

2단 축류팬과 엇회전식 축류팬의 공력 특성에 관한 실험적 연구

조이상* · 조진수**

Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of a Two Stage and a Counter-Rotating Axial Flow Fan

Leesang Cho, Jinsoo Cho

Key Words: two stage axial flow fan (2단 축류팬), counter-rotating axial flow fan(엇회전식 축류팬), five-hole probe(5공 프로우브), pressure coefficient(압력계수)

Abstract

Experiments were done for the comparison of performance and flow characteristics between a two stage axial flow fan and a counter-rotating axial flow fan. The fan performance curves were obtained by the Korean Standard Testing Methods for Turbo Fans and Blowers (KS B 6311). The fan flow characteristics were measured using a five-hole probe by the non-nulling method.

Each stage of the two stage axial flow fan used for the present study has an eight bladed rotor and thirteen stator blades. The front and the rear rotor of the counter-rotating axial flow fan have eight blades each and are driven by coaxial counter rotating shafts through a gear box located between the rear rotor and the electric motor. Both of the two axial fan configurations use identical rotor blades and the same operating conditions for the one-to-one comparison of the two.

Performance characteristics of the two configurations were obtained and compared by varying the blade setting angles and axial gaps between the blade rows. The passage flow fields between the hub and tip of the fans were measured and analyzed for the particular operating conditions of peak efficiency, minimum and maximum pressure coefficients.

기호설명

<p>A : 팬의 환상 유로면적, m^2</p> <p>C : 시위 길이, mm</p> <p>C_m : 동익의 평균반경에서 시위 길이, mm</p> <p>$C_{P, pitch}$: 피치각 계수</p> <p>$C_{P, static}$: 정압 계수</p> <p>$C_{P, total}$: 전압 계수</p> <p>$C_{P, yaw}$: 요우각 계수</p> <p>CRF : 엇회전식 축류팬</p> <p>L : 축동력, kW</p>	<p>N : 회전수, rpm</p> <p>N_b : 블레이드 수</p> <p>N_R : 레이놀즈 수</p> <p>\bar{P} : 평균 압력, mmH₂O</p> <p>ΔP_s : 정압 상승, mmH₂O</p> <p>ΔP_T : 전압 상승, mmH₂O</p> <p>Q : 체적 유량, m^3/s</p> <p>r : 팬의 중심점에서 반경 길이, mm</p> <p>R_{hub} : 동익의 허브 반경, mm</p> <p>R_m : 동익의 평균 반경, mm</p> <p>R_{tip} : 동익의 팁 반경, mm</p> <p>s : 블레이드 간격 = $2\pi r/N_b$, mm</p> <p>ΔSS : 1단과 2단 사이의 간격, mm</p>
---	--

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 한양대학교 기계공학과

TSF	:	2단 축류팬
U	:	블레이드 팁에서의 속도, m/s
V	:	절대 속도, m/s
V _a	:	축방향 속도, m/s
V _r	:	반경방향 속도, m/s
V _θ	:	원주방향 속도, m/s
\bar{V}	:	베르누이 식의 속도, m/s
W	:	상대 속도, m/s
ΔX	:	동익과 정익 사이의 축 간극, mm
ΔXX	:	전방 동익과 후방 동익 사이의 축 간극, mm
α	:	5공 프로우브의 피치각, deg
β	:	블레이드의 피치각, deg
γ	:	비틀림 각, deg
δ	:	5공 프로우브의 요우각, deg
η	:	팬 효율 = $\Delta P_T Q / L$
θ	:	캠버각, deg
λ	:	축동력 계수 = $2L / \rho U^3 A$
ν	:	허브비 = R_{hub} / R_{tip}
ρ	:	공기 밀도, kg/m ³
σ	:	현절비 = C / s
ϕ	:	유량 계수 = Q / UA
ψ	:	압력 계수 = $2\Delta P_T / \rho U^2$

Subscripts

R	:	동익
S	:	정익
FR	:	전방 동익
RR	:	후방 동익

1. 서론

일반적으로 터널과 광산의 환기장치, 건물의 공조장치, 대용량 에어컨의 냉각장치 등에서 많이 사용되는 1단 및 2단 축류팬(two stage axial flow fan, TSF)은 동익(rotor)과 정익(stator)으로 구성되어 있으며 동익에서 발생하는 선회 속도 성분을 정익을 설치하여 제거하기 때문에 정익에서 유동 손실이 발생한다.⁽¹⁾

엇회전식 축류팬(counter-rotating axial flow fan, CRF)은 1개의 전방 동익과 반대 방향으로 회전하는 1개의 후방 동익으로 구성된 축류팬이다. 엇회전식 축류팬은 정익이 없으므로 유동 손실이 거의 발생하지 않는 장점을 가지고 있다.

축류팬의 공력 특성에 관한 연구는 1970년대부터 활발하게 진행되었다. Longhouse⁽²⁾는 단 회전식 축류팬의 성능 및 소음 특성에 대해서 연구했

고 Fukano 등^(3,4)은 축류팬 설계 시 고려되는 블레이드의 형상 및 블레이드 수(number of blade, N_b)와 회전수 등이 축류팬의 성능과 소음에 미치는 영향에 대해 연구했다. Baoshi와 Tiany⁽⁵⁾는 2단 천음속 팬의 실험적 연구를 통해 주로 동익과 정익의 허브에서 유동 박리(flow separation)가 발생하여 팬의 효율이 감소한다는 것을 확인했으며 Kodama 등^(6,7)은 1단 축류팬, 2단 축류팬 그리고 엇회전식 축류팬의 성능 및 소음에 대한 실험을 통해 엇회전식 축류팬의 효율 및 성능이 우수하다는 결론을 얻었다. 조진수 등⁽¹⁾은 단 회전식, 1단 및 2단 축류팬의 수치해석 및 실험을 통해 축류팬의 성능 및 유동 특성에 대해 연구했다.

본 연구에서는 2단 축류팬과 엇회전식 축류팬의 성능 및 유동장 실험을 통해 성능 특성과 유량계 수 변화에 따른 유동 특성을 비교하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

2단 축류팬과 엇회전식 축류팬의 공력 특성을 측정하기 위한 실험 장치는 KS B 6311⁽⁸⁾의 규격에 준하여 제작됐다.

Fig. 1은 엇회전식 축류팬의 실험 장치를 나타낸 것으로 팬과 덕트를 포함한 전체 길이는 7300mm이고, 팬과 덕트의 직경은 500mm로 동일하게 제작됐다. 팬의 입구에는 벨 마우스(bell mouse)를 설치했다. 덕트는 내면이 매끈하고, 그 단면적이 팬의 흡입구 및 토출구 단면적과 같은 원형 단면의 끝은 관으로 길이는 5950mm이다.

Fig. 2는 실험에 사용된 엇회전식 축류팬을 나타낸 것으로, 전방 동익의 경우 블레이드의 재질은 알루미늄 합금이며 후방 동익은 플라스틱 재질이다. 팬의 전, 후방 동익 블레이드는 NACA 65계열의 익형(airfoil)으로 캠버 각(camber angle, θ)은 27°이며 비틀림 각(twist angle, γ)은 17°로 제작됐다.

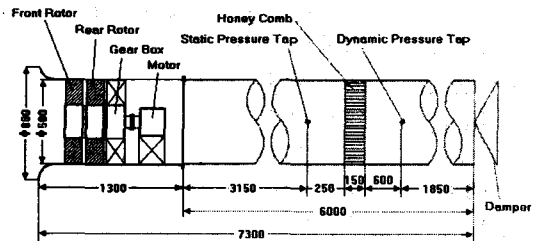


Fig. 1 Test rig layout, KS B 6311

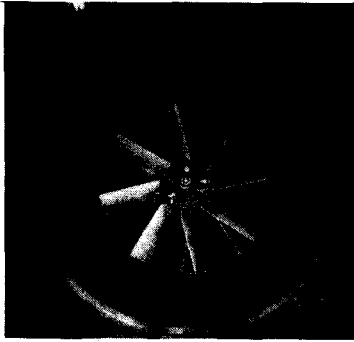


Fig. 2 Front view of the tested fan

Table 1. Dimensions of the tested fan blades

r (mm)	chord length (mm)	blade angle (deg)	thickness (mm)	solidity (=C/s)
65.0 (hub)	82.0	47.0	6.56	1.6030
180.0 (mean)	72.0	36.0	5.76	0.5093
245.0 (tip)	66.0	30.0	5.28	0.3430

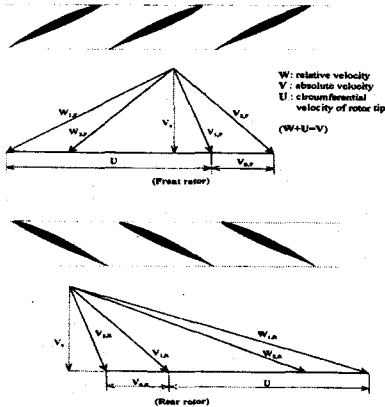


Fig. 3 Velocity triangles at the mean radius for a counter-rotating axial flow fan

Table. 1은 엇회전식 축류팬의 전, 후방 동익에 사용된 블레이드의 제원을 나타낸 것으로 전방 동익과 후방 동익의 블레이드 수는 8개로 동일하게 제작됐다. 전, 후방 동익의 팁반경(rotor tip

radius, R_{tip})은 245mm이고, 허브의 반경(rotor hub radius, R_{hub})은 65mm로 허브비(hub tip ratio, ν)는 0.263이다. 그리고 동익의 평균 반경(mass averaged mean radius, R_m)에서 현절비(solidity, σ)는 0.5093이다.

본 실험에 사용된 2단 축류팬의 블레이드 제원 등은 조진수 등⁽¹⁾에서 자세히 제시하고 있다. Fig. 3은 엇회전식 축류팬의 속도 삼각형을 나타낸 것이다. 여기서, W 는 상대 속도(relative velocity), V 는 절대 속도(absolute velocity), V_a 는 축방향 속도(axial velocity) 그리고 U 는 블레이드 팁에서의 속도(blade tip speed)이다.

2.2 실험 방법

2.2.1 성능 측정 방법

엇회전식 축류팬의 성능 측정 실험은 KS B 6311⁽⁸⁾의 표준화된 규격에 준하여 축류팬의 성능에 영향을 미치는 전, 후방 동익의 피치각과 전방 동익과 후방 동익 사이의 축 간극을 변화시키며 수행됐다.

정압은 Fig. 1의 측정관로 좌우 두 지점에서 압력 탭(pressure tap)을 이용하여 측정됐고 유량은 측정 관로의 상하좌우에서 각각 5개씩 총 20지점에서 측정됐다.

성능 측정 실험에서 공기의 밀도를 정확히 측정하기 위해 온도와 습도 그리고 대기압을 측정했고 Wallis⁽⁹⁾의 보정 방법을 이용하여 밀도를 계산했다. 그리고 댐퍼로 유량을 조절하면서 완전 밀폐시와 완전 개방시 사이에서 정압, 동압, 회전수 그리고 축동력을 측정했다. 측정된 압력, 유량 그리고 축동력 등은 팬의 회전수에 따라 변하므로 측정된 모든 자료를 AMCA Standards 201⁽¹⁰⁾의 팬 법칙(fan laws)을 이용하여 보정했다.

성능 실험 결과는 유량 계수(flow coefficient, ϕ), 압력 계수(pressure coefficient, ψ), 축동력 계수(shaft power coefficient, λ) 그리고 팬 효율(fan efficiency, η) 등으로 무차원화하여 실험 결과를 분석했다.

$$\text{유량 계수, } \phi = \frac{Q}{UA}$$

$$\text{압력 계수, } \psi = \frac{\Delta P_T}{1/2\rho U^2}$$

$$\text{축동력 계수, } \lambda = \frac{L}{1/2\rho U^3 A} \dots \dots (1)$$

$$\text{팬 효율, } \eta = \frac{\Delta P_T Q}{L} = \frac{\phi \psi}{\lambda}$$

여기서, Q , ΔP_T , L 은 각각 유량(volumetric flow rate), 전압 상승(total pressure rise), 축동력(shaft power)이고, A 는 팬의 환상 유로 면적(fan annulus area)이다.

2.2.2 유동장 측정방법

2단 축류팬과 엠티전식 축류팬의 유동장 측정 실험에서는 5공 프로우브 (five-hole probe)가 사용됐다. 실험에서 사용된 5공 프로우브는 프리즘형이며 프로우브 고정법(non-nulling method)을 이용하여 시간 평균 3차원 유동장을 측정했다. 프로우브 고정법을 이용하여 3차원 유동장을 측정하기 위해서는 5공 프로우브의 보정이 필요하다. 보정 실험은 개방형 풍동에서 레이놀즈 수 (Reynolds number, N_R)가 66,000 일 때 Treaster와 Yocum⁽¹¹⁾의 방법을 이용했다. 5공 프로우브의 요우각(yaw angle, δ)과 피치각(pitch angle, α)을 +30°에서 -30°까지 10°씩 변화시키며 5개 구멍의 압력을 측정하여 얻은 보정 계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 C_{P, \text{pitch}} &= (P_4 - P_5) / (P_1 - \bar{P}) \\
 C_{P, \text{yaw}} &= (P_2 - P_3) / (P_1 - \bar{P}) \\
 C_{P, \text{total}} &= (P_1 - P_t) / (P_1 - \bar{P}) \\
 C_{P, \text{static}} &= (\bar{P} - P_s) / (P_1 - \bar{P}) \dots \dots (2) \\
 \bar{P} &= (P_2 + P_3 + P_4 + P_5) / 4
 \end{aligned}$$

여기서, $C_{P, \text{pitch}}$ 는 피치각 계수, $C_{P, \text{yaw}}$ 는 요우각 계수, $C_{P, \text{total}}$ 는 전압 계수 그리고 $C_{P, \text{static}}$ 는 정압 계수이다.

Fig. 4는 5공 프로우브의 요우각과 피치각을 변화시키며 얻은 보정 계수와 보정도를 나타낸 것이다.

2단 축류팬과 엠티전식 축류팬의 3차원 유동장 실험은 팬 효율이 가장 높은 최고 효율점(peak efficiency point)과 실속(stall)이 발생하는 최고 압력계수 지점(maximum pressure coefficient point) 그리고 서징(surging) 영역인 최저 압력계수 지점(minimum pressure coefficient point)에서 수행됐다.

팬의 성능에 많은 영향을 미치는 팬의 흡입 유동 및 출구에서의 유동 특성을 알아보기 위해

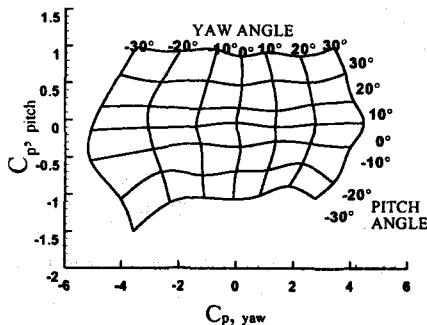


Fig. 4 Typical calibration data $C_{P, \text{pitch}}$ vs $C_{P, \text{yaw}}$

서 2단 축류팬의 경우 1단 동익의 전연(leading edge)과 2단 정익의 후연(trailing edge)에서, 엠티전식 축류팬의 경우 전방 동익의 전연(leading edge)과 후단 동익의 후연(trailing edge)에서 각각 0.5 C_m (36mm) 떨어진 위치에 5공 프로우브를 반경 방향으로 10mm씩 이송시키며 19개의 측정 위치에서 5개 구멍의 압력을 측정했다.

팬의 좌표축 방향의 속도 성분은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned}
 V_x &= \bar{V} \cos \alpha \cos \delta \\
 V_r &= \bar{V} \sin \alpha \dots \dots \dots (3) \\
 V_\theta &= \bar{V} \cos \alpha \sin \delta
 \end{aligned}$$

여기서, V_x 는 축방향 속도(axial velocity), V_r 는 반경 방향 속도(radial velocity), V_θ 는 원주 방향 속도(circumferential velocity)를 나타낸 것이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능 실험 결과

3.1.1 2단 축류팬의 성능 실험 결과

단회전식 축류팬과 1단 축류팬에서 얻은 실험 결과를 바탕으로 최적의 작동 상태로 최고 효율을 얻을 수 있는 2단 축류팬을 구성했다. 단회전식 및 1단 축류팬의 실험결과는 조진수 등⁽¹⁾에서 자세히 제시하고 있다.

Fig. 5는 2단 축류팬의 동익과 정익의 평균 반경에서 피치각이 각각 36°, 74°이고 동익과 정익 사이의 축 간극은 0.5 C_m , 회전수가 1750rpm인 경우 단과 단 사이의 거리를 0.5 C_m , 1.0 C_m , 1.5 C_m 으로 변화시킨 경우의 실험 결과이다.

2단 축류팬의 단과 단 사이의 간격이 0.5 C_m 인 경우에 최고 효율은 71.26%, 1.0 C_m 인 경우 약 69.10%, 1.5 C_m 인 경우 69.01%로 1단과 2단 사이의 간격이 증가함에 따라 최고 효율은 약간 감소했지만 어느 정도 이상 단 간격이 커지면 팬 효

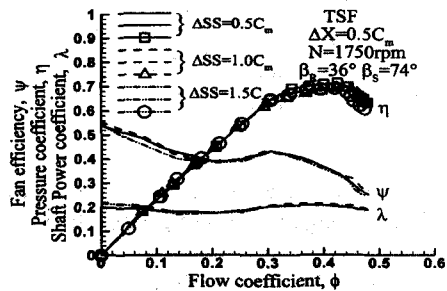


Fig. 5 Characteristic curves of a TSF for various stage-to-stage axial distances

올에는 별 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다.

3.1.2 엠티전식 축류팬의 성능 실험 결과

엠티전식 축류팬은 일반적으로 전방 동익과 후방 동익이 동일한 축동력을 소모하도록 후방 동익의 피치각이 전방 동익보다 작게 설계된다.

Fig. 6은 엠티전식 축류팬의 실험 결과로 평균 반경에서 전방 동익의 피치각이 36°, 회전수가 1750rpm인 경우 후방 동익의 피치각을 32°, 34°, 36°로 변화시키며 팬의 성능 및 효율을 비교한 것이다. 후방 동익의 피치각이 32°인 경우에 최고 효율이 약 72.16%, 34°인 경우에 최고 효율이 약 74.14%, 그리고 36°인 경우에는 최고 효율이 약 71.29%로 후방 동익의 피치각이 34°일 때 다른 피치각에 비해 최고 효율이 약 2% 이상 높은 실험 결과를 얻었다. 후방 동익의 피치각이 증가하면 동압, 정압 그리고 축동력이 동시에 증가했고 피치각이 더 커지면 동압 및 정압 상승보다 축동력이 더 커지므로 효율이 감소했다.

Fig. 7은 엠티전식 축류팬의 평균 반경에서 전방 동익의 피치각이 36°, 후방 동익의 피치각이 34°, 회전수가 1750rpm인 경우 전방 동익과 후방

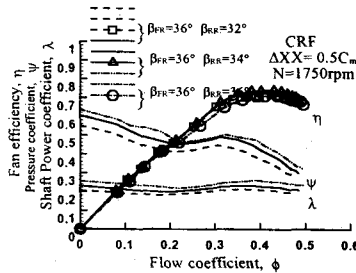


Fig. 6 Characteristic curves of a CRF for various rear rotor pitch angles

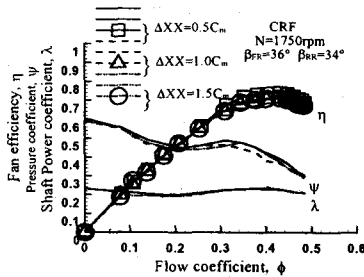


Fig. 7 Characteristic curves of a CRF for various axial gaps between front rotor and rear rotor

동익 사이의 축 간극을 0.5C_m, 1.0C_m, 1.5C_m으로 변화시키며 실험한 결과이다.

엠티전식 축류팬의 축 간극이 0.5C_m인 경우 최고 효율은 74.14%, 1.0C_m인 경우 최고 효율은 약 71.09%, 1.5C_m인 경우 최고 효율은 71.06%로 축 간극의 변화에 축동력은 거의 변화가 없었지만 전방 동익에서 후류의 확산으로 인해 후류 강도가 약해져 정압 및 동압 성분의 감소로 팬 효율이 감소했다.

3.2 유동장 측정 결과

3.2.1 2단 축류팬의 유동장 측정 결과

Fig. 8은 2단 축류팬의 최고 효율점에서 1단 동익의 전방으로 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브면에서 팁까지 축방향 속도성분이 전반적으로 균일하게 발생했고 반경방향과 원주방향 속도성분은 거의 발생하지 않았다.

Fig. 9는 2단 축류팬의 최고 효율점에서 2단 정익의 후방을 측정된 실험결과이다. 동익과 정익의 허브 부분에서 발생하는 유동박리로 인해 축방향 속도성분이 크게 줄었으며 반경방향 속도성분과 원주방향 속도성분은 크게 증가했다.

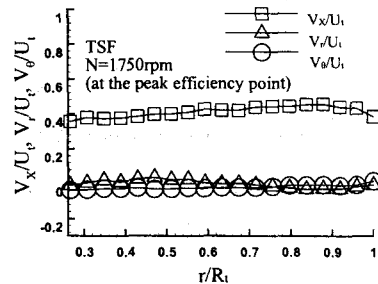


Fig. 8 Upstream velocity profiles before the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.4243$)

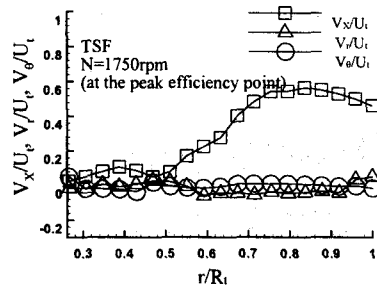


Fig. 9 Downstream velocity profiles after the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.4243$)

Fig. 10은 2단 축류팬의 최고 압력계수 지점에서 1단 동익의 전방으로 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 팁 부분에서 축방향 속도 성분이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 허브 부분에서는 원주방향 속도 성분이 증가했고 팁 부분에서는 축방향 속도 성분이 크게 감소했다.

Fig. 11은 2단 축류팬의 최고 압력계수 지점에서 2단 정익의 후방을 측정된 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 허브에서 팁 부분까지 전반적으로 축방향 속도 성분은 감소했고 원주방향 속도 성분과 반경방향 속도 성분이 크게 증가하여 팬 효율이 상당히 저하됐다.

Fig. 12는 2단 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 1단 동익의 전방으로 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 평균반경에서부터 팁 부분까지 축방향 속도 성분이 크게 감소했고 특히 팁 부분에서는 축방향과 반대방향으로 역류(back flow)가 발생하는 것을 볼 수 있다. 이 역류 현상은 팬의 정압 상승보다 덕트 저항이 훨씬 크기 때문에 발생한 것으로 이 지점에서 팬의 효율이 급격히 떨어졌다.

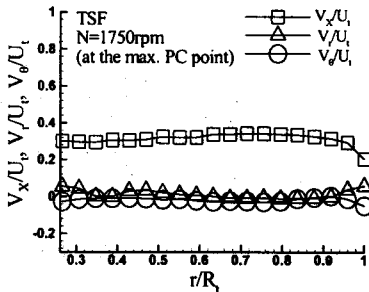


Fig. 10 Upstream velocity profiles before the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.3435$)

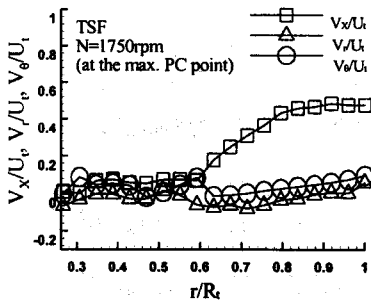


Fig. 11 Downstream velocity profiles after the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.3435$)

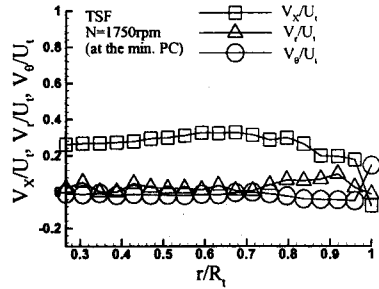


Fig. 12 Upstream velocity profiles before the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.2063$)

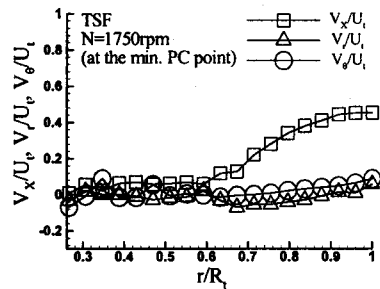


Fig. 13 Downstream velocity profiles after the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.2063$)

Fig. 13은 2단 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 2단 정익의 후방을 측정된 실험결과이다. 허브에서 평균반경까지 동익과 정익의 허브부분에서 발생하는 유동박리와 덕트 저항으로 인한 압력손실로 인해 반경방향 속도 성분과 원주방향 속도 성분은 크게 증가했다.

3.2.2 엠티전식 축류팬의 유동장 측정 결과

Fig. 14는 엠티전식 축류팬의 최고 효율점에서 팬의 전방 동익으로 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브면과 팁부분을 제외하고는 축방향 속도 성분이 전반적으로 균일하게 발생했다

Fig. 15는 엠티전식 축류팬의 최고 효율점에서 후방 동익의 출구 유동을 측정된 실험결과이다. 허브면에서는 전방 동익과 후방 동익의 허브부분에서 발생하는 유동박리량 인해 축방향 속도 성분이 크게 감소했고 반경방향 속도 성분과 원주방향 속도 성분은 크게 증가했다. 특히 $r/R_1 = 0.347$ 인 지점에서는 허브에서 발생한 유동박리로 인해 원주방향 성분이 급격히 변동했다.

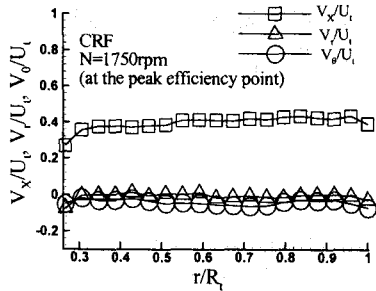


Fig. 14 Upstream velocity profiles before the front rotor (CRF, $\phi=0.4310$)

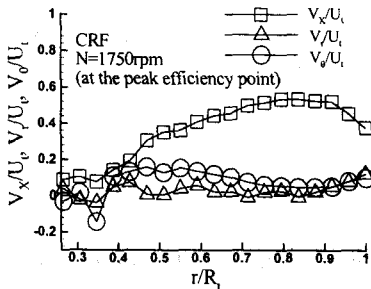


Fig. 15 Downstream velocity profiles after the rear rotor (CRF, $\phi=0.4310$)

4. 결론

본 연구에서는 2단 축류팬과 엇회전식 축류팬을 제작하여 성능 및 유동장 측정 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2단 축류팬은 단과 단 사이의 간격이 증가함에 따라 최고 효율은 약간 감소했지만 어느 정도 이상 단 간격이 커지면 팬 효율에는 별 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다.

(2) 엇회전식 축류팬의 경우 축 간극의 변화에 따라 축동력은 거의 변화가 없었지만 전방 동익의 후류의 확산으로 인해 후류 강도가 약해져 정압 및 동압 성분의 감소로 팬 효율이 감소했다.

(3) 엇회전식 축류팬은 2단 축류팬에 비해서는 약 1.1배의 축동력을 소모했지만 유동 손실이 적으므로 정압 및 동압 상승이 더 증가하여 약 2% 정도 효율이 향상됐다.

(4) 2단 축류팬의 유량계수가 작아짐에 따라 1단 동익의 팁 부분에서 동익의 전방으로 유입되는 축방향 속도성분이 급격히 감소했다.

(5) 2단 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 1단

동익의 전방으로 유입되는 축방향 속도성분이 크게 감소했다. 특히, 동익의 팁 부분에서는 축방향과 반대방향으로 역류(back flow)가 발생했다.

참고문헌

- (1) 조진수, 한철희, 조이상, 1999, "고성능 2단 축류 송풍기의 공력설계를 위한 수치해석 및 실험에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 B권, 제32권, 제8호, pp.1048-1062.
- (2) Longhouse, R. E., 1976, "Noise mechanism separation and design considerations for low tip speed, axial flow fans," Journal of Sound and Vibration, Vol. 48(2), pp. 461-474.
- (3) Fukano, T., Kodama, Y., and Takamatsu, Y., 1977, "Noise generated by low pressure axial flow fans, II: Effects of number of blades, chord length and camber of blade," Journal of Sound and Vibration, Vol. 50(1), pp.75-88.
- (4) Fukano, T., Kodama, Y., and Takamatsu, Y., 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(2), pp. 261-277.
- (5) Baoshi, C. and Tiany, Z., 1983, "Performance Analysis of the Test Results on a Two Stage Transonic Fan," Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 125-129.
- (6) Kodama, Y., Hayashi, H., Fukano, T., and Tanaka, K., 1994, "Experimental Study on the characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," 일본기계학회 논문집 (B편), 60권 576호, pp. 2764 -2771.
- (7) Kodama, Y., Hayashi, H., Fukano, T., and Tanaka, K., 1994, "Experimental Study on the characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," 일본기계학회논문집 (B편), 60권 576호, pp. 2772 -2777.
- (8) 공업진흥청, 1982. "송풍기의 시험 및 검사 방법," KS B 6311.
- (9) Wallis, R. A., 1983, "Axial flow fans and ducts," John Wiley & Sons Inc.
- (10) AMCA Standards 201, 1985, "Fans and Systems," Air Movement and Control Association International, Inc.
- (11) Treaster, A. L. and Yocum, A. M., 1979, "The Calibration and Application of Five-hole Probes," ISA Transactions, Vol. 18, NO.3, pp. 23 -34.