

다공형 소음기에 관한 연구

(A Study on the Perforated muffler)

최 승우¹, 민 경권¹, 이 동훈¹, 권 영필²

I. 서론

자동차 소음의 여러가지 원인중 배기계를 통하여 배출되는 엔진의 폭발음은 소음기에 의하여 원하는 수준으로 줄일 수 있다. 그러나 자동차 공업이 고도로 발전하였음에도 불구하고 소음기의 설계는 아직도 시행 착오적인 방법에 의존하고 있는 실정이다. 엔진 출력의 손실을 최소화 하면서 가장 경제적인 소음기의 개발을 위해서는 음향학적 및 유체 역학적 성능에 관한 체계적인 연구가 필수적이라 할 수 있다.

소음기의 종류는 대별하여 반사(reflective)형과 흡음(dissipative)형으로 분류되어 진다.^(1,2) 그러나 실제 엔진용 소음기로 널리 쓰이는 것은 관에 많은 구멍을 뚫어 만든 다공형 요소를 갖는 소음기이다. 다공형 소음기는 소리를 반사하는 특성뿐 아니라 관의 구멍에서 소리 에너지가 열에너지로 소산되는 흡음특성을 지닌다.

구멍이 집중되어 있을 때 구멍이 연결된 공간을 하나의 Helmholtz 공명기로 해석하면 매우 간단히 해를 구할 수 있다.⁽³⁾ 그러나, 구멍이 관 전체에 걸쳐서 분포된 경우에는 해석이 복잡하게 된다. 최근에는 Sullivan, Crocker⁽⁴⁾, Thawani 와 Jayaraman⁽⁵⁾ 에 의하여 엄밀해적인 연구가 시도되었다. 그러나 엄밀해적인 방법으로는 형상이 복잡하여 지거나 비선형으로 될 때에는 해석이 불가능해진다.

이에 대하여 Sullivan^(6,7) 은 관을 여러개의 요소로 분할한 뒤 각 요소의 전달 행렬을 구하여 총체적인 전달 행렬을 구하는 방법을 이용한 수치해석 알고리즘을 발표하였다.

최근 현⁽⁸⁾은 이러한 알고리즘을 바탕으로 하여 여러 형태의 다공형 소음기의 성능을 예측할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였고 관통형 소음기와 연결형 소음기에 대하여 실험하였으며, 계산과 비교 연구한 바있다.

본 논문은 다공관의 바깥쪽 공간을 칸막이로 분할한 형태의 칸막이형 소음기에 관하여 연구한 것이다. 일차원 해석을 통하여 각 요소의 전달 행렬을 구하여 소음 성능을 계산하고 격판의 위치, 유공률(porosity)등을 변화시키면서 소음기의 성능을 실험하여 계산결과와 비교한 후 결론을 내렸다.

II. 관련 이론

2-1 삽입 손실과 투과 손실

소음기의 성능은 투과손실(transmission loss)이나 삽입 손실(insertion loss)로서 표시를 한다. 투과 손실은 소음기로 입사된 음향동력과 투과된 음향동력의 비로서 정의를 하며 삽입 손실은 소음기가 있을 때와 없을 때의 음압 레벨의 차로써 정의를 한다. 삽입 손실은 소음기에 연결된 흡입관과 배기관의 음향특성을 받으나 투과 손실은 소음기 자체의 특성을 나타낸다.

Fig. 1의 음장을 해석하면 다음과 같이 삽입 손실을 구할 수 있다

$$IL = \text{Log}_{10} \left[\frac{|[(1-R_s R_f)(1-R_t R_f) - R_s R_t T_f]^2 / R_t T_f|^2}{|T_f(1-R_s R_t)|^2} \right] \quad (1)$$

식(1)에서 R_s 는 소음기의 상류쪽으로부터의 흡입관의 복소 반사율, R_t 는 소음기의 하류쪽으로부터의 배기관의 복소 반사율, R_f 는 소음기의 복소 반사율, T_f 는 소음기의 투과율을 나타내며 흡입관과 배기관이 완전 무반사단일 경우, 즉 $R_s=R_t=0$ 이면 삽입 손실과 투과 손실은 같아진다.

투과 손실은 직접 측정할 수 없으므로 양 끝단을 무반사단일함으로써 삽입 손실의 측정으로 구한다.

2-2 수치 모델⁽⁷⁾

구멍이 있는 곳을 Fig. 2와 같이 본지점을 경계로 $N-1$ 개의 요소로 분할하고 한 요소내의 모든 구멍은 본지점에 모여 있는 것으로 가정한다. 본지점에서 관1과 관2에서의 음압 (P_1, P_2), 체적속도 (U_1, U_2), 구멍의 양측에서 음압 (P_{b1}, P_{b2}) 및 구멍을 통한 체적속도 U_b 등 7개의 변수를 취하고 여기에 엔탈피(enthalpy)와 질량(mass)보존식을 적용하면 6개의 방정식을 얻을 수 있으며 다공면의 임피던스 Z_j 를 이용하면 관1과 관2 사이의 다음과 같은 연성식(coupling equation)이 얻어진다.

$$P_{2b_j} = P_{1b_j} - U_{b_j} \cdot Z_j \quad (2)$$

구멍의 임피던스(impedance)는 무차원화된 레지스턴스(resistance) θ 와 리액턴스(reactance) X 에 의하여 다음 식으로 표현된다.⁽⁹⁾

1. 숭실대학교 대학원

2. 숭실대학교

$$Z_j = \rho_0 c (\theta + j X) \quad (3)$$

여기서

$$\theta = 7.337 \times 10^{-3} (1 + 72.23 M) / \sigma \quad (4)$$

$$X = [2.2245 \times 10^{-5} f(1 + 51.0t) (1.0 + 204.0 dh)] / \sigma \quad (5)$$

식 (4)와 식(5) 에서 t 는 관의 두께이고 dh 는 구멍의 지름이며 M 은 다공관을 통과하는 기류의 마하 수를 나타내며 σ 는 유공율(porosity)을 표시한다.

위의 7개의 방정식을 이용하면 3개의 변수, P_{b1}, P_{b2} 와 U_{b1} 를 소거할 수 있고 다음과 같은 전달 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,2j} \\ U_{1,2j} \\ P_{2,2j} \\ U_{2,2j} \end{bmatrix} = [G_j] \begin{bmatrix} P_{1,2j-1} \\ U_{1,2j-1} \\ P_{2,2j-1} \\ U_{2,2j-1} \end{bmatrix} \quad (6)$$

또한, 본지점 j 와 본지점 j+1사이에서 전달 행렬을 얻기위하여 1차원 파동 방정식을 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,2j+1} \\ U_{1,2j+1} \\ P_{2,2j+1} \\ U_{2,2j+1} \end{bmatrix} = [H_j] \begin{bmatrix} P_{1,2j} \\ U_{1,2j} \\ P_{2,2j} \\ U_{2,2j} \end{bmatrix} \quad (7)$$

각 본말요소에 대해서 전달행렬을 모두 계산한 다음 $x = 0$ 와 $x = L$ 사이에서 다음과 같이 전달행렬 [T] 를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,2N} \\ U_{1,2N} \\ P_{2,2N} \\ U_{2,2N} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} P_{1,1} \\ U_{1,1} \\ P_{2,1} \\ U_{2,1} \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서

$$[T] = [G_N] \sum_{k=1}^{N-1} [H_k] [G_k] \quad (9)$$

이다.

Fig. 3의 (A)와 같이 칸막이가 없는 경우에는 관 2의 양끝의 임피던스

$$Z_{2,2n} = \frac{P_{2,2n}}{U_{2,2n}} = i \left(\frac{\rho_0 c}{S_2} \right) \cot k a \quad (10)$$

$$Z_{2,1} = -\frac{P_{2,1}}{U_{2,1}} = -i \left(\frac{\rho_0 c}{S_2} \right) \cot k b \quad (11)$$

를 이용하여 식(8)에서 $P_{2,1}$ 과 $U_{2,1}$ 을 소거하면 4단자 행렬 [S]를 구할 수 있으며 네 변수 와 전달행렬 [S]사이에는 다음 관계로 정의 된다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,2n} \\ U_{1,2n} \end{bmatrix} = [S] \begin{bmatrix} P_{1,1} \\ U_{1,1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Fig. 3 의 (B) 와 같은 칸막이형 소음기는 두 개의 다공형 소음기가 이어져 있다고 볼 수 있다. 따라서 총체적인 전달행렬 [P] 를 3개의 사단자 전달행렬의 곱으로 생각할 수 있다.

$$[P] = [P]_1 [P]_N [P]_2 \quad (13)$$

여기서 사단자 행렬 $[P]_1$ 과 $[P]_2$ 는 다공형 소음기의 경우에 대한 것이며 $[P]_N$ 은 직관의 경우에 관한 것이다.

위와 같은 방법으로 총체적인 사단자 전달 행렬이 얻어지면 소음기의 연결관의 단면적이 같은 $S_1=S_2$ 경우에 다음과 같이 투과 손실을 구할 수 있다.

$$TL = 20 \text{ Log}_{10} [1/2 | M_{11} + S_2/\rho_0 c M_{12} + \rho_0 c/S_1 M_{21} + M_{22} |] \quad (14)$$

여기서 행렬요소 $M_{11}, M_{12}, M_{21}, M_{22}$ 는 사단자 전달행렬 [S], 혹은 [P] 의 행렬요소이다.

II. 실험

실험 장치는 Fig. 4 와 같다. 소음기의 내경은 71 mm 이고 소음기안의 다공관의 길이는 200 mm, 내경 20 mm, 외경 22 mm 이며 소음기와 연결된 관은 내경 20 mm, 두께 1 mm 의 스테인레스 관이며 소음기의 외벽은 아크릴로 제작하였다.

음원은 음원 발생기에서 나오는 소리를 증폭기에서 증폭시킨후 관에 연결된 드라이버 유닛으로 광대역음(wide band noise, 100-10 KHz)을 발생시켰다.

유동이 없을 경우에는 16 Ω , 35 W 드라이버유닛을 이용하였다.

유속이 있을 때는 좀 더 출력을 높이기 위하여 100 W, 8 Ω 의 드라이버유닛으로 음원을 공급하였다.

음압은 안지름 1.5 mm 바깥지름 2 mm 의 탐침관을 부착한 지름 1 인치 콘덴서 마이크로폰(condenser microphone)을 이용하였다. 마이크로폰에서 sound level meter 를 거쳐 F.F.T. 에 의하여 신호를 분석하였다. 신호의 분석은 해상도(resolution)를 50 Hz 로 놓고 측정하였으며 50 Hz 부터 6000 Hz 까지 투과 손실을 측정하고 이론치와 비교하였다.

기류는 압축기를 이용하여 공급하며 유속의 측정 은 외경 2mm의 피토관을 소음기전 10 cm 의 위치에 설치하고 해상도가 2 m/s 인 마이크로 마노미터(micro manometer)에 연결하였다.

구멍의 지름은 2.1 mm 와 2.3 mm 의 두 경우가 있으며 관의 둘레에 일정한 간격으로 뚫었으며 유공율 2.1 %, 3.3 %, 4.0 % 의 경우에 대하여 실험하였다. 또한 유속이 있을 때는 마하수가 0.01, 0.03, 0.05 일 경우에 대해서 실험을 하였다.

또한 단순 팽창형 소음기(simple expansion chamber)에 대하여서도 같은 실험을 행하였다.

V. 결과 및 고찰

먼저 칸막이가 없는 관통형 소음기의 경우에 있어서 유속이 없는 경우에 서로 다른 유공률에 관하여 투과손실을 Fig. 5 에 도시 하였다. 그림에서 보듯이 이론으로 계산한 값과 실험으로 측정한 투과 손실이 거의 잘 일치함을 볼 수 있다. 또한, 유공률이 증가함에 따라 최대성능을 나타내는 대역이 점차 고주파 영역으로 옮겨가는 것을 알수 있으며 더 높은 주파수 영역에서는 투과 손실이 매우 낮아지는 것을 알 수 있다.

Fig. 6 과 Fig. 7 은 관통형 소음기를 칸막이로 두 부분으로 나누고 각각의 길이의 변화에 따른 투과 손실을 나타낸 것이다. Fig. 6 은 칸막이를 소음기 입구에서 부터 전체길이의 약 1/4의 지점에 설치한 것이며, Fig. 7 은 칸막이를 중간에 설치한 것이다. 이론과 실험은 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있다. Fig. 5 와 비교할 때 같은 다공관을 이용하고 사이에 칸막이를 하나 더 설치함으로써 투과 손실을 현저히 크게 할 수 있음을 알 수 있으며, 또한 대역폭이 확대되는 것을 알 수 있다.

유동이 있는 경우에 있어서 이론계산은 관의 임피던스로 식(4)를 적용하였으며 식(4)에서 M 은 관을 통과하는 기류의 마하수로서 구멍을 관통하여 흐르는 기류는 무시되었다. Fig. 8 은 소음기 통과 유속의 마하수가 0.01, 0.03, 0.05 로 변할때 칸막이가 없는 소음기의 투과손실의 이론과 실험을 비교한 것이며 Fig. 9 와 Fig. 10 은 칸막이를 소음기의 중간 부분에 설치한 칸막이형 소음기에 대하여 유공률을 변화시킨 경우이다.

V. 결론

이 상과 같이 칸막이가 있는 다공형 소음기의 소음 성능을 예측할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하고 성능 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

첫째, 격판이 있는 경우의 소음기 성능의 수치 계산과 측정값은 비교적 잘 일치하므로 본 수치 모델은 소음기 설계에 활용될 수 있다.

둘째, 같은 치수의 다공형 소음기를 칸막이로 나누면 소음 성능이 현저히 향상된다.

References

1. Lewis H. BELL, "Industrial Noise Control", MARCEL DEKKER, 1982
2. Jeong-Guon Ih and Byung-Ho Lee, J. Acous. Soc. Am. 77(4), pp1377-1388, April, 1985
3. Lawrence E. Kinsler, "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons, 1982

4. J.W. Sullivan and M.J. Croker, "Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities", J. Acous. Soc. Am. 64 pp207-215, 1978
5. P.T. Thawani and Jayaraman, "Modeling and applications of straight-through resonators", J. Acous. Soc. Am. 73(4), pp 1387-1389, 1983
6. J.W. Sullivan, "A method for modeling perforated tube muffler components. I. Theory", J. Acous. Soc. Am. 66, pp 772-778, 1979
7. J.W. Sullivan, "A method for modeling perforated tube muffler components. II. Application", J. Acous. Soc. Am. 66, pp 779-788, 1979
8. 현길학, "다공형 소음기의 성능에 관한 연구", 숭실대학교 석사학위논문, 1988
9. K. N. Rao and M. L. Munjal "Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow", J.S.V. 108(2), pp 283-295, 1986
10. M.L. Munjal, "Acoustics of Ducts and Muffler, with application to exhaust and ventilation system design", JOHNWILEY & SONS 1987.
11. Leo.L. Beranek. "Noise Reduction", McGraw-Hill
12. Larry J. Eriksson, "Noise Control in Internal Combustions"

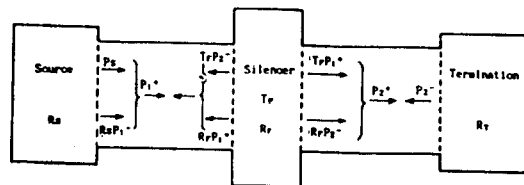


Fig. 1 Model for the transmission loss with arbitrary source and termination

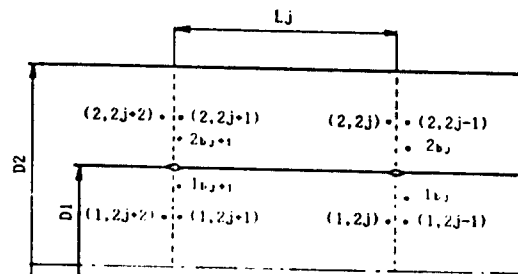


Fig. 2 Numerical model for a segment of perforated tube muffler

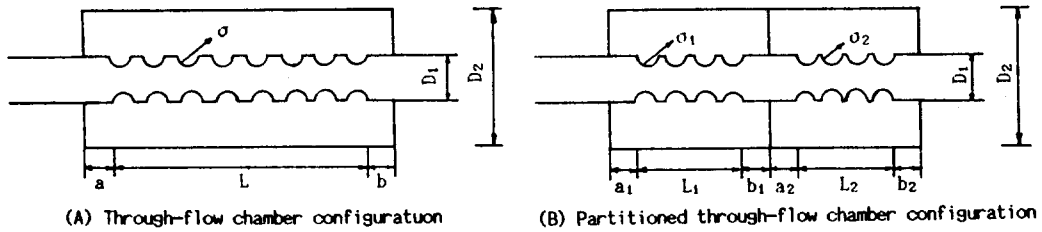


Fig. 3 Perforated tube muffler

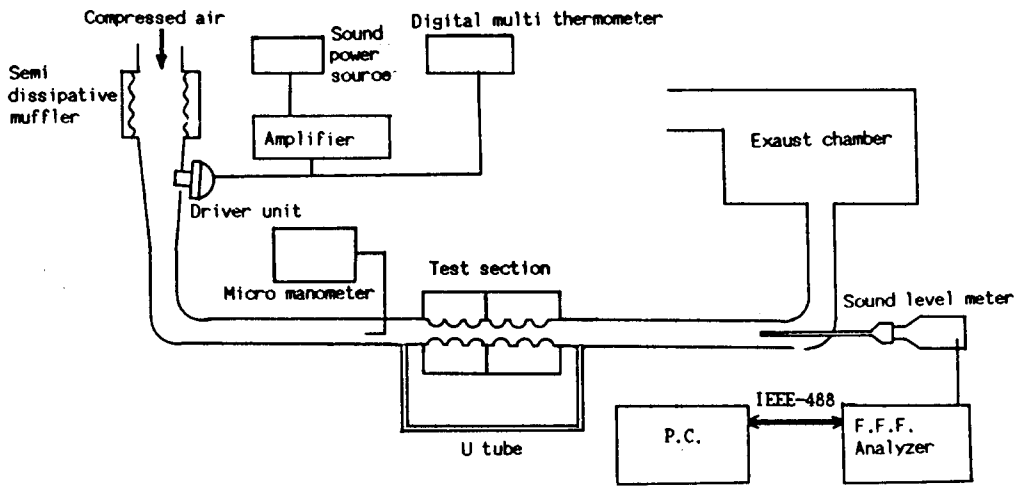


Fig. 4 Schematic diagram of the experimental apparatus

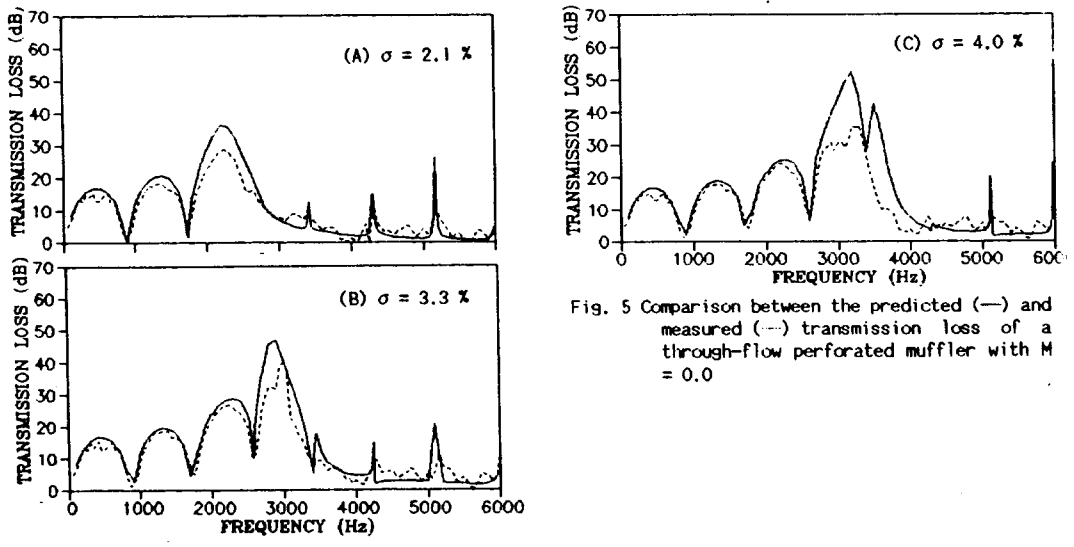


Fig. 5 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with $M = 0.0$

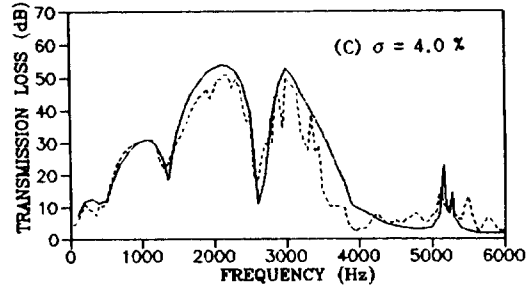
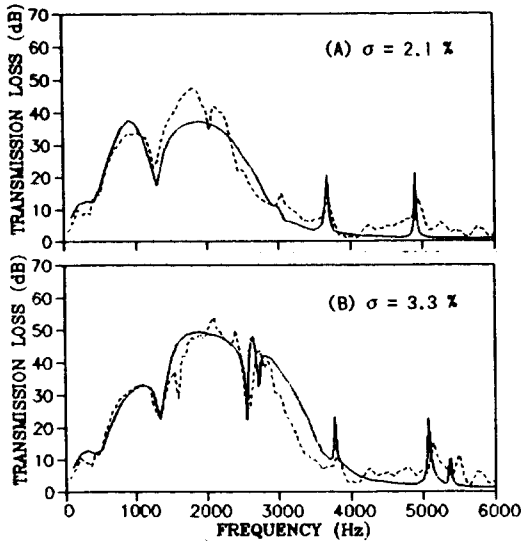


Fig. 6 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with a partition at a quarter point from the inlet with $M = 0.0$

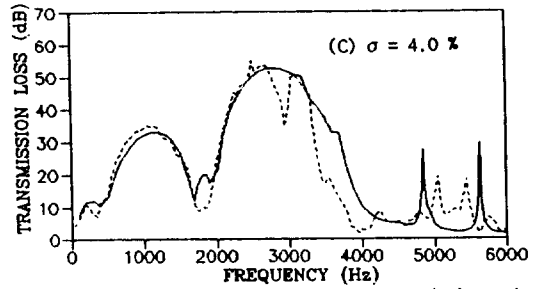
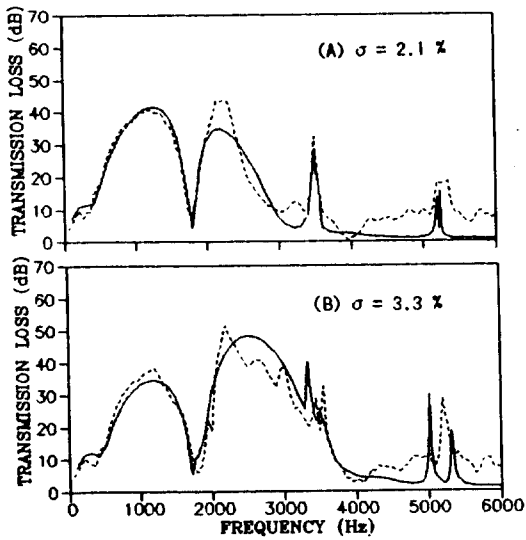


Fig. 7 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with a partition at a half point with $M = 0.0$

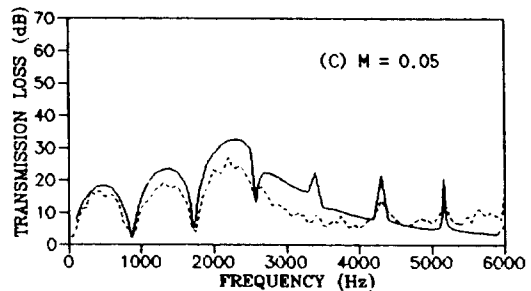
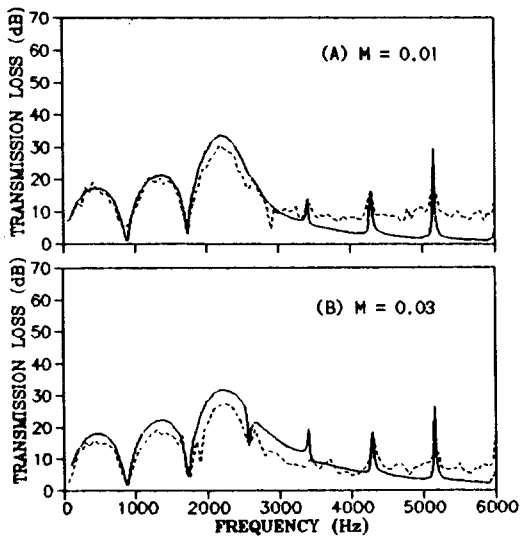


Fig. 8 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with mean flow for $\sigma = 2.1\%$

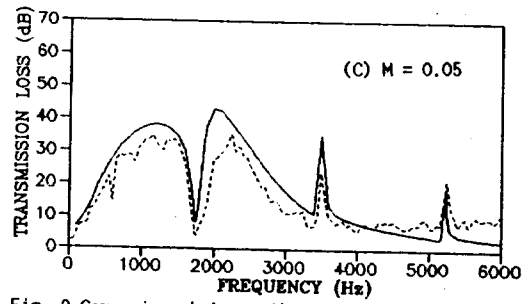
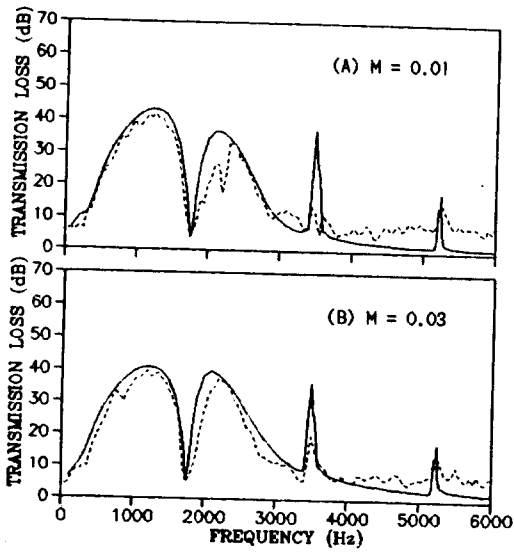


Fig. 9 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with partition at a half point for $\sigma = 2.1\%$

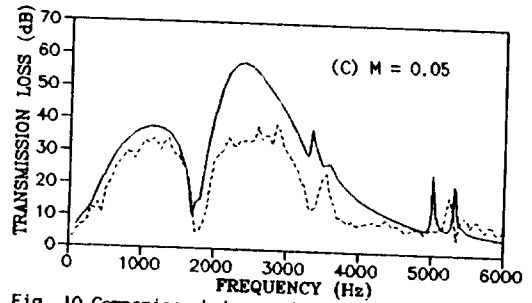
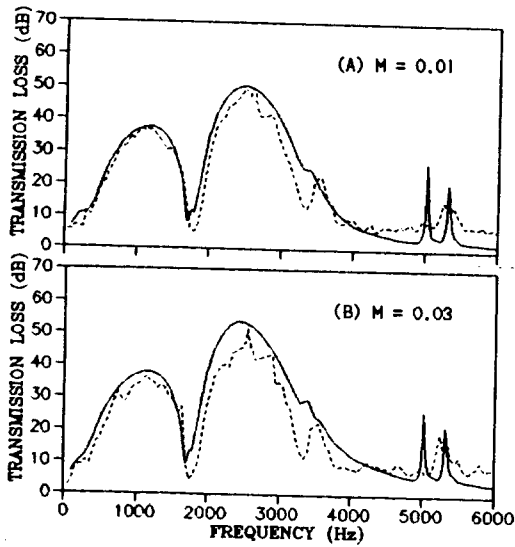


Fig. 10 Comparison between the predicted (—) and measured (---) transmission loss of a through-flow perforated muffler with partition at a half point for $\sigma = 3.3\%$