

실험 4단자정수를 이용한 저소음 흡기계의 강건 최적 설계

The Robust Design of Low Noise Intake System with Experimental 4-poles

조 용 구[†] · 오 재 응* · 이 유 엽* · 김 흥 섭**

Yong-goo Joe, Jae-Eung Oh, You-Yub Lee, and Heungseob Kim

(2001년 6월 27일 접수 : 2002년 4월 17일 심사완료)

Key Words : Acoustic Transfer Method(음향 전달행렬법), Transmission Loss(전달손실), Taguchi Method(다구찌 기법)

ABSTRACT

Recently, regulations of the government and concerns of people give rise to the interest in exhaust and intake noise of passenger car as much as other vehicles. In these demands, performance prediction software with hybrid method was developed at first. Secondly, robust design was used for improving the noise reduction capacity of intake system with the performance prediction software. On the basis of the existing design, length and radius of each component that was thought to effect on the capacity of intake system was selected. The factors were arranged by using *L18* table of orthogonal array and optimum value was obtained.

기호설명

p : 음압	Y : 특성 임피던스
v : 입자속도	w_i : 음향파워
TL : 전달손실	y_i : 특성치
$L(y)$: 손실함수	S/N : 신호대잡음비

1. 서 론

자동차 소음의 주요 요인은 엔진 소음이며 그 중 흡기소음은 주변 소음의 요인임은 물론 승차감을 저해하는 주요인으로써 연구 대상이 되고 있다. 흡기계 설계 시 Munjal의 이론에 기초한 전달행렬법⁽¹⁾을 사용하여 개념설계를 실시하고 유한요소법(finite element method : FEM)⁽²⁾이나 경계요소법(binary

element method : BEM)⁽³⁾을 이용한 구체적인 모델링 작업으로 치수를 변경하여 얻어진 정확한 데이터로 해석을 하는 것이 일반화 되고 있으나 이러한 순차적 시행착오 법에 의한 설계방식에 의해서는 최적 설계 치수를 얻기가 매우 어려우며 시스템의 경향을 파악할 수가 없다. 이에 따라 90년대 들어서는 정확한 가진 시뮬레이터와 흡기 시스템의 단품 별 특성을 고찰하는 연구⁽⁴⁾가 진행되어 왔고 최근에는 수치적 최적화(numerical optimization)기법이 도입되어 Eversman과 White⁽⁵⁾와 Lu⁽⁶⁾ 등에 의해 많은 최적화 기법들이 소개되고 있다. 하지만 이러한 최적화 기법들은 전문적인 지식이 요구되고 있으며 최근 들어서 현장에서 설계자가 손쉽게 최적설계를 할 수 있는 개념의 최적화가 필요한 시점이다.

따라서 본 연구에서는 최적 설계에 대한 방법으로, 실험비용 절감 효과와 통계적 신뢰도를 최대로 얻을 수 있고 엔지니어링 관점에서 비교적 빠르게 최적값을 찾아가는 다구찌법을 적용하여 흡기계의 저소음화 최적 설계에 대한 연구를 수행하였다.⁽⁷⁾ 이때 최초 공명기를 포함한 상태에서의 최적설계사양을 구해보

† 책임저자, 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail: jeoh@ihanyang.ac.kr
Tel : (02) 2294-8294, Fax : (02) 2299-3153

* 정회원, 한양대학교 대학원 자동차공학과

** 정회원, 인제대학교 기계자동차 공학부

고 공명기를 제거한 후 관 길이 및 직경등의 변화만으로 최대한의 성능향상을 구현하였다. 또한 흡기계 해석시 전달행렬법의 한계를 극복하기 위해 형상이 복잡하고 설계인자에서 제외되는 부분을 실험적인 방법에 의해 4단자 정수를 구하여 전체 시스템을 구성하였다.

이러한 방법은 BEM 이나 입출구단에 가진판을 설치하여 입자속도를 구하는 방법^(8, 9) 등의 연구가 선행되어져 왔으나 본 연구에서는 두개의 마이크로폰을 가지고 입자속도를 근사화하는 방법으로 좀더 측정이 용이한 방법을 새롭게 제안함으로써 효율성을 극대화하였다.

2. 이론

2.1 음향학적 기본 모델

흡기 소음은 흡기 밸브의 개폐에 따른 압력변동에 의해 생성되며, 이 압력변동을 파동방정식으로 표현할 수 있다. 매질의 속도를 U 라 하고, 이에 대한 파의 상대속도를 c 라 하면, 흡기 소음은 매질의 반대 방향으로 진행하므로 진행파는 $U-c$, 반사파는 $U+c$ 로 표현될 수 있다. 따라서 다음과 같은 일반식을 얻는다.

$$\begin{aligned}
 p(z) &= P^+ \exp(-j\omega z / (c-U)) \\
 &\quad + P^- \exp(+j\omega z / (c+U)) \\
 &= P^+ \exp(-jk_0 z / (1-M)) \\
 &\quad + P^- \exp(+jk_0 z / (1+M))
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

또한 주파수 특성은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\text{Hz}) = n \times \text{rpm} \times \frac{\text{cyc}}{2} \times \frac{1}{60}
 \tag{2}$$

여기서, f 는 결과 주파수이고, n 은 조화 차수, rpm 은 엔진 회전 수, cyc 는 실린더 개수이다.

2.2 전달행렬법

전달행렬법은 음향의 전달 특성을 행렬로 모델링하는 방법으로서 그 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 음향계에 적용할 수 있으며 음향계를 각 요소별로 모델링하여 전체계를 구성하므로 설계 변경 시 상당히 유용한 방법이다.

전달행렬법에 대한 개략적인 개념도는 Fig. 2와 같다.

전달행렬법에 사용되는 두개의 상태변수는 음향 요소 양면의 음압 p 와 입자 속도 v 이며, 양면의 조건에 따라 전달 행렬 계수(four-pole parameter)를 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ v_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{Bmatrix}
 \tag{3}$$

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.

흡기계의 성능 평가지수로는 식 (4)와 같은 전달 손실(TL : transmission loss)을 사용하였다.

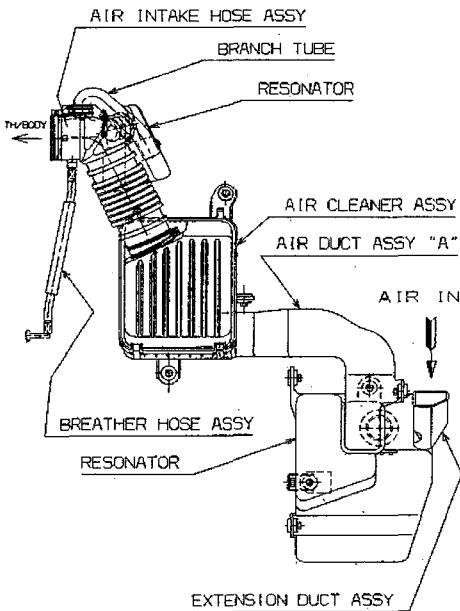


Fig. 1 Intake system

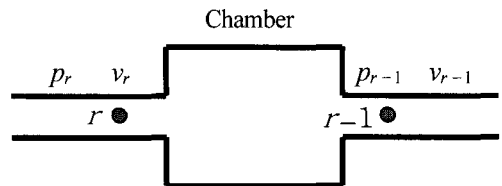


Fig. 2 Block diagram of transfer matrix

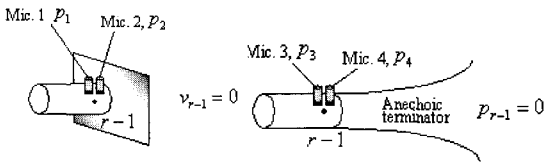


Fig. 3 Boundary condition of hybrid method

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \left| \frac{w_r}{w_i} \right|$$

$$20 \log_{10} \left[\left(\frac{Y_1}{Y_n} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Y_1 + Y_n T_{21} + (Y_n/Y_1) T_{22}}{2} \right| \right] \quad (4)$$

w_i : 입사에너지 w_r : 투과에너지 Y : 임피던스

2.3 실험 사단자 정수

흡기계를 해석하는 가장 손쉬운 방법으로 4단자 정수법(4 pole parameter method)이 있다. 그러나 평면파 범위 내에서만 성립되는 제약이 있어 복잡한 흡기계에 적용하는 것은 문제가 있다. 더구나 엔진 성능에 의거하여 제작된 메니폴드 등은 설계변경이 거의 불가능한 인자로 취급되어 진다. 따라서 복잡한 형상을 가진 흡기계의 주요부에 대해 실험을 통해 음압 p 와 입자 속도 v 를 직접 구해서 전달행렬을 구성하였다.

이때 입자 속도 v 는 식 (5)와 같이 두개의 마이크로폰으로부터 구할 수 있다.

$$p_{r-1} = \frac{P_1 + P_2}{2}, \quad v_{r-1} = \frac{-1}{\rho \omega \Delta r_{34}} (P_4 - P_3) \quad (5)$$

입구단 r 의 음압 및 입자속도도 위와 같은 두 마이크로폰의 평균치와 유한차분법(finite differential method)에 의해 근사화 한 후 식 (6)에 대입하여 4단자 정수를 구성하게 된다.

$$\begin{aligned} T_{11} &= p_r / p_{r-1} & T_{21} &= v_r / p_{r-1} \\ T_{12} &= p_r / v_{r-1} & T_{22} &= v_r / v_{r-1} \end{aligned} \quad (6)$$

2.4 다구찌 기법

(1) 실험계획법

실험계획법은 제품의 특성에 영향을 미치는 여러

가지 인자를 선정하고 이들의 관계를 알아보기 위한 실험을 실시하여 제품의 최적 제조 조건을 경제적으로 찾아내는 기법이다.

실험계획법의 주요 목적은 다음과 같다.

1) 어떤 요인이 반응에 유의한 영향을 주고 있는가를 파악하고, 그 영향이 양적으로 어느 정도 큰가를 알아낸다.

2) 유의한 영향을 미치는 원인들이 어떠한 조건을 가질 때 가장 바람직한 반응을 얻을 수 있는가를 알아낸다.

(2) 손실함수와 S/N 비

특성값은 제품의 특성을 수치로 나타낸 것이다. 다구찌 기법은 기존의 실험계획법에 손실 함수와 S/N비를 도입하여 특성 값을 손실함수에 근거한 S/N비로 변환한 것이다. 이를 통해 제어할 수 있는 영향력이 강한 인자를 찾아내어 이 인자들의 영향력을 최대한으로 하고 통제 불가능한 잡음인자의 영향력을 최소로 함으로써 강건설계(robust design)를 한다.

본 연구에서는 TL의 오버올(overall)값을 특성치로 선택하여 특성치가 향상될수록 바람직한 값이 되는 망대 특성의 S/N비를 사용하였다. 다음은 망대 특성의 손실함수와 S/N비 식이다.

$$L(y) = ky^2 \quad (7)$$

$$S/N \text{ Ratio} = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (8)$$

(3) 다구찌 기법에 의한 최적설계

본 연구에서는 특성치를 TL의 오버올값으로 선정하였다. 흡기계의 구성요소 중 메니폴드, 플리넘, 에어클리너는 엔진 성능을 고려하여 설계 인자에서 제외하여 실험치를 대입하였다. 단품 별 직경과 길이를 인자로 선정 후 엔진의 동력 성능을 고려하여 치수의 제한된 범위 내에서 수준을 선택하였다. 이때 두 가지 경우로 나누어, 첫째는 현장에서 제공받은 설계 변수를 기준으로, 둘째는 동력성능을 고려한 최대 변경 가능 치수를 기준으로 각 인자와 수준을 선정하였다. 설계 변수들과 수준을 평가하기 위하여 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교배열표를 사용하였다.⁽¹¹⁾

연구방법은 다음의 Fig. 4와 같은 과정을 통하여 수행하였다.

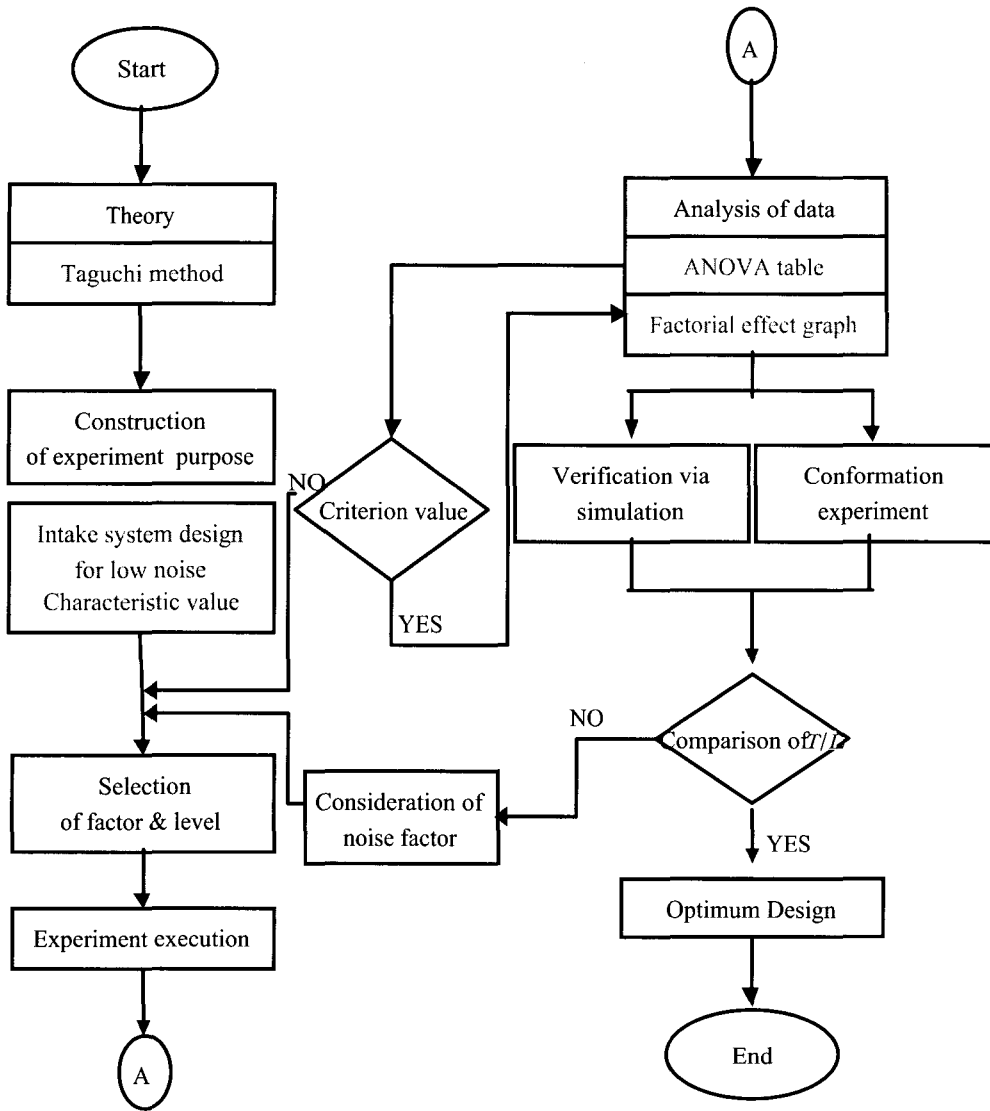


Fig. 4 Whole flow chart

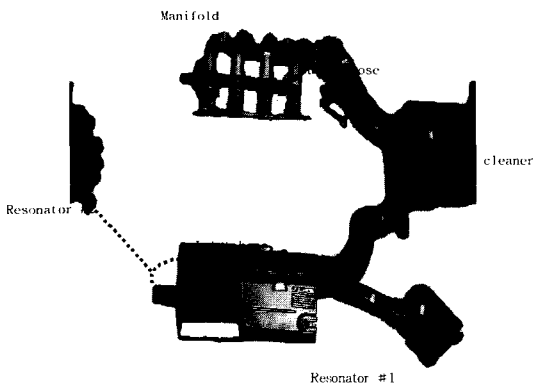


Fig. 5 Objected real car intake system

3. 실험 및 시뮬레이션

3.1 실험 사단자정수의 검증

Fig. 5는 본 연구에 사용된 4기통 엔진의 실차 흡기계이다. 전달행렬법을 사용하여 전체 시스템을 구성하기 위하여 앞서 설명한대로 설계인자에서 제외시킨 매니폴드 부분과 에어크리너 부분에 대해 실험을 통하여 매트릭스로 구성하였다. Fig. 6과 7은 각각 에어크리너와 매니폴드 부분의 TL값의 비교를 나타낸다.

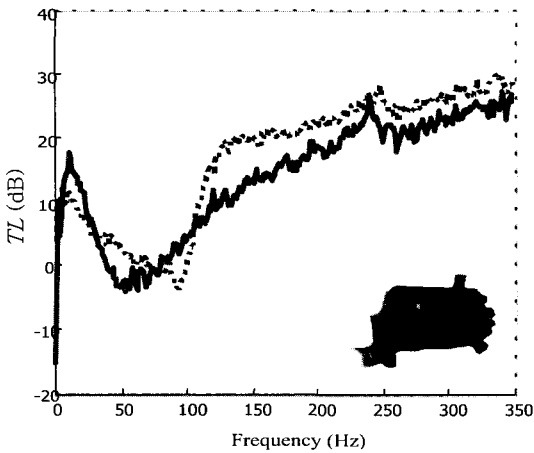


Fig. 6 TL of Air-cleaner

(..... : Experimental 4pole, — : Two-mic method)

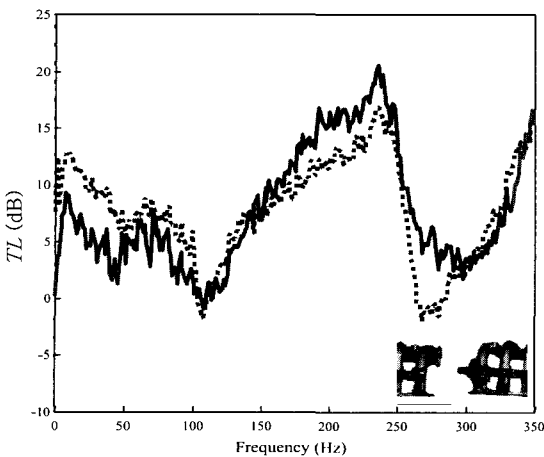


Fig. 7 TL of Manifold

(..... : Experimental 4pole, — : Two-mic method)

위에 그림에서 실선은 두음향 탐측자법⁽¹⁰⁾에 의한 실험치를 점선은 앞서 제안한 실험기법을 이용하여 이용하여 사단자정수를 구한 뒤 식 (4)에 대입하여 TL을 구한 것으로 두 결과값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

3.2 흡기계의 성능평가

본 연구에서는 흡기계의 성능평가를 위해 앞에서 제시한 방법들을 사용하였다. 개발된 흡기계 성능평가 소프트웨어의 신뢰성 검증을 위해 흡기계 실험에 의한 TL값과 소프트웨어에 의한 TL값을 비교해보았다.

Fig. 8은 Fig. 5에 나와있는 실차 흡기계에 대한 전

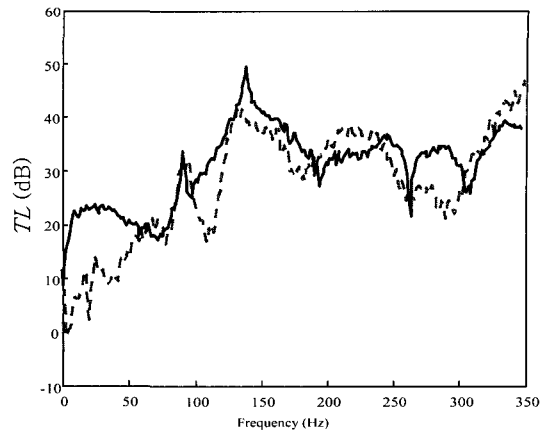


Fig. 8 TL of Whole Intake System

(- - : Measurement, — : Simulation)

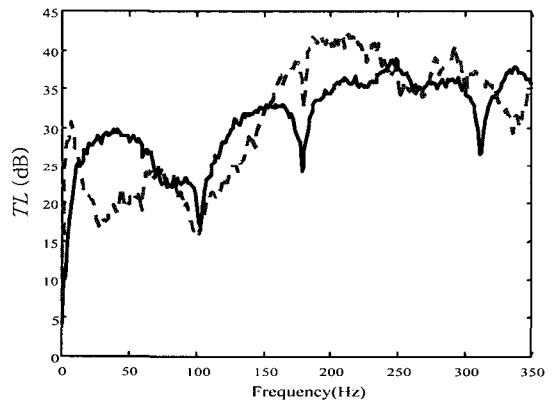


Fig. 9 TL of intake system without resonator

(- - : Measurement, — : Simulation)

단손실을, Fig. 9는 주공명기와 보조공명기를 제거한 후의 전달손실을 나타낸다.

Fig. 8, 9에서 알 수 있듯이 실험치와 시뮬레이션이 스피커의 신뢰도에 문제가 있는 50 Hz 이하 영역을 제외하고는 잘 일치함을 보인다.

특히 주공명기의 공명주파수인 90 Hz와 보조공명기의 공명주파수인 140 Hz에서의 피크값의 차이를 확인할 수 있다.

3.3 설계변수의 최적화

위와 같은 방법 등을 이용하여 흡기계의 최적사양을 산출하였으며 이때 앞서 제안하였던대로 공명기를 포함한 경우와 공명기를 제외한 경우로 케이스를 나누어 다구찌법을 적용하였다. Table 1과 2는 각각의

Table 1 Control factors & levels of case I

Control factor		Level		
		0	1	2
A	Reso. 1 neck length	0.42	0.32	
B	Outlet hose diameter	0.045	0.065	0.085
C	Inlet hose 1 diameter	0.044	0.056	0.068
D	Position of Reso. 1 Between A.C and outlet	0.1	0.05	0
E	F.A.D length	0.065	0.075	0.085
F	Outlet hose length	0.21	0.26	0.31
G	Inlet hose 1 length	0.158	0.208	0.258
H	Reso. 2 neck radius	0.02	0.03	0.04

Table 2 Control factors & levels of case II

Control factor		Level		
		0	1	2
A	F.A.D .width	0.08	0.12	
B	Outlet hose diameter	0.045	0.065	0.085
C	Inlet hose 1 diameter	0.044	0.056	0.068
D	Inlet hose 2 length	0.08	0.1	0.12
E	F.A.D length	0.065	0.075	0.085
F	Outlet hoselength	0.21	0.26	0.31
G	Inlet hose 1 length	0.158	0.208	0.258
H	Inlet hose 2 diameter	0.04	0.06	0.08

경우에서 인자와 수준의 배치를 나타낸다. 이때 교호 작용이 없음을 L_{27} 시뮬레이션 및 2인자 끼리의 상호 그래프를 통해 검증한 후 L_{18} 직교배열표에 배치하였다.⁽¹¹⁾

위에 테이블에 나와있는 인자별 수준을 가지고 L_{18} 직교배열에 의한 실험을 수행한 후 특성치를 (TL 오버올레벨) 식 (7)에 대입하여 S/N 비를 산출한 다음 분산분석과 요인분석을 실행하였다. Table 3과 4는 각각의 경우의 분산분석표를 나타낸다.

DOF는 자유도(degree of freedom)를 의미한다. F-검정은 평가하려는 인자의 제공함이 오차분산 이상

으로 크게 보아도 되는가에 대한 값이다. 검정 기준 값보다 F -value가 작다면 인자의 특성치에 미치는 효과가 존재하지 않는 것으로 즉 인자가 유의하지 않은 것으로 판단한다. Fig. 10, 11은 각각의 경우의 요

Table 3 ANOVA table of case I

Source	DOF	SS	Mean square	F -value
A	1	1.5e-4	1.52e-4	3.33
B	2	2.14e-2	1.07e-2	233.43
C	2	3.29e-3	1.65e-3	35.98
D	2	5.98e-6	2.99e-6	0.07
E	2	2.64e-5	1.32e-5	0.29
F	2	2.33e-4	1.16e-4	2.54
G	2	5.95e-5	2.98e-5	0.65
H	2	5.15e-3	2.57e-3	56.17
Total	17	3.04e-4	1.79e-3	

Table 4 ANOVA table of case II

Source	DOF	SS	Mean square	F -value
A	1	2.00e-4	2.00e-4	17.04
B	2	2.15e-2	1.07e-2	1043.2
C	2	5.2e-3	2.6e-3	254.90
D	2	1.00e-4	5.00e-5	4.79
E	2	0.00e-4	0.00e-4	0.76
F	2	1.6e-3	8.00e-4	76.54
G	2	1.2e-3	6.00e-4	59.23
H	2	5.6e-3	2.8e-3	272.54
Total	17	3.04e-2	1.79e-3	

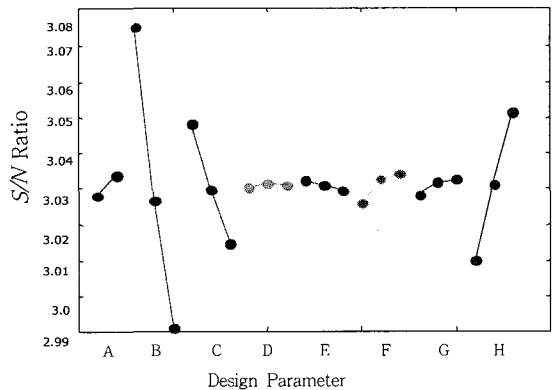


Fig. 10 Factorial effect diagram of case I

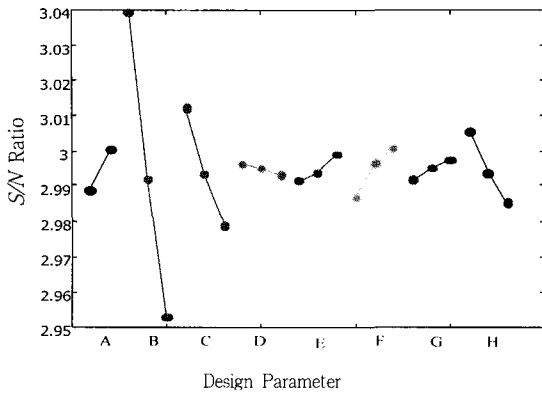


Fig. 11 Factorial effect diagram of case II

인효과도이다. 분산분석표결과 두 케이스 모두 B인자가 F값이 각각 255.45 및 1045.2로 가장 높게 나왔으며 요인효과도에서도 알 수 있듯이 각각의 경우 모두 B인자(아웃렛 호스 직경)와 C인자(인렛호스1 직경)가 비교적 유의한 인자로 판명되었고 수준이 작을수록 다시 말해 직경이 작을수록 높은 성능을 보였다.

Table 5 Optimum value of case I

Control factor	Initial	Optimum
A Reso. 1 neck length	0.42(0)	0.32(1)
B Outlet hose diameter	0.065(1)	0.045(0)
C Inlet hose 1 diameter	0.056(1)	0.044(0)
D Position of Reso. 1 Between A.C and outlet	0.1(0)	0.05(1)
E F.A.D length	0.075(1)	0.065(0)
F Outlet hose length	0.26(1)	0.31(2)
G Inlet hose 1 length	0.208(1)	0.258(2)
H Reso. 2 neck radius	0.03(1)	0.04(2)

Table 6 Optimum value of case II

Control factor	Initial	Optimum
A F.A.D .width	0.08(0)	0.12(1)
B Outlet hose diameter	0.065(1)	0.045(0)
C Inlet hose 1 diameter	0.056(1)	0.044(0)
D Inlet hose 2 length	0.1(1)	0.08(0)
E F.A.D length	0.075(1)	0.085(2)
F Outlet hose length	0.26(1)	0.31(2)
G Inlet hose 1 length	0.208(1)	0.258(2)
H Inlet hose 2 diameter	0.06(1)	0.04(0)

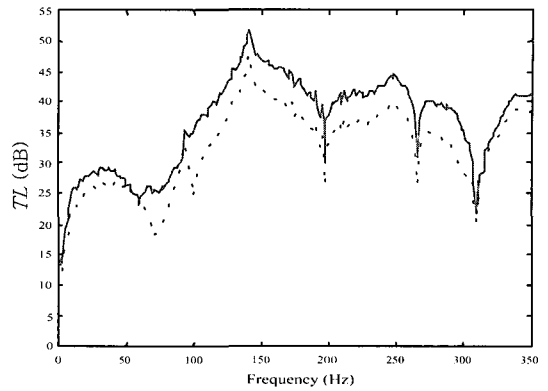


Fig. 12 Optimum simulation of whole intake system

(- - : current, — : optimize)

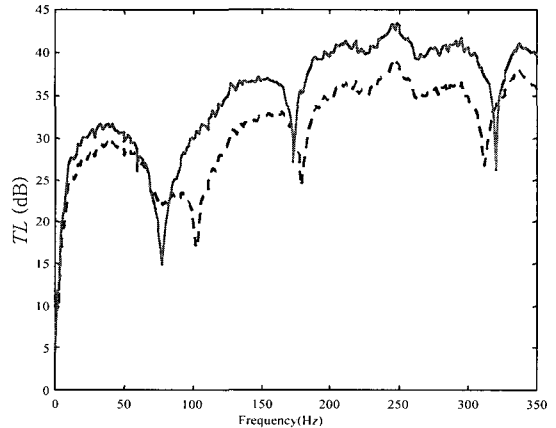


Fig. 13 Optimum simulation without resonator

(- - : current, — : optimize)

공명기를 고려한 경우 첫번째 케이스에서 H인자(보조 공명기 목 반지름)도 상대적으로 유의한 값을 보이고 반지름이 커질수록 좋은 성능을 나타내었다.

이상의 결과를 토대로 각각의 경우에 대한 최적의 치수를 제안해 본 결과를 Table 5와 6에 나타내었다.

()안에 숫자는 인자별 수준을 의미한다. 제안된 수치를 가지고 시뮬레이션 한 결과는 Fig. 12, 13과 같다.

위의 결과에서 TL 성능이 각각 4.58 dB 및 3.91 dB씩 향상됨을 알 수 있고 이 결과를 Table 7에 정리 하였다. 공명기를 제거한 후 최적화를 실시한 경우 최초 공명기가 설치된 상태에서의 성능까지 끌어 올렸으나 길이 특성의 변화등에 인한 음향모드의

Table 7 Optimum result

	Initial	Optimum
Case 1	34.83 dB	39.41 dB
Case 2	30.86 dB	34.77 dB

영향으로 그래프상의 골의 이동이 두드러졌으며 이러한 현상은 전체 오버올값의 상승과 아울러 관심 주파수 영역 내에서의 성능을 함께 고려하여야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 실험 4단자 정수를 이용하여 복잡한 형상을 가진 흡기계의 음향성능(TL)을 예측하였다.

(2) 다구찌법을 적용하여 저소음 흡기계의 최적설계 알고리즘을 제안하고 실차 흡기계에 적용해 본 결과 공명기를 포함한 경우와 제거한 후 각각 4.58 dB 및 3.91 dB의 성능 향상을 구현 하였다.

(3) 공명기를 제거한 후 길이 및 직경 특성만으로 공명기가 설치되어 있는 경우와 같은 성능 향상을 얻었다.

후 기

본 연구는 2000.6.1~2001.5.31에 수행된 기아 자동차와의 산학 프로젝트의 일환으로 이루어진 것입니다.

참 고 문 헌

(1) Munjal, M. L., 1987, "Acoustic of Ducts and

Muffler", John Willey & Sons.

(2) Ross, D. F., 1980, "A Finite Element Analysis of Parallel-coupled Acoustic Systems Using Subsystems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 69, No. 4, pp. 509~518.

(3) Gamba, F. and Pilo, L., 1995, "Optimized Air Intake System", SAE 951264, pp. 241~247.

(4) Nishio, Y. and Kohama, T., 1991, "New Approach to Low-noise Air Intake System Development", SAE911042, pp. 25~37.

(5) Eversman, W. and White, J. A. Jr., 1995, "Acoustic Modeling and Optimization of Induction System Components", SAE951261, pp. 207~215.

(6) Lu, M. H. and Jen, M. U., 1999, "Intake/Exhaust Noise Reduction with Rig Test Optimization-case Studies", SAE1660, pp. 1~8.

(7) Oh, J. E. and Cha, K. J., 2000, "Noise Reduction of Muffler by Optimal Design", KSME International Journal, Vol. 14, No. 9, pp. 947~955.

(8) 이장명, 한성수, 임학중, 1999, "하이브리드 방법을 이용한 배기계 소음 해석", 한국소음진동공학회지, Vol. 9, No. 2, pp. 310~316

(9) 정갑철, 윤제원, 권영필, 1994, "흡기계의 음향 전달 특성에 관한 실험", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 943~951.

(10) Seybert, A. F., and Ross, D. F., 1977, "Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-microphone Random-excitation Technique", JASA, Vol. 61, No. 5, pp. 1362~1370.

(11) 박성현, 2000, "현대실험계획법", 민영사.