

엔진의 이중탄성지지계에 대한 진동특성

장 민 오¹⁾, 김 의 간²⁾

A Study on the Vibration Characteristics for Double Mounting Systems of Marine Engine

Min-Oh Jang, Ue-Kan Kim

Abstract

In the present study, the exciting forces of engine and external shocks effecting to the double resilient mounting systems(2mass - 12degree of freedom) was examined, patterns of vibration and evaluation procedure for force transmission from double resilient mounting to the hull body were also established. These results were applied to the analysis of free and forced vibration for double rubber-type resilient mounting systems of marine diesel engine.

Besides, the influences of designing parameters on double resilient mounting systems of marine diesel engine were also examined as a function of various design parameters, such as locations, angles, dynamic characteristics and the number of resilient mountings.

1. 서 론

국내에서 선박용 디젤 엔진의 탄성지지계에 대한 연구는 대개 탄성지지계를 1

1) 한국해양대학교 기관공학과 석사과정 기계역학 전공

2) 한국해양대학교 냉동공조공학과 교수

질점 6자유도계로 모델링하여 동적 거동을 해석하고 있다.¹⁾ 이러한 단순 탄성지지계로는 시린더에서 착화실패가 발생하거나, 특수 목적선에서 진동전달력을 효과적으로 제어하기에는 한계가 있다. 따라서 이런 경우에는 선박용 디젤엔진에 이중탄성지지계(2질점 12자유도계)를 적용하는 것이 효과적일 수 있다.

따라서 본 연구에서는 이중 탄성지지계의 자유진동 및 강제진동을 해석하는 방법을 정식화하고 전산 프로그램을 개발하고자 한다. 이 결과를 실제 선박용 디젤엔진의 이중 탄성지지계에 적용하여 진동전달특성을 검토하고, 또한 이중 탄성지지계에서의 여러가지 설계변수 즉, 탄성지지의 동특성, 설치각도, 설치위치를 바꾸거나 탄성지지를 추가 설치하는 경우에 이들 설계변수가 이중 탄성지지계에 미치는 동적거동특성을 검토하고자 한다.

2. 이중탄성지지계의 이론해석

이중탄성지지계의 강제 진동을 해석하기 위해서는 엔진에서 탄성지지계에 미치는 기진력을 구하여야 한다. 엔진으로 부터 발생하는 기진력은 왕복질량과 회전질량에 의한 불평형 관성력 및 불평형 모멘트와 가스 압력 및 왕복질량의 관성력에 의한 크랭크의 회전토크이다.

본 논문에서는 강체 중심 O 에서의 6방향 변위를 구하기 위하여 기계적 임피

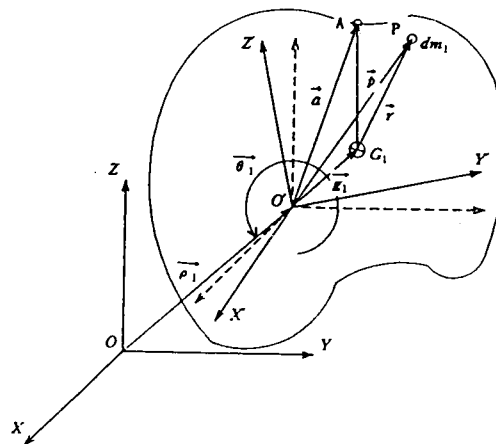


Fig. 2.1 Systems of coordinates for translation and rotation of rigid body

던스법을 이용하였으며 Fig. 2.1 에서 강체내의 임의의 점 $a(a_x, a_y, a_z)$ 에 대한 변위벡터 $\{d\} = d_x i + d_y j + d_z k$ 는 식(2.1)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{d\} &= \{\rho\} + \{\theta\} \times \{a\} \\ &= (x_i + y_j + z_k) + (\theta_x i + \theta_y j + \theta_z k) \times (a_x i + a_y j + a_z k) \\ &= (\{d_r\} + j\{d_i\})e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$x = (x_r + jx_i)e^{j\omega t}, \quad y = (y_r + jy_j)e^{j\omega t}, \quad z = (z_r + jz_j)e^{j\omega t}$$

$$\theta_x = (\theta_{xr} + j\theta_{xi})e^{j\omega t}, \quad \theta_y = (\theta_{yr} + j\theta_{yj})e^{j\omega t}, \quad \theta_z = (\theta_{zr} + j\theta_{zj})e^{j\omega t}$$

$$d_x = ((x_r + a_z\theta_{yr} - a_y\theta_{zr}) + j(x_i + a_z\theta_{yj} - a_y\theta_{zj}))e^{j\omega t}$$

$$d_y = ((y_r - a_z\theta_{xr} + a_x\theta_{zr}) + j(y_j - a_z\theta_{xj} + a_x\theta_{zj}))e^{j\omega t}$$

$$d_z = ((z_r - a_x\theta_{yr} + a_y\theta_{xr}) + j(z_j - a_x\theta_{yj} + a_y\theta_{xj}))e^{j\omega t}$$

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

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

i, j, k : X, Y, Z 축 방향의 단위벡터

따라서 탄성지지를 통해서 지지베드에 전달되는 힘 벡터 $\{F\}$ 는 식(2.2)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{F\} &= [C]\{d\} + [K]\{d\} \\ &= (([K]\{d_r\} - \omega[C]\{d_i\}) + j([K]\{d_i\} + \omega[C]\{d_r\}))e^{j\omega t} \\ &= \{\bar{f}_i\} e^{j\omega t} \\ &= (\{R\} + j\{I\})e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\bar{f}_i = f_i e^{i\psi}, \quad f_i = \sqrt{\{R\}^2 + \{I\}^2}, \quad \psi = \tan^{-1}(\{I\} / \{R\})$$

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

3. 단순탄성지지계의 동적거동해석

본 장에서는 먼저 실제 선박에서 발전기용 원동기 및 중·소형 선박의 추진용으로 탑재되고 있는 디젤엔진(5L28/32 240~720rpm)에 단순탄성지지계를 적용하여 동적거동을 해석하였다. 선박용 디젤엔진의 요목은 Table 3.1과 같다.

Table 3.1 The specifications of marine diesel engine

Bore × Stroke(mm)	280 × 320	Connection Ratio (λ)	0.25
No. of Cylinder	5	PMI at MCR(bar)	19.5
Firing order	1- 2- 4- 5- 3	BHP × RPM at MCR	1375 × 720
Reciprocating mass(kg)	87.8	Weight(Kg)	20160

단순탄성지지계의 설계시 탄성지지의 배치는 탄성지지의 탄성주축과 기준좌표축을 평행하게 하였으며 부분비연성화를 위하여 X방향의 좌표축의 합($\sum a_x$)이 0이 되도록 하였다.

본 논문에서 해석 대상으로한 엔진은 4행정 5실린더이므로 검토의 주요 대상은 주기진차수가 되는 2.5차 성분과 실린더 착화실패시에 기진력이 증가하는 0.5차, 1.0차 성분이다. 엔진 상용회전수 범위내에서 이들 차수에 의한 공진이 발생하지 않도록 탄성지지계를 설계하는 것이 바람직하다.

본 논문에서 탄성지지계에서 고유진동수는 $4\omega_2$ 와 같은 기호를 사용하였으며 ω 전후의 숫자는 그 고유진동수에서 연성된 자유도를 나타낸다. 여기서 숫자 1~6은 차례대로 $x_1, y_1, z_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}$ 방향을 의미한다. 예를 들어 $4\omega_2$ 는 ω 각진동수에서 y_1, θ_{1x} 가 연성모드로 되고 이들중 영향력이 큰 것이 θ_{1x} 모드라는 의미이다.

디젤 엔진에 설치된 단순탄성지지계의 좌표 및 동특성을 Fig. 3.1에, 단순탄성지지계의 자유진동 해석결과를 Table 3.2에 보인다.

Table 3.2 Natural frequencies and Eigen vectors of the single mounting system

Mode	Eigen values (CPM)	Eigen Vectors					
		X_1 (Longi)	Y_1 (Trans)	Z_1 (Vertical)	θ_{1X} (Rolling)	θ_{1Y} (Pitching)	θ_{1Z} (Yawing)
1	98.0	0.0000	1.0000	0.0000	-0.2153	0.0000	0.0000
2	104.1	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1254	0.0000
3	155.2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
4	312.5	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	323.8	-0.1503	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
6	384.5	0.0000	0.1152	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000

(units: length:mm, angle:°, stiffness:MN·m⁻¹, damping:MN·sec·m⁻¹)

x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	z_1	α_1	k_1	k_2	k_3	c_1	c_2	c_3
1367	593	600	1360	745	1100	0	0.29	0.29	2.25	0.0059	0.0059	0.0213

Fig. 3.1 Coordinates and characteristics of resilient mounting on the single mounting system

Table 3.2 Natural frequencies and Eigen vectors of the single mounting system

Mode	Eigen values (CPM)	Eigen Vectors					
		X_1 (Longi)	Y_1 (Trans)	Z_1 (Vertical)	θ_{1X} (Rolling)	θ_{1Y} (Pitching)	θ_{1Z} (Yawing)
1	98.0	0.0000	1.0000	0.0000	-0.2153	0.0000	0.0000
2	104.1	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1254	0.0000
3	155.2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
4	312.5	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	323.8	-0.1503	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
6	384.5	0.0000	0.1152	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000

엔진의 강제진동해석은 주파수 영역에서 수행하였으며 모든 시린더가 정상적으로 폭발할 때와 착화실패할 경우의 2가지로 구분하여 수행하였다. 탄성지지의 감쇠력은 정량적으로 계산하는 것이 곤란하여 탄성지지 제작사가 제시한 값을 이용하였다.

Fig. 3.2는 정상운전시 엔진의 앞쪽 좌측에 설치된 탄성지지(이하 탄성지지 1)를 통해 지지베드에 전달되는 힘중 주기진차수인 2.5차 성분을 나타낸 것이다.

Fig. 3.3은 엔진의 no.1 시린더 착화실패시 탄성지지 1을 통해 지지 베드에 전달되는 각 차수의 합성력을 계산한 결과이다.

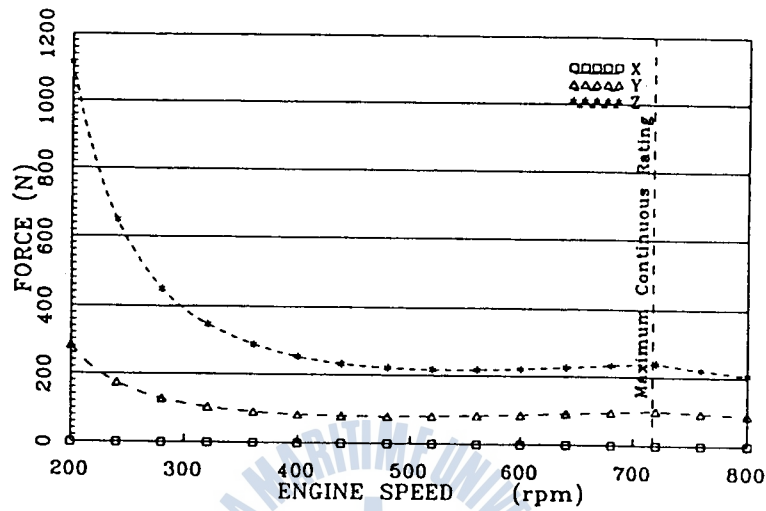


Fig. 3.2 Forces of the 2.5th order transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : normal condition)

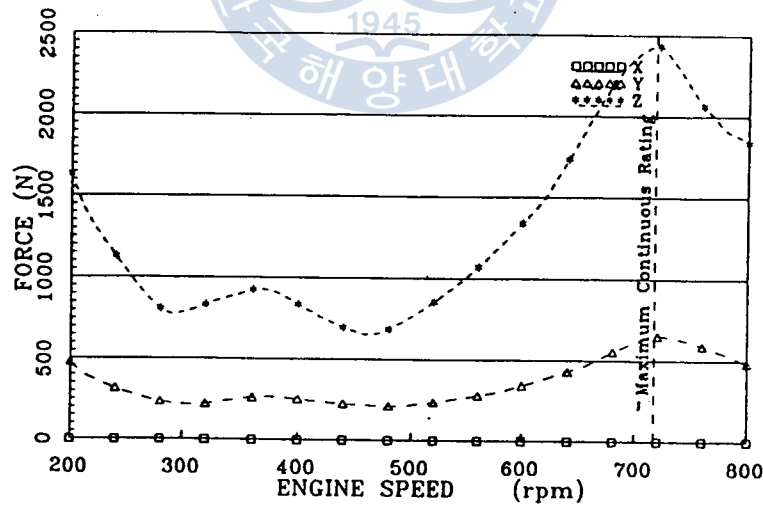


Fig. 3.3 Synthesized forces transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : misfiring condition of no.1 cyl.)

Fig. 3.2~Fig. 3.3에서 볼때 문제가 되는 진동모드의 고유진동수는 $4\omega 2$ (384.5 rpm)와 $2\omega 4$ (98.0rpm)이다. 이는 X축 둘레의 회전토크인 M_{1x} 가 주기진력이

되므로 이 기진력에 의하여 발생하는 θ_{1x} 와 연성하는 진동모드의 진폭이 증가하기 때문이다. Fig. 3.3의 합성력 선도를 검토하여 보면 200rpm부근에서는 주기진차수인 2.5차 성분이 주로 나타나고 있으며, 최대연속회전수(720rpm)부근에서는 정상운전시에 발생하지 않았던 0.5차 성분이 769.0rpm(고유진동수 384.5rpm)근방에서 높은 값을 나타내고 있다.

최대연속회전수(720rpm)부근에서 0.5차 성분의 전달력을 줄이기 위하여 전단강성계수 $k_{\perp} - k_{\parallel}$ 만을 1.285($c_{\perp} - c_{\parallel} = 0.016$)로 증가시켰을때, 엔진의 no.1 시린더가 착화실패할 시 탄성지지 1을 통하여 지지 베드에 전달되는 각 차수의 합성력을 Fig. 3.4에 보인다.

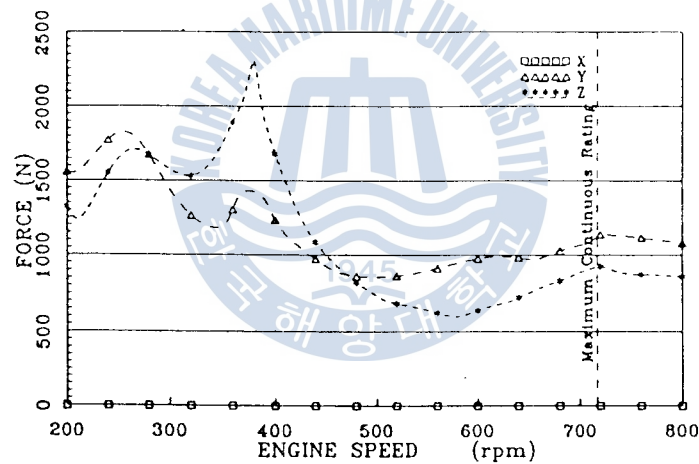


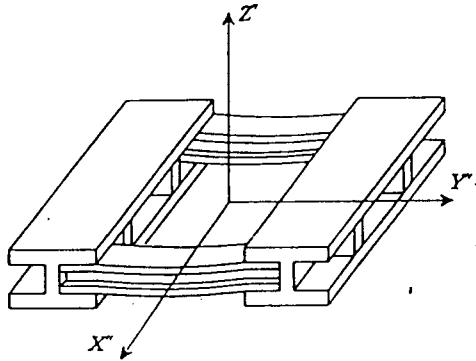
Fig. 3.4 Synthesized forces transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : misfiring condition of no.1 cyl.)

Fig. 3.4의 합성력 선도를 검토하여 보면 최대연속회전수 부근의 전달력은 상당량 감소하였으나, 입.출항시 많이 사용하는 300rpm~450rpm영역에서는 아직도 다소 높은 전달력이 나타나고 있다.

이상의 결과를 볼때, 단순탄성지지계로는 특수 목적선에서 요구하는 방진효과를 얻기에는 한계가 있다는 것을 알 수 있다.

4. 이중탄성지지계의 동적거동해석

본 장에서는 Fig. 3.1의 단순탄성지지계의 진동전달특성을 개선하기 위하여 엔진과 지지베드 사이에 별도의 부진동계(m_2)를 삽입하였다. 이에 따라 엔진의

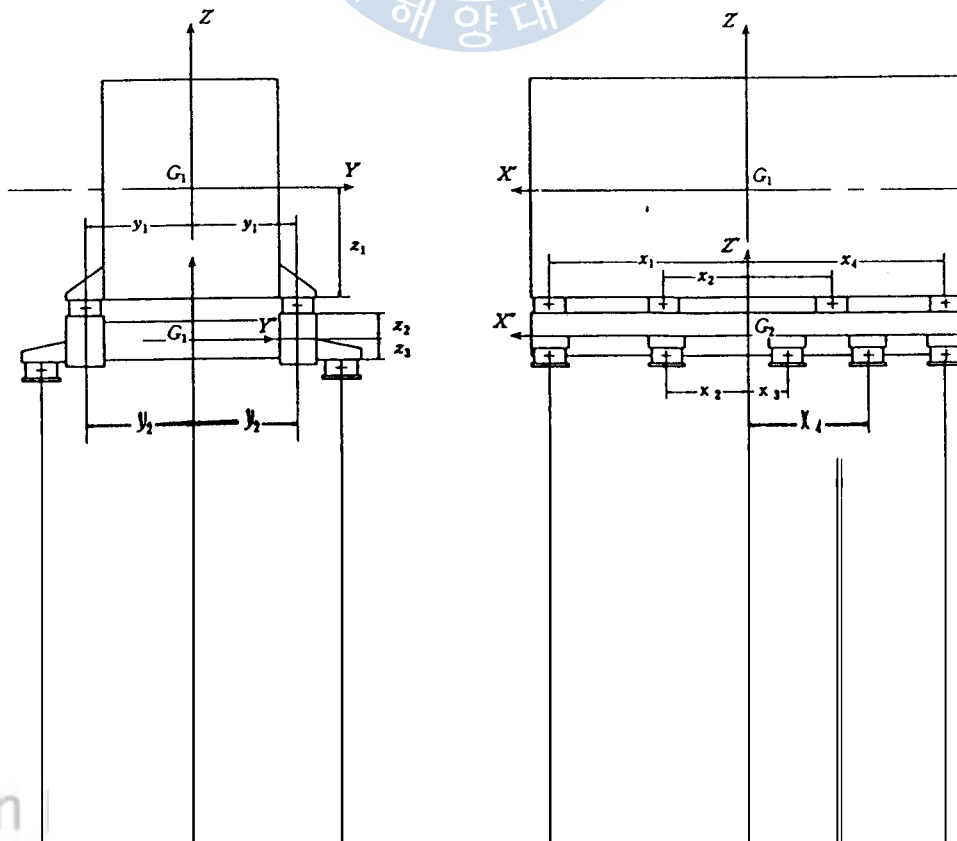


탄성지지계는 엔진(m_1)-탄성지지(A)-부진동계(m_2)-탄성지지(B)-지지베드를 갖는 이중탄성지지계로 되고 진동전달특성은 2질점 12자유도계로 모델링하여 계산하였다. 여기서 엔진 및 엔진과 부진동계 사이에 삽입된 부진동계는 강체로 가정하였으며 부진동계의 질량은 엔진 질량의 1/24.4로 하였다.

Fig. 4.1 Sketch of sub-mass system

부진동계의 모형은 Fig. 4.1과 같다.

이중탄성지지계의 설계시 탄성지지의 배치는 탄성지지의 탄성주축과 기준좌표축을 평행하게 하였으며, 부분비연성화를 위하여 X방향 좌표축의 합($\sum a_x$)이 0이 되도록 하였다. 디젤엔진에 설치된 이중탄성지지계의 좌표 및 동특성은 Fig. 4.2에 나타내고 있으며 탄성지지(A)와 탄성지지(B)의 동특성 및 설치수는 단순탄성지지계의 경우와 같게 하였다.



되므로 이 기진력에 의하여 발생하는 θ_{1x} 와 연성하는 진동모드의 진폭이 증가하기 때문이다. Fig. 3.3의 합성력 선도를 검토하여 보면 200rpm부근에서는 주기진차수인 2.5차 성분이 주로 나타나고 있으며, 최대연속회전수(720rpm)부근에서는 정상운전시에 발생하지 않았던 0.5차 성분이 769.0rpm(고유진동수 384.5rpm)근방에서 높은 값을 나타내고 있다.

최대연속회전수(720rpm)부근에서 0.5차 성분의 전달력을 줄이기 위하여 전단강성계수 $k_1 - k_{II}$ 만을 1.285($c_1 - c_{II} = 0.016$)로 증가시켰을때, 엔진의 no.1 실린더가 착화실패할 시 탄성지지 1을 통하여 지지 베드에 전달되는 각 차수의 합성력을 Fig. 3.4에 보인다.

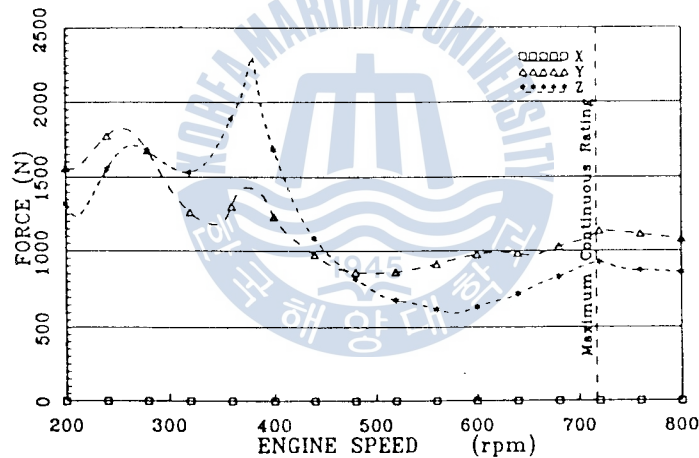


Fig. 3.4 Synthesized forces transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : misfiring condition of no.1 cyl.)

Fig. 3.4의 합성력 선도를 검토하여 보면 최대연속회전수 부근의 전달력은 상당량 감소하였으나, 입.출항시 많이 사용하는 300rpm~450rpm영역에서는 아직도 다소 높은 전달력이 나타나고 있다.

이상의 결과를 볼때, 단순탄성지지계로는 특수 목적선에서 요구하는 방진효과를 얻기에는 한계가 있다는 것을 알 수 있다.

4. 이중탄성지지계의 동적거동해석

본 장에서는 Fig. 3.1의 단순탄성지지계의 진동전달특성을 개선하기 위하여 엔진과 지지베드 사이에 별도의 부진동계(m_2)를 삽입하였다. 이에 따라 엔진의

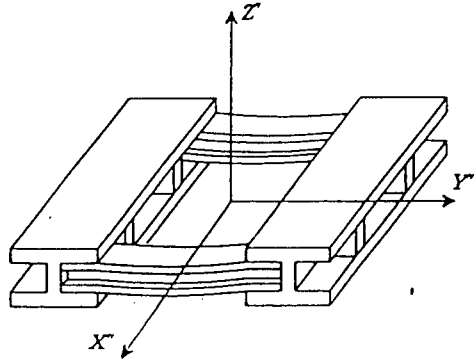
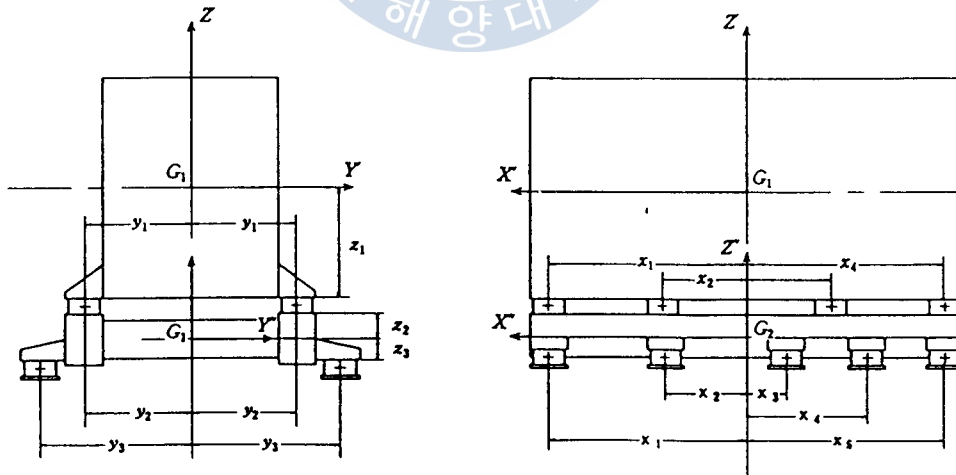


Fig. 4.1 Sketch of sub-mass system

탄성지지계는 엔진(m_1)-탄성지지(A)-부진동계(m_2)-탄성지지(B)-지지베드를 갖는 이중탄성지지계로 되고 진동전달 특성은 2질점 12자유도계로 모델링하여 계산하였다. 여기서 엔진 및 엔진과 부진동계 사이에 삽입된 부진동계는 강체로 가정하였으며 부진동계의 질량은 엔진 질량의 1/24.4로 하였다.

부진동계의 모형은 Fig. 4.1과 같다.

이중탄성지지계의 설계시 탄성지지의 배치는 탄성지지의 탄성주축과 기준좌표축을 평행하게 하였으며, 부분비연성화를 위하여 X방향 좌표축의 합($\sum a_x$)이 0이 되도록 하였다. 디젤엔진에 설치된 이중탄성지지계의 좌표 및 동특성은 Fig. 4.2에 나타내고 있으며 탄성지지(A)와 탄성지지(B)의 동특성 및 설치수는 단순탄성지지계의 경우와 같게 하였다.



(units: length:mm, angle:°, stiffness:MN m⁻¹, damping:MN·sec·m⁻¹)

상부	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	y ₁	y ₂	y ₃	α ₁	k ₁	k ₀	k _m	c ₁	c ₀	c _m
	1367	593	600	1360	745	745	790	0	1.285	1.285	2.25	0.016	0.016	0.0213
하부	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄	z ₁	z ₂	z ₃	α ₂	k ₁	k ₀	k _m	c ₁	c ₀	c _m
	1367	593	600	1360	1100	25	0	0	1.285	1.285	2.25	0.016	0.016	0.0213

Fig. 4.2 Coordinates and characteristics of resilient mounting on the double mounting system

이 탄성지지계에 대하여 자유진동해석 하면 12개의 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있으며 Mode 1~6의 저차 진동수는 엔진 진동이, Mode 7~12의 고차 진동수는 부진동계의 진동이 된다. Table 4.1에는 엔진 상용회전수와 관계한 저차모드만을 나타내었다.

Table 4.1 Natural frequencies and Eigen vectors of the double mounting system

Mode	Eigen values (CPM)	Eigen Vectors					
		N ₁ N ₂ (Longi)	Y ₁ Y ₂ (Trans)	Z ₁ Z ₂ (Vertical)	θ _{1x} θ _{2x} (Rolling)	θ _{1y} θ _{2y} (Pitching)	θ _{1z} θ _{2z} (Yawing)
1	135.7	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5411	0.0000	0.0000
		0.0000	0.2000	0.0000	-0.2577	0.0000	0.0000
2	154.5	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4343	0.0000
		0.2599	0.0000	0.0000	0.0000	0.2196	0.0000
3	283.7	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		0.0000	0.0000	0.5056	0.0000	0.0000	0.0000
4	298.0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
		0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.5009
5	376.1	-0.5168	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
		-0.8433	0.0000	0.0000	0.0000	0.5061	0.0000
6	463.8	0.0000	0.2856	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
		0.0000	0.7368	0.0000	0.4749	0.0000	0.0000

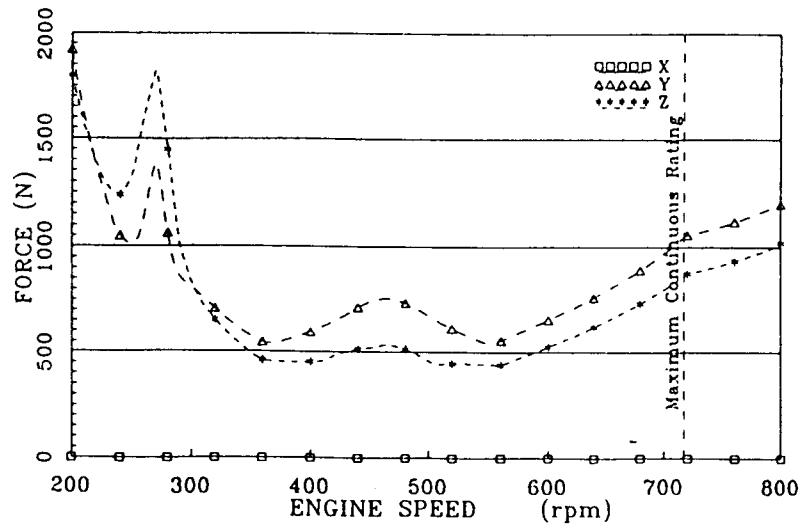


Fig. 4.3 Synthesized forces transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : misfiring condition of no.1 cyl.)

Fig. 4.3은 no.1 실린더 착화 실패시 탄성지지 1을 통하여 지지 베드로 전달되는 각 차수의 합성력을 계산한 결과이다.

Fig. 4.3의 합성력 선도를 단순탄성지지계에서 실린더 착화실패시의 합성력 선도 Fig. 3.4와 비교하여 보면, 엔진 회전수 390rpm부근에 있던 0.5차 공진점이

(units: length:mm, angle:°, stiffness:MN m⁻¹, damping:MN sec m⁻¹)

상부	x_1	x_2	x_3	x_4	y_1	y_2	y_3	α_1	k_1	k_2	k_3	c_1	c_2	c_3
	1367	593	600	1360	745	745	790	0	1.285	1.285	2.25	0.016	0.016	0.0213
하부	x_1	x_2	x_3	x_4	z_1	z_2	z_3	α_2	k_1	k_2	k_3	c_1	c_2	c_3
	1367	593	600	1360	1100	25	0	0	1.285	1.285	2.25	0.016	0.016	0.0213

Fig. 4.2 Coordinates and characteristics of resilient mounting on the double mounting system

이 탄성지지계에 대하여 자유진동해석 하면 12개의 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있으며 Mode 1~6의 저차 진동수는 엔진 진동이, Mode 7~12의 고차 진동수는 부진동계의 진동이 된다. Table 4.1에는 엔진 상용회전수와 관계한 저차모드만을 나타내었다.

Table 4.1 Natural frequencies and Eigen vectors of the double mounting system

Mode	Eigen values (CPM)	Eigen Vectors					
		X_1 X_2 (Longi)	Y_1 Y_2 (Trans)	Z_1 Z_2 (Vertical)	θ_{1x} θ_{2x} (Rolling)	θ_{1y} θ_{2y} (Pitching)	θ_{1z} θ_{2z} (Yawing)
1	135.7	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5411	0.0000	0.0000
		0.0000	0.2000	0.0000	-0.2577	0.0000	0.0000
2	154.5	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4343	0.0000
		0.2599	0.0000	0.0000	0.0000	0.2196	0.0000
3	283.7	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		0.0000	0.0000	0.5056	0.0000	0.0000	0.0000
4	298.0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
		0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.5009
5	376.1	-0.5168	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
		-0.8433	0.0000	0.0000	0.0000	0.5061	0.0000
6	463.8	0.0000	0.2856	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
		0.0000	0.7368	0.0000	0.4749	0.0000	0.0000

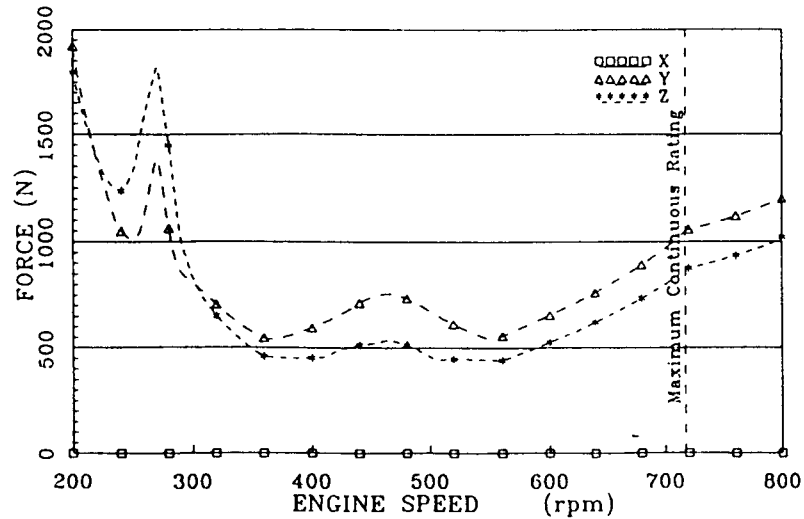


Fig. 4.3 Synthesized forces transmitted from no.1 resilient mounting to the engine bed (engine : misfiring condition of no.1 cyl.)

Fig. 4.3은 no.1 실린더 착화 실패시 탄성지지 1을 통하여 지지 베드로 전달되는 각 차수의 합성력을 계산한 결과이다.

Fig. 4.3의 합성력 선도를 단순탄성지지계에서 실린더 착화실패시의 합성력 선도 Fig. 3.4와 비교하여 보면, 엔진 회전수 390rpm부근에 있던 0.5차 공진점이 260rpm으로 낮아졌고, 또한 엔진 회전수 300~390rpm영역에서 하나의 탄성지지를 통한 전달력도 1700[N]정도 감소하였다. 390rpm이후의 엔진 회전수 영역에서도 200[N]~300[N]정도 전달력이 감소하였다.

5. 결 론

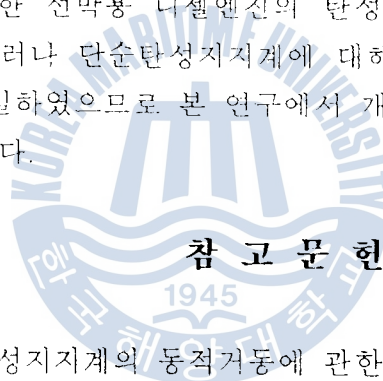
엔진의 이중탄성지지계에서 여러가지 설계 변수, 즉 탄성지지의 위치, 각도, 동특성을 바꾸거나 탄성지지를 추가로 설치하는 경우에 대한 동적거동을 검토하였다.

이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 선박용 디젤엔진이 탄성지지계에 미치는 기진력을 정식화하고 이중탄성지지계의 자유 진동과 강제 진동을 해석할 수 있는 전산 프로그램을 개발하였다.

2. 엔진이 정상적으로 폭발할 때에는 주 진동차수에 대한 전달력만을 고려하여 탄성지지계를 설계하면 되나 엔진에서 착화실패가 발생하거나 감통운전을 하는 경우에 갑작스런 토오크변동으로 인하여 저차성분의 기진력이 크게 나타나므로 착화 실패시의 운전조건도 고려해야 한다.
3. 엔진이 정상적으로 운전될 때 이중탄성지지계는 단순탄성지지계 보다 진동 전달력을 줄일 수 있어 특수 목적 선박에 유리하며, 특히 엔진에서 착화실패가 발생하거나 감통운전을 행하는 경우 효과가 증가함을 알 수 있다.
4. 탄성지지계의 비연성화는 주기진력이 작용하는 진동모드에 대하여 고려하는 것이 바람직하며 전 자유도에 대한 완전비연성화는 부분비연성화되어 있는 탄성지지계보다 오히려 나쁜 결과를 얻을 수도 있다.

본 연구에서 대상으로 한 선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 대한 실측치와는 비교하지는 못 하였다. 그러나 단순탄성지지계에 대해서는 외국의 전문 설계회사에서 해석한 결과와 동일하였으므로 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성은 확인되었다고 판단된다.



- [1] 김성춘, “디젤엔진 탄성지지계의 동적거동에 관한 연구”, 한국해양대학원 석사논문, 1994.
- [2] 赤井宏之・須佐美 修 之, “主機關の設計について”, 内然機關, 第33卷 1號, pp.49~56, 1994
- [3] 戸原春彦, “防振ゴム”, 日本鐵道車輛工業會, 1975

