

〈논 문〉

## 다질점계로 모델링한 기관 탄성지지계의 강제진동 해석에 관한 연구

Forced Vibration Analysis of Engine Resilient Mounting System Modelled with Multi-mass and Multi-degree-of-freedom

김성춘\* · 김창남\*\* · 변용수\*\*\* · 김의간\*\*\*\*

Kim Seong-Choon, Kim Chang-Nam, Byun Young-Sue and Kim Ue-Kan

(2000년 2월 10일 접수 ; 2000년 8월 16일 심사완료)

**Key Words** : Double Resilient Mounting(이중탄성지지), Misfiring(착화실패), Transmissibility(전달률), Forced Vibration(강제진동), Marine Engine(선박용 엔진), Sound Enclosure(소음차폐상자)

### ABSTRACT

Being carried out a number of studies for the resilient mounting system of automobile engine than that of the studies for marine engines, many research results for the case of the resilient mounting system of the automobile engine have been applied in the analysis for the case of marine engine. However, the size and the power of automobile engines are not only relatively small but also their operating conditions are quite different from those of marine engines. For the analysis of the automobile engine, misfire condition and unload condition have not been considered. Accordingly, it is not desirable to apply the results obtained from the case of automobile engines to the case of marine engines. In this study, exciting and damping forces working on the marine engine are formulated mathematically in order to apply to the design of a resilient mounting system of engine effectively. Furthermore, some mathematical formulation for the analysis of the transmissibility of multi-body system are proposed. A new computer program which is able to calculate the free vibration, the transmissibility and the forced vibration of a resilient mounting system has been developed. As an application of this developed computer program, the dynamic behaviour of resilient system with an actual rubber spring for the case of 6-degree-of-freedom system and 36-degree-of-freedom system are evaluated quantitatively.

### 1. 서 론

기관의 탄성지지에 대한 연구는 주로 자동차와 같은 소

형 기관을 대상으로 하고 있으며<sup>1,2)</sup> 선박 기관에 대한 것은 그리 활발하지 못한 실정에 있다. 이는 선박에서 추진용으로 사용하는 저속 2행정 기관은 무게가 무거워 탄성지지 하는 것이 곤란할 뿐만 아니라, 기관의 최고회전수도 낮아 탄성지지계의 진동전달률을 1이하로 낮추는 것이 현실적으로 한계가 있기 때문이다. 그러나 군함, 여객선, 해양탐사선과 같은 특수목적선은 충격, 진동, 소음에 관한 요구사항이 높고, 추진기관으로 비교적 최고회전수가 높은 디젤기관을 터빈과 병행 또는 단독으로 사용하게 되면서 탄

\* 정회원, 쌍용중공업 기술연구소

\*\* 정회원, 마노 기술지원부

\*\*\* 정회원, 범한산업(주) 연구개발부

\*\*\*\* 정회원, 한국해양대학교 기계·정보공학부

성지지의 필요성이 증가하고 있다.

선박용 기관의 탄성지지에 관한 연구 보고로 일본에서는 米澤 등이 소형기관의 기진력을 계산한 후 강제진동을 해석하고 그 결과를 실측치와 비교하였다.<sup>(3,4)</sup> 三橋 등은 소음 저감을 목적으로 방진 고무의 방진효과를 삽입손실로 계산하는 방법을 제시하였다.<sup>(5)</sup> 또한 유압작동기와 방진고무, 가속도계를 이용하여 기관 진동을 능동제어하는 방법도 제시하였다.<sup>(6)</sup> 赤井, 吉井 등은 1994년에는 해양과학기술센터의 「よこすか」와 동경대학 해양연구소의 「白鳳丸」에 이중탄성지지를 적용하였다.<sup>(7,8)</sup> 또한 이들은 중간지지대를 강체로 가정한 경우와 탄성체로 가정한 경우로 나누어 유한요소법으로 고유진동수를 해석한 결과, 중간지지대를 강체로 가정하여도 공학적으로 문제가 없음을 확인하였다. 유럽에서는 MAN-B&W, Sulzer, SEMT Pielstick, MTU 등과 같은 기관제작사들과 Rubber design b.v.나 Stop-choc, Metalastuk과 같은 탄성지지 제작사들이 기관 탄성지지계의 설계에 대해 심도 있게 검토하고 있다.<sup>(9)</sup>

이와 같이 선박용 기관을 설계하는 곳에서는 여러 방법으로 기관의 탄성지지계 최적설계에 대해 검토하고 있으나 연구 결과는 지극히 제한적으로 발표하고 있다. 필자들은 선박용 기관의 탄성지지계를 1절점 6자유도계 또는 2절점 12자유도계로 모델링하여 기관의 정상운전시의 착화실패시의 동적거동을 해석하여 보고하였다.<sup>(10,11)</sup> 그러나 탄성지지계 동적거동 해석의 신뢰도를 높이기 위해서는 탄성지지계를 다절점계로 모델링하여 해석하는 것이 보다 바람직 할 것으로 판단된다.

따라서 본 연구에서는 선박용 디젤기관 탄성지지계를 다절점 다자유도를 갖는 탄성지지계로 모델링하고 탄성지지계의 동적거동을 파악하기 위한 강제진동 해석법을 검토하고자 한다. 또한 다절점 다자유도 탄성지지계의 전달률 해석을 정식화하고, 이 결과를 고무형 탄성스프링을 갖는 선박 추진용 디젤기관의 탄성지지계에 적용하여 자유진동, 전달률, 강제진동을 해석하고 탄성지지계의 최적설계에 대하여 검토한다.

## 2. 탄성지지계의 이론

### 2.1 단위변위법을 이용한 운동방정식의 유도

탄성지지계의 운동방정식을 유도하기 위한 좌표설정은 기관의 전후방향(축방향)을  $X$ , 좌우방향을  $Y$ , 상하방향을  $Z$ 라 하고 오른손 법칙에 따라  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ 축 둘레의 회전운동을 정(+)으로 한다. 이때  $n$ 개의 질점을 갖는 탄성지지계의 운동방정식은 식 (1)과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f_0\} \quad (1)$$



Fig. 1 The coordinate system for a resilient spring which interconnects body I and body J

탄성지지계의 운동방정식에서 질량 행렬  $[M]$ 은 비교적 간단히 구할 수 있으며 질점의 수가 증가하여도 용이하게 확장시킬 수 있다. 그러나 강성 행렬  $[K]$ 은 질점수의 증가와 탄성스프링의 배치에 따라 복잡하게 된다. 강성 행렬을 유도하는 방법으로는 여러 가지가 있으나, 본 논문에서는 단위변위법을 적용하였다. 즉 Fig. 1에서 강체가 운동함에 따라 탄성스프링에는 변형이 발생하게 된다. 이러한 변형으로 인해 탄성스프링에는 힘이 작용하게 되며, 탄성스프링에 작용하는 힘은 탄성스프링으로부터 일정한 위치에 있는 강체의 중심에 작용하는 힘으로 변환 될 수 있다. 따라서 만약 강체의 운동변위를 단위변위로 놓을 경우 강체의 중심에 작용하는 힘이 곧 탄성지지계의 강성행이 된다. 이와 같이 단위변위를 이용하여 힘에 관한 식으로부터 강성행을 구하는 방법을 단위변위법이라고 한다.

Fig. 1과 같은 탄성지지계의 강성 행렬을 구하기 위해서는 다음과 같은 몇가지 가정이 필요하다. 첫째, 탄성스프링의 변형은 탄성중심  $P$ 를 중심으로 발생한다. 따라서 정적 평형상태의 탄성중심  $P$ 가 강체의 병진 및 회전운동 후에 가지는 변위를 탄성스프링의 변형량으로 본다. 둘째, 강체의 변위는 매우 작다. 셋째, 각각의 탄성스프링은 탄성주축에 대해 각각 3방향의 병진 및 회전 강성계수로 표현된다.

Fig. 1은 두개의 강체와 기반 사이를 탄성스프링으로 연결한 전형적인 이중탄성지지계로 2절점 12자유도를 갖는다. 여기서 점  $O$ 는 전체 좌표계의 원점으로 초기위치 즉 정적 평형상태에서의 강체 및 탄성스프링의 위치 등을 표시하기 위하여 임의의 위치에 정한 것이다 또한  $X, Y, Z$ 는 이때 전체 좌표계의 좌표축을 나타낸다.  $G_I$ 와  $G_J$ 는 각각 강체  $I, J$ 의 중심을 의미하며,  $\{\theta\}_I, \{\theta\}_J$ 는 정적 평형상태의 중심  $G_I, G_J$ 로부터 강체  $I, J$ 의 병진

및 회전 변위벡터를 나타낸다. 여기서 또한 탄성스프링의 경사매치를 고려하기 위하여 각각의 탄성스프링의 중심  $P$ 를 원점으로 하는 탄성주축 방향의 좌표축  $X_p, Y_p, Z_p$ 를 탄성스프링에 대한 국부 좌표계로 설정하였다.

Fig. 1의 전체 좌표계에서, 강체  $I$ 가 정적 평형상태로부터 질량중심  $G_I$ 를 중심으로  $\{l\}_I$ 의 병진변위와  $\{\theta\}_I$ 의 회전변위 만큼 운동한다고 하면 강체  $I$ 의 운동으로 인한 탄성스프링의 중심  $P$ 의 변위벡터는 식 (2)와 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} \{l\}_{PI} \\ \{\theta\}_{PI} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{l\}_I + \{\theta\}_I \times \{p\}_I \\ \{\theta\}_I \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$\{l\}_{PI}, \{\theta\}_{PI}$ : 강체  $I$ 의 운동으로 인한 전체 좌표계에서 탄성중심  $P$ 의 병진 및 회전 변위벡터  
 $\{p\}_I$ : 강체  $I$ 의 중심  $G_I$ 에 대한 탄성중심  $P$ 의 위치 벡터

따라서 탄성스프링의 탄성주축 방향이 전체 좌표계와 평행한 특별한 경우 강체  $I$ 의 운동에 의해 탄성스프링에 작용하는 힘과 모멘트는 식 (3)과 같이 유도된다.

$$\begin{Bmatrix} \{F\}_{PI} \\ \{M\}_{PI} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [k_i]_p & [0] \\ [0] & [k_\theta]_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{l\}_{PI} \\ \{\theta\}_{PI} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$[k_i] = \begin{bmatrix} k_{ix} & 0 & 0 \\ 0 & k_{iy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{iz} \end{bmatrix}, [k_\theta] = \begin{bmatrix} k_{\theta x} & 0 & 0 \\ 0 & k_{\theta y} & 0 \\ 0 & 0 & k_{\theta z} \end{bmatrix}$$

$\{F\}_{PI}, \{M\}_{PI}$ : 전체 좌표계에서 강체  $I$ 의 운동에 의해 탄성스프링에 작용하는 힘과 모멘트  
 $[k_i]_p$ : 탄성스프링  $P$ 의 병진 강성행렬  
 $[k_\theta]_p$ : 탄성스프링  $P$ 의 회전 강성행렬  
 $k_{ix}, k_{iy}, k_{iz}$ : 탄성스프링의 탄성주축방향 병진 강성계수  
 $k_{\theta x}, k_{\theta y}, k_{\theta z}$ : 탄성스프링의 탄성주축방향 회전 강성 계수

여기서 Fig. 1과 같이 물체를 강체로 가정하면 물체의 모든 운동은 질량중심의 운동으로 볼 수 있다. 마찬가지로 탄성지지계의 첫째 가정에서 기술하였듯이 탄성스프링의 변형은 탄성중심  $P$ 를 중심으로 발생하므로 탄성스프링의 중심  $P$ 에 작용하는 힘과 모멘트는 강체  $I$ 의 중심  $G_I$ 와 탄성스프링의 중심  $P$ 와의 위치를 고려하여 강체  $I$ 의 중심  $G_I$ 에 작용하는 힘과 모멘트로 변환해 주어야 한다.

따라서 전체 좌표계에서 강체  $I$ 가 정적 평형상태로부터 질량중심  $G_I$ 를 중심으로  $\{l\}_I$ 의 병진변위와  $\{\theta\}_I$ 의 회전변위 만큼 운동할 경우, 강체  $I$ 에 작용하는 힘과 모멘트는 식 (4)와 같으며, 강체  $J$ 에 미치는 힘과 모멘트는 식 (5)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} \{F\}_{JI} \\ \{M\}_{JI} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\}_{PI} \\ \{M\}_{PI} + \{p\}_I \times \{F\}_{PI} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{Bmatrix} \{F\}_{JI} \\ \{M\}_{JI} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (-1)\{F\}_{PI} \\ (-1)\{M\}_{PI} + \{p\}_J \times (-1)\{F\}_{PI} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$\{F\}_{JI}, \{M\}_{JI}$ : 전체 좌표계에서 강체  $I$ 의 운동에 의해 강체  $J$ 에 작용하는 힘과 모멘트  
 $\{F\}_{JI}, \{M\}_{JI}$ : 전체 좌표계에서 강체  $I$ 의 운동에 의해 강체  $J$ 에 작용하는 힘과 모멘트  
 $\{p\}_J$ : 강체  $J$ 의 중심  $G_J$ 에 대한 탄성중심  $P$ 의 위치 벡터

식 (2)~(5)를 Fig. 1에서 강체  $J$ 가  $\{l\}_I$ 의 병진변위와  $\{\theta\}_I$ 의 회전변위를 가질 경우에 대해 적용하면 전체 좌표계에서 강체  $J$ 와 강체  $I$ 에 미치는 힘을 구할 수 있다.

식 (2)~(5)에서 단위변위법을 이용하여 탄성지지계의 강성행렬  $[K]$ 를 구하기 위해서는  $\{F\} = [K]\{\delta\}$ 와 같은 형태를  $[F] = [K][\delta]$ 로 바꾸어 주는 것이 필요하다. 즉 힘과 변위를 벡터에서 행렬로 바꾸어 표시해야 한다.

전체 좌표계에서 강체  $I$ 와  $J$ 사이에 하나의 탄성스프링이 설치되어 있을 때 강체  $I$ 와  $J$ 의 운동에 의해 강체  $I$ 와  $J$ 에 작용하는 힘을 행렬로 나타내면 식 (6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} [F]_I & [M]_I & [F]_J & [M]_J \end{bmatrix}^T \\ & = \begin{bmatrix} [k]_{li,li} & [k]_{li,\theta_i} & [k]_{li,l_j} & [k]_{li,\theta_j} \\ [k]_{\theta_i,li} & [k]_{\theta_i,\theta_i} & [k]_{\theta_i,l_j} & [k]_{\theta_i,\theta_j} \\ [k]_{l_j,li} & [k]_{l_j,\theta_i} & [k]_{l_j,l_j} & [k]_{l_j,\theta_j} \\ [k]_{\theta_j,li} & [k]_{\theta_j,\theta_i} & [k]_{\theta_j,l_j} & [k]_{\theta_j,\theta_j} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [l]_I \\ [\theta]_I \\ [l]_J \\ [\theta]_J \end{bmatrix} \quad (6) \\ & [F] = \begin{bmatrix} F_{lx} & F_{ly} & F_{lz} \\ F_{yx} & F_{yy} & F_{yz} \\ F_{zx} & F_{zy} & F_{zz} \end{bmatrix}, [M] = \begin{bmatrix} M_{lx} & M_{ly} & M_{lz} \\ M_{yx} & M_{yy} & M_{yz} \\ M_{zx} & M_{zy} & M_{zz} \end{bmatrix} \\ & [l] = \begin{bmatrix} l_x & 0 & 0 \\ 0 & l_y & 0 \\ 0 & 0 & l_z \end{bmatrix}, [\theta] = \begin{bmatrix} \theta_x & 0 & 0 \\ 0 & \theta_y & 0 \\ 0 & 0 & \theta_z \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$[F]_I, [M]_I$ : 전체 좌표계에서 강체  $I$ 와  $J$ 의 운동에 의해 강체  $I$ 에 작용하는 힘과 모멘트 행렬

$[l]_I, [\theta]_I$ : 전체 좌표계에서 강체  $I$ 의 병진 및 회전 변위 행렬

$[k]_{li,li} \sim [k]_{\theta_i,\theta_j}$ : 강체  $I$ 와  $J$ 사이에 하나의 탄성스프링이 설치되어 있을 때 탄성지지계 강성행렬의 요소행렬(3×3)

식 (6)에서 강성행렬의 요소행렬  $[k]_{li,li} \sim [k]_{\theta_i,\theta_j}$ 는 식

(2)~(5)에 각각 단위변위를 대입하여 풀면 쉽게 얻을 수 있다.

이와 같은 과정을 각각의 탄성스프링에 대해 계산하고 강체와 탄성스프링의 배치를 고려하여 조합하면 전체 탄성 지지계에 대한 강성행렬이 구해진다.

### 2.2 기관 탄성지지계의 기진력

식 (1)에서 정상상태 강제진동을 해석하기 위해서는 기진력 벡터  $\{f_0\}$ 의 성분들을 구하여야 한다. 기관 탄성지지계에서 기진력 성분은 왕복 관성력, 불평형 회전 관성력, 가스 압력에 의한 회전 토크로 된다.<sup>(12)</sup>

Fig. 2와 같은 크랭크 기구에서 각 방향 관성력을 정리하면 식 (7)~(9)와 같다.

$$F_{rec} = -m_{rec}r \left\{ \cos \theta + \frac{\lambda(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \theta}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 \theta \cos^2 \theta}{(1-\lambda^2 \sin^2 \theta)\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \theta}} \right\} \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \left\{ \sin \theta + \frac{\lambda \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \theta}} \right\} \frac{d^2 \theta}{dt^2}$$

$$= -m_{rec} \omega^2 r (\cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta) \quad (7)$$

$$F_{rot,x} = m_{rot} r \left\{ \cos \theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right\} = m_{rot} \omega^2 r \cos \theta \quad (8)$$

$$F_{rot,y} = m_{rot} r \left\{ \sin \theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right\} = m_{rot} \omega^2 r \sin \theta \quad (9)$$

$$\lambda = r/l, \quad A_2 = \left( \lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128} + \dots \right),$$

$$A_4 = - \left( \frac{\lambda^3}{4} + \frac{3\lambda^5}{16} + \dots \right)$$

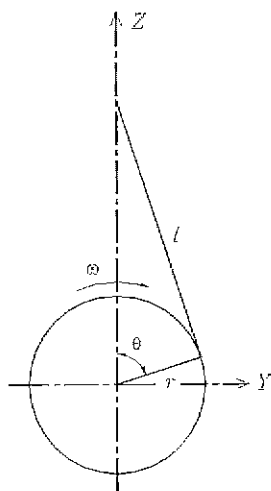


Fig. 2 Diagram of piston-crank mechanism

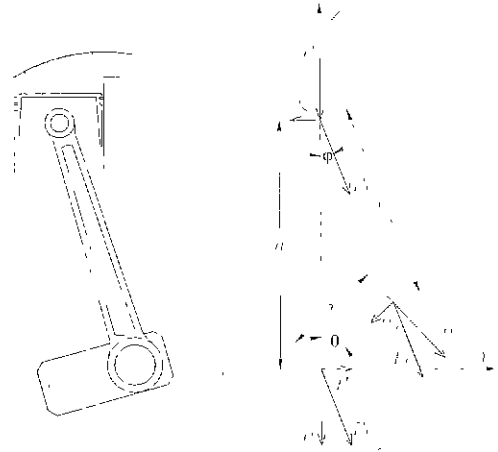


Fig. 3 Forces and torques on the engine frame.

$m_{rec}$  : 왕복운동부 질량,  $m_{rot}$  : 회전운동부 질량,  
 $r$  : 크랭크 반경,  $l$  : 연결봉의 길이,  
 $\omega$  : 크랭크축의 회전 각속도,  
 $\theta$  : 크랭크축의 회전각

기관을 크랭크축 방향으로 넘어뜨리려는 Fig. 3의 전복모멘트  $M_s$ 는 식 (10)과 같이 되며 크랭크의 회전토크  $T$ 와 일치한다. 따라서 전복모멘트  $M_s$ 는 가스압력 및 왕복질량에 의한 관성력의 토크 하모닉계수를 이용하였다.

$$M_s = Fh \tan \pm \varphi = F_c h = F_t \frac{\sin \varphi}{\sin(\theta + \varphi)} h = F_t r = T \quad (10)$$

$$F_s = F_c \sin \varphi = F_t \frac{\sin \varphi}{\sin(\theta + \varphi)}, \quad F_c = F / \cos \varphi,$$

$$F_t = F_c \sin(\theta + \varphi), \quad F_c = F_t / \sin(\theta + \varphi),$$

$$h = r \cos \theta + l \cos \varphi = \frac{r \sin(\theta + \varphi)}{\sin \varphi}$$

다실린더 기관에서는 이와 같은 토크가 4행정 기관에서는 2회전마다, 2행정 기관에서는 1회전마다 합성된다.

### 2.3 탄성지지계의 전달력과 전달률

식 (1)을 정리하면 복소 진폭벡터  $\{X\}$ 는 식 (11)과 같이 나타낼 수 있으며, 이 때 복소 전달력 진폭벡터  $\{F_t\}$ 는 식 (12)와 같이 된다.

$$\{X\} = ([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1} \{F_0\} \quad (11)$$

$$\{F_t\} = ([K] + i\omega[C]) \{X\} \quad (12)$$

$$i = \sqrt{-1}$$

탄성지지계에서 강체의 중심에 기진력이 작용할 경우 식 (11)의 복소 진폭벡터  $\{X\}$ 를 식 (12)에 대입하면 식 (13)이 된다. 전달률은 전달력 대 기진력의 비이므로 식 (13)으로부터 식 (14)와 같은 복소 전달률 행렬  $[TR]$ 을 구할 수 있다. 여기서 식 (14)에는 기반에 대한 전달률 성분이 빠져있다. 따라서 식 (14)에 기반에 대한 전달률이 포함되도록 각각의 행렬을  $[K_m], [C_m], [M_m]$ 으로 확장하여 변형시키면 식 (15)와 같이 전체 진동계에 대한 복소 전달률 행렬  $[TR_m]$ 을 얻을 수 있다.

$$\{F_i\} = ([K] + i\omega[C])([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1}\{F_o\} \quad (13)$$

$$[TR] = ([K] + i\omega[C])([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])^{-1} \quad (14)$$

$$[TR_m] = ([K_m] + i\omega[C_m])([K_m] - \omega^2[M_m] + i\omega[C_m])^{-1} \quad (15)$$

### 3. 다질점 기관 탄성지지계의 진동특성

다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계의 전달률과 강제진동을 해석하기 위하여 Fig. 4와 같은 기관 탄성지지계를 대상으로 선정하였다. 이 시스템은 2대의 주기관으로 추진기를 각각 구동하고, 기관 선단에는 지지베어링이 유압커플링으로 연결되어 있으며 소음진동 대책으로 소음차폐상자를 적용한 이중 탄성지지계이다. 여기서 이중탄성지지계의

중간지지대는 소음차폐상자의 받침대 역할을 한다. 우현 기관과 좌현 기관의 소음차폐상자는 3개의 횡방향 거더로 연결되어 있다. 선박용으로 사용되는 기관이나 중간지지대는 상당히 큰 강성을 가지므로 이들 고유진동수는 전체 탄성지지계의 고유진동수에 비해 매우 높다. 따라서 이들을 강체로 가정하고 해석하여도 무리가 없다. 이는 유사한 선박용 탄성지지계의 유한요소해석 및 실험으로 확인하였다.<sup>(7,8,13)</sup>

따라서 본 연구에서는 소음차폐상자, 기관, 지지베어링을 강체로 가정하여 전체시스템을 6질점 36자유도계를 갖는 탄성지지계로 모델링하였다. 여기서 우현과 좌현의 소음차폐상자를 각각 질점 1, 2로, 우현과 좌현의 기관을 각각 질점 3, 4로, 우현과 좌현의 지지베어링을 각각 질점 5, 6으로 하였다. 기관의 주요사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of main engine

Engine type	20V 956 TB 82
Bore × Stroke	230×230 mm
No. of cylinder	20
Firing order	1-7-2-6-3-10-4-9-5-8
Con. rod ratio ( R/L )	0.50
Reciprocating mass	32.12 kg
PMI at MCR	15.22 bar
Bank angle	60°
Idling speed	500 rpm
MCR	1455 rpm
Engine weight	21680 kg
Sound enclosure weight	20279 kg

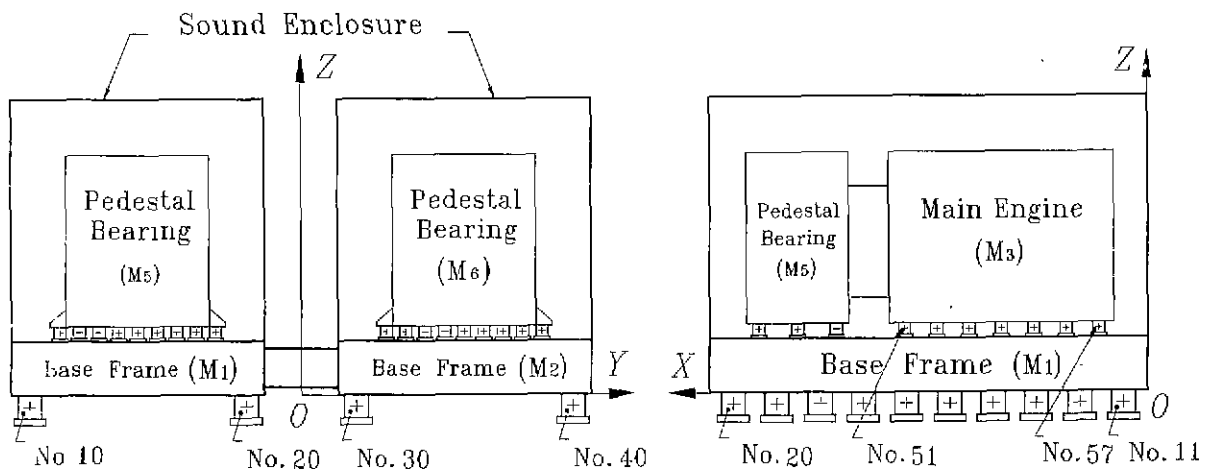


Fig. 4 Schematic diagram of the engine mounting system

Table 2 Natural frequencies and mode shapes of resilient mounting system

No.	Natural frequency (cpm)	Eigen vector	No.	Natural frequency (cpm)	Eigen vector
1	140.4	$X_3\omega X_1 X_5 Z_5$	19	634.7	$\theta_{35}\omega X_5\theta_{25}\theta_{33}$
2	142.9	$Y_3\omega\theta_{21} Y_5 Y_1$	20	654.5	$\theta_{35}\omega X_5 Z_1 Z_3$
3	180.2	$X_3\omega Y_5\theta_{35} X_1$	21	894.4	$\theta_{25}\omega Y_5\theta_{35}\theta_{21}$
4	188.2	$Y_3\omega\theta_{33}\theta_{25}\theta_{35}$	22	938.2	$\theta_{25}\omega Y_5\theta_{35}\theta_{35}$
5	227.0	$Z_3\omega Z_1 Z_5\theta_{35}$	23	1257.6	$\theta_{25}\omega Y_5\theta_{35}\theta_{21}$
6	250.5	$Z_3\omega\theta_{35} Z_1 Z_5$	24	1276.9	$\theta_{25}\omega Y_5\theta_{35}\theta_{33}$
7	269.8	$Y_5\omega\theta_{35}\theta_{23} X_5$	25	1377.6	$\theta_{35}\omega X_5 Z_5\theta_{25}$
8	273.2	$\theta_{35}\omega Z_5\theta_{33} X_5$	26	1396.3	$\theta_{35}\omega X_5$
9	327.0	$\theta_{35}\omega\theta_{23} Y_1 Y_5$	27	1431.6	$\theta_{25}\omega Y_5\theta_{21} Y_1$
10	345.2	$\theta_{35}\omega X_5\theta_{33}\theta_{33}$	28	2257.4	$Z_5\omega\theta_{35}\theta_{25} X_3$
11	345.5	$\theta_{25}\omega\theta_{23} Y_5\theta_{35}$	29	2367.3	$Z_5\omega\theta_{35} Z_1 X_3$
12	346.8	$\theta_{35}\omega X_5 Z_5 X_1$	30	2881.1	$\theta_{35}\omega Y_5 Y_1\theta_{21}$
13	449.3	$\theta_{25}\omega Y_5 X_1\theta_{33}$	31	2888.4	$\theta_{35}\omega Y_5 Y_1 X_1$
14	459.3	$\theta_{35}\omega Z_5 X_1 X_5$	32	8647.0	$\theta_{21}\omega X_1\theta_{21} Z_5$
15	488.3	$\theta_{35}\omega X_5 Z_5 Z_1$	33	10845.5	$\theta_{21}\omega Y_1\theta_{25}\theta_{21}$
16	503.2	$\theta_{23}\omega Y_3\theta_{23} Y_2$	34	13602.3	$X_1\omega\theta_{21}\theta_{21} Z_1$
17	566.6	$\theta_{35}\omega X_5 Z_1 Z_5$	35	15537.6	$Y_1\omega\theta_{21}\theta_{21}\theta_{35}$
18	602.1	$\theta_{35}\omega X_5\theta_{33} Z_5$	36	19091.0	$Z_1\omega\theta_{21}\theta_{21} X_1$

Table 3 Natural frequencies of resilient mounting system calculated by engine maker

No.	Natural frequency (cpm)	No.	Natural frequency (cpm)	No.	Natural frequency (cpm)	No.	Natural frequency (cpm)
1	140.4	10	345.0	19	634.8	28	2257.8
2	142.8	11	345.6	20	654.6	29	2367.6
3	180.0	12	346.8	21	893.4	30	2880.6
4	188.4	13	448.8	22	937.2	31	2887.8
5	226.8	14	459.0	23	1257.0	32	-
6	250.8	15	487.8	24	1276.2	33	-
7	269.4	16	502.8	25	1377.0	34	-
8	273.0	17	566.4	26	1395.6	35	-
9	327.0	18	601.8	27	1433.4	36	-

먼저 이 이중 탄성지지계에 대한 자유진동을 해석하고 이 결과를 Table 2에 36개의 고유진동수와 진동모드로 정리하였다. Table 2에서  $\omega$ 전후에 표기된  $X_1, Y_3, \dots$  등의 표기는 그 고유진동수에 연성된 모드의 방향을 뜻한다. 즉,

$\omega$ 전에 표기된 것은 주 모드의 방향을 나타내며,  $\omega$ 후에 표기된 것은 주 모드와 연성된 방향을 나타낸다.  $\omega$ 후의 표기는 연성도의 크기에 따라 순서대로 나열하였다. Table 3은 기관제작사에서 해석한 탄성지지계의 고유진동수 해석 결과이다.<sup>11)</sup> 이들을 비교 검토하여 보면 자유진동해석 결과는 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

이 기관은 4행정 20실린더 V형 기관이고 크랭크 축방향의 모멘트 즉  $F_{\theta_{23}}, F_{\theta_{25}}$ 가 주 기진력으로 작용한다. 따라서 정상운전시의 주 기진력은 5차 성분이 되고, 착화실패시에는 0.5차가 주 기진력으로 작용하므로 이들 성분을 주의 깊게 검토하여야 한다.

기관의 정상운전시에는 부부하회전수인 500 rpm과 연속 최대회전수인 1455 rpm사이가 기관의 사용회전수로 되며, 실린더 착화실패시에는 최대출력의 70%에 해당하는 1290 rpm을 대표값으로 하면 500 rpm과 1290 rpm 사이가 기관의 사용회전수로 된다. 따라서 진동을 평가할 때 관심대상이 되는 기관회전수는 실린더 폭발이 정상이나 착화실패나에 따라 달라진다.

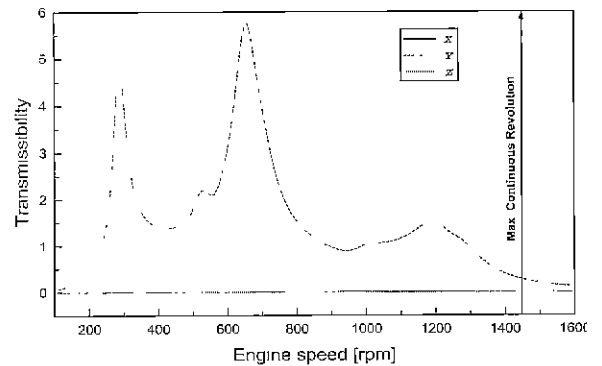


Fig. 5 Transmissibilities of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment

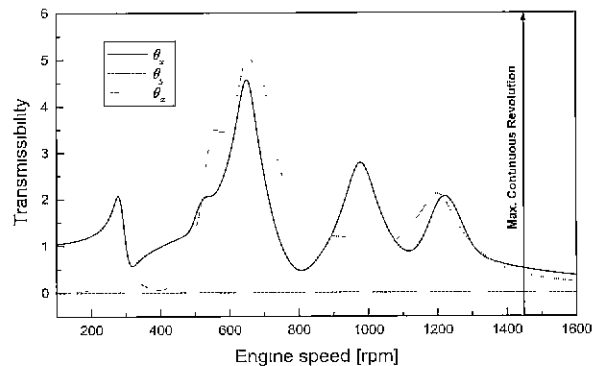


Fig. 6 Transmissibilities of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment

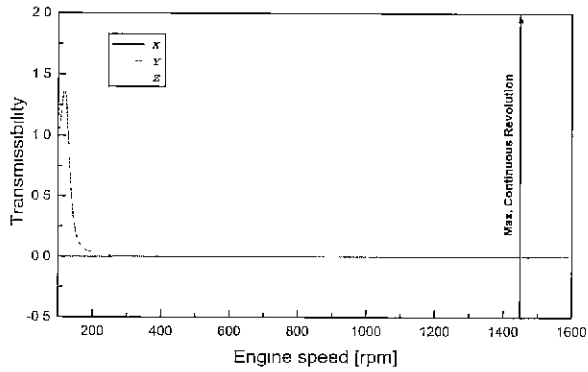


Fig. 7 Transmissibilities of the 5.0th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment

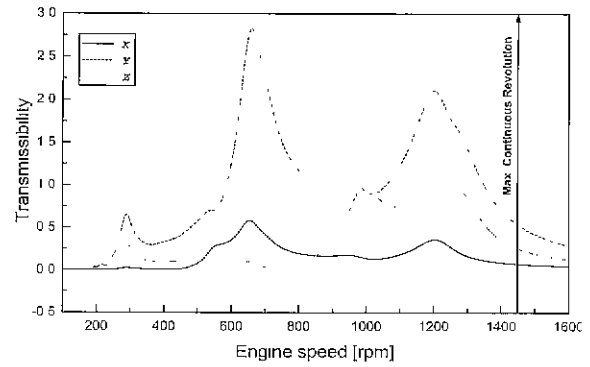


Fig. 9 Transmissibilities of the 0.5th order to the sound enclosure for the system excited by the engine x-direction moment

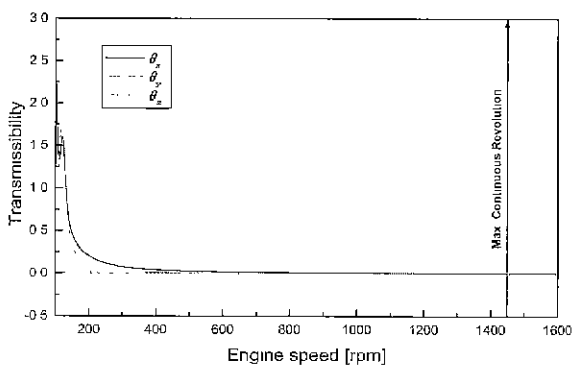


Fig. 8 Transmissibilities of the 5.0th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment

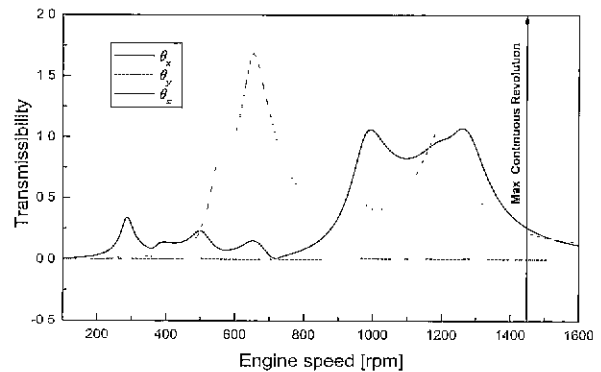


Fig. 10 Transmissibilities of the 0.5th order to the sound enclosure for the system excited by the engine x-direction moment

이 기관 탄성지지계의 진동 절연률을 알아보기 위해 전달률을 해석하였다. 전달률은 기진모멘트  $F_{Ax3}$ 가  $\theta_{x3}$  방향으로 작용할 때 각각의 방향에 대하여 계산하였다. 기반에 대한 전달률 중 착화실패시 0.5차 성분의 전달률은 Fig. 5와 Fig. 6에, 실린더 정상폭발시 문제가 되는 5차 성분의 전달률은 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 소음차폐상자에 대한 전달률은 Fig. 9와 Fig. 10에 병진방향과 회전방향으로 각각 나누어 표시하였다.

Fig. 5와 Fig. 6을 살펴보면 기반에 대한 각 방향별 전달률은 X, Z,  $\theta_y$  방향으로 거의 0에 가까운 값을 갖는다. 그리고 나머지 세 방향의 전달률은 1290 rpm에서 최대 1.2정도를, 무부하회전수인 500 rpm에서 최대 1.8정도의 값을 갖는다. Fig. 7과 Fig. 8에서와 같이 실린더 정상폭발시 기진력이 가장 크게 작용하는 5차의 전달률은 사용회전수인 500 rpm에서 1455 rpm사이의 모든 방향에 대해 0에 가까운 값을 갖는다. 실린더 착화실패시 문제가 되는 0.5차의 전달률 중 소음차폐상자에 대한 값은 Fig. 9와 Fig. 10에서 알 수 있듯이 무부하회전수에서는 최대 0.6정도를, 1290

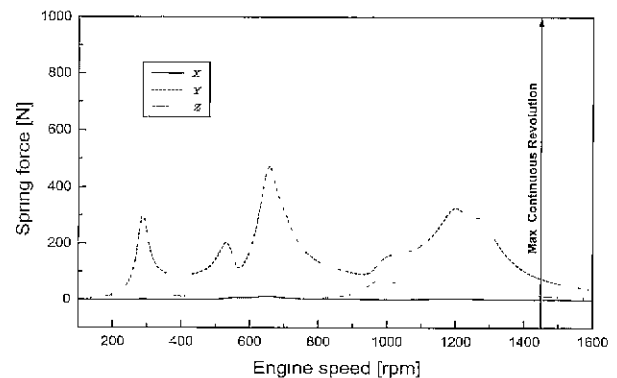


Fig. 11 Spring forces of the 0.5th order loaded to No.20 resilient mount. (Engine: misfiring condition of A row No.1 cylinder)

rpm에서는 최대 1.5정도를 나타내고 있다.

A열의 No. 1 실린더가 착화실패할 경우 0.5차 성분의 기진력에 의해 탄성스프링에 작용하는 힘을 분석해 보았다. Fig. 11의 No. 20 탄성스프링에 작용하는 힘은 Y방향으로 주가 되며, Fig. 12의 No. 51 탄성스프링에서는 Y방향뿐

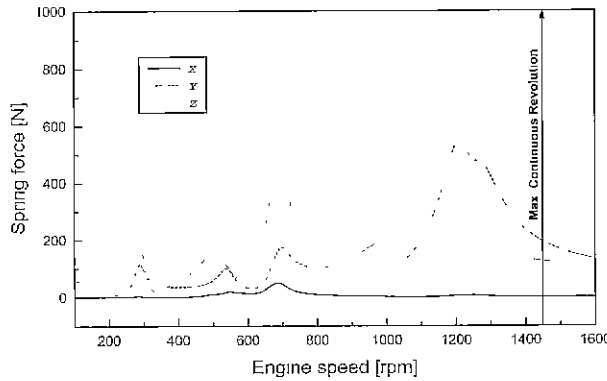


Fig. 12 Spring forces of the 0.5th order loaded to No.51 resilient mount. (Engine: misfiring condition of A row No.1 cylinder)

만 아니라 Z방향의 힘도 같이 나타나고 있다. 이들은 최고 값이 600 N을 넘지 않는다. 이들 힘들은 비교적 작다고 할 수 있다. 그러나 이들은 실린더가 정상적으로 폭발할 경우와 비교할 경우에는 여전히 매우 큼으로 개선의 여지가 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 복잡한 연성관계를 갖는 다질점 다자유도 계로 모델링한 탄성지지계의 자유진동과 전달률 그리고 강제진동 특성을 검토하였다. 본 연구결과를 요약하여 정리 하면 다음과 같다.

(1) 기관의 탄성지지계를 다질점 다자유도를 갖는 진동 계로 모델링하고 이를 이용하여 탄성지지계의 자유진동 및 강제진동을 해석하는 전산프로그램을 개발하였다.

(2) 다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계의 진동절연 성능을 질점과 질점, 질점과 기반사이의 전달률로 해석하는 방법을 정식화하였다.

(3) 선박추진용 기관을 갖는 탄성지지계를 이중 탄성지지계로 모델링하여 정상운전시와 착화실패시에 대한 진동 특성을 해석하고 검토하였다. 그 결과 정상운전시에는 기관의 사용회전수 범위에서 전달률과 강제 진동진폭이 극히 작아 양호한 진동양상을 가지나 착화실패시에는 전달률과 강제 진동진폭이 증가하여 진동절연 성능이 저하함을 확인 하였다.

#### 후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 양성모, 김남응, 김중희, 1999. "실험적 방법을 통한 횡 탑재 엔진 차량에 대한 진동 해석". 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 4 호, pp. 769~777.
- (2) 박철희, 오진우, 1998. "차체의 탄성진동을 고려한 4기통 엔진 고무마운트의 최적설계", 한국자동차공학회논문집, 제 6 권, 제 1 호, pp. 163~181.
- (3) 米澤 徹, 莉田 宏, 1983. "往復動内燃機関の起振力に關する研究", 日本機械學會論文集(C編), 第 50 卷, 第 449 號, pp. 234~242.
- (4) 米澤 徹, 加藤武男, 1983. "小形船舶用主機關の防振すえ付けに關する研究", 内燃機關, 第 22 卷, 第 11 號, pp. 9~16.
- (5) 三橋邦宏, 森田 一雄, 1983. "船舶機關防振支持装置の特性", 日本船舶機關學會誌, 第 18 卷, 第 12 號, pp. 109~114.
- (6) 三橋邦宏, 上野田千壽, 岡富士男, 1989. "ディーゼル主機關のアクティブ防振支持装置", 日本船舶機關學會誌, 第 24 卷, 第 10 號, pp. 35~38.
- (7) 言井冬樹·赤井宏之, 1989. "主機關の防振對策について", 日本漁船, 第 284 號, pp. 29~38.
- (8) 赤井宏之, 須佐美 修之, 1994. "主機關防振の設計について", 内燃機關, 第 33 卷 第 1 號, pp. 49~55.
- (9) Dr. Donath, 1987. "Resilient mounting of diesel engines". MAN-B&W Licensees Meeting paper, pp. 14~15.
- (10) 김성훈, 이돈출, 김의간, 1994. "선박용 디젤엔진의 탄성지지계설계에 관한 연구". 한국박용기관학회지, 제 18 권, 제 5 호, pp. 56~67.
- (11) 장민오, 손석훈, 김성훈, 김의간, 1996. "엔진의 착화실패가 탄성지지계의 동적거동에 미치는 영향". 한국소음진동공학회지, 제 6 권, 제 4 호, pp. 503~511.
- (12) 한국선급 연구위원회, 1997. 선박진동·소음 제어지침, 한국선급.
- (13) 정우진, 배수룡, 함일배, 1999. "유한요소법을 이용한 음향차폐장치용 탄성마운트 시스템 및 받침대의 진동모드 해석", 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 3 호, pp. 493~501.
- (14) Gosemärker, 1994. Calculation report for 2×20V956TB82 connected modules.