

# 자동차 배기계의 동특성 규명 및 행거 최적위치의 결정

## Dynamic Characteristics Identification of Automobile Exhaust System and Determination of Hanger Optimal Position

오재응,\* 임동규,\*\* 이정윤,\*\*\* 조준호,\*\*\* 김만복\*\*\*\*  
 J. E. Oh, D. G. Im, J. Y. Lee, J. H. Cho, M. B. Kim

Key Words : Transfer Matrix Method (전달매트릭스법), RMS (평균자승제곱근)  
 Exhaust System (배기계), Natural Frequency (고유진동수)  
 Transfer Function (전달함수)

### ABSTRACT

As automobile industry develops, design techniques to satisfy light weight and high efficiency in automobile parts is demanded. In this study modal analysis is performed using transfer matrix method to identify dynamic characteristics of exhaust system. It is estimated the theoretical transfer function by Pestel-Leckey method and the mode shapes in 3-D graphic. the validity of developed program is verified by comparing with the experimental results of exhaust system. Estimated modal parameters (natural frequency, vibrational mode, transfer function) are in accord with the experimental results. From the developed program, we can predict a location of the hanger which is determined by the lowest RMS value point, when displacement is given as an input at the engine side. We can find that attachment of spring modelled hanger at the hanger location bring vibration level down.

### 기호설명

$E$  : 종탄성계수(N/cm<sup>2</sup>)  
 $G$  : 횡탄성계수(N/cm<sup>2</sup>)  
 $\rho$  : 밀도(g/cm<sup>3</sup>)

$I_y$  : y축에 대한 면적관성 모멘트(cm<sup>4</sup>)  
 $I_z$  : z축에 대한 면적관성 모멘트(cm<sup>4</sup>)  
 $I_p$  : 단면의 극관성 모멘트(cm<sup>4</sup>)  
 $\{Z\}_i$  : i 번째 점의 상태벡터  
 $[B]_i$  : 보요소의 전달매트릭스  
 $[T]_i$  : 좌표변환 전달매트릭스

\* 정회원, 한양대학교 자동차공학과  
 \*\* 정회원, 한양대학교 기계공학과  
 \*\*\* 한양대학교 대학원 기계공학과  
 \*\*\*\* 기아자동차 중앙기술연구소

- $[K]_i$  : 스프링지 매트릭스  
 $\omega$  : 고유진동수 (rad/sec)  
 $u$  :  $x$  축 방향의 변위  
 $v$  :  $y$  축 방향의 변위  
 $w$  :  $z$  축 방향의 변위  
 $\phi_x$  :  $x$  축 방향의 각변위  
 $\phi_y$  :  $y$  축 방향의 각변위  
 $\phi_z$  :  $z$  축 방향의 각변위  
 $T_x$  :  $x$  축에 대한 비틀림모멘트 (N·cm)  
 $M_y$  :  $y$  축에 대한 굽힘모멘트 (N·cm)  
 $M_z$  :  $z$  축에 대한 굽힘모멘트 (N·cm)  
 $N$  : 축 력 (N)  
 $V$  :  $y$  축 방향의 전단력 (N)  
 $V$  :  $z$  축 방향의 전단력 (N)  
 $A$  : 단 면 적 (cm<sup>2</sup>)  
 $L$  : 요소의 길이 (cm)

## 1. 서 론

자동차공업의 발달과 더불어 자동차부품의 설계기술 확립에 대한 필요성이 증대되고 있으며, 구조물 설계시 요구되는 경량화, 고성능화를 위하여 최적설계기술이 연구되고 있다. 자동차부품의 하나로써 배기계(Exhaust System)에는 엔진의 회전이나 기타의 운행 여건에 따른 소음 및 진동이 발생하며 차체로 전달되어 승차감에 영향을 주게 된다. 따라서 이러한 배기계의 동특성을 규명하고 적절한 진동저감 대책을 위한 연구가 요구되고 있다.

현재까지 배기계 소음기 소음에 관한 연구는 많이 있지만<sup>1,2)</sup>, 국내에서 프렉시블 카플링 및 댐핑행거의 실험적인 동특성 규명에 관한 연구는 미비한 실정이다.<sup>3,4)</sup> 국내에서 프렉시블 카플링 및 댐핑행거의 실험적인 동특성 해석은 있었으나<sup>4)</sup>, 이론해석 및 외력이 작용한 경우 동특성에 관하여 연구된 것은 없었다.

구조물의 진동해석에는 유한요소법, 부분구조합성법, 전달매트릭스법 등이 있지만 가늘고 긴 형태의 부분이 연속되는 구조물, 예를

들어 회전축, 배관, 탭, 고층빌딩 및 교량 등의 진동해석에는 전달매트릭스법이 상태량이 전달하여 간다는 사고의 간단함과 연산의 용이성으로 효과적이다.

본 연구에서는 배기계의 형상이 3차원이므로 종래의 2차원 전달매트릭스법<sup>5)</sup>으로는 정확히 동특성을 규명할 수가 없어 3차원 전달매트릭스법을 개발하였고, 진동모드를 그래픽화 하였으며 이론적으로 전달함수를 구하고, 행거의 위치를 결정하는 방법을 제시하였다. 또한 이론모델로 구한 해의 타당성을 검토하기 위해 임팩트해머로 실험을 행하였고, 그 결과를 비교하였다.

## 2. 이 론

### 2.1 보요소의 전달매트릭스

본 연구에서는 자동차 배기계를 3차원보에 관한 전달매트릭스로 해석하였으며 Fig.1에 나타난 변수와 좌표의 정의를 기준하면  $a, b$  사이의 전달매트릭스는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\{Z\}_a = [B]_a \cdot \{Z\}_b \quad (1)$$

여기서,  $[B]_a$  :  $a$ 번째 보요소의 전달매트릭스  
 $\{Z\}_b$  :  $a$ 번째 요소의 상태를 나타내는 상태벡터

이며, 다음과 같이 정의한다.

$$\{Z\}_a = \left\{ \begin{array}{c} u \\ v \\ w \\ \phi_x \\ \phi_y \\ \phi_z \\ M_z \\ M_y \\ T_x \\ V_z \\ V_y \\ N \\ 1 \end{array} \right\}_a \quad (2)$$



여기서,  $S_y = (\cosh \lambda_y L + \cos \lambda_y L) / 2$   
 $S_z = (\cosh \lambda_z L + \cos \lambda_z L) / 2$   
 $T_y = (\sinh \lambda_y L + \sin \lambda_y L) / 2$   
 $T_z = (\sinh \lambda_z L + \sin \lambda_z L) / 2$   
 $U_y = (\cosh \lambda_y L - \cos \lambda_y L) / 2$   
 $U_z = (\cosh \lambda_z L - \cos \lambda_z L) / 2$   
 $C_y = (\sinh \lambda_y L - \sin \lambda_y L) / 2$   
 $C_z = (\sinh \lambda_z L - \sin \lambda_z L) / 2$   
 $P = \cos \sigma L$   
 $Q = -EA \sigma \sin \sigma L$   
 $R = \sin \sigma L / EA \sigma$   
 $PS = \cos \tau L$   
 $QS = -GI_p \tau \sin \tau L$   
 $RS = \sin \tau L / GI_p \tau$

$$\lambda_y = \sqrt[4]{\frac{M_b \omega^2}{EI_y L}}, \quad \lambda_z = \sqrt[4]{\frac{M_b \omega^2}{EI_z L}}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_b \omega^2}{EAL}}, \quad \tau = \sqrt{\frac{I_b \omega^2}{GI_p L}}$$

로 정의한다.

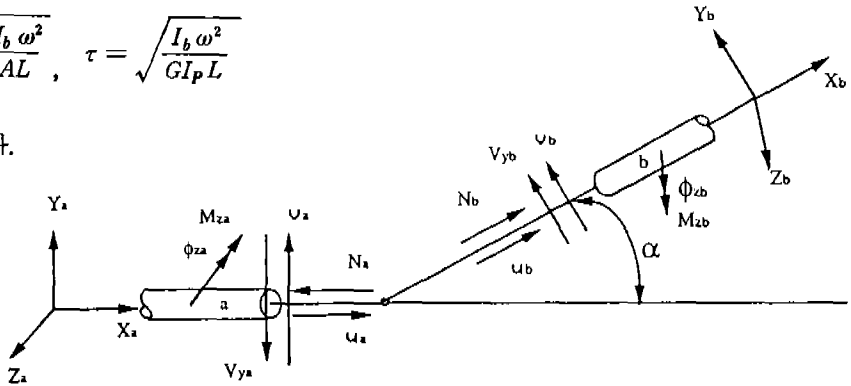


Fig. 2  $\alpha$  rotation about Z axis

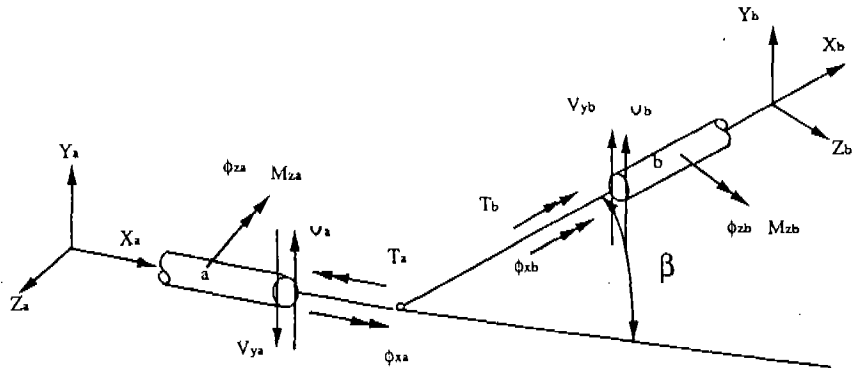


Fig. 3  $\beta$  rotation about Y axis

여기서,  $\omega$  : 고유 진동수(rad/sec)  
 $L$  : 보의 길이(cm)  
 $I_p$  : 극단면 2차 모멘트( $cm^4$ )  
 $A$  : 단면적( $cm^2$ )  
 $M_b$  : 질 량(gr)

이다.

### 2.2 좌표 변환 매트릭스

Z축 주위의  $\alpha$ 회전, Y축 주위의  $\beta$ 회전의 경우 Fig.2와 Fig.3의 변수와 좌표정의를 사용하면 좌표변환 매트릭스는 다음과 같다.

(1) Z축 주위의  $\alpha$ 회전

$$\{Z\}_a = [T_z] \cdot \{Z\}_b \quad (8)$$

여기서,

$$[T_z] = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

(2) T축 주위의  $\beta$  회전

$$\{Z\}_a = [T_y] \cdot \{Z\}_b \tag{9}$$

여기서,

$$[T_y] = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

### 2.3 스프링 지지 매트릭스

보요소에 스프링으로 중간 지지된 경우 Fig. 4의 변수와 좌표정의를 사용하면 스프링 지지 매트릭스는 다음과 같다.

그림에서,  $u, v, w$ :  $x, y, z$ 축 방향의 변위

$i, j, k$ :  $x, y, z$ 축 방향의 단위벡터

$a, b, c$ : A의  $x, y, z$  좌표성분

$$\{Z\}_a = [K]_a \cdot \{Z\}_b \tag{10}$$

여기서,

$$[K]_a = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{wx} & K_{wy} & K_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ K_{vx} & K_{vy} & K_{vz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ K_{ux} & K_{uy} & K_{uz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

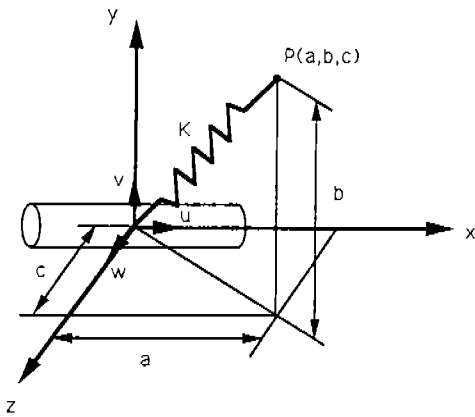


Fig. 4 Transformation of spring force to xyz coordinate element

위의 매트릭스를 보면 스프링으로 모델링한 행거전후 요소의 변위, 각도 및 모멘트는 일정하나 힘에 관련된 성분은 매트릭스 상의 9개의 성분에 의해 변화됨을 알 수 있다.

이와같이 상태벡터를  $\{Z\}_i$ , 보와 좌표변환요소의 전달매트릭스를  $[B]_i, [T]_i$  라 정의하고 한 끝단에서 다른 끝단까지 순차적으로 연산을 행하면 전체 전달매트릭스 관계식은 다음과 같다.

$$\{Z\}_1 = [D] \{Z\}_{end} \tag{10}$$

한편 양단 경계조건을 식(11)에 대입하여 정리하면 이 방정식이 유용해를 갖기 위한 조건으로부터 고유진동수에 관한  $n$ 차 방정식이 구해지며, 이것으로부터 선형변위를 나타내는  $i$ 차 모드에 대한 고유벡터를 나타낼 수 있다.

### 3. 컴퓨터 시뮬레이션

본 연구에서 개발된 3차원 진동해석 프로그램의 타당성을 검증하기 위해 기존에 발표된<sup>6)</sup> Fig. 5 배관계의 고유진동수와 본 논문에서 구한 것과 비교하였다. 또한 형상이 복잡한 Fig. 6의 주 소음기(main silencer) 부분을 먼저 해석하여 고유진동수, 진동모드, 전달함수를 구하였고, 모델의 신뢰도를 검증하기 위해 실험 결과와 비슷하였다.

시뮬레이션 및 실험에 사용한 배기계의 개략적인 형상을 Fig. 7에 나타내었다. 전달함수는 Pestel-Leckie<sup>7)</sup>가 제안한 방법을 사용하였으며, 충격응답은 전달함수로부터 구하였다. 또한 모델의 신뢰도를 검증하기 위해서 시뮬레이션 결과와 측정된 실험결과를 비교하였다. Fig. 8는 배기계에 대한 가진 실험 결과를 비교하였다. Fig. 8는 배기계에 대한 가진 실험 결과를 보여주고 있으며, Fig. 9은 실험장치 계통도이다.

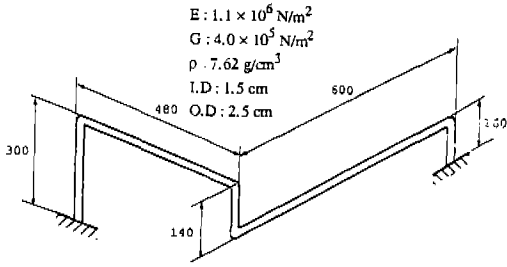


Fig. 5 Specification of pipe model

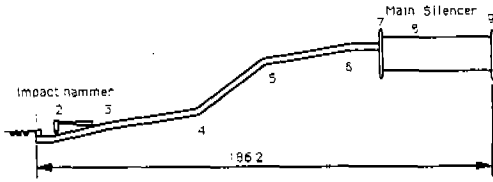


Fig. 6 Main-silencer part of exhaust system

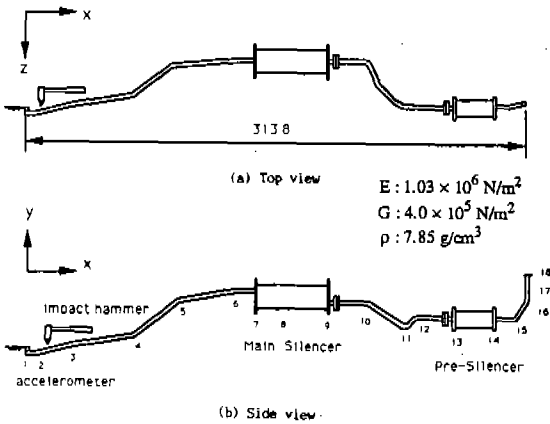


Fig. 7 Specification of exhaust system for free-free condition



Fig. 8 Experimental set up for exhaust system

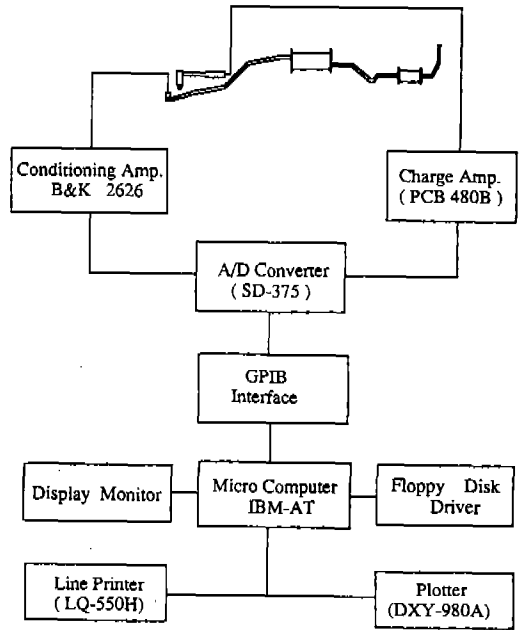


Fig. 9 Block diagram of experimental set up and data processing

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 배관계의 진동해석

Table 1 은 Fig. 5의 배관계 고유진동수와 본 연구에서 구한것과 비교한 것으로 100Hz 이내에 3개의 고유진동수가 존재 하였으며 서로 잘 일치하므로 본 연구에서 개발된 진동해석 프로그램의 타당성을 검증할 수 있었다.

##### 4.2 주 소음기 (main silencer)의 진동해석

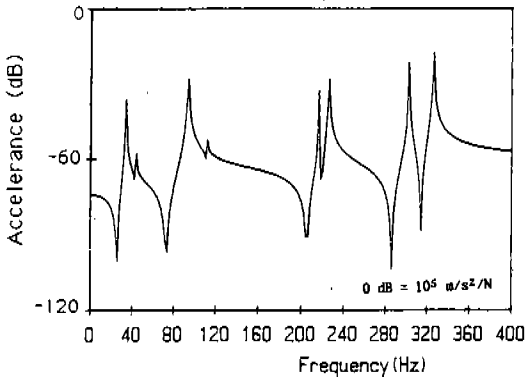
배기계의 동특성을 규명하는 데에 있어서 먼저 해야 할 작업은 복잡한 내부구조를 가진 소음기의 파라미터를 구하는 것이다.

Table 1 Comparison of natural frequencies (Hz)

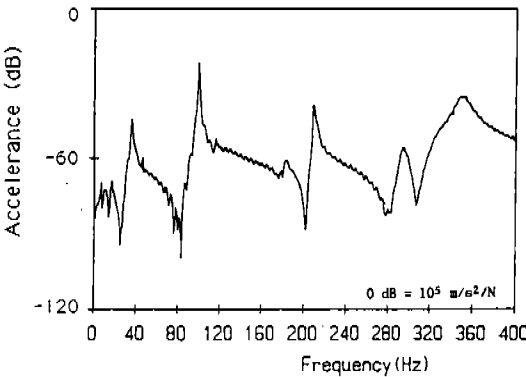
Mode	Ref. <sup>6)</sup>	Author
1	30.9	30.92
2	66.3	66.34
3	90.4	90.41

본 연구에서는 도면에 의해 소음기의 내부 각 요소들의 파라미터를 적분하여 구하였으며 이 파라미터를 가지고 Fig.6의 배기계 주소음기(main-silencer) 부분의 고유진동수 및 진동모드를 구하였고, 모델의 신뢰도를 검증하기 위하여 시뮬레이션 결과와 측정된 실험 결과를 비교하였다. 그 결과를 Fig.10, Table 2에 나타내었으며 비교적 서로 잘 일치함을 알 수 있으므로 이론으로부터 구한 소음기의 파라미터를 배기계에 입력데이터로 적용시킬 수 있음을 알 수 있었다.

실험시 저차에서 리플이 발생한 것은 피아노선으로 지지한 것을 양단자유로 가정하였기 때문이라 생각된다.



(a) Theory



(b) Experiment

Fig.10 Transfer function for main-silencer part

Table 2 Comparison of theoretical and experimental natural frequency for main-silencer part (Hz)

Mode	Theory	Experiment	% error
1	33.8	35.0	-3.4
2	45.2	46.0	-1.7
3	93.5	100.0	-6.5
4	112.6	116.0	-2.9
5	215.2	188.0	14.0
6	224.8	209.0	7.5
7	302.3	296.0	2.0
8	325.5	349.0	-6.7

### 4.3 배기계 진동해석

Fig.7 배기계를 17개의 보요소와 16개의 좌표 변환요소를 하여 고유진동수, 진동모드, 전달함수를 구하였으며, 실험과 비교하기 위해 경계조건을 자유-자유상태로 하였다. 시뮬레이션을 한 결과 100 Hz 이내에서 6개의 고유진동수가 존재하였으며, 모델의 신뢰도를 검증하기 위해서 시뮬레이션 결과와 측정된 실험 결과를 비교하였다. 고유진동수, 진동모드 및 전달함수를 Table 3, Fig.11 및 Fig.12에 나타내었으며, 시뮬레이션 결과와 실험결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다. 이론과 실험의 차이는 소음기 내부 구조의 기하학적인 복잡성으로 인한 파라미터 추정 에 따른 오차 및 실험시 피아노선으로 지지한 것을 양단 자유로 가정하였기 때문으로 생각된다.

진동모드형에서 소음기 부착 부분의 진동은 적게 발생되었으며 양 끝단에서 크게 나타났다. 이것은 양단 자유보의 진동모드와 유사함을 알 수 있다.

### 4.4 엔진부착을 고려한 배기계의 진동해석 및 행거위치 결정

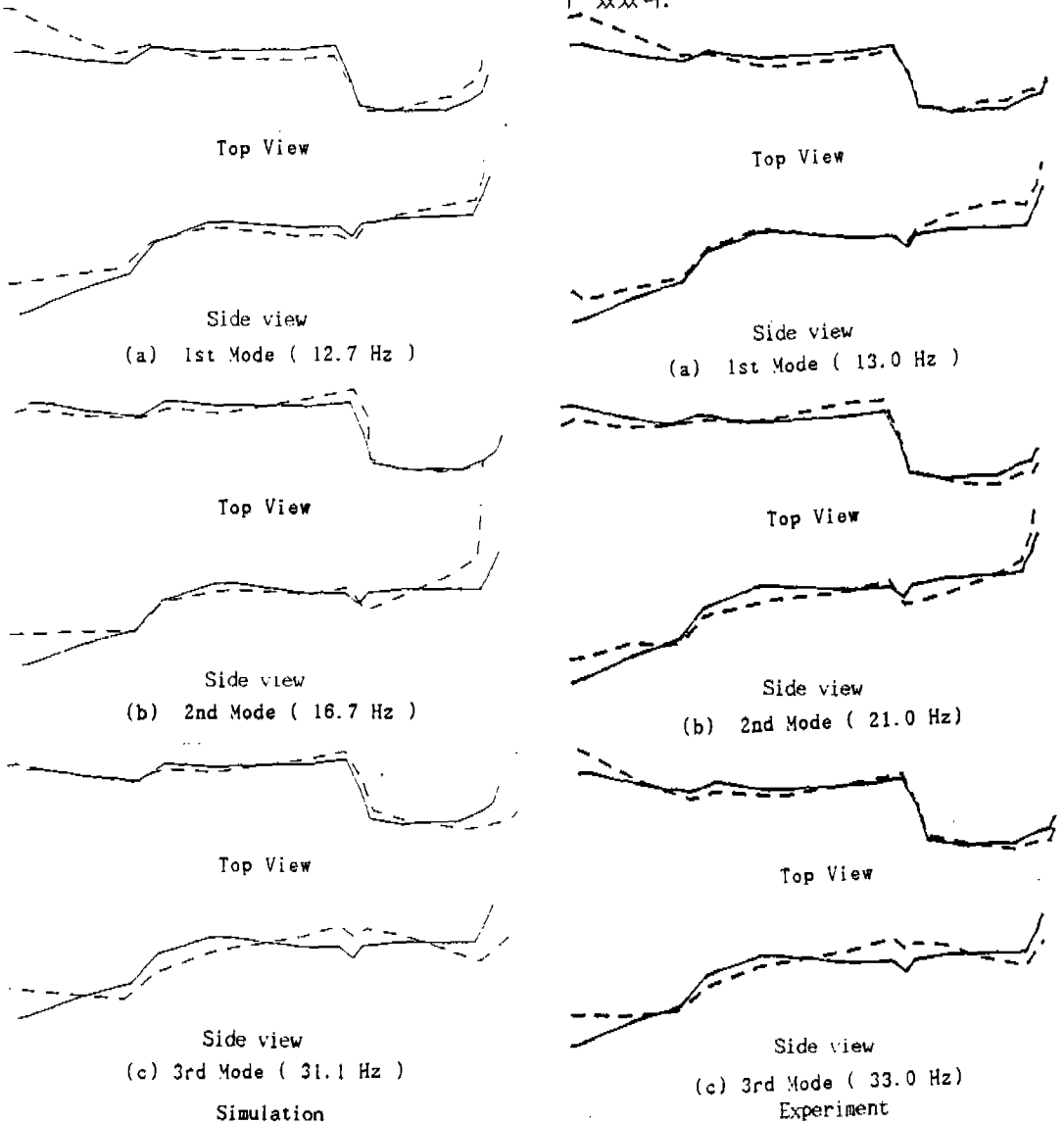
4.3절에서 구한 배기계의 파라미터를 이용하여 엔진부착시의 배기계 동특성을 구하였다. Fig.13은 엔진이 부착된 배기계의 모델을 나타낸다.



**Table 3** Comparison of theoretical and experimental natural frequency for exhaust system under free-free condition(Hz)

Mode	Theory	Experiment	% error
1	12.7	13.0	- 2.3
2	16.7	15.0	11.3
3	31.1	36.5	- 14.8
4	47.4	58.0	- 18.2
5	69.1	78.0	- 12.5
6	88.5	91.5	- 9.7

컴퓨터 시뮬레이션 결과 100 Hz 범위내에서 10개의 고유진동수가 나타났으며  $f_1 = 1.95$  Hz,  $f_2 = 9.59$  Hz,  $f_3 = 10.98$  Hz,  $f_4 = 17.85$  Hz,  $f_5 = 20.60$  Hz,  $f_6 = 31.88$  Hz,  $f_7 = 36.72$  Hz,  $f_8 = 67.90$  Hz,  $f_9 = 86.92$  Hz,  $f_{10} = 91.50$  Hz 를 얻었고, 각차 진동모드형을 Fig.14 에 전달함수를 Fig.15에 나타내었다. 진동모드에서 엔진부착부분의 진동이 거의 발생하지 않음을 알 수 있으며 전반적으로 고유진동수가 엔진 부착하기 전보다 저차로 이동됨을 알 수 있었다.



**Fig.11** Mode shape of the exhaust system under free-free condition

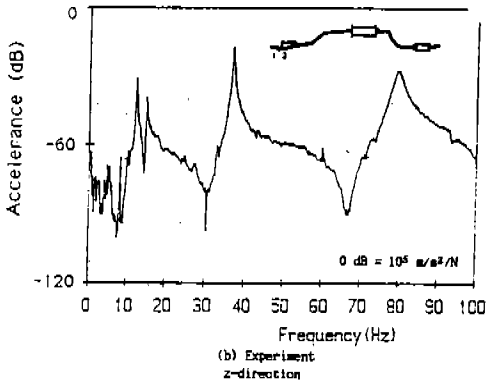
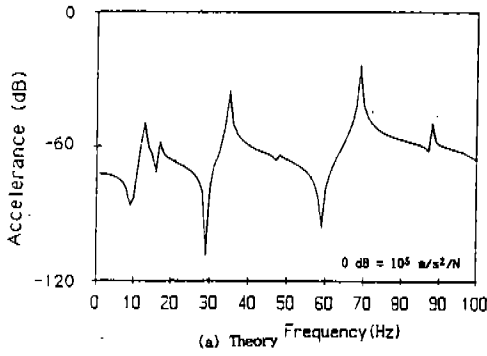


Fig.12 Transfer function for exhaust system under free-free condition

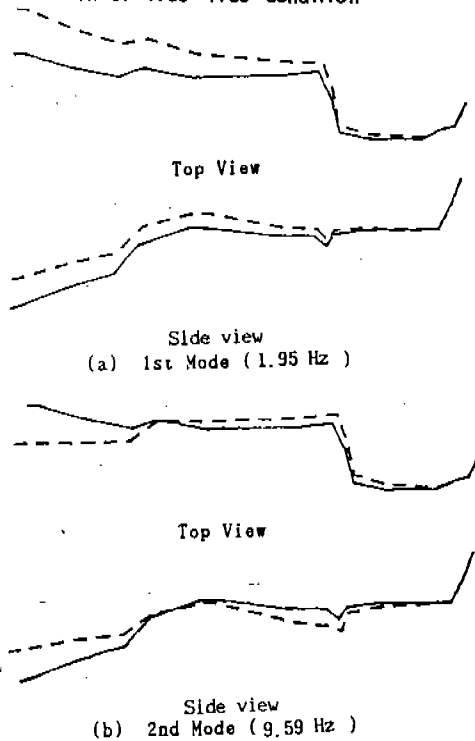


Fig.14 Mode shape of the exhaust system considering engine attachment by computer simulation

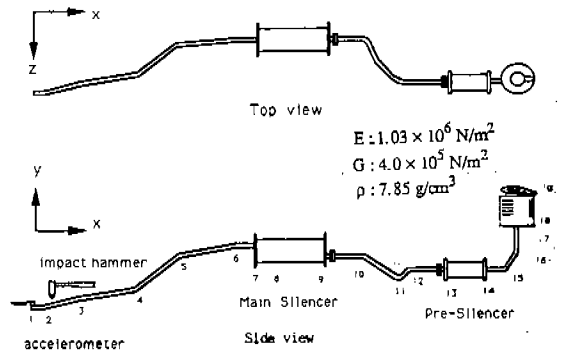
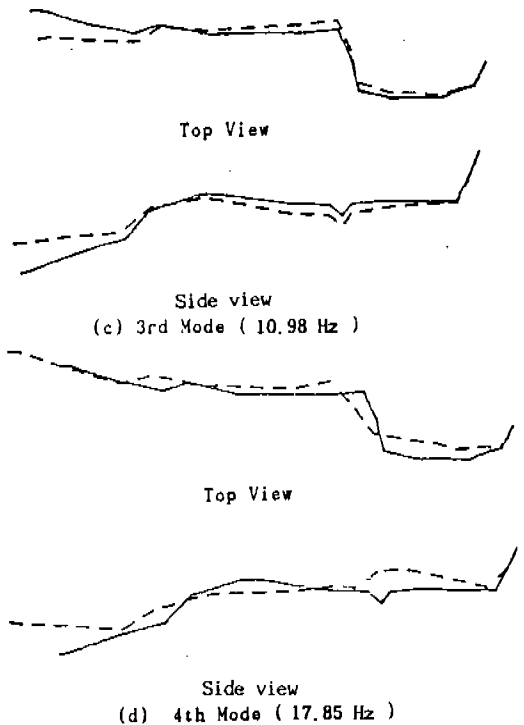


Fig.13 Specification of exhaust system considering engine attachment

행거는 배기계의 중량을 지지할 뿐 아니라 배기계에서 발생된 진동이 행거를 통해 차체로 전달되므로 배기계의 진동이 작게 발생하는 부분에 설치해야 한다. 배기계에 가해지는 외력으로는 엔진에서 발생하는 힘, 배기가스 압력에 의한 힘 등 여러가지가 있으며 여기에서는 배기계의 진동이 주로 엔진에 의해 발생된다고 가정하여 시뮬레이션을 하였다. 행거의 위치를 결정하기 위하여 종래에는 모드



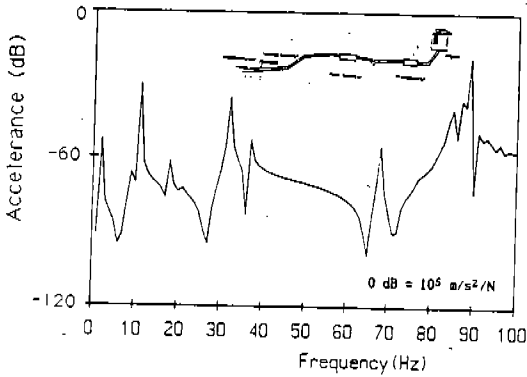
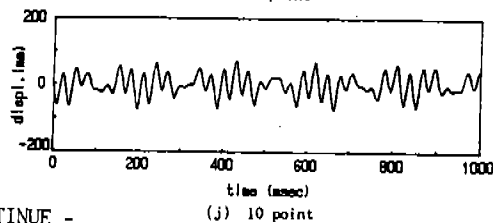
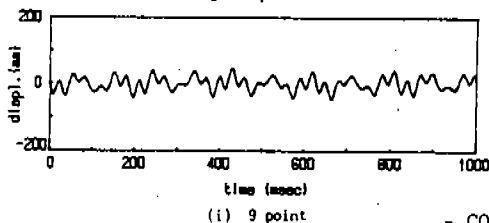
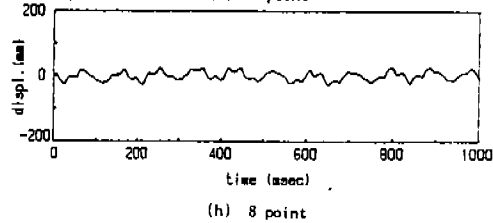
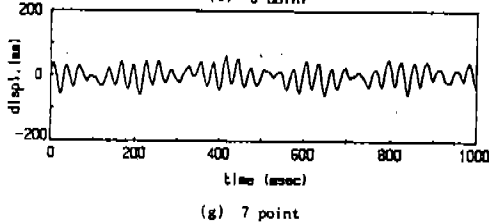
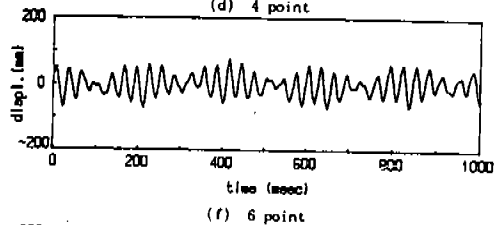
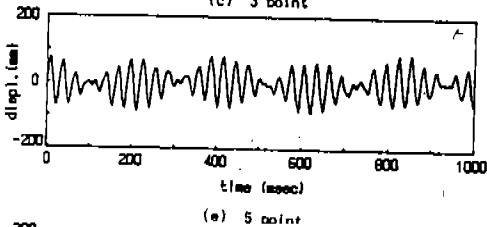
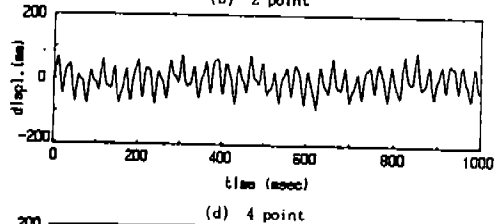
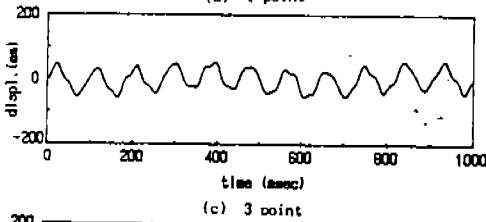
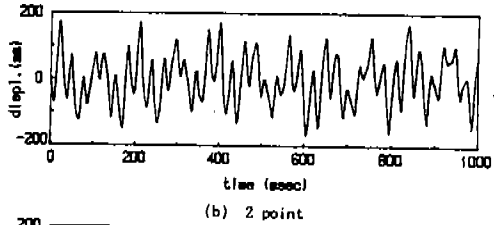
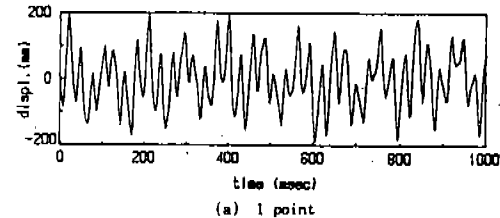


Fig. 15 Transfer function for exhaust system considering engine attachment by computer simulation

형을 보고 각 차에서 진동의 변위가 적게 나타나는 부분을<sup>3)</sup> 밴드로 이어 그 부위에 행거를 달았으나 이는 각 모드별 기여도를 알 수 없는 단점이 있었다.

이러한 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 엔진의 모든 주파수 성분이 포함된 단위충격으로 가진하였을 때 각점에 대한 응답을 구하여 Fig.16에 나타내었으며 응답의 진동변위 유효치(RMS)를 Fig.17에 나타내었다. 이로부터 엔진부착 위치보다 배기계 끝 부분이 변위가 많이 발생하였으며 이것은 Fig.14의 진동모드로부터 알 수 있다. 행거의 수량은



- CONTINUE -

(j) 10 point

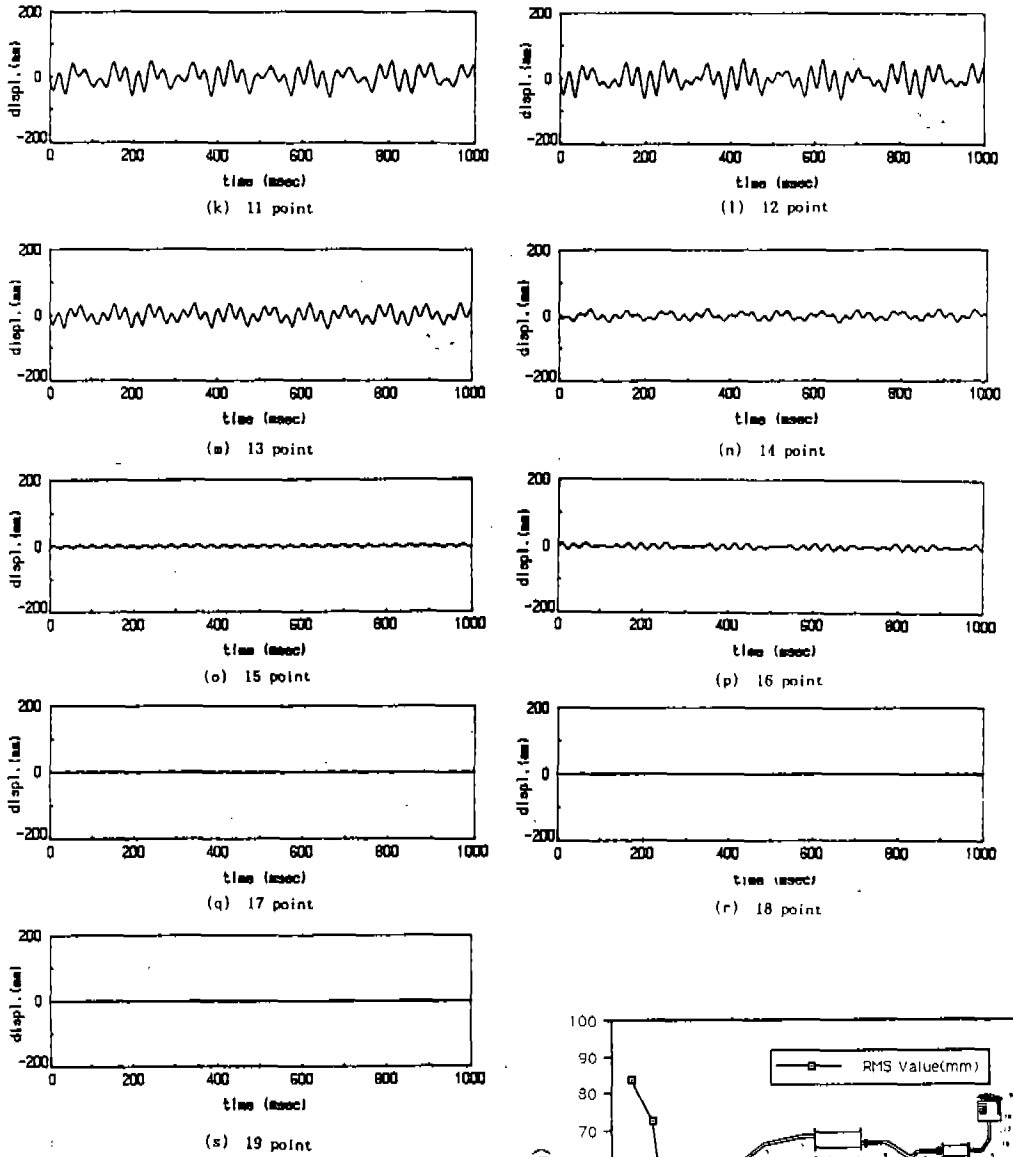


Fig.16 Transient response of exhaust system considering engine attachment by computer simulation

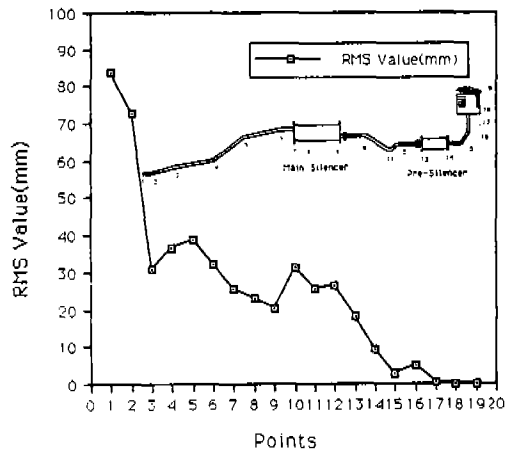


Fig.17 RMS of displacement considering engine attachment for vertical direction

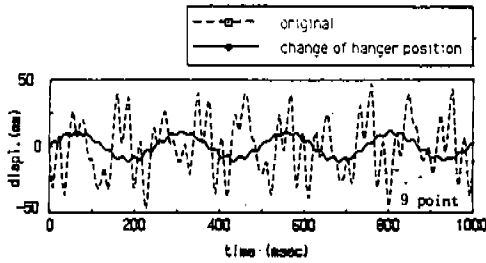


Fig.18 Transient response of considering engine & hanger attachment for vertical direction

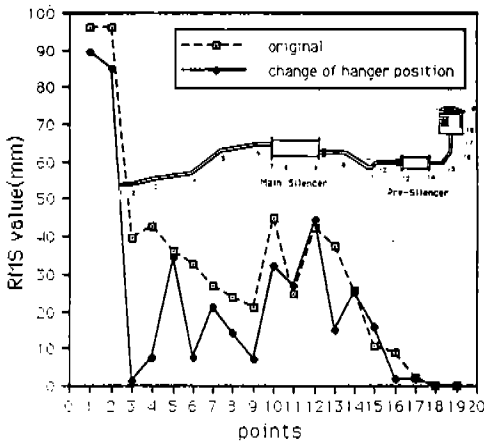


Fig.19 RMS of displacement considering engine & hanger attachment for vertical direction

모델로 택한 배기계 행거의 수량 3개와 같게 하였으며 행거의 위치는 Fig.17에서 비교적 진동변위 유효치가 작게 나타난 3, 9, 15 점으로 하였다.

#### 4.5 행거 위치 변경에 따른 진동 유효치의 변화

배기계에 행거를 부착하였을 때 시뮬레이션을 하였으며, 행거에서 고무부분의 강성은 실험적으로 구한 스프링계수의 값( $K=10N/mm$ )을 적용하였다. Fig.17에서 진동변위의 유효치가 작게 나타나는 위치(3, 9, 15점)와 현재 배기계에 행거가 달린 위치(3, 8, 14 점)로 시뮬레이션하여 9 점에 대한 응답을 Fig. 18에 나타내었으며 진동변위 유효치를 Fig.19에 나타내었다.

시뮬레이션 한 결과 현재 배기계에 행거가 달린 위치보다 진동유효치가 전반적으로 줄어들었고 이로부터 진동유효치가 작은 점에 행거를 부착하면 진동이 적게 전달됨을 알 수 있다.

## 5. 결 론

3차원 전달매트릭스법을 배기계에 적용하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 본 연구에서 개발된 프로그램의 타당성을 검증하였다.
- (2) 컴퓨터 시뮬레이션 결과 배기계의 동특성이 실험과 잘 일치함을 알 수 있었다.
- (3) 진동변위의 유효치(RMS)로부터 행거의 위치결정하는 방법을 제시하였다.
- (4) 위에서 제시한 방법으로 현재의 배기계 행거위치를 이동시킨 결과 배기계의 진동변위의 유효치가 감소하였다.

## 후 기

본 연구는 기아자동차 중앙기술연구소의 연구비지원에 의해 수행되었으며 김현수 이사, 최천 과장을 비롯한 관계자 여러분에게 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. Michiya OHTA, Toshio ENDOH, 1984. "Exhaust System Noise Reduction of Heavy duty Trucks", 自動車技術, Vol. 38, No.12.
2. Motohiro, Eiichi ABE, 1985. "Low-noise and Low pressure Loss Techniques for Exhaust Design", 自動車技術, Vol. 39, No.12.
3. 박호, 전의식, 오재응, 임동규, 1990. "자동차 배기계의 진동특성의 평가 및 개선에 관한 연구", 자동차공학회지, Vol. 12, No. 4.

4. 박호, 홍정혁, 오재응, 염성하, 1988. “자동차 배기계의 flexible coupling 및 damping hanger 의 부착에 따른 진동저감 효과의 평가에 관한 연구”, 자동차학회 추계 학술대회 논문집, pp.98~100.
5. 이정윤, 박호, 오재응, 1990. “질량감도 해석에 위한 2 차원 연속계의 진동특성에 관한 연구”, 대한기계학회지, Vol.14, pp. 339~348.
6. Kazuto Seto, Shiego YMASITA, and Fumio HARA, 1988. “Vibration Control in Piping Systems by Dual Absorbers”, Trans. of JSME, Vol.54, No.508, pp.2966~2972.
7. E.C.Pestel, and F. A. Leckie, 1963. “MATRIX METHODS IN ELASTO MECHANICS”, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC.