

# 엔진의 착화실패가 탄성지지계의 동적거동에 미치는 영향

손석훈\* · 장민오\*\* · 김성춘\*\* · 김의간\*\*\*

## The effects of engine's misfiring condition on the dynamic behaviour of resilient mounting systems

Seog-Hun Sohn, Min-Oh Jang, Seong-Choon Kim, Ue-Kan Kim

### ABSTRACT

The purpose of resilient mounting for marine engine is to prevent noise and ship damages caused by engine vibration. Although many researches for the resilient mounting system have been carried out, these results have limited to apply on the marine engine systems. Because marine engine generally have low speed operating range and have to consider misfiring condition.

In this paper, we studied the effect of engine's misfiring on the resilient mounting systems. And the influences of design parameters, such as dynamic characteristics and location angles of resilient rubber mountings, were also examined on the single and double resilient mounting systems.

### 1. 서 론

선박용 대형 디젤엔진은 탄성지지계의 고유진동수를 엔진의 상용회전수 이하로 낮추는 것이 곤란하기 때문에 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정한다. 그러나, 엔진의 무게가 작고 회전수가 비교적 높은 중·고속 추진용 디젤엔진, 발전기용 디젤엔진 등은 전달력을 제어하기 위하여 탄성지지계를 채택하고 있는 경향이 점점증하고 있으며, 최근에는 엔진 회전수가 비교적 낮은(300rpm~400rpm) 어선 추진용 엔진에도 이를 채택하는 경우가 증가하고 있다.

탄성지지계에 대한 연구는 대부분 자동차용 엔진에 대한 것으로, 이를 선박용 디젤엔진의 탄성지

지지계에 그대로 적용하기에는 한계가 있다.<sup>1),2)</sup> 이는 자동차용 엔진은 자중에 비해 회전수가 높고, 기진력이 작을 뿐만 아니라 운전 조건이 선박용 엔진과 차이가 크기 때문이다. 선박 추진용 엔진은 입·출항시에는 무부하 회전수(idle speed)를, 그리고 순항중에는 연속최대회전수(maximum continuous revolution)근방을 주로 사용한다. 또한, 선박용 엔진은 해상이라는 특수한 환경때문에 착화실패 또는 감통운전을 하는 경우가 있으므로 이를 고려하여 탄성지지계를 설계하여야 한다.<sup>3)</sup>

본 연구에서는 선박용 디젤엔진 탄성지지계를 단순탄성지지계(1질점 6자유도)와 이중탄성지지계(2질점 12자유도)로 모델링하고, 이들의 강제진동을 해석하기 위한 전산프로그램을 개발하고자 한다. 또한, 엔진의 정상운전과 착화실패를 함께 고려하여 탄성지지계의 설계변수, 즉 탄성지지의 동특성, 설치각도 등이 전달력에 미치는 영향을 검토한다.

\* 한국해양대학교 대학원

\*\* 삼성중공업 기전연구소, 쌍용중공업 엔진기술연구소

\*\*\* 한국해양대학교 이공대학

## 2. 탄성지지계의 이론해석

단순탄성지지계는 Fig. 1의 a)와 같이 엔진을 하나의 강체로 가정하여 1질점 6자유도를 갖는 진동계로 모델링하였으며, 이중탄성지지계는 Fig. 1의 b)와 같이 엔진과 부진동계를 각각 하나의 강체로 가정하여 2질점 12자유도계로 모델링하였다.

탄성지지계의 운동방정식은 식(1)과 같이된다.

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

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $\{\delta\}$ ,  $\{f\}$ 는 각각 탄성지지계의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬, 변위벡터, 기진력 벡터를 나타낸다. 기진력 벡터 $\{f\}$ 는 엔진의 왕복질량과 회전질량에 의한 불평형관성력과 불평형모멘트, 엔진의 가스압력과 왕복질량의 관성력에 의한 변동토크로 구성된다. 탄성고무의 감쇠계수는 정량적으로 계산하는 것이 곤란하여 탄성지지 제작사가 제시한 값을 이용하였다. 식(1)의 강제진동진폭은 기계적임피던스법을 적용하여 해석하였다.

엔진 중심에서의 강제진동진폭이 계산되면, 이를 이용하여 Fig. 1의 강체내 임의의 점  $a(a_x, a_y, a_z)$ 에 대한 변위벡터  $\{d\} = d_x i + d_y j + d_z k$ 는 식(2)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{d\} &= \{\rho\} + \{\theta\} \times \{a\} \\ &= (x_i + y_j + z_k) + (\theta_x i + \theta_y j + \theta_z k) \\ &\quad \times (a_x i + a_y j + a_z k) \\ &= (\{d_r + j d_i\}) e^{j\omega t} \quad (2) \end{aligned}$$

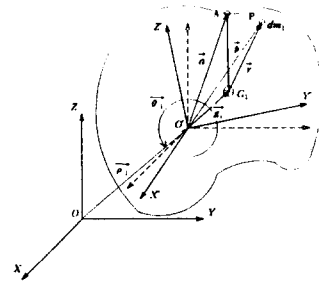
$$\begin{aligned} x &= (x_r + j x_i) e^{j\omega t}, y = (y_r + j y_i) e^{j\omega t}, \\ z &= (z_r + j z_i) e^{j\omega t}, \theta_x = (\theta_{xr} + j \theta_{xi}) e^{j\omega t}, \\ \theta_y &= (\theta_{yr} + j \theta_{yi}) e^{j\omega t}, \theta_z = (\theta_{zr} + j \theta_{zi}) e^{j\omega t} \\ d_x &= ((x_r + a_x \theta_{yr} - a_y \theta_{xr}) + j(x_i + a_x \theta_{yi} - a_y \theta_{xi})) e^{j\omega t} \\ d_y &= ((y_r - a_x \theta_{xr} + a_x \theta_{yr}) + j(y_i - a_x \theta_{xi} + a_x \theta_{zi})) e^{j\omega t} \\ d_z &= ((z_r - a_x \theta_{yr} + a_y \theta_{xr}) + j(z_i - a_x \theta_{yi} + a_y \theta_{xi})) e^{j\omega t} \end{aligned}$$

$\vec{\rho}$  : 기준좌표중심  $O$ 에 대한 원점  $O'$ 의 병진벡터

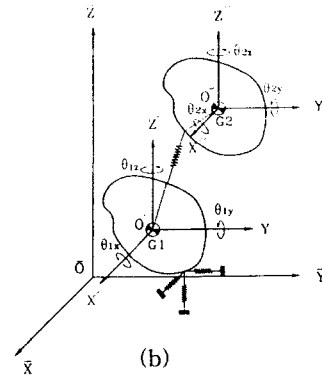
$\vec{\theta}$  : 강체내의 원점  $O'$ 를 중심으로한 회전벡터

$i, j, k$  :  $X, Y, Z$ 축 방향의 단위벡터

따라서, 탄성지지를 통해서 지지기반에 전달되는 힘  $F_i$ 는 식(3)과 같이된다.



(a)



(b)

Fig. 1 The coordinates of resilient mounting systems

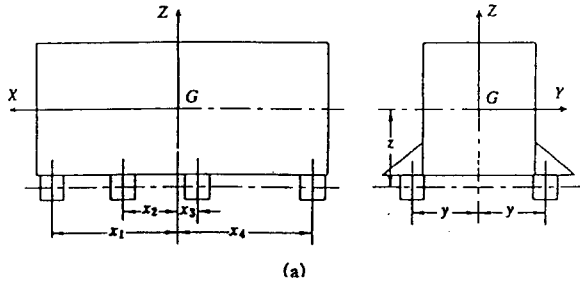
$$\begin{aligned} \{F_i\} &= [C]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} \\ &= (([K]\{d_r\} - \omega[C]\{d_i\}) + j([K]\{d_i\} \\ &\quad + \omega[C]\{d_r\})) e^{j\omega t} \\ &= (\{R\} + j\{I\}) e^{j\omega t} \quad (3) \\ &= \{\bar{F}_i\} e^{j\omega t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_i &= f_i e^{i\phi} \\ f_i &= \sqrt{\{R\}^2 + \{I\}^2} \end{aligned}$$

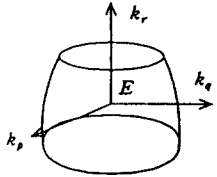
$$\phi = \tan^{-1}(\{I\} / \{R\})$$

Table 1 Specification of main engine

Bore×Stroke	280×290 mm
No. of Cylinder	16
Firing order	1-6-2-4-8-3-7-5
Reciprocating mass	73.1kg
Connection Ratio(R/L)	0.254
PMI at MCR	21.6bar
BHP×RPM at MCR	6400×1000
Bank angle	60°



(a)



(b)

Units: length(mm), angle°, stiffness(MN/m), damping(MN·sec/m³)									
$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$y$	$z$	$a$	
1601	681	239	1619	-	-	700	861	0	
$k_p$	$k_e$	$k_r$	$c_p$	$c_e$	$c_r$				
2.8	2.8	4.9	0.0313	0.0313	0.0414				

(c)

Fig. 2 Coordinates and characteristics for single resilient mounting system

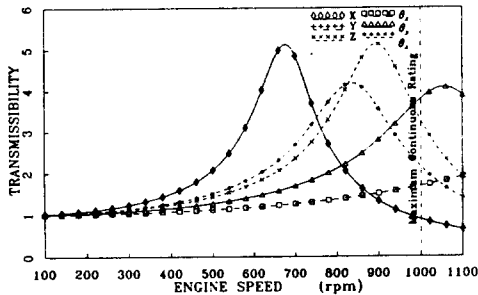


Fig. 3 Transmissibility of the 0.5th order for the single resilient mounting

이상의 결과는 각 차수에 대한 진폭 및 전달력 이므로, 임의의 엔진회전수에 대한 각 방향의 합성진폭 및 전달력은 계산하기 위해서는 각 차수의 위상을 고려하여 4행정 엔진은  $720^\circ$  까지, 2행정 엔진은  $360^\circ$  까지 합성하여야 한다.

### 3. 단순탄성지지계의 전달력

본 연구에서 대상으로 한 엔진의 주요 사양은 Table 1과 같다. 또한 이 엔진에 채택된 탄성지지계의 설치 좌표 및 탄성고무의 동특성은 Fig. 2와 같다. 여기서 제시한 값들은 탄성지지 제작사가 제공한 것이다. 탄성지지계의 좌표축은 전체 탄성지

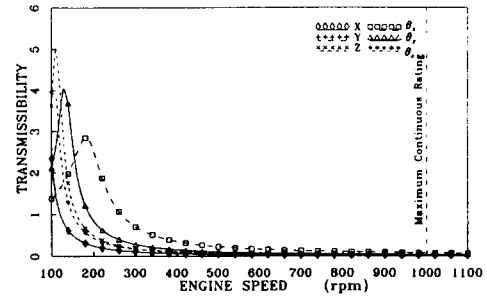


Fig. 4 Transmissibility of the 4th order for the single resilient mounting

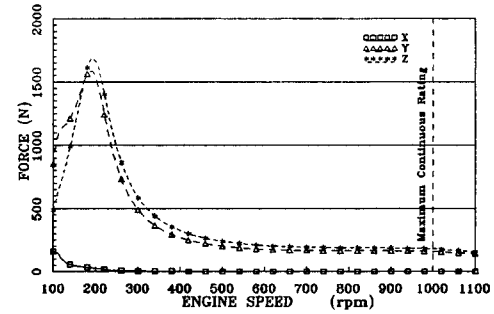


Fig. 5 The 4th order's transmitted force on the normal condition

지계의 관성주축과 동일하게 취하였다. 탄성지지계의 기진력은 엔진의 가스압력과 관성력에 의한  $x$  축 방향의 변동토크가 주성분이 된다.

여기서 엔진은 4행정 16시린더 V형이므로,  $x$  축 방향 기진토크의 4차 성분이 주기진력이 된다. 또한 시린더에서 착화 실패가 발생하면 0.5차 성분의 기진력이 증가하게 된다. 따라서 본 엔진의 탄성지지계는 정상운전시에는 4차 성분의, 착화실패시에는 0.5차 성분의 전달력 제어가 설계의 관점이 된다. 여기서 편의상 선수쪽에서 바라볼 때 선수쪽 좌측에 설치된 탄성지지를 탄성지지 1이라 정한다.

Fig. 3과 Fig. 4는 0.5차 성분과 주 기진차수인 4차 성분의 전달률(transmissibility)을 나타낸다. 이들 그림을 검토하여 보면, 4차 성분의 전달률은 199rpm 근처에 공진점이 나타나고, 엔진의 사용 범위(350rpm~1000rpm)에서는 1.0이하의 전달률을 보이고 있다. 그러나, 0.5차 성분의 전달률은 각 방향에서 전체적으로 높은 전달률을 보이고 있다. 따라서, 시린더 착화실패시에는 0.5차의 기진력이 증

가하게 되므로 탄성지지계를 설계할 때 주의하여야 한다.

Fig. 5는 정상운전시에 주기진차수인 4차 성분이 탄성지지 1을 통해 기반으로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 이 그림을 검토하여 보면, 엔진의 사용회전수 범위에서 전달력이 비교적 양호하게 제어된 것을 알 수 있다. 그러나, 착화실패 또는 감통운전시에는 Fig. 6에서와 같이 엔진을 장시간 사용하는 연속최대회전수와 무부하회전수 근방에서 0.5차의 전달력이 상당히 높은 것을 알 수 있다.

이에 대한 대책으로 탄성지지의 설치각도를 변경하는 것을 검토하였다. 탄성지지의 설치각도를 변경하면 6방향( $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ )의 고유진동수가 Fig. 7과 같이 변하게 된다.

이 그림에서  $\omega$  전후의 숫자는 그 고유진동수에서 연성된 자유도를 의미한다. 예를 들어  $4\omega 246$ 은 이 고유진동수에서  $y, \theta_x, \theta_z$  방향의 자유도가 연성되며 그 중 가장 영향이 큰 것이  $\theta_x$  라는 것을 의미한다. Fig. 7에서 연속최대회전수 근방의 전달력에 영향을 미치는 고유진동수는  $4\omega 246$  모드이며, 480rpm 근방의 전달력에 영향을 미치는 고유진동수는  $2\omega 246$  모드가 된다. 지금 480rpm은 무부하회전수에 상당하므로 이 회전수에 영향을 미치는 고유진동수는 낮추는 것이, 연속최대회전수에 영향을 미치는 고유진동수는 높이는 것이 바람직하다. 이런 관점에서 탄성지지의 설치각도를 선정하면  $-60^\circ$ 가 된다. 탄성지지의 설치각도를  $-60^\circ$ 로 하고, No.1 시린더에 착화실패가 발생할 경우에 탄성지지 1로 전달되는 힘을 계산하였다. 이 결과를 Fig. 8에 보인다.

이 그림을 검토하여 보면, Fig. 7로 예상한 것과 같이 연속최대회전수 근방에서는 고유진동수가 증가하여 전달력이 약간 감소하였고, 480rpm 근방에 높게 나타났던 전달력은 400rpm 근방으로 이동하였다. 그러나, 단순탄성지지계로는 착화실패시에 만족할 만한 진동절연은 얻을 수 없었다.

#### 4. 이중탄성지지계의 전달력

##### 4.1 이중탄성지지계의 전달력

이중탄성지지계는 Fig. 9의 (a)와 같으며, 탄성고무의 동특성은 단순탄성지지계와 동일하게 취하였다. 이중탄성지지계에서 부진동계의 질량이 고유진동수에 미치는 영향을 검토한 결과,  $\theta_x$  방향과 연

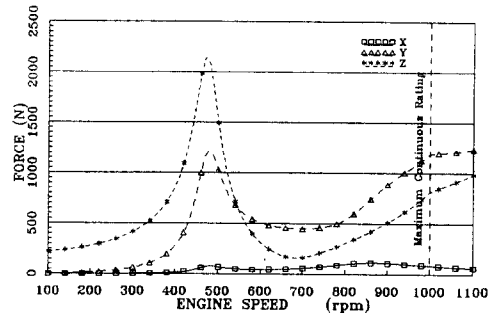


Fig. 6 The 0.5th order's transmitted force on the misfiring condition

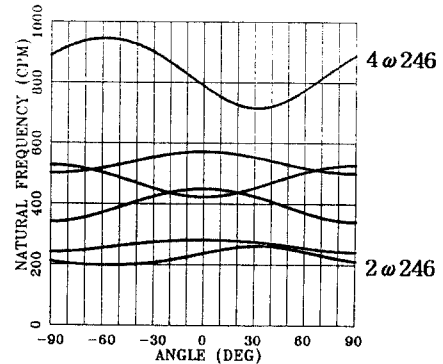


Fig. 7 Variation of eigen values according to the location angle

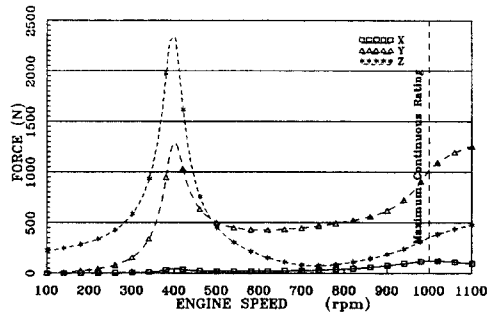


Fig. 8 The 0.5th order's transmitted force on the misfiring condition

성된 고유진동수는 부진동계의 질량이 주진동계의 1/24부터 1/100까지는 거의 같은 값을 갖고 있다. 따라서, 부진동계의 질량을 주진동계의 1/100로 하였다.

Fig. 10은 이중탄성지지계에서 착화실패가 발생하였을때 0.5차 성분이 탄성지지 1을 통해 기반으로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 단순탄성지지

계와 비교하면 무부하회전수 근방에서 발생하였던 고유진동수가 320rpm 근방으로 이동하여 바람직하였으나, 연속최대회전수 근방에서는 오히려 전달력이 증가하였다. 정상운전시에는 4차 성분은 무부하회전수보다도 낮은 회전수로 이동하고, 또한 전달력도 작아져 단순탄성지지계보다 양호한 진동절연 특성을 갖는 것을 확인하였다.

#### 4.2 탄성고무의 동특성 및 설치각도 변경에 따른 전달력

단순탄성지지계와 같은 동특성을 갖는 탄성고무를 이중탄성지지계에 적용한 결과, 착화실패시에는 연속최대회전수 근방에서 전달력이 증가하는 문제가 있었다. 따라서, 탄성고무의 강성계수가  $\theta_x$  방향의 연성 고유진동수에 미치는 영향을 분석하여, 주진동계의 탄성고무 강성계수  $k_p$ ,  $k_q$ 를  $1.0 \times 10^6 \text{ N/m}$ 로 변경하고, 부진동계에 대해서는  $k_p$ ,  $k_q$ 를  $7.3 \times 10^6 \text{ N/m}$ 로,  $k_r$ 은  $9.4 \times 10^6 \text{ N/m}$ 로 변경하였다.

Fig. 11에 착화실패시의 전달력 계산결과를 보인다. 이를 검토하여 보면, 무부하회전수 근방에 존재하던 전달력은 300rpm 정도로 낮아지고 전달력도 상당히 감소하였다. 그러나, 연속최대회전수 부근의 전달력은 2차 고유진동수의 영향으로 전달력이 상당히 증가하였다. 이를 개선하기 위하여 주진동계의 탄성고무 설치각도 변경을 검토하였다. 먼저, 주진동계에 설치된 탄성고무의 설치각도를 변경하여 고유진동수 추이를 계산하였다.

탄성지지계의 주기진력은 엔진의  $x$ 축 방향 기진토크로 되므로,  $x$ 축방향의 기진토크와 같은 방향의 자유도를 포함하는 모드가 검토 대상이 된다.

Fig. 12에 12개의 진동모드중에서 엔진의 사용회전수에 영향을 미치는 1차모드 6개를 보인다. 시린더에서 착화실패가 발생할 경우 연속최대회전수 근방의 전달력에 영향을 미치는 모드는  $4\omega 8102$  ( $\theta_x$ 방향의 1차 연성진동모드, 4:1차  $\theta_x$ 방향, 8:2차  $y$ 축방향, 10:2차  $\theta_x$ 방향, 2:1차  $y$ 축방향)이며, 무부하회전수 근방의 전달력에 영향을 미치는 모드는  $2\omega 4108$ ( $y$ 축방향의 1차 연성진동모드, 2:y축방향, 4:1차  $\theta_x$ 방향, 10:2차  $\theta_x$ 방향, 8:2차  $y$ 축방향)이다. 이 그림을 검토하여 보면 단순탄성지지계와 같이 탄성고무의 설치각도를  $-60^\circ$ 로 선정하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 이를 이중탄성지지계에 적용하면 Fig. 9의 (b)와 같은 구조로 된다.

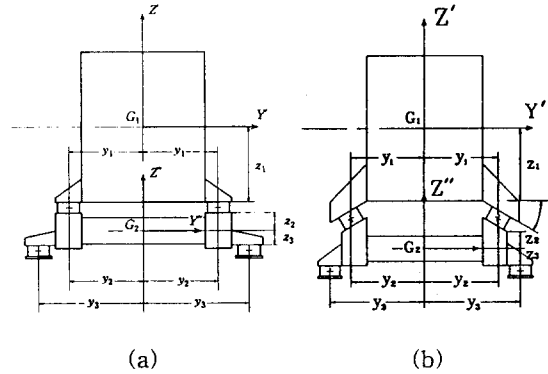


Fig. 9 Double resilient mounting system

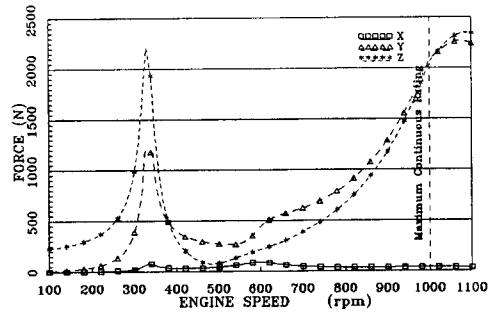


Fig. 10 The 0.5th order's transmitted force on the misfiring condition

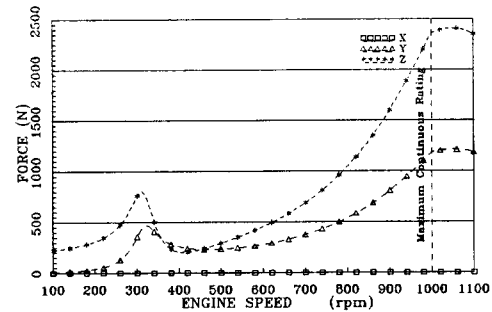


Fig. 11 The 0.5th order's transmitted force on the misfiring condition

Fig. 13은 주진동계의 탄성고무 설치각도를  $-60^\circ$ 로 하고, No.1 시린더에 착화실패가 발생할 경우에 탄성지지 1로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 이는 엔진의 사용회전수 전반에 걸쳐 양호하게 전달력이 제어되었음을 보이고 있다.

정상운전시의 4차 성분 전달력을 Fig. 14에 보이며, 이 경우에도 만족할 만한 진동절연 특성을 보이고 있다. 또한, 부진동계의 탄성고무 설치각도

변경은 고유진동수 제어에 별로 효과가 없는 것을 확인하였다.

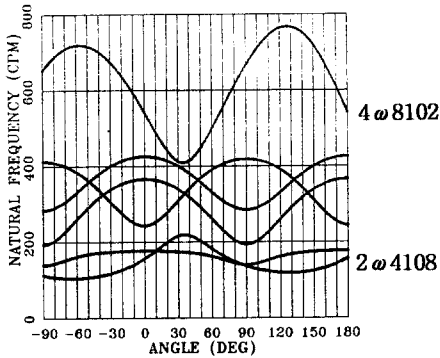


Fig. 12 Variation of eigen values according to the upper-mounting's angle

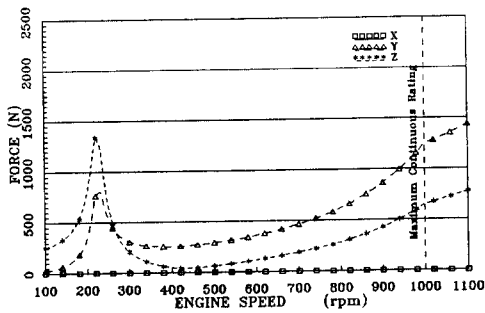


Fig. 13 The 0.5th order's transmitted force on the misfiring condition

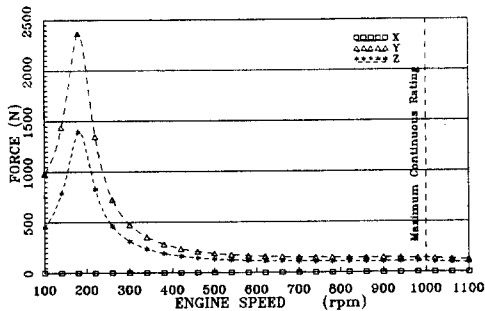


Fig. 14 The 4th order's transmitted force on the normal condition

## 5. 결 론

선박용 엔진의 탄성지지계는 정상운전시와 착화실패에 대한 전달력 특성을 함께 고려하여 설계하여야 한다. 본 연구에서는 단순탄성지지계와 이중탄성지지계에 대한 강제진동해석 전산프로그램을 개발하고, 착화실패가 탄성지지계에 미치는 영향을 검토하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 탄성지지계의 엔진기진력을 정식화하고, 실제 엔진의 탄성지지계에 대한 자유진동과 강제진동을 해석하였다.
- (2) 착화실패시에는 0.5차 성분의 변동토크가 증가하여, 단순탄성지지계로 전달력을 제어하기에는 한계가 있었다.
- (3) 이중탄성지지계로 착화실패시의 0.5차 전달력을 제어할 때에는 탄성고무의 동특성을 적절하게 변경하여야 하는 것이 바람직하다.
- (4) 탄성고무의 설치각이 탄성지지계의 고유진동수에 미치는 영향을 검토하였으며, 이를 이용하여 착화실패시의 전달력을 제어할 수 있었다.
- (5) 엔진의 정상운전시에도 이중탄성지지계의 진동절연 특성은 단순탄성지지계보다 양호하였으므로 고도의 진동절연이 요구되는 특수목적선에는 이중탄성지지계를 적용하는 것이 바람직하다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 '95 핵심전문연구, No. 951-1002-050-1 결과의 일부입니다. 지원해 주신 한국과학재단에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) 박석태 외 3인, 대한기계학회 논문집, 제10권, 제5호, pp.689~697, 1986. 9.
- 2) 정경렬 외 3인, 자동차공학회지, Vol.10, No.2, pp.39~47, 1988.
- 3) 김성춘 외 2인, 한국박용기관학회지, 제18권 제5호, pp.56~67, 1994. 12.