

직교류 팬의 유동 해석: 깃 형상 변화가 성능에 미치는 영향

허남건* · 김 옥** · 강신형***

A Numerical Study on Flow through a Cross Flow Fan: Effect of Blade Shapes on Fan Performance

Nahm-Keon Hur*, Wook Kim**, Shin-Hyoung Kang***

Key Words: Cross Flow Fan(직교류 팬), Flow Analysis(유동해석), Blade Shape(깃 형상), Performance(성능)

ABSTRACT

Cross flow fans are used in various applications, especially in industrial ventilation applications and in room air conditioners, due to their superior performance characteristics. Unlike radial and/or axial fans, the design of cross flow fans have been mostly based on earlier experiences and experiments. In the present study, numerical computations of flow fields through a cross flow fan used in room air conditioner are performed to investigate the detailed flow fields and to study the effect of the blade shape on performance curves to aid better design of the fan. Despite some discrepancies between the two results, it is seen from the present study that the computational results agree quite well with the qualitative experimental results. It is also shown from the present study that by having a different shape of blade, it is possible to achieve about 15% increase in flow rates. The stimulating results of the present study can be used in the design of high performance cross flow fans with the use of optimal design algorithm and experimental verifications.

1. 서 론

직교류 팬은 독특한 2차원 와류유동을 발생시키며 깃 입, 출구의 구분없이 유체가 깃을 두 번 통과함으로써 낮은 회전수에서도 높은 동압을 얻을 수 있는 특징이 있다. 반면에 깃 충돌 손실이 큰 관계로 30~40%의 낮은 정압 효율을 보이지만 원심팬에서 스크롤 역할을 하는 리어 가이드(rear guider)와 스테빌라이저(stabilizer)의 형상과 팬과의 간격을 조정함으로써 정압-풍량 곡선 및 효율 특

성 범위를 다양하게 조절할 수 있는 특징을 갖는다. 또 전형적인 형상이 없어 응용 분야가 광범위하여 산업용 환기팬과 가정용 에어컨 등에 사용된다.

직교류 팬의 형상 설계를 위한 내부 유동 및 성능 해석에 대한 연구는 대부분 실험에 의존하여 왔다.^(1~6) Eck⁽¹⁾는 직교류 팬의 전반적인 이론에 관하여 실험을 통하여 정리하였고, Murata⁽²⁾는 LDV를 이용하여 직교류 팬 내부의 유동을 관찰하여 치수효과를 연구하였으며, Yamafuji⁽³⁾는 케이싱이 없는 직교류 팬 임펠러 내부의 유동을 가시화하였다. Mayake⁽⁴⁾는 직교류 팬을 이용한 터빈에 대하여 실험을 통하여 여러 인자에 대한 성능을 연구하였다. 진심원 등⁽⁵⁾은 설치각(settling angle)

* 서강대학교 기계공학과

** 서강대학교 대학원

*** 서울대학교 기계항공공학부

에 의한 성능 변화는 리어 가이드의 토출 각도(angle of rear guider)와 밀접한 관계가 있으며, 직교류 팬의 직경비는 독립 특성을 나타냄을 밝혔다. 박동섭 등⁽⁶⁾은 직교류 팬의 스테빌라이저에 의한 성능변화는 스테빌라이저와 임펠러 사이의 간격이 작을수록 우수한 성능을 나타내지만 둘 사이의 간격이 작을 때는 스크롤과 유체의 충돌을 크게 하고 스테빌라이저 근방의 압력을 급격히 변화시켜 소음을 증가시킴을 밝혔다.

최근에는 실험에 비해 시간과 경비가 절약되는 전산유체역학(CFD)의 발달로 임펠러 내부의 상세한 유동해석을 수행하여 터보기계를 설계하기 위한 노력이 시도되고 있다.^(7~10)

직교류 팬의 유동해석은 임펠러의 위치에 따라 유동방향이 바깥 또는 안쪽으로 바뀌게 되어, 하나의 정지좌표계 또는 회전좌표계에서 수행되는 일반 터보 기계의 임펠러 내부 유동 해석과는 다르게 수행되어야 한다. 이지석 등⁽⁷⁾은 Vortex Element Method를 이용하여 격자계를 이용하지 않고 직교류 팬의 유동 해석을 하였다. 반면 비정상 유동해석은 해석 프로그램이 비정상해석, 이동 격자(Moving Mesh), 슬라이딩 계면(Sliding Interface) 등을 처리할 수 있어야 하고 계산시간도 많이 소요되는 등 제약이 있지만, 실제 임펠러의 형상에 따른 유동의 변화를 예측할 수 있다는 장점으로 최근 응용되기 시작하고 있다. Akaike 등⁽⁸⁾과 허남건 등⁽⁹⁾은 상용 유동해석 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 직교류 팬의 내부 유동을 해석하고 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였으며, 石川正俊⁽¹⁰⁾도 STAR-CD를 이용하여 직교류 팬의 깃을 불균일 피치(uneven pitch)로 배열하여 소음 저감에 관한 수치해석 연구를 수행하였다.

하지만, 직교류 팬은 깃의 입구와 출구의 속도삼각형이 그 회전위치와 리어 가이드 및 스테빌라이저의 형상에 따라 달라지므로, 깃의 입, 출구각 및 형상을 쉽게 결

정할 수 있는 방법은 개발되어 있지 않으며, 대부분 경험에 의하여 입, 출구각을 결정하고, 그 형상은 간단한 단일 원호를 사용하여 왔다. 실제 터보기계의 성능은 깃의 형상에 의해 크게 좌우되므로, 본 연구에서는 상용 전산 유동해석 프로그램인 STAR-CD를 이용한 비정상 유동 해석을 통해 Fig. 1에 보여진 것과 같은 가정용 냉방기용 직교류 팬에 대하여 여러 가지 형상의 깃을 해석하여 그 형상이 팬의 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

2. 유동해석

2.1. 유동해석 방법

본 직교류 팬의 유동해석 연구에서는 영국 Imperial College의 Gosman 교수의 연구 팀에 의해 개발된 STAR-CD⁽¹¹⁾를 사용하였으며, 이는 형상이 복잡한 공간에서의 유동해석 능력이 뛰어나고 시간에 따른 이동 격자의 처리가 용이한 프로그램으로서 다음과 같이 사용하였다. 즉, 격자를 생성함에 있어서는 직교류 팬의 유동장 전체 영역 중에 임펠러와 케이싱이 접하는 부분에서 유동 변화가 급격할 것이므로 격자삼입(mesh refinement)방식을 택하여 격자를 효율적으로 생성하도록 하였고, 또한 임펠러는 회전체이고 주위는 정지하고 있으므로 STAR-CD에서 지원되는 이벤트 모듈(event module)의 하나인 슬라이딩 격자(sliding mesh)를 이용하여 이동격자로 처리하였다. 슬라이딩 격자 이벤트는 격자의 수에는 변화가 없고 단순히 시간에 따라 격자의 위치가 차례로 변화해 나가는 경우에 정지 격자와 슬라이딩 격자 사이에서 슬라이딩되는 격자를 이벤

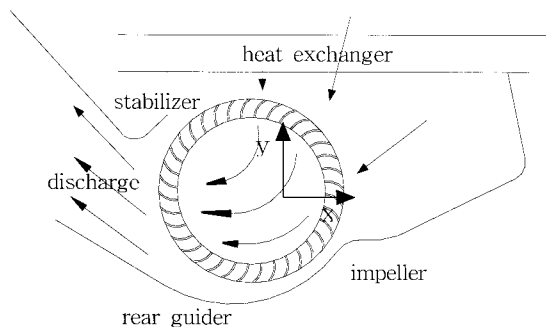


Fig. 1 Schematic diagram of a cross flow fan

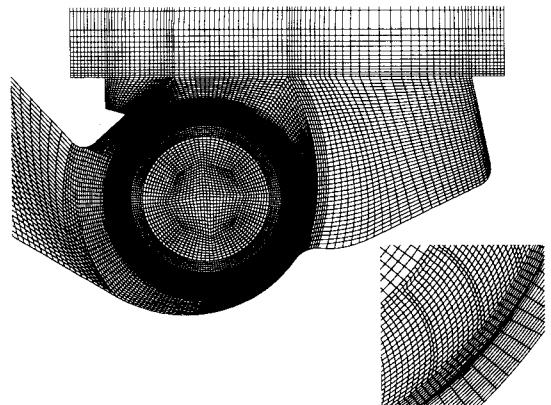


Fig. 2 Computational mesh; details of mesh near blades are shown in enlarged plot

트로 처리하여 이루어진다. 이동 격자가 1° 씩 이동하도록 하였고 1° 에 대한 이동시간을 0.128 ms로 주어 1300 rpm의 회전속도를 갖도록 하였다. 증발기의 격자는 다공성 매질(porous media)로 처리하였으며 출구는 팬의 회전에 의한 압력 변화가 거의 없는 지점까지 격자를 생성시켰다. 생성된 격자를 가장 격자가 많이 밀집한 임펠러 주위를 기준으로 Fig. 2에 나타내었다.

계산영역의 입구(Fig. 3에서 P1)와 출구(Fig. 3에서 P2)의 압력차이를 ΔP 라고 정의할 때, $\Delta P=0$ mmAq인 경우와 $\Delta P=1$ mmAq인 경우에 대하여 계산하였다. 입구에서는 모두 0 Pa의 압력경계조건을 주었으며, 출구경계조건으로는 $\Delta P=1$ mmAq 인 경우에 9.8076 Pa의 압력을 주었다. 2차원 계산을 위하여 폭 방향으로 양쪽면을 모두 대칭 경계로 주었다. 임펠러의 회전영역 격자와 그 주위의 고정격자의 경계는 경계접착(attached boundary)의 조건을 주어, 경계면에서 시간 간격(time step) Δt 마다 바로 앞쪽의 경계와 맞물리게 유동 영역의 연결을 새롭게 바꿔주었다. 이때 위에서 언급한 것과 같이 $\Delta t=0.128$ ms당 1° 씩 이동 격자가 회전하며 이에 따라 격자의 결합(connectivity)이 경계접착 조건에 의해 바뀌게 된다.

이 경우 1회전당 360개의 시간 간격이 필요하며 유동이 정상상태에 도달할 때까지 계산을 수행하였다.

2.2. 증발기의 압력강하 특성

증발기가 있는 부분은 다공성 매질(porous media)로 처리하였다. 다공성 매질의 압력강하는 일반적으로 유속의 제곱에 비례하는 다음과 같은 특성식으로 표시할 수 있다.

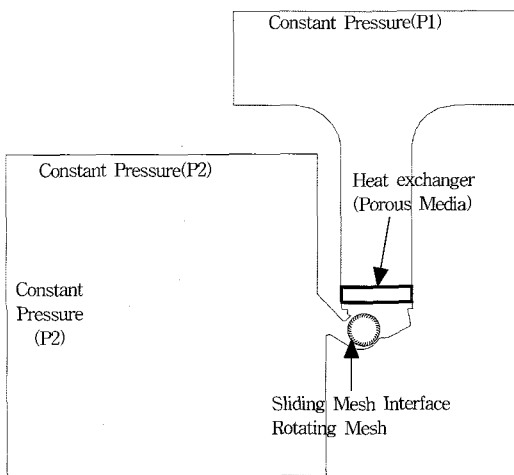


Fig. 3 Computational domain and boundary conditions

$$-K_i u_i = \frac{\partial b}{\partial \xi_i} = -(\alpha_i |\vec{V}| + \beta_i) u_i \quad (1)$$

여기서, K_i 는 i 방향 투과율, ξ_i 는 i 방향 좌표, $|\vec{V}|$ 는 속력, u_i 는 ξ_i 방향의 속도이며, 다공성 매질의 계수 α, β 는 증발기의 압력강하특성 실험곡선으로부터 구할 수 있다. 본 연구에서 사용한 압력강하 특성 실험의 결과는 Fig. 4에 나타내었으며, 이를 통하여, 유동방향에 대하여 $\alpha_x=\alpha_y=203.3, \beta_y=306.5$ 를, 유동이 없는 x, z 방향에 대해서는 $\alpha_x=\beta_x=\alpha_z=\beta_z=\infty$ 를 구하여 계산에 사용하였다.

2.3. 유동 해석

본 연구에서는 지금까지 직교류 팬에서 연구가 많이 진행되지 않은 임펠러 깃의 형상 변화가 정압-풍량 곡선에 미치는 영향을 연구하였다.

우선 깃의 곡률 반경을 단일 인자로 하여 단일호를 갖는 깃에 대하여 유동해석을 수행하였다. 이 경우 설치각이 고정되어 있으므로 곡률 반경은 깃의 입구각 β_1 에 의하여 결정되며, 이에 따라 β_2 도 결정된다. 또한 직교류 팬의 성능에 영향을 미치는 다른 인자는 변화시키지 않았다. 고정 인자로 사용된 값들을 Table 1에 나타내었다. 임펠러의 해석에 사용된 용어의 정의는 Fig. 5에 나타내었다.

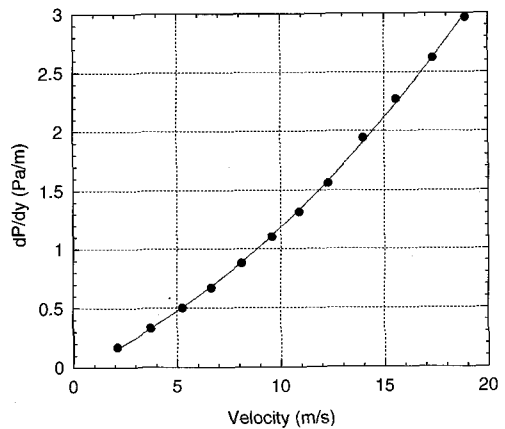


Fig. 4 Characteristic pressure drop curve of heat exchanger

Table 1 Fixed parameter of Cross Flow Fan blades used in the present study

outer radius of impeller	100 mm
inner radius of impeller	80 mm
setting angle	25.0°
chord length	11.4 mm
thickness	0.8 mm

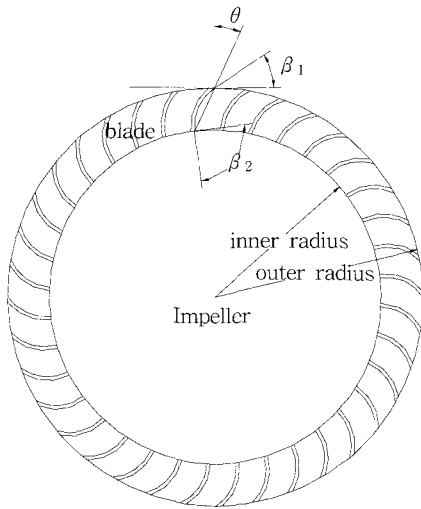


Fig. 5 Parameters of Cross Flow Fan Impeller

Table 2 Blade angles of various blades considered in the present study

	β_1	β_2	camber line
case 1-1	33.0°	90.0°	11.8 mm
case 1-2	48.0°	98.4°	11.5 mm
case 1-3	18.0°	72.3°	12.2 mm
case 2-1	0°	11.8 mm	
case 2-2	45.2°	90.0°	11.7 mm
case 2-3	33°	64.0°	12.3 mm
case 2-4	33°	95.3°	11.5 mm
case 3	45.2°	64.0°	12.6 mm

단일호를 갖는 깃의 경우 Table 2를 보면 알 수 있듯이 β_1 에 따라서 깃의 호와 β_2 값이 변화하게 되는데 이러한 경우에는 깃 형상의 변화에 따른 유량의 변화가 β_1 에 의한 것인지 β_2 에 의한 것인지 알 수가 없다. 따라서 β_1 과 β_2 를 각각 변화시켜 연구를 수행할 필요가 있다.

깃의 형상은 임펠러 외경과의 접점을 기준으로 하여 설치각이 주어졌을때, 그 외경에서의 접속 각도인 β_1 과 내경에서의 접속 각도인 β_2 의 두 각도에 의해 결정된다. 그러나 단일호를 갖는 깃의 경우 원의 특성상 두 각도 조건을 모두 독립적으로 만족시킬 수 없다. 따라서 원이 아닌 다른 도형을 이용하여 위의 두 각도 조건을 만족시키는 깃을 구상할 수 있다. 타원의 경우에는 타원의 중심이 원점에 있지 않은 경우 위의 네 가지 조건을 만족시킬 수 있으므로 case 2 와 case 3은 타원형상의 깃을 사용하였다.

3. 유동 해석 결과 및 고찰

계산은 흐름이 없는 초기조건으로 부터 임펠러를 회전시켜 유동이 발달할 때까지의 비정상 유동해석을 수행하였으며, 이 경우 약 18회전 즉 6480 단계 이상의 계산이 소요되었다. Fig. 7은 정지 상태에서부터 시작하여 정격 유량이 발달할 때까지의 변화를 나타낸 것이다. 계산은 시스템 공학연구소(SERI)의 CRAY-C90 슈퍼컴퓨터와 본 연구실에서 보유한 Silicon Graphics사의 Origin 2000(4×R10000 CPU, 512MB, shared memory parallel computer)에서

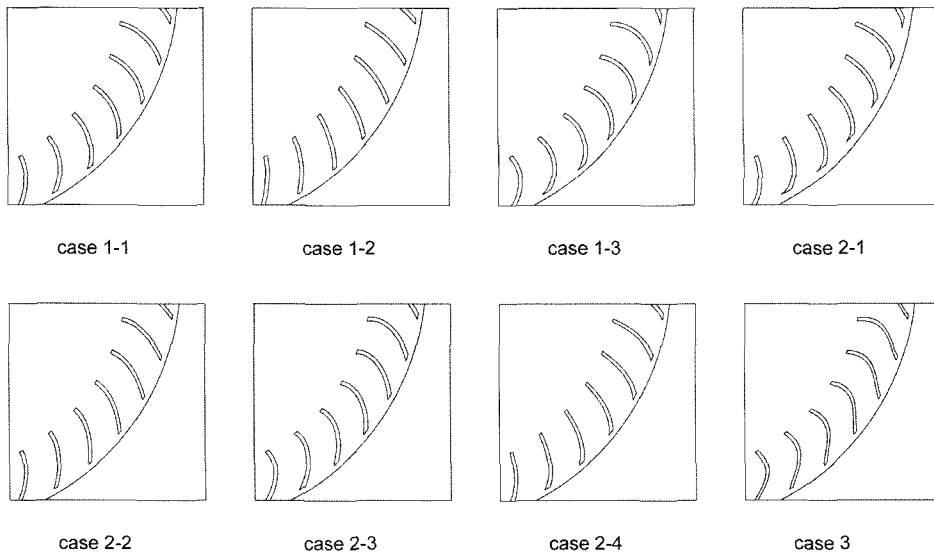


Fig. 6 Various shapes of blades considered in the computations

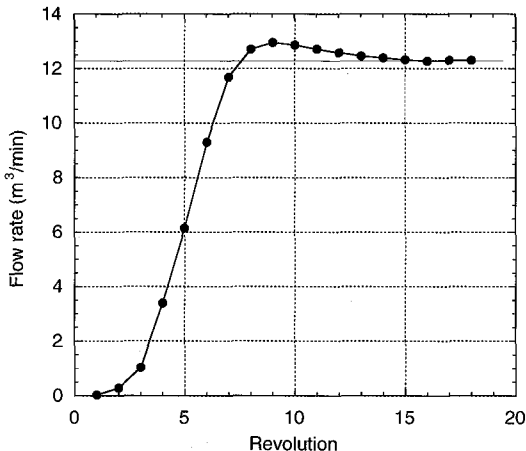


Fig. 7 Typical Flow rate variation during transient computation

STAR-CD의 병렬 버전으로 계산하였으며, CRAY-C90의 경우는 시간 간격 당 약 10초의 CPU 시간이 소요되었고 Origin 2000의 경우는 약 13.3초의 CPU 시간이 소요되었다.

타원형 깃은 β_1 과 β_2 의 값을 다르게 줄 수 있으므로 case 2-1과 case 2-2는 β_2 의 값을 90° 로 고정시키고 β_1 의 값을 변화시켜 임펠러의 외경과 이루는 각도가 유동 현상에 미치는 영향을 관찰하였고, case 2-3과 case 2-4의 경우는 β_1 의 각도를 33° 로 고정시키고 β_2 의 각도를 변화시켜 β_2 의 변화가 유동에 미치는 영향을 알아보았다. 본 연구에서는 깃의 형상에 따른 유동 성능의 변화를 연구하기 위하여 리어 가이드와 스테빌라이저의 형태는 고정시켜 그 상호 연관성에 대한 고려는 배제하였다.

Fig. 8과 Fig. 9에 각각 기본 형상인 case 1-1에 대한 유동해석 결과인 속도분포와 압력분포를 나타내었다. 그림으로부터 직교류 휠에서의 흡입과 토출 과정을 잘 이해할 수 있으며, 알려진 유동가시화의 결과와 잘 일치하는 직교

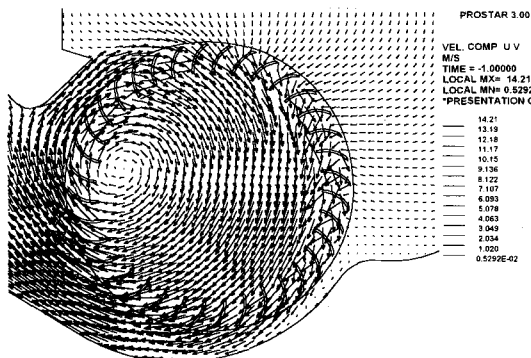


Fig. 8 Velocity vector plot of case 1-1

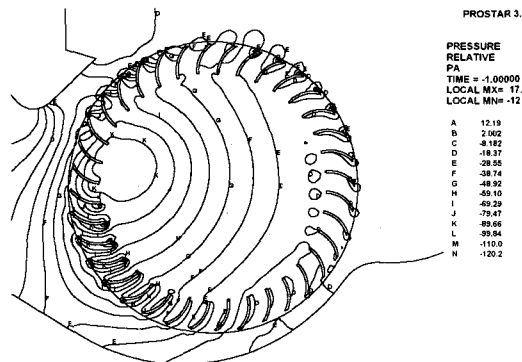


Fig. 9 Pressure contour plot of case 1-1

류 휠의 특징적인 외류 유동형태를 볼 수 있다. 또한, 압력장의 그림으로부터 깃의 압력면과 흡입면에서의 압력분포를 볼 수 있으며 외류의 중심에서 원심력에 의한 낮은 압력의 형성 및 리어 가이드에서의 압력분포 등을 볼 수 있다.

3.1. 실험 결과와 유동해석 결과의 비교

Fig. 10은 열교환기를 설치하였을 때의 정압-풍량 곡선을 나타낸 것이다. 실험값과 수치해석 결과가 정성적으로는 잘 일치하나 정량적으로는 다소 차이를 보인다. 즉, 실험에서의 오차와 난류모델 및 대류항 처리 기법 등에 의한 수치해석상의 오차에 의해 실험 결과와 유동해석 결과는 약 20~30%의 차이를 나타내었다. 일반적으로 터보기계의 수치해석 결과가 전술한 이유로 실험값을 정량적으로는 정확히 예측하지 못하나 설계변화에 따른 성능 변화는 잘 예측할 수 있으므로, 본 연구에서는 연구의 목적인 깃의 형상변화가 성

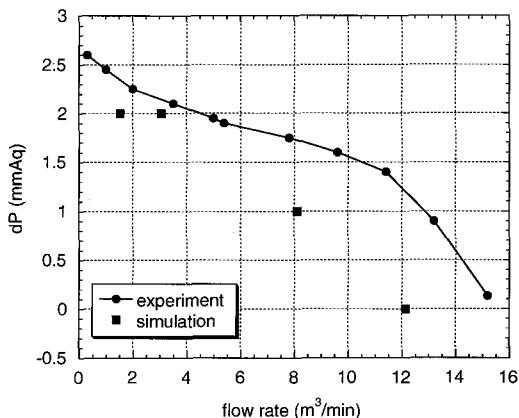


Fig. 10 Pressure-flow rate diagram of case 1-1

능변화에 미치는 영향을 연구하기 위하여 더 이상 오차의 이유를 밝히지 않았다. 단지 본 연구에서 사용한 $k-\epsilon$ 난류모델과 벽법칙(계산된 y^+ 의 값은 10에서 20전후)이 오차의 상당부분을 차지하리라고 추측된다.

유동해석의 결과를 보면 ΔP 가 2mmAq인 경우 유동이 불안정해지는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 유체 기계 유동의 일반적인 현상으로 시스템의 저항이 커지면 서지(surge)와 실속(stall) 등의 영향으로 유동이 불안정해진다.

3.2. Blade의 형상 변화에 의한 성능 변화

Fig. 11은 case 1에 대하여 계산조건인 ΔP 가 0mmAq와 1mmAq에 대하여 유동 해석을 수행한 결과이다. case 1-3의 경우는 ΔP 가 1mmAq인 경우로 계산 결과가 불안정해져서 수렴하지 않았으므로 그 결과를 표시하지 않았다.

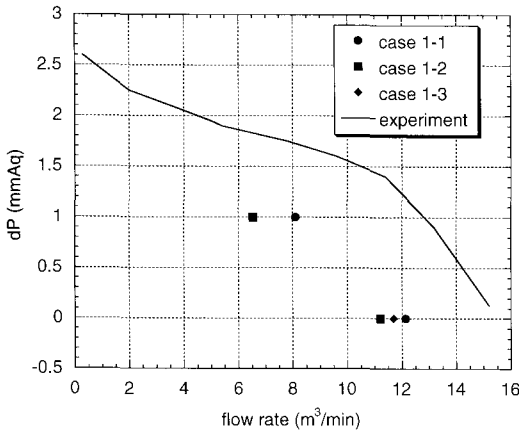


Fig. 11 Fan performance curve, case 1

Fig. 11의 결과를 통하여 설치각이 일정할 때, 깃 형상의 변화가 유동의 흐름에 영향을 주고 있음을 알 수 있지만 깃 각인 β_1 과 β_2 의 영향에 대한 경향성은 파악할 수 없다. 그러므로 깃 입구각을 각각 독립적으로 변화시키기 위하여 case 2의 타원형 깃에 대한 유동해석을 수행하여 Fig. 12에 나타내었다. 결과를 보면 case 2-2와 case 2-3은 각각 case 1-1에 비하여 7.0%와 4.1%의 유량의 증가를 얻을 수 있었다. 따라서, 본 연구에서 β_1 , β_2 를 변화시킨 범위에서는 β_1 의 값은 클수록 유량이 증가하고 β_2 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 결과를 얻을 수 있다.

위와 같이 β_1 의 값은 클수록 유량이 증가하고 β_2 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 결과를 이용하여 새로운 깃 형상을 만들었다. β_1 은 case 2-1의 값을 이용하고 β_2 의 값은 case 2-3의 값을 이용하여 case 3의 깃 형상을

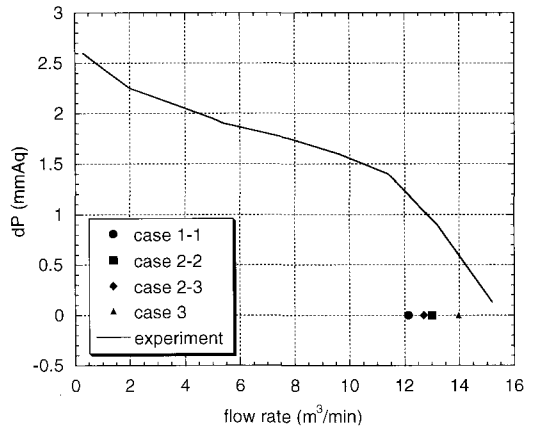


Fig. 13 Fan performance curve, case 3

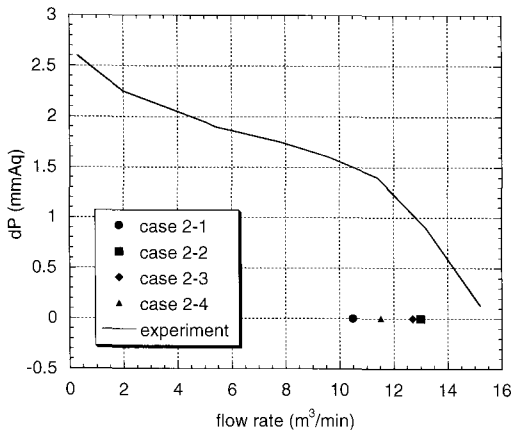


Fig. 12 Fan performance curve, case 2

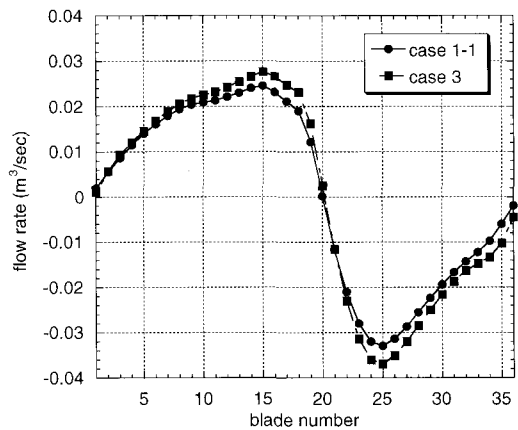


Fig. 14 Flow rate distribution along location of blades

만들어 계산하였다. 이 경우의 계산결과를 Fig. 13에 제시하였는데 case 1에 비하여 약 15%의 유량의 향상을 가져와, 본 연구에서 유동 해석을 한 범위 내에서의 β_1 의 값은 클수록 유량이 증가하고 β_2 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 case 2의 결과를 뒷받침해주고 있다.

3.3. 임펠러를 통과하는 유동 현상

Fig. 14에는 임펠러를 통과하는 유동의 유량 결과를 표시하였다. 깃 수(blade number)는 Fig. 1의 깃 사이의 번호를 의미하며 리어 가이드의 시작점을 1번으로부터 반시계 방향으로 증가한다. 그림에서 양의 유량은 임펠러의 반경 방향으로 흡입되는 유량을 의미하며 음의 유량은 토출되는 유량을 의미한다. Fig. 14의 결과를 보면 연구에 이용된 직교류 팬의 경우 입구보다는 송출(discharge)로 작용하는 임펠러의 부분이 상대적으로 적은 것을 알 수 있다. Fig. 14의 결과에서 두 가지의 서로 다른 깃의 형상에 대해 깃의 위치에 따른 유량의 변화 양상이 거의 같은 것을 알 수 있는데 이는 깃의 형상보다는 직교류 팬의 케이싱 형상이 흡입과 토출 위치를 결정짓는 조건이기 때문이다. 따라서 직교류 팬의 깃을 설계할 때는 스테빌라이저와 리어 가이드의 형상을 같이 고려하여 설계하여야 할 것이다. 또한 임펠러를 통과하는 유량을 적분해 보면 case 1의 경우 $0.31 \text{ m}^3/\text{s}$ 이지만 이 경우 실제 직교류 팬을 통한 유량은 $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ 로 약 30%의 차이가 나고 있다. 이 30%의 차이는 그림 1에 표시한 임펠러와 스테빌라이저 사이의 틈간극에서 와류에 의해 계속 맴돌고 있는 유량임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 이동 격자를 이용하여 직교류 팬의 비정상 유동 해석을 수행하여 깃 형상의 변화가 성능에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 실험값과 수치해석 결과가 실험오차와 난류 수치해석기법상의 문제로 인해 정량적으로는 다소 차이를 보였으나 정성적으로는 잘 일치하는 결과를 주었다. 본 연구의 결과로부터 실험에서는 확인하기 힘든 임펠러 내에서의 속도분포를 확인할 수 있었으며 또한 정확한 와류 중심(vortex eye)의 위치도 알 수 있었다. 이러한 결과들은 좀 더 효율적인 깃의 형상을 설계하는 데에 좋은 자료가 될 수 있을 것이다.

이번 유동해석 결과를 통하여, 주어진 원호형태의 깃을 동일한 설치각을 갖는 타원형 깃으로 변경시킴으로써 입,출구각을 변화시킬 수 있었으며, 이를 통하여 약 15%

의 성능향상을 볼 수 있었다. 또한 직교류 팬의 깃의 형상은, 본 연구에서 수행한 범위내에서는 임펠러 외경에서의 깃 각 β_1 의 값은 크고 내경에서의 각 β_2 의 값은 작을수록 성능 향상을 가져온다는 것을 알 수 있었다. 향후 본 연구의 결과에 대한 실험확인과 최적설계 기법을 통하여 좀 더 효율적인 깃 형상설계기법의 완성이 기대된다.

후 기

본 연구는 대우전자의 산학협동연구과제의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Eck, B., 1973, Fans, Pergamon Press, pp. 156~184.
- (2) Murata, S., Nishihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan," Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 314~321.
- (3) Yamafuji, K., 1975, "Studies on the Flow of Cross Flow Impellers," Bulletin of JSME, Vol. 18, No. 123, pp. 1425~1431.
- (4) Mayake, Y., 1983, "An Analysis of High-speed Type Cross Flow Turbines," Bulletin of JSME, Vol. 26, No. 211, pp. 43~50.
- (5) 진심원, 이진하, 서상호, 이내영, 임금식, 1995, "에어콘용 횡류팬의 고품량화에 대한 실험적 연구", 공기조화 냉동공학회 1995년도 추계학술발표논문집, pp. 234~241.
- (6) 박동섭, 맹주성, 이상환, 1995, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰", 공기조화 냉동공학회 1995년도 추계학술발표논문집, pp. 238~246.
- (7) 이지석, 이상환, 정성원, 1995, "V.E.M.을 이용한 횡류팬 유동장 해석", 공기조화 냉동공학회 1995년도 하계학술발표논문집, pp. 203~208.
- (8) Akaike, S., Kitada, M., Taira, H., and Kikuyama, K., 1995, "Flow Analysis of Cross-Flow Fan," STAR-CD News, Issue 3, pp. 2~4.
- (9) 허남건, 김사량, 이경현, 강신형, 1996, "Cross Flow Fan의 내부 유동 해석," 96 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 9~17.
- (10) 石川正俊, 1996, "Unsteady Flow Analysis around Cross Flow Fan," Proceedings of the 3rd STAR-CD Users' Seminar. Vol 1. pp. 4.1~4.11.
- (11) STAR-CD Version 2.3 manuals, 1994, Computational Dynamics.