

전향 원심 송풍기의 3차원 유동에 대한 수치해석

윤준용*, 맹주성*, 변성준**, 이상환*

(1999년 9월 8일 접수)

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

Joon-Yong Yoon, Joo-Sung Maeng, Sung-Joon Byun and Sang-Hwan Lee

Key Words : Forward Curved Centrifugal Fan(전향 원심 송풍기), Scroll(스크롤), Hub(허브), Three-Dimensional Numerical Analysis(3차원 수치해석)

Abstract

Numerical study of three-dimensional turbulent flow in a forward curved centrifugal fan is presented. Standard k- ϵ 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 and incompressible. These numerical results are compared with the experimental data inside a rotor and at the fan outlet. Most important flow features are captured through this numerical approach. Finally details of flow field inside a fan are described and analyzed.

1. 서론

전향 원심 송풍기는 비교적 큰 풍량과 높은 압력 비로 각종 산업분야와 가정용 공기조화 시스템 등에 널리 사용되는 유체 기계이다. 다른 팬에 비하여 적은 소음을 내는 장점을 가지므로 가정용 에어컨, 가정용 Range Hood 시스템 등에 많이 사용되고 있지만, 효율이 축류 송풍기에 비하여 떨어지는 단점이 있다. 따라서 소음을 감소시키고 풍량을 증가시키며 효율을 증대시키기 위한 연구가 많이 이루어지고 있다. 효율이 높은 송풍기를 설계하기 위해서는 로터와 스크롤의 상호작용을 이해하고 임펠러를 통과한 유동의 속도성분과 유동각 분포, 임펠러를 통과한 유체가 스크롤 내부에 나타나는 압력변화 과정, 스크롤 작용에 의해

변화되는 유동의 속도성분 및 유동각의 변화를 파악하는 것이 매우 중요하다.

Wright⁽¹⁾는 입구부에서 입구간극을 변화 시키면서 그에 따른 유량, 압력상승, 효율변화에 관한 연구를 하였고, Senoo and Ishida⁽²⁾는 원심 팬과 축류 팬의 Tip clearance 영역에서 손실유량에 의한 압력 손실에 대하여 연구하였다. Kind and Tobin⁽³⁾은 두 개의 다른 임펠러를 이용하여 임펠러 입구와 출구에서의 평균속도를 5 공 피토판으로 측정하였다. 이 실험을 통하여 최고 효율 조건에서도 유동이 매우 복잡하고 유동차단 영역이 발생함을 보여주고 있다. 또한 김진권과 강신형⁽⁴⁾은 스크롤의 유무에 따른 임펠러 후면 유동장을 측정하였는데, 이들은 실험을 통하여 임펠러 후면 유동장은 스크롤이 존재함에 따라 균일한 속도분포를 갖지 않으며 또한 대칭이 아님을 보여주고 있다. 그리고 로터 내부 유동장도 스크롤의 영향을 받아 임펠러 유입 속도벡터가 비대칭성이 나타남을 보여주고 있다. 이는 수치해석 조건으로 임펠러 입구부에서 균일한 속도분포를 주거나 임펠러 후면에 균일

* 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : joyoon@email.hanyang.ac.kr

TEL : (0345)400-5282 FAX : (0345)406-5550

** 한양대학교 대학원 기계공학부

한 속도분포를 가정하여 스크롤 해석을 하는 것은 잘못된 것이라는 것을 나타내어준다.

지금까지 대부분의 원심 송풍기 수치해석은 임펠러의 유입유동을 축 대칭이고 주기적이라고 가정한 뒤, 임펠러 후면과 스크롤을 경계로 하여 유동을 해석하거나 임펠러 주위의 비 정상 유동을 실험적 경험식으로 모형화 하고 정상유동으로 간주하여 해석하였다.⁽⁵⁾ 그러나 임펠러로 유입되는 유동을 일정속도 또는 축 대칭으로 가정할 경우 스크롤, 임펠러 그리고 로터 내부 유동간의 상호작용을 예측하는 것은 불가능하다. 로터 내부 유동을 해석하기 위하여 김광용 등⁽⁶⁾은 Eck⁽⁵⁾가 제안한 임펠러 입사각과 출구각을 이용하여 3 차원 유동장을 해석하기도 하였다. 그러나 Eck 에 의해 제안된 식은 임펠러의 형상이나, 로터와 스크롤의 상호작용 등을 고려할 수 없을 뿐만 아니라, 2 차원 축 대칭 유동이란 가정에 만들어졌다는 한계를 내포하고 있다.

본 연구에서는 현재 가정용 에어컨등에 사용된 실제 팬을 이용하여 수치해석을 실시하였다. 로터 내부 유동, 스크롤 벽면의 압력분포, 로터와 스크롤의 상호 작용 등에 대한 해석을 위하여 송풍기 내부유동을 정상상태, 3 차원, 비압축성 난류유동으로 가정하여 수치해석을 실시하였고, 이를 위하여 CFD-ACEA (CFD Research Corporation) 상용 프로그램을 사용하였다. 여기서 표준 k-ε 난류모델과 비 직교 좌표계에 기준한 FVM(유한 체적법)이 사용되었다. 전체 격자는 로터 내부, 임펠러 블레이드, 스크롤, 출구부 그리고 간극부분 등 5 개 영역으로 나누어 다중 블록 격자법을 이용하여 격자를 생성하였다.

본 연구의 목적은 팬 내부의 전체 유동장을 해석하여 팬을 형성하고 있는 여러가지 요소들의 상호 작용을 이해하고 해석하는 데 있다.

기존의 복잡한 형상에 대한 수치적 연구는 대부분 이상적인 입구경계조건을 바탕으로 유동장을 해석하였으나 본 연구에서는 실험치를 사용하여 정확한 입구경계조건을 부여하였다. 결과적으로 실험치와 정성적으로 일치하는 결과를 얻을 수 있었다.

2. 송풍기 형상과 제원

Fig. 1 은 유동 해석에 사용된 형상으로 모터가 로터 내부에 장착되었고 주요 제원은 Table.1 에 제시되었다. 유동해석 결과 데이터의 정확성을 확인하고 실험데이터와 비교 분석하기 위하여 맹주성등^(7,8)에 의한 실험결과를 이용하였다.

Fig. 2 는 실험에서 로터 내부의 측정 위치를 나타내고 있는데 임펠러와 허브 사이의 내부 유동장은 그림처럼 총 204 개 점에서 5 공 피토관을 이용하여 3 차원 속도벡터가 측정되었다

Table 1 Fan specifications and operating conditions

Designation	Size
b (mm)	138
d_1 (mm)	252
d_2 (mm)	306
d_1/d_2	0.82
β_1 (deg.)	70
β_2 (deg.)	30
$\Delta\beta$ (deg.)	30.5
No. of Blades : N	43
N (rpm)	530
Q (cmm)	19.92

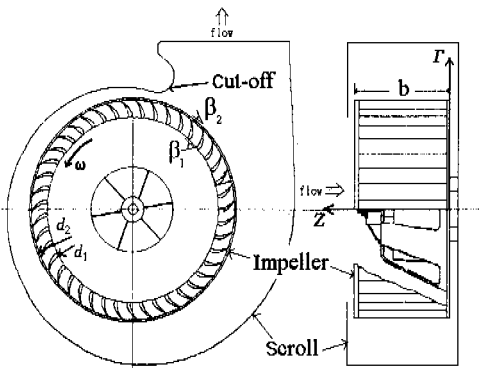


Fig. 1 Fan configuration

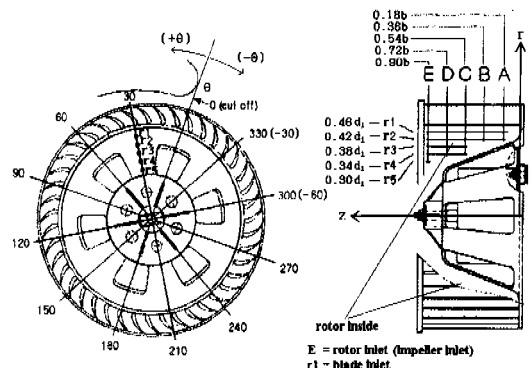


Fig. 2 Measuring points in the experiment

3. 수치 해석

본 연구를 위하여 CFD-ACEA 코드에서 표준 k-ε 난류 해석 모델을 선택하였다. 이 코드에서는 Favre-averaged Navier-Stokes 방정식과 k와 ε에 관한 두개의 난류수송 미분방정식을 도입한다.

여기서 압력 및 속도 보정은 SIMPLEX(Semi-Implicit Method of Pressure-Linked Equation Consistent) 알고리즘을 사용하였다. 임펠러 외의 회전하지 않은 부분에서는 Favre-averaged Navier-Stokes 방정식을 사용하여 계산하였으며 Favre-averaged Navier-Stokes 방정식은 식 (1)에 나타내었다

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

그리고 회전력이 작용하는 임펠러 부분은 일정한 회전력을 갖는 시스템에서의 운동량 방정식을 사용하여 계산을 수행하였다. 회전력을 갖는 시스템에서의 운동량 방정식은 식 (2)와 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} - 2\varepsilon_{ipj} \Omega_p u_j \\ & - (\Omega_j x_j \Omega_i - \Omega_j x_i \Omega_j) \quad (2) \end{aligned}$$

여기서 ε_{ipj} 는 alternating tensor 를 나타낸다. $-2\varepsilon_{ipj} \Omega_p u_j$ 는 Coriolis 력을 나타낸 것이며 $-(\Omega_j x_j \Omega_i - \Omega_j x_i \Omega_j)$ 은 원심력을 나타낸 것이다. 난류 에너지 수송 방정식은 식 (3)에 나타내었으며, 소산율 수송 방정식은 식 (4)에 나타내었다.

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

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) \\ &= C_{\varepsilon_1} \frac{\rho P \varepsilon}{k} - C_{\varepsilon_2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (4) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \end{aligned}$$

난류 에너지 수송 방정식과 소산율 수송 방정식에서, μ_t 는 eddy viscosity 를 나타내며,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

이다. 그리고 생성항 P 는

$$P = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \quad (6)$$

이다.

4. 격자생성

Fig. 3 은 수치계산에 사용한 전체 격자 형태를 나타내고 있다. 임펠러 블레이드 형상과 스크롤 형상이 곡선을 이루고 있으므로, 비직교 곡선 좌표계를 이용하여 격자를 생성하였다. 다중 블록 격자법을 이용하여 로터 내부, 임펠러 블레이드, 스크롤, 출구부 그리고 간극부분 크게 5개 영역으로 나누어 격자를 생성하였다. 임펠러는 43개의 블레이드로 이루어져 있기 때문에 43개 영역으로 나누어 격자를 구성하였고, 전체적으로는 51개 영역으로 나누어 구성하였다.

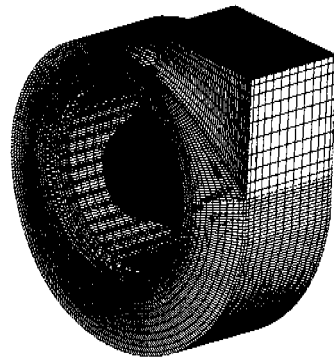


Fig. 3 Computational domain for a forward curved centrifugal fan

전체 셀 수는 128,066 개로서, 계산 수행과정에서 결과의 격자 의존도(grid dependency)를 알아보기 위해 10 만개에서 15 만개까지 다양하게 격자를 구성하여 계산하였다. 10 만개 이하의 격자 수에서는 수렴성이 좋지 못하였다. 그리고 12 만개 이상의 격자 수에서는 결과의 큰 차이를 발견하지 못하였다. 그래서 128,066 개로 수행한 결과를 본 논문에 기재하였다.

입구부분은 허브면의 회전을 고려하기 위하여 허브면을 경계로 격자를 구성하였으며 344×12×17 개의 격자가 사용되었다. Fig. 3 에는 허브 면을 나타내기 위하여 입구 부분 격자구성을 그림에서 제외 하였다. 임펠러 부분은 블레이드와 블레이드 사이에 6×7×12 개의 격자를 사용하였고 43 개 블레이드를 실행 팬과 같은 형태로 격자를 구성하였다. 그리고 간극 사이에 344×7×3 개의 격자를 사용하여 간극 효과를 고려하였으며, 스크롤 부분과 출구부분은 각각 212×12×17 개와 48×31×17 개의 격자를 사용하였다.

Fig. 4 는 블레이드 사이의 격자 형태를 나타내었다. 블레이드 벽면 첫번째 격자의 간격이 $y^+ \sim 100$ 정도의 값을 갖도록 격자를 조정하면서 계산을 수행하였다. 스크롤 벽면에서도 첫번째 격자 간격이 $y^+ \sim 100$ 이 되도록 격자의 밀집도를 조절하면서 계산을 수행하였다.

5. 계산 조건

5.1 경계조건

다익 팬으로 유입되는 입구 경계조건은 실험을 통하여 얻은 데이터를 대입하여 수치계산을 행하였다. 측정 점은 θ 방향으로는 15°간격, r 방향으로 8 점을 선택하여 3 차원 속도벡터를 측정하였으며,⁽⁶⁾ Fig. 5 는 z 면에 사영된 팬 입구 속도벡터를 나타내었다.

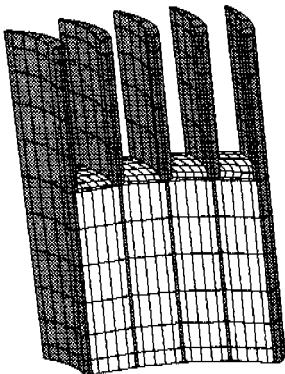


Fig. 4 Grid of a blade section

출구 조건은 경계의 cell 중심에서 외삽(Extrapolation) 조건을 주어 계산하였다. 외삽 조건은 운동량과 스칼라 방정식의 Source 항을 수정하여 계산한다. 속도에 대한 source 항을 계산하는 식은 식 (7)과 같다.

$$S_U = S_U - \rho p u A \tag{7}$$

압력에 대한 source 항을 계산하는 식은 식(8)와 같다

$$S_P = S_P - \rho p u A \tag{8}$$

여기서 u 는 출구 단면과 수직인 방향의 속도이고, A 는 출구의 단면적이다.

로터와 입구부 바닥면 등 회전하는 부분은 실제 회전과 같은 효과를 주기 위하여 벽면에 회전 속도를 대입하는 경계 조건을 주어 수치계산을 수행하였다.

5.2 수렴 조건 및 계산 시간

수렴 한계는 최대 유수 값이 1×10^{-5} 가 될 때까지 반복 계산하였으며, 반복 계산회수는 500 번 이었다. 계산시간은 Pentium II 350MHz 로 6 시간 정도 소요되었다.

6. 결과 및 고찰

원심 다익 팬의 유동장을 해석하기 위하여 로터 내부, 스크롤부, 그리고 출구부에서의 유동현상을 고찰하고자 한다. 각 변수는 임펠러 바깥지름의 회전 속도로 무차원화 되어있다.

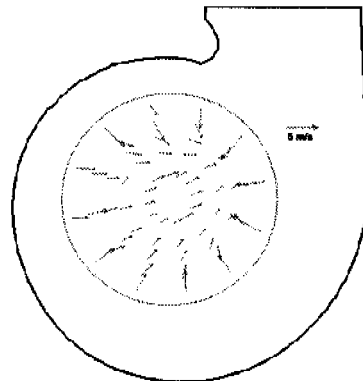


Fig. 5 Velocity vectors at the fan inlet for boundary condition

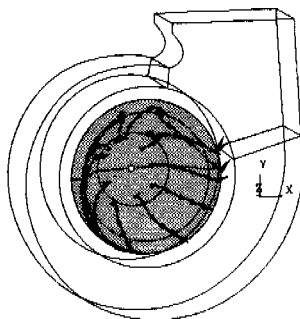
6.1 입자 경로 추적(Particle tracing)

Fig. 6(a)는 로터 내부의 입자경로를 나타내었다. 돌출된 허브형상이 임펠러로 유입되는 유동을 균일하지않게 하여 복잡한 유동장을 형성시키는 것을 볼 수 있으며 입자 경로는 0° ~ 60° 부분은 시계방향, 60° ~ 180° 부분에서는 반 시계 방향으로 회전하여 출구로 향하고 있음을 보여준다. 이러한 유동 특성은 맹주성 등(7)의 유동가시화 결과와 일치하고 있다.

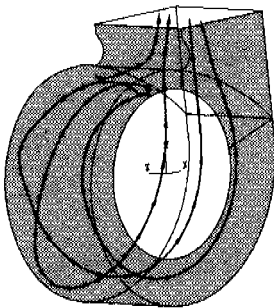
Fig. 6(b)는 스크롤 내부의 입자경로를 나타내었다. 임펠러를 통과한 유동은 스크롤 내부에서 2차 유동을 야기시키며 출구로 향하는 것을 나타내고 있다. 이러한 현상은 임펠러로 유입되는 유동의 불균일성, 스크롤 형상, 간극의 영향, 유동차단 영역의 형성 때문에 발생하는 것으로 추정된다.

6.2 로터 내부의 유동 특성

Fig. 7는 로터 내부에서 측정한 실험 데이터와 수치해석 데이터를 비교하였다.



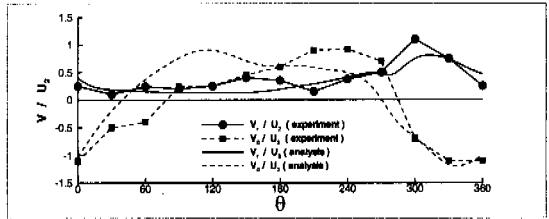
(a) Inside a fan



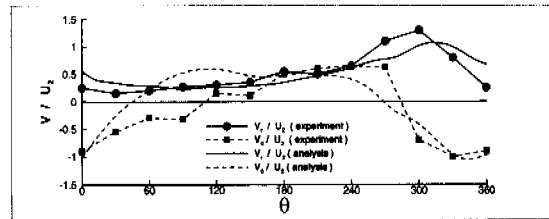
(b) Inside a scroll

Fig. 6 Particle tracing in a forward curved centrifugal fan

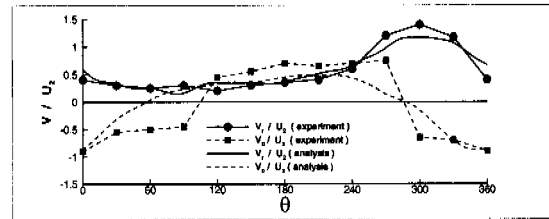
원주방향 속도 성분 (V_θ)을 고찰해 보면 실험에서는 대체로 90°와 270° 근방에서 유동방향이 바뀌는 것을 알 수 있으나(7) 수치계산 결과는 60°와 300° 근방에서 유동방향이 바뀌는 것으로 나타났다.



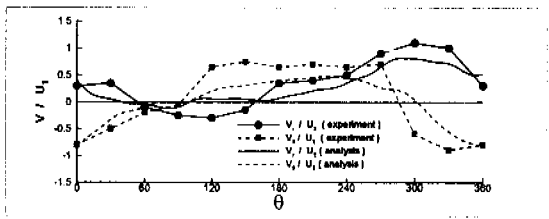
Section (A)



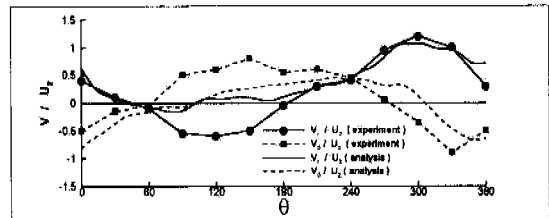
Section (B)



Section (C)



Section (D)



Section (E)

Fig. 7 Velocity distribution at the blade inlet ($r = 0.46d_1$)

비록 r 과 θ 방향 속도분포에서 실험과 수치계산 결과가 정량적인 값에서 오차를 보이고 있지만, θ 에 기준하여 맹주성 등⁽⁷⁾이 분류한 세 가지 영역을 정성적으로 잘 예측하는 것으로 나타났다.

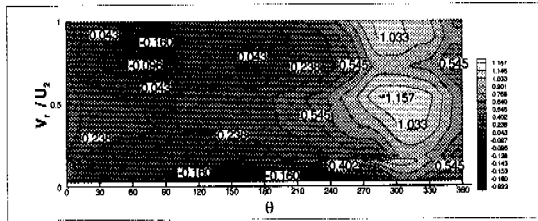
본 연구에서는 로터 내부의 유동을 r 과 θ 방향의 좀더 세밀한 속도분포를 이용하여 맹주성 등⁽⁷⁾이 제시한 것과 다른 세 개의 영역으로 나누어 고찰하였다.

첫 번째, 유동차단 영역이 나타나는 영역으로서 입구에서 가까운 (D),(E)단면에서 속도가 (-)값을

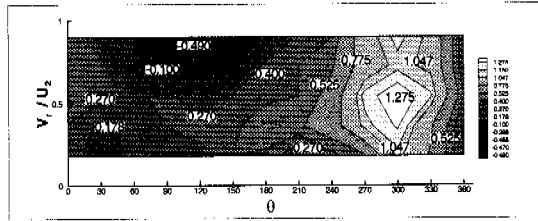
갖는 영역이다. 실험에서는 60° 와 180° 사이에 형성되고 있으나 수치계산 결과는 이 영역의 크기를 작게 예측하고 있다. 이 영역에서는 실험과 계산 결과 모두 로터의 회전방향과 같은 V_θ 가 가장 큰 값을 가지며 반경방향 속도성분(V_r)은 가장 작은 값을 갖는다.

두 번째 영역의 특징을 보면, V_r 은 상대적으로 작고 V_θ 가 가장 크게 나타나는 $180^\circ \sim 270^\circ$ 에 해당되는 영역으로서, 임펠러로 향하는 유량에 비해서 로터의 회전 방향으로 흐르는 유량이 많다.

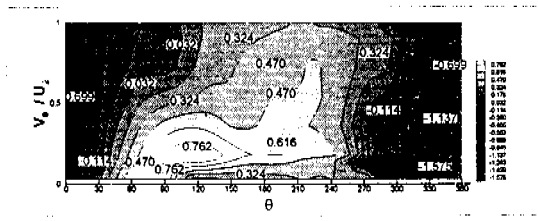
세 번째 영역은 $270^\circ \sim 60^\circ$ 부분으로 V_r 값이 가장 큰 값을 갖는다 (300° 부근에서 최대 값). 즉, 로터 내부유동이 임펠러로 강하게 유입되는 것을 의미한다. 두 번째 영역에서 회전하여 유입되는 유동과 입구에서 유입되는 유동이 더해져서 많은 유량이 이 영역을 통과하는 것으로 추정된다. 이는 또한 60° (수치계산) 혹은 90° (실험)이전 영역에 존재하는 로터의 회전방향과 반대되는 유동이 생기는 원인을 설명해 주기도 한다.



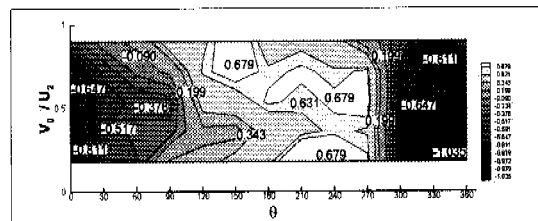
(analysis)



(experiment)
(Radial velocity)



(analysis)



(experiment)
(Circumferential velocity)

Fig. 8 Radial and circumferential velocity contours at the blade inlet

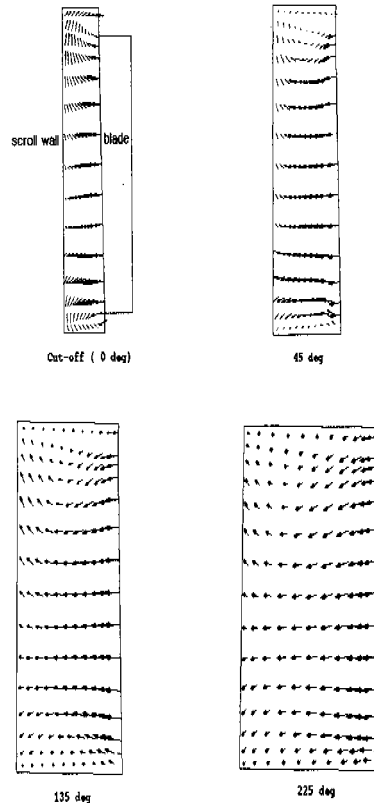


Fig. 9 Secondary flow in scroll

맹주성 등⁽⁷⁾에 의하면 이 영역을 통과하는 유량이 60% 이상의 양을 차지하고 있는 것으로 보고 되었다. 이러한 영역이 존재하는 이유를 찾기 위하여 수치계산 결과의 압력분포도를 확인해본 결과 300°부근의 임펠러 후면 즉 스크롤 부위에서 가장 낮은 압력이 형성되어 로터 내부유동을 강력하게 흡입하는 것으로 나타났다

Fig. 8 은 반지름과 원주 방향 속도 분포도를 나타내고 있다. 맹주성 등⁽⁸⁾의 실험 데이터와 비교해본 결과 반경방향과 원주방향 속도성분의 최대 최소값의 크기와 위치뿐만 아니라 전체적인 경향도 정성적으로 잘 예측하는 것을 확인할 수 있다.

6.3 스크롤 내부의 2차 유동

Fig. 9 는 스크롤 내부에서 2 차 유동 형태를 보여주고 있는데, 45°부분에서 2 차 유동이 확연하게 형성됨을 알 수 있다. 이러한 현상은 유동차단 영역이 형성됨에 따라 나타나는 현상으로 해석할 수 있으며, 45°~135°까지는 1차 유동이 유지되지만 225°이후 웬 출구부에 가까워 질수록 임펠러를 통과하는 유량이 많아지면서 2 차 유동의 영향은 없어지고 있음을 알 수 있다. 이것은 웬 내부 유동장 해석에서 웬 출구부와 가까운 곳에서는 유동차단 영역이 발생되지 않는 것과 관련 지어 해석할 수 있다.

6.4 스크롤 벽면에서의 정압 분포

Fig. 10 는 스크롤 벽면을 따른 정압 분포를 나타내고 있다.⁽⁸⁾ 단위는 mmH₂O 로 나타내었으며, Cut-off 를 0°의 기준으로 240°까지 나타내었다. Cut-off 지역(θ = 0° ~ 30°)을 제외한 영역에서는 실험과 계산 결과가 비교적 정량적으로 잘 일치하고 있는 것을 보여준다. 그러나 Cut-off 지역에서는 계산 결과가 실험치 보다 낮게 예측되고 있다. 또한 이 영역의 정압 분포는 실험과 수치해석에서 보는 바와 같이 변화가 심한 것으로 나타나 유동형태가 안정되지 않은 것으로 판단된다.

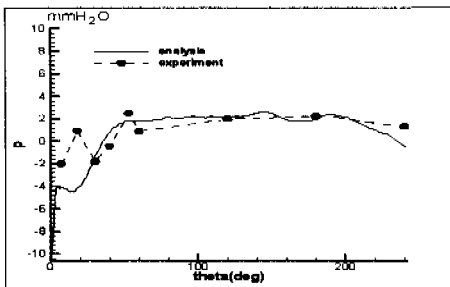


Fig. 10 Static pressure distribution along the scroll wall

θ = 60° 이후에서 정압은 상승하지 않고 일정한 분포를 나타내고 있는데, 이것은 임펠러로부터 스크롤로 유입되는 유량의 압력증가 효과와 스크롤의 확장 각에 의한 Diffusion 효과의 조화때문에 정압의 분포가 일정하게 나타나는 것으로 해석할 수 있다. 특히 θ = 0° 부근(컷 오프지역)에서 대기압보다 낮은 압력이 측정되고 예측되었는데 이는 θ = 300° ~ 360° 영역에서 낮은 압력이 형성되는 수치해석 계산 결과를 입증하고 있다.

6.5 출구에서의 속도 분포

Fig.11 은 출구에서의 속도장을 나타내고 있다. 출구의 유동이 시계 방향으로 회전하는 것을 볼 수 있다. 실험결과와 CFD 결과가 정성적으로 일치된 유동장 형태를 가지고 있으며, 와류의 중심 위치는 실험과 CFD 결과에서 일치하고 있지만 그 와류의 크기는 수치해석 결과가 실험 결과보다는 작게 예측하고 있다. 출구에서 발생하는 커다란 와류형태는 김진권 등⁽⁴⁾의 연구에서도 확인되었듯이 원심 다익 웬의 공통적인 특징이다. 이에 대한 이유는 알려져 있지 않은데, 이는 로터 내부에서 임펠러를 통하여 나오는 유동이 cut-off 형상의 영향을 받아 발생하는 것으로 추정된다. 이러한 유동구조는 송풍기의 성능에도 나쁜 영향을 줄 것으로 생각된다.

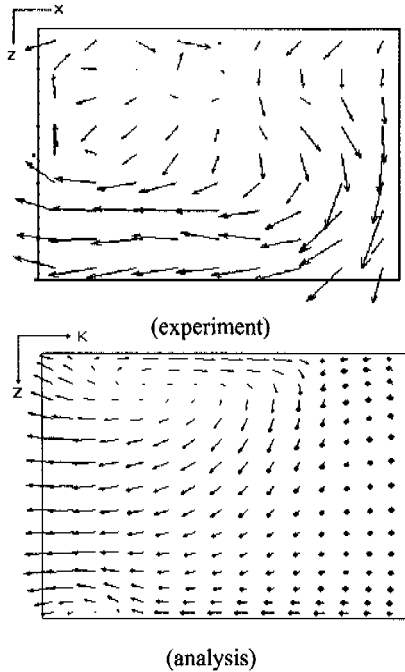


Fig. 11 Velocity vectors at the fan outlet

7. 결 론

본 연구의 수치해석 결과 웬 내부의 복잡한 3차원 유동장을 정성적으로 잘 예측하였다. 이를 요약하면

(1) 로터 내부유동에서 임펠러로 유입되는 유량 균일하게 분포하지 않고, 웬 출구부에 가까운 임펠러 부분으로 많은 유량이 통과한다.

(2) 웬 입구에 가까운 단면에서 유동차단 영역이 형성됨을 확인하였다. 그러나 유동차단 영역은 원주방향으로 균일하게 분포하지는 않으며, 많은 유량이 통과하는 영역에서는 유동 차단 영역이 발생되지 않았다. 반대로 가장 적은 유량이 통과하는 영역에서 유동차단 영역이 넓게 존재하였다.

(3) 스크롤 내부에는 2차 유동이 형성되는데, 그 원인은 유동차단 영역의 영향으로 웬 입구부에 가까운 단면에서 형성된다. 그러나 출구부에 접근하면서 이러한 2차 유동은 소멸된다.

(4) 스크롤 벽면에서 정압 분포는 cut-off 를 0° 기준으로 잡았을 때 0°와 가까운 지역에서 불안정한 분포를 보이며, 60° ~ 200°까지는 일정한 분포를 보인 후 300° 지점부터는 국소적 영역에서 낮은 압력영역이 발생하여 입구부에서 스크롤로 많은 유량을 흡입한다.

(5) 웬 출구부 단면에서 유동은 시계 방향으로 회전하며 흐르고 있다. 또한 웬 입구에서 측정된 입구조건을 수치계산의 입구경계조건으로 주어 해석한 결과 복잡한 웬 내부 3차원 유동특성을 예측할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Wright, T., 1984, "Centrifugal Fan Performance with Inlet Clearance," *Trans. ASME, Journal of engineering for Gas Turbines Power*, Vol. 106, p. 906~912.
- (2) Senoo, Y. and Ishida, M., 1985, "Pressure Loss due to the Tip Clearance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers," *Trans. ASME, Journal of Engineering Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 16, pp. 123~132.
- (3) Kind, R. J. and Tobin, M. G., 1990, "Flow in a centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type," *Trans. ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 84~90.
- (4) 김진권, 강신형, 1997, "스크롤이 시로코 웬의 유동장에 미치는 영향," *춘계학술대회논문집, 대한기계학회*, pp. 457~464.
- (5) Eck, B., 1973, *Fans*, Pergamon Press, Oxford.
- (6) 김광용, 첸시, 김세윤, 1996, "원심 다익 송풍기 내 3차원 유동의 Navier-Stokes 해석," *춘계학술대회논문집, 대한기계학회*, pp. 310~313.
- (7) 맹주성, 윤준용, 안태범, 윤종은, 한덕전, 1999, "다익 웬/스크롤 시스템의 로터 내부 유동 특성에 관한 실험적 연구," *대한 기계학회논문집 B 권*, 제 23 권 제 5 호, pp. 646~652.
- (8) 맹주성, 윤준용, 1998, "PAC 용 저소음-고효율 FAN/scroll 개발," *Technical Report HYCFEL9707*, 한양대학교.