

<논문> SAE NO. 933742

자동차 배기계 설계를 위한 엔진운동변위 산출에 관한 연구

A Study on the Evaluation of Engine Motion for the Design in Automobile Exhaust System

이 완 익*, 박 경 진**, 이 권 희***
W. I. Lee, K. J. Park, K. H. Lee

ABSTRACT

In the analysis of automobile exhaust system, the exciting forces from the engine determine the dynamic behavior of the system and the dynamic characteristics influence the riding quality. Therefore, the identification of the force in numeric value is quite important for the vibrational reduction. However, the value is difficult to obtain by experiments due to harsh conditions around the engine. In this research, an optimization technology is adopted to evaluate the exciting forces. An exhaust system is modeled and analyzed by finite element method. An experimental method is conducted for the verification of the finite element modeling. Displacements on the end of the exhaust system are measured under the idling environment. Cost function is set up to minimize the differences between the displacements of the numerical simulation and the experiment. Design variables are the components of the exciting forces. That is, optimization is utilized to estimate the forces with existing data. Excellent estimations have been calculated efficiently and the information is used again for the forced vibration of the exhaust system.

주요기술용어 : Engine Motion(엔진운동변위), Exhaust System(배기계),
Exhaust Pipe(배기파이프), Muffler(머플러), Hanger(행거)

1. 서 론

자동차 배기에 발생하는 진동문제는 자동차의 승차감 및 배기계의 내구수명에 큰 영향을 미치므로 진동을 최소화시키기 위한 배기계의 동특성에 관한 연구가 절실히 요구되고 있다.

특히 이 문제는 자동차의 기능향상과 경량화를 위한 업계의 경쟁이 치열해 지면서 배기계의 제품개발 과정에서부터 더욱 강조되고 있다.

배기계의 가진입력은 크게 엔진진동과 노면가진으로 대별할 수 있는데, 엔진진동은 주로 불평형한 엔진의 회전 및 토오크 변동에 의한

* 정회원, 한양대학교 기계설계학과
** 정회원, 한양대학교 기계공학과
*** 한양대학교 대학원 기계설계학과

것으로 이 진동은 배기 다기관(manifold)을 통해 배기계를 가진다. 그리고 노면가진은 주행노면의 불규칙성으로 인하여 엔진 및 배기계의 마운팅을 통하여 배기계를 가진시키는 것인데, 본 연구에서는 엔진진동에 관한 가진입력을 구하는 것이 주목적이다.

배기계의 진동으로 인하여 승차감이 악화되는 영향을 감소시키는 방법으로는 배기계의 공진 주파수와 차내의 고유진동수가 서로 일치하지 않도록 공진특성을 개량하거나 엔진으로부터의 가진입력을 흡수하고 배기계의 파손 및 변형을 방지하기 위하여 벨로우즈를 부착하는 방법등이 있으며, 이에 관한 연구들이 활발히 진행되고 있다. 특히 벨로우즈의 스프링계수 및 위치 선정, 행거의 적정위치 변경등과 같은 배기계의 설계를 위해서는 엔진으로부터 배기계에 전달되는 가진입력에 대한 정보가 필수적이다. 그러나 엔진운동변위는 엔진부의 고온과 발열등의 원인으로 실험에 의한 측정은 매우 난이하며 엔진 지지부로부터의 컴퓨터모델링에 의해 산출될 수 있으나 아직도 명확히 밝혀내고 있지 못한 상태이다.^{(1)~(3)}

본 연구에서는 최적설계 기법을 배기계 전체의 거동을 해석하는 과정에 도입하여 엔진가진 입력 즉, 엔진운동변위를 구하고자 한다.^{(4)~(6)} 우선 배기파이프, 머플러 및 행거로 구성된 배기계를 범용 유한요소 프로그램⁽⁹⁾을 사용하여 모델링하였으며, 고유진동수 실험을 통하여 시뮬레이션 프로그램의 정확도를 입증하였고 배기계의 진폭측정값과 시뮬레이션의 진폭값의 편차의 자승을 최적설계의 목적함수로 설정하여 역으로 엔진으로부터의 가진입력을 추정하는 방법을 고안하였다. 이와같이 엔진운동변위를 찾아내는 배기계 진동에 관한 최적화 방안을 고안함으로써 동적거동에 관한 최적설계의 성능 및 유용성을 확인하였으며 얻어낸 엔진운동변위를 토대로 배기계에 대한 진동특성과 분석을 용이하게 하였다. Fig.1은 전체적인 연구 절차를 표시한 것이다.

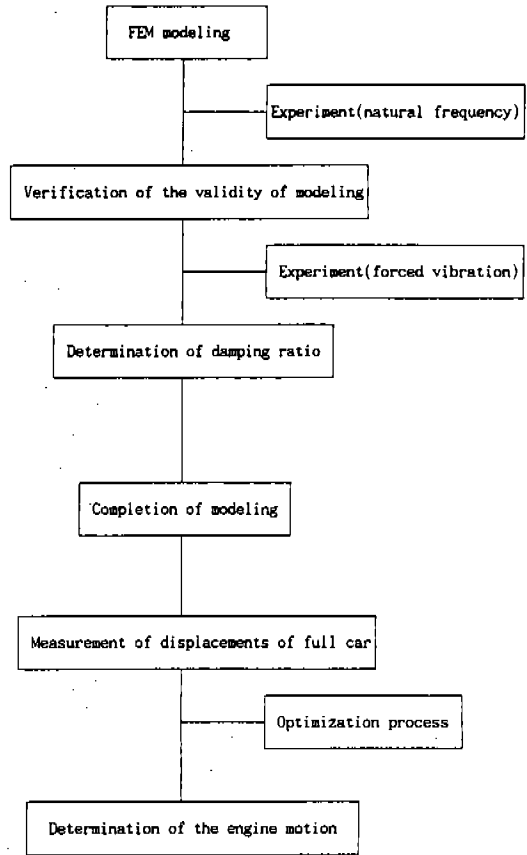


Fig.1 Flow of the idea of the research

2. 배기계의 진동해석

2.1 고유진동수해석

일반적인 구조물 또는 기계의 운동방정식은 다음과 같이 행렬형태로 나타낼 수 있다.

$$[M] \{ \ddot{u} \} + [C] \{ \dot{u} \} + [K] \{ u \} = \{ F(t) \} \quad (1)$$

여기서 $[M]$ 은 질량행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬을 의미하며, t 는 시간, $F(t)$ 는 주어진 외력, $\{ \ddot{u} \}$ 는 가속도 벡터, $\{ \dot{u} \}$ 는 속도 벡터, $\{ u \}$ 는 변위벡터를 표시하고 있다.

계의 비감쇠 자유진동에서 운동방정식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$[M]\{u\} + [K]\{u\} = 0 \tag{2}$$

식(2)에서 변위 벡터 $\{u\}$ 는 다음과 같이 조화함수의 형태로 표시할 수 있다.

$$\{u\} = \{\phi\}e^{i\omega t} \tag{3}$$

식(3)을 식(2)에 대입하면 다음과 같은 고유치 문제를 얻을 수 있다.

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0 \tag{4}$$

식(4)로부터 다음과 같은 n 개의 고유치와 고유벡터를 구할 수 있다.

$$(\omega_1^2, \{\phi_1\}), (\omega_2^2, \{\phi_2\}), \dots, (\omega_n^2, \{\phi_n\}) \tag{5}$$

여기서 ω_i^2 은 고유진동수(rad/sec)의 자승을 의미하며, $\{\phi_i\}$ 는 고유벡터로써 진동모우드를 의미한다. 고유진동수(Hz) f_i 는 다음과 같이 계산된다.

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \tag{6}$$

2.2 조화응답(harmonic response)해석

조화응답해석은 조화외력이 작용하는 선형 구조물의 정상상태의 응답을 결정하는데 도입된다. 이 조화응답에 대한 해석으로는 직접적분법과 모우드 중첩법이 있다.^{(10),(11)} 직접적분법에 의한 운동방정식의 해는 변위응답이 조화함수의 형태인 식(7)로, 조화외력은 식(8)로 표시할 수 있다.

$$\{u(t)\} = \{u_0\}e^{i\omega t} \tag{7}$$

$$\{F(t)\} = \{F_0\}e^{i\omega t} \tag{8}$$

여기서 u_0 및 F_0 는 각각 변위와 외력에 대한

진폭이다.

위 식들을 (1)식에 대입하면

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])\{u_0\} = \{F_0\} \tag{9}$$

위 식으로부터 절점변위 벡터는 다음과 같이 구해진다.

$$\{u_0\} = [K_q]^{-1}\{F_0\} \tag{10}$$

여기서 $[K_q]$ 는 동가강성행렬을 의미한다.

또한, 감쇠행렬은 다음과 같이 근사화시킬 수 있다.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \tag{11}$$

여기서 α, β 는 Rayleigh 감쇠상수(damping constant)로서 각각 질량감쇠와 강성감쇠를 나타낸다.

임의의 두 주파수 영역에서 두 감쇠함수의 합은 일정하며, 감쇠비 ζ 와 주파수 영역 f_1, f_2 가 주어졌을때 다음과 같은 두식으로부터 α, β 를 구할 수 있다.

$$\frac{\alpha}{4\pi f_1} + \beta\pi f_1 = \zeta \tag{12}$$

$$\frac{\alpha}{4\pi f_2} + \beta\pi f_2 = \zeta \tag{13}$$

2.3 배기계의 유한요소 모델링

본 연구에서 모델링한 배기계는 현재 생산되는 상용차 배기계이며, Fig.2는 모델링한 배기계를 표시하고 있다. 배기계는 Fig.3과 같이 차진행방향을 x방향, 차진행방향과 수직방향을 각각 y, z방향으로 정의하였고, 배기파이프, 머플러 및 행거로 구성된다. 배기파이프는 파이프 요소로, 머플러는 사변형 쉘 요소로, 행거는 트러스 요소로 모델링하였으며 총 절점수는 239개이고, 요소수는 193개이다.

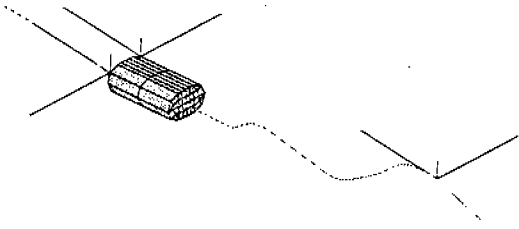


Fig.2 Modeling of exhaust system

동수와 시뮬레이션으로부터 구한 고유진동수가 일치되도록 스프링계수를 x방향으로 0.92kg/mm, y방향으로 1.725kg/mm, z방향으로 0.345kg/mm로 튜닝하였다. Table 1은 모델링한 각 부품의 주요치수 및 재료성질을 나타내고 있다.

3. 최적설계의 적용

일반적인 최적설계는 주어진 제한조건함수 (constraint function)를 만족하면서 목적함수 (cost function)의 최소값을 결정하는 수학적인 기법이다. 보편적인 최적설계의 수학적인 모델은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && F(x) \\ & \text{Subject to} && \\ & && h_i(x) = 0 \quad i = 1, \dots, m \quad (14) \\ & && g_j(z) \leq 0 \quad j = 1, \dots, \ell \end{aligned}$$

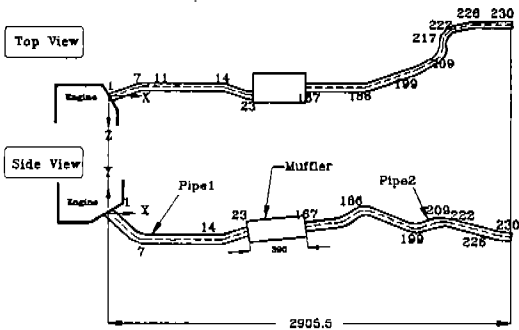


Fig.3 Drawings of exhaust system

머플러는 외부형상이 복잡하고 중량이 크며, 전체적인 배기계의 해석에 있어서 이 부품에 대한 응력해석은 무의미하다. 반면에 배기계의 진동해석에서는 중량이 매우 중요하므로 여기서는 중량을 고려하여 두께가 4.7mm인 타원으로 모델링하였다.

행거는 설계도면에 표시된 위치에서 트러스 요소를 이용하여 모델링하였으며 행거의 rubber의 스프링계수는 1.15kg/mm이지만 이것이 차체에 장착될 경우 assembly로서 연결이 되므로 순수한 rubber만의 강성을 갖지는 않는다. 따라서 본 논문에서는 실험으로부터 산출된 고유진

여기서 x 는 벡터로 표시되는 설계변수이며 $F(x)$ 는 목적함수이고 $h_i(x)$ 는 등제한조건함수 (equality constraint function), $g_j(x)$ 는 부등제한 조건함수 (inequality constraint function)이다.

일반적인 최적설계 문제는 먼저 초기치를 설정하고 Taylor급수를 전개하여 선형화 프로그램을 만든 다음, 목적함수와 제한조건함수의 민감도 (sensitivity)를 계산해야 한다. 함수값과 민감도 계산에 의하여 설계방향이 결정되며 1차원 탐색 (1-dimensional search)을 통하여 설계변화량 (stepsize)이 얻어진다. 이러한 과정이 반복 진행됨으로써 설계변수의 제한조건을 모두 만족하고 함수값을 최소로 하는 값을 찾게 된다. (12)~

Table 1 Dimension and material property of each component

Component (Element Type)	Pipe (Pipe)	Muffler (Quadrilateral Shell)	Hanger (Truss)
Outer Radius (mm)	48.6, 42.7	×	×
Thickness (mm)	1.6	4.7	×
Young's Modulus (kg/mm ²)	2.1 E4	2.1 E4	1.15
Poisson's Ratio	0.3	0.3	0.3
Width (mm)	×	390	×

(14) 이 최적화 과정중 함수값이나 미분값의 계산은 필수적이며 공학문제의 경우 계산량이 상당히 많은 것으로 알려져 있다. 특히 구조 최적설계의 경우 유한요소 프로그램의 사용으로 매우 많은 함수값과 민감도 계산이 요구되어 실제 문제에의 적용에 어려움이 있고 그 비용이 대단히 고가이며 많은 경우에 미분값 계산이 불가능해진다.

이러한 이유로 본 연구에서는 범용 유한요소 프로그램(ANSYS)에 내재된 최적설계기법인 이차근사법을 도입해 보았다. 이차근사법은 근사함수의 개념을 이용하여 함수값만 계산하고 미분값에 대한 정보가 필요없는 방법이다. 이 방법은 설계변수의 함축함수(implicit function)를 Taylor급수의 이차항까지 전개한 후, 명시함수(explicit function)형태의 이차식의 근사함수로 변형시킨다. Taylor급수로 이차항까지 전개시킬 때 수학적인 정확한 정보를 이용하지 않고, 몇 개의 점에서 각 함수의 값을 가지고 가중최소제곱법(weighted least square method)을 사용하여 이차식의 계수를 구한 다음 얻어진 명시함수를 반복진행함으로써 근사화된 문제의 최적값을 구한다. 이렇게 구해진 최적값은 다음 반복진행에서 가중최소제곱법을 시행하는데 자료로 사용된다. 이 방법은 미분값 정보가 필요없고 설계변화량을 구하는 노력이 절감되므로 민감도 계산이 복잡하거나 함수값의 계산량이 많은 최적설계 문제의 경우에 유용하다. 이차근사법은 Vanderplaats⁽¹⁵⁾에 의해 창안되어 아직 많은 응용이 되고 있지 않으나 그 성능 및 유용성은 이미 기존연구를 통하여 확인된 바 있다.⁽¹⁶⁾

본 연구에서는 엔진운동변위 즉 x, y, z 방향의 병진운동변위 Dx, Dy, Dz 및 회전운동변위 Rx, Ry, Rz를 설계변수로 설정하였고 다음과 같은 목적함수를 지정하였다.

$$F = \sum_{k=1}^n (p_k - C_k)^2 \quad (15)$$

여기서 p_k 는 최적화 과정중 유한요소법에 의해 계산되는 배기계의 절점변위로서 설계변수 Dx, Dy, Dz, Rx, Ry, Rz의 함축함수이며, C_k 는 실차

측정을 통해 구한 진폭값이고, n은 x, y, z방향의 변위수를 절점수와 곱한 값이다. 엔진운동변위를 추정하는데 쓰이는 이러한 방법에는 제한조건이 없으며, c_k 에 해당하는 진폭값중 회전변위 또한 고려될 수 있으나, 이의 측정이 상당히 난이할 뿐 아니라 그 영향이 작으므로 식(15)의 목적함수는 병진운동만을 고려하여 정의하였다.

4. 배기계의 진동실험

4.1 고유진동수실험

고유진동수 실험의 목적은 연구대상인 배기계의 진동해석에 대한 시뮬레이션의 타당성을 입증하는데 있다. 즉, 배기계의 진동실험을 통하여 산출된 고유진동수 및 모드 형(mode shape)을 시뮬레이션으로부터 산출된 결과와 비교, 검토하였다. 실험을 위해 설치된 배기계



Fig.4 Exhaust system set-up

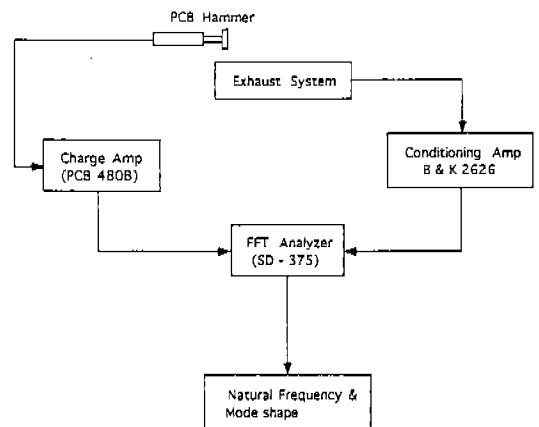


Fig.5 Relation of experimental equipment for natural frequency

모델은 Fig.4와 같다. 여기서 행거는 보울트로 앵글에, 엔진과의 연결부는 바이스로 각각 고정시켰으며 실험의 계통도는 Fig.5와 같다.

구조물의 고유진동수 및 모우드 형은 입력에 대한 출력의 비인 전달함수를 구함으로써 얻어진다. 본 실험에서 입력신호는 충격해머(impact hammer)를 증폭하여 얻었으며 출력신호는 가속도계(accelerometer)로부터의 진동신호를 컨디셔닝앰프(conditioning amplifier)로 증폭하여 얻었다. 이렇게 얻어진 입력 및 출력신호는 주파수분석기(FFT)에서 전달함수를 구하는데 이용된다. 이때 가속도계는 배기계의 끝단에 부착하였고 가진점은 배기계의 변곡점을 중심으로 하여 13개 점으로 정하였으며 각 점에 대하여 지면에 수평방향(z-direction)과 수직방향(y-direction)으로 가진하였다. Fig.3에서의 절점번호는 가진점을 나타낸다.

Table 2 Comparison of simulation with experiment

Mode	Simulation (Hz)	Experiment (Hz)	Error (%)
1	7.364	6.875	7.1
2	12.439	11.125	11.8
3	17.067	14.750	15.7
4	22.405	19.500	14.9

시뮬레이션과 실험으로부터 구한 고유진동수 및 이들의 오차를 Table 2에 표시하였으며 Fig. 6~8은 각 모우드에 대하여 시뮬레이션과 실험으로부터 구한 모우드 형을 비교한 것이다. 각 고유진동수에 해당하는 모우드 형을 볼때 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 볼 수 있다. 배기계의 진동실험을 통하여 산출된 고유진동수 및 이에 해당되는 모우드 형을 시뮬레이션의 고유진동수 및 모우드 형과 비교한 결과, 이와같은 일치성을 얻어냄으로써 연구한 시뮬레이션의 타당성이 충분히 입증되었다고 본다.

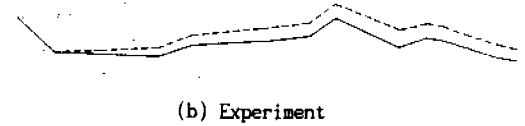
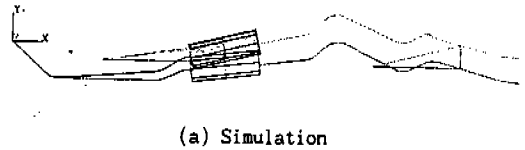


Fig.7 2nd mode shape

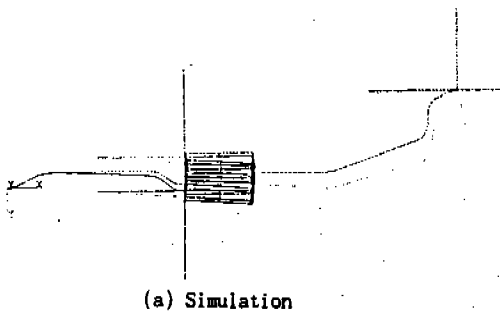


Fig.6 1st mode shape

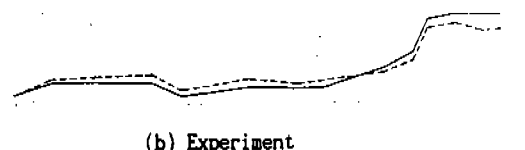
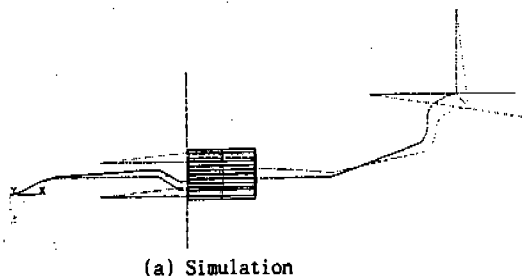


Fig.8 3rd mode shape

4.2 강제진동실험

본 실험의 목적은 연구 대상인 배기계의 감쇠비 ζ 를 찾는 데 있다. Fig.9는 고속카메라에 의해 촬영한 끝단의 y, z방향 진폭변화를 나타낸 예이다. 가진주파수는 함수발생기(function generator)를 이용하여 공회전(idling)상태의 주파수인 25Hz로 고정시켰으며, 이 출력신호를 파워앰프(power amplifier)로 증폭한 후, 가진기(shaker)에 의해 배기계와 엔진 연결부위를 가진하도록 하였다. 가진기의 가진에 의한 배기계의 진폭값을 수치적으로 얻기 위해 고속카메라(high speed camera)로 배기계 끝단을 촬영했고, 촬영속도는 200fps(frame/second)로 고정시켰다. 촬영속도에 의해 필름 한 frame은 1/8 주기에 해당한다.

가진기로 가진시켰을 때 배기계 끝단의 진폭은 각각 y방향으로 약 1.1mm, z방향으로 약 0.5mm의 값을 나타냈으며, 시뮬레이션한 결과에서 공진점부근의 절점변위가 위의 진폭을 갖도록 감쇠비를 튜닝한 결과, 2.97%의 감쇠비를 얻었다. 이 감쇠비는 현장연구소 및 학술회의에서

인저받고 있는 1%~3% 범위안에 있는 값으로 신뢰성이 있음을 보여준다. 실험에 사용한 장비의 계통도는 Fig.10과 같다.

4.3 실차의 진폭 측정

본 측정의 목적은 엔진운동변위를 찾기 위한 최적설계 프로그램에서 목적함수로 표현되는 실험값을 측정함으로써 현재 생산중인 실험 대상차의 엔진운동변위를 구하고자 하는 것이다. 측정에 사용된 실차(full car)는 현재 생산중인 상용차이며 진폭측정을 위해 고속카메라와 촬영분석기(motion analyzer)를 사용하였다. Fig. 11~12는 촬영장비로 사용된 고속카메라, 실차 및 측정장비인 촬영분석기를 나타낸다. 촬영시 실차를 750rpm~780rpm으로 시동건 후, 공진주파수인 25Hz의 상태를 유지시켰고 카메라의 촬영각도와 배기파이프의 불규칙한 곡률로 인하여 199번 절점은 x, y방향의 변위만을 촬영하였다. 위에서 언급한 촬영상의 문제점으로 인하여 측정된 진폭값에 대한 오차보상 또는 허용오차를 감안해야 한다.

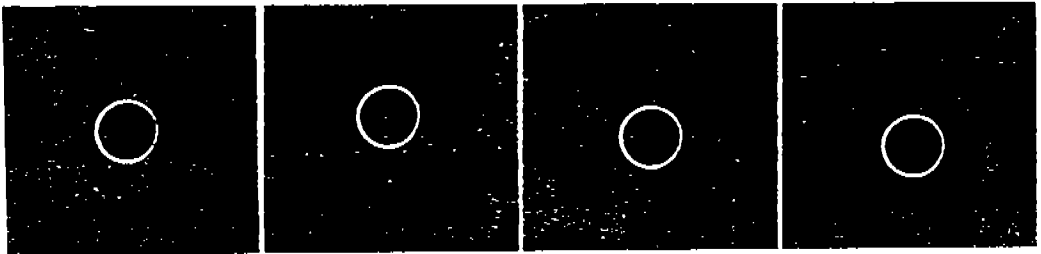


Fig.9 Photograph of node number 230(y-z plane)

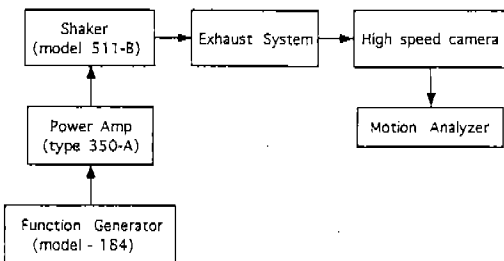


Fig.10 Relation of experimental equipment for damping ratio

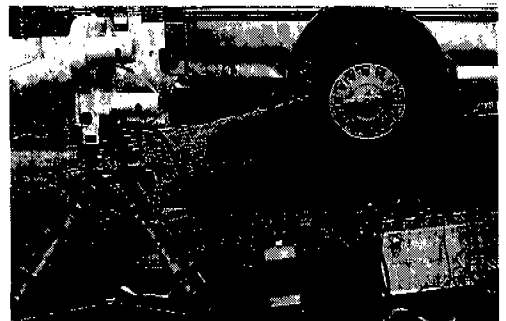


Fig.11 Equipments of measurement

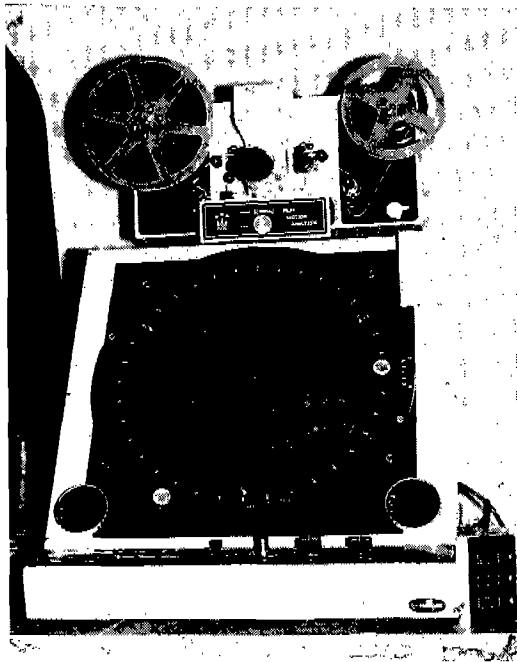


Fig.12 Motion analyzer

한편 측정의 정확성을 위하여 5~10분 간격으로 750rpm시 2회, 780rpm시 1회 촬영하였고 촬영분석기를 통하여 진폭값을 측정한 결과, 진폭값의 평균치는 절점 230에서 x방향으로 약 0.8 mm, y방향으로 약 1.9mm, z방향으로 약 1.8mm로 측정되었으며, 절점 199에서 x방향으로 약 0.14 mm, y방향으로 약 0.25mm로 측정되었다. Fig.13은 각 부위에서 촬영한 사진의 예이다.

5. 결과 및 고찰

5.1 예제를 통한 최적설계의 적용결과

엔진운동변위를 찾는 최적화작업의 유용성을 확인하기 위해 실차의 진폭측정이전에 엔진운동변위를 임의로 선정할 다음, 이 엔진운동변위에 의한 시뮬레이션상의 진폭값을 실차의 진폭값으로 가정하여 목적함수에 표현하였으며 역으로 임의의 선정한 엔진운동변위를 찾는 작업을 수행하였다. 즉, Table 3에 표시된 $D_x, D_y, D_z, R_x, R_y, R_z$ 에 해당하는 가상값을 시뮬레이션상에 입력한 후, 계산된 진폭값 U_x, U_y, U_z 를 식(15)의

c_k 에 대입한다. 이때 가진주파수는 25Hz로 하였다.

이와같이 목적함수에 포함되는 절점변위는 Fig.3에서 7, 14, 186, 199, 230번 절점의 변위로 임의의 선정하였고, 각각 1개 절점(230번 절점), 3개 절점(14, 186, 230번 절점), 5개 절점(7, 14, 186, 199, 230번 절점)이 목적함수에 표현된 경우, 얻은 최적값을 Table 3에 표시하였다. Table 3에서 볼 수 있듯이 끝단(230번 절점)만을 고려한 경우보다는 3절점, 5절점 등 많은 수의 절점을 목적함수에 포함한 경우에 가상값과 최적값 사이의 오차가 크게 줄어들고 있음을 알 수 있다.

5.2 실차의 진폭값에 대한 엔진운동변위 결정

실차를 대상으로 측정한 진폭값중 엔진조건을 찾기위해 목적함수에 도입되는 진폭값을 Fig.13(b), (c)에서 230번 절점의 x, y, z방향 변위로 정하였으며, Fig.13(a)의 199번 절점 x, y방향 변위는 구한 엔진운동변위를 조화외력으로 했을 때 강제진동 프로그램을 통해 얻어지는 199번 절점의 진폭값과 비교, 검토하는데 이용한다. 이러한 방법으로 엔진운동변위를 찾기위해 식(15)를 적용하여 최적설계를 수행하기전에 감쇠비를 2.97%보다는 높게 잡아주는 것이 타당하는데, 그 이유는 실험대상차의 성능 및 신구를 고려해야만 하기 때문이다.

따라서 감쇠비를 여러차례 변경시켜 고찰해본 결과, 3.1%에서 시뮬레이션한 결과와 실험으로 구한 결과가 가장 잘 일치함을 알 수 있었다. 이와같이 3.1%로 시뮬레이션의 감쇠비를 조절된 상태에서 엔진운동변위를 추정한 결과는 Table 4와 같다. 여기서 199번 절점의 x방향 변위는 최적화 기법에 의해 구한 엔진운동변위를 입력으로 했을 경우 0.19mm로, 측정값 0.14mm와 35.7%의 오차를 보이고 있지만 이 오차는 측정값 자체가 매우 작은 값이므로 실험조건 및 측정 오차에 의해 기인된 것이라 판단되며 비교는 의미가 없다고 생각된다. 반면에 y방향 변위는 0.24mm로써 측정값 0.25mm와 거의 일치하는 경향을 나타냈다.

Table 3 Results of optimization

For 1-node)

Input, Output		Direction	Assumption	Optimization	Error(%)
Engine motion		Dx	0.9265	0.9859	6.4
		Dy	0.9265	0.8081	12.8
		Dz	0.4730	0.3392	28.3
		Rx	0.008726	0.006540	25.1
		Ry	0	0.000609	-
		Rz	0	0.000045	-
Disp. (mm)	Node 230	Ux	0.374	0.316	15.5
		Uy	2.408	2.313	3.9
		Uz	-2.657	-2.642	0.6

For 3-node)

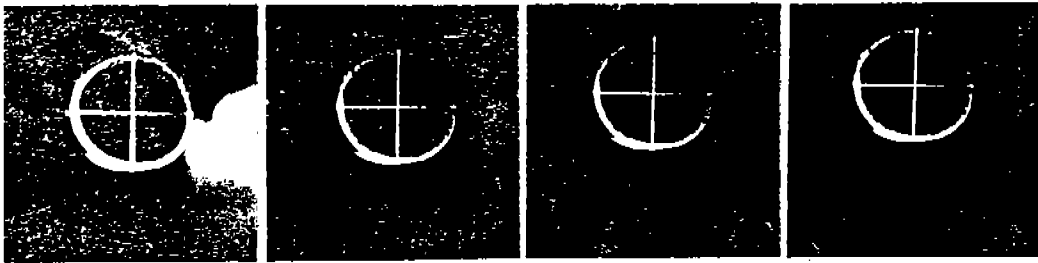
Input, Output		Direction	Assumption	Optimization	Error(%)
Engine motion		Dx	0.9265	0.9106	1.7
		Dy	0.9265	0.9166	1.1
		Dz	0.4730	0.5054	6.8
		Rx	0.008726	0.008795	0.8
		Ry	0	0.000024	-
		Rz	0	0.000021	-
Disp. (mm)	Node 14	Ux	0.977	0.962	1.5
		Uy	1.120	1.225	9.4
		Uz	-0.925	-0.930	0.5
	Node 186	Ux	1.545	1.533	0.8
		Uy	-1.403	-1.409	0.4
		Uz	1.788	1.793	0.3
	Node 230	Ux	0.374	0.365	2.4
		Uy	2.408	2.395	0.5
		Uz	-2.657	-2.641	0.6

For 5-node)

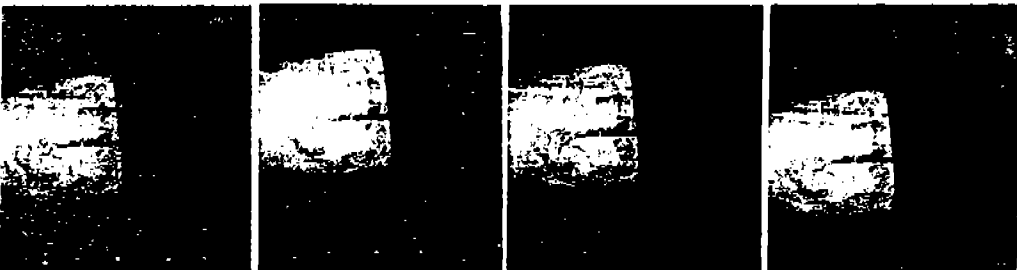
Input, Output		Direction	Assumption	Optimization	Error(%)
Engine motion		Dx	0.9265	0.9220	0.5
		Dy	0.9265	0.9091	1.9
		Dz	0.4730	0.4995	5.6
		Rx	0.008726	0.008740	0.2
		Ry	0	0.0000456	-
		Rz	0	0.0000404	-
Disp. (mm)	Node 7	Ux	0.970	0.969	0.1
		Uy	1.652	1.643	0.5
		Uz	-1.221	-1.206	1.2
	Node 14	Ux	0.977	0.976	0.1
		Uy	1.120	1.218	0.2
		Uz	-0.925	-0.922	0.3
	Node 186	Ux	1.545	1.544	0.1
		Uy	-1.403	-1.409	0.4
		Uz	1.788	1.793	0.3
	Node 199	Ux	1.075	1.074	0.1
		Uy	-0.587	-0.589	0.3
		Uz	-0.521	-0.520	0.2
	Node 230	Ux	0.374	0.373	0.3
		Uy	2.408	2.415	0.3
		Uz	-2.657	-2.659	0.1



(a) node number 199 (x-y plane)



(b) node number 230 (y-z plane)



(c) node number 230 (x-y plane)

Fig.13 Photograph of each part measured

Table 4 Engine motion by optimization(damping ratio : 3.1%)

Direction	Engine motion	Node	Direction	Disp.	Disp.	Error
				(Opt.)	(Exp.)	(%)
Dx	0.00301	230	Ux	0.79	0.8	1.3
Dy	0.99665		Uy	1.93	1.9	1.6
Dz	0.79482		Uz	1.80	1.8	0
Rx	0.00396	199	Ux	0.19	0.14	35.7
Ry	0.00263		Uy	0.24	0.25	4.0
Rz	0.00001					

6. 결 론

최적화 기법에 의한 자동차 엔진배기계의 엔진운동변위 산출에 관한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서 개발한 자동차 배기계의 시뮬레이션 프로그램은 고유진동수 실험을 통하여 그 타당성이 입증되었다.
- 2) 자동차 배기계의 강제진동해석시 지배적인 역할을 하는 엔진진동에 관한 가진입력(엔진운동변위)을 최적화 기법으로 찾아내는 방법을 고안하였다.
- 3) 실차측정한 진폭값을 최적화 기법으로 산출된 엔진운동변위에 의한 진폭값과 비교한 결과, 비교적 좋은 결과를 보였다.
- 4) 최적화 기법으로 엔진운동변위를 구함으로써 자동차의 승차감 및 배기계의 내구수명을 개선시키기 위한 벨로우즈의 스프링계수 또는 최적위치 선정등과 같은 배기계 설계를 가능하게 하였다.

참 고 문 헌

1. Kazuyosh Tokayama, Osamu Onodera, Katsuhiko, 1988, "Shock Wave Development and Propagation in Automobile Exhaust Systems", SAE Paper, No.88082
2. Kiyoomi SATO, "An Analysis of Elastic Vibration of Exhaust Pipe System", UDC, Vol.3
3. Tomoaki MIWA, "Vibration of Exhaust Gas System", UDC, Vol.35, No.4
4. H.Hata, H.Tanaka, 1987, "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake", SAE Paper, No.870961
5. Masanori Ishikawa, Mitsuo Iwahara, Akio Nagamatsu, 1991, "A New Design for Engine Design Using Dynamic Optimization and Substructure Process", SAE Paper, No.911065
6. M.M.A Dehghani, Hasan Sehitoglu, 1983, "Optimization of Engine Controls Using Geometric Programming", SAE Paper, No.830429
7. J.M.Desantes, F.Boada, J.M.Corberan, 1985, "Exhaust Pipe Design Method for the Optimization of the Scavenging Process", SAE Paper, No.850083
8. Chung M.Suh, Mitsuo Iwahara, Akio Nagamatsu, 1991, "Frequency Optimization Technique Based on the Anti-Resonance Sensitivity Method", SAE Paper, No.911076
9. Ansys Manual, 1989, Swanson Analysis System.
10. Glen V.Berg, 1988, "Elements of Structural Dynamics", Prentice-Hall
11. M.L.James, G.M.Smith, J.C.Wolford, P.W. Whaley, 1989, "Vibration of Mechanical and Structural Systems".
12. Garret N.Vanderplaats, 1984, "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design", McGraw-Hill
13. Jasbir S.Arora, 1989, "Introduction to Optimum Design", McGraw-Hill
14. Edward J.Haug, Jasbir S.Arora, 1979, "Applied Optimal Design", John Wiley & Sons, Inc.
15. Garret N.Vanderplaats, 1979, "Efficient Algorithm for Numerical Airfoil Optimization", Journal of Aircraft, Vol.12, pp.842-847.
16. 박영선, 박경진, 이완익, 1992, "최적설계시 이차근사법의 수치성능 평가에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제16권, 제2호, pp. 236-247.