

제트팬 노즐내부 유동에 대한 고정익 출구 원주속도의 영향

최 충 현, 이 재 현*

한양대학원 기계공학과, *한양대학교 공과대학 기계공학부

Effect of Circumferential Velocity from Guide Vane on the Nozzle Flow of a Jet Fan

Choong-Hyun Choi, Jae-Heon Lee**

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang University., Seoul 133-791, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received October 4, 2000; revision received December 26, 2000)

ABSTRACT: A numerical study is performed to investigate the effect of circumferential velocity generated by the guide vane on the nozzle flow of a jet fan, as a way of increasing the penetration force of jet fan with nozzle of a 175 mm diameter. For the validation of numerical results, the velocity is measured by a 5-hole pitot tube and flow visualization is conducted by the tuft method. Under the inlet condition that the maximum circumferential velocity in the stator outlet of the present jet fan is 1.8 m/s, the axial velocity in the nozzle outlet has the feature that the velocity at the axis is low and the velocity near the wall high. Therefore, to increase the throw length of the jet fan, the configuration of the fairing and nozzle needs to be developed and the precise revise of the stator angle is required. In addition, the bigger the circumferential velocity, the smaller the axial velocity at the axis and the bigger non-uniformity of the flow distribution.

Key words: Jet fan(제트팬), Circumferential velocity(원주방향속도), Throw length(도달거리)

1. 서 론

대공간 환기, 지하주차장 환기 혹은 공장환기 용으로 응용되고 있는 노즐 부착식 축류팬(이하 제트팬이라 칭함)의 주된 실용성능은 취출된 공기 제트의 도달거리⁽¹⁾ 즉 관통력이다. 제트팬은 입구소음기-임펠러(모터덮개 포함)-고정익-출구소음기-노즐의 순서로 이어져 구성되어 있으며 그 도달거리는 임펠러로부터의 유동력이 일정할 때 노즐 출구에서의 기류특성에 크게 영향을 받는다.

따라서 이 기류특성에 관련되는 사항인 고정익의 배치와 모터덮개 및 노즐의 형상이 도달거리에 영향을 주는 세부 요인이라 할 수 있다. 예를 들면 노즐 출구에서 선회유속이 작은 유속분포가 그렇지 않은 경우보다 더 큰 관통력을 보장한다. 이러한 선회성분은 고정익 출구에서의 속도분포로부터 발생되게 되므로 고정익 배치각도에 따라 증감될 수 있다.

제트팬과 같은 유체기계류 주위의 유동해석은 수치해석기술의 발달로 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러나 대부분의 연구는 단위 기계요소에 관한 연구이며 단위 기계요소의 집합체인 제트팬 노즐 내부유동특성에 관한 연구는 드물다. 강신형 등⁽²⁾은 개방된 챔버 입구에서 작동하는 소형

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0425; fax: +82-2-2293-5169

E-mail address: jhlee@email.hanyang.ac.kr

프로펠러 팬 주위의 난류유동에 관한 연구를 수행한 바 있으며 개방된 챔버 입구에 장착된 프로펠러 팬의 회전수를 증감하였을 때 프로펠러 팬 주위의 유동특성 및 팬성능특성에 대하여 논의하였다.

제트팬의 노즐 토출구 기류특성을 예측하기 위해서는 흡입구로부터 출구까지 임펠러와 고정익을 포함하는 전체 영역에서 이루어져야 한다. 그러나 본 연구에서는 이미 제작된 축류팬에서 제트팬 고정익 출구 기류에 포함되는 원주속도 크기에 따른 노즐 공기 토출구의 기류특성을 파악하는 데 주목적을 두었으므로 해당영역만을 계산 영역으로 선정하였다.

2. 연구모델 선정

제트팬 노즐 내부의 유동특성 연구를 위하여 본 연구에서 선정된 제트팬의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 그림은 제트팬을 측면에서 본 단면도로서 사용상태에서 공기는 좌측 유입구로 유입되며 우측노즐로 토출된다.

팬 케이싱은 10개의 블레이드로 구성된 고정익이 일체화된 구조로서 그 직경은 200 mm이다. 임펠러는 고정익의 전단에 설치되며 8개의 블레이드를 가진다. 현재 고정익 블레이드의 설치각도는 중심축을 포함하는 평면에서 15° 경사되어 있다. 모터는 고정익의 후단에 설치되며 덮개(fairing)가 모터의 후단에 설치된다. 전방소음기

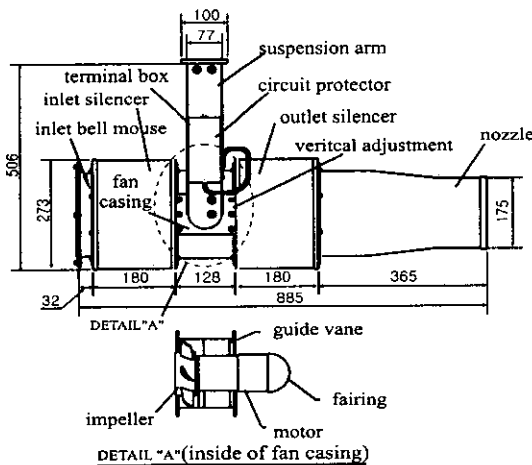


Fig. 1 Schematic of jet fan.

(front silencer)와 후방소음기(rear silencer)는 임펠러 회전시 발생하는 소음을 제거하기 위하여 팬 케이싱의 흡입구 및 토출구 양편에 각각 한개씩 설치된다. 노즐은 후방소음기의 후단에 설치되며 제트팬에서 토출된 공기가 충분히 발달된 유동형태를 가지도록 하는 역할을 한다.

본 연구에 모델로 사용된 제트팬은 M사에서 제작된 것이며 길이 885 mm, 노즐토출구경 175 mm, 중량 15 kg, 모터소비전력 120 W, 팬 회전수 3450 rpm 등의 재원을 가지며 대기 중에서 흡입하여 대기 중으로 토출될 때 최대풍속 17.7 m/s 그리고 최대풍량 23.2 CMM의 성능을 가진다.

3. 실험에 의한 속도분포 측정

본 연구는 고정익 출구기류에 포함되는 원주속도가 제트팬 노즐유동에 미치는 영향을 이론적으로 검토하기 위한 것이므로 우선적으로 이론해석 시 입구 경계조건으로 사용되는 고정익 출구면에서의 속도를 결정할 필요가 있다. 이를 위하여 본 연구에서는 고정익 출구에서의 기류속도분포를 측정하였으며 부가적으로 노즐 내부에서의 속도분포도 측정하였다.

3.1 실험장치

제트팬 내부기류는 복잡한 3차원 난류의 특성을 가지므로 이를 분석하기 위한 측정장비로는 3차원 열선풍속계 또는 5공 프로브(five hole pitot-tube)가 많이 사용된다. 본 연구에서는 5공 프로브를 사용하여 속도를 측정하고 tuft 방법을 사용

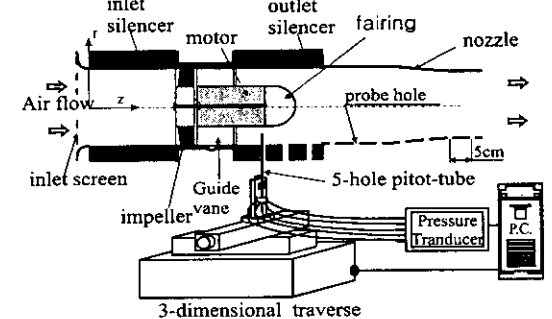


Fig. 2 Schematic of experimental apparatus for velocity measurement.

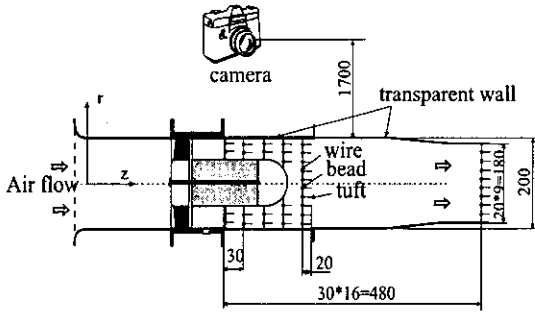


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus for tuft method (unit: mm).

하여 기류방향을 검증하였다. Fig. 2는 노즐 내부의 속도를 측정하기 위한 실험장치⁽³⁾를 나타낸 그림이다. 풍속측정구는 후방소음기와 노즐벽면에 주유동방향의 50 mm 간격으로 모두 10개가 설치되었다. 풍속측정구의 직경은 프로브의 직경을 고려하여 8 mm의 원형 구멍으로 가공되었다. 5공 프로브를 장착한 3차원 트레이스는 반경방향으로의 정확한 이송을 위해 사용되어졌다. 입력 변환기(pressure transducer)와 PC는 측정된 속도값들을 처리하기 위하여 사용된다.

Tuft 방법을 이용한 노즐 내부유동의 가시화 실험장치⁽⁴⁾를 Fig. 3에 나타내었다. 제트팬의 노즐과 후방소음기는 내부 유동의 촬영을 위해서 투명 아크릴로 제작되었다. Tuft는 반경방향으로 20 mm마다 설치된 구슬의 표면에 접착제로 고정시켰다. 구슬과 Tuft가 장착된 기류센서는 노즐과 소음기 내부에 주유동방향의 30 mm 간격으로 16개 위치에 설치하였다. 기류 촬영용 카메라는 제트팬과 1.7 m 거리에 위치한다.

3.2 실험방법

제트팬 고정익 유출구속도측정 실험은 팬의 입구(inlet screen)와 출구(nozzle)가 대기 중에 노출된 상태에서 1시간 이상 운전시켜 충분히 정상상태가 된 후에 수행하였다. 풍속측정을 위한 측정점은 반경방향 및 주유동방향으로 각각 20 mm 및 50 mm 간격으로 모두 45개가 선택되었다. 풍속측정시에는 3차원 이송장치에 장착된 5공 프로브의 probe를 측정점으로 이송시켰으며 측정된 속도값은 PC에 저장되도록 하였다.

Tuft 실험에서 사진 촬영을 위한 조리개의 개

도는 1.4 정도, 그리고 노출시간은 10초 정도로 하였다.

3.3 고정익 출구속도

고정익 출구면에서의 측정된 주유동 속도분포 $v_{z,s}$ 와 원주속도분포 $v_{\theta,s}$ 는 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 하첨자 s 는 모델 제트팬에서의 측정치로서 이후 논의하는 논의의 기준(standard)이 됨을 뜻한다. 주유동 속도 $v_{z,s}$ [m/s]의 분포는 일반적으로 원판에서의 난류 속도분포와 유사하게 나타났으며 그 분포를 다음과 같은 적합곡선으로 나타낼 수 있다.

$$v_{z,s} = 18.7 \times \left(\frac{0.1-r}{0.1} \right)^{\frac{1}{30}}, \text{ at } 0.055 < r \leq 0.1 \quad (1)$$

$$v_{z,s} = 0, \text{ at } r = 0.055 \quad (2)$$

여기서 r 은 중심으로부터의 거리 [m]이다.

원주속도 $v_{\theta,s}$ [m/s]는 r 의 변화에 따라 거의 선형적으로 변하며 적합곡선화한 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$v_{\theta,s} = -31r + 3.62, \text{ at } 0.055 < r < 0.1 \quad (3)$$

$$v_{\theta,s} = 0, \text{ at } r = 0.055 \text{ and } r = 0.1 \quad (4)$$

식(1), (2), (3) 및 (4)에 의하면 고정익 출구에서의 속도벡터의 크기 V 는 아래 식으로 표현될 수 있다.

$$V = \sqrt{v_{z,s}^2 + v_{\theta,s}^2} \quad (5)$$

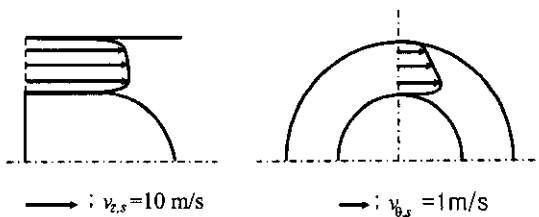


Fig. 4 Inlet velocity profile measured by experiment.

4. 제트팬 내부 유동특성예측

4.1 지배방정식

제트팬 내부의 유동은 3차원 난류 정상상태 비압축성유동으로 가정하였으며 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho r v_r) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v_\theta) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho r v_z) = 0 \quad (6)$$

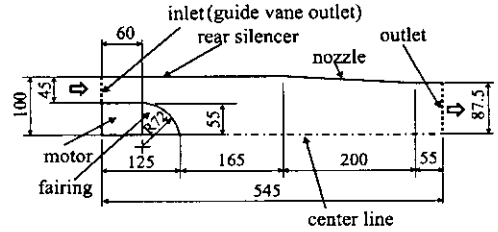
운동량방정식, 난류에너지방정식 및 난류운동에너지 소멸률방정식은 Table 1에 나타내었으며 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 난류모델⁽⁶⁾을 사용한다.

4.2 경계조건 및 물성치

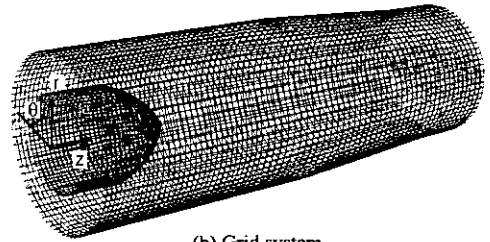
수치해석에서는 Fig. 5(a)에 나타난 바와 같은 영역을 계산영역으로 선정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 계산영역의 축방향 길이는 545 mm이다. 고정익 출구는 계산영역의 유입구에 해당한다. 계산영역의 유입구는 내부반경 및 외부반경

이 각각 55 mm 및 100 mm인 링단면이며 유출구는 반경 87.5 mm의 원이다.

계산영역 내의 물리현상을 지배하는 미분형태



(a) Computational domain



(b) Grid system

Fig. 5 Computational domain and grid system for the present investigation.

Table 1 Equations of fluid motion for present investigation

| general form | | $\frac{\partial}{\partial t}(r\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(rv_r\phi) + \frac{\partial}{\partial r}(rv_\theta\phi) + \frac{\partial}{\partial \theta}(rv_z\phi) = \frac{\partial}{\partial z}(r\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial r}(r\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial r}) + \frac{\partial}{r\partial\theta}(\frac{\partial\phi}{\partial\theta}) + S_\phi$ |
|--------------|---------------------------------------|---|
| ϕ | Γ | S_ϕ |
| v_r | $\nu + \nu_t$ | $\frac{\partial}{\partial z}(rv_r\frac{\partial v_r}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial r}(rv_r\frac{\partial v_r}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial \theta}(v_r\frac{\partial v_r}{\partial \theta}) - r(\frac{\partial p}{\partial z}) - \frac{2}{3}r(\frac{\partial k}{\partial z})$ |
| v_θ | $\nu + \nu_t$ | $\frac{\partial}{\partial z}(rv_r\frac{\partial v_r}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial r}(rv_r\frac{\partial v_\theta}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial \theta}(v_r\frac{\partial v_z}{\partial r}) - 2v_r\frac{v_\theta}{r} + w^2 - r(\frac{\partial p}{\partial r})$ $- \frac{2}{3}r(\frac{\partial k}{\partial r}) - (\frac{2\nu}{r} + \frac{2\nu_t}{r})(\frac{\partial v_z}{\partial \theta}) - \nu\frac{v_\theta}{r} - \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}(v_r v_z)$ |
| v_z | $\nu + \nu_t$ | $-v_\theta v_z - \frac{\nu}{r}v_z - \frac{\nu_t}{r}v_r - v_r(\frac{\partial v_t}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z}(v_r\frac{\partial v_r}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial r}(v_r\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{r\partial\theta}(v_r\frac{\partial v_z}{\partial \theta})$ $- (\frac{\partial p}{\partial \theta}) - \frac{2}{3}r(\frac{\partial k}{\partial \theta}) + (\frac{2\nu}{r} + \frac{\nu_t}{r})(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}) + \frac{2}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}(v_r v_t)$ |
| k | $\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}$ | $r(\bar{P} + \epsilon)$ |
| ϵ | $\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}$ | $r(C_1\frac{\epsilon}{k}\bar{P} - C_2\frac{\epsilon}{k}\epsilon)$ |

$$\bar{P} = \nu_t \left[2 \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{v_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial r} - \frac{v_z}{r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right]$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.33, C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92$$

의 지배방정식으로부터 선형화된 이산화 방정식을 얻기 위해서는 수치해석영역을 유한한 수의 미소 제어체적으로 분할하여 격자망을 형성하여야 한다. 본 연구에서는 여러 가지 이유에 의하여 3차원 유동특성을 보이는 실제 제트팬 내부에서의 원주유동성분을 감소시키기 위하여 노즐 내부 표면에 베인 등 돌기물의 설치를 고려하였기 때문에 원주방향 전체유동장을 계산영역으로 설정하였다. 격자는 총 십만 개 정도였으며 이 격자망을 Fig. 5(b)에 나타내었다. 격자는 총 십만 개 정도였으며 이 격자망을 Fig. 5(b)에 나타내었다. 좌표축은 공기유입구 중앙을 원점으로 공기 흐름방향을 z축, 흐름방향과 직각 방향을 r축 그리고 원주방향을 θ 로 선정하였다.

경계조건은 계산영역의 유입구, 유출구 그리고 벽면에서 존재할 수 있다. 본 연구에서의 목적상 유입구 이외의 경계조건은 일의적으로 정의될 수 있으므로 우선적으로 나타낸 후 유입구의 경계조건을 논의하기로 한다.

모터덮개 및 노즐벽면 :

$$v_r = 0, v_\theta = 0, v_z = 0 \quad (7)$$

유출구 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v_r}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v_\theta}{\partial z} = 0, \\ \frac{\partial k}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

동일한 유동력을 제공하는 임펠러가 사용된 제트팬일지라도 고정익의 배치가 계산 영역 유입구의 경계조건을 좌우하므로 본 연구에서는 고정익의 유출구 즉 계산영역 유입구에서의 기류운동에너지를 일정하게 유지시키면서 유입구에서의 원주속도의 영향을 고찰하고자 한다. 따라서 유입구에서 원주속도를, 실험에서 측정된 식(2)와 식(3)의 기준값으로부터 이 값의 0배, 1배, 2배 및 3배로 각각 변화시켰다. 여기서 논의의 편의를 위해서 상기 각각의 경우를 제로조건(Zero case), 기준조건(Reference case), 2배조건(Double case) 및 3배조건(Triple case)으로 칭하기로 한다. 각 조건에서의 경계조건은 아래와 같이 표현될 수 있다.

유입구 : ($z = 0, 0.055 < r < 0.1$)

Zero case ;

$$v_\theta = 0, v_z = V \quad (9)$$

Reference case ;

$$v_\theta = v_{\theta,s}, v_z = v_{z,s} \quad (10)$$

Double case ;

$$v_\theta = 2 \times v_{\theta,s}, v_z = \sqrt{V^2 - v_\theta^2} \quad (11)$$

Tripple case ;

$$v_\theta = 3 \times v_{\theta,s}, v_z = \sqrt{V^2 - v_\theta^2} \quad (12)$$

Common ;

$$v_r = 0, k = \frac{(I_r v_z)^2}{2}, \epsilon = 0.1k^2 \quad (13)$$

여기서, I_r 는 난류강도를 나타내고 본 연구에서는 기존문헌⁽⁶⁾의 추천치를 따라 0.2로 선정하였다.

본 연구에서는 제트팬 노즐 내부의 유동분포를 해석하기 위하여 상용 CFD 코드인 Fluent를 사용하였다. 대류항을 계산하기 위해서 상류차분법(upwind differencing scheme)을 사용하였고 속도장을 얻기 위하여 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘⁽⁷⁾을 사용하였다. 수치계산의 반복계산시 종속변수들의 수렴정도를 점검하기 위하여 각 종속변수에 대하여 잉여치 값이 10^{-4} 이하에 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다.

본 계산에서는 수렴조건을 만족하기 위하여 1,000회의 반복계산을 수행하였다. 또한 계산을 위해서는 RAM 용량 128 Mb, Pentium II 350 MHz PC에서 약 3시간이 소요되었다.

5. 결과 및 고찰

5.1 타당성 검증

기준조건인 경우 주유동 속도의 정성적 및 정량적인 비교를 위하여 Fig. 6에는 노즐 유출구 축방향 중앙위치에서의 노즐 유출구에서의 수치해석결과와 실험결과를 나타내었다. 그림에서 흰색은 노즐 유출구 반경 $R (= 87.5 \text{ mm})$ 을 기준으로 하는 노즐 중심축으로부터 반경방향의 무차원

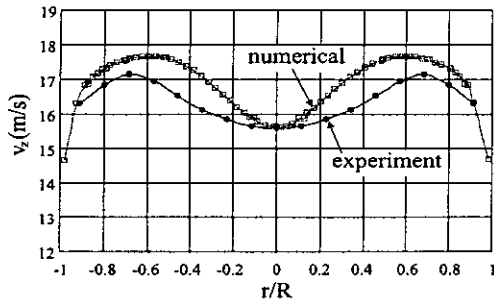


Fig. 6 Velocity profiles at nozzle exit (reference case).

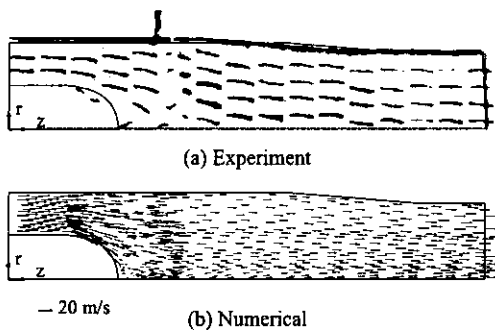


Fig. 7 Flow field in the nozzle by experiment and numerical (reference case).

거리를 나타내며 종축은 주유동 속도를 나타낸다. 여기서 보면 노즐 유출구의 주유동 속도애 관한 수치해석결과는 실험결과와 정성적으로 잘 일치하고 있다. 수치해석결과인 노즐 유출구 주유동 속도값은 r/R 이 0.3으로부터 0.5까지의 영역에서 실험의 노즐 유출구 주유동 속도값보다 최대 0.8m/s 정도 크게 예측하고 있으며 정량적으로는 5% 이내의 오차범위로 접근함을 알 수 있다. 따라서 본 연구방법에 따른 결과를 공학적인 견지에서 신뢰할 수 있을 것으로 판단된다.

기준조건 노즐 내부의 기류방향을 확인하기 위해 수행된 Tuft 방법에 의한 기류방향 가시화 실험결과와 수치해석결과를 각각 Fig. 7(a) 및 (b)에 나타내었다. 두 결과를 비교하여 보면, 유동방향이 대체적으로 합치함을 알 수 있으며 이로부터 본 수치해석의 타당성을 재확인하였다.

5.2 기준조건 제트팬 내부의 유동 특성

본 연구의 대상이 된 실제 제트팬 조건과 동일

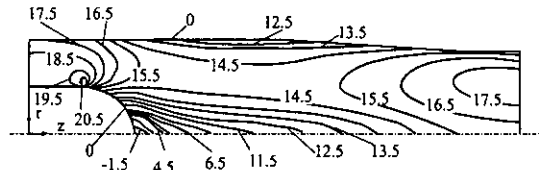


Fig. 8 Contour of main flow velocity in the nozzle at reference case (unit: m/s).

한 기준조건에서 수치해석에 의한 제트팬 내부 주유동 속도분포를 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 동일한 속도는 등속선으로 연결하였으며 속도값은 등속선 위에 각각 표시하였다. 그림에서 모티뎃게 하류의 속도분포를 살펴보면, 모티뎃게의 코 부분에 저속 재순환 영역이 발생하고 이에 의해 제트팬 중심축에서의 속도가 상당히 감소됨을 알 수 있다. 이러한 속도감소는 노즐 출구 유속 분포에도 영향을 준다. 즉 노즐 유출구의 기류분포를 보면 중심축상의 풍속이 다소 낮고 노즐벽 근처에서 최고값을 갖는 특징이 나타났다. 이러한 결과는 유입구에서 유입된 풍속이 모티뎃게를 지나면서 급확대되는 유동형태로 바뀌게 되지만 제트팬의 노즐 길이가 이러한 기류를 완전히 발달시켜 관통력이 우수한 포물형 속도분포를 만들어 내기에는 충분하지 않다는 것을 뜻한다. 따라서 제트팬의 도달거리(throw length)를 증가시키기 위하여서는 모티뎃게의 형상변경과 아울러 노즐형상 개선이 요구된다.

5.3 유입원주속도의 영향

유입구의 원주속도성분 크기에 따른 노즐 내부 유동의 변화를 고찰하기 위하여 계산영역 유입구 경계조건이 다른 네 가지 조건에 대해서 노즐 유출구의 주유동 속도분포를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 보면 유입구측 원주속도를 0배, 1배, 2배 및 3배로 증가시키에 따라 주유동 속도가 감소되면서 동시에 노즐 유출구 속도분포의 불균일도가 증가됨을 볼 수 있다. 이러한 결과는 원주방향 속도의 증가로 인하여 팬 내부에서의 회전 기류가 발달되면서 후방소용기 및 노즐벽에서의 마찰손실이 커지고 이에 따른 에너지 유실이 증가되기 때문으로 판단된다. 계산영역 유입구 원주속도가 1배, 2배 및 3배로 증가함에 따라 최대 주유동 속도가 나타나는 위치는 (r/R)값으로 0.50,

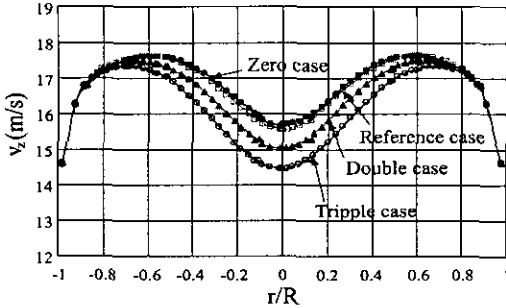


Fig. 9 Comparison of main flow velocity at nozzle exit with various inlet velocity.

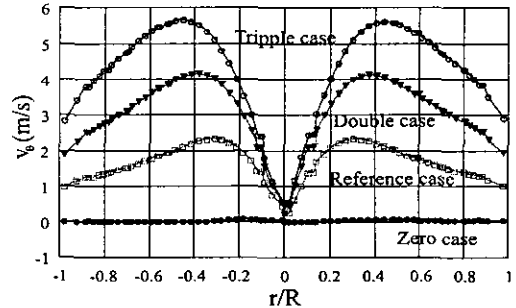


Fig. 10 Comparison of circumferential velocity at the nozzle exit with various inlet velocity.

0.56 및 0.62로 변화한다. 이러한 결과는 원주속도의 증가에 따라 노즐 내부 공기입자에 작용되는 원심력이 증가함으로써 주유동이 벽면 쪽으로 치우치는 현상으로 판단된다.

한편 본 연구의 대상이 되는 실제 제트팬에 해당되는 기준조건에서의 속도분포가 제로조건에서의 속도분포와 거의 일치하는 것으로 보아 실제 제트팬의 고정익 배치가 노즐 유출구에서 개략적으로는 우수한 기류특성을 가지도록 설계되었음을 확인할 수 있다.

각 조건의 노즐 유출구에서 원주속도 분포를 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 보면 계산영역 유입구 원주속도의 변화에 따라 유출구의 원주속도 분포도 비례하여 변화하며 각 조건별 유입구에서의 최대 원주속도인 0, 1.8, 3.6 및 5.4 m/s는 노즐 유출구에서 최대 원주속도인 0, 2.4, 4.2 및 5.8 m/s로 약간 증폭되어 유지되며 계산영역 유입구 원주속도가 1배, 2배 및 3배로 증가함에 따라 최대 원주속도가 나타나는 위치 (r/R)값으로 0.26, 0.33 및 0.40으로 변화된다. 이러한 결과는 앞에서 언급된 바와 같이 원주속도의 증가에 따른 원심력증가에 의한 것으로 판단된다. 그러므로 실제 제트팬(기준모델)의 고정익 설치각도가 개략적으로는 우수하지만 노즐출구 원주속도를 감소시키기 위한 정밀한 미소조정이 추가적으로 요구된다고 할 수 있다.

6. 결 론

본 연구는 노즐출구에서의 직경이 175 mm인 제트팬에서의 판통력을 증가시키기 위한 목적 중 하나로서 고정익 출구에서의 원주속도가 노즐 내

부 및 노즐출구 유동특성에 미치는 영향을 수치적인 방법으로 연구하였다. 수치해석 경계조건 및 결과의 타당성을 검토하기 위하여 5공 프로브를 이용한 풍속측정과 tuft 방법에 의한 기류거동 시험이 수행되었으며 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 노즐 내부 및 출구에서 주유동방향 속도에 관한 수치해석결과는 실험결과와 정성적으로 잘 일치하고 정량적으로도 5% 이내의 오차범위로 접근함을 알 수 있으므로 본 연구방법에 따른 결과는 공학적인 견지에서 신뢰할 수 있을 것으로 판단된다.

(2) 기준조건 제트팬 노즐출구의 주유동방향 속도분포를 보면 대칭축상의 풍속이 다소 낮고 노즐벽 근처에서 최고값을 갖는 특징이 나타났다. 따라서 제트팬의 노즐출구에서 포물형 속도분포를 유도하여 도달거리(throw)를 증가시키기 위하여서는 모터덮개형상 및 노즐형상 개선과 고정익 설치각도의 정밀한 조정이 요구된다.

(3) 유입구측 원주속도를 0배, 1배, 2배 및 3배로 증가시키에 따라 주유동 속도가 감소되면서 노즐 유출구 속도의 불균일도가 증가되는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 원주속도의 증가로 인하여 팬 내부에서의 회전기류가 발달되면서 후방소음기 및 노즐에서의 마찰손실이 커지고 이에 따른 에너지 유실이 증가되기 때문으로 판단된다.

(4) 본 연구에서 채택된 실제 제트팬의 고정익 출구에서의 원주속도는 최대 1.8 m/s이며 이 속도를 감소시키기 위한 설계 개선의 추가로 요구된다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단(과제번호 1998-001-E00329)의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

1. ASHRAE, 1997, Fundamentals, ASHRAE Handbook, Ch. 31.1-31.18.
2. Oh, K. J. and Kang, S. H., 1997, Numerical Analysis of Turbulent Flow Around a Small Propeller Fan Operating at the Inlet of Open Chamber, Trans. of KSME(B), Vol. 21, No. 12, pp. 1586-1594 (in Korean).
3. Dominy, R. G. and Hodson, H. P., 1993, An Investigation of Factors Influencing the Calibration of Five-Hole Probs for Three-Dimensional Flow Measurements, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, No. 6, pp. 513-519.
4. Wen-Jei Yang, 1989, Handbook of Flow Visualization, Hemisphere Publishing Co., Chapter 9.
5. Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, The numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289.
6. Holman, J. P., 1994, Experimental methods for Engineers, 6th ed., McGraw-Hill, Chapter 7.
7. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington, DC.