

축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램의 개발 및 적용

정동규* · 홍순성* · 이 찬**

Development and Application of the Computer Program for the Performance and Noise Prediction of Axial Flow Fan

Dong-Gyu Chung*, Soon-Seong Hong*, Chan Lee**

Key Words: Streamline Curvature Method(유선곡률방법), Pressure Loss Model(압력손실모델), Vortex Shedding(와홀림), Karman Vortex Street(Karman 와열), Thin Airfoil Theory(박형 날개 이론), Dipole Source(쌍극자 음원)

ABSTRACT

A computer program is developed for the prediction of the aerodynamic performance and the noise characteristics in the basic design step of axial flow fan. The flow field and the performance of fan are analyzed by using the streamline curvature computing scheme with total pressure loss and flow deviation models. Fan noise is assumed to be generated due to the pressure fluctuations induced by wake vortices of fan blades and to radiate via dipole distribution. The vortex-induced fluctuating pressure on blade surface is calculated by combining thin airfoil theory and the predicted flow field data. The predicted performances, sound pressure level and noise directivity patterns of fan by the present method are favorably compared with the test data of actual fan. Furthermore, the present method is shown to be very useful in optimizing design variables of fan with high efficiency and low noise level.

1. 서론

공기조화 및 산업용 설비에 광범위하게 사용되는 축류 송풍기는 공기를 일정한 압력과 유량으로 원하는 공간에 공급하는데 필수적인 장비이다. 일반적으로 축류 송풍기의 기능은 회전하는 익렬 내로 공기를 유입하여, 시스템의 부하조건에 맞는 토출 압력과 유량을 가지는 공기를 송풍하는 것이다. 그러므로 송풍기가 사용되는 시스템의 원활한 운전과 에너지 절약을 위해

서는, 송풍기의 풍량에 따른 압력상승 및 효율의 변화를 정확히 이해하는 것이 매우 중요하다.⁽¹⁾ 그리고, 송풍기 제작사 입장에서는 설계 단계에서부터 가능한한 고효율의 운전 범위가 넓은 송풍기를 설계하려는 시도가 요구되어진다.

또한 송풍기는 회전하는 날개를 공기가 통과하며 압력이 올라가게 설계되므로, 이러한 공기역학적 작용은 공기의 비정상적인 압력 섭동(unsteady pressure fluctuation)을 불가피하게 초래하며, 이로 인해 송풍기의 소음이 발생하게 된다. 이러한 이유로, 최근 들어 점점 증가하는 환경 친화적인 제품에 대한 수요자들의 요구는 송풍기 설계자나 송풍기를 응용한 시스템 설계자들에게 소음 저감의 문제를 새로이 대두시키고 있으며, 이

* CFTech 연구개발부

** 수원대학교 기계공학부

E-mail : cfttech@chollian.net

러한 추세는 앞으로 더욱 강화될 전망이다. 그러므로, 앞서 언급한 성능 및 소음의 2가지 문제를 동시에 해결해 나아가는 것이 송풍기 설계자들에게 시급한 과제로 등장하고 있다.

대부분의 송풍기 업체들은 송풍기를 설계한 후, 제작된 시제품에 대해 많은 노력과 비용이 요구되는 풍동 및 무향실 실험⁽²⁾을 수행하며, 이를 통해 송풍기의 성능 및 소음 특성을 규명하고 있다. 그러나, 국내의 송풍기 산업의 경우 시험에 요구되는 시간 및 비용이 제작업체에게 과도한 부담으로 작용하므로, 송풍기 설계변수의 최적화를 위한 시험결과의 반복과정이 현실적으로는 불가능하며 이로 인해 고효율/저소음 송풍기 개발을 위한 산업계의 체계적 연구가 어려운 실정이다.

이러한 산업계의 기술적인 애로사항을 해결하기 위해, 최근 들어서는 시험을 대체하는 수단으로서 송풍기 성능 및 소음을 예측하는 해석방법들의 개발이 시도되고 있다.^{(3),(4)} 그리고, 이러한 해석방법들은 눈부시게 발전하는 컴퓨터와 전산 수치 유체역학적 기술들의 진보로 인해 그 유용성이 더욱 증가되고 있는 실정이다. 그러나 이러한 송풍기 해석 방법들은 아직까지는 비교적 많은 계산시간과 입력자료를 요구하며, 계산방법의 선택 및 계산과정의 수렴을 위해서도 사용자 고도의 전문성을 가져야 하는 단점을 가진다.

그러므로 본 논문은, 국내 송풍기 업체의 현재 기술 현황을 고려하여, 비교적 사용이 수월하면서도 예측의 신뢰성을 가지는 송풍기 성능 및 소음 특성 예측용 전산 프로그램을 소개하고자 한다. 본 예측 방법은 송풍기 내부의 유동장 해석을 위한 유선곡률방법에 전압력 손실과 유동편차각 모델들을 결합하였으며, 구하여진 유동장 예측결과를 바탕으로, 송풍기의 압력상승, 효율 및 동력등의 성능변수들을 산출하였다. 송풍기의 소음 예측을 위해서, 블레이드 후류 내에서 와열(vortex street)을 가정하는 와홀림(vortex shedding) 모델, 박형 날개 이론 및 유동장 데이터를 결합하여 송풍기 블레이드 표면의 섭동압력 및 양력분포를 구하였고, 더 나아가 음압의 레벨 및 방향성은 소음의 쌍극자 방사형태를 가정하여 구하였다.

2. 해석방법의 이론

2.1 유동장 및 성능해석 방법

축류형 송풍기 블레이드가 형성하는 유로는 블레이

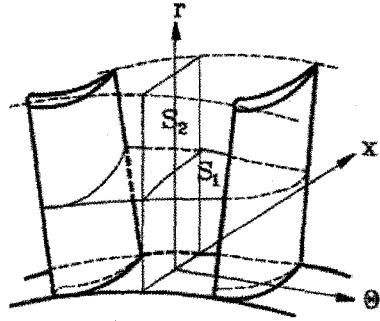


Fig. 1 Flow surfaces in fan blade rows

드의 날개길이방향(spanwise) 뒤틀림과 시위길이방향(chordwise)의 격임으로 인해 매우 복잡한 3차원 형상을 가지므로, 유선곡률방법에서는 이러한 3차원 유동장을 해석하기 위해서 유동장을 Fig. 1과 같이 블레이드와 블레이드 사이의 유면(S₁)과 블레이드 날개길이방향의 유면(S₂)으로 나누어 생각한다.⁽⁵⁾

즉 S₁면의 유동을 접선방향으로 평균한 후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S₂면은 송풍기 블레이드 내부 유동장을 대표하게 된다. 일반적인 유동 지배방정식인 Navier Stokes 방정식에서 점성항을 무시하고, 접선방향으로 평균한 S₂면에서의 유동방정식은 식 (1)처럼 표현된다.⁽⁶⁾

$$\begin{aligned} \frac{dV_m^2}{dr} + 2 \cos^2 \beta \left(-\frac{\sin \phi}{V_m} + \frac{\cos \phi}{r_c} + \frac{1}{2 \cos^2 \beta} \frac{d \ln Q}{dr} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \frac{d \tan^2 \beta}{dr} + \frac{\tan^2 \beta}{r} + \frac{2Q \tan \beta}{V_m} \right) V_m^2 \\ = 2 \cos^2 \beta \left(\frac{1}{Q} \frac{dQ}{dr} + \frac{U^2}{2} \frac{d \ln Q}{dr} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 r, θ는 Fig. 1에 나타나 있는 축 및 접선방향 좌표를 그리고 m은 유체의 축 방향과 반경방향 유속이 이루는 자오선면(meridional plane)상의 좌표를 의미하며,

$$\begin{aligned} \frac{\sin \phi}{V_m} \frac{dV_m}{dm} = \\ \frac{\left(1 + M_\theta^2 + \frac{r}{r_c \cos \phi} \right) \frac{\sin^2 \phi}{r} + \tan \phi \frac{d\phi}{dr}}{1 - M_m^2} \\ Q = (P_0/P_{01})^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} / (T_0/T_{01}), \quad I = C_p T_{01} - U_1 V_{\theta 1}, \\ \tan \beta = \frac{V_\theta}{V_m} \end{aligned} \quad (2)$$

이때 I, Q, T_0, U, V, M 은 각각 로탈피, 엔트로피함수, 전온도, 회전속도, 유속, 마하수를 표현하고 Φ 및 r_c 는 유선의 축과 반경방향이 이루는 기울기와 곡률반경을 나타낸다. 또한 C_p 및 k 는 정압 비열과 비열비를 의미한다.

식 (1), (2)는 블레이드 출구의 유동장 분포를 얻는데 사용되는데, 이때 정체점 온도는 송풍기 회전 블레이드를 거치며 공기가 받게되는 일을 표현하는 Euler의 일 관계식을 사용하여 결정할 수 있다.

$$C_p(T_{02} - T_{01}) = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}, \quad (3)$$

이때 1, 2는 주어진 유선을 따라 유체가 거치게 되는 블레이드 입, 출구 지점을 의미한다.

식 (1)~(3)은 블레이드 날개길이방향에 대한 초기치 문제(initial value problem)의 형태를 가지므로, 블레이드 허브반경에서의 속도가 주어지면 반경방향으로의 수치적 적분을 통해 각 유선에서의 속도, 온도, 압력 및 유동각을 구할 수 있다.

Fig. 2에서 도시된 바와 같이, 본 해석방법은 송풍기 블레이드 입, 출구의 계산지점에 대해 우선적으로 블레이드를 빠져나가는 공기의 유동각 분포를 유동 편차각 모델을 통해 구하고,⁽⁷⁾ 허브의 유속을 임의로 가정한 후 식 (1)~(3)을 통해 구해진 유동장 결과가 식 (4)와 같은 질량보존관계식에 부합하는지를 검토한 후, 허브의 속도 값을 조절하여 수렴될 때까지 반복계산을 수행한다.

$$m = 2\pi \int_{hub}^{tip} \rho V_m \cos \phi r dr = const \quad (4)$$

블레이드를 거친 공기는 정체점 온도가 상승하는 것과 동시에 압력도 상승하게 되나, 블레이드 간의 내부 유로를 거치는 유동의 점성에 따른 비가역성으로

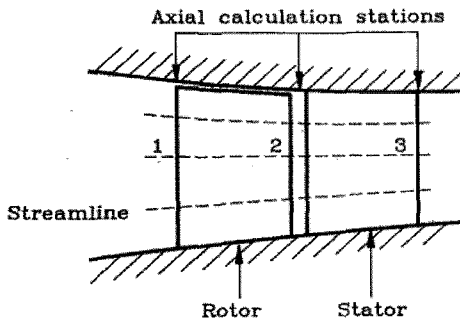


Fig. 2 Flow passage and axial calculation stations of fan

인해 전 압력손실이 발생된다. 그러나, 본 방법의 유도 과정에서는 점성효과를 고려하지 않기 때문에, 식 (2)에서 Q 를 계산하는데 압력손실효과를 고려하는 간접적인 방법이 사용될 수 있다. 즉, 블레이드를 통과하는 공기의 온도상승에 등엔트로피 관계식을 적용하여 얻어진 공기압력에 압력손실을 고려할 수 있으며, 압력손실은 블레이드의 기하학적 형상(시위길이, 블레이드 간격, 블레이드 설치각도 등), 블레이드 단면의 익형 및 유동변수들의 함수로 표현되는 실험적 상관관계식들과 날개길이 방향 분포 모델을 이용하여 구하였다.⁽⁷⁾

Fig. 3에 도시되어 있듯이, 본 방법을 이용하여 주어진 풍량 조건에서 송풍기의 유동장 및 성능을 계산하는 과정은 다음과 같다. 우선적으로 블레이드 날개길이 방향으로 다수의 유선 위치를 설정하고, 각 유선에 대해 유동 편차각 및 압력손실모델을 적용한다. 모델을 통해 계산된 블레이드 후방의 유동각 및 압력분포와 블레이드 허브에서의 축방향 속도에 대한 가정치(초기조건)를 가지고, 식 (1)~(3)을 이용하여 날개길이

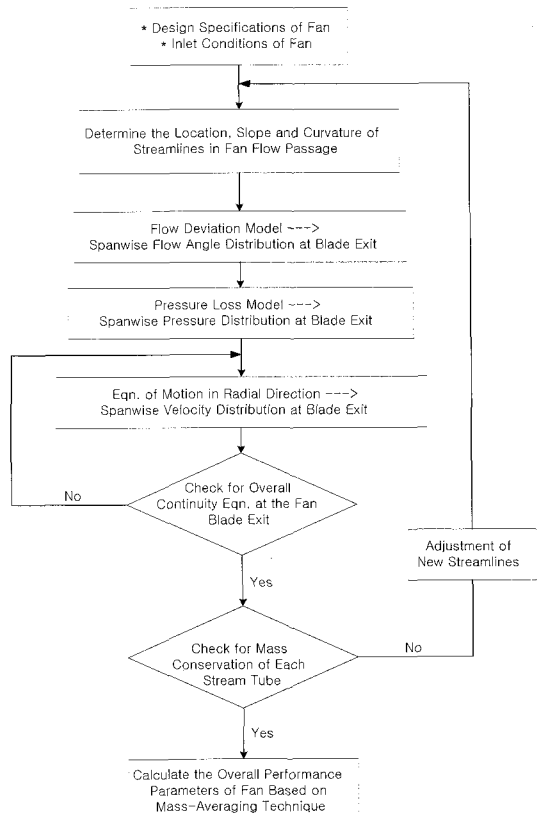


Fig. 3 Computation procedure of streamline curvature method

방향 속도분포를 구하며, 구해진 속도 분포가 식 (4)를 이용한 전체 질량보존 조건을 만족하는지를 검토한 후 질량 보존식이 만족할 때까지 초기조건을 변화시키며 반복계산을 수행한다. 전체 질량 보존식이 만족되면, 그 다음 단계로 각 유선간의 유관(stream tube)을 흐르는 유량이 블레이드 입구의 값과 같은 지를 검토하고, 그에 따라 유선의 위치를 재조정하는 후 앞서의 계산 과정을 각 유관의 유량이 수렴될 때까지 다시 반복한다. 그리고 이런 과정을 거쳐 수렴된 유동장 결과들의 질량평균(mass-averaging)을 통하여, 주어진 유량 조건에서의 송풍기의 전체 성능 변수들(효율, 압력상승 및 동력)을 구할 수 있다.

더 나아가 본 방법은 송풍기 소음예측에 필요한 송풍기 블레이드 날개길이 방향의 속도분포 및 블레이드 후류의 경계층 두께 등도 제공하며, 이러한 계산결과들은 다음 절에서 기술되는 소음 해석과정에서 사용된다.

2.2 소음 해석방법

앞서 구한 송풍기 유동장 해석결과를 정상상태를 가정한 결과이나, 실제로는 송풍기 블레이드 표면에서의 난류 유동이 가지는 압력변동에 의해 소음이 발생한다. 일반적으로 난류소음은 유속에 음속에 비해 충분히 작은 송풍기의 경우에는 쌍극자 음원(dipole distribution)으로 분류되고, 송풍기 블레이드 1개의 쌍 극자 음원으로부터 발생하는 소음파위는 다음과 같이 표현된다.

$$e = \frac{1}{12\pi \rho a_0^3} \iint_S \int_{S'} \frac{\partial p(x, y, \dot{t})}{\partial t} \frac{\partial p(x', y', \dot{t})}{\partial t} dS dS' \quad (5)$$

또한 Sharland⁽⁸⁾는 소음파위를 블레이드 표면의 섭동 압력에 대한 상관면적(correlation area)과 양력계수를 이용하여 다음과 같이 표현하였다.

$$e = \frac{\rho}{48\pi a_0^3} \int_{span} cV^4 S_c \left\langle \left[\frac{\partial C_L}{\partial t} \right]^2 \right\rangle dy \quad (6)$$

이때 y는 블레이드 날개길이 방향의 좌표들, c, V는 블레이드 시위길이와 후방의 유속을 의미하며, ρ 및 a₀는 밀도 및 음속을 나타낸다. 식 (6)으로부터 송풍기 블레이드에서 생성되는 소음파위를 알기 위해 유속분포는 유선곡률방법을 이용하여 구해지며, 추가적으로 날개길이 방향에 따른 블레이드 표면의 압력 섭동에 따른 양력계수(C_L)와 상관면적(S_c)에 대한 모델링이

필요하다.

그런데 난류소음은 블레이드에 들어오는 유동의 유입난류성분(incoming turbulence)과 블레이드 후류에서 방출되는 와류(vortex)에 의한 경우로 분류된다. 대부분의 경우 송풍기로 유입되는 공기의 난류성분이 크지 않으므로, 식 (6)에서 나타나는 송풍기의 양력 섭동은 블레이드에서 떨어져 나가는 후류내의 와류에 의해 주로 야기된다. 이러한 이유로, 본 연구에서는 송풍기 소음의 해석모형으로서 Lee, Chung 및 Kim⁽⁹⁾에 의해 제안된 와류림(vortex shedding)모델을 이용하였다.

블레이드 후류의 형태는 주로 2차원 Karman 와열(vortex street)에 의해 지배되고 블레이드 날개길이 방향 와류간의 상관관계는 무시할 만큼 작다.⁽⁹⁾ Fig. 4는 3차원 송풍기 블레이드 임의의 반경지점에서의 블레이드의 단면을 보여주고 있으며, 이러한 각 단면에서의 소음성분을 날개길이방향으로 합쳐줌으로써 송풍기 블레이드 전체의 소음을 구할수 있다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 블레이드 표면에서 성장한 경계층은 블레이드 뒷전(trailing edge)에서 와류 떨어짐을 유발하며, 즉 경계층내의 구속와도(bound vorticity)가 후류내의 규칙적인 와열로 변환된다. 와류는 블레이드 경계층의 60% 지점에서 떨어져 나가므로, 후류내 다른열에 속한 와류와의 거리(b)는 다음과 같다.

$$b = 0.6(\delta_u + \delta_l) + d_{te} \quad (7)$$

여기서 δ_u 및 δ_l은 블레이드 위, 아래 표면의 후류 경계층 두께를, d_{te}는 블레이드 뒷전 두께를 나타낸다.

그리고 잘 알려진 Karman 와열의 안정성 연구에 의하면, 서로 같은 열에 속한 와류간 거리(a)는 b/a=0.281인 경우 안정된 와류구조를 보이며, 주 유동방향에 반대방향으로 와류에 의해 야기되는 전진속도(V_i)는 다음과 같이 표현된다.

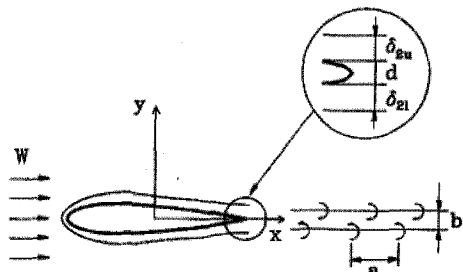


Fig. 4 Wake model of fan blade element

$$V_i = \frac{K}{2a} \tanh\left(\frac{\pi b}{a}\right) = \frac{K}{2a} \tanh(\pi s) \quad (8)$$

그러므로 이때 와류가 떨어져 나가는 주파수는 아래와 같이 주어 질 수 있다.

$$f = \frac{(V - V_i)}{a} \quad (9)$$

여기서 V는 유선곡률방법 이용하여 구해진 블레이드 후방의 유속을 나타낸다.

식 (8), (9)에서 전진속도와 주파수를 구하는데 필요한 와류강도(vortex strength) K를 구하기 위해, 블레이드 표면을 거치는 공기의 전체 운동량변화가 후류내의 와류들에 의해 야기되는 저항력과 균형을 유지한다는 조건을 사용한다. 그 관계식은 다음과 같으며,

$$D = \rho V^2(\theta_u + \theta_d) = \rho Ks(1 - \frac{2V_i}{V}) + \frac{\rho K^2}{2\pi a} \quad (10)$$

여기서 두번째항은 운동량변화를, 세번째항은 와류에 의한 저항력을 나타낸다.

그러므로, 식 (10)으로부터, 블레이드 후류의 두께를 알면 와류강도는 쉽게 구해질 수 있다. 본 연구에서는 블레이드 후류 두께를 평가함에 있어서, 유선곡률방법의 압력손실을 구하는 과정에서 예측된 후류 운동량두께를 식 (10)의 계산에 이용하였으며, 참고로 후류 운동량 두께는 블레이드 시위길이를 근거한 Reynolds 수, 블레이드의 유동각, 시위길이 및 간격 등의 함수로 표현된다.

블레이드 표면에 발생하는 섭동 압력을 구하기 위해서, 비정상 Bernoulli 방정식으로부터 유도되는 박형 날개이론(thin airfoil theory)을 이용하였고, 이때 블레이드 윗면과 아랫면의 압력차에 의한 압력 섭동은 다음과 같다.

$$\Delta p = -\rho [V\gamma(x, t) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{-c/2}^x \gamma(x', t) dx'] \quad (11)$$

이때 송풍기 블레이드 표면에서의 구속 와도(bound vorticity)는 후류 내의 와류들에 의해 야기되는 것으로 간주 할 수 있으며, 또한 본 연구는 구속 와도의 시간에 따른 변화가 주기적이라고 가정하였다. 즉 $\gamma(x, t) = \gamma_{\max}(x)\sin\omega t$, $\omega = 2\pi f$ 이다.

또한 블레이드 후류 두께가 블레이드 시위길이에

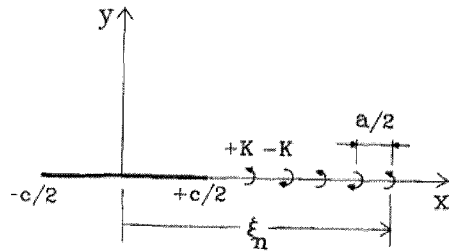


Fig. 5 Idealization of fan blade wake vortices

비해 매우 작은 값이므로, 본 연구에서는 블레이드 후류의 와류분포를 Fig. 5와 같이 이상화시켜 생각하였다. 앞서의 이러한 가정들과 Karman과 Sears의 비점성 유동 이론에 따르면, 블레이드 단면의 중심으로부터 후방거리 ξ 되는 점에 위치한 와류에 의해 야기되는 구속 와도 분포는

$$\gamma_{\max}(x) = \frac{K}{\pi} \sqrt{\frac{c/2-x}{c/2+x}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{\xi_n - x} \sqrt{\frac{\xi_n + c/2}{\xi_n - c/2}} \quad (12)$$

이때 블레이드 단면의 중심에서 와류까지의 거리는 $\xi_n = c/2 + na/2$ 이다.

식 (11), (12)를 아래와 같은 변동양력관계식에 대입하여, 변동양력과 양력계수를 구하면,

$$\begin{aligned} L(t) &= \int_{-c/2}^{c/2} \Delta p(x, t) dx \\ &= -\rho KV \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n [(\alpha_n - 1) \sin \omega t \\ &\quad + \frac{\omega c}{2V} (\alpha_n - \frac{2}{\alpha_n + 1}) \cos \omega t] \quad (13) \end{aligned}$$

그러므로, 양력계수의 정의($C_L = L / \frac{1}{2} \rho V^2 c$)를 이용하면, 양력계수의 시간변동에 따른 평균치는 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned} \overline{(\frac{\partial C_L}{\partial t})^2} &= 2(\frac{KV\omega}{cV})^2 \{ [\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (\alpha_n - 1)]^2 \\ &\quad + [\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\omega c}{2V} (\alpha_n - \frac{2}{\alpha_n + 1})]^2 \} \quad (14) \end{aligned}$$

마지막으로 식 (6)에 나타나는 섭동 압력에 대한 상관면적은 블레이드 시위길이 방향과 날개 길이 방향의 상관 길이의 곱으로 간주될 수 있고, Brooks와 Hodgson,⁽¹⁰⁾ Mugridge⁽¹¹⁾에 의하면, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$L_{span} \approx \frac{2V}{\omega}, \quad L_{chord} \approx \frac{6V_i}{\omega},$$

$$S_c = L_{span} L_{chord} \approx \frac{12VV_i}{\omega^2} \quad (15)$$

물론 이때 상관면적도 섭동 압력과 마찬가지로 송풍기 블레이드 날개길이방향에 따라 변화된다.

앞서의 식 (6)~(15)의 계산과정을 통해, 송풍기 블레이드 1개의 소음에너지가 구해질 수 있으며, 다수의 블레이드로 구성된 실제 송풍기의 경우에는 각각의 블레이드들이 서로 상관되지 않는 소음원으로 작용하므로, 총 소음에너지(E)는 $E=e \times B$ 로 표현되고

$$E = \frac{B\rho_0}{2\pi\alpha_0^3} \int_{span} \frac{K^2 V^3 V_i}{c} \left\{ \left[\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (\alpha_n - 1) \right]^2 + \left[\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\omega c}{2V} \left(\alpha_n - \frac{2}{\alpha_n + 1} \right) \right]^2 \right\} dy \quad (16)$$

이 때 B는 블레이드 숫자이다.

더 나아가 소음의 방사형태를 이상적 쌍극자 분포로 가정하면, 송풍기 블레이드 표면으로부터 수직인 거리에서의 최대 음압 및 임의 각도에서의 음압은 다음과 같이 구해진다.⁽¹²⁾

$$p_{max}^2 = \frac{3\rho\alpha_0}{4\pi r^2} E \quad (17)$$

$$p^2(r, \theta) = p_{max}^2 \cos^2 \theta \quad (18)$$

이 때 r은 송풍기 블레이드 표면으로부터 음압 관측점까지의 거리를, θ 는 블레이드 표면에 수직인 벡터와 음압 관측지점 간에 이루는 각도를 의미한다. 그러므로 송풍기 소음의 기준인 음압 및 소음파워 레벨(Sound Pressure and Power Levels)은 다음처럼 정의된다.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\frac{p^2}{p_{ref}^2} \right) \quad PWL = 10 \log_{10} \left(\frac{E}{E_{ref}} \right) \quad (19)$$

이때 p_{ref} , E_{ref} 는 기준 음압 2×10^{-5} Pa, 기준 소음파워 10^{-12} Watt 를 의미한다.

3. 전산 프로그램의 구성

앞서 2장에서 서술된 내용을 토대로, PC의 Windows

환경에서 실행이 가능하고 사용자가 수월하게 사용이 가능하도록 전산 프로그램을 구성하였다. 본 전산 프로그램은 크게 송풍기 설계 변수를 입력하는 단계, 해석 단계 및 해석결과를 출력하는 단계로 구성하였다.

송풍기 설계변수를 입력하는 단계에서는, 설계된 송풍기의 케이싱 및 허브 직경, 블레이드 설계각도, 블레이드 시위길이 및 개수 등과 같은 송풍기 설계 제원과 송풍기 운전 및 입구조건들 (예: 입구온도 및 압력, 입구 선회각 및 회전수 등) 그리고 소음 측정지점 및 각도에 대한 입력 정보들을 활성창을 통해 입력할 수 있게 전산프로그램을 구성하였다.

더 나아가 본 전산 프로그램에는 송풍기 블레이드의 익형으로 사용될 수 있도록 NACA 65-series, C4, DCA, Clark-Y 및 cambered plate 등의 총 12개의 기본 익형에 대한 데이터베이스가 유선곡률방법과 결합되어 있으며,^{(1),(13),(14)} 송풍기의 작동유체도 공기 뿐만이 아니라 연소가스 및 특수가스 등의 취급이 가능하도록 다양한 가스 물성치에 대한 데이터베이스가 포함되어 있다.

입력된 자료들을 가지고, 본 프로그램은 해석 단계에 있어서 다음과 같은 3가지 해석모드들의 선택이 가능하도록 구성하였다.

- 1) 유동장 해석 모드 : 주어진 유량조건하에서 송풍기 블레이드 날개길이 방향의 유동장을 예측한다. 이러한 해석모드는 블레이드 설계후 국부적인 유속, 유동각, 압력(손실) 및 확산계수(실속여부) 분포를 예측하여, 좀더 공기역학적으로 효율적인 블레이드 형상을 설계하는 과정에 사용될 수 있다. 참고로, 본

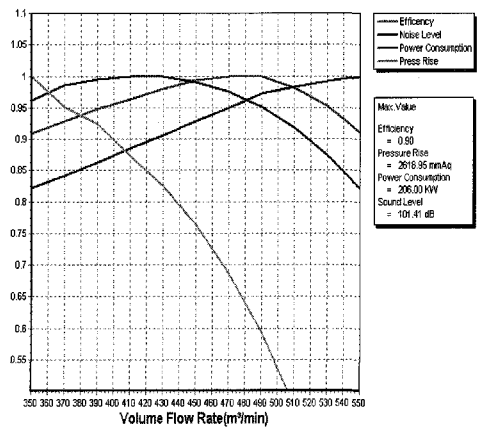


Fig. 6 Aero-acoustic performance map of fan

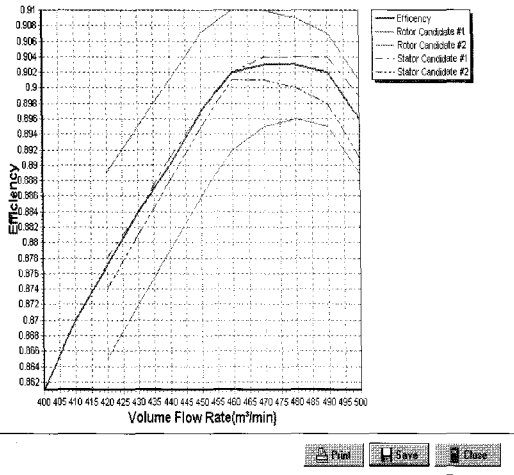


Fig. 7 Efficiency characteristics of five design cases

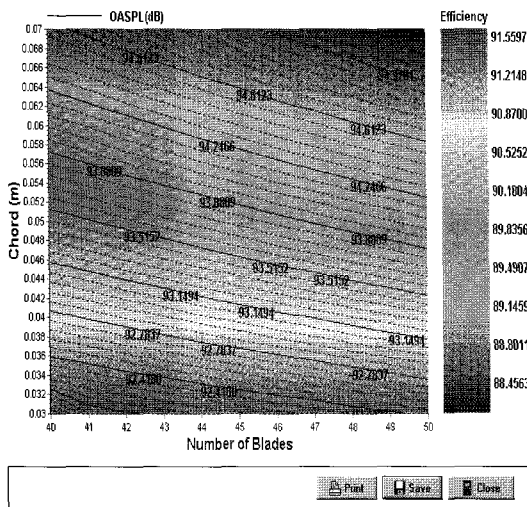


Fig. 8 Contour plot for the efficiency and the noise level of fan with the changes of blade variables

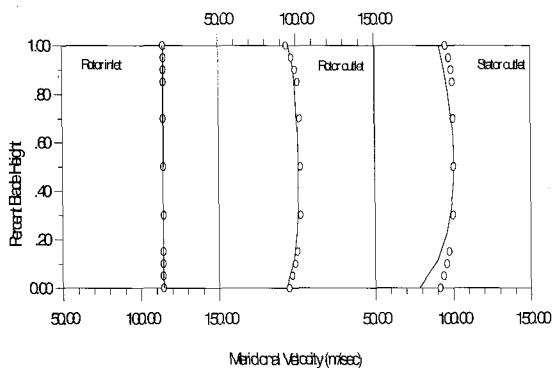


Fig. 9 Axial velocity profiles of fan

프로그램에 의한 예측 결과는 본 논문의 Figs. 9~11에 실험결과와 같이 비교되어 있다.

- 2) 성능곡선 예측 모드 : 송풍기의 유량 및 회전수 변화에 따른 효율, 송출압력 및 소요동력을 예측한다. 이러한 해석모드는 설계단계에서 송풍기의 탈설계점 성능 특성을 예측하는데 사용될 수 있다. Fig. 5는 본 프로그램을 이용하여 계산된 송풍기 유량 변화에 따른 효율, 압력, 동력 및 소음의 변화를 보여주고 있으며, Fig. 7은 송풍기 회전 및 고정익의 블레이드 시위길이와 개수가 서로 달리 설계된 5가지 경우들의 효율변화를 비교하고 있다.
- 3) 매개변수 해석 모드 : 송풍기의 주요 설계 변수들을 변화시켜 가며, 그때의 성능 및 소음이 어떻게 달라지는지를 규명하여준다. 이러한 매개변수 해석결과는 고효율 및 저소음 송풍기의 설계변수 최적화를 위한 자료로 사용이 가능하다. Fig. 8은 본

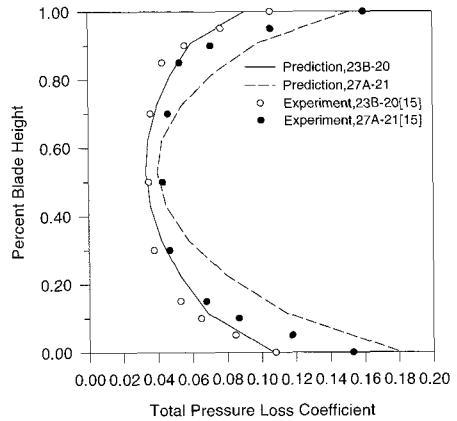


Fig. 10 Total pressure loss coefficient of fan rotor

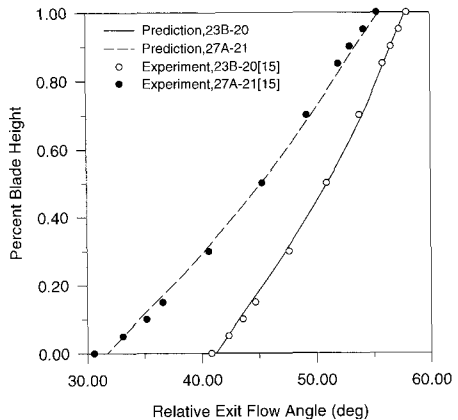


Fig. 11 Flow angle at rotor blade exit

프로그램의 매개변수 해석을 통해 구해진 회전익 블레이드 개수와 시위길이의 조합에 따른 송풍기의 설계점 효율 및소음의 증가곡선을 보여주고 있다.

4. 전산 프로그램의 검증

본 전산 프로그램을 이용하여 예측된 송풍기의 유동장, 성능 및 소음 해석결과들을 실제 고압 송풍기의 실험결과들⁽¹⁵⁾과 비교하였다. Fig. 9는 고압/고회전 송풍기의 회전익과 고정익을 통과하는 공기의 축방향 유속 변화를 보여주고 있고, Figs. 10과 11은 풍기 회전의 후방의 압력손실 및 유동각 분포를 보여주고 있으며, 예측과 실험결과가 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 또한 Figs. 12와 13은 본 프로그램에 의해 예측된 성능곡선 예측결과를 시험결과와 비교하고 있으며, 유량변화에 대해서도 예측방법이 비교적 신뢰할만 함을 알 수 있다.

Fig. 14는 서로 다른 설계 사양을 가지는 8개의 축류 송풍기들에 대해 본 방법에 의한 소음 예측 결과들과 실제 소음 측정 결과들을 비교하고 있다.^{(11),(16)~(19)} 예측결과들이 실험결과와 비교하여 최대 10% 오차 이내에서 잘 일치하고 있다. 비교 대상인 Fukano의 예측방법⁽¹⁸⁾에 비해서도, 본 방법이 훨씬 정확한 예측결과를 보여주고 있다. 참고로 Fukano의 방법은, 본 방법과 비교하여 볼 때, 외열에 의해 야기되는 양력 변동의 모델링을 위해 매우 단순화된 순환(circulation)을 가정하였고, 후류의 두께도 2차원 난류 경계층의 식으로 근사하고 있으므로 송풍기 익렬 설계변수들에 대한 효과가 충분히 고려되지 못하고 있다.

Figs. 15와 16은 일정한 측정거리에서의 송풍기 소음의 방향성 예측결과들을 보여주고 있으며, 방향성을 나타내는 각도(θ)는 송풍기의 진방 축(front axis)으로부터 시계방향으로 측정된 각도를 의미한다. 그림에서 보여지듯이, 2개의 서로 다른 송풍기에 대해 예측결과가 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있었다.

축류 송풍기의 작동조건에 따른 탈설계점 성능 및 소음레벨 변화에 대한 예측 결과가 Fig. 17에 표현되어 있다. Fig. 17에서 보여지듯이, 유량 변화에 따른 송풍기의 토출압력, 효율을 본 방법이 잘 예측하고 있으며 소음레벨의 변화도 타당하게 예측되고 있다. 그러나 소음레벨의 예측치가 저 유량 범위에서 실험결과에 비해

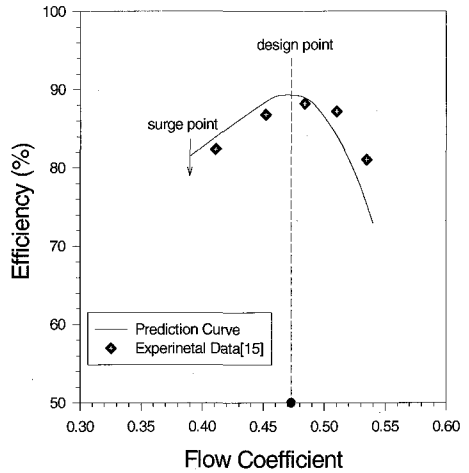


Fig. 12 Efficiency characteristics of high speed fan

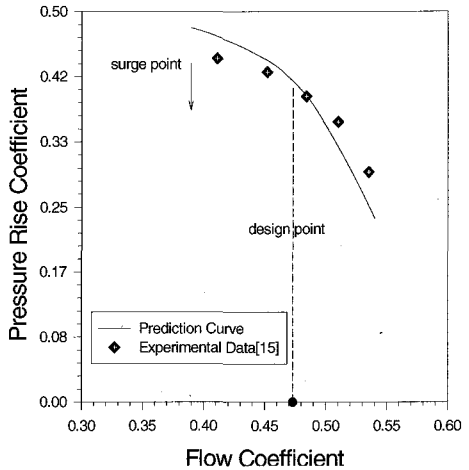


Fig. 13 Pressure rise characteristics of high speed fan

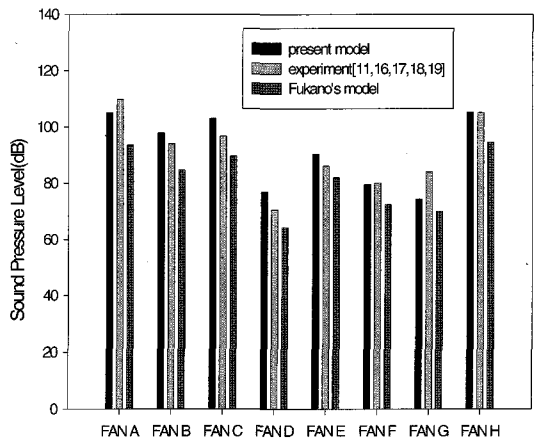


Fig. 14 Comparison of fan noise levels

낮게 나타나고 있으며, 이러한 결과는 저 유량 조건에서 송풍기가 작동할 때 생기는 실속(stall) 현상에 의한 급격한 소음 증가를 본 해석 방법상에서 고려하지 못하고 있기 때문이다. 이러한 본 프로그램의 단점은 향후 이루어질 유선곡률방법 및 소음 모델링의 개선을 위한 연구/개발을 통해 보완해야할 기술적 과제이다.

Figs. 18과 19는 송풍기의 블레이드 설치각도(stagger angle) 및 개수를 변화시킬 때 소음의 변화를 예측한 결과들을 보여주고 있다. 그림에서 보여지듯이, 본 방법의 예측결과가 실험 결과와 비교적 잘 일치하고 있으며, 이러한 결과들로부터 본 방법이 축류형 송풍기의 저소음 설계시 매우 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있다.

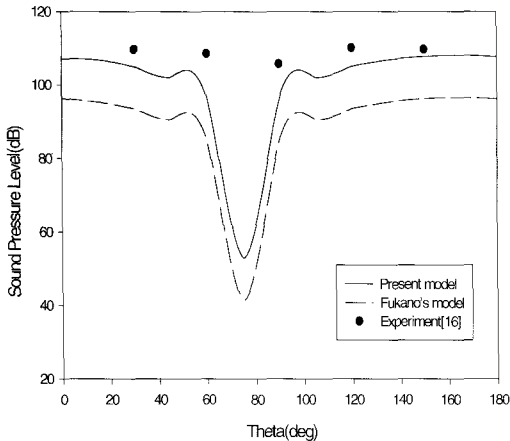


Fig. 15 Noise directivity pattern from fan A

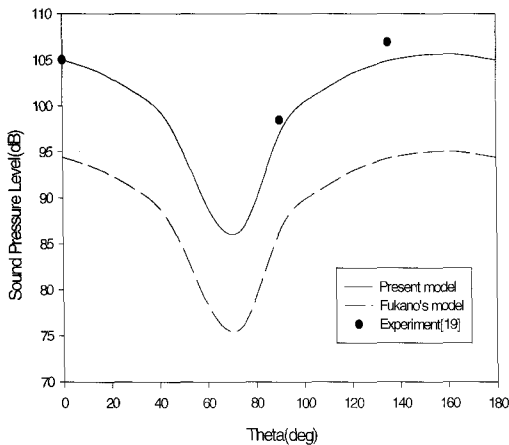


Fig. 16 Noise directivity pattern from fan H

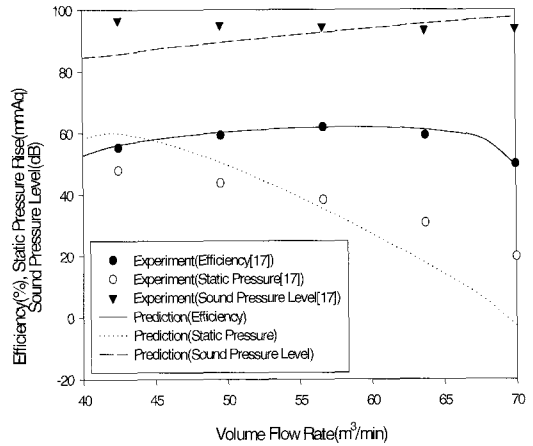


Fig. 17 Performance and noise level variations of fan B at off-design operation

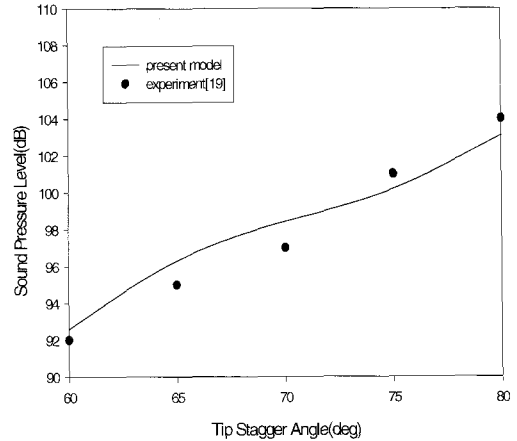


Fig. 18 Noise level variation with the stagger angle of fan H

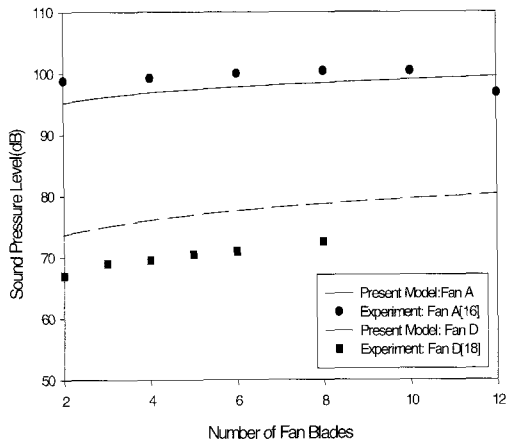


Fig. 19 Noise level variations with the number of blades of fan A and fan D

5. 결 론

축류형 송풍기의 설계 단계에서 사용될 수 있는 유동장, 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램을 개발하였다. 송풍기의 유동장/성능 예측은 유선곡률방법을 이용하여 수행하였고, 유동장 예측결과를 바탕으로 송풍기 소음은 쌍극자 방사분포를 가정후 공기역학적 해석결과와 블레이드 후류내의 와홀립 모델을 결합하여 소음 파워 및 음압의 레벨, 방향성을 예측하였다.

본 전산프로그램에 의한 예측결과들은 송풍기의 성능 및 소음 측정결과와 비교적 잘 일치하였으며, 본 해석방법은 송풍기 설계변수가 성능 및 소음 특성에 미치는 영향을 규명하고 이를 통해 송풍기의 설계를 최적화 하는데도 매우 유용함을 보여주었다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 신기술창업 지원단이 지원하는 제6차 중소기업기술무상양허 사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Wallis, R. A., 1983, Axial Flow Fans and Ducts, John Wiley & Sons, New York.
- (2) 조강래 외, 1999, 기계분야 KS규격의 국제규격 부합화, 기술표준원.
- (3) 서성진 외, 2000, “다익 송풍기 내부 3차원 정상유동의 수치해석,” 유체기계저널, 제3권 제1호, pp. 19~27.
- (4) 정기훈 외, 2000, “중장비 냉각 팬 저소음화 기법,” 춘계소음진동학술대회 논문집, pp. 388~397.
- (5) Novak, R. A., 1967, “Streamline Curvature Computing Procedure for Fluid Flow Problems,” ASME J. of Eng. for Power, Vol. 89, pp. 487~490.
- (6) 이찬, 1994, “유선곡률방법을 이용한 가스터빈 엔진용 축류압축기의 설계점/탈설계점 성능 해석,” 한국항공우주학회지, 제22권 제1호, pp. 28~37.
- (7) 김성곤, 1999, 축류형 송풍기의 성능 예측 방법에 대한 비교 연구 및 설계 개선, 석사학위 논문, 수원대학교.
- (8) Sharland, I. J., 1964, “Sources of Noise in Axial Flow Fans,” J. of Sound & Vibration, Vol. 1, pp. 302~322.
- (9) Lee, C., Chung, M. K. and Kim, Y. H., 1993, “A Prediction Model for the Vortex Shedding Noise from the Wake of an Airfoil or Axial Flow Fan Blades,” J. of Sound & Vibration, Vol. 164, pp. 327~336.
- (10) Brooks, T. F. and Hodgson, T. H., 1981, “Trailing Edge Noise Prediction from Measured Surface Pressures,” J. of Sound & Vibration, Vol. 78, pp. 69~117.
- (11) Mugridge, D., 1971, “Acoustic Radiation from Airfoils with Turbulent Boundary Layers,” J. of Sound & Vibration, Vol. 16, pp. 593~614.
- (12) Morse, P. M. and Ingard, K. U., 1968, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, New York.
- (13) Horlock, J. H., 1973, Axial Flow Compressors, Robert E. Krieger Publishing Co., New York.
- (14) Cumpsty, N. A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Sci. & Tech., New York.
- (15) Britsch, W. R., Osborn, W. M. and Laessig, M. R., NASA TP-1523, NASA.
- (16) Filleul, N. S., 1966, “An Investigation of Axial Flow Fan Noise,” J. of Sound & Vibration, Vol. 3, pp. 147~165.
- (17) Longhouse, R. E., 1976, “Noise Mechanism Separation and Design Consideration for Low Tip-Speed Axial Flow Fans,” J. of Sound & Vibration, Vol. 48, pp. 461~474.
- (18) Fukano, T., Kodama, Y. and Senoo, Y., 1977, “Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans,” J. of Sound & Vibration, Vol. 50, pp. 63~88.
- (19) 손병진 외, 1992, 고효율 저소음 송풍기 개발에 관한 연구, 공업기술개발사업 1차년도 중간보고서, 상공부.