

〈논 문〉

비소음 측정을 이용한 저소음 축류팬 설계

Design of Low Noise Axial Flow Fan Using Specific Sound Pressure Level

김 창 준* · 이 동 익**

Chang-Joon Kim and Dong-Ick Rhee

(2000년 7월 5일 접수 ; 2000년 8월 21일 심사완료)

Key Words : Axial Flow Fan(축류팬), Shroud(시라우드), Anechoic Fan Tester(무향 팬테스터), Maximum Camber(최대캠버), Pitch Angle(피치각), Specific Sound Pressure Level in a Scale(비소음), Flow Coefficient(유량계수), Static Pressure Coefficient(정압계수), Static Pressure Efficiency(정압효율), Total Pressure Efficiency(전압효율)

ABSTRACT

Experimental investigation was conducted to study the effects of pitch angle and maximum camber on the performance and noise of an axial-flow fan used in outdoor-unit or air-conditioner. For this study the axial-flow fan whose pitch angle can be varied was made and the Specific Sound Pressure Level and other coefficients were measured using the anechoic fan tester. It is found that pitch angle affects more severely than the maximum camber on the fan performance. On the while the maximum camber affects much on the specific sound power level. Present results show that it is important to choose the optimum pitch angle and maximum camber to design the high-performance and low-noise axial-flow fan and specific noise measured in the anechoic fan tester can be used effectively for the design of low-noise fan.

기 호 설 명

- C_m : 최대캠버(maximum camber, %)
- g : 중력가속도(=9.81 m/s²)
- $K_{S,A}$: 비소음(specific sound pressure level in A scale)
- N : 회전수(rpm)
- P/A : 피치각(pitch angle, deg.)
- P_s : 정압(static pressure, mmAq)
- P_t : 전압(total pressure, mmAq)
- Q : 풍량(m³/min)
- R : 반경(m)
- SPL_A : 팬 운전소음(fan operating noise in A scale)
- T : 토크(torque, kgf.cm)

- V : 평균속도(m/sec)
- ρ : 밀도(kg/m³)
- ω : 각속도(rad/sec)
- ϕ : 유량계수(flow coefficient)
- ψ_s : 정압계수(static pressure coefficient)
- η_s : 정압효율(static pressure efficiency)
- η_t : 전압효율(total pressure efficiency)
- X_h : 허브(hub) X_t : 팁(tip)

1. 서 론

축류팬(axial flow fan)은 터보기계의 일종으로써 저정압, 고풍량을 특징으로 하여 생산원가가 저렴해서 환기, 발열부품의 냉각, 열교환등을 목적으로 많이 사용되고 있다. 가전기기 중에서 열교환을 목적으로 축류팬을 사용하는 대표적인 것은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 공조기 RAC(room air conditioner) 실외기(outdoor unit)이다

* LG전자 디지털플라이언스연구소
** 성희원, (주)소리안

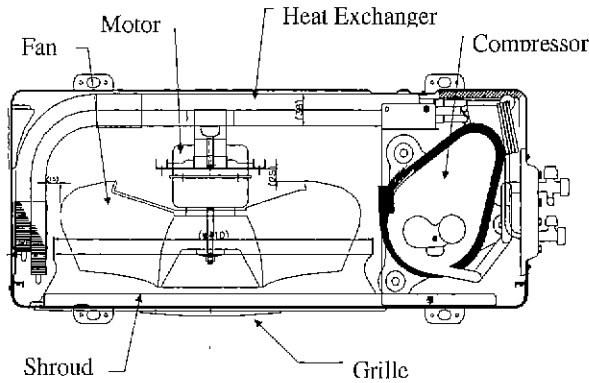


Fig. 1 Schematic diagram of outdoor unit for RAC

이러한 실외기는 열교환기 축류팬, 압축기로 구성되어 있으며, 소음원은 압축기와 축류팬이다. 여기서 축류팬의 역할은 냉동 사이클이 운전되는 동안, 고온의 열교환기를 식히기 위해 상대적으로 저온인 외부 공기를 흡입하여 열교환시킨 후 다시 RAC 외부로 방출시키는 동작을 반복하여 냉동 사이클이 연속적으로 동작하게 하는 역할을 담당하는 것이다. 이와 같은 시스템에서 냉동 사이클 효율과 소음에 많은 영향을 끼치는 것 중의 하나가 축류팬인데 특히 축류팬의 저소음화에 대하여 일본에서 많은 연구가 있었다. Yamaguchi⁽¹⁾ 등은 $R_f=160$ mm인 2종의 공조용 축류팬과 시라우드(shroud)의 성능과 소음에 대하여 연구를 하였고 Sato⁽²⁾는 무향 팬테스터(anechoic fan tester)와 LDV(Laser doppler velocimeter)를 이용하여 $R_f=200$ mm인 각각 2종의 공조용 축류팬과 시라우드의 R_f 성능과 소음에 관하여 비교 연구를 하였다. 그러나 이러한 연구는 실험에 사용된 축류팬이 2종으로서 축류팬의 인자 연구는 아니었다.

축류팬 인자에 관한 연구로는 Kamaya⁽³⁾ 등이 실험계획법⁽⁴⁾에 의거하여 직교배열 $L_9(3^4)-4$ 인자 3수준 —에 따라서 소형 냉각팬에 대하여 실험하여 각 인자의 기여도는 밝혔으나 인자 상호간의 교호작용(interaction)으로 인하여 나타나는 산포(signal to noise ratio)를 극복할 수 없었다. 이러한 단점을 보완하기 위한 연구가 전자레인지에 사용되는 $R_f=54$ mm인 소형 축류팬을 대상으로 Re_w ⁽⁵⁾ 등이 직교배열 $L_{18}(2^4 \times 3^7)-1$ 인자 2수준과 7인자 3수준 —에 따라서 모두 18개의 인자팬을 만들어서 성능 및 소음실험을 하여 인자의 기여도를 알아내고 주요 인자를 도출하였다. 그것은 성능 및 소음면에서 최대캠버, 피치각, 날개수 등으로 나타났으며 기여도의 전반적인 경향을 알 수 있었다. 그러나 축류팬의 설계 시간을 줄이는 실용적인 측면에서는 이와 달리 보다 정량적인 데이터가 필요하게 되었다. 그런 이유로 김창준, 이동익^(6,8) 등은 주요인자로 나타

난 피치각과 최대 캠버에 관하여 데이터베이스를 구축하여 활용할 목적으로 특별히 고안한 축류팬을 만들어서 성능실험을 하였다. 그 결과 고효율 팬의 설계 자료는 확보 되었으나 저소음팬은 여전히 성능 자료를 기본으로한 시행착오의 설계법에 머물고 있었다.

본 논문에서는 고효율 축류팬 뿐만아니라 저소음 팬의 설계자료를 얻기 위하여 국내에서는 처음 제작된 무향 팬테스터(anechoic fan tester)를 이용하였으며 축류팬 주요 인자인 피치각도와 최대캠버에 따라서 달라지는 축류팬의 풍량, 정압 그리고 소음을 측정하고 비소음 등의 특성을 분석하여 저소음팬을 설계하는 방법을 제시하고자 한다.

2. 축류팬 설계

일반적으로 축류팬 설계에서는 축류팬이 운전되는 시스템의 풍량, 정압, 회전수 등을 주요 설계 입력값으로 하여 속도삼각형⁽⁷⁾을 이용한 설계법, 준3차원 설계법(Quasi-3D design)⁽⁸⁾ 등이 있다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 공조기 실외기에 사용되는 축류팬(시스템 풍량 21.5 m³/min., 정압 2.0 mmAq, 회전수 650 rpm)을 대상으로 속도 삼각형을 주로 이용하여 개발된 설계 프로그램을 이용하여 축류팬을 설계하고 제작하였다. 팬의 시제품(prototype) 제작은 연속제작 방법인 SLA(Stereo-lithography apparatus)와 진공주형을 순차적으로 이용하였다.

한편 Fig. 2에서 보는 바와 피치각의 정의는 임의의 반경 R 인 날개 단면에서 코드라인(chord line)이 축류팬 회전축(Z)에 직각인 X 축과 이루는 각을 말하며 최대캠버는 코드라인을 기준으로 캠버라인(camber line)을 따라서 존재하는 최대 높이를 코드길이(chord length)로 나눈 값이다.

본 연구의 목적인 피치각과 최대캠버의 변화시키면서 성능 및 소음실험을 하기 위해서는 많은 축류팬이 필요하나 비용을 줄이기 위해 특별한 축류팬을 고안하였다. 즉 Fig. 3에서 보는 바와 같이 구형 허브(spherical hub)에 날개

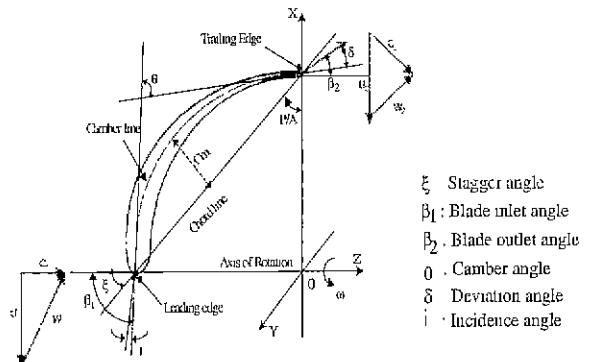


Fig. 2 Define of pitch angle and maximum camber

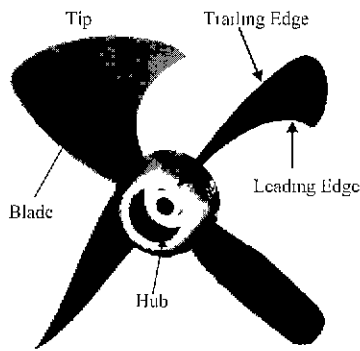


Fig. 3 Axial flow fan after 3-D modeling

Table 1 Specifications of axial flow fan for this study

Pitch angle deg. (hub~tip)	27~24 (P/A-1)	39~26 (P/A-2)	41~28 (P/A-3)
	43~30 (P/A-4)	45~32 (P/A-5)	47~34 (P/A-6)
Max.camber (hub~tip)	0.1~5.7 % (Cm-1)	1.7~7.7 % (Cm-2)	3.7~9.7 % (Cm-2)
No of blade	4 EA	Shroud dia.	0.39 m
Fan dia.	0.38 m	Fan speed	1000 rpm
Hub dia.	0.10 m	Thickness	6~4.5 mm

4개가 결합되어 하나의 축류팬이 완성되는데 허브를 구(sphere)의 형태로 만들어 원하는 피치가 만큼 날개를 회전하여도 팬 직경이 변하지 않도록 하였다. 그래서 결합되는 날개는 허브 부분이 구의 한 단면을 잘라낸 모습을 취한다.

Table 1 에서 보는 바와 같이 실험팬의 날개는 피치가 6종류를 움직일 수 있도록 허브에 자리를 내었고 최대 캠버에 따라 3종류 제작하였다. 축류팬의 리딩에지(leading edge)에서 트레일링에지(trailing edge)까지 캠버라인은 이중원호, 날개의 두께분포는 이중타원을 사용하였다. 기타 실험에 사용된 축류팬의 사양은 다음과 같다.

3. 실험장치와 방법

통상의 팬을 실험하는 방법은 3가지로 나눌 수 있는데 (1)시스템 풍량 및 소음 실험 (2)시스템 저항 실험 (3)팬 단독 실험이다. 이 중 팬 테스트와 무향실이 별도로 분리되어 있어도 가능한 실험은 (1)번으로 팬 테스트에서 풍량을 측정하고 같은 조건으로 무향실에서 소음 실험을 하는데 온도, 습도등이 달라짐에 의한 오차가 있고 실험시간도 길어진다. 나머지 (2)와 (3)은 팬테스터에서 성능실험만

가능할 뿐 정밀한 조건의 소음실험을 할 수 없다. 이상과 같은 이유로 팬의 저소음화를 위해서는 팬의 성능실험과 소음실험을 동시에 할 수 있는 실험 장치인 무향 팬테스터가 필요하다

본 연구의 무향 팬테스터는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 차음 드라이빙 유니트(driving unit), Air-tight 무향실, 노즐, 데이터 인터페이스 시스템(data interface system) 등으로 구성되어 있다. 측정 방법은 드라이빙 유니트에 실험 팬을 설치하고 회전 시키면 우측 무향실의 공기가 좌측의 air-tight 무향실로 들어가게 된다. 이때 좌측의 air-tight 무향실은 밀폐 구조로 되어 있어 모든 공기는 덕트만을 통해 나가게 되어 있다. 덕트를 지난 공기는 흡음기(silencer)를 거쳐 풍량 측정장치의 노즐에서 실험팬의 풍량이, Air-tight 무향실에서 정압이 측정되고 난후 다시 우측 무향실로 되돌아가게 된다. 드라이빙 유니트의 토크 검출기(torque detector)에서는 회전수 및 토크를 측정하여 데이터 수집기(data collector)를 통해서 GPIB로 PC에 데이터가 전송된다.

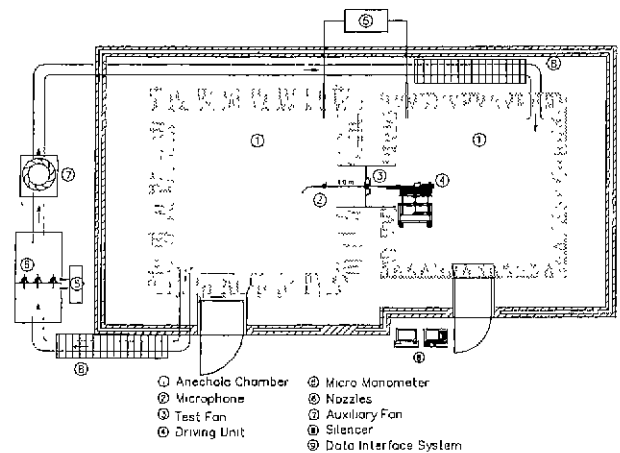


Fig. 4 Structure of anechoic fan tester.

Table 2 Specifications of the anechoic fan tester

	Anechoic chamber-L	Anechoic chamber-R
Size	4.8(W)×3.8(H)×4.8(D)	4.55(W)×2.8(H)×4.55(D)
Cut-off freq.	100 Hz	200 Hz
Background noise (Q=0 m ³ /min.)	11 dB(A)	12 dB(A)
Background noise (Q=80 m ³ /min.)	15 dB(A)	
Air flow rate	3~80 m ³ /min.	

무향 팬테스터의 사양은 Table 2에서 보느냐와 같이 풍량 측정 범위 3~80 m³/min.이고 풍량 80 m³/min.에서 압소음(background noise)은 15 dB(A) 이하이다.

실험에 사용된 축류팬은 최대캠버 3종류와 피치각도 6종류가 서로 조합되어 4개의 날개 진부가 같은 피치각도, 최대캠버를 가진다는 가정하에 모두 18가지의 팬 단독 실험을 수행 하였다.

시라우드는 공조기 실외기에 사용되는 양산품이며 드라이빙 유니트를 이용한 팬 효율 측정 실험장치가 Fig. 5에 나타나 있다. 토크 검출기는 ONO-SOKKI(2 N·m), 서보 모터는 TOEI(3 Hp, Max. 4000 rpm) 제품이다.

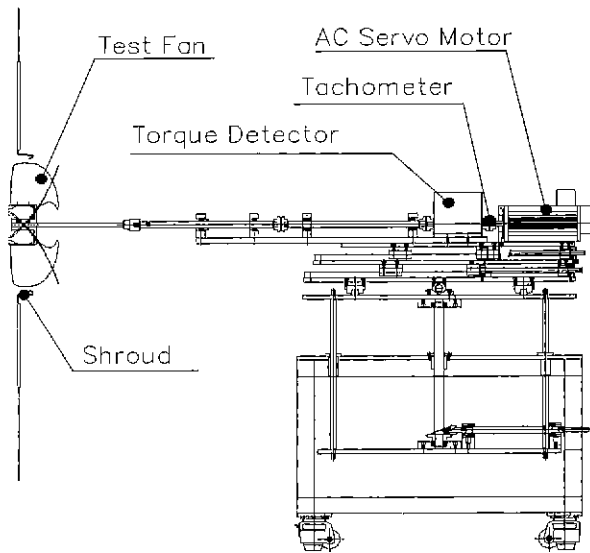


Fig. 5 Experimental apparatus of driving unit

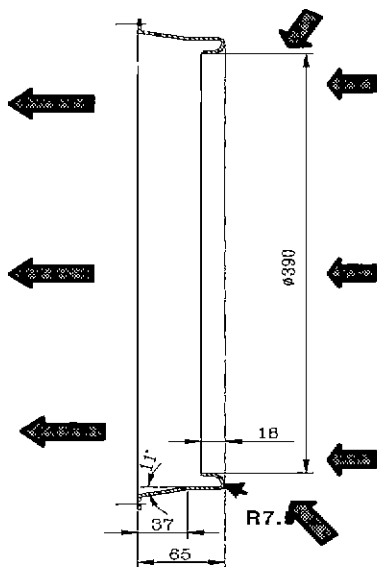


Fig. 6 Test shroud

4. 실험 결과

본 연구에 사용된 무차원수는 다음과 같이 정의하였다.
유량계수

$$\phi = \frac{4Q}{\pi^2(D_i^2 - D_h^2)D_i N} \quad (1)$$

정압계수

$$\psi_s = \frac{2 \times g \times P_s}{\rho(\pi D_i N/60)^2} \quad (2)$$

정압효율

$$\eta_s = \frac{P_s \times Q}{T \omega} \quad (3)$$

전압효율

$$\eta_t = \frac{P_t \times Q}{T \omega} \quad (4)$$

비소음

$$K_{SA} = SPL_A - 10 \log(Q P_s^2) \quad (5)$$

Fig. 7은 최대캠버 1.7~7.7%인 실험팬에 대하여 피치각을 변화시켰을 때의 성능과 비소음 변화를 나타낸 것으로 정압과 풍량 특성에서 피치각이 빈해도 전형적인 축류팬 특성곡선인 S자 형태를 보이며 피치각 변화에 따라서 뚜렷한 풍량과 정압의 특성변화가 있음을 알 수 있다. 효율면에서는 피치각 변화에 따라서 최고 정압효율의 편차가 뚜렷하나 최고 전압효율은 서로 비슷하다. 또한 피치각에 따라서 정압 및 전압 효율곡선이 이동하며 최고 효율점도 같이 이동한다. 이로써 피치각 변화에 따라서 최고효율로 작동되는 팬의 설계영역이 달라짐을 알 수 있다. 비소음 변화도 피치각도에 따라서 최저 비소음값의 위치가 이동하나 최적의 비소음 값을 보이는 피치각도의 범위가 존재한다. 또한 피치각의 변화와 무관하게 공히 최고 정압 효율점 근처에서 비소음도 가장 낮게 나타난다. 결국 시스템의 저항을 최고 정압효율점에 맞추면 고효율 저소음 축류팬 설계가 가능하게 되는 것이다. 또 다른 실험팬 들인 최대 캠버가 0.1~5.7%인 경우와 3.7~9.7%인 경우는 1.7~7.7%인 것과 비교할 때 정압, 효율 그리고 비소음의 크기는 차이가 생기지만 경향은 같다.

Fig. 8은 피치각 43~30 Deg.를 고정하고 최대캠버를 변화시켰을 때의 축류팬의 성능변화를 나타낸 것인데 Fig. 7인 경우와 비교해서 최대캠버가 빈함에 따라 정압, 풍량 및 효율 변동폭이 작으며 최고효율점의 이동 또한 크지 않

다. 피치각을 고정한 나머지 5가지 경우도 마찬가지로 결과를 보였다. 그러나 비소음의 크기는 최대 캠버가 커지던 커질수록 상대적으로 크게 나타나서 설계시 소음을 고려한다면 최대 캠버값의 선택은 신중해야 한다. 또한 축류팬의 비소음은 어느 풍량과 정압까지는 그다지 변하지 않으나 변곡점을 지나서는 갑자기 소음이 증가한다.

이상의 결과로 볼 때 축류팬의 풍량과 정압은 상대적으로 최대캠버보다는 피치각에 따라 민감하게 변하나 비소음은 피치각 보다는 최대 캠버에 따라 크게 변함을 알 수 있다.

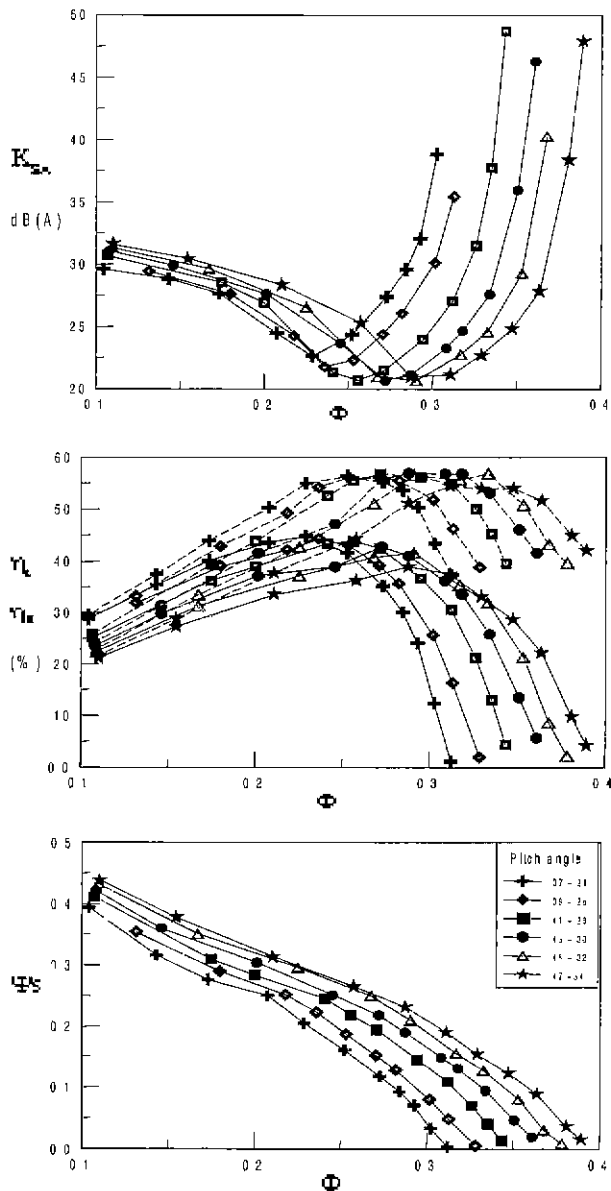


Fig. 7 Characteristic curves of axial flow fan with pitch angle variations

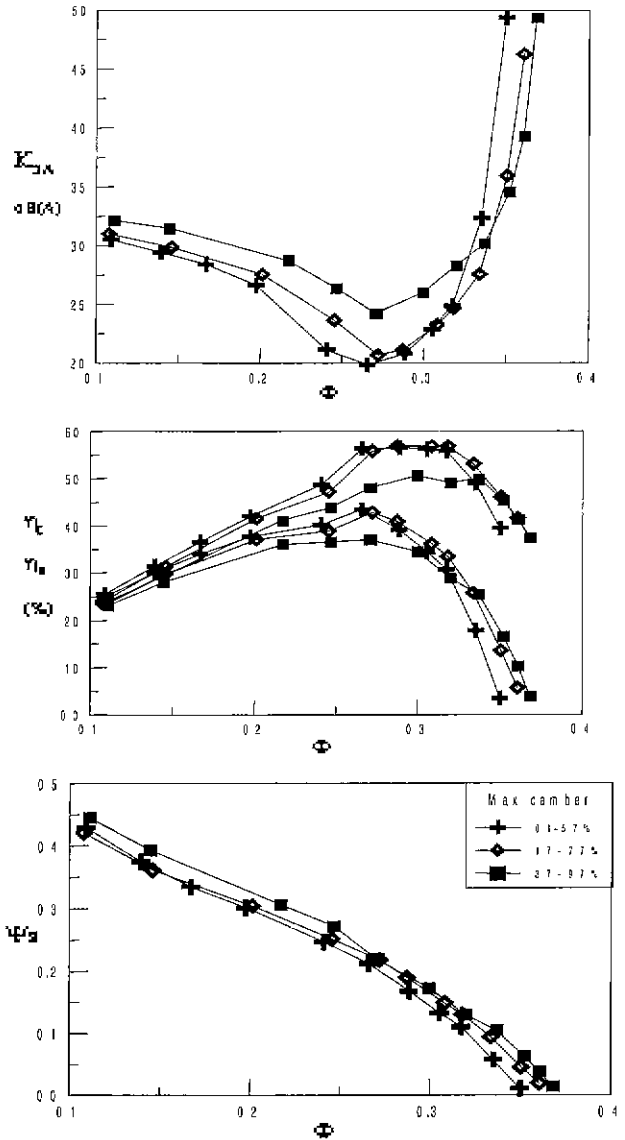


Fig. 8 Characteristic curves of axial flow fan with maximum camber variations

Fig. 9는 최대캠버 1.7~7.7%, 피치각 43~30 Deg인 축류팬에 대하여 500 Hz까지의 소음 스펙트럼을 나타낸 것인데 풍량이 최대이고 정압이 거의 0인 (1)번은 팬의 Blade Passing Frequency(BPF)가 유동소음에 묻혀서 나타나지 않으나 계속 정압이 증가하면 (3)번부터는 BPF가 나타남을 알 수 있다. BPF는 풍량이 감소되면서 정압이 계속 증가함에 따라 그 크기가 커져서 최고 정압에서는 BPF에 의한 소음만 들리게 되어 듣기 싫은 소리가 된다.

Fig. 10는 가로축을 피치각으로 하고 세로축을 최대캠버로 하여 최고 정압효율의 분포를 나타낸 것인데 최대캠버에는 큰 영향이 없이 피치각이 작을수록 최고 정압효율은 증가한다.

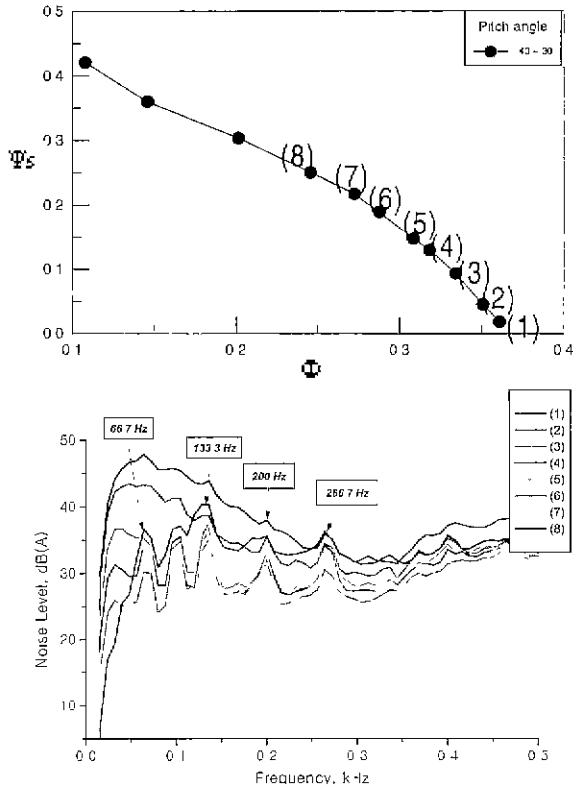


Fig. 9 Noise spectrum of the axial fan and shroud

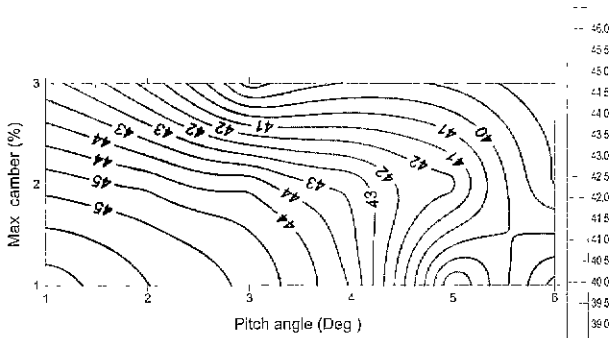


Fig. 10 Distribution of the max static pressure efficiency

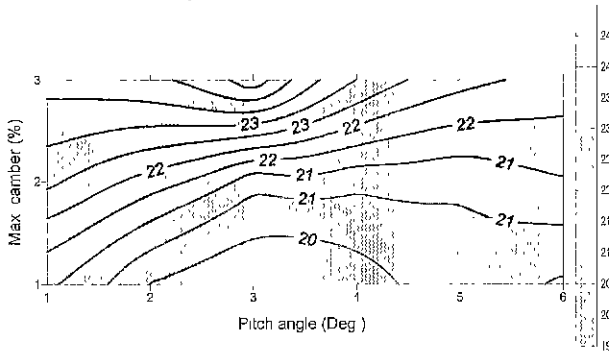


Fig. 11 Distribution of the min specific sound pressure level

Fig. 11는 최저 비소음 분포를 나타낸 것으로 피치각이 11~28 Deg., 43~30 Deg.에서 가장 작고 최대캠버가 클수록 최저 비소음 값은 피치각과 상관없이 증가한다. 따라서 팬의 풍량을 증가시키고 소음을 낮추고자 할 경우 피치각을 최적범위에서 선정하고 최대캠버를 증가시키는 경우는 소음도 증가하고 팬의 운전범위도 이동함을 주의해야 한다.

5. 결 론

축류팬 성능과 소음에 큰 영향을 주는 것으로 알려진 주요 인자인 피치각과 최대캠버에 대한 실험을 무향 웬테스터를 이용하여 수행한 결과 다음의 결론을 내릴 수 있다.

- (1) 축류팬의 비소음은 피치각보다 최대캠버에 의한 영향이 크다.
- (2) 축류팬의 풍량계수와 정압계수는 최대캠버보다 피치각에 의한 영향이 크다.
- (3) 저정압, 고풍량 영역에서는 유동소음이 BPF 보다 크나 압력이 증가할 수록 BPF 소음이 점점 증가한다.
- (4) 무향 웬테스터를 이용한 비소음, 정압계수, 정압효율, 전압효율의 동시 측정이 웬의 효율과 소음 특성 파악에 필요함을 보였다.

6. 참고 문헌

- (1) 山口信行, 近藤文男, 青木美昭, 高永哲雄, 1990, "Noise Reduction in Propeller Fans for Air Conditioners", 三菱重工業技報, Vol. 27, No. 3 pp. 267~272.
- (2) Sato, S. and Kinoshita, K., 1993, "Improvement in Performance of Propeller Fans for Outdoor Units of Airconditioners", The 4th Asian International Conference on Fluid Machinery, Suzhou, China, pp. 166~170.
- (3) Kamaya, S and Kanabayashi, S., 1990, "A Study on Noise Reduction for Small Axial Flow fans", 日本機械學會論文集(B編), 제 56권 제 531호, pp. 204~208.
- (4) Phadke, M. S., 1989, "Quality Engineering Using Robust Design", Prentice-Hall International Inc.
- (5) Rew, H. S., Cha, J. E., Kim, C. J., Choi, M. Y. and Kim, T. J., 1995, Parametric Study on the Noise in a Small Axial Fan, 2nd International Conference on Pumps and Fans, Tsinghua Univ., Beijing, China.
- (6) Kim, C. J., Jang, C. M., Choi, M. Y. and Rhee, D. I., 1996, "Effects of Pitch Angle and Maximum

Camber on an Axial Flow Fan Performance”, 공기조화
냉동공학회, 동계 학술발표논문집.

(7) Walls, R. A., 1983, “Axial Flow Fans and Ducts,”
John Willy and Sons, Inc., pp. 184~196.

(8) Jang, C. M., Jung, Y. G. and Rhee, D. I., 1995.

“High Efficiency Mixed Flow Fan by 3D Design”, 공기
조화냉동공학회 동계 학술발표논문집, pp. 228~233.

(9) Kim, C. J., Jung, Y. G. and Rhee, D. I., 1998,
Design of Low Noise Fan Using Anechoic Fan Tester,
한국소음진동공학회, 추계 학술발표논문집.