

선박용 디젤엔진의 탄성지지계 설계에 관한 연구

김성춘* · 이돈출** · 김의간***

A Study on the Design of Resilient Mounting Systems for Marine Diesel Engines

S. C. Kim* · D. C. Lee** · U. K. Kim***

Key words : Resilient mounting(탄성지지), Engine(엔진), Natural frequency(고유진동수), Order(차수), Coupled vibration(연성진동), Misfiring(착화실패), Exciting force(기진력), Transmitted force(전달력), Transmissibility(전달률)

Abstract

The installation methods of diesel engines in ships would be largely classified into two groups : one is the direct mounting system fixing engine directly into double bottom of the hull, and the other is the resilient mounting system having vibration absorbers between engine and ship body such as rubber plate to prevent shocks or vibration transmission. The direct mounting system is generally used for large-sized low speed diesel engines, because the resilient mounting system has difficulties in reducing the natural frequency of engine itself under normal speed. On the contrary, the resilient mounting system is often used for medium or high speed engines for marine propulsion and generator that have light weight and high revolution speed. Recently, it is even applied to engines having relatively low speed(300 ~ 400rpm) for fishing boats.

Although many researches for the resilient mounting system have been carried out, many problems in applying these results directly to marine vessels because most of these have been used for automobiles. Up to now we have had to depend on the professional foreign company in design and the supply of parts for the resilient mounting system of marinediesel engines utterly.

In the present study, the exciting forces of engines effecting to resilient mounting were examined, and patterns of vibration and evaluation procedure for force transmission from resilient mounting to the body of hull were established. Also, these results were applied to the analysis of free and forced vibration for the rubber-type resilient mounting systems of marine diesel

* 정회원, 한진중공업
 ** 정회원, 현대중공업
 *** 정회원, 한국해양대학교

engines. Besides, after changing the various design parameters, such as locations, angles, dynamic characteristics and the number of resilient mountings, the influences on resilient mounting system were also examined.

1. 서 론

선박에서 엔진을 설치하는 방법으로는 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정하는 방법과 엔진에서 발생하는 진동이 그대로 선체에 전달되는 것을 저감 또는 외부로부터 전달되는 충격력을 절연, 흡수하기 위하여 탄성지지를 이용하여 선체에 고정하는 방법으로 대별할 수 있다. 대형 저속 디젤엔진에 탄성지지를 적용할 경우에는 탄성지지계의 고유진동수를 엔진의 상용회전수 이하로 낮추는 것이 곤란하기 때문에 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정하는 방법을 채택하고 있다. 그러나 엔진의 무게가 작고 회전수가 비교적 높은 중 고속 추진용 엔진, 발전기 원동기용 엔진 등에는 탄성지지를 채택하는 경향이 점점증하고 있으며 최근에는 엔진의 회전수가 비교적 낮은(300~400rpm) 어선 추진용 엔진에도 탄성지지를 채택하는 경우가 증가하고 있다.

탄성지지계에 대한 연구는 대부분 자동차용 엔진의 탄성지지계에 대한 것으로 1980년대 중반부터 대학과 연구소 등에서 국내 자동차 제작업체와 공동으로 많은 연구를 수행하고 있다¹⁾²⁾. 그러나 자동차용 엔진의 경우에는 엔진의 자중에 비해 회전수가 높고, 기진력이 작을 뿐만 아니라 사용조건 및 운전조건에 있어서도 선박용 엔진과 차이가 크다. 또한 자동차용 엔진에 탄성지지계를 설계할 때에는 일반적으로 착화실패를 고려하지 않으나 선박용 엔진의 탄성지지계를 설계할 때에는 착화실패 및 감통운전을 고려하여 탄성지지계의 여러가지 설계변수, 즉 탄성지지의 위치, 각도, 동특성등을 바꾸어 가며 적절한 조건을 찾아 내야 한다. 따라서 자동차용 엔진에 대한 탄성지지계의 연구 결과를 선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 그대로 적용하기에는 문제가 있다.

선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 대한 연구로는 일본의 미쓰비시 중공업에서 제작한 신가이

6500(심해 탐사선) 모선의 메인엔진에 이중 탄성지지계를 연구하여 적용하였으며, 어선용 엔진을 주로 생산하고 있는 아까사까 철공(주)에서는 엔진 탄성지지계의 최적설계에 많은 노력을 기울이고 있다³⁾. 미쓰이 조선(주)에서는 세계 최초로 선박용 엔진 탄성지지계에 Active Mounting을 적용하였다. 유럽의 경우에는 MAN - B&W, Sulzer, SEMT Pielstick, MTU등과 같은 디젤엔진 제작 회사들이 엔진 탄성지지계의 최적설계에 많은 연구와 노력을 투자하고 있다⁴⁾. 또한 세계 최대 선박용 엔진 기술제휴선인 MAN - B&W, Holeby의 경우에도 네덜란드에 있는 "RUBBER DESIGN b. v."라는 전문용역회사에 탄성지지계에 대한 설계를 의뢰하고 있으며 이 분야에서 많은 연구가 지속적으로 이루어지고 있다. 그러나 국내에서 선박용 엔진에 대한 탄성지지계의 연구는 거의 전무한 실정에 있으며, 설계 및 부품의 공급은 외국의 전문업체에 전적으로 의뢰하고 있는 실정이다.

선박용 디젤엔진의 탄성지지계를 효율적으로 설계하기 위해서는 엔진 내·외부에서 발생하는 여러가지 기진력들을 체계적으로 해석 또는 계측할 필요가 있다. 탄성지지계에 영향을 미치는 기진력으로는 시린더내 가스압력과 관성력에 의한 모멘트, 불평형 우력 등이 있다.

본 연구에서는 선박용 디젤엔진의 각종 기진력을 정식화하여 탄성지지계의 설계를 위한 동적거동 해석 전산 프로그램을 개발하고자 한다. 또한 이 결과를 실제 선박에서 고무형 탄성지지를 갖는 디젤엔진의 탄성지지계에 적용하여 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인하고, 여러가지 설계 변수, 즉 탄성지지의 위치, 각도, 동특성등을 바꾸거나 탄성지지를 추가로 설치하는 경우 탄성지지계의 설계변수가 탄성지지계에 미치는 영향을 다각적으로 검토하고자 한다.

2. 엔진 탄성지지계의 이론 해석

선박용 엔진의 탄성지지계에서 탄성지지의 강성이 엔진 본체의 강성에 비하여 아주 작기 때문에 엔진을 분할하여 모델링하지 않고 1 질점의 강체로 해석하여도 결과에는 별로 차이가 없다. 본 연구에서는 엔진의 탄성지지계를 1질점 - 6자유도계로 치환하여 탄성지지계의 동적거동을 해석하였다.

2.1 엔진의 기진력 및 전달력

탄성지지계에 미치는 엔진의 기진력은 왕복 관성력, 불평형 회전 관성력, 가스 압력에 의한 회전 토크로 된다⁵⁾.

Fig. 2.1과 같은 크랭크 기구의 관성력은, 왕복 동 운동부에서 발생하는 관성력 F_{rec} 와 회전 운동부

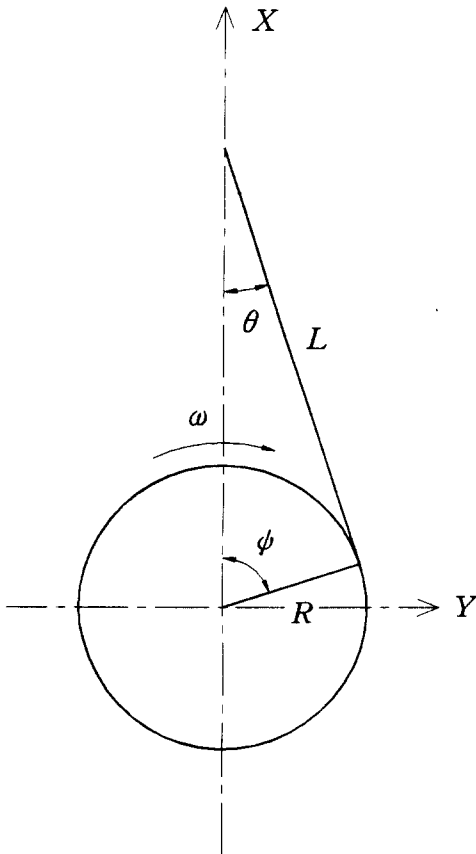


Fig. 2.1 Diagram of piston - crank mechanism

에서 발생하는 관성력 F_{rot} 로 된다.

여기서 F_{rot} 은 Fig. 2.1의 X방향의 힘 $F_{rot,x}$ 와 Y방향의 힘 $F_{rot,y}$ 로 분해할 수 있다. 이러한 관성력을 정리하면 식(2.1)~식(2.3)과 같이 된다.

$$F_{rec} = m_{rec} R \left[\cos \varphi + \frac{\lambda (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right] \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right] \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad (2.1)$$

$$F_{rot,x} = -m_{rot} R' \left\{ \cos \varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \sin \varphi \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) \right\} \quad (2.2)$$

$$F_{rot,y} = -m_{rot} R' \left\{ \sin \varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \cos \varphi \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) \right\} \quad (2.3)$$

m_{rec} : 왕복운동부 질량

m_{rot} : 회전운동부 질량

R : 크랭크 반경

λ : L/R

R' : 회전중심으로부터 불평형 질량중심까지의 거리

식(2.1)~식(2.3)을 엔진의 모든 왕복 운동부 질량, 회전 불평형 질량에 적용하여 계산하고, 이것

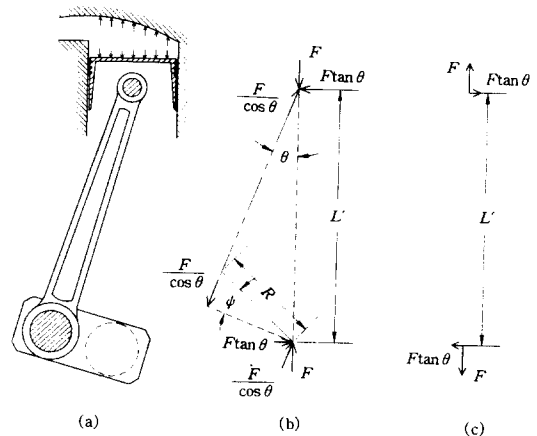


Fig. 2.2 Gas forces and torque on the one cylinder engine

을 상하, 좌우, 전후의 병진력과 우력으로 정리하면 각 방향의 기진력을 계산할 수 있다^{3),4),5)}.

Fig. 2.2에서 가스 압력에 의한 회전 토크 M_s 에 대한 반동 토크 M_f 는 식(2.4)와 같이 되며 크기는 M_s 와 같다^{6),7),8)}.

$$\begin{aligned}
 M_f &= FL' \tan \theta = F_s L' \\
 &= F_t \frac{\sin \theta}{\sin(\varphi + \theta)} L' = F_t R = M_s \\
 F_s &= F_c \sin \theta = F_t \frac{\sin \theta}{\sin(\varphi + \theta)}, \\
 F_c &= F / \cos \theta, \quad F_t = F_c \sin(\varphi + \theta) \\
 F_c &= F_t / \sin(\varphi + \theta) \\
 L' &= R \cos \varphi + L \cos \theta = \frac{R \sin(\varphi + \theta)}{\sin \theta} \quad (2.4)
 \end{aligned}$$

다시린더 엔진에서는 이와 같은 토크가 겹쳐지며 4행정 엔진에서는 2회전마다, 2행정 엔진에서는 1회전마다 반복된다.

Fig. 2.3에 본 논문에서 설치한 탄성지지계의 좌표⁹⁾를 보이며, 이를 엔진의 전후 방향(축 방향)을 X , 좌우 방향을 Y , 상하 방향을 Z 라 하고, 오른쪽 좌표계에 따라 X, Y, Z 축 둘레의 반시계 방향의 모멘트를 정(+)으로 하였다.

강체내의 원점 \bar{O} 으로 부터 $B(\{b\}) = b_x \bar{i} + b_y \bar{j} + b_z \bar{k}$ 만큼 떨어진 B 점에서의 변위벡터 $\{d\} = d_x \bar{i} + d_y \bar{j} + d_z \bar{k}$ 는 식(2.5)와 같이 된다.

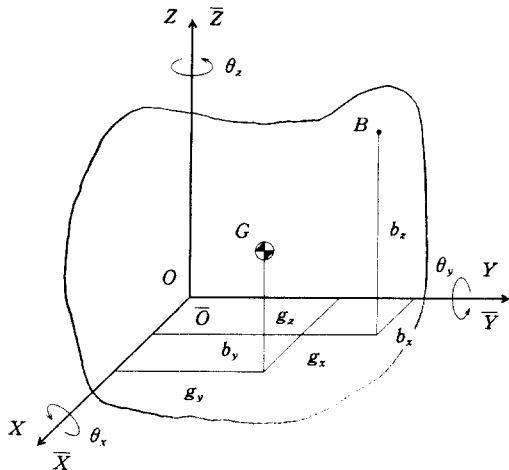


Fig. 2.3 A coordinate system

$$\begin{aligned}
 \{d\} &= (\{d_r\} + i\{d_i\})e^{i\omega t} = \{l\} + \{\theta\} \times \{b\} \\
 &= (x_0 \bar{i} + y_0 \bar{j} + z_0 \bar{k}) + (\theta_x \bar{i} + \theta_y \bar{j} + \theta_z \bar{k}) \\
 &\quad \times (b_x \bar{i} + b_y \bar{j} + b_z \bar{k}) \quad (2.5)
 \end{aligned}$$

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

$\{l\}$: 기준 좌표의 중심 O 에서 강체내의 원점 \bar{O} 으로의 평행 이동벡터
 $\{\theta\}$: 강체내의 원점 \bar{O} 를 중심으로한 강체의 회전벡터
 $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$: X, Y, Z 축 방향의 단위벡터

따라서 탄성지지계를 통해서 외부로 전달되는 힘벡터 $\{S\} = (\{S_r\} + i\{S_i\})e^{i\omega t}$ 는 식(2.6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \{S\} &= [c]\{d\} + [k]\{d\} \\
 &= (([k]\{d_r\} - \omega[c]\{d_i\}) + i([k]\{d_i\} + \omega[c]\{d_r\}))e^{i\omega t} \quad (2.6)
 \end{aligned}$$

엔진의 무게 중심에서의 기진력을 식(2.7)로 나타내면 전체 탄성지지계를 통해 기반으로 전달되는 힘은 식(2.8)로 되어, 전달률은 식(2.9)와 같이 된다.

$$\{F_0\} = \{f_0\} \sin(\omega t + \{\beta\}) \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned}
 \{f_0\} &= \sqrt{\{V^2\} + \{W^2\}} \\
 &= \sqrt{((K - \omega^2 M)^2 + \omega^2 [C^2]) (\{X^2\} + \{Y^2\})}
 \end{aligned}$$

$$\{V\} = -\omega^2 [M]\{X\} - \omega [C]\{Y\} + [K]\{X\}$$

$$\{W\} = -\omega^2 [M]\{Y\} + \omega [C]\{X\} + [K]\{Y\}$$

$$\{\beta\} = \tan^{-1}(\{W/V\})$$

$$\{F_i\} = \{f_i\} \sin(\omega t + \{\gamma\}) \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned}
 \{f_i\} &= \sqrt{\{R^2\} + \{I^2\}} \\
 &= \sqrt{((K^2 + \omega^2 [C^2]) (\{X^2\} + \{Y^2\}))}
 \end{aligned}$$

$$\{R\} = [K]\{X\} - \omega [C]\{Y\}$$

$$\{I\} = [K]\{Y\} + \omega [C]\{X\}$$

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

$$\{T_r\} = \{f_t / f_o\} = \sqrt{\frac{[K^2] + \omega^2[C^2]}{[(K - \omega^2 M)^2] + \omega^2[C^2]}} \quad (2.9)$$

이상의 결과는 각 차수에 대한 진폭 및 전달력이므로 각 회전수에서 각 방향의 합성진폭 및 전달력을 계산하기 위해서는 각 차수에 대한 위상을 고려하여 4행정 엔진은 720° 까지, 2행정 엔진은 360° 까지 합성하여야 한다.

2.2 탄성지지계의 비연성화^{9), 10)}

탄성지지계에 외력이 작용하는 경우에는 각 자유도 간에 연성진동이 발생하지 않도록 탄성지지계를 설치하는 것이 일반적이다. 탄성지지의 좌표가 비연성되어져 있으면 한 자유도의 공진은 다른 자유도에는 영향을 미치지 않으므로 탄성지지계의 설계시 적절한 고유진동수를 선정하거나 변경하는 것이 용이하다.

탄성지지계의 운동방정식에서 각 자유도의 진동을 모두 독립시켜서 비연성화 하기 위해서는 관성 연성항과 탄성 연성항을 0으로 만들어 주면 된다. 관성 연성항을 0으로 만드는 것은 탄성지지계의 좌표축과 관성주축을 일치시키면 되므로 비교적 간단하다. 탄성 연성항을 0으로 만들기 위해서는 각 탄성지지의 강성과 설치 좌표 및 각도를 적절히 선택해야 하므로 경우에 따라서는 대단히 복잡하게 된다.

그러나, 실제 선박용 엔진의 탄성지지계에서 탄성지지 설치 위치 및 동특성의 변경에도 한계가 있으므로 완전 비연성화를 이루는 것은 거의 불가능

하다. 또한, 완전 비연성화가 진동 절연의 면에서 항상 바람직한 것은 아니며 경우에 따라서는 부분 비연성화 하는 것이 바람직할 때가 많다. 이 문제에 대해서는 4장에서 자세히 논하고자 한다.

3. 디젤엔진 탄성지지계의 동적해석

제2장에서 기술한 해석 방법을 이용하여 탄성지지계의 동적거동 해석 전산프로그램을 개발하고 이를 실제 선박의 추진용 디젤엔진 탄성지지계에 적용하여 보았다. 탄성지지계에서 좌표축은 전체 탄성지지계의 관성주축과 동일하게 취하였다.

본 연구에서 대상으로 한 선박 추진용 디젤엔진은 HYUNDAI SEMT - Pielstic 16PA6V - 280이며, 주요 요목은 Table 3.1과 같다.

이 엔진의 탄성지지계의 좌표 및 동특성은 Fig. 3.1에 나타나 있다.

이들은 엔진제작회사와 탄성지지 설계 전문용역회사가 본 엔진에 대하여 설계치로 제시한 것이

Table 3.1 The specifications of the main engine

No. of Cylinder	16
BHP × RPM at MCR	6400 × 1000
PMI at MCR	21.6bar
Bore × Stroke	280 × 290mm
Firing Order	1 - 6 - 2 - 4 - 8 - 3 - 7 - 5
Bank Angle	60°
Connection Ratio(R/L)	0.254
Reciprocating Mass	73.1kg
Total Weight	35,000kg

Table 3.2 Natural frequencies and vibration modes of resilient mounting system

NO.	Natural frequency : CPM	Vibration modes					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	θx (Rolling)	θy (Pitching)	θz (Yawing)
1	236.2	0.0000	1.0000	0.0000	0.5949	0.0000	0.0401
2	280.8	1.0000	0.0000	0.0668	0.0000	0.3730	0.0000
3	423.5	0.0000	0.0284	0.0000	0.1089	0.0000	1.0000
4	449.6	-0.1137	0.0000	1.0000	0.0000	0.0956	0.0000
5	573.6	-0.4782	0.0000	0.1801	0.0000	1.0000	0.0000
6	793.8	0.0000	0.1984	0.0000	1.0000	0.0000	0.0245

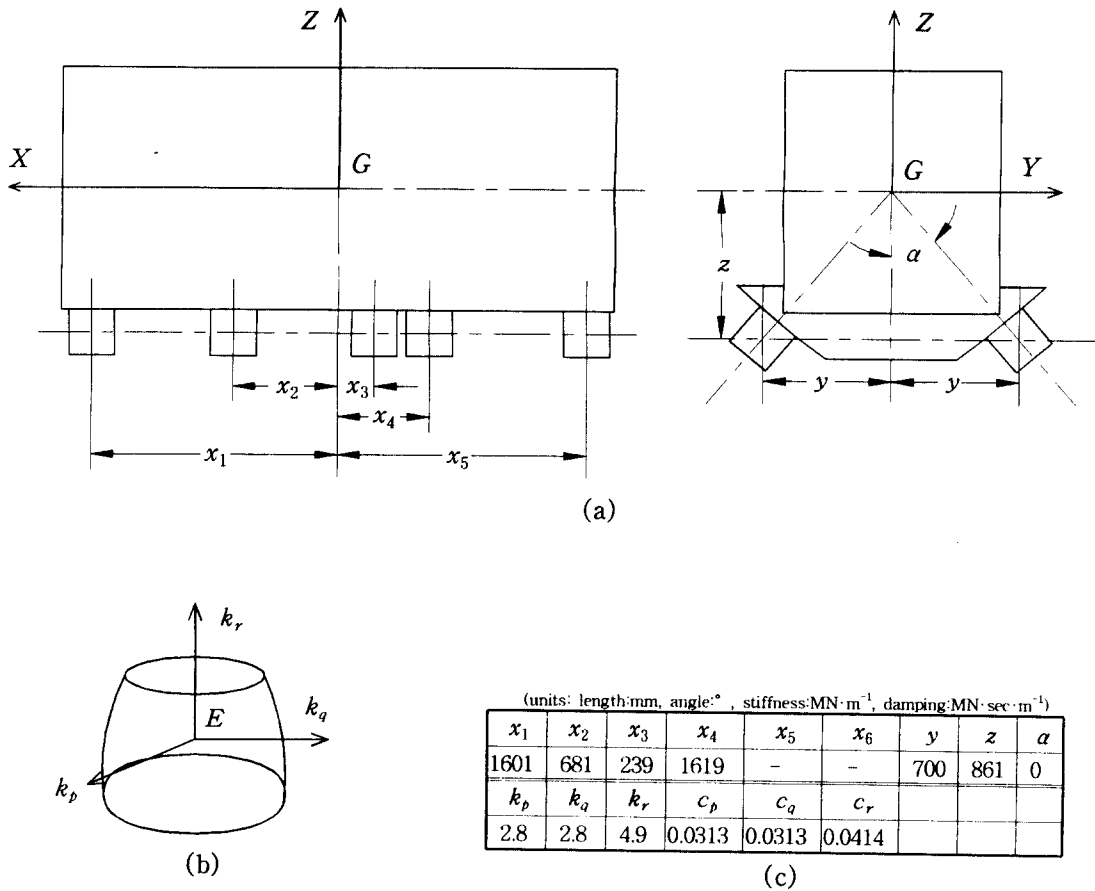


Fig. 3.1 The characteristics and coordinates for resilient mountings

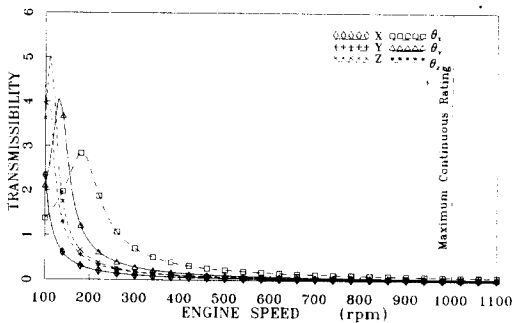


Fig. 3.2 Transmissibility of the 4th order

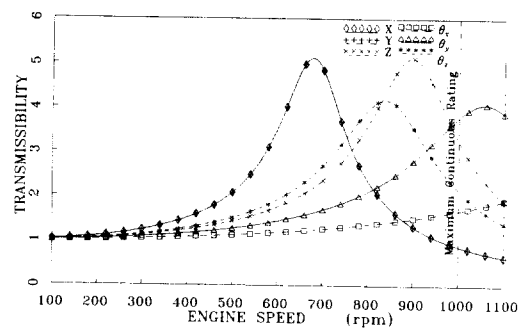


Fig. 3.3 Transmissibility of the 0.5th order

다.

본 엔진에 대한 탄성지지계의 자유진동 계산 결과는 Table 3.2와 같다.

엔진의 기진력에 의한 강제진동은 시린더가 정상적으로 폭발할 때와 착화실패가 발생하는 두가

지로 경우에 대하여 계산하였다.

여기서 계산 대상으로 한 엔진은 4행정 16시린더 V형이므로, 가스압력에 의한 기진력은 X축 방향의 토오크가 주성분을 이루고 이를 벡터 합성하면 4차 성분이 주기진력으로 된다. 또한 이 경우

1, 2차 불평형관성력과 우력은 0으로 되고, 왕복관성력은 5차까지 고려하였다. Fig. 3.2와 Fig. 3.3은 탄성지지계의 4차와 0.5차 성분의 전달률을 계산한 결과이다.

Fig. 3.4와 Fig. 3.5는 모든 시린더가 정상적으로 폭발할 때 엔진의 무게 중심에서 주 진동차수인 4차 성분의 진폭을 나타낸 것이다.

이들 그림을 검토하여 보면 탄성지지계의 4차 성분의 전달률과 그때의 엔진 무게중심에서의 진동진폭은 엔진 사용회전수 전 범위에 걸쳐 상당히 양호하게 감소하는 것을 알 수 있다. 탄성지지계의 0.5차 성분의 전달률은 Fig. 3.3에서와 같이 엔진의 최대 연속 회전수 근방에서 각 방향으로 큰 값을 나타내고 있다. 물론 엔진의 정상운전시에는 0.5차 성분의 기진력이 작으므로 전달률이 크다고 하여도 별로 문제 될 것은 없다.

그러나, 선박에서는 운항중 엔진의 일부 시린더

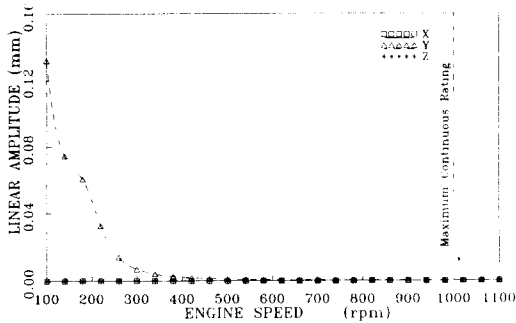


Fig. 3.4 Linear amplitudes of the 4th order on the center of gravity (Engine : Normal operating condition)

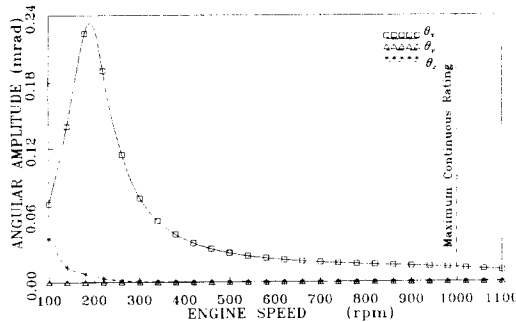


Fig. 3.5 Angular amplitudes of the 4th order on the center of gravity (Engine : Normal operating condition)

의 착화실패 또는 감통운전을 해야 하는 경우가 가끔 발생하게 된다. 이러한 경우 시린더가 정상적으로 폭발할 때에는 문제로 되지 않았던 0.5차, 1차, 1.5차 등 낮은 차수의 변동 토오크가 급격히 증가하게 되고 이들의 엔진의 사용회전수 범위내에 존재할 가능성이 크다. 특히 0.5차 성분의 기진력이 가장 크게 상승하므로 이 성분에 의한 위험회전수가 엔진의 사용회전수 범위내에 존재할 때에는 이 차수에 의한 전달력이 탄성지지계에 미치는 영향을 주의 깊게 검토하여야 한다.

Fig. 3.6~Fig. 3.8은 엔진의 A열 No.1 시린더 (선미쪽에서 바라볼때 왼쪽 Bank중 선미에 가장 가까운 시린더)에서 착화 실패가 발생하는 경우, 선수쪽에서 바라볼 때 선수쪽 좌측에 설치된 탄성지지(이하 탄성지지 1)를 통해 기반으로 전달되는 조화성분 중에서 가장 큰 0.5차와 4차 그리고 합성력을 시린더가 정상폭발할 때와 비교하여 나타낸 것이다.

그림에서 실선으로 표시한 X_n, Y_n, Z_n 는 시린더가 정상적으로 폭발하는 경우를, 점선으로 표시한 X_m, Y_m, Z_m 는 착화실패가 발생하는 경우를 나타낸다.

Fig. 3.6의 0.5차 성분을 살펴보면 정상폭발할 경우에는 거의 0에 가까운 값을 가지나 착화실패가 발생하는 경우에는 무부하 회전수(Idleing Speed)인 400rpm과 연속최대회전수인 1,000rpm 근처에서 비교적 높은 값을 가져 바람직하지 못한 양상을 보이고 있다. 반면 4차 성분은 Fig. 3.7에서

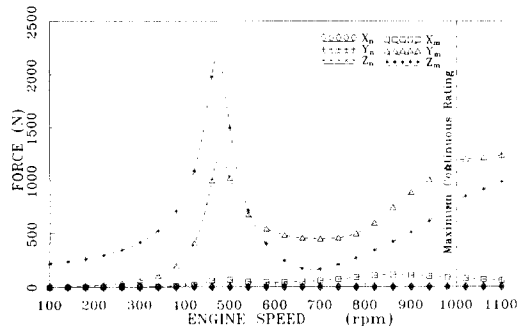


Fig. 3.6 The 0.5th order's forces transmitted to the foundation through No.1 resilient mounting (Engine : Normal & misfiring condition of A row No.1 cylinder)

보이는 바와 같이 정상폭발과 착화실패의 어느 경우에도 별로 차이가 없음을 알 수 있다.

또한 Fig. 3.6과 Fig. 3.7의 0.5차 및 4차 성분은 Fig. 3.8의 합성전달력에도 그대로 영향을 미치고 있다. Fig. 3.8에서 실린더에 착화실패가 발생하는 경우, 200rpm 근처에서 큰값이 나타나는 것은 4차 성분 뿐 만 아니라 1차, 1.5차 성분의 영향이 합성된 결과이다.

이상에서 해석한 정상 운전시의 6방향 고유진동수 및 전달력은 SEMT - Pielstick사에서 해석한 결과와 일치하고 있어 본 논문에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

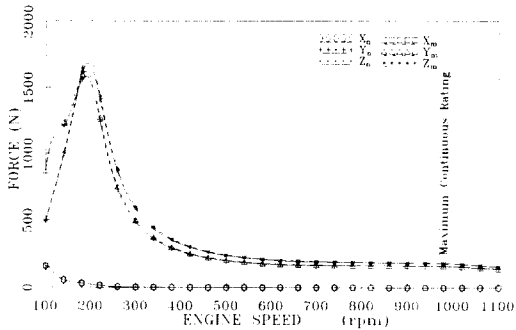


Fig. 3.7 The 4th order's forces transmitted to the foundation through No.1 resilient mounting
(Engine : Normal & misfiring condition of A row No.1 cylinder)

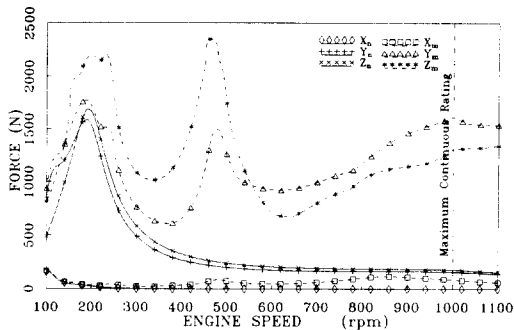


Fig. 3.8 Synthesized forces transmitted to the foundation through No.1 resilient mounting
(Engine : Normal & misfiring condition of A row No.1 cylinder)

4. 탄성지지의 설치 위치 및 동특성이 탄성지지계에 미치는 영향

본장에서는 선박추진용 디젤엔진의 탄성지지계에서 설계 변수라고 할 수 있는 탄성지지의 설치 각도, 설치 위치, 동특성이 탄성지지계에 미치는 영향을 검토하여 보았다. 먼저 Fig. 4.1은 Fig. 3.1의 디젤엔진 탄성지지계에 대하여 탄성지지 설치 각도만을 변경하였을 때의 고유진동수 변화를 나타낸다.

그림에서 ω 전후의 숫자는 그 고유진동수에서 연성된 자유도를 나타내는 것으로 숫자 1, 2, 3, 4, 5, 6은 차례대로 $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ 방향의 자유도를 뜻한다. 예를 들어 $4\omega 246$ 은 이 고유진동수에서 y, θ_x, θ_z 방향의 자유도가 연성되며 그중 가장 영향이 큰 것이 θ_x 라는 것을 의미한다. 본연구에서 해석 대상으로 한 선박추진용 디젤엔진의 경우 가스압력에 의한 기진력은 X 축 방향의 토크 M_x 가 되므로 결국 관심있게 관찰하여야 할 모드는 θ_x 방향의 자유도, 즉 숫자 4와 연성된 모드로 된다.

Fig. 4.1을 검토하여 보면 탄성지지의 설치 각도에 관계 없이 무부하 회전수의 0.5차 성분에 해당하는 200rpm 부근에서 $2\omega 246$ 모드의 고유진동수 곡선이 접근함을 알 수 있다. 또한 연속최대회전수

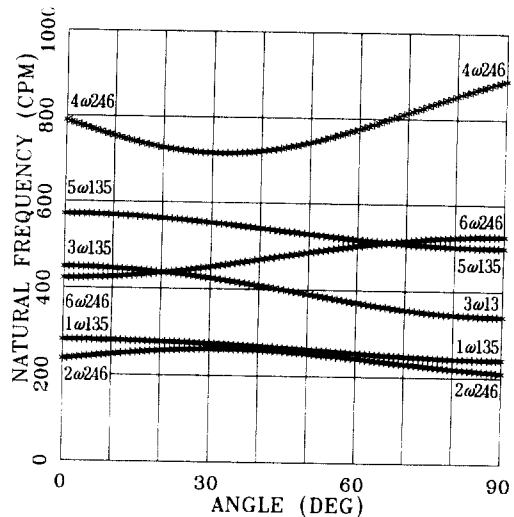


Fig. 4.1 Variation of natural frequencies by fitting angle of resilient mountings

의 0.5차 성분인 500rpm 근처에도 6ω246모드의 고유진동수 곡선이 설치 각도가 증가함에 따라 점점 더 접근함을 알 수 있다. 따라서 이 경우에는 설치 각도를 변경하여도 강제진동해석 결과는 크게 달라지지 않는다는 것을 예상할 수 있으며, 원래의 탄성지지 설치 각도인 0°가 연속최대회전수 부근에서는 진동전달력이 작게 되어 가장 유리함을 알 수 있다.

탄성지지계의 각 방향 진동을 비연성화 하기 위하여 탄성지지의 설치 위치, 설치 각도, 동특성을 변경하여 탄성지지계의 동적거동을 해석하여 보았다. 탄성지지계를 비교적 간단히 비연성화 하기 위한 방법으로 다음과 같은 2가지를 생각할 수 있다¹⁰⁾.

첫째, 동일한 동특성을 가지는 탄성지지들을 XZ 평면에는 대칭으로, YZ평면에 대해서는 $\sum x_i=0$ 이 되도록 배치하는 방법이다. 이 경우에는 X- θ_y , Y- θ_x 의 연성을 제외한다 다른 자유도는 비연성화된다.

둘째, 소위 경사배치법이라고 불리는 것으로 첫째 방법에 부가하여 각각의 탄성지지들을 탄성지지의 주축을 중심으로 하여 XZ평면에 대칭으로 각도 α 만큼 안쪽으로 경사시키는 방법이다. 이 경우에는 첫째 방법에서 연성항으로 나타났던 Y- θ_x 간의 자유도가 추가로 비연성화 된다.

4. 1 원래의 탄성지지계에서 탄성지지의 추가설치, 동특성, 설치위치 및 각도를 변경한 경우

경사배치법에 따라 원래의 탄성지지계에서 비

연성 조건인 $\sum x_i=0$ 을 만족하기 위하여 X 방향으로 -424mm 위치에 탄성지지를 추가로 좌우에 설치하고, 강성계수 k_p, k_q 를 2.8MNm⁻¹에서 0.588MNm⁻¹로 변경하고, Z방향의 설치 위치를 -861mm에서 -550mm로, 설치 각도를 45°로 변경한 부분 비연성 탄성지지계를 계산하여 보았다. Fig. 4.2는 이때 설치 각도가 고유진동수에 미치는 영향을 계산한 결과이다.

탄성지지계의 경사배치법에 따라 부분적 비연성 조건을 만족하는 45° 부근에서 4ω4 모드의 고유진동수가 300rpm 근처에 있음을 알 수 있다. 이때 각 방향 고유진동수는 Table 4.1과 같이 된다.

Fig. 4.3은 착화 실패가 발생하는 경우에 탄성지

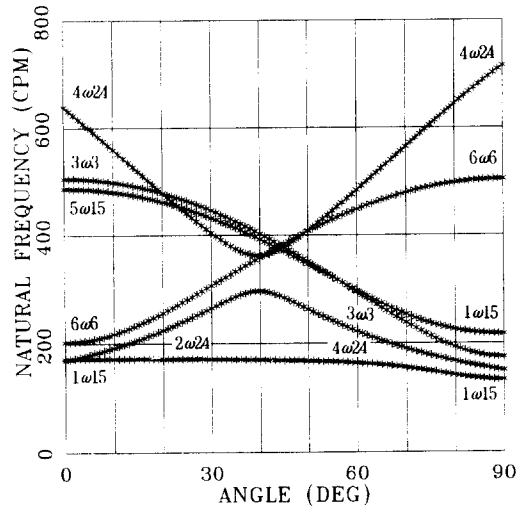


Fig. 4.2 Variation of natural frequencies by fitting angle of mountings ($k_p=k_q=0.49, x = -424, z = -550$)

Table 4.1 Natural frequencies and vibration modes added resilient mountings and(modified stiffness and damping coefficient of resilient mountings, z : 550mm, Angle : 45°)

NO.	Natural frequency : CPM	Vibration modes					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	θ_x (Rolling)	θ_y (Pitching)	θ_z (Yawing)
1	169.2	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1204	0.0000
2	284.4	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
3	370.3	0.1582	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
4	378.1	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	378.1	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
6	384.0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000

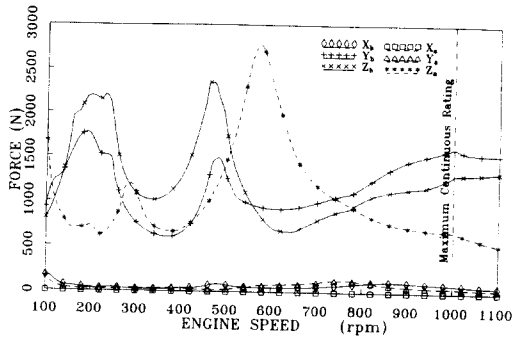


Fig. 4.3 Synthesized forces transmitted to the foundation through No.1 resilient mounting
 (Engine : Normal & misfiring condition of A row No.1 cylinder)
 ($k_p = k_q = 0.49, x = -424, z = -550, \alpha = 45$)

지 1을 통하여 전달되는 합성력을 원래의 탄성지지계와 비교하여 나타낸 것이다.

이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 원래의 탄성지지계보다 무부하 회전수와 연속최대회전수 부근에서는 전달력이 감소하였으나, 600rpm 근처에서는 Z방향의 전달력 Z_a 가 증가하였다.

4.2 원래의 탄성지지계에 탄성지지를 추가로 설치한 경우

Fig. 4.4는 원래의 탄성지지 설치 위치에서 $\sigma_{xi}=0$ 을 만족하기 위하여 X방향으로 -424mm 위치에 탄성지지를 추가로 좌우에 설치한 경우, 설치 각도가 고유진동수에 미치는 영향을 계산한 결과이다.

200~300rpm 사이에 $2\omega_{24}$ 모드의 고유진동수가 오는 것을 알 수 있으며 이 것은 무부하 회전수

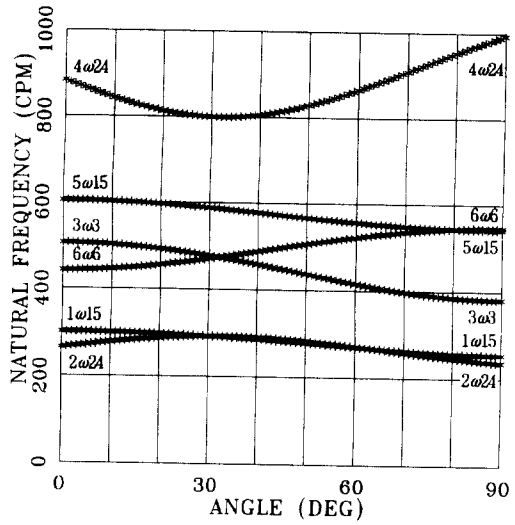


Fig. 4.4 Variation of natural frequencies by fitting angle of mountings
 ($x = -424$)

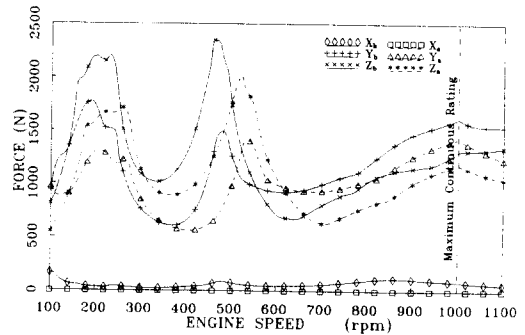


Fig. 4.5 Synthesized forces transmitted to the foundation through No.1 resilient mounting
 (Engine : Normal & misfiring condition of A row No.1 cylinder)
 ($x = -424, \alpha = 0$)

Table 4.2 Natural frequencies and vibration modes(Added resilient mountings, Angle : 0°)

NO.	Natural frequency : CPM	Vibration modes					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	θ_x (Rolling)	θ_y (Pitching)	θ_z (Yawing)
1	265.9	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5987	0.0000	0.0000
2	302.1	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4350	0.0000
3	442.4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
4	505.3	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	604.7	-0.5718	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
6	882.6	0.0000	0.1984	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000

의 0.5차 성분에 접근한다. 이 때 각 방향 고유진동수는 Table 4.2와 같이 된다.

이 탄성지지계에서 착화 실패가 발생하는 경우, 탄성지지 1을 통하여 전달되는 합성력을 계산하고 이를 원래의 엔진 탄성지지계와 비교하여 Fig. 4.5에 나타내었다.

이 그림을 검토하여 보면 원래의 탄성지지계에서 무부하회전수 근처에 있던 0.5차 성분이 500rpm이상으로 상승하였고 전달력도 약간 감소하였다. 연속최대회전수 근처에서도 전달력이 약간 감소한 것을 알 수 있다. 또한 1차와 4차 성분의 합성된 결과로 나타나는 200rpm 근처의 전달력도 상당히 개선된 값을 가지나, 엔진의 사용회전수 범위를 벗어나 있어 별로 의미는 없다.

4.4 원래의 탄성지지계를 완전 비연성화 한 경우

원래의 탄성지지계를 완전 비연성화 하기 위하여 동일한 강성을 지닌 탄성지지들을 XZ면에 대칭이 되도록 배치하고, YZ면에 대해서는 $\Sigma x_i = 0$ 이 되도록 배치하였다.

Fig. 4.6은 위의 완전 비연성화 조건에 따라 $x = -424\text{mm}$ 위치에 탄성지지들을 추가로 좌우에 설치하고 각각의 탄성지지 설치 위치를 $z = -861\text{mm}$ 에서 $z = 0\text{mm}$ 로, 설치 각도를 40° 로 변경한 경우, 착화 실패시에 탄성지지 1을 통해 전달되는 합성력을 원래의 탄성지지계와 비교한 것이

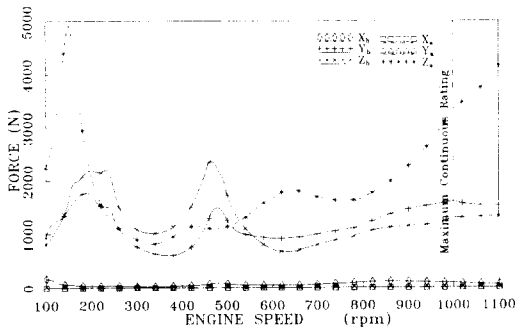


Fig. 4.6 Synthesized forces transmitted to the foundation through No. 1 resilient mounting
 (Engine : Normal & misfiring condition of A row No. 1 cylinder)
 ($x = -424, z = 0, \alpha = 40$)

다.

이 결과를 검토하여 보면 무부하회전수 근처에서는 실제 탄성지지계보다 상당히 작은 전달력 값을 알 수 있으나 연속최대회전수 근처에서는 Z방향의 전달력 Z_a 가 3,500N 정도로 되어 다소 높은 값을 알 수 있다. 따라서 부분적 비연성 조건에 따른 탄성지지계의 경우보다 오히려 더 나쁜 결과를 나타내고 있다.

이와 같이 시린더에서 착화 실패가 발생하는 경우에는 엔진의 사용회전수 범위내에서 낮은 차수 특히 0.5차 성분의 전달력이 크게 되므로 엔진의 사용목적에 따라 탄성지지계를 적절히 설계하여야 한다. 이들 차수에서 전달력을 줄이기 위해서는 탄성지지계의 고유진동수가 엔진의 사용회전수 범위 밖에 위치하도록 조정할 필요가 있으나 단순 탄성지지계로는 한계가 있으므로 이중탄성지지계를 설치하는 것이 바람직하다.

5. 결 론

엔진의 탄성지지계에 작용하는 각종 엔진 기진력을 정식화하고, 고무형 탄성지지를 갖는 실제 선박의 추진용 디젤엔진 탄성지지계에 대한 동적거동을 1질점 6자유도계의 모델로 단순화하여 해석하는 전산프로그램을 개발하였다. 또한, 엔진의 탄성지지계에서 여러가지 설계 변수, 즉 탄성지지의 위치, 각도, 동특성을 바꾸거나 탄성지지를 추가로 설치하는 경우에 대한 동적거동을 검토하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 선박용 디젤엔진이 탄성지지계에 미치는 기진력을 정식화하고 탄성지지계의 자유 진동과 강제진동을 해석할 수 있는 전산프로그램을 개발하였다.

(2) 엔진에서 착화실패가 발생하거나 감통운전을 하는 경우에는 저차의 위험회전수가 엔진의 사용회전수 범위내에 존재하는 것을 피하기 어렵고 기진력도 크므로 탄성지지계의 설계시 주의하여야 한다.

(3) 탄성지지계의 비연성화는 주기진력이 작용하는 자유도에 대하여 고려하는 것이 바람직하며 전 자유도에 대한 완전 비연성화는 Fig. 4.8에서와 같

이 부분 비연성화 되어 있는 탄성지지계보다 오히려 나쁜 결과를 얻을 수도 있다.

본 연구에서 대상으로 한 선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 대한 해석결과는 실측치와 비교하지는 못하였다. 그러나 외국의 전문 설계회사에서 해석한 결과와 동일하였으므로 본연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성은 확인되었다고 판단된다. 추후 여러 엔진의 탄성지지계에 대하여 측정을 행하고 이를 분석하여 좀 더 신뢰성 있는 모델링의 개발, 탄성지지계에 미치는 여러가지 기진력의 정량화 등을 통한 계산 정도의 향상은 필요하다고 생각된다. 또한 이를 기초로 하여 최적의 탄성지지계 설계를 위한 계속적인 연구가 요망된다고 하겠다.

후 기

이 논문은 1993년도 학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 이에 재단 및 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 박석태 외 3명, "엔진 마운트용 고무의 동역학적 모델링", 대한기계학회 논문집, 제10권, 제5호, pp. 689~697, 1986. 9.
- 2) 정경렬 외 3명, "실험적인 모드해석을 통한 엔진 마운트의 동역학적 모델링", 자동차 공학회지, Vol. 10, No. 2, pp. 39~47, 1988.
- 3) 吉井冬樹 赤井宏之, "主機關の防振對策について", 日本漁船, 第284號, pp. 29~38, 1989. 12.
- 4) Dr. Donath, "Resilient mounting of diesel engines", MAN - B&W Licensees Meeting paper, pp. 14~15, 1987.
- 5) 전효중, 선박동력전달장치, 태화출판사, 부산, 1986.
- 6) 전효중 외 3명, "여러개의 분지를 갖는 동력 전달장치의 비틀림 진동해석", 한국박용기관학회지, 제13권, 제2호, pp. 117~138, 1989. 5.
- 7) 이돈출 외 2명, "전달매트릭스법에 의한 다지점지지계의 연성 강제감쇠 횡진동계산에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제14권, 제2호, pp. 35~47, 1990. 5.
- 8) Veritec, Vibration control in ships, Oslo, 1985.
- 9) Cyril M. Harris, Shock & Vibration Handbook, McGraw - Hill Book Co., New York, 1988.
- 10) 戶原春彦, 防振ゴム, 日本鐵道車輛工業會, 1975.
- 11) 谷口修, 振動工學ハンドブック, 養賢堂, 東京, 1986.