

축류형 이중 블레이드 팬의 공기 유동 특성에 관한 실험적 연구

김해지^{##}, 이용민^{**}

(*# 경남과학기술대학교 자동차공학과, ** 낙우산업(주))

Experimental Study on Air Flow Characteristics of Axial Dual-blade Fan

Hae-Ji Kim^{##}, Yong-Min Lee^{**}

(Received 18 July 2014; received in revised form 30 July 2014; accepted 8 August 2014)

ABSTRACT

To ventilate indoor spaces, axial single-blade fans are widely used in various areas, such as schools, houses, offices, and restaurants. Recently, axial single-blade fans were developed to realize energy efficiency and noise reduction improvements. Here, an experimental study of the air flow characteristics of an axial dual-blade fan is conducted. The characteristics of the axial dual-blade fan were tested via an air flow analysis and with prototypes. For the performance of the fan, the flow rate, power consumption, and noise were evaluated. The result showed that the axial dual-blade fan uses less power and produces less noise in comparison with an axial single-blade fan.

Key Words : Axial Dual-blade Fan(축류형 이중 블레이드 팬), Air Flow Characteristics(공기유동특성), Flow Rate(유량), Power Consumption(소비전력), Noise(소음)

1. 서 론

현대인들의 일상생활은 대부분이 밀폐된 공간에서 자기에게 주어진 일을 하고 있다. 대부분의 시간을 밀폐된 공간에서 생활함으로써 밀폐된 공간에서 발생하는 이산화탄소, 질소산화물, 미세먼지, 부유세균, 진드기와 같은 여러 오염물질들이 인체에 영향을 끼치고

있다. 이러한 오염물질들의 저감과 배출을 원활히 하기 위해 대부분의 밀폐된 공간에는 환풍시스템이 설치되어 있다. 대표적으로 사람들이 많이 생활하는 밀폐된 공간으로 보면 학교, 사무실, 음식점, 아파트, 공장 등이 있고, 각 공간의 특징에 따라 환기시스템이 설치되어 있다. 현재 환기시스템중에 가격이 저렴하고, 설치가 용이해서 가장 폭넓게 사용되는 것은 1개의 블레이드가 장착된 축류형 팬이며, 다양한 형태로 상용화되어 밀폐된 공간의 공기를 순환, 배기, 흡기 등을 역할을 수행하고 있다.

축류형 팬은 오래전부터 다양한 연구가 진행되어 왔으며, 축류팬의 여러 가지 요소에 관한 기초 연구는

** LAKWOO Co., Ltd.

Corresponding Author :

Dept. of Automotive Engineering, Gyeongnam National
University of Science and Technology

E-mail : khji@gntech.ac.kr

Fukano 등^[1-3]에 의하여 수행되었으며 축류팬의 날개 수, 캠버각, 코드길이, 현절비(solidity) 등에 관한 영향을 분석하였다. Kamaya 등^[4]은 실험계획법을 적용하여 소형 냉각팬의 각 인자에 관한 영향을 분석하였다. Estevadeordal 등^[5]은 DPIV를 사용하여 저속으로 회전하는 축류팬의 유동특성을 연구하였다. Lee 등^[6]은 전향스윙된 축류팬에서 팁 볼텍스의 특성을 3차원 LDV와 수치해석을 적용하여 유동특성을 연구하였다. Maaloum 등^[7]은 축류팬으로 유입되는 흡입유동이 축류팬의 소음과 공기역학적 거동에 미치는 영향을 연구하였다. 그리고 축류형 팬의 공기저항에 따른 에너지 손실 저감, 소비전력 저감, 소음 저감 등을 위한 많은 연구들이 이루어지고 있다.^[8-11]

본 논문에서는 1개의 블레이드를 가지는 축류형 팬에서 발생하는 에너지손실, 소비전력, 소음 등을 고려하여 2개의 블레이드를 가지는 축류형 이중팬에 관하여 공기의 유동 특성을 실험적으로 고찰하고자 하였다. 이중 블레이드 축류형 팬의 모델을 선정하여 공기 유동해석과 시제품 제작을 통하여 유량, 소비전력, 소음 등으로 특성을 평가하고자 하였다.

2. 이중 블레이드 팬의 모델 및 해석 조건

2.1 이중 블레이드 팬의 설계

Fig. 1에서는 CATIA 프로그램으로 설계된 축류형 중 블레이드 팬의 3차원 형상을 나타내고 있다. 이중 블레이드 팬의 블레이드 수와 블레이드 각도는 많이 사용되고 있는 단일 블레이드 팬을 참고하여 블레이드 직경 250mm, 블레이드 개수 5개로 설계하였다.

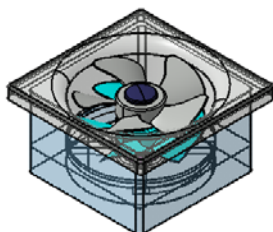


Fig. 1 3D Shape of axial dual-blade fan

2.2 이중 블레이드 팬의 해석 조건

Fig. 2(a)에서는 해석에 사용된 유동관으로 유체 영역만을 추출하였다. 그림에서 보는 바와 같이 본 유동관에서는 Fig. 1에 포함되어 있는 브라켓과 모터를 제외 하였으며, 제외한 것은 격자의 품질과 격자의 수를 좋게 하기 위함이다. 불필요한 형상에 의한 격자의 품질 저하를 막아 해석결과와 정확성을 높였다.

그리고 본 형상은 일정한 주기 조건(periodic condition)으로 5개의 블레이드가 72°로 배치되어 있어, 1 개의 블레이드 만을 사용하여 해석 시간을 줄였다. Fig. 3(b)에서는 1/5주기의 유동영역을 나타내고 있다. 1/5주기의 영역은 블레이드의 형상을 따라 곡선으로 절단하여 블레이드 주위의 격자 품질을 높였다.

Fig. 3에서는 입구와 출구부의 유동영역 연장부분으로 돌출된 영역을 나타내고 있다. 실제 환풍기가 설치되어질 곳에서는 벽으로 둘러 싸여 지지만, 해석모델에서는 실제 설치 장소의 형상까지 고려되어지지 않기에 가상으로 추가하였다. 그리고 본 해석모델에서는 입구와 출구부에 압력이나 속도를 주지 않고 회전력에

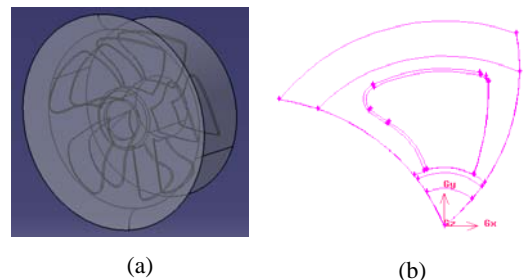


Fig. 2 Fluid area shape and 1/5 cycle analysis model

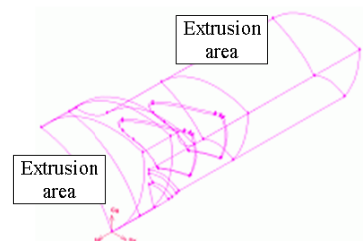


Fig. 3 Extrusion area

의해 유동을 발생시킴으로서 유동이 역류할 수 있으나, 유동 연장부분에서는 역류를 방지하여 수렴성을 안정하게 만든다. 해석 후 유동정보를 얻기 위해 두 블레이드의 앞, 뒤로 가상의 벽을 만들었다.

Fig. 4에서는 Fig. 3의 형상을 격자로 생성한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이, 표면에 격자의 수를 최대한 줄이기 위해 사각격자를 넣었고, 실제 3차원 격자로 생성될 영역은 삼각기둥 형태를 갖게 된다. 블레이드 부분에는 사면체 격자를 사용하였으며, 입구 출구영역은 삼각기둥 격자를 생성하였다. 그리고 블레이드 부분에서는 상대적으로 많은 격자를 넣어 벽 근처에서의 유동을 잘 모사할 수 있도록 하였다. 출구와 입구로 갈수록 큰 격자를 넣어 해석에 걸리는 시간을 줄이기 위해 크기 함수(size function)를 이용하여 격자를 생성하였다.

격자의 총 개수는 2,254,699이며, 면의 수는 4,646,736이다. 그리고 노드는 466,475개이다. 가장 작은 격자의 체적은 $2.345 \times 10^{-11} \text{m}^3$ 이며, 가장 큰 격자의 체적은 $4.596 \times 10^{-8} \text{m}^3$, 총 격자의 체적은 $4.346 \times 10^{-3} \text{m}^3$ 이다.

Fig. 5에서는 해석모델의 경계조건으로 입구와 출구, 벽 그리고 블레이드로 나누어져 있으며, 1/5주기 해석을 위해 주기 조건을 적용하였다. 입구와 출구 모두 대기압상태를 적용하였다.

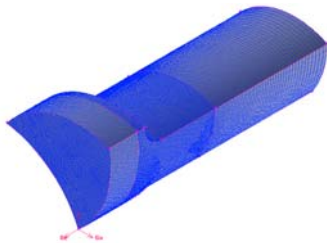


Fig. 4 Grid generation

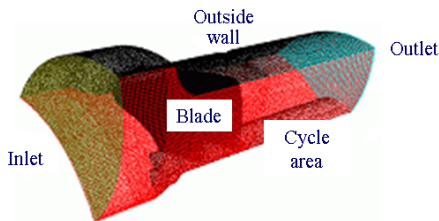


Fig. 5 Boundary conditions

해석은 이중블레이드의 회전수에 따라 수행하였다. 팬의 회전수는 1,200rpm에서 1,600rpm까지 100rpm씩 증가시켜 5개의 경우에 대해 해석을 수행하였다. 본 해석의 작업유체는 공기로 물이나 액체에 비해 쉽게 압축을 할 수 있지만, 그 성질을 비압축성으로 가정하여 해석을 하였다. 실제로 다른 연구의 팬, 유체기계 해석에서도 마하수가 0.3 미만인 유동에 대해서는 비압축성으로 가정하여 해석을 진행 하고 있기에 본 해석에서 수행한 방법에 문제가 없음을 알 수 있다.

해석에 사용된 난류모델은 standard $k-\epsilon$ 난류 모델을 채용했으며 밀도는 변하지 않고 일정한 값을 적용해서 계산했으며, 난류모델에 사용되는 각종 상수 값은 CFD 툴에서 제공하는 기본 값을 사용하였다. 압력과 속도의 커플링은 SIMPLE 알고리즘을 사용하였으며, 완화계수는 기본 제공 값보다 더 작은 값을 넣어 해석을 하였다.

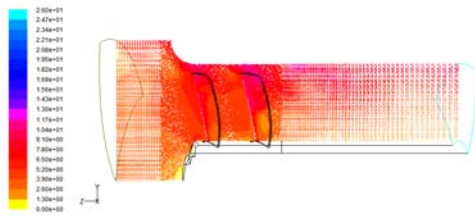
이산화의 방법에서 압력은 standard, 모멘텀은 second order upwind scheme을 적용하였으며, 난류 운동 에너지와 난류 소산 율은 power law scheme을 적용하였다. 수렴의 정도는 continuity 10^{-4} 을 기준으로 적용하였다.

회전부의 경우 블레이드와 허브가 회전하는 유체기계로 매 회전마다 격자를 다시 생성해야하는 문제가 발생함으로 MRF(moving reference frame) 모션 형태를 선택하여 해석을 간편화하였다.

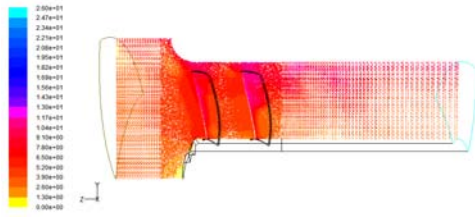
2.3 이중 블레이드 팬의 모델해석 결과

Fig. 6에서는 회전수에 변화에 따른 속도 벡터 분포를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 유동은 좌에서 우로 흘러가며 허브로부터 먼 곳으로 갈수록 블레이드 주위의 속도가 커지는 것을 알 수 있다. 블레이드 근처에 격자수가 조밀해서 벡터이지만 등고선 영역처럼 보이는 것을 알 수 있다.

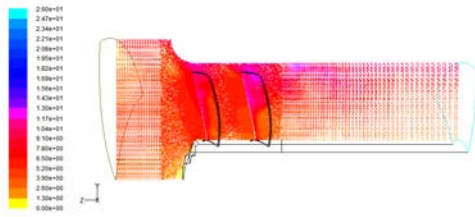
Fig. 7에서는 회전수의 변화에 따른 축방향의 속도 분포(z방향 속도분포)를 나타내고 있다. 축방향의 속도 벡터가 붉은색에 가까울수록 역류하는 것이고, 파란색에 가까울수록 주유동의 방향으로 흘러가는 것이다. 첫 번째 블레이드 끝에서 보어텍스(vortex)가 형성된 것을 볼 수 있다. 이 부분에서 붉은색의 벡터가 나타난다는 것은 주유동의 방향과 반대방향으로 유동이 발생한다는 것이다. 이 부분을 확대하면 Fig. 8과 같다.



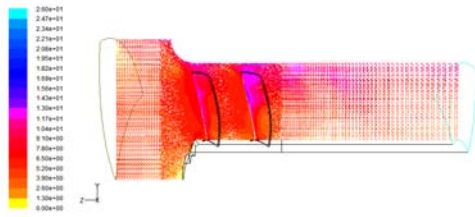
(a) 1,200rpm



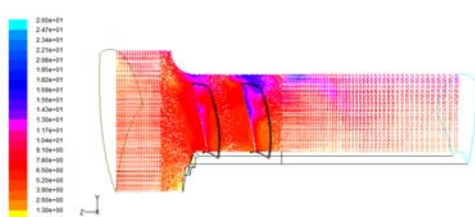
(b) 1,300rpm



(c) 1,400rpm

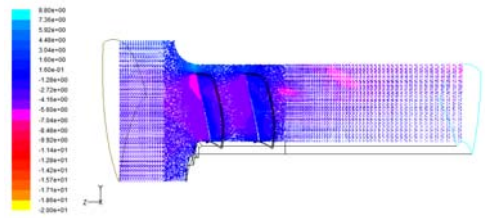


(d) 1,500rpm

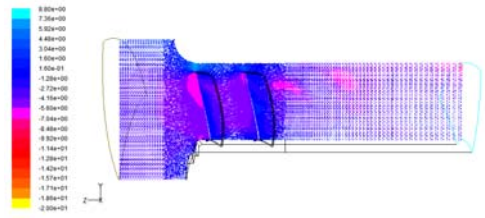


(e) 1,600rpm

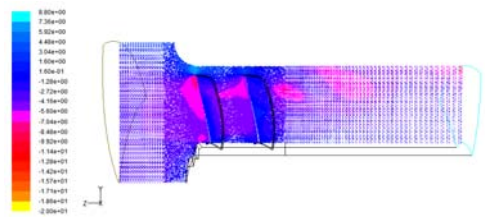
Fig. 6 Velocity magnitude distribution according to revolutions per minute



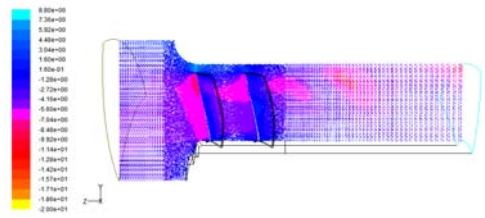
(a) 1,200rpm



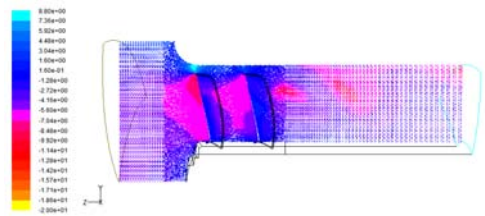
(b) 1,300rpm



(c) 1,400rpm



(d) 1,500rpm



(e) 1,600rpm

Fig. 7 Axial velocity magnitude distribution according to revolutions per minute

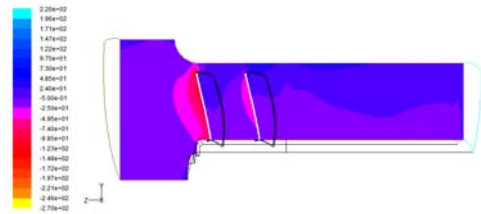
그림에서 보는 바와 같이 보어텍스가 확연히 관찰되고 있음을 알 수 있다.



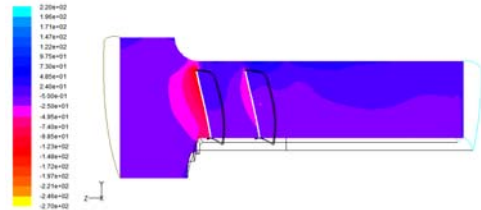
Fig. 8 Vortex region

Fig. 9에서는 회전수의 변화에 따른 정압분포를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 속도 벡터와 같은 영역의 압력분포를 나타내고 있고, 회전영역의 중심부에서는 압력이 낮고 바깥으로 갈수록 압력이 높아지는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 10에서는 난류 운동에너지와 Fig. 11에서는 난류강도를 나타내고 있다. 속도 벡터의 구배가 주유동 방향과 다른 속도 벡터가 많은 블레이드 근처의 값이 높고, 블레이드와 멀어질수록 낮은 값을 갖는 것을 확인할 수 있다.

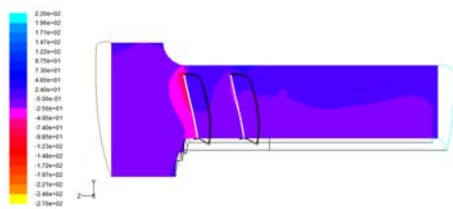


(d) 1,500rpm

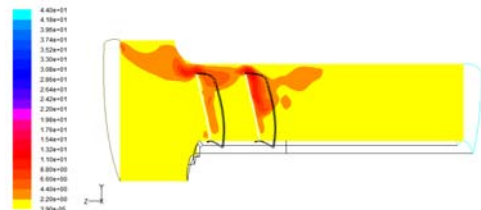


(e) 1,600rpm

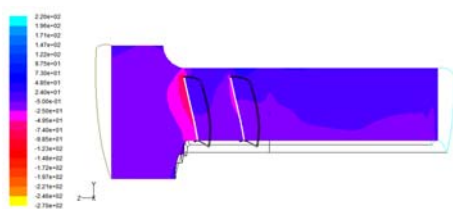
Fig. 9 Static pressure distribution according to revolutions per minute



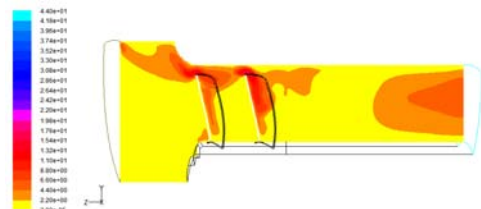
(a) 1,200rpm



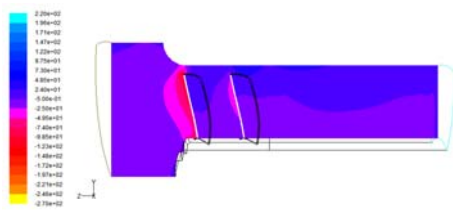
(a) 1,200rpm



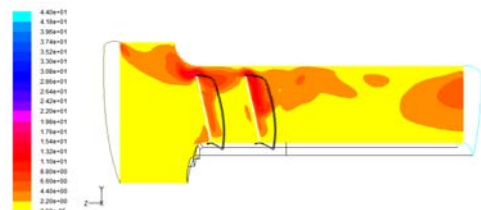
(b) 1,300rpm



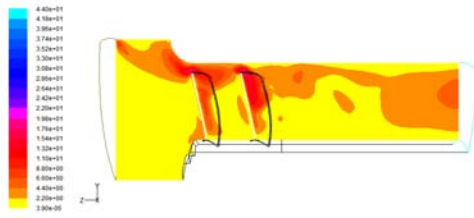
(b) 1,300rpm



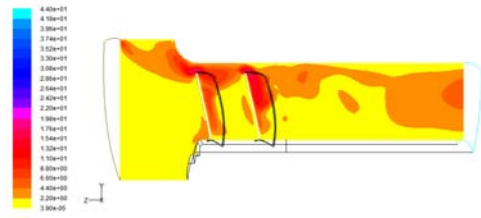
(c) 1,400rpm



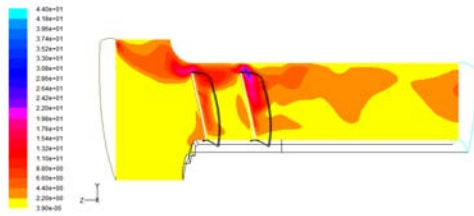
(c) 1,400rpm



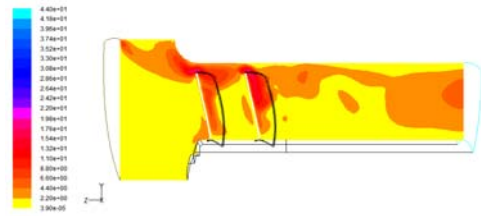
(d) 1,500rpm



(d) 1,500rpm



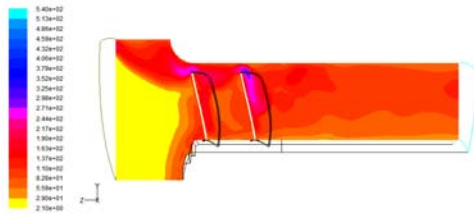
(e) 1,600rpm



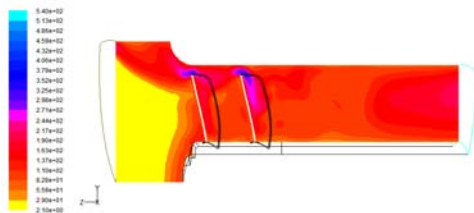
(e) 1,600rpm

Fig. 10 Turbulence kinetic energy distribution according to revolutions per minute

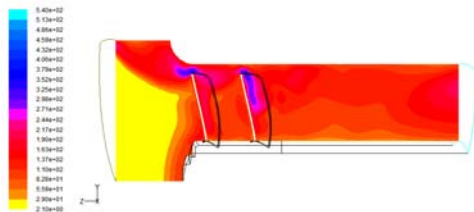
Fig. 11 Turbulence intensity distribution according to revolutions per minute



(a) 1,200rpm



(b) 1,300rpm



(c) 1,400rpm

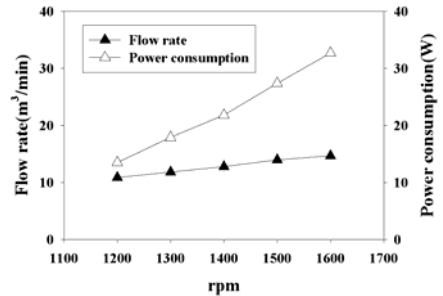


Fig. 12 Analysis result of flow rate and power consumption according to revolutions per minute

Fig. 12에서는 이중 블레이드 팬의 회전수 변화에 따른 유량과 소비전력의 해석 결과를 그래프로 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와같이 소비전력은 회전수가 증가함에 따라서 소비전력도 거의 일정하게 증가하지만, 소비전력의 증가의 기울기와 비교하여 유량 증가의 기울기 값이 적게 나타나는 것을 해석을 통하여 확인할 수 있었다.

3. 이중 블레이드 팬의 제작 및 성능평가

모터의 회전수에 따른 공기 유동 특성 해석 결과를 참고하여 직경 250mm의 블레이드가 적용되는 축류형 이중 블레이드 팬을 설계 및 제작하였다. 그리고 상용되는 환풍기에 장착되는 AC 모터와 비교하여 상대적으로 에너지 효율이 높은 BLDC 모터를 사용하였다. 회전수에 따른 이중 블레이드 팬의 유량, 소비전력, 소음 등을 평가하기 위해 2,000rpm까지 회전수 조절이 가능한 가변형 속도 제어기를 적용하였다. Fig. 13에서는 시라우드, BLDC 모터블레이드 부품과 제작된 이중 블레이드 팬의 사진을 나타내고 있다.

Fig. 14에서는 풍동시험기 사진을 나타내고 있고, KS B 6311 기준으로 이중 블레이드 팬의 유량, 소비전력, 소음 등에 대한 성능평가를 수행하였다.

Fig. 15에서는 풍동시험을 통하여 측정된 이중 블레이드 팬의 유량과 소비전력을 그래프로 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험된 회전수 범위내에서는 회전수가 증가함에 따라 소비전력도 거의 일정하게 증가하는 경향을 나타내었다. 그러나 실험된 회전

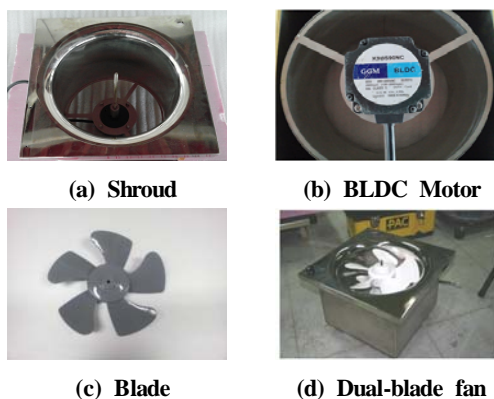


Fig. 13 Manufactured dual-blade axial fan



Fig. 14 Wind tunnel test equipment

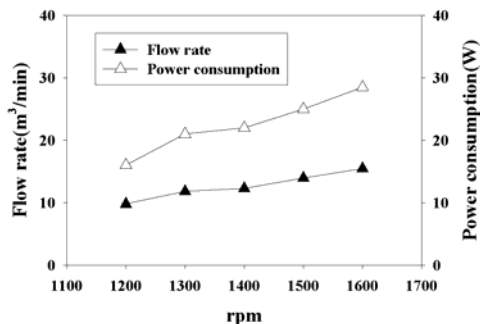


Fig. 15 Test result of flow rate and power consumption according to revolutions per minute

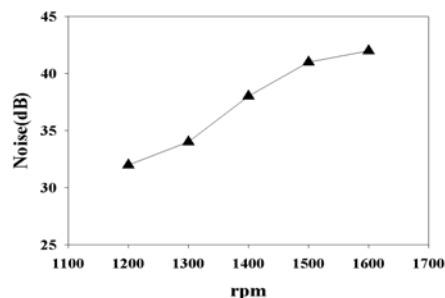


Fig. 16 Test result of noise according to revolutions per minute

수 범위내에서의 유량의 증가는 9.8~ 16.0m³/min까지 일정하게 유량이 증가하지는 않았다.

이중 블레이드 팬의 공기 유동 해석에 따른 유량과 소비전력 결과와 비교하여 실제 제작된 이중 블레이드 팬의 유량과 소비전력은 거의 일치함을 확인할 수 있었다.

현재 상용되는 축류형 단일 블레이드 팬에서 블레이드 직경 250mm의 팬의 유량은 회전수 1,100rpm에서 12m³/min, 소비전력은 44W, 소음은 42dB로 나타내고 있다. 단일 팬과 비교하여 실험적으로 연구된 이중 블레이드 팬은 회전수 1,400rpm에서 12.3m³/min의 유량을 나타내었다. 소비전력 측면에서는 축류형 단일 블레이드 팬과 비교하여 회전수 1,400rpm에서 22W의 소비전력이 측정되었으며 50%의 소비전력이 저감되는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 16에서는 풍동시험을 통하여 측정된 이중 블레이드 팬의 소음 결과를 그래프로 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험된

회전수 범위내에서는 32dB에서부터 42dB까지 소음이 측정되었다. 상용되는 축류형 단일 블레이드 팬과 비교하여 회전수 1,400rpm에서 38dB의 소음이 측정되었으며 약 10%의 소음이 저감되는 것을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서는 축류형 이중 블레이드 팬의 공기유동 특성에 관하여 공기 유동 해석과 시제품 제작을 통하여 유량, 소비전력, 소음 등의 평가로 이중 블레이드 팬의 특성을 실험적으로 연구되었다.

이중 블레이드 팬의 공기유동 해석에 따른 유량과 소비전력 해석 결과와 제작된 이중 블레이드 팬의 시험 결과는 거의 일치함을 보였다. 그리고 상용되는 축류형 단일 블레이드 팬의 성능과 비교하여 이중 블레이드 팬의 회전수 1,400rpm에서 12m³/min의 유량을 만족하였고, 소비전력 50%와 소음은 약 10% 저감되었다. 실험결과로 이중 블레이드 팬은 에너지 효율 측면에서 활용성이 크다고 판단된다.

후 기

“이 논문은 중소기업청 산학연협력 기업부설연구소 지원사업(No.00046107)에 의하여 연구됨”

참고문헌

1. Fukano T, Kodama Y, Senoo Y., 1977. "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, I : Modeling of the Turbulence Noise", Journal of Sound and Vibration Vol. 50, No. 1, pp. 63-74, 1977.
2. Fukano T, Kodama Y, Senoo Y., "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, II: Effect of Number of Blade, Chordlength and Camber of Blades", Journal of Sound and Vibration Vol. 50, No. 1, pp. 75-88, 1977.
3. Fukano T, Kodama Y, Senoo Y., "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, III: Effect of Rotational Frequency, Blade Thickness and Outer Blade Profile", Journal of Sound and Vibration Vol. 56, No. 2, pp. 261-277, 1978.
4. Kamaya S., Kanabayashi S., 1990. "A Study on Noise Reduction for Small Axial Flow Fans", JSME(B), Vol. 56, No. 531, 204-208, 1990.
5. Estevadeordal J., Gogineni S., Copenhaver W., Bloch G., Brendel M., "Flow field in a low-speed axial fan: a DPIV investigation", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 23, Issues 1-2, pp. 11-21, 2000.
6. Lee G.H., Bake J. H., Myung H. J., "Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-swept Axial-flow Fan", Journal of Flow Turbul Combust, Vol. 70, pp. 241-65, 2003.
7. Maaloum A., Kouidri S., Bakir F., Rey R., "Effect of Inlet Duct Contour and Lack Thereof on the Noise Generated of an Axial Flow Fan", Applied Acoustics, Vol. 64, Issue 10, pp. 999-1010, 2003,
8. Cho, J. S. and Han, S. H., "Analysis of the Sir Flow due to the Number of Electric Fan Blades", Journal of the KSMPE, Vol. 11, No. 1, pp. 107-112, 2012.
9. Ryu, K. J., Kim, Y. Y., Lee, K. S. and Cha, W. H., "Optimization of Shroud Shape and Fan Location for Increasing Exhaust Flow Rate of Air Conditioner Outdoor Unit", Transactions of the SAREK, Vol. 21, No. 11, pp. 599-605, 2009.
10. Cho, J. U. and Han, M. S., "Study on Flow and Stress Analysis of Gas Turbine Blade", Journal of the KSMPE, Vol. 10, No. 3, pp. 67-72, 2011.
11. Kim, J. Y. and Yang, S. H., "Numerical and Experimental Analysis of Tunnel Flow Induced by Jet Fan", Transactions of the KFMA, Vol. 13, No. 3, pp. 59-64, 2010.