

<논 문>

## 축류송풍기의 삼차원유동장해석

김광용\* · 김정엽\*\* · 정덕수\*\*\*

(1996년 8월 16일 접수)

### Three-Dimensional Analysis of the Flow through an Axial-Flow Fan

Kwang-Yong Kim, Jung-Yup Kim and Duck-Soo Chung

**Key Words :** Axial-Flow Fan(축류송풍기), Navier-Stokes Equations(나비에-스톡스 방정식),  $k-\epsilon$  Turbulence Model( $k-\epsilon$  난류모델), Tip Clearance(끝 틈새), Finite Volume Method(유한체적법)

#### Abstract

Computational and experimental investigations on the three-dimensional flowfield through an automotive cooling fan are carried out in this work. Steady, incompressible, three-dimensional, turbulent flow through a rotating axial-flow fan is analyzed with Reynolds averaged Navier-Stokes equations and standard  $k-\epsilon$  turbulence model. The governing equations are discretized with finite-volume approximations in non-orthogonal curvilinear coordinates. Computational static pressures on the casing wall agree well with the experimental data which are measured in this work. And, they are sensitive to the change of tip clearance. The flowfield is not significantly affected by the thickness of the blade. The  $k-\omega$  model gives the static pressure rise on the casing wall which is similar to that with the  $k-\epsilon$  model.

#### 1. 서 론

자동차 내 공조계통과 엔진냉각계통의 주요부품인 축류송풍기의 최적설계는 자동차의 성능향상과 직접 관련되는 중요한 연구과제이다. 특히, 최근 DOHC 엔진 탑재증가추세에 따라 엔진냉각성능의 향상이 필요하고 신냉매 에어컨시스템 적용으로 인한 고압상승에 대한 대책으로 송풍기의 고효율화가 요구되고 있어 송풍기설계기술의 개선에 대한 필요성은 매우 높아지고 있다.

축류 송풍기의 설계 및 효율향상을 위한 연구는

1930년대 이후 항공공학과 관련된 공기역학의 발전에 힘입어 꾸준히 진행되어 왔으나 대부분 근사적인 적분형 해석에 의해 제손실 및 효율을 예측하는 것이었다.<sup>(1)</sup> 그러나, 송풍기의 성능은 송풍기날개의 기하학적 형상에 따라 좌우되므로, 복잡한 3차원 곡면의 설계는 보다 정밀한 유체역학적 유동해석으로 이차유동이나 유동의 박리등 3차원 유동현상을 고려하지 않으면 성공적으로 이루어질 수 없다.

최근에는 전산유체역학(CFD: Computational Fluid Dynamics)<sup>(2)</sup>이 미국을 중심으로 하여 큰 발전을 거듭한 결과, Navier-Stokes 방정식을 통한 유동장의 해석법이 복잡한 유체기계 내의 유동장 해석에 실용화되는 단계에 이르게 되었다. 이러한 조류에 따라 국내에서도 전산유체역학에 대한 관심

\*회원, 인하대학교 기계공학과

\*\*한국건설기술연구원

\*\*\*회원, 두원공조주식회사

이 고조되어 활발한 연구가 진행되고 있다. 따라서, 설계의 정확성이나 경제성을 고려할 때, 실험이나 근사적인 해석방법에 의존해 오던 기존의 유동관련기기 설계 방식은 멀지 않은 장래에 수치해석을 통한 전산유체역학의 발전에 힘입어 최적의 형상을 컴퓨터시뮬레이션을 이용해 예측하는 매우 경제적이고도 효율적인 방식으로 전환될 것으로 기대된다.

Navier-Stokes 방정식의 수치해석기법을 송풍기 유동의 해석에 응용한 연구들은 90년대 들어 활발하게 진행되었다.<sup>(3-5)</sup> Rhie 등<sup>(3)</sup>은 격자계, 경계조건, 난류모델등이 Fan 유동해석에 미치는 영향을 검토했으며, 최근 국내에서도 가전제품용 Fan의 설계를 위한 해석적 연구가 수행된 바 있다.<sup>(5)</sup>

본 연구에서는 자동차 에어컨 시스템에 사용되는 송풍기 중에서 특히 응축기의 열을 제거하는 데 사용되는 축류 송풍기의 고효율 설계 수단을 확보하기 위해 전산유체역학을 응용한 유동해석컴퓨터코드를 개발하였다. 수치해석을 위해 비직교좌표계(non-orthogonal curvilinear coordinates)에서 축류송풍기 유동장에 대한 3차원 Navier-Stokes 방정식을  $k-\epsilon$ 난류모델<sup>(6)</sup>과 유한체적법(finite volume method)<sup>(7)</sup>을 사용하여 이산화하였다.

Navier-Stokes 방정식의 계산을 통한 3차원 점성유동해석방법은 포텐셜 유동해석법, Euler 방정식해석법, 경계층방정식 해석법 등과는 달리 어떤 근사도 없이 유동의 지배방정식을 계산하는 방법으로 가장 정확한 유동해석법으로 인정되고 있다. 그러나, 난류유동에 대해서는 불가피하게 근사적인

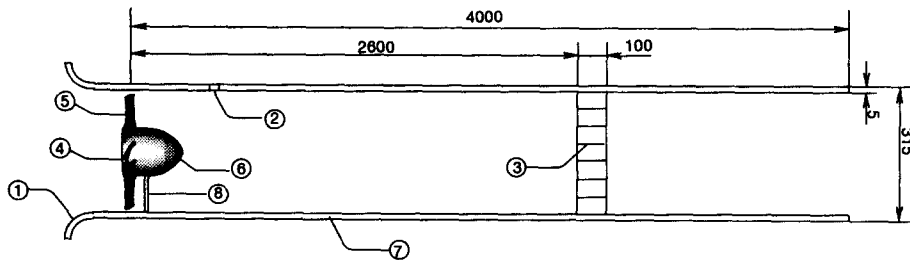
모델을 도입할 수 밖에 없는데, 본 연구에 사용된 난류모델인  $k-\epsilon$ 모델은 난류응력성분들을 계산하기 위해 난류운동에너지와 이 에너지의 소멸률에 관한 2개의 방정식을 부가적으로 계산하는 모델로서 실용성 있는 모델들 중 가장 정확한 모델로 알려져 있다. 물론 본 연구에서 대상으로 하는 유동장과 같이 선회로 인한 유선의 휨이 있는 유동의 경우에는  $k-\epsilon$ 모델에 대한 수정이 필요하다고 알려져 있지만 본 연구에서는 계산의 복잡성을 고려해 표준모델을 사용하였다. 그리고,  $k-\epsilon$  모델과 마찬가지로 2개의 방정식으로 구성되는  $k-\omega$  모델<sup>(8)</sup>을 난류모델로 사용하여 유동장을 계산하고, 두 모델의 결과를 비교하였다.

계산결과와 검증을 위해 송풍기를 둘러싸는 외벽 면상의 정압분포를 측정하는 간단한 실험을 수행하였으며 실험치는 계산치와 비교, 검토되었다.

## 2. 실험장치 및 측정

Fig.1은 아홉 개의 날개를 가진 엔진냉각용 팬을 장착한 실험장치를 보여준다. 송풍기의 직경(tip diameter)은 296mm이고 원통형 외벽의 직경은 315mm, 길이는 4,000mm이다. 송풍기는 직경이 115mm인 모터캡(motor cap) 내의 DC 모터에 의해 회전되고 모터캡은 지지봉(supporting rod)과 외벽에 연결된 강선(steel wire)들에 의해 지지된다. 외벽면과 모터캡의 표면은 충분히 부드럽게 가공되었다.

유동을 안정시키기 위한 격자를 날개선단으로부터



NO	ITEM	NO	ITEM
1	BELL MOUSE	5	DC MOTOR
2	PROBE HOLE	6	CAP
3	FLOW UNIFORM GRID	7	CASING
4	FAN	8	SUPPORTING ROD

Fig. 1 Experimental apparatus

터 2600mm되는 지점에 설치하였다. 작동유체인 공기의 동점성계수는  $1.44 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ 이다. 외벽면상의 정압은 벽면상의 정압공(static pressure hole)들에 연결된 압력계로 측정하였다.

### 3. 유동해석방법

#### 3.1 지배방정식

비압축성 3차원 정상유동에 대한 연속방정식, 운동량방정식(Navier-Stokes equation)들은 직교좌표계(Cartesian coordinates,  $x, y, z$ )에서 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$E_x + F_y + G_z + R = S \quad (1)$$

여기서  $x, y, z$ 은  $x$ 축을 중심으로  $\Omega$ 의 각속도로 회전하는 회전좌표들을 나타낸다. 그리고,  $E, F, G, R$ 과  $S$ 는 각기 다음과 같다.

$$E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 - \mu_{eff} u_x \\ \rho u v - \mu_{eff} v_x \\ \rho u w - \mu_{eff} w_x \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v u - \mu_{eff} u_y \\ \rho v^2 - \mu_{eff} v_y \\ \rho v w - \mu_{eff} w_y \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho w u - \mu_{eff} u_z \\ \rho w v - \mu_{eff} v_z \\ \rho w^2 - \mu_{eff} w_z \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\rho \Omega (\Omega y + 2w) \\ -\rho \Omega (\Omega z - 2v) \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ (\mu_t u_x)_x + (\mu_t v_x)_y + (\mu_t w_x)_z - \rho_x \\ (\mu_t u_y)_x + (\mu_t v_y)_y + (\mu_t w_y)_z - \rho_y \\ (\mu_t u_z)_x + (\mu_t v_z)_y + (\mu_t w_z)_z - \rho_z \end{bmatrix}$$

좌표계의 회전에 따른 원심가속도와 Coriolis 가속도는  $R$ 에 포함되어 있다.

#### 3.2 난류모델

본 연구에는 난류유동의 해석을 위하여 표준  $k-\epsilon$  모델<sup>(6)</sup>을 사용하였다. 이 모델에서는 난류점성계수  $\mu_t$ 를 다음과 같이 정의한다.

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

여기에서  $k$ 와  $\epsilon$ 는 각각 난류운동에너지와 난류운동에너지의 소멸률을 나타내며, 이 값들은 다음과 같은 방정식들로부터 계산된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \rho (P - \epsilon) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) = \rho \frac{\epsilon}{k} (c_{e1} P - c_{e2} \epsilon) \quad (4)$$

여기서  $P$ 은 난류운동에너지의 생성률을 나타내며 다음과 같이 계산된다.

$$P = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} [(u_y + v_x)^2 + (v_z + w_y)^2 + (w_x + u_z)^2 + 2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2)] \quad (5)$$

또한 계산과정 중에 사용된 상수들은 다음과 같다.

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

$$c_{e1} = 1.44, \quad c_{e2} = 1.92$$

난류모델로서  $k-\omega$  모델<sup>(8)</sup>을 사용할 경우에는 난류점성계수  $\mu_t$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (6)$$

여기에서  $k$ 와  $\omega$ 의 값들은 다음과 같은 방정식들부터 계산된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i k - \sigma^* \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \rho (P - \beta^* \omega k) \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i \omega - \sigma \mu_{eff} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) = \rho \frac{\omega}{k} (\alpha P - \beta k \omega) \quad (8)$$

여기서  $P$ 는 난류운동에너지의 생성률을 나타내며 다음과 같이 계산된다.

$$P = \frac{k}{\omega} [(u_y + v_x)^2 + (v_z + w_y)^2 + (w_x + u_z)^2 + 2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2)] \quad (9)$$

또한 계산과정 중에 사용된 상수들은 다음과 같다.

$$\alpha = 5/9, \quad \beta = 3/40, \quad \beta^* = 9/100$$

$$\sigma = 1/2, \quad \sigma^* = 1/2$$

이상과 같은 난류모델들은 벽에서 멀리 떨어져 난류레이놀즈수가 충분히 큰 영역에 대해서만 적용이 가능하므로, 벽 가까운 영역( $y^+$ 가 약 50보다 작은 영역)에서는 로그법칙을 바탕으로 하는 실험적인 벽함수를 사용하였다.

#### 3.3 수치해석

일반적인 비직교 좌표계인  $(x^1, x^2, x^3)$ 과 직교 좌표계인  $(y^1, y^2, y^3)$  사이에는 다음과 같은 함수 관계가 성립한다.

$$y^1 = y^1(x^1, x^2, x^3), \quad y^2 = y^2(x^1, x^2, x^3)$$

$$y^3 = y^3(x^1, x^2, x^3)$$

이 관계를 이용하여, 지배방정식은 직교좌표계에서 일반적인 비직교좌표계로 변환될 수 있다.

변환된 지배방정식의 일반적 형태는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x^j} [U_j u_i - \frac{\mu}{J} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x^m} B_m^k + \frac{\partial u_k}{\partial x^m} \beta_i^m \beta_k^j \right] + p \beta_i^j] = J s_i^j \quad (13)$$

여기서  $U_j = \rho(u_i \beta_i^j)$ ,  $B_m^k = \beta_i^k \beta_i^m$ 이고,  $J s_i^j$ 는 생성항이다. 그리고,  $\beta_i^j$ 는 좌표변환 Jacobian에서  $\partial y^i / \partial x^j$ 의 여인자(cofactor)이다.

본 연구에서는 변환된 지배방정식들을 이산화하기 위해 유한체적법(finite volume method)<sup>(7)</sup>을 사용하였다. 유한체적법에서 지배방정식은 검사체적(computational cell) 안에서 적분되어 이산화된다. 이산화과정에 사용되는 수치도식(numerical scheme)으로 본 연구에서는 대류항에 대해서 Linear Upwind Differencing Scheme을 사용하였다.

이산화된 대수식을 풀기 위해서 Stone<sup>(9)</sup>의 Strongly Implicit Procedure(SIP)를 사용하였다. 연속방정식과 운동량방정식으로부터 압력에 관한 식을 유도할 수 있는데 본 연구에서는 이를 위해 SIMPLEC 알고리즘<sup>(10)</sup>을 사용하였다.

본 연구에서는 최소한의 시간에 비교적 유연한 격자계를 얻기 위하여 2차원적 교차보간함수(2-D transfinite interpolation function)를 사용한 격자 생성코드를 개발하여 사용하였다. 본 연구에서는 격자생성이 가장 간단하면서도 효과적인 Demirdzic<sup>(11)</sup>의 방법을 사용하였다.

### 3.4 경계조건

타원형 방정식(elliptic equation)인 Navier-Stokes 방정식을 계산하기 위해서는 모든 계산영역의 경계면에 경계조건(boundary condition)을 주어야 한다. 본 연구에서 대상으로 하는 Fan 유동의 계산영역 경계면은 입구경계면(inlet boundary), 출구경계면(outlet boundary), 벽경계면(wall boundary)과 주기경계면(periodic boundary)으로 나뉠 수 있는데, 각 경계면에서의 조건은 다음과 같다.

(1) 입구경계면에서 속도( $u_m$ )는 균일하다고 가정하였다. 난류운동에너지  $k$ 는  $u_m^2$ 의 5%로 일정하다고 가정하였으며 소멸물  $\epsilon$ 의 입구조건은 다음식에 의해 계산한 균일한 값으로 주었다.

$$\epsilon = \frac{C_{\mu} k^{2/3}}{l}$$

여기서  $l$ 은 특성길이이다.

(2) 출구경계면에서의 축방향 모든 변수들의 구배가 무시된다는 조건을 도입하였다.

(3) 벽경계면에서는 난류의 실험식인 로그함수 속도식에 바탕한 벽함수(wall function)를 적용하여 속도 및  $k$ 와  $\epsilon$ 의 경계조건을 처리하였다. 운동좌표계상에서 외벽면에 Fan과 상대적으로 회전하는 속도를 주었다.

(4) 주기경계면은 계산영역을 Fan의 날개와 날개 사이의 구간만으로 설정함에 따라 생겨나는 경계면으로서 대응하는 이들 면에서 물리적인 양들이 주기적으로 반복되므로 두 면 사이에 조건이 같다는 주기조건(periodic condition)이 적용되었다. 반복계산과정에서 주기조건은 명시적(explicit)으로 처리되었으며 운동량방정식에 대해서는 주기조건이 적용된 두경계면에서 운동량속(momentum flux)을 일치시켰다.

## 4. 결과 및 검토

수치해석에 사용한 송풍기의 모형은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 날개가 9개인 자동차 냉매냉각용 축류 송풍기이다. 직류모터가 들어 있는 모터캡이 송풍기 뒷부분에 설치되어 있다. 허브(hub)의 반경은 외벽반경  $R(150\text{mm})$ 의 0.418배이며, 모터캡을 포함한 송풍기 모형의 축방향길이는 외벽반경과 같다.

Fig. 3은 계산격자계를 보여주고 있다. 송풍기의 날개가 9개이므로 주기경계조건을 사용하여 단면의  $2\pi/9$  영역만을 계산영역으로 설정하였다. 격자계

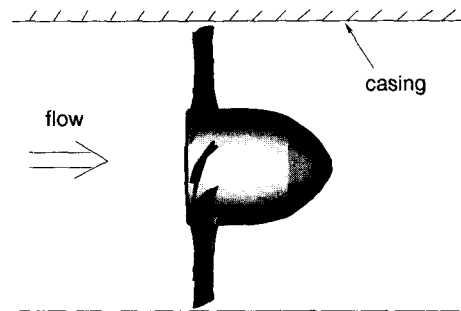


Fig. 2 Automotive cooling fan model

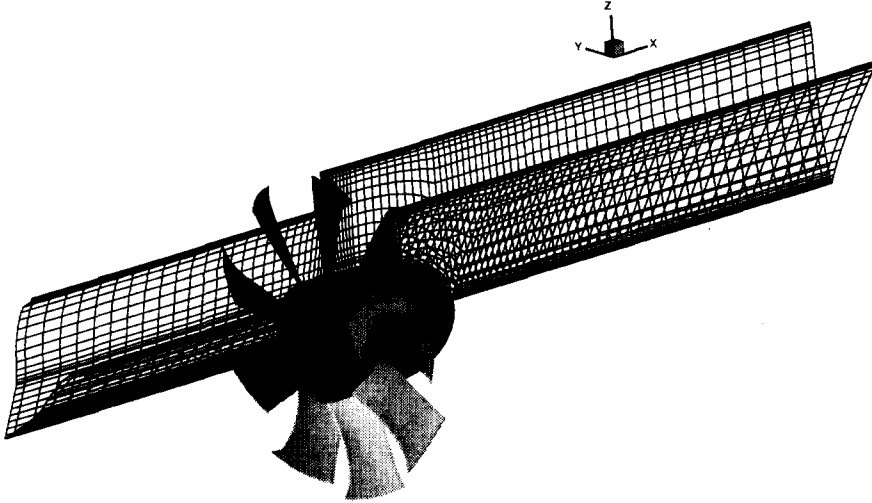


Fig. 3 Computational grid system with fan

는  $106 \times 16 \times 28 (L \times M \times N)$  개의 격자점들로 구성하였다. 입구에서 Fan의 선단부(leading edge)까지의 거리는 Fan반경의 2.5배이며, Fan의 말단부(trailing edge)로부터 출구까지는 반경의 5배이다. 끝틈새영역은  $K=24$ 에서  $K=27$ 까지이고, Fan 날개부분은  $K=10$ 에서  $K=23$ 까지이며, 모터캡부분은  $I=35$ 부터  $I=66$ ,  $J=1$ 부터  $J=16$ ,  $K=1$ 부터  $K=9$ 까지의 영역인데, 해석코드에서 이 영역의 점성계수값을 크게함으로써 고체물체로 인식하게 하였다. 반복계산에서 각 방정식의 상대적 잉여치(relative residual)가 모두  $1 \times 10^{-4}$  이하로 줄어들 때 수렴하였다고 판정하였으며 평균 반복계산 횟수는 500번 정도이다.

4.1 유동장해석결과

회전 Fan을 지나는 유동의 특성을 나타내는 무차원 변수들은 다음과 같이 정의되는 레이놀즈수(Re)와 무차원각속도 ( $\Omega^*$ )이다.

$$Re = \rho U_0 \frac{D}{\mu}, \quad \Omega^* = \Omega \frac{D}{U_0} \tag{13}$$

여기에서 특성속도  $U_0$ 는 입구면에서의 축방향 평균유속이며,  $D$ 는 외벽의 직경이다. 유체는  $20^\circ\text{C}$  공기로 하였으며, 밀도는  $1.25 \text{ kg/m}^3$  점성계수는  $1.8\text{E}-5 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 이다. 유동해석에서는 날개 두께는 무시했으며, 끝틈새(tip clearance)는  $0.02R$ 로 하였다.

계산은 Table 1과 같은 레이놀즈수와 무차원각

속도에 대해서 수행하였다.

Fig. 4는 외벽에서의 면적평균된 정압분포에 대한 계산치와 실험치의 비교를 보여준다. 정압계수는  $C_p = (p - p_0) / \rho U_0^2$ 으로 정의된다. 여기서  $p_0$ 는 기준압력이다. 두 경우 모두 송풍기에 접근해 가며 벽마찰에 의해 압력강하가 나타나고 송풍기 구간을 거치면서 급격한 압력상승이 일어난 후, 다시 모터캡부분에서는 디퓨저의 효과로 완만하게 압력의 재상승이 이루어진다. 벽면압력장에 대해 계산치는 실험치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 두 가지 유동조건의 무차원 각속도차가 크지 않아 계산결과와 정성적 및 정량적 경향이 유사하게 나타난다.

Fig. 5는  $J=8$ 인 곡면에서의 속도벡터를 나타낸다. Fig. 6은  $K=22$ 인 면에서의 압력분포를 나타내고 있다. 이 그림에서 압력면과 흡입면 사이에 큰 압력구배가 형성됨을 알 수 있다. Fig. 7은 각각  $K=22$ 인 면에서의 난류에너지의 분포를 나타내며 송풍기 구간 내에서의 난류에너지생성과 하류에서의 급격한 소멸을 보여준다.

Fig. 8은 날개의 압력면과 흡입면에 인접한 면에서의 정압분포를 보여준다. 두 면에서 공히 선단

Table 1 Test cases

	Re	$\Omega^*$	$\Omega$ (rpm)
Case 1	115,000	10.0	1750
Case 2	136,000	9.8	2030

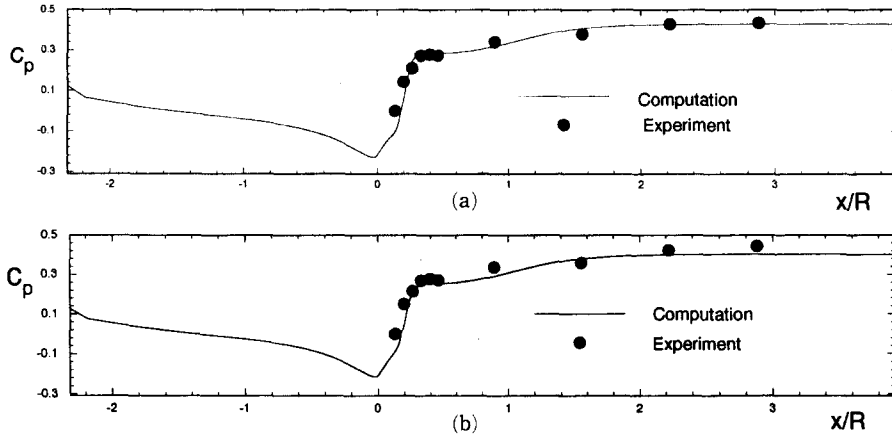


Fig. 4 Averaged static pressure distributions on casing wall (a)  $\Omega^* : 10.0$  (b)  $\Omega^* : 9.8$

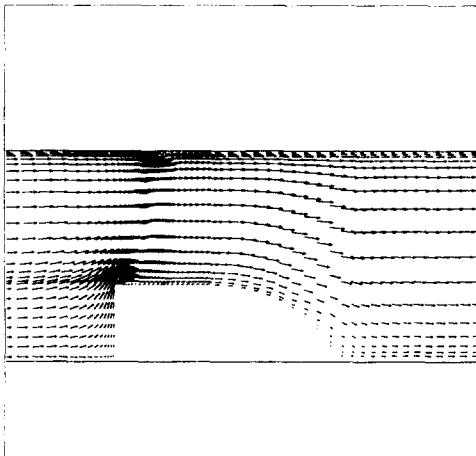


Fig. 5 Velocity vectors on the surface of  $J=8(\Omega^* : 10.0)$

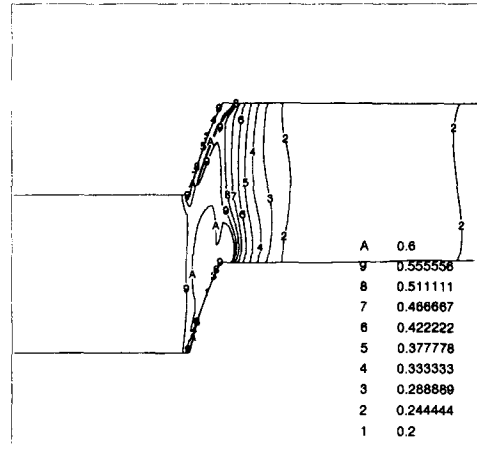


Fig. 7 Turbulent kinetic energy contours on the surface of  $K=22(\Omega^* : 10.0)$

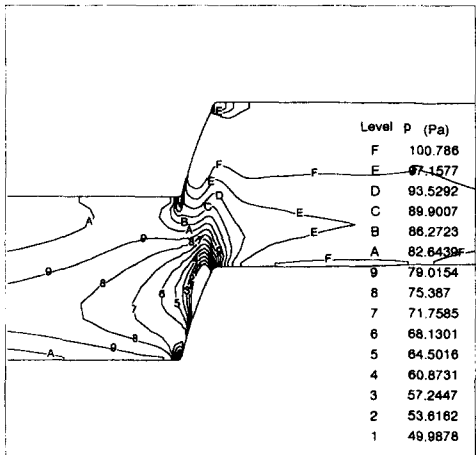


Fig. 6 Pressure contours on the surface of  $K=22(\Omega^* : 10.0)$

부의 압력구배가 두드러지고, 등압선의 곡률이 상반되게 나타남이 주목된다. Fig. 9는 각각 압력면과 흡입면에 인접한 면에서의 유선을 나타낸다. 압력면과 흡입면상의 유동에서 반경방향 유속성분의 방향이 상반됨을 알 수 있다. Fig. 10은 압력면과 흡입면을 겹쳐서 날개 주위의 유동경로를 보여주고 있다.

Fig. 11은 팁(tip) 근처에서의 속도벡터를 나타낸다. 팁 후단부에서 역압력구배에 의한 유동의 재순환이 발생됨을 알 수 있다. 이러한 현상은 풍량을 줄여서 효율을 떨어뜨리는 원인이 된다.

4.2 끝뜸새의 영향

끝뜸새의 영향을 알기 위해서 유동조건 case 1에

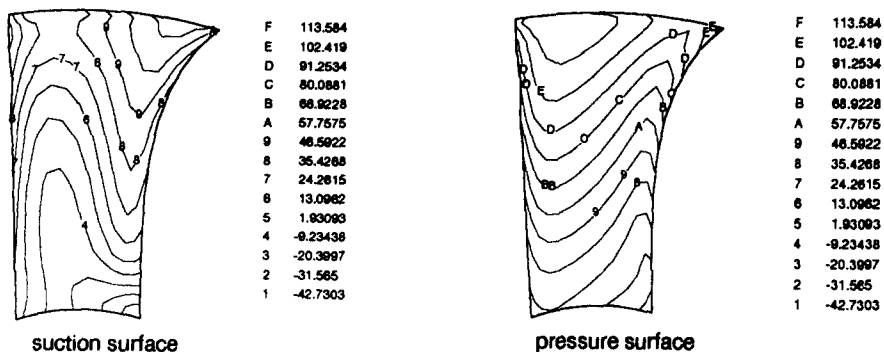


Fig. 8 Pressure contours on the surface of fan blade ( $\Omega^* : 10.0$ )

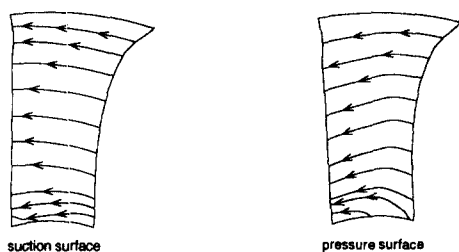


Fig. 9 Streamlines on the surfaces of fan blade ( $\Omega^* : 10.0$ )

대해서 끝틈새를 변화시켜 가면서 계산을 하였다. Fig. 12는 그 결과로서 각각의 끝틈새에 대해서 벽면에서의 평균정압분포를 나타낸다. 끝틈새가 작을수록 정압상승이 커지며, 1/150R과 3/150R의 두 경우에서는 날개 후단부 직후에서 정압강하현상이 나타나고 이러한 현상은 끝틈새가 작아질수록 두드러진다. 이 현상은 Fig. 11에 나타난 유동의 재순환이 발생됨을 의미하므로, 5/150R보다 큰 끝틈새에서는 팁후단부의 재순환이 발생되지 않음을 알 수 있다. 끝틈새에 따른 압력상승치는 Table 2에

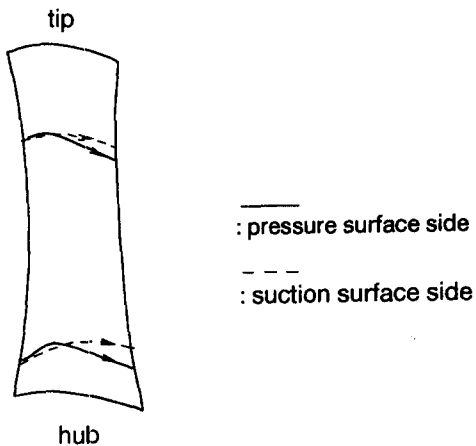


Fig. 10 Streamlines near blade ( $\Omega^* : 10.0$ )

Table 2 Pressure rises for different tip clearances

$T_c$	$\Delta C_p$
$\frac{1}{150}R$ (1mm)	0.4795
$\frac{3}{150}R$ (3mm)	0.3640
$\frac{5}{150}R$ (5mm)	0.3035
$\frac{7}{150}R$ (7mm)	0.2599
$\frac{9}{150}R$ (9mm)	0.2141

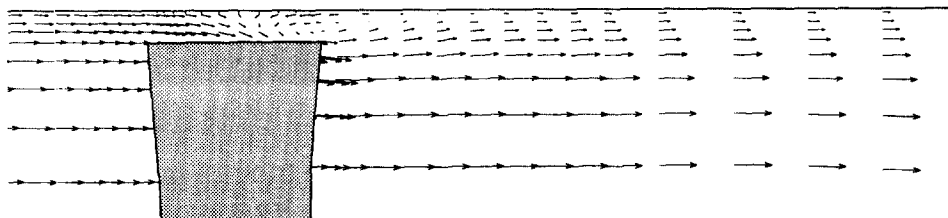


Fig. 11 Velocity vectors near the tip of blade ( $\Omega^* : 10.0$ )

수록하였다. 여기서, 압력상승은 Fan 입구인  $x/R = 0$  인 단면과 Fan 후류의  $x/R = 3$  인 단면에서 원주방향으로 평균된 외벽면 정압의 차이를 나타낸다.

4.3 날개 두께의 영향

이전의 계산결과는 모두 날개의 두께를 무시한 상태에서 얻어졌으나 날개 두께가 유동장에 미치는 영향을 알아볼 필요가 있다고 사료되어, 유동조건 case 2에 대해서 두께가 있는 경우와 없는 경우에 대해서 계산을 수행했다. 날개 두께의 분포는 Fig. 13에 나타낸 바와 같다.

Fig. 14에서 비교된 두 경우에 대한 벽면정압분포로부터, 날개 두께를 고려한 유동장 해석결과는 주어진 무차원각속도영역에서 두께를 무시한 해석결과와 정량적으로 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

4.4 난류모델의 영향

난류모델의 영향을 알기 위해서 유동조건 case 2에 대해서  $k-\epsilon$  모델과  $k-\omega$  모델을 모두 사용해 계산을 수행하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 15의 외벽에서의 정압분포를 보면, 주어진 유동조건에서 두 가지 난류모델에 의한 정압상승의 예측이 정량적으로 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

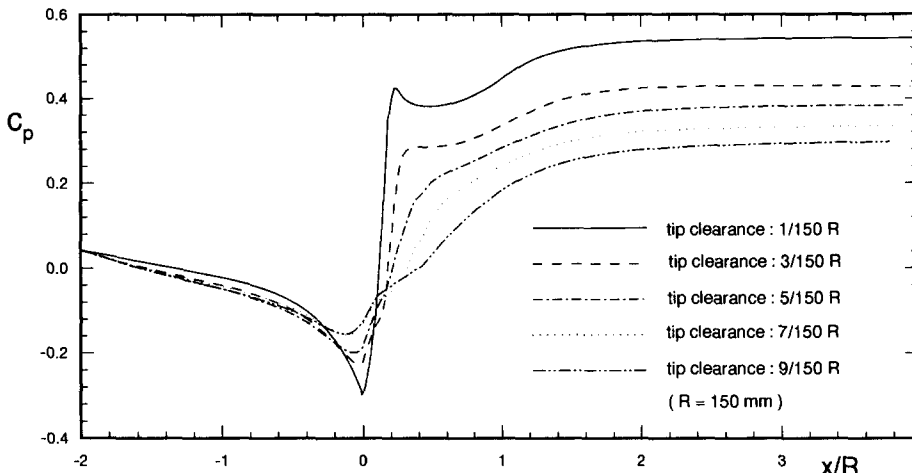


Fig. 12 Averaged static pressure distributions on casing wall with different tip clearances ( $Q^* : 10.0$ )

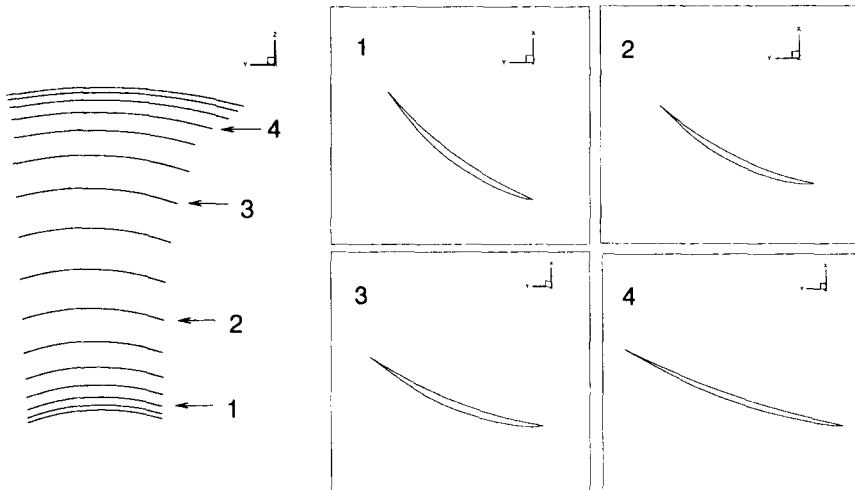


Fig. 13 Shape of fan with profiled blade



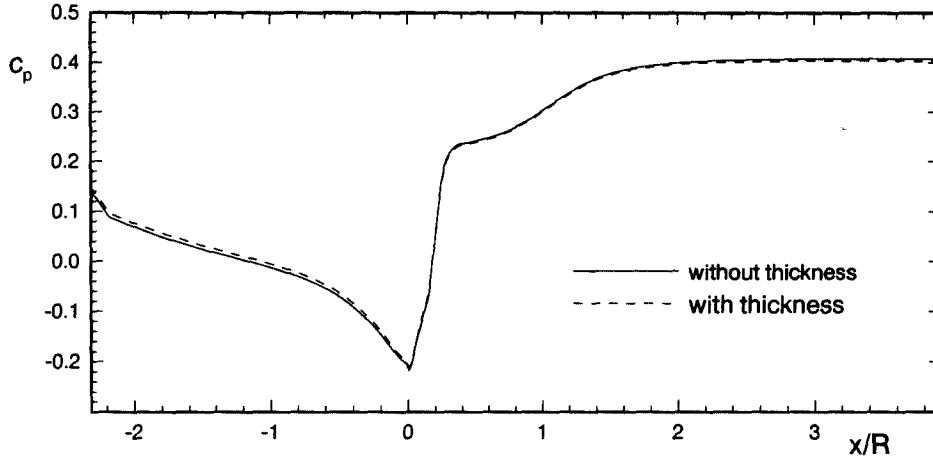


Fig. 14 Averaged static pressure distributions on casing wall

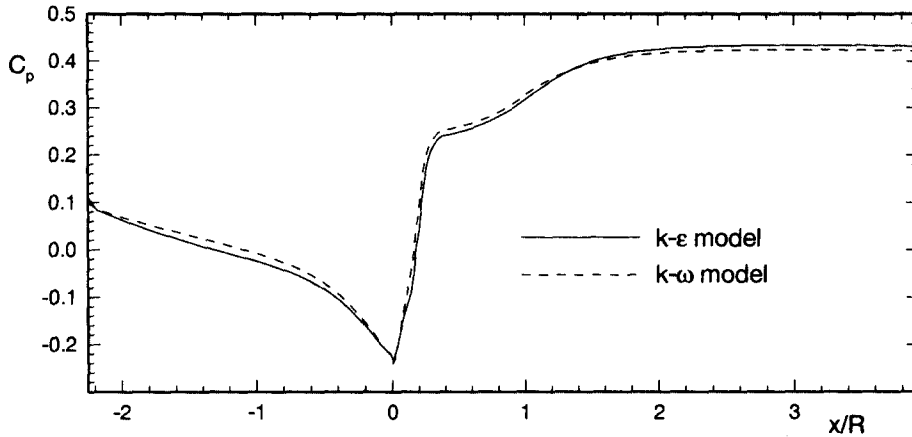


Fig. 15 Averaged static pressure distributions on casing wall

## 5. 결 론

본 연구에서는 3차원 Navier-Stokes 방정식을 계산하는 유동해석코드를 개발하고, 이를 자동차 공조용 Fan에 적용하여 유동특성을 해석함으로써 근사적인 해석으로는 얻을 수 없는 삼차원적이고 국부적인 유동현상들을 파악할 수 있었다. 무차원 각속도의 증가에 따라 날개전후의 정압계수차는 상승하였으나 유동의 정성적인 변화는 발견할 수 없었다. 외벽면상의 정압상승은 끝틈새의 변화에 민감하였으며 작은 끝틈새영역에서 날개끝 후단부에서 유동의 재순환이 발견되었다. 날개 두께는 유동장에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. k- $\omega$

모델을 사용해 얻은 압력장은 주어진 유동조건에서 k- $\epsilon$  모델의 결과와 정량적으로 큰 차이를 나타내지 않았다. 외벽면상의 정압분포에 대한 계산치는 본 연구에서 수행한 실험의 결과와 잘 일치하였다.

## 참고문헌

- (1) Raily, J. W.(editor), 1984, *Computational Methods in Turbomachinery*, Mechanical Engineering Publications, London.
- (2) Kulter, P., 1985, "A Perspective of Theoretical and Applied Computational Fluid Dynamics," *AIAA Journal*, Vol. 23, No. 3, pp. 328~341.
- (3) Rhie, C. M. et al, 1994, "Advanced Transonic

- Fan Design Procedure Based on a Navier-Stokes Method," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 291~297.
- (4) Arnone, A., 1994, "Viscous Analysis of Three-Dimensional Rotor Flow Using a Multigrid Method," *J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 435~445.
- (5) Kim, K. Y., Kim, S. H., Kim, T. J., and Chang, C. M. 1994, "Three-Dimensional Viscous Flows Through An Axial Flow Fan," *The 5th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics in Rotating Machinery (ISROMAC-5)*, Maui, Hawaii, Vol. 2, pp. 190~198.
- (6) 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.
- (7) Peric, M., A., 1985, "Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts," Ph. D Thesis, Imperial College, London.
- (8) Wilcox, D.B., 1993, *Turbulence Modeling for CFD*, DCW industries Inc, California.
- (9) Fletcher, C. A. J., 1991, *Computational Techniques for Fluid Dynamics* 1, Springer-Verlag.
- (10) 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.
- (11) Demirdzic I. A., 1982, "A Finite Volume Method For Computation of Fluid Flow in Complex Geometries," Ph. D Thesis, University of London.