익형의 기하학적 조건에 따른 축류팬의 성능에 관한 연구

안 은 영*1, 김 재 원*2, 정 은 주*3

Effects of geometric conditions of blade on Performance of Axial Fan

E. Y. Ahn, J. W. Kim and E. J. Jeongng

Axial fan is used for the supplement of large amount of flows. Axial blowers show relatively high efficiency of the system. The present model of axial fan is for cooling a condenser in an air-conditioning unit that exhibits tendency toward compact size. In order to realize the compact model, the width of an axial blade should be cut down in axial distance. Main interest lies on the performance of the axial blowing system with blades having shorter chord length. One of the important design parameters for axial fan is the shape of the blades of it. Design of blades includes the cross-sectional shape and its dimension, including the chord length. We consider two types of blades; one is NACA airfoil with normal chord length and the other is with shortening chord length by 10% of normal airfoil. Axial blower with the modified blades is essential for the compact model of an air-conditioner. The other design parameters are same in the two cases. Using a wind tunnel follows ASHRAE standards carries out evaluation of performance of the system. Detail of flows around the blades is prepared by velocity measurements using PIV. According to performance estimation, the axial blower with short chord blade show quite close to the performance results, including flow rate and pressure rise, of the standard one. The reason of the two similar results is that the flowpatterns depend on Reynolds number based on the chord length of a blade. In this investigation, the critical chord length is found, in which the flows near the airfoil are so unstable and the performance of the system is decreased. A series of figures is for the detail information on the flow.

Key Words: 축류팬(Axial fan), 비정상유동(Unsteady Flow), 익현길이(Chord Length)

1. 서 론

본 연구는 축류형 공기 공급 장치의 외형의 최적화에 따른 성능에 관한 것이다. 축류형 송풍기를 포함한 여러 공조용 기기 중에서 에너지 소비 측면을 관찰하면, 전체 공조기 사용 에너지의 27.3%를 공기 공급 장치(Air Handling Units)가 사용하고 있다1. 이처럼 많은 에너지를 소비하고 있는 공기 공급 장치의 여러 주요 기기 중에서 팬이 가장 대표적일 것이다. 그런 만큼 여러 분야에서 팬에 대한 소음 및 특성에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 하지만 팬 날개(Blade)의 기하학적 조건에 따른 연구는 활발히 이루어지지 않고 있다. 본 연구에서는 날개(Blade)를 구성하는 여러 변수 중 Chord Length에 따른 팬의 성능 변화에 대해 논의하고자 한다.

본 연구의 내용과 관련된 실험은 일체형 에어컨의 응축기에 사용되는 축류팬을 그 대상으로 하였다. 실험에 사용된 축류팬은 Chord Length가 125mm이고 최대 유량이 분당 약 23m^3 정도이며 최대 차압(Difference Pressure)이 약 45mmAq. 정도인 팬이

*1 정회원, 천안대학교 정보통신학부
*2, 3 정회원, 선문대학교 기계공학부, 선문대 대학원
*E-mail : jwk@sunmoon.ac.kr

다. 이를 기준으로 Chord Length가 105mm과 108.5mm인 팬이 고려되었다. 이때 Chord Length를 제외한 팬의 기하학적 요소들은 고려된 세 개의 팬에서 일정하다. 연구에서는 크게 두 가지 측면에 관점을 가지고 진행하였다. 우선 Chord length가 다른 세 팬의 변동 유량 범위에 걸친 성능 특성을 파악하는 것이고, 그 다음으로는 세 팬의 날개(Blade) 사이의 유동장 속도 분포를 확인하는 것으로 이를 바탕으로 결론을 추론하였다. 본 연구의 결과에서는 날개의 축 방향 길이의 감소로 인한 한계 성능을 제시할 수 있었다.

연구에 사용된 기법은 성능 확인을 위해 풍동(wind tunnel) 실험을 수행하였고 유동장의 관찰 및 측정을 위해 영상 유속 측정 장치(Particle Image Velocimetry)를 사용하였다. 팬 성능 측정용 풍동의 경우 미국 공조학회(ASHRAE)의 규격[2]에 따라 설계 제작되었다. 영상 유속 측정 장비의 경우 영상을 획득하는 장치와 영상을 저장, 분석하는 장치, 그리고 영상에 유속을 가시화 시켜주는 입자로 구성된다.

2. 실험 및 전산해석

2.1 전산 해석

정상 상태에서의 축류팬 주변의 유동에 대한 전산해석이 상용 프로그램 (SCRYU/Tetra)을 활용하여 수행되었다. 이 연구에서는 온도의 영향을 무시한 단상 유동에 대한 2차원 해석을 하였으며, 계산 수행하였다.

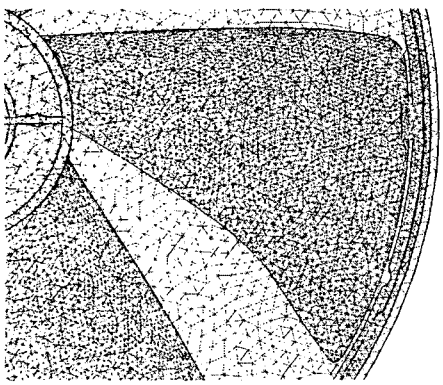

Fig. 1 Computation grid

Fig. 1은 전산 해석을 위해 구성한 계산 격자를 나타낸 것으로 격자의 개수는 약 300만여 개이다. 격자 개수의 설정은 계산의 정도를 확인하면서 정하였는데, 특히 계산 결과와 영상 유속계 (PIV)의 측정치가 유사해지는 정도를 확인하여 격자의 수를 정하였다. 계산 부분에 있어서 유동 변수의 기울기가 큰 영역은 격자의 분포를 좀 더 조밀하게 구성하였다.

본 연구에서는 축류형 송풍기 내부의 유체 거동이 표현되므로 유동에 관한 연속 방정식, 운동량방정식, 난류유동에너지 방정식 그리고 난류운동량 소멸 방정식이 함께 해석 되어야 한다. 난류유동 해석은 k-ε 난류 모델을 선택하여 계산을 수행하였다. 지배 방정식은 유한 체적법(Finite Volume Method)에 대하여 이산화되며, 해를 구하기 위하여서는 비정상상태를 해석하는 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators) 알고리즘을 적용하였다[3].

주어진 유동장의 경계조건을 부여하기 위해 급기구와 배기구에는 모두 속도 경계 조건을 주었고, 송풍기의 출구에는 대기압 조건으로 인가하였다.

2.2 실험 해석

본 연구는 축류팬의 익현 길이(Chord Length)를 달리한 팬의 각각의 성능 특성을 파악하여 축류팬의 설계를 위한 유용한 공학적 자료를 제시하기 위한 연구의 선행 연구로 시작하였다. 우선 하나의 축류팬 A(직경이 270mm이고 날개수가 6개이며 Chord Length가 125mm인 팬)를 선정, 이를 기준으로 Chord Length의 길이를 달리한 축류팬 B와 축류팬 C(직경이 260mm이고 날개수가 6개이며 Chord Length가 105mm, 108.5mm인 팬)를 제작하였다. 실험에 사용한 축류팬 A, B, C 모두 형상은 동일하다. 실험의 기법은 앞서 설명한 대로 성능 특성의 파악을 위한 풍동 실험과 유동장의 속도 분포를 획득하기 위한 영상 유속 측정기를 이용한 속도장 묘사이다. 실험에 사용된 풍동은 미국 공조학회 규격에 의해 제작된 풍동으로 그 측정 영역은 유량(Volumetic Flow Rate) 기준 50CMM 이고 정압(Static Pressure) 기준 100mmAq.이다. 다음의 Table 1은 두 모델 팬의 주요 사양을 표시한다.

Table 1 Dimensions of model fans

Fan	Outer Dia. [mm]	Hub Dia. [mm]	Height [mm]	Chord length	
				tip	hub
basic model (Axial Fan A)	270	70	75	125	33.5
modify NO.1 (Axial Fan B)	260	70	60	105	38
modify NO.2 (Axial Fan C)	260	70	60	108.5	35.5

실험 대상인 축류팬의 성능 시험을 위한 장치는 앞에서 설명하였듯이 미국 공조 학회 규정에 따라 설계 제작된 풍동이다. 이 풍동은 전방 흡입형으로 설계 제작하였다.

실험에 사용한 풍동은 토출형으로 실험용 팬의 정압(Static Pressure)은 상류측 안정실(Settling Chamber)의 정 중앙에 설치된 네 개의 정압 탭(Static Pressure Tap)을 이용하여 측정하였고, 유량은 측정 관로에서 설치된 노즐을 통한 정압차를 이용하여 노즐 검증 곡선으로부터 계산되었다. 이 경우 정압과 유량의 기초 자료는 압력의 값으로 표시되며 이 압력의 신호는 압력변환기를 통해 전기적 신호(직류 0~5V의 전압 신호)로 검출된다. 실험에 사용된 압력 변환기(Furness Control 사의 FCO34)로부터 나오는 아날로그 신호는 A/D 보드(National Instruments 사의 SCB-68)에 의해 Analog-Digital 변환되어 컴퓨터로 입력된다. 이와 같은 모든 실험 자료의 획득 및 장치의 제어는 LabView라는 윈도우용 상용 프로그램에 의해 이루어졌다[4].

3. 결과 및 토의

실험 대상인 축류팬 A, B, C의 성능 특성을 파악 및 비교하기 위하여 풍동을 이용, 유량에 따른 정압 변동을 측정하였다. 유량 대비 정압 변동의 크기를 구하는 이유는 팬에 의해 생산되는 공기의 가용 에너지를 측정하기 위함이며, 이는 세 축류팬의 성능을 비교할 수 있는 척도가 된다. 또한 팬의 효율을 산출하기 위해 팬이 만드는 풍량과 압력, 그리고 팬 구동 모터의 토크를 측정하였다. 팬 구동 모터의 토크 측정은 팬의 효율을 산출하기 위한 것으로 Onosoki사의 토크 센서(SS-100)를 사용하였다. 실험 결과 수치의 표시는 두 축류팬의 성능을 정확히 비교하기 위해 무차원 수로 표시하였다. 연구 결과에 대한 표현을 위한 주요 무차원 수는 팬이 공급하는 유량에 관한 유량계수[ϕ], 송풍 압력에 관한 압력계수[ψ], 그리고 팬의 성능을 표시하는 중요한 효율[η]이 있다.

$$\text{유량 계수} \quad \phi = \frac{4Q}{\pi(D_o^2 - D_h^2)U} \tag{1}$$

$$\text{압력 계수} \quad \psi = \frac{2P_s}{\rho U^2} \tag{2}$$

$$\text{축동력 효율} \quad \eta = \frac{QP_S}{TrN} \tag{3}$$

여기서 Q는 팬으로부터 토출되는 공기 유량이고, N은 팬의 회전수, ρ는 공기의 밀도, D는 팬의 외경, U는 축류팬의 날개 끝단에서의 속도이다. P_S는 팬 테스터 안정실에서 측정되는 정압이고, Tr는 실험의 대상이 되는 팬의 구동축에서 측정된 토크이다[5].

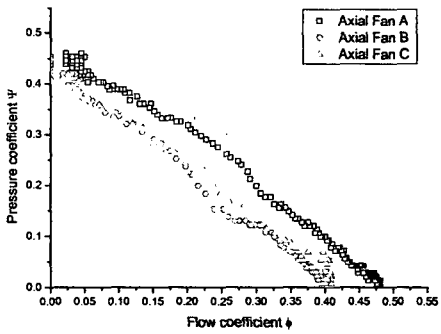

Fig. 2 Comparison of performances for fan A(○) fan B(□) and fan C(△)

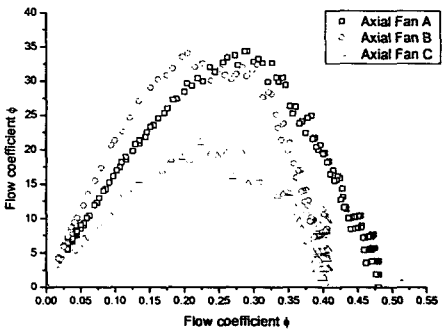

Fig. 3 Comparison of efficiency for fan A(○) fan B(□) and fan C(△)

Fig. 2는 세 축류팬의 유량에 따른 성능 곡선을 비교한 것으로 이를 통해 축류팬 A가 Chord Length가 짧은 축류팬 B나 C보다 성능이 더 우수함을 알 수 있다.

Fig. 3은 Chord Length가 다른 세 팬의 유량에 따른 축류팬 효율 비교하였다. 축류팬 A는 유량 계수 0.27 부근에서 최대 효율 값을 나타내고 축류팬 B는 유량 계수 0.18 부근, 그리고 축류팬 C는 유량 계수 0.22 부근에서 최대 효율 값을 나타낸다. 이처럼 최대 효율 값에 대한 유량 계수는 세 팬이 차이를 보이나 효율은 축류팬 A, B는 약 35%로 동일하고, 축류팬 C는 약 22%이다.

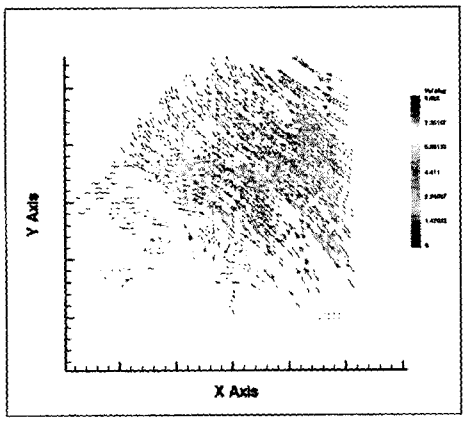

Fig. 4 Plots of velocities near hub for fan A

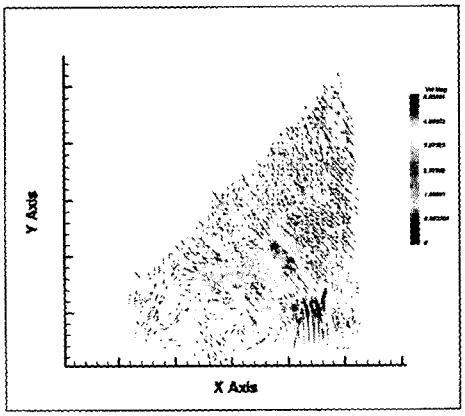

Fig. 5 Plots of velocities near hub for fan B

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 팬의 허브 부근 유동장에서의 속도 분포를 나타낸 것으로 두 팬의 중심부(Hub 와 Tip사이)에서는 유동이 팬의 회전 방향과 동일한 방향임을 알 수 있다. 이 결과는 Chord Length가 다른 두 팬이 비슷한 경향을 보인다. 하지만 허브 부근에 가까이 가면서 두 팬의 유동장의 속도 분포 모습이 다른 경향을 나타낸다. Fig. 4에서 후연과 Hub 사이에서 관찰되지 않았던 와류가 Fig. 5에서 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이는 축류 팬 날개의 압력 면에 의해 밀어 올려져 팬의 회전 방향으로 진행하던 공기가 축류 팬 날개의 흡입 면에 부딪히면서 발생된 와류로 추정된다.

전산 유체역학적 접근을 통해 유동장을 분석하여 모델에 따른 성능 차이의 원인을 확인 하였다. 모델 B와 C는 모두 익현의 길이를 축소한 모형으로 원형 팬 A에 비해 성능이 낮은 것으로 예측되고 확인되었다. 그러나 모델 C가 성능은 B와 유사하나 효율이 급격히 낮아지는 이유는 전산 해석의 결과인 Figs. 6에서도 알 수 있듯이 허브 측과 팁 측의 익현 길이의 감소로 이상 유동이 날개의 후연에서 발견됨이 확인 되었다.

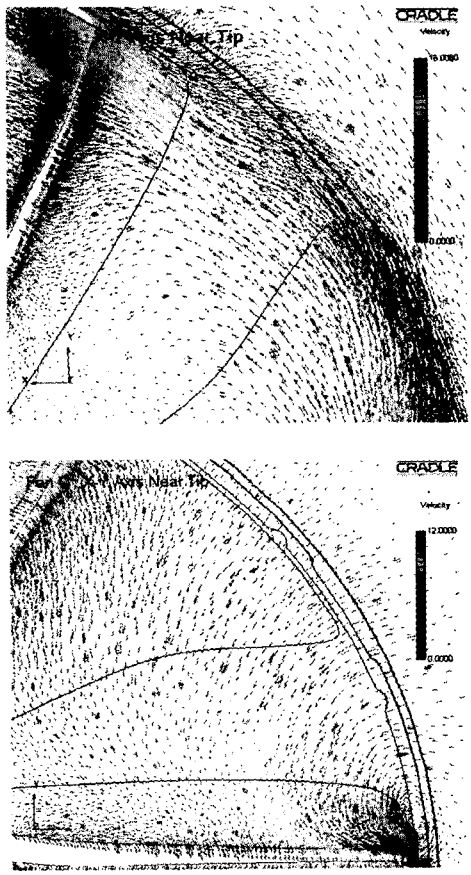

Fig. 6 Flows details near tip for model fan B (upper) and C

4. 결 론

공조 기에서 공기 이송 장치로 사용되는 팬 중에서 본 연구에서는 현의 길이가 다른 세 종류의 축류 팬의 성능 비교와 팬의 날개 사이에서의 유동 형태를 다루었다. 본 연구에서 관심을 가지고 응용된 주요 변수는 익현의 길이이다. 실험은 현의 길이가 서로 다른 세 종의 축류 팬의 성능 비교와 각 팬의 날개 사이에서의 유동장 속도 분포 비교에 초점을 두고 행해졌다. 이에 성능에서는 현의 길이의 크기가 큰 것이 우위를 보였지만 그에 따른 유동장 속도 분포 분석에서는 뚜렷한 차이를 보이고 있지는 않다. 본 연구는 현의 길이가 축류 팬 성능에 미치는 영향을 연구하기 위한 선행 실험으로 날개 사이 유동장 속도 분포 분석에 있어 다른 위치에서 본 연구와 다른 위치에서 영상을 획득 및 분석할 계획에 있으며, 앞으로 현의 길이가 다른 또 다른 축류 팬을 제작, 그 성능의 차이와 현의 길이에 따른 유동장 속도 분포를 분석하여 현의 길이가 축류 팬 성능에 미치는 영향을 유동장 속도 분포를 이용 일반화 할 계획이다.

후기

본 논문은 공조기술연구센터의 지원으로 제작되었습니다.

참고문헌

[1] Kim, J.W. and Jeong, Y.Y, 2000, "Performance and Flow Characteristics of Axial Fan", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No 11, pp.972-981.

[2] 1975, ASHRAE, *Ashrae Standars*, I , 54-75, Laboratory methods of testing fans for rating, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

[3] 1998, SCRYU/Tetra Korea, *SCRYU/Tetra User Guide Manual*, Cradle.

[4] 1997, *LabVIEW Basics Course Manual*, National Instruments Corportion .

[5] 1999, 原田幸夫, Fluid Mechinary, pp.174-179.

[6] Munson, B.R,. Ypung, D. and Okiishi, T,. 1998, Fundamental of Fluid Mechanics, 3rd ed,. John Wiley & Sons Inc,. Canada, pp. 459-550.

[7] Insight 5.5 Particle Image Velocimetry User Manual.

[8] T.NOMURA, T.IIZUKA, T.ISHIMA, T.OBOKATA, 2003, Measurements of Flow Field around a Cooling Fan in th Duct.