

전향 원심 송풍기의 3 차원 유동에 대한 수치해석

Numerical Analysis of Three-Dimensional Flow in a Forward Curved Centrifugal Fan

윤 준용¹, 맹 주성², 변 성준³

Numerical study of three-dimensional turbulent flow in a forward curved centrifugal fan is presented. Standard $k-\epsilon$ turbulence model and non-orthogonal curvilinear coordinates are used to consider the turbulent flow field and complex geometry. Finite Volume approach is adopted for discretization scheme and structured grid system is used to help convergence. Multiblock grid system is used for flow field and divided into five domains that are inlet, outlet, impeller, tip clearance and scroll. It is assumed that the flow field is steady state and incompressible. This numerical work is performed with commercial CFD-ACE code developed by CFD Research Corporation, and the results are compared with the experimental data

key word : forward curved centrifugal fan(전향 원심 송풍기), standard $k-\epsilon$ turbulence model(표준 $k-\epsilon$ 난류 모델), CFD-ACE, multiblock grid(다중 격자),

1. 서론

전향 원심 송풍기는 비교적 큰 풍량과 높은 압력비로 각종 산업분야와 가정용 공기조화 시스템등에 널리 사용되는 유체기계로서 다른 팬에 비하여 적은 소음을 내는 장점을 가지므로 가정용 에어컨, 가정용 Range Hood 시스템등에 많이 사용되고 있지만, 효율이 축류 송풍기에 비하여 떨어지는 단점이 있다. 따라서 소음을 감소시키고 풍량을 증가시키기 위한 연구의 필요성이 고조되고 있다. 효율이 높은 송풍기를 설계하기 위해서는 임펠러와 스크롤의 상호작용 효과를 이해

하고 임펠러 출구에서 속도 성분과 유동 각 분포, 임펠러에서 얻어진 속도성분의 스크롤 내부에서의 압력회복 과정, 스크롤 작용에 의한 임펠러 출구 유동 속도 성분 및 유동각의 변화를 파악하는 것이 매우 중요하다. 그렇기 때문에 송풍기 내부의 유동장 해석이 필수적인데, 기하학적 형상의 복잡성뿐만 아니라 회전익과 정지된 Scroll의 경계조건 처리문제, Tip clearance에 대한 고려 등 해석상의 어려움으로 인하여 지금까지 전 영역의 해석에 대한 연구는 거의 이루어지지 못하였고, 단지 부분적인 연구결과만 보고되고 있다. Wright(1)는 입구 부에서 inlet clearance를 변화시키며 그에 따른 유량, 압력상승, 효율변화에 관한 연구를 하였고, Senoo, Ishida(2)는 원심 팬과 축류 팬의 Tip clearance 영역에서 손실 유량

-
1. 정희원, 한양대학교 기계공학과
 2. 정희원, 한양대학교 기계공학과
 3. 한양대학교 대학원 기계공학과

에 의한 압력 손실에 대하여 연구하였다. Kind, Tobin(3)은 두 개의 다른 임펠러를 이용하여 임펠러 입구와 출구에서의 평균 속도를 5-Hole Pitot tube로 측정하였다. 이 실험을 통해 최고 효율 조건에서도 유동이 매우 복잡하고 역류 등이 발생함을 설명하고 있다. 지금까지 대부분의 원심 송풍기 해석은 입구부와 임펠러의 유동을 축 대칭이고 주기적이라고 가정한 뒤, 날개면과 허브를 경계로 하여 유동을 해석하거나 임펠러의 비 정상 유동을 실험적 경험식으로 모형화 하여 정상유동으로 간주하여 해석하였다.(5) 그러나 입구유동을 일정속도 또는 축 대칭으로 가정할 경우 상호 영향을 받는 스크롤, 임펠러, 입구부 간의 복잡한 3 차원 유동을 완전히 해석할 수 없다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 김광용등(4)은 Eck(5)가 제안한 식을 경계조건으로 이용하여 3 차원 유동장을 해석하였다. 그러나 Eck의 팬에 관한 이론식은 후향 팬 내부 유동에 대한 정보만을 제공하고 있을 뿐만 아니라 임펠러로 유입되는 유동분포가 깊이방향으로 균일하게 분포되어 Inactive 영역에 대한 고려가 되어있지 않고, 블레이드와 블레이드 사이의 유동을 해석할 수 없다는 단점이 있다. 또한 김진권, 강신형(6)은 스크롤의 유.무에 따른 임펠러 출구에서의 유동장을 측정하였다. 실험을 통해 임펠러 출구의 유동장은 일정 속도를 갖지 않으며 출구의 유동 또한 대칭이 아님을 보여주고 있다.

본 연구에서는 현재 가정용 에어컨등에 사용된 실제 팬을 이용하여 해석과 실험을 실시하였다. 허브와 임펠러 사이의 유동, 스크롤 벽면의 압력분포 등에 대한 연구를 위하여 송풍기 내부의 유동을 정

상상태, 삼 차원, 비압축성 난류 유동으로 수치해석을 실시하였고, 해석을 위하여 CFD-ACEA (CFD Research Corporation) 상용 프로그램을 사용하였다. 표준 k-ε 모델을 사용하였고, 비 직교 좌표계에 기준인 FVM(유한 체적법)을 사용하였다. 격자는 입구, 출구, 임펠러, 스크롤, 그리고 Tip clearance 부분등 5개 영역으로 나누어 다중격자법을 이용하여 격자를 생성하였다.

해석 결과는 5-Hole Pitot Tube로 측정된 실험 데이터와 비교하였다. 입구 경계 조건은 실험으로 측정된 데이터를 이용하였고, 수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위하여 임펠러와 허브 사이에서 측정된 속도 분포와 스크롤 벽면에서의 정압 분포를 비교하였다.

2. 상용 CFD-ACEA 코드

본 연구를 위하여 CFD-ACEA 코드에서 표준 k-ε 난류해석 모델을 선택하였다. 이 코드에서는 Favre-averaged Navier-Stokes 방정식과 k 와 ε 에 관한 두개의 난류 수송 미분 방정식을 도입한다.

Favre-averaged Navier-Stokes 방정식:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \tilde{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) \\ &= -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j \right) \end{aligned} \quad (2-1)$$

난류 에너지 수송 방정식:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) \\ &= \rho P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (2-2)$$

소산율 수송 방정식:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) \\ &= C_{\varepsilon_1} \frac{\rho P \varepsilon}{k} - C_{\varepsilon_2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (2-3)$$

또한 압력 및 속도 보정을 위하여 SIMPLEC (Semi-Implicit Method of Pressure-Linked Equation Consistent) 알고리즘을 사용하였다.

3. 격자 생성

임펠러 부분의 곡선과 스크롤 부분의 곡선 때문에 직교 좌표계로 격자를 생성하는데 많은 어려움이 따르기 때문에, 격자를 생성하기 위하여 비직교 곡선 좌표계를 이용하여 격자를 생성하였다. 다중 격자법을 이용하여 입구, 임펠러, 스크롤, 출구, Tip clearance 부분 등 크게 5개 영역으로 나누어 격자를 생성하였다. 임펠러 부분에 43개의 블레이드가 있기 때문에 43개 영역으로 나누어 격자를 구성하였고, 전체적으로는 51개 영역으로 나누어 구성하였다. 전체 셀 수는 128,066 개

로서, 입구 부분은 허브면의 회전을 고려하기 위하여 허브면을 경계로 격자를 구성하였으며 344×12×17개의 격자가 사용되었다. 임펠러 부분은 블레이드 사이에 6×7×12개의 격자를 사용하여 43개 블레이드를 실험 팬과 같은 형태로 격자를 구성하였다. 그리고 블레이드와 간극 사이에 344×7×3개의 격자를 사용하여 tip clearance 효과가 고려되는 형태를 유지하도록 하였다. 스크롤 부분은 212×12×17개의 격자를 사용하였고, 출구부분은 48×31×17개의 격자를 사용하였다.

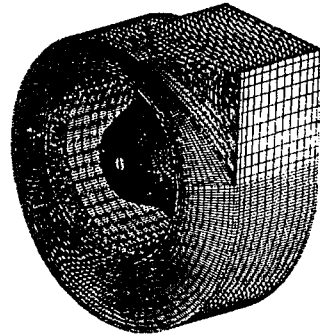


Fig.1 Computational domain for a forward centrifugal fan

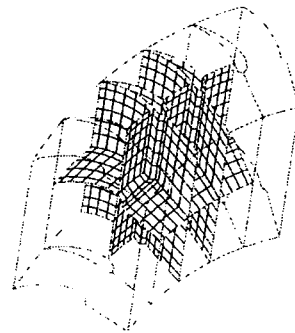


Fig.2 Grid configuration for the impeller

Fig.1은 계산에 사용한 격자를 나타내었으며 Fig.2는 블레이드 부분의 격자를 부분적으로 나타내었다.

4. 실험

속도장 측정을 위하여 사용된 5공 피토관은 United Sensor사의 제품으로 길이 300mm, 직경 3mm의 일자형 프로브이다. 이를 난류강도 1.0% 미만의 아음속 폐쇄형 풍동에서 요각, 피치각 -30° - 30° 의 범위에서 보정하였다. 유동장 측정에 있어서는 각 측정 점에서 속도 방향이 보정각도 범위 안에 포함되도록 하기 위하여 유동가시화 실험을 실시하였다. 이를 바탕으로 측정 점에서 프로브를 유동방향으로 위치시키고 피치각에 해당되는 방향으로 회전을 시켰다. 이렇게 얻은 데이터를 이용하여 3차원 평균 속도분포와 정압을 구하였다.

수치계산의 입구 경계조건을 주기위한 측정에서 θ 방향으로는 15° 간격, r 방향으로 8 점을 선택하여 3차원 속도벡터 분포를 측정하였다. 임펠러와 허브 사이의 내부 유동장은 축 방향으로 5 단면, θ 방향으로 30° 간격으로 측정하였으며, r 방향에서는 A 단면 2 점, B 단면 3 점, C 단면 3 점, D 단면 4 점, E 단면 5 점등 17 점에서 3차원 속도벡터를 측정하였다.

Fig.3은 허브와 임펠러 사이의 측정 위치를 나타내고 있다.

5. 계산 조건

5.1 경계 조건

입구의 속도는 Pitot tube로 측정한 결과

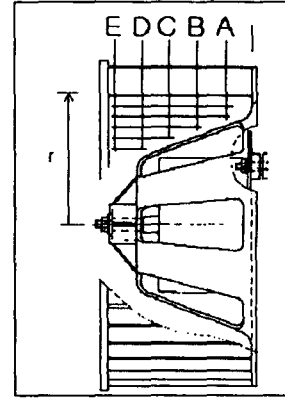


Fig.3 Location of measuring point

와 비교하기 위하여, 실험을 통하여 얻은 데이터를 대입하여 수치계산을 행하였으며, 출구 조건은 zero-gradient 조건을 주어 계산하였다. 임펠러 부분은 실제 회전과 같게 하기 위하여 운동 경계면을 이용한 해석기법으로 임펠러와 허브등 실제로 회전하는 부분은 실제 에어컨 운용 속도인 530 rpm의 회전 수를 경계 조건으로 주어 유동장을 해석하였다.

5.2 수렴 조건 및 계산시간

Residual 은 $1.E-5$ 가 될 때 까지 반복 계산하였으며, iteration 수는 450 번 이었고, 계산시간은 Silicon Graphics Indigo II 에서 4시간 30분 정도 소요되었다.

6. 결과 및 고찰

임펠러와 허브 사이의 유동장을 비교하기 위하여 Cut-off를 0° 로 하여 반시계 방향으로 90° 와 270° 지점에서 실험과 해석을 통해 얻어진 속도 벡터와 E 단면에서의 속도벡터를 비교하였다. Fig.4는

비교 단면의 기준 위치를 나타내고 있다.

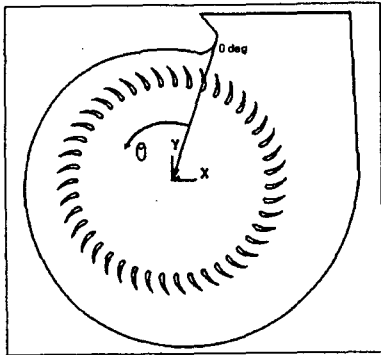
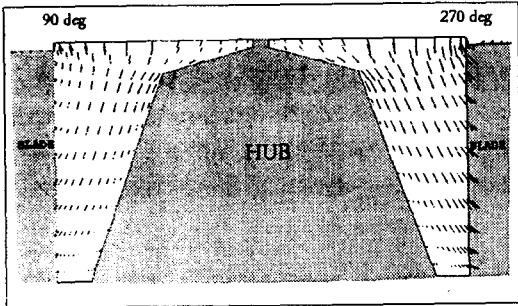
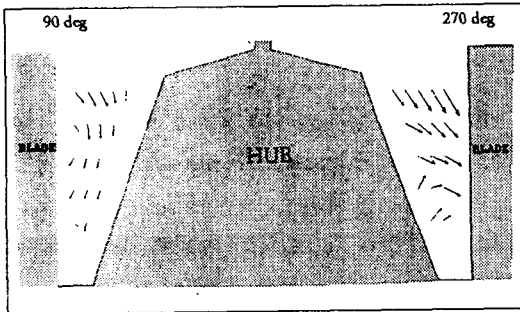


Fig.4 Reference position and coordinates



(analysis)



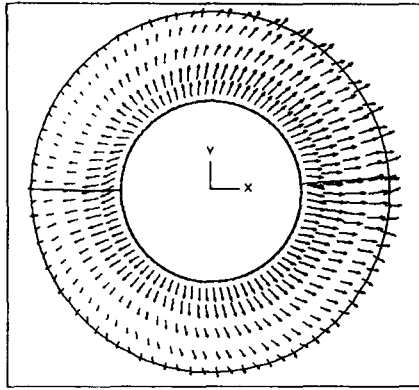
(experiment)

Fig.5 Velocity vectors for $\theta = 90^\circ$ and 270°

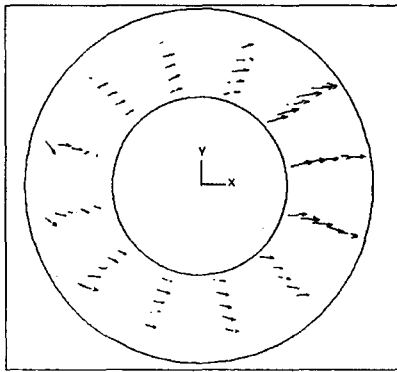
Fig.5는 허브와 임펠러 사이 입구 부분에서의 속도 벡터를 나타내고 있다. 실험과 수치해석 모두 출구 쪽인 270° 에서

속도가 빠르게 나타나고 있다. 출구로 직접 흐르는 유량이 많음을 알 수 있으며 유동장이 비 대칭임을 알 수 있다. 또한 90° 부근의 임펠러로 유입되는 유동에서는 입구에서 가까운 부분에 Inactive zone이 형성됨을 명확히 보여주고 있다. 그러나 수치해석 결과는 실험 결과 보다 그 크기를 작게 예측하고 있음을 알 수 있다. 그리고 수치해석 결과에서 허브의 아래부분과 임펠러 사이에서 작은 와류가 발생함을 보여 준다. 이것은 입구부로 들어온 유체가 바닥면에 이르지 못하고 임펠러를 통해 스크롤로 유입됨을 보여준다.

Fig.6은 Fig.3의 E단면에서 허브와 임펠러 사이의 속도 벡터를 나타내고 있다. 수치해석과 실험 결과 모두 Fig.5와 같이 출구 방향($\theta = 270^\circ \sim 360^\circ$ 사이)으로 많은 유량이 흐름을 보여주고 있다. 또한 실험 결과로부터 $\theta = 90^\circ$ 부근에서 유동 형태가 아래, 위로 갈라지는 현상이 관측되었다. $\theta = 30^\circ \sim 90^\circ$ 와 $\theta = 90^\circ \sim 180^\circ$ 부근에서는 임펠러로 유입되는 유량이 거의 없는 것으로 나타났는데 이는 이 부근에서 Inactive 영역이 존재함을 보여 준다. 특히 $\theta = 0^\circ \sim 90^\circ$ 부근에서는 임펠러와 허브의 회전방향과 반대되는 유동장이 형성되었는데 이는 스크롤 출구부분($\theta = 270^\circ \sim 360^\circ$)의 압력이 아주 낮아 내부유동장에 까지 영향을 미치는 것으로 생각된다. 이와 같은 경향은 CFD 계산결과에서도 나타나고 있지만 실험치 보다는 미약하다. 또한 임펠러에 유입되는 유체는 θ 방향으로 대칭을 이루지 않음을 알 수 있다.



(analysis)



(experiment)

Fig.6 Velocity vectors for surface E

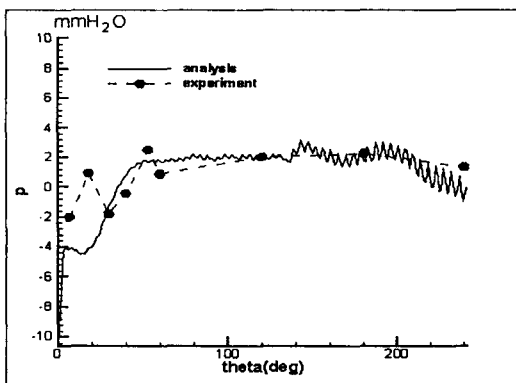


Fig.7 Static pressure distribution along the scroll wall

Fig.7은 스크롤 벽면을 따른 정압 분포를 나타내고 있다. 단위는 mm H₂O로 나타내었으며, Cut-off를 0°로 하여 240°까지 나타내었다. Cut-off 지역($\theta = 0^\circ \sim 30^\circ$)을 제외한 영역에서는 실험과 계산 결과가 비교적 정량적으로 잘 일치하고 있는 것을 보여준다. 그러나 Cut-off 지역에서는 계산 결과가 실험치 보다 낮게 예측하고 있다. 또한 이 영역의 정압은 실험에서 보는 바와 같이 변화가 심한 것으로 나타나 유동형태가 상당히 불안한 것으로 판단된다. $\theta = 60^\circ$ 이후에서 정압은 상승하지 않고 일정한 분포를 나타내고 있다. 실험 데이터에서는 나타나고 있지 않지만 출구부분($\theta = 270^\circ \sim 360^\circ$)에서는 정압이 낮아짐을 나타내고 있다. 이는 임펠러와 허브사이의 유동현상에서 나타난 유동특성과 일치하는 결과이다. 또한 해석결과에서 $\theta = 140^\circ$ 이후부터 정압분포가 진동하는 결과가 나왔는데, 이는 출구부분의 유동장이 비정상 상태이기 때문에 나타나는 현상일 것으로 추측된다.

7. 결론

위의 결과를 통하여 살펴본 바와 같이 수치해석 결과가 팬 내부의 유동장을 정성적으로 잘 예측함을 알 수 있다.

해석결과를 요약하면

1. 허브와 임펠러 사이의 유동에서 임펠러로 유입되는 유량은 일정하지 않으며, 출구방향으로 많은 유량이 유입됨을 알 수 있다. 즉 축 대칭으로 경계조건을 주는 것은 옳지 않음을 알 수 있다.

2. 입구와 가까운 부분의 임펠러 단면에서 Inactive zone 이 형성됨을 실험과 수치해석 결과로부터 확인할 수 있었다.
3. 스크롤 벽면에서 정압 분포를 보면 cut-off 지역의 유동장이 매우 복잡하며, 스크롤 벽면을 따라 출구부분에 가까워 질 수록 압력이 일정하게 분포하다가 낮아지는 경향을 알 수 있다.
4. 수치계산을 통해 실험 데이터와 비교해 본 결과, 운동 경계면에 실제 회전수를 대입하여 해석하는 경계조건 처리 방법과 실험 데이터를 입구 경계조건으로 사용한 방법이 정성적으로 좋은 결과를 얻을 수 있었던 것으로 사료된다.

the Squirrel-Cage Type,”
Journal of Turbomachinery, ASME,
Vol. 112, pp. 84-90.

- (4) 김광용, 첸시, 김세윤, 1996, “원심 다익 송풍기내 3차원 유동의 Navier-Stokes 해석,” 춘계학술대회논문집, 대한기계학회, pp. 310-313.
- (5) Eck, B., 1973, Fans, Pergamon Press, Oxford.
- (6) 김진권, 강신형, 1997, “스크롤이 시로코 팬의 유동장에 미치는 영향,” 춘계학술대회논문집, 대한기계학회, pp. 457-464.

참고 문헌

- (1) Wright, T., 1984, “Centrifugal Fan Performance With Inlet Clearance,” Journal of Engineering for Gas Turbines Power, ASME, Vol. 106, pp. 906-912.
- (2) Senoo, Y., Ishida, M., 1985, “Pressure Loss Due to the Tip Clearance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers,” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, pp. 123-132.
- (3) Kind, R. J., Tobin, M. G., 1990, “Flow in a Centrifugal Fan of