

〈논 문〉

자동차 흡기소음저감을 위한 설계기법에 관한 연구 (2) — 흡기계의 사양 개선 —

오재응* · 한광희** · 김상헌***

(1997년 3월 11일 접수)

The Design Technique for Reducing the Intake Noise of Vehicle (Part II) — Improvement of the Specification —

Jae-Eung Oh, Kwang-Hee Han and Sang-Hun Kim

Key words : Intake Noise(흡기소음), Transmission Loss(전달손실), Insertion loss(삽입손실), Transfer Matrix Method(전달행렬법), Two-Microphone Method(두-음향 탐촉자법), Acoustic Finite Element Analysis(음향 유한요소해석)

ABSTRACT

The intake noise, a major source of vehicle noises, has rapidly become a noticeable, and has been studied to reduce the level. Traditionally, the intake system has been developed through a experiment, namely, the trial and error process. This approach requires very high cost and long time consuming to develop the system. Recently, FEM and BEM are becoming useful in analysis of the intake system, and the results of analysis are very valid. But because this techniques also require high cost and long analysis time, this technique is generally not practical tool at the early stage of the development. In this study, the software was developed to predict and analyze the acoustic characteristics of the intake system. It was based on the Transfer Matrix Method and operated to analyze a simplified intake system in a personal computer. It can be used early in the design stage of development of the intake system. This study presented a improvement to reduce the level of the intake noise, which modified the specification of the intake system. And the improvement were verified by NIT/SYSNOISE, FE analysis commercial software, and testing a prototype.

1. 서 론

최근 환경에 대한 인식과 생활수준의 향상으로 소음에 대한 국내외적으로 규제가 강화되고 있다. 특히 자동차의 보급이 일반화됨에 따라 자동차의 정숙성은 고품질차의 주요 조건이 되고 있다. 자동

차 소음의 주요 요인은 엔진소음이며, 그 중 흡기 소음은 주변 소음의 요인임은 물론 승차감을 저해 하는 요인으로 연구 대상이 되고 있다.^(1,2)

흡기소음은 일반적으로 600 Hz 이하의 저주파 소음으로 그 자체로서 뿐만 아니라 차실에 전달되어 자동차의 승차감에 악영향을 미치는 요소이다. 최근까지 흡기소음에 대한 대책은 엔진설계후 시행 착오적으로 이루어져 공기단축과 경비절감 등에서 매우 불합리할 뿐만 아니라 무리한 소음저감 대책은 엔진 성능에 악영향을 미치는 결과를 초래하기

*회원, 한양대학교 기계공학부

**회원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

***한양대학교 대학원 정밀기계공학과

도 한다.

최근에는 유한요소법(FEM)이나 경계요소법(BE-M)을 이용하여 음향요소를 음향학적으로 해석하는 방법이 제안되고 있다.^(3~5) 이 방법들은 그 정성적인 신뢰성은 우수하나, 모델링 및 해석에 시간과 비용이 많이 소모되며 설계 변경시 모델링 및 해석을 다시 시행해야 하는 단점이 있어 변경 모델의 성능 검증에는 우수하나 흡기계의 개발 초기 단계에서는 효율적이지 못한 단점이 있다.

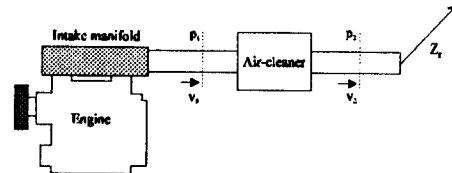
이에 본 연구에서는 초기개념 설계시 사용할 수 있도록 전달행렬법을 기초로 한 흡기계 음향해석 전용 소프트웨어를 개발하였다. 본 소프트웨어는 일반 개인용 컴퓨터에서 활용가능하고 대상 시스템을 단순하게 모델링하여 해석한다. 본 소프트웨어의 해석 성능을 검증하기 위하여 실차의 흡기계(D사 1500 cc DOHC 엔진)의 소음 성능 및 특성을 평가하였으며, 소음저감 성능의 향상을 위해 개선안을 제안하였다. 흡기소음을 제어하기 위하여 공명기가 주로 사용되나 이것은 한 주파수의 소음만을 제어하고 엔진 룸의 공간 활용면에서도 불합리한 단점이 있다. 이에 공명기의 사용을 최소화한 줄이고 소음저감효과는 상승시키기 위해서 흡기계의 각 요소의 음향특성이 다른 요소의 음향특성을 보완할 수 있도록 음향모드의 중첩을 통하여 소음저감 성능을 개선시키고자 하였다. 본 개선안은 음향유한요소해석 소프트웨어인 NIT/SYSNOISE와 같이 모형의 실험을 통해 검증하였다.

2. 해석이론

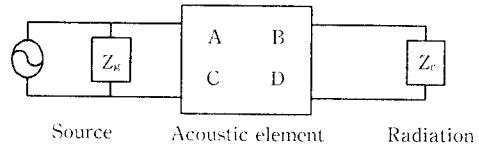
2.1 전달행렬법

전달행렬법(transfer matrix method)^(2,5)은 전기계에서 사용하고 이는 임피던스 개념을 도입하여 음향 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 두개의 상태변수는 음향요소 양면의 음압 p 와 입자속도 v 를 사용하고 양면의 조건에 따라 전달행렬계수(four pole parameter)를 구할 수 있다.

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



(a) Basic model of an acoustic system



(b) Electrical acoustic analogy system

Fig. 1 Physical model and impedance analogy of an acoustic system

여기서, $\{p_r \ v_r\}^T$ 는 입구점 r 에서의 상태벡터이고, $\{p_{r-1} \ v_{r-1}\}^T$ 는 출구점 $r-1$ 에서의 상태벡터이다. Fig. 1은 전달행렬법에 대한 개략적인 개념도이다. 여기서, Z_s 는 음원임피던스(source impedance)이고, Z_r 는 방사임피던스(radiation impedance)이다.

2.2 소음저감 평가이론^(1,2,5)

음향요소의 소음특성 및 저감 성능을 평가하기 위하여 전달손실(Transmission Loss : TL)과 삽입손실(Insertion Loss : IL)이 주로 사용된다. 전달손실은 음향요소만의 에너지손실을 표현하는 것으로서 음향요소에 입사된 음압과 통과된 음압과의 비율 식 (3)과 같이 대수비(dB)로 표현한 것이다. 음향요소 끝단에는 반사파의 영향을 제거하기 위하여 무반사단을 설치한다.

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \left| \frac{w_i}{w_r} \right|^2 = 20 \log_{10} \left| \frac{P_1}{P_2} \right| \quad (2)$$

여기서, w_i 는 입구측 에너지이고, w_r 는 출구측 에너지, P_1 는 입구측 진행음압, P_2 는 출구측 진행음압이다.

삽입손실은 어떠한 음향요소의 유무에 따른 두가지 경우의 음압을 출구쪽에서 측정하여 식 (4)와 같이 대수비(dB)로 나타낸 것으로, 무반사단을 사용하지 않고 같은 위치에서 측정하므로 실험이 간단하고 실제 음향요소의 성능을 알아보는데 용이하다. 또한 삽입손실은 음향계의 소음저감 능력을 나타내는 지표이며, 관길이 등의 사양 특성을 고려할 수 있으므로 음향요소의 최적위치 및 최적 사양선

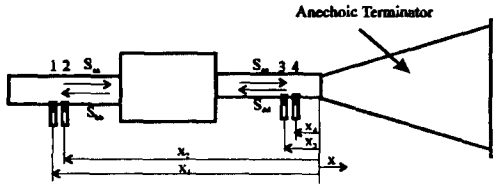


Fig. 2 Transmission loss measurement using the two-microphone method

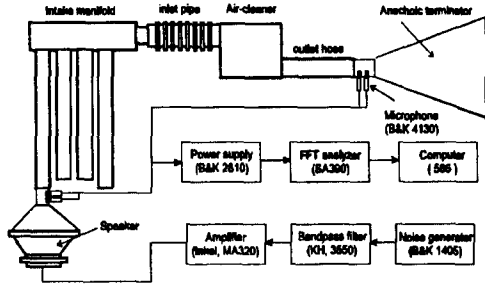


Fig. 3 Block diagram of the experimental set-up

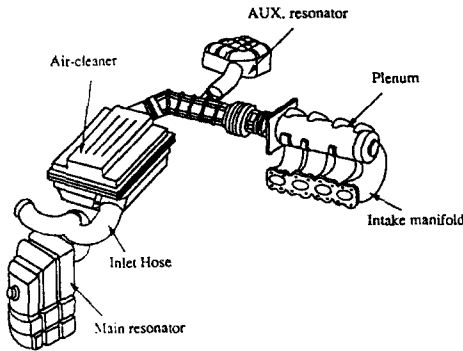


Fig. 4 Overview of the intake system

정에 유리하다.

$$IL(dB) = SPL_{p2} - SPL_{p1} = 20 \log_{10} \left| \frac{P_2}{P_1} \right| \quad (3)$$

여기서, SPL_{p1} 은 음향요소가 없을 때의 음압레벨이고, SPL_{p2} 는 음향요소가 있을 때의 음압레벨이다.

3. 실험해석

3.1 두-음향탐촉자법

두 음향탐촉자법(two-microphone method)^(6~8)은 관내의 반사파와 입사파를 분리할 수 있는 방법으로서 전달손실을 비롯한 덕트내의 제반음향 특성을 정확하고 신속하게 측정할 수 있는 방법이다. 전달

Table 1 Specification of the intake system (unit : m)

	Length	Diameter
Manifold	0.493 (# 1, # 4)	0.037
	0.463 (# 2, # 3)	
Plenum	0.337	0.052
Outlet hose	0.358	0.060
Air-cleaner	0.205	0.120
Inlet hose	0.431	0.050

손실은 Fig. 2와 같이 두개의 마이크로폰을 사용하여 식 (4)와 식 (5)를 통해 측정할 수 있다.

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \frac{S_{aa}}{S_{cc}} \quad (4)$$

$$S_{aa}(f) = [S_{11}(f) + S_{22}(f) - 2C_{12}(f) \cos k(x_1 - x_2) + 2Q_{12} \sin k(x_1 - x_2)] / 4 \sin^2 k(x_1 - x_2)$$

$$S_{bb}(f) = [S_{11}(f) + S_{22}(f) - 2C_{12}(f) \cos k(x_1 - x_2) - 2Q_{12} \sin k(x_1 - x_2)] / 4 \sin^2 k(x_1 - x_2)$$

$$S_{cc}(f) = [S_{33}(f) + S_{44}(f) - 2C_{34}(f) \cos k(x_3 - x_4) + 2Q_{34} \sin k(x_3 - x_4)] / 4 \sin^2 k(x_3 - x_4)$$

$$S_{dd}(f) = [S_{33}(f) + S_{44}(f) - 2C_{34}(f) \cos k(x_3 - x_4) - 2Q_{34} \sin k(x_3 - x_4)] / 4 \sin^2 k(x_3 - x_4) \quad (5)$$

여기서, S_{aa} 는 입구단의 입사스펙트럼이고, S_{bb} 는 입구단의 반사스펙트럼, S_{cc} 는 출구단의 입사스펙트럼, S_{dd} 는 출구단의 반사스펙트럼이다. 이들은 각 마이크로폰의 위치에서의 자기상관 스펙트럼인 S_{11} , S_{22} , S_{33} , S_{44} 과 상호상관 스펙트럼인 $S_{12}(f) (= C_{12}(f) + jQ_{12}(f))$, $S_{34}(f) (= C_{34}(f) + jQ_{34}(f))$ 을 통하여 구하여 진다. 출구단에는 반사파의 영향을 최소화하기 위하여 무반사단을 설치하였으나 반사파를 완전히 배제할 수 없으므로 실험의 정확성을 위해 출구단에서도 입사파와 반사파를 분리하였다.

3.2 실험장치 및 방법

흡기계의 소음특성 해석과 개발된 소프트웨어의 신뢰성을 검증하기 위하여 다음과 같은 실험을 행하였다. Fig. 3은 본 실험의 장치 및 구성도이다. 본 연구에서는 흡기계의 소음특성 파악 및 모델링에 중점을 두었으므로 온도구배와 평균유동은 고려하지 않았다. 흡기소음은 600 Hz 이내의 저주파 소음이므로 가진은 랜덤 소음발생기(B&K 1405)를

Table 2 Specification of the resonators
(unit : m)

	Main	Auxiliary
Volume	3.101 E-3	1.685 E-3
Length of neck	0.200	0.214
Dia. of neck	0.045	0.030
Thickness of wall	0.002	0.028
Tuning Freq. (Hz)	87.0	75.0

통해 백색잡음(white noise)을 발생시키고, 밴드패스필터(KH 3550)를 사용하여 1000 Hz 이내의 소음을 통과시킨 후, 이를 증폭기(Inkel MA 320)을 이용하여 스피커를 통해 소음을 발생시켰다. 흡기구 끝단에는 무반사단을 설치하였으며, 두 마이크로폰(B&K 4160, 1/2)의 간격은 관심주파수 대역을 고려하여 3 cm로 하였다.

4. 흡기계의 음향특성 해석 및 평가

Fig. 4는 실제 흡기계(D사 1500 cc DOHC 엔진)의 형상을 보여주고 있으며, Table 1은 흡기계의 사양이고 Table 2는 실제 사용되고 있는 주공명기와 보조공명기의 사양이다.

4.1 소프트웨어의 검증 및 소음성능 평가

Fig. 5는 공명기가 없는 상태에서, 흡기계의 전달손실을 실험과 시뮬레이션을 비교한 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 시뮬레이션과 실험값이 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 기존의 설치되어 있는 주공명기의 해당 주파수인 87 Hz 영역과 250 Hz~300 Hz 영역에서 낮은 소음저감 성능이 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 6은 87 Hz를 제어하기 위한 기존의 주공명기를 설치하였을 때의 전달손실에 대한 시뮬레이션과 실험결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 주공명기의 조정주파수가 잘 일치하고 있음을 볼 수 있으며 주공명기 설치에 따른 75 Hz의 제 2공명이 나타남을 알 수 있다. 이는 주행시 2300 rpm에 해당하는 주파수로 대책이 요구된다.

Fig. 7은 주공명기 설치시 나타나는 공명을 제어하기 위하여 보조공명기를 설치하였을 때의 전달손

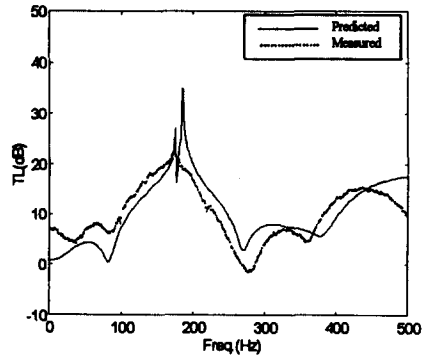


Fig. 5 Transmission loss of an intake system (without resonators)

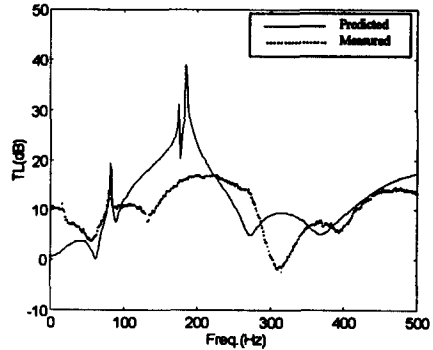


Fig. 6 Transmission loss of an intake system (with main resonator)

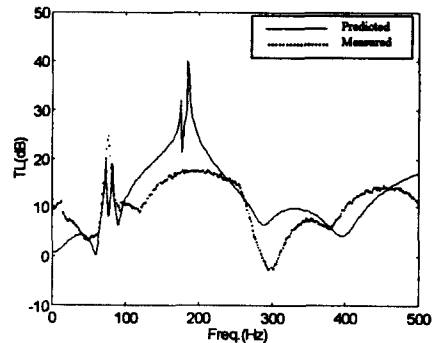
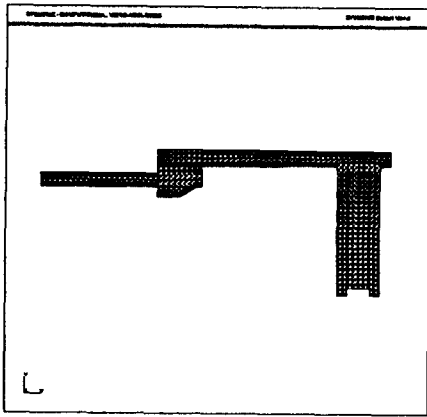
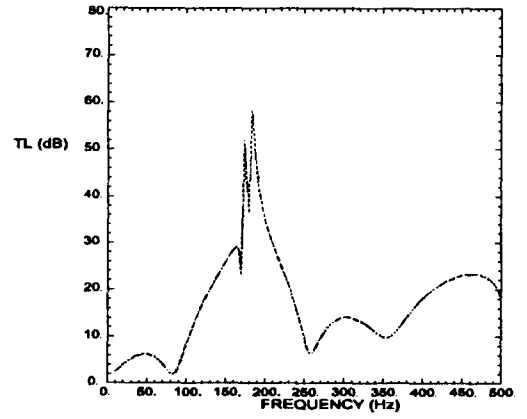


Fig. 7 Transmission loss of an intake system (with all resonators)

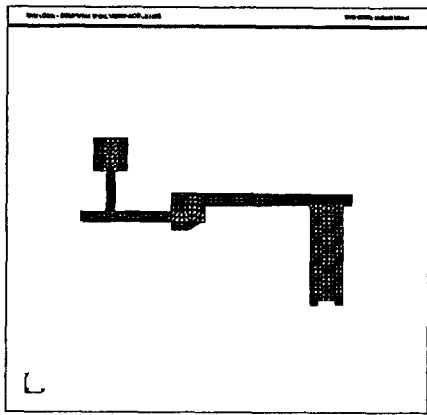
실 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 제어 대상인 75 Hz는 제어되었으나, 또 다시 보조공명기 설치에 따른 70 Hz에서의 공명이 나타남을 볼 수 있다. 70 Hz는 엔진의 2100 rpm에 해당하는 주파수로서 주행 중 주로 사용되는 영역이므로 대책이 요구된다.



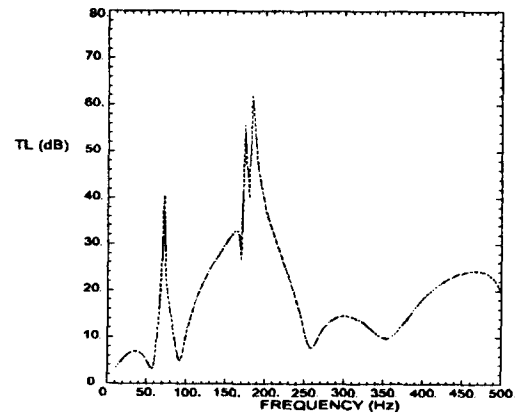
(a) Basic intake system



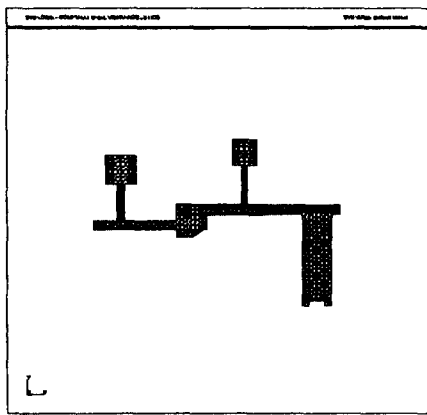
(a) Basic intake system



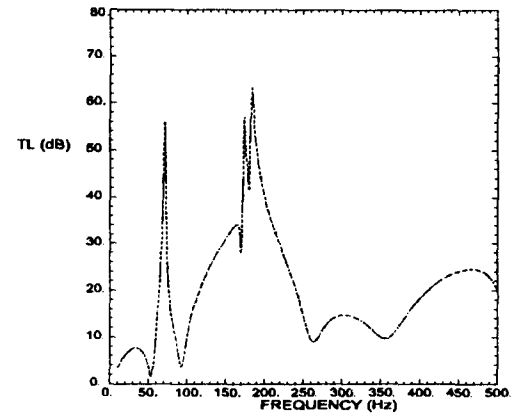
(b) With a main resonator



(b) With a main resonator



(c) With all resonators



(c) With all resonators

Fig. 8 FEM mesh model of an intake system

Fig. 9 Transmission loss of an intake system using SYSNOISE

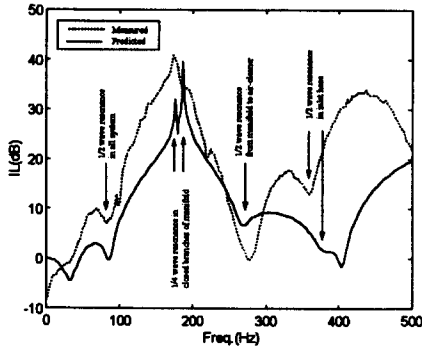


Fig. 10 Measured and predicted ILs of the intake system

4.2 음향 유한요소해석법을 이용한 흡기계의 해석 및 평가

Fig. 8은 음향 유한요소해석 소프트웨어인 NIT/SYSNOISE를 이용하여 흡기계를 해석하기 위해 모델링한 것이다. 모델링은 실측을 통하여 실제 흡기계와 같은 사양을 같도록 하였다. 메니폴드 중 가진 위치인 메니폴드(#1)와 공기흡입부는 실제와 같이 열려있는 것으로 경계조건을 취하였고 그 외의 모든 부위는 음의 전달이나 방사가 없도록 강제로 모델링하였다. 매질은 공기이고 평균 유동은 없다고 가정하였다.

Fig. 9는 NIT/SYSNOISE를 이용하여 예측한 전달손실의 해석결과이다. Fig. 5~Fig. 7의 전달행렬법에 의한 시뮬레이션과 실험에 의한 해석 결과를 비교했을 때, 유한요소법의 정성적인 해석 한계에 따른 레벨 차이는 있으나, 음향특성은 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 앞서 제기된 바와 같이 일치된 문제점을 보이고 있다.

5. 소음저감 성능개선을 위한 흡기계 사양 변경안

흡기 소음 저감을 위하여 주로 공명기 등의 부가적인 대책은 능동적인 대책은 될 수 없다. 따라서, 문제가 되는 주파수를 흡기계의 설계 변경에 의하여 근본적으로 조정할 수 있다면 공명기 설치와 같은 부가적인 대책을 최소화할 수 있을 것이다.

본 개선안의 목표는 기존의 87 Hz 공명의 개선과 250~300 Hz 영역의 소음 저감 성능 개선에 두었다. 이를 위하여 흡기계의 각 요소에 대한 음향특성을 먼저 파악하고자 하였다.

5.1 흡기계 요소별 음향특성 해석

Fig. 10은 앞서 개발된 소프트웨어를 통해 예측된 삼입손실과 실험을 통해 얻어진 결과를 비교한 것이다. 결과에서 알 수 있듯이, 전반적으로 경향이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 여기서, 기존의 주공명기의 조정주파수에 해당하는 87 Hz는 흡기계 전체 길이에 대한 특성이고, 170~200 Hz 영역의 높은 소음저감 성능은 4개의 메니폴드중 하나가 열렸을 때 닫혀 있는 나머지는 1/4 파장공명기의 역할을 하기 때문이며, 250~300 Hz 영역의 공명은 메니폴드에서부터 에어크리너까지의 플리넘(plenum)과 연결관(outlet hose)에서 나타나는 특성이다.

Fig. 11은 흡기계 각 요소의 음향특성이 전체 흡기계의 음향특성에 미치는 영향을 평가하기 위해서 각 요소별로 음향특성을 전체계와 비교한 시뮬레이션 결과이다. 경향 파악을 위해서 해석 영역은 1000 Hz로 하였다. 결과에서 알 수 있듯이, 1/4 파장 공명기로서 닫혀진 메니폴드의 특성이 흡수배의 조화성분까지 나타나는 등 흡기계의 전반적인 음향특성은 메니폴드와 플리넘에 의해서 좌우되는 것을 알 수 있다. (Fig. 11(a), (b)) 또한 250~300 Hz 영역에서의 문제점이 플리넘과 연결관(outlet hose)이 함께 있을 때 나타나는 것을 알 수 있으며 (Fig. 11(a), (b)), 확장관 역할을 하는 에어크리너의 소음저감효과를 전 후의 연결관이 상쇄시키는 것을 또한 알 수 있다. (Fig. 11(d), (e))

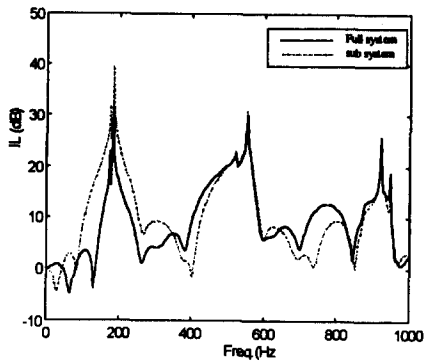
5.2 흡기소음 개선을 위한 사양 변경

앞서 제기된 문제점을 개선하기위해서 각 음향 요소의 음향특성을 중첩시켜 각 요소가 갖고 있는 단점을 상호보완하고자 하였다.

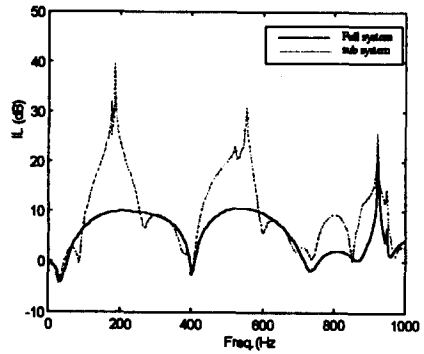
Table 3은 개선된 흡기계의 기본 사양이다. 메니폴드와 플리넘은 철제 주물이므로 설계변경을 피하였다. 에어크리너와 플리넘을 연결하는 연결관(outlet hose)의 길이는 0.1 m를 줄였고, 에어크리너는 길이를 0.04 m, 너비를 0.02 m를 증가시켰으며, 입력관(inlet hose)은 0.035 m를 증가시키고 공기흡입과 소음저감에 도움을 주고자 추가로 길이 0.1 m, 지름 0.12 m의 확장관을 추가하여 입력관에 연결시켰다.

Fig. 12와 Photo 1는 개선안에 대한 유한요소 모델과 간이모형 모습이다.

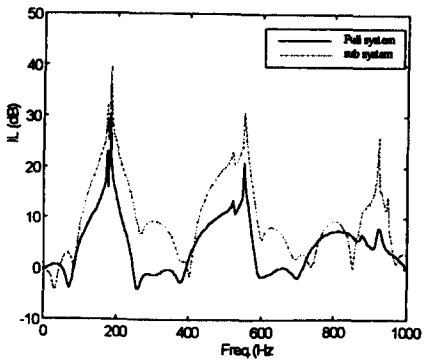
Fig. 13은 기존의 흡기계와 개선안에 대한 전달



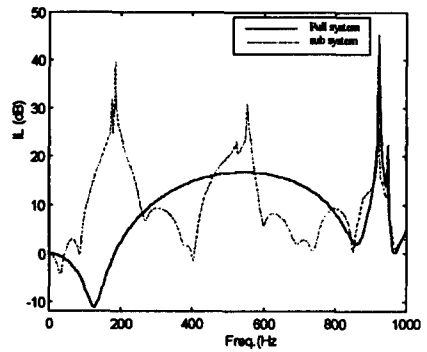
(a) Manifold, plenum, outlet hose and aircleaner



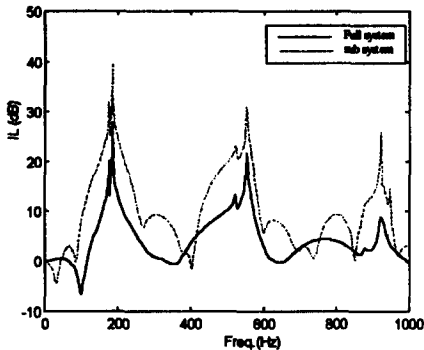
(d) Outlet hose, air-cleaner and inlet hose



(b) Manifold, plenum and outlet hose



(e) Air-cleaner



(c) Manifold and plenum,

Fig. 11 Simulated ILs of elements of the intake system

행렬법의 시뮬레이션 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이 87 Hz의 공명이 97 Hz로 이동하고 전달손실량도 약 2 dB 향상되며, 250~300 Hz에 대한 소음 저감 성능이 상당히 개선됨을 알 수 있다.

Fig. 14는 NIT/SYSNOISE를 이용한 전달손실의 해석결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 전체적으로 기존의 것(Fig. 9(a))보다 상대적으로 높은

Fig. 11 Simulated ILs of elements of the intake system

소음 저감 성능을 보이고 있으며, 30 Hz와 97 Hz 부근의 낮은 특성도 기존의 것과 비교하였을 때, 약 5 dB 정도 레벨이 향상되어 있음을 알 수 있다.

Fig. 15는 전달손실에 의한 예측값과 실험을 비교한 것으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig. 16은 기존의 흡기계와 개선된 흡기계의 소음저감 성능을 전달손실실험을 통하여 비교한 것으로, 개선 목표영역인 87 Hz가 97 Hz로 이동하였으며 250~300 Hz 영역뿐만 아니라 전반적으로 소음저감 성능이 상당히 개선되었음을 알 수 있다.

목표주파수의 이동과 전반적인 소음저감 성능 개선은 예측대로 이루어졌으나, 97 Hz에서 소음저감 성능이 상대적으로 낮게 나타남을 알 수 있다. 이를 개선시키기 위한 부가대책으로 공명기를 설치하고자 하였다. 공명기의 사양은 97.5 Hz의 조정주파수로서 체적은 $2.78 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 목길이는 0.06 m, 목지름은 0.04 m, 두께는 0.005 m이다. Fig. 17은 공명기의 위치를 선정하기 위하여 개선안에 대한

Table 3 Specification of the modified intake system (Unit : m)

	Length	Diameter	Comment
Manifold	0.4925 (# 1, # 4)	0.037	
	0.4625 (# 2, # 3)		
Plenum	0.337	0.052	
Outlet hose	0.155	0.060	
Air-cleaner	0.246	0.140	
Inlet hose	0.780	0.060	Simple Xxp l=0.10 d=0.12

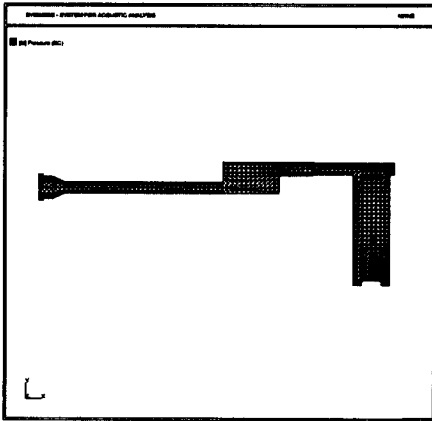


Fig. 12 FEM mesh modeling of the modified intake system

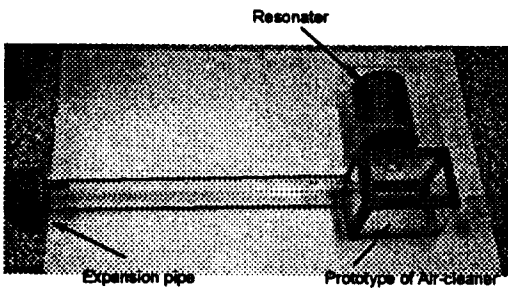


Photo 1 Overview of the modified intake system

음향모드 해석결과이다.

해석결과에서 알 수 있듯이, 에어크리너에서 음압이 높은 것을 알 수 있다. 따라서, 공명기를 에어크리너 위에 설치하여 시뮬레이션과 실험을 행하였다. Fig. 18은 공명기의 설치 전후의 시뮬레이션 비교결과이다.

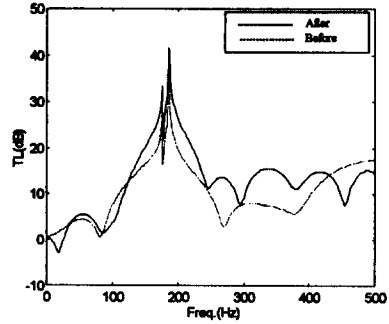


Fig. 13 Estimated TLs of before and after modification

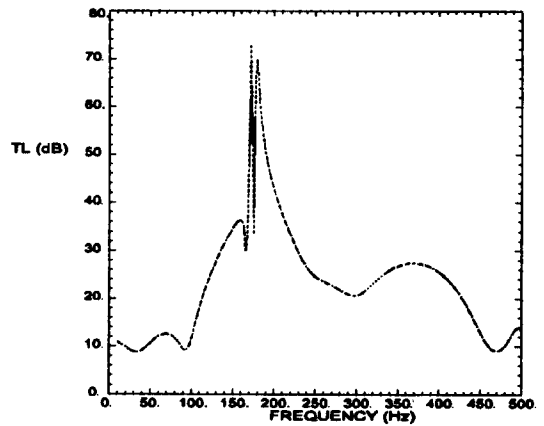


Fig. 14 Estimated TL of the modified intake system by NIT/SYSNOISE

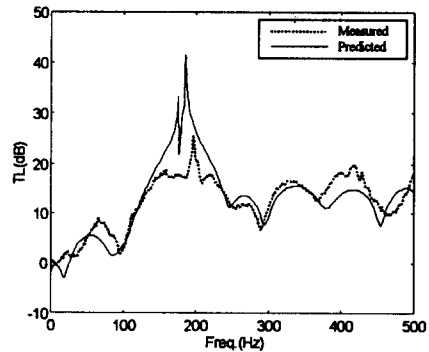


Fig. 15 Measured and predicted TLs of the modified intake system

Fig. 19는 공명기를 설치한 경우에 대해 실험과 시뮬레이션 결과이다. 예측한 바와 같이, 120 Hz의 공명기 설치에 따른 역효과 외에는 제어대상 주파수가 잘 제어되고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 20은 기존의 두개의 공명기를 갖고 있는 흡

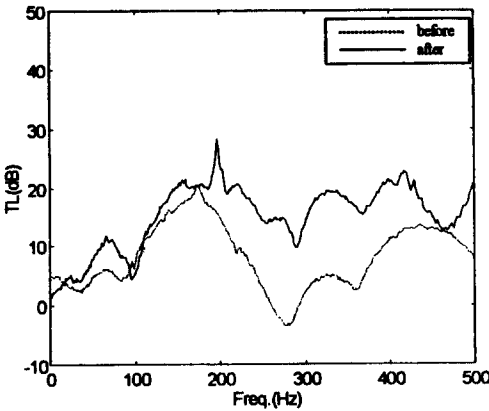


Fig. 16 Measured TLs of before and after modification

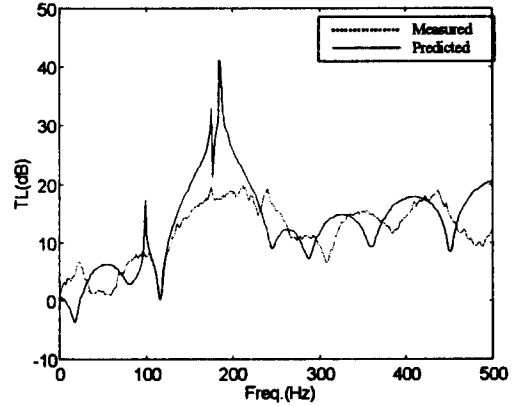


Fig. 19 Measured and predicted TLs of the modified intake system with a resonator

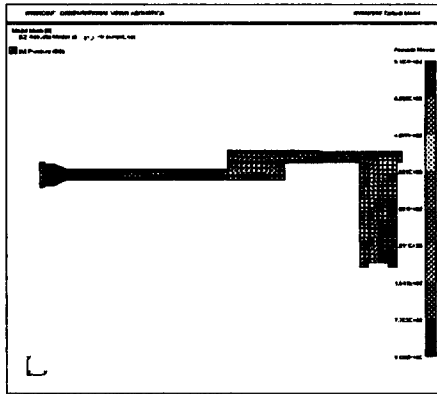


Fig. 17 Acoustic mode analysis of the modified intake system by SYSNOISE(97 Hz)

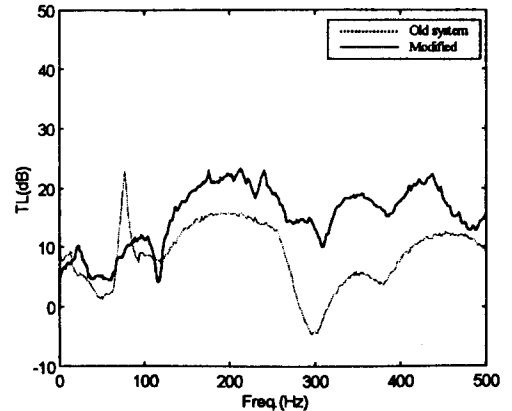


Fig. 20 Measured TLs of the old full intake system and the modified with a resonator

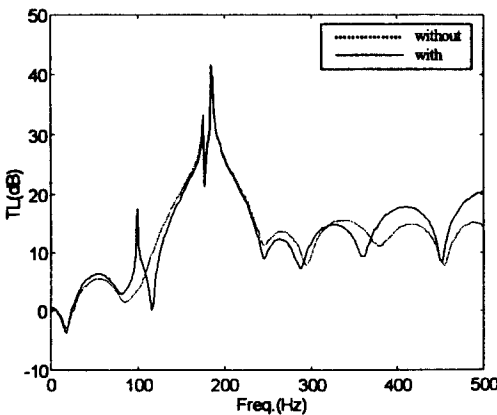


Fig. 18 Predicted TLs of the modified intake system with and without a resonator

기계와 하나의 공명기를 갖고 있는 개선된 흡기계의 전달손실을 비교한 것이다. 결과에서 알 수 있

듯이, 120 Hz의 역효과 외에는 전반적으로 소음 저감 성능이 크게 향상되었음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡기계의 초기 설계에서 활용할 수 있는 자동차 흡기소음 해석 소프트웨어를 개발하였다.

(2) 본 소프트웨어와 NIT/SYSNOISE를 이용한 흡기소음 해석을 통하여 기존의 흡기계와 각 요소의 음향특성 및 영향을 평가하였고, 성능 개선을 위한 흡기계의 사양 개선안을 제안하였다.

(3) 개선인의 간이모형을 이용한 실험을 통하여 개선복표영역인 87 Hz와 250~300 Hz의 문제점 뿐만 아니라 소음저감 성능이 전반적으로 개선됨을 확인하였다.

(4) 개선안의 음향특성중 상대적으로 낮은 97 Hz 공명을 제어하기 위하여 하나의 공명기를 설치 하였으며 소음저감 성능이 공명기 설치에 따른 120 Hz 외에는 기존의 흡기계보다 상당히 개선되어짐을 확인하였다.

후 기

본 연구는 1996 년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME 96-D-26)에 의하여 연구되었다.

참고문헌

- (1) Mal P. Sacks and Steve Hackney, 1988, "Performance of Acoustic Components for Engine Induction Systems," *SAE 880081*, pp. 1~11.
- (2) Jon W. Parsons, 1993, "Reduction of Exhaust and Air Induction System Noise by a Predictive Method," *SAE 931338*, pp. 611~618
- (3) "SYSNOISE Manual," NIT.
- (4) 倉田效市郎, 三宅和幸, 阿部淳平, 1992, "音響モデル解析による吸排氣系の脈動の豫測," 自動車技術會論文集, Vol. 23, No. 2, pp. 69~74
- (5) Munjal, M. L., 1987, *Acoustics of Ducts and mufflers*, John Willey & Sons.
- (6) Seybert A. F. and Ross, D. F., 1977, "Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-microphone Random-excitation Technique," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 61, No. 5, 1977, pp. 1362~1370.
- (7) Hans Boden and Mats Abom, 1986, "Influence of Errors on the Two-microphone Method for Measuring Acoustic Properties in Ducts," *J. Acoust. Soc. Am.*, pp. 541~549.
- (8) Mats Abom and Hans Boden, 1988, "Error Analysis of Two-microphone Measurements in Ducts with Flow," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. No. pp. 2429~2438.
- (9) Eizo Suyama and Takashi Ishida, Yasuo Nakamura, 1990, "The Optimum Setting Position of the Silencer," *SAE 900348*, pp. 1~4.
- (10) William H. Ewing and Hiroshi Nemoto, 1990, "A Computer Simulation Approach to Exhaust System Noise Attenuation," *SAE 900392*, pp. 1~6.
- (11) Selamet A. and Dickey, N. S. and Novak, J. M. 1995, "A Time-domain Computational Simulation of Acoustic Silencer," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 117, pp. 323~331.
- (12) 오재응, 한광희, 1995, "승용차 흡기계 소음저감 성능개선에 관한 연구," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 116~122.
- (13) 오재응, 한광희, 1996, "자동차 흡기소음저감을 위한 설계기법에 관한 연구," 한국소음진동공학회, 춘계학술대회 논문집, pp. 41~46.
- (14) 오재응, 한광희, 손동연, 1996, "자동차의 저소음 흡기계 설계기법에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 317~322.