

## 원심형 날개를 부착한 축류팬의 유동특성 해석

최중근† · 이석중\* · 이명호\*\* · 성재용\*\*\*

(원고접수일 : 2006년 2월 17일, 심사완료일 : 2006년 5월 8일)

### **Analysis of Flow Characteristics on the Axial Flow Fan with Centrifugal Blade**

Jung-geun Choi† · Seok-jong Lee\* · Myoeng-ho Lee\*\* · Jae-yong Sung\*\*\*

**Abstract** : This study aims to propose a new model axial flow fan which attaches centrifugal blades, and to investigate the effect of centrifugal blades on the performance improvement of new model axial flow fan. A numerical simulation has been conducted using STAR-CD commercial code to solve the three dimensional incompressible Navier-Stokes equation for high Reynolds number  $k-\epsilon$  turbulent model. Numerical simulation is carried out to investigate the detail phenomenon in the flow field and performance characteristics of new model and normal model fan. Calculation results are compared with normal model's results to investigate which centrifugal blades effect on velocity profile and pressure distribution at various flow field positions, and calculation results show that new model fan can improve the performance of total pressure.

**Key words** : Axial Flow Fan(축류팬), Centrifugal Blade(원심날개), STAR-CD commercial code(STAR-CD 상용코드), High Reynolds  $k-\epsilon$  turbulent model(고레이놀즈 수  $k-\epsilon$  난류모델)

#### 기호설명

$c$  : chord length

$s$  : fan span

$\mu_t$  : eddy viscosity

$\tau$  : tip clearance

$\mu$  : absolute viscosity [kg/ms]

$\nu$  : kinematic viscosity [ $m^2/s$ ]

$\rho$  : density [ $kg/m^3$ ]

#### 1. 서론

축류형 팬은 원심형에 비하여 풍량은 크지만, 전압이 작으므로 설계점 이외의 운전조건에서는 효율

† 책임저자(서울산업대학교 에너지환경대학원), E-mail : aegisham@snut.ac.kr, Tel. : 02)971-6322

\* 서울산업대학교 에너지환경대학원

\*\* 서울산업대학교 기계공학과

\*\*\* 서울산업대학교 에너지환경대학원 에너지시스템 공학과

이 급격하게 낮아지는 단점이 있어서 고압이 요구되는 경우에는 적합하지 않은 것으로 취급되어 왔다. 그러나 최근에 공기조화설비나 장대터널에서의 급배기용 등에서와 같이 더 고압을 요구하는 경우로 까지 축류 팬의 사용범위가 확대되어 가는 추세이다.

축류팬에 관한 연구를 고찰해 보면 Lakshminarayana 등<sup>(1)</sup>이 축류 회전차의 고손실 영역으로 알려진 벽면과 케이싱 부근에서 회전차 내부 및 후방에 걸친 실험과 계산을 통해 유동장의 자세한 해석과 경계층, 후류 및 누설유동으로 인한 손실구조를 자세히 연구하였으며, Booth 등<sup>(2)</sup>은 익끝단에서의 누설유동에 의한 손실을 예측하기 위한 모델을 제시하고 회전차를 최적설계하기 위한 실험결과를 발표하였다. 국내에서는 Ro 등<sup>(3)</sup>이 표준  $k-\epsilon$  난류모델과 저 레이놀즈수  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하여 틱새크기의 변화와 영각 변화에 따른 틱새 부근의 누설유동 및 전압손실분포를 고찰하고 설계기법을 제시하였으며, Lee 등<sup>(4)</sup>은 고효율 축류팬의 설계를 위하여 날개 자체의 형상과 설계 최적화에 의한 손실의 감소 및 성능향상에 관한 연구결과를 발표하였다. Yim 등<sup>(5)</sup>은 실제의 축류팬을 제작하여 축류팬의 익끝단의 틱새 크기의 변화에 따른 손실의 크기를 실험적으로 구하였으며, Lee 등<sup>(6)</sup>은 축류팬의 익끝단의 틱새 크기의 변화에 따른 유동장의 손실구조를 수치적으로 해석한 결과를 제시하였다. 본 연구에서는 기존의 축류 팬 보다 더 높은 토출압력을 낼 수 있는 팬을 개발하기 위하여 새로운 모델의 축류 팬을 제안하고자 한다. 축류 팬의 전압성능을 대폭 향상시키기 위하여 기존의 축류 팬 날개에 원심형의 보조 날개를 부착한 새로운 모델의 축류팬을 제시하여 모델링하고 해석하였다. 상용 유동해석 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 신 모델 축류팬의 유동특성을 해석하였으며, 난류모델로서 고 레이놀즈수  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하였다. 계산결과로서 신 모델의 축류팬은 기존의 축류 팬 보다 더 높은 토출압력을 낼 수 있다는 것을 확인하였으며, 계산결과를 현재 수행중인 실험 데이터와 비교하여 유동 해석의 정확성을 확인하고 신 모델 팬의 개발을 위한 설계 데이터로 활용하고자 한다.

자 한다.

## 2. 해석모델 및 수치해석기법

### 2.1 지배방정식

3차원 난류유동을 해석하기 위하여 적용된 지배방정식은 STAR-CD methodology<sup>(7)</sup>에 제시된 연속방정식, 운동량방정식 및 표준  $k-\epsilon$  난류모델 방정식으로서 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \end{aligned} \tag{2}$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = & \tau_{ij} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \epsilon \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = & C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial}{\partial x_j} \\ & (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 와점성계수(eddy viscosity)  $\mu_t$  는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{5}$$

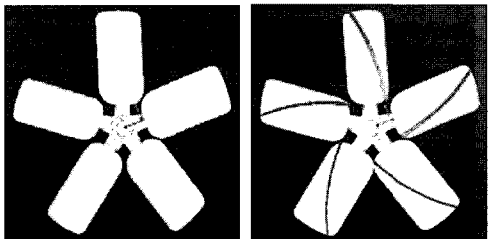
위의 지배방정식에서 표준  $k-\epsilon$  난류 모델계수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.22, \\ C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92 \end{aligned} \tag{6}$$

### 2.2 해석모델

축류팬의 형상은 팬 날개의 형상에 의해서 결정된

다. 팬 날개의 형상을 결정하는 주요변수로는 날개의 피치각(pitch angle), 캠버각(camber angle), 두께(thickness), 익현길이(chord length), 스패(span) 등이 있으며, 팬의 형상은 회전차의 지름과 허브(hub)의 지름을 결정한 후에 각 반경위치에서 날개의 형상을 결정하는 변수를 정해주면 된다. 본 연구에서는 Fig.1과 같은 2개의 팬 모델을 설정하였다. 먼저 기존 축류 팬의 모델링에서 날개의 수는 5매이며 회전차의 직경은 550mm, 스패(span)는 218mm, 익현은 124mm, 그리고 날개의 두께는 4mm, 곡률반경 500 mm인 평판형 날개이며 날개의 설치각(pitch angle)은 27°이다. 신 모델은 앞에서 나타난 축류팬을 기본으로 하여 곡률반경이 435 mm, 폭 15mm인 원심날개를 축류날개에 부착하였다. 두 모델(normal model, new model)의 유동 및 성능해석 조건은 Fig. 2와 같은 형상의 원형 덕트에서 팬의 정속 회전수가 1250rpm일 경우이며, 끝(tip) 벽에서 스패길이의 10%, 50%, 90% 인 지점에서 축방향으로 회전차의 지름 d를 기준으로 하여 팬 상류 -0.5d부터 하류 6d까지의 압력 및 속도분포를 구하였으며 축방향으로 15개 단면의 평균 정압과 전압을 비교하였다.



(a) Normal model (b) New model

Fig. 1 Modeling of fans

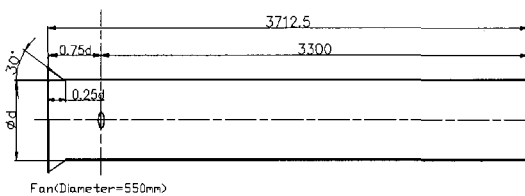


Fig. 2 Schematic diagram of the test duct for flow analysis

Table 1 Specifications and flow conditions of a axial flow fan

Parameters	Specifications
Aspect ratio ( $l/c$ )	1.76
Blade chord length ( $c$ )	124mm
Span ( $l$ )	218mm
Diameter of rotor ( $d$ )	550mm
Hub diameter	114mm
Number of blades	5
Pitch angle	27°
Tip clearance	2.5mm
Rotational speed(RPM)	1250

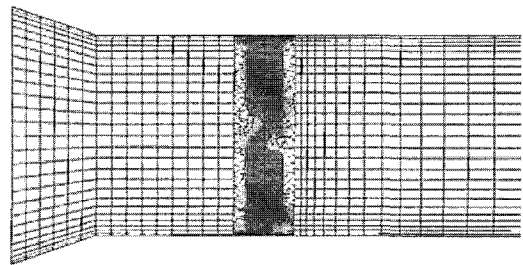
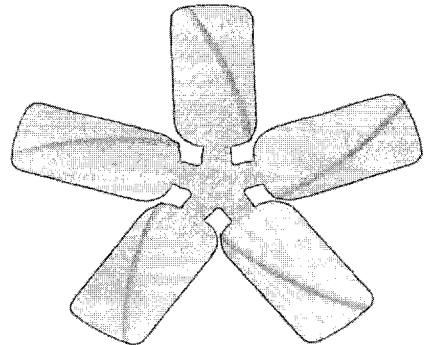


Fig. 3 Computational grid of fan and duct

### 2.3 해석방법

Fig. 3은 격자생성 프로그램인 ICEM-CFD를 이용하여 생성된 계산영역의 격자구성을 나타내며, 형상이 복잡한 팬 주위에서는 비정렬 격자계인 tetra격자를 사용하였으며 그 외의 영역에는 hexa 격자를 사용하였다. 기존 모델(normal model)의

해석에 사용된 노드(node) 수는 239,803개이며 요소(element) 수는 1,352,949이고, 신모델(new model)의 경우 계산에 사용된 노드 수는 309,006개이며 요소 수는 1,736,650이다. Fig. 3에서 보듯이 익 주변에서는 축류 현을 통과한 3차원성이 강한 유체의 유동 구조를 좀더 세밀하게 파악하기 위해 계산 격자의 조밀도를 현 주위에 상대적으로 집중하였다.

계산 영역은 크게 입구영역, 날개주변의 영역, 출구영역으로 나뉘어 지며 현의 입구에서 압력은 대기압과 같게 하였다. 출구경계조건에서는 출구경계면을 유동이 완전히 회복되는 곳에 위치시키기 위해 회전차 직경의 6배로 하였다. 벽 경계조건으로서 케이싱 벽에서는 유동이 정지된 점착조건(no-slip condition)을 적용 하였으며, 허브에서는 주유동방향으로는 점착조건을 원주방향으로는 일정한 각속도(1250 rpm)를 가지는 조건을 적용하였다. 작동유체는 공기로서 상온의 공기에 대한 물성치를 적용하였으며 온도는 300K, 동점성계수는  $1.46 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 로 설정하였다. 수렴조건은 운동량방정식과 연속방정식의 잔사량(residual)을  $1.0 \times 10^{-3}$  까지로 하였으며, 약 2000회의 반복계산으로 수렴된 결과를 얻을 수 있었다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 성능 평가

해석 대상인 신모델 현의 성능 특성을 파악하기 위하여 원심날개가 없는 기존 축류현과 원심날개를 부착한 신모델 현에 동일한 경계조건을 부여하여 계산된 값을 비교하여 신모델 현의 성능이 향상되었는지에 대해 알아보았다. 축류 현의 성능은 압력과 유량의 변화에 의하여 결정되기 때문에 유량과 압력 변동의 크기를 알아야 한다. Fig. 4는 축방향으로 15개의 위치(x/d)에서 유동 단면의 평균 정압과 전압을 나타낸 것이다. Fig. 4에서와 같이 신모델 현의 정압과 전압이 축류모델보다 높게 나타났으며, 특히 신 모델의 전압은 축류모델보다 최대 8.19mmAq 높아져서 30.2%의 전압이 증가하였다. 축류현의 경우 익렬에서 부가된 회전방향의 속

도성분에 의해 수두를 발생시키게 되는데 다음의 결과 또한 원심날개에 의하여 회전방향의 운동에너지가 증가하였다는 것을 보여주며 원심 날개를 부착한 신모델 현의 성능향상이 가능하다는 것을 보여준다. 그러나 풍량은 신모델에서 9.31% 감소한 것으로 나타났으므로 원심날개의 형상과 사양에 따라서 신모델의 성능은 다양하게 변화할 수 있는 것으로 판단된다. Fig. 5는 현 날개의 표면에서 압력분포를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 신모델에서 날개면의 압력분포는 원심날개에 의하여 정압과 부압이 심하게 변화하는 것을 확인 할 수 있으며, 원심날개에 의한 현의 성능향상이 가능하다는 것을 보여준다. Fig. 6은 축 방향으로 현의 중심과 현으로부터 0.1d인 단면에서의 압력 분포를 나타낸다. 신 모델 현에서 원심 날개를 부착함으로써 나타나는 효과는 허브 쪽보다는 익 끝단에 가까워질수록 압력과 속도의 크기가 커지는 것으로 나타났다.

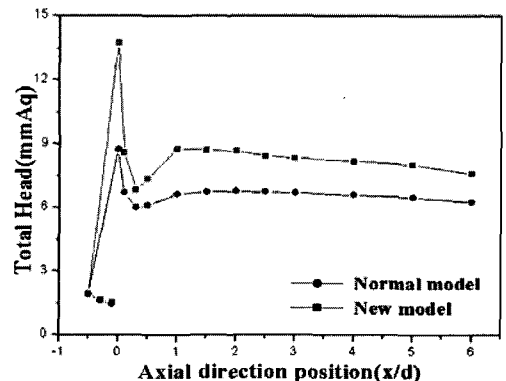
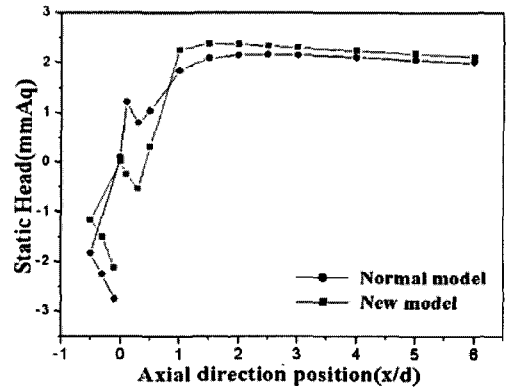
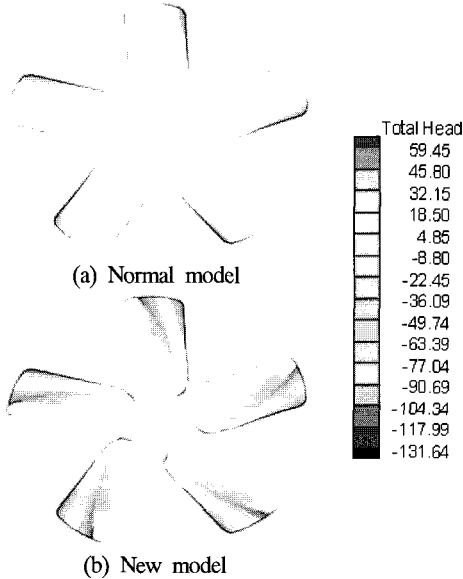


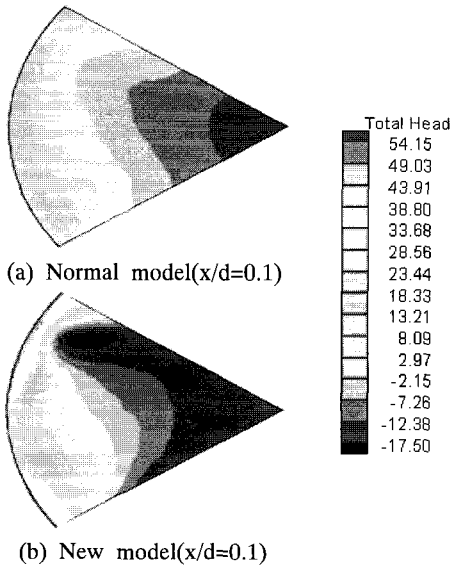
Fig. 4 Comparison of static and total pressure head in the duct

**Table 2 Comparison of performance between normal model and new model**

	Normal model	New model
Maximum static head (mmAq)	19.77	13.34
Maximum total head (mmAq)	27.11	35.3
Discharge flowrate (m <sup>3</sup> /min)	113.6	103.03



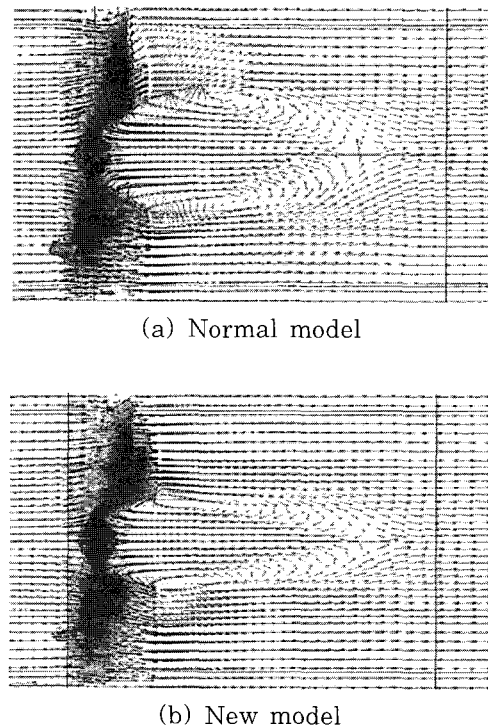
**Fig. 5 Total pressure head distributions on blade surface**



**Fig. 6 Total pressure head distributions at the cross section of x/d=0.1**

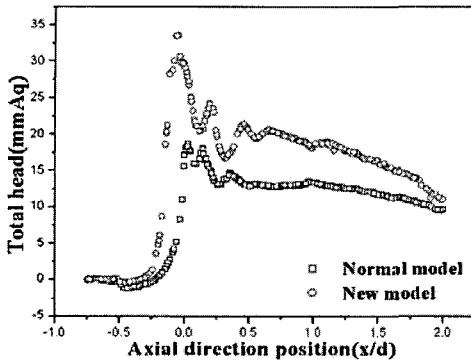
**3.2 유동장 속도 및 압력 분포**

Fig. 7은 축류팬 주위  $x/d=0.9$ 인 지점까지의 유동장의 속도벡터를 나타낸다. 신모델 축류팬에서 재순환 영역이 기존의 축류팬 보다 넓게 분포하는 것을 알 수 있으며, 기존의 축류팬에 비하여 신모델의 팬 주위에서 회전방향 속도성분이 더 크고, 그 결과 운동에너지가 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 날개 끝으로부터 스패น 길이의 10%, 50%, 90% 지점에서의 전압분포를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 원심날개를 부착한 신모델 팬의 전압은 스패ن길이의 50%까지는 기존의 팬과 크게 다르지 않으나 팁 끝단으로 갈수록 전압의 크기가 크게 향상되는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 9와 Fig. 10은 날개 끝으로부터 스패น 길이의 10%, 50%, 90% 지점에서의 축 방향 속도성분과 접선방향 속도성분을 나타낸다. Fig. 9와 Fig. 10으로부터 기존 모델에 비하여 신 모델에서는 축 방향 속도 성분이 작아지고, 접선 방향 속도 성분은 증가하는 것을 알 수

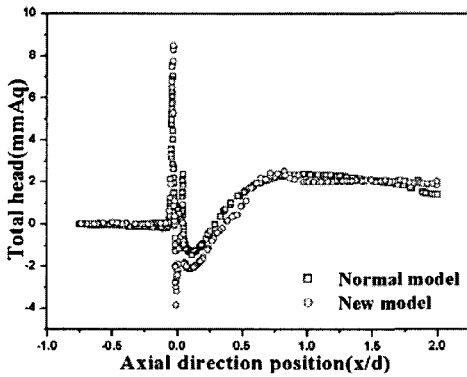


**Fig. 7 Velocity vector plots at up and downstream of fans**

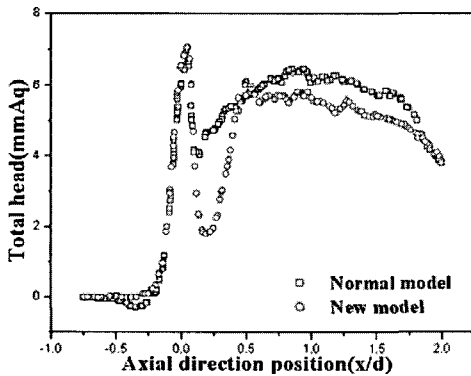
있으며 이러한 경향은 축 중심보다는 익 끝단에서 심하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그러므로 축류팬에 원심날개를 부착한 신 모델 팬을 이용하면 축류형 팬과 원심형 팬의 중간 영역의 성능특성을 낼 수 있는 팬의 개발이 가능하다는 것을 알 수 있다.



(a) 10% spanwise position

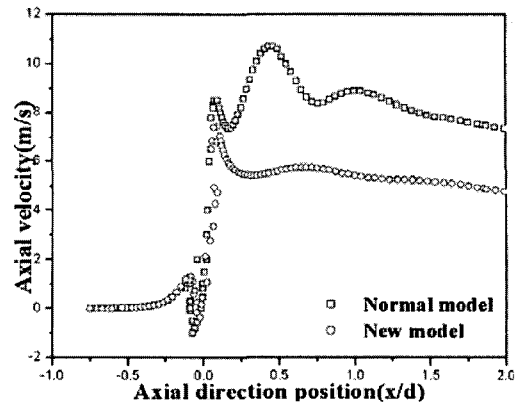


(b) 50% spanwise position

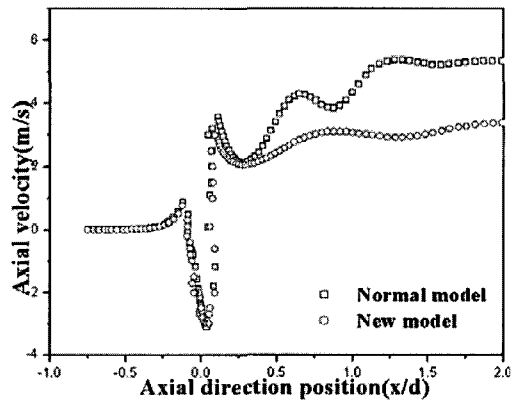


(c) 90% spanwise position

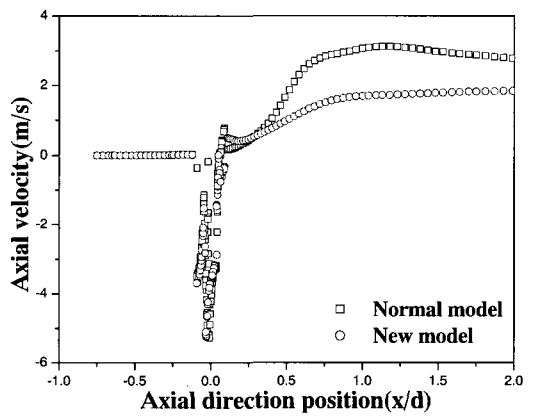
Fig. 8 Comparison of total pressure head in the axial direction



(a) 10% spanwise position

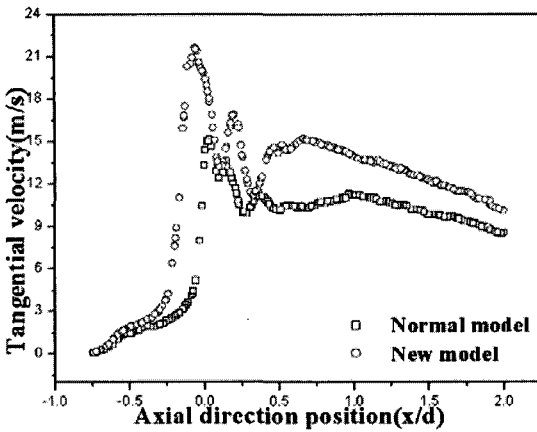


(b) 50% spanwise position

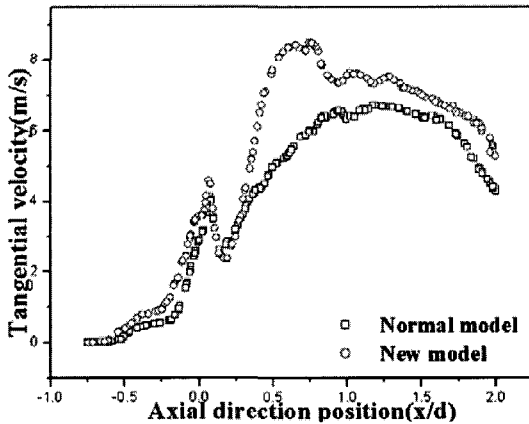


(c) 90% spanwise position

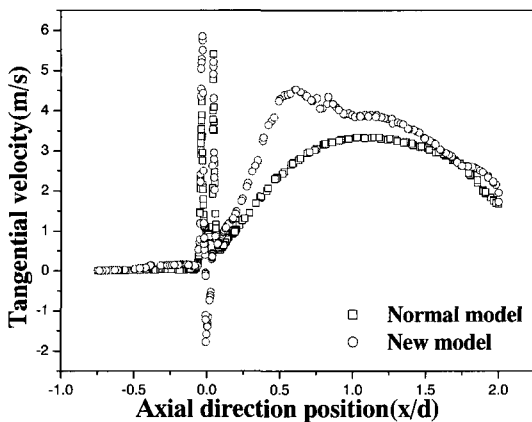
Fig. 9 Comparison of axial velocities in the axial direction



(a) 10% spanwise position



(b) 50% spanwise position



(c) 90% spanwise position

Fig. 10 Comparison of tangential velocities in the axial direction

#### 4. 결 론

본 연구에서는 축류팬의 전압성능을 향상시키기 위하여 기존의 축류팬 날개에 원심형의 보조 날개를 부착한 신모델의 팬을 제시하고 유동특성을 해석하였으며, 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 신모델 팬의 성능을 기존의 축류팬과 비교해 본 결과 최대 전압이 크게 향상되었고 이에 반해 토출유량은 비교적 적게 감소되었다.

(2) 신모델에서는 축방향 속도성분이 작아지고, 접선방향 속도성분은 증가하는 것으로 나타났다.

(3) 신모델 팬에 원심 날개를 부착함으로써 나타나는 효과는 허브 쪽보다는 스펠길이의 중간 이후부터 향상되어 익 끝단에 가까워질수록 더 커지는 것으로 나타났다.

(4) 축류팬에 원심날개를 부착한 신모델 팬을 이용하면 축류형 팬과 원심형 팬의 중간 영역의 성능을 낼 수 있는 팬의 개발이 가능하다는 것을 확인하였다.

#### 참고문헌

- [1] Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., "Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage" ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 760-781. 1982.
- [2] Booth, T. C., Dodge, P. R., and Hepworth, H. K., "Rotor Tip Leakage: Part 1-Basic Methology", Transactions of ASME, Vol. 104, pp.154-161. 1982.
- [3] Ro, S. H. and Cho, K. R., "Numerical Analysis on the Blade Tip Clearance Flow in the Axial Rotor", Transactions of KSME B, Vol. 22, No. 3, pp. 336-345. 1998.
- [4] Lee, Sang-Hwan and Ahn, Cheol-O, "Design Optimization of Axial Flow Fan Using Genetic Algorithm",

Journal of Fluid machinery, Vol. 8, No. 3, pp. 7-14. 2004.

- [5] Yim, D. W., Ahmed, N. A., Lee, M. H. and Milton, B. E., "Effect of tip Leakage Flow on an Isolated Rotor of an Axial Compressor", Proceedings of the Second National Congress on Fluids Engineering, pp. 619-622. 2002.
- [6] Lee, Myeong-Ho and Jeong Jae-Goo, "An Analysis of the Flow Characteristics in the Tip Clearance of Axial Flow Rotor", Journal of Korean Society of Marine Engineers, Vol. 28, No. 5, pp. 735-745. 2004.
- [7] CD adapco Group, STAR-CD User Guide Version 3.15. 2002.

## 저 자 소 개



### 최중근 (崔重根)

1979년생, 2005년 서울산업대학교 기계공학과 졸업, 현재 서울산업대학교 에너지 환경대학원 에너지시스템 공학과 석사과정



### 이석중 (李錫鍾)

1975년생, 2001년 서울산업대학교 기계공학과 졸업, 현재 서울산업대학교 에너지환경대학원 에너지시스템공학과 석박사 통합과정



### 이명호 (李明昊)

1955년생, 1984년 경희대학교 기계공학과 졸업, 1993년 경희대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 1993년 현재 서울산업대학교 기계공학과 교수



### 성재용 (成在庸)

1970년생, 1994년 서울대학교 기계공학과 졸업, 1996년 서울대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 2001년 서울대학교 대학원 기계항공공학부 졸업(공학박사), 2006년 현재 서울산업대학교 교수