

< 논 문 >

하이브리드 방법을 이용한 배기계 소음 해석

Noise Analysis of Intake System by Hybrid Method

이 장 명* · 한 성 수** · 임 학 종***

Chang-Myung Lee, Sung-Su Han and Hak-Jong Lim

(1998년 10월 21일 접수 ; 1999년 2월 10일 심사완료)

Key Words : 4-Pole Parameter(4단자 정수), Finite Element Method(유한요소법), Hybrid Method(하이브리드 방법), Transmission Loss(투과손실)

ABSTRACT

4-Pole parameter method based on an acoustic theory is very popular for the analysis of the acoustic behavior of the car exhaust system. However, this method is applicable only for the simple shape of acoustic elements of the muffler. Numerical methods such as FEM(Finite Element Method) or BEM(Boundary Element Method) can also provide acceptable results for the acoustic analysis of the car exhaust system. Even though these numerical methods have benefits for the analysis of complicated shape of acoustic elements of the muffler, time consuming is another problem during modeling and numerical calculation. Combining benefits of both methods, the new code called the hybrid method for car exhaust system is introduced. And the developed code is utilized for calculation of the transmission loss of a main muffler of an automobile comparing with the experimental results.

1. 서 론

배기계의 소음은 일반적으로 배기관 벽면의 진동에 의해 발생하는 표면 방사음과 소음기 끝단에서 방사되는 배기 토출음으로 크게 나눌 수 있다. 이중 배기 토출음은 소음기 내부의 적절한 회로 구성에 의하여 소음 저감 효과를 얻을 수 있다.

배기 토출음을 줄이기 위해서 지금까지는 대부분 실험적이거나 시행 오차에 의해 이 작업을 수행하여 왔다. 그러나 최근 들어서 배기계를 구성하는 음향

학적 요소들에 대한 이론이 확립되어 감에 따라 선형음향이론을 근거로 이들 요소들을 조합하여 사용하는 방법이 많이 사용되고 있다.

현재 자동차 배기계 음향 성능 해석에 가장 많이 사용되고 있는 방법으로는 평면파(plane wave) 이론에 의한 4단자 정수법(4-pole parameter method)이다. 이는 전체 음향 시스템을 해석하는데 시간이 상당히 적게 소요될 뿐만 아니라 평균 유속 및 열-점성 손실 등의 효과를 고려할 수 있다. 또한 전체 음향 시스템의 구성을 변경시키는 것이 매우 쉬울 뿐만 아니라 요소에 따라 고차모드를 고려할 수 있다. 그러나 복잡한 형태의 다양한 음향 요소로 구성된 소음기를 해석하기에는 한계가 있다. 따라서 다른 대안으로 제시되고 있는 방법이 수치해석적 방법이다.⁽¹⁾ 수치해석적 방법으로는 유한요소법(finite

* 정회원, 울산대학교 공과대학 자동차공학과

** 울산대학교 대학원 자동차공학과

*** 세종공업(주)

element method)과 경계요소법(boundary element method)이 많이 이용되고 있다. 수치해석적 방법들을 이용하면 소음기의 형상에 구애받지 않고 정확한 해석을 할 수 있다는 장점이 있다. 하지만 배기계 전체에 대한 소음 해석시에 상당히 많은 시간과 전문성이 요구된다. 또한 컴퓨터 하드웨어 성능의 제한과 상용 프로그램의 높은 가격으로 인하여 비효율적인 경우가 많다. 이러한 비효율성을 줄일 수 있는 한 방안으로 소음기내의 각각의 음향요소들에 대한 4단자 정수들을 수치해석적인 방법을 이용하여 구한 결과로 음향 성능을 해석하는 것이다. 이 방법은 소음기 전체를 수치해석적으로 해석할 때 보다 시간이 단축될 뿐만 아니라 수정이 용이하다. 하지만 이 또한 모든 음향요소들은 수치해석적으로 계산을 하여야 하기 때문에 평면파 이론을 이용하여 음향성능을 표시하는 방법 즉 수식적으로 4단자 정수를 구하는 방법보다 효율성이 떨어진다.

따라서 본 연구에서는 두 가지 방법의 단점을 서로 보완하여 효과적으로 소음기의 음향성능을 표시할 수 있는 하이브리드 방법을 제시하고 이의 효율성을 실제의 소음기를 이용하여 검증한다. 일반적인 경우 수식적으로 4단자 정수를 구할 수 있는 요소들은 Fig. 1에 나타난 것과 같은 단순 형상에 대해서만 가능하다. 하지만 실제의 소음기는 Fig. 2와 같은 형상의 음향요소들로 구성되어 있다. 이 경우 Fig. 1에 나타난 음향요소들은 수식적으로 4단자 정수를 구하고 Fig. 1에 나타난 음향요소들로 계산이 불가능한 요소들만 수치해석적으로 4단자 정수를 구하면 소음기 해석시에 계산 시간의 단축과 해석의 정확도를 높일 수 있음을 실제 소음기 모델에 적용하고 실험으로 검증한다.

2. 4단자 정수법 및 Hybrid 방법

4단자 정수법으로 알려진 전달 행렬법(transfer matrix method)은 전기-음향의 상사 원리에 의해서 음향 시스템을 동등한 전기 회로로 표현하고 그 음향 시스템 전체의 성능을 구하는 방법이다. 특히 전기 공학에서 주로 사용하는 임피던스 개념을 도입하여 음향 시스템의 성능을 평가하는 방법이다. 이 방법은 행렬의 곱셈 연산을 이용하므로 계산이 간단하고, 여러 가지 형태의 음향 요소로 조합이 된 배기계에 적용이 가능하므로 많이 사용되고 있다.

음향 요소 양면의 상태 변수(state variable)들의 관계를 표현하기 위하여 음압 p 와 질량 속도 v 를

두 개의 변수로 둔다. 그러면 임의의 음향 요소에 대한 전달 행렬의 관계식을 아래와 같이 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서, T_{11} , T_{12} , T_{21} , T_{22} 는 4단자 정수이고, 첨자 1과 2는 음향 요소의 입구와 출구를 의미한다.

실제로 배기계에 사용되는 소음기는 몇 가지 음향 요소의 조합으로 구성되어진다. 따라서 각각의 음향 요소의 전달 행렬 $[T]$ 를 구해 배기계 전체의 전달 행렬 $[T_{total}]$ 을 아래의 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} p_n \\ v_n \end{bmatrix} &= [T_n][T_{n-1}] \cdots [T_2] \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \\ &= [T_{total}] \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 구한 배기계 전체의 4단자 정수 $[T_{total}]$ 을 사용해 다음 식으로 투과손실을 구할 수 있다.

$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{2} \left(\left| T_{11} + \frac{T_{12}}{\rho c} + T_{21} \rho c + T_{22} \right| \right) \right] \quad (3)$$

Fig. 1은 4단자 정수를 수식적으로 표현을 할 수 있는 대표적인 음향 요소들이다. 이 중 한 예로서, 직선관에 대한 4단자 정수는 식 (4)와 같이 표현되는 것으로 알려져 있다.

$$[T] = e^{-ik_c M l} \begin{bmatrix} \cos k_c l & iY \sin k_c l \\ \frac{1}{Y} i \sin k_c l & \cos k_c l \end{bmatrix} \quad (4)$$

- 여기서, l = 파이프의 길이
- M = 마하수
- k = ω/a
- k_c = 유동흐름에 대한 파수
- $= \frac{k}{1-M^2}$
- Y = 특성임피던스

Fig. 1의 다른 요소들에 대해서도 직선관과 같이 4단자 정수를 구하는 계산식이 이미 개발되어 투과손실 예측에 사용되고 있다. 이때 각 음향 요소들의 4단자 정수를 구하는 식들은 평균 유속 및 열-점성 손실 등의 효과를 모두 고려할 수 있다.⁽²⁻⁵⁾ 또한 단순확장관과 역류형 소음기의 경우에는 고차모드까지 고려할 수 있다.

위에서는 수식으로 4단자 정수를 구할 수 있는 음향 요소들이 소개되었다. 하지만 실제 자동차 배기

계 소음기에는 복잡하고 다양한 형상의 음향 요소가 사용되고 있기 때문에 수학적인 4단자 정수법만으로는 정확한 해석 결과를 얻을 수 없다.

Fig. 2에 실제 자동차 소음기에 많이 사용되고 있으나 수식적으로 4단자 정수를 구할 수 없는 몇 가지 요소들을 예로 보여 주고 있다. 이들 요소들은 편위(offset), 역류형 소음기에서의 연장관(extended

	Stright pipe		Reversal expansion
	Simple expansion		Reversal contraction
	Simple contraction		Helmholz resonator
	Extended inlet		Concentric hole-cavity resonator
	Extended outlet		Partially perforated expansion plug
	Cross flow expansion element		Reverser chamber

Fig. 1 Acoustic elements (I)

	Offset된 extended inlet, extended outlet
	Offset된 extended inlet
	Outlet이 병렬로 연결된 reverse chamber
	Inlet, outlet이 있는 reverse chamber

Fig. 2 Acoustic elements (II)

inlet, extended outlet), 병렬 요소 등으로 인해 수학적인 4단자 정수법으로 정확한 해석이 불가능하다. 결국 이들 음향 요소들은 수치해석적 방법을 사용해야한다. 수치해석적 방법은 기존의 수학적인 4단자 정수법과는 달리 음향 요소의 형상에 구애 받지 않고 정확한 해석을 할 수 있다는 장점이 있다. 물론 전체의 음향 시스템을 모델링하는 방법이 최선이겠으나 이렇게 하는 데에는 많은 시간과 전문성 및 고성능의 컴퓨터 하드웨어가 필요하다. 특히 경계요소법의 경우에는 평균 유속의 효과, 열-점성의 손실 등을 고려한 식이 유도가 되어 있지 않기 때문에 이러한 효과를 표현할 수 없는 문제점도 있다.

따라서 수학적으로 4단자 정수법을 적용하기 어려운 음향 요소에 대해서만 수치해석적인 방법으로 대처한다면, 두 가지 방법의 단점을 서로 보완할 수 있게 되어 배기계 해석의 강력한 도구로 사용될 수 있다.

3. 하이브리드 방법의 적용

Fig. 3은 하이브리드 방법을 적용할 소음기의 실물사진이다.

Fig. 4는 Fig. 3에 보인 모델의 대략적인 구성도

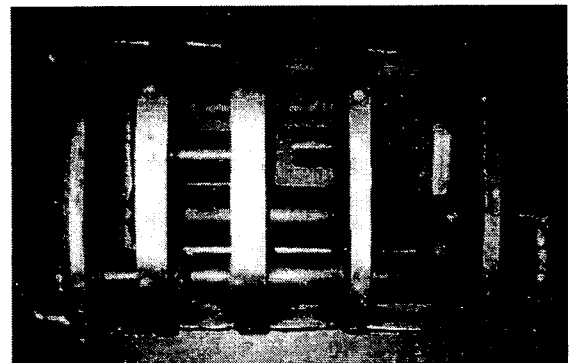


Fig. 3 A photograph of muffler

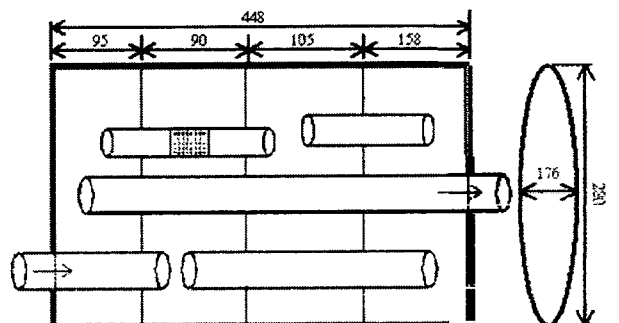


Fig. 4 Schematic diagram of a muffler

이다. 이렇게 복잡하고 다양한 음향 요소로 구성된 소음기를 기존의 수학적 4단자 정수법만을 이용해서는 충분히 정확한 해석결과를 얻기가 어렵다. 또한 소음기 전체를 수치해석적인 방법만으로 모델링하여 해석을 하고자 할 경우, 모델링시 많은 시간이 필요할 뿐만 아니라 많은 계산 시간이 소요된다. 특히 천공형 음향 요소의 경우에는 모델링과 해석에 많은 어려움이 따른다. 그래서 상대적으로 효율적인 하이브리드 방법을 적용하여 본다.⁽⁶⁾ 본 논문에서는 하이브리드 방법의 효용성을 검증하는데 주안점을 두므로 소음기의 소음 성능 예측에 변수로 작용할 수 있는 온도의 영향은 배제한다.

Fig. 5에서는 Fig. 4의 전체 소음기를 음파의 흐름 순서에 따라 구성하고 있는 음향 요소를 나누었다. 그림에서 보듯이 해석하고자 하는 소음기는 모

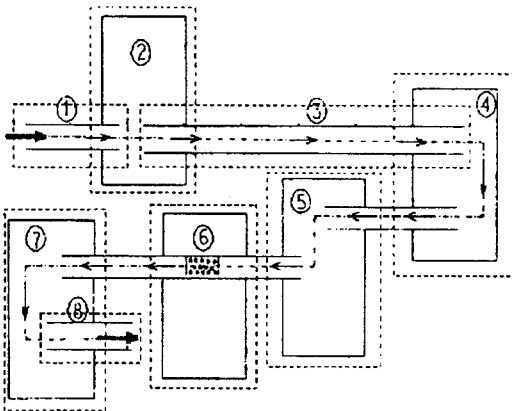


Fig. 5 Acoustic flow of the given muffler system

Table 1 Acoustic elements of the given muffler system

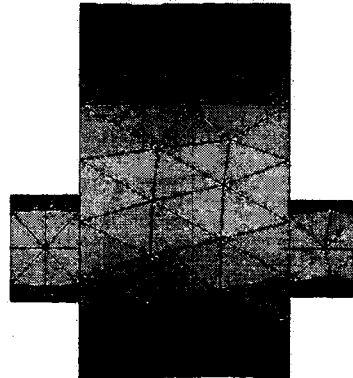
번호	음향 요소
1	직선관
2	Offset된 연장관형 소음기
3	직선관
4	Inlet-outlet된 reverse chamber
5	Offset된 연장관형 소음기
6	다공형 소음기
7	Inlet-outlet된 reverse chamber
8	직선관

두 8개의 음향 요소로 구성되어 있다. Table 1은 이들 8개의 음향 요소들에 대한 설명이다.

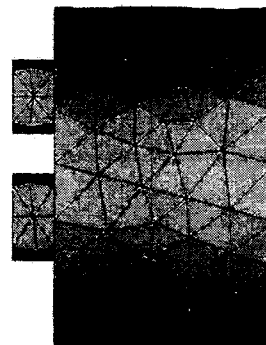
전체 8개의 음향 요소 중 2개 즉 2, 5번 요소는 연장관의 입·출구관이 중심에서 편위가 되었기 때문에 수식으로 4단자 정수를 구할 수 없다. 편위가 있는 소음기의 특징은 고주파 대역에서 모드 밀도가 증가해 고주파 영역의 소음 감소에 효과적이다. 하지만 이 효과를 수식으로 표현할 수 없어 수식적 4단자 정수법으로는 정확한 해석이 어렵다.

또한 4, 7번 요소에서 보여지는 역류형(reverse chamber) 소음기는 수식적인 4단자 정수법으로 고차 모드까지 고려할 수 있는 장점이 있으나, 연장관의 효과를 고려하면서 수식적으로 표현하기에는 어려움이 있다.⁽⁷⁾ 연장관은 특정 주파수에서 소음 저감의 효과를 나타내는 특징이 있다.

역류형 소음기는 유체의 흐름 및 음파의 진행 방향을 반대로 바꿔 단순 확장형 소음기에 비해 특히 저주파에서 투과 손실이 크다. 하지만 큰 배압을 유발시키므로 엔진 성능을 저하시키는 단점이 있다.



Element 2 (extended inlet, outlet)



Element 4 (reverse chamber)

Fig. 6 FEM model of element 2 and element 4

이들 복잡한 형상의 요소들은 유한 요소법을 이용하여 4단자 정수를 구하고, 이외 직선관과 천공형 소음기는 이미 확립되어 있는 수학적 방법으로 4단자 정수를 계산한다.⁽⁸⁾

Fig. 6은 하이브리드 해석에 사용된 유한 요소 모델들 중 일부인 2, 4번 요소이다. 4단자 정수를 구할 때 모델에 주어지는 경계 조건은 입구에는 일정한 속도를 주고 출구에는 속도가 0인 조건과 출구에 음압이 0인 조건 두 가지이다.⁽⁷⁾ 이들 조건에서 식 (5)를 통해 4단자 정수를 추출할 수 있다. Fig. 7은 이 중 요소 2에 대해 4단자 정수를 추출한 결과이고, 4, 5, 7번 요소도 같은 방법으로 4단자 정수를 각각 추출해 낼 수 있다.

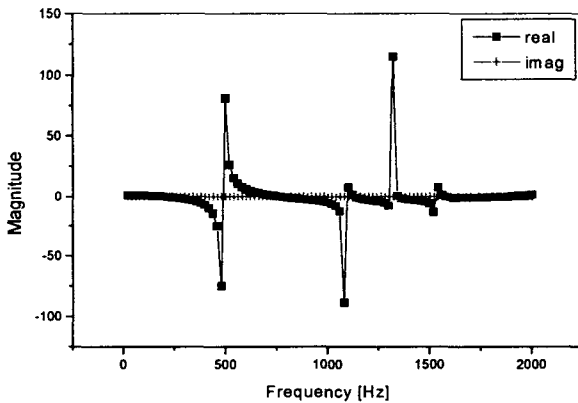
$$T_{11} = \frac{P_{in}}{P_{out}} \Big|_{v_{out}=0}, \quad T_{12} = \frac{P_{in}}{V_{out}} \Big|_{P_{out}=0} \quad (5)$$

$$T_{21} = \frac{V_{in}}{P_{out}} \Big|_{v_{out}=0}, \quad T_{22} = \frac{V_{in}}{V_{out}} \Big|_{P_{out}=0}$$

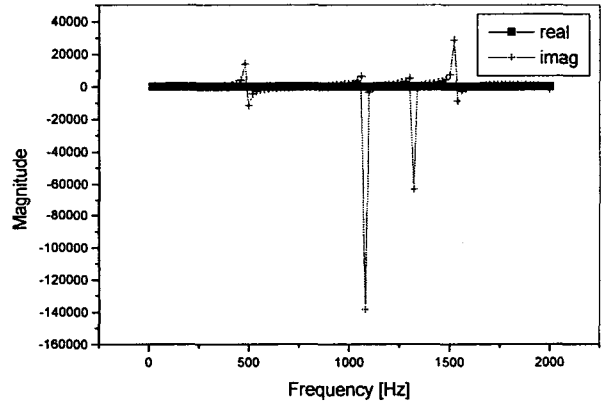
Fig. 8은 소음기의 모든 음향 요소들의 입·출구

관이 정중앙에 위치하고 있다는 가정하에 Fig. 1의 요소들만 적용한 결과이다. 하지만 입·출구관이 단면의 중심에서 편위된 요소들은 횡방향 고차 모드의 영향을 받기 때문에 평면파의 가정이 벗어난다. 단면의 고유주파수를 수치해석적인 방법으로 구해보면 906 Hz, 1,131 Hz, 1,619 Hz, 1,711 Hz 등이다. 따라서, 이 모델은 906 Hz에 있는 횡파 모드의 영향을 받게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 평면파 이론에 의한 4단자 정수법을 이용한 해석 결과와 실험 결과를 비교해 보면 약 700 Hz 이상의 주파수에서는 상당히 부정확함을 알 수 있다. 700 Hz 이상에서 부정확한 이유는 소음기 내부 방의 길이가 단면의 직경에 비해 상당히 짧아서 평면파만 존재한다는 가정을 잘 만족시키지 못하기 때문이다.⁽⁷⁾

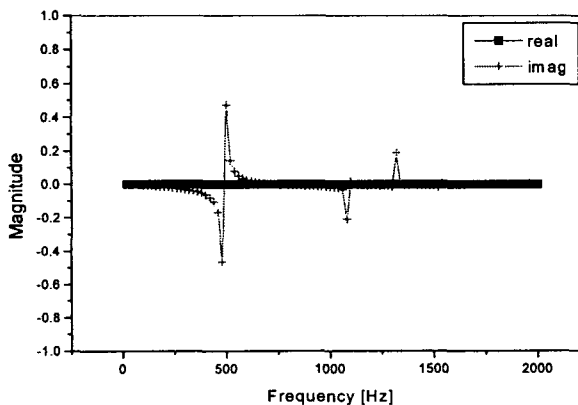
반면 Fig. 9와 Fig. 10은 하이브리드 방법을 이용한 해석 결과와 실험 결과의 비교이다. 9에서는 2번과 4번 요소만 유한요소법을 적용했고, Fig. 10에서는 2, 4, 5, 7번 모두 4개의 요소에 대해 유한요소법을 적용했다.



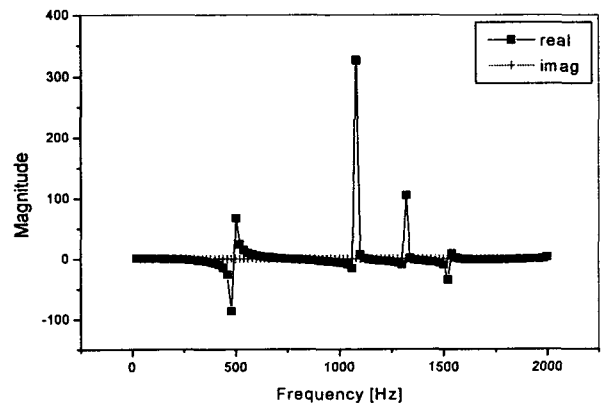
(a) Coefficient A



(b) Coefficient B



(c) Coefficient C



(d) Coefficient D

Fig. 7 4-pole parameter of element 2

두 그래프 모두 Fig. 8에 비해 충분한 정확도를 보이고 있다. 또한 보다 많은 요소에 유한요소법을 적용한 Fig. 10이 Fig. 9보다 정확도가 더 높아지는 것을 알 수 있다. 유한요소법을 사용하면 편위의 효

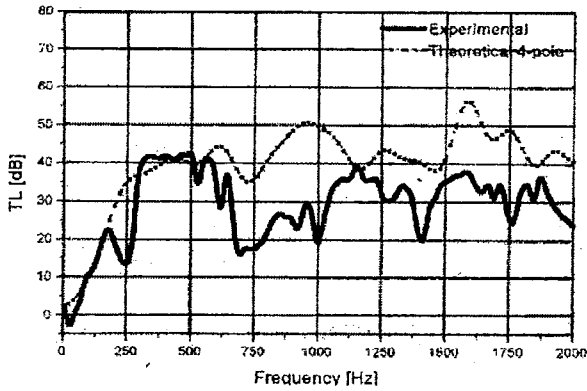


Fig. 8 Comparison of experimental work & theoretical solution

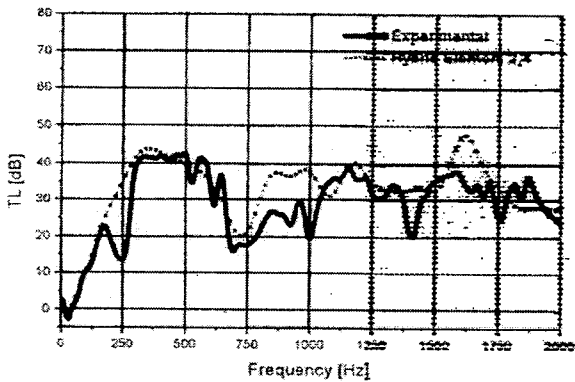


Fig. 9 Comparison of experimental work & hybrid method (FEM analysis : element 2, 4 of Table 1)

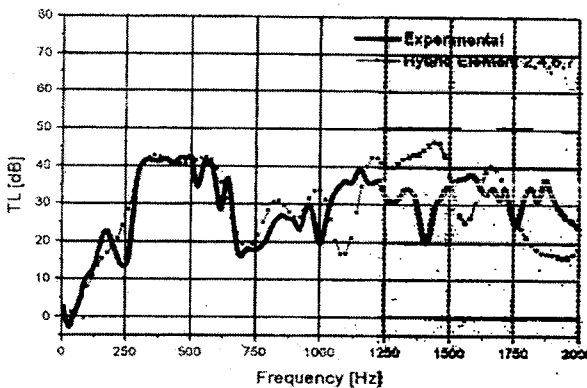


Fig. 10 Comparison of experimental work & hybrid method (FEM analysis : element 2, 4, 5, 7 of Table 1)

과를 고차 모드까지 고려할 수 있고, 역류형 소음기에 있는 연장관의 효과도 잘 표현할 수 있기 때문이다. 730~750 Hz 부근에 발생하는 골은 2, 4, 5, 7번 요소들 각각의 첫 번째 골의 위치와 일치하기 때문에 나타난다. 두 번째 나타나는 1,100 Hz 부근의 골도 이들 요소들에서 공통적으로 나타나는 골의 주파수 위치와 일치한다.

본 해석에서는 6번 요소인 다공형 소음기의 입·출구관이 실제로는 편위가 되어 있으나, 단면의 중심에 위치해 있다는 가정하에 해석을 수행하였다.⁽⁹⁾ 따라서, 실험과의 차이를 다소 줄이기 위해선 6번 요소의 편위 효과를 고려해야 할 것이다. 다공형 소음기도 수치해석적인 방법으로 해석을 할 수 있으나, 많은 시간과 노력이 요구되는 단점이 있다. 이를 극복하기 위하여 실험적인 방법으로 다공형 음향요소에 대한 4단자 정수를 구하는 것도 하나의 방안이 될 수 있다.

4. 결 론

수식적인 4단자 정수법과 수치해석적인 방법의 장점을 결합한 하이브리드 방법을 이용해 실제 소음기의 성능을 해석하였다. 소음기 연장관 요소의 경우 수학적 4단자 정수법을 적용할 때 평면파만 존재한다는 가정과 함께 편위가 안 되었다고 가정을 하였다. 또한 역류형 소음기의 경우에도 연장관이 없다는 가정을 하였기 때문에 전체 투과 손실에서 실험 결과와의 비교 시에 정확도가 떨어졌다. 이 요소들을 수치해석적인 방법을 사용함으로써 정확도를 높일 수 있었다. 또한 더 많은 요소들에 수치해석적인 방법을 사용하면 정확도가 보다 높아짐을 확인하였다.

하이브리드 방법은 수식적인 4단자 정수법만을 사용하는 것에 비해 정확도 면에서 우수함을 확인하였다. 또한, 소음기 전체를 한번에 수치해석적인 방법으로 해석하는 방법에 비해서는 시간과 노력에서 효율적임이 확인되었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 울산대학교 지역 협력 연구센터(RRC)의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- (1) Cheng-I James Young, Malcolm, J. Croker.,

- 1975, "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the Finite-Element Method", J. Acoustic. Soc. Am., 57, pp. 144~148.
- (2) Yang-Hann Kim, Jae-Woong Choi, 1990, "Acoustic Characteristics of an Expansion Chamber With Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient(Theory and Numerical Simulation)", ASME, Vol. 112, pp. 460~467.
- (3) Prasad M. G., Malcolm, J. Croker., 1981, "Evaluation of Four-Pole Parameters for a Straight Pipe with a Mean Flow and a Linear Temperature Gradient", J. Acoustic. Soc. Am., 69(4), pp. 916~921.
- (4) Munjal, M. L., 1975, "Velocity Ratio Transfer Matrix Method for the Evaluation of a Muffler with Mean flow", J. Sound and Vibration, 39, pp. 109~115.
- (5) Eriksson, L. J., and Thaw, P. T., "Theory and Practice in Exhaust System", SAE Paper No. 850982.
- (6) C. M Lee, O. S Kwon, 1995, "An Analysis of Intake System using BEM and 1-D Solution", SAE Paper No. 953708.
- (7) J.-G.Ih and B.-H.Lee, 1987, "Theoretical Prediction of the Transmission Loss of Circular Reversing Chamber Mufflers", J. Sound Vib., Vol. 112, pp. 261~272
- (8) Yang-Hann Kim, Jae-Woong Choi, 1991, "General Solution of Acoustic Wave Equation for Circular Reversing Chamber with Temperature Gradient", J. Vibration and Acoustic., pp. 543~550
- (9) Sullivan, J.W., 1979, "A Method of Modeling Perforated Tube Muffler Components II. Application", J. Acoustic. Soc. Am., 66(3), pp. 779~788.
- (10) Kinslet, L. E., Frey, A. R., Coppins, A. B. and Sanders, J. V., 1980, Fundamentals of Acoustics, chap. 10.
- (11) Munjal, M. L., 1987, Acoustic of Ducts and Mufflers, Chap. 1., Chap. 2.