

축류팬 및 슈라우드 개선을 통한 공조기 저소음화 에 대한 연구

°김창준, 윤홍열, 정용규, 박영민 (LG전자, 디지털 어플라이언스 연구소)

Study on Noise Reduction of an Air Conditioner through Modification of Axial Flow Fans and Shrouds

°Chang-Joon Kim, Hong-yeol Yoon, Young-Gyu Jung, Young-min Park
(Digital Appliance Lab., LGE)

ABSTRACT

In this paper, a successful result of modification of an axial flow fan and a shroud for noise reduction of a window type air conditioner is presented especially in order to verify the importance of blade shape improvement and the searching for the optimal shape of shrouds. Effective ways to work out the result as mentioned above are to make the tip of the blade varied in thickness and to have special shapes. From the viewpoint of the shape in a shroud, several cases were examined and the particular value of a design parameter of the shroud was acquired to get the best noise reduction of an air conditioner. Through the application of the methods, the air conditioner became less noisy by 4.5 dB(A) in terms of air-borne noise produced only by the axial flow fan and consumed less energy by 20.9 % compared to the current one.

Key Words : Axial flow fan, Shroud, Air Conditioner, Air-borne noise

기호설명

g 중력 가속도 ($=9.81 \text{ m/s}^2$)

K_{SA} 비소음 (Specific sound pressure level in A scale)

N 회전수 (RPM)

P_s 정압 (Static pressure, mmAq)

P_t 전압 (Total pressure, mmAq)

Q 풍량 ($\text{m}^3/\text{min.}$)

R 반경 (m)

SPL_A 팬 운전소음 (Fan operating noise in A scale)

T 토오크 (Torque, kgf.cm)

V 평균속도 (m/sec)

그리스문자

ρ 밀도 (kg/m^3)

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)

학첨자

h 허브 (Hub)

t 텁 (Tip)

Introduction

축류팬의 성능 개선은 주로 출구 정압과 유량, 효율의 향상 및 소음 저감을 목표로 이루어져 왔다. 최근 들어 에너지 절약제품이 강조됨에 따라 등등 풍량 대비 소음 및 효율 향상이 축류팬의 주된 과제로 등장하고 있다.

효율 향상을 위해 고려되어야 하는 변수로는 날개 형상과 관련하여 날개 유입 각도, 날개 유출각도, 캠버각(camber angle), 스태거각(stagger angle) 또는 피치각(pitch angle), 솔리더티(solidity), 최대 캠버 (maximum camber) 위치, 스윕각(sweep angle), 레이크각(rake angle) 등이 있다. 이러한 변수들을 조합하여 요구되는 운전 풍량에서 최대의 효율을 갖도록 설계해야 한다. 또한 날개 사이의 유동특성

을 파악하여 성능과 소음에 지대한 영향을 미치는 박리의 발생을 막거나 박리 발생 지점을 최대한 출구 영역으로 이동시키는 시도가 계속되고 있다. 공기에 기인하는 소음에 대한 연구는 Lighthill [1952]에 의해 처음으로 수식화되기 시작하여 Curle [1955], Ffowcs Williams 와 Hawkings [1969]에 이르러 공기 중에서 물체의 이동에 따른 소음 발생이 고찰되었다. FWH는 공기소음을 그 발생 구조에 따라 각각 단극자(monopole), 쌍극자(dipole), 사극자(quadrupole)로 나누었다. 이에 따라서 팬의 회전에 의한 주기적인 소음은 크게 선형 두께 소음, 선형 하중 소음, 비선형적 사극 소음 등으로 구분할 수 있다. 선형 두께 소음은 공간을 통과하는 날개의 체적에 의해 발생하는 공기의 주기적인 체적 변형에 기인한다. 따라서 단극자 소음원으로서의 특징을 가지며 날개의 단면이 어떤 형상을 가지는가에 따라 그 주파수 특성이 결정된다. 선형 하중 소음은 날개 각각의 주변 압력장에 의한 항력과 양력의 영향에 의해 발생하는 쌍극자 소음원 특성을 가지며 주된 팬 소음 특성을 나타낸다. 그리고 응력 텐서(stress tensor) 변화에 의한 비선형적인 사극 소음이 있다. 비정상 소음원은 시간축을 따라 변하게 되는데 이 경우 회전 좌표계를 사용하게 된다. 비정상 날개 부하(unsteady blade force)를 대표적으로 발생시키는 유동현상으로는 이차유동(secondary flow), 와류 흘림(vortex shedding), 난류 경계층(turbulent boundary layer) 등이 있다[1].

T.Fukano 등의 연구 결과에 의하면 축류 팬 날개에 유입되는 유속이 아음속일 때 날개 표면의 양력변동에 의해 생성되는 음향학적 에너지를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E = \left(\frac{\rho}{48\pi C^3} \right) \int a W^4 Sc \left| \frac{\partial C_i}{\partial t} \right|^2 dy$$

a : 코드 길이(chord length)

W : 공기의 날개에 대한 상대속도

Sc : 양력변화의 correlation area

C_i : 양력계수

위 식에 따르면 유입되는 공기유동의 난류 성분이 작으면 작을수록 양력계수의 변화에 영향을 주는 요소는 유동장을 먼저 지나간 앞날개에 의해 발생하여 뒷날개에 영향을 주는 와류 흘림(vortex shedding) 이라 할 수 있다.

앞날개에 의해 발생되는 와류 흘림 주파수(vortex shedding frequency)는 Strouhal 수와 관련이 있다.

$$St = \frac{fD}{U} = const$$

이때 날개에 발생하는 양력의 변화는 앞날개의 와류 흘림(vortex shedding)에 의한 순환과 관련이 있으며 와류 흘림(vortex shedding)은 주기적이므로

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Fl(t) = \rho W \gamma \sin Wt$$

양력변화의 correlation area 는 후류 cell의 절반이라고 가정할 수 있다.

$$Sc = \frac{CD}{2}$$

D : Wake 의 두께

이러한 가정식을 이용하여 총음압 에너지를 계산할 수 있다[2].

이러한 소음 발생 원인을 제거하거나 최소화함으로써 고효율화를 달성하기 위해서는 축류팬의 날개를 새로운 형상으로 만들어 일반적인 축류팬의 한계를 넘어서려는 시도가 계속되고 있다.

본 연구에서는 축류팬 날개 톱의 형상을 변경함으로써 얻어지는 공조기 송풍 소음 저감 효과 및 고효율화의 성과를 정리하고 고유의 독자적 형상을 개발하여 특허화하며 일반적으로 산업 현장에서 축류팬과 함께 설치되는 슈라우드의 개선 및 축류팬과의 거리를 최적화함으로써 축류팬 저소음화 기술에 지침을 마련하고자 한다.

Review of Some Successful Cases in Attempts to Develop a Novel Axial Flow Fan

최근 공조기 팬 분야에서는 다양한 형상의 축류팬 날개를 개발하여 특허화 하고 있다. 이러한 독자 형상 특허는 기초적인 유체역학의 원리에 바탕을 두고 다양한 시스템에 적용하여 보편적으로 활용될 수 있다는 점에서 큰 의의를 지닌다. 그 대표적인 사례를 몇 가지 들어보면 다음과 같다. Fig.1 의 Hitachi 독자 형상 특허에 따르면 날개의 압력면으로 반원통 파이프와 같이 돌출되어 부압면 쪽으로는 오목하게 들어간 돌기를 가진 tip 은 기존의 tip 에 비해 훨씬 안정된 유동을 동반한다.

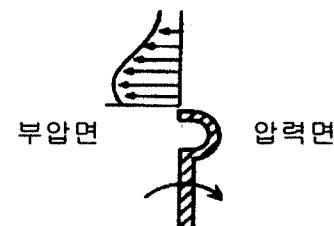


Fig. 1 Hitachi 축류팬의 독자 형상 특허

이에 비하여 Fig.2 의 Matsushita 의 축류팬은 압력면에 큰 곡률을 가지고 있으며, 날개의 단면 형상이 NACA 날개 두께분포를 가진다. 이러한 시도는 대부분 날개 표면을 따라 발생하는 박리현상을 최소화하고 박리점을 후류 쪽으로 이동시키려는 의도에서 시도된 것이다.



Fig. 2 Matsushita 특허 팬

일반적으로 큰 스윕각과 레이크 각을 적용하는 것은 소음과 효율 측면에서 이점이 있으나 레이크의 변화에 따라서 축류팬이 차지하는 공간이 커지므로 변화량이 제한이 된다. 그러나 Fig.3에 나타낸 Mitsubishi 공조기 팬은 이러한 기존의 한계를 극복하고자 최대한 스윕각을 키우고 레이크 각은 허브(Hub)부터 팁(Tip)까지 비선형분포로 하여 반경방향의 속도 성분을 최대한 활용하여 효율 향상에 큰 성과를 보았다.



Fig.3 Mitsubishi 공조기용 축류팬

Modification of the blade shape in this study

본 연구에서는 팬날개 및 슈라우드형상의 변경과 축류팬과 슈라우드 사이의 거리 최적화에 따른 성능과 소음의 변화를 확인하기 위하여 LG 전자의 창문형 에어컨에 적용되는 축류팬을 적용 모델로 선정하였다.

Fig.4에 본 연구의 결과를 적용한 창문형 에어컨의 구조와 구성을 간단히 나타내었다. 창문형 에어컨은 응축기(condenser)와 증발기(evaporator) 사이에 실내측 팬과 모터, 실외측 팬이 차례로 설치되어 있으며 실외측으로 압축기가 놓여 있다. 일반적으로 실외측 팬으로 축류팬이 사용되고 있으며 팬날개의 팁에는 실내측에서 생겨서 고인 응축수를 효과적으로 사용하기 위하여 콘덴서로 튀겨주는 슬링거링(slinger ring)이 트레일링 에지쪽으로 붙어있다. 그리고 응축기는 슈라우드에 의해 둘러싸이게 된다.

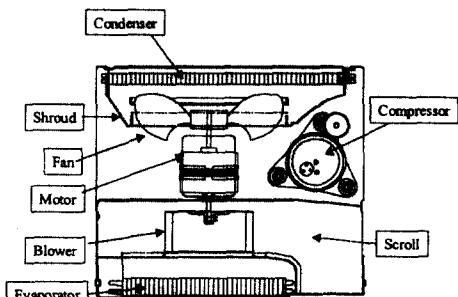


Fig. 4 창문형 에어컨의 구조와 구성

본 연구에서 개선하고자 시도한 기존 축류팬을 Fig.5에 간단히 나타내었다.

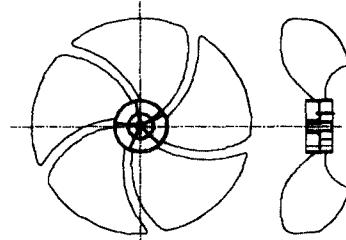


Fig. 5 기존 공조기용 축류팬

Fig.6에 나타낸 바와 같이 본 연구에서는 개선된 팬은 기존의 축류팬 뿐만 아니라 일본의 선진 연구와의 차별화를 이루고 있다. 리딩 에지(leading edge)는 이중타원 날개두께 분포를 가지고 팁 부근에서 리딩에지에서 트레일링에지로 곡률이 증가하여, 압력면에서 부압면 쪽으로 날개가 돌아가게 하였다. 곡률의 크기는 각각 小, 大로 변경하여 이에 따른 변화를 확인하고자 하였다. 이상의 인자변화가 고려된 축류팬의 사양을 표 1에 나타내었다.



Fig. 6 본 연구의 날개 형상 개선판

슈라우드의 형상은 인자를 4 개 고려하여 실험 계획법에 의하여 효율 및 소음에 슈라우드를 찾아내었는데 Fig.7에 본 연구에서 고려된 인자를 나

타내었다. 인자 A, B, C 는 슈라우드 형상에 관련된 인자이고 나머지 인자 D 팬 회전수로 하였다.

표 1. 본 연구에 사용한 Fan 사양

인자	단위	FAN A	FAN B-1	FAN B-2
팬 직경, D_t	mm	323	323	323
허브 직경, D_h	mm	80	80	80
날개수, Z	EA	5	4	4
날개 두께, $L.E.(Hub) \sim T.E.(Tip)$	mm	4(4)~3(3)	7(4)~3(3)	7(4)~3(3)
허브 각도	Deg.	0	0	0
최대캡버 위치	%	-	A	A'
Sweep Ang.	Deg.	34.5	B	B'
Rake Ang.	Deg.	-	C	C'
피치 각 변화 (Hub ~ Tip)	Deg.	-	D	D'
최대캡버 변화 (Hub ~ Tip)	%	-	E	E'
T.E. 라운딩 크기	mm	0	小	大
앞전 날개 폭	mm	45.4	44.8	45.2
뒷전 날개 폭	mm	56.3	56.1	56.1
전체 날개 폭	mm	101.7	100.9	101.3

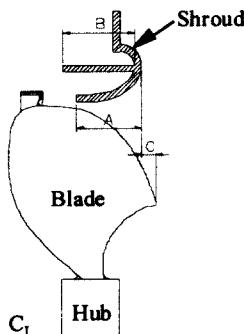


Fig. 7 슈라우드 인자

Experimental Apparatus

일반적으로 팬의 성능과 소음을 알아보기 위하여 실시하는 실험은 다음 3가지로 나눌 수 있는데 (1) 시스템 풍량 및 소음 실험 (2) 시스템 저항 실험 (3) 팬 단독 실험이다.

본 연구에서 실험은 Fig.4 와 같은 창문형 RAC 실외측을 대상으로 냉동사이클 운전상태가 아닌 팬모터만을 운전하는 송풍상태에서 실시하였다. 소음을 제외한 팬의 성능 실험은 AMCA 규격 210-74 에 따라서 제작된 팬테스터(풍량범위 3 ~ 80m³/min.)에서 실시하였고 소음의 측정은 ISO 3741 규격에 따라서 제작된 무향실(암소음 11dB(A), 차단주파수 100Hz)에서 가장 큰 소음이 방사되는 창문형 RAC의 콘덴서 전방 1.0 m 지점에 설치된 1/2" 마이크로폰에서 감지된 소음 신호를 B & K SIGNAL ANALYZER UNIT TYPE 2035에서 FFT변환하였다.

먼저 슈라우드의 인자 최적화를 위한 방법중의

하나로 Fig.6에 선정된 슈라우드 인자실형을 $L_s(3^4)$ 직교배열표를 이용하여 배치된 실험계획에 따라서 FAN-A에 대해 일정회전수에서 팬단독 실험을 하였다. 슈라우드 인자 중 팬과 관련된 슈라우드와 팬의 리딩에지 사이 거리(C)에 대해서는 L1, L2, L3로 변경하면서 각각의 팬에 대한 단독 실험을 하였다. FAN-A 팬단독실험은 서보모터를 이용하여 회전수를 900rpm으로 일정하게 팬을 구동한 상태에서 풍량, 정압 그리고 토오크등을 측정하였다.

FAN B-1 과 FAN B-2 는 FAN A 와 같은 측정위치에서 회전수 1000rpm 을 유지하면서 실시하였다. 시스템 풍량과 소음 실험은 Fig.4 와 같은 창문형 RAC 에서 실외측만 고려하여 거리와 팬의 종류를 달리하면서 콘덴서에서 방출되는 풍량과 소음을 측정하였다.

실험장치는 Fig.8 에서 보는 바와 같은 팬테스터(fan tester)를 이용하였다. 측정 범위는 유량 3 ~ 80CMM, 측정오차 0.01 CMM 에 이르며 정압측정용 마이크로마노메타는 최대 1000 mmAq, 측정오차 0.01 mmAq 의 분해능을 가지고 있다.

한편 팬 소음의 측정은 무향실(anechoic chamber)에서 별도로 측정하였는데 본 연구에 활용한 무향실은 온도와 습도를 조절할 수 있는 공기 조화기가 설치되고 무향 풍동으로서도 활용 가능한 장비로써 암소음(background noise)은 공기 조화기를 가동시키지 않을 때 11 dB(A), 가동시에는 17dB(A), 차단(cut off) 주파수는 100 Hz이다.

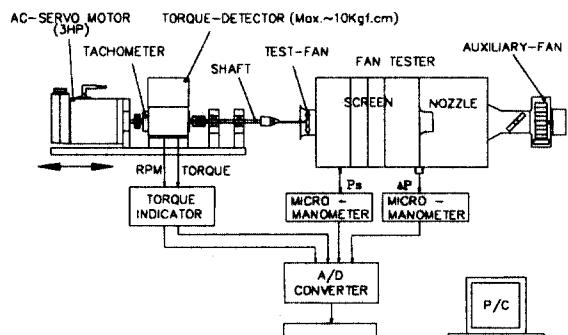


Fig. 8 팬테스터를 이용한 팬 성능실험 장치 개략도

팬의 유동특성과 소음 저감의 원인을 알아보기 위한 방법으로 2D LDV를 이용하여 텁과 슈라우드 사이 유동과 날개 사이 유동을 계측하였다. 실험장치는 Fig.9에 나타난 바와 유동속도 계측을 위하여 Dantec사의 최대 레이저 출력 5W인 LDV 시스템을 이용하였고 팬을 회전시키기 위한 모터, 팬 날개 위치 검출에 필요한 엔코더를 모터축에 연결하여 실험하였다.

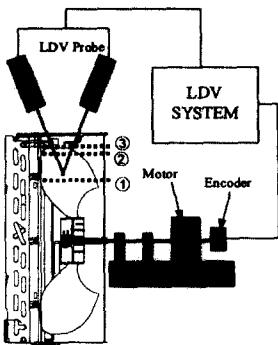


Fig. 9 LDV를 이용한 팬 날개 속도 측정 장치 개략도

Results and Discussion

본 연구에서 사용한 무차원수는 다음과 같이 정의하였다.

유량계수

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

정압계수

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

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. 10은 슈라우드 인자 실험한 결과를 나타낸 것인데 회전수 변화에 대해서는 큰 차이가 없으나 인자 B와 C에 대해서는 효율 변화가 크므로 슈라우드 설계시 고려될 중요 변수임을 알 수 있다.

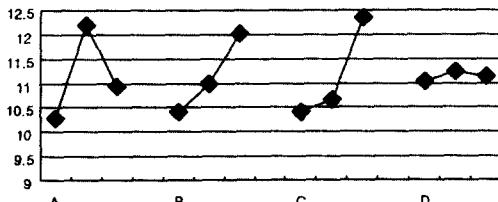
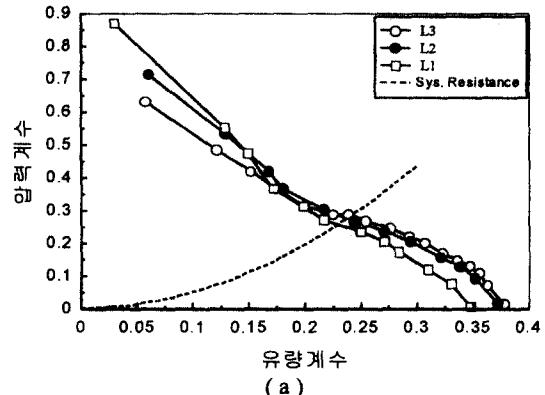


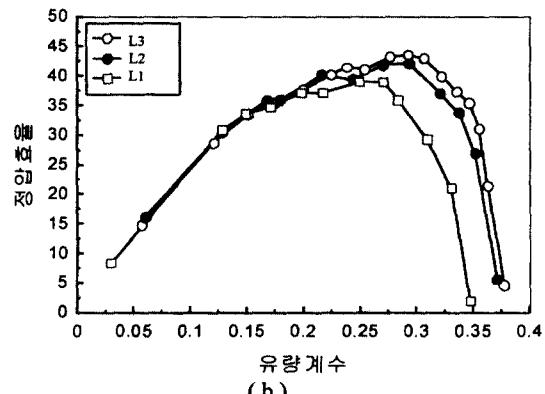
Fig. 10 슈라우드 인자별 S/N 비

Fig. 11에서는 슈라우드 인자실험으로 확인된 인자 C에 대하여 기존의 축류팬인 Fan A에 대해

슈라우드 내 설치 위치 변경에 따른 성능 변화를 비교한 것이다. (a)에 나타난 바와 같이 슈라우드 와의 거리가 멀어질수록 동일한 회전수를 기준으로 유량과 정압이 향상됨을 알 수 있다. 또한 정압효율도 동일한 유량값에 대해 향상되는 경향을 (b)에서 확인할 수 있다.



(a)

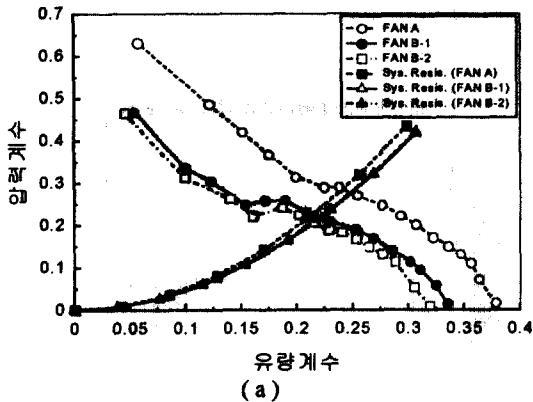


(b)

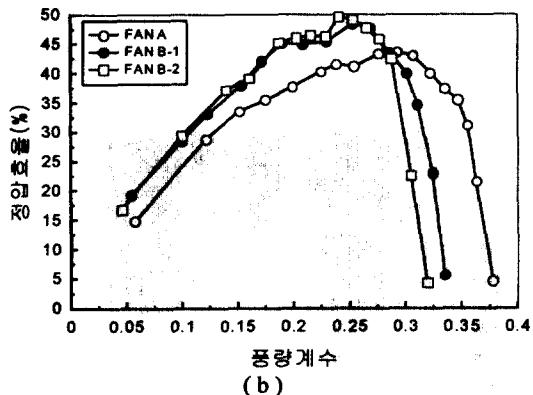
Fig. 11 Fan A의 슈라우드 내 설치위치변경에 따른 성능 변화

Fig. 12에서는 슈라우드 와의 상관 거리를 L3로 고정한 상태에서 기존의 축류팬 A, 본 연구에서 제안한 신형상 날개를 가지고 각각 상이한 텁곡률을 가진 축류팬 B-1, B-2의 성능을 비교한 것이다.

(a)에서 보듯이 기존의 축류팬은 날개 개수가 5개로, 신형상 축류팬보다 하나 많으므로 동일한 회전수에서 더 큰 풍량과 정압을 갖는 것으로 나타나고 있으나, (b)에서 확인할 수 있듯이 전반적으로 효율이 떨어지고 있다.



(a)

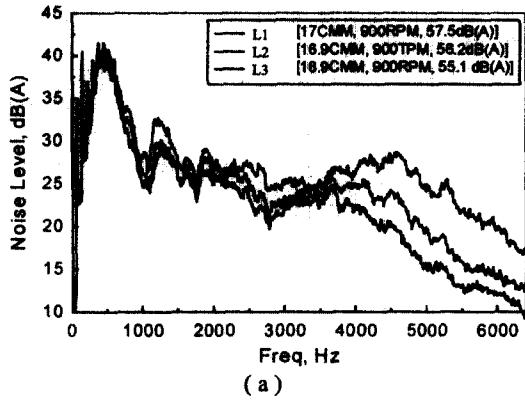


(b)

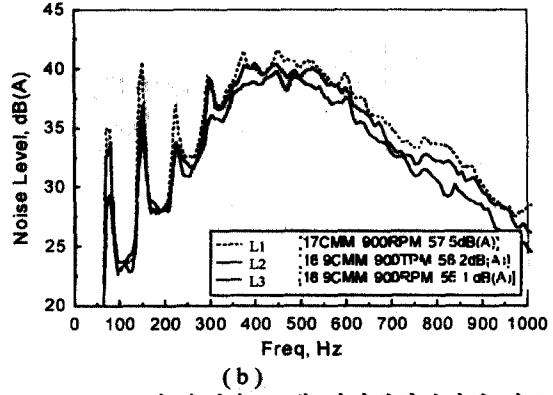
Fig. 12 슈라우드 내 설치 위치 L3에서 팬 변경에 따른 성능 변화

Fig. 13 에서는 기존의 축류팬인 Fan A 의 슈라우드 내 설치 위치 변경에 따른 소음 특성 변화를 나타낸 것이다. (a)에 나타난 바와 같이 슈라우드 와의 거리가 멀어질수록 동일한 회전수를 기준으로 고주파 영역에서 음압이 크게 떨어지고 있으며 전 영역에 걸쳐 피크값도 그 크기가 작아지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13 (b)에서 1000 Hz 이하의 주파수 영역에서 소음 레벨을 비교하였다. BPF의 소음 레벨이 축류팬과 슈라우드의 상관거리가 커짐에 따라 점차 줄어들고 있음을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 13 Fan A의 슈라우드 내 설치 위치변경에 따른 소음 특성 변화

Fig. 14 에서는 슈라우드와의 상관 거리를 L3로 고정한 상태에서 기존의 축류팬 A, 본 연구에서 개선된 각각 상이한 티프를 가진 축류팬 B-1, B-2의 소음 특성을 비교한 것이다.

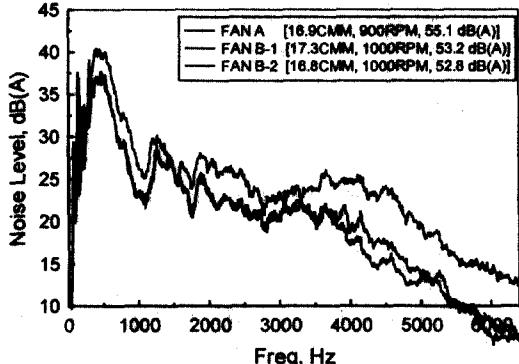
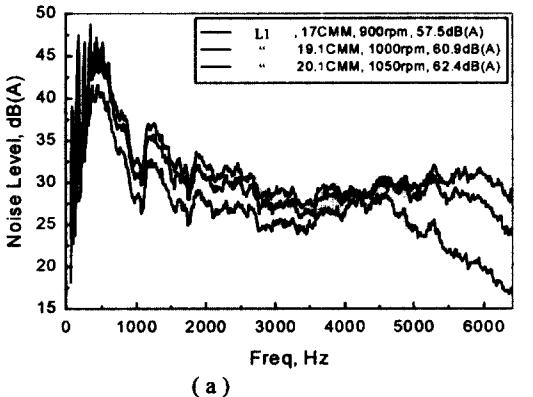


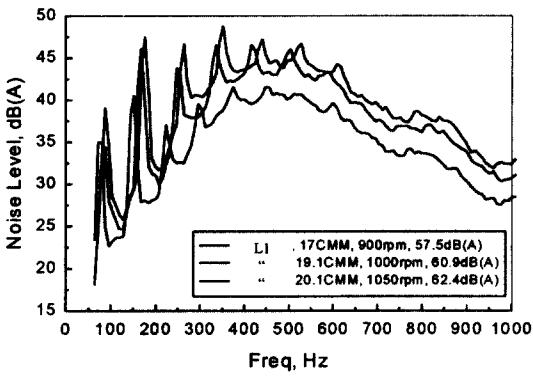
Fig. 14 슈라우드내 설치 위치 L3에서 팬 변경에 따른 소음 특성 변화

본 연구의 축류팬 B-1, B-2 모두 기존 축류팬에 비해 전주파수영역에 걸쳐 현격히 개선된 소음특성을 보이고 있다.

Fig. 15 의 (a)에 나타난 바와 같이 슈라우드와의 상관 거리를 일정하게 유지시킨 상태에서 회전수를 증가시킴에 따라 고주파 영역의 소음이 커짐을 알 수 있다. 또한 저주파 영역을 확대하여 비교한 (b)에서 알 수 있듯이 BPF 가 회전수에 따라 변화되지만 그 회전수가 커짐에 따라 그 값이 커짐을 확인하였다.



(a)



(b)

Fig. 15 Fan A 의 회전수 변화에 따른 소음 스펙트럼

Fig. 16과 Fig. 18은 각각 Fan A와 Fan B-2에 대하여 팬의 텁과 슈라우드 사이에서 측정된 속도 변동을 FFT변환한 것으로서 본 연구의 신형상 날개를 가진 Fan B-2가 Fan A에 비하여 현저히 개선된 유동 특성을 보이고 있다. 팬에서 발생되는 간섭 소음원 중의 하나가 팬과 슈라우드 사이의 간섭소음으로서 이의 저감은 팬 전체의 송풍소음 저감과 직결된다. 팬 날개를 따라서 가장 큰 속도의 변동을 보이는 곳은 팬 날개가 슈라우드와 만나기 시

작하는 위치이며 이러한 파크치를 줄이기 위해서는 이 위치의 슈라우드와 팬의 형상 연구가 중요하다.

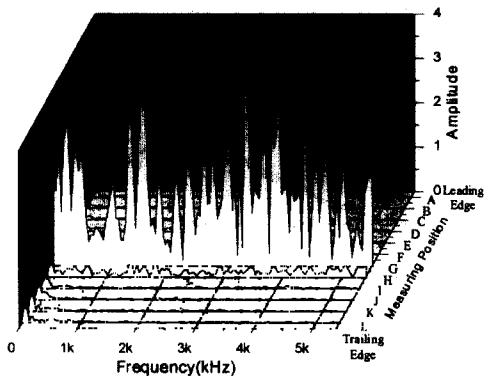


Fig. 16 FAN A와 슈라우드 사이의 유속 변동
FFT변환

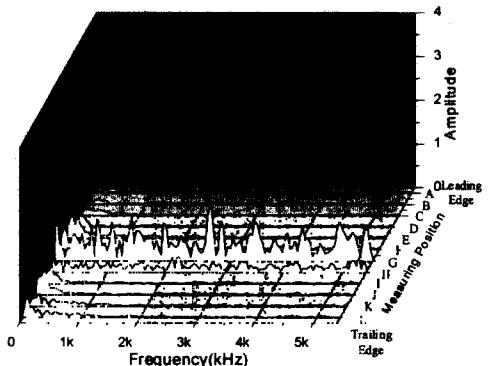


Fig. 17 FAN B-2와 슈라우드 사이의 유속 변동
FFT변환

이러한 다양한 실험을 통해 기존 축류팬과 신형상의 축류팬, 축류팬과 슈라우드와의 상관 거리에 따른 성능 및 소음 특성에 관하여 종합적으로 비교한 결과를 Fig. 18, Fig. 19에 나타내었다. 신형상의 축류팬은 정압과 풍량의 대소와 무관하게 기존의 축류팬에 비해 소음 저감 효과가 최대 4.5 dB(A)까지 나타나고 있다. 정압효율 측면을 비교한 Fig. 19에서 슈라우드와의 상관 거리가 가까울 경우 신형상 축류팬을 통한 정압효율 향상에 한계가 있으나 슈라우드와 상관 거리를 조절하므로써 최대 11%의 정압효율 상승을 가져올 수 있음을 확인할 수 있다. 소비 전력 측면에서 최대 20.9 % 감소 효과를 얻는 것으로 최근 관심을 끌고 있는 저에너지 소비 시스템 구축에도 큰 도움을 줄 수 있을 것이다. 축류팬과 슈라우드와의 상관 거리는 가능한 한 키우되 슈라우드를 벗어나지 않는 최적의 범위내에서 성능 및 효율이 향상되며 신형상

팬과 같이 텁 곡률을 변화시킴에 따라 정압효율 상승과 소음의 저감을 얻을 수 있다는 결론을 내릴 수 있다.

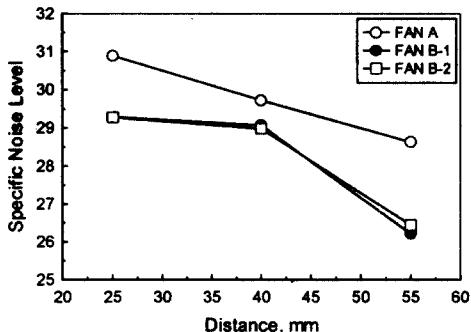


Fig. 18 Fan 설치 위치에 따른 비소음의 비교

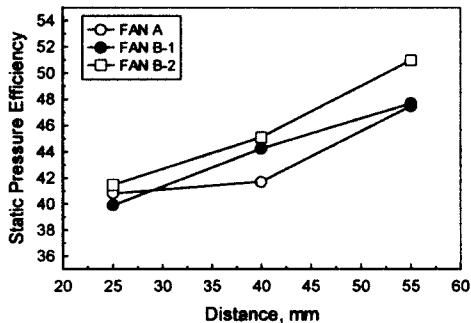


Fig. 19 Fan 설치 위치에 따른 운전점에서의 효율 비교

Conclusions

고효율 저소음화를 위한 공조기용 신형상 축류팬 및 슈라우드 설계와 축류팬과 슈라우드의 최적 상관 거리에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. 고효율 저소음 축류팬의 설계는 텁 형상 변화를 주요한 변수로 설정하였으며 슈라우드와 축류팬과의 상관 거리에 따른 효율과 소음특성을 파악하였다. 본 연구에 따른 주요 결론은 다음과 같다.

1. 창문형 실외측 축류팬 날개의 신형상 설계 및 슈라우드와 축류팬과의 최적 상관 거리를 파악하여 송풍소음을 기준대비 **4.5 dB(A)**, 소비전력을 기준대비 **20.9 %**까지 낮추었다.
2. 축류팬의 텁의 형상을 압력면에서 부압면으로 곡률을 줌으로써 소음 및 성능 개선에 큰 효과가 있음을 확인하였다.
3. 본 연구에서 고안한 신형상의 축류팬 날개를 적용할 경우 슈라우드와 중첩되는 영역이 적을수록 효율 및 소음 측면에서 효과적임을 확인하였다.

4. 축류팬과 슈라우드의 상관 거리는 소음 및 성능에 직접 영향을 주며, 최적 상관 거리에 따르는 축류팬 단독의 성능의 개선 효과는 시스템에도 효과가 나타나는 것을 확인하였다.

References

- [1] W. Neise, 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods", International INCE Symposium, pp. 45 ~ 56.
- [2] T. Fukano, Y. Kodama and Y. Senoo, 1977, "Noise Generation by Low Pressure Axial Flow Fans", Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, pp. 63 ~ 74.
- [3] S.E. Wright, 1976, "The acoustic spectrum of axial flow fan noise", Journal of Sound and Vibration
- [4] 이승배 외 5인, 1997, "에어컨 실외기에서의 유동소음", 한국소음진동공학회
- [5] 山口信行, 近藤文男, 青木美昭, 富永哲雄, 1990, "Noise reduction in propeller fans for air conditioners", 三菱重工技報, Vol.27, No.3 pp.267-272.
- [6] 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, pp166-170.
- [7] 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), 56 권 531 호, pp204-208.
- [8] Phadke, M. S., 1989, "Quality engineering using robust design", Prentice-Hall International Inc.
- [9] 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.
- [10] C. J. Kim, C. M., Jang, M. Y. Choi and D. I. Rhee, 1996, "Effects of pitch angle and maximum camber on an axial flow fan performance", 공기조화냉동공학회 동계학술발표논문집
- [11] Walls, R. A., 1983, Axial Flow Fans and Ducts, John Willy and Sons, Inc., pp184-196.
- [12] Jang, C. M., Jung, Y. G. and Rhee, D. I., 1995, "High efficiency mixed flow fan by 3D design", 공기조화냉동공학회 동계학술발표논문집, pp228-233.