

## 실험적 방법에 의한 축류형 팬의 소음저감에 관한 연구

### A Study on the Noise Reduction of Axial Flow Fan by Experimental Method

김 동 규\*, 오 재 응\*\*, 임 동 규\*\*\*  
(D.K. Kim\*, J.E. Oh\*\*, D.K. Lim\*\*\*)

#### 요 약

팬소음은 설계변수들과 관계가 있으므로 본 논문은 실험적 방법에 의하여 팬소음과 설계변수의 관계를 고찰하였다. 설계 변수는 팬소음에 특히 영향이 큰 날개수, 날개각도, 날개끝 간극을 선택하였으며 새로운 설계변수로서 동익과 정익간의 간극과 흡입구 길이를 고찰하였다. 본 논문은 팬소음에 대한 관련된 이론을 정리하였으며 축류형 팬의 고효율 저소음 설계를 위한 방안을 제시하였다. 흡입구 길이, 날개끝 간극, 동익과 정익간의 간극등의 설계변수를 변경하여 실험한 결과 이들 설계 변수들의 조정에 의하여 축류형 팬의 고효율 저소음화를 이룰 수 있었다.

#### ABSTRACT

Fan noise is related with the design parameters, therefore this paper studied the relationship between fan noise and design parameters for axial fan by experimental method. The design parameters in this study were the number of blades, angle of blade and tip clearance, which effect largely on the fan noise. And this paper studied new design parameters, length of inlet casing and running clearance.

This paper arranged the theory of fan noise and provides the fundamentals on the design of high efficiency and low noise of axial fan. As it was carried out experiment while changing of design parameters, length of inlet casing, tip clearance, running clearance, the results on high efficiency and low noise on axial fan were obtained by the optimized design parameters.

Key Word : Axial Fan, Tip Clearance, Running Clearance, Length of Inlet Casing, Bellmouse

#### I. 서 론

최근, 소음 문제에 대한 사회적 관심의 증가로 전 산업 분야에서 널리 사용되고 있는 회전체에서 발생

하는 소음저감에 대한 문제가 새로운 과제로 부각되고 있다. 그러므로 이와같이 광범위한 적용 범위를 가진 터어보 기계 중에서도 축류형 팬에 대한 소음원 규명 및 그에 대한 소음 저감 대책을 마련하기 위한 연구가 필요하다. 선진국들의 경우 이 분야에 대한 많은 연구 결과가 각종 학술대회를 통해 보고되고 있지만 국내의 경우는 아직 미비하고 실제의 문제에 있

\* 한양대 대학원

\*\* 한양대 자동차공학과

\*\*\* 한양대 기계공학과

접수일자: 1993년 7월 9일

어서 외국의 기술에 전적으로 의존하고 있어서 자체 기술개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

팬의 소음 저감대책에 대한 주요 연구분헌들을 고찰해 보면 현재까지 유동해석에 관한 기술의 발달에도 불구하고 복잡하기 때문에 정확한 유동해석이 이루어지지 못하고 있는 실정이어서 대부분의 연구가 실험적 방법에 의존하고 있는데 먼저 S.E. Wright가 축류형 기계의 음향학적 스펙트럼에 관한 연구를 통하여 축류형 기계에서 방사되는 소음을 각 경계층별로 구분하였으며<sup>(1)</sup>, R.E. Longhouse는 축류형 팬의 날개끝에서 발생하는 와류소음에 큰 영향을 미치는 날개끝 간극의 영향에 대한 논문을 발표하였다.<sup>(2)</sup> 그리고 T. Fukano도 저압 축류형 및 혼합형 팬의 날개 끝 간극과 소음과의 관계에 대한 연구를 통하여 가능한 날개끝 간극을 줄이는 것이 성능을 향상시키고 소음을 저감시킨다는 것을 발표하였으며<sup>(3)</sup>, K. Kawakuchi는 실험적 방법을 통한 저소음 팬의 연구에서 캠버의 변화에 따른 익면에서의 압력특성 고찰에 대한 논문을 발표하였다.<sup>(4)</sup>

팬에서 발생하는 소음레벨은 팬의 성능과 상반성이 있으므로 팬의 성능을 향상시키면서 소음 레벨을 줄이기 위한 연구가 필요하다. 팬 소음의 조절은 기본적으로 팬의 설계 단계에서 설계변수들의 변경에 의해 소음원에서 소음을 제어하는 방법이 널리 이용되고 있는데 지금까지 발표된 대부분의 논문들의 경우 팬의 설계변수와 소음과의 관계만을 고찰하고 있을 뿐 뚜렷한 설계변수 범위를 제시하지 못하고 있다. 따라서 본 논문에서는 축류형 팬에 관련된 소음 이론의 정립과 함께 실험을 통하여 이를 분석하고 팬의 주요 설계변수와 소음과의 관계를 고찰하였으며, 특히 동익과 정익간의 간극(running clearance), 날개끝 간극(tip clearance), 흡입구 길이(length of inlet casing)등의 설계변수 조절을 통해 축류형 팬의 소음 저감을 위한 저소음 설계변수 범위를 제시하였다.

## II. 이 론

### 2.1 날개설치각의 결정

유체기계에 있어서 유동의 방향을 나타내는 유동각과 날개가 향한 방향을 나타내는 날개각은 같지 않다. 날개의 전연쪽을 생각하며 유동조건에 따라 날개로 들어오는 유동각이 변화될 수 있다. 날개의 후연쪽에 대해서 생각하면, 날개란 유체에 대해 안내역할을 하게 되는데, 날개가 갑자기 끝나게 되는 후연쪽

에서는 그 안내역할을 할 벽면이 돌연 없어지는 셈이므로, 유동방향은 날개각과는 약간 어긋난 방향을 갖게 된다. 그러므로 날개의 설계를 위해서는 유동각과는 별도의 날개각을 계산하여야 한다. 즉, 날개전연과 후연에서의 어긋남을 미리 고려하여, 날개를 제작 운전하면서 그러한 어긋남이 나타났을 때 실제로 나타나는 유동각들이 처음에 설계점에서 얻었던 유동각들과 일치되도록 만들어야 한다.

설치각의 변화에 의하여 날개의 출구각이 변하게 되고, 이로 인하여 송풍기의 전압이 상승하고 풍량이 증가하지만 동력 소모의 증대와 영각(attack angle)의 변화로 날개 표면에서 유동 박리가 발생하게 된다. 그리고 소음 특성이 급격하게 변화하므로 저소음 축류송풍기의 설계에서는 현실비를 변화시켜서 날개 설치각을 결정하게 된다.

날개에서 유체의 유동은 날개 앞에서와 날개 끝에서의 특성이 다르며, 서로 인접한 날개는 각각의 유동 통로인 유관을 형성하며 유관 끼리는 전단응력을 매개로 일 교환과 유체의 안내 역할을 하게된다. 그러므로 날개의 설계를 위해서는 유동각(flow angle)과는 별도로 날개 설치각(blade-setting angle)을 계산하여야 한다. 따라서 편차각(deviation angle)을 미리 고려하여 날개를 제작하여야 하며 제작된 날개를 운전하면서 설계시의 각도와 같도록 조정해 주어야 한다.

날개각의 정의는 Fig.1과 같으며, 날개각은 날개설치각, 유동각, 입사각(incidence angle)과 편차각등으로 나타낸다.<sup>(5)</sup> 본 실험에 사용된 날개는 동익 입구에서 측방향만의 유동을 가정하므로 유입각과 날개 입구각을 일치시켜 입사각을 0으로 한 Howell의 편차각에 의한 경험식에 의하여 제작한 날개를 사용했다. Howell의 편차각은 캠버각(camber angle)과 현실비로 나타낸 경험식이다.<sup>(6)</sup>

$$\delta = m\theta\sqrt{(s/c)} \quad (1)$$

여기서,  $m = 0.23(2\frac{a}{c})^2 + 0.1\frac{\beta_2}{50}$  으로 설치각의 함수이며, a는 최대 캠버위치에서 전연까지의 거리,  $\delta$ 는 편차각(deviation angle),  $\theta$ 는 캠버각(camber angle), s/c는 현실비(pitch-chord ratio),  $\beta_2$ 는 동익에서 유출각이다.

원호익형에서 a/c는 0.5이므로

$$m = 0.23 + 0.1\frac{\beta_2}{50} \quad (2)$$

이 된다.

본 연구에서는, Howell의 경험식이 변수들 사이의 관계가 분명하고, 일반적으로 널리 사용되고 있기 때문에, Howell의 편차각 공식을 사용하였다. 여러 날개각들 사이의 관계로부터( $i=0$ 이라고 했을 때, 원호익형에 대하여) 각 변수들간의 관계식은 다음과 같다.

$$\theta = \beta_1' - \beta_2' = \beta_1 - \beta_2 + \delta \tag{3}$$

$$\xi = \frac{\pi}{2} - (\beta_1' - \theta/2) \tag{4}$$

$$\delta = m \theta \sqrt{s/c} = m(\beta_1 - \beta_2 + \delta) \sqrt{s/c} \tag{5}$$

여기서  $\beta_1$ 은 동익에서 유입각,  $\beta_2$ 는 동익에서 유출각,  $\beta_1'$ 는 동익의 입구각,  $\beta_2'$ 는 동익의 출구각,  $\xi$ 는 날개 설치각이다. 이것을 편차각에 대해 정리하면 식(6)과 같다.

$$\delta = \frac{m(\beta_1 - \beta_2)}{(1 + m\sqrt{s/c})} \tag{6}$$

이들 관계식으로부터 주어진 간격대 익현비와 유동각을 이용하여 모든 날개각을 계산할 수 있으며, 본 연구에서는 미리 제작된 날개를 사용하여 실험을 하였으므로 날개설치각의 변화에 따른 소음 특성만을 고찰하였다.

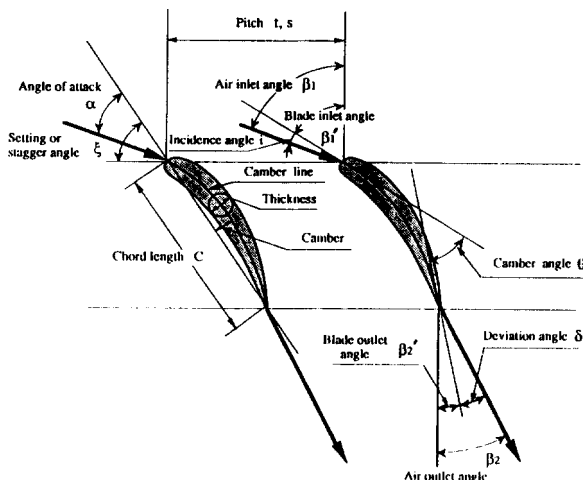


Fig 1. Definition of blade angles

2.2 축류형 팬의 소음 특성

유체기계가 작동할 때 작동유체 중에는 반드시 불

필요한 압력 변화가 야기되고 이것이 주위에 전파되어 소음이 발생하게 된다. 특히 공기중에서 작동하는 송풍기의 경우 소음의 대부분은 공기역학적 원인에 의해 발생하는데 우선은 회전하는 날개의 익면에서 주기적인 압력변동이 생기고 이것이 음파가 되어 전파되면서 음향계환을 이루게 된다.<sup>(7), (8)</sup>

축류형 팬의 소음은 Table 1과 같이 크게 회전소음(rotational frequency)과 비회전소음(non-rotational frequency)으로 분류할 수 있다. 회전소음은 케이싱과 같은 고정부분과 움직이는 날개부분 사이에서 공기역학적 상호작용으로 발생하는 소음을 의미하는데, 이 소음의 스펙트럼 특성은 날개통과 주파수와 그 조화 주파수대에서 뚜렷한 피크를 나타내며 저주파수대에서 크게 나타나고 중, 고주파수대까지 조화 주파수를 이룬다. 이 소음은 주로 팬 케이싱 부근의 국지적인 곳에서 발생하므로 제어가 용이하며, 특히 날개통과 주파수 성분은 정상 익면 하중이 주원인이므로 이에 대한 피크 성분을 줄이기 위해서는 날개수를 증가시켜 날개당 길리는 하중을 감소시켜야 한다.<sup>(9)</sup> 이 소음을 제어하기 위한 또다른 방법으로는 날개 끝 간극을 감소시켜야 한다. 그리고 유입류측의 유동상을 매끄럽게하기 위한 방법으로 유동장애물의 유선형 제작과 함께 벨마우스를 설치하여야 한다.<sup>(10)</sup>

비회전소음은 주로 익면에서 vortex shedding에 의하여 발생하는 소음으로서 날개통과 주파수와는 관계가 없으며, 크게 광대역 중저주파 성분과 광대역 고주파 성분으로 분류할 수 있다. 광대역 고주파 성분은 주로 층류경계층에서 유동의 박리에 의한 vortex shedding에 기인하며, 광대역 중저주파 성분은 고체 표면에서의 난류경계층으로부터 발생하는 표면 압력 변동에 의한 경우와, 선행 날개의 후연에서 발생한 와류가 뒤따라오는 날개에 부딪히면서 발생하는 경우, 유동상단에 설치된 구조물에서 발생한 2차 와류동에 기인한다.<sup>(11)</sup> 이러한 와류의 크기에도 의해 전 주파수대에 걸쳐 완만하고 넓게 분포되는 광대역 소음의 특징이 나타난다. 비회전소음은 너트의 설치 유무와는 관계없이 일정한 레벨을 나타내는 광대역 소음 특성을 나타내므로 회전소음에 비하여 제어가 훨씬 힘들며, 특히 날개의 형상과 회전속도에 따라 큰 영향을 받으므로 이 소음성분을 조절하기 위해서는 설계익형 유선형 제작과 함께 최적의 공력설계가 요구된다. 저주파 영역에서 지배적인 특성을 갖고 날개의 회전에 의한 주파수와 그 정수배인 조화주파수에서 피크를 이루는 날개 통과주파수의 1차 주파수는

표 1. 축류팬의 소음특성과 발생 원인

분류	소음특성	소음발생 원인	소음 제어 대책
회전 소음	날개통과 주파수와 그 조화주파수 성분	압력 분포의 시간적 공간적 불균일성에 기인한 압력 변화 과도한 날개끝 간극	유동장애물 제거 및 유선형화 벨로우즈의 설치 날개수의 증가 날개끝 간극의 축소
비회전 소음	팬대역 중, 저 주파 성분	난류성 유동에 의한 압력 변화 익면 난류경계층에서 압력 변화	적절한 회전수의 선택 유동장애물의 제거 및 유선형화 최적의 공력설계
	팬대역 고 주파 성분	익면 층류경계층에서 유동의 박리	익면에 serration 부착

식 (7)과 같다.

$$f_{bpf} = N \times \frac{V_r}{60} \quad (7)$$

여기서, N : 날개수(Ea)

$V_r$  : 회전속도(rpm)

흡입구나 토출구가 대기에 개방되어 있는 송풍기의 경우 평균 소음레벨은 풍량(Q), 전압상승( $\Delta P_t$ ), 임펠러의 형상등에 의하여 변하는데 팬과 같이 풍압이 낮은 것은 평균음압이  $Q^{1/2} \Delta P_t$ 에 비례한다고 알려져 있고, 그 비례 상수가 임펠러의 형상에 의하여 결정된다. 따라서 평균 음압레벨은,

$$SPL = K_s + 20 \log Q^{1/2} \Delta P_t \quad (8)$$

와 같이 나타난다. 이때 비소음레벨( $K_s$ )은 미국의 Madison과 Graham에 의해 제창된 송풍기의 성능을 대표하는 값으로서 단위풍량( $1 \text{ m}^3/\text{min}$ )당, 단위압력( $1 \text{ mmAq}$ )의 상사팬에 대한 개념을 갖는다. 따라서 어떤 팬의 비소음 레벨을 알고 있을 경우 풍량과 전압 상승만으로 소음레벨을 간단히 예측할 수 있는데, 대풍량, 저풍압의 특성을 갖고 환기, 냉각 및 건조용으로 주로 사용되는 팬의 경우 비소음레벨은 약 25-30 dB로 보고되고 있으며 본 실험용 팬의 경우는 27dB이다.

### III. 실험

실험조건 및 방법은 아래와 같다. 첫째로 앞에서 규명된 팬소음에 영향을 미치는 설계변수 중에서 날개수, 날개각도, 날개끝 간극과 연구자료가 미비한 흡입구 길이와 동익과 정익의 간격을 선택하여 이들 설계변수들 각각에 대하여 효율은 고려하지 않고 소

음과의 관계를 고찰하였다. 둘째로 규명된 설계변수와 소음과의 관계를 통하여 최종적으로 효율을 고려한 최적의 저소음 설계변수 범위를 제시하였다.

본 실험에서 사용한 팬은 구경이 1400[mm]이고 동익수는 12개, 정익수는 11개이며, 날개끝 간극은 7[mm], 동익과 정익의 간격은 80[mm], 벨로우즈를 포함한 흡입구 길이는 510[mm]인 축류형 팬으로서 작동점에서 음압레벨은 105[dB], 효율은 55[%]이며 케이싱내에 선동기가 내장되어 있고 허브와 날개가 별개로 제작되어 허브에 날개를 볼트로 씌움하여 장착하며 설치각을 조절할 수 있다. 그리고 회전수 1170[mm]에서 원하는 풍량이 2000[ $\text{m}^3/\text{min}$ ]이고 전압상승은 80[mmAq]이므로 식 (2)를 이용하여 계산된 평균 소음레벨은 약 98[dB]가 된다.

본 실험에서는 소음에 대한 날개수(동익)와 날개 설치각의 영향을 고찰하기 위하여 구경 1400[mm], 정익수 11개, 날개끝 간극 7[mm], 동익과 정익간의 간극 80[mm]의 축류형 팬에 대하여 동익수분 9, 12, 15개로 변화시키고 동시에 날개 설치각을 10°, 15°, 20°, 30°로 변화 시키면서 소음계를 이용하여 각각의 경우에 대하여 5회씩 측정하여 대표 소음레벨을 측정하였다. 그리고 정면에서의 음압분포 특성을 고찰하기 위해 팬의 기하학적인 형상을 고려하여 Fig.3과 같이 측정점을 나누어 음압레벨을 측정하였으며, 흡입구에 0, 100, 200, 300[mm]의 플랜지를 부착하여 케이싱 길이를 조절하면서 소음과의 관계를 규명하였다. 날개끝 간극과 팬소음과의 관계를 규명하기 위하여 동익수 12개와 15개에 대하여 날개끝 간극을 1, 3, 5, 7[mm]로 변화시켰으며, 동익과 정익간의 간극은 52, 66, 80, 94, 108[mm]로 변경하여 음압레벨을 측정하였다. 그리고 규명된 소음과 설계변수들의 관계를 통하여 효율을 고려한 저소음 설계변수를 제시하였다.

음압을 측정하기 위해서 250[Hz]에서 124[dB]의 순음을 발생시키는 피스톤폰(B & K 4233)으로 마이크로폰을 보정하였으며 사용된 마이크로폰은 1/2인치 콘덴서 마이크로폰이다. 음압레벨 측정은 팬의 송출구가 덕트에 연결된 상태에서 소음계(RION NL-10A)를 이용하여 각 부위의 음압을 5번씩 측정하여 대표 소음레벨을 구하였다. 실험은 옥외에서 행하였으며 암소음 측정결과 약 70[dB]로 팬소음과 20[dB]이상의 차이가 있었으므로 참고문헌 [12]의 규정에 따라 무시 하였다. 음압레벨은 KS B 6361 송풍기/압축기의 소음레벨 측정 방법에 따라 지면효과를 줄

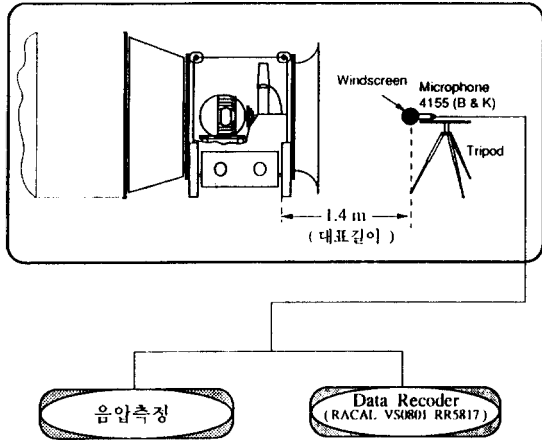


그림 2. 실험장치도

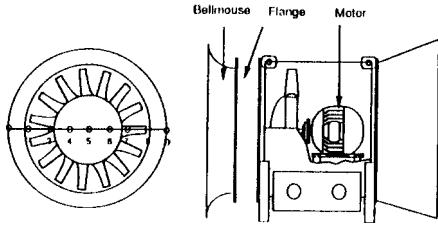


그림 3. 정면에서의 음압특성 고찰을 위한 음압레벨 측정도

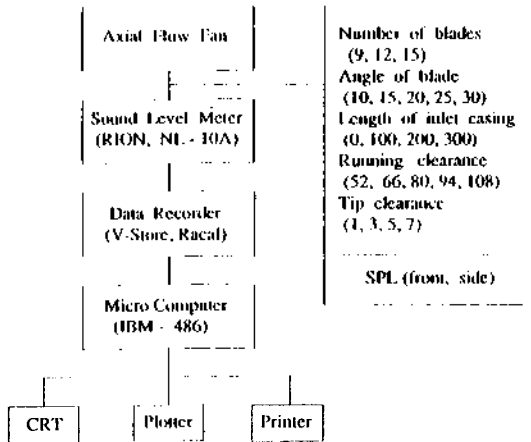


그림 4. 실험방법 및 데이터 처리 계통도

의 위해 지상으로부터 1[m] 위에 팬을 설치하여 정면에서는 대표길이(팬의 구경)만큼 떨어진 위치에서 Fig.3의 5번 지점의 음압을, 측면에서는 팬 케이싱으

로부터 1[m] 떨어진 위치에서 모터 부위의 음압을 각각 측정하였다. 팬의 토출구가 덕트에 연결된 상태이므로 정면의 음압레벨이 주된 관심 부분이고 측면의 음압레벨은 참고값이다. 실험장치도, 측면에서의 음압특성 고찰을 위한 음압레벨 측정도 및 데이터처리 계통도는 Fig.2, Fig.3, Fig.4와 같다.

#### IV. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 설계변수와 SPL의 고찰

회전하고 있는 날개는 소음발생의 주원인으로 날개 통과주파수와 그 조화주파수대에서 뚜렷한 피크를 나타내는 날개 통과주파수 음을 발생시키고 팬 성능 및 소음에 많은 영향을 준다. Fig.3의 방법으로 날개수의 변화에 따른 측면에서의 음압 특성을 고찰한 결과 Fig.5와 같이 날개간의 중간에서 날개간의 끝지점 사이의 소음레벨이 가장 높았는데, 이는 날개끝에서 유속의 증가로 상대적으로 다른 지점보다 풍량의 유입이 많아지기 때문에 음압도 증가한 것으로 사료되며 참고문헌[13]의 연구 결과와도 일치한다. 따라서 팬의 저소음화를 이루기 위해서는 가장 먼저 이 부분의 압력 변동을 최소화할 수 있도록 역형이 설계되어야 한다.

그리고 날개수와 날개각도의 변화에 따른 음압레벨을 고찰한 결과 Fig.6과 같이 전반적으로 날개수가 9개인 경우 날개각도가 10°에서 30°로 증가시 소음은 정면에서 약 4dB가 증가했으며, 날개수가 12개인 경우에는 정면에서 약 6dB가 증가했다. 그리고 날개수가 15개인 경우에는 정면에서 약 5dB가 증가했다. 그러므로 소음만을 고찰했을때 날개수와 날개각도의 증가는 전체 소음레벨을 증가시킨다는 것을 알 수 있었다.

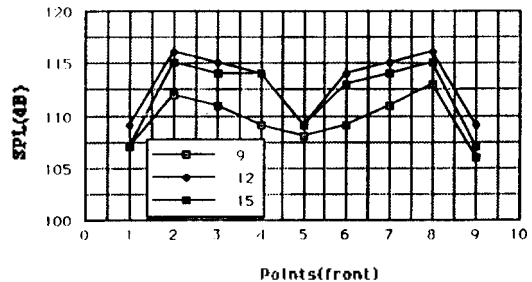


그림 5. 측정점에 따른 정면에서의 음압레벨

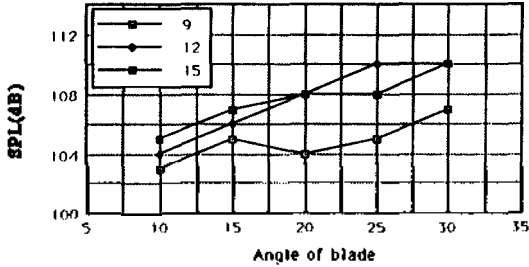


그림 6. 날개수와 날개각도의 변화에 따른 음압레벨

흡입구에서 유체의 유동이 정상류인가 비정상류인가에 따라 팬의 성능과 소음에 영향을 준다는 연구결과가 이론해석을 통해 밝혀졌다. 따라서 본 연구에서는 흡입구 길이 변화에 따른 성능 및 소음 특성을 고찰한 결과 Fig.7과 같이 흡입구 길이가 200mm(팬 구경의 약 15%, 벨마우스포함 410mm)일때 소음레벨이 가장 낮았는데 이러한 결과는 흡입구가 유동의 안내 역할과 함께 유동 장애물의 역할도 함께 하여 압력 손실을 일으키는 원인으로 작용하기 때문이다.

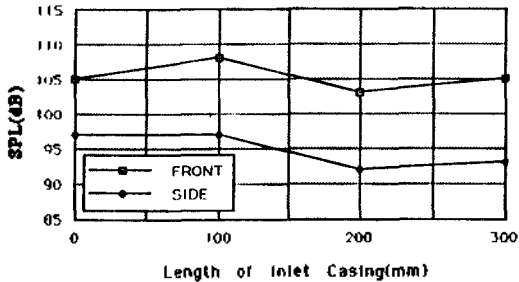


그림 7. 흡입구 길이 변화와 음압레벨

날개끝 간극이란 날개끝과 케이싱과의 간격으로서 유동 손실을 일으키는 주요 원인으로 작용하며, 날개끝 간극에 의해서 발생하는 소음은 앞 날개의 후연과 뒷 날개의 전연사이의 유동장이 날개와 선단 사이에서 상호작용하여 비정상 와류를 발생하게 되며 그로 인하여 발생하는 소음이다.

동익수 12개와 15개에 대하여 소음에 대한 날개끝 간극의 영향을 알아본 결과 Fig.8, Fig.9에서와 같이 날개끝 간극은 날개수, 날개각도와는 상관없이 팬 구경의 약 0.2%(3mm)일때 소음레벨이 가장 낮았는데, 이는 날개끝 간극이 팬 구경의 약 0.2%일때 날개끝

간극 와류에 의한 유동 손실이 최소가 되기 때문이다.

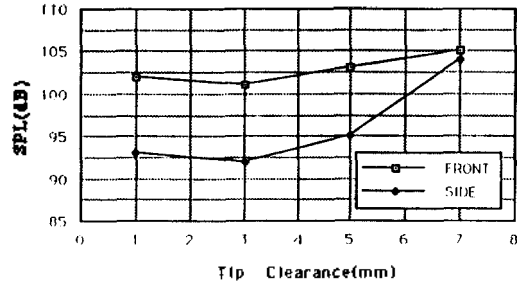


그림 8. 날개끝 간극의 변화에 따른 음압레벨 (날개수 12개, 날개각도 28°)

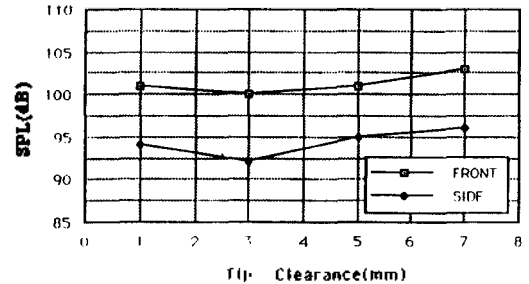


그림 9. 날개끝 간극의 변화에 따른 음압레벨 (날개수 15개, 날개각도 26°)

동익과 정익간의 간극은 유체의 유동에 있어서 중요한 변수다. 즉, 동익의 표면을 따라 흐르던 유체의 유동이 날개의 후연부에서 갑자기 날개가 끝나게 되어 안내역할을 할 벽면이 없어지는 결과가 되므로 이 간극의 변화에 따라 압력이 급변하고 소음이 발생하게 된다. 따라서 유체의 유동을 보다 매끄럽게 해주고 압력을 증가시키기 위하여 정익의 설치가 필요하며 이때 동익과 정익간의 간극을 최적화 시켜야 한다. 본 연구에서는 팬구경 1400mm, 동익수 12개에 대하여 작동점에서 동익과 정익간의 간극을 각각 52, 66, 80, 94, 108mm로 변경하면서 음압레벨을 측정하였다. 소음에 대해서 이 간격의 영향을 고려한 결과 Fig.10과 같이 이 간극이 감소할수록 소음도 감소하였다. 이와같이 소음적 측면에서 동익과 정익의 간극이 작아질수록 소음이 점점 작아지는 것으로 나타나는 것은 동익의 후연과 정익의 전연간의 간섭에 의한 와류가 최소가 되기 때문이다.

4.2 효율을 고려한 설계변수의 고찰

지금까지는 날개수, 날개각도, 흡입구 길이등의 설계변수와 소음과의 관계만을 고찰하였다. 그러나 아무리 소음이 낮다고 하더라도 목적하는 풍량의 풍량이 나오지 않는다면, 또는 아무리 많은 풍량이 나오더라도 소음이 높다면 이는 심각한 문제가 된다.

따라서 본 절에서는 지금까지의 실험결과를 토대로 효율을 높이면서 소음을 저감시키는 설계변수의 범위를 고찰하였다. 앞절의 실험 결과를 토대로 구경이 1400mm의 경우 날개끝 간극의 기존의 7mm에서 3mm로, 동익과 정익간의 간극은 80mm에서 52mm로, 벨로우즈(길이 210mm)에서 날개까지의 흡입구 길이는 기존의 300mm(벨로우즈 포함 510mm)에서 200mm로 조절하여 실험한 결과 Table 2와 같이 날개수 12개의 경우 기존의 팬성능(효율 55%, 소음 105dB)보다 전체적으로 소음은 약 5dB를 감소시키고 효율은 약 20%를 증가시킬 수 있었으며 날개수 15개의 경우에도 Table 3과 같이 기존의 팬성능(효율 56%, 소음 103dB)보다 전체적으로 소음은 약 6dB를 감소시키고 효율은 약 22%를 증가시킬 수 있었다. 이는 식 (2)에 의해 계산된 예측 소음레벨 98dB와는 날개수는 12개의 경우는 2dB가 높고, 날개수 15개의 경우는 1dB가 낮다. 이것은 본 실험에서 설계변수들의 조정에 의한 소음저감이 효과적인을 증명한 결과이다.

표 2. 설계변수의 변경에 따른 음압레벨, 효율  
(팬 구경 1400mm, 동익수 12개, 날개 설치각 28°)

구분	날개끝간극(mm)	동익과 정익간격(mm)	흡입구길이(mm)	음압레벨(dB)		효율(%)
				정면	측면	
기존팬	7	80	300	105	93	55
개량팬	3	52	200	100	89	75

표 3. 설계변수의 변경에 따른 음압레벨, 효율  
(팬 구경 1400mm, 동익수 15개, 날개 설치각 26°)

구분	날개끝간극(mm)	동익과 정익간격(mm)	흡입구길이(mm)	음압레벨(dB)		효율(%)
				정면	측면	
기존팬	7	80	300	103	92	56
개량팬	3	52	200	97	90	78

V. 결 론

본 연구 결과를 통해 축류형 팬의 고효율 저소음화를 위한 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

본 연구결과 날개수와 날개설치각의 증가는 전체 소음레벨을 증가시키며 흡입구 길이는 날개수의 변화에 관계없이 팬 구경의 약 15% 일 때 성능과 소음특성이 가장 양호함을 규명하였으며, 날개끝 간극은 팬구경의 약 0.2%가 최적이었다. 그리고 동익과 정익간의 간극은 작을수록 성능을 향상시키고 소음을 감소시킨다는 결과를 얻었으며, 본 실험에서 전체적인 설계변수의 조절에 의하여 기존의 팬보다 소음은 약 5dB를 감소시키고 효율은 약 20%를 증가시킬 수 있었다.

결과적으로 축류형 팬의 경우 날개의 형상이 결정된 뒤에도 소음과 효율은 팬 시스템을 구성하는 주요 설계변수들의 최적화에 의하여 향상시킬 수 있음을 규명하였으며 향후 팬 설계시 본 연구 결과를 이용할 경우 팬소음 저감을 위한 기초자료로써 크게 기여할 수 있을 것이라고 생각된다.

참 고 문 헌

1. S.E.Wright, 1976, "The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines," J. Sound Vib., Vol.45(2), pp. 165-223
2. R.E.Longhouse, 1978, "Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds," J. Sound Vib., Vol.58(2), pp.201-215
3. T.Fukano 外 1人, 1986, "The Effects of Tip Clearance on the Noise of Low Pressure Axial & Mixed Flow Fans," J. Sound Vib., Vol.105(2), pp.291-308
4. K.Kawaguchi 外 3인, 1992, "Experimental Study on Low Noise Fans, Flow Visualization and Fluctuations on Blade Surface," 日本機械學會 論文集(B編) 58卷 554號, pp.3115-3122
5. KS B 0062 송풍기 압축기 용어, 1986, 한국공업표준협회
6. S.L.Dixon, 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbo-machinery," 3rd ed., Pergamon.
7. J.M.Tyler, T.G.Sofrin, 1962, "Axial Flow Compressor Noise Study," SAE Trans., Vol.70, pp. 309-332
8. 김태형, 김옥현, 1992, "Centrifugal Fan 송풍기의 진동 소음 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 16권 새 5호, pp.999-1003
9. T.Fukano, Y.Kodama, Takamatsu, 1977, "Noise generated by Low Pressure Axial Flow Fans : Effects of Number of Blades, Chord Length, and Camber of Blade," J. Sound Vib., Vol.50(1), pp.75-88
10. B.Karl, Washburn, 1988, "Inlet Flow Conditions &

Tonal Sound Radiation from a Subsonic Fan," J. Noise Control Engineering, Vol.31/Number2, pp. 101-110

11. R.E.Longhouse, 1977, "Vortex shedding noise of low tip speed, axial flow fans," J. Sound Vib., Vol. 56(2), pp.261-227
12. KS B 6311 송풍기의 시험 및 검사방법, 1986. 한국공업표준협회
13. 오재웅, 김동규, 1992, "실험적 방법에 의한 축류형 팬의 소음 방사특성에 관한 연구," 한국음향학회논문집, 11권 제 1E호, pp.50-55

▲Dong Kyu Kim : VOL.10 No.6 1991

▲Jae Eung Oh : VOL.10 No.6 1991