

자동차 흡기계 공기 여과기 필터의 음향학적 모델 Acoustic modeling of an air cleaner filter in the engine intake system

이 정 권† · 강 장 훈*
Jeong-Guon Ih, Jang-Hoon Kang

Key Words: Air cleaner filter, engine intake system, intake noise, visco-thermal effect

ABSTRACT

The air filter in engine intake system has a function of filtrating the dirt in the scavenging air as well as attenuating the noise. The noise attenuation within the air cleaner filter, however, has been regarded as negligible by the field engineers. In this paper, for the analysis of the acoustical performance of air filter, an acoustical model was suggested and the characteristics of air filter system were investigated. Fibrous structure of the filter element was modeled as a micro-perforated panel using the flow resistivity and porosity. The pleated geometry of the filter element was modeled as two coupled ducts that have permeable walls, in which each duct area was assumed being constant. Using such simplified geometry, a mathematical model was developed for the sound propagation within a narrow duct system. Visco-thermal effect was considered in modeling the sound propagation through such tubes; the filter box was modeled as a rigid rectangular box. By combining two models, a four-pole transfer matrix was derived. For the validation purpose, transmission loss was measured for a plastic rectangular box containing an air filter. A noticeable effect of the air filter element was observed by including the filter into the box. Comparing the predicted and measured data, we found that the predicted TL agrees well with experimental results, in particular, in magnitude and frequency at TL troughs.

1. 서론

최근 자동차 흡기 소음은 차실 내부의 주요 소음 원인으로 부각되고 있다. 흡기 소음에는 엔진 흡기 밸브에서의 압력변화, 덕트 진동으로 인한 고체음, 그리고 흡입구 주변에서 발생하는 공기음 등으로 이루어진다. 엔진의 흡기 밸브에서 발생한 소음은 흡기 덕트 시스템을 거쳐서 흡입구를 통하여 방출하게 된다. 흡기 시스템 내부의 소음은 원형 흡기 덕트, 매니폴드, 공명기, 및 공기 여과기 등에 음향학적 영향을 받게 된다. 흡기 시스템 중에서 공기 여과기는 공기 여과 필터와 필터가 장착되는 상자로 구성되며, 흡입구 중의 이물질은 공기 여과 필터를 거치면서 정화된다. 그러나, 공기 여과기 필터의 오랜 사용에도 불구하고, 공기 여과기 필터의 음향학적 해석은 그 동안 거의 이루어지지 않았다.

본 연구의 목적은 공기 여과 시스템의 음향학적 거동 해석을 위한 음향모델을 제시하는 것이다. 공기 여과기 상자는 대부분의 경우 단순한 사각형 형태이므로 이의 음향 성능은 쉽게 예측 가능할 것이다. 그러나, 공기 여과 필터는 섬유질의 주름 구조로 이루어져 있기 때문에 해석방법이 간단하지 않다. 본 연구는 이 공기 여과 필터의 음향 모델링에 초점을 맞추고 있다.

여과 필터의 섬유질 구조는 이론을 통하여 예측된 음향 임피던스를 가지는 미세 천공판으로 모

델링이 가능하다. 주름 구조는 침투성 (permeable) 벽을 가진 두 개의 연성된 덕트로 모델 할 수 있으며, 그 단면은 길이방향으로 일정하다고 가정할 수 있다. 기존의 선행연구의 부족으로, 동심관형 공명기 및 디젤 매연 정화기에 쓰였던 수학적 모델 해석방법 [1,2]을 근사하게 사용하였으며, 기존 연구 [3,4]에 쓰였던 덕트 내를 전파하는 소음 모델에 점성-열 효과를 추가 고려하였다. 또한, 공기 여과기 박스는 사각 상자로 가정하였다. 제안된 모델들은 결합하여, 전체 시스템의 전달행렬을 유도하였다. 이를 이용하여 흡기 시스템의 전달 손실을 얻고, 이를 실험과 비교하여 검증 하였다.

2. 해석 이론

공기 여과기 필터는 많은 주름으로 구성되어있다. 각각의 주름은 넓은 폭을 가지고 있으나, 주름 사이의 간격은 매우 좁다. 이런 기하학적 구성을 이용하면 공기 여과기 필터는 그림 1 과 같이 투과할 수 있는 벽을 가지고 양단이 막힌 덕트로 모델링 될 수 있다 [5]. 그 이유는 위쪽의 주름은 주름을 만드는 과정에서 음향학적으로 강체가 되기 때문이다. 본 연구에서 사용된 기하학적인 모델에 동심관형 공명기와 DPF 필터에 사용된 수학적 모델 [1,2]을 도입하였다.

수학적인 모델에는 필터 매질에서의 압력 강하와 필터를 통과하는 평균 유동 속도 사이의 음향학적 임피던스가 필요하다. 필터의 섬유 구조로 인해 생기는 빈 공간을 같은 부피를 가지는 직관들로 대체를 한다면 얇은 매질은 미세 천공판으로

† 한국과학기술원 기계공학과 교수
E-mail: J.G.Ih@kaist.ac.kr
* 삼성중합기술원

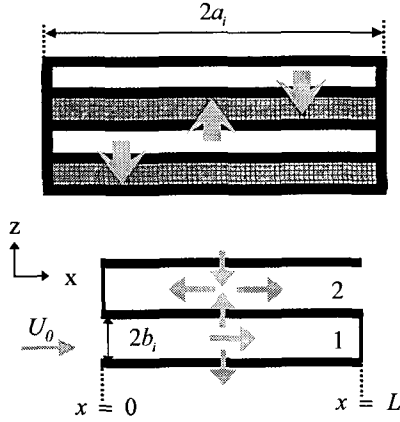


FIG. 1. Pleated geometric model of the air cleaner filter.

모델링 될 수 있으며, 이는 다공성 물질의 음향학적 모델 [6]을 사용하여 계산 가능하다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다:

$$p_1 - p_2 = Z_m \cdot u_w \quad (1)$$

여기서, Z_m 은 음향 임피던스, p_1, p_2 는 각 덕트의 음압, u_w 는 매질내의 평균유동속도이다. Z_m 은 다시 다음과 같이 표현될 수 있다:

$$Z_m = \frac{j\omega\rho_0 t}{\sigma} \left[1 - \frac{2}{s\sqrt{-j}} \frac{J_1(s\sqrt{-j})}{J_0(s\sqrt{-j})} \right]^{-1}, \quad s = \sqrt{\frac{8\omega\rho_0}{R_m\sigma}} \quad (2)$$

여기서, ρ_0 와 η 은 공기의 동적 점성과 밀도, R_m, σ , 그리고 t 는 각각 필터 매질의 유동 비저항, 공극률, 그리고 천공판의 두께를 나타낸다. J_n 은 n 차 Bessel 함수를 나타낸다.

주름 사이의 거리가 매우 짧기 때문에, 점성-열 효과는 음향 전파 과정에서 매우 중요한 변수가 된다. 그림 1에서 공기 여과기 필터는 넓은 덕트로 구성되어 있다. 점성-열 효과를 고려한 수학적 모델을 만들기 위해서 단면에서 일정한 평균유동속도를 지니고, 음압과 입자속도의 요동이 평균값에 비해 매우 작다고 가정을 한 지배 방정식을 사용하였다 [2-4]. 계산 과정은 경계조건을 제외하고는 Allam과 Abom의 과정 [2]과 일치한다. 운동량 보존 방정식, 연속 방정식, 에너지 방정식, 그리고 상태 방정식은 다음과 같다:

$$\rho_{0i} \left(-j\omega + U_{0i} \frac{\partial}{\partial x} \right) u_{xi} = -\frac{\partial p_i}{\partial x} + \mu \nabla_s^2 u_{xi} \quad (3)$$

$$\left(-j\omega + U_{0i} \frac{\partial}{\partial x} \right) \rho_i + \rho_{0i} \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4)$$

$$\rho_{0i} C_p \left(-j\omega + U_{0i} \frac{\partial}{\partial x} \right) T_i = \left(-j\omega + U_{0i} \frac{\partial}{\partial x} \right) p_i + k_n \nabla_s^2 T_i \quad (5)$$

$$\rho_i = \left(\frac{p_i}{RT_{0i}} \right) - \left(\frac{\rho_{0i} T_i}{T_{0i}} \right) \quad (6)$$

여기서, $\rho_{0i}, U_{0i}, T_{0i}$ 는 각각 덕트의 평균 밀도, 평균 유동속도, 평균 온도이며 p_i, ρ_i, T_i 는 각각 음압, 밀도, 온도의 작은 요동을 나타낸다. u 는 x, y, z 방향의 입자속도 u_x, u_y, u_z 를 표현한 변수이다. μ, k_{th}, C_p, R 은 각각 동적 점성계수, 공기의 열전도도, 정압비열계수, 그리고 기체 상수를 말하고, i 는 각 덕트 ($i=1,2$)를 뜻한다. 덕트의 단면적이 직사각형이므로 Laplacian, ∇_s^2 , 와 음압과 온도와 입자 속도의 x 방향 요동은 다음과 같이 표현된다 [2-4]:

$$\nabla_s^2 = \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (7)$$

$$p_i = A_i \exp(j\Gamma kx) \quad (8)$$

$$u_{xi} = H_i(y, z) p_i \quad (9)$$

$$T_i = F_i(y, z) p_i \quad (10)$$

여기서, Γ 는 전파 상수이며, k 는 파수이다. 만약 H 와 F 가 알려져 있다면, x 방향의 입자속도와 온도를 얻을 수 있다. H 와 F 에 대한 자세한 계산과정은 참고문헌 2,4에 있다. H 와 F 를 알면, 식 10과 상태 방정식을 이용하여 밀도에 대한 식을 얻을 수 있다. 전파 상수를 계산함에 있어서 음압과 x 방향 입자속도, 온도를 연속 방정식에 대입한다. 이 결과를 Green 정리를 이용하여 적분하면 다음과 같이 유도된다:

$$\left(\left((\gamma + J(\beta_i \sigma a_i)(\gamma - 1)) + \frac{\Gamma^2}{(1 - M_i \Gamma)^2} I(\beta_i a_i) \right) p_i \right) \quad (12A)$$

$$+ (-1)^i \frac{\gamma R T_{0i} \rho_{0i}}{j\omega Z_m b_i (1 - M_i \Gamma)} (p_1 - p_2) = 0$$

$$\text{여기서,} \quad (\beta_i a_i)^2 = j(1 - M_i \Gamma) s_i^2 \quad (12B)$$

$$s_i = a_i \sqrt{\rho_{0i} \omega / \mu} \quad (12C)$$

$$I(\xi) = J(\xi) = -\frac{64}{\pi^4} \sum_{m,n} \left(\frac{1}{m^2 n^2 \alpha_{mn}(\xi)} \right) \quad (12D)$$

$$\alpha_{mn}(\xi) = 1 - \frac{\pi^2}{4\xi^2} \left(m^2 + n^2 \frac{a_i^2}{b_i^2} \right) \quad (12E)$$

$$\sigma^2 = \left(\frac{\mu C_p}{k_n} \right)^2 \quad (12F)$$

$z=0$ 와 $z=2b_i$ 에서, $y=0$ 일 때 평균유동속도는 $u_y=0$, 그리고 $y=2a_i$ 일 때의 평균유동속도는 u_z 로 표시하였다.

이 평균유동속도는 각 덕트의 음압과 관련이 있다.

$$(K_1)_i = \frac{\gamma RT_{0i} \rho_{0i}}{j\omega Z_m b_i (1 - M_i \Gamma)}, \quad (13)$$

$$(K_2)_i = (\gamma + j(\beta_i \sigma a_i)(\gamma - 1)) + \frac{\Gamma^2}{(1 - M_i \Gamma)^2} I(\beta_i a_i). \quad (14)$$

상기의 두 식을 이용하고 각 덕트의 단면적이 같다고 가정하면 식 (12)는 다음과 같이 행렬 형태로 변환할 수 있다:

$$\begin{bmatrix} K_2 - \frac{K_1}{(1 - M_0 \Gamma)} & \frac{K_1}{(1 - M_0 \Gamma)} \\ \frac{K_1}{(1 - M_0 \Gamma)} & K_2 - \frac{K_1}{(1 - M_0 \Gamma)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

여기서, $(K_1)_1 = (K_1)_2 = K_1$, $(K_2)_1 = (K_2)_2 = K_2$, $M_1 = M_2 = M_0$ 로 가정하였다. 물리적으로 의미가 있는 해인 경우, 식 (15)의 행렬식이 0이 되어야 한다는 사실을 이용하면, 4 단자 정수를 구할 수 있다. 상기의 과정을 통하여 x 방향 음압과 입자속도를 얻을 수 있으며, 다음과 같이 덕트 안의 음압과 입자속도를 행렬형태로 나타낼 수 있다:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ V_{x1} \\ p_2 \\ V_{x2} \end{bmatrix}_{x=0} = T_{4 \times 4} \begin{bmatrix} p_1 \\ V_{x1} \\ p_2 \\ V_{x2} \end{bmatrix}_{x=L}. \quad (16)$$

덕트 끝단을 음향학적 강체로 가정하였으므로, 다음과 같은 경계조건을 얻을 수 있다.

$$V_2 = 0 \text{ at } x = 0, \quad (17)$$

$$V_1 = 0 \text{ at } x = L. \quad (18)$$

4x4 전달 행렬은 위의 경계조건을 사용하면 2x2 행렬로 줄일 수 있다. 주름의 개수가 N 개이므로 공기 여과기 필터의 최종 전달 행렬은 다음과 같이 표현할 수 있다:

$$T_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1/N \end{bmatrix} T_{2 \times 2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & N \end{bmatrix}. \quad (19)$$

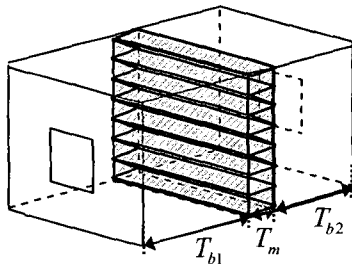


FIG. 2. Concept of a model for whole air cleaner system.

공기 여과기 박스를 직사각형으로 가정하였으므로 전체 공기 여과기 시스템은 그림 2와 같다.

전체 시스템의 전달행렬을 구하기 위해 T_{b1} 와 T_{b2} 의 전달행렬을 구해야 한다. 그러나, 공기 여과기 필터를 제외한 부분에서의 전달행렬은 이미 이론적으로 구해져 있으므로 [7], 이를 이용할 수 있다. 마지막으로 공기 여과기 필터의 전달행렬과 직사각형 박스의 전달행렬을 합치면 전체 시스템의 전달행렬을 구할 수 있다. 이를 사용하면, 공기 여과기 시스템의 전달 손실을 예측할 수 있다.

3. 투과 손실 측정

투과 손실 측정 실험을 통해 예측 결과를 입증하고자 하였다. 실험 장치의 열개는 그림 3과 같으며, 단단하고 두꺼운 플라스틱으로 이루어진 사각 상자와 77개의 주름 및 0.14 m x 0.24 m의 크기를 갖는 상용 공기 여과 필터를 사용하였다.

필터의 유동저항과 공극률의 측정치는 각각 5.49×10^5 rays/m와 0.85이었다. 투과 손실은 3개의 마이크로폰 방법 [9]으로 측정한 반사계수를 통해 계산하였다 [8]. 그림 4에 측정 결과와 예측 결과의 비교를 보여주고 있다.

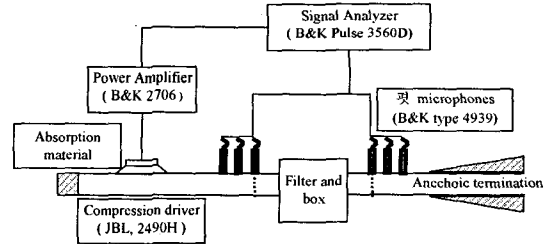


FIG. 3. An experimental set-up for the measurement of transmission loss.

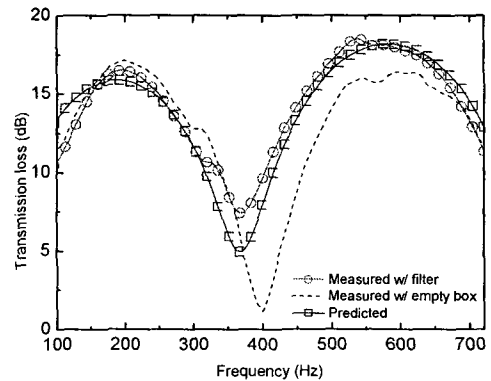


FIG. 4. A comparison of predicted and measured transmission loss.

결과로부터, 필터가 있는 상자와 필터가 없는 상자의 투과 손실은 골(trough)에서 약 7 dB 나 차이가 있었으며, 본 연구에서 제안하는 모델은 필터가 있을 때의 실측치와 최대 2 dB 이내에서 크기가 일치하였다. 또한, 필터가 있는 상자와 필터가 없는 상자의 투과 손실의 골의 주파수는 약 30 Hz 정도 차이가 있었으며, 본 연구에서 제안하는 모델은 필터가 있을 때의 실측치와 주파수가 거의 일치하였다. 전달 손실의 예측은 흡기계 소음 예측에 매우 중요하며, 특히 TL 곡선의 골의 위치는 큰 소음 방사를 나타내므로, 이 위치에서의 주파수 및 소음 감쇠량의 정확한 예측은 매우 의미 있는 일이라 하겠다.

4. 결론 및 토의

공기 여과 필터의 음향학적 특성을 필터가 있는 상자와 필터가 없는 상자의 투과 손실을 비교함으로써 알아보았다. 예측결과와 실험결과가 넓은 주파수 영역에서 잘 일치하는 것을 확인하였다. 상자의 크기로 인한 평면파에 대한 한계가 714 Hz 이며 이 한계를 넘는 예측결과는 의미가 없다. 이와 같은 현상을 해결하기 위해서는 추후 고차모드 음파를 고려한 모델링이 이루어져야 한다.

후 기

본 연구는 BK21 에서 일부 지원을 받았습니다.

참고문헌

[1] J. W. Sullivan and M. J. Crocker, Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities, *J. Acoust. Soc. Am.* **64**, 207-215 (1978).

[2] S. Allam and M. Abom, Transmission of sound in diesel particulate filters, *Proceedings of the 10th ICSV*, 3187-3194 (2003).

[3] E. Dokumaci, Sound transmission in narrow pipes with superimposed uniform mean flow and acoustic modelling of automobile catalytic converters, *J. Sound Vib.* **182**, 799-808 (1995).

[4] E. Dokumaci, Transmission of sound in circular and rectangular narrow pipes with superimposed mean flow, *J. Sound Vib.* **210**, 375-389 (1988).

[5] T. Lucke and H. Fissan, The prediction of filtration performance of high efficiency gas filter elements, *Chem. Eng. Sci.* **51**, 1199-1208 (1996).

[6] J. F. Allard, *Propagation of Sound in Porous*

Media (Elsevier, London, 1993), pp.48-70.

[7] M. L. Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, (John Wiley & Sons, New York, 1987), pp.1-147.

[8] J. Y. Chung and D. A. Blaser, Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory, *J. Acoust. Soc. Am.* **68**, 907-913 (1980).

[9] S. -H. Jang and J.-G. Ih, On the multiple microphone method for measuring in-duct acoustic properties in the presence of mean flow, *J. Acoust. Soc. Am.* **83**, 2429-2438 (1988).