

성능 및 소음 해석 기능이 수반된 전산화된 축류 송풍기 설계 체제

정동규* · 노준구* · 서제영** · 이찬**

A Computerized Axial Flow Fan Design System for Noise and Performance Analysis

Dong-Kyu Chung*, Jun-Gu Noh*, Jae-Young Seo**, Chan Lee**

Key Words: Fan/DesignTM, Axial Fan Design(축류형 송풍기 설계), Noise Estimation(소음예측), Performance Analysis(성능해석)

ABSTRACT

A computerized axial flow fan design system is developed with the capabilities for predicting the aerodynamic performance and the noise characteristics of fan. In the present study, the basic fan blading design is made by combining vortex distribution scheme with camber line design, airfoil selection, blade thickness distribution and stacking of blade elements. With the designed fan blade geometry, the through-flow field and the performance of fan are analyzed by using the streamline curvature computing scheme with spanwise total pressure loss and flow deviation models. Fan noise is assumed to be generated due to the pressure fluctuation induced by wake vortices of fan blades and to radiate as 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 fans. Furthermore, the present method is shown to be very useful in designing the blade geometry of new fan and optimizing design variables of the fan to achieve higher efficiency and lower noise level.

1. 서론

현재 축류형 송풍기는 많은 유량을 필요로 하는 공기조화 및 기타 산업용 설비에 널리 사용되고 있다.

회전하는 날개에 공기를 통과시켜 요구 조건에 부합하는 풍압과 풍량을 제공하는 축류형 송풍기는 비정상 압력 섭동(unsteady pressure fluctuation)으로 인한 공기역학적 소음을 유발하며 그 특성상 높은 풍량과

높은 압력을 제공하는 송풍기에서는 이러한 소음이 더욱 커질 수밖에 없다. 이러한 이유로 최근 들어 성능과 소음을 동시에 만족하는 송풍기에 대한 수요가 급증하고 있어 이에 대한 산업계의 연구, 개발이 시급한 과제로 떠오르고 있다.

그러나, 실험을 통해 송풍기의 성능 및 소음 특성을 규명한 후 그 결과를 피드백하여 고효율, 저소음의 송풍기를 개발하는데는 많은 시간과 비용이 필요하므로 송풍기 업체들이 이러한 방법을 적용하여 제품을 개발하는 것은 현실적으로 쉽지 않다.

이러한 국내 송풍기 업체들의 현황을 고려하여 (주)씨에프텍은 수원대학교 기계공학과와 더불어 사용이 간편하면서도 높은 정확도가 있는 송풍기 성능 및 소

* (주)씨에프텍

** 수원대학교 기계공학과

E-mail: dkchung@cftech.co.kr

음 특성 예측용 전산 프로그램인 Fan/Performance™를 소개한 바 있다. 이 프로그램의 성능 예측은 전압력 손실 모델과 유동편차각 모델이 결합되어 있는 유선곡률방법(Streamline Curvature Method)에 의한 유동장 해석 결과에 기초하여 송풍기의 풍압, 효율 및 동력 등의 성능 변수를 산출하며 소음 예측은 와류 떨어짐(vortex shedding) 모델과 박형 날개이론 및 유동장 해석 결과를 이용하여 계산된 송풍기 날개 표면의 접동압력 및 양력분포에 기초한다. 소음레벨과 방향성은 소음의 쌍극자 방사형태를 가정하여 예측한다.

Fan/Design™은 성능 및 소음 예측 기능을 가지고 있는 Fan/Performance™에 요구 풍량과 풍압을 만족하는 설계안을 출력하는 설계 모듈이 통합된 것으로 본 논문에서는 축류형 송풍기의 전산 설계 체제인 Fan/Design™과 이를 이용한 예제를 소개하고자 한다.

2. 전산 프로그램의 이론적 배경 및 구성

2.1. 유동장 및 성능 해석 방법

유선곡률방법을 사용하여 축류형 송풍기 날개가 형성하는 유로 내부의 유동장을 해석하였다. 유선곡률방법에서 유동장은 Fig. 1과 같이 날개와 날개 사이의 유면 S_1 과 날개 길이 방향의 유면 S_2 으로 나누어 생각하며, S_1 면의 유동을 접선방향으로 평균한 후, 그러한 평균 유동변수들로 표현되는 유선들에 의해 구성되는 S_2 면은 팬 날개 내부 유동장을 대표하게 된다. 평균 S_2 면의 유동에 대한 지배방정식은 Navier-Stokes 방정식에서 점성항을 무시하고, 접선방향으로 평균하여 얻을 수 있다⁽¹⁾.

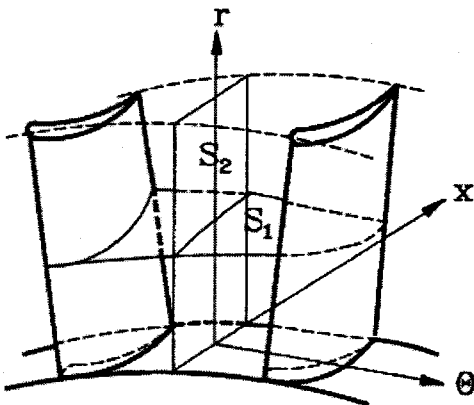


Fig. 1 Flow surface in fan blade row

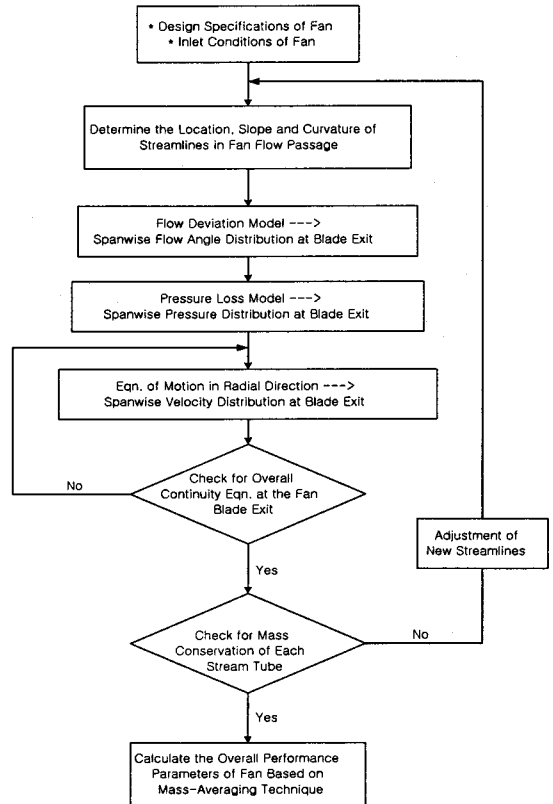


Fig. 2 Computational procedure of SCM

유선곡률방법은 축류형 송풍기 날개의 입, 출구 계산 지점에 대해 앞서 언급한 유동방정식에 날개를 빠져나가는 공기의 유동각 분포를 예측하는 유동 편차각 모델을 결합하고, 날개를 거치는 공기의 전압력 손실을 예측하기 위한 모델들도 결합하여야 한다. 본 방법에 사용한 유동방정식에 대한 수학적 표현, 유동 편차각 및 전압력 손실 모델들에 대한 구체적인 내용들은 참고문헌⁽²⁾에 서술되어 있다.

Fig. 2에 도시되어 있듯이, 본 방법을 이용하여 주어진 풍량 조건에서 축류형 송풍기의 유동장 및 성능을 계산하는 과정은 다음과 같다. 우선적으로 날개 길이 방향으로 다수의 유선 위치를 설정하고, 각 유선에 대해 유동편차각 및 압력손실 모델을 적용한다. 모델을 통해 계산된 날개 후방의 유동각 및 압력분포와 날개 허브에서의 축방향 속도에 대한 가정치(초기조건)를 가지고, 유동방정식을 풀어 날개 길이 방향 속도분포를 구하며, 구해진 속도 분포가 축류형 송풍기 내부 유로의 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 날개 입구의 값과 같은 지를 검토하고, 그에 따라 유선의 위치를 재조정 한 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 축류형 송풍기의 전체 성능 변수들(효율, 압력 상승 및 동력)을 구할 수 있다.

더 나아가 본 방법은 소음예측에 필요한 날개 길이 방향의 속도분포 및 날개 후류의 경계층 두께 등도 유동장 해석과정 중에 계산되며, 이러한 계산결과들은 다음에 기술되는 소음 해석과정에 사용된다.

2.2. 소음 해석 방법

유선곡률방법을 이용하여 구한 유동장 해석결과는 정상 상태를 가정한 결과이나, 실제로는 팬 날개 표면에서의 난류 유동이 가지는 압력 변동에 의해 소음이 발생한다. 일반적으로 난류소음은 유속이 음속에 비해 충분히 작은 축류형 송풍기의 경우에는 쌍극자 음원(dipole distribution)으로 분류되고, 팬 날개 1개의 쌍극자 음원으로부터 발생하는 소음파위는 식 (1)과 같이 표현된다.

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

또한 Sharland⁽³⁾는 소음파위를 날개 표면의 섭동 압력에 대한 상관면적(correlation area)과 양력계수를 이용하여 식 (2)와 같이 표현하였다

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

이때 y는 날개 길이 방향의 좌표, c와 V는 날개 시위 길이와 후방의 유속을 의미하며 ρ 및 a₀는 밀도 및 음속을 나타낸다. 식 (2)로부터 송풍기 날개에서 생성되는 소음파위를 알기 위한 유속분포는 유선곡률방법을 이용하여 구해지며 추가적으로 날개 길이 방향에 따른 표면의 압력 섭동에 따른 양력계수(C_L)와 상관면

적(S_c)에 대한 모델링이 필요한데 유선곡률방법의 압력 손실을 구하는 과정에서 예측되는 후류 두께를 이용하였다.

후류내 와류에 의해 날개 표면에 발생하는 섭동 압력을 계산하기 위해서는 우선 Karman과 Sears의 비점성 유동 이론을 이용하여 날개 표면으로부터 후방거리 점에 위치한 와류에 의해 야기되는 구속와도(bound vorticity)분포를 구해야한다. 그리고 구해진 구속와도 분포와 비정상 베르누이 방정식으로부터 유도되는 박형 날개이론(thin airfoil theory)을 결합하여, 날개 윗면과 아랫면의 압력차에 의한 섭동 양력(fluctuating lift)을 구할 수 있다. 이러한 과정을 통해 구해지는 섭동 양력의 양력계수 시간변동에 따른 평균치는 식 (3)과 같이 계산된다.

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

여기서 $\alpha_n = \sqrt{\frac{\xi_n + c/2}{\xi_n - c/2}}$ (3)

이때 V는 공기의 유속으로 유선곡률방법에 의해 구해지고, ω는 후류내 와류의 각홀림 주파수를 나타낸다. 그리고 c는 시위 길이를 나타내며, ξ_n은 날개 중심으로부터 후류내 n 번째 와류까지의 거리를 의미한다.

식 (2)에 나타나는 섭동 압력에 대한 상관면적은 시위 길이 방향과 날개 길이 방향의 상관 길이의 곱으로 간주될 수 있고, Brooks 와 Hodgson⁽⁴⁾, Mugridge⁽⁵⁾에 의하면 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} L_{span} &\approx \frac{2V}{\omega} \\ L_{chord} &\approx \frac{6V_i}{\omega} \\ S_c &= L_{span} L_{chord} \approx \frac{12VV_i}{\omega^2} \end{aligned} \quad (4)$$

이때 V_i는 후류내 와류의 전진속도이며 앞에서 언급한 후류 해석모델을 통해 계산된다. 상관면적도 섭동 양력과 마찬가지로 날개 길이 방향에 따라 변화된다.

앞의 계산과정을 통해 식 (2)로부터 날개 1개의 소음 에너지가 구해질 수 있으며, 다수의 날개로 구성된 실제 축류형 송풍기의 경우에는 각각의 날개들이 서로 상관되지 않는 소음원으로 작용하므로 총 소음에너지 E는 식 (5)와 같이 표현된다.

$$E = e \times B$$

$$= \frac{B \rho}{2\pi a_0^3} \int_{span} \frac{K^2 V^3 V_i}{c} \left\{ \left[\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (a_n - 1) \right]^2 + \left[\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\omega c}{2V} \left(a_n - \frac{2}{a_n + 1} \right) \right]^2 \right\} dy$$
(5)

이때 B는 날개수이다.

더 나아가 소음의 방사형태를 이상적 쌍극자 분포로 가정하면, 날개 표면으로부터 수직인 거리에서의 최대 음압 및 임의 각도에서의 음압은 식 (6)과 같이 구해진다⁽⁶⁾.

$$p_{max}^2 = \frac{3\rho a_0}{4\pi r^2} E$$

$$p^2(r, \theta) = p_{max}^2 \cos^2 \theta$$
(6)

이때 r은 송풍기 날개 표면으로부터 음압 관측점까지의 거리, θ 는 날개 표면에 수직인 벡터와 음압 관측지점 간에 이루는 각도를 의미한다. 그러므로 축류형 송풍기 소음의 기준인 음압 및 소음파워 레벨 (Sound Pressure and Power Levels)은 식 (7)처럼 정의된다.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\frac{p^2}{p_{ref}^2} \right)$$

$$PWL = 10 \log_{10} \left(\frac{E}{E_{ref}} \right)$$
(7)

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

2.3. 전산 프로그램의 구성

Fan/DesignTM은 축류형 송풍기의 요구 풍량과 풍압을 입력하여 이를 만족하는 설계안을 free vortex design 방법에 의해 만들고 이에 대한 소음과 성능 해석을 하는 Design모듈과 이 모듈에서 결정된 설계안을

바탕으로 각종 설계 변수를 바꿔가며 성능 해석을 하는 Sensitivity모듈, 그리고 앞의 두 모듈과는 별도로 사용자가 정한 임의의 설계 변수를 입력하여 이에 대한 소음과 성능해석을 하는 Analysis모듈로 이루어져 있다.

3. 적용 사례

지금까지 언급한 전산 프로그램의 소음 및 성능 해석의 정확도에 대한 검증은 Fan/PerformanceTM를 소개하는 논문⁽⁷⁾에서 자세히 다루고 있으며 그 결과 저소음 송풍기를 설계하는데 상당히 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있다. 본 전산 프로그램을 이용한 적용 사례는 냉각탑용 송풍기이며 실제 산업 현장에 적용될 예정이다.

3.1. 설계 요구 사항

냉각탑에 사용될 저압의 송풍기에 대한 설계 요구 사항은 풍량 1800 CMM, 정압 상승 11 mmAq이며 이때 효율은 70% 이상, 소음 레벨은 상부 I m 위에서 69 dB 이하이다. 또한 송풍기를 구동하는 전동기의 동력은 7.5 kW이다.

송풍기의 사양은 직경 2000 mm, 날개 개수 4이며 그 외의 구속 조건은 없다.

3.2. 송풍기의 회전수 결정

일반적으로 저압의 축류형 냉각탑용 송풍기의 비속도 범위는 1000-3000으로 제한되며 최대 효율은 비속도 2000의 조건에서 가능하다. 송풍기의 비속도 n_s 는 식 (8)과 같이 정의된다.

$$n_s = N \frac{Q^{1/2}}{(P_T / \rho g)^{3/4}}$$
(8)

이때 N은 회전수(RPM), Q는 풍량(CMM), P_T 는 전압(Pa), ρ 는 밀도(kg/m^3)로 1.1 kg/m^3 으로 가정하였으며 g는 중력가속도로 9.8 m/s^2 이다. 식 (8)을 회전수 N에 대해 다시 쓰면 식 (9)와 같다.

$$N = n_s \frac{(P_T / \rho g)^{3/4}}{Q^{1/2}}$$
(9)

식 (9)에서 전압(total pressure)은 송풍기 정압(static pressure)에 송풍기 출구에서의 동압(dynamic pressure)을 더한 값으로 본 연구에서는 설계 요구 사항인 정압에 입구의 동압을 더한 값으로 가정하였다.

$$P_T \approx P_s + \frac{1}{2} \rho V_1^2$$

$$V_1 = \frac{Q/60}{\pi/4 (D_{tip}^2 - D_{hub}^2)} \quad (10)$$

설계 요구 정압 11 mmAq에 식 (10)에 의해 구한 동압 7.39 mmAq를 더하여 구한 설계 목표 전압은 18.39 mmAq가 된다. 이 값을 이용하여 식 (9)로부터 회전수를 구하면 190-570 RPM 범위이다. 이 범위에서 효율이 비교적 최고점에 가까우면서도 저소음 설계가 가능한 영역의 300, 450 RPM(비속도 1570, 2105)을 설계 회전수로 선정하였다.

3.3. 익형, 날개 개수 및 시위 길이 결정

송풍기 날개의 익형으로 Clark-Y를 선정하였다. Fig. 3에 나타나 있는 Clark-Y 익형은 밑면이 평평하며 저압 송풍기에 통상적으로 사용되고 있다.

날개 개수는 설계 요구대로 4개로 정하였고 시위 길이는 날개 직경을 기준으로 현절비(solidity)를 0.64, 0.96으로 설정하여 각각 1000 mm, 1500 mm가 되었다.

3.4. 설계 결과 및 성능 소음 특성

앞에서 결정된 각각 2가지의 회전수와 시위 길이를 바탕으로 4개 경우의 저압 송풍기에 대한 설계를 수행하여 그 결과를 Table 1에 정리하였다.

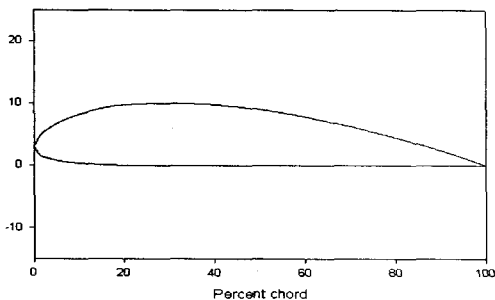


Fig. 3 Clark-Y airfoil

Table 1 Low level fan performance result

Chord (m)	Speed (RPM)	Total pressure (mmAq)	Static pressure (mmAq)	Efficiency (%)	Noise level ¹ (dB)	Noise level ² (dB)	Power (kW)
1.0	300	13.88	11.51	73.86	74.52	67.68	5.47
	450	12.58	11.50	68.43	85.25	79.23	5.41
1.5	300	13.37	11.04	72.40	75.89	69.04	5.43
	450	12.16	11.03	64.51	87.43	82.58	6.45

Noise level¹: measured at 1 m above from fan axis center

Noise level²: measured at 1 m above from fan assembly exit

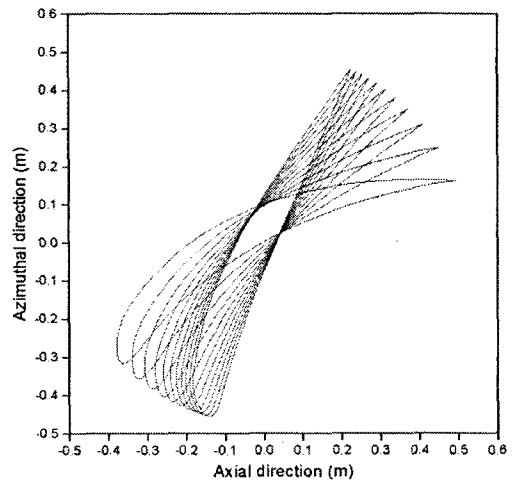


Fig. 4 Blade sections

Table 1에 나타난 바와 같이 시위 길이 1 m, 300 RPM의 설계안이 효율 및 소음 측면에서 가장 우수하다. 송풍기 날개 표면에서의 확산 계수가 0.55-0.60 이상이면 국소적인 실속 현상이 발생하는 것으로 알려져 있는데 이 설계안의 경우 확산 계수가 0.4 미만으로 날개 표면에서 공기역학적인 실속이 발생하지 않는 것으로 예측되었다.

4. 결과의 검증

Fig. 4는 시위 길이 1 m, 300 RPM의 조건에서 생성된 송풍기의 날개 단면이다. 이 형상을 기준으로 상용 프로그램으로 전산 해석을 수행하여 Table 1의 결과를 검증하였다.

검증에 사용된 상용 프로그램으로 NUMECA사의 FINETM/Turbo를 이용하였다.

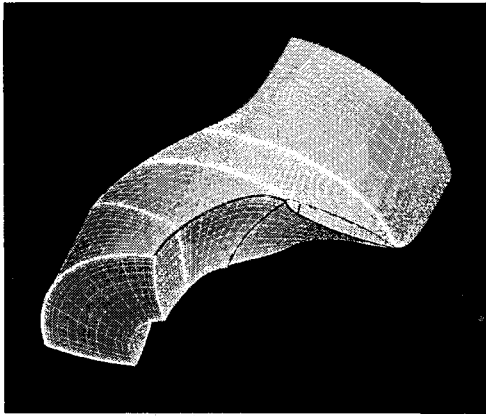


Fig. 5 Computational Grid

Fig. 5는 검증에 사용된 격자계로 약 24만개의 격자 점을 가지고 있다. 날개와 허브 및 덕트 부근에서 y^+ 의 값이 1이 되도록 벽면으로부터 첫 번째 격자의 간격 y 를 식 (11)을 이용하여 결정하였다(8).

$$y = 6 \left(\frac{V_{ref}}{\nu_{ref}} \right)^{-\frac{7}{8}} \left(\frac{L_{ref}}{2} \right)^{\frac{1}{8}} y^+ \quad (11)$$

식 (11)에서 V_{ref} 에 날개 끝 속도, ν_{ref} 에 공기의 표준 동점성 계수, L_{ref} 에 날개 시위 길이를 대입하여 1.5×10^{-5} m의 y 값을 얻었다.

설계점에서의 계산이므로 박리가 적을 것으로 예상되어 난류 모델은 Baldwin-Lomax를 사용하였다.

Fig. 6은 전산 해석 결과와 Table 1의 결과를 함께

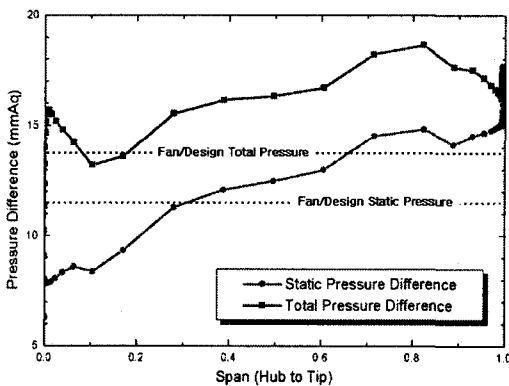


Fig. 6 Comparison of total and static pressure rise between Fan/Design and FINE/Turbo

나타낸 것이다. 3차원과 2차원 해석에 의한 정성적인 차이는 있으나 정량적인 결과는 비교적 잘 일치하고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 성능 및 소음을 예측할 수 있는 축류형 송풍기 설계 체제를 소개하였고 그 적용 사례를 통해 요구 조건을 만족하는 송풍기를 설계하는데 유용한 도구가 될 수 있음을 적용 사례를 통해 알 수 있었다. 본 설계 체제를 이용하여 기본 설계를 하고 전산 해석을 통해 세부적인 개선을 한다면 저소음 축류형 송풍기를 설계하는데 필요한 시간과 노력을 크게 줄일 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Novak, R.A., 1967, "Streamline Curvature Computing Procedure for Fluid Flow Problems," ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, pp.487-490
- (2) 김성근, 1999, 축류형 송풍기의 성능 예측 방법에 대한 비교 연구 및 설계개선, 석사학위논문, 수원대학교
- (3) Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol.1, pp.302-322
- (4) 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
- (5) Mugridge, D., 1971, "Acoustic Radiation from Airfoils with Turbulent Boundary Layers," J. of Sound & Vibration, Vol.16, pp.593-614
- (6) Morse, P.M. and Ingard, K.U., 1968, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, New York
- (7) 정동규, 홍순성, 이찬, 2000, 축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램의 개발 및 적용, 유체기계저널, 제3권, 제3호, pp.31-40
- (8) NUMECA s.a., 2001, FIME™ User Manual