

## 로터리 버너의 축류형 팬 주위 유동특성 연구

A Study on the Flow Characteristics Around an Axial Fan of Rotary Burner

고 동 국, 조 대 진, 윤 석 주\*

D. G. Ko, D. J. Cho, S. J. Yoon

### ABSTRACT

The flow analysis of the axial fan of rotary burner was performed by SIMPLE(Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm and finite volume method performed in the case of 3-D, incompressible, turbulent flow.

In this study, the coordinate transformation was adapted for the complex geometry of axial fan, and the standard  $k-\epsilon$  model and wall function method were used for analysis of turbulent flow. Multi-block grid system was used for flow field and divided into four domains such as the inlet, outlet, flow field of rotating vane, and tip clearance. Fan rotation was simulated by rotational motion using MRF(Multiple Rotating Reference Frame) in steady, incompressible state flow.

주요기술용어: flow characteristics(유동 특성), numerical analysis(수치 해석), multiblock grid system(다중블록 격자계), wall function(벽 함수), axial fan(축류형 팬), leading edge(전연), trailing edge(후연)

### 1. 서 론

중·소형 보일러에서 로터리 버너가 일반적으로 많이 사용되는데, 이는 벙커 C유와 같은 고점도의 중질유에서도 비교적 다른 버너에 비해 양호한 미립화특성을 얻을 수 있으며, 버너 축자체의 회전만으로 연료 분사가 가능하므로 장치가 간단하기 때문이다.

또한, 운전이 용이하고, 부대시설이 불필요하여 유지비가 적게 들며, 정지 상태에서 가동될 때 시동성이 용이하다.

로터리 버너는 무화킵의 회전에 의한 원심력에 의하여 연료를 미립화시키는 원리를 이용한 것인데 노즐의 막힘을 피할 수 있어 연료의 종류에 대한 선택의 폭이 넓으나 무화킵 회전수의 한계 때문에 연료의 미립화가 양호하지 못하여 선택적으로 연소효율이 떨어지는 단점이 있다.

또한, 현재 사용되는 로터리 버너의 무화킵

회전 기술은 모터-벨트식 또는 모터 직결식으로 구조가 복잡하고 대형이며, 소음·공진 등의 영향으로 회전수가 3500~7000rpm으로 제한되어 있다. 그러므로, 벙커 C유, 폐유 등의 고점도 액체 연료를 사용할 때에는 미립화성능이 떨어져 연소효율 및 공해배출량이 급격히 악화되기 때문에 회전수의 증대가 요구되지만 부가적인 부품이 필요하게 되고, 수반되는 여러 조건 때문에 경제성이 떨어지게 된다.

따라서, 연소효율 및 공해물질 배출저감을 위한 무화킵의 고속회전 기술개발이 중요하다고 할 수 있으며, 송풍형 로터리 버너는 모터를 사용하지 않고 연소용 공기 일부를 활용하여 축류팬에 의해 무화킵을 고속으로 회전시킴으로써 효율증대와 성능향상을 극대화한 장치이다.

송풍형 로터리 버너의 내부유동장은 허브와 케이싱 및 베인으로 이루어진 환상형 통로 내부의 3차원 유동과 벽면 및 익(air foil)표면에서 발생하는 점성 경계층, 비축대칭 유동으로 인한 와류장 등이 발생된다. 또한, 2차유동(secondary

\* 정회원, 전북대학교 기계공학과

flow), 익의 회전에 의한 원심력 및 전향력에 의한 상호간섭의 효과와 축류팬에 의해 회전하는 컵의 영향 등으로 복잡한 유동구조가 형성된다.

최근에는 첨단 장비 및 측정 기법의 발달에 의해 회전차 전·후방의 정지 좌표계에서 뿐만 아니라 회전차 내부의 상대 좌표계에서의 고정밀도 측정이 가능해짐으로서 축류 터보기계의 여러 부분에 대한 실험적 연구가 수행되고 있다<sup>(1)~(3)</sup>.

지금까지의 3차원 난류 점성유동 해석 기법에 의한 수치적 연구는 축류 회전차의 3차원 유동 구조의 이해 및 실험에 의한 측정결과와 물리적 타당성을 뒷받침하기 위한 연구수행이 다수 이루어졌다<sup>(4)~(6)</sup>.

이러한 실험적, 수치적 연구 사례들로부터 현재 관련분야에서의 주된 연구 관심사가 틸새 영역을 지난 후방에서의 유동 특성 연구에 있음을 알 수 있으며, 모터를 사용하지 않는 새로운 무화컵 고속 회전기술 및 고효율 송풍형 로타리 버너 개발을 위해 축류팬 내부유동 해석이 매우 중요하다고 할 수 있다.

로터리 버너의 내부 유동은 축류팬에 의해 회전하는 컵의 영향을 고려해야 하나, 그 기초자료가 미약한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 팬을 포함한 송풍형 로터리 버너 내부의 유동을 분석하기 위하여 베인각 변화에 따른 출구 유동 특성 변화를 수치적인 방법을 통해 연구하였으며, 이를 검증하기 위해 실험값과 비교·분석하였다.

이러한 연구를 위해 틸새를  $\tau/C=0.0795$ 로 일정하게 유지시키고, 유량을 고정시킨 조건하에서 영각 변화에 따른 토출구에서의 유속 및 정압을 측정하여 이 결과 값들을 수치계산 결과와 정성적 및 정량적으로 검증하였다. 여기에서,  $\tau$ 와  $C$ 는 각각 틸새 간격과 베인 시위길이(chord length)를 의미한다.

또한, 축류형 팬 주위 유동특성을 해석하기 위해 SIMPLE 알고리즘과 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 지배 방정식

본 연구에 사용된 3차원 비압축성 정상상태의 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다<sup>(7)</sup>.

난류 운동에너지 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho kU) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (1)$$

난류 운동에너지 소산율 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon U) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad} \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

난류점성계수(eddy viscosity),  $\mu_t$ 는 다음과 같다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

본 연구에 사용된 표준  $k-\epsilon$  모델의 모형 상수 값은 다음과 같다<sup>(8)</sup>.

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.00, \sigma_\epsilon = 1.22$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92$$

### 2.2 해석적 방법 및 경계조건

유동해석에는 STAR-CD를 사용하였으며, 수치적 기법으로는 정상상태의 유동을 고려한 SIMPLE 알고리즘을 적용하였다.

축류팬 유동에서는 경계면이 기하학적으로 같은 위치에 존재하는 주기 경계면이 포함되므로 대류항 보간법으로서 고차 공간차분법(high order different scheme)을 사용하였다<sup>(9)</sup>.

해석상의 수렴조건은 모든 지배 방정식에 대해 가장 큰 정규화된 잉여량을 0.001이하로 설정하였다.

유동 실험과 비교하기 위해 작동유체는 공기

로서 유입 공기온도와 속도는 각각 20℃, 22.2m/s로 하였으며, 밀도는 1.205kg/m<sup>3</sup>, 점성계수는 1.81×10<sup>-5</sup>Pa·s를 사용하여 실험조건과 동일하도록 하고, 수렴성을 좋게하기 위해 계산값들은 하향이완(under-relaxation)하였다. 팬 입구에서의 난류강도 및 혼합길이는 각각 유입 평균유속의 5%와 배인 폭의 10%를 이용하였다<sup>(9)</sup>.

$$k = 1.5 \times (U_i \times D)^2 \quad (4)$$

$$\epsilon = C_\mu^{0.75} \times \frac{k^{1.5}}{l} \quad (5)$$

여기에서, U<sub>i</sub>는 유입공기의 평균속도이며, l은 난류강도를 의미한다. 이때, C<sub>μ</sub>는 모형계수로 0.09이고, k는 난류에너지를 나타낸다. l은 특성길이(characteristic length)로서 익렬의 경우 스패ん(span) 중앙에서 피치의 0.01배로 적용하였다.

또한, 본 연구에서는 계산의 용이성과 계산 시간을 절약하기 위하여 벽으로부터 첫 격자점을 완전 난류영역 (30<y<sup>+</sup><100)에 위치시킴으로써 계산 격자수를 줄이는 벽 함수(wall function)를 이용하였다.

### 2.3 격자생성

팬이 있는 송풍형 로타리 버너의 내부 유동장 해석을 위해 CATIA(Computer-graphic Aided Three-Dimensional Interactive Application)를 이용하였다. 이를 IGES 파일 형식으로 바꿔 STAR-CD에서 격자를 구성하였다. 해석의 정확성을 위해 벽 근처와 날개의 전 후면 및 팁 근처에는 밀집 격자를 구성하였고, 팁 간극(tip clearance)을 고려하였다.

축류형 팬에서 날개의 곡선 부분은 직교 좌표계로 격자를 생성하는데 있어서 많은 어려움이 따르기 때문에, 비직교 곡선 좌표계를 이용하여 격자를 생성하였다. 균일 격자와 다중 블록 격자법을 이용하여 입구, 외부, 축류형 팬 날개의 회전영역, 간극, 토출구, 출구의 외부 영역 등 크게 6개 영역으로 나누어 격자를 생성하였으며, 8개의 베인으로 구성된 팬 부분은 8개 영역으로

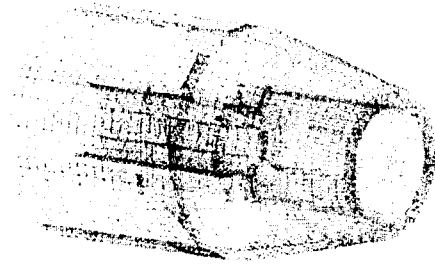


Fig. 1 Three-dimensional grids

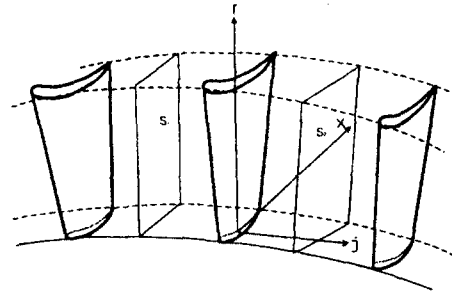


Fig. 2 3-D flow surface of axial flow fan

나누어 총 계산격자 약 48만개를 구성하였다.

Fig. 1은 입구와 출구에 외부 유동장을 생성한 모습이다. 로타리 버너의 축류팬은 회전축에 다수의 베인이 방사형으로 설치되어 일정한 회전수로 회전하고 이때, 베인 사이를 통과하는 공기가 회전 베인으로부터 에너지를 전달받아 압축된 후 출구에서 송출되는 구조를 가진다.

축류형 팬의 베인을 형성하는 유로는 베인의 날개길이 방향 뒤틀림과 시위길이 방향의 격임으로 인해 매우 복잡한 3차원 형상을 가지므로, 이러한 유로내의 유동장을 해석하기 위해 Fig. 2와 같이 베인과 베인 사이에 날개길이 방향의 유면(s<sub>1</sub>)과 유면(s<sub>2</sub>) 사이의 내부 유동장은 전체 형상 중 8개 베인 중 하나만의 베인을 포함하는 단위 유동장으로 구성시켰다.

각각의 경계면은 Integral Maching기법을 사용하였으며, 실제 계산에서는 Fig. 3과 같이 축에 대하여 축류형 팬 베인 하나만을 고려하는 1/8 모델을 적용하였다.

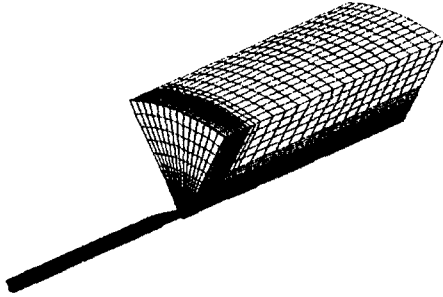


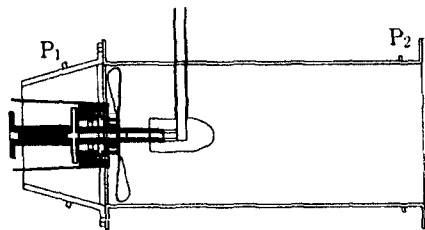
Fig. 3 1/8 three-dimensional grids model including external flow field

### 3. 실험장치 및 방법

실험장치는 로타리 버너, 공기공급장치, 계측장치로 구성되어 있다. 로타리 버너는 비연소 분사실에 수평으로 설치하였고, 입구에서의 공

Table 1 Blowing type rotary burner specification

vane angle	vane diameter	air nozzle	spinning cup	body
18°	123mm	88mm	65mm	103mm
25°				
35°				



① body ② air nozzle ③ spinning cup ④ vane ⑤ shaft ⑥ anemometer

Fig. 4 Schematic blowing type rotary burner

기 속도는 터빈형 풍량계(TSI사의 VELOCICALC PLOS)를 이용하여 체적 풍량을 측정하여 환산한 값을 적용하였다. 무화컵의 회전 및 미립화용 공기의 공급을 위하여 2마력 원심형 송풍기를 사용하였고, 유입 공기속도를 40~80 m/s의 범위로 변화시키면서 출구에서의 풍압, 풍속 및 컵의 회전수를 측정하였다.

Table 1은 사용된 컵의 직경, 컵 후부의 베인의 각도와 토출구 직경, 바디의 제원을 나타낸 것이다.

Fig. 4는 송풍형 로타리 버너의 내부를 도시한 것이다. 수치해석을 위한 초기 경계조건으로써 축류팬 베인각에 따라 입구속도와 유량은 풍량계를 사용하여 입구에서 측정하였고, 베인의 회전수는 회전속도계를 사용하여 측정하였다.

또한, 수치해석을 통한 결과값의 타당성 검증을 위해 출구에서 피토판을 사용하여 출구의 축방향 속도를 측정하였고, P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> 위치에서 정압 측정계를 사용하여 정압을 계측하였다.

### 4. 결과 및 토의

#### 4.1 타당성 검증

Fig. 5는 실험 측정, 수치계산을 통해 산출된 로타리 버너의 축류 팬의 정압 변화 곡선을 나타낸 것이다. 실험값과 계산값이 베인각 변화에 무관하게 일정한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 6은 베인각 18°에서 유량 변화에 따른 에어노즐 토출구 속도 변화량을 도시한 것이며, 계산값과 실험값이 최대 오차율 8%이내에서 잘 일치함을 알 수 있었다.

이러한 오차는 다음과 같이 설명될 수 있다. 표준 k-ε 모델을 이용한 본 계산에서는 곡률이 심한 베인에서의 유동장 예측에서 다소의 수치적 오차가 있을 것으로 판단되며, 수치해석시 마찰등을 고려하지 않은 로타리 버너 내부의 이상상태 가정이 원인이라 사료된다.

이러한 수치적 및 형상면에서의 차이를 고려하면, 성능시험에서 제시된 베인각 증가에 따른 정압의 감소양상의 분포형태를 수치해석에서 비

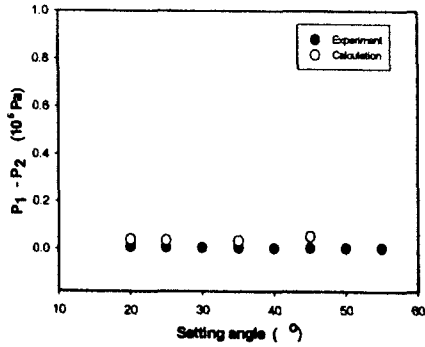


Fig. 5 Variation of difference pressure with setting angle ( $\alpha = 18^\circ$ )

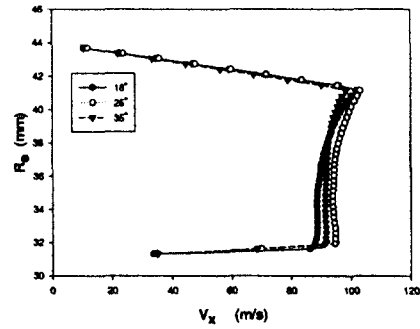


Fig. 7 Distribution of air axial velocity according to setting angle at air nozzle exit ( $x/C=2.45$ )

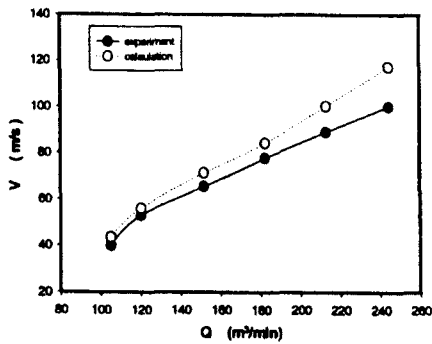


Fig. 6 Variation of velocity with flowrate ( $\alpha = 18^\circ$ )

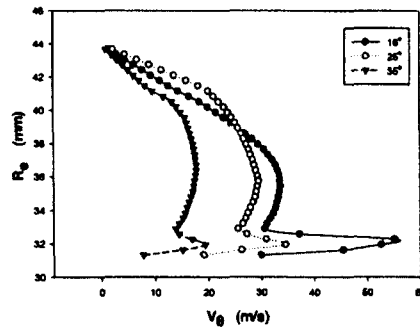


Fig. 8 Distribution of air tangential velocity for setting angle at air nozzle exit ( $x/C=2.45$ )

교적 타당하게 묘사할 수 있으며 따라서, 수치해석 계산결과를 신뢰할 수 있을 것으로 판단된다.

#### 4.2 베인각 변화에 따른 토출구 유동장에서의 속도 분포

Fig. 7은 토출구에서 틸새 크기,  $r/C=0.0795$  일 경우 베인각을 인자로 하여 축방향에 따른 속도 분포를 도시한 것이다.

$R_e=32\text{mm}$  부근에서 축방향 속도의 증대-감소 영역이 명확하게 나타나는데, 이러한 결과는 회전무화컵 벽면에서 형성되는 경계층에 의한 배제효과로 인해 축방향 유동이 경계층 edge 부분에서 가속이 되기 때문이라 판단된다.

또한,  $R_e=42\text{mm}$  부근에서의 명확한 축방향 속도의 증대-감소 영역의 존재도 이와 같다고 생각되며, 회전무화컵 벽면에 의한 경계층의 두께보다 케이싱 벽면에 의한 경계층의 두께가 약 1.8배 크게 발생한다.

축방향 속도는 회전무화컵에서  $R_e=32\text{mm}$ 까지 증가하다가  $R_e=42\text{mm}$ 까지 거의 균일한 값을 형성하고, 베인각 변화에 따라 축방향 속도는 그 값의 차가 크게 나타나지 않음을 알 수 있다.

Fig. 8은 토출구에서 틸새 크기,  $r/C=0.0795$  일 때 베인각을 인자로 하여 회전방향에 따른

속도 분포를 도시한 것이다. 베인각이 증가함에 따라 회전 방향으로의 속도가 감소하는 경향이 나타나는데, 이는 베인각이 증가함에 따라 익 부하가 증가됨을 의미한다. 베인각 18°에서의 회전방향 속도는  $R_e=31\text{mm}$  근처에서 회전점의 회전속도 크기와 동일하게 나타나고 있으며,  $R_e=31\sim 32\text{mm}$ 에서 회전속도의 증대-감소 영역이 명확하게 형성됨을 알 수 있다. 회전점의 벽면에서  $R_e=31\text{mm}$  지점까지의 회전속도의 증가량은 베인각이 18°에서 25°로 증가함에 따라 약 2배의 증가를 보이며, 베인각이 25°에서 35°로 증가할 경우에도 동일한 증가를 보이고 있다. 이는 베인각이 감소함에 따라 회전수가 증가하기 때문이라 판단되며, 토출구에서의 최고 속도값은 회전점의 회전속도에 직접적인 지배를 받는 유동장에서 발생됨을 알 수 있다.

무화점의 회전방향 속도성분은 베인각 변화에 무관하게  $R_e=36\text{mm}$ 까지 영향을 미치며,  $R_e=33\text{mm}$ 부터 회전속도의 값이 증가하다  $R_e=36\text{mm}$  지점부터는 감소하고 있다. 또한, 베인각이 감소함에 따라 토출구에서의 회전속도성분이 크게 발달함을 알 수 있다.

#### 4.3 베인 후연 직후 유동장에서의 속도분포

Fig. 9는 틸새 크기,  $\tau/C=0.0795$ 인 경우에 회전 베인 후연 직후,  $x/C=0.0769$ 에서 베인각 변

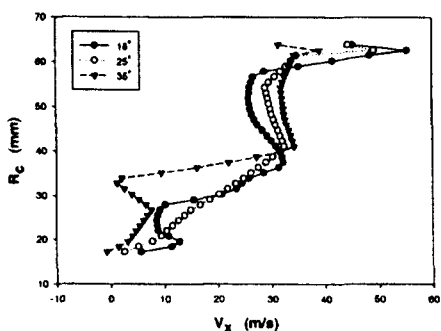


Fig. 9 Distribution of air axial velocity according to setting angle at trailing edge ( $x/C=0.0769$ )

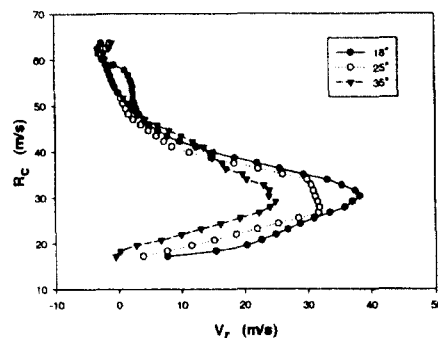


Fig. 10 Distribution of air radial velocity according to setting angle at trailing edge ( $x/C=0.0769$ )

화를 인자로 반경방향에 따른 축방향 속도분포를 도시한 그림이다. 각각의 베인각에 대해  $R_e=28\sim 39\text{mm}$ 에서 축방향 속도의 선형적인 증가가 나타나며, 베인각 증가에 따라 축방향 속도는 작아진다. 또한, 축방향 속도의 증대-감소의 영역은  $R_e=31\text{mm}$ 에서 발생된다. 반경의 증가에 따라 각각의 베인각에 따른 축방향 속도의 크기는 균일한 분포를 보이며, 베인각이 증가함에 따라 축방향 속도 크기가 커진다. 케이싱 벽면 부근에서 팁 간극을 통한 유입유량의 증가로 인해 속도의 급증이 나타나고, 벽면에 의한 경계 층이 형성됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 틸새 크기,  $\tau/C=0.0795$ 인 경우에 회전 베인 후연 직후,  $x/C=0.0769$ 에서 베인각 변화를 인자로 반경방향에 따른 반경 속도분포를 도시한 그림이다.

$R_e=31\text{mm}$  위치에서 반경속도의 최대값이 나타나며, 대칭적인 분포를 보이고 있다. 베인각이 18°에서 25°, 35°로 변함에 따라 최대속도값이 감소하며, 각각의 설치각 조건에서 반경방향 위치가 케이싱 벽면쪽으로 진행하면서 속도차이가 점차 감소함을 알 수 있다. 이는 케이싱 부근에서의 유입유동의 유입각 증대와 팁 간극을 통한 저에너지 유체의 이동에 의해 상대적으로 베인 뒤의 후류가 약해지기 때문이라 판단된다.

케이싱 영역에서 포켓 형상은 케이싱 벽면에

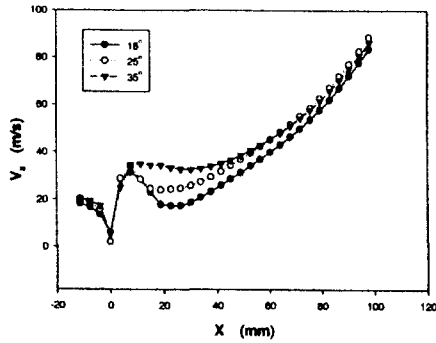


Fig. 11 Distribution of air axial velocity along to axis according to setting angle ( $r/R_c=0.0258$ )

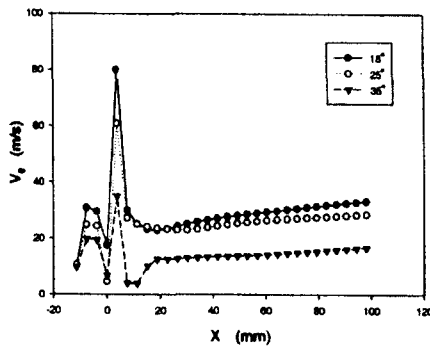


Fig. 12 Distribution of air tangential velocity along to axis according to setting angle ( $r/R_c=0.0258$ )

의한 경계층을 야기시키고, 케이싱 영역에서 음의 반경 속도성분은 케이싱 부근의 유입유동의 유입각 증가와 송풍형 로터리 버너 몸체와 에어노즐의 형상에 기인하기 때문이라 판단된다.

4.4 배인 전연에서 토출구까지 축방향을 따르는 속도 분포

Fig. 11은 틸새 크기,  $\tau/C=0.0795$ ,  $r/R_c=0.62$ 인 경우 배인각 변화를 인자로 하여 배인 전연에서 토출구까지의 축방향 속도분포를 도시한 그림이다. 배인 전연에서 축방향 속도의 감소-증가의 영역이 나타나며, 회전무화컵 선단 위치

부터 토출구에 이르는 축방향 속도분포는 거의 선형적으로 증가하는데 이는 유동 단면적이 감소되기 때문이다.

Fig. 12는 틸새 크기,  $\tau/C=0.0795$ ,  $r/R_c=0.62$ 인 경우에 배인각 변화를 인자로 배인 전연에서 토출구까지 회전 속도분포를 도시한 그림이다.

각각의 배인각 변화에 따라 배인전연에서 토출구까지 최대 회전속도는  $X=0\sim 10\text{mm}$ 에서 나타나고, 배인 전후 압력면과 흡입면에서 회전속도 변화가 뚜렷하게 형성됨을 알 수 있다.

$X=18\text{mm}$  이후 즉, 회전컵의 선단과 에어노즐 전반 위치부터 회전속도는 선형적으로 증가하고 있으며, 각각의 배인각에 따라 전영역에 대해  $18^\circ$ 에서  $25^\circ$ ,  $35^\circ$ 로 변함에 따라 회전수 감소로 인해 회전속도의 크기가 작아짐을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 개발 중인 로타리 버너 축류팬에 대해 표준  $k-\epsilon$  모델과 비직교 좌표계를 사용하여 3차원 비압축성, 난류유동에 대한 유동특성을 연구하였다. 유동해석을 위해 시험 데이터의 입구 조건을 사용하였고 또한, 해석을 통해 산출된 성능결과를 시험 데이터와 비교하고 분석하였다. 팬 주위의 유동특성에 관한 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 에어 노즐 토출구에서 속도 분포를 살펴보면 회전 방향 성분의 영향이 배인각  $18^\circ$ 일 때 가장 크게 나타나므로 미립화용 공기의 스웰 강도가 증가함으로써 재순환 영역의 확대에 의한 화염 안정의 효과 증대를 기대할 수 있다.

2) 후연 직후,  $x/C=0.0769$  속도분포는 케이싱 영역에서 팁 간극을 통한 유입 유량에 의해 속도의 급증이 나타났다. 이는 토출구 벽면에서 갑작스런 속도증가의 원인이 되기 때문에 최적의 팁 간극에 대한 지속적인 연구가 요구된다.

후 기

본 논문은 산업자원부에서 시행한 산업기반 기술개발사업의 연구비에 의해 수행된 연구결과 의 일부로서 관계기관에 감사의 뜻을 표합니다.

#### 참고 문헌

1. Gota. A., "Three-Dimensional Flow and Mixing in an Axial Flow Compressor with Different Rotor Tip Clearance", ASME, J. of Turbomachinery, Vol.114, pp. 6751-685, 1992.
2. Inoue. M., and Kuroumaru. M., "Three-Dimensional Structure and Decay of Vortices Behind an Axial Flow Rotating Blade Row", ASME, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, pp. 561-569, 1984
3. Sinha, M. and Katz, J., "Flow Structure and Turbulence in a Centrifugal Pump with a Vaned Diffuser", Proc. ASME Fluids Eng. Div. Summer Meeting, Jun.21-25, Washington DCFEDSM 98-5129, 1998
4. Hah. C., "A Numerical Modeling of Endwall and Tip-Clearance Flow of an Isolated Compressor Rotor", J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.108, pp.15-21. 1986
5. D. Rostic, B. Lakshminarayana, and S. Chu., "Three-Dimensional Flow field Downstream of an Axial-Flow Turbine Rotor", J. of Propulsion & Power, Vol. 15, pp.334-344, 1999
6. Sharma, D.P., Pickett, G.F. and Ni, R.M., "Assessment of Unsteady Flows in Turbines", 90-GT-XX, 1990
7. J. D. Anderson, G. Degrez, E. Dick, and R. Grundman, "Computational Fluid Dynamics", Springer, 1995
8. STAR-CD Manuals Version 3.1, "Computational Dynamics Ltd", CD-Adapco, 1999
9. K.W. Baek, S.H. Lee, N.H. Cho, 2000, Numerical Optimization of the Coolant Flow Rates through cylinder Head Gasket Holes by applying CFD Techniques, Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 8, No. 5, pp. 121-128