

흡음형 소음기를 사용한 세차기용 원심송풍기의 소음저감에 관한 연구

Noise Reduction of a Blower for an Automatic Car Washer by Using Dissipative Silencers

김재영* · 이일재†
Jae-Young Kim and Il-Jae Lee

(2011년 5월 24일 접수 ; 2011년 7월 19일 심사완료)

Key Words : Blower(송풍기), Silencers(소음기), Noise Reduction(소음저감)

ABSTRACT

Straight absorptive silencers have been designed to reduce the noise level of a centrifugal blower. Three-dimensional boundary element method is used for the design of absorptive silencers which consist of a perforated main pipe and a outer chamber filled with fibrous material. The experimental results show that the absorptive silencer reduces up to 8 dB(A) in the overall sound pressure level of the blower and up to 15 dB at the blade passing frequency. It is also found that the gap between the silencer and the impeller may substantially alter the acoustic performance of the silencers. The transmission loss predicted by the boundary element method follows overall trends of the measured insertion loss. The experiments also show that the impact of the silencers on the aerodynamic performance of the blower is minimum.

1. 서 론

주유소에서는 더 많은 고객을 유치하기 위하여 다양한 서비스를 제공하고 있는데, 그 중에 자동세차는 신속성과 편리성으로 많은 호응을 얻고 있다. 이러한 이유로 자동세차기의 운영여부는 주유소의 매출에 중대한 영향을 미치고 있다. 하지만 자동세차기에서는 노즐에서 고속의 유동 및 송풍기 등 다양한 회전부품 때문에 큰 소음이 발생한다. 특히 주택가에 위치한 주유소에서는 이러한 소음으로 인하여 많은 민원이 제기되고 있다. 야간에는 세차기의 작동을 중지해야 하기 때문에 주유소의 매출에 영향을 미치기도 한다. 자동세차기에서 발생하는 소음

을 저감하기 위하여 세차기 전체를 방음벽으로 둘러싸기도 하지만 공간과 비용의 문제로 인하여 이러한 방음벽의 설치가 어렵거나 불가능 한 경우도 많다. 이러한 이유로 저소음 자동세차기의 개발의 필요성이 제기되고 있다.

세차기의 소음은 일반적으로 세차 시보다는 건조 시에 더 많은 소음을 발생하고 있다. 세차 시에는 세척액의 분무와 부직포의 회전이 주 소음원인 반면에 건조 시에는 고속의 공기 유동을 발생시키기 위한 송풍기의 회전과 노즐에서 고속의 유동으로 인하여 더 큰 소음이 발생한다. 공기의 유속이 낮아지면 소음도 낮아지지만, 노즐에서 공기의 유속은 건조 능력과 연관되어 있기 때문에 유속을 낮추기 어렵다. 따라서 노즐 형상의 변화를 이용하여 소음을 저감하는 방법이 사용된다. 노즐이외의 다른 주요 소음원인 송풍기에서는 모터, 휠, 하우징 등에 의하여 소음이 발생하는데 휠에 의하여 발생하는 소음이 지배적이다⁽¹⁾. 휠에 의하여 발생된 소음은

† 교신저자; 정희원, 전북대학교 기계공학과
E-mail : leej@jbnu.ac.kr

Tel : (063)270-2319, Fax : (063)270-2315

* 정희원, 전북대학교 기계공학과, (현)한국지엠

크게 이산주파수 소음과 광대역 소음으로 구분되는데, 이산주파수 소음은 출구에서의 유동과 날개의 끝단에 위치한 cut-off의 주기적인 상호작용의 결과로 발생하며 광대역소음은 팬과 유동사이의 공기역학적 상호작용의 결과로 발생된다⁽²⁾.

송풍기의 소음저감에 대한 다양한 연구가 진행되어 왔으며 크게 송풍기의 기하학적 형상을 변경하는 방법과 소음기를 사용하는 방법으로 나누어진다. 블레이드와 하우징의 형상을 개선하여 소음을 저감하는 방법이 제시되었다⁽³⁻⁸⁾. 소음기를 사용하여 송풍기의 소음을 저감하는 다양한 연구도 진행되어 왔다. 원심송풍기에서 1/4 파장관이 사용되기도 하였고^(9,10), 축류형 송풍기에서 Helmholtz 공명기가 사용되었다⁽¹¹⁻¹³⁾. 또한, 버프(buff)를 사용하여 산업용 송풍기에서 소음을 저감하기도 하였다⁽¹⁴⁾. 송풍기에 대한 기존의 소음저감에 관한 연구는 많은 경우 반사형 소음기를 사용하여 직경이 작은 축류형 송풍기의 소음을 저감하는 것이다.

이 연구에서는 우선 송풍기에서 발생하는 소음의 특성을 측정하여 소음저감 목표 주파수를 결정한다. 3차원 경계요소법을 사용하여 송풍기의 흡입구에서 소음을 저감하기 위한 흡음형 소음기를 설계하였다. 예측에 기초한 소음기를 제작하여 그 삽입손실을 측정하여 투과손실과 비교하였다. 측정과정에서 송풍기의 토출구를 파이프로 연결하여 흡입구에 위치한 마이크로폰에 미치는 영향을 최소화하였다. 또한, 소음기와 흡입구의 임펠러와의 간극이 소음의 변화에 미치는 영향과 소음기의 부착이 송풍기의 유속에 미치는 영향에 대한 실험적 결과도 제시하였다.

2. 경계요소법

2.1 경계요소법

소음기의 설계는 일반적으로 음향학 이론을 사용한 투과손실을 이용한다. 소음기의 크기에 비하여 관심 주파수가 낮거나 단순한 형상에 대하여는 일차원 해석방법을 사용할 수 있지만 고주파수에서는 유한요소법이나 경계요소법 같은 3차원 해석을 필요로 한다. 주어진 송풍기의 입구직경(25 cm)을 고려하여 이 연구에서는 3차원 경계요소법을 사용하여 투과손실을 예측하였다.

경계요소법(boundary element method)을 이용하면

단한 영역(domain)의 표면에서 음압(acoustic pressure)과 입자속도(particle velocity)의 관계를 나타내는 행렬을 구할 수 있다. 주파수영역에서 비점성이고 소리의 생성과 유체의 흐름이 없을 때, 파이프 영역(Fig. 1)에 대한 음압의 전달은 다음과 같은 Helmholtz 방정식으로 표현이 가능하다.

$$\nabla^2 P + k^2 P = 0 \quad (1)$$

여기서 P 는 음압, k 는 파수(wave number), 그리고 ∇ 는 Del operator이다. Green의 정리를 이용하면 식 (1)은 다음과 같은 적분방정식을 이룬다.

$$C(X)P(X) = \int_S \left[G(X, Y) \frac{\partial P(Y)}{\partial n} - P(Y) \frac{\partial G(X, Y)}{\partial n} \right] dS_Y \quad (2)$$

여기서, X, Y 는 경계면(boundary surface) S 에 있는 두 점, $C(X)$ 는 위치에 따른 계수, \vec{n} 은 S 에 수직한 외향법선벡터(outward normal vector)이다. 그리고 $G(X, Y)$ 는 Green's function이다. 경계면을 이산화(discretization)하고 수치적분을 하면 입구, 출구, 천공의 음압(p)과 입자속도(u)와의 관계를 나타내는 식 (3)과 같은 임피던스행렬을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_1^i \\ p_1^o \\ p_1^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1^i \\ u_1^o \\ u_1^p \end{bmatrix}, \quad (3)$$

여기서 윗첨자 i, o, p 는 각각 입구(inlet), 출구(outlet), 천공(perforation)을 의미한다. 흡음재가 포함된 영역에 대하여도 위와 같은 방법으로 임피던스행렬을 구할 수 있다. 다만, 특성임피던스(characteristic impedance)와 파수가 복소수로 표현되며 흡음재 영역에는 입구와 출구가 없고 천공만 존재하므로 임피던스행렬은 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} p_2^p \end{bmatrix} = [B] \begin{bmatrix} u_2^p \end{bmatrix} \quad (4)$$

Fig. 1의 파이프 영역과 흡음재 영역은 천공을 경계로 접해 있기 때문에 천공의 음향학적 특성을 이용하여 이 두 영역을 결합한다. 파장의 길이에 비하여 천공의 두께가 얇은 경우에 대하여 천공의 임피던스(\tilde{Z}_p)는 두 영역의 음압과 입자속도의 관계를 식 (5)와 같이 결정한다.

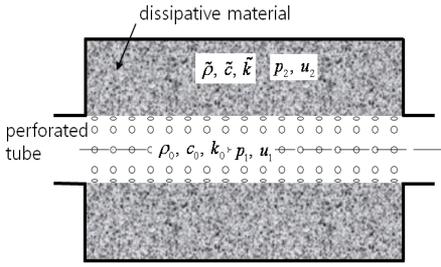


Fig. 1 Schematic of an absorptive silencer

$$[p_1^p] - [p_2^p] = \rho_0 c_0 \tilde{c}_p [u_1^p], \quad (5)$$

여기서 $\rho_0 c_0$ 은 공기의 특성임피던스이다. 식 (3) ~ (5)를 이용하여 식 (6)과 같이 입구와 출구의 전달행렬을 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_1^i \\ u_1^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1^o \\ u_1^o \end{bmatrix} \quad (6)$$

파이프의 단면적이 일정하다고 가정하면 투과손실 (transmission loss)은 식 (6)의 전달행렬을 이용해서 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} |T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22}| \right) \quad (7)$$

2.2 흡음재의 음향학적 특성

흡음재에서 음파의 흡수는 점성으로 인한 열소산 현상이며, 그 음향학적 특성은 복소수의 특성임피던스와 파수로 표현될 수 있다. 흡음과정의 복잡성 때문에 흡음재의 음향학적 특성은 많은 경우 실험적으로 결정된다. 예를 들어 실험에 기초한 복소수의 특성임피던스(\tilde{Z})와 파수(\tilde{k})가 식(8)과 (9)와 같이 제시되었다⁽¹⁵⁾.

$$\frac{\tilde{k}}{k_0} = \left[0 + 0.0858(f/R_f)^{-0.70} + i \left[-0.1749(f/R_f)^{-0.59} \right] \right] \quad (8)$$

$$\frac{\tilde{Z}}{\rho_0 c_0} = \left[1 + 0.0511(f/R_f)^{-0.75} + i \left[-0.0768(f/R_f)^{-0.73} \right] \right] \quad (9)$$

여기서 아래첨자 0은 흡음재가 없는 상태를 나타내며, f 는 주파수, R_f 는 흡음재의 flow resistivity이

다. R_f 역시 실험적으로 결정되는데, 100 kg/m³과 200 kg/m³의 흡음재 밀도에 해당하는 R_f 는 4,896과 17,378 [mks Rayls/m]로 제시되었다⁽¹⁶⁾.

2.3 천공의 음향학적 특성

천공의 음향학적 특성은 일반적으로 천공의 임피던스(\tilde{c}_p)로 표현되는데, 그 복잡성 때문에 주로 실험적인 방법으로 결정되는데, 식 (10)과 같은 형태로 표현될 수 있다⁽¹⁶⁾.

$$\tilde{c}_p = \frac{R + ik_0(t_w + \alpha d_h)}{\phi} \quad (10)$$

여기서 R 은 무차원화 resistance, t_w 은 천공관의 두께, d_h 은 천공의 직경, α 는 end correction coefficient, ϕ 는 천공률이다. 예를 들어, 식 (10)에서 $R=0.006$, $\alpha=0.75$ 의 실험적 결과를 제시되었다⁽¹⁷⁾. 이 실험식은 천공률이 4.2%인 표본을 대상으로 실험한 결과로써 천공률에 따라서 다른 R 과 α 가 사용되어야 한다⁽¹⁶⁾.

3. 송풍기의 소음특성 및 소음기의 설계

3.1 실험방법

이 연구에서는 에어포일형의 12개의 날개를 가진 모터 직결 타입의 원심송풍기를 대상으로 하였으며 모터의 회전속도는 3510 rpm이다. 송풍기에서 발생하는 소음을 측정하기 위하여 모터의 축에서부터 2 m와 흡입구에서 2 m의 거리를 두고 마이크로폰을 각각 설치하였다(Fig. 2). 마이크로폰으로부터 측정된 신호는 National Instrument(NI)사의 DAQ장치에 입력되고 Sound and Vibration Assistant 프로그램을 사용하여 분석되었다. 음압의 주파수분석을 위해 Hanning window를 사용하였고 노이즈를 제거하기 위하여 50번의 averaging을 사용하였다. Fig. 2는 이 연구에서 송풍기의 소음 측정을 위해 구성된 실험장치를 나타내고 있다. 토출구의 소음이 측정에 미치는 영향을 최소화하기 위해 파이프를 설치하여 토출구에서 실외로 유도하였다.

3.2 송풍기의 소음특성

일반적인 팬 소음의 특징은 순음과 광대역주파수 성분을 가진다. 순음 발생은 회전체 날개가 지배적인

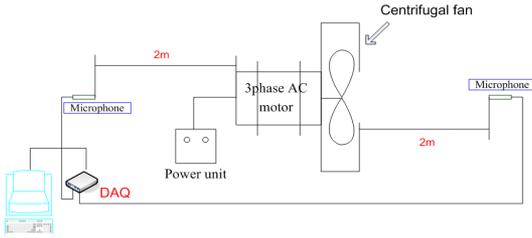


Fig. 2 Schematic of the experimental setup

영향을 미치며 광대역소음의 경우는 임펠러의 회전 에 따른 유체의 유동에 의한 것이 주된 요인이다. Fig. 3은 소음기가 사용되지 않은 상태(baseline)에서 측정된 음압의 주파수분석 결과를 보여준다. 송풍기의 흡입구 및 모터 방향에서 측정된 데이터의 주파수분석을 관찰해 보면 날개통과주파수(BPF, blade passing frequency)인 704 Hz와 그 고조파(harmonic frequency)인 1408 Hz 및 2112 Hz가 선명하게 나타나는 것을 볼 수 있다. 모터 방향에서 측정된 주파수를 보면 모터의 전원주파수인 60 Hz와 그 고조파인 120 Hz를 확인할 수 있다. 또한 2 ~ 4 kHz에서는 송풍기의 흡입구에서 발생하는 광대역소음을 볼 수 있다.

3.3 소음기의 설계

Fig. 3의 실험결과는 송풍기의 흡입구에서는 BPF인 700 Hz뿐만 아니라 390 Hz와 550 Hz에도 상당한 소음이 분포되어 있는 것을 보여준다. 따라서 소음기는 이 세 주파수에 대한 저감을 목표로 하였다. 주어진 현실적 제한요소를 고려하여 2장에서 소개한 3차원 경계요소법을 사용하여 소음기를 설계하였다. 이 연구에 사용된 송풍기는 흡입구의 직경이 25 cm이고, 세차기에서 공간의 제약으로 인하여 소음기의 최대 직경은 43 cm, 길이는 12 cm로 제한되어 있다. 또한 소음기는 송풍능력의 저하를 초래하지 말아야 하기 때문에 직선형의 흡음형 소음기를 선택하였다. 경계요소법에 의한 투과손실의 예측결과 길이가 12 cm인 직선형 소음기(Fig. 4(a))로는 목적주파수영역에서 이론적으로 최대 5 dB 정도의 소음저감으로 그 효과가 적을 것으로 판단되었다. 따라서 세차기의 비교적 간단한 구조변경으로 추가로 확보할 수 있는 공간을 고려하여 목적주파수영역에서 최소 10 dB 이상의 소음저감이 예상되는 소음기(Fig. 4(b))를 추가로 설계하였다. 여기서 천공의 직경과

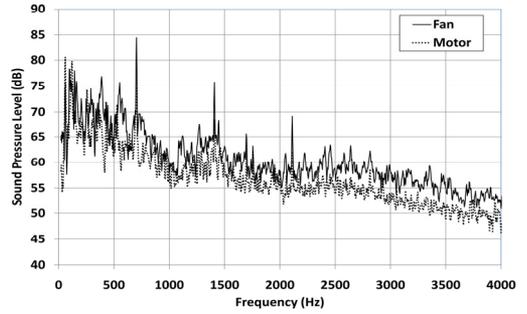
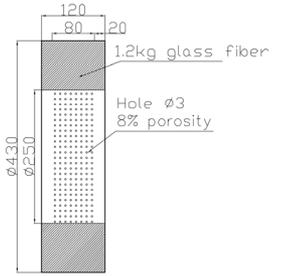
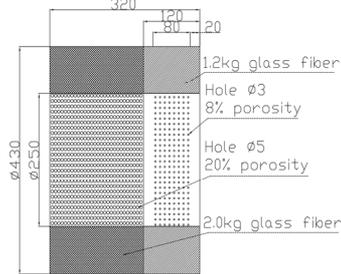


Fig. 3 Experimental results of the baseline



(a) Silencer#1



(b) Silencer#2

Fig. 4 Schematics of silencers (unit: mm)

천공률은 제작비용으로 인하여 제한적으로 선택할 수 있었다.

4. 소음기의 성능 측정결과

4.1 음압레벨 측정결과

두 소음기에 대하여 송풍기의 흡입구에서 2 m 떨어진 거리에서 측정된 음압레벨이 Table 1에 제시되었다. 소음기가 설치되지 않은 상태(baseline)를 기준으로 하여 소음기가 사용되었을 때의 측정값을 비교하였다. 소음기#1을 사용하였을 때는 기준상태와 같은 91.7 dB(A)로 소음기의 효과가 없다. 소음기#1보다

Table 1 Measured overall sound pressure level

Systems	OSPL[dB(A)]
Baseline	91.7
Silencer #1	91.7
Silencer #2	88.4

길이가 20cm 더 긴 소음기#2는 88.4 dB(A)로 약 3 dB(A)의 소음저감 효과가 있다는 것을 보여준다.

4.2 소음기의 가이드가 소음저감에 미치는 영향

소음기의 한 쪽 끝면과 송풍기 임펠러 끝단 사이에는 공간이 존재한다. 이 공간의 거리에 따라서 소음기의 성능에 상당한 영향을 미친다는 것이 실험적으로 밝혀졌다. Fig. 5와 같이 송풍기와 접촉하는 소음기의 한 면에 가이드를 설치하여 측정된 음압레벨이 Table 2에 제시되어 있다. 특히 소음기#2에 대하여 가이드의 길이(Lg)가 길어짐에 따라서 음압레벨이 감소하는데, 길이가 60 mm일 때는 50 mm인 경우보다 음압레벨이 증가하는 것으로 보아 가이드의 최적화된 길이가 존재한다는 것을 알 수 있다. 소음기#2에 대하여 가이드가 50 mm일 때는 가이드가 없을 때보다 추가로 4.7 dB(A)가 저감되는 것을 보여준다. 따라서 소음기가 없을 때에 비하여 8 dB(A)의 소음저감 효과가 나타났다. 소음기#1에 대하여 가이드가 없을 때는 소음기의 효과가 없지만, 50 mm의 가이드를 설치하였을 때는 2.5 dB(A)의 소음저감 효과가 나타났다.

Fig. 6은 가이드의 길이가 50 mm인 소음기#2에 대한 주파수영역에서 실험결과를 나타내고 있다. 거의 모든 주파수 영역에서 소음저감 효과가 나타나는 것을 볼 수 있다. 특히 목표로 했던 날개통과주파수 주위에서 15 dB 그리고 그 하모닉 주파수에서도 10 dB 이상의 소음저감 효과가 나타났다.

가이드의 길이가 소음에 미치는 영향에 대한 연구가 에어컨 실내기의 터보팬에 대하여 이루어졌는데, 그 연구결과에서도 가이드의 최적화 길이가 존재하며 그 길이에 따라서 최대 2.9 dB(A)의 소음저감 효과가 나타났다⁽¹⁸⁾. 가이드가 없거나 너무 짧은 때 소음기를 따라서 흡입되던 유동이 급격한 단면변화를 만나서 박리로 인한 와류가 증대되고 따라서 소음이 증가되는 것으로 생각된다. 또한 가이드가 너무 길어서 가이드와 날개 사이의 간격이 좁아져서 공기



Fig. 5 Picture of the silencer#2 with the guide

Table 2 Measured overall sound pressure level with guide

Systems	Guide length(mm)	OSPL[dB(A)]
Baseline		91.7
Silencer #1	0	91.7
	50	89.2
Silencer #2	0	88.4
	10	87.2
	30	86.4
	50	83.7
	60	86.1

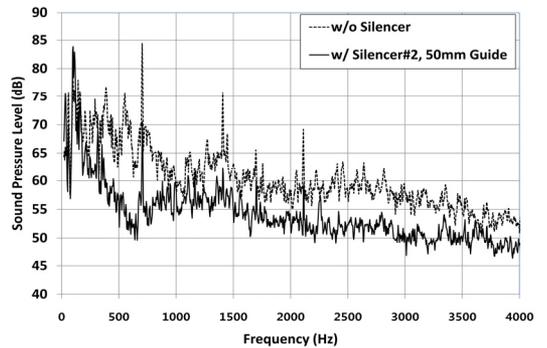
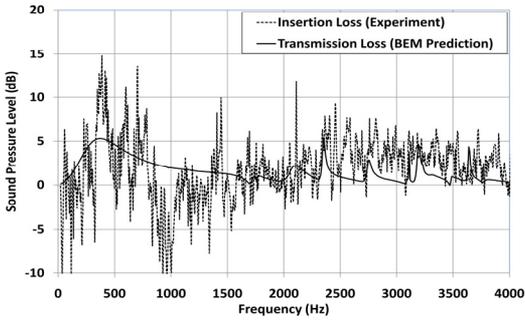


Fig. 6 Measured sound pressure level spectrum

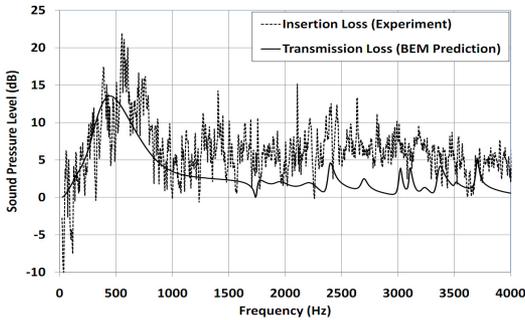
역학적 상호작용이 증가하여 다시 소음이 증가하는 것으로 생각된다.

4.3 예측결과와 실험결과의 비교

소음기의 성능을 평가하기 위하여 소음기가 없을 때의 측정값과 소음기가 부착된 상태에서의 측정값의 차이를 이용하여 삽입손실을 계산하였다. 측정에 의한 삽입손실과 이론적인 계산결과인 투과



(a) Silencer#1



(b) Silencer#2

Fig. 7 Comparisons between predicted transmission loss and measured insertion loss

Table 3 Measured flow velocity at the outlet of the blower

Systems	Velocity[m/s]
Baseline	30.92
Silencer #2, Lg=10 mm	29.04
Silencer #2, Lg=30 mm	29.62
Silencer #2, Lg=50 mm	30.49
Silencer #2, Lg=60 mm	28.88

손실과의 비교를 Fig. 7에 나타내었다. 삽입손실은 소음기의 성능을 최대로 하는 가이드의 길이 50 mm를 유지한 상태에서 측정된 결과이다. 예측된 투과손실은 실험에서 측정된 삽입손실의 전체적인 경향을 보여주고 있지만, 다양한 차이도 존재한다. 유동이 존재하지 않고 무반사단의 조건에서 예측된 투과손실과 비교하여, 실제 측정된 삽입손실은 유동이 존재하고 소음기의 끝단에서는 무반사단이 아닌 형상과 조건에 따른 임피던스가 존재한다. 게다가 무향실에서 측정된 것이 아니라 실내에서 측정되어 반사에 의한 효과도 그 차이를 발생시킨다고 판단된다.

4.4 유속 측정결과

송풍기에 사용되는 소음기는 높은 소음저감을 목표로 하고 동시에 송풍능력의 저하를 초래하지 말아야 한다. 따라서 소음기#2를 대상으로 소음기 송풍능력에 미치는 영향을 측정하였다. 원형인 송풍기 토출구의 중앙에서 유속을 10회 반복하여 측정하였다. 소음기가 설치되어 있지 않은 송풍기와 서로 다른 가이드의 길이를 갖는 소음기#2에 대하여 유속 측정결과와 평균값을 Table 3에 제시하였다. 가이드의 길이에 따라서 1-7%의 유속저감이 나타났다. 소음저감의 효과가 가장 큰 가이드의 길이 50 mm 경우에는 약 1.5%의 유속저감으로 그 차이는 거의 무시할 정도로 작다. 따라서 가이드의 길이 50 mm인 소음기#2는 소음저감을 최대로 하고 동시에 유속의 저하는 최소로 한다.

5. 결 론

자동세차기에 사용되는 송풍기의 소음을 저감하기 위하여 소음기를 설계하여 그 성능을 측정하였다. 송풍기에서 발생하는 날개통과주파수를 중심으로 소음을 저감하고자 3차원 경계요소법에 기초한 투과손실을 이용하였다. 소음기는 흡입구에 설치되었고, 토출구에서 발생하는 소음의 영향을 최소화하기 위하여 파이프를 사용하여 건물의 외부로 토출구를 유도하였다. 송풍기의 흡입구에서 2 m 거리에서 소음을 측정하여 소음기의 소음저감 성능을 측정하였다. 공간의 제약에 의해서 소음기의 입출구는 25 cm, 최대 직경은 43 cm로 제한되어 있다. 공간의 제약과 더불어 송풍능력의 저하를 초래하지 않기 위하여 직선의 흡음형 소음기를 설계하였다.

길이가 12 cm인 소음기#1은 최대 2.5 dB(A)의 소음저감 효과를 보였고, 길이가 32 cm인 소음기#2는 최대 8 dB(A)의 소음저감 효과를 나타내었다. 주파수영역에서 확인한 실험결과는 날개통과주파수를 포함한 영역에서 가장 큰 소음저감 효과를 보여주고 있다. 또 다른 실험결과는 소음기의 한 쪽 끝단과 송풍기의 날개 사이의 거리가 소음기의 성능에 영향을 미친다는 것을 보여주었다. 이 연구에 사용된 송풍기에 대하여 가이드의 길이가 50 mm일 때 가장 큰 소음저감이 나타난다. 유동이 존재하지 않고 무반사단이라는 조건에서 3차원 경계요소법을

사용하여 예측한 투과손실과 유동이 존재하는 상태이고 실내에서 측정된 삽입손실을 주파수영역에서 비교하였다. 유동의 존재 유무 등 실험조건에 차이가 의한 오차도 보이고 있지만 예측결과와 실험결과와의 전체적인 경향을 나타내고 있다. 가이드가 50 mm인 소음기#2의 송풍기 토출구 중앙에서 유속을 측정된 결과 소음기의 설치로 인한 유속의 저하는 1.5%로 무시할 정도이다. 직선 흡음형 소음기는 송풍기의 유속저하를 초래하지 않고 효과적으로 소음을 저감한다. 또한, 송풍기에 사용되는 소음기를 설계하는데 있어서 투과손실을 이용한 예측방법이 효과적이다.

참 고 문 헌

- (1) Cory, W. T. W., 2005, Fans & Ventilation: A Practical Guide, Elsevier in Association with Roles & Associates Ltd.
- (2) Vér, I. L. and Beranek, L. L., 2006, Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications, John Wiley and Sons, Inc.
- (3) Neise, W., 1976, Noise Reduction in Centrifugal Fans: A Literature Survey, Journal of Sound and Vibration, Vol. 45, No. 3, pp. 375-403.
- (4) Embleton, T. F. W., 1963, Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 35, No. 5, pp. 700-705.
- (5) Suzuki, S. and Ugai, Y., 1977, Study on High Specific Speed Airfoil Fans, The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 20, No. 143, pp. 575-583.
- (6) Kim, Y. C. and Lee, S. H., 1997, Experimental Study for Reduction of Blade Passing Frequency Noise Level of Multi-blade Fan, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, pp. 574-579.
- (7) Fiagbedzi, Y. A., 1952, Reduction of Blade Passage Tone by Angle Modulation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 82, No. 1, pp. 119-129.
- (8) Kim, H. J., Jung, K. H., Lee, C. J. and Lee, S., 2000, Experimental Study of Trailing Edge Shape of Forward Curved Blade upon Radiated Noise, Korean Fluid Machinery Association, pp. 137-142.
- (9) Koopmann, G. H., Fox, D. J. and Neise, W., 1988, Active Source Cancellation of the Blade Tone Fundamental and Harmonics in Centrifugal Fan, Journal of Sound and Vibration, Vol. 126, No. 2, pp. 209-220.
- (10) Neise, W. and Koopmann, G. H., 1980, Reduction of Centrifugal Fan Noise by Use of Resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol. 73, No. 2, pp. 297-308.
- (11) Yoon, J. W., Jeong, G. C. and Kwon, Y. P., 1995, Fan Noise Reduction by a Helmholtz Resonator, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, pp. 233-237.
- (12) Lee, J. K., Kim, W. B. and Lee, H. K., 2003, Vibration and Noise Reduction of the High Speed Centrifugal Chiller, Inter-noise 2003, pp. 1406-1413.
- (13) Lunan, J., 1974, The Use of a Scale Model in the Design of a Silencer for the Pure Tone of a Fan, Applied Acoustics, Vol. 7, No. 2, pp. 147-157.
- (14) Kim, Y. W. and Kim, B. S., 2005, An Experimental Study on the Performance Improvement of Industrial Blower Silencer, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 9, pp. 1060-1069.
- (15) Delany, M. E. and Bazley, E. N., 1970, Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials, Applied Acoustics, Vol. 3, pp. 105-116.
- (16) Lee, I. J., Selamet, A. and Huff, N. T., 2006, Acoustic Impedance of Perforations in Contact with Fibrous Material, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 119, pp. 2785-2797.
- (17) Sullivan, J. W. and Crocker, M. J., 1978, Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavities, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 64, pp. 207-215.
- (18) Kim, J.-B., Choi, W.-S., Koo, H.-M. and Lee, J.-K., 2004, Noise Reduction of Turbo Fans for Air-conditioner Indoor Units, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 93-96.