

다익송풍기 내부 3차원 정상유동의 수치해석

서성진* · 첸시** · 김광용*** · 강신형****

Analysis of the three-dimensional Steady Flow through A Multi-blade Centrifugal Fan

Seoung-Jin Seo*, Xi Chen**, Kwang-Yong Kim***, Shin-Hyung Kang****

Key Words: Multi-blade Centrifugal Fan(원심다익송풍기), Reynolds-averaged Navier-Stokes equations(레이놀즈평균나비에스톡스 방정식), Numerical Calculation(수치계산), Blade Forces(블레이드힘)

ABSTRACT

A numerical study is presented for analysis of three-dimensional incompressible turbulent flows in a multi-blade centrifugal fan. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with a standard $k-\epsilon$ turbulence model are discretized with finite volume approximations. The computational area is divided into three blocks: inlet core, impeller and scroll parts, which are linked by a multi-block method. The flow inside of the fan is regarded as steady flow, and the mathematical models for the impeller forces were established from a cascade theory and measured data. Empirical coefficients are obtained comparing between computational and experimental results for the case without scroll, and are employed to simulate the flow through the impeller with scroll. In comparisons with experimental data, the validity of the mathematical models for the impeller forces was examined. The characteristics of the flow in the scroll were also discussed.

1. 서론

전향날개(forward curved blade)를 갖는 원심형 다익송풍기는 그 크기에 비해 고품량, 저소음 특성으로 인해 공기조화 시스템의 송풍장치로 널리 사용되고 있다. 다익송풍기의 고효율·저소음 최적설계를 위해서는 송풍기 내의 유동장에 대한 정밀한 유동해석이 필요한데 최근의 발달된 전산유체역학적 삼차원 유동해석기법은 이러한 유동해석에 매우 유용한 수단을 제공

할 수 있다.

다익송풍기 내의 유동특성은 Eck⁽¹⁾에 의해 언급된 바 있으며, 그 이후에도 여러 연구자들에 의해 유동과 효율 및 소음특성에 관한 실험적인 연구들이 수행되어 왔으나, 비대칭적인 기하학적 형상과 삼차원성이 강한 유동특성으로 인하여 실험적 측정과 수치해석 상의 어려움이 커서 아직까지 송풍기의 내부 유동구조에 대한 해석은 만족할 만한 수준에 이르지 못하고 있다. 강신형 등⁽²⁾⁻⁽⁴⁾은 실험적 연구에서 스크롤(scroll)과 임펠러(impeller)의 상호작용을 제외한 경우와 고려한 경우 대하여 임펠러를 지나는 유동의 특성을 상세하게 고찰하였다. 특히 임펠러와 스크롤의 설계를 위해서는 임펠러를 지나는 유동의 3차원성과 유동역류를 설계 시 합리적으로 예측하는 것이 임펠러의 설계와 스크롤의

* 인하대학원 기계공학과

** Georgia Institute of Technology

*** 인하대학교 기계항공자동화공학과

**** 서울대학교 기계공학과

E-mail : kykim@dragon.inha.ac.kr

형상설계를 위해서 중요하다.

다익송풍기의 유동장은 흡입부와 임펠러 및 스크롤의 세 부분으로 나눌 수 있는데, 임펠러와 스크롤의 상호작용에 의해서 전체유동은 비정상 삼차원 유동이 된다. 그러나, 복잡한 다익송풍기 유로 내 비정상 3차원 점성유동의 해석은 과도한 계산시간을 요하기 때문에 아직도 실용적이지 못하다.

임펠러의 날개수가 많지 않은 원심송풍기를 지나는 유동의 경우에는 흡입부의 유동을 축대칭으로 가정하고 임펠러를 지나는 유동을 주기적이라고 가정하여 회전좌표계에서 정상유동으로 간주할 수 있다. 그러므로, 많은 경우에 유동해석은 날개면들과 허브 및 슈라우드로 둘러싸인 단순한 계산영역에서 이루어질 수 있다. 이 경우, 임펠러로부터 스크롤로 유입되는 유동이 균일하다는 가정을 사용함으로써 계산에 사용되는 컴퓨터의 기억용량과 계산시간을 절약할 수 있다. 그러나, 날개수가 많은 다익송풍기에서는 보류트와 임펠러 사이의 상호작용 때문에 유동장이 축대칭이고 주기적이라고 가정될 수 없기 때문에 송풍기 내의 전체 유동장에 대해 삼차원 유동해석을 수행하여야 한다. 본 연구에서는 원심다익송풍기의 설계를 위한 실용적인 삼차원 Navier-Stokes 해석수단을 개발하고자 하였으며, 이를 위해 다익임펠러를 지나는 유동의 간단한 수학적 모형을 개발하였다.

다익임펠러는 많은 날개수로 인해 각각의 날개에 걸리는 공력학적 하중이 비교적 작고 날개 사이의 속도와 압력의 변화가 비교적 크지 않기 때문에, 임펠러에 작용하는 힘을 수학적으로 모형화함으로써 송풍기 내의 유동을 정상류로 해석할 수 있다. 본 연구에서는 임펠러 유동의 수학적 모형을 개발하고 그 타당성을 검토하기 위해 두 단계의 연구를 수행하였다. 첫 단계에서는 스크롤의 존재로 인한 불필요한 계산시간과 해석오차를 줄이기 위해 스크롤이 없는 상태에서 계산치와 실험치를 비교하여 수학적 모형에 필요한 계수들을 각각의 유량에 대해 구하였다. 다음 단계로 스크롤이 있는 실제 송풍기에 대한 유동해석을 통해서 임펠러 모형의 타당성을 검토하였다. 아울러, 수치계산결과로부터 스크롤 내부유동장의 특성을 분석하였다.

2. 송풍기의 형상 및 실험조건

본 연구에서는 원심 다익송풍기의 임펠러에 대한 수학적 모형을 개발하고 결과의 타당성을 검증하기 위해

Table 1 Dimension of Multi-Blade Fan and Measurement Positions

impeller		blade		scroll	
d_1	266 mm	β_{1A}	67.8°	α	7.86°
d_2	310 mm	β_{2A}	151.3°	$r \approx 155 e^{\theta \cdot \tan \alpha}$	
d_1/d_2	0.858	shape	cir. arc	B	170 mm
b	160 mm	radius	17 mm	θ_c	71°
Z	48	t	1.2 mm	r_c	10 mm

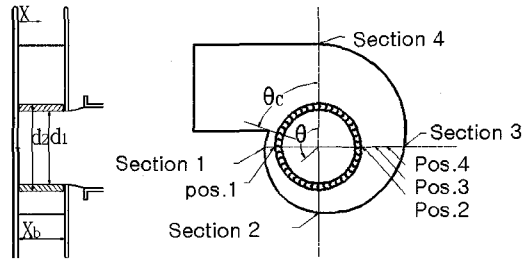


Fig. 1 Geometry of the multi-blade fan.

강신형과 김진권⁽²⁾의 실험결과를 이용하였다. 실험과 수치계산에서 사용된 다익송풍기 모형의 사양은 Table 1 과 같고 Fig. 1에 도시하였다.

김진권과 강신형⁽²⁾은 임펠러와 스크롤의 상호작용을 배제한 임펠러만의 유동특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였다. 이들은 스크롤이 없는 축대칭유동의 경우에는 Fig. 1의 pos. 1 위치에서 출구유동을 측정하였고, 스크롤이 있는 경우는 pos. 2, 3 그리고 4에서 측정하였다. 본 연구의 수치계산결과에 의한 유동장은 Fig. 1의 Section 1, 2, 3과 4에서 제시되었다.

3. 유동해석방법

3.1 지배방정식

원심송풍기 내부의 비압축성 3차원 정상유동에 대한 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식은 Cartesian 좌표계에서 다음 형태로 나타난다.

$$E_x + F_y + G_z = S \tag{1}$$

여기서 x, y, z 는 x 축을 중심으로 Ω 의 각속도로 회전하는 회전좌표들을 나타내고, E, F, G 와 S 는 각기 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 E &= \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 - \mu_t \mu_x \\ \rho uv - \mu_t v_x \\ \rho uw - \mu_t w_x \end{bmatrix} & F &= \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v^2 - \mu_t v_y \\ \rho vw - \mu_t v_y \\ \rho vw - \mu_t v_y \end{bmatrix} \\
 G &= \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho w^2 - \mu_t w_z \\ \rho vw - \mu_t v_z \\ \rho w^2 - \mu_t w_z \end{bmatrix} \\
 S &= \begin{bmatrix} 0 \\ (\mu_t \mu_x)_x + (\mu_t v_x)_y + (\mu_t w_x)_z - p_x \\ (\mu_t \mu_y)_x + (\mu_t v_y)_y + (\mu_t w_y)_z - p_y \\ (\mu_t \mu_z)_x + (\mu_t v_z)_y + (\mu_t w_z)_z - p_z \end{bmatrix} \quad (2)
 \end{aligned}$$

위 방정식을 비직교곡선 좌표계 (x^1, x^2, x^3) 로 변환하고 운동량방정식을 유한체적법⁽⁵⁾을 사용하여 이산화하여 수치해석 한다.

수치도식으로 대류항에 대해서 선형풍상차분도식(linear upwind differencing scheme)을 사용하였고, 확산항에 대해서는 중앙차분도식(central difference scheme)을 사용하였으며 압력보정을 위해 SIMPLEC 알고리즘⁽⁶⁾을 채택하였다. 최종단계의 이산화된 방정식은 SIP(strongly implicit procedure)⁽⁷⁾를 사용해 계산한다.

본 연구에서는 난류유동의 해석을 위하여 표준 k-ε 모델⁽⁸⁾을 사용하였다.

3.2 경계조건

타원형 편미분방정식인 Navier-Stokes 방정식을 계산하기 위해서는 모든 계산영역의 경계면에 경계조건을 주어야 한다. 본 연구에서 대상으로 하는 유동의 계산영역 경계면은 입구경계면, 출구경계면과 벽경계면으로 나누어, 각 경계면에서 다음과 같은 경계조건을 사용하였다.

입구에서 속도분포는 균일하다고 가정하였다. 난류 운동에너지 k 와 소멸율 ϵ 은 균일한 값으로 주었다. 출구 경계면에서는 축방향 모든 변수들의 구배가 무시된다는 조건을 도입하였다. 벽면에서는 벽함수를 적용하여 속도 및 k 와 ϵ 의 경계조건을 처리하였다. 블록사이의 경계면에서는 다른 블록의 물리량과 그 구배를 서로 공유하며, 같은 값을 가질 수 있게 수식화하여 처리하였다.

3.3 임펠러 유동모형

본 연구에서는 임펠러 날개 사이의 국소적인 유동

해석을 수행하지 않고 임펠러의 존재를 수학적으로 모형화하여 임펠러와 스크롤의 상호작용을 고려한 전체 송풍기 내의 3차원 유동을 수치모사하고자 한다.

유동은 회전하는 임펠러의 날개 사이를 지나면서 각운동량의 증가가 이루어지고, 이를 통해서 전압의 상승이 이루어진다. 한편, 점성손실에 의한 전압의 손실도 발생한다. 이러한 변화는 각 날개 사이의 3차원 공간에서 이루어지고 있으나 구체적인 구조는 정밀한 실험이나 비정상 3차원 수치해석을 통해서 얻을 수 있다. 이러한 전달현상은 운동량방정식에서 임펠러의 위치에 임펠러에 의한 각운동량의 생성항을 적절히 분포 시킴으로서 모형화할 수 있다. 물론 임펠러의 입구와 출구에서 연속방정식은 성립해야 한다. 운동량의 총량은 임펠러의 입구와 출구에 설정한 검사체적에 대하여 1차원 속도삼각형 개념으로 구하는 것이 가능하다.

송풍기의 질량유량이 \dot{m} 인 경우에, 임펠러에 작용하는 토크는 다음과 같다.

$$T = \dot{m}(d_2 c_{2u} - d_1 c_{1u})/2 \quad (3)$$

여기서 임펠러의 내경과 외경이 각각 d_1 과 d_2 이며, 임펠러 입구와 출구의 속도는 각각 c_1 과 c_2 이다. 하첨자 u 는 속도의 접선방향 성분을 나타낸다. 회전방향 힘 f_c 는 식 (3)을 이용하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$f_c = 2T/\bar{d} = \dot{m}(d_2 c_{2u} - d_1 c_{1u})/\bar{d} \quad (4)$$

여기서, \bar{d} 는 임펠러 내경과 외경의 평균값이며 \dot{m} 은 c_{1r} 에 의해 구할 수 있고, c_{2u} 는 c_{2r} 과 출구각 β_{2A} 및 미끄럼을 고려한 속도계수 ϵ 으로부터 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{c_{2u}}{c_{2u\theta}} \quad (5)$$

이론적인 출구속도 $c_{2u\theta}$ 를 임펠러의 회전각속도 ω 와 출구각 및 속도계수를 이용해 나타내면, 식 (4)와 (5)로부터 f_c 를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f_c = \dot{m}[d_2(d_2\omega/2 - c_{2r} \cot \beta_{2A})\epsilon - d_1 c_{1u}]/\bar{d} \quad (6)$$

반경방향의 힘은 다음의 과정을 통해 얻어진다. 반경방향 운동량방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f_r + A_1 p_1 - A_2 p_2 = \dot{m}(c_{2r} - c_{1r}) - \int_V \rho \frac{c_u^2}{r} dV \quad (7)$$

여기서 A_1 과 A_2 는 $x-\theta$ 평면에서 각각 임펠러의 입구와 출구 유동단면적이다.

에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{h_{im}}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} \quad (8)$$

여기서, p_1 과 p_2 는 각기 입구와 출구에서의 압력, h_{im} 은 다음과 같은 임펠러의 일을 나타낸다.

$$h_{im} = h_{th} \eta_{im} = \rho(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \eta_{im} \quad (9)$$

여기서 η_{im} 은 임펠러의 효율이며 h_{th} 는 Euler 일이다.

식 (8)과 속도삼각형을 이용하면 식 (7)로부터 다음과 같은 반경방향 힘의 표현을 얻을 수 있다.

$$f_r = \frac{1}{2} \bar{A} \rho [c_{2u} \{ (1 + \eta_{im}) u_2 - c_{2u} \} - c_{1u} \{ (1 + \eta_{im}) u_1 - c_{1u} \}] - \sum \frac{\rho \Delta V}{r} c_u^2 \quad (10)$$

여기서, \bar{A} 는 A_1 과 A_2 의 평균을 나타내며, c_u 는 임펠러 내부에서의 접선방향 속도성분이다.

식 (6)과 (10)으로 나타나는 원주방향과 반경방향 힘의 성분들 f_c 와 f_r 은 체적력으로서 임펠러가 존재하는 영역에서 각각 평균적인 힘과 국부적인 힘으로 나뉘어진다. 평균적인 힘은 유량계수 ϕ 로부터 구해진 임펠러 입구와 출구에서의 평균속도, $\overline{c_{1u}}$, $\overline{c_{1r}}$ 과 $\overline{c_{2u}}$, $\overline{c_{2r}}$ 를 이용하여 구해진다. 또한 국부적인 힘은 임펠러 입구와 출구에 위치한 격자점에서의 속도 즉, 수치계산의 결과로서 얻어진 각방향의 속도성분으로부터 속도삼각형과 c_{1u} , c_{1r} 및 c_{2u} , c_{2r} 을 이용하여 계산된다. 이들 평균적인 힘과 국부적인 힘은 산술평균한 후에 임펠러 영역의 격자점들에 대한 운동량방정식의 생성항에 포함시켜 임펠러의 회전효과를 모사한다. 이상의 모델에서는 속도계수와 효율을 미리 알아야 한다. 본 연구에서는 스크롤이 없는 김진권과 강신형⁽²⁾의 실험 결과를 이용해 이 값들을 결정하였다.

4. 결과 및 검토

다익송풍기 내부 유동해석을 위하여 흡입부와 임펠러 및 스크롤의 세 블록으로 격자를 구성하였으며 이를 Fig. 2에서 나타내었다. 스크롤이 존재하지 않는 경우, 계산영역의 출구면 직경이 임펠러 직경의 다섯배, 즉 $5 \times d_1$ 되도록 하였다. 블록 사이의 경계면에서 격자점을 서로 공유하도록 하였다. 각 블록에서 사용된 각 방향 격자수는 Table 2에 수록하였다.

본 연구에서 사용된 작동유체는 20°C의 공기이며 밀도는 1.22 kg/m^3 이고 점성계수는 $1.8 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 이다. 임펠러 회전수는 250 rpm이며, 스크롤이 없는 경우 유량계수, ϕ 는 1.2, 2.0, 2.8, 3.6, 4.4, 5.2 에 대해, 스크롤이 있는 경우에는 1.2, 2.4 그리고 4.0 에 대해 계산을 수행하였다.

격자의존성 시험을 위해 Table 2에 나타난 바와 같은 보다 세밀한 격자계를 사용한 계산을 추가적으로 수행하였으며, 계산결과가 허용오차 내의 일치성을 나타내었으므로 사용된 격자계의 타당성을 확인할 수 있었다.

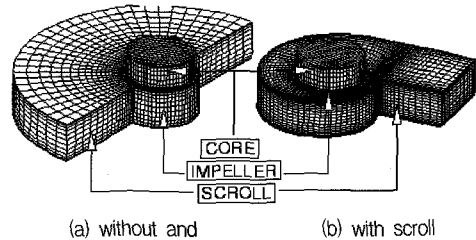


Fig. 2 Grid alignments for numerical calculation

Table 2 Numbers of grids for zones of computational domain

Block	W/o scroll			With scroll			W/ Grid dep. test		
	I	J	K	I	J	K	I	J	K
Core	18	18	18	26	18	18	40	30	30
Impeller	6	66	12	6	66	20	6	114	30
scroll	22	66	12	96	16	20	165	20	30

4.1 스크롤이 없는 경우

임펠러유동의 수학적 모형에 사용된 속도계수 ϵ 과 효율 η_{im} 을 구하기 위해서 스크롤이 없는 경우 ϵ 과 η_{im} 의 값을 변화시키며 수치계산한 결과를 임펠러 출구에서의 실험치와 비교하였다.

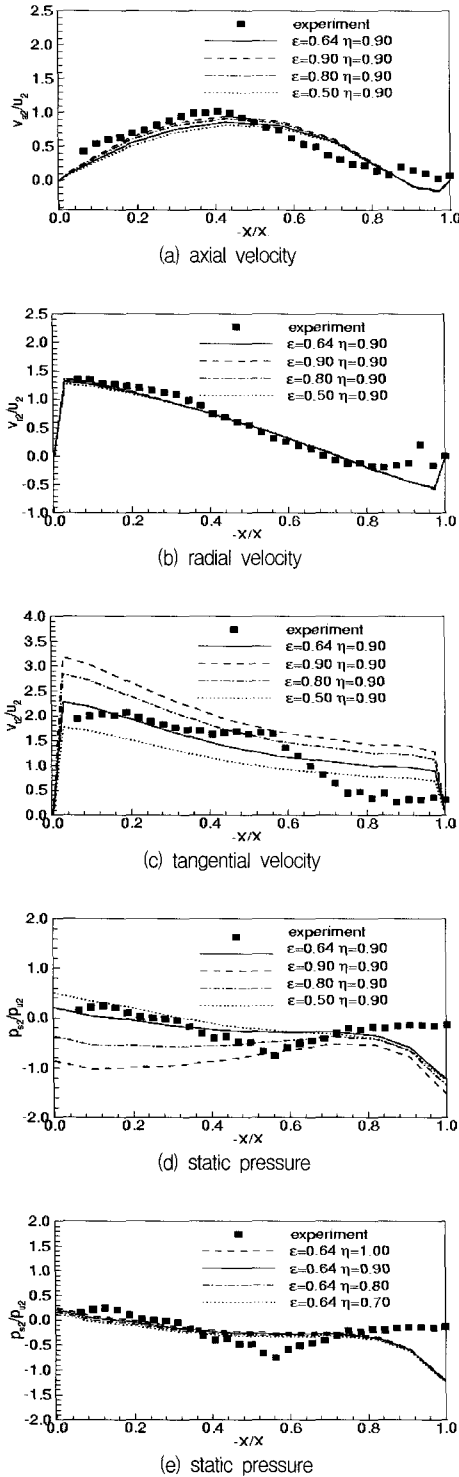


Fig. 3 Comparisons of computational results with measurements at the impeller exit, in case without scroll

Table 3 Optimum values of ϵ and efficiency

ϕ	1.2	2.0	2.8	3.6	4.4	5.2
ϵ	0.76	0.68	0.64	0.59	0.59	0.59
η_{im}	0.70	0.81	0.90	1.00	1.00	1.00

Fig. 3(a)-3(d)에서는 $\phi=2.8$ 의 경우에 대해 η_{im} 을 0.9로 고정시킨 상태에서 ϵ 의 값을 변화시켜가며 출구에서의 축방향(V_{ax}), 반경방향(V_{ra}), 접선방향 속도 성분(V_{ta}) 및 정압(p_{st})의 분포를 비교하였으며, Fig. 3(e)에서는 ϵ 을 0.64로 고정시킨 상태에서 η_{im} 를 변화시켜가며 수치계산한 결과를 보여주고 있다. Fig. 3에서 x 축은 스크롤의 폭을 나타내며 $-X/X_b=0$ 은 송풍기 뒷판의 위치를 나타낸다. 속도성분은 임펠러 외주의 회전속도(u_2)로, 압력은 임펠러 외주 회전속도의 동압 $p_{st} = \rho u_2^2/2$ 로 무차원화하여 나타내었다.

Fig. 3(a)에서 축방향 속도성분은 흡입구 근처에서 계산치가 국부적으로 음의 값을 갖는다는 것이 주목되며, 최대점 위치의 차이를 제외하면 전반적으로 실험치와 잘 일치한다. 속도계수가 이 속도성분에 미치는 효과는 매우 작다. Fig. 3(b)에서는 반경방향 속도성분을 나타내었다. 흡입구에서 뒷판 쪽을 향하면서 속도가 증가하는 경향은 실험치와 매우 잘 일치하며 흡입구 쪽에서는 국부적으로 역류가 관찰된다. 속도성분이 임펠러의 폭 방향으로 크게 변하기 때문에 1차원 이론에 근거를 둔 설계 방법은 상당한 오차를 수반할 것으로 예상된다. 축방향 속도성분에서와 마찬가지로 속도계수의 영향은 매우 작다. Fig. 3(c)에는 접선방향 속도성분을 나타내었다. 실험결과는 흡입구 근처에서 접선속도 성분이 상당히 감소하는데 반해 계산에서는 완만한 변화를 보인다. 속도계수는 접선속도 성분을 직접적으로 제어하기 때문에 예상한 대로 속도계수에 대해 상당히 민감한 변화를 나타낸다. 여러가지 값들에 대한 검토를 통해 $\epsilon=0.64$ 를 최적치로 결정하였다. Fig. 3(d)에는 정압분포를 나타내었다. 속도계수는 접선방향 속도성분을 통해서 전압의 상승에 직접적인 영향을 미치기 때문에 정압에도 민감한 영향을 나타낸다.

각각의 유량계수에 대해 이상과 같은 과정을 반복수행하여 얻은 ϵ 과 η_{im} 의 최적치들을 Table 3에 나타내었다.

4.2 스크롤이 있는 경우

김진권과 강신형⁽²⁾의 연구에 따르면, 임펠러와 스크롤의 상호작용이 속도계수에 미치는 영향은 설계점 근처에

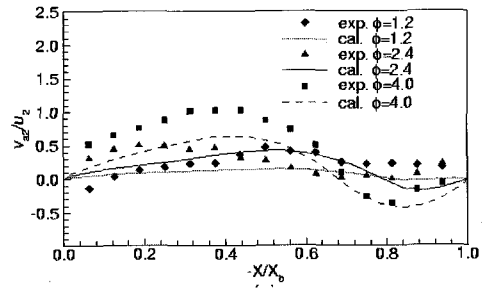
서 크지 않으므로, 앞에서 구한 속도계수와 효율을 스크롤이 있는 경우에도 그대로 적용하였다.

Fig. 1의 pos. 2에서 예측된 속도성분과 정압분포를 본 연구에서 계산된 값과 비교하였다. 우선 Fig. 4(a)에서는 축방향 속도성분에 대해 계산치와 실험치를 $\phi=1.2$, 2.4 및 4.0인 유량계수들에 대해 비교하였다. 고유량계수인 $\phi=4.0$ 일 때를 보면, 축방향 속도가 $-X/X_b=0.4$ 근처에서 최대값을 가지며 음의 값을 갖는 부분이 다른 유량계수의 경우 보다 넓다. 계산치는 실험치에 비해 정량적으로 작은 속도를 예측하고 있으나 계산치와 실험치의 최대 속도점 위치가 일치하는 등 정성적으로는 잘 일치하는 경향을 보인다. 유량계수가 감소함에 따라 계산치에서는 최대값을 갖는 위치가 입구 쪽에 가까워지고 음의 속도를 갖는 영역도 작아지고 있음을 볼 수 있다. 이러한 역류현상은 임펠러를 지나면서 유로의 폭이 갑자기 확대됨에 따라 발생하는 것으로 스크롤 내부의 전 영역에서 나타나고 있다.

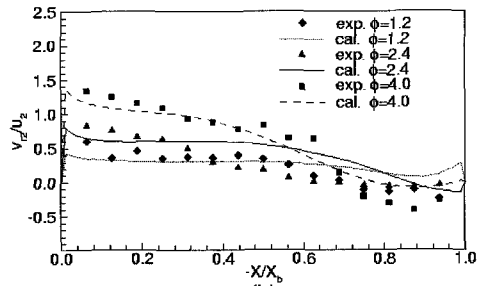
Fig. 4(b)에서는 반경방향 속도성분의 분포를 도시하였다. 계산치는 반경방향 속도가 흡입구 부분에서 작은 값을 보이나, 스크롤 뒷판 근처에서는 거의 일정한 크기를 유지함을 나타낸다. 유량계수가 2.4와 4.0으로 큰 경우에는 흡입구 쪽에서 반경방향 속도성분이 음인, 즉 임펠러 내부로 유동이 역류되어 들어오는 경우가 발생한다. 계산치와 실험치는 역류부분을 제외하고는 비교적 잘 일치한다.

접선방향 속도성분에 대한 실험치와 계산치는 Fig. 4(c)에서 비교하였다. 실험치와 계산치에서 공히 $-X/X_b=0$ 에서 0.5까지는 이 속도성분의 크기가 거의 일정하게 유지되다가 점차 증가하여 $-X/X_b=1.0$ 에서 최대가 된다. 스크롤이 없는 경우에 비해서는 단면 내에서 속도변화가 크지 않다. 이는 스크롤 내부에서 형성되는 2차유동의 영향이라고 생각된다. 스크롤은 단순한 볼류트의 역할 뿐만 아니라 임펠러 내부 유동을 보다 균일하게 하는 역할을 하고 있으며, 설계 시 이러한 기능이 최대가 되도록 정하는 것이 바람직하다고 생각된다. 더구나 저유량에서는 축방향 전체에 대해 균일한 속도분포를 보이고 있으며 이는 스크롤 내부의 유로 폭이 충분하기 때문인 것으로 생각된다.

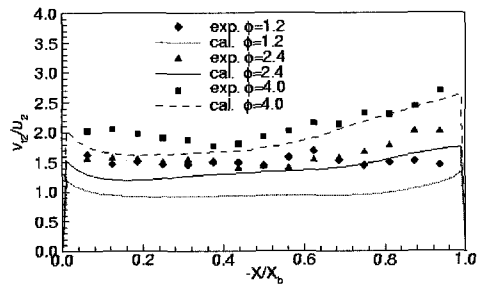
Fig. 4(c)에서 설계점 유량계수 ($\phi=2.0$)보다 작은 $\phi=1.2$ 의 실험치는 $\phi=2.4$ 의 실험치와 스크롤 뒷판 근처에서 큰 차이를 보이지 않고 있으나, 수치계산결과는 실험과는 달리 이 부분에서 유량계수에 비례해 접선



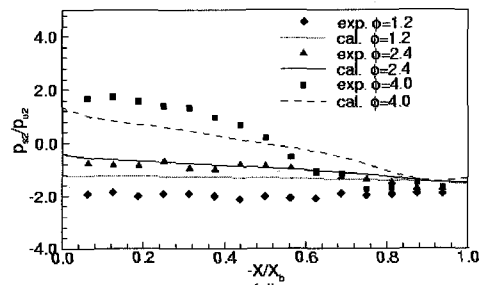
(a) axial velocity



(b) radial velocity



(c) tangential velocity



(d) static pressure

Fig. 4 Comparisons of computational results with measurements at the impeller exit, position 2

속도가 작아지고 있다. 그러나, 속도분포의 정성적인 경향은 실험치와 동일하다. 정압분포를 실험치와 비교하여 Fig. 4(d)에 나타내었다. $\phi=1.2$ 와 2.4 인 경우 축 방향을 따라 거의 균일한 압력분포를 나타내고, 설계점 유량계수보다 큰 $\phi=4.0$ 의 경우에는 뒷판 근처에서 압력이 크게 상승함을 알 수 있다.

Fig. 5에서는 임펠러 출구에서 절대유동각과 상대유동각 및 슬립계수(slip factor)에 대해서 계산결과와 실험치를 비교하였다. Fig. 5(a)에서 절대유동각은 저유량계수인 $\phi=1.2$ 의 경우 뒷판 근처에서 약 20° 정도의 균일한 값을 보이나 중간부분($-X/X_b=0.5$)에서 입구

쪽으로 가면서 다소 감소한다. 유량계수가 증가함에 따라 뒷판 근처에서는 크기가 증가하고 감소하기 시작하는 위치도 점차 뒷판 쪽으로 이동한다.

Fig. 5(b)에서는 상대유동각에 대해 계산치와 실험치를 비교하였다. Fig. 4(c)에서 보았던 바와 같이 $\phi=1.2$ 일 때 접선방향 속도성분을 실험치보다 상당히 작게 예측함으로써 상대유동각이 실험치와 크게 차이를 보이는 것을 제외하면 다른 유량계수에서는 잘 일치하고 있다. 이러한 차이는 주로 Fig. 4(c)에 나타낸 접선 속도에서의 차이 때문이다.

Fig. 5(c)에서 $k_s=(u_2-v_{t2})/u_2$ 와 같이 정의한 슬립계수를 비교하였다. 유량계수가 클수록 뒷판 근처에서 k_s 가 크며 각 유량계수에서 동일하게 뒷판에서 멀어짐에 따라 그 크기가 감소하는 데 유량계수가 클수록 감소하는 정도가 더 커짐을 알 수 있다.

4.3 스크롤 내부의 유동

스크롤 단면내의 유동을 살펴보기 위해 Fig. 1에 표시한 스크롤 내부의 각 단면에서 설계점 유량계수에 가까운 $\phi=2.4$ 일 때의 유선들을 Fig. 6에 도시하였다. Fig. 6(a)에서 나타낸 section 1에서는 스크롤 내부 공간이 좁기 때문에 순환 유동이 작고 흡입구에 치우쳐 형성됨을 관찰할 수 있다. Fig. 6(b)에는 $\theta=180^\circ$ 단면(section 2)에서의 유선들을 그림 왼편에 나타내었다. 순환유동의 중심이 좀 더 스크롤의 중심부로 이동하였다. 이를 중심으로 한 개의 커다란 순환 유동이 형성된다. 하류로 가면서 $\theta=270^\circ$ 단면(Fig. 6(a)의 section 3에

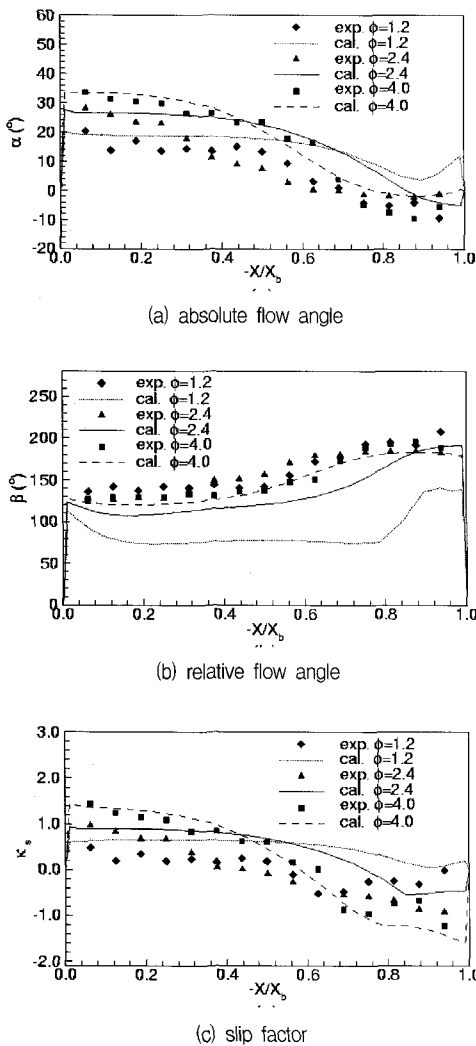


Fig. 5 Comparisons of computational results with measurements at the impeller exit, position 2

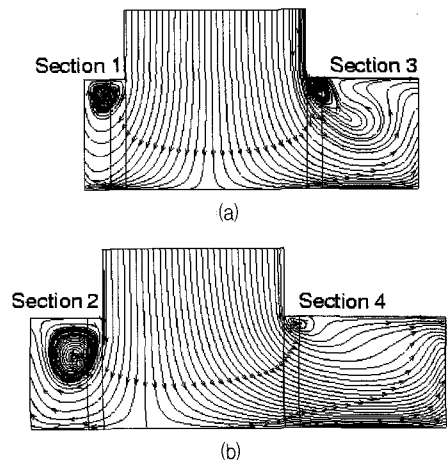


Fig. 6 Computational streamlines

서는 순환유동의 중심이 단면의 중심으로 이동하면서 임펠러의 내부로 역류되는 구역이 작아진다. $\theta=360^\circ$ 인 단면(Fig. 6(b)의 section 4)에서는 임펠러 출구에서 순환영역의 크기가 줄어들어 절대유동각은 축방향 전체에서 거의 일정한 값을 유지하고 있다.

4.4 원주방향 특성 및 성능곡선

유동의 3차원성은 주로 각 단면에서 순환 영역의 형성과 밀접하게 연관되어지고, 따라서 유동특성은 원주 방향의 각 단면에서 상당히 다르게 된다. Fig. 7에는 임펠러 출구에서 원주방향으로 속도성분과 압력 및 유동각들의 변화를 $-X/X_b=0.1, 0.5$ 및 0.9 위치에서 나타내었다. Fig. 7(a)에 나타난 축방향 속도성분은 입구쪽에서는 원주방향으로 민감한 변화를 보여주고 있으나 뒷판근처에서는 거의 균일한 분포를 나타내고 있다. 스크롤내의 순환유동으로 인해 중간면과 입

구근처에서 서로 상반되는 변화가 나타남을 알 수 있다.

Fig. 7(b)의 반경방향 속도분포는 스크롤 내순환유동이 입구쪽에 치우쳐 형성되는 관계로 뒷판근처와 중간면에서의 분포는 거의 일치하고 있으나 입구쪽의 분포는 이들과 큰 차이를 나타내며 대부분의 영역에서 음의 값을 보이고 있다. Fig. 7(c)의 접선방향 속도분포도 이와 매우 흡사한 경향을 나타내고 있으나 원주각이 커지며 입구쪽 속도가 상대적으로 커지는 현상이 다른 점이다.

Fig. 7(d)의 정압분포는 폭방향으로 큰 차이를 나타내지 않으나, 스크롤의 폭이 좁은 목부분에서가장 큰 차이를 나타내는 것은 이 부분의 순환유동이 작지만 가장 강하게 형성되기 때문이다.

Fig. 8은 $\phi=2.4$ 일 때 스크롤 외벽을 따른 압력분포를 나타낸다. x축의 $\theta-\theta_c=0$ 은 스크롤의 cutoff 위치이다. 스크롤의 내부 단면적이 좁은 section 1에서는 입구로부터 뒷판 쪽으로 갈수록 벽면정압이 높게 계산되어 $-X/X_b=0.0$ 과 1.0 사이에 커다란 압력차가 있으나

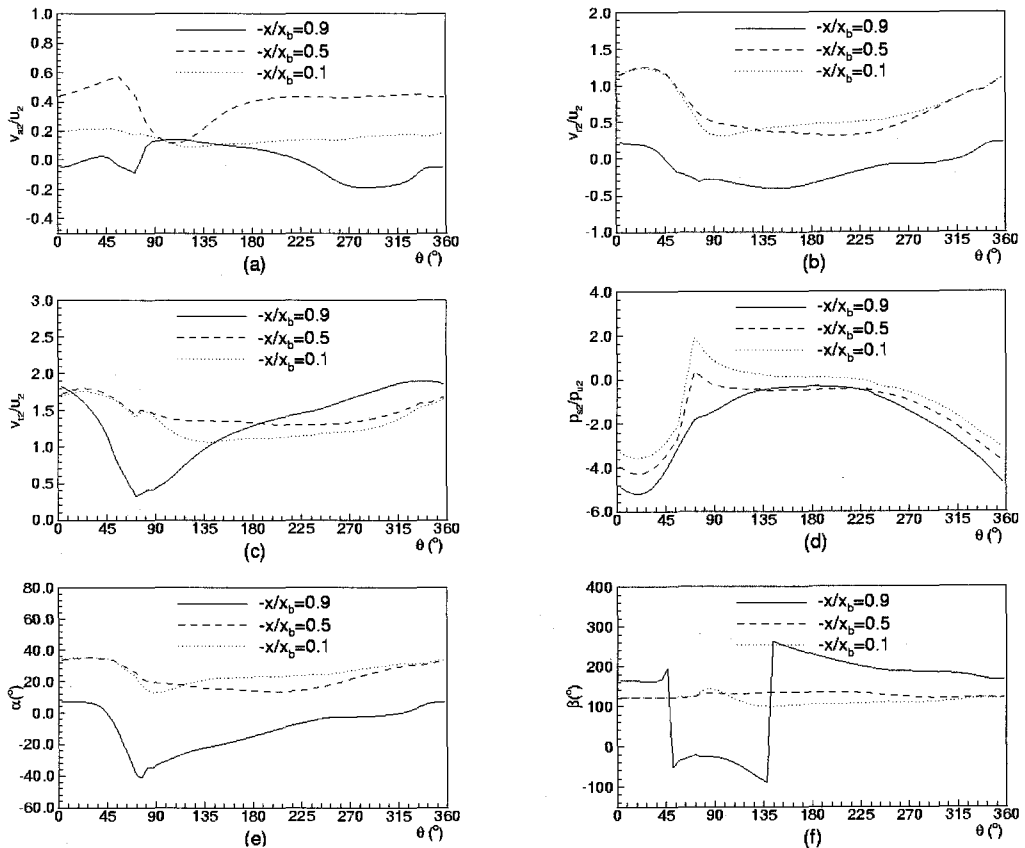


Fig. 7 Profiles at the impeller exit: (a)axial, (b)radial, and (c)tangential velocity components, (d)static pressure (e)absolute and (f)relative flow angles

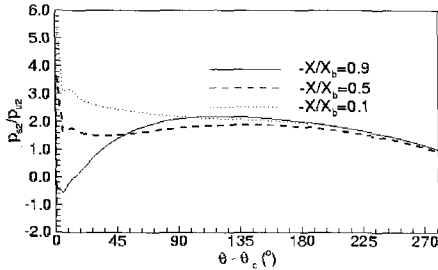


Fig. 8 Pressure distributions along the casing wall

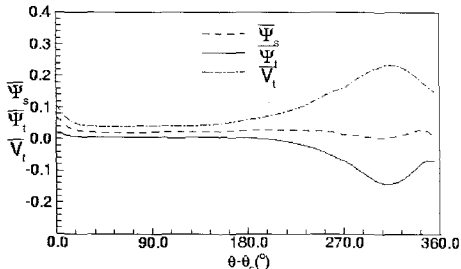


Fig. 9 Mass averaged pressure coefficients and tangential velocity profiles

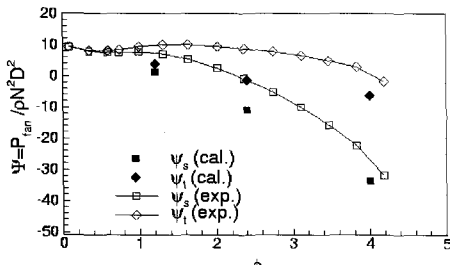


Fig. 10 Calculated and measured performance curves

section 2에 도달하며 압력차가 상당히 감소한다. 정압은 section 2에서 section 4로 가며 완만한 감소를 보인다.

Fig. 9에는 $\phi=2.4$ 일 때 전압과 정압계수, $\Psi_t (= 2p_t / \rho u_2^2)$ 와 $\Psi_s (= 2(p_s - p_o) / \rho u_2^2)$ 및 접선속도성분 V_t 를 스크롤의 단면에서 질량평균한 값들을 나타내었다. 스크롤 출구 쪽을 향하면서 정압은 감소하고 속도는 증가하고 있으며, 전압은 손실에 의해 작은 감소를 나타냄을 알 수 있다.

송풍기의 성능에 대한 계산과 실험결과를 Fig. 10에서 비교하였다. ϕ 는 유량계수, Q/ND^3 이며, p_{FAN} 은 스크롤 출구 압력과 임펠러 입구 압력의 차이를 나타낸다. 각 압력은 각 단면에서 Fig. 9에서와 같은 방법으로 압력을 질량평균하여 구하였다. 계산은 실험에 비해 전반적으로 성능을 낮게 예측하고, 저유량 보다 고유량 범위에서 상대적으로 좋은 결과를 나타냄을 알 수 있다.

계산결과가 전반적으로 저유량 범위에서 실험치와 차이

를 나타내고 있는 주된 이유는 낮은 레이놀즈수로 인한 점성효과의 증대로 난류에 대한 다양한 부차적 변형율의 효과가 나타나는 데 반해 계산에 사용된 표준 k- ϵ 모델(8이 이들의 효과를 적절히 반영하지 못하기 때문인 것으로 사료된다.

5. 결론

원심다익송풍기의 3차원 유동장을 해석하기 위해 임펠러 유동의 수학적 모형을 고안하였다. 모형에 필요한 속도계수와 효율은 스크롤이 없는 단순유동장의 실험결과로부터 구할 수 있었다. 계산결과는 설계점 유량계수보다 작은 경우에는 실험치와 다소의 차이를 보이나 대체적으로 일치하는 결과를 보여주고 있고, 정성적으로도 스크롤 내부에서 타당한 유동장 예측 결과를 보여줌으로서 유동해석에 도입된 임펠러 유동의 수학적 모형이 타당함을 확인할 수 있었다. 이러한 모형을 사용함으로써 송풍기 내부유동장을 해석하기 위한 계산시간을 대폭 감소시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) Eck, B., 1975, "Fans, Pergamon Press".
- (2) 김진권, 강신형, 1997, "스크롤이 시로코 팬의 유동 성능에 미치는 효과", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집B, 논문번호 97 S077, pp. 457~464.
- (3) 김진권, 강신형, 1997, "스크롤이 시로코 팬의 성능 특성에 미치는 효과", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집B, 논문번호 97 S096, pp. 576~581.
- (4) Kim, J.K., and Kang, S.H., 1997, "Effects of the Scroll on the Flow Field of a Sirroco Fan," ISOROMAC-7, Hawaii, pp. 1318~1327.
- (5) Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts," Ph. D. Thesis, Imperial College, London.
- (6) Van Doormal J. P. and Raithby G. D., 1984, "Enhancement of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows", Numerical Heat Transfer, Vol. 7, pp. 147~163.
- (7) Fletcher, C. A. J., 1991, "Computational Techniques for Fluid Dynamics 1," Springer-Verlag, 1991.
- (8) Launder, B. E., and Spalding, D. B., 1974, "The Numerical Computational of Turbulent Flows," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269~289.