

# 공조용 축류팬 설계 및 설계변수에 따른 성능과 소음비교

이승진\* · 최고봉\* · 조홍준\* · 송우석\*\* · 이승배\*\*\*†

## Parametric Design of Axial Fan for Air-Conditioning Unit in terms of Aerodynamic Performance and Noise Level

Seung-Jin Lee\*, Go-Bong Choi\*, Hong-Jun Cho\*, Wooseog Song\*\*, Seungbae Lee\*\*\*†

Key Words : Axial fan (축류팬), Multi-sectioning design method (멀티섹션 설계기법), Camber angle (캠버각), Stagger angle (설치각), Chord length (코드길이)

### ABSTRACT

Axial fans for an air-conditioning unit are designed to equip the system with an expected flow-rate and low noise level by applying the blade design method of multi-sectioning and local camber generation. In this study, the distributions of chord length, stagger angle, and camber angle are globally and locally determined for the given specific speed, which is considered to be relatively high. The mock-up fans are observed to satisfy the aerodynamic performance and the noise level for the system simultaneously and discussed in terms of local flow patterns related to the emitted noise.

#### 기호설명

- C : 코드길이 (Chord Length)
- $\Psi_C$  : 캠버각 (Camber Angle)
- $\xi$  : 설치각 (Stagger Angle)
- Z : 날개수 (Number of Blade)
- $P_s$  : 정압 (Static Pressure : mmAq)
- $P_t$  : 전압 (Total Pressure : mmAq)
- Q : 유량 (Flowrate : m<sup>3</sup>/h)
- $\eta$  : 효율 (Efficiency : %)
- $\phi$  : 유량계수 (Flowrate Coefficient)
- $\psi$  : 압력계수 (Static Pressure Coefficient)
- $\xi$  : 동력계수 (Power Coefficient)
- N : 회전수 (Rotating Speed : rad/s)

업용 송풍기뿐만 아니라 공조기기, 자동차, 증장비 냉각팬, 에어컨 실외기, 냉장고 등의 가전제품, 그리고 컴퓨터 CPU 냉각팬 및 각종 OA 기기, 네트워크 장비의 냉각장치 등으로 활용범위가 매우 광범위한 유체기계중 하나이다.<sup>(1)</sup>

축류팬은 날개 압력면 (Pressure surface) 과 부압면 (Suction surface) 사이에 압력차를 발생시키는 유체기계로서 날개 (Blade) 와 허브 (Hub), 날개를 둘러싸며 공기를 유입시키는 기능의 슈라우드 (Shroud) 로 구성된다. 날개 끝 간극 (Tip clearance) 은 날개의 반지름 방향 끝단과 슈라우드 사이의 간격을 말하며, 이곳에서는 압력 손실과 이를 동반하는 유동의 와류로 인한 2차 손실이 존재한다. 따라서 블레이드 끝 간극은 효율과 소음 측면에서 매우 중요한 역할을 한다.

축류팬의 소음은 이산소음 (Tonal noise) 과 광대역소음 (Broadband noise) 으로 이루어져 있다. 이산 소음은 날개 통과 주파수 (BPF: Blade Passage Frequency) 와 날개가 회전하면서 주위 구조물과의 상호작용으로 발생하는 소음으로 구성된다. 광대역소음은 날개 경계층내의 난류와 날개 뒷전의 와류 홀림과의 상호작용에 의해서 발생하는 소음으로 넓은 주파수대역에 분포한다. 이산 소음은 고정물과 회전하는 날개의 거리가 가까울수록 증가하며 광대역소음은 일반적으로 유입 난류강도가 클수록 증가한다.

본 연구에서는 기존의 공조용 축류팬을 바탕으로 성능과

### 1. 서론

축류팬은 원심형팬 및 시로코형팬에 비해 상대적으로 비속도 ( $N_s$ ) 가 크고 비직경 ( $D_s$ ) 이 작아 동일한 직경 및 압력에서 큰 유량을 얻을 수 있는 장점을 갖는다. 축류팬은 일반적으로 저압에서 대풍량을 요구하는데 적합하지만, 최근에는 고압용에서도 좋은 효율을 얻고 있다. 그 적용범위는 산

\* 인하대학교 기계공학과 대학원  
\*\* 인하대학교 기계공학과  
† 교신저자, E-mail : sbaelee@inha.ac.kr

소음을 개선하기 위하여 주요설계변수의 변화에 따른 성능·소음 측정값을 비교하며 그 결과를 분석하여 멀티섹션 (Multi-Section) 설계기법<sup>(2)</sup>을 활용한 팬 최적 설계를 수행하였다.

## 2. 축류팬 설계

본 연구에 사용된 팬의 기본모델은 일본의 S사가 제공한 직경 (D) 415 mm 이며, 날개개수 (Z) 가 3개인 팬이다. 이 완제품 팬은 회전속도 500 rpm 의 설계점에서 유량 1,500 CMH, 정압상승 7.5 Pa 의 성능을 나타낸다. 본 연구에서는 이 팬의 기본적인 비속도, 비직경을 이용하여 성능과 소음 개선을 위한 4개의 모델을 설계하였다. 비속도는 특정한 팬을 대표하는 종류의 변수로서 팬의 성능, 유동형태, 날개형상 선정, 동일 종류의 팬에 대한 상호 간의 비교를 위해 사용되는 무차원 변수이다. 비속도의 값이 크면 팬은 압력상승에 비해 유량이 많고, 비속도가 작으면 유량에 비해 팬 압력상승량이 높게 된다. 성능이 우수한 팬의 작동점에서의 비속도, 비직경은 일정한 상관관계를 나타내며, 이러한 관계를 정리한 것이 Cordier 선도이다. 비속도와 비직경의 정의는 식 (1), (2) 와 같다.<sup>(3)</sup>

$$N_s = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta P_t}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad (1)$$

$$D_s = \frac{D\left(\frac{\Delta P_t}{\rho}\right)^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}} = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\phi^{\frac{1}{2}}} \quad (2)$$

여기서 N 은 rad/s, Q 는 m<sup>3</sup>/s, ΔP<sub>t</sub> 는 Pa 의 단위를 갖는다.

팬의 상사비교를 위한 무차원수에는 압력계수 (ψ), 유량계수 (φ), 동력계수 (ξ)가 있다. 각각은 압력상승, 유량, 출력력을 팬직경과 회전수로 무차원화 한 것으로 식 (3), (4), (5) 과 같이 정의된다.<sup>(3)</sup>

$$\psi = \frac{\Delta P}{\rho N^2 D^2} \quad (3)$$

$$\phi = \frac{Q}{ND^3} \quad (4)$$

$$\xi = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (5)$$





팬의 기본설계는 iDesignFan<sup>TM</sup>(4) 프로그램을 사용하였다. 이 프로그램은 축류형팬, 원심형팬, 시로코형팬을 설계할 수 있는 모듈형 프로그램으로 설계자가 요구하는 사양에

최적의 성능을 구현할 수 있는 설계변수를 자동적으로 도출하며, 이에 해당하는 팬의 형상의 구현 및 성능, 소음의 예측을 가능하게 하는 역설계 개념의 소프트웨어이다. 설계 방법은 효율의 증대를 위해 허브에서 끝단으로 가면서 하중을 증대시키지 않고 하중의 섹션별 조정이 가능하며 이로 인한 곡률변화로 인해 저소음화에 효과가 있는 멀티섹션 설계기법<sup>(2)</sup>을 채택하였다. 본 연구의 멀티섹션 설계기법<sup>(2)</sup>은 설치각 (Stagger angle) 의 분포가 허브 (Hub) 에서 중간영역 (Mid span)까지 감소하다가 중간영역에서 끝단까지 다시 증가하는 설계방법으로 중간영역에서 유동분산 구역을 만들어 압력면과 부압면의 유동의 흐름을 다르게 하여 날개뒷전의 소음을 감소시킨다.

본 설계에는 NACA 65 시리즈 익형을 기본익형으로 사용하였다. 스위프각 (Sweep angle) 은 성능보다는 소음에 영향을 주는 변수로서, 본 설계에서는 허브에서 끝단까지 선형적 (Linear) 으로 변화하는 20° 가량의 스위프각을 유지하였다. 또한 기존 팬의 코드길이와 피치 (Pitch) 의 비율을 고려하여 모델의 코드길이를 결정하였다. 코드길이가 변할 때마다 현절비 (Solidity) 가 변하게 되고 그와 관련된 여러변수들이 변화하게 된다. 코드길이에 대한 날개두께의 비율 (%) 은 소음저감에 유리하도록 허브에서 끝단으로 갈수록 감소하도록 설계하였다. 설치각은 유량, 압력, 코드길이에 따라서 결정되며 설치각이 과도하게 크면 상류 날개의 전단 (Leading edge) 에서 발생한 유동의 박리가 후류 날개뒷전 (Trailing edge) 에서 발생하는 와류에 영향을 미쳐 소음에 악영향을 미치기도 한다.

Model #1은 설계제약조건인 직경대비 높이비 (H/D) 를 만족하도록 최대 설치각을 결정한 뒤 코드길이의 범위를 결정하였다. 설계점에서의 유량의 증가를 도모하기 위하여 끝단으로 갈수록 코드길이를 증가시켰다. 날개 끝단에서 발생하

Table 1 Specification of models

	Model #	설치각 (Hub-Mid-Tip)	캠버각 (Hub-Mid-Tip)	코드길이(C)/직경(D) (Hub-Mid-Tip)	비고
	Model #1	25°-17°-29°	14°-13°-14°	0.337-0.481-0.727	끝단 말아 올림.
	Model #2	22°-20°-27°	16°-18°-13°	0.313-0.498-0.771	날개두께 감소.
	Model #3	22°-20°-27°	16°-18°-17°	0.325-0.539-0.795	날개뒷전 연장. 국부적인 캠버각 변화.
	Model #4	22°-20°-27°	16°-18°-17°	0.325-0.539-0.795	국부적인 캠버각 변화.

는 와류 생성 (Vortex shedding)과 슈라우드의 상호작용에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해 슈라우드 내의 일부분의 뱀 날개 끝단을 말아 올렸으며 기존의 특허와 접촉이 없도록 하였다.<sup>(5)</sup>

Model #2는 뱀 작동 부하에 따른 소음 감소를 위해 평균 설치각을 Model #1보다 낮은 값을 갖도록 설계하였다. 설치각의 감소로 인해 발생할 수 있는 성능저감을 보상하기 위해 코드길이와 부분적인 캠버각의 증가를 반영하였다. 또한 날개 끝단 유동의 자연스러운 흐름을 위해 말아 올린 부분을 넓게 펴서 코드길이의 증가효과를 유도하여 유량이 증가되도록 하였다. 허브영역에서의 유동 손실을 줄이기 위해 허브에서의 중간영역까지의 설치각의 변화를 Model #1에 비해 작게 설계하였다. 압력의 상승을 위한 캠버각은 끝단에서 Model #1보다 작게 하였으며, 뒷전 소음의 감소를 위해서 날개의 두께를 줄였다.

Model #3은 소음의 개선과 동시에 유량의 증대를 위해 설치각은 Model #2와 같은 값을 유지하였다. 날개뒷전에서 발생하는 일을 증가시키기 위해 날개뒷전을 연장하여 코드길이를 증가시키고 캠버각을 Model #2보다 크게 설계하였다.

상기 모델에서 설계한 3가지 경우의 뱀 설계변수 변화에 따른 실험 결과값을 참고하여 날개 부압면 Span 75 % 위치의 뒷전근처에 반경 (d = 30 mm) 인 볼록한 형상 (국부캠버 각 4° 증가) 을 설계하여 설계유량 (1500 CMH) 에서 저소음의 최적화된 뱀 설계를 목표로 하였다. Table 1에는 설계된 4개 모델의 허브, 중간, 팁의 설치각, 캠버각, 코드길이가 정리되어있다.

### 3. 성능 및 소음 실험 장치 설명

#### 3.1 성능실험 장치 설명

뱀 성능 시험 장치는 Fig. 1과 같이 ISO 5801<sup>(6)</sup> 의 Type B를 만족하는 설비로서 크게 테스트 뱀 부분, 메인 챔버 부분 (풍량과 압력측정 및 유동을 안정화시키는 정류실과 멀티플 노즐로 구성), 테스트 뱀의 풍량과 압력을 조절하기 위한 제어댐퍼와 보조 뱀 부분으로 구성된다. 또한, 본 시험장치의 부속장치로는 테스트뱀과 보조뱀의 회전속도 제어를 위한 직

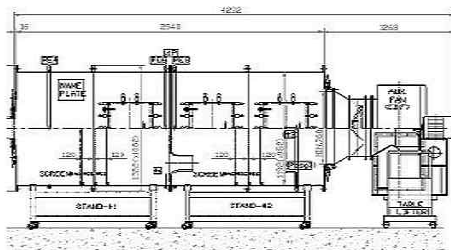


Fig. 1 Schematics of ISO fan test chamber

류전원 공급 장치와 인버터 (Inverter), 측정범위가 800~1,200 mbar 이고 ±0.15 %의 정밀도를 가지는 디지털 기압 센서, ±1.0 % RH와 0.2 °C 이내의 정밀도를 가지는 디지털 온습도센서, 최대 측정압력 150 mmAq (배율 5배) 와 100 mmAq (배율 7.5 배) 의 경사마노메타 각 1 개, 최대 500 mmAq 의 U형 마노메타, 0~36,000 rpm의 측정범위를 갖는 디지털 회전속도계로 구성되어 있다. 또한, 자동측정처리와 분석을 위해 Data Acquisition/Switch Unit 과 정밀도가 0.073 % 인 0~25.4 mmAq 와 0~127 mmAq 범위를 갖는 디지털 차압계 및 ±63.5 mmAq 와 ±381 mmAq 측정범위의 디지털 정압계가 구성되어 있어, 이 장치들을 사용하여 실시간으로 모든 Data의 동시 수집 및 측정이 가능하며, Data 빈도수를 조절하여 더욱 정확한 성능실험이 가능하다.<sup>(1)</sup>

축류뱀 성능실험은 축류뱀과 슈라우드만을 가지고 하는 뱀 단독실험과 축류뱀을 시스템에 장착하여 시스템의 유량을 측정하는 시스템 풍량실험이 있다. 본 연구에서는 뱀 단독실험을 실행하였다. Test Chamber내에 슈라우드를 설치 후 모터를 500 rpm 으로 고정시켜 뱀 성능실험을 하였다. 실험에 사용된 슈어어드는 뱀의 유량확보를 위한 것으로 끝단극을 직경대비 2 % 를 유지하며 실험이 가능하도록 하였다. 보조뱀의 기동 유무에 따라서 무부하를 유지할 수 있으며 댐퍼를 이용하여 부하를 조절할 수 있다. 유량은 ISO 5801<sup>(6)</sup>과 ASHRAE<sup>(7)</sup> 에 근거하여 유동 노즐 전후의 압력차를 측정, 계산하였다. 뱀의 효율을 구하기 위해 뱀의 유량, 압력, 소비전력 등을 측정하여 무차원의 성능 곡선 형태로 자동으로 계산되는 프로그램을 사용하였다.

#### 3.2 소음실험 장치 설명

본 실험은 인하대학교 유동소음제어 연구실의 밀폐형 무향 풍동실에서 수행되었다. 이 풍동은 400 mm (H) × 400 mm (W) × 2,500 mm (L) 의 시험부를 가지며 유동이 없을 때 암소음 레벨은 20 dB<sub>A</sub>를 유지한다. 실험세트는 무부하에서 1/2 레벨 마이크로폰 센서(B&K model 4138)을 이용하여 스펙트럼과 방사 소음을 측정하였고, 스펙트럼은 2채널 FFT 분석기 (Standard Research SR780)를 사용하여 3,000번 이상의 앙상블(Ensemble) 평균을 취하였다.<sup>(1)</sup> 뱀으로부터 1 m 및 45°의 위치에서 뱀의 소음을 측정하였다. BPF는 뱀의 날개수와 회전수의 상관관계를 갖는 이산소음의 특성을 대표한다. 날개 통과 주파수인 BPF는 식 (6) 과 같이 정의된다.

$$BPF = \frac{n \times Z}{60} \tag{6}$$

이번 연구에서 설계된 뱀 날개 (Z) 는 3개, 회전수 (N) 는 500 rpm 이므로, BPF는 15 이다.

### 4. 실험 방법 및 결과

#### 4.1 캠버각의 변화에 따른 성능실험

본 연구에서는 주어진 설계점에서 팬의 성능 및 소음을 최적화하기 위하여 캠버각의 변화에 따른 실험을 주로 수행하였다. 설치각이 커지면 압력면의 압력이 증가되어 유량을 증가시키는 역할을 하지만 모터의 부하를 증가시켜 회전수가 저감되고 이에 따라 팬 효율 및 소음에 악영향을 끼친다. 팬의 높이는 고정되어 있으므로 코드길이를 늘려 성능향상을 수정하는 방법에는 또한 한계가 있다. 따라서 본 실험에서는 Fig. 2와 같이 날개뒷전의 캠버각을 변형하는 방법으로 Model #2과 #3에 적용하여 성능 및 소음의 동시개선을 도모하였다. 그 결과 캠버각에 변형을 주지 않았을 경우보다 평균 캠버각이 3°~4° 증가 했을 때 설계정압에서 유량이 증가하였고 캠버각이 증가함에 따라 소음이 증가되는 경향을 보였다. 즉, 캠버각의 1° 증가당 유량은 3%, 소음은 0.5 dBA 증가하는 경향을 보였으며, Fig. 3에 캠버각에 따른 실제 유

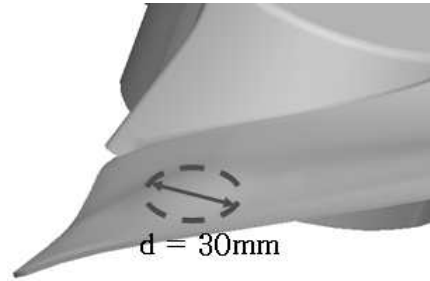


Fig. 5. Blade surface configuration of model #4

량변화와 소음증가가 나타나있다.

상기 실험결과와 같이 캠버각이 증가하면 소음이 증가되므로 부분적인 캠버각의 증가에 따른 소음특성을 알아보기 위하여 Model #3을 허브에서 끝단방향으로 25%, 50%, 75%, 100%의 네 구역으로 구분하여 각각의 구역에만 캠버각을 평균 4°씩 증가시키도록 형상을 변화하고, 같은 방법으로 소음실험을 수행하였다. 그 실험결과는 Fig. 4에 나타난 바와 같다. 실험 결과를 보면 Span 75%에서의 캠버각 증가는 앞의 결과와는 반대로 소음 저감의 효과가 큰 것으로 나타났다. 따라서 Fig. 3과 Fig. 4의 결과를 참고하여 성능 대비 소음의 값이 가장 최적인 Span 75% 위치에서 날개뒷전의 모서리 형상이 변형되지 않도록 캠버각을 국부적으로 4° 증가시키면, Fig. 5와 같이 날개뒷전 근처에 혹 모양과 같은 볼록한 형상을 얻게 된다.

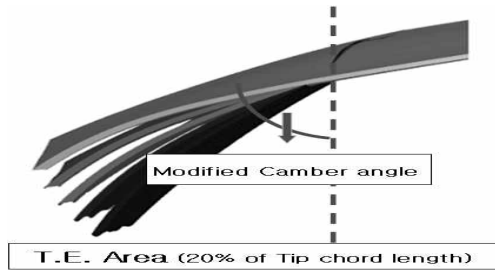


Fig. 2 Modified camber angle

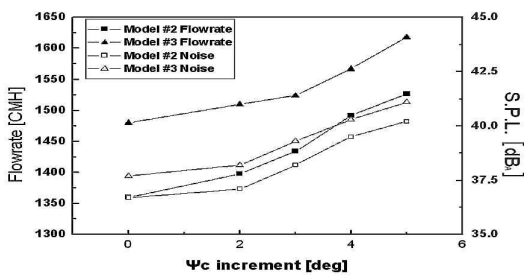


Fig. 3 Modified camber angle vs. flowrate & S.P.L.

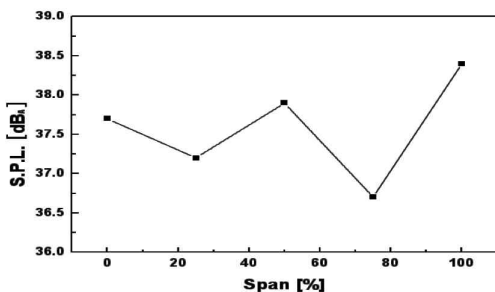


Fig. 4 S.P.L. vs. span location

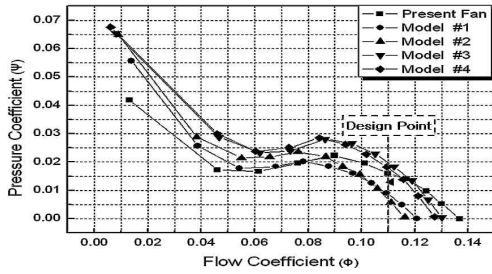
#### 4.2 실험결과

Fig. 6 에는 기존 팬과 팬 설계프로그램을 바탕으로 설계한 팬 성능실험 결과가 요약되어있다. 기존의 단품 최고 효율점 (BEP : Best Efficiency Point)에서의 유량계수( $\phi$ ), 압력계수( $\psi$ )의 값은 각각 0.10, 0.02 이다. 위의 값에 상응하기 위하여 목표 설계값은 유량계수 0.11, 압력계수 0.013 으로 정하였다.

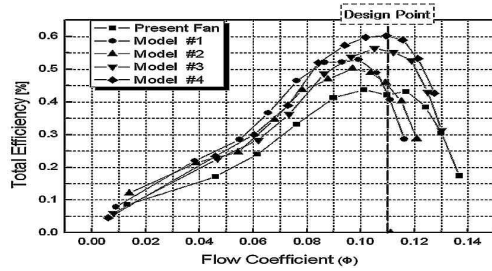
Model #1의 BEP점에서의 유량계수, 압력계수는 각각 0.098, 0.016 이다. Model #1은 BEP에서 목표 설계값을 만족하지 못하였다. BEP점에서의 회전수는 487 rpm 으로 기존 팬보다 10 rpm 상승했지만 설계정압에서 유량은 목표 설계값에 비해 4.6%가 부족하였다.

Model #2는 BEP점에서의 유량계수, 압력계수 값이 각각 0.099, 0.016 이다. Model #2도 목표 설계값과 약간의 차이를 보인다. 설치각의 감소에 의한 성능저감을 코드길이의 증가와 부분적인 캠버각의 증가만으로는 보상되지 못함을 알 수가 있다.

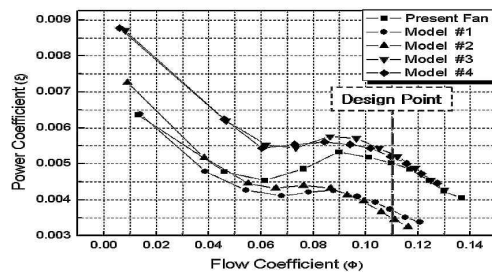
Model #3은 BEP점에서 유량계수 0.105, 압력계수 0.023로 목표 설계값을 만족한다. Model #3은 소음을 고려하여 Model #2의 전체적인 설치각의 범위를 유지시키며 코드길이와 캠버각이 동시에 증가된 팬으로 날개뒷전 부근에서의 일



(a)  $\phi$  vs.  $\psi$



(b)  $\phi$  vs.  $\eta$



(c)  $\phi$  vs.  $\xi$

Fig. 6 Non-dimensional performance curves for 4 models

이 증가하여 설계정압에서 유량이 0.6 % 증가하였다. 동력계수 상승에 비해 현저히 큰 정압상승증가에 의해 효율은 5 % 개선되었다.

Model #4는 BEP점에서 유량계수 0.11, 압력계수 0.018 이다. 본 모델은 Model #3의 설계변수를 유지하면서 날개뒷전의 Span 75 % 부근에 볼록한 형상을 국부적으로 설계하였다. 볼록한 형상은 부압면의 유동을 허브방향과 끝단방향으로 분산시키며 압력면의 유동을 볼록한 형상이 있는 Span으로 모으는 역할을 한다. 이는 날개뒷전을 빠져나가며 소음의 원인이 되는 압력면과 부압면의 와류를 분산시킴으로서 소음을 줄여주는 효과가 있다. Model #4는 기존 팬과 비교 시 설계정압에서 유량은 5.8 %, 효율은 10 % 향상되었다.

Fig. 7은 Model #3과 Model #4의 FFT 소음 스펙트럼 결과로서, Model #4는 Model #3의 형상에서 날개 끝단을 더 매끈하게 가공하여 슈라우드와 날개 끝단 간극에서 발생하는 와류의 강도를 줄였으며, 또한 Span 75 % 부근의 볼록한 형상에 의해 날개뒷전에서 발생하는 와류의 감소로 1kHz 이

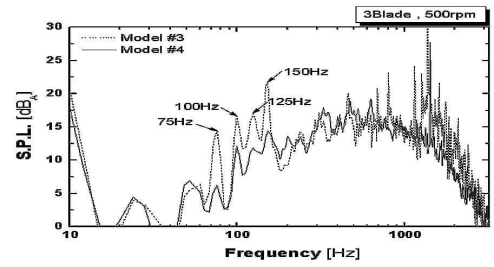


Fig. 7 Measured noise spectra for #3 & #4 models

Table 2 Fan performance & system noise level summary

	Flowrate [CMH]	Noise [dB <sub>A</sub> ]
Model #1	1,450	39.7
Model #2	1,360	36.7
Model #3	1,510	37.7
Model #4	1,587	36.8

하의 광대역소음이 저감되었다.

설계정압에서 모터의 회전수를 동일한 500 rpm 으로 유지하며 측정된 실제유량과 소음이 Table 2에 정리되어있다. Model #1과 Model #2은 일정한 팬 높이를 유지한 뒤 코드길 이와 설치각을 상대적으로 변화시키며 설계하였으며, 설계정압에서 유량은 6.2 % 감소하였지만 소음은 3 dB<sub>A</sub> 낮아졌다. 그러나 Model #2의 효율이 개선되어 동일유량에서도 소음이 개선됨을 확인하였다. Model #2과 Model #3의 결과를 비교해 보면 캠버각이 팬 성능향상과 소음감소에 영향을 주는 설계변수임을 알 수 있다. Model #2와 날개뒷전의 캠버각을 전체적으로 4° 증가시킨 Model #3을 설계정압에서 비교해보면 동력계수는 증가하지만, 유량은 10 % 증가되어 16 %의 효율상승을 가져왔다. 이에 따른 소음은 1 dB<sub>A</sub> 증가했다. 따라서 동일유량조건에서는 Model #3의 소음이 개선된다. Model #3과 Model #4의 실험결과 차이는 날개뒷전의 Span 75 % 부근의 볼록한 형상(국부캠버각 4° 증가)의 도입을 통해 5 %의 성능향상과 0.9 dB<sub>A</sub> 소음감소를 동시에 가져왔음을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 공조기와 실외기의 냉각용으로 사용되는 일본 S 사의 축류팬의 성능 및 소음 최적화 설계를 위한 실험적 연구의 일환으로 수행되었다. 연구 방법은 팬 설계 프로그래밍 **DesignFan**<sup>T.M.</sup>(4)을 사용하여 동일성능을 갖도록 설계변수를 변화시켜 기본설계를 한 후 날개뒷전의 국부적인 캠버각을 변경하여 성능 및 소음 최적화를 진행하였다. 본 연구에서 얻은 결과를 요약해보면 다음과 같다.

- 1) 날개뒷전 Span 75 % 부근의 캠버각을 국부적으로 변형

된 모델은 성능증가와 함께 소음감소를 보였다. 이는 날개뒷전을 빠져나가는 유동을 분산시켜 1kHz이하의 광대역소음을 저감시켰다.

- 2) 본 설계 비속도에서 웬 높이를 일정하게 유지하기 위해 기존형상에 비해 코드길이의 5% 증가와 함께 설치각이 감소된 웬 (Model #2) 이 상대적으로 설치각 2% 증가에 따라 코드길이가 감소된 웬 (Model #1) 보다 2.7%의 효율향상 및 3 dB<sub>A</sub>의 소음감소를 가져왔다.
- 3) 설치각이 같은 조건에서 날개뒷전의 캠버각의 증가는 동일 비속도에서 동력계수의 상승을 초래하지만 그에 비해 정압상승에 따른 유량 증가량이 더욱 높기 때문에 전체적인 효율상승을 가져오는 것을 알 수 있다.
- 4) 본 설계는 멀티섹션 설계기법에 날개뒷전의 볼록한 형상 (국부적 캠버각의 변화) 을 적용하여 멀티섹션 설계기법의 장점을 극대화하였으며, 공조기 실외기에 적용되는 고풍량 축류팬 등 저소음이 요구되는 다른 환경의 성능향상설계에도 매우 유용한 기법으로 여겨진다.

## 후 기

본 과제는 국토해양부의 지원으로 수행한 해양에너지 전문인력 양성사업의 연구결과입니다.

## 참고문헌

- (1) 이정수, 2006, “축류팬 Multi-sectioning 설계기법 개발과 유동구조 및 소음에 대한 영향,” 석사학위논문, 인하대학교.
- (2) 이승배, 2008, 축류팬 다중영역 설계방법 및 그 설계방법에 의해 제작되는 축류팬, 대한민국 특허등록, 제 798103호.
- (3) Wright, T., 1999, Fluid Machinery, CRC Press 7. ISO, 1997, Industrial fans-Performance testing.
- (4) iDesignFan S/W Ver. 3.2 Manual, 2003, AeroNet.
- (5) Ikeda hisafumil, Ishikaw norikazu, Edayoshi atsushi, Otsuta katsuhisa, Hironaka yasuo, 1996, Mitsubishi electric corp, JP8121391 (A), Japan.
- (6) International Standard, ISO 5801, 1997, Industrial fans-performance testing using standardized airways.
- (7) ASHRAE, 1985, Laboratory Methods of Testing Fans for Rating, ASHRAE Standard 51.