

건식 진공 펌프의 배기 소음 저감

Exhaust Noise Reduction of Dry Vacuum Pump

안영찬* · 이해진* · 박상길* · 이유평** · 오재응†
Young-Chan Ahn, Hae-Jin Lee, Sang-Gil Park, You-Yub Lee
and Jae-Eung Oh

(2007년 7월 23일 접수; 2007년 9월 11일 심사완료)

Key Words : Transmission Loss(투과손실), 4-pole Parameter(4단자 정수), Two-microphone Method(두 음향 탐촉자법)

ABSTRACT

This paper considers acoustic characteristics of silencer within a dry vacuum pump. The main objective is to reduce noise in dry vacuum pump using the new designed silencer. First, SPL and sound intensity are measured for noise source identification and the new model silencer is designed corresponding to noise characteristics. 4-pole parameters are used to predict the transmission loss which is one of the interest characteristics of the new silencer. The calculated transmission loss is then used to change main effective factor and optimal value is selected by using design of experiment. By conducting an experiment, it is proved that the new designed silencer has reduced noise level by 6 dB(A) more than the original one.

1. 서 론

석션은 치과 진료 시 발생하는 다량의 이물질과 분비물을 구강에서 흡입하여 환자의 기도유지를 위한 장치로, 치과진료에 있어서 없어서는 안될 필수 장치인 의료용 진공펌프이다. 이러한 석션은 작동 중 70 dB(A) 이상, 경우에 따라 80 dB(A) 이상의 소음을 유발하고, 진료시간 내내 작동되기 때문에 의사에게는 소음으로 인한 스트레스와 진료 받는 환자에게는 공포와 불안감을 조성하는 등 상당한 불편을 초래하고 있어서 최근 소비자인 치과 의사들의 저소음 석션에 대한 요구가 급격히 증가하고 있다. 하지만, 국내 치과 의료기기 업체는 다른 산업에 비해

특히 낙후되어, 현재 석션의 거의 전량을 수입에 의존하고 있는 실정이어서 앞으로 많은 연구가 필요로 하는 분야이다.

석션과 같은 fan소음은 톤소음(tone noise)과 광역소음(broadband noise)으로 크게 나눌 수 있다⁽¹⁾. 일반적인 경우 BPF(blade passing frequency)에 의한 톤소음(tone noise)이 지배적이다⁽²⁾.

이 연구에서는 석션의 성능과 효율적인 운전을 유지하면서 소음을 저감시키기 위하여 톤소음 특성에 부합되는 최적화된 소음기 설계 방안에 대하여 논의하였다.

소음기의 기본 성능을 표현하는 지수로는 삽입손실(IL, insertion loss), 투과손실(TL, transmission loss), 소음저감량(NR, noise reduction) 등이 있으며, 일반적으로 소음기 단품 성능을 표현하는 지수로 투과손실을 많이 사용하는데 이것은 예측치와 실측치의 비교에도 유용하다. 투과손실을 계산하는 방법으로는 4단자 정수법에 의하여 전달행렬을 계산하

† 교신저자: 정희원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
Tel : (02) 2220-0452, Fax : (02) 2299-3153
* 정희원, 한양대학교 대학원 기계공학과
** 정희원, 호원대학교 자동차기계공학부

는 방법을 사용하였다.

이 연구에서는 먼저, SPL(sound pressure level)과 intensity를 측정하여 석션의 소음원을 규명하였다. 그 후 소음기의 설계인자를 변화시켜가며 전달손실을 계산하고, 실험계획법을 사용하여 소음특성에 부합한 소음기를 최적 설계하였다.

그 결과, 현재 석션에 장착된 소음기와 최적화된 소음기 사이의 소음저감 정도를 평가하였다.

2. 배기 소음기의 음향해석 및 설계

2.1 석션의 소음원 규명

소음저감에 있어서 시스템의 소음특성을 규명하는 것은 시스템의 소음 특성에 맞는 소음저감대책을 수립하는데 필수적이다. 석션의 소음 특성을 파악하기 위하여 SPL(sound pressure level)을 측정하여 목적주파수를 선정하고, 선정된 목적주파수에서의 인텐시티(intensity)를 측정하여 소음원을 규명한다.

Fig. 1은 석션을 작동시키고 어느 정도 시간을 두

어 정상상태에 이른 후, 석션의 전방 1m, 높이 1m 위치에서 10kHz까지의 주파수 영역에 대한 음압레벨(dB(A))을 나타낸것이다.

이 연구에서 사용된 석션은 모터의 기본회전주파수가 57.7 Hz이고, 석션에 사용된 임펠러는 52개의 날개를 가지고 있다. 따라서 날개통과주파수(BPF)는 다음과 같다.

$$BPF = (V_r \times N) / 60 = 57.7(Hz) \times 52 = 3000(Hz) \quad (1)$$

여기서, V_r 은 모터의 회전수(rpm), N 은 날개수이다. SPL측정결과 모터의 기본회전주파수(57.7 Hz)와 배수 성분에 해당되는 주파수에서 피크가 나타났으며 BPF인 3,000 Hz에서 가장 큰 피크가 나타났다. 3,000 Hz 미만에서는 3,000 Hz 이상의 영역보다 기저가 높게 나온 것을 확인할 수 있다. 이는 앞서 말한 광대역소음을 의미한다.

이에 음압 측정 결과 나타난 모터의 기본회전주파

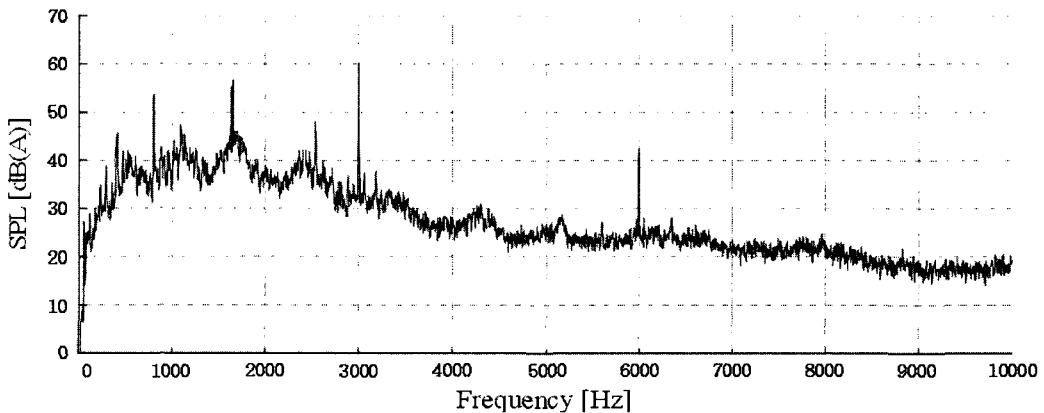


Fig. 1 Sound pressure at 1 m front of suction

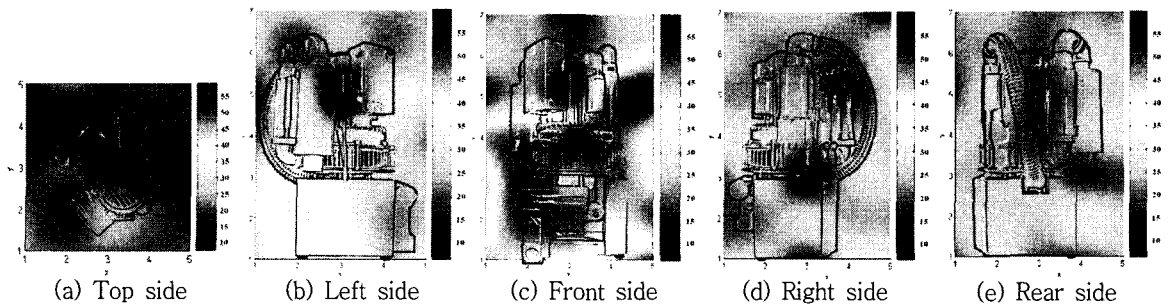


Fig. 2 Sound intensity contour at 3,000 Hz

수인 57.7 Hz와 배음성분(808.7 Hz, 1731.9 Hz), 그리고 BPF(3,000 Hz)를 목적주파수로 선정하였고, 소음저감대역은 광대역소음 대역이 포함된 0~3,500 Hz를 선정하였다.

목적주파수에서 intensity 측정결과, 임펠러와 소음기 끝단에서 소음이 발생하는 것으로 나타났다. Fig. 2는 3,000 Hz에서의 intensity 결과로 붉게 나타난 곳은 실제 임펠러가 위치한 곳이다.

석션 구동 중 발생하는 소음은 임펠러에서 가장 크게 발생하였다. 하지만, 시간과 경제적 측면에서 소음기의 최적설계가 우선 시 되어야 할 것이다.

이에 소음원 규명 결과 소음기의 최적 설계 시 3,000 Hz를 가장 중점을 두었고, 3,000 Hz 미만의 광대역 소음저감 정도를 평가 하였다.

3. 실험계획법을 이용한 소음기 최적 설계

3.1 전달행렬법

전달행렬법은 전기계에서 사용하고 있는 임피던스 개념을 도입하여 음향의 전달특성을 모델링하는 방법으로서 행렬의 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 음향계에 적용할 수 있어 많이 이용되고 있다. 또한 음향계를 각 요소별로 모델링하여 전체계를 구성하므로 설계 변경에 용이한 방법이다.

전달행렬법에서 사용되는 두 개의 상태변수는 음향 요소 양면의 음압 P 와 입자속도 v 를 사용하고 양면의 조건에 따라 전달행렬계수(four-pole parameter)를 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ v_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Transfermatrix} \\ 2 \times 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서, $\{p_r, v_r\}^T$ 는 입구점 r 에서의 상태 벡터이고 $\{p_{r-1}, v_{r-1}\}^T$ 는 출구점 $r-1$ 에서의 상태 벡터이다. 여기서, 전달행렬을 다음과 같이 놓으면, 각 전달행렬계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} p_2 &= T_{11}p_1 + T_{12}v_1 \\ v_2 &= T_{21}p_1 + T_{22}v_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} T_{11} &= \frac{P_2}{P_1} \Big|_{v_1=0}, & T_{12} &= \frac{P_2}{v_1} \Big|_{P_1=0} \\ T_{21} &= \frac{v_2}{P_1} \Big|_{v_1=0}, & T_{22} &= \frac{v_2}{v_1} \Big|_{P_1=0} \end{aligned} \quad (5)$$

3.2 소음기의 기본모델

소음기를 구성하는 음향요소는 여러 형태의 직관과 확장관 및 수축관 그리고 분지요소로 크게 구분된다. 그 각각의 결합을 통해 나타나는 부정합이 음향에너지를 반사 또는 손실시켜 소음이 감소되게 된다. 이들 요소의 전달행렬을 구성하는 것은 전체적으로 결합된 음향요소의 소음 성능 예측을 용이하게 한다. 각 음향요소에 대한 전달행렬과 그 형태는 다음과 같다.

(1) 직관(straight pipe)(Fig. 3(a))

직관은 단면적 변화가 없는 관을 말하며 에너지손실은 없으나 자체의 주파수 특성을 갖는다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = e^{-jYk_c l} \begin{bmatrix} \cos k_c l & jY \sin k_c l \\ (j/Y) \sin k_c l & \cos k_c l \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

(2) 단순확장관 및 수축관(simple area discontinuity)(Fig. 3(b), (c))

에어크리너와 같이 확대 단면이나 축소 단면의 경우, 그 경계에서는 압력과 온도의 변화가 없으므로 단위행렬로서 전달행렬을 구한다. 이 두 가지는 함께 존재할 경우 그 단면적이나 길이에 의한 주파수 특성이 나타나게 되고, 단면적 변화에 따라 에너지의 손실이 발생한다.

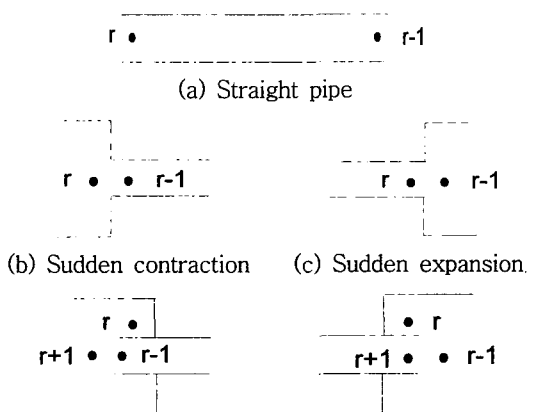


Fig. 3 Basic elements of simple acoustic system

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

(3) 삽입관(inserted pipe)(Fig. 3(d), (e))

분지요소는 공명기나 Fig. 3(d), (e)와 같이 직관이 확장관에 연결되어 공명기의 기능을 갖는 경우를 말하며 분지 임피던스를 갖는 전달행렬로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/z_e & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (8)$$

3.3 실험계획법을 이용한 주효과 분석

현재 사용되는 소음기의 형상을 기준으로 실험계획법을 실시하여 소음기의 형상을 최적화하였다. 현재 사용되고 있는 소음기의 형상은 Fig. 4와 같고 그 치수는 Table 1에 표시하였다.

실험계획법은 Table 1에 제시된 5인자에 대하여 각각 3수준으로 정하였으며 L_{27} 의 직교배열표를 사용하였다. TL값을 구하는데 있어서 주파수 영역은 관심주파수 중 가장 고주파수인 BPF를 포함할 수 있도록 3,500 Hz까지 두었고, 각각의 시뮬레이션을 통해 얻어진 TL곡선의 적분값을 특성치로 정하였다. TL곡선의 적분값은 TL곡선 아래의 면적을 의미하는데, 이 면적값이 클수록 해당 주파수 영역에서 소음저감능력이 뛰어난 것이다. 이에 이 실험계획에서는 망대특성을 사용하였다.

소음기 형상을 설계하는데 있어 변수인 5인자를 Table 2와 같이 각각 3수준으로 결정하였다. 실험계획에 따라 총 27회의 실험이 실시되었으며, 시뮬레이션을 통해 구한 특성치는 Table 3의 맨 오른쪽에 정리하였다.

Table 3에서 10, 11, 12, 19, 20, 21번의 실험에서 특성치의 값이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있

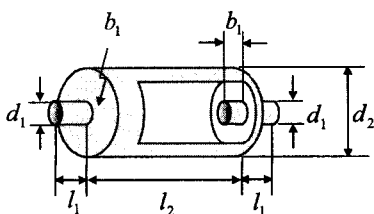


Fig. 4 The variable of silencer

Table 1 Specification of silencer

	b_1	d_1	d_2	l_1	l_2
Unit(m)	0.005	0.035	0.090	0.045	0.200

Table 2 Selective parameters with the levels

Level Factor	Level -1	Level 0	Level +1
b_1	0.000	0.005	0.010
d_1	0.025	0.035	0.045
d_2	0.080	0.090	0.100
l_1	0.035	0.045	0.055
l_2	0.190	0.200	0.210

Table 3 L_{27} Orthogonal arrays of control factors and sequence for simulation

Experimental No.	b_1	d_1	d_2	l_1	l_2	Characteristic value
1	-1	-1	-1	-1	-1	15240.0
2	-1	-1	-1	-1	0	14697.0
3	-1	-1	-1	-1	+1	14576.0
4	-1	0	0	0	-1	10641.0
5	-1	0	0	0	0	10228.0
6	-1	0	0	0	+1	10111.0
7	-1	+1	+1	+1	-1	7676.2
8	-1	+1	+1	+1	0	7556.1
9	-1	+1	+1	+1	+1	7450.6
10	0	-1	0	+1	-1	25259.0
11	0	-1	0	+1	0	24831.0
12	0	-1	0	+1	+1	25038.0
13	0	0	+1	-1	-1	20563.0
14	0	0	+1	-1	0	20593.0
15	0	0	+1	-1	+1	20171.0
16	0	+1	-1	0	-1	6268.5
17	0	+1	-1	0	0	6227.3
18	0	+1	-1	0	+1	6211.7
19	+1	-1	+1	0	-1	29725.0
20	+1	-1	+1	0	0	29.33.0
21	+1	-1	+1	0	+1	29026.0
22	+1	0	-1	+1	-1	12510.0
23	+1	0	-1	+1	0	12043.0
24	+1	0	-1	+1	+1	12167.0
25	+1	+1	0	0	-1	9923.4
26	+1	+1	0	0	0	9737.7
27	+1	+1	0	0	+1	9604.3

다. 이 결과는 주효과 분석을 통해 Fig. 5에 나타내었다. 주효과 분석 결과 d_1 과 d_2 의 변화율이 가장 뚜렷하게 나타나므로 소음기의 입·출구단과 확장관의 지름(단면적)이 가장 민감한 주요인자임을 알 수 있다.

망대특성을 사용하였을 때, d_1 은 Level -1이, d_2 는 Level +1일 때 가장 소음효과가 크며, branch element인 b_1 는 없는 것 보다 있는 것이 효과적이거나 그 길이에 따른 효과는 적은 것으로 나타났다. 또한 소음기의 길이 변화는 영향을 못 미침을 알 수 있다.

주효과 분석을 통해 얻어진 결과를 다시한번 실험 계획을 하여 재해석을 함으로써 보다 자세한 결과를 도출할 수 있다. 주효과 분석에서 특성치에 영향을 보였던 b_1 , d_1 , d_2 를 인자로 하고 각각을 3수준으로 나누었다. 이때, d_1 의 Level -1치수를 재해석에서는 Level +1으로, d_2 의 Level +1치수를 재해석에서는 Level -1로 두었다. 이는 d_1 은 더 작은쪽으로 d_2 는 더 큰 쪽으로 해석하기 위함이다. 시뮬레이션 시 l_1 과 l_2 는 현재 사용중인 소음기의 치수로 고정하였다.

재해석 결과 Fig. 6에서 보듯 d_1 은 Level -1이, d_2 는 Level +1일 때 가장 소음저감효과가 컸다. 이것은 입·출구단의 지름은 작을수록, 확장관의 지름은

클수록 소음저감효과를 의미한다. 다시말해 입·출구단과 확장관 사이의 면적비가 클수록 소음저감의 효과가 나타난다. 하지만, 입·출구단의 지름이 작아지면 내부의 유동의 속도는 빨라지고 음압은 커질 것이므로 소음저감의 효과가 있는 것만은 아니며, 확장관의 지름 또한 공간상의 제약으로 무작정 커질 수만은 없다. Branch element인 b_1 은 특성치의 큰 영향을 주지 못하였다.

Fig. 7(b)는 실험계획법 결과를 바탕으로 새로 제안한 소음기의 설계치수이다. 여기서, 입·출구의 치수는 석션 출구단의 관과 동일하게 하여 변화를 주지 않았다. 이 크기는 KS규격 사이즈로 널리 사용되는 치수로 새로운 치수로 변경시보다 경제적이기 때문이다. 그대신 확장관의 치수를 크게하여 소음저감효과를 얻도록 설계하였다.

Fig. 8은 branch element의 길이 변화에 따른 TL의 변화값이다. Branch element의 변화는 전체 소

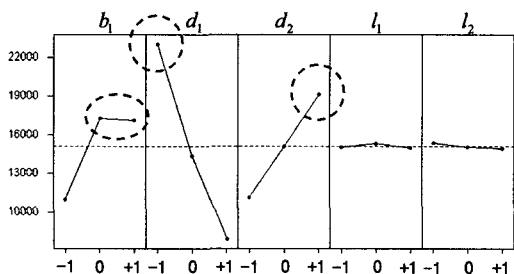


Fig. 5 Main effects plot for the control factors

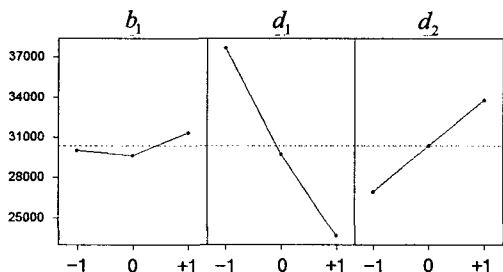


Fig. 6 Main effects plot for the control factors for re-analysis

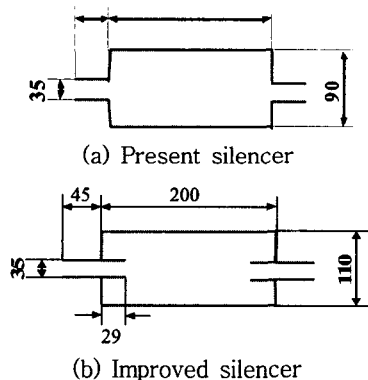


Fig. 7 Dimension of silencer

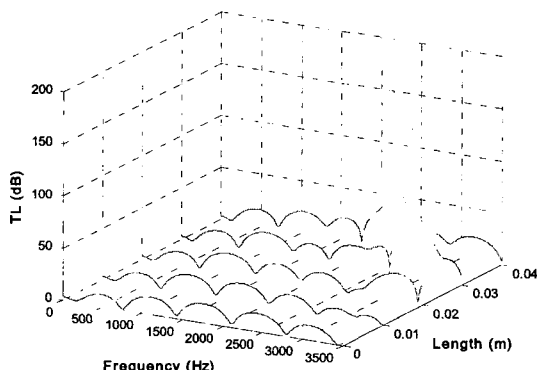


Fig. 8 Waterfall of TL according to length of branch element

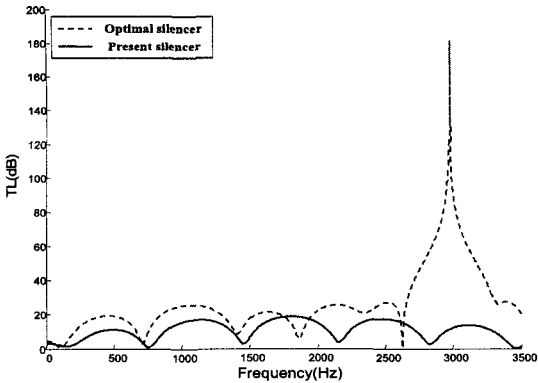


Fig. 9 Comparison to TL

음의 큰 영향을 미치지 않는지만, 특정주파수 대역에서의 소음저감효과를 크게 할 수 있다. 결과적으로 BPF(3,000 Hz)에 의한 소음의 영향을 줄이기 위하여 29 mm의 branch element를 사용하였다.

4. 실험

이 절에서는 실험계획법을 사용하여 새로이 제작한 소음기의 성능평가 실험을 통하여 소음저감량을 평가하였다.

이 실험에서 측정하고자 하는 것은 관심 주파수 영역을 포함하고 있는 음파의 전달 특성이다. 이를 알기 위하여 음원으로부터 관심영역의 주파수를 갖는 음파를 발생시켜 소음기 전후 및 끝단의 음압 특성을 파악하여야 한다. 관심 주파수 영역을 포함하는 음파를 음원으로부터 발생시킬 목적으로 이 실험에서는 noise generator로 백색잡음(white noise)을 발생시켜 스피커로 음파를 관내 공기중으로 내어보냈다. 발생한 음파는 마이크로폰에 의해 소음기 양 끝단에서 측정되어 FFT분석기에서 계산과정을 걸쳐 컴퓨터에 저장된다. 전달 손실 측정에서 소음기로부터 관끝 방향으로 전달된 음파가 관끝에서 반사되어 시험 소음기로 되돌아오지 않게 나팔형 무반사단을 장착하였다. 무반사단은 내부가 흡음재로 채워져 있어서 관끝 반사를 없애준다. 실험은 두 개의 마이크로폰을 사용하여 반사파의 영향을 개선시킨 두 음향 탐측자법(two-microphone method)을 선택하였다. Fig. 10은 실험의 장치도이다.

실험 대상은 기존의 사용된 소음기와 최적설계한 소음기이고, 실험을 통해 소음저감량과 TL곡선을 측

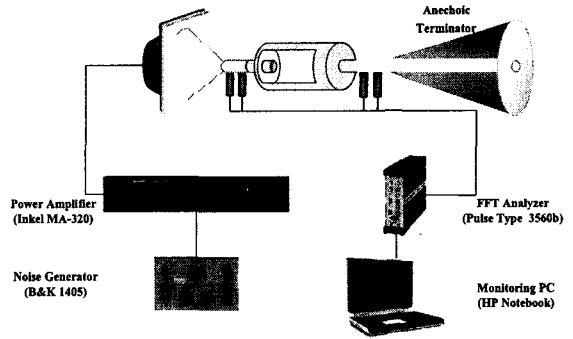


Fig. 10 Experiment setup

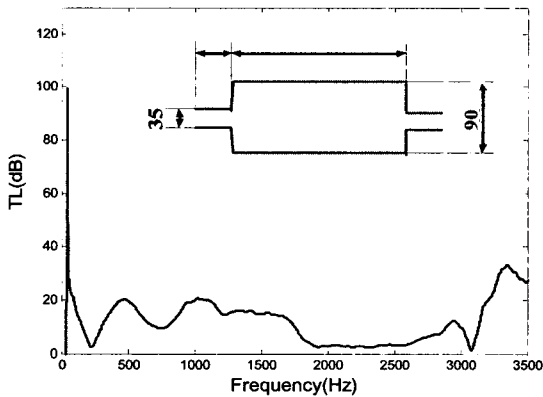
정 계산하여 비교하였다. 기존의 소음기 내부는 10 mm의 흡음재가 내벽에 둘러 쌓여있고 다공판에 의해 지지되어 있었다. 이에 제한한 소음기의 경우, 흡음재가 없을 때, 5 mm의 흡음재를 사용한 경우 그리고 기존소음기의 흡음재와 동일한 10 mm의 흡음재를 사용한 경우에 대해 평가실험을 수행하였다. 흡음재의 두께를 5 mm, 10 mm 두 경우로 나누어 평가한 것은 흡음재의 두께와 확장관의 내부공간의 단면적 중 어느 것을 크게 할 것인지 판단하기 위함이다.

5. 결 과

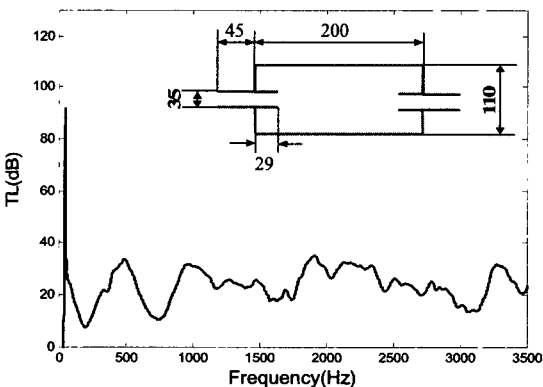
Table 4는 실험결과 나타난 음압레벨의 변화량이다. 소음기 입구단으로 가진되는 음압레벨은 74~78 dB(A)로 실제 석션의 작동 중 음압레벨 영역이다. 실험결과 소음기의 소음저감량은, 흡음재가 있는 기존의 소음기의 경우 12.8 dB(A)가 저감된 반면 제한한 소음기는 흡음재가 없는 소음기의 형상만으로 11.1 dB(A)가 저감되었다. 흡음재를 첨가할 경우 소음은 기존 소음기보다 10.6 dB(A) 더 저감됨을 알 수 있다. 또한, 소음기에 사용된 흡음재의 두께로는 5 mm보다 10 mm를 사용할 때 소음저감효과가 보다 크게 나타났다. Fig. 11은 실험으로 측정한 기존 소음기와 10 mm의 흡음재를 사용한 최적 설계한 소음기의 TL곡선의 비교이다. Fig. 11에 도시된 TL곡선은 시뮬레이션 결과인 Fig. 9와는 차이를 보인다. 이것은 소음기를 연결하여 사용할 수 있도록 제작된 입·출구단에 압·수 나사산에 의해 약간의 직경 치수 차이와 나사산에 의한 요철에 인함으로 보인다. 하지만, Fig. 11(a), (b)를 비교하여 보면 알 수 있듯

Table 4 Results of experiments

Silencer	Insulate pad	Change of SPL dB(A)	Reduction of Noise dB(A)
Present Silencer	Existence	75.0 → 62.2	12.8
Silencer of a proposal	Non-existence	77.1 → 66	11.1
	Existence (5mm)	76.5 → 54.7	21.8
	Existence (10mm)	75.8 → 52.4	23.4



(a) TL of present silencer



(b) TL of Optimal silencer with 10 mm insulate pad

Fig. 11 Results of experiments

이 기존 소음기의 경우 2,000 ~ 3,000 Hz 사이의 TL값이 거의 0에 가깝지만 최적 설계한 소음기의 TL값은 20 ~ 40 dB 사이의 값을 나타낸다. 또한 관심 주파수인 0 ~ 3,500 Hz 전체 구간에서 TL값이 보다 높은 것을 알 수 있다.

실제 정상상태 작동 중에 기존의 소음기와 10 mm 두께의 흡음재를 사용한 최적 설계한 소음기의 음압 레벨을 비교한 결과 최적 설계한 소음기의 소음저감

은 기존의 소음기보다 6 dB(A) 더 줄었다. 따라서, 최적 설계한 소음기는 소음저감 효과에 유용한 것을 알 수 있었다. 실제 정상상태 작동 중 측정된 음압 레벨의 차이가 스피커 가진 실험을 하여 측정된 값의 차이보다 작게 나온 것은 실제 석션의 작동 시 모터와 fan에서 발생한 소음에 의한 마스킹 효과로 사료된다.

6. 결 론

석션의 정상 상태 작동 중 음압레벨을 측정하여 소음의 특성을 파악하고 목적주파수를 설정하였으며 설정된 목적주파수에서의 인텐시티를 측정하여 소음원을 규명하였다. 인텐시티 결과 주된 소음원은 임펠러, 소음기 끝단으로 나타났다.

배기소음을 줄이기 위하여 실험계획법을 통해 소음특성에 부합된 소음기의 형상을 설계하였고, 실험을 통한 음압레벨과 전달손실 계산 결과 최적 설계한 10 mm의 흡음재를 사용한 소음기는 배기 소음을 23.4 dB(A) 만큼 저감시킴으로써, 기존 소음기 보다 10.6 dB(A) 더 저감효과를 얻어 소음저감효과에 유용함을 알 수 있었다.

실제의 작동 중 최적 설계한 소음기의 소음 저감량은 스피커 가진을 통한 소음기 성능평가 시 보다 다소 낮은 저감 효과를 보였다. 이는 배기소음 이외의 모터와 fan에서 발생한 소음 등에 의한 마스킹 효과로 사료된다. 이 연구 결과에 향후 저소음 fan 설계에 대한 연구를 진행하면 탁월한 소음저감효과를 얻을 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Jeon, W.-H., 2002, "Analysis of the Generation and Radiation of the Fan Noise by Using Commercial CFD Code", Trans. of KFMA, Vol. 5, No. 1, pp. 13~19.
- (2) Lee, D.-J., Jeon, W.-H., 1999, "Aero-acoustics of Blower", Trans. of KFMA, Vol. 2, No. 1, pp. 1~10.
- (3) Jeon, W.-H., Lee, D.-J., Ryu, K.-W., 1995, "An Analysis of Flow Noise for Vacuum Cleaner Centrifugal Fan", Proceedings of the KSNVE

Annual Autumn Conference, pp. 130~135.

(4) Oh, J.-E., Sohn, D. G., Kim, H. S., 1998, "Controllable Muffler Structure Design for Low Noise and Low Backpressure", Proc. of the KSME Annual Spring Conference, Vol. A, pp. 523~528.

(5) Oh, J.-E., Han, K. H., Lee, K. T., 1997, "The Design Technique for Reducing the Intake Noise of Vehicle (Part I)", Trans. of KSME, Vol. A,

No. 21(10), pp. 1648~1655.

(6) Kim, C. M., Bahng, K. H., Bae, I. S., 1999, "A Study on the Acoustic Characteristics of the Duct System with the Sound-absorbing Silencer", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 643~648.

(7) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, Inc., Canada.