 고려하면 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용하는 방법이다. 이 경우, 유동과 음장을 동시에 풀기 때문에 유동값에 비해 매우 작은 음장을 계산하기 위해 고해상도 수치기법을 필요로 하게 된다. 또한 소산오차(dissipation error)와 위상오차(dispersion error)도 작게 고려해야 한다. 이러한 CAA의 특성 때문에 고차의 해상도를 가지는 scheme에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다.^(10,11) 그러나, 아직 송풍기에는 사용되지

않고 있다.

3.4 측정장치

일반적인 경우 웬 성능과 소음은 따로 측정하기보다는 동시에 측정할 수 있는 방법으로 측정해야 한다. 이러한 방법으로 규격화된 것은 자유음장법, 잔향실 법 그리고 in-duct⁽²⁴⁾ 방법 등이 있는데 작은 송풍기나 웬의 경우 ANSI test plenum chamber⁽²⁵⁾의 사용이 용이하다.

In-duct방법인 ISO로 규격화된 방법은 소음원 특성을 연구하기에는 약간 부적합하다. 왜냐하면, 덕트에 의해서 소음이 많이 변형되며, 실제의 제품에 쓰이는 소음과 덕트에서 측정된 소음에 많은 차이가 생길 수 있다. 이런 경우 ANSI test plenum chamber를 사용한다.

이 챔버를 사용하면, 실제의 웬 시스템과 비슷한 상황에서 성능과 소음을 측정할 수 있고, 소음 측정값도 어느 정도 외부적인 요인이 없는 상황에서 측정할 수 있다. 최근 in-duct 방법과 ANSI chamber 가 사용되는데 용도에 따라서 두 가지의 사용이 다를 수 있으며, 성능도 덕트로 인해 달라질 수 있다.

이러한 규격화된 방법 이외에 최근 LG⁽²¹⁾등에서 성능과 소음 측정이 가능한 장치를 설계 사용하고 있다. 또한, 송풍기의 소음뿐만 아니라 소음원에 대한 기초 실험도 가능하게 해 주는 음향풍동이 있다.⁽²⁶⁾ 송풍기의 모든 소음원은 유동이 존재할 때 발생하는 유동소음이므로, 실험을 위해서는 유동이 존재하며 소음을 측정할 수 있는 음향풍동이 필요하다. 다음 그림은 KAIST에 있는 음향풍동을 나타낸다.⁽²⁷⁾

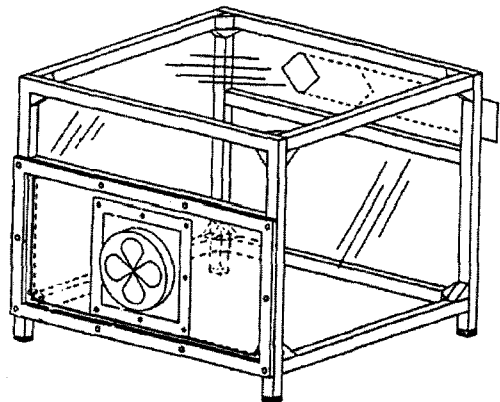


Fig. 4 ANSI S12.11 test plenum chamber

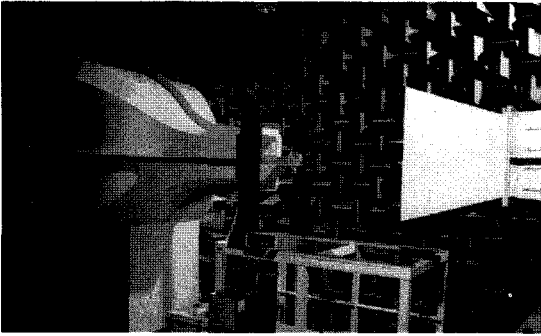


Fig. 5 Photoview of the KAIST Acoustic Wind Tunnel

3.5 측정신호의 해석 및 실험적 예측

소음 측정은 마이크로폰을 통해서 임의의 한 점에서 수행된다. 그러나, 그 점에서 얻어진 소음 신호는 발생한 소음원과 소음이 케이싱이나 덕트 등을 전파하면서 변화된 양 - 산란, 회절, 공명 등의 현상 - 이 합쳐 있다. 일반적으로 소음 신호는 상사법칙에 의해서 다음과 같이 나눌 수 있다.⁽⁸⁾

$$P \sim Ma^{\alpha} Re^{\beta} F(Sf)G(He) \quad (8)$$

여기서, P 는 무차원화된 음압이고 F 함수는 음원합수로 송풍기의 소음원에 의한 소음 발생을 나타내고 G 함수는 음향학적 반응함수이다. 일반적으로 Ma 수의 지수 α 는 2.4~3정도의 값을 가진다. 즉, 측정되는 음압은 발생 소음원과 측정 장치에 의한 변화값이 합쳐져 있는 것이다. 일반적으로 duct에서 측정된 소음값은 F 함수가 변할 뿐 아니라 G 함수가 많이 변해서 전체 신호는 단순한 송풍기 자체의 소음값과 많은 차이가 발생하게 된다.

위의 (8) 식이 소음 측정 자료를 해석하기 위한 식이라면 소음값을 예측하기 위한 식도 있다. 이런 식은 주로 경험식이 많이 사용되며 일반적으로 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$Power \sim \Delta K + \log(Q \cdot \Delta P) \quad (9)$$

여기서 ΔK 는 유속과 관계없는 항으로 식 (8)의 G 함수와 같은 의미를 가지며, 오른쪽 항의 \log 값은 음원항을 나타내는 것으로 F 함수와 비슷한 의미를 갖는다. 이런 형식의 식은 구체적으로 다양한 형태로 존재하며,

다음에 몇 예가 있다.⁽²⁸⁾

$$Power \sim L_s + 10 \log Q + 10 \log \Delta P_s^2$$

$$Power \sim K_w + 10 \log(2118.88Q) + 20 \log(0.003 \Delta P_s)$$

여기서 Q 는 유량을 나타내고 ΔP_s 는 압력 상승값을 나타낸다.

4. 송풍기의 형상 변수와 소음 변화

4.1 Sweep각에 따른 소음 변화

Sweep은 초기부터 연구가 된 것으로 prop-fan엔진에 대한 연구에서부터 시작되었다. sweep을 처음 사용한 이유는 고속에서 효율을 좋게 하는 것으로, 날개 위의 상대 유속을 감소시켜서 충격과의 생성을 줄여서 성능을 향상시키는 역할이었다. 음향학적으로는 Hanson⁽²⁹⁾이 sweep이 소음 방사때 위상 간섭으로 소음저감에 효과가 있다는 논문을 발표하였다. 최근 저속에서도 Wright⁽³⁰⁾의 연구로 10 dB정도의 소음 저감을 가져오는 sweep각도까지 연구되었다. 저속이고 저주파수일수록 많은 sweep각이 필요하다. 이것은 고속과는 다른 -특히 끝전에서- 소음원 발생 위상 차이로 인한 소음 저감 효과가 있기 때문이다.

현재 많이 쓰이는 sweep은 성능을 향상시켜서 회전수를 줄임으로써 소음을 저감시키는 효과와 sweep형상으로 인해 자체적인 소음 저감 효과가 모두 고려되고 있다.

4.2 Twist에 대한 소음 변화

비틀림각은 일반적으로 유량과 깃의 각도를 맞추어서 성능을 향상시키는 역할을 한다. 이런 성능향상은 rpm을 낮추어 동일한 성능을 유지하면서 소음 저감을 가져올 수 있다. 이것은 날개 단면에서의 유통박리를 최소화시켜 소음을 줄이는데 기여하고, 날개의 중심부터 끝단 방향으로 끝단 부근에 존재하는 강한 하중을 분산시키는 역할을 해서 소음을 감소시킨다. 일반적으로 강한 하중이 날개의 한 부분에 모여 있으면 소음이 많이 발생한다.⁽²⁹⁾ 비틀림각은 이런 강한 하중을 분산시켜주는 역할을 수행해서 소음을 저감시키는 역할을 수행하는 것이다. 그림 6은 고속인 경우, 날개 단면 코

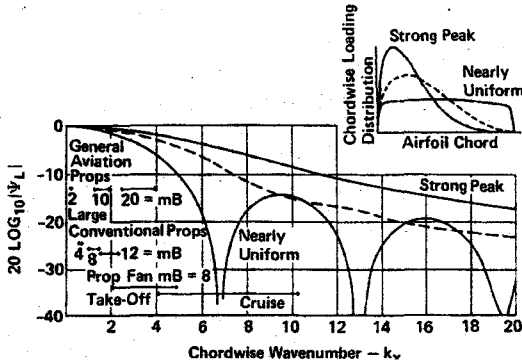


Fig. 6 Reduction of loading noise from blade element

드 방향으로의 압력 분포에 따른 소음값을 나타낸 것이다. 압력이 한점에 집중되지 않고, 분산되어 평형하게 분포할수록 소음이 작아지는 것을 확인할 수 있다.

4.3 쉬라우드에 의한 영향

쉬라우드는 송풍기와 결합되어 하나의 제품으로 사용되며 유동과 소음에 많은 영향을 주는 중요한 부분이다. 쉬라우드의 변수중 물침비(immersion ratio)같은 경우, 물침비에 따라서 성능과 소음은 다음 그림 7과 같이 변한다. 즉, 물침비가 증가할수록 성능이 증가하고, 소음은 감소하다가 증가한다. 즉, 최적의 값이 존재하게 된다.

다음으로 송풍기 끝단과 쉬라우드와의 거리에 따른 소음과 성능을 살펴보면 전체적인 경향은 다음과 같다. 그림 8에서 살펴보면 끝단과 쉬라우드의 거리가 증가할수록 성능은 떨어지고 소음은 낮아지는 경향이 있다. 한편, 간격이 작으면 기계적 진동에 의한 웬의 손상을 유발시킬 수 있다.

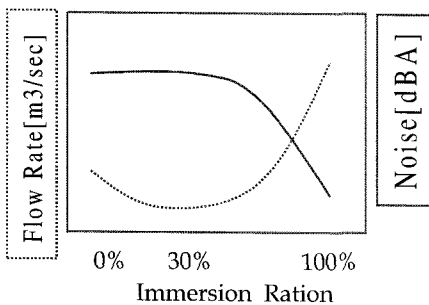


Fig. 7 Effect of immersion ratio of the shroud

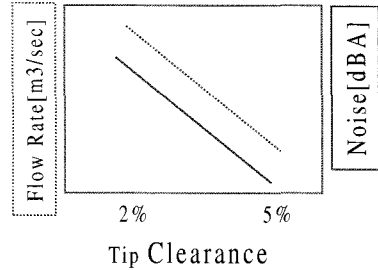


Fig. 8 Effect of the tip clearance

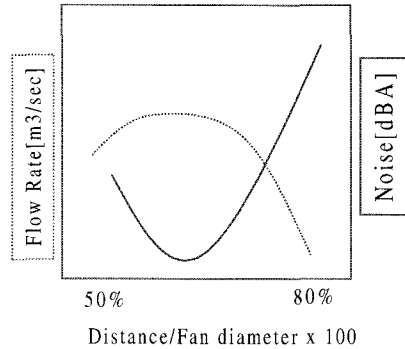


Fig. 9 Effect of the fan to radiator distance

4.4 송풍기 전·후방의 여러 장치 영향

송풍기는 송풍기 단독으로만 쓰이기도 하지만, 냉각 (cooling) 시스템에 들어가는 경우에는 전방의 radiator나 grille 등과 같이 시스템으로 작동하게 된다. 이 경우 radiator나 grille 은 송풍기에 저항을 걸어줄 뿐만 아니라 그 자체에서도 소음을 발생시키고, radiator나 엔진 블록인 경우 송풍기 소음에 심각한 영향을 준다. 이런 부품이 송풍기 입구에 있으면 입류 유동이 비균일하게 되어 광역소음이 커지고, 송풍기 후류에 존재하면 송풍기의 토운소음을 증가시킨다. 그러므로, 이러한 효과를 모두 고려해서 송풍기의 최적설계를 찾아야 한다. 일반적으로 radiator가 있는 경우, 송풍기와 radiator와의 거리에 따른 유량과 성능은 다음 그림 9와 같다. 거리가 증가할수록 유량은 감소하고 소음은 감소하다가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이 경우에도 최적의 거리를 찾아야 한다.

4.5 특허와 관련 있는 다른 저소음 형상들

4.5.1 Propeller Fan

다음 그림은 송풍기의 끝전을 톱니 모양으로 만든 특허 그림이다.⁽³¹⁾ 이 톱니 모양들은 날개의 끝전소음

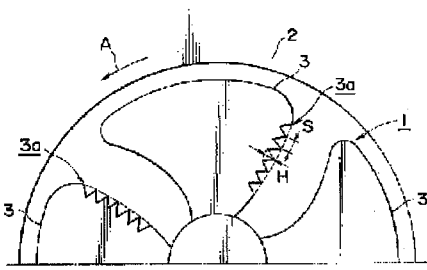


Fig. 10 Configuration of "Propeller Fan"

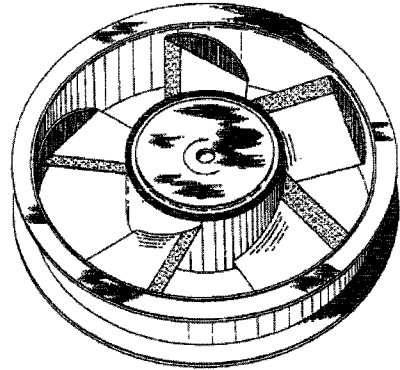


Fig. 12 Configuration of new low noise fan

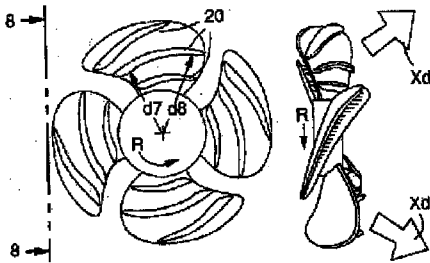


Fig. 11 Configurations of the guide fin

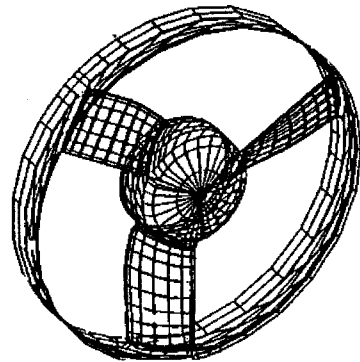


Fig. 13 Configuration of the DGLR fan

의 발생 위상을 간섭시켜 소음을 줄이는 역할을 한다.

4.3.2 Guide Fin

이 특허는 송풍기의 깃 표면에 여러 형상의 안내 fin을 만들어서 유동의 방향을 제어하고 끝단에서의 난류 경계층의 두께를 조절하는 특허 그림이다.⁽³²⁾ 이 핀들은 끝단 와류의 크기를 감소시키는 효과가 있다.

4.3.3 Flanged tip and Trailing edge with Absorbing Material

이 현은 최근에 나온 것으로 흥미 있는 연구 결과를 바탕으로 특허가 나온 경우이다. 우선 끝단의 tip vortex 방지를 억제하기 위해서 끝단에 flange를 달고(이것은 토음소음의 약간의 증가와 광역소음의 많은 감소를 가져온다), 깃의 끝전에 흡음물질을 붙인(이것은 토음소음과 광역소음의 소음 저감을 발생한다) 형상이다.⁽³³⁾

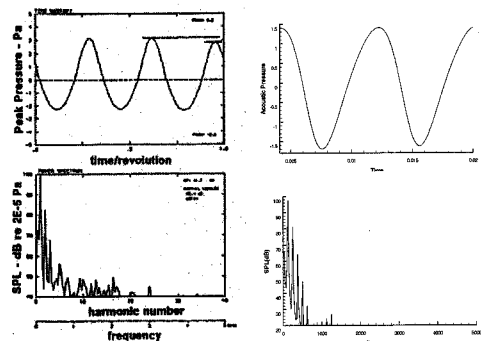
에서 실험한 결과와 비교하였다. 이 송풍기는 거의 프로펠러와 비슷하게 만들어진 것으로 깃의 수는 3개이며, 회전속도 2500 rpm, 외경은 30 cm이다.

이 경우 송풍기 근처의 한 점에서 소음 측정 자료는 다음의 (a)와 같고, (b)는 3절에 언급한 acoustic analogy에 의해 유동의 해석해를 이용하여 소음을 구했다.

5. 축류형 송풍기의 수치 해석 예

5.1 축류형 송풍기 단독

축류형 송풍기의 수치 해석의 기법으로 유동과 자유 공간에서의 소음을 해석하는 기법을 개발한 후, DGLR⁽³⁴⁾



(a) Measured data (b) Calculated results

Fig. 14 Comparison of calculated results to the measured one

이상에서 최근의 수치해석 기법은 토음소음에 대해서는 거의 정확한 정도로 예측이 가능함을 알 수 있다. 그러나, 이런 해석은 덕트에 송풍기가 있는 경우는 사용될 수 없다.

5.2 축류형 송풍기에서의 쉬라우드와 Radiator 효과

쉬라우드가 있는 경우, 아래 그림에서 확인하듯 성능은 약 10%정도 증가하였다.⁽³⁵⁾ 이 그림은 수치기법으로 해석한 결과이다. 그러므로, 적절한 쉬라우드의 사용은 성능의 향상을 가져오고, 향상된 성능만큼 송풍기의 회전속도를 줄일 수 있으며, 감소한 회전속도만큼 조용해지는 것이다.

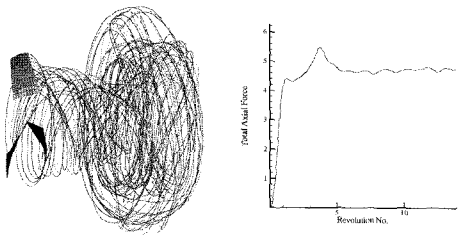


Fig. 15 Calculated results of the DGLR fan without shroud⁽³⁵⁾

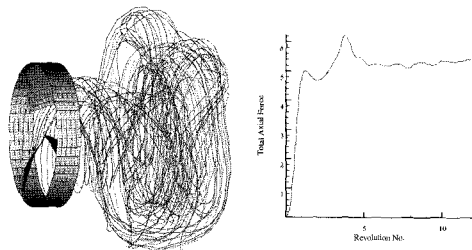


Fig. 16 Calculated results of the DGLR fan with shroud⁽³⁵⁾

그림 15, 16과 같은 경우 쉬라우드는 소음의 발생에는 영향을 주나 방사에는 영향을 주지 않는다. 즉 제 3절에서의 소음원인 $F(St)$ 에는 영향을 주지만 형상함수의 $G(He)$ 함수에는 영향을 주지 않는다.

다음 그림은 radiator가 있는 경우 일정한 성능을 갖는 반면, 송풍기의 성능이 시간에 대해서 주기적으로 변화하는 것을 해석한 그림으로 radiator에 의해서 현에 강한 비정상 하중변화가 발생함을 보여주고 있다. 이런 강한 비정상 하중 변화는 3절에 기술한 이극 형태의 강한 토음소음을 발생시킨다.⁽³⁶⁾

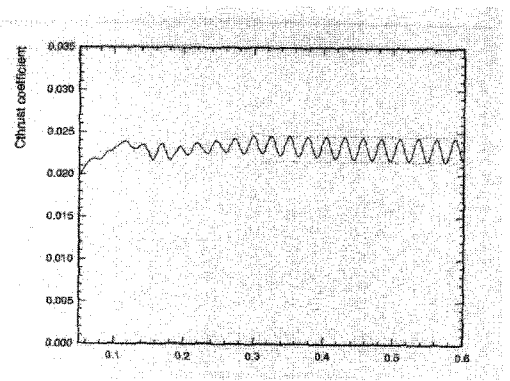


Fig. 17 Variation of the axial force due to radiator

5.3 덕트가 있는 축류형 송풍기

축류형 송풍기가 덕트 내부에서 작동하는 경우 자유공간에서 계산된 음장과 덕트의 효과를 고려한 계산은 많은 차이를 나타내게 된다. 특히, 방향성(directionality)의 차이가 관의 회절 및 산란에 의해 나타난다. 이 경우 $F(St)$ 함수의 영향보다는 $G(He)$ 함수의 영향이 크게 나타난다.

그림 18은 덕트내에 있는 송풍기를 해석한 그림으로 음압이 덕트 전방과 후방으로 많이 방사되며 방향성이 상이함을 보여주고 있다. 이 경우 산란 효과를 고려하기 위해 3절에서 기술한 새로 개발한 BEM을 사용하였다.

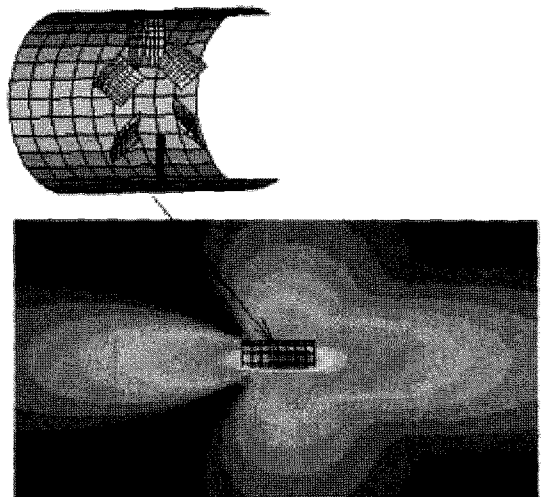


Fig. 18 Acoustic field of the ducted axial blower

6. 원심형 송풍기의 수치 해석 예

6.1 케이싱이 없는 원심형 송풍기

축류형의 소음 예측 기법과, 소음원에 관한 연구의 경우 항공기 엔진에의 사용 때문에 많은 발전이 있었다. 그러나, 원심형의 경우 케이싱이 존재하며, 그 케이싱이 전체 임펠러를 감싸서 소음원의 방사 효과보다는 케이싱에 의한 산란, 공명 등의 효과가 외부 방사 소음에 많은 영향을 미친다.⁽³⁷⁾ 그러므로, 수치 해석 기법이 거의 발달하지 못했다. 그러나, 아래 그림과 같이 임펠러가 자유공간에 있는 경우는 수치적으로 해석이 수행되었다. 이 방법은 후에 케이싱 효과를 계산할 때 소음원 값을 구하는 것으로 이용되며, 덕트나 케이싱의 영향 보다는 원심형 송풍기의 소음원 변화에 주안점을 두었다.

소음 예측을 위해 위의 형상에 대한 유동 해석이 우선 수행되어야 한다. 유동 해석은 각 임펠러 것에서의 힘의 변화를 계산하는데 중점을 두며, 많은 시간 계산해야 한다. 계산된 성능의 변화가 그림 20에 있다.

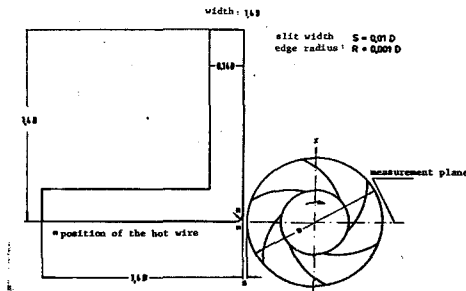


Fig. 19 Configuration of centrifugal impeller with wedge

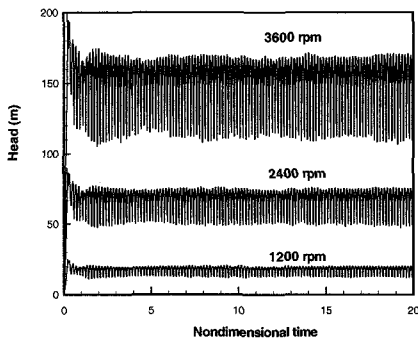


Fig. 20 Head variation of centrifugal impeller at different rpm

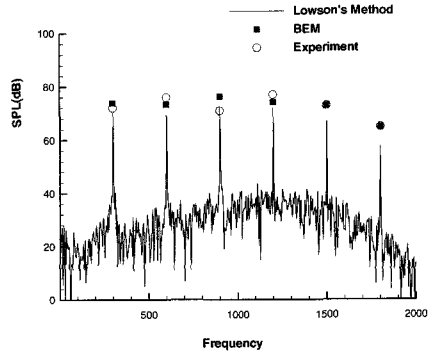


Fig. 21 Comparison of the calculated signal to the measured one

위 유동 자료를 이용해서 실험에 의한 소음값과 3.1.2의 방법에 의해 계산한 값을 스펙트럼으로 비교한 것이 그림 21이다. 실험은 Weidemann⁽³⁸⁾이 측정된 값을 이용하였고, 각 주파수에서 실험치와 2~3 dB 이내로 일치함을 볼 수 있다. 이러한 차이는 웨지에 의한 산란 효과이며 BEM을 사용한 경우 실험치와 접근하는 것을 알 수 있다.

6.2 케이싱과 덕트가 있는 원심형 송풍기

원심 송풍기 소음 문제의 수치 해석에서 문제가 되는 것은 덕트나 케이싱에 팬이 있는 경우의 방사 소음이다. 이런 경우 지금까지 기술한 어느 방법으로도 송풍기의 공력음향학적 소음원과, 물체의 음향학적인 특성을 고려할 수 없다. 그러나, 3절에서 인용한 개선된 BEM 방법을 이용하면 송풍기 같은 소음원이 케이싱이나 덕트 내부에 있는 경우 소음원의 덕트를 통한 방사음장을 잘 예측할 수 있다.

이러한 방법은 다음과 같이 in-duct 방법을 이용하여 측정된 원심팬에 적용되었다. 이 경우 in-duct 방법에 의한 측정이기 때문에 측정된 소음 값은 110 dB에 달하는 큰 값이다. 그러나 이 송풍기에 대한 자유공간에서의 계산시 70 dB 정도만 소음을 발생시켜 110dB와는 차이가 발생한다. 이것은 케이싱 영향, 즉 3절의 G 함수에 의한 차이로 케이싱이 있는 경우에는 중요한 역할을 한다.

송풍기의 공력소음을 계산하기 위해 유동장을 계산하고, 소음원을 계산한 후, BEM 방법을 이용하여 덕트 내부에서의 소음값을 계산한다. 계산에 사용된 격자는 그림 22와 같고, 계산 결과는 그림 23과 같다.

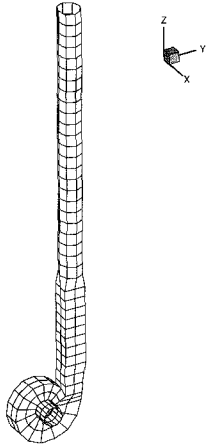


Fig. 22 BEM mesh for centrifugal blower with duct

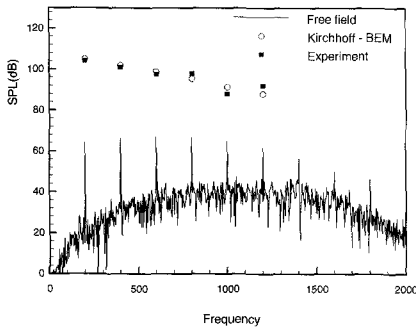


Fig. 23 Comparison of the calculated data to the measured one

그림 22에서 자유음장의 경우, in-duct 방법과 많은 차이를 발생하고 있지만 개발된 BEM 방법을 이용한 계산의 경우는 실험값과 차이가 거의 없이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 최근 개발된 방법이 소음원 뿐만 아니라 음향장의 산란 및 회절 효과도 잘 예측할 수 있음을 나타내는 것이다.

7. 결 론

이상으로 송풍기의 공력소음에 대해서 소음원, 소음과 성능과의 관계, 측정방법과 실험적 예측, 수치적인 해석 기법 등에 대해서 기술하였다. 송풍기의 소음원은 이극이라고 하는 소음이 지배적이고 송풍기 끝단 속도의 5승 내지 6승에 비례한다. 또한, 이런 소음에 영향을 주는 인자는 송풍기 자체의 형상도 있지만 시스템과의 상호 작용으로 인한 소음원이 중요한 요소이다.

이러한 소음원 뿐만 아니라 관이나 케이싱을 통한

음향산란 및 회절 등이 소음에 미치는 영향까지 예측할 때 실용성이 있다. 이는 국내외에서 최초로 연구된 것으로 최근 특허출원 중에 있다.

최근 국내외적으로 많은 연구가 수행되고 있어 단순한 소음원 파악은 어느 정도 되고 있으나, 광역소음 그리고 간섭소음은 실험과 이론을 동시에 사용해야 한다. 실제 제품에 사용되는 송풍기의 소음값을 예측하거나 영향을 주는 인자를 찾는 연구는 이제 미흡하나마 응용단계에 있다고 볼 수 있다.

참고문헌

- (1) Cory, W. T. W., 1992, "Short History of Mechanical Fans and the Measurement of Their Noise," An International INCE Symposium, pp. 3 ~44.
- (2) Madison, R. D., 1949, Fan Engineering, Buffalo Forge Company, 5th Edition.
- (3) Deming, A. F., 1938, "Noise from Propellers with Symmetrical Sections at Zero Blade Angle," NASA TN No 679.
- (4) Gutin, L., 1948, "On the Sound Field of a Rotating Aircsrew," English Translation NACA TM No. TM1195.
- (5) Lighthill, M. J., 1952, "On Sound Generated Aerodynamically (I) General Theory," Proc. Royal Society of London, Series A, 211, pp. 564~587.
- (6) Curle, N., 1955, "The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound," Proc. Royal Society of London, Series A, 214, pp. 505~514.
- (7) Ffowcs Williams, J. E., and Hawkings, D. L., 1969, "Sound Generated by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion," Proc. Royal Society of London, Series A, pp. 264~321.
- (8) Neise, W., and Barsikow, B., 1982, "Acoustic Similarity Laws for Fans," Transaction of the ASME, Vol. 104, pp.151~161.
- (9) Neise, W., 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanis and Control Method," An International INCE Symposium, pp. 45~56.
- (10) Kim, J. W., and Lee, D. J., 1995, "Optimized Compact Finite Difference Schemes with Maximum Resolution", AIAA Journal, Vol. 34, No. 5.

- (11) Ko, D. K., and Lee D. J. 1996, "Computational of High-Order ENO Schemes for Compressible Flows", Asian CFD Conference, Japan, Serial 2, pp. 69~74.
- (12) Jeon, W. H., and Lee, D. J., 1999, "An Analysis of the Flow and Aerodynamic Acoustic Sources of a Centrifugal Impeller", Journal of Sound and Vibration, Vol.222 No. 3, pp.505~511.
- (13) Jeon, W. H., and Lee, D. J., 1999, "An Analysis of the Flow and Sound Field of a Centrifugal Fan Located Near a Wedge," 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA-99-1830
- (14) Chung, C. M., Park, S. C. and Lee D. J., 1991, "Interference effect on Rotor Thickness Noise," AHS International Technical Specialist Meeting : Rotorcraft Acoustics and Rotor Fluid Dynamics.
- (15) 정춘면, 나선옥, 박승철, 강종민, 1997, "비정상 유동을 고려한 증장비의 냉각팬 소음 해석." 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp.588~593
- (16) 이정환, 조경석, 신호성, 신형기, 이수갑, 1998, "자동차 엔진 냉각팬의 공력 소음 예측에 관한 연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 115~120.
- (17) 양귀철, 이승배, 1998, "불균일 난류 유입유동시 프로펠러형 송풍기의 소음원 특성에 관한 실험적 연구," 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp. 143~149.
- (18) 이욱, 최중수, 1998, "축류팬에서의 광대역소음 발생에 대한 실험적 연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.91-96.
- (19) 이찬, 1999, "축류송풍기 성능 예측 기술," 1999년도 송풍기 기술강습회 초록집.
- (20) Young J., Moon, and Cho Young, 1998, "Numerical Prediction of the Cross-Flow Fan Performances and Noise Characteristics by Unstructured Flow Solver Algorithm," Proc. of 4th KSME-JSME Fluids Eng. Con., pp. 185~188
- (21) 김창준, 정용규, 이동익, 1998, "무향 팬테스터를 이용한 저소음 축류팬 설계," 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp. 156~162.
- (22) 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, 1997, "진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석," 한국소음진동공학회지, Vol. 7, No. 1, pp. 99~116.
- (23) Homicz, G. F., and George, A. R., 1974, "Broad-band and Discrete Frequency Radiation from Subsonic Rotors," Journal of Sound and Vibration, Vol. 36, No. 2
- (24) ISO 5136 : Acoustics-Determination of sound power radiated into a duct by fans-In-duct method. International Organisation for Standardization, International Standard
- (25) ANSI S12.11 American National Standard : method for the measurement of noise emitted by small air-moving devices.
- (26) 전완호, 차희범, 이덕주, 1995, "저 소음, 저 난류 음향풍동의 설계와 응용," 한국항공우주공학회지, 23권, 2호, pp. 146~151.
- (27) 이덕주, 전완호, 1997, "과기원 음향풍동의 설계 및 제작," Proceedings of the Wind Tunnel Workshop, pp. 133~143.
- (28) Terry Wright, 1995, "The Search for Simple Models to Predict Fan Performance and Noise," Noise Control Engineering Journal, Vol. 43, No. 4, pp. 85~89
- (29) Donald B. Hanson, 1980, "Influence of Propeller Design Parameters on Far-Field Harmonic Noise in Forward Flight," AIAA Journal, Vol. 18, No. 11, pp. 1313~1319
- (30) Wright, T., and Simmons, W. E., "Blade Sweep for Low-Speed Axial Fans," Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 151~158.
- (31) Propeller Fan, US Patent, US5603607, 1997
- (32) Axial flow fan blade with profiled guide fins, US Patent, US5193983, 1993
- (33) Fan Having Blades with Sound Reduction Material Attached, US Patent, US5601410, 1997
- (34) Lohmann, D., 1992, "Prediction of Ducted Radiator Fan Aeroacoustics with a Lifting Surface Method," DGLR/AIAA 92-02-098
- (35) 이덕주, 1999, "팬 시스템 해석," LG 전자 보고서
- (36) 이덕주, 1997, "증장비의 냉각소음 해석 및 저감," 삼성중공업 보고서
- (37) 이덕주, 1994, "저소음 원심팬 개발," 삼성전자 보고서
- (38) Weidemann, J., 1971, "Analysis of the Relations Between Acoustics and Aerodynamic Parameters for a Series of Dimensionally Similar Centrifugal Fan Rotors," NASA TT F-18, 798