

리어가이더 시작각 변화가 횡류팬 성능에 미치는 영향

김형섭* · 김동원** · 윤태석** · 박성관** · 김윤제***

Effects of Starting Angles of a Rearguider on the Performance of a Cross-Flow Fan

Hyung-Sub Kim, Dong-Won Kim, Tae-Seok Yoon, Sung-Kwan Park and Youn J. Kim

Key Words : Archimedes Spiral (아르키메데스 나선), Cross-Flow Fan (횡류팬), Rearguider (리어가이더), CFD (전산유체역학), Starting Angle (시작각)

Abstract

A cross-flow fan relatively makes high dynamic pressure at low speed because a working fluid passes through an impeller blade twice and blades have a forward curved shape. Therefore, the performance of a cross-flow fan is influenced 25% by the impeller, 60% by the rearguider and the stabilizer, 15% by the heat exchanger. At the low flow rate, there exists a rapid pressure head reduction, a noise increase and an unsteady flow against a stabilizer and a rearguider. Moreover, it is difficult to analyze the reciprocal relations of the cross-flow fan because each parameter is independent. Numerical analyses are conducted with different starting angles of the rearguider. Two-dimensional, unsteady governing equations are solved, using FVM, PISO algorithm, sliding grid system and $\kappa - \varepsilon$ standard turbulence model.

기호설명

b	폭 [mm]	ε_s	스테빌라이저 간극 [mm]
C	유동의 절대속도 [m/s]	σ	미끄럼 계수
C_p	압력회복계수		
N	회전수 [rpm]		하첨자
q	체적유량 [m^3/min , CMM]		
r	반지름 [mm]	2	임펠러출구
U	임펠러 원주속도 [m/s]	3	리어가이더 기초원
W	유동의 상대속도 [m/s]	d	설계점
		m	반경방향
		r	리어가이더
		s	스테빌라이저
		θ	접선방향
	그리스 문자		
a	임펠러 유동각 [degree]		
β	임펠러 날개각 [degree]		
ε_r	리어가이더 간극 [mm]		

1. 서 론

송풍기와 압축기는 압력과 작동원리에 따라 분류하는 것이 일반적인데, 송풍기는 보통 압력 상승이 10mAq 이하인 것을 말한다. 축류팬이나 반경류팬의 내부 유동은 엄격한 의미에서는 정상상태라고 할 수 없으나, 손실이 최소화되어 안정운전이 되는 설계 유량에서는 정상상태로 가정한 설계

* 성균관대학교 기계공학부 대학원

** 삼성전자 DA 연구소

*** 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yjkim@skku.edu

TEL : (031)290-7448 FAX : (031)290-5849

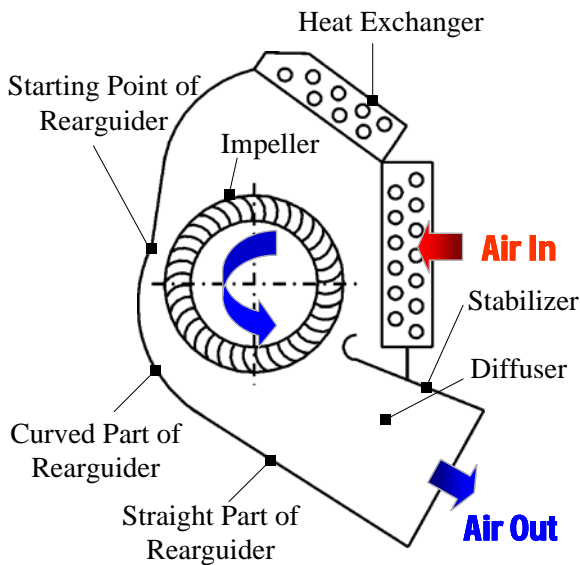


Fig. 1 Schematic diagram of a cross-flow fan.

와 성능예측이 상당한 타당성을 갖는다. 그러나 횡류팬 (cross-flow fan)은 임펠러 기본구조부터 이빨을 따라 비정상 상태를 갖고 있고 구성요소의 영향이 복합적으로 작용하여 설계와 성능 예측에 어려움이 있다. 횡류팬은 회전수에 비해 날개 길이와 임펠러 지름이 작아 저 레이놀즈수에서 작동하게 되고, 날개에서 유동박리 (flow separation)에 의한 손실이 작다. 또한, 고유량에서도 크기를 작게 할 수 있을 뿐 아니라 필요한 조건에 적합한 형상을 가질 수 있고 입·출구를 직사각형으로 할 수 있는 구조상의 장점이 있어 설계, 예측상의 어려움에도 불구하고 많이 이용되고 있다.

횡류팬은 임펠러 입·출구각의 구분 없이 동일한 외경에 대해 유체가 날개 (blade)를 횡으로 두 번 통과하기 때문에 높은 동압 (dynamic pressure)을 얻을 수 있고, 전향깃 (forward curved blade)의 채용으로 인해 원주속도가 큰 특성을 갖고 있다. 따라서, 동일 풍량에서 원주 속도가 다른 팬보다 작아도 되며, 임펠러의 지름이 제한을 받을 경우에 팬의 축방향 길이를 가감하여 작동유체의 유량을 조절할 수 있으므로 소형, 고풍량을 요구하는 공기조화 설비분야에 많이 적용되고 있는 실정이다.

횡류팬은 임펠러, 스테빌라이저와 리어가이더로 구성되며, 에어컨의 경우 증발기를 포함한다 (Fig. 1 참조). 효율은 날개의 설치각 (θ_b)이 클수록 높으므로 설치각이 작은 전향깃을 채용한 횡류팬은 날개의 충돌 손실이 커서 30~40%의 낮은 정압효율을 갖는다. 그러나 전향깃일수록 최고 효율점에서 전압과 풍량이 크므로 효율이 낮더라도 소형화하기 위해서 전향깃을 사용하고 있다. 전향깃의 특징은 정압 대 동압의 비중이 7:3의 비율로 정압이 크다. 따라서, 다른 유체기계보다 성능에 대한 임

펠러의 영향이 상대적으로 작고, 스크롤 (scroll) 역할을 하는 리어가이더 (rearguider)와 스테빌라이저 (stabilizer) 영향이 매우 크다.

횡류팬의 작동원리는 원심펌프와 같다고 볼 수 있는데, 횡류팬 내부 유동은 크게 자유와 (free vortex)와 강제와 (forced vortex) 두가지로 구성된다. 임펠러와 스테빌라이저 사이의 역류에 의해 생성되는 편심와 (eccentric vortex)는 강제와이고, 리어가이더 곡선부에서 형성되는 와유동은 자유와이다. 특히 편심와의 위치는 임펠러의 토출영역 (θ_d)에서 유출된 유체가 입구로 재순환하는 양을 결정하는 주요 요소이므로 횡류팬의 성능과 직결된다. 또한, 리어가이더 (rearguider)와 스테빌라이저 (stabilizer)의 형상은 팬의 성능에 미치는 상호인과 관계가 크다는 특징을 갖는다.

횡류팬의 형상 설계를 위한 내부 유동 및 성능 해석에 대한 연구는 대부분 실험에 의존해 왔다. Eck⁽¹⁾는 횡류팬 내부 유동이 자유와 (free vortex)와 강제와 (forced vortex)가 동시에 존재함을 밝혔고, 다양한 스테빌라이저 형상에 따른 유동과 소음특성을 연구하였다. 또한, 가시화 실험을 통해 팬 내부에 편심된 와류가 존재한다는 사실을 발견하였고, 일반적인 유체기계에서 확립된 이론을 횡류팬에 수정 적용하였다. Yamafuji 와 Nishihara⁽²⁾는 가시화기법을 이용하여 횡류팬 임펠러 내부 비정상적인 주유동의 형성과정을 밝혔다. 임펠러 내외부 날개 끝단에서 보텍스 웨딩 (vortex shedding)이 발생함을 알아냈으며, 이러한 현상으로부터 편심와류의 생성과정을 설명하였다. 구형모 등⁽³⁾은 실험을 통한 횡류팬 설계요소 변경에 따른 성능특성을 고찰하였고, 진심원 등⁽⁴⁾은 횡류팬 임펠러 날개 설치각 변경에 의한 성능 변화는 리어가이더의 토출각도에 밀접한 관계가 있다는 것을 규명하였다. Murata 와 Nishihara⁽⁵⁾, 그리고 Tanaka 와 Murata⁽⁶⁾는 초기연구에서 스테빌라이저의 설치각, 스테빌라이저와 임펠러 사이의 간극과 리어가이더 형상이 팬의 성능을 결정하는 중요한 설계변수임을 밝혔고 편심와류에 대한 연구도 수행하였다. 허남건 등⁽⁷⁾은 횡류팬의 임펠러 입·출구각 변화를 통한 성능 특성을 수치해석과 실험을 통해 비교하였다.

횡류팬에 관한 수치적 연구로 Comes 등^(8,9)은 유한요소법을 이용하여 횡류팬 내부에서의 난류 및 비정상 유동을 분석하였다. Gabi 와 Klemm⁽¹⁰⁾는 상용코드인 STAR-CD를 이용하여 2차원 형상에 대한 정상 해석 결과와 PIV로 측정된 실험결과를 비교하여 수치해석결과의 타당성을 입증하였고 전용두와 이종수⁽¹¹⁾는 STAR-CD를 이용하여 다중 회전좌표계 (multi-rotating frames of reference)에 대한 정상 2차원 해석을 회전수에 따라 수행하여 기존모델과 수정모델에 대한 비교 연구를 수행하였다.

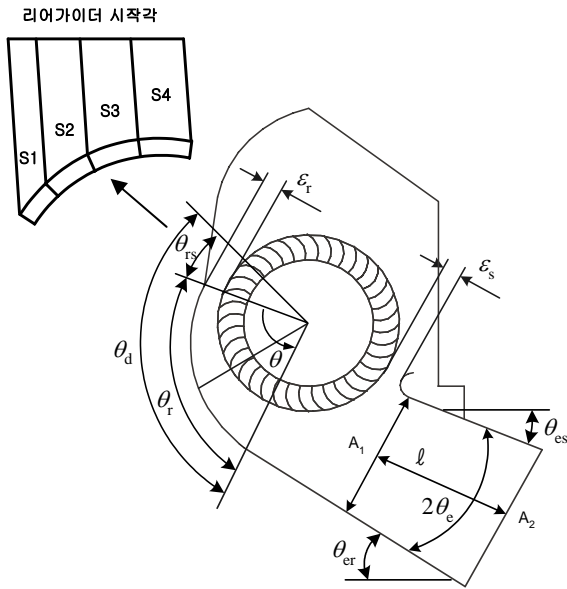


Fig. 2 Design parameters of a cross-flow fan

지금까지 횡류팬의 설계와 성능해석에 관한 많은 연구가 이루어져 왔으나 아직까지도 정형적인 설계접근방법이 통용되고 있지 않은 실정이다. 본 연구에서는 스테빌라이저 설치각 (θ_{es})을 21° , 그리고 임펠러와 스테빌라이저의 간극 (ϵ_s)을 3.5 mm 고정하고 리어가이더 시작각 변화에 따른 유동 특성 분석을 통하여 횡류팬 내부의 성능특성을 파악하고자 한다.

2. 횡류팬 해석모델

정형적인 횡류팬 설계법이 정립되지 않고 있는 실정인데, 이는 횡류팬의 설계인자가 다양하고, 성능에 미치는 상호인과 관계가 크기 때문이다. 횡류팬의 설계인자는 크게 임펠러, 리어가이더 및 스테빌라이저로 구성된다 (Fig. 2 참조). 횡류팬의 내부 유동은 비압축성 유동 ($M < 0.3$)이므로 원심펌프의 작동원리와 유사하며, 작동유체가 임펠러를 두 번 통과하면서 에너지를 공급받게 된다. 또한, 임펠러의 특정 범위에서만 리어가이더로 토출이 이루어지므로 리어가이더의 형상은 매우 중요하다. 원심펌프에서 사용되는 케이싱의 곡선형태는 아르키메데스 나선 (Archimedes spiral)과 대수나선 (Logarithmic Spiral)이다. 일반적으로 아르키메데스 나선은 대수 나선보다 전풍량에서 풍압과 효율이 일정하고, 우수한 압력회복 성능을 갖는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 리어가이더 곡선 시작부에서 토출구까지 아르키메데스 나선을 적용하였으며 설계 식은 다음과 같다.

$$r_4(\theta) = r_3 \exp[Q_d \theta / (C_{\theta 2} \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \theta_o)] \quad (1)$$

여기서,

$$r_3 = r_2 + \epsilon_1$$

$$C_{\theta 2} = C_{m2} / \tan \alpha_2$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}[W \sin \beta_2 / (U + W \cos \beta_2)]$$

$$U = \pi D N / 60$$

$$W = C_{m2} / \sin \beta_2 = (Q_d / A_{exit} \sin \beta_2)$$

또한, 본 연구에서는 리어가이더 곡선으로 단순 원호를 사용한 모델과 비교 분석하여 성능특성을 구하였다. 리어가이더 시작각은 리어가이더 곡선부 형상에 관계없이 13.7° (S1)를 증가시키고 그 이후에는 각각 18° 씩 증가시켰다. 그러므로 S4의 시작각은 최초 각도보다 61.9° 후방에 위치해 있음을 알 수 있다 (Fig. 2 참조). 본 연구에서 사용한 일반적인 횡류팬 사양은 Table 1에 기술하였다.

3. 수치해석방법

3.1. 지배방정식

비정상상태 난류 점성유동을 해석하기 위하여 미끄럼 격자를 사용하였으며, 지배방정식을 직교좌표계의 텐서형으로 표기하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + s_i \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 t 는 시간, \sqrt{g} 는 메트릭 텐서의 행렬식, ρ 는 밀도, u 는 x_j 방향 속도, 그리고 s_i 는 운동량이며, τ_{ij} 는 점성항으로 다음과 같다.

Table 1 General parameters and operating conditions.

Impeller Diameter (D_2)	95 mm
Diameter Ratio (D_2/D_o)	0.76
Blade Angel(β_1)	90°
Blade Angels(β_2)	$24.5^\circ, 32.5^\circ$
Number of Blades	35
Rotating Speed	16.67 sec^{-1}
Re (chord length)	4490

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (4)$$

여기서, μ 는 점성계수, δ_{ij} 는 Kronecker delta 함수, u_j' 는 x_j 방향 속도의 섭동성분이다.

비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법 (finite volume method)을 사용하여 이산화하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식 (hybrid scheme)을 사용하였다. 또한, 난류해석을 위하여 벽함수를 이용한 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 횡류팬 내의 유동이 정상상태에 도달할 때까지 수치해석을 수행하였다.

3.2. 격자계 및 경계조건

횡류팬과 같은 복잡한 형상은 다중블럭 (multi-block) 기법을 이용하는 것이 격자계 구성에 용이하다. 회전체의 비정상해석에 있어 비교적 정확한 것으로 알려진 STAR-CD 를 이용하여 수치해석을 수행하였다.

성능에 대한 설계인자의 상호 영향이 큰 횡류팬의 수치해석에 필요한 격자 생성을 위해 횡류팬의 입구부분, 임펠러, 스크롤 (scroll) 역할을 하는 리어가이더와 스테빌라이저를 형상화하였다. 횡류팬 자체의 성능에 대한 연구이므로 일반적인 에어컨에 장착된 열교환기 부분은 해석에서 제외하였다. 유동변화가 급격할 것으로 판단되는 스테빌라이저와 임펠러, 리어가이더와 임펠러 사이의 간극 부분에 조밀격자 (enhanced grid)를 적용하였다. 회전하는 임펠러에 대한 비정상 수치모사를 위해 해석 코드에서 제공되는 미끄럼격자 (sliding grid)를 이용한 이벤트 모듈 (event module)을 사용하였다. 미끄럼격자는 오직 시간에 대한 격자의 위치 변화를 통해 회전을 모사한다. 격자계는 횡류팬 내부 유동을 2 차원으로 가정하여 작성하였으며, 전체 격자수는 65,000 개를 사용하였다 (Fig. 3 참조).

입·출구 경계는 각각 대기압과 모든 유동변수에 대하여 유선 방향으로의 구배 (gradient)가 0 인

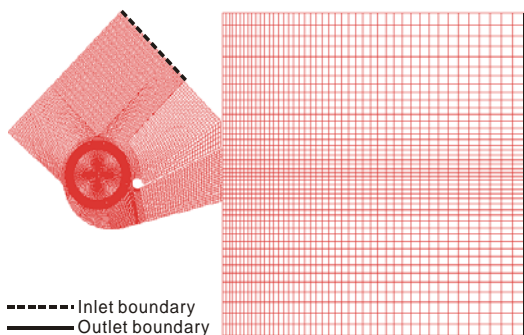


Fig. 3 Grid systems of the modelled cross-flow fan.

Neumann 조건을 적용하였다. 벽면에서는 점착조건 (no-slip condition)을 사용하였고, 벽면에 수직인 방향으로의 질량유동은 존재하지 않는 것으로 하였다. 또한, 모든 벽면은 단열조건을 갖는다고 가정하였다. 임펠러 내부의 회전영역 격자와 주변의 고정좌표계에 고정된 격자 사이는 경계접착조건 (attached boundary condition)을 사용하였으며, 시간이 경과함에 따라 앞쪽의 격자와 맞물리면서 새로운 영역이 연결되도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

횡류팬에서 편심와와 확산유동에 의한 재유입은 성능저하 및 유동 불안정성의 주원인이며, 이러한 확산유동에 의한 재유입량과 편심와의 위치

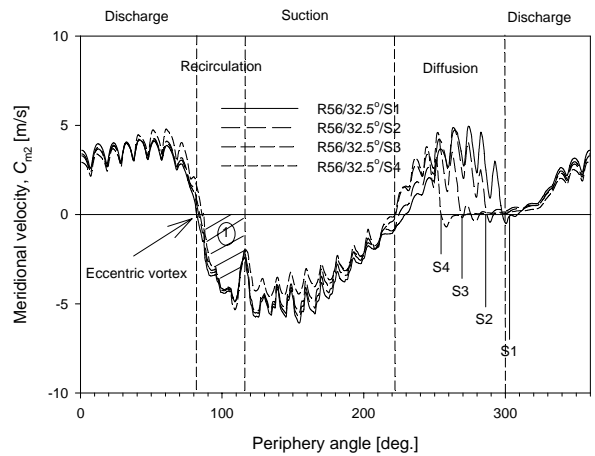


Fig. 4 Meridional velocity around the impeller with different starting angles of the rear guider at $\beta_2 = 32.5^\circ$ (Radial type).

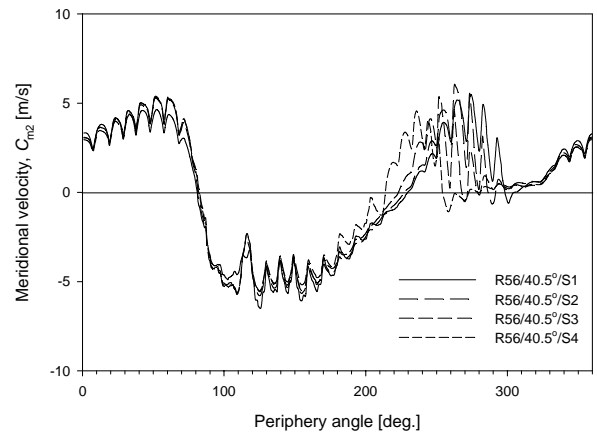


Fig. 5 Meridional velocity around the impeller with different starting angles of the rear guider at $\beta_2 = 40.5^\circ$ (Radial type).

와 크기의 제어가 가능하다면 성능이 향상된다. 따라서, 횡류팬 성능향상을 위해 이러한 손실요소를 최소화하는 것이 관건이다.

본 연구에서는 리어가이더 곡선부의 곡률반경이 56 mm 인 반경형 (R56)과 설계점이 5 CMM 인 아르키메데스형 (AR5)에 대하여 리어가이더 시작각 (S1, S2, S3, S4) 변화가 확산유동에 의한 재유입과 편심와의 위치와 크기에 미치는 영향을 수치적으로 고찰하였다.

임펠러 주위 유동은 토출 (discharge), 흡입 (suction), 재순환 (recirculation) 및 확산 (diffusion) 유동으로 구분할 수 있다. 토출은 리어가이더 시작점에서부터 편심와가 있는 지점까지 발생하며 재순환 유동은 편심와와 스테빌라이저 사이에서 발생한다. 또한, 재순환 유동을 통해 토출되었던 작동유체의 상당부분이 임펠러로 재유입하게 된다. 스테빌라이저부터 임펠러 상부에서 발생하는 주유동에 의한 확산 유동이 시작되는 지점까지 흡입이 발생하며, 확산유동은 토출이지만 횡류팬 입구로 재유입하게 된다.

횡류팬 내부 유동을 고찰하기 위해 임펠러 출구에서 반경방향 속도 (C_{m2})를 구하였다 (Figs. 4~7). 스테빌라이저 설치각을 21° 로 고정하고, 리어가이더 시작각에 따른 결과를 도시하였다. 속도가 양의 값이면 토출이고, 음의 값이면 임펠러로 흡입된다는 것을 의미한다.

Fig. 4는 리어가이더 곡선부 형태가 R56 일때의 수치해석 결과로 편심와의 중심은 80° 에 위치해 있으며 리어가이더 시작각에 관계없이 일정함을 나타내고 있다. 빗금친 영역 1은 임펠러로 재순환되는 영역 ($80^\circ \sim 110^\circ$)으로 편심와 크기의 반을 의미하며, 영역 1만큼 약 $60^\circ \sim 80^\circ$ 의 토출영역이 재순환 되어 편심와를 형성하고 있다. 또한, 편심와 영역도 거의 일정함을 알 수 있다.

리아가이더 시작각이 S1에서 S4로 갈수록 횡류팬은 주유동에 의한 확산 유동이 점차 감소되는 것을 알 수 있다. 하지만, 이에 상응하여 임펠러로의 흡입이 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 확산 유동은 토출 영역이지만 횡류팬 입구로 재유입되므로 확산 영역이 작을수록, 즉 흡입영역이 클수록 성능이 우수하다고 할 수 있다.

Fig. 5는 임펠러 출구각이 40.5° 로 Fig. 4와 비교할 경우 리어가이더 시작각 S4의 확산 영역이 약 200° 에서 시작됨을 알 수 있다. 리어가이더 시작각에 관계없이 스테빌라이저는 약 115° 위치해 있다.

리아가이더 곡선부 형상이 아르키메데스형은 반경정보다 편심와의 중심이 약 8° 앞서 형성되었다. 또한, 임펠러를 통해 리어가이더 곡선부를 따라 디퓨저로 나가는 영역으로, 성능에 직접적으로 영향을 미치는 편심와 영역은 아르키메데스형이 더 큼을 알 수 있다.

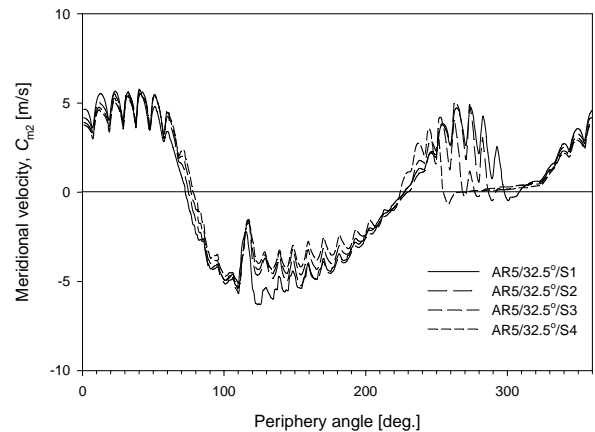


Fig. 6 Meridional velocity around the impeller with different starting angles of the rear guider at $\beta_2 = 32.5^\circ$ (Archimedes type).

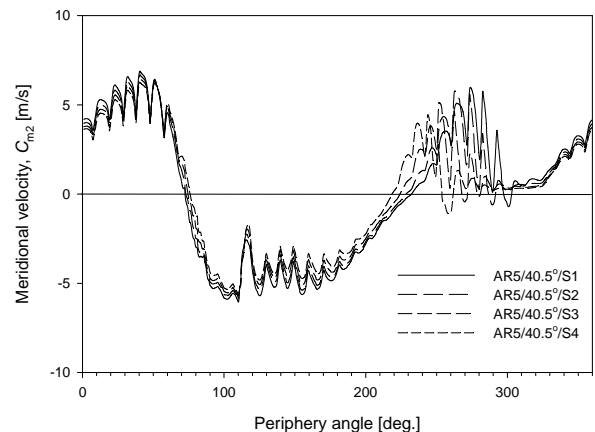


Fig. 7 Meridional velocity around the impeller with different starting angles of the rear guider at $\beta_2 = 40.5^\circ$ (Archimedes type).

이는 리어가이더로 토출되는 유량 중 임펠러로 재유입되는 양이 아르키메데스형이 더 많음을 의미하지만, 실질적으로 성능에 영향을 미치는 토출 ($0^\circ \sim 60^\circ$, $300^\circ \sim 360^\circ$) 영역은 아르키메데스형이 넓음을 알 수 있다 (Figs. 4와 6 참조).

5. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 편심와의 중심과 임펠러로 재유입되는 양은 리어가이더 시작각에 관계없이 일정함을 알 수 있다.
- (2) 임펠러 출구각이 32.5° 인 경우, 리어가이

더 곡선부 형상에 관계없이 리어가이더 시작각이 S1 에서 S4 로 갈수록 주유동에 의한 확산영역이 감소하지만, 이에 상응하여 횡류팬 입구에서 임펠러로의 흡입도 감소하는 경향을 알 수 있다.

- (3) 아르키메데스형은 임펠러로 재유입되는 양이 반경형보다 많지만, 성능에 직접적으로 영향을 미치는 영역($0^{\circ} \sim 60^{\circ}$, $300^{\circ} \sim 360^{\circ}$)에서는 반경형보다 우수한 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2003 년도 미래가진 연구센터 (SFARC) 연구기금 (과제번호: 2003-0656-400)으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Eck, B., 1973, "Fans", Pergamon Press, New York.
- (2) Yamafuji, S. and Nishihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan", Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 314-321.
- (3) Koo, H. M., Choi, W. S., Oh, B. J. and Lee J. K., 1998, "An Experimental Study on the Cross-Flow Fan in Airconditioning Devices": Study on the Influence of Some Basic Design Parameters, KSME 98S226. (in Korean)
- (4) Jin, S. W., Lee, J. H., Seo, S. H., Lee, N. Y. and Im, K. S., 1995, "An Experimental Study on High-Flowrate Cross-Flow Fan for Room Airconditioner", SAREK 95-W-037. (In Korean)
- (5) 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.
- (6) Tanaka, S. and Murata, S., 1995, "Scale Effects in Cross-Flow Fans", JSME International Journal series B, Vol. 38, No. 3, pp. 388-397.
- (7) Hur, N. K., Kim, W. and Kang, S. H., 1999, "A Numerical Study on Flow through a Cross Flow Fan: Effect of Blade Shapes on Fan Performance", Journal of Korea Fluid Machinery, Vol. 2, pp. 96-102. (In Korean)
- (8) Combes, J. F. and Marie, L., 1994, "Numerical Modeling of the Flow in a Cross-Flow Fan", FED-Vol. 195, Fluid Machinery.
- (9) Combes, J. F., Bert, P. F., Pessiani, J. F. and Kueny, J. L., 1996, "Unsteady Flow Calculation in a Cross-Flow Fan Using a Finite Element Method", ASME 96-GT-443.
- (10) Gabi, M. and Klemm, T., 2003, "Numerical and Experimental Investigations of Cross Flow Fan", the

12th International Conference on Modelling Fluid Flow, pp. 1214-1219.

- (11) Jeon, Y. D., Lee, J. S., 2002, "Numerical Experiments for the Optimization of the Flow Path through a Cross-Flow Fan", Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp. 147-151.