

## 축류팬의 성능 평가 및 주변 유동 특성

김재원<sup>†</sup>, 정윤영<sup>\*</sup>

선문대학교 기계 및 제어공학부, 선문대학교 대학원<sup>\*</sup>

### Performance and Flow Characteristics of Axial Fan

J. W. Kim, Y. Y. Chung

Department of Mechanical Engineering, Sun Moon University, Chung Nam 336-840, Korea

(Received July 19, 2000; revision received September 19, 2000)

**ABSTRACT:** Comprehensive work is done for flows by an axial fan by experimental research. The present model fan is used for air handling device for out-door unit of an air conditioner in home appliance. PIV (Particle Image Velocimetry) system and wind tunnel are adopted for measurements of flows and performance evaluation, respectively. Major experimental conditions are the installation depth of a fan into a bellmouth of it. Optimal position of a fan in an inlet guide tube is observed by examination of fan-performance and flows in both upstream and downstream of the fan. Consequently, in the case of the fan inserted in half depth into the inlet tube, the efficiency of fan shows its maximum value and flow patterns is also streamlined.

**Key words:** Axial fan(축류팬), Performance evaluation(성능평가), PIV(영상유속측정기), Bell-mouth(벨마우스)

#### 기호설명

$d$  : 팬의 직경 [mm]  
 $N$  : 팬의 회전수 [rev/min]  
 $Q$  : 유량 [ $m^3/s$ ]  
 $r$  : 팬의 반경 방향 좌표  
 $R$  : 팬의 반경 [mm]  
 $t$  : 팬의 축 방향 두께 [mm]  
 $T$  : 기준시간 [s]  
 $Tr$  : 팬 축에서의 토크 [ $N \cdot m$ ]  
 $u$  : 축 방향 유속 [ $m/s$ ]  
 $U_c$  : 측정치의 불확실도 [%]  
 $U, V$  : 대표속도 [ $m/s$ ]

$x$  : 입자의 이동 거리  
 $X$  : 축 방향 좌표

#### 그리스 문자

$\Delta p$  : 압력 차  
 $\eta$  : 효율 계수  
 $\rho$  : 밀도  
 $\psi$  : 유량 계수  
 $\Psi$  : 압력 계수

#### 하첨자

$p$  : 유동 추적 입자  
 $T$  : 전 상태(total state)  
 $tip$  : 선단 위치(tip stage)

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-530-2337; fax: +82-41-530-2986

E-mail address: jwk@omega.sunmoon.ac.kr

## 1. 서 론

공조용 기기의 여러 측면 중에서 에너지 소비의 측면을 관찰하면 전체 공조기 사용 에너지의 27.3%를 공기 공급 장치(air handling units)가 사용하고 있다. 이처럼 많은 에너지를 사용하고 있는 공기 공급 장치의 여러 주요 기기 중에서 팬(fan)이 가장 대표적인 장치일 것이다. 본 연구에서는 공조 기기의 단위 기기 중 실외기에 사용된 축류팬(axial flow fan)의 성능 평가 및 그 개선의 제안을 통해 이룩된 결과들 중에서 몇 가지 긍정적인 평가를 얻은 측면에 대해 논의하고자 한다.

본 연구의 내용과 관련된 실험은 국내 가전사 중 공조 기기를 생산하는 대표적 기업 중의 하나인 대우전자(주)의 분리형 공조기의 실외기에 사용되는 축류팬을 그 대상으로 하였다. 실험에 사용된 축류팬은 최대 유량이 분당 38 m<sup>3</sup> 정도이고 최대 전압 차이 역시 7 mmAq 정도의 비교적 적합한 가전용 팬의 성능을 갖고 있다. 연구에서는 크게 세 가지의 측면에 관점을 갖고 진행하였다. 우선 현재 사용중인 팬의 변동 유량 범위에 걸친 성능 특성을 파악하는 것이고, 그 다음으로는 유동장의 속도 분포를 확인하여 유동에 저항을 유발하는 주변 장치(예로서 열교환기, 유로 형상 등)의 배치에 도움을 주는 공학적 자료를 제시하고자 하였다. 마지막으로 팬에서 유발된 유동을 안내하는 유로의 시작인 벨 마우스(Bell mouth, 유동 유입구)와 팬의 배치에 관한 것으로 이 과정에서 역시 유동 분포를 확인하여 결론을 추론하였다.

연구에 사용된 기법은 성능 확인을 위해 풍동(wind tunnel) 실험을 수행하였고 유동장의 관찰 및 측정을 위하여 영상 유속 측정 장치(Particle Image Velocimetry)를 사용하였다. 팬 성능 측정용 풍동의 경우 미국 공조 학회(ASHRAE)의 규정에 따라 설계 제작되었으며 가정용 공조기의 성능 측정에 있어 그 용량이 충분하다. 영상 유속 측정 장비의 경우 영상을 획득하는 장치와 영상을 저장, 분석하는 장치 그리고 영상에 유속을 가시화시키는 입자로 구성되는데 이 각각의 경우에 대해서는 논문의 관련 부분에서 설명하였다.

실험적 연구의 결과를 살펴보면 본 연구 대상인 공조기 실외기용 팬의 운전 조건이 유량 범위

는 무차원화된 유량 계수를 기준으로 하였을 때 0.25 부근이며 그 영역에서 비교적 높은 전압 상승을 기록한다. 아울러 시도된 흡입 및 토출 영역에서의 유동 분포도 설치된 흡입 유동관(Bell-mouth)에 따라 매우 다르게 나타났다. 또한 각각 경우의 설치 조건에 따른 성능 특성 역시 매우 현저하게 변화함이 관찰되었다. 이러한 연구의 결과는 공조기 제작 업체에 이전되어 해당 공조기의 성능 향상에 크게 기여하리라 판단된다.

## 2. 실험적 연구

연구의 목적은 현재 운영중인 공조기에서 채택한 축류팬(직경이 380 mm이고 날개수가 5개인 사출 제작의 팬)의 성능 특성을 파악하고 더 나아가서는 그 운영을 위한 유용한 공학적 자료를 제시하는 데 있다. 이를 위해 사용된 실험의 기법은 앞서 설명한 대로 성능 특성의 파악을 위한 풍동 실험과 유동장의 속도 분포를 획득하기 위한 영상 유속 측정기를 사용한 속도장의 묘사이다. 실험에 사용된 풍동은 미국 공조학회 규격<sup>(1)</sup>에 의해 제작된 풍동으로 그 측정 영역은 유량(volumetric flow rate) 기준 50 CMM이고 정압(static pressure) 기준 100 mmAq이다. 이 풍동과 영상 유속 측정기와의 효과적인 운용을 위해 팬의 흡입관과 풍동의 정압실은 투명의 재질로 제작하여 PIV 실험을 용이하게 하였다.

### 2.1 성능 평가 실험

실험 대상인 축류팬의 성능 시험을 위한 장치는 앞서 설명하였듯이 미국 공조학회 규격에 의거 제작된 풍동이다. 이 풍동은 전방 흡입형으로 설계 제작하였다. 본 연구에서는 상류측 안정실(settling chamber)을 아크릴(acrylic fiber)로 제작하여 차후에 수행될 입자 영상 유속계(particle image velocimetry, PIV)를 이용한 유동장 측정이 가능하도록 설계했다. 안정실의 크기는 가로 및 세로가 각각 1.1 m인 정방형의 형태이고, 그 투명실은 두께 10 mm의 아크릴로 처리하였다. 실험용 팬의 정압(static pressure)은 상류측 안정실의 정 중앙에 설치된 네 개의 정압 탭(static pressure tap)을 이용하여 측정하였고, 유량은 측정 관로에서 설치된 노즐을 통한 정압차를 이용

하여 노즐 검증 곡선으로부터 계산되었다.<sup>(2)</sup> 이 경우 정압과 유량 모두 기초 자료는 압력의 값으로 표시되며 이 압력의 신호는 압력 변환기를 통해 전기적 신호(구체적으로는 직류 0~5 V의 전압 신호)로 검출된다. 실험에 사용된 압력 변환기(Furness Controls사의 FCO34)로부터 나오는 아날로그 신호는 A/D보드(National Instruments사의 SCB-68)에 의해서 아날로그-디지털 변환되어 컴퓨터로 입력된다. 위에서 언급한 모든 실험 자료의 획득 및 장치의 제어는 LabView라는 윈도우용 상용 프로그램에 의해 이루어졌다.

## 2.2 유동장의 획득

입자 영상 유속계(PIV)를 이용한 팬과 벨마우스 장치 시스템 내부의 유동장에 대한 실험적 연구가 병행되었다. 영상유속계는 광원으로 출력이 50 mJ인 ND-YAG 펄스 레이저를 사용하였고, 입자의 추적 및 확인을 위한 알고리즘은 FFT(Fast Fourier Transform) 기법과 계조치상관법을, 입자의 생성은 ONDINA 15 또는 Rosco사의 연기 제작용 기름(#8207)의 연소를 통한 연무 입자를 사용하였다. 입자의 유동장으로서의 이송은 기름을 태운 연기를 액적계(atomizer, Tsi사 제품)를 통해 이루어졌다. 본 실험의 경우 입자의 크기는 0.5~2.0  $\mu\text{m}$ 이고, 한 프레임의 영상에서 입자의 수는 Adrian<sup>(3)</sup>이 제안한 약 28,800개였다. 실험에서 사용된 영상 획득 장치는 해상도가 1,024×1,024의 화소인 디지털 카메라가 사용되었다.

영상의 추적을 통한 유동장의 획득이 비교적 정확한지를 판단하기 위한 기초 실험이 진행되었다. 이를 위해 평균 유속을 정확히 제시하는 피토폴관과 영상에 의한 속도장을 비교하였다. Fig. 1은 영상 추적에 의해 획득된 기초 영상과 그 기초 영상을 처리하여 얻은 속도장의 모습을 나타낸다. 영상의 우측이 팬의 출구이다. 영상에서 왼쪽의 빛나는 부분은 회전하는 날개의 면에 광원이 반사되어서 나타나는 것이며 그 부분은 영상 처리의 과정에서 배제되었고 그 결과 속도장의 모습에서 유동장의 오른쪽 부분이 불규칙하게 나타나 있다. 유동은 우측에서 좌측으로 진행되는 모습이며 그 결과는 피토폴관(pitot tube, Dwyer사의 160-12)의 실험에서 얻은 결과와 38 CMM의 유량 기준에서  $\pm 1.43\%$ 의 범위 이내에서 일치하

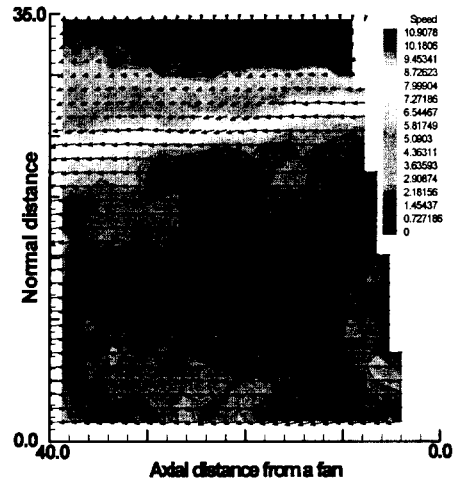
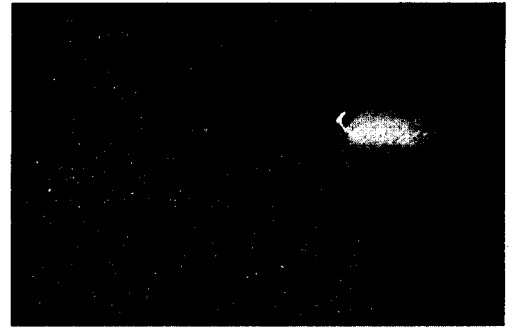


Fig. 1 Plots of axial velocity vectors (lower chart) at outlet of fan from primary image (upper one).

였다. 반면에 피토폴관 자체의 측정 오차는  $\pm 2\%$ 을 갖고 있다. 피토폴관을 이용한 유속의 측정은 피토폴관을 팬의 토출 부위의 단면에 수직하게 위치하여 토출 유속의 유동 방향 성분만을 측정하였다. 그 비교의 결과에서 유동장의 평균 유속이 영상 추적 기법을 통해 매우 적절히 측정됨을 알 수 있었다.

본 연구에서 가장 어려운 부분은 광원과 영상 획득 장치의 상호 위치 선정이었다. Fig. 2는 영상과 광원 사이의 각도를 수직으로 유지하면서 팬의 영역을 여러 개로 분할하여 만든 영상의 실제 위를 A, B, C, D로 나타내고 있다. Fig. 2에서 왼쪽의 선은 카메라의 위치이고 중앙의 위쪽 선은 광원의 도달 경로이다. 이처럼 관심 영역을 네 등분하여 분할한 이유는 우리가 고려하고 있

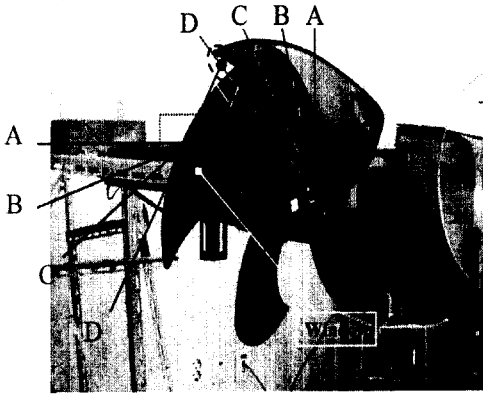


Fig. 2 Position of camera and light sheet for PIV.

는 영역의 물리적 크기를 작게 하여 비교적 정도 높은 자료를 얻기 위함이다. 이러한 경우 가장 유의할 점은 팬으로부터 토출되는 유속을 감당할 광원과 영상 획득 간격 및 영상 획득 장치 사이의 동기화(Synchronization)이다. 실제로 본 실험에서는 두 개의 영상을 한 개의 조로 구성하여 각 조의 영상에서 속도 분포 및 관련된 유동 정보를 얻는 방식을 취하였다. 따라서 한 조의 영상에서 각 영상 사이의 시간 간격은 25  $\mu$ s 이었고 각 조 사이의 시간 간격은 0.25 ms로 설정하여 실험을 진행하였다. 또한 디지털 카메라의 노출 시간은 각 조의 첫번째 영상에서는 128  $\mu$ s의 기간으로 두번째 영상에서는 33ms로 정하여 첫번째 영상에서는 입자의 존재 확인만 하였고, 두번째 영상은 첫번째 영상의 화상 지식을 기초한 영상 추적에 사용하여 매우 합리적인 개념으로 제한된 메모리를 사용하는 실험을 수행하였다. 이는 유사실험을 성공적으로 수행한 연구로부터 얻은 지식<sup>(4)</sup>을 바탕으로 수행되었다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 성능 평가의 결과

실험 대상인 축류팬의 성능 특성을 파악하기 위하여 풍동을 이용하여 유량에 따른 정압 변동을 측정하였다. 유량 대비 정압 변동의 크기를 구하는 이유는 팬에 의해 생산되는 공기의 가용

에너지를 가늠해 보기 위해서이다. 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 그 결과에 대한 응용 및 이용의 확장 편의를 위해 무차원 수로 표시하였다. 연구의 결과에 대한 표현을 위한 주요 무차원 수로는 팬이 공급하는 유량에 관한 것으로 유량 계수 [ $\psi \equiv Q / (\pi d^2 / 4)(U)$ ]가 있고, 송풍 압력에 관한 것으로 전압 계수 [ $\Psi_T \equiv \Delta p / \frac{1}{2} \rho (U)^2$ ], 그리고 팬의 성능을 표시하는 것 중에 중요한 것으로 전 효율 [ $\eta \equiv Q \Delta p / Tr \cdot N$ ]이 있다. 여기서 Q는 팬으로부터 토출되는 공기 유량이며, N은 팬의 회전수, d는 팬의 외경, U는 축류팬의 경우 팬의 날개 끝단에서의 속도이다.  $\Delta p$ 는 팬 테스트 안정실에서 측정되는 정압과 그 안정실을 지나는 유체의 속도에 의한 동압의 합이다. 동압의 평가에 사용되는 공기의 밀도는 풍동 내부에 설치된 열전대를 통해 공기의 온도를 읽은 후 그 온도에서의 밀도값을 사용하였다. 따라서 전압 상승을 산출하기 위해서는 안정실에서 측정되는 정압을 저장하고, 아울러 그 정압을 나타낸 시간에서의 유속을 측정하여 안정실의 단면으로 나누어 평균 유속을 구한 후 이를 동압으로 환산하여 활용하였다. 그리고 Tr은 실험의 대상이 되는 팬의 구동축에서 측정된 토크이다.

실험은 실제로 팬이 벨 마우스에 위치된 조건에 대하여 수행되었으며 그 각각의 결과는 Fig. 3에 표시하였다. Fig. 3의 성능 곡선에서 팬이 벨 마우스에 삽입된 정도는 팬의 전체 두께(t, 팬 날개의 두께와는 구별됨)에 대한 비율로 표시되었다. 따라서 Fig. 3의 case 1은 팬이 벨 마우스에 삽입된 정도가 2t인 경우이고 case 2는 1t, case 3은 t/2인 경우이다. 이처럼 축류팬의 성능 특성은 팬과 관련된 구조물과의 관계에서 매우 특징적으로 변화하게 된다. 이 성능 평가의 실험에서는 팬의 회전수에 따른 성능 특성을 구하지 않았다. 그 이유는 팬을 구동시키는 모터가 60 Hz에서 구동되는 교류 모터로서 팬의 회전수가 비교적 일정하게 유지되기 때문이며 실제로 실외기용 축류팬의 회전수는 운전 중에 거의 변화가 없기 때문이다. 팬 성능의 비교에서 유량 대 전압의 변화를 비교하면 유량이 최대인 지점에서부터 유

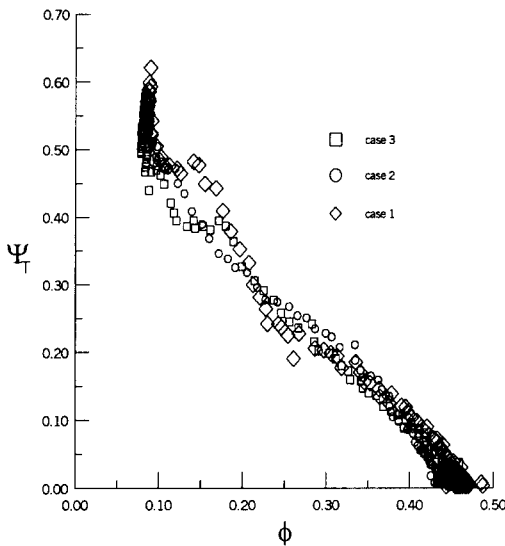


Fig. 3 Comparison of performance curves according to location of test fan into bellmouth.

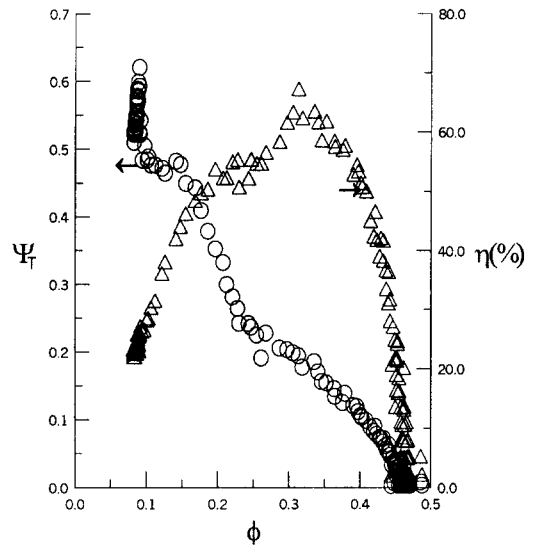


Fig. 4 Fan efficiency ( $\Delta$ ) and performance ( $\circ$ ) patterns according to flow rate for case 3.

량을 서서히 감소시키면 팬 테스트의 안정실의 압력이 상승되다가 유량이 0.25 전후를 기준으로 전압이 다시 감소한다. 그 이유는 팬 테스트의 안정실에 가득 찬 송풍 공기의 저항으로 팬의 송풍 기능이 더 이상 발휘되지 못하기 때문이다. 더불어 그 유량의 위치에서 팬의 효율 역시 급격히 저하된다(Fig. 4 참조). 따라서 이 실험 대상의 팬에서 적정 유량 계수는 0.25 근방으로 판단된다. 팬의 성능을 팬과 벨마우스의 위치에 따라 비교해 보면 팬이 벨마우스의 끝단에 걸쳐 있는 case 3이 가장 우수한 것으로 나타난다. 그 이유는 날개로 유동을 안내하는 벨마우스의 역할이 case 3에서 가장 효과적으로 발휘되기 때문이다. case 3은 팬의 날개가 벨마우스 끝단에 걸쳐 있는 형태로 날개로 유입되는 공기의 흐름을 원활하게 해주고 있다. 반면에 case 1과 case 2는 팬의 날개가 벨마우스 안쪽으로 완전히 또는 충분히 삽입된 상태로 팬으로 유입된 공기의 공간적으로 상당히 제한적이기 때문에 팬의 성능 특성이 case 3보다는 다소 낮게 나타난다. 특히 case 1의 경우는 팬이 벨마우스를 지나 안쪽으로 깊숙히 팬 날개의 폭 t만큼 삽입된 경우이므로 유입 유동이 더욱 제한적이어서 그 성능이 다른 두 가지 경우보다 더 낮게 된다. 또한 case 1은 유입

되는 공기의 제한성 때문에 유량의 감소에 따른 정압의 상승이 매우 완만한 영역이 발견된다.

효율 특성을 파악하기 위한 실험도 아울러 수행되었다. 앞서의 팬의 위치에 따른 성능 곡선의 예에서 알 수 있듯이 case 3의 경우 공기 역학적 성능도 우월하며 효율의 운전점 기준 최대 효율도 case 1이나 2의 62%나 65%에 비해 68%로 가장 우수하였다. 이 논문에서 효율은 유체 역학적 동력(유량×전압력 차)을 기계 역학적 동력(토크×회전수)의 비로 표시하였다. Fig. 4의 결과를 고려하면 적당한 설계점 또는 운전점이 유량 계수 기준으로 0.25 근처임을 알 수 있다. 이 영역에서 팬의 효율은 극대화되고 또한 전압의 크기 역시 무차원 수로 0.2 정도이어서 팬의 유동에 저항을 미치는 부속물의 유동 저항을 극복할 정도의 압력 상승을 나타낸다.

### 3.2 팬 주변의 유동장

서론에서 언급하였듯이 영상 추적 장치의 활용을 통하여 팬의 유입 유동 또는 벨마우스 주변의 유동장을 확인하였고 또 팬과 그 주변 기구물의 설치에 관한 최적의 조건을 찾기 위해 팬의 날개의 반경 방향으로 유동 속도를 측정하였다.

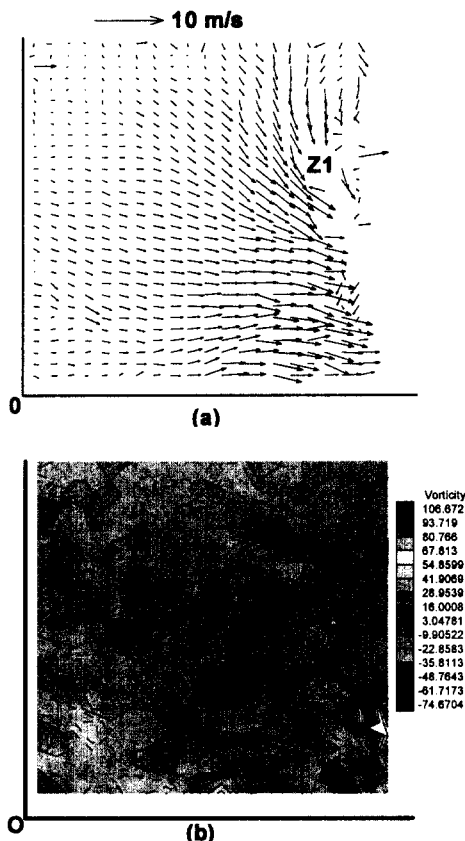


Fig. 5 Plots of axial velocity vectors (a) toward fan, and distribution of vorticity (b) from 106.672 with increments of 13 m/s/m.

우선 팬으로 유입되는 유동장을 획득하였으며 그 기법은 앞서 2절에서 제안된 영상 입자 추적 방법을 사용하였다. 다음의 Fig. 5은 팬으로 유입되는 유동장의 모습을 나타낸다. 그림에서 팬의 위치는 영문자 “Z1”으로 표시하였다. 특히 Fig. 5에서는 팬의 중심이 각 그림의 “O”의 위치에 고정된 경우의 유입 유속 벡터와 와동을 나타내고 있다. 또한 속도의 크기는 그림에서 표시한 기준 속도(10 m/sec)와 비교하여 가능할 수 있다. 물리적으로 그림에서 “O”점과 날개까지의 가로 및 세로 방향 거리는 150mm로 선정하였다. Fig. 5의 (a)에서 알 수 있듯이 영역 “Z1”(날개 부근)에서는 유속 벡터가 매우 드물게 보이는데 그 이유는 그 위치에서 날개가 지나가고 있기 때문에 PIV

에 의한 유동장의 획득에서 많은 입자를 찾아내지 못했기 때문이다. 또한 팬으로 유입되는 유동장을 살펴보면 유체의 속도 크기는 20mm(팬과 “O”점까지의 거리)의 거리 안에서 매우 큰 변화를 겪음을 알 수 있다. Fig. 5의 (a)에서는 또한 유체 입자의 유입 경로를 표시하였는데 그림에서 유동이 집약적으로 팬을 향해 모여지고 있음을 예측할 수 있다. 이들 유동 정보는 25ms의 시간 간격 동안 획득된 30개의 영상을 통해 평균된 것이다. 또한 그림에서 알 수 있는 정보는 날개의 끝단(Tip 부근)의 유동 분포에서 하강 유동 또는 날개의 경사면을 따르는 유동이 확실하게 관찰되었다. 팬으로 유입되는 유동의 와도 크기가 Fig. 5의 (b)에서 표현되었다. 와도의 분포는 106.672 m/s/m부터 등 간격으로 15개로 구분지어 표시하였으며 음수 값을 갖는 와도는 점선으로 표시하였다. 와도의 분포를 살펴보면 팬의 회전과 허브(hub)에서의 유동 저항으로 와도의 방향은 시계 방향과 반시계 방향 모두가 존재하며 특히 허브의 후면에서는 와도의 크기가 매우 크게 나타난다.

보다 구체적인 유동장의 모습을 확인하게 위해 팬에 의해 유입되는 유동장의 모습을 획득하였다. 팬과 유동 흡입구(Bell mouth)와의 상관 관계를 알기 위해 유동 흡입구의 형상에 아무런 수정(곡률 또는 거칠기 손질 등)을 가하지 않은 투명한 원통형 관을 사용하였다. Fig. 6에서는 벨마우스로 유입되는 속도가 시간에 따라 변화하는 모습을 관찰하였다. 비교를 위한 준비된 시간 간격은 매우 짧아서 팬이 10바퀴 회전하는 시간이다. 유동장의 영역은 벨마우스로부터 20mm 전방의 가로영역과 반경 방향으로 8mm, 그리고 축 방향으로 22mm의 영역의 범위이다. 시간적 구분으로 Fig. 6의 위는 팬의 날개가 지나간 직후이고 Fig. 6의 아래는 회전하는 팬의 날개가 접근하기 직전이다. 따라서 전자의 유동장이 보다 더 유입구 쪽을 향하고 있다. Figs. 6 두 유동장 비교에서 알 수 있듯이 그 시간 간격 동안 유동이 매우 상이하며 그 이유는 팬의 존재에 의해서라는 사실이 밝혀졌다. 이처럼 본 논문에서 고려하고 있는 유동장은 팬의 날개 회전에 의해 Fig. 6의 두 그림과 같은 유동이 주기적으로 나타나는 유동이다. 두 그림 사이의 시간 간격을 회전 주기의 정수배로 삼은 이유는 유동의 주기성을 설

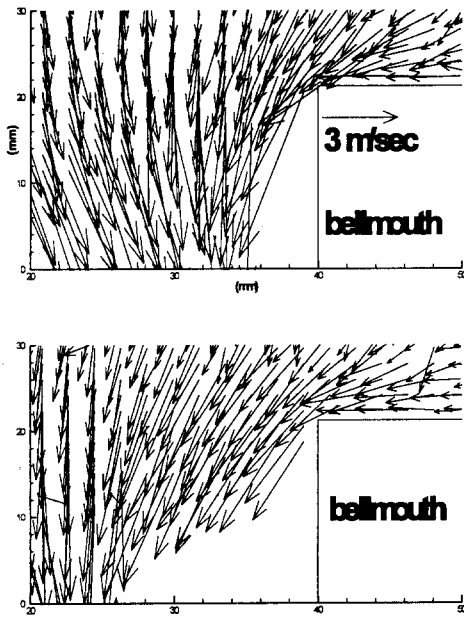


Fig. 6 Transient variation of meridional velocity vectors at moderate instant (upper one), and after 10 revolutions of fan (lower plot).

명하기 위한 것이며 아울러 유사한 결과가 다른 정수배(2바퀴, 3바퀴 등 정수배) 회전 주기 간격에서도 역시 관찰되었다. 이 논문에서 사용된 영상처리 기법에 의한 유동 속도의 측정에서는 한 쌍의 영상을 이용하여 어느 순간에서의 유동 속도를 측정하였는데, 이 경우 그 한 쌍의 영상에서 사용된 간격은  $25 \mu\text{sec}$ 이고 각 조합의 영상들은 일정하게  $33\text{msec}$ 의 시간 간격을 갖게 설정하였으므로 유동 속도의 측정 순간을 자유롭게 정할 수 있었다. 또한 그 진행 정도의 확인을 위해 Fig. 7에서는 임의의 두 시간 간격(팬의 12회전 후의 시간 간격)에서의 축 방향 속도만을 구분하여 반경 방향에 따른 변화를 확인하였다. 그 경우 축 방향 유동의 속도를 흡입구에서 약 20 mm 정도 상류 쪽에서 관찰하였다. 그 결과 유동의 크기가 증대된 것은 물론이거니와 유동장의 유동 속도 전체가 매우 크게 상승되었음을 알 수 있었다. 특히 어떤 순간(Fig. 7의 기호 “○”로 표시된 유동 형태)에서의 유동은 시간이 12회전 주기 만큼 지난 후에 날개의 안내에 의해 유동 흡입구 쪽으로 약 28 cm 전진했음을 알 수 있었다.

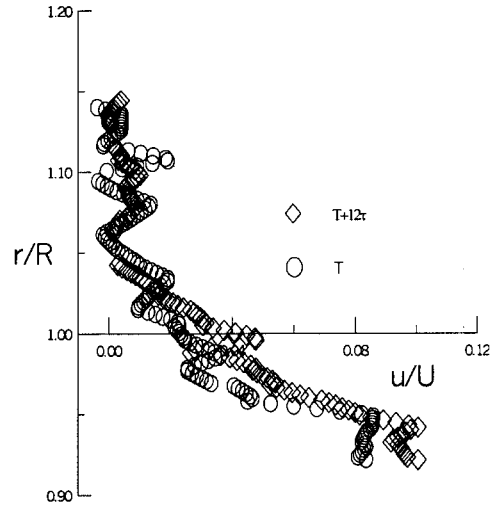


Fig. 7 Radial variations of axial velocities behind bellmouth at moderate time (○) and after 12 revolution time (◇).

특히 Fig. 6과 7에서는 유동장이 팬의 회전으로 유동장이 주기적인 특성을 가지므로 유동장이 준정상 상태(quasi steady state)에서의 유속을 측정 후 일정한 시간 후의 유속을 측정하여 유동장의 과도 특성을 분석하였다. 여기서 두 영상 간격은 팬이 12회전한 후로 정했는데 그 이유는 유동장의 뚜렷한 구별이 가능한 시간 간격을 취하기 위해서이다. 속도의 표현은 날개의 선단 속도(U)로 무차원하였고 반경 방향 역시 대표 길이인 흡입 유로의 반경으로 무차원하여 표시하였다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 팬의 날개로부터 멀리 떨어진 영역으로부터 유체가 유입되기 때문에 유동은 급격한 유동 방향의 변화를 겪는데 이런 유동의 특성이 손실과 소음을 초래하고 있음이 최근의 여러 논문<sup>(5-7)</sup>에서 지적되고 있다. 또한 반경 방향의 위치가 흡입구보다 작은  $r/R \leq 1.0$ 인 영역에서는 축 방향 유동의 크기가 크고 그 위 부분에서는 축 방향 유동의 크기가 비교적 작음을 알 수 있다. 이는 벨마우스의 존재와 함께, 팬 후면의 저압 영역으로 유체가 유입될 때 이상 유체의 유동과 같이 전 방향에서 유동이 동시에 유발되기 때문이라고 판단된다. 이러한 측면에서 팬의 하류에서의 유동 손실을 줄이기 위해 설치된 흡입구가 상류에서는 유동의 저항 형태로 등장할 수 있음을 암시하며 이에 따른 주의 깊은

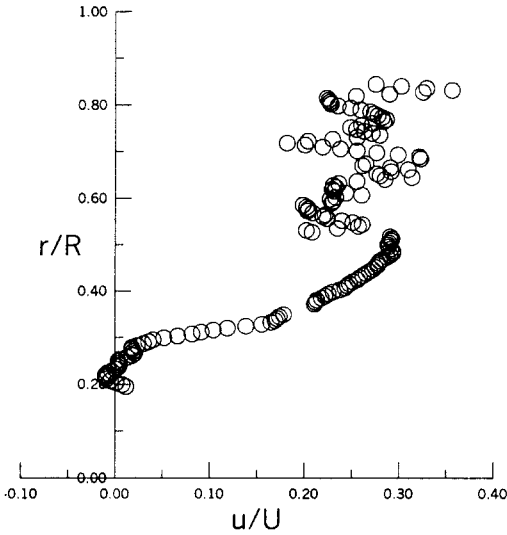


Fig. 8 Radial variation of axial velocities after fan at  $x/R=0.1$ .

설계가 요구된다.

유동장의 관찰은 후류의 영역에 더 많이 치중되었다. 왜냐하면 유동의 특성이 팬을 거친 다음 보다 활성화되고 또한 그 속도의 크기 역시 증대되기 때문이다. 본 연구의 주요 관심 사항인 팬과 흡입 유로와의 위치 관계도 팬을 지난 유동장의 분석에서 분명히 확인된다. 영상 추적 기법을 통해 유동장의 유속의 측정에서 확인한 또 다른 사항은 팬의 반경 방향 위치에 따른 유동장의 특성 변화이다. 이 실험은 팬의 날개를 반경 방향으로 네 등분하여 유동장을 구별하여 측정한 후 이들 각각 유동장의 특성을 분석하여 열교환기나 필터와 같은 팬 주변의 여러 장치의 배치를 최적화할 수 있는 것이다. 실제로 이와 같은 부대 시설을 지나는 유동은 그 저항으로 말미암아 유동의 손실이 발생하는데 이에 효율적으로 대처하기 위해서는 팬이 생산하는 유동의 크기를 확인하여 적절하게 그러한 부대 시설을 배치할 수 있는 공학적 자료를 제공하여야 한다. 다음의 Fig. 8은 팬 날개의 반경 방향을 따라서 무차원화된 축 방향의 속도를 나타낸다. 이때 측정 위치는 팬을 지난 후이다. 이와 같은 유동 자료를 얻기 위해서는 Fig. 2에 표시된 영역에 대해 반복적 재현을 통해 동일 유동 조건에서의 영상을 획득한 후 이를 반경 방향으로 결합하였다. 그림에서 기호

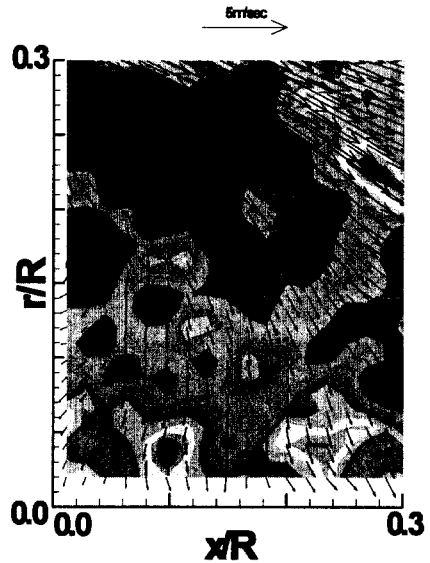


Fig. 9 Plots of velocity vectors and contours of vorticities after fan from 100.0/s to -50.0/s with increments of 12.5/sec.

형태로 표현된 것은 팬을 통해 유출된 속도이고 그 각각의 반경 위치에서 표시되었다. 본 실험에서 허브의 직경은 무차원값으로 0.263 근처인데 Fig. 8는 그 위치에서 유속이 팬을 향하는 형태를 보인다. 그 이유는 허브의 전방에서 역류가 발생되기 때문이며 그러한 사실은 Fig. 9의 영상 추적 속도 분포도에서도 매우 적절히 묘사된다. 이와 같은 허브의 영역에서의 역류를 효과적으로 막기 위해서는 허브에 유선형 구조물을 추가하는 것이 필요하다.

고려하고 있는 반경 방향의 위치가 팬 날개의 선단으로 향할수록 축 방향 유속의 크기가 매우 불안정하게 변화하는데 그 이유는 선단 간격(Tip clearance)의 영향이 전달되기 때문이다. 보다 구체적으로 선단 간격에서의 빠른 유동 영역이 팬 전방의 압력을 교란하기 때문에 유동의 불안정성이 관찰된다. Fig. 7과 8에서 유속의 절대적 크기가 차이는 이유는 Fig. 7에서는 흡입구로부터 20mm 정도 벗어난 위치에서의 유동이므로 자유 영역에서의 유속 측정이고 Fig. 8에서의 유속은 팬 바로 전방에서의 흡입구 내부의 측정치이므로 그 크기는 다소 차이가 있다.

허브의 바로 근방에서의 유동에 대한 관찰은



Fig. 7과 8의 여러 공학 자료를 뒷받침하여 설명할 수 있다. Fig. 9는 허브 주변의 유동장과 와도(vorticity)의 분포를 표시하고 있다. 유동장의 모습은 영상처리기법을 사용하여 얻은 결과이고, 그 크기는 기준 속도를 그림에 같이 표현하여 가늠할 수 있게 하였다. 와도 분포도의 경우 -50.0부터 50.0까지를 10등분하여 나타내었다. 그 결과 그림의 대부분의 영역에서 와도의 값이 음수로 표시되며 유동이 반 시계 방향을 회전함을 알 수 있었다. 이는 유동 속도 벡터의 분포도와도 매우 잘 일치한다. 모습이다. 팬의 허브 부근의 영역에서의 유속을 관찰하였다. 그림에서 팬의 허브는  $0.0 \leq r/R \leq 0.256$ 의 범위에 걸쳐 존재한다. Fig. 9의 유속 분포에서 알 수 있듯이 유동은 팬의 중심 축을 향하면서 허브 쪽에선 허브를 향하면서 반 시계 방향 선회 유동을 구성한다. 그림에서 알 수 있듯이 일부 영역( $0.0 \leq r/R \leq 0.3$ )에서는 유동이 팬의 역할에 부합되지 않는 양상을 보이고 있다. 이 부분은 팬 날개 길이의 30%를 차지하는 영역이므로 팬의 최종 설계시 허브에 유선형 구조물의 설치가 요구된다. 이처럼 팬의 구조 형상에서 유동의 영역을 축소시키는 구조적 형상은 바람직하지 않다. 반면에 허브에서 일정 거리를 벗어난 영역에서의 유동은 팬이 유발한 압력 차이에 의해 축 방향으로 토출된다.

본 연구의 결과들에 대한 오차는 고정 오차(fixed errors)와 임의 오차(random errors)로 나뉘며 가능한 한 반복적인 실험 기법을 통해 고정 오차는 보정하여 제거하였다. 본 연구에서 고려되는 대표적인 고정 오차로는 유체와 실험 조건의 온도에 따른 유동 추적 입자(particle)의 부력 변화에 이에 따른 유속과 입자 속도와의 차이이며 이를 보정하기 위해 온도에 따른 입자의 밀도 특성을 파악한 후 시험 조건의 온도 보정을 통해 유동 속도의 고정 오차를 보정하였다. 따라서 본 연구의 주요 결과인 속도가 갖는 오차는 실험 및 측정에서 유발되는 임의 오차들이며 이들에 대한 산출은 Lourence and Krothapalli<sup>(8)</sup>의 불확실도의 산출 예측에 관한 기법을 사용하였다. 본 연구의 주요 측정 대상인 축 방향 속도(u)의 측정 및 정도(accuracy)에 영향을 미치는 주요 인자는 유체의 밀도( $\rho$ ), 영상 유속 측정시 사용되는 입자의 밀도( $\rho_d$ ), 영상에서 확인되는 입자의 이동 거리( $x_d$ ), 그리고 영상간의 시간 간격  $\Delta t$ 이다. 즉, 식

(1)과 같다. 식(1)에서, 이들 각각의 요소에 의한 측정의 불확실성의 정도( $Uc_\rho$ ,  $Uc_{\rho_d}$ ,  $Uc_{x_d}$ ,  $Uc_{\Delta t}$ )는 독립된 실험의 반복을 통해 확인될 수 있다. Nishio et al.<sup>(9)</sup>의 논문에 의하면 임의 오차는 다음의 식(2)와 같이 표현된다.

$$Uc_u = (\rho, \rho_d, x, \Delta t) \quad (1)$$

$$Uc_u = \pm \left[ \left( \frac{\rho}{u} \frac{\partial u}{\partial \rho} Uc_\rho \right)^2 + \left( \frac{\rho_d}{u} \frac{\partial u}{\partial \rho_d} Uc_{\rho_d} \right)^2 + \left( \frac{x}{u} \frac{\partial u}{\partial x} Uc_x \right)^2 + \left( \frac{\Delta t}{u} \frac{\partial u}{\partial \Delta t} Uc_{\Delta t} \right)^2 \right] \quad (2)$$

위 식에서 가장 큰 영향의 인자는 거리에 관한 불확실도로 그 값은  $\pm 0.1\%$ 이며 가장 영향이 작은 인자는 영상 사이의 시간 간격에 관한 것으로 그 정도는  $\pm 0.01\%$ 이다. 또한 전체적으로 측정된 축 방향 유속의 불확실도는  $\pm 5.32\%$ 를 나타낸다. 따라서 본 논문의 유속에 관한 자료의 응용시 이러한 임의 오차를 염두에 두고 활용해야 할 것이다.

#### 4. 결 론

공기 조화기에서 공기 이송 장치로서의 널리 사용되는 팬 중에서 본 연구에서는 주로 공조기의 실외기에 사용되는 축류팬에 대하여 그 팬의 성능과 팬으로부터 또는 팬으로 유입되는 유체의 유동 형태를 다루었다. 본 연구에서 관심을 갖고 응용된 주요 변수는 팬의 유동 흡입구(Bellmouth)와의 위치이다. 실험은 팬과 유동 흡입구와의 거리에 따른 성능 평가에 초점을 두고 행해졌으며 모두 세 가지 조건에 대해 연구되었다. 그 결과 팬이 유동 흡입구에 팬 날개의 코드 길이의 절반 정도가 걸친 경우에서 가장 우수한 성능이 확인되었으며 그 경우의 세밀한 유동장이 영상 처리 기법을 통해 확인되었다. 유동장의 관찰에서는 팬의 허브 구조물 근방에서 역류가 발생하여 유동의 효율이 저하되는 현상도 측정되었다. 축류팬에 의한 유동에 관한 또 다른 특징은 팬의 형상에 관한 설계만큼 유동 유입 구조물의 형상이 팬의 성능 및 소음에 매우 지대한 영향을 미친다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술연구센터 지원 과제로 수행되었음을 밝힙니다.

## 참고문헌

1. ASHRAE, 1975, Ashrae Standards, I, 51-75, Laboratory methods of testing fans for rating purposes, I, pp. 1-57.
2. Munson, B. R., Young, D. and Okiishi, T., 1998, Fundamental of Fluid Mechanics, 3rd ed., John Wiley & Sons Inc., Canada, pp. 459-550.
3. Adrian, R., 1991, Particle-imaging techniques for experimental fluid mechanics, Annual Rev. Fluid Mechanics, Annual Review Increment, pp. 261-304.
4. Kim, J. W., 1999, Experimental Study on Cross Flow Fan by using PIV, RRC report, Sun Moon University.
5. McCormick, D. C., Lavrich, P. L. and Simovich, J. C., 1993, Role of leading-edge vortex flows in prop-fan interaction noise, Journal of Aircraft, Vol. 30, No. 2, pp. 255-261.
6. Hayashi, H., Fukano, T. and Kodama, Y., 1993, Experimental investigation into the mechanism of discrete frequency noise (DFN) generation from a NACA 0012 blade, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B, Vol. 59, No. 559, pp. 802-806.
7. Koo, H., 1999, An experimental study on the cross-flow fan in air conditioning device, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, pp. 871-879.
8. Lourence, L. and Krothapalli, A., 1995, On the accuracy of velocity and vorticity measurements with PIV, Experiments in Fluids, Vol. 18, pp. 421-428.
9. Nishio, S., Himeno, Y. and Takamatsu, K., 1991, Application of measurement uncertainty analysis to resistance and self-propulsion tests of ship model, The Kansai Society of Naval Architects in Japan, Vol. 216, pp. 51-64.