

공력음향학적 특성을 고려한 시로코 팬의 설계 방법

이찬*

Design Method of the Sirocco Fan Considering Aeroacoustic Performance Characteristics

Chan Lee*

Key Words : Sirocco fan(시로코 팬), Impeller blade(회전차 깃), Scroll(스크롤), Slip coefficient(미끄럼 계수), Pressure loss(압력손실), Cutoff frequency noise(컷오프 주파수 소음), Broadband noise(광역 주파수 소음), Aeroacoustic performance curve(공력음향학적 성능 곡선)

ABSTRACT

A design method of Sirocco fan is developed for constructing 3-D impeller and scroll geometries, and for predicting both the aerodynamic performance and the noise characteristics of the designed fan. The aerodynamic blading design of fan is conducted by blade angle, camber line determinations and airfoil thickness distribution, and then the scroll geometry of fan is designed by using logarithmic spiral. The aerodynamic performance of designed fan is predicted by the meanline analysis with flow blockage, slip and pressure loss correlations. Based on the predicted performance data, fan noise is predicted by two models for cutoff frequency and broadband noise sources. The present predictions for the performance and the noise level of actual fans are well agreed with measurement results.

1. 서론

시로코 팬은 공조, 주거, 환기 및 산업설비에 매우 광범위하게 사용되고 있다. 시로코 팬은 임펠러 블레이드와 스크롤 케이싱의 비교적 단순한 구조를 가지나, 팬 내부의 유동은 3차원 비정상, 경계층, 후류, 누설, 2차, 혼합 및 난류 유동으로 인해 매우 복잡한 현상을 보인다. 이러한 복잡한 유동 현상은 팬의 공력 성능 특성에 큰 영향을 미치고, 더 나아가 원치 않는 공력 소음도 유발하게 되며, 공력 성능 및 소음은 상호 밀접한 관계를 가진다. 이러한 이유로, 팬 설계자들은 시로코 팬의 효율향상 및 저소음화를 위한 설계 방법의 개발 및 적용에 많은 노력을 기울이고 있다.

최근 들어 급속히 발전하는 컴퓨터의 성능에 의해, 전산유체역학 및 전산음향학의 해석 방법들의 현저한 진보가 이루어지고 있으며, 이러한 방법들이 팬 설계에 부분적으로 적용되고 있다^(1,2,3,4). 그러나 전산유체역학 및 전산음향학의 해석 방법들은 많은 설계 변수들을 다루기에는 많은 계산시간,

복잡한 모델링 작업 및 능숙한 설계자의 경험 등을 필요로 하므로, 산업체에서 팬의 실제적인 설계 과정에 적용되기에는 아직 어려움이 많고 현재로서는 팬 설계 후의 해석도구로만 활용되고 있는 실정이다.

그러므로, 본 연구는, 산업체 설계 실제에의 적용을 위하여, 팬 성능과 소음 특성을 동시에 고려할 수 있는 설계 방법을 제안하고자 한다. 팬의 3차원 형상 설계는 회전차 깃의 각도분포, 캠버선 결정, 익형 두께 분포 등을 통해 수행하였다. 설계된 팬 형상에 대해, 유동 누설, 차단, 미끄럼 및 압력손실 모형이 결합된 평균유선 해석방식을 적용하여 팬 성능을 계산하였다. 예측된 성능해석 결과를 바탕으로, 회전차 깃과 컷오프 간의 이산 주파수 소음(discrete frequency noise)을 소음 상사법칙에 근거한 모형을 이용하여 계산하였고, 팬의 광대역 소음(broadband noise)은 팬 성능인자로 표현되는 상관관계식들을 이용하여 계산하였다. 본 연구의 설계 및 해석방법을 하나의 전산화된 체계에 통합하였고, 본 전산 프로그램을 실제 환기용, 가전용, 산업용 및 공조용 팬의 설계에 적용하였으며, 설계, 성능 및 소음해석 결과들을 측정결과들과 비교하여 본 방법의 신뢰성을 검증하였다.

* 수원대학교 기계공학과

† E-mail : cleee@suwon.ac.kr

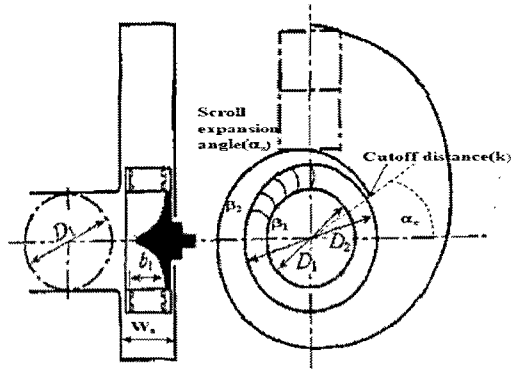


Fig. 1 Design variables of Sirocco fan

2. 시로코 팬 설계 및 해석 방법

2.1 시로코 팬 설계 방법

시로코 팬의 형상설계는 주어진 설계요구조건에 근거하여 회전차 깃을 설계하고, 그 후에 스크롤 형상의 설계가 이루어진다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 팬 설계의 자유 설계변수들은 회전차 깃에 대해서는 외경(D_2), 허브비(D_1/D_2), 시위길이(c), 깃의 개수(Z), 깃의 폭(b_1), 깃 입구각(β_1) 및 출구각(β_2)을 들 수 있으며, 스크롤에 대해서는 컷오프 간극(k), 컷오프 반경(r_c), 컷오프 각도(α_c), 스크롤 폭(W_s) 및 스크롤 확대각(α_s)들을 고려할 수 있다.

회전차 깃의 단면설계를 위해, 주어진 깃의 입구, 출구 각도에 맞는 캠버선을 단일원호 익형으로 설계하고, 그 위에 익형두께분포를 기존의 날개 데이터베이스(NACA, DCA, C4 익형 포함)로부터 결정한다. 스크롤의 나선설계를 위해서는, 식(1)과 같이 나선의 반경(r)을 결정한다⁽⁶⁾.

$$r = (r_2 + k)\exp(\tan\alpha_s\theta) \quad (1)$$

2.2 시로코 팬 성능해석 방법

설계된 시로코 팬의 성능을 예측하기 위해서, 본 연구는 회전차 깃 및 스크롤을 통과하는 평균유선을 전체 유동장을 대표하는 것으로 고려하여 해석하였고, 회전차 깃을 통과하는 공기의 이론적 전압상승을 Euler 일 방정식을 이용하여 계산한 후, 팬 입구에서의 유동 차단(flow blockage), 누설(flow leakage), 깃 출구의 유동 미끄럼(flow slip) 및 깃과 스크롤 내의 압력손실(pressure loss)등의 실제유동효과를 고려하여 팬의 압력, 동력 및 효율을 계산하였다.

2.2.1 유동 차단, 누설 및 미끄럼 모형

시로코 팬의 흡입관을 통해 유입되는 공기는 회전축과 수직인 축판을 따라 흐르는 것이 불가능하며, 이로 인해 회전

차 깃 입구에 유동박리 영역이 발생하며 이러한 유동박리 영역에서의 와류로 인해 회전차 깃 입구의 유동차단 효과를 가져 온다. 그러므로 본 연구는 유동차단효과를 고려한 회전차 깃 입구의 유효 폭($b_{1,eff}$)을 다음과 같이 계산하였다⁽⁶⁾.

$$b_{1,eff} = b_1(1 - B_F) \quad (2)$$

$$B_F = 0.38 + a \left| \frac{b_1}{D_2} - 0.35 \right|^3 + 0.62 \left(\frac{D_1}{D_2} - 0.86 \right) + 0.25(\Phi - 0.3)$$

$$a = \begin{cases} 14.8 & , b_1/D_2 < 0.35 \\ 3.0 & , b_1/D_2 \geq 0.35 \end{cases} \quad (3)$$

이때 Φ 는 유량계수이다.

팬의 누설유량(ΔQ)은 Yamazaki와 Satoh의 상관관계식⁽⁶⁾을 사용하여 다음과 같이 계산하였고, 이때 Q 는 팬 출구의 토출유량을 나타낸다.

$$\Delta Q = \frac{(0.3255 - 0.0794\beta_2)}{\Phi} Q \quad (4)$$

회전차 깃 출구에서 이론과 실제유동각도 간의 차이는 다음과 같은 미끄럼 계수 식⁽⁶⁾을 이용하여 계산하였다.

$$\mu = 1 - \left\{ 1 + \frac{0.3\Phi}{\sin(\beta_2 - 20)} \right\} X \left\{ 1 - \frac{0.25}{\left(\frac{s_2}{c} \right)^{1/3} |\cos(\beta_2 - 20)|} \right\} \quad (5)$$

이때 s_2 는 회전차 깃 출구에서 목의 직경(throat diameter)이다.

2.2.2 압력 손실 모형

시로코 팬의 압력손실은 회전차 깃 내부를 통과하는 공기의 압력손실과 스크롤 내의 압력손실로 구분하여 계산할 수 있다.

2.2.2.1 회전차 깃 내의 압력 손실

회전차 깃 내의 전체 압력손실은 깃 입구의 충돌손실, 깃 곡면의 확산 및 마찰에 의한 손실, 깃 출구에서 주 흐름과 후류간의 혼합에 의한 손실, 깃 입구에서의 충격 손실로 구성되며, 각 압력손실에 대한 모형은 다음과 같다^(7,8).

a. 충돌손실(Δp_{ii})

$$\Delta p_{ii} = \zeta_{ii} \frac{\rho}{2} (\Delta W_{1u} \sin i)^2 \quad (6)$$

이때 ΔW_{1u} 는 깃 입구에서 충돌로 인한 이론과 실제의 원주방향 속도차이를, i 는 깃 입구의 입사각을 나타내며 ζ_{ii} 는 1.0 이다.

b. 확산 및 마찰 손실(Δp_{id} , Δp_{if})

$$\Delta p_{id} = \zeta_{id} \frac{\rho}{2} [W_1^2 - W_2^2] \quad (7)$$

$$\Delta p_{if} = \zeta_{if} \frac{[2Zcb_m + \pi(r_2^2 - r_1^2)]}{W_1 \sin \beta_1 \pi D_1 b_1} \frac{\rho}{2} W_m^2 \quad (8)$$

여기서 $\zeta_{if} = 0.0045$ 이고, b_m 은 깃 입, 출구 폭의 평균 값이고, W_m 은 깃 입, 출구 상대유속의 평균 값이다. 또한 ζ_{id} 는 깃 입구의 상대유속(W_1) 이 깃 출구 상대유속(W_2) 보다 느리면 0, 빠르면 0.2 로 하였다.

c. 혼합손실(Δp_{im})

$$\Delta p_{im} = \zeta_{im} \frac{\rho}{2} W_r^2 \quad (9)$$

이때 $\zeta_{im} = \frac{Zt_B / \pi D_2 \cos(180 - \beta_2)}{1 - Zt_B / \pi D_2 \cos(180 - \beta_2)}$ 이고, t_B 는 깃의 날개 두께를 의미하며, W_2 는 깃 출구의 상대유속이다.

d. 충격손실(Δp_{is})

$$\Delta p_{is} = \zeta_{is} \frac{\rho}{2} U_2^2 \frac{D_1}{D_2} \left[\frac{Q}{Q_d} - 1 \right]^2 \quad (10)$$

이때 ζ_{is} 는 0.7 이고, U_2 는 회전차 깃 출구 회전속도를, Q_d 는 설계점 유량을 나타낸다.

2.2.2.2 스크롤 내의 압력 손실

스크롤 내의 손실은 회전차 깃을 나온 유체가 스크롤 내를 흐르는 유체와 충돌, 혼합 그리고 마찰로 인하여 발생하는 손실로 반경방향 및 원주방향 충돌손실과 마찰손실로 구분되며, 본 연구에서 사용한 각 압력손실에 대한 모형은 다음과 같으며, 상세한 내용은 참고문헌(7,8,9)에 잘 기술되어 있다.

a. 충돌손실(Δp_{sr} , Δp_{st})

$$\Delta p_{sr} = \zeta_{sr} \frac{\rho}{2} C_{m3}^2 \quad (11)$$

$$\Delta p_{st} = \zeta_{st} \frac{\rho}{2} (C_{u3} - C'_{u3})^2 \quad (12)$$

여기서 유속성분 C_{m3} , C_{u3} ,는 스크롤 내 유동을 대표하는 위치(컷오프로부터 시작되는 나선의 각도, θ , 가 $7\pi/4$ 에서 깃 출구와 배판의 중간지점)에서의 반경방향, 원주방향 유속을 의미하며, C'_{u3} 은 대표 위치 후방의 원주방향 유속을 의미한다. 또한 ζ_{sr} , ζ_{st} 는 각각 0.7, 1.0 으로 설정하였다.

b. 마찰손실(Δp_{sf})

$$\Delta p_{sf} = \zeta_{sf} \frac{\rho}{2} C_3^2 \quad (13)$$

여기서 $\zeta_{sf} = 4.08 / [\ln(Re^{2.5})(L_s/S_{cs})]$ 이고, Re 는 레이놀즈 수를 의미하며, L_s 및 S_{cs} 스크롤 원호 및 등가직경으로 상세한 계산과정은 참고문헌(7,9)에 기술되어 있다.

2.2.3 팬 압력, 동력 및 효율 계산

앞서 계산된 누설유량, 압력손실을 이용하여, 시로코 팬의 압력(p_{ac}), 동력(L_{ac}) 및 효율(η)은 다음과 계산될 수 있다(9).

$$p_{ac} = p_{th} - (\Delta p_{ii} + \Delta p_{id} + \Delta p_{if} + \Delta p_{im} + \Delta p_{is}) - (\Delta p_{sr} + \Delta p_{st} + \Delta p_{sf}) \quad (14)$$

$$L_{ac} = (Q + \Delta Q) p_{th} \quad (15)$$

$$\eta = \frac{p_{ac} Q}{L_{ac}} \quad (16)$$

이때 p_{th} 는 압력손실을 고려하지 않은 이론적 압력이고, Q 는 팬의 출구 토출유량을 나타낸다.

2.3 시로코 팬 소음해석 방법

앞서 2.2절의 방법으로 구해진 팬의 작동조건, 성능, 효율과 팬의 설계사양을 토대로, 팬의 소음을 예측할 수 있다. 본 연구는 팬 소음을 특정한 조화 주파수에서 발생하는 컷오프 주파수 소음(cutoff frequency noise)과 넓은 주파수범위에서 발생하는 광대역 소음(broadband noise)으로 나누어 모형화 하였다.

2.3.1 컷오프 주파수 소음 모형

컷오프 주파수 소음은 회전차 깃의 정상 양력(steady lift)과 컷오프와의 간섭에 의한 소음으로 고려하였고, 소음 상사 법칙에 근거한 Ohta의 실험결과(10)를 다음과 같은 상관관계

식으로 모형화 하여 예측하였다.

$$\begin{aligned}
 SPL &= 10\log\left[\frac{A_2}{4\pi}\left(\frac{\pi}{Z}\right)^\gamma\right] + 10\log He^\gamma - 10\log St^\gamma \\
 &+ \left[155 + 0.269\frac{r_c}{D_2} - \left(162 + 4.24\frac{r_c}{D_2}\right)\left(\frac{k}{D_2}\right)\right] \\
 &+ 17.2 - 20\log\left(\frac{r}{1.521}\right) \quad (17)
 \end{aligned}$$

이때 A_2 는 회전차 깃 출구의 단면적, γ 는 6 이머헬몰츠 수 $He = fD_2/a$ 로서 정의되고, f 는 주파수를 a 는 음속을 나타낸다. 또한 스트로울 수 $St=1$ 인 경우 기초 주파수(fundamental frequency)를, $St=2, 3$ 인 경우 2차, 3차 배음(harmonics)를 의미한다. 또한 r 은 소음의 측정거리[m]를 나타낸다.

2.3.1 광대역 소음 모형

광대역 소음은 블레이드 표면의 압력 섭동을 유발하는 소음원인 난류 경계층(turbulent boundary layer)과 후류 와류(wake vortex)에 의한 것과 입구 난류(inflow turbulence)에 의한 것으로 간주하였다. 난류 경계층 및 후류 와류에 의한 소음은 식(18)의 Mugridge의 모형⁽¹¹⁾을 이용하여 계산하였다. 식(18)에서 보여지는 바와 같이, 광대역소음에 의한 음향출력레벨 및 소음 스펙트럼은 효율, 유량 및 압력계수와 같은 무차원화된 팬 성능인자들에 의해 결정되며, 본 연구에서는 이러한 성능인자들을 2.2절의 예측결과들을 이용하여 계산하였다.

$$\begin{aligned}
 PWL(f) &= 47 + 25\log p_s + 7\log Q + 10\log X \\
 &+ F_1(f) \\
 X &= \left[\frac{1-\eta_s}{\eta_s}\right] \left[\frac{\Phi^2 + 1 - \Psi + \Psi^2/2}{\Psi}\right]^{3/2} \quad (18)
 \end{aligned}$$

이때 p_s , Φ , Ψ 및 η_s 는 팬의 정압, 유량계수, 압력계수 및 정압효율을 의미하며, 식(18)의 $F_1(f)$ 는 Fig. 2와 같다.

입구 난류에 의해 야기되는 소음은 Lowson에 의해 제안된 모형⁽¹²⁾을 이용하며, 모형식은 식(19)와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 SPL &= 10\log\left[\rho_o^2 a_o^2 l \frac{\Delta L}{r^2} M^3 I^2 \kappa^3 (1 + \kappa^2)^{-7/3}\right] \\
 &+ 10\log\left[\frac{1 + K_c}{K_c}\right] \\
 \kappa &= \frac{\pi f c}{V}, \quad K_c = \frac{10S^2 M \kappa^2}{1 - M^2}
 \end{aligned}$$

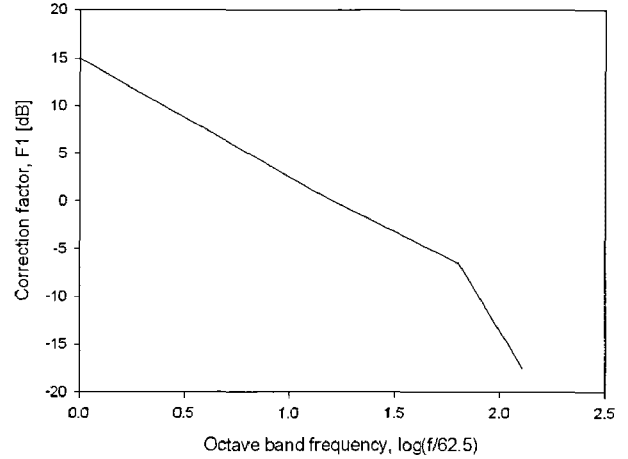


Fig. 2 Correction factor(F_1)

$$S^2 = \left[\frac{2\pi\kappa}{1 - M^2} + \left(1 + \frac{2.4\kappa}{1 - M^2}\right)^{-1} \right]^{-1} \quad (19)$$

이때 l 은 난류의 크기(length scale), I 는 난류강도, ΔL 은 블레이드의 1/2 스펙, M 은 마하수를 의미하며, ρ_o 및 a_o 는 대기중의 공기 밀도 및 음속을 나타낸다. 또한 κ 는 파동수(wave number), f 는 주파수, c 는 회전차 깃 시위길이, V 는 공기의 상대속도이다.

3. 설계/해석 결과 및 검증

본 방법의 신뢰성 검증을 위해, 본 설계-해석 방법을 실제 시로코 팬의 설계 및 성능, 소음 예측에 적용하였다. 본 연구에서 고려한 5개의 시로코 팬은 환기, 공조, 가전 및 산업용으로 사용되는 팬들로, 각 팬들의 설계사양은 Table 1과 같다⁽¹³⁾.

본 방법을 Table 1의 팬들 중 가장 높은 회전수와 정압을 필요로 하는 설계 사양을 가지는 자동차 공조용 팬(팬 모델 C) 설계에 적용하였다. 일반적으로 고속, 고압 팬의 경우 저

Table 1 Design specifications of 5 fan models

Fan model	A	B	C	D	E
Blade tip diameter[m]	0.150	0.320	0.154	0.460	0.200
Blade hub diameter[m]	0.123	0.285	0.118	0.405	0.170
Blade width [m]	0.060	0.120	0.073	0.217	0.080
Blade inlet angle[deg]	83	66	60	83	65
Blade outlet angle[deg]	136	160	155	168	150
Number of blades	33	61	41	42	78
Scroll width [m]	0.072	0.168	0.085	0.370	0.120
Cutoff distance[m]	0.010	0.032	0.010	0.046	0.016
RPM	1550	660	2960	850	1000

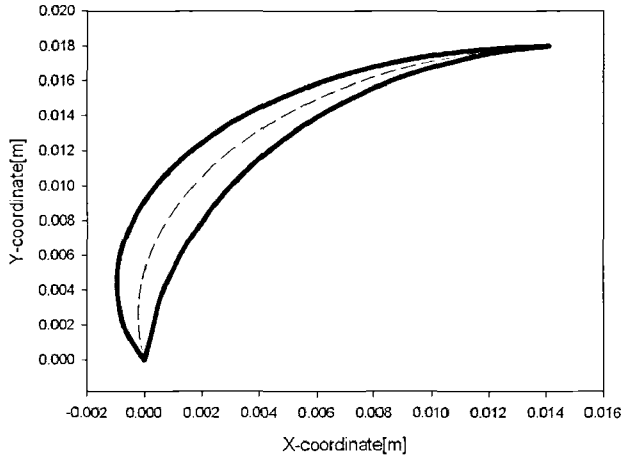


Fig. 3 Impeller blade section design of fan C

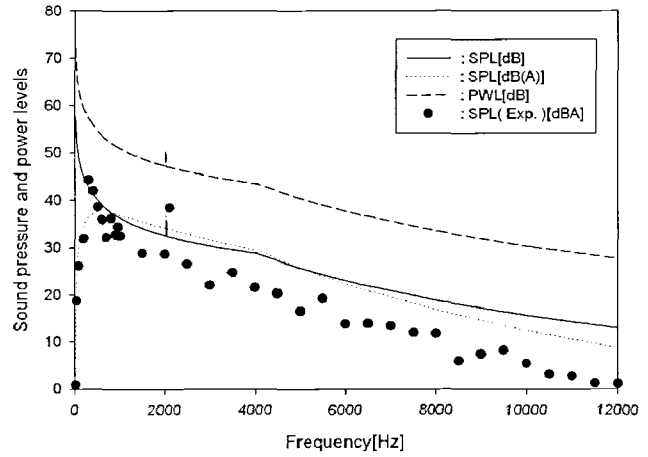


Fig. 6 Noise spectrum of fan C

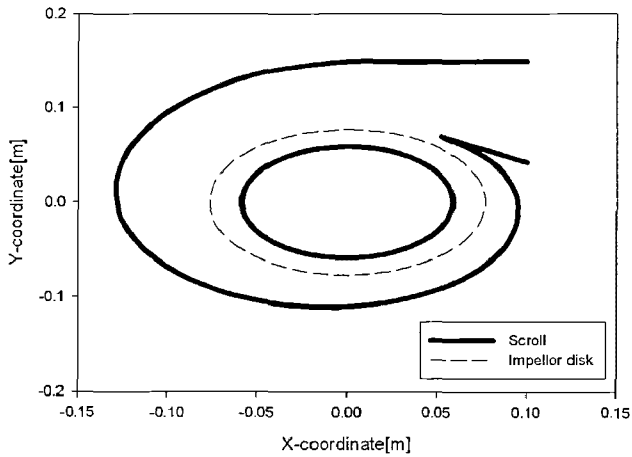


Fig. 4 Scroll section design of fan C

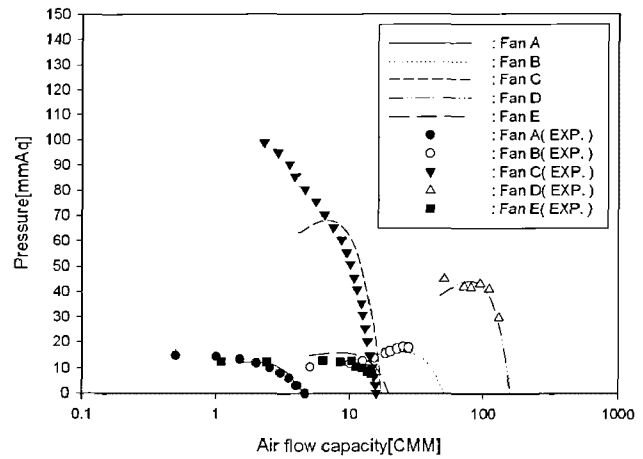


Fig. 7 Performance comparisons between prediction and measurement

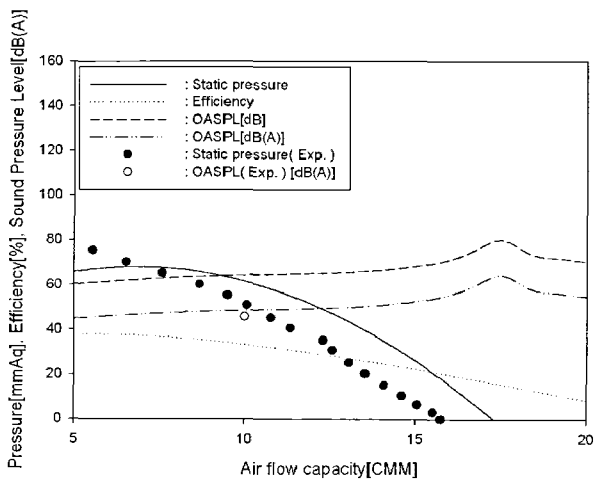


Fig. 5 Aeroacoustic performance map of fan C

압 팬에 비해 상대적으로 적은 유량범위, 급격한 압력변화 및 높은 소음레벨 특성을 보인다. Figs. 3과 4는 NACA65 의 형을 가지는 회전차 및 스크롤 단면 형상(스크롤 확대각, α_s : 5.5 deg)에 대한 설계결과를 보여주고 있다.

Fig. 5는 설계된 팬의 유량 변화에 따른 정압 및 효율, 소

음레벨의 변화를 보여주고 있다. Fig. 5에서 보여 지듯이, 성능 및 소음예측결과와 측정결과^(13,14)가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다.

또한 Fig. 6은 팬 설계점 유량에서의 팬 소음의 주파수 특성에 대한 예측과 측정결과간의 비교를 보여주고 있다. Fig. 6에서 보여 지듯이, 팬 소음은 주로 낮은 주파수 영역에서 발생되며 컷오프 주파수 소음성분도 소음레벨에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그리고 본 방법에 의한 소음 스펙트럼 예측결과가 측정결과^(13,14)와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 7은 본 연구에서 대상으로 삼은 5개의 팬들에 대한 성능예측결과와 측정결과간의 비교를 동시에 보여주고 있으며, 서로 다른 설계사양과 작동조건을 가지는 팬들에 대해 본 예측방법이 정압 성능을 평균 상대오차 8% 범위 내에서 비교적 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

Table 2는 5개의 팬들에 대한 설계 rpm 및 설계 유량점 조건에서의 소음예측과 측정결과^(13,14)간의 비교를 보여주고 있으며, 소음예측결과가 측정결과와 최대오차 7% 범위 내에서 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 2 Noise level comparisons between prediction and measurement

Fan model	Prediction [dB, dB(A)]	Measurement [dB, dB(A)]	Relative error (%)
A	51.78	54.00	-4.11
B	24.59	24.00	+2.46
C	48.79	45.60	+7.00
D	80.68	80.00	+0.85
E	39.38	39.54	-0.40

4. 결 론

시로코 팬의 기본 설계와 더불어 성능-소음 해석이 동시에 가능한 방법을 제안하였다. 설계된 팬의 성능 및 소음해석은 유동 차단, 누설 및 압력손실 모형들과 결합된 평균유선 해석기법과 컷오프 주파수, 광대역 소음모형들을 연계하여 수행하였다. 본 방법에 의해 팬 설계를 수행하였고, 팬의 성능 및 소음특성을 예측하였으며 예측결과는 측정결과와 매우 잘 일치하였다. 그러므로, 본 시로코 팬 설계를 위한 방법은 고효율, 저소음 팬의 설계 실제에 기본 설계 도구로서 유용하게 사용될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 전략산업기술개발 사업의 연구비 지원에 의해 이루어 졌음을 밝힙니다.

참고문헌

(1) Jeon, W.H. and Lee, D.J. 1999, "An Analysis of the Flow and Sound Field of a Centrifugal Fan Loaded Near a Wedge," 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conf., AIAA-99-1830.
 (2) Belamri, T., Kouidri, S., Fedala, D. and Rey, R., 2005,

"Comparative Study of the Aeroacoustic Behavior of Two Axial Flow Fans with Different Sweep Angles," Proceedings of ASME FEDSM'05.

(3) Carolus, T., Schneider, M. And Hauke, R., 2007, "Axial Flow Fan Broad-band Noise and Prediction," J. of Sound & Vibration, vol. 300, p. 207.
 (4) 이기상, 김광용, 최재호, 2009, "의형의 형상최적화를 통한 고효율 축류 송풍기 설계," 유체기계저널, 제11권 제2호, pp. 46-54.
 (5) 전운학, 1999, 유체기계, 문운당.
 (6) Yamazaki, S. and Satoh, R., 1987, "An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Blowers(2nd report)," 일본기계학회 논문집(B), 제53권 제485호, pp. 108-113.
 (7) Yamazaki, S. and Satoh, R., 1987, "An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Blowers(3rd report)," 일본기계학회 논문집(B), 제53권 제490호, pp. 1730-1735.
 (8) 김경호, 박계찬, 이승배, 1999, "시로코 팬 성능 및 공력소음 예측에 관한 연구," 유체기계저널, 제2권 제4호, pp. 57-64.
 (9) 박광진, 이상환, 손병진, 1999, "저소음 고효율 시로코 팬 개발에 관한 연구," 유체기계저널, 제2권 제2호, pp. 46-56.
 (10) Ohta, Y., Outa, E. and Tajima, K., 1991, "An Acoustic Model for Prediction of Centrifugal Blower Noise Induced by Blade Discharge Flow around the Scroll Cutoff," Yokohama International Gas Turbine Congress Proceedings, pp. 101-108.
 (11) Mugridge, B.D., 1976, "Noise Characteristics of Axial and Centrifugal Fans as Used in Industry," Shock and Vibration Digest, vol. 45, no.3.
 (12) Lowson, M.V., 1993, "Assessment and Prediction Model for Wind Turbine Noise," Flow Solution Report 93/06, pp. 1-46.
 (13) 이찬, 2010, "송풍기 설계 및 공력음향학적 성능해석 방법," 고효율 저소음 송풍기 개발사업단 workshop 초록집, pp. 71-76.
 (14) 김은석, 2006, "O-fan 시험결과 보고서," O-fan.