

에어컨 실외기용 축류팬의 성능에 관한 연구: 소음 특성

김용환* · 이장호**†

Analysis on Performance of Axial Flow Fan for Outdoor Unit of Air-conditioner: Noise Characteristics

Yong-Hwan Kim*, Jang-Ho Lee**†

Key Words : Axial fan(축류팬), Aerodynamic Noise(공력소음), Noise Characteristic(소음특성)

ABSTRACT

In this paper, aerodynamic noise of axial flow fans for outdoor unit of air-conditioner was analyzed by both experiment and numerical simulation. The three-dimensional incompressible turbulent flow was predicted by the commercial computational fluid dynamics code SC/Tetra, while the aeroacoustic noise of an axial flow fan was predicted by FlowNoise. Computations and experiments were performed with two types of axial flow fans, in which very different noise source distributions were presented. The results obtained from this study are expected to show the way to reduce the noise of axial flow fans in industrial applications.

1. 서론

축류팬(axial fan)은 지하철 환기 시스템이나 터널 환기 시스템과 같이 비교적 큰 유량을 필요로 하는 대단위 시설물 뿐만 아니라 일반 산업기계, 조선, 공조 등의 다양한 분야에 사용되고 있으며, 최근에는 전자제품의 냉각장치, 에어컨 실외기, 냉장고 등과 같은 가전제품에서도 적극 활용되고 있다. 일반적으로 축류팬은 사용 목적에 따라 다양한 크기와 형태가 존재하며, 특히 유량, 압력, 효율 등은 축류팬의 성능을 대표하는 주요 인자로 축류팬의 설계나 선정에 있어 가장 중요한 요소로 여겨져 왔다. 그러나 실생활과 밀접한 관련이 있는 냉장고나 에어컨 실외기 등에 사용되는 축류팬의 경우에는 앞서 언급한 송풍특성과 더불어 소음특성이 매우 중요한 설계인자로 여겨지고 있으며, 따라서 최근에는 축류팬의 소음 특성에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있는 실정이다^(1,2).

일반적으로 축류팬과 같이 회전하는 물체 주위의 유동은 매우 복잡한 삼차원 비정상 난류유동이므로 여기서 기인하는 소음 역시 다양한 주파수 성분을 포함한 광대역 소음(broadband noise)

의 형태이다^(3,4). 따라서 이론적인 접근 방법을 이용한 소음 특성 평가 및 최적화는 관련 이론의 부재와 적용의 제한성 때문에 매우 어려운 실정이다. 실험적 방법으로 팬의 소음 성능을 평가하기 위해서는 비교적 많은 시간과 비용을 필요로 하는 단점이 있으며, 특히 내부 유동장을 가시화하고 이를 바탕으로 소음원을 규명한 후 소음 저감을 위한 최적의 설계안을 제시하기에는 많은 어려움이 따른다. 이에 그 대안으로 최근에는 전산유체역학(CFD) 및 음향상사이론(acoustic analogy)을 이용한 팬 성능특성 평가 및 최적화 등의 연구가 활발히 이루어지고 있으며^(5,6), 이러한 수치적 연구 방법은 수치해석 기법의 발달과 컴퓨터 성능의 비약적인 발전에 힘입어 소음특성 예측 및 ‘고효율 저소음 축류팬 개발’을 위한 효과적인 도구로 자리매김하고 있다.

본 연구에서는 에어컨 실외기에 적용되는 축류팬의 유동 및 음향특성을 다양한 회전수에 대해 수치적으로 해석함으로써 운전조건에 따른 소음 특성을 규명하고 소음 레벨에 영향을 미치는 주요 설계 인자를 도출하고자 하였다. 이를 위해 본 연구에서는 먼저 기본 팬에 대한 소음 특성을 예측하고 이를 실험결과와 비교, 검증함으로써 수치해석 결과의 신뢰성을 확보하였다. 또한 서로 다른 팬 형상에 대한 소음해석을 수행함으로써 팬 형상에 따른 소음 특성을 규명하고 소음을 결정하는 주요 유동 특성을 비교함과 동시에 향후 ‘저소음 축류팬 개발’을 위한 효과적인 대안을 제시하고자 하였다.

* POSCO, Energy Business Department,
windpro@posco.com

** 군산대학교 기계자동차공학부

† 교신저자, E-mail : jangho@kunsan.ac.kr

2. 축류팬 사양

연구 결과의 활용성을 높이기 위해, 본 연구에서는 현재 상용화되어 있는 제품 중에서 에어컨 실외기용으로 널리 사용되고 있는 두 종류의 축류팬을 선정하였다. 선정된 축류팬 중 팬A는 효율 및 성능이 이미 검증된 모델로서 기준 회전수가 700 rpm이고 10 mmAq의 부하시 설계점에서의 유량 및 기준 소음은 각각 80 m³/min, 65 dB(A)이다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 축류팬의 삼차원 형상을 나타낸 것으로 A 팬과 B 팬 모두 3개의 블레이드로 구성되어 있으며 최대 직경은 각각 700 mm와 745 mm이다.

3. 실험장치

본 연구에서 사용된 축류팬의 소음 측정은 Fig. 2와 같은 무향실에서 수행되었으며, 측정위치 선정 및 데이터 처리 방법은 한국산업기술규격인 KS B 6311⁽⁷⁾과 KS B 6361⁽⁸⁾에 명기된 기준을 참고하였다. 무향실은 흡음율이 높은 GLASS WOOL재질의 흡음 BLOCK을 사용하며 벽면을 만든 중구조의 부구조물로서 외부음의 투과를 허용하지 않으며 실내에서 99% 이상의 흡음율을 갖는다. 또한 무향실의 실내 음압 레벨은 내부 소음의 수치에 관계없이 1000 kHz에서 20~25 dB 이하이다. 소음 측정위치는 Fig. 3에 도시한 바와 같이 팬의 축중심을 기준으로 각 지점까지 1 m의 거리를 두고 상·하·좌·우 각 4개의 지점으로 설정하였다.



Fig. 1 Two types of axial flow fan: Fan A (left) and Fan B (right)



Fig. 2 Experimental setup for acoustic measurement

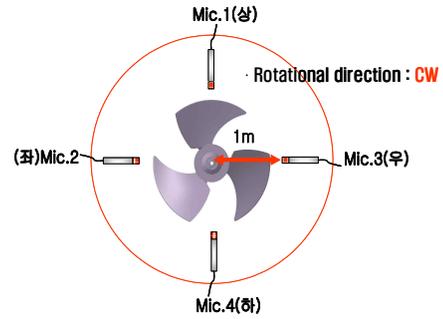


Fig. 3 Location of microphones

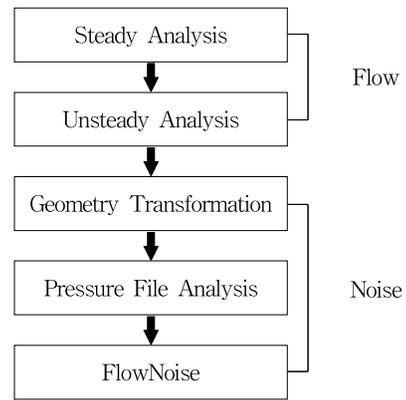


Fig. 4 Overview of numerical procedure for noise prediction

Table 1. Details of test cases

Case	Outer diameter (mm)	Rotational speed (rpm)
Fan A	700	204
		560
		700
Fan B	745	204
		700

4. 수치해석

본 연구에서는 상용 소프트웨어인 SC/Tetra와 FlowNoise를 이용해 축류팬 주위의 삼차원 비압축성 난류 유동장 및 소음장을 모사하였다. Fig. 4는 축류팬의 소음 특성 예측을 위해 본 연구에서 수행한 해석방법을 정리한 것으로 크게 소음원을 얻기 위한 유동해석 부분과 소음 레벨을 예측하기 위한 소음해석 부분으로 나눌 수 있다. 본 연구에서는 운전조건 및 팬 형상에 따른 축류팬의 유동소음 특성을 고찰하기 위해 앞서 언급한 두 가지 형상의 팬에 대한 수치해석을 수행하였으며 해석 조건에 대한 보다 자세한 사항은 Table 1에 기술하였다.

유동해석을 위한 지배방정식은 유한체적법(finite volume method)으로 이산화되었으며, 계산시간의 단축을 위해 먼저 1회전에 대한 정상상태 해석을 수행하고, 이후 2회전은 비정상상태 해석을 수행하였다. 유동해석을 위한 계산 영역은 실

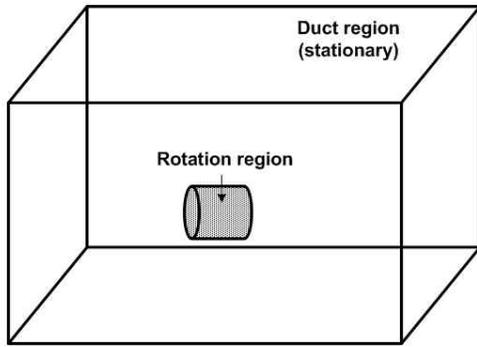


Fig. 5 Computational domain for fan noise analysis

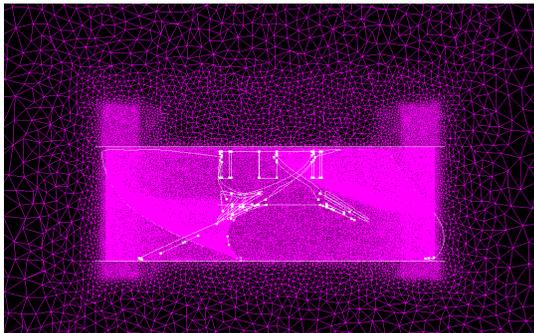


Fig. 6 Example of mesh distribution

힘조건과 동일하게 x 방향, y 방향 z 방향으로 각각 5 m, 5 m, 9m인 사각 덕트로 설정하였으며 Fig. 5에 도시하였다. 계산영역은 크게 축류팬을 포함하고 있는 내부 회전 영역과 외부 정지 영역으로 구성되어 있으며 두 영역 사이의 경계면은 불연속격자(discontinuous mesh) 기법을 이용해 처리하였다. 유동해석을 위한 경계조건으로는 외부의 사각덕트 면을 압력이 0 Pa인 정지된 벽으로 지정하였고, 축류팬 표면은 회전하는 벽으로 지정하였다.

축류팬 주위의 삼차원 난류 유동은 일반적으로 유선 곡률과 회전, 심한 압력 구배, 유동 박리 그리고 난류의 비등방성 등으로 인하여 매우 복잡한 유동 특성을 가지고 있다. 일반적으로 표준 $k-\epsilon$ 모델은 부드러운 표면에서의 유동 박리를 예측하는데 있어 다소 부정확하다고 알려져 있다. 또한 이러한 모든 효과를 고려한 일반적인 난류 모델은 아직 알려지지 않았다. 따라서 본 연구에서는 본 상용코드에서 송풍기의 유동 현상 및 소음해석에 가장 널리 사용되고 있는 MP $k-\epsilon$ (Modified Production $k-\epsilon$) 난류 모델을 사용하였다^(9,10).

격자계의 구성은 Fig. 6에 나타난 바와 같이 팬 A와 팬 B 모두 블레이드의 표면과 유동의 예상방향에 집중된 비정렬 격자(unstructured mesh)로 이루어져있으며 해석조건에 따른 격자수 및 격자크기 분포는 Table 2에 정리하였다. 팬의 주파수 해석 영역을 3150Hz 이상까지 적용하기 위하여 time step이 0.00025s 이하로 설정되었고, 여기에 맞추어 격자크

Table 2 Computational setup for noise prediction

Case	Rotational speed (rpm)	Time step (sec)	Number of grid	Mesh size (m)	CFL (mean)
Fan A	204	0.000205	8,129,468	0.0003845~0.3975	1.04
	560	0.000149	17,312,776	0.0001563~0.3975	1.03
	700	0.00024	4,816,162	0.0003845~0.795	1.02
Fan B	204	0.000205	8,661,096	0.0003845~0.795	0.95
	700	0.00024	5,729,472	0.0003845~0.795	0.98

기는, CFL(Courant-Friedrichs-Lewy) 수가 일정하게 유지되는 범위에서, 설정되었다. 따라서 time step이 감소하면 격자수도 증가하게 된다. 또한 유동해석 시 사용된 작동유체는 20 °C의 공기로 설정하였고 수렴 여부를 판단하기 위한 임계잔차값(residual)은 모든 변수에 대해 10^{-5} 으로 설정하였다.

소음해석 시에는 기존의 비정상 유동해석에 팬 표면의 1회전에 해당하는 Pressure analysis를 추가로 수행하였으며, 이후 음향상사 이론을 기반으로 한 상용프로그램인 FlowNoise를 이용해 실험과 동일한 측정지점에서 A-weighted 음압레벨 (sound pressure level) 값을 예측하였다.

5. 결과 및 고찰

5.1 수치해석 결과 검증

본 연구에서는 먼저 수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 204 rpm으로 회전하는 B 팬의 소음 레벨을 수치해석 결과와 실험 결과를 토대로 비교해보았다. Table 3은 다양한 해석조건에서 측정 위치에 따른 소음 레벨을 나타낸 것으로, 204 rpm으로 회전하고 있는 B 팬의 경우 측정값과 예측값 모두 30~32 dB(A) 정도인 것을 확인할 수 있다.

팬 B의 실험이 진행된 무향실의 암소음은 17dB(A)이하로 나타났고, 본 연구에서 진행된 소음해석은 비정상상태 해석으로 특정 상태에서 해석결과가 분석되므로, Mic.1~4의 소음값이 블레이드 위치에 따라 등방성이 유지되지 않고, 서로 약간의 차이를 보이고 있다.

측정값과 수치해석 결과 사이의 오차는 측정 지점 모두 1 dB(A) 이하인 것으로 나타났다. 이는 본 연구에서 사용한 격자 및 수치해석 기법이 소음원이 되는 유동특성을 충분히 잘 모사하였음을 의미하며, 특히 유동소음과 밀접한 관련이 있는 블레이드 끝단과 팬 후방에서의 복잡한 난류 유동의 해석이 실제 현상과 유의성이 있다는 것을 의미한다.

Table 3 Comparison of overall noise level

Case	Rotation speed (rpm)	Location	SPL (dBA)
Fan A (Computation)	204	Mic 1	30.27
		Mic 2	31.44
		Mic 3	31.57
		Mic 4	30.72
	560	Mic 1	49.59
		Mic 2	48.64
		Mic 3	48.51
		Mic 4	48.70
	700	Mic 1	59.43
		Mic 2	60.59
		Mic 3	59.56
		Mic 4	59.35
Fan B (Computation)	204	Mic 1	31.00
		Mic 2	30.74
		Mic 3	31.11
		Mic 4	31.97
	700	Mic 1	59.18
		Mic 2	59.24
		Mic 3	59.47
		Mic 4	59.53
Fan B (Experiment)	204	Mic 1	N/A
		Mic 2	30.80
		Mic 3	31.50
		Mic 4	31.80

5.2 소음 특성

Fig. 7은 팬 형상 및 팬 회전속도에 따른 소음레벨의 수치 해석 결과를 나타내고 있다. A 팬과 B 팬 모두 회전속도가 증가함에 따라 전체적인 소음레벨이 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 기존의 실험결과⁽¹¹⁾와도 잘 일치한다. 반면, 회전속도가 204 rpm 또는 700 rpm으로 동일한 경우, 팬 형상의 변화에 따른 소음레벨의 변화는 미미한 것으로 드러났다. 그러나 일반적으로 팬 형상 및 직경의 변화는 소음특성 뿐만 아니라 송풍성능에도 큰 영향을 미치게 되므로, 전체적인 소음 레벨이 비슷하다 하여도 동일한 설계유량에서는 다소 상이한 소음레벨이 나타날 것으로 예측된다. 손영우 등⁽¹²⁾의 연구에 의하면 동일한 회전 속도에서 B 팬의 송풍량이 A

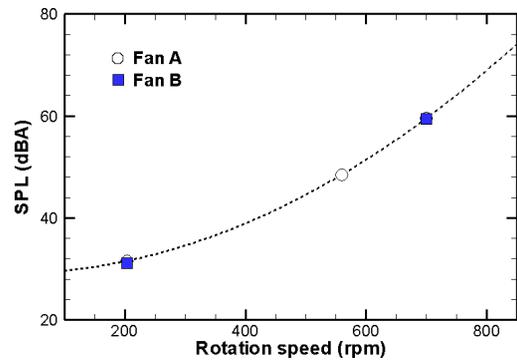


Fig. 7 Overall noise levels at Mic 3

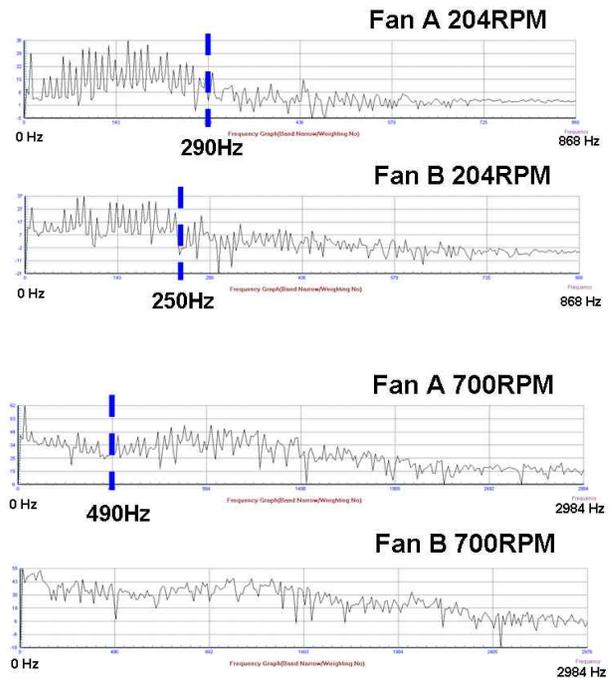


Fig. 8 Frequency graph of computational at mic 1

팬에 비해 큰 것으로 나타났으며, 따라서 동일한 설계유량에서는 B 팬의 소음레벨이 다소 낮을 것으로 판단된다.

한편, 측정 위치에 따른 소음 레벨의 변화는 수치해석 결과와 실험결과 모두 미미한 것으로 나타났다. 즉, 축류팬의 소음 특성은 전방위에서 비교적 균일하며, 이러한 특성은 회전속도의 변화에 의해서 크게 영향을 받지 않는 것으로 사료된다.

Fig. 8은 mic 1 소음의 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 팬이 204rpm으로 회전할 때 BPF(blade passage frequency)소음이 주로 크게 나타나고, 700rpm으로 회전하는 경우, BPF 소음과 난류성분이 복합적으로 나타나는 것을 알 수 있다.

5.3 유동 특성

앞서 살펴본 소음특성과 더불어, 본 연구에서는 유동소음에 큰 영향을 미치는 주요 유동특성에 대해서 고찰해보았다. Fig. 9은 700 rpm으로 회전하는 각각의 축류팬에 대해 표면

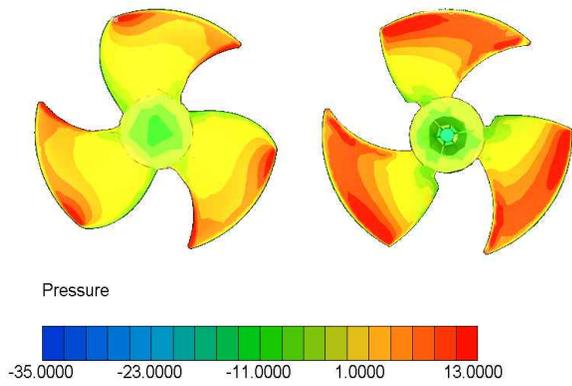


Fig. 9 Surface pressure distribution in around a fan rotating at 700 rpm: Fan A (left) and Fan B (right)

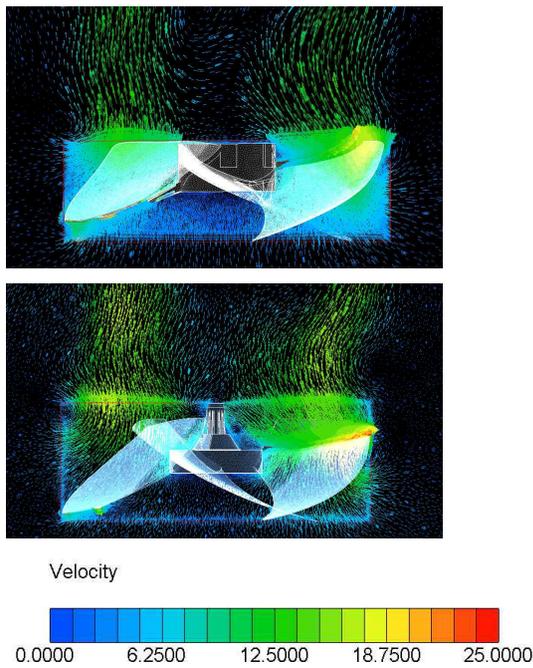


Fig. 10 Velocity vector distribution in around a fan rotating at 700 rpm: Fan A (top) and Fan B (bottom)

압력 분포를 팬의 유동 출구 쪽에서 나타낸 것으로, 두 팬 모두 표면 압력은 블레이드의 팁(tip) 부분에서 가장 강한 것으로 드러났다. 또한 A 팬의 표면 압력은 블레이드의 팁 부분에 집중되어 있는데 반해, B 팬의 경우에는 표면 압력이 블레이드 전반에 걸쳐 고르게 분포하고 있음을 확인할 수 있었다. 이러한 결과는 팬의 형상 차이에서 기인하는 것으로 특히 블레이드의 곡률과 밀접한 관련이 있는 것으로 판단된다. 즉, 곡률이 비교적 큰 A 팬의 경우에는 블레이드의 팁 부분에서 강한 압력이 집중적으로 분포하고 있으며 이러한 국부적 압력 집중은 팬의 변형이나 추가적인 진동 소음의 발생 가능성을 증가시킬 것으로 예상된다.

Fig. 10은 팬 주위의 속도분포에 대한 수치해석 결과를 나

타낸 것으로 두 팬 모두 블레이드의 팁 후류영역에서 가장 강한 속도 분포를 보이고 있다. 따라서 주 소음원은 날개 팁 부분에 위치하고 있을 것으로 판단되며 이는 팬 표면의 압력 분포에서 살펴본 바와도 일맥상통한다. 한편, 허브와 팁 부분에서의 속도 차는 블레이드의 곡률이 큰 A 팬에서 비교적 큰 것으로 나타났으며 이는 블레이드 팁 부분의 국부적 압력 집중과도 밀접한 관련이 있음을 알 수 있다.

반면, B 팬의 경우에는 부드러운 형태로 가공된 블레이드의 팁 부분이 유동을 효과적으로 분산시켜 허브와 팁 사이의 속도 차를 줄이며, 따라서 블레이드 표면에서 비교적 균일한 압력 분포를 형성하는 것으로 나타났다. 또한 수치해석 결과 블레이드 곡률에 의한 유동 특성의 차이는 회전속도가 증가할수록 더욱 두드러지는 것으로 나타났다.

Fig. 11은 700 rpm으로 회전하는 축류팬 주위의 난류에너지 분포를 나타내고 있다. A 팬의 경우, 블레이드 팁에서 형성되는 강한 와류에 의해 비교적 큰 난류에너지가 팁의 후류영역에 집중되어 있는 것으로 나타났다. 반면, B 팬의 경우에는 비교적 균일한 속도 분포에 의해 팁 부분의 와류 형성이 억제되고 그 결과 팁 후류 영역의 난류에너지가 다소 약해지는 것을 알 수 있다. 이러한 난류에너지의 감소는 고주파 영역의 난류소음을 효과적으로 저감시킬 것으로 판단되며, 따라서 Table 3에 기술한 바와 같이 직경이 비교적 큰 B 팬의 경우 이론적으로는 블레이드 팁 속도가 A 팬에 비해 높아 전체적인 소음레벨이 다소 증가할 것으로 예상되었으나, 실제 소음레벨은 A 팬과 비슷하거나 오히려 낮은 것으로 나타났다.

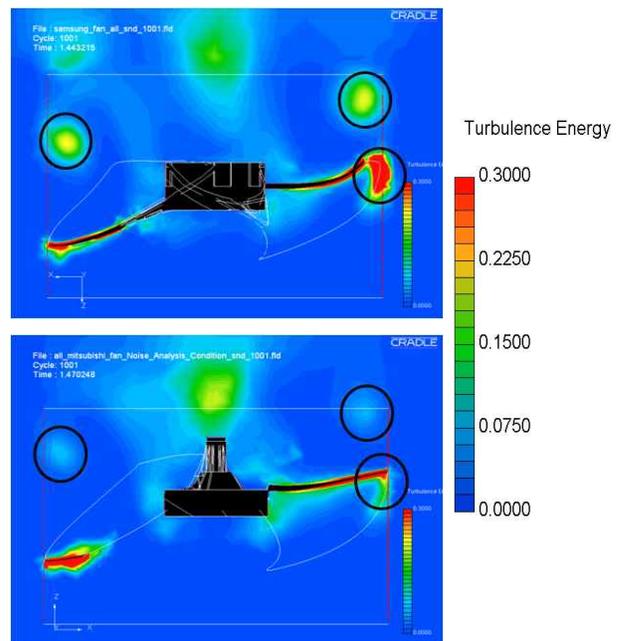


Fig. 11 Turbulent energy distribution in around a fan rotating at 700 rpm: Fan A (top) and Fan B (bottom)

6. 결 론

본 연구에서는 에어컨 실외기에 적용되는 축류팬의 소음 특성을 여러가지 회전수 및 형상에 대해 상용프로그램인 SC/Tetra와 FlowNoise를 이용해 고찰하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 204 rpm으로 회전하는 B 팬에 대한 소음레벨을 비교해 본 결과, 예측값과 측정값 사이의 오차가 1 dB(A) 이하로 매우 잘 일치하는 것으로 나타났다.
- 2) 팬 소음은 주로 날개의 팁 부분에서 발생하며 특히 팁 후류 영역의 난류에너지 분포와 압력 분포가 소음특성과 밀접한 관련이 있음을 확인하였다.
- 3) 축류팬의 소음특성에 대한 수치해석 결과, A 팬과 B 팬 모두 회전속도가 증가함에 따라 전체적인 소음레벨이 증가하는 것으로 나타났으며 동일한 설계유량에서는 B 팬의 소음레벨이 A 팬에 비해 다소 낮을 것으로 판단된다.
- 4) 저소음 팬 설계를 위해서는 팬 형상의 최적화에 대한 연구가 선행되어야 할 것으로 판단되며, 특히 블레이드의 곡률에 따른 소음 특성에 대한 연구가 추가로 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 지식경제부 신재생에너지 원천기술센터 기술개발사업으로 (2009T1001100576) 수행된 연구 결과입니다.

참고문헌

- (1) 이봉수, 권오용, 송화영, 고희환, 정철영, 2009, “회전수 및 받음각의 변화에 따른 제연팬의 소음특성변화” 2009 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 465~468.
- (2) 김현주, 신대식, 김욱, 전완호, 2006, “냉장고 기계실 축류팬 소음의 유동소음원에 관한 수치적 연구” 2006 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 205~208.
- (3) Maaloum, A., Kouidri, S., Rey, R., 2004, “Aeroacoustic performance evaluation of axial flow fans based on the unsteady pressure field on the blade surface” Applied Acoustics, Vol. 65, pp. 367~384.
- (4) Jiang C., Chen J., Chen, Z., Tian, J., OuYang, H., and Du Z., 2007, “Experimental and numerical study on aeroacoustic sound of axial flow fan in room air conditioner” Applied Acoustics, Vol. 68, pp. 458~472.
- (5) 서성진, 최승만, 김광용, 2006, “형상 최적화를 통한 축류송풍기의 설계” 대한기계학회 논문집 B권, Vol 30, pp. 603~611.
- (6) 이기상, 김광용, 최재호, 2008, “익형의 형상최적화를 통한 고효율 축류송풍기 설계” 유체기계저널, Vol. 11, pp. 46~54.
- (7) Korean Standards, KS B6311, 2001, Testing methods for industrial fans.
- (8) Korean Standards, KS B6361, 2002, Methods of A-weighted sound pressure level measurement for fans, blowers and compressor.
- (9) Software Cradle, 2007, SC/Tetra ver7 User's Guide Solver reference, Chapter 2-10
- (10) Kato M, and Launder B.E, 1993, “The modeling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders”, Ninth symposium on turbulent shear flow, 10-4
- (11) Fukano, T., 1978, “Noise generated by low pressure axial flow fans, III: effects of rotational frequency, blade thickness and outer blade profile” Journal of Sound and Vibration, Vol. 56, pp. 261~277.
- (12) 손영우, 이장호, 박성룡, 김민성, 김재원, 2008, “응축기용 축류팬의 유동 및 소음특성에 대한 해석과 실험” 2008 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 503~506

- (1) 이봉수, 권오용, 송화영, 고희환, 정철영, 2009, “회전수 및 받음각의 변화에 따른 제연팬의 소음특성변화” 2009 유