

축류 FAN의 허브비에 따른 유동특성 연구
A Study on Flow Characteristics of Axial Flow Fan
with 3 Different Hub-Tip Ratios

김광호*, 김창수*, 양철수**

(* : KIST 터보기계연구팀, ** : (주)태일송풍기)

1. 서론

Fan은 일반 산업체의 제조 공정용, 발전 설비 및 보일러의 연소공기 공급용, 팽산 및 터널의 급배기용, 일반 건축물의 급배기용 및 공기 조화기용으로 사용되는 기기로 실생활과 밀접한 관계가 있을 뿐만 아니라 전 산업에 걸쳐 그 사용용도가 광범위한 대표적인 유체기계 중의 하나이다. 최근에는 수요 증가에 따라 에너지 소모량도 증가되어 시스템의 효율 및 성능개선을 통한 에너지 절감의 필요성이 강조되고 있으며 이를 위해 실험적인 방법, 이론적인 방법으로 활발히 이뤄지고 있다. 최근에는 컴퓨터의 급속한 발달 및 보급으로 수치적인 연구가 발전하여 종전의 이론적 연구를 대신해 가고 있다. 이중 유선곡률법은 3차원의 유동문제를 두 개의 2차원 해석문제의 결합으로 대치하여 푸는 방법으로 간단하고 계산이 빠르기 때문에 일반적으로 축류 압축기나 터빈해석에 널리 이용되어 왔다. 그러나 유선곡률법의 유동 예측에 대한 정확도는 유동계산과정에 사용되는 손실모델에 크게 의존하게 된다. (이찬[1] and Cetin[2] et al.)

본 연구에서는 허브비 변화에 따른 후류 손실을 고려하지 않은 경우에 대하여 유선곡률법의 한계를 지적한 기존의 연구[3]를 참고하여 축류팬의 유동특성을 통해 허브비 변화에 따른 후류의 영향이 성능 및 효율에 미치는 영향을 살펴보고자 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 성능측정

본 연구에서 대상으로 하는 축류팬의 제원은 Table 1과 같다. 이러한 축류팬 실험을 위한 실험장치는 KS B6311[4]을 기준으로 하여 Fig. 1과 같이 구성하였다.

축류팬의 외경, 회전수 및 blade는 모두 동일하고 허브직경은 외경에 대해 40, 50, 63%의 비율을 갖고 있다. 유량은 측정관로의 출구에 opposite blade type 댐퍼를 설치하여 조절하며 유량의 측정은 전압 측정용 피토우관을 제작하고 보정한 후에 KS 규정[4]에 따라 측정하였다. 또한 전압에 대응하는 정압은 측정관로 벽의 정압측정 구멍으로부터 측정하여 동압을 계산하여 유량을 산출하였다. 제작된 피토관은 보정을 거쳐 측정의 신뢰성을 검증하였으며 유동 방향이 $\pm 15^\circ$ 이내에 있으면 전압측정 결과를 신뢰할 수 있다. 정압과 전압의 측정에는 Scanivalve를 사용하였으며 대기압, 온도, 습도, 전력 등과 함께 측정장치인 HP9845 Data Acquisition and Control System에 의해서 측정되었다. 이 장치는 PC와 IEEE-488방법으로 연결하여 측정된 자료들을 받아 팬 성능에 관련된 계산을 수행하고 그 결과를 저장하도록 하였다.

구분	팬외경 (mm)	허브 직경 (mm)	회전수 (RPM)	풍 량 (CMM)	전압력 (mmAq)	모터 동력 (kW)
A	710	280	1750	400	32	3.7
B	710	355	1750	360	50	5.5
C	710	450	1750	330	75	5.5

Table 1 실험용 팬의 제원

2.2 유동측정

유동측정은 Fig. 2에서와 같이 팬의 동익 전후, 정익 후 및 정익으로부터 일정거리 떨어진 덕트에서 United Sensor사의 DC-125, 원추형 5 hole pitot tube를 5mm 간격으로 이송시키면서 측정하였으며 이 때의 압력은 Pressure System Inc사의 System 8400을 이용하여 자료를 얻고 PC와 IEEE-488 방법으로 연결하여 연산을 수행하고 결과를 저장하

였다. 5공 probe는 각도범위 $-40.5^\circ \sim 40.5^\circ$ 사이에서 4.5° 간격으로 yaw각과 pitch각을 변화시키며 calibration하였고 유동 실험에서 측정된 결과는 cubic spline interpolation 방법으로 환산하여 사용하는 non-nulling 방법 [5]을 사용하였다.

실험은 설계점의 유량에서 측정하였다. 즉, 팬 A의 경우는 400[CMM], 팬 B는 360[CMM], 팬 C는 330[CMM]이다. 동익의 출구에서는 정익의 영향을 줄이기 위해 두 정익의 중간 지점을 택하여 중심을 향해 이송시켰으며 정익 출구의 유동 또한 두 정익의 중간 지점을 지나도록 이송시켰다. 덕트에서의 유동은 후류의 영향을 보기 위해 중심 방향으로 가능한 지점까지 측정을 하였다. 압력은 Probe를 이송한 후 1초 간격으로 10회 반복하여 측정하고 그 평균값을 사용하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

Bleier[6]에 의하면 허브비가 커지면 팬의 성능측정은 최고 압력이 상승하고 작동영역의 경사가 급해진다고 하였으며 Fig. 3의 실험대상 팬의 성능곡선에서 이와 같은 현상을 확인할 수 있다.

Fig. 4에서부터 Fig. 6까지는 실험 대상 팬에 대한 유동 측정실험의 결과 중 허브비 변화에 따른 전압분포를 나타내며 허브비가 커질수록 전압의 상승정도가 커지고 있다.

Fig. 7, 8, 9에서는 세 모델에 대한 축방향 속도 성분의 분포를 나타내고 있고 모델 C의 경우 정익을 지난 중앙부분에서 축방향 속도가 급격히 감소함을 보이고 있다. 또한 동익 입구에서 속도분포는 균일하지 않고 허브 쪽의 유속이 약간 더 빠름을 알 수 있다.

Fig. 10, 11, 12는 각 팬의 원주방향 속도 성분의 분포를 보인 것이다.

성능시험결과에 사용된 전압 상승값은 팬의 입구와 덕트를 지나면서 완전히 mixed된 다음에 측정된 전압을 그 대상으로 한다. (Fig. 1 A-A 단면에서 측정된 정압과 B-B 단면에서 측정된 유속을 이용함) 전압 분포 그래프에서 보듯이 정익 출구에서의 전압은 성능곡선상의 전압보다 높게 나타난다. 이 차이는 정익과 덕트를 지나면서 발생하는 여러

가지 손실의 작용으로 인해 소모된 것이라 할 수 있을 것이다. 허브비가 커질수록 전압의 상승폭이 커지지만 손실에 의한 압력 손실폭도 비례하여 커짐을 확인할 수 있다.

Fig. 13은 허브비에 따른 후류의 전압손실 정도와 효율의 변화를 세 가지 모델에 대해 그린 것으로 허브비가 가장 큰 팬 C의 후류 손실이 상대적으로 컸다

Fig. 14와 Fig. 15에서는 허브비 변화에 따른 유동측정 지점에서의 속도 profile을 나타낸 것으로 정익 후방의 유동에서 반경방향 속도성분이 커지고 있음을 확인할 수 있다.

4. 결론

허브비가 다른 세 산업용 축류 팬에 대해 유동측정 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 허브비가 커질수록 후류의 영향으로 인한 압력의 손실이 최고 28.5%로 허브비가 작은 팬의 15.2%보다 상대적으로 손실폭이 커짐을 알았고, 디퓨저 영역의 형상을 최적화시킨다면 팬의 성능 및 효율이 크게 향상될 것으로 기대된다.
2. 본 실험으로 얻어진 자료를 바탕으로 후류의 손실모델을 수정한다면 유선곡률법의 정확도를 향상시킬 수 있어 축류팬의 성능에 측에 유용하게 활용될 것이다.
3. 허브비가 커질수록 날개 주위의 3차원적인 유동 특성의 영향이 점점 커진다. 따라서 허브비가 큰 경우에는 hub cover, blade 형상 및 tail cone등의 3차원적인 형상에 유의하여 설계하여야한다.

참고문헌

- [1] 이찬, "축류압축기 설계를 위한 관통유동해석 방법의 개선과 광역 소음해석 모형의 개발", 한국과학기술원 항공공학과 박사학위논문, 1991
- [2] Cetin, M., Ucer, A. S., Hirsch, C. and Seroby, G. K., "Application of Modified Loss and Deviation Correlations to Transonic Axial Compressors," AGARD-R-745, 1987

[3] K.H Kim, Y.D.Jun, H.C.Choi, J.S.Lee, "Application of Streamline Curvature Method for Axial Flow Fan Development", 5th Asian International Conference on Fluid Machinery, 1997

[4] 공업진흥청, "송풍기의 시험 및 검사방법, KS B6311", 1982

[5] A.L. Treaster, A.M. Yocum, "The Calibration and Application of Five-Hole Probes", ISA Transactions, Vol.18, No.3, 1979

[6] Frank P. Bleier, "Fan Handbook", Mc Graw-Hill, 1997

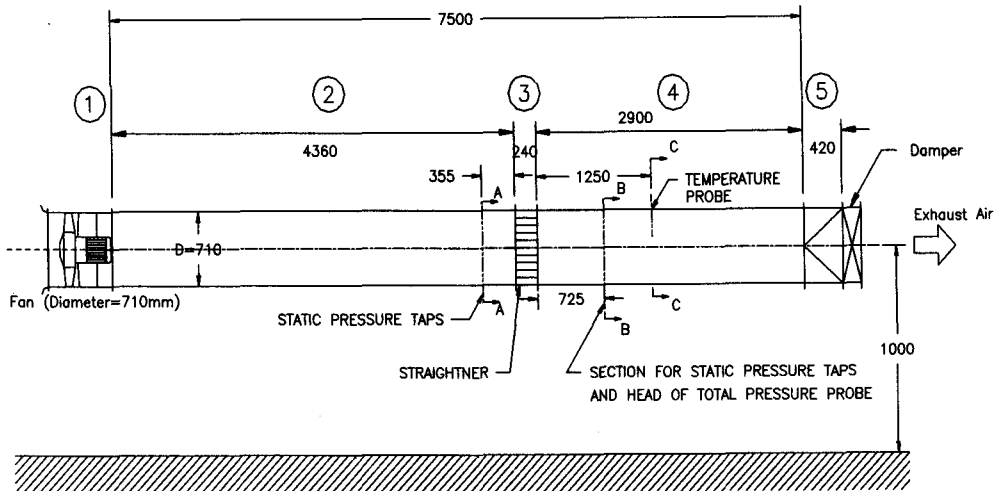


Fig. 1 축류 팬 실험장치의 구성 (단위 : mm)

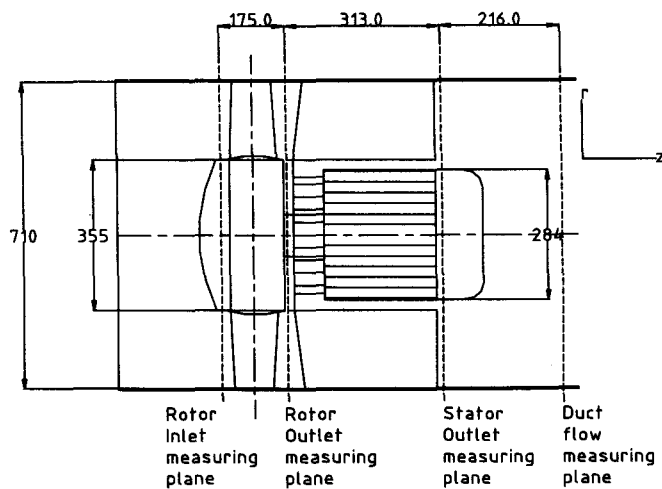


Fig. 2 유동 측정 위치 (Model B)

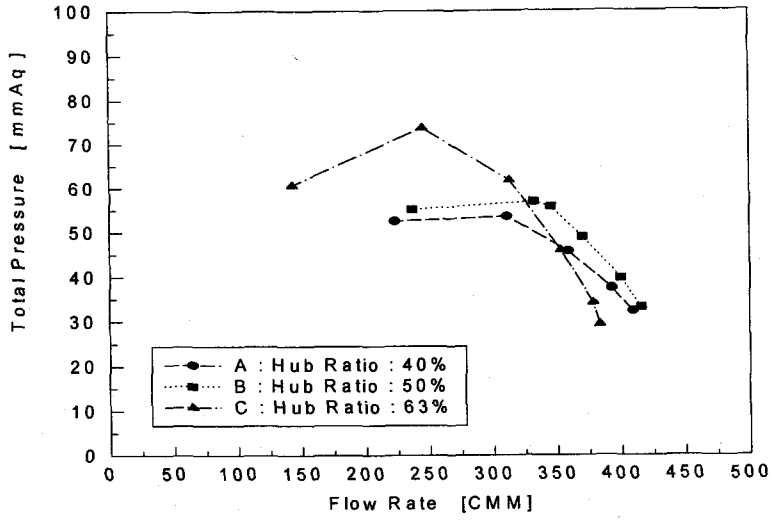


Fig. 3 운전영역에서의 성능곡선

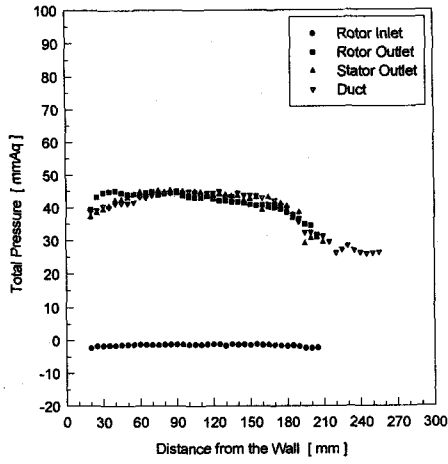


Fig. 4 Model A : Total Pressure 분포

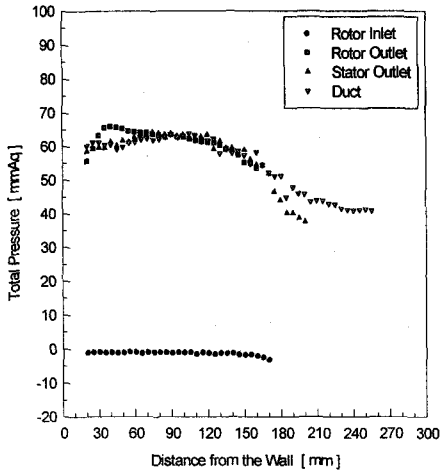


Fig. 5 Model B : Total Pressure 분포

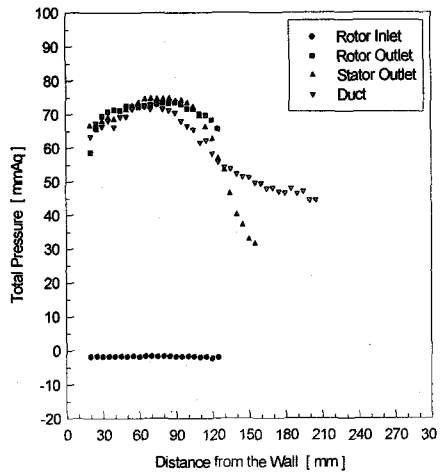


Fig. 6 Model C : Total Pressure 분포

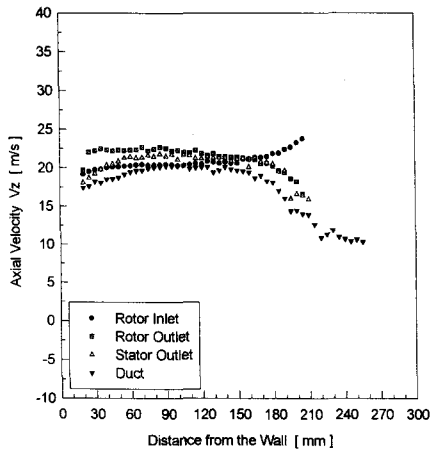


Fig. 7 Model A : 축방향 속도 성분 분포

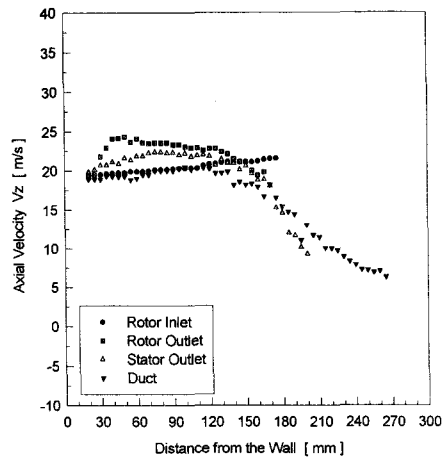


Fig. 8 Model B : 축방향 속도 성분 분포

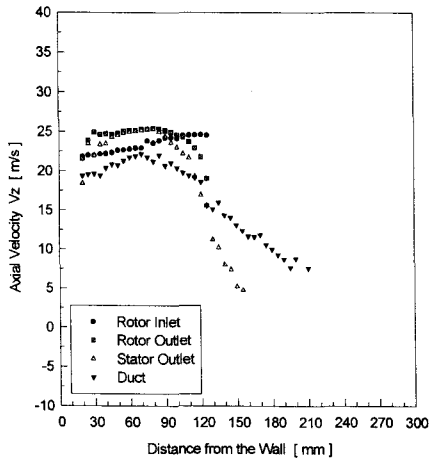


Fig. 9 Model C : 축방향 속도 성분 분포

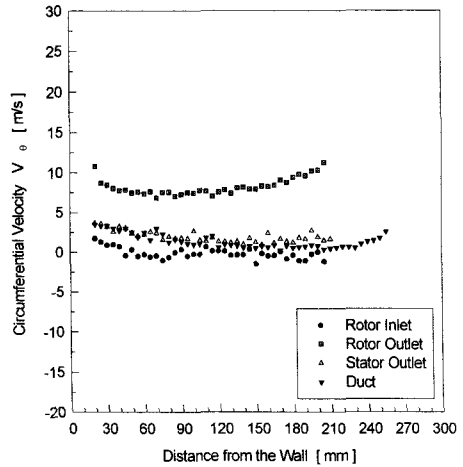


Fig. 10 Model A : 원주방향 속도 성분 분포

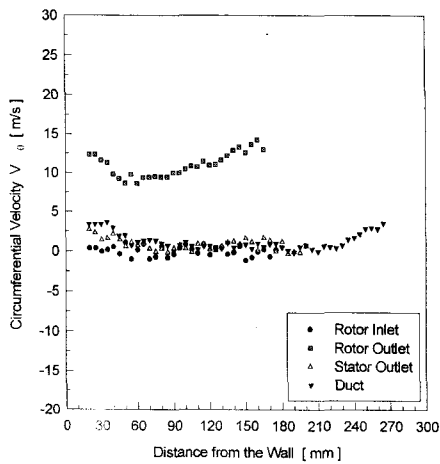


Fig. 11 Model B : 원주방향 속도 성분 분포

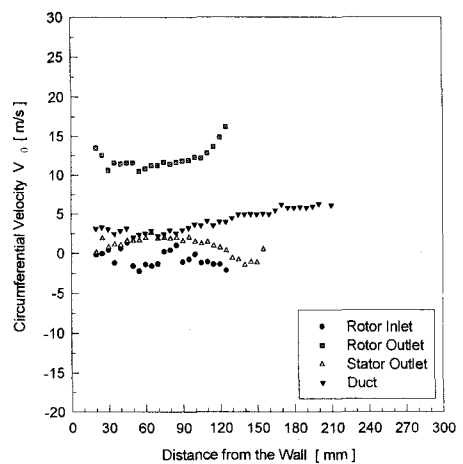


Fig. 12 Model C : 원주방향 속도 성분 분포

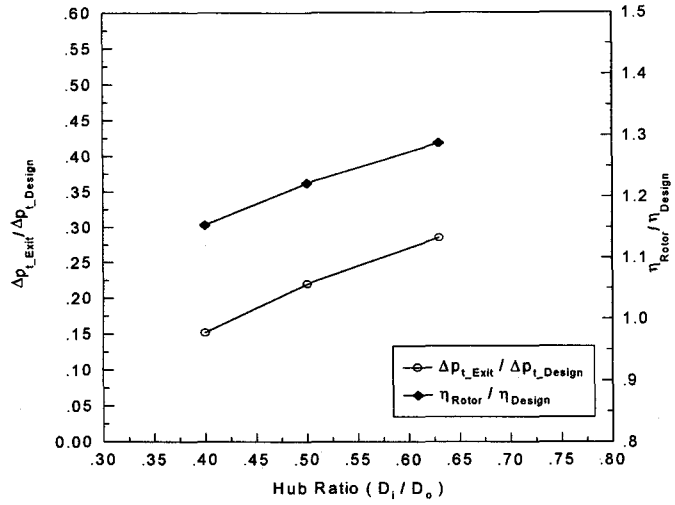


Fig. 13 허브비에 따른 후류영역의 전압 손실 및 효율의 변화

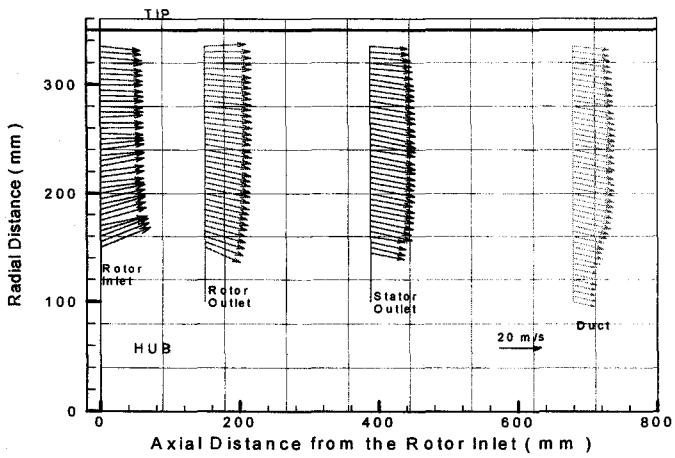


Fig. 14 Model A의 속도 Profile

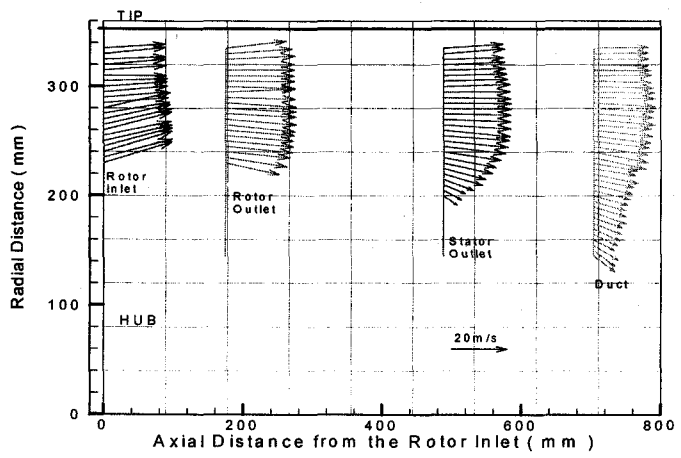


Fig. 15 Model C의 속도 Profile