

엇회전식 축류팬의 3 차원 비정상 유동에 관한 실험적 연구

박현수* · 조이상** · 조진수†

(2003년 12월 26 일 접수, 2004년 6월 30일 심사완료)

Experimental Study on the Three Dimensional Unsteady Flow in a Counter-Rotating Axial Flow Fan

Hyunsoo Park, Leesang Cho and Jinsoo Cho

Key Words : Three Dimensional Unsteady Flow Field(3 차원 비정상 유동장), Counter-Rotating Axial Flow Fan(엇회전식 축류팬), Slanted Hot-Wire(경사 열선)

Abstract

Experiments were done for the three dimensional unsteady flow in a counter-rotating axial flow fan under peak efficiency operating condition. Flow fields in a counter rotating axial flow fan were measured at cross-sectional planes of the upstream and downstream of each rotor. Cross sectional flow patterns were investigated through the acquired data by the 45° inclined hot-wire. Flow characteristics such as tip vortex, secondary flow and tip leakage flow were confirmed through axial, radial and tangential velocity vector plot. It has been found that the radial and tangential velocity components disappeared, while the axial velocity component highly increased as soon as the tip vortex was generated. It has been observed that secondary flow and turbulence intensity which were increased by the front rotor were dissipated passing through the rear rotor. As the result the energy loss of the counter rotating axial flow fan decreased at the downstream of rear rotor. Also, it has been verified that tip vortex pattern of the rear rotor was dampened because the tip vortex generated by front rotor was mixed with that of the rear rotor.

기호설명

\bar{A}	: 단위 벡터
A, B, n	: 열선의 냉각법칙에 따른 보정 상수
A_1, A_2	: 열선의 프로브 각도 보정 계수
B_T	: 데이터 측정 시간, s
E	: 측정전압, volts
N	: 회전수, rpm
N_b	: 블레이드 수
PS	: 블레이드 압력면
r	: 팬의 중심점에서 반경길이, mm
r_{tip}	: 동익 블레이드의 팁 반경, mm

S	: 블레이드와 블레이드 사이 간격, mm
SS	: 블레이드 흡입면
T	: 블레이드 사이 유로 측정 시간, s
T_i	: 난류강도
U_{tip}	: 블레이드 팁에서의 회전속도, m/s
V	: 속도벡터의 크기, m/s
\bar{V}	: 절대 속도, m/s
V_c	: 유효냉각속도, m/s
V_r	: 반경방향 속도, m/s
V_z	: 축방향 속도, m/s
V_θ	: 원주방향 속도, m/s
α	: 절대속도 유동각, deg.
θ_0	: 열선 프로브 각, deg.
θ_p	: 열선 프로브의 피치각, deg.
θ_s	: 열선 프로브의 요각, deg.
ϕ	: 열선 프로브의 절대 유동각, deg.
ψ	: 열선 프로브 보정법칙의 매개변수

* 한양대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : jscho@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0429 FAX : (02)2281-4016

1. 서론

엇회전식 축류팬(counter rotating axial flow fan)은 높은 정압상승을 필요로 하는 장소에 사용되는 2 단 축류팬의 일종으로, 비틀림각이 정반대인 2 개의 동익이 서로 반대방향으로 회전하는 축류팬이다. 엇회전식 축류팬의 전단 동익(front rotor)에서 발생한 선회속도 성분은 후단 동익(rear rotor)에 의해 정압성분으로 대부분 회수되므로 기존의 동익과 정익으로 구성된 2 단 축류팬에 비해 유동손실이 비교적 작은 특징이 있다.⁽¹⁾

엇회전식 축류팬의 고성능, 고효율 성능 특성을 파악하기 위해 최근 몇 년간 성능 및 유동특성에 관한 연구가 수행되었다. 조진수 등⁽²⁾은 단회전식 및 엇회전식 축류팬의 수치해석과 성능 실험을 수행하였다. 최진용 등⁽³⁾은 엇회전식 축류팬의 성능 실험 및 시간평균 3 차원 유동장 실험을 수행하였다. Shin 등⁽⁴⁾은 항공기 추진용으로 사용되는 언덕티드 엇회전식 축류팬의 동익과 동익간의 공력 상호작용에 관한 연구를 수행하였다. 그러나 현재까지 덕트가 있는 엇회전식 축류팬의 비정상 공력특성에 관한 연구는 체계적으로 이루어지지 않았다.

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 전단 및 후단 동익의 복잡한 유동현상을 파악하기 위해 전, 후단 동익의 전, 후방에서 45° 경사열선(slanted hot-wire)을 사용하여 수직 단면(cross sectional plane)의 비정상 유동장을 측정하였다. 엇회전식 축류팬의 전단 동익과 후단 동익에 의해 발생하는 팁 와류(tip vortex), 2 차 유동(secondary flow) 등을 확인하였고, 유동각 분포와 난류 강도(turbulence intensity) 분포를 통해 성능 향상 메커니즘을 파악하였다.

2. 실험 장치

엇회전식 축류팬의 비정상 공력특성을 측정하기 위한 실험장치는 KS B 6311⁽⁵⁾의 규격에 준하여 Fig. 1 과 같이 제작되었다. 실험장치의 전체 길이는 7,650mm 이며, 팬의 직경과 테스트 덕트의 직경은 500mm 로 제작되었다. 팬의 입구에는 유동 손실을 줄이기 위해 벨 마우스가 설치되어 있다. 엇회전식 축류팬의 전단 동익 블레이드 수는 8 개, 후단 동익 블레이드 수는 7 개로 제작되었다. Fig. 2 는 엇회전식 축류팬의 전, 후단 동익 블레이드를 나타낸 것으로 블레이드 형상은 동일한 형상이며, 비틀림각이 서로 반대방향으로 제작되었다. Table 1 은 전단 동익과 후단 동익 블레이드의 제원을 나타낸 것이다.

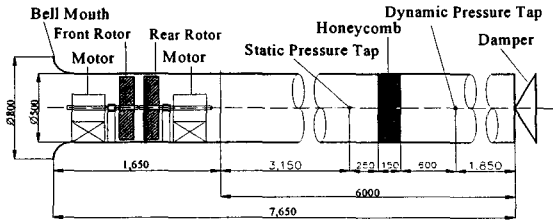
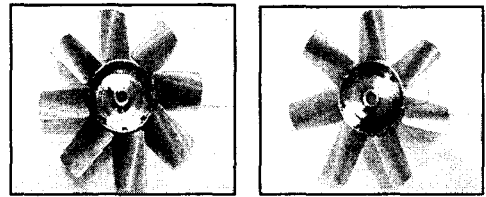


Fig. 1 Experimental apparatus(dimension : mm)



(a) Front rotor ($N_B=8$) (b) Rear rotor ($N_B=7$)

Fig. 2 Front view of the front and the rear rotor

Table 1 Specifications of rotor blades

	Front rotor	Rear rotor
Fan diameter	500 mm	500 mm
Tip diameter	497 mm	497 mm
Hub diameter	200 mm	200 mm
Airfoil	NACA65-series	
Camber angle	18 deg.	
Thickness	10 % (=12.825 mm)	
Blade angle at 0.75 radius	38.0 deg.	36.0 deg.
Solidity at 0.75 radius	0.8	0.7
Number of blades	8	7

Table 2 Peak efficiency operating conditions of the counter-rotating axial flow fan

Performance parameter	Operating condition
Total pressure rise(ΔP_T)	27mmH ₂ O
Volumetric flow rate(Q)	2.8m ³ /s
Fan efficiency(η_{fan})	83.6 %
Rotational speed(N)	1750rpm

3. 실험 방법

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 3 차원 비정상 유동장을 파악하기 위해 전단 동익과 후단 동익의 전, 후방에서 45° 경사열선(slanted hot-wire)을 사용하였다. 엇회전식 축류팬의 3 차원 비정상 유동장 측정은 안광원 등⁽⁶⁾의 실험 결과를 바탕으로 팬의 작동영역인 최고효율 지점에서 수행되었다. Table 2 는 엇회전식 축류팬의 최고효율 지점에서의 작동조건을 나타낸 것이다.

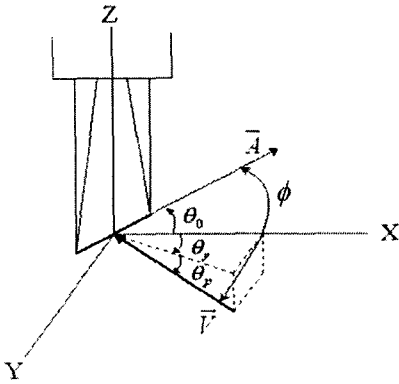


Fig. 3 Geometry of a slanted hot-wire

3.1 열선 프로브의 보정실험

엇회전식 축류팬의 비정상 유동장 측정을 위해 먼저 45° 경사열선의 보정 실험을 수행하여 보정 계수들을 구하였다. 엇회전식 축류팬의 비정상 공력특성을 파악하기 위한 열선의 보정실험은 Grand와 Kool⁽⁷⁾의 방법으로 수행되었다.

Fig. 3은 45° 경사열선의 형상을 나타낸 것으로, 경사열선의 프로브 각 θ_0 는 좌표축과 단위 벡터 \vec{A} 가 이루는 각이다.

경사열선의 유동 벡터와 열선 벡터 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$\cos \phi = \cos \theta_0 \cdot \cos \theta_p \cdot \cos \theta_y + \sin \theta_0 \cdot \sin \theta_p \quad (1)$$

여기서, θ_p 는 열선 프로브의 피치각, θ_y 는 요각 그리고 ϕ 는 열선 프로브의 절대 유동각을 나타낸다.

열선과 유동이 수직을 이룰 경우, 유효냉각속도와 열선 유속계의 전압과의 관계는 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$E^2 = A + B \cdot V_c^n \quad (2)$$

여기서, E 는 전압, V_c 는 유효냉각속도를 나타내며, A, B, n 은 속도와 전압과의 곡선적합(curve fitting)을 통해 얻어지는 보정 상수이다.

Grande와 Kool⁽⁷⁾은 유효냉각속도와 실제 유동의 속도비를 열선 프로브의 피치각, 요각 및 유동각의 함수로 가정하여 다음과 같은 식으로 표현하였다.

$$\frac{V_c}{V} = \cos \psi \quad (3)$$

$$\sin \psi = A_2 \cdot \cos \theta_p \cdot \cos\left(\frac{\theta_y}{A_1}\right) + A_2 \cdot \tan \theta_0 \cdot \sin \theta_p \quad (4)$$

여기서, ψ 는 프로브 요각의 보정실험을 통해 얻어지는 매개 변수이고, A_1, A_2 는 각각 열선 프

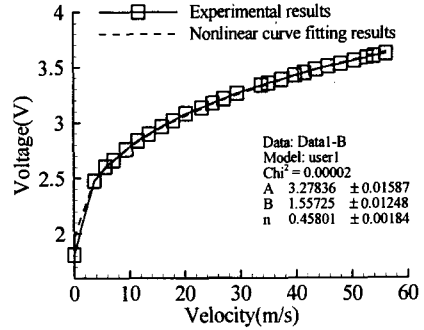


Fig. 4 Velocity calibration

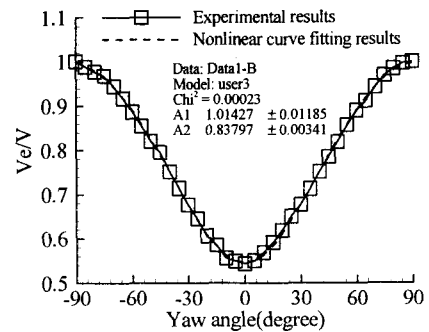


Fig. 5 Probe yaw angle calibration

로브 각의 보정 계수이다.

열선 프로브의 보정실험은 개방형 풍동에서 수행되었다. 풍동의 난류강도는 0.13%이다. 유효냉각속도에 대한 열선 유속계 속도와와의 관계식을 구하기 위해 0m/s에서 60m/s의 속도까지 26개의 속도 영역에서 보정실험을 수행하였다. 열선 프로브의 보정실험을 통해 식 (2)의 보정 상수 A, B, n 의 값을 구하였으며, 결과는 Fig. 4에 나타내었다.

열선 프로브의 요각 변화에 따른 실제 유동 속도의 변화를 구하기 위해 실제 팬 유속과 비슷한 20 m/s의 속도에서 요각을 -90°~+90°의 범위에서 5° 간격으로 변화시키며 출력전압을 계측하였다. 열선 프로브의 요각 보정실험을 수행하여 식 (4)의 보정 계수 A_1, A_2 의 값을 구하였으며, Fig. 5에 이 결과를 나타내었다.

3.2 비정상 유동장 측정실험

엇회전식 축류팬의 유동장 측정실험은 전단 동익의 전, 후방 그리고 후단 동익의 후방에서 수직 단면의 3차원 비정상 유동장을 측정하였다.

엇회전식 축류팬의 3차원 속도성분을 측정하기 위해, Whitfield⁽⁹⁾의 방법을 이용하여 측정위치에서 열선을 120° 간격으로 3번 회전시키면서 각 방향에 대한 주기적인 신호를 획득하였다.

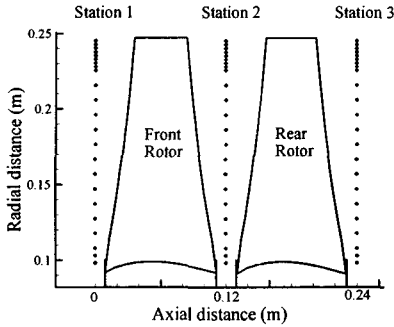


Fig. 6 Unsteady flow measurement positions

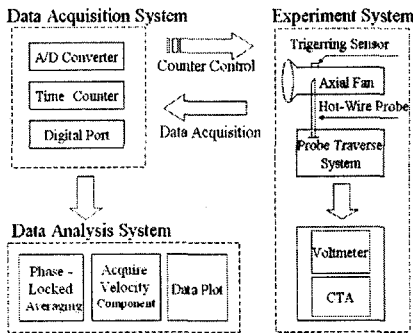


Fig. 7 Schematic diagram of hot-wire data acquisition

Fig. 6 은 엠티전식 축류팬의 3 차원 유동장 측정 위치를 나타낸 것으로, 반경방향으로 총 23 지점을 측정하였다. 엠티전식 축류팬의 블레이드 팁과 허브 부분에서는 복잡한 유동장 계측을 위해 측정 간격을 조밀하게 하였다. 엠티전식 축류팬의 유동장 측정 결과를 식 (3)과 식 (4)의 비선형 방정식에 대입하였고, Newton-Raphson 방법을 이용하여 3 차원 유동장을 구하였다.

3.3 데이터 획득 및 처리방법

열선에서 측정된 순간적 데이터를 처리하는 방법으로는 열선의 주기적인 신호를 같은 위상으로 평균하는 PLAT(Phase-Locked Averaging Technique)방법⁽¹⁰⁾을 사용하였다. Fig. 7 은 데이터의 획득 과정을 나타낸 것으로, 블레이드가 회전할 때 동일한 위치에서 데이터를 획득하도록 스톱 트리거(stop trigger)를 사용하였다. 그리고, 각 측정지점에서 1,000 개의 샘플링 데이터를 100kHz 처리속도로 측정하였다.

Fig. 8 은 각 측정점에서 데이터를 100 회 반복 측정한 후, 위상 평균한 것이다. 엠티전식 축류팬의 전단 동의 전, 후방의 4 개의 블레이드 유로 (passage) 유동과 후단 동의 후방의 3.5 개 블레이드 유로의 유동의 데이터 값을 획득하였다.

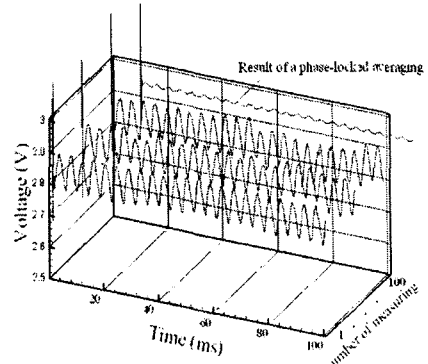


Fig. 8 Process of a phase-locked averaging

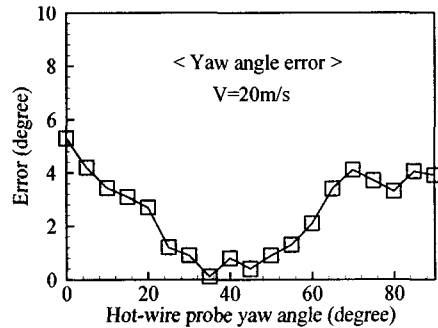


Fig. 9 Probe yaw angle measurement accuracy

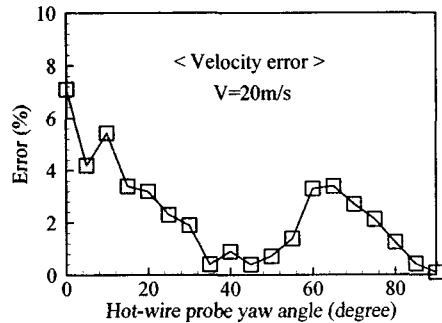


Fig. 10 Velocity magnitude measurement accuracy

3.4 측정 정밀도

엠티전식 축류팬의 3 차원 유동장에 대한 측정 정밀도를 파악하기 위해, 보정 실험결과와 비선형 방정식을 이용하여 계산된 결과를 비교하였다.

Fig. 9 는 실제 프로브 요각과 방정식을 이용해 계산된 프로브 요각과의 차이를 나타낸 것으로, 프로브 요각의 최대 오차는 약 5° 정도를 나타내었다. Fig. 10 은 실제 유동장의 속도와 계산된 유동장의 속도 차이를 나타낸 것으로, 실제 유동장에 대한 오차는 최대 약 7%이다. 실제 유동에 대해 열선 프로브 요각이 35°~50°의 범위에서 측정할 때, 비교적 정확한 유동각을 구할 수 있었다.

4. 결과 및 고찰

엇회전식 축류팬의 전단 동익과 후단 동익의 전방과 후방에서 45° 경사열선을 사용하여 3 차원 유동장을 측정하였다. Fig. 11 은 엇회전식 축류팬의 시간 평균 유동장으로 축방향 성분과 반경방향 성분의 속도벡터를 나타낸 것이다. Fig. 11 에서 보면, station 1 에서 전단 동익의 입구 유동은 반경방향 속도성분이 거의 발생하지 않고, 비교적 균일한 유동장을 나타냈다. 그러나, 전단 동익과 후단 동익 후방인 station 2 와 station 3 에서는 허브 부분의 유동 박리와 팁 와류의 영향으로, 허브 부분과 팁 부분에서 축방향 속도성분이 감소되었다. 엇회전식 축류팬의 station 2 와 station 3 에서 발생한 허브 부분의 유동 박리와 팁 와류는 Fig. 14~Fig. 16 에서 확인되었다.

Fig. 12 는 엇회전식 축류팬의 전단 동익과 후단 동익의 전방과 후방에서 측정된 축방향 속도성분을 블레이드 팁에서의 회전속도로 무차원화한 그림이다. Fig. 12(a)는 전단 동익의 전방인 station 1 에서의 결과를 나타낸 것으로, $r/r_{tip}=0.44$ 인 허브 부분을 제외하고는 불규칙한 난동(random) 성분이 거의 발생하지 않았다. 전단 동익의 앞부분에 위치한 모터에 의해 발생한 유동박리의 영향으로 전단 동익과 후단 동익을 지나면서 허브 부분의 경계층 유동과 결합하여 난동 성분은 점점 불규칙해짐을 알 수 있었다. Fig. 12(b)는 전단 동익의 후방인 station 2 에서의 유동장 측정 결과를 나타낸 것으로, $r/r_{tip}=0.76$ 인 평균반경에서는 블레이드의 후류 형상이 비교적 균일하고 안정적이며 주기적인 경향을 나타냈다. 그러나, 블레이드 팁 부분인 $r/r_{tip}=0.99$ 의 경우, 그림에서 볼록하게 보이는 부분은 전단 동익 블레이드의 팁 와류에 의한 영향으로 축방향 속도가 크게 증가된 것이다. 이것은

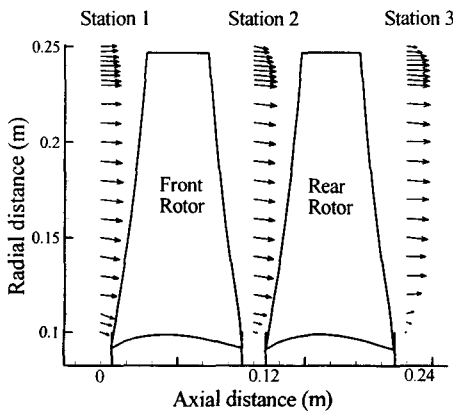
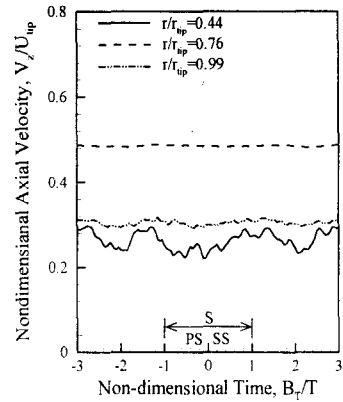
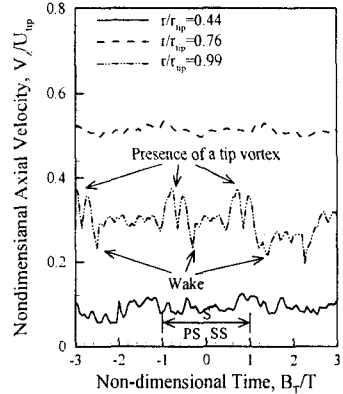


Fig. 11 Axial and radial velocity vectors

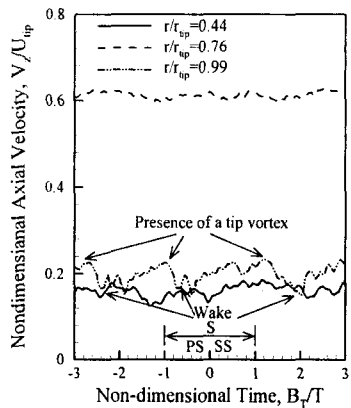
팁 와류가 생성되기 직전에 회전방향과 반대로 유동 방향이 바뀌는 과정에서 상대적으로 축방향 속도성분이 크게 증가되었기 때문이다. Fig. 12 (c)는 후단 동익의 후방인 station 3 에서의 결과를 나타낸 것이다. $r/r_{tip}=0.99$ 인 팁 부분에서는 station 2 와 달리 전단 동익에 의해 발생한 팁 와류가 후단 동익의 팁 와류와 혼합되어 크기가 약간 감소함을 알 수 있었다.



(a) Station 1



(b) Station 2



(c) Station 3

Fig. 12 Non-dimensional phase-locked averaged axial velocity profiles

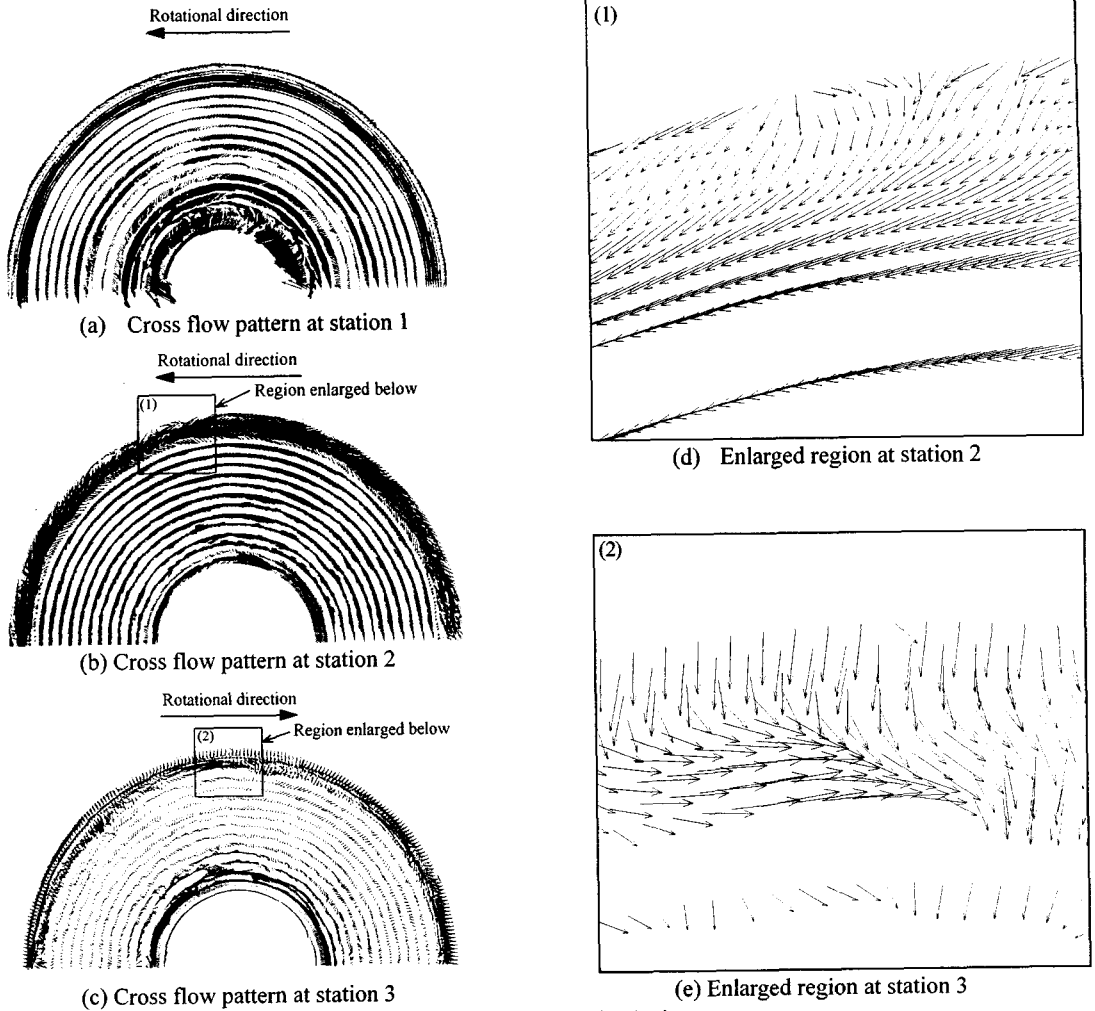


Fig. 13 Radial and tangential velocity vectors

Fig. 13 은 엽회전식 축류팬의 수직 단면에서 측정된 반경방향과 원주방향의 속도벡터를 나타낸 그림이다. Fig. 13(a) ~ Fig. 13(c)는 전단 동익의 전, 후방에서 측정된 4 개의 유로 유동과 후단 동익의 후방에서 측정된 3.5 개 유로 영역의 유동을 나타낸 것이다. Fig. 13(a)는 전단 동익의 전방 유동을 나타낸 것으로, 허브 부분에서 반경방향 속도성분이 크게 증가했지만, 비교적 균일한 유동분포를 나타내었다. 전단 동익의 후방 영역인 Fig. 13(b)에서 보면, 전단 동익에 의해 원주방향 속도성분이 급격히 증가하고 상대적으로 반경방향 속도성분이 작아지는 것을 알 수 있다. Fig. 13(b)는 전단 동익과 후단 동익의 공력 상호작용에 의한 영향으로 Fig. 13(a)에 비해 유로 유동의 구분이 명확하지 않고, 허브와 팁 부분에서 특히 원주방향 속도벡터만이 급격히 증가하였다. Fig. 13(c)에서 보면, 전단 동익에 의해 발생된 선회속도 성분이 후단 동익에 의해 대부분 제거됨을 알 수 있었다. 그러나, 허브

부분과 팁 부분에서는 원주방향 속도성분이 크게 증가되었는데, 이것은 후단 동익의 회전에 의한 원심력 증가와 블레이드의 팁 간극에 의한 팁 누설 유동의 영향 때문이다. Fig. 13(d)와 Fig. 13(e)는 전단 동익의 후방과 후단 동익의 후방 유로 유동에서 회전방향과 반대방향으로 팁 와류가 형성되는 부분을 확대하여 나타낸 것이다. 엽회전식 축류팬의 전단 동익 후방에서는 팁 와류의 형상이 선명하게 확인됐으나, 전단 동익과 반대 방향으로 회전하는 후단 동익의 후방에서는 전단 동익의 후방 유동에 비해 팁 와류의 형상이 확연히 구분되지 않았다. Fig. 13(e)에서 보면, 전단 동익에 의해 발생된 팁 와류가 후단 동익의 팁 와류와 혼합된 형상을 나타냄을 알 수 있었다. 그러나, 후단 동익의 팁 부분에서는 선회속도 성분이 오히려 증가하여 에너지 손실이 크게 증가하였다.

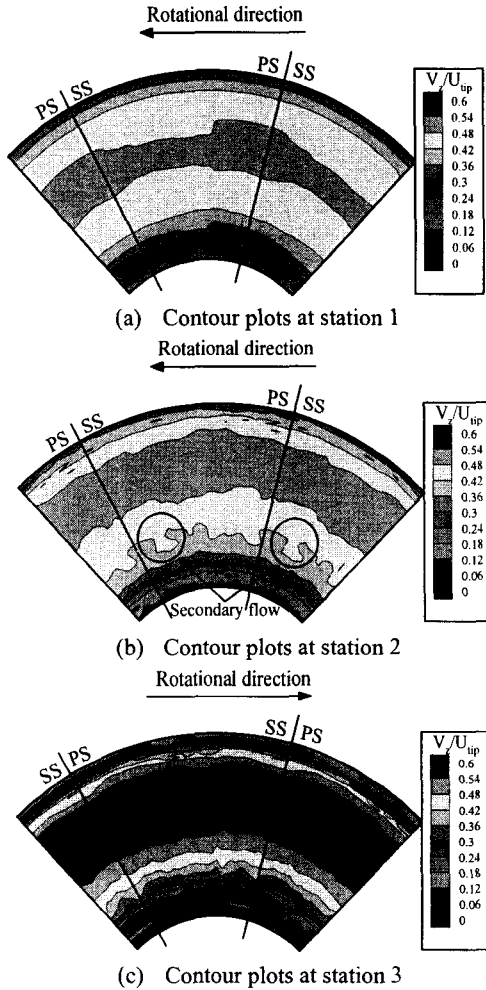


Fig. 14 Axial velocity contours

Fig. 14~ Fig. 16 은 전단 동익의 전, 후방과 후단 동익의 후방에서 수직 단면의 2 개 유로 유동을 블레이드 팁에서의 회전속도로 무차원화한 것이다. Fig. 14 는 각각의 station 에서 측정된 축방향 속도 분포의 윤곽(contour)을 나타낸 것이다. Fig. 14(a)는 전단 동익의 전방에서 측정된 결과로, 전단 동익 블레이드의 평균반경에서 축방향 속도 성분이 가장 크게 나타났고, 허브와 팁 부분에서는 상대적으로 축방향 속도성분이 감소하였다. Fig. 14(b)는 전단 동익 후방의 축방향 속도분포이며, 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 허브와 팁 부분에서 축방향 속도가 크게 감소되었다. Fig. 14(b)에서 실선으로 도시한 영역은 2 차유동이 발생하기 시작한 위치를 나타낸 것으로, 2 차유동이 발생하기 시작할 때 축방향 속도가 크게 증가하고 반경방향과 원주방향 속도성분은 크게 감소된다. Fig. 14(c)는 후단 동익의 후방에서 측정된 결과로, Fig.

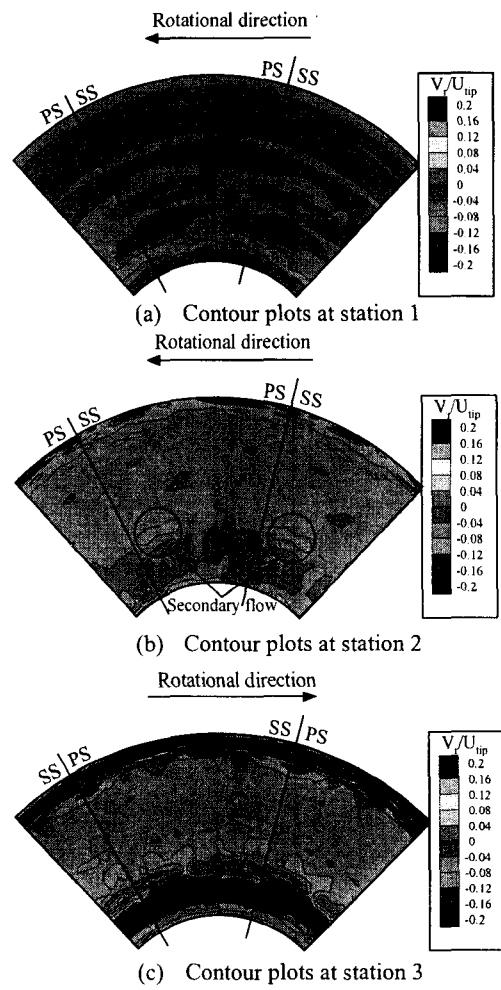


Fig. 15 Radial velocity contours

14(b)에 비해 평균반경에서 축방향 속도 성분이 더욱 크게 증가하였고, 허브와 팁 부분에서는 경계층과 팁 누설 유동의 영향이 증대되어 축방향 속도성분이 크게 감소하였다.

Fig. 15 는 각각의 station 에서 측정된 반경방향 속도분포의 윤곽을 나타낸 것이다. Fig. 15(a)는 전단 동익 전방에서 측정된 결과로, 전반적으로 반경방향 속도성분은 거의 발생하지 않았다. 그러나, 블레이드 회전에 의한 압력강하로 유동이 흡입되면서 허브 부분에서는 반경방향 속도성분이 크게 증가하였다. Fig. 15(b)는 전단 동익 후방에서의 반경방향 속도분포이며, 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 허브와 팁 부분에서 상대적으로 반경방향 속도성분이 크게 증가하였다. 실선으로 도시한 영역은 2 차 유동이 발생하기 시작한 부분으로, 반경방향 속도가 크게 감소하였다. Fig. 15(c)는 Fig. 15(a)와 Fig. 15(b)에 비해서 불균일한 윤곽

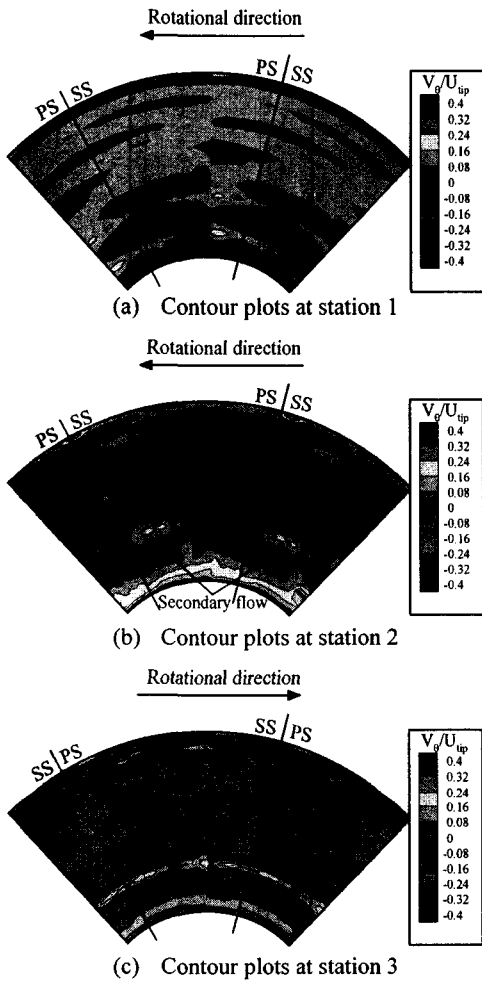


Fig. 16 Tangential velocity contours

을 나타내고 있는데, 이것은 균일한 입구 유동이 전단 동익과 후단 동익을 지나면서 블레이드 회전에 의한 원심력의 영향과 허브에서의 유동박리와 팁 누설 유동 등의 복잡한 혼합 작용으로 인해 반경방향 속도성분이 불규칙하게 변화되었기 때문이다. 그러나, 블레이드 팁과 허브부분을 제외하고는 전체적으로 반경방향 속도가 거의 발생하지 않았고, 비교적 균일한 분포를 나타냈다.

Fig. 16 은 각각의 station 에서 측정된 원주방향 속도분포의 윤곽을 나타낸 것이다. Fig. 16(a)는 전단 동익의 전방에서 측정된 결과로, 전반적으로 원주방향 속도분포는 균일하게 나타났다. Fig. 16(b)는 전단 동익 후방에서의 원주방향 속도분포를 나타낸 것이다. 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 허브와 팁 부분에서는 회전방향과 반대의 원주방향 속도 성분이 증가하였다. 그리고, 2차 유동이 발생하기 시작한 위치에서는 원주방향 속도

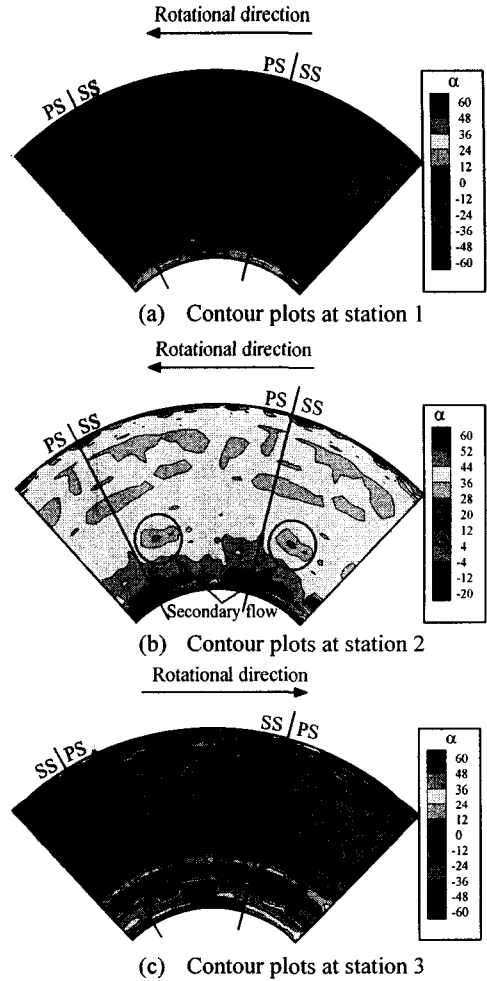


Fig. 17 Absolute velocity flow angle contours

성분이 크게 감소함을 알 수 있었다. Fig. 16(c)에서 보면, 전단 동익에 의해 증가된 원주방향 속도성분이 반대방향으로 회전하는 후단 동익에 의해 대부분 제거되었다. 이것은 엇회전식 축류팬의 전단 동익에 의해 발생된 원주방향 속도성분이 후단 동익에 의해 대부분 정압 성분으로 회수되는 성능향상 메카니즘을 나타낸다.

Fig. 17 은 각각의 station 에서 측정된 축방향, 반경방향, 원주방향의 속도성분을 제곱 평균하여 계산된 절대속도의 유동각 분포를 나타낸 그림이다. Fig. 17(a)는 전단 동익 블레이드로 유입되는 흡입 유동의 절대속도 유동각 분포를 나타낸 것이다. 블레이드 팁과 허브 부분을 제외하고는 전반적으로 10° 미만의 균일한 유동각 분포를 나타냈다. Fig. 17(b)는 전단 동익의 후방에서 측정된 절대속도의 유동각 분포를 나타낸 것으로, 2차 유동이 발생한 위치 그리고 허브와 팁 부분에서 절대속도

유동각이 크게 증가하였다. 특히, 허브 부분에서 절대속도 유동각이 크게 증가하였는데, 이것은 허브의 유동박리와 경계층에 의한 영향 때문이다. Fig. 17(c)는 후단 동익의 후방에서 측정된 절대속도의 유동각 분포를 나타낸 것으로, 전반적으로 15° 미만의 균일한 유동분포를 나타냈지만, 전단 동익의 출구 유동과 유사하게 허브 부분에서 상대적으로 절대속도의 유동각 분포가 크게 나타났다. 엇회전식 축류팬의 절대속도 유동각 분포를 통해 전단 동익과 후단동익의 블레이드에서의 유동 손실이 대부분 허브부분에서 발생함을 알 수 있었다.

Fig. 18은 각각의 station에서 측정된 난류강도 분포를 나타낸 것으로, 난류강도 계산은 신유환⁽¹¹⁾ 등이 이용한 계산방법을 사용하였다. Fig. 18(a)는 전단 동익 입구 유동장의 난류강도 분포를 나타낸 것이다. 블레이드 허브와 팁 부분을 제외하고는

난류성분이 거의 발생하지 않았다. 그러나 Fig. 18 (b)에서 보면, 전단 동익에 의해 전체적으로는 난류강도가 증가됨을 알 수 있었다. 특히, 2차 유동이 발생한 위치보다는 허브와 팁 부분에서 난류강도가 크게 나타남을 알 수 있었다. Fig. 18(c)는 후단 동익 출구 유동장의 난류강도 분포를 나타낸 것이다. 전단 동익에 의해 증가된 난류성분이 후단 동익에 의해 평균반경에서는 대부분 감소하였지만, 후단 동익 블레이드의 허브와 팁 부분, 즉 유동박리와 팁 와류가 발생한 지점에서는 전단 동익의 출구 유동에 비해서 난류강도가 더욱 크게 나타났다. 이것은 엇회전식 축류팬의 전단 동익에서 발생한 선회속도 성분을 정압 성분으로 회수하는 후단 동익의 경우, 에너지 손실이 대부분 허브와 팁부분에서 발생한다는 것을 의미한다.

5. 결론

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 비정상 유동장을 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 엇회전식 축류팬의 전단 동익 후방에서 블레이드의 팁 와류가 생성되는 순간에 유동이 회전방향과 반대방향으로 발생하면서 상대적으로 축방향 속도성분이 크게 증가되었다.

(2) 엇회전식 축류팬의 전단 동익 후방에서는 회전방향과 반대방향으로 팁 와류가 형성되는 것이 선명하게 확인됐다. 그러나, 후단 동익의 후방에서는 전단 동익에서 발생되었던 와류 성분과 혼합되어 팁 와류의 형상이 확연히 구분되지 않았다.

(3) 엇회전식 축류팬의 속도분포 윤곽을 통해, 전단 동익과 후단 동익의 후방에서는 허브의 유동박리와 팁 누설 유동에 의해 축방향 속도는 점점 감소하였고, 반대로 반경방향과 원주방향 속도 성분은 크게 증가하였다.

(4) 엇회전식 축류팬의 전단 동익 후방에서 2차 유동이 발생하기 시작할 때 순간적으로 축방향 속도가 크게 증가하였고, 반경방향과 원주방향 속도 성분은 크게 감소하였다.

(5) 엇회전식 축류팬의 절대속도 유동각 분포와 난류강도 분포를 통해, 2차 유동이 발생한 위치보다 오히려 전단 동익과 후단 동익의 허브 부분에서 엇회전식 축류팬의 유동 손실이 대부분 발생함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2001년도 에너지관리공단 학술진흥사업(과제번호 2001-E-ID03-P-04)의 지원으로 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

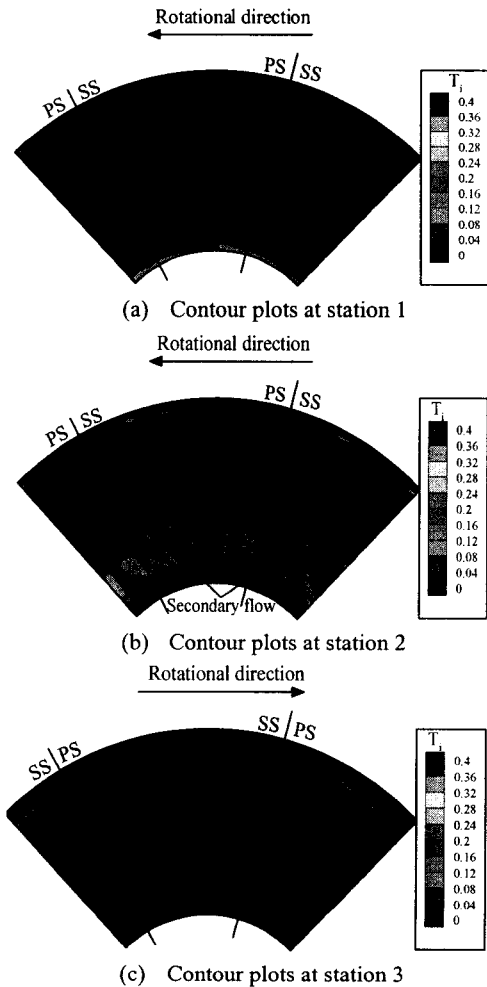


Fig. 18 Turbulence intensity contours

참고문헌

- (1) 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," *Transactions of the JSME B*, Vol. 60, No. 576, pp. 2764~2777.
- (2) Cho, J., Won, Y. and Lee, M., 2000, "Numerical and Experimental Analyses of the Aerodynamic Characteristics of a Counter Rotating Axial Fan," *Transactions of the KSME B*, Vol. 24, No. 3, pp. 325~337.
- (3) Choi, J., Cho, L., Cho, J. and Won, Y., 2002, "Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of a Counter-Rotating Axial Fan," *Transactions of the KSME B*, Vol. 26, No. 2, pp. 201~210.
- (4) Shin, H., Charlotte, E., Whitfield, C. and David, C., 1994, "Rotor-Rotor Interaction for Counter-Rotating Fans, Part 1: Three-Dimensional Flow field Measurements," *AIAA*, Vol. 32, No. 11, pp. 2224~2233.
- (5) KS B 6311, *Testing Methods for Turbo-Fans and Blowers*, 1982 Korea Standard Association.
- (6) Ahn, K., Cho, L., Park, H. and Cho, J., 2002, "Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of Axial-Type In-line Duct Fans," *Proceedings of the KAMES 2002 Joint Symposium A*, pp. 1990~1996.
- (7) Grande, G. and Kool, P., 1981, "An Improved Experimental Method to Determine the Complete Reynolds Stress Tensor with a Single Rotating Slanting Hot Wire," *The Institute of Physics*, Vol. 14, pp. 196~201.
- (8) Bruun, H., 1995, *Hot-Wire Anemometry*, Oxford University Press.
- (9) Whitfield, C., Kelly, J. C. and Barry, B., 1972, "A Three Dimensional Analysis of Rotor Wakes," *Aero Quarterly*, Vol. 23, Part 4.
- (10) Lakshminarayana, B., 1981, "Techniques for Aerodynamics and Turbulence Measurements in Turbomachinery Rotors," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, pp. 374~392.
- (11) Shin, Y., Kim, K. and Son, B., 1998, "Experimental Study on Impeller Discharge Flow of a Centrifugal Compressor," *Transactions of the SAREK*, Vol. 10, Part 4, pp. 483~494.