

<논 문>

시로코 팬의 공력소음 발생에 관한 수치적 연구
A Numerical Study on the Generation of Aeroacoustic Sound
from Sirocco Fans

전 완 호[†] · 백 승 조* · 김 창 준*

Wan-Ho Jeon, Seung-Jo Baek and Chang-Joon Kim

(2001년 8월 25일 접수 : 2001년 12월 6일 심사완료)

Key Words : Sirocco Fan(시로코 팬), Fan Noise(팬 소음), Operating Condition(작동 조건), Unsteady Flow Field(비정상 유동장)

ABSTRACT

Sirocco fans are widely used in HVAC and air conditioning systems, and the noise generated by these machines causes one of the most serious problems. In general, the sirocco fan noise is often dominated by tones at BPF(blade passage frequency) and broadband noise. However, only a few researches have been carried out on predicting the aeroacoustic noise because of the difficulty in obtaining detailed information about the flow field and casing effects on noise radiation. The objective of this study is to develop a prediction method for the unsteady flow field and the acoustic pressure field of a sirocco fan. We assume that the impeller rotates with a constant angular velocity and the flow field around the impeller is incompressible and inviscid. So, a discrete vortex method (DVM) is used to model the centrifugal fan and to calculate the flow field. The force of each element on the blade is calculated by the unsteady Bernoulli equation. Lawson's method is used to predict the acoustic source. Reasonable results are obtained not only for the tonal noise but also for the amplitudes of the broadband noise. Acoustic pressure is proportional to $(\Omega)^{2.3}$, which is the similar value with the measured data.

1. 서 론

다익 원심 팬의 한 종류인 시로코 팬은 일반적으로 중간정도의 압력을 발생시키고 상대적으로 크기가 작 으면서도 저소음이라는 장점이 있어 많은 가전 제품 에 사용되고 있다. 이러한 시로코 팬의 소음을 줄이 는데 있어서 다양한 설계인자의 변경에 따른 성능, 소음 특성변화를 파악하고, 각 인자의 기여도 및 최

적 설계조건을 찾는 연구가 필수적이다. 그러나, 단기 간에 제품을 개발해야 하는 경쟁체제에서 그 많은 인 자에 대한 소음 특성을 파악하기 위해서 실험을 수행 하는 것은 아주 어려운 일이다. 이런 문제점을 해결 하기 위해서 수치적으로 축류 팬과 터보 팬에 대해서 팬 소음을 예측하려는 시도가 있었다.^(1~4) 그러나, 시 로코 팬의 경우는 날개 수가 많고 앞굽음 기어로 인 한 비정상 유동 교란이 심하기 때문에 실험식에 의한 소음예측만 시도되었고,⁽⁵⁾ 아직 소음 해석에 대한 시 도가 거의 없는 실정이다. 본 논문은 이런 시로코 팬 의 소음을 수치적으로 해석하는 것을 목적으로 하며, 기존의 터보 팬 소음 해석 기법을 변경하여 사용한다. 본 논문은 시로코 팬의 소음을 예측하기 위해서 기

† 책임저자, 정회원, LG전자 디지털 어플라이언스 연구소
E-mail : whjeon@lge.com
Tel : (02) 818-7993, Fax : (02) 867-9629
* LG전자 디지털 어플라이언스 연구소

본적으로 터보 팬의 소음을 예측하는 방법을 적용한다.^(3,4) 이 방법은 유동장을 비정상 유동 계산에 많이 사용되는 이산와류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러 깃에서의 비정상 압력 교란에 의한 소음을 예측하는 방법이다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson의 방법으로 예측한다.⁽⁶⁾ Lowson의 방법은 무한경계에서 이극이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 계산된 음압을 1600 rpm의 회전 속도에서 실험치와 비교하여 만족할 만한 예측치를 얻었다.

2. 본 론

2.1 시로코 팬의 소음 특성

시로코 팬의 소음은 대부분 유동의 흐름에 의한 공력소음이다. 이러한 소음을 수치적으로 예측하기 위해서는 유동장에 대한 정보가 필요하며 이런 정보는 비정상 수치해석을 통해서 얻을 수 있다. 시로코 팬의 경우 임펠러의 회전에 의한 BPF도 나타나지만, 전체적으로 광역소음이 우세한 특성을 나타낸다.⁽⁵⁾ 이것은 시로코 팬의 유동이 터보 팬에 비해서 많은 교란을 포함하고 있기 때문이다. 이런 교란의 원인은 Fig. 1과 같이 시로코 팬의 깃을 흐르는 흐름이 시로코 팬의 입구부분(영역 A)에서 강한 박리가 발생하고 이 박리가 계속적으로 깃에 영향을 주기 때문이다. 그러나, 이 영역을 제외한 부분은(영역 B) 흐름이 깃 사이를 잘 흐르는 안정된 영역을 보여주고 있다.

2.2 시로코 팬의 유동장 해석

본 논문의 유동장 해석에 사용된 방법은 이산와류법으로 비정상 상태의 유동장을 해석하는데 많이 사용되는 방법이고, 원심 팬의 경우 유동장 해석에 계속 사용되고 있는 방법이다.^(3,4)

시로코 팬의 흐름은 이차원 비정상 비점성 흐름으로 가정한다. 임펠러의 각 깃은 이산와류법으로 모사하고, 임펠러는 일정한 회전 각속도로 회전하며, 매시간 임펠러의 깃 끝전에서 후류와류가 흘러져서 이동한다. 케이싱은 용출패널(source panel)로 모사한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 한 제어점에서 유도된

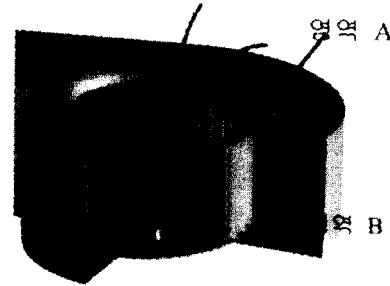


Fig. 1 Flow structure of sirocco fan

속도를 계산하면 다음과 같다.^(3,4)

$$\begin{aligned} \vec{U}(\vec{x}_c; t)_j = & \vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{bs}(\vec{x}_c; t)_j \\ & + \vec{U}_{uv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 하첨자 Q, bs, uv, sp 는 각각 용출점, 구속와류, 후류와류 그리고 용출패널을 나타낸 것이다. 즉, 우변의 첫 항부터 용출점에 의한 유도속도, 임펠러의 구속와류에 의한 유도속도, 흘러진 후류에 의한 유도속도 그리고 케이싱을 모사한 용출패널에 의한 유도속도를 나타낸다.

구속와류와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점 $\vec{x}_j (j=1, \dots, nc)$ 에서 그 점에 수직인 상대속도가 영이라는 경계조건과 총 순환(total circulation)이 보존되어야 한다는 Kelvin조건에 의해서 구해진다.^(3,4)

여기서 구해진 후류와류는 매 시간 흘러지고, 그 점에서의 유도속도에 의해서 이동한다. 후류와류의 이동에 사용한 방법은 2차의 Runge-Kutta 방법이다. 또한 매시간 음향장 계산에 필요한 깃의 힘을 비정상 베르누이 공식에 의해서 계산한다.^(3,4)

유체기계는 유체에 에너지를 공급해 주는 기계이다. 그러므로, 유체기계가 유체에 해준 일을 예측하는 것은 무척 중요하며 수두로 표시된다. 유체기계의 이론적 수두(theoretical head: H_{th})는 다음과 같이 계산한다.

$$H_{th} = \frac{T\Omega}{\rho g Q} \quad (2)$$

여기서 g 는 중력 가속도이고 ρ 는 유체의 밀도이다. 임펠러에 의해서 유체가 받는 토크는 다음과 같다.

$$T = \sum_{j=1}^{N_{BMC}} (F_{\theta_j}(\vec{x}_j, \vec{r}_j)) \quad (3)$$

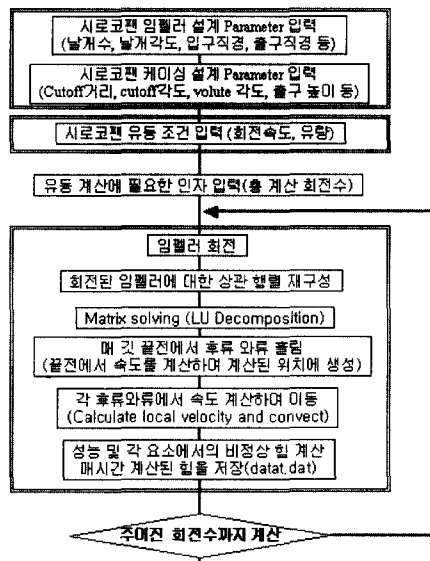


Fig. 2 Flow chart for unsteady flow calculation

F_{nj} 는 그 패널에 수직인 힘의 성분을 나타내고, 비정상 베르누이 공식(unsteady Bernoulli's equation)으로 계산한다.

$$F_{nj} = \rho \left\{ \vec{u}(\vec{x}_c) \cdot \vec{\tau} \frac{\Gamma_{bj}}{\Delta s_j} + \frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^j \Gamma_{bk} \right\} \Delta s_j \quad (4)$$

여기서, $\vec{\tau}_j$ 는 j 번째 요소의 접선벡터를 나타내고, Δs_j 는 j 번째 요소의 길이를 나타낸다. 이상을 순서대로 나타내면 Fig. 2와 같다

2.3 시로코 팬의 음향장 해석

본 논문에서 계산하는 음향장은 임펠러가 회전하면서 cutoff와 상호작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. 특히 사용된 형상과 같이 임펠러와 cutoff가 가까이 있는 경우는 톤소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 예측이 가능하다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson의 움직이는 점 힘(point force)에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$\rho - \rho_o = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_o^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{(1 - M_r)} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (5)$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을

나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다. 여기서 a_o 는 음속(speed of sound)을 나타내고, F_i 는 힘을 r 은 관찰자와 음원간의 거리를 나타낸다. 또, x 는 관찰자의 위치를 y 는 음원의 위치를 나타낸다.⁽⁶⁾

위의 밀도는 압력과 다음과 같은 관계가 있다.

$$P = a_o^2 \quad (6)$$

식 (5)는 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식 (5)를 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

일반적으로 관심 있는 주파수에 따라서 공력음원의 컴팩(compact) 여부가 결정된다. 이것을 결정하는 변수는 음파의 길이(λ)와 임펠러의 직경(D) 그리고 임펠러 깃의 코드 길이(C)이다. 즉, 임펠러 직경과 깃의 코드를 기준으로 변이 주파수(transition frequency)를 계산하면 다음과 같다.

$$f_{imp} = a_o/D, \quad f_{bl} = a_o/C \quad (7)$$

이 f_{imp} 보다 작은 주파수에서는 임펠러 전체가 하나의 음원으로 가정되어서 컴팩의 가정이 성립된다. 그러나, f_{imp} 보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 각 깃에서의 위상 변화 등이 모두 고려되어야 한다. 또한, f_{bl} 보다 작은 주파수에서는 깃 전체가 하나의 음원으로 가정되어도 팬 소음을 충분히 예측할 수 있다. 그러나, f_{bl} 보다 큰 주파수의 경우는 컴팩의 가정이 성립되지 않고, 깃의 코드 방향으로의 힘의 변화를 모두 고려해야 팬 소음을 예측할 수 있다. 일반적으로 시로코 팬의 경우는 코드가 충분히 작으므로 깃을 하나의 점 음원으로 고려해도 충분한 정확도로 계산이 가능하다.

시로코 팬의 경우 일반적인 터보 팬과는 달리 깃의 두께 방향으로 유동이 서로 다르다. 특히 입구부의 경우 Fig. 1의 "영역 A"와 같이 재순환 영역이 존재하며 톤소음의 발생에 거의 영향을 주지 않고 광역소음 발생에 기여를 한다. 이런 현상을 고려하기 위해서 상관길이(correlation length)를 설정하여, 이 상관길이에 해당하는 부분만 본 수치해석에 의한 유동을 적용하고 나머지 부분은 광역소음에 기여한다고 가정한

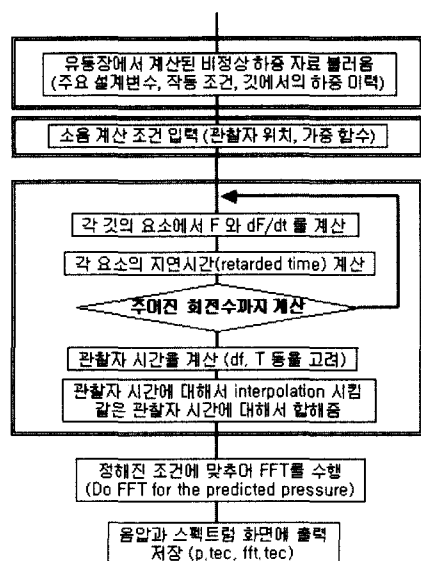


Fig. 3 Flow chart for acoustic calculation of sirocco fan

다. 임펠러 입구에서 와류영역에 속한 폭을 blockage 폭이라고 하고 전체 임펠러 폭에 대한 blockage 폭의 비를 blockage factor라 한다. Yamazaki와 Satoh가 형상 인자와 blockage factor와의 관계를 실험적으로 검토하여 실험식을 제안하였다.⁽⁷⁾ 이 실험식에 의하면 일반적인 팬의 blockage factor는 20~40%에 달한다. 그래서 본 연구는 상관길이를 전체 임펠러 폭의 60%로 가정하였다.

위의 계산을 순서대로 나타내면 Fig. 3과 같다.

3. 계산결과

3.1 시로코 팬 비정상 유동장 해석

계산은 설계된 형상(Fig. 4)에 대해서 수행하였다. 시로코 팬의 임펠러 직경은 0.192 m, 내경은 0.1114 m이고 입구각과 출구각은 90°와 168°이다. 임펠러의 깃은 20개이고 1600 rpm으로 회전한다. 임펠러의 폭은 0.0765 m이다. 임펠러와 cutoff사이의 간격은 0.0105 m이고 볼류트의 확장각은 3°이다. 해석은 무차원 시간(임펠러가 한 바퀴 회전하면 1)으로 8까지 계산하였고, 팬의 성능을 나타내는 수두도 계산하였다. 임펠러가 한 바퀴 회전하는데 100번의 시간전진으로 계산이 수행되어서 유동계산에 사용된 시간간격은 3.75×10^{-4} 이다. 이것은 예측된 음압신호를 FFT하였을 때 2600 Hz이상은 예측할 수 없음을 나타낸다.

계산된 수두의 시간에 따른 변화가 Fig. 5에 있다. 그림에서 무차원 시간은 시간을 임펠러가 한 회전 하는데 걸리는 시간으로 무차원한 것으로 무차원 시간 1은 임펠러의 한바퀴 회전에 해당한다. 본 연구에서는 임펠러의 회전각속도가 0부터 1600까지 서서히 변하므로 수두 역시 서서히 증가하면서 무차원시간 2까지 transient 현상을 보이고 그 이후부터 주기적인 특성이 나타남을 확인할 수 있다. 이것은 초기에 흘러진 큰 세기의 와류가 무차원 시간 1.7정도에 모두 출

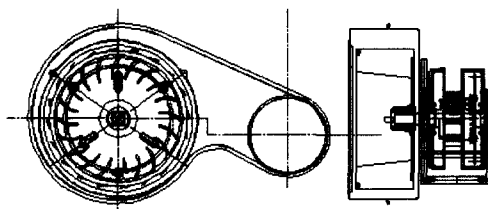


Fig. 4 Schematic of sirocco fan

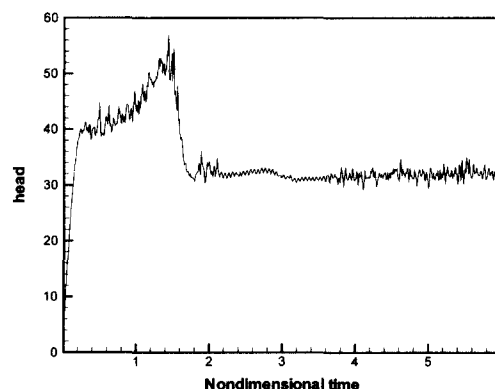


Fig. 5 Variation of head with nondimensional time

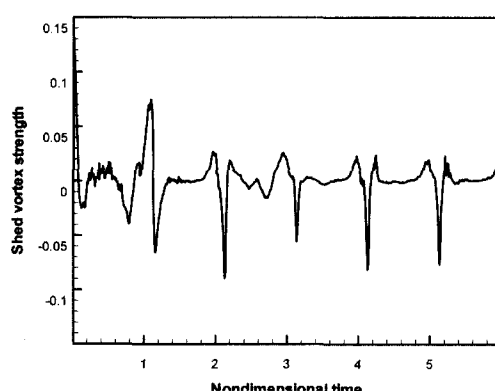


Fig. 6 Variation of shed vortex strength with nondimensional time

구로 배출되어 더 이상의 유동 교란이 없기 때문이다. 각 깃에서 흘러지는 후류와류의 세기가 Fig. 6에 있다. 그림에서 모든 깃이 비정상 거동을 나타내며, 무차원시간 2까지는 비정상상태가 지속됨을 알 수 있다. 무차원시간 2 이후는 주기적으로 비슷한 형태의 후류가 흘러짐을 확인할 수 있다. 그러므로 소음에 사용되는 유동자료는 무차원시간 2 이후의 값이어야 한다

무차원 시간 4일 때의 후류와류 분포가 Fig. 7에 있다. 그림에서 사각형은 와류의 세기가 양인 와류입자를 나타내고 삼각형은 음인 와류입자를 나타낸다.

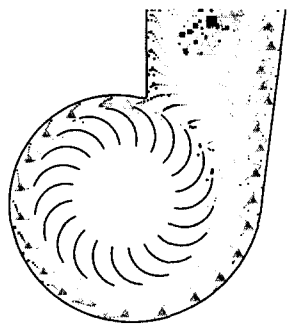
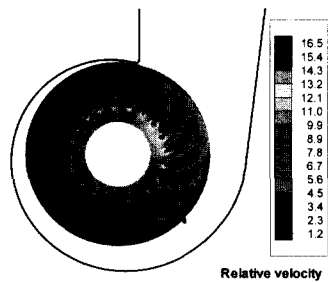
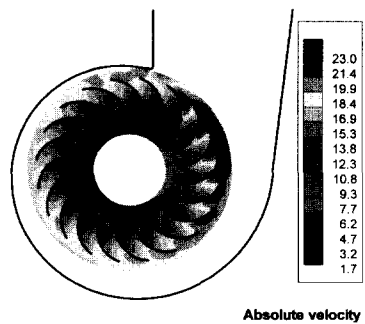


Fig. 7 Distribution of shed vortex particles



(a) Relative velocity of impeller



(b) Absolute velocity of impeller

Fig. 8 Contour plot of velocity magnitude.

또한, 크기는 와류의 세기를 나타낸다. 케이싱 벽면에 큰 세기를 갖는 음의 와류입자(삼각형)가 차례로 배치되어 있다. 이것은 cutoff 부근에서 임펠러와 cutoff가 상호작용할 때 주기적으로 발생된 것으로 케이싱 벽면을 따라서 반시계 방향으로 출구를 향해서 움직이고 있다. 즉, Fig. 6의 음수의 피크에 해당하는 와류입자를 나타낸다.

Fig. 8에 무차원 시간 4일 경우의 임펠러 주위의 상대속도와 절대속도가 있다. 일반적으로 터보 팬의 경우 cutoff에 의한 기하학적인 비대칭 때문에 각 임펠러 유로내의 흐름이 비대칭이 된다. Fig. 8(a)의 상대속도 분포를 보면 cutoff에 접근하는 임펠러 유로부가 다른 부분보다 훨씬 더 많은 유량이 흐르고 있음을 확인할 수 있다.

3.2 시로코 팬의 소음 해석

모델 시로코 팬에 대해서 측정된 음압 스펙트럼과 해석한 결과가 Fig. 9에 있다. 측정과 해석 모두 임펠러가 (x, y) 면의 원점에 있고 z 축이 지면 위로 향한다고 가정할 경우 $(1, 0, 0)$ 의 위치에서 수행되었다. 그림에서 피크는 BPF로 533.33 Hz에 존재하며 광역소음이 2.0 kHz까지 40 dBA 이상 존재함을 확인할 수 있다. 수치해석은 transient상태를 뺀 무차원 시간 2부터 8까지의 값을 이용해서 Lowson의 방정식으로 해석한 결과이다. 수치해석의 결과는 점선으로 나타나 있고 실험결과는 실선으로 나타나 있다. 수치 해석 결과가 피크에 해당하는 BPF는 정확하게 예측하는 것을 확인할 수 있으며, 광역소음의 경우도 비슷한 값으로 예측함을 확인할 수 있다. 일반 터보 팬의 소

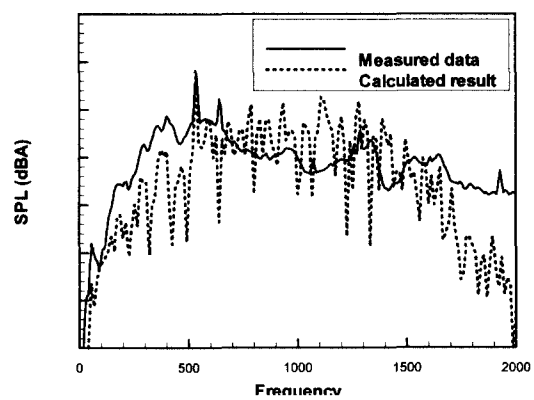


Fig. 9 Comparison of the measured SPL with numerical result.

Table 1 SPL with various rpm

RPM	SPL at BPF	Overall SPL
1400	54.7 dBA	63.6 dBA
1600	58.4 dBA	65.4 dBA
1800	62.3 dBA	68.6 dBA

음 예측에서는 광역소음을 거의 예측할 수 없었으나, 시로코 팬의 경우는 광역소음을 발생시키는 원인 중 하나가 시로코 팬 임펠러의 비정상 후류홀림이고 본 유동해석 방법이 임펠러 깃의 비정상 후류홀림을 잘 예측하기 때문이다.

본 연구에서는 케이싱에 의한 산란효과는 계산하지 않았다.

3.3 시로코 팬의 소음 특성 해석

원심 팬의 경우 음향학적 유사법칙을 이용하면 음압은 임펠러 회전속도의 2~3승에 비례하는 결과를 나타낸다.^(8,9) 이것을 확인하기 위해서 시로코 팬의 경우 작동 회전수에 따른 소음 변화를 계산하였다. 회전각 속도는 1400, 1600, 1800 rpm을 사용하였다. 각각의 경우 overall SPL을 살펴보면 Table 1과 같다.

이것은 음압이 임펠러 회전속도의 2.3승에 비례한다는 결과를 나타낸다. 이 값은 김경호 등이 측정된 시로코 팬의 실험값인 2.5승에 근사한 값이다.⁽⁵⁾

4. 결론

기존에 연구된 터보 팬 소음을 수치적으로 해석하는 기법을 이용해서 터보 팬 보다 더 복잡한 유동과 소음 특성을 가지고 있는 시로코 팬에 대한 공력소음의 해석을 수행하였다. 시로코 팬의 소음 계산은 음향학적 유사성(acoustic analogy)의 일종인 Lawson의 방정식을 이용하였고, 필요한 유동장 자료를 얻기 위하여 시로코 팬의 유동장을 해석했다. 유동장은 비정상 유동 해석에 사용되는 이산와류법을 이용하였고, 무차원 시간 8까지 해석하였다. 계산된 음압을 1600 rpm의 회전속도에서 실험치와 비교하여 만족할 만한 값을 얻었다. 또한, 연구에 사용된 시로코 팬의 경우 음압이 임펠러 회전 각속도의 2.3승에 비례한다는 것을 확인했으며, 이것은 기존의 연구결과와 일치하는 값이다.

참고 문헌

- (1) Jeon, W. H., Lee, D. J., 2000, "Analysis of Flow and Sound field of Ducted Axial Fan," *InterNoise 2000*, pp. 1531~1534.
- (2) 전완호, 정기훈, 이덕주, 2000, "덕트가 있는 축류 팬의 유동 및 음향장 해석," *유체기계저널*, 제 3 권 2호, pp. 15~23.
- (3) Jeon, W. H., Lee, D. J., 1999, "An Analysis of the Flow and Aerodynamic Acoustic Sources of a Centrifugal Impeller," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 222, No. 3, pp. 505~511
- (4) Jeon, W. H., Lee, D. J., 2000, "An Analysis of Generation and Radiation of Sound for a Centrifugal Fan," *Seventh International Congress on Sound and Vibration, Germany*, pp. 1235~1242.
- (5) 김경호, 박계찬, 이승배, 1999, "시로코 팬 성능 및 공력소음 예측에 관한 연구," *유체기계저널*, 제 2 권 제 4 호, pp. 57~64.
- (6) Lawson, M. V., "1965, The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 286, pp. 559~572.
- (7) Yamazaki, S., 1986, "An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-blade Blowers," *일본기계학회논문집*, 제 52권, 제 484호, pp. 3987~3991.
- (8) Weidemann, J., 1971, "Analysis of the Relations Between Acoustic and Aerodynamic Parameters for a Series of Dimensionally Similar Centrifugal Fan Rotors," *NASA TT F-13,798*.
- (9) Neise, W., 1975, "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 43, No. 1, pp. 61~75.