

횡류팬 유로최적화를 위한 수치실험

전 용 두* · 이 종 수**

Numerical Experiments for the Optimization of the Flow Path through a Cross-Flow Fan

Yong-Du Jun*, Jong-Soo Lee**

Key Words : Cross Flow Fan(횡류송풍기), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Flow Path Design(유로설계), Indoor Air Quality(실내공기의 질), 속도분포(Velocity Distribution)

ABSTRACT

Cross flow fan system is widely used for various applications, especially for the air-moving device of heaters, air-conditioners, and air-curtains. Although there are efforts for the optimization of cross-flow fan flow path with different methods of approach, it is still being investigated by many researchers through experimentally and/or theoretically, because the flow pattern of the cross flow fan is not stereotyped. This paper presents some results from numerical experiments for the optimization of the flow path through a cross-flow fan to be applied to indoor wall-mounted room heater. Two dimensional analysis has been applied to a specific fan system including inlet and diffuser outlet. Flow characteristics are presented and discussed for two different flow path at three different operating conditions represented by rotational speed(800, 1,000, 1,200 rpm) of the fan. According to the simulated results for the specific fan system under consideration, it could be found that the flow pattern resembles each other at different rotational speed (to say from 800 rpm to 1,200 rpm) for a fixed flow path, while the secondary flows mostly absorbs the speed effects. By changing the flow path significant increase in volume flow rate is estimated upto 2.65 at the same rotational speed. According to the present experience, fan flow path design can be performed more efficiently by incorporating this type of numerical experiments combined with the model tests.

기 호 설 명

- b : 날개 코드
- Q : 체적유량
- r : 회전축으로부터의 거리, 반지름
- u : 날개의 회전속도, $u=r\omega$
- v : 유체의 절대속도성분
- w : 유체의 상대속도성분
- W : 일량
- β : 토출구 확산각, Fig. 1
w와 u 사이의 각도, Fig. 2
- θ : 중심각, Fig. 1
- ϕ : 유량계수

읽첨자 및 아래첨자

- 1, 2 : 익열 입구 및 출구
- d, s : 토출측, 흡입측
- i, o : 팬 내측, 외측

* 공주대학교 기계공학과 조교수

** (주)수미텍

- r : 반경방향성분
- θ : 선회방향성분

1. 서론

횡류팬(Cross flow fan)은 2개의 등근 축판 사이에 원주를 따라 비틀림이 없는 날개를 부착한 원통로터로서 그 주위에 비축대칭 케이싱을 사용함으로써 관통류를 안정화시키는 원리로 작동한다. 횡류팬을 이용한 송풍시스템은 유로의 기하학적 형상이 비교적 단순하고 세장형으로 설치하면 원하는 풍량을 비교적 낮은 팬 회전속도와 풍속으로 이동시킬 수 있어 최근에는 벽걸이형 에어컨의 실내기 등에서 많이 적용되고 있다. 특히 실내기에 적용할 경우 실내 거주자의 쾌적성과 관련한 기류속도 및 소음을 고려할 때 낮은 회전속도 및 기류속도를 유지하며 원하는 풍량을 이동시킬 수 있다는 점에서 적용성이 우수하다고 볼 수 있다.

그러나 통과유동의 정형성이 낮은 케이싱 등 유로형상에 따라 유동의 형태가 쉽게 변하므로 적용대상에 따른 성능확인을 주로 시험에 의존하여 개발하여 왔다. 최근 수치해법의 발달과 함께 전산유체역학의 보급으로 국내에서도 많은 연구자들이 횡류팬과 관련된 연구 결과들을 보고하고 있다.

황류팬과 관련된 연구내용으로서 Murata 등은 실험적 연구 결과 황류팬의 유로설계에 있어 스테빌라이저(stabilizer)와 팬 사이의 간격과 스크롤 형상, 스테빌라이저 설치각 등이 팬 성능을 결정하는 주요한 인자임을 밝혔으며, 유동패턴은 기준이 되는 유량계수 값에 따라 두 가지로 분류된다는 사실을 밝혀내었다. 황류팬의 소음에 관한 연구로는 Fukano 등이 스테빌라이저의 형상과 스테빌라이저와 팬 사이의 설치간격, 스크롤 형상이 소음에 영향을 미치는 것으로 제시한 바 있다^[1]. 황류팬에 있어서 편심와의 위치와 크기는 전체 성능에 매우 중요하며, 이러한 편심와를 스테빌라이저 형상변경 등 적당한 방법으로 조절함으로써 팬의 성능을 개선할 수 있는 것으로 알려져 있다. 실제로 내부에 존재하는 편심와 때문에 팬 내부로의 역류가 항상 존재하게 되며, 이 역류가 에너지 손실의 상당 부분을 차지하게 되어 팬의 효율이 순환하는 역류의 양에 비례하여 저감되고, 실제의 경우에는 우수한 팬의 경우에도 이 순환유량이 전체유량의 1/3정도가 되어 황류팬의 효율은 대부분 65%미만으로 알려져 있다. 박동섭 외^[1]는 스테빌라이저와 팬 사이의 간격과 스테빌라이저 형상 변화에 따른 유동형태와 편심와의 변화에 대하여 고찰하였다.

국내에서의 황류팬에 관한 수치해석적 연구는 이지석 외^[2]가 황류팬의 유동해석을 위하여 V.E.M.(Vortex Element Method)을 사용하여 해석한 바 있다. 김재원 외^[3,4]는 황류팬 성능을 좌우하는 설계인자 중 블레이드의 취부각, 스테빌라이저, 토출부 유로곡률과 그 형상에 따른 성능변화에 대하여 고찰하였다. 이들은 유동의 해석을 위하여 일정한 회전속도에 대하여 k-ε 난류모델을 적용하고 2차원 해석을 수행하였다. 특히 이들은 황류팬의 유동특성에 있어 팬 주위의 casing의 형상이 중요함을 강조하였다.

지금까지 여러 연구자들에 의하여 황류팬의 설계와 성능해석에 관한 연구가 이루어져 왔으나 아직까지도 정형적인 설계 접근방법이 통용되고 있는 것은 많은 실정이다. 본 연구는 벽걸이식 실내용 근접난방기를 개발함에 있어 황류팬의 유로를 저소음, 급속확산 방식으로 설계하기 위하여 전산유체역학 도구를 사용하여 최적의 유로형상을 찾아가 시도되었다. 이를 위하여 기존의 모델들을 분석하여 형상설계된 초기 유로형상에 대한 수치해석을 수행한 후 개선된 유로형상을 제안하고자 한다.

2. 황류팬의 구성요소

Fig. 1은 전형적인 황류팬의 설치구조를 나타내고 있다. 황류팬의 유동특성 및 성능에 영향을 미치는 변수로는 팬 자체와 팬 주위에서 흐름을 안내하는 유로부분으로 대별할 수 있다. 본 연구의 범위에서는 팬을 제외한 유로형상에 대하여 고려하며 여기에는 스테빌라이저의 형태와 위치, Rear guider의 형상, 토출구의 위치, 폭 및 확대각도 등이 중요한 설계변수로 고려된다.

작동유체(공기)를 비압축성 유체로 생각하고, 날개차의 축방향 길이를 b 라 하면, 체적유량 Q 는

$$Q = -br_o \int_{\theta_1} \nu_{n1} d\theta = br_o \int_{\theta_2} \nu_{n2} d\theta \quad (1)$$

로 되고, 흡입측 및 토출측 선회속도의 평균값은

$$\bar{\nu}_n = \frac{-br_o}{Q} \int_{\theta_1} \nu_{n1} \nu_{n1} d\theta,$$

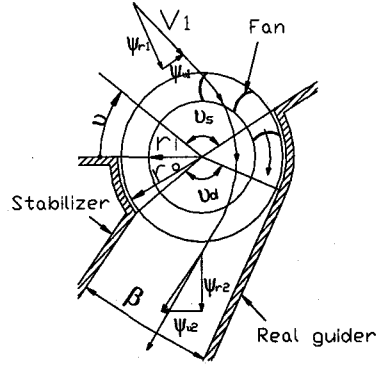


Fig. 1 Schematic of a typical cross flow fan assembly

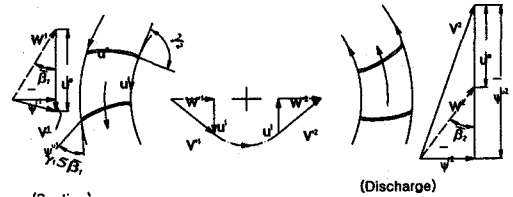


Fig. 2 Through-flow definitions of a cross flow fan

$$\bar{\nu}_n = \frac{br_o}{Q} \int_{\theta_1} \nu_{n2} \nu_{n2} d\theta \quad (2)$$

로 계산된다. 대표일량 $\overline{\Delta W_{st}}$ 은

$$\overline{\Delta W_{st}} = u_o (\bar{\nu}_n - \bar{\nu}_n) \quad (3)$$

이며, 날개차의 유량계수 ϕ 와 일량계수 ψ 는

$$\phi = \frac{Q}{2br_o u_o} \quad (4)$$

$$\psi = \frac{\Delta \overline{W_{st}}}{u_o^2/2} = \frac{2(\bar{\nu}_n - \bar{\nu}_n)}{u_o} \quad (5)$$

로 정의된다.

일반적으로 알려진 황류팬의 설계값은 표 1과 같다.

3. 설계모형 및 시험운전조건

3.1 설계개념 - 근접난방 시스템의 필요성 및 요구조건

본 연구에서 제안하는 근접난방 시스템이라 함은 난방기에 인접하여 활동하는 사용자가 장시간 사용시에도 쾌적감을 느

Table 1 Typical Design Values of Cross Flow Fans^[5]

| Description | Designation | Typical Value(Unit) |
|----------------------------|-------------|---------------------|
| Flow Coefficient | ϕ | 0.35~0.6 |
| Loading Coefficient | ψ | 2.5~4.0 |
| Hydraulic Efficiency | η_h | 60~80(%) |
| Hub-tip Ratio(r_t/r_h) | ν | 0.7~0.75 |
| Solidity | σ | ≈ 1 . |
| Outer Blade Angle | γ_1 | 50~70(°) |
| Diffuser Angle | β | 10~15(°) |

Table 2 Conditions for an acceptable thermal environment

| Spec. Item | ASHRAE ^[6] (Winter) | Domestic Regulation |
|---|--------------------------------|---------------------|
| Air Temp.(°C) | 20~23.5 | 17~23 |
| Humidity(%) or Dew-point Temp.(°C) | 2 | 40~70 |
| Air speed(m/s) | ≤ 0.2 | ≤ 0.5 |
| Vertical Air Temp. Difference(°C) (btw 0.1m & 1.7m) | ≤ 3 | - |
| Floor Temp.(°C) | 18~29 | - |

필 수 있는 조건을 만족시키는 것으로 정의할 수 있다. 여기서 쾌적성의 조건으로 열적쾌적성과 소음에 관한 척도를 고려할 수 있다. 열적 쾌적성이란 '그 온열환경에 만족을 나타내는 마음의 상태'로 정의된다. 실제로 열적 쾌적조건에 대한 국내의 기준으로는 공중위생법(제45조 1항 관련) 공중이용시설의 위생 관리기준 건축법 등에서 규정하고 있으며, 미국의 경우에는 ASHRAE 표준 등에서 제시하고 있는 기준이 있다. 이 중 겨울철을 기준으로 온도, 상대습도 등 주요 항목에 대한 기준값을 Table 2에 요약하였다. 이 외에 소음과 관련해서는 40dB 정도에서 생리적으로는 조용하다고 느끼고 심리적으로는 약간 쾌적한 상태가 되며, 60dB가 되면 약간 시끄러우며 약간 불쾌적감을 느끼는 것으로 알려져 있다. 사용자에게 근접하여 난방기가 작동할 경우 쾌적감에 가장 영향을 미치는 인자로는 유속, 상하온도차 그리고 소음이 중요하며, 특히 인체에 닿는 기류속도는 가능한 대로 낮을수록 좋다.

3.2 설계접근방법 및 설계모델

난방기의 기류이동수단으로 횡류팬을 사용하되 사용자가 체감하는 기류속도가 상기한 쾌적조건에 근접할 수 있도록 팬의 유동조건 및 풍량을 제어하기 위해서 설계과정에서 얻어진 최초 모델(Model-A)에 대하여 유동해석을 수행하고, 유동해석으로부터 얻어진 자료를 바탕으로 바람직한 유로 형상을 모색코자 하였다. Fig. 4(a)는 최초 모델(Model-A)과 수정모델(Model-B)의 간략화된 2차원 유로를 나타내고 있다.

유로구성에 필요한 횡류팬은 기존의 제품을 사용하였으며, 본 연구를 통해서 유동의 형태 및 특성을 결정하는 인자,

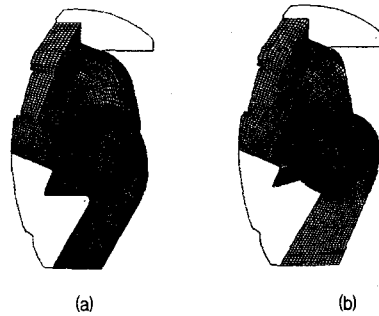


Fig. 3 Model configurations with computational grids

Table 3 Test conditions for Models A and B

| | Tested Models | |
|---------------------|-------------------|-------------------|
| | Model-A | Model-B |
| Rotating speed(rpm) | 800, 1,000, 1,200 | 800, 1,000, 1,200 |

즉, 회전수 및 유로형상(리어 가이드, 디퓨저 및 스테빌라이저)에 대한 수정을 통하여 바람직한 유동형태를 얻을 수 있도록 시도하였다.

3.3 수치모사기법

지배방정식은 정상 비압축성 2차원 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고, 난류모델로는 k- ϵ high Reynolds model을 이용하여 난류유동으로 해석하였다. 수치기법으로는 유한체적법(FVM)에 기초한 SIMPLE기법을 적용하였다. 이상의 일련의 과정은 범용 열·유동해석기인 STAR-CD를 이용하였다. 회전부의 처리는 상기 해석기에서 지원하는 다중회전좌표계(multi rotating frames of reference)방법을 적용하였다. 계산영역은 난방기의 입구로부터 팬 및 출구까지로 선정하였으며, 팬의 전방에 위치한 전열원은 본 계산에 포함시키지 않았다. 격자는 경계조건은 입구와 출구에서 각각 압력 경계조건(대기압)을 적용하였으며, 팬의 회전속도가 각각 800, 1,000, 1,200 로 변화시켜가며 계산을 수행하였다. Table 3에 수치실험조건을 제시하였다.

3.3.1 비압축성 Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식

$$\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0 \text{ (연속방정식)} \quad (6)$$

$$\rho \frac{du_i}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \text{ (운동량방정식)} \quad (7)$$

여기서,

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

3.3.2 k- ϵ 난류모델 방정식

난류운동에너지(k) 방정식은

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \bar{u} k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (8)$$

이며, 소산율(ϵ) 방정식은

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \bar{u} \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu (P + C_{\epsilon 3}) - \frac{2}{3} \left(\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (9)$$

이다. 여기서, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, $P = 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$,

$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_{k,i}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$, $C_{\epsilon 1} = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$ 이며, 그 밖의 경험적 계수는 참고문헌^[7]에서 인용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 초기모델 (모델-A)의 유동

Fig. 4는 모델-A에 대한 유동해석의 결과로서 유동장의 속도벡터를 나타내고 있다. 계산은 팬의 회전속도를 800, 1,000 및 1,200 rpm으로 설정하고 회전속도에 따른 유동장의 변화를 살펴 보았다. 그림에서 알 수 있듯이 수치실험 범위의 회전수 변화시에 전체적인 유동형태의 변화는 변하지 않음을 알 수 있었다. 유동장의 특징을 요약하면 입구를 통하여 유입되는 주 유동은 팬을 거쳐 출구로 배출되는 과정에서 팬의 상부에 발달되는 재순환영역으로 말미암아 입구유동이 하부로 치우치게 된다. 또한 왜곡된 입구유동으로 인하여 입구하부에서 국부적인 고속유동이 유기되는데 이는 상대적으로 낮은 주위속도와 의 간섭과정에서 소음원으로 작용하는 요소가 될 수 있다. 중앙의 재순환영역은 팬통과유량의 분배과정에서 일부는 토출구로 정상적으로 배출되나, 일부는 팬의 상부쪽으로 선회하여 입구유동에 영향을 줄 수 있다. 특히 입구와 팬 사이에 열교환기가 설치될 경우에는 1차 가열된 공기가 재순환하게 되므로 난방기 내부에 고온부가 형성될 가능성이 높다. 토출구측 팬의

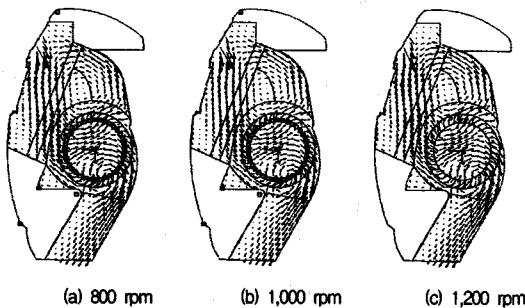


Fig. 4 Velocity vector field of Model-A

외주부근에서는 상당히 빠른 속도의 흐름이 유기되며, 토출구를 통한 흐름은 rear guider 측면에는 빠른 속도가, 스테빌라이저 측면에는 저속기류가 형성되어 단면 내에서의 속도구배가 크게 나타남을 알 수 있다.

회전속도의 변화에 따른 유동장의 변화는 크게 나타나지 않으며, 다만 rpm이 증가하면서 팬 상부의 재순환영역이 보다 강화됨을 Fig. 4의 (a)와 (c)를 비교함으로써 관찰할 수 있다. 재순환 영역의 강화는 입구유동과 간섭을 일으켜 결과적으로는 효과적인 입구의 기능이 제약된다. 이로 인하여 팬의 속도가 증가하여도 토출유량의 변화는 크게 나타나지 않음을 확인할 수 있었다(Table 4 참조).

4.2 수정모델 (모델-B)의 유동

모델-A에 대한 유동해석 결과를 분석한 후 다음과 같은 수정을 시도하였다.

(1) 팬의 상부에 발달되는 재순환영역의 존재는 바람직하지 못하므로 이를 제거하기 위하여 Rear guider의 시작부분을 팬을 중심으로 한 시계반대방향으로 이동시키고, 토출구쪽으로 증가될 유량이 원활하게 배출될 수 있도록 토출구측 rear guider와 팬과의 공간을 확보하였다.

(2) 스테빌라이저의 기능을 보다 강화하기 위하여 스테빌라이저의 끝 부분을 팬의 외주형상과 같은 형태로 수정하였다. 이는 스테빌라이저 주변에 생성되는 와의 위치를 고정함으로써 유동의 임의적인 변동을 제한하고자 하는 것이다.

(3) 디퓨저에서 발생하는 단면 내부의 속도구배를 완화하여 토출구에서의 속도가 보다 균일한 흐름에 가까워 지도록 고려하였다. 디퓨저의 확대각은 7° 이다.

Fig. 5는 모델-B에 대한 유동해석의 결과로서 팬의 회전속도 변화에 따른 유동장의 변화를 속도벡터로 나타낸 것이다. 계산은 팬의 회전속도를 800, 1,000 및 1,200 rpm으로 설정하고 회전속도에 따른 유동장의 변화를 살펴 보았다. 입구를 통하여 유입되는 기류는 비교적 큰 방향전환없이 점차적으로 확산된 후 팬을 통과하게 되며 팬을 통과한 이후에는 토출관 유로부터 비교적 완만한 속도구배를 가지고 배출되는 양상을 나타내고 있다. 팬 상부 유로의 수정을 통하여 통과유량의 일부가 상부 쪽으로 재순환되는 현상이 제거되었고, 통과유량의 대

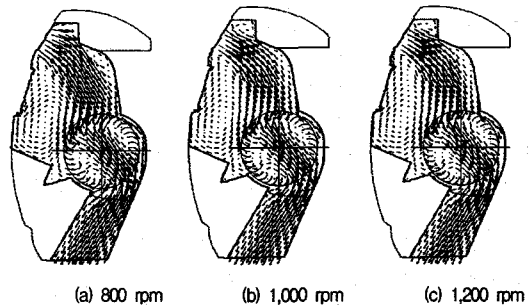


Fig. 5 Velocity vector field of Model-B

Table 4 Volume flow rates at different rotational velocity

| | | Rotational speed (rpm) | | |
|--|---------|------------------------|----------|-------------|
| | | 800 | 1000 | 1200 |
| Blade Chord, b (mm) | | 40 | | |
| Blade Rotating Speed, u_b (m/s) | | 3.64(0.8) | 4.56(1) | 5.47(1.2) |
| Volume flow rate per unit depth, Q/w ($m^3/min/m$) | Model-A | 12.81(0.77) | 16.66(1) | 18.79(1.13) |
| | Model-B | 32.95(0.78) | 42.36(1) | 49.71(1.17) |

부분이 토출구로 빠져 나감으로써 통과유량의 증가가 예상된다. 반면, 입구 아랫쪽에 재순환 영역이 새롭게 발달되었음을 알 수 있다. 통과유량의 경우 내부에서 분지되는 부분이 거의 없으므로 총유량 면에서 현저한 증가를 나타내어, 통과유량은 1,000 rpm 기준에서 모델-A에 비하여 약 2.5배가 증가하는 것으로 나타났다. 이는 유로 설계에 따라 횡류팬의 운전조건이 크게 달라질 수 있음을 시사하는 것이다.

팬 회전수에 따른 유동장의 변화로는 rpm 증가에 따라 입구 유속이 증가와 함께 입구유동의 침투효과가 증가함을 알 수 있다. rpm 이 증가함에 따라 팬의 내부를 통과하는 유로는 주 유동의 상하부에 생성된 재순환영역의 발달로 인하여 유로가 제한될 수 있다. 또한 800 rpm의 경우에는 최고유속이 팬의 토출측 원주면에서 나타났으나, 1,200 rpm의 경우에는 입구에서 최대 유속이 발생하는 것으로 나타났다.

5. 결론

실내용 저소음근접난방기에 적용할 횡류팬의 유로설계를 위하여 수치계산모형을 사용하여 수치실험을 수행하였다. 수치실험은 초기모형(모델-A)과 수정모형(모델-B)에 대하여 각각 수행하였으며, 수치실험의 결과 횡류팬 유로특성에 대하여 다음의 결과를 얻을 수 있었다.

(1) 초기모형(모델-A)에 대한 유동해석 결과 흐름이 팬을 통과하는 과정에서 작은 와가 여러 개 형성됨으로써 전체적인 유동이 안정화되지 못함을 알 수 있다. 입구부분에서는 내부 재순환 유동의 영향으로 입구의 막힘(blockage)효과가 나타났으며, 이로 인하여 입구의 하부에서 국부적으로 빠른 유동이 발생할 수 있음을 알 수 있었다. 모델-A의 경우 팬입구측 재순환영역이 크게 발달하면서 열교환기를 통한 역류가 발생할 수 있다. 토출구의 내측면과 외측면 사이에 현저한 속도구배가 있음이 확인되었다.

(2) 초기 모형에서 발견된 문제점을 해결하기 위하여 수정된 모형(모델-B)을 제안하고 이에 대한 유동해석을 수행한 결과 입구, 팬의 통과유동 그리고 토출구 유동의 개선을 기대할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 중소기업청 부품소재공동기술개발과제 지원금에 의하여 수행되었으며, 관계자 제위께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 강신형(역), 1996, 유체기계, 최중당, pp. 114-119.
- (2) 박동섭, 맹주성, 이상환, 1995, 횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰, 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp.238-246.
- (3) 이지석, 이상환, 정성원, 1995, V.E.M.을 이용한 횡류팬 유동해석, 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp.203-208.
- (4) 조석규 외, 2001, 횡류팬 블레이드 취부각 및 확산각 변화에 따른 성능 및 소음 특성, 대한설비공학회 2001동계학술발표회 논문집, pp. 369-374.
- (5) 김재원, 황태연, 1999, 횡류팬 주변 기하학적 형상변화에 따른 유체유동에 관한 연구, 공기조화 냉동공학회 '99하계학술발표회 논문집, pp. 1441-1448.
- (6) ASHRAE, 1992, ASHRAE STANDARD 55-1992.
- (7) Computational Dynamics Ltd., 1995, STAR-CD V.2.3 Manual.