

# 스태빌라이저 위치 및 리어가이더 형상변화에 따른 횡류팬의 성능특성 연구

김동원\* · 김형섭\* · 윤태석\*\* · 박성관\*\* · 김윤제\*\*\*

## Performance of a Cross-Flow Fan with Various Stabilizer Positions and Rearguider Shapes

D.-W. Kim\*, H.-S. Kim\*, T.-S. Yoon\*\*, S.-K. Park\*\*, Youn J. Kim\*\*\*

*Key Words:* Cross-Flow Fan (횡류팬), Stabilizer (스태빌라이저), Archimedes Spiral (아르키메데스 나선), Rearguider (리아가이더), Gap (간극), Setting Angle (설치각)

### ABSTRACT

The design point of the cross-flow fan is generally based on the region within low static pressure and high flow rate. It relatively makes high dynamic pressure at low speed because a working fluid passes through an impeller blade twice. However, it has low static pressure efficiency between 30 % and 40 % because of relative high impact loss. The purpose of this study is to research the reciprocal relation among each parameter. Experiments and numerical analyses are conducted on effects of a stabilizer and a rearguider on performance analysis of a cross-flow fan. Two-dimensional, unsteady governing equations are solved using FVM, PISO algorithm, sliding grid system and standard  $k-\epsilon$  turbulence model. Experiments are also carried out to estimate the performance of the modeled cross-flow fan. It is clarified that the rearguider of Archimedes type has excellent results for the most part.

#### 기호설명

$b$	폭 [mm]
$C_{\theta 2}$	임펠러 출구 접선방향 유속 [m/s]
$C_{m2}$	임펠러 출구 반경방향 유속 [m/s]
$N$	회전수 [rpm]
$q$	체적유량 [ $m^3/min$ , CMM]
$D$	임펠러 지름 [mm]

$U$  임펠러 원주속도 [m/s]

$Z_b$  임펠러 날개수

#### 그리스 문자

$\beta$	임펠러 날개각 [deg.]
$\epsilon_r$	임펠러와 리어가이더 사이 간극 [mm]
$\eta$	효율
$\theta_{es}$	스태빌라이저 설치각 [deg.]
$\sigma$	미끄럼 계수

\* 성균관대학교 대학원

\*\* 삼성전자 DA연구소

\*\*\* 성균관대학교

책임저자 E-mail : yjkim@skku.edu

#### 하첨자

2 임펠러출구

- 3 리어가이더 기초원
- d 설계점, 토출
- m 반경방향
- r 리어가이더
- s 스테빌라이저, 정압
- $\theta$  접선방향

### 1. 서론

횡류팬은 그 응용분야가 광범위하여 광산용 등의 산업용 환기팬과 자동차용 환기팬 등에 사용되고 있다. 최근에는 에어컨 실내기에도 장착되어 사용되고 있는 실정이다. 임펠러를 통과하는 유체가 동일 반경에서 출입하므로 입출구각이 동일하며, 유체가 날개를 두 번 통과한다. 또한, 전향깃을 채용하기 때문에 원주속도 및 동압이 큰 특성을 갖고 있다. 따라서 동일 풍량에서 원주속도가 다른 팬보다 작아도 되므로 소형, 고품량을 요구하는 공기조화 설비분야에 많이 적용되고 있다. 효율은 날개 설치각 ( $\beta_2$ )이 클수록 높으므로 전향깃을 갖는 횡류팬은 날개의 충돌 손실이 커서 30~40%의 낮은 정압효율을 보인다. 그러나 전향깃일수록 최고효율점에서 전압과 풍량이 크므로 효율이 낮더라도 소형화하기 위해서 전향깃을 사용한다. 전향깃의 특성상 정압보다 동압의 비중이 7:3의 비율로 크다. 따라서, 다른 유체기계보다 성능에 대한 임펠러의 영향이 상대적으로 적고, 스크롤 역할을 하는 리어가이더와 스테빌라이저 영향이 매우 크다.

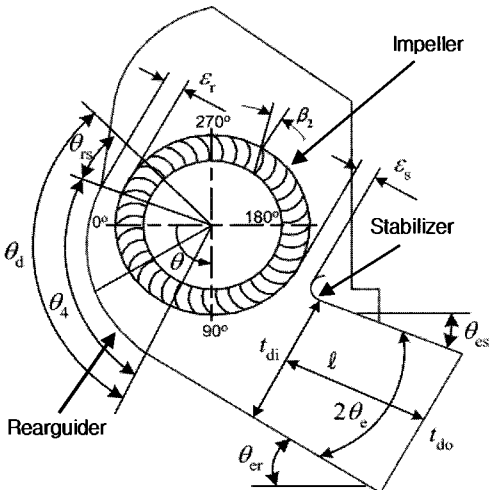


Fig. 1 Schematic diagram and design parameters of a cross-flow fan.

횡류팬은 Fig. 1과 같이 임펠러, 스테빌라이저, 그리고 리어가이더로 구성되며, 에어컨의 경우 열교환기인 증발기가 포함된다. 횡류팬 내부 유동은 크게 자유와 (free vortex)와 강제와 (forced vortex) 두가지로 구성된다. 임펠러와 스테빌라이저 사이의 역류에 의해 생성되는 편심와는 강제와이고, 리어가이더 곡선부에서 형성되는 와류는 자유와이다. 특히 편심와의 위치는 임펠러의 토출영역 ( $\theta_d$ )에서 유출된 유체가 입구로 재순환하는 양을 결정하는 주요요소이므로 횡류팬의 성능과 직결된다. 그러나 각 구성요소에 대한 설계 이론이 확립되어 있지 못하고 편심와에 관련하여 상호 영향을 미치는 형상변수가 매우 다양하지만 이에 대한 연구가 미약하다.

횡류팬의 형상 설계를 위한 내부 유동 및 성능해석에 대한 연구는 대부분 실험에 의존해 왔다. Eck<sup>(1)</sup>는 횡류팬 내부 유동이 자유와와 강제와가 동시에 존재함을 밝혔고, 다양한 스테빌라이저 형상에 따른 유동과 소음특성을 연구하였다. 가시화 실험을 통해 팬 내부에 편심된 와류가 존재한다는 사실을 발견하였고, 일반적인 유체기계에서 확립된 이론을 횡류팬에 수정 적용하였다. Tsurusaki 등<sup>(2,3)</sup>은 횡류팬 내부 유속을 particle tracking velocimetry (PTV)를 사용하여 측정하였다. 그들은 또한 디지털카메라를 이용하여 속도 분포 및 유적선을 구하였으며, 편심와류에서의 와도의 생성과 확산에 대한 계산을 수행하였다. Yamafuji와 Nishihara<sup>(4)</sup>는 횡류팬 임펠러 내부의 유동가시화를 통해 비정상적인 주유동의 형성과정을 밝혔다. 임펠러 내외부 날개 끝단에서 보텍스 shedding이 발생함을 알아냈으며, 이러한 현상은 편심와류의 생성과정을 설명해 준다. Gabi와 Klemm<sup>(5)</sup>은 상용코드인 STAR-CD로 2차원 형상에 대한 정상 해석 결과와 PIV로 측정된 실험결과를 비교하여 수치해석결과의 타당성을 입증하였다. 성능곡선과 내부 유동 분포에서 모두 실험과 수치해석에서 상당히 근접한 결과를 나타내었다. Murata와 Nishihara<sup>(6)</sup> 그리고 Tanaka와 Murata<sup>(7)</sup>는 초기연구에서 스테빌라이저의 설치각, 스테빌라이저와 임펠러 사이의 간극과 리어가이더 형상이 횡류팬 성능을 결정하는 중요한 설계변수를 밝혔고 편심와류에 대한 연구도 수행하였다. 구형모 등<sup>(8)</sup>과 진심원 등<sup>(9,10)</sup>은 실험을 통한 횡류팬 설계요소 변경에 따른 성능특성을 고찰하였으며, 이를 통해 다양한 설계변수의 영향력 및 상호관계를 규명하였다. 허남건 등<sup>(11)</sup>은 횡류팬의 임펠러 입출구각의 변화를 통한 성능 특성을 수치해석과 실험을 통해 비교하였다. 이러한

연구를 통해 횡류팬의 성능은 모든 변수에 대해 상호작용하는 것으로 밝혀졌지만 상호 의존적 특성에 대한 유기적 관계는 정립되지 않은 실정이다.

본 연구에서는 리어가이더 형상 및 스테빌라이저와 리어가이더에 의해 형성되는 출구 디퓨저의 확대각 ( $2\theta$ ) 및 입·출구 면적비 ( $AR$ )가 횡류팬 내부 유동 특성 및 성능에 미치는 영향에 대해 파악하고자 한다.

## 2. 해석모델

본 연구에서 사용된 횡류팬의 운전조건 및 임펠러의 일반적 사양은 Table 1에, 설계변수는 Fig. 1에 도시하였다. 횡류팬의 성능해석을 위해 다음과 같은 압력계수 ( $\psi$ ), 유량계수 ( $\phi$ ) 및 동력계수 ( $\lambda_p$ )를 적용하였다.

$$\psi = \Delta p_s / \frac{1}{2} \rho U_2^2 \quad (1)$$

$$\phi = q / b_2 D_2 U_2 \quad (2)$$

$$\lambda_p = \phi \psi / \eta \quad (3)$$

위 식에서  $b_2$ 는 임펠러의 축방향 폭을 나타낸다.

### 2.1 리어가이더 형상

횡류팬 내부 유동은 비압축성이므로 액체를 작동유체로 하는 원심펌프 내 유동의 원리와 같다고 할 수 있다. 특히, 작동유체가 임펠러를 두 번 통과하지만 실제적으로 에너지를 공급 받는 부분은 토출영역에서 이루어진다. 토출된 작동유체는 리어가이더의 곡선부를 지나 스테빌라이저와 리어가이더 직선부에 의해 이뤄지는 출구

디퓨저 부위를 통과하여 최종적으로 토출이 이루어진다. 본 연구에서는 성능에 있어서 가장 중요한 역할을 하는 리어가이더 곡선을 반경이 56 mm인 단순원형과 두가지의 아르키메데스 나선 (Archimedes spiral)형을 적용하였다. 특히, 아르키메데스 나선은 유체기계의 스크롤 설계 방법의 하나로 우수한 압력회복 성능을 갖는 것으로 알려져 있다. 전술한 바와 같이 임펠러의 특정각도에서만 토출이 이루어지기 때문에  $\theta_d$ 의 값은  $360^\circ$ 가 아닌 수치해석 결과 ( $122.5^\circ$ )를 사용하였다.

$$r_4(\theta) = r_3 \exp\left(\frac{q_d \theta}{C_{\theta 2} r_2 b_2 \theta_d}\right) \quad (4)$$

여기서,  $r_3 = r_2 + \epsilon_r$ ,

$$C_{\theta 2} = \sigma (C_{m2} / \tan \beta_2).$$

$$\sigma = 1 / \left(1 + \sin(\pi - \beta_2) \frac{\pi}{Z_b(1 - r_1/r_2)^2}\right)$$

위 식을 사용하여 곡선부 ( $\theta_d$ ) 형상이 아르키메데스 나선형이며 설계점 유량 ( $q_d$ )이 5 CMM인 리어가이더를 제작하였다. 두가지 아르키메데스형의 차이점은 시작각 ( $\theta_{rs}$ )으로, 1<sup>st</sup> Archimedes (이후 1st Ar로 표기) 형의 경우 반경형과 같이  $19^\circ$ 이며, 2<sup>nd</sup> Archimedes (이후 2nd Ar로 표기)형은  $-1^\circ$ 이다.

### 2.2 스테빌라이저 위치

스태빌라이저 설치각 ( $\theta_{es}$ )을  $19^\circ$ 에서  $25^\circ$ 까지  $2^\circ$ 씩 변화시키면서 실험을 수행하였다. 스테빌라이저 설치각에 따라 스테빌라이저와 리어가이더 직선부에 의해 구성되는 횡류팬 출구 디퓨저의 입·출구 면적비 및 확대각은 Table 2에 나타내었다. 스테빌라이저 위치에 대응하는

Table 1 General parameters and operating conditions.

Impeller Diameter ( $D_2$ )	95 mm
Diameter ratio ( $D_1 / D_2$ )	0.76
Blade angles	$\beta_1=90^\circ, \beta_2=24.5^\circ$
Number of blades	35
Blade profile	circular arc
Rotating speed	$16.67 \text{ sec}^{-1}$
Re (for blade chord length)	4,490

Table 2 Positions of a stabilizer.

$\theta_{es}$	Radial (56 mm)		1 <sup>st</sup> Archimedes		2 <sup>nd</sup> Archimedes	
	AR	$2\theta_e$	AR	$2\theta_e$	AR	$2\theta_e$
$27^\circ$	1.22	$6.2^\circ$	1.16	$4.8^\circ$	1.18	$5.5^\circ$
$25^\circ$	1.33	$8.4^\circ$	1.26	$7.0^\circ$	1.46	$12.9^\circ$
$23^\circ$	1.46	$10.4^\circ$	1.37	$9.13^\circ$	1.59	$14.9^\circ$
$21^\circ$	1.62	$12.5^\circ$	1.51	$11.1^\circ$	1.76	$17.1^\circ$
$19^\circ$	1.82	$14.3^\circ$	1.68	$12.9^\circ$	1.95	$19.0^\circ$

리아가이더에 따라 각기 다른 디퓨저 확대각 ( $2\theta_e$ ) 및 입출구 면적비 (AR)를 확인할 수 있다. 일반적인 채널 디퓨저의 경우 입구 유동이 균일하게 유입될 때,  $8^\circ$  정도의 확대각과 면적비 3.0 근처에서 가장 우수한 압력회복 계수 ( $C_p$ )를 갖는다<sup>(12)</sup>. 횡류팬 출구 디퓨저의 경우 편심 외에 의한 재유입 유동에 의해 디퓨저 입구부분에서 계단형 (step-shear) 속도분포를 갖게 되므로 전술한 것과 상이한 최적 확대각 및 면적비를 갖는다.

### 3. 실험장치 및 방법

횡류팬 성능시험을 위해서 ASHRAE 표준 51-75에 따라 전방흡입형 실험장치를 구성하였으며, Fig. 2에 이를 나타내었다. 팬에 의해 발생하는 입구정압은 실험장치 상류에 위치한 안정실 (settling chamber)의 정압탭을 통해 측정하였다. 유량은 실험장치 내 정압실의 하류에 위치한 노즐 전후 차압을 측정한 후 경험식을 이용하여 계산하였다. 차압성능 측정 및 유량측정을 위해 마이크로미터 (FCO 510)를 사용하여 정압을 측정하였다. 팬 성능시험장치에 장착된 노즐은 실험단면 (450 mm × 450 mm)의 중심과 중심에서 대칭으로 모두 다섯 개의 노즐이 설치되어, 유량 변화에 따라 적합한 노즐이 개방 또는 폐쇄되도록 제작하였다 (Fig. 2). 마이크로미터의 측정오차는  $\pm 0.25\%$ 이며, 유량의 불확도는  $\pm 2.83\%$ 이다.

팬 구동모터의 동력은 토오크미터 (torquemeter)를 이용하여 측정한 후, 회전수와의 곱으로 구하는 것이 일반적이지만, 본 연구에서는 동력측정을 위해 power meter (Yokogawa, WT1000 series)를 사용하여 구동

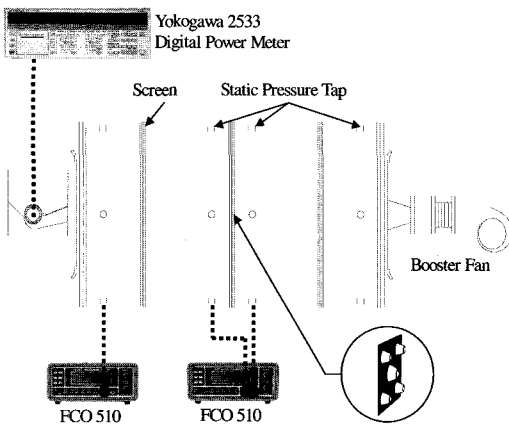


Fig. 2 Schematic apparatus of a fan tester.

모터의 작동 동력을 측정한 후 모터의 성능곡선을 이용하여 이를 보정하였다.

횡류팬의 작동 유체는 공기이므로 실험 당일 온도 및 대기압 상태를 측정하여 보정하여야 하므로 이에 대한 측정을 선행하였다. 실험준비가 완료되면 실험에 있어서 오차를 최소화하기 위하여 반경형 리어가이더에 대한 실험을 수행한 후 평균 데이터와 비교하여 실험의 반복성을 확인하였다.

### 4. 수치해석방법

#### 4.1 지배방정식

회전체의 비정상해석이 비교적 정확한 STAR-CD<sup>(13)</sup>를 이용하여 수치해석을 수행하였다. 연속방정식과 비정상상태 난류 점성유동을 해석하기 위하여 미끄럼 격자를 사용하는 경우 지배방정식은 다음과 같이 직교좌표계의 텐서형으로 표기할 수 있다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \quad (6)$$

여기서  $t$ 는 시간,  $\sqrt{g}$ 는 메트릭 텐서의 행렬식,  $\rho$ 는 밀도,  $u$ 는 속도, 그리고  $S_i$ 는 운동량 항이다. 위와 같은 비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법을 사용하여 이산화하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식을 사용하였다. 또한, 난류해석을 위하여 벽함수를 이용한 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였으며, 횡류팬 내의 유동이 정상상태에 도달할 때까지 수치해석을 수행하였다.

#### 4.2 격자계 및 경계조건

복잡한 횡류팬의 형상은 다중블럭 기법을 이용하여 작성하였으며, 격자 생성을 위해 횡류팬의 입구부분, 임펠러, 스크롤 역할을 수행하는 리어가이더와 스테빌라이저를 형상화하였다. 임펠러에 대한 비정상 수치모사를 위해 해석 코드에서 제공되는 미끄럼격자를 이용한 이벤트 모듈 (event module)을 사용하였다. 미끄럼 격자는 격자의 형태와 수가 변하는 것이 아니고, 오직 시간에 대

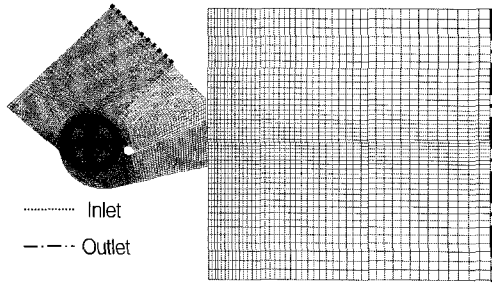


Fig. 3 Grid system of a cross-flow fan.

한 격자의 위치 변화를 통해 회전을 모사한다. 격자계는 횡류팬 내부 유동을 2차원으로 가정하여 작성하였으며, 전체 격자수는 65,000개를 사용하였다. 격자수의 변화에 따른 오차를 최소화하기 위해 80,000개까지 격자를 증가시켰으나 계산 값의 변화가 없어 본 연구에서는 계산시간을 단축하기 위하여 65,000개로 하였다 (Fig. 3).

입·출구 경계는 각각 압력경계와 출구경계를 적용하였다. 임펠러 내부의 회전영역 격자와 주변의 고정좌표계에 고정된 격자 사이는 경계접착조건을 사용하였으며, 시간이 경과함에 따라 앞쪽의 격자와 맞물리면서 새로운 영역이 연결되도록 하였다. 벽면에서는 점착조건을 사용하였고, 벽면에 수직한 방향으로의 질량유량은 존재하지 않는 것으로 하였다. 또한, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 실험결과

본 연구에서는 횡류팬의 성능에 가장 큰 영향을 미치

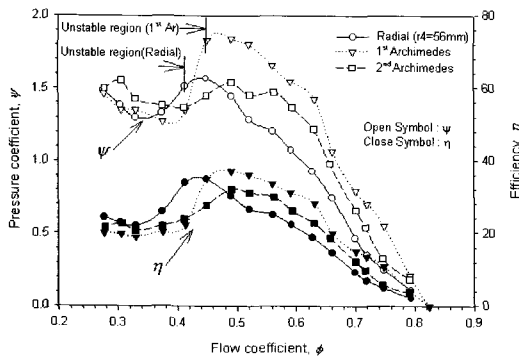


Fig. 4 Pressure coefficient and efficiency with flow coefficient for various rear guider types at 21° stabilizer position.

는 리어가이더 곡선부 형상 및 스태빌라이저 설치각을 변경하면서 횡류팬의 성능 및 내부유동의 변화에 대한 연구를 수행하였다.

리아가이더 곡선부 형상에 대한 연구결과는 Figs. 4와 5에 도시하였다. 최고 효율점의 왼쪽인 저유량 대역에서는 스톨 (stall)에 의해 비정상 유동이 발생하여 유량계수 감소에 따라 압력계수가 감소 후 증가하는 현상이 발생하였다. 이러한 현상은 다익환에서 발생하는 일반적인 것으로 해석대상인 리어가이더에서 모두 발생한다. 반경형의 경우 유량계수 0.45이하에서 압력변동 ( $\pm 0.15 \text{ mmH}_2\text{O}$ )이 발생하는 불안정 영역이 발생하며, 1st Ar형에서는 유량계수 0.49 이하에서 불안정 영역 ( $\pm 0.2 \text{ mmH}_2\text{O}$ )이 발생하였다. 2nd Ar형의 경우 저유량 영역에서 불안정 영역이 거의 존재하지 않으며, 압력계수도 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 이는 2nd Ar형의 시작각 ( $\theta_{rs}$ )이 다른 것과 달리 20° 후방에 있기 때문에 저유량 대역에서 유동의 비정상성을 증가시키는 임펠러 상부의 확산유동을 감소시키기 때문으로 판단된다.

고유량 대역에서는 모든 형상에서 대체로 유동이 안정적이는데, 횡류팬의 차압성능과 관련된 압력계수와 효율을 보면 1st AR형, 2nd Ar형, 반경형 순으로 높다. 그중 1st Ar형의 경우 최고효율점 ( $\phi=0.5$ )에서 반경형보다 압력계수가 12%, 효율은 8%정도 높은 것을 알 수 있다. 2nd Ar형의 경우도 반경형보다 높은 성능을 갖음을 알 수 있다.

리아가이더 곡선부 형상변화에 따른 동력계수 ( $\lambda_p$ )의 영향은 Fig. 5에 도시하였다. 동력계수는 유량계수가 증가하면서 비례적으로 증가하지만, 불안정 영역에서 감소하였다가 다시 증가하는 현상을 나타내었다. 이는 유

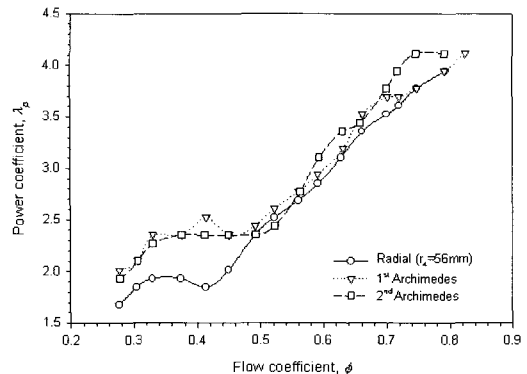


Fig. 5 Power coefficient with flow coefficient for various rear guider types at 21° stabilizer position.

동의 불안정성으로 인해 증가된 손실의 영향으로 판단된다. 2nd Ar형의 경우 다른 형상과는 달리 저유량 대역에서 동력계수가 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있는데, 이는 2nd Ar형의 저유량 운전특성에서 비롯된 것으로 생각된다.

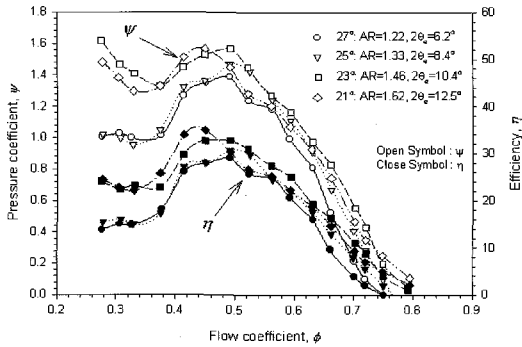


Fig. 6 Pressure coefficient and efficiency with flow coefficient for various stabilizer positions (Radial type rear guider).

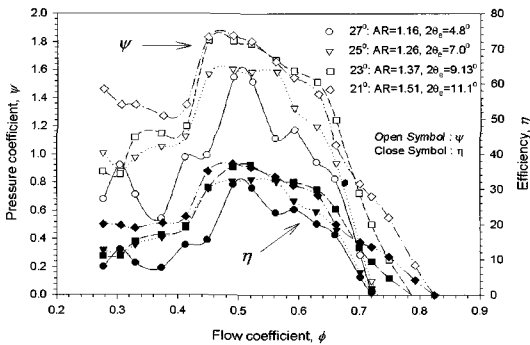


Fig. 7 Pressure coefficient and efficiency with flow coefficient for various stabilizer positions (1st Archimedes type rear guider).

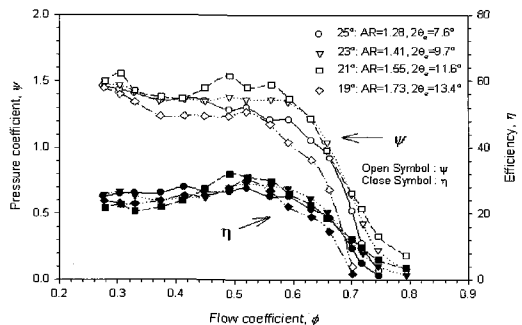


Fig. 8 Pressure coefficient and efficiency with flow coefficient for various stabilizer positions (2nd Archimedes type rear guider).

스테빌라이저 위치변화에 따른 운전특성은 Figs. 6~8에 나타내었다. 반경형, 1st Ar형, 2nd Ar에서 설치각 ( $\theta_{es}$ )이 각각  $23^\circ$  (AR=1.46,  $2\theta_e=7.4^\circ$ ),  $21^\circ$  (AR=1.51,  $2\theta_e=11.1^\circ$ ),  $21^\circ$  (AR=1.55,  $2\theta_e=11.6^\circ$ )에서 가장 큰 압력계수를 갖는 것을 알 수 있다. 이와 같이 횡류팬의 설계변수가 변할때마다 최적 스테빌라이저 설치각을 찾기위해선 각 경우마다 별도의 해석이 요구된다. 그러나 스테빌라이저와 리어가이더 직선부에 의해서 구성되는 출구를 채널 디퓨저로 고려할 경우 일반적 디퓨저 이론을 적용하여 해석할 수 있다. 따라서, 디퓨저 압력회복계수 ( $C_p$ )가 최대가 되는 입-출구 면적비 및 확대각을 구할 수 있는데, 실험결과로 볼 때 각각 1.5와  $11^\circ$  근처에서 최적값이 존재함을 알 수 있다.

설계유량 ( $q_d=5$  CMM)에서 입-출구면적비 및 확대각 변화에 따른 실험결과는 Figs. 9와 10에 도시하였다. Figure 9를 보면 면적비 1.45~1.55에서 가장 우수한 압력계수 및 효율을 나타낸다. 1st Ar형의 경우 최대 압력계수를 갖는 면적비의 범위가 넓지만 2nd Ar형에서는 면적비 변화에 따른 압력계수 변화가 가장 크다는 것을 알 수 있다. 이는 2nd Ar형의 경우 면적비를 결정할 때

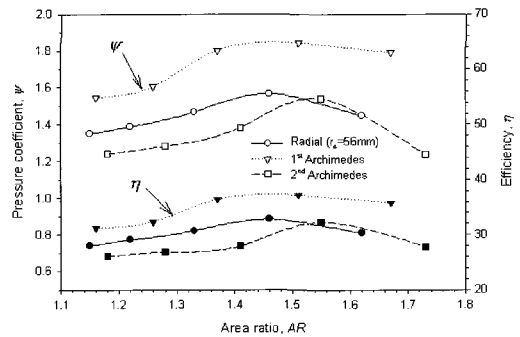


Fig. 9 Pressure coefficient and efficiency with area ratios at 5 CMM.

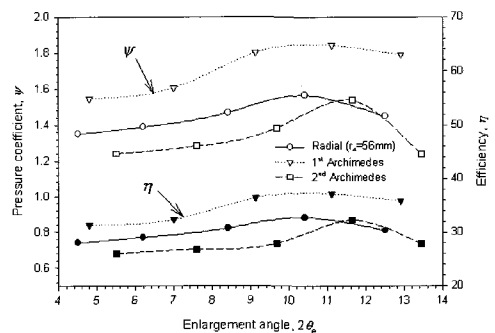


Fig. 10 Pressure coefficient and efficiency with enlargement angle at 5 CMM.

최적치를 찾는 것이 매우 중요함을 알 수 있다. 디퓨저 확대각에 따른 결과는 Fig. 10에 도시하였는데,  $10.5^{\circ} \sim 11.6^{\circ}$ 에서 가장 우수한 압력계수가 발생함을 알 수 있다. 면적비와 같이 확대각에서도 1st Ar형, 반경형, 2nd Ar형의 순으로 성능에 대한 영향이 증가됨을 알 수 있다. 이를 통해 볼 때 2nd Ar형의 경우 디퓨저의 형상 결정 시 최적값에 근접한 설계가 될 수 있도록 세심한 주의가 요구된다.

### 5.2 수치해석결과

수치해석 결과로는 횡류팬 내부 유동을 고찰하기 위해 임펠러 출구에서 반경방향 속도 ( $C_{m2}$ )를 구하였다 (Figs. 11~13). 스테빌라이저 설치각 변화에 대하여 리어가이더 형상에 따라 결과를 도시하였는데, 속도가 양의 값이면 토출이고, 음의 값이면 임펠러로 흡입을 의미한다. 임펠러 주위 유동은 토출, 흡입, 재순환, 확산유동

으로 구분할 수 있다. 토출은 리어가이더 시작점에서부터 편심와가 있는 지점까지 발생하며, 재순환 유동은 편심와와 스테빌라이저 사이에서 발생한다. 스테빌라이저부터 임펠러 상부에서 발생하는 주유동에 의한 확산 유동이 시작되는 지점까지 흡입이 발생한다. 확산유동은 토출이지만 횡류팬 입구로 재유입된다. 이를 통해 볼 때 편심와와 확산유동에 의한 재유입은 성능저하 및 유동 불안정성의 주원인임을 알 수 있다. 따라서, 횡류팬 성능 향상을 위해 이러한 손실요소를 최소화하는 것이 관건이다.

확산유동을 줄이기 위해서 가장 중요한 설계변수는 리어가이더 시작각 ( $\theta_{rs}$ )으로 시작각이  $20^{\circ}$  작은 2nd Ar형에서 가장 작게 나타나는 것을 알 수 있다. 이 경우 확산영역이 줄어들면서 동시에 흡입영역도 다른 형상에 비해 증가하였다. 확산유동에 의한 토출량도 상당히 큰 수준이므로 적절한 시작각 결정이 필요하다.

토출영역에서 반경형과 Ar형간의 차이는 토출각이 증

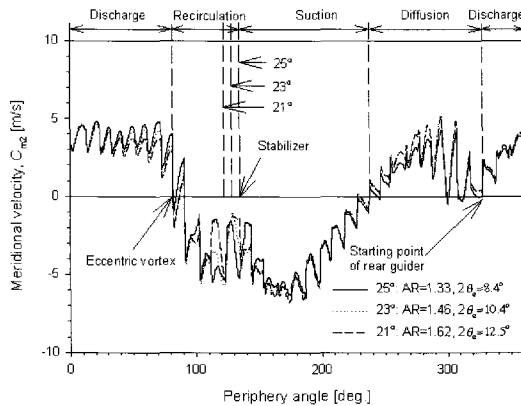


Fig. 11 Meridional velocity around the impeller with different stabilizer positions (Radial type rear guider).

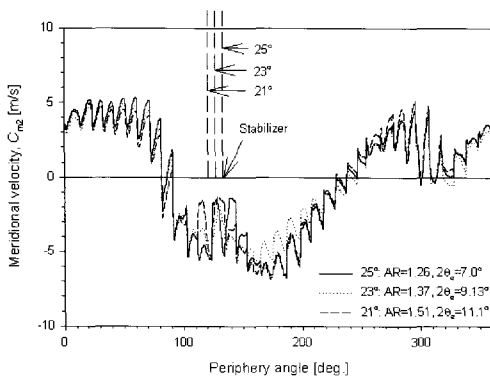


Fig. 12 Meridional velocity around the impeller with different stabilizer positions (1st Archimedes type rear guider).

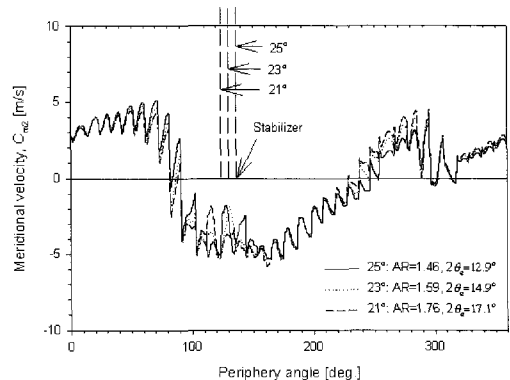


Fig. 13 Meridional velocity around the impeller with different stabilizer positions (2nd Archimedes type rear guider).

가하면서 Ar형에선 반경방향 유속이 점차 증가하지만 반경형에서는 거의 일정한 유속을 유지함을 알 수 있다. 이는 Ar형의 아르키메데스 나선의 특성으로 토출각 증가에 따라 단면통과 유량이 증가하는데, 이때 유속이 일정하게 유지되도록 통과단면을 설계하기 때문이다. 반경형의 경우 토출각 변화에 대해 일정한 반경방향 유속을 가지므로 통과 단면의 유속이 일정하지 않아 손실이 Ar형보다 크게 발생하게 된다.

스테빌라이저의 설치각이 감소하면서 모든 리어가이더에서 편심와와 스테빌라이저 사이 공간이 좁아져 재순환 유동이 감소함을 알 수 있다. 편심와에 의한 재순환량은 편심와의 왼쪽에 토출 유동이 임펠러로 재순환되는 것으로 편심와와 스테빌라이저 사이 간극이 감소하면서 토출유동에서 재순환되는 영역의 반경방향 유속이 감소됨을 알 수 있다.

수치해석과 실험을 비교한 결과를 Fig. 14에 도시하였다. 스테빌라이저 설치각 (21°)에 대한 리어가이더 곡선부 형상별 압력계수에 대한 결과를 살펴보면 실험과 수치해석에서 모두 1st Ar형이 가장 월등한 성능을 갖는 것을 알 수 있으며, 다음으로 2nd Ar형, 반경형 순으로 나타났다. 특히, 2nd Ar형과 반경형의 경우 설계점의 오른쪽 고유량 범위에서는 거의 유사한 성능을 나타냈으며, 저유량 대역에서도 미소한 차이를 나타내었다. 반면 1st Ar형의 수치결과는 실험결과 보다 훨씬 우수한 성능을 보이고 있다.

## 6. 결론

본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 도출하였다.

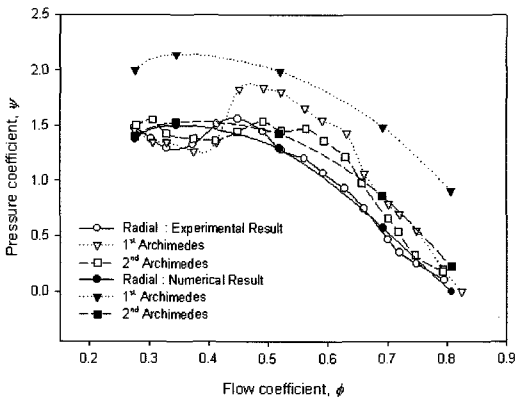


Fig. 14 Comparisons of the pressure coefficients between the numerical and experimental results.

- 1) 리어가이더 곡선부 형상은 통과단면에서 동일한 유속이 발생하는 아르키메데스 나선이 단순원호보다 성능 및 운전 안정성 면에서 우수하였다.
- 2) 리어가이더 시작각은 확산유동에 의한 입구로의 재순환을 결정하므로 저유량 대역에서 운전 안정성을 결정하는 중요한 설계변수이다.
- 3) 스테빌라이저와 편심와의 간격이 좁을수록 편심와에 의한 임펠러 방향으로의 재유입이 감소하여 성능은 향상되었다.
- 4) 스테빌라이저 및 리어가이더 직선부를 채널형 디퓨저로 정의할 때 편심와에 의한 계단형 속도 분포로 인해 AR은 1.45~1.55,  $2\theta$ 는  $10.5^\circ \sim 11.6^\circ$ 의 범위에서 높은 압력계수 및 효율이 발생하였다.

## 후 기

본 연구는 2002년도 미래가전 연구센터 (SFARC) 연구기금 (과제번호: 2002-0154-040)으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Eck, B., 1973, Fans: Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fan, Pergamon Press, New York.
- (2) Tsurusaki, H., Shimizu, H., Tsujimoto, Y. and Yoshida, Y. 1996, "Study of Cross-Flow Fan Internal Flow by Flow", JSME International Journal, series B, Vol. 39, pp. 540~ 545.
- (3) Tsurusaki, H., Tsujimoto, Y., Yoshida, Y. and Kitagawa, K, 1997, "Visualization Measurement and Numerical Analysis of Internal Flow in Cross-Flow Fan", Journal of Fluids Engineering, Vol. 119, pp.33~638.
- (4) Yamafuji, S. and Nishihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan", Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 314~ 321.
- (5) Gabi, M. and Klemm, T., 2003, "Numerical and Experimental Investigations of Cross Flow Fan", the 12th International Conference on Modeling Fluid Flow, pp. 1214~ 1219.



- (6) Murata, S. and Nishihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan (1st Report, Effects of Housing Geometry on the Fan Performance)", JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 544~549.
- (7) Tanaka, S. and Murata, S., 1995, "Scale Effects in Cross-Flow Fans", JSME International Journal series B, Vol. 38, No. 3, pp. 388~397.
- (8) 구형모, 최원석, 오병재, 이진교, 1998, "공조기기용 횡단류팬에 대한 실험적 연구: 기본적 설계변수의 영향에 관한 연구", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B, pp. 438~443.
- (9) 진심원, 이내영, 1998, "횡류팬 응용의 실험적 연구", 공기조화냉동공학회, 동계학술발표회논문집, pp. 234~241.
- (10) 진심원, 이진하, 서상호, 이내영, 임금식, 1995, "에어콘용 횡류팬의 고품량화에 대한 실험적 연구", 공기조화냉동공학회, 동계학술발표논문집, pp. 234~241.
- (11) 허남건, 김옥, 강신형, 1999, "직교류 팬의 유동 해석: 깃 형상 변화가 성능에 미치는 영향", 유체기계저널: 제2권, 제1호, pp. 96~102.
- (12) Japikse, D., 1984, Turbomachinery Diffuser Design Technology: The Design Technology Series (DTS-1), Concepts ETI, Inc.
- (13) CD-adapco, 1999, STAR-CD Methodology v3.100, Computational Dynamics LTD.