

2 단 축류팬과 엇회전식 축류팬의 공력특성에 관한 실험적 연구

조진수[†], 조이상^{*}

(2000년 7월 14일 접수, 2001년 8월 31일 심사완료)

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

Jinsoo Cho and Leesang Cho

Key Words : Two-Stage Axial Flow Fan(2 단 축류팬), Counter-Rotating Axial Flow Fan(엇회전식 축류팬), Performance Curve(성능 곡선), Five-Hole Probe(5공 프로브)

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. 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 gearbox located between the rear rotor and the electric motor. Both of the two axial fan configurations have identical rotor blades and the same operating condition for the one-to-one comparison of the two. Performance curves of the two configurations were obtained and compared by varying the blade pitch angles and axial gaps between the blade rows. The fan characteristic curves were obtained following 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 a non-nulling method. The velocity profiles between the hub and tip of the fans were measured and analyzed at the particular operating conditions of peak efficiency, minimum and maximum pressure coefficients. The peak efficiency of the counter-rotating axial fan was improved about 2% respectively, compared with the two stage axial fan. At the minimum pressure coefficient point of the two stage axial fan, the fan inlet flow patterns show that axial velocity highly decreased in the vicinity of the blade tip region. Also, the reverse flow took place at the blade tip.

기호설명

A : 환상 유로 면적 = $\pi(1-\nu^2)R_{tip}^2$, m²
 C : 시위 길이, mm
 C_m : 동익의 평균반경에서 시위 길이, mm
 $C_{p, pitch}$: 피치각 계수
 $C_{p, static}$: 정압 계수
 $C_{p, total}$: 전압 계수

$C_{p, yaw}$: 요우각 계수
 CRF : 엇회전식 축류팬
 L : 축동력, kW
 N : 회전수, rpm
 N_B : 블레이드 수
 N_R : 레이놀즈 수
 P_{static} : 정압, mmH₂O
 P_{total} : 전압, mmH₂O
 \bar{P} : 평균 압력, mmH₂O
 ΔP_r : 전압 상승, mmH₂O
 Q : 체적 유량, m³/s
 r : 팬의 중심점에서 반경 길이, mm
 R_{hub} : 동익의 허브 반경, mm

[†] 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
 E-mail : jscho@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-0429 FAX : (02)2281-4016
^{*} 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

- R_m : 동익의 평균 반경 = $\sqrt{\frac{R_{tip}^2 + R_{hub}^2}{2}}$, mm
- R_{tp} : 동익의 팁 반경, mm
- s : 블레이드 간격 = $2\pi r / N_b$, mm
- ΔSS : 1 단과 2 단 사이의 간격, mm
- TSF : 2 단 축류팬
- U : 블레이드 팁에서의 속도, m/s
- V : 절대 속도, m/s
- V_x : 축방향 속도, m/s
- V_r : 반경방향 속도, m/s
- V_θ : 원주방향 속도, m/s
- \bar{V} : 베르누이 식의 속도벡터 크기, m/s
- W : 상대 속도, m/s
- ΔX : 동익과 정익 사이의 축 간극, mm
- ΔXX : 전·후단 동익 사이의 축 간극, mm
- α : 5 공 프로브의 피치각, deg
- β : 블레이드의 피치각, deg
- δ : 5 공 프로브의 요우각, deg
- η : 팬 효율 = $\Delta PrQ / L = \phi\psi / \lambda$
- λ : 축동력 계수 = $2L / \rho\pi(1-v^2)R_{tip}^2U^3$
- v : 허브비 = R_{hub} / R_{tp}
- ρ : 공기 밀도, kg/m³
- σ : 현절비 = C / s
- ϕ : 유량 계수 = $Q / \pi(1-v^2)R_{tip}^2U$
- ψ : 압력 계수 = $2\Delta Pr / \rho U^2$

Subscripts

- R : 동익
- S : 정익
- FR : 전단 동익
- RR : 후단 동익

1. 서론

축류팬은 터널과 광산의 환기장치, 건물의 공조 장치, 에어컨의 냉각장치 등에서 많이 사용된다.⁽¹⁾ 일반적으로 고유량 및 높은 정압 상승을 필요로 하는 장소에서는 2 대 이상의 1 단 축류팬을 직렬 또는 병렬로 연결하여 사용하므로 에너지 손실과 설치공간이 커지는 문제점이 발생한다. 그러나, 2 단 축류팬(two-stage axial flow fan, TSF)과 엠티회전식 축류팬(counter-rotating axial flow fan, CRF)은 고유량 및 높은 정압 상승을 얻을 수 있으므로 이러한 문제점을 해결할 수 있다.

2 단 축류팬의 각 단(stage)은 동익(rotor)과 정익(stator)으로 구성되어 있으며, 동익에 의해 발생하는 원주방향의 선회속도 성분은 정익에서 정압 성분으로 회수된다. 엠티회전식 축류팬은 1 개의 전단 동익(front rotor)과 동심축상에서 반대 방향으로 회전하는 1 개의 후단 동익(rear rotor)으로 구성되어

있으며, 2 단 축류팬과 달리 정익이 없는 것이 특징이다. 전단 동익에서 발생하는 선회속도 성분은 후단 동익에 의해 정압 성분으로 회수되므로 2 단 축류팬에 비해 유동손실이 적고, 고효율의 성능 특성을 나타낸다.

2 단 및 엠티회전식 축류팬은 고성능, 고효율의 성능 특성으로 필요성이 증대되고 있으나, 수치해석 등의 어려움으로 아직까지 많은 연구가 진행되지 못했다. 조진수 등⁽²⁾은 후향 스윙 블레이드로 구성된 단회전식 및 엠티회전식 축류팬의 수치해석과 성능 실험을 수행하여, 엠티회전식 축류팬이 단회전식 축류팬에 비해 공력 성능이 크게 향상됨을 확인했다. Kodama 등^(3,4)은 1 단 축류팬, 2 단 축류팬 그리고 엠티회전식 축류팬의 성능 및 소음 실험을 통해, 엠티회전식 축류팬이 2 단 축류팬에 비해 성능 및 소음 특성이 우수하다는 결론을 얻었다. 조진수 등⁽⁵⁾은 단 회전식, 1 단 및 2 단 축류팬의 수치해석과 실험을 통해, 2 단 축류팬이 단 회전식 및 1 단 축류팬에 비해 우수한 성능특성을 나타냄을 확인했다.

본 연구에서는 2 단 및 엠티회전식 축류팬의 성능 및 유동장 실험을 통해 각각의 성능 및 유동 특성을 비교하고 성능 향상 방안을 모색하고자 한다. 유동장 실험에 앞서 2 단 축류팬의 단과 단 사이의 간격이 팬 성능에 미치는 영향과 엠티회전식 축류팬의 경우 후단 동익의 피치각과 전·후단 동익 사이의 축 간극 변화에 따른 성능특성을 파악한다. 2 단 및 엠티회전식 축류팬은 시스템 저항이 증가하면 작동영역이 최고 효율점에서 실속이나 서징 현상이 발생하는 영역으로 이동하게 된다. 따라서, 최고 효율점과 실속이나 서징 현상이 발생하는 유량 영역에서 팬 내부 유동 특성을 파악하여 유동손실 저감 방안에 대해 연구한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

2 단 및 엠티회전식 축류팬의 실험 장치는 KS B 6311⁽⁶⁾ 규격에 준하여 제작되었다. Fig. 1 은 엠티회전식 축류팬이 장착된 실험 장치를 나타낸 것이다.

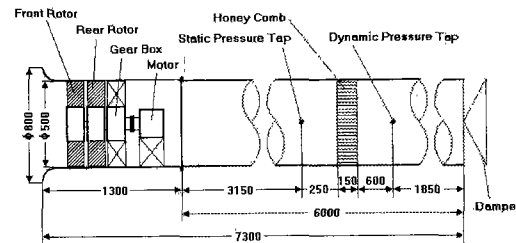


Fig. 1 Experimental apparatus. Dimensions in mm

실험 장치의 전체 길이는 7,300mm 이고, 팬과 덕트의 직경은 500mm 로 동일하게 제작되었다. 팬의 입구에는 벨 마우스(bell mouth)를 설치하였다. 2 단 및 엠티회전식 축류팬의 테스트 덕트는 내면이 매끈하고, 단면적이 팬의 흡입구 및 토출구 단면적과 같은 원형 단면의 끝은 관으로 길이는 5,950mm 이다. 덕트의 토출구에는 유량을 조절할 수 있는 댐퍼를 설치하였다.

Fig. 2 는 엠티회전식 축류팬을 나타낸 것으로, 전단 동익의 블레이드 재질은 알루미늄 합금이다. 후단 동익은 플라스틱 재질이며 2 단 축류팬의 1 단과 2 단 동익으로 사용되었다. 엠티회전식 축류팬의 전단 동익과 후단 동익의 블레이드 수는 8 개로 동일하게 제작되었다. 2 단 축류팬의 경우 동익의 블레이드 수는 8 개, 정익의 블레이드 수는 13 개로 Gallus 등⁽⁷⁾의 실험결과를 바탕으로 1 단과 2 단을 동일하게 구성하였다. 2 단 축류팬과 엠티회전식 축류팬의 동익 블레이드는 NACA-65 계열의 익형으로 캠버 각은 27°이며 비틀림 각은 17°로 제작되었다.

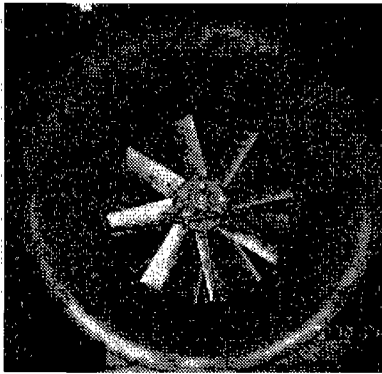


Fig. 2 Front view of the tested fan

Table 1 Dimensions of the tested fan blades

<rotor>				
r (mm)	Chord length (mm)	Pitch 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
<stator>				
r (mm)	Chord length (mm)	Pitch angle (deg)	Thickness (mm)	Solidity (=C/s)
65.0 (hub)	66.0	63.0	5.28	2.1009
180.0 (mean)	72.0	74.0	5.76	0.8759
250.0 (tip)	82.5	80.5	6.60	0.6828

Table 1 은 2 단 및 엠티회전식 축류팬에 사용된 동익과 정익 블레이드의 제원을 나타낸 것이다. 동익의 팁 반경(R_{tip})은 245mm, 허브의 반경(R_{hub})은 65mm 로 허브비(v)는 0.263 이다. 그리고 동익의 평균 반경(R_m)에서 현절비(σ)는 0.5093 이다.

Fig. 3 은 엠티회전식 축류팬의 평균 반경에서 속도 삼각형을 나타낸 것이다. 여기서, W 는 상대 속도, V 는 절대 속도, U 는 축방향 속도 그리고 U 는 블레이드 팁에서의 속도이다.

2.2 실험 방법

2.2.1 성능 측정 방법

2 단 및 엠티회전식 축류팬의 성능 측정 실험은 KS B 6311⁽⁶⁾의 표준화된 규격에 준하여 수행되었다. 2 단 축류팬은 1 단과 2 단 사이의 단 간격(stage-to-stage axial distance, ΔSS)을, 엠티회전식 축류팬의 경우 후단 동익의 피치각(β)과 전단 동익과 후단 동익 사이의 축 간극(axial gap, ΔXX)을 변화시키며 성능 실험을 수행하였다.

2 단 및 엠티회전식 축류팬의 정압은 Fig. 1 의 측정 관로 좌우 두 지점에서 압력 탭을 이용하여 측정되었고, 유량은 측정 관로의 상하좌우에서 각각 5 개씩 총 20 지점에서 측정되었다. 공기의 밀도를 정확히 측정하기 위해 먼저 온도, 습도 그리고 대기압을 측정하고 Wallis⁽¹⁾의 보정 방법을 이용하여 밀도를 계산하였다. 그리고 댐퍼로 유량을 조절하면서 정압, 동압, 회전수 그리고 축동력을 측정하였다. 측정된 압력, 유량 그리고 축동력 등은 팬의 회전수에 따라 변하므로 측정된 모든 자료를 AMCA Standards 201⁽⁸⁾의 팬 법칙을 이용하여 보정하였다.

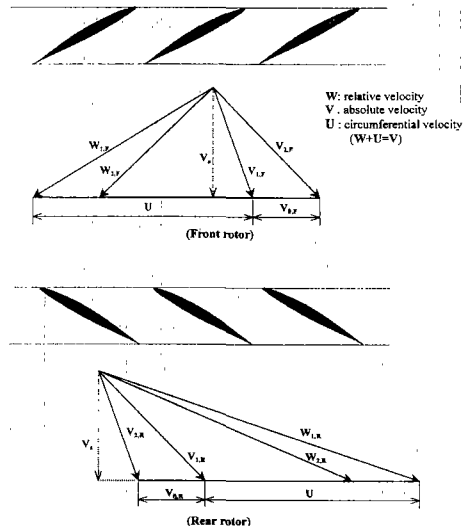


Fig. 3 Velocity triangles for a counter-rotating axial flow fan

2 단 및 엇회전식 축류팬의 성능 실험 결과는 다음과 같은 무차원 변수를 이용하여 분석하였다.

유량 계수, $\phi = \frac{Q}{UA} = \frac{Q}{\pi(1-\nu^2)R_{ip}^2U}$

압력 계수, $\psi = \frac{2\Delta P_r}{\rho U^2}$

축동력 계수, $\lambda = \frac{2L}{\rho U^3 A} = \frac{2L}{\rho \pi(1-\nu^2)R_{ip}^2 U^3}$

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

여기서, ρ 는 공기 밀도, Q 는 체적 유량, ΔP_r 는 전압 상승, L 은 축동력 그리고 A 는 팬의 환상 유로 면적이다.

2.2.2 유동장 측정 방법

2 단 및 엇회전식 축류팬의 유동장 측정 실험에서는 프리즘형 5 공 프로브 (five-hole probe)가 사용되었고, Treaster 와 Yocum⁽⁹⁾의 프로브 고정법 (non-nulling method)을 이용하여 시간 평균 3 차원 유동장을 측정하였다. 프로브 고정법을 이용하여 3 차원 유동장을 측정하기 위해서는 5 공 프로브의 보정이 필요하다. 보정 실험은 개방형 풍동에서 레이놀즈 수(N_R)가 6,600 일 때 Treaster 와 Yocum⁽⁹⁾과 Dominy 와 Hodson⁽¹⁰⁾의 방법을 이용하였다.

5 공 프로브의 요우각(δ)과 피치각(α)을 $+30^\circ$ 에서 -30° 까지 10° 씩 변화시키며 5 개 압력공의 압력을 측정하여 얻은 보정 계수는 다음과 같다.

피치각 계수, $C_{p, pitch} = (P_4 - P_5) / (P_1 - \bar{P})$

요우각 계수, $C_{p, yaw} = (P_2 - P_3) / (P_1 - \bar{P})$

전압 계수, $C_{p, total} = (P_1 - P_{total}) / (P_1 - \bar{P})$

정압 계수, $C_{p, static} = (\bar{P} - P_{static}) / (P_1 - \bar{P})$

평균 압력, $\bar{P} = (P_2 + P_3 + P_4 + P_5) / 4$

여기서, P_{total} 는 전압, P_{static} 는 정압 그리고 $P_1 \sim P_5$ 는 5 공 프로브 압력공에서의 압력이다.

Fig. 4는 5 공 프로브의 요우각과 피치각을 변화시키며 얻은 보정도를 나타낸 것이다. 2 단 및 엇회전식 축류팬의 3 차원 유동장은 5 공 프로브의 피치각과 요우각 방향으로 $\pm 30^\circ$ 이내에 있을 경우에만 측정된다. 3 차원 유동장이 보정도 밖에 위치한 경우에는 유동장 측정이 불가능하므로, 5 공 프로브를 요우각 방향으로 회전시킨 후 보정 범위 내에서 3 차원 유동장을 측정할 수 있도록 프로브 회전법(nulling method)과 프로브 고정법을 병행하였다.

2 단 및 엇회전식 축류팬의 3 차원 유동장 실험은 팬 효율이 가장 높은 최고 효율점(η_{peak}), 실속이 발생하는 최고 압력계수 지점(ψ_{max}) 그리고 서징 영역인 최저 압력계수 지점(ψ_{min})에서 수행되었다. 2 단 축류팬의 경우 1 단 및 2 단 동익의 전연(leading edge)과 후연(trailing edge) 그리고 정익의 후연에서, 엇회전식 축류팬의 경우 전단 동익의 전연과 후연 그리고 후단 동익의 후연에서 각각 $0.5 C_m$ ($36mm$) 떨어진 위치에 5 공 프로브를 반경 방향으로 $10mm$ 씩 이송시키며 19 개의 측정 위치에서 5 개 압력공의 압력을 측정하였다.

좌표축 방향의 3 차원 속도 성분은 다음과 같이 계산된다.

축방향 속도, $V_x = \bar{V} \cos \alpha \cos \delta$

반경 방향 속도, $V_r = \bar{V} \sin \alpha$

원주 방향 속도, $V_\theta = \bar{V} \cos \alpha \sin \delta$

여기서, \bar{V} 는 베르누이 식에서의 속도벡터 크기를 나타낸 것이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능 실험 결과

3.1.1.2 단 축류팬의 성능 실험 결과

2 단 축류팬은 단회전식 및 1 단 축류팬에서 얻은 성능 실험 결과를 바탕으로 최고 효율을 얻을 수 있도록 구성되었다. 조진수 등⁽⁵⁾에서 단회전식 및 1 단 축류팬의 실험결과를 자세히 제시하였다.

Fig. 5는 2 단 축류팬의 평균 반경에서 동익과 정익의 피치각이 각각 $36^\circ, 74^\circ$ 이고 동익과 정익 사이의 축 간극은 $0.5 C_m$ 인 경우 단과 단 사이의 거리를 $0.5 C_m, 1.0 C_m, 1.5 C_m$ 으로 변화시킨 경우의 실험 결과이다. 2 단 축류팬의 단과 단 사이의 간격이 $0.5 C_m$ 인 경우에 최고 효율은 약 71.26%, $1.0 C_m$ 인 경우 약 69.10%, $1.5 C_m$ 인 경우 약 69.01%로 1 단과 2 단 사이의 간격이 증가함에 따라 최고 효율은 약간 감소했지만 어느 정도 이상 단 간격이 커지면 팬 효율에는 큰 영향을 미치지 않았다.

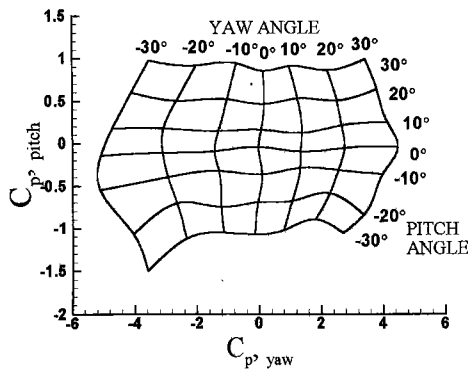


Fig. 4 Calibration data $C_{p, pitch}$ VS $C_{p, yaw}$

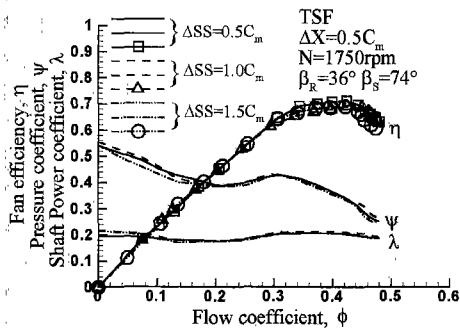


Fig. 5 Characteristic curves of a TSF for various stage-to-stage axial distances

3.1.2 엠티전식 축류팬의 성능 실험 결과

엠티전식 축류팬의 성능 실험은 전단 동익의 실험 결과를 바탕으로 전·후단 동익이 동일한 축동력을 소모하도록 후단 동익의 피치각을 결정했다. 후단 동익의 피치각 계산은 Euler의 터보기계 방정식, 속도삼각형 그리고 NACA-65 계열 익형의 익형 실험 자료를 기본으로 했다. 다음 식에서 보면, 전·후단 동익이 소모하는 축동력의 크기가 같다는 것은 전단 동익에서 발생된 원주방향 속도 성분을 후단 동익이 제거한다는 것을 의미한다.

$$P_F (= m r \Delta V_{\theta, F}) = P_R (= m r \Delta V_{\theta, R})$$

계산 결과, 본 연구에서 사용된 전단 동익의 피치각이 36°일 때 후단 동익의 피치각이 34.3°인 경우 선회속도 성분이 제거된다.

Fig. 6은 엠티전식 축류팬의 평균 반경에서 전단 동익의 피치각이 36°인 경우, 후단 동익의 피치각을 32°, 34°, 36°로 변화시킨 경우의 실험 결과이다. 후단 동익 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 후단 동익의 피치각이 34°일 때 다른 피치각에 비해 최고 효율이 약 2% 이상 높은 실험 결과를 얻었다. 후단 동익의 피치각이 증가하면 동압, 정압 그리고 축동력이 동시에 증가했고, Euler의 터보 기계 방정식 등으로 계산한 피치각보다 더 커지면 선회속도 성분이 완전히 제거되지 못하므로 손실성분으로 작용해 효율이 감소하였다.

Fig. 7은 엠티전식 축류팬의 평균 반경에서 전단 동익의 피치각이 36°, 후단 동익의 피치각이 34°인 경우, 전단 동익과 후단 동익 사이의 축간극을 0.5Cm, 1.0Cm, 1.5Cm으로 변화시키며 실험한 결과이다. 엠티전식 축류팬의 축간극이 0.5Cm인

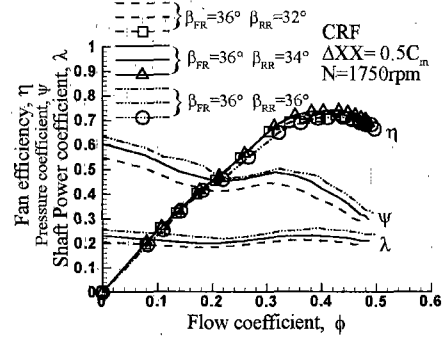


Fig. 6 Characteristic curves of a CRF for various rear rotor pitch angles

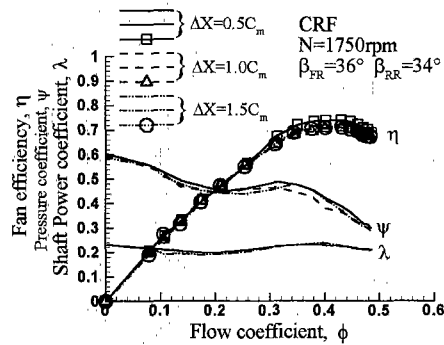


Fig. 7 Characteristic curves of a CRF for various axial gaps between front rotor and rear rotor

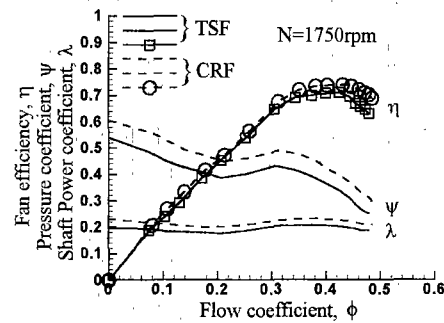


Fig. 8 Comparison of characteristic curves for a TSF and a CRF

경우 최고 효율은 74.14%, 1.0Cm인 경우 최고 효율은 약 71.09%, 1.5Cm인 경우 최고 효율은 71.06%로 축간극의 변화에 축동력은 거의 변화가 없었지만 정압 및 동압 성분의 감소로 팬 효율이 약간 감소하였다. Kodama 등(3,4)은 축간극이 증가함에 따라 후류가 확산되고, 후단 동익의 입사각

이 커지고 표면 경계층의 성장으로 압력 손실이 증가하여 효율이 감소한다고 설명한다.

3.1.3 엠티전식 축류팬과 2단 축류팬의 비교

엠티전식 축류팬과 2단 축류팬의 최고 효율을 얻을 수 있는 작동조건에서 성능 특성을 비교하였다. Fig. 8에서 보면 엠티전식 축류팬은 2단 축류팬에 비해서는 약 1.1 배의 축동력을 소모했지만 2단 축류팬에 비해 유동 손실이 적으므로 최고효율이 약 2% 정도 높은 성능 특성을 나타냈다.

3.2 유동장 실험 결과

3.2.1 2단 축류팬의 유동장 실험 결과

2단 축류팬의 3차원 유동장 실험은 성능 실험 결과를 바탕으로 최고 효율점($\phi=0.4243$), 최고 압력계수 지점($\phi=0.3052$) 그리고 최저 압력계수 지점($\phi=0.2063$)에서 수행되었다.

Fig. 9는 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. 팁 부분에서는 케이싱 벽면에서 발생한 경계층의 영향으로 축방향 속도성분이 약간 감소하였다.

Fig. 10은 2단 축류팬의 최고 효율점에서 1단 동익의 후방을 측정된 결과이다. 동익의 평균반경에서 축방향 속도성분은 크게 나타났고, 허브와 팁 부분에서는 크게 감소했다. 동익의 허브에서 팁까지 원주방향 속도성분은 크게 발생했고, 특히 팁에서는 회전방향과 반대방향으로 발생한 와류에 의해 원주방향 속도성분이 급격히 증가하였다.

Fig. 11은 2단 축류팬의 최고 효율점에서 1단 정익의 후방을 측정된 실험결과이다. 1단 동익에 의해 발생한 원주방향 속도성분이 정익에 의해 제거된 것을 볼 수 있다. 1단 동익의 입구 유동에 비해 원주방향 성분이 약간 발생했는데 이것이 팬 효율을 감소시키는 원인으로 작용하였다.

Fig. 12는 2단 축류팬의 최고 효율점에서 2단 동익의 후방을 측정된 결과로 1단 동익의 출구 유동과 비슷한 경향을 나타냈다. 1단 및 2단 동

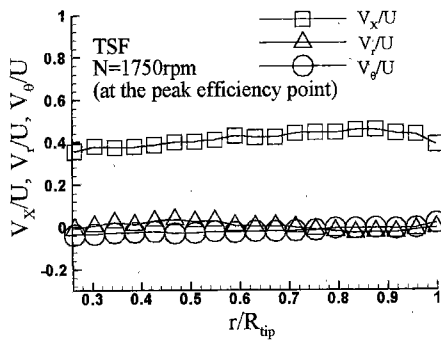


Fig. 9 Upstream velocity profiles in front of the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.4243$)

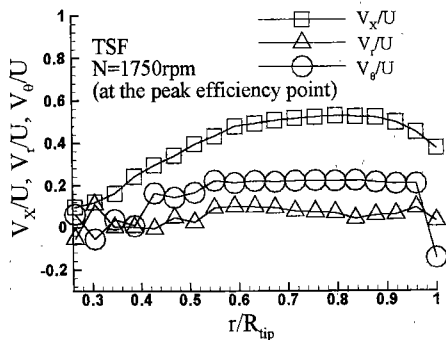


Fig. 10 Downstream velocity profiles behind the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.4243$)

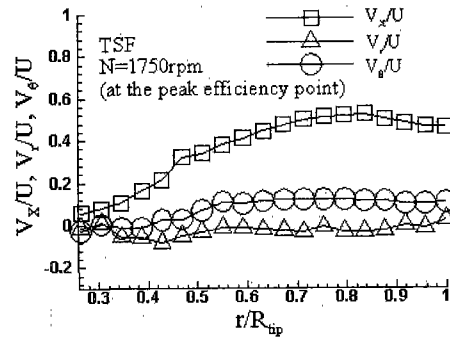


Fig. 11 Downstream velocity profiles behind the first stage fan stator (TSF, $\phi=0.4243$)

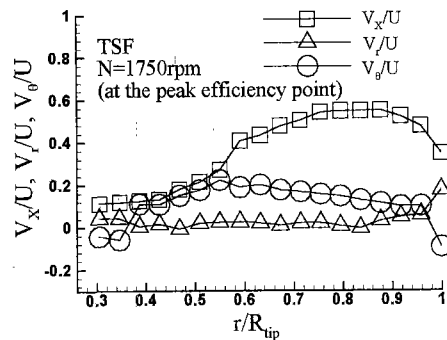


Fig. 12 Downstream velocity profiles behind the second stage fan rotor (TSF, $\phi=0.4243$)

입과 정익을 통과하면서 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 축방향 속도 성분은 점점 감소하였다. 원주방향 속도 성분은 동익의 허브에서 팁 부분까지 크게 증가하였다. 특히, 팁부분에서 원주방향과 반경방향 속도 성분이 크게 발생하였다.

Fig. 13 은 2 단 축류팬의 최고 효율점에서 2 단 정익의 후방을 측정된 실험결과이다. 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 2 단 정익의 허브에서 평균반경까지 축방향 속도 성분이 크게 감소하였다. 2 단 동익에서 발생한 원주방향 속도 성분은 정익에 의해 대부분 정압 성분으로 회수되었다.

Fig. 14 는 2 단 축류팬의 실속이 발생하는 최고 압력계수 지점에서 1 단 동익의 전방으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브에서 팁 부분까지 최고 효율점에 비해 축방향 속도 성분이 전반적으로 감소하였다. 유량이 감소함에 따라 덕트 시스템 저항이 증가하여 팁 부분에서 축방향 속도 성분이 급격히 감소했고, 반경방향과 원주방향 속도 성분은 증가하였다.

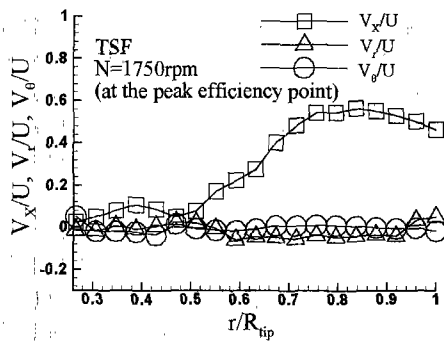


Fig. 13 Downstream velocity profiles behind the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.4243$)

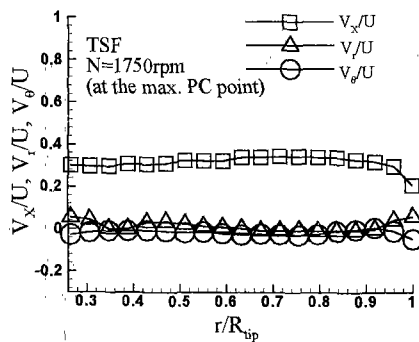


Fig. 14 Upstream velocity profiles in front of the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.3052$)

Fig. 15 는 2 단 축류팬의 최고 압력계수 지점에서 2 단 정익의 후방을 측정된 결과로 최고 효율점에 비해 허브에서 팁 부분까지 전반적으로 축방향 속도 성분은 감소하였다. 1 단 및 2 단 동익과 정익의 허브에서 발생한 유동박리의 영향이 더욱 증대되어 허브에서 평균반경까지 축방향 속도 성분이 크게 감소하였고, 원주방향과 반경방향 속도 성분이 크게 증가하여 팬 효율이 크게 감소하였다.

Fig. 16 은 2 단 축류팬의 서징 영역인 최저 압력계수 지점에서 1 단 동익의 전방으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 평균반경에서부터 팁 부분까지 반경방향과 원주방향 속도 성분은 크게 증가하였고 축방향 속도 성분이 크게 감소하였다. 특히, 팁 부분에서는 축방향과 반대방향으로 역류(back flow)가 발생하였다. 이 역류 현상은 팬의 정압 상승보다 덕트 저항이 훨씬 크기 때문에 발생한 것으로 팬의 효율을 급격히 감소시켰다.

Fig. 17 은 2 단 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 2 단 정익의 후방을 측정된 실험결과이다. 2 단 축

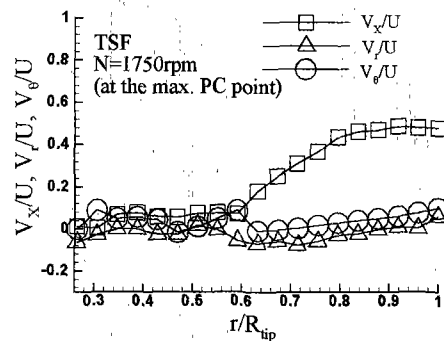


Fig. 15 Downstream velocity profiles behind the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.3052$)

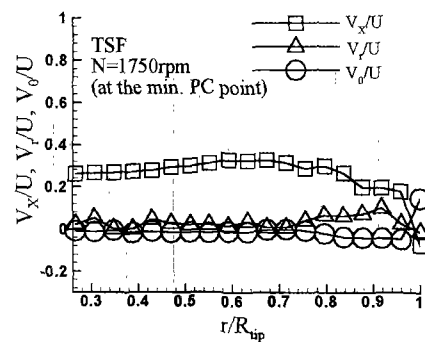


Fig. 16 Upstream velocity profiles in front of the first stage fan rotor (TSF, $\phi=0.2063$)

류팬의 입구 유동과는 달리 1 단 및 2 단 동익과 정익의 허브 부분에서 발생한 유동 박리와 덕트 시스템 저항으로 인해 허브에서 평균반경까지 축방향 속도성분은 크게 감소하였다. 반면에 반경방향 거의 발생하지 않았고 원주방향 속도성분은 2 단 정익에 의해 정압 성분으로 대부분 회수되었다.

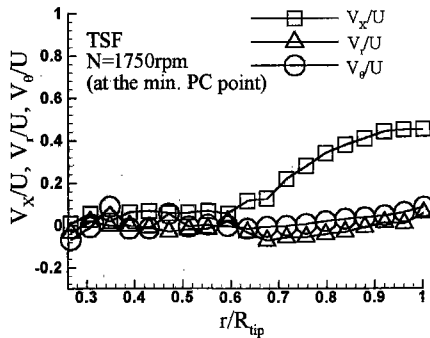


Fig. 17 Downstream velocity profiles behind the second stage fan stator (TSF, $\phi=0.2063$)

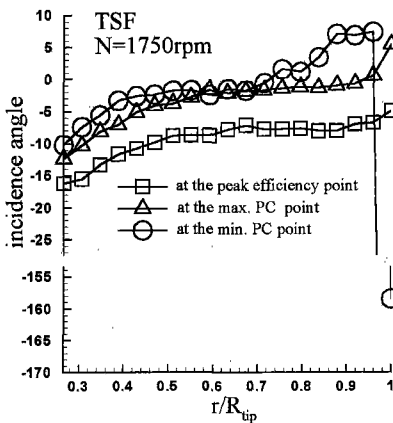


Fig. 18 Incidence angle distribution in front of the first stage fan rotor

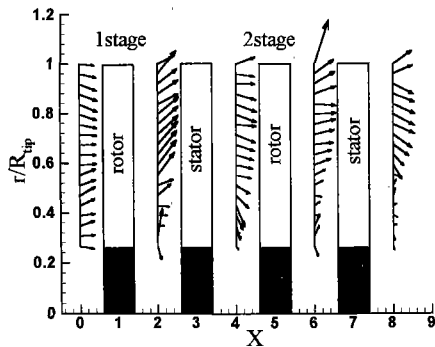


Fig. 19 Velocity vectors of TSF at the peak efficiency point ($\phi=0.4243$)

2 단 축류팬의 유량이 감소하면 동익의 입사각이 증가하여 유동박리가 발생하였다. 출구유동을 살펴보면, 유동 박리로 인해 반경방향과 원주방향 속도성분은 증가했지만 정익에 의해 대부분 제거된 것을 알 수 있었다.

Fig. 18 은 2 단 축류팬의 1 단 동익의 전방으로 유입되는 유동의 입사각(incidence angle) 분포를 나타낸 것이다. 일반적으로 유량계수가 감소함에 따라 입사각과 영각(angle of attack)이 커지므로 유동손실이 증가하게 된다. Emery 등⁽¹¹⁾은 NACA-65 계열 익형의 익형실험을 통해 캠버 각과 현절비를 고려한 입사각의 설계 데이터를 제시하였다. 2 단 축류팬의 유동손실을 최소화하기 위해 블레이드에 17°의 비틀림 각을 적용하였고 Emery 등⁽¹¹⁾의 연구 결과를 바탕으로 입사각을 약 -4°로 허브에서 팁까지 동일하게 설계하였다. 실험결과에서 보면 최고 효율점의 경우 평균반경에서 약 -7°, 최고 압력계수 지점의 경우 약 -2°, 최소 압력계수 지점의 경우 약 -1°의 입사각 분포를 나타내고 있다. 본 연구에서 사용된 NACA-65 계열 익형의 경우 유동손실을 줄이기 위해서 캠버 각을 약 6° 정도 더 작게 설계해야 한다. 실험결과에서 나타난 입사각 분포를 살펴보면, 블레이드 허브 부분에서는 입사각이 작게 나타났고 팁 부분에서는 크게 나타났다 허브 부분에서 입사각이 크게 감소한 것은 허브에서 발생한 유동박리로 인해 발생한 것으로 판단된다.

Fig. 19 는 2 단 축류팬의 최고 효율점에서 측정된 속도벡터를 나타낸 것이다. 1 단 동익에 유입되는 흡입유동은 비교적 균일 유동이지만 1 단 및 2 단 동익과 정익의 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 2 단 정익 후방의 출구유동이 불균일 유동임을 알 수 있었다. 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인한 유동손실을 줄이기 위해서는 허브의 형상을 유선형으로 설계해야 한다.

3.2.2 엇회전식 축류팬의 유동장 실험 결과

엇회전식 축류팬의 3 차원 유동장 실험은 성능 실험 결과를 바탕으로 최고 효율점($\phi=0.4658$), 최고 압력계수 지점($\phi=0.3226$) 그리고 최저 압력계수 지점($\phi=0.2274$)에서 수행되었다.

Fig. 20 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브에서 팁까지 반경방향과 원주방향 속도성분은 거의 발생하지 않았다. 축방향 속도성분은 전반적으로 균일하게 발생했지만 허브와 팁 부분에서 유동박리와 벽면에서 발생한 경계층의 영향으로 약간 감소하였다.

Fig. 21 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익의 출구 유동을 나타낸 것이다. 동익의 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 반경방향과 원주방향 속도성분이 크게 증가하였다. 특히, $r/R_{tip}=0.388$ 인 지점에서는 허브에서 발생한 유동박리로 인해 원주방향 성분이 급격히 변동하였다.

Fig. 22 는 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 후단 동익의 후방을 측정된 실험 결과이다. 전단 동익과 후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 축방향 속도성분이 크게 감소하였다. 전단 동익에 의해 발생된 원주방향 속도성분은 후단 동익에 의해 대부분 정압성분으로 회수되었다. 그러나, 전단 동익과 후단 동익의 허브에서 발생한 유동박리의 영향으로 원주방향과 반경방향 속도성분이 약간 발생하였다.

Fig. 23 은 엇회전식 축류팬의 최고 압력계수 지점에서 전단 동익으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브에서 팁 부분까지 최고 효율점에 비해 축방향 속도성분이 전반적으로 감소하였다. 허브에서 발생한 유동박리와 덕

트시스템 저항이 증가하여 허브와 팁 부분에서 축방향 속도성분이 급격히 감소했고, 반경방향과 원주방향 속도성분은 증가하였다.

Fig. 24 는 엇회전식 축류팬의 최고 압력계수 지점에서 후단 동익의 출구 유동을 측정된 실험 결과이다. 허브 부분에서 팁 부분까지 최고 효율점에 비해 전반적으로 축방향 속도성분이 감소하였다. 전단 동익에 의해 발생한 원주방향과 반경방향 속도성분은 후단 동익에 의해 대부분 제거되었지만 $r/R_{tip}=0.552$ 인 지점에서는 원주방향 속도성분이 급격히 변동하였다.

Fig. 25 는 엇회전식 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 전단 동익으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 유량이 감소함에 따라 덕트 시스템의 저항이 증가하므로 팁 부분에서 축방향 속도 성분이 크게 감소하였다.

입구유동을 살펴보면, 최고 효율점에 비해 유량계수가 작은 최고 및 최소 압력계수 지점에서도 원주방향과 반경방향 속도성분은 거의 발생하지 않는 유동 특성을 나타냈다.

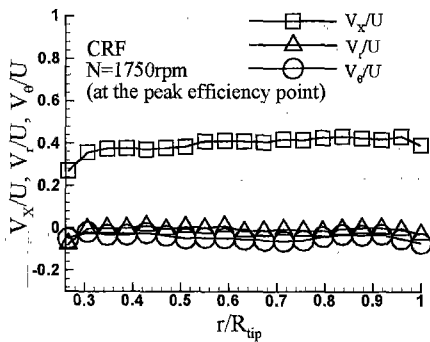


Fig. 20 Upstream velocity profiles in front of the front rotor (CRF, $\phi = 0.4658$)

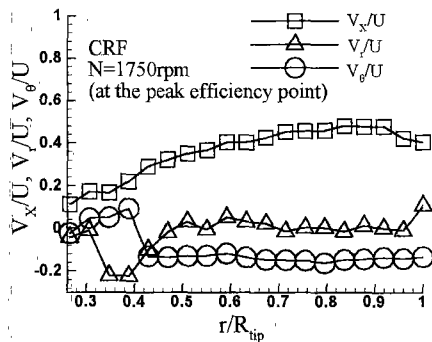


Fig. 21 Downstream velocity profiles behind the front rotor (CRF, $\phi = 0.4658$)

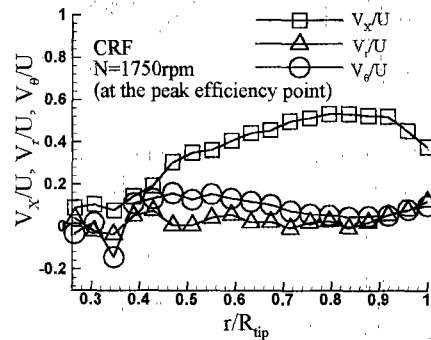


Fig. 22 Downstream velocity profiles behind the rear rotor (CRF, $\phi = 0.4658$)

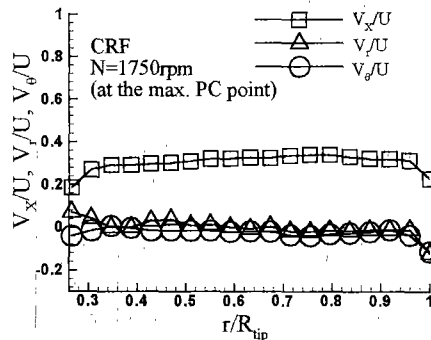


Fig. 23 Upstream velocity profiles in front of the front rotor (CRF, $\phi = 0.3226$)

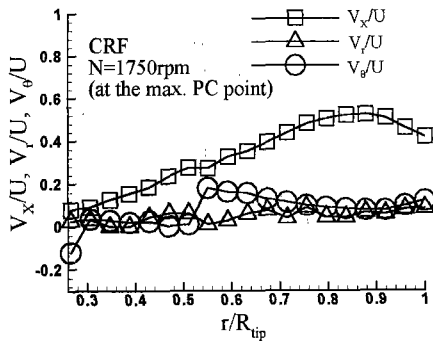


Fig. 24 Downstream velocity profiles behind the rear rotor (CRF, $\phi=0.3226$)

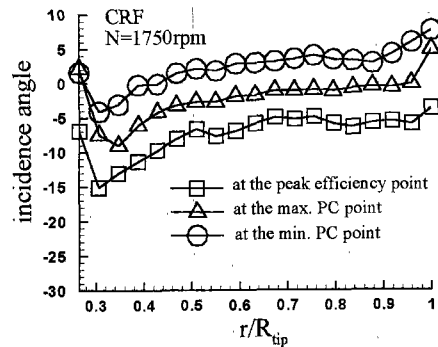


Fig. 27 Incidence angle distribution in front of the front rotor

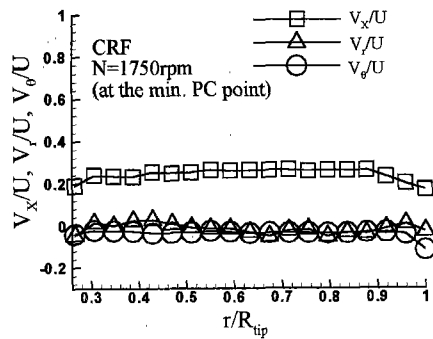


Fig. 25 Upstream velocity profiles in front of the front rotor (CRF, $\phi=0.2274$)

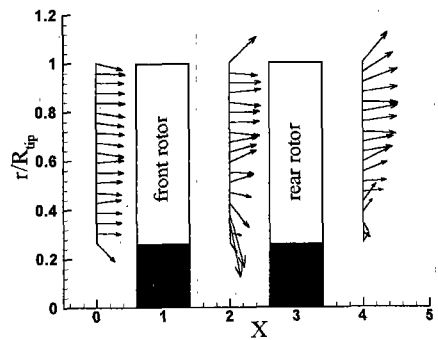


Fig. 28 Velocity vectors of CRF at the peak efficiency point ($\phi=0.4658$)

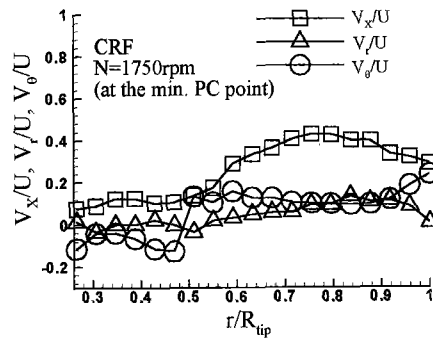


Fig. 26 Downstream velocity profiles behind the rear rotor (CRF, $\phi=0.2274$)

Fig. 26 은 엇회전식 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 후단 동익의 출구 유동을 측정한 실험 결과이다. 팬의 입구 유동과는 달리 전단 동익과 후단 동익의 허브에서 발생한 유동 박리로 인해 허브에서 $r/R_{tip}=0.5$ 까지 축방향 속도성분은 크게 감

소하였다. 최고 효율점에 비해 반경방향과 원주방향 속도성분도 크게 증가하여 팬 효율을 크게 감소시켰다.

Fig. 27 은 엇회전식 축류팬의 전단 동익으로 유입되는 유동의 입사각 분포를 나타낸 것이다. 엇회전식 축류팬의 동익 블레이드는 2 단 축류팬과 마찬가지로 17°의 비틀림 각을 적용하였고, 허브에서 팁까지 입사각이 동일하게 설계하였다. 실험결과에서 보면 최고 효율점의 경우 평균반경에서 약 -5°, 최대 압력계수 지점의 경우 약 -1°, 최소 압력계수 지점의 경우 약 1°의 입사각 분포를 나타내고 있다. 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 Emery 등⁽¹¹⁾이 제시한 결과와 비슷한 입사각 분포를 나타냈다. 엇회전식 축류팬의 전단 동익과 후단동익의 구동축을 지지하기 위해 베어링과 지지대가 설치되어 있다. 엇회전식 축류팬의 최고 효율점과 최고 및 최저 압력계수 지점에서 입사각 분포를 살펴보면, 허브 부분에서 갑자기 입사각이 크게 감소한다. 이것은 베어링과 지지대에서 발생한 유동박리로 인해 발생한 것으로 판단된다.

Fig. 28 은 엠티전식 축류팬의 최고 효율점에서 속도벡터를 나타낸 것이다. 전단 동익에 유입되는 흡입유동은 비교적 균일 유동이지만 전단 및 후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동박리로 인해 허브 부분의 축방향 속도성분이 감소하였다. 전단 및 후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동손실을 줄이기 위해서는 허브의 형상을 유선형으로 설계해야 한다. 엠티전식 축류팬은 전단 동익에서 발생한 원주방향 속도성분을 동심축상에서 반대방향으로 회전하는 후단 동익이 정압 성분으로 회수한다. 따라서, 엠티전식 축류팬의 전단 동익과 후단 동익의 팁 부분에서 와류가 동시에 발생하였다.

2 단 및 엠티전식 축류팬의 유동 특성을 비교하기 위해 최고 효율점에서 측정된 입사각과 편차각을 Fig. 29 에 나타내었다. 2 단 축류팬의 1 단 동익 및 엠티전식 축류팬의 전단 동익에서 측정된 3 차원 속도분포와 NACA-65 계열 익형의 자료를 이용하여 입사각과 편차각을 계산하였다. Emery 등⁽¹¹⁾ 이 제시한 결과에 의하면 본 연구에서 사용된 NACA-65 계열 익형의 경우 입사각을 약 -4°로 설계할 것을 제안하고 있다. 2 단 축류팬의 경우

평균반경에서 약 -7°를 나타냈고, 엠티전식 축류팬은 약 -5°를 나타냈다. 입사각의 분포를 고려해 볼 때 엠티전식 축류팬이 2 단 축류팬에 비해 유동손실이 적다는 것을 알 수 있었다.

2 단 및 엠티전식 축류팬의 편차각 분포를 살펴 보면, 허브 부분에서 편차각이 상당히 크게 나타난 것을 볼 수 있었다. 이것은 입사각의 분포가 허브 부분에서 너무 작기 때문에 발생한 음(-) 실속(negative stall)의 영향으로 판단된다.

2 단 및 엠티전식 축류팬의 입사각과 편차각 분포를 통해 계산된 전향각(deflection angle)의 분포를 Fig. 30 에 나타내었다. 전향각의 분포를 살펴 보면, 엠티전식 축류팬이 2 단 축류팬에 비해 허브 부분에서 손실성분이 더 적게 발생하였고, 평균반경에서 팁 부분까지는 더 많은 압력상승을 발생시킨 것을 알 수 있었다.

3.2.3 불확실성의 해석

실험에서 측정된 자료가 실제값과 다른 결과를 나타낼 수 있다. 여기서 발생하는 오차가 가질 수 있는 가능한 값을 실험상의 불확실성이라고 하며, 이 오차가 최종결과에 미치는 영향에 대해 평가하는 방법을 불확실성 해석(uncertainty analysis)이라 한다. 불확실성 해석을 통해서 측정값에 대해 신뢰도를 부여할 수 있으며 최종 결과에 대한 불확실성을 평가하고 그 결과를 분석한다. 불확실성의 해석은 Kline 과 McClintock⁽¹²⁾에 의해 제안된 불확실성 해석방법을 이용하였다. 제안된 불확실성 해석방법은 실험 결과 R 를 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ 의 독립 변수로 구성된 함수로 가정한다.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

각 독립변수에 대한 불확실성을 w_1, w_2, \dots, w_n 이라 하면 실험 결과에 대한 불확실성은 다음과 같이 주어진다.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Table 2 Uncertainty analyses

Parameter	Uncertainty (%)
L	2.75
ΔP_s	1.93
Q	1.93
V	0.68
V_x	1.95
V_r	1.95
V_θ	1.95

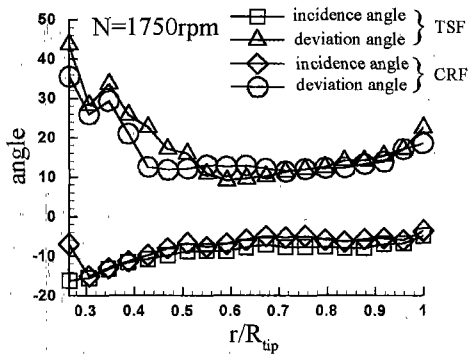


Fig. 29 Incidence and deviation angle distributions of a TSF and a CRF

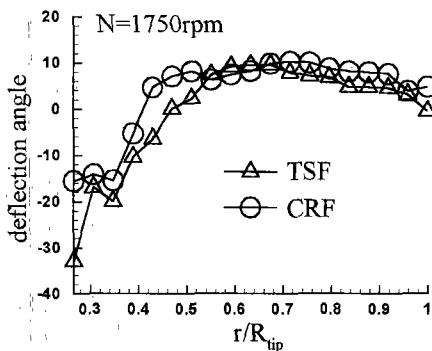


Fig. 30 Deflection angle distributions of a TSF and a CRF

성능 및 유동장 측정결과와 불확실성 해석 과정 및 해석과정에 필요한 독립변수의 오차는 조진수 등⁽⁶⁾에서 자세히 제시하고 있다.

Table 2는 본 연구에서 측정된 실험 자료들의 불확실성을 나타낸 것이다. 2단 및 엠티전식 축류팬의 성능 실험 결과는 축동력의 불확실성에 가장 큰 영향을 받는다. 유동장 실험 결과의 불확실성은 1.95%이고 신뢰도는 98.05%로 비교적 높은 편이다.

4. 결론

본 연구에서는 2단 축류팬과 엠티전식 축류팬의 성능 및 유동장 측정 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 2단 축류팬은 단과 단 사이의 간격이 증가함에 따라 최고 효율은 약간 감소했지만 단 간격이 팬 효율에는 큰 영향을 미치지 않았다.
- (2) 엠티전식 축류팬의 경우, 후단 동익의 피치각이 증가하면 동압, 정압 그리고 축동력이 동시에 증가했다. Euler의 터보 기계 방정식 등으로 계산된 후단 동익의 피치각보다 더 커지면 선회속도성분이 완전히 제거되지 못하므로 손실성분으로 작용해 효율이 감소하였다.
- (3) 엠티전식 축류팬의 경우 축 간극의 변화에 따라 축동력은 거의 변화가 없었지만 정압 및 동압 성분의 감소로 팬 효율이 약간 감소하였다.
- (4) 엠티전식 축류팬은 2단 축류팬에 비해서는 약 1.1배의 축동력을 소모했지만 2단 축류팬에 비해 유동 손실이 적으므로 최고효율이 약 2% 정도 높은 성능 특성을 나타냈다.
- (5) 2단 축류팬의 전방으로 유입되는 유동의 경우, 유량 계수가 작아짐에 따라 덕트저항이 증가하여 1단 동익의 팁 부분에서 축방향 속도성분이 급격히 감소하였다.
- (6) 2단 축류팬의 최저 압력계수 지점에서 1단 동익의 전방으로 유입되는 축방향 속도성분이 크게 감소하였다. 동익의 팁 부분에서는 축방향과 반대방향으로 역류(back flow)가 발생하였다. 이 역류 현상은 팬의 정압 상승보다 덕트 저항이 훨씬 크기 때문에 발생한 것으로 팬 효율을 급격히 감소시켰다.
- (7) 2단 축류팬의 최고 효율점에서 측정된 흡입 유동의 경우, 동익의 평균반경에서 약 -7° 의 입사각 분포를 나타냈다. 본 연구에서 사용된 NACA-65 계열 익형의 경우 유동손실을 줄이기 위해서는 캠버 각을 약 6° 정도 더 작게 설계해야 한다.
- (8) 엠티전식 축류팬의 최고 효율점에서 측정된

흡입 유동의 경우, 동익의 평균반경에서 약 -5° 로 Emery 등⁽¹¹⁾이 제시한 결과와 비슷한 입사각 분포를 나타냈다. 입사각의 분포를 고려해 볼 때, 엠티전식 축류팬이 2단 축류팬에 비해 유동손실이 적다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Wallis, R. A., 1983, *Axial Flow Fans and Ducts*, John Wiley & Sons Inc.
- (2) 조진수, 원유필, 이문철, 2000, "엠티전식 축류팬의 공력특성에 관한 전산해석 및 실험," 대한기계학회 논문집 B 권, 제 24 권, 제 3 호, pp.325~337.
- (3) 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 (B 편), 60 권 576 호, pp. 2764~2771.
- (4) 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 (B 편), 60 권 576 호, pp. 2772~2777.
- (5) 조진수, 한철희, 조이상, 1999, "고성능 2단 축류 송풍기의 공력설계를 위한 수치해석 및 실험에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 B 권, 제 23 권, 제 8 호, pp.1048~1062.
- (6) 공업진흥청, 1982, 송풍기의 시험 및 검사 방법, KS B 6311.
- (7) Gallus, H. E., Grollius, H., and Lambertz, J., 1982, "The Influence of Blade Number Ratio and Blade Row Spacing on Axial flow Compressor Stator Blade Dynamic Load and Stage Sound Pressure Level," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp.633~641.
- (8) AMCA Standards 201, 1985, *Fans and Systems*, Air Movement and Control Association International, Inc.
- (9) 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.
- (10) Dominy, R. G., and Hodson, H. P., 1993, "An Investigation of Factors Influencing the Calibration of Five-Hole Probes for Three-Dimensional Flow Measurements," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp.513~519.
- (11) Emery, J. C., Herrig, L. J., Erwin, J. R. and Felix, A. R., 1958, "Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA-65 Series Compressor Blades at Low Speeds." NACA Report 1368
- (12) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 75(1), pp.3~9.