

가변 동 특성을 갖는 선박 거주구의 진동제어 시스템에 관한연구

엄재광*, 조대승**, 한성용*

A study on the vibration Control System of Ship Superstructure with Dynamic Characteristics

J. K. Eom*, D. S. Cho** and S. Y. Han*

요 약

선박 거주구는 승무원 및 여객들이 상주하는 곳으로서 대형 상선의 경우 주선체 상부에 건물형태의 높은 구조이므로, 선박의 불균형력과 프로펠러 기진력으로 인해 주 선체와 연성되어 진동이 발생한다. 대형상선의 거주구는 육상구조물과는 달리 주선체와 마찬가지로 강성은 일정하나 화물적재량의 변화에 따라 선박 거주구의 유효질량이 변화함으로써 가변적인 진동특성을 갖는 구조물 중의 하나이다. 본 연구에서는 가변 동특성을 갖는 대형상선의 거주구 진동을 수동형 및 능동형 흡진장치를 통하여 제어할 경우 거주구의 고유진동수 변화에 따른 제어성능의 변화를 반영할 수 있으면서도 제어성능과 안정성이 뛰어난 강건제어 시스템의 설계 가능성을 수치 시뮬레이션을 통하여 확인하고자 하였다. 적용대상은 진동문제가 많이 발생하는 컨테이너 운반선과 초대형 원유운반선의 거주구 진동특성을 3차원 유한 요소법을 이용하여 검토하고, 실험적인 방법으로는 거주구 형태의 구조물의 질량변화에 대한 동조형 흡진기의 제어성능을 시험과 선형이차 진동제어 장치의 진동제어성능 실험결과를 소개하고자 한다.

1. 서 론

본 연구에서는 고유 진동수가 화물의 적재상태에 따라 변화하는 선박의 거주구 제어장치를 실제로 제작하여 거주구 모델구조에 대하여 진동제어실험을 수행하였다. 동조형 진동제어 장치에 대하여는 두 개 이상의 동조에 의한 진동제어를 3차원 유한요소 계산 및 실험실험을 통하여 거주구 모델에 대한 진동제어의 주파수 범위를 확인하였

다. 또한 LQG이론에 의하여 설계된 능동제어장치를 이용하여 동일 거주구 모델의 진동제어를 수행하였다.

선박의 거주구의 고유 진동수가 화물의 적재상태에 따라 가변적인 특징을 고려하기 위하여 기초대의 강성의 변화와 구조물의 상부에 질량을 추가 시킴으로써 거주구 모델 구조물의 주파수를 변화시키면서 제어성능을 확인하였다.

2. 거주구 진동제어를 위한 제어이론

2.1 선형2 자유도계 시스템

2자유도계 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 기술할 수 있다

* 정희원, 삼성중공업 (ejk@samsung.co.kr)

** 정희원, 부산대학교 조선, 해양공학과

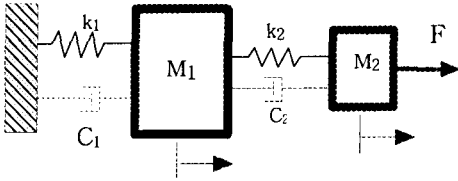


Fig.2.1 spring mass system of a vib absorber

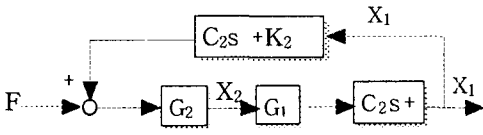


Fig.2.2 Control force transmission path

$$M_1 \ddot{x}_1 + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_1 \dot{x}_1 + K_2(x_1 - x_2) + K_1 x_1 = 0$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K_2(x_2 - x_1) = F \quad (2.1)$$

2.2 LQ제어(Linear Quadratic Control) 이론

LQ제어는 관측기에 기초하여 제어입력 $u(t)$ 에 대하여 J 를 최소화 하는 것이 LQ 조정기이다.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.2)$$

$$y = cx \quad (2.3)$$

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T (x^T Qx + u^T Ru) dt \quad (2.4)$$

최적제어는 다음 Riccati 미분방정식을 만족하여야 한다.

$$-\frac{dP}{dt} + PA - PB R^{-1} B^T P = 0 \quad (2.5)$$

2.3 상선의 거주구 진동특성

(1) 컨테이너 운반선

선체 및 추진기관의 특징은 Table 2.1에 나타낸바와 같다. 컨테이너선은 유조선 및 산화물 운반선에 비하여 거주구의 높이가 높은 특징을 갖고 있다. 특히 거주구 구조와 연돌구조가 일체형으로 구성되고 컨테이너의 적재용량증가를 위하여 거주구의 길이방향의 폭이 좁으므로 인하여 구조적인

개선으로 진동을 제어하는 방법에는 한계가 있으며, 최근 거주구 구조의 높이가 높은 7000TEU 이상의 대용량 컨테이너 선이 건조되고 있으며 향후 12,000TEU용량의 컨테이너선의 건조가 요구되고 있는 추세이므로 거주구의 진동제어의 필요성과 제어 성능이 보장되는 강건제어가 요구된다.

Table 2.1 Principal particular of 6200 Container Carrier

	Ship type	Container Carrier
Main hull	dead weight	68,000 tons
	Lbp×Breadth×Depth	285m×40m×24.3m
	design draft($d_a=12.86m$, $d_r=13.10m$)	96,210 tons
	ballast draft($d_a=10.0m$, $d_r=6.1m$)	52,996 tons
Main engine	Main engine Type	NSD Wartisila 12RTA96C
	NCR	72,930 BHP × 93.1RPM
Propeller	No. of propeller blades	6
	Diameter of propeller	8.8m

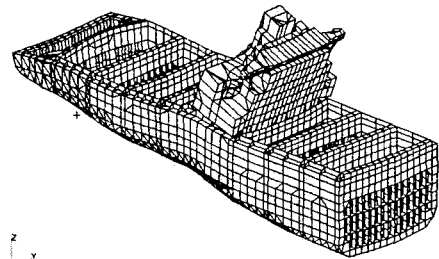


Fig. 2.3 1st mode shape of the accommodation of 6200TEU Container (6.12Hz)

(2) 초대형 유조선(VLCC)

선체의 특징은 Table 2.2에 나타낸바와 같이 경하상태로 파랑중의 항해시 거주구의 진동이 현격히 증가하는 경우가 나타나는 VLCC에 대하여 고유진동특성을 3-D F.E해석으로 고유진동특성을 파악하였다. 거주구의 특징은 거주구역과 연돌구조가 독립적으로 분리된 구조로 주갑판위에 배치되어 있으며, 특히 선박의 가시거리확보규정에 따라 종래의 동형의 VLCC보다 거주구 높이가

37%증가됨으로서 종래의 진동관점의 방진설계가 비교적 유리하던 VLCC 선박의 거주구에 대한 방진설계 및 진동제어를 위한 적극적인 대비가 필요하게 되었다.

Table 2.2 Principal particular of the shi

Ship type	Crude oil carrier
dead weight	310,000 DWT
Lbp×Breadth×Depth	320m×58m×31.25m
design draft(da=22.3m,dm=22.3m,d	345,320tons
Ballst condi(da=7.83m,dm= df=12.20m)	141,430tons
Main engine Type	B&W 7S80MC
MCR power	34,650BHP×69RPM
No. of propeller blades	4 EA
Diameter of propeller	9.7m

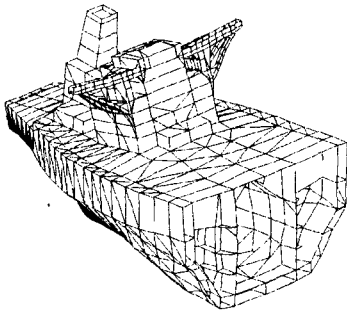


Fig. 2.4 1st mode shape of the accommodat of VLCC (longitudinal mode, 7.5895Hz)

2.4 제어실험용 거주구 모델 구조

(1) 구조물의 동특성

제작한 구조물의 동특성 해석을 위해 구조물 시험모델을 3차원 유한요소법에 의하여 고유진동 해석을 수행하였다.

Table 2.3 Modal parameters of the test st

Modal parameter	Estimated value
Natural frequency	3.88Hz
Dynamic mass	1288kg
Dynamic stiffness	763,149N/m
Damping factor	8410Ns/m

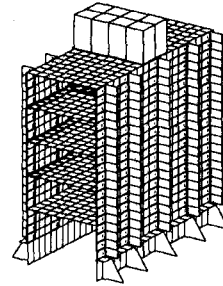


Fig 2.5 3-D F.E model

(2) 가진시스템

성능실험을 위하여 각각의 RPM에서 조화 가진력을 발생시키도록 고안된 원심력 가진기를 사용하였다. 각각의 회전수에 따른 가진력의 크기는 회전수의 제곱에 비례한다.

(3) 실험구조물의 수학적 모델링

거주구 모델구조를 등가 1자유도계로 이상화하여 운동방정식을 구성하면 다음과 같다.

$$m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \dot{x}_1(t) - c_2 [\ddot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] + k_1 x_1(t) - k_2 [x_2(t) - x_1(t)] = -f + v_1(t) \quad (2.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2(t) + c_2 [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] + k_2 [x_2(t) - x_1(t)] = f \quad (2.7)$$

여기서,

m_1 : 거주구 모델구조의 동가질량

k_1 : 거주구 모델의 스프링정수

C_1 : 거주구 모델의 감쇠

m_2 : 흡진기의 동가질량

k_2 : 흡진기를 지지하는 스프링정수

$v_1(t)$: 거주구 모델에 작용하는 외력

C_2 : 흡진기의 감쇠

거주구 모델의 변위를 x_1 , 출력을 y , 상대변수를 z 로 두면, 외력이 작용하는 경우의 상태방정식으로 나타내면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{z}(t) = Az(t) + Bu(t) + w(t), \quad y(t) = Cx(t) \quad (2.8)$$

$$z(t) = [\dot{x}_1(t) \quad \dot{x}_2(t) \quad x_1(t) \quad x_2(t)]^T \quad (2.9)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I_2 \\ K & C \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}, \quad v = \begin{bmatrix} v_1 = f \\ v_2 = 0 \end{bmatrix}$$

0_2 는 2×2 의 영행렬이고, I_2 는 2×2 의 단위행렬이다.

$$K = \begin{bmatrix} -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} -\frac{c_1+c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_2} \\ \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

$w(t)$: 0평균백색잡음이다.

능동제어흡진기의 제어력 f 와 제어량 u 와의 관계는 힘 변환계수 K_f 를 사용하여 $B=[0 \ 0 \ -K_f/M_1 \ K_f/M_2]$ 나타내면 다음식과 같다.

$$f = K_f u \quad (2.10)$$

유한요소해석을 통하여 고유진동수를 계산한 후 질량 감응법에 의해 등가질량 및 등가강성을 계산하였으며 감쇠는 구조와 탄성지지를 함께 고려하여 공진점의 진폭 계산값과 예측값을 비교하여 실험적인 방법으로 계산하였다. 이산 시간계에 대하여 상태방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다(51).

$$z(k+1) = Az(k) + Bu(k) + w(k), \quad y(k) = Cz(k) \quad (2.11)$$

여기서, $\ddot{x}_1(t)$ 는 구조물의 가속도이며 등가 질량 $M=1,288kg$, 등가강성 $K=763,149N/m$, 등가감쇠계수는 구조물의 강성 뿐 아니라 기초대의 탄성지지를 고려하여 13.5%의 임계감쇠를 적용하여 $C=8,410Ns/m$ 를 추정하였다.

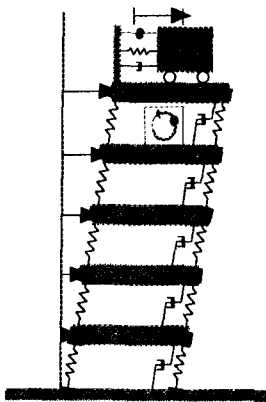


Fig.2.6 Idealization of the model stru with an vibration absorber

(4) 진동제어 장치의 동특성

$$H(s) = \frac{365}{s^2 + 20.08s + 1465} \quad (2.12)$$

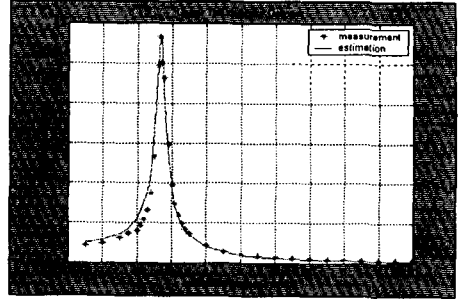


Fig. 2.7 Transfer Function of Active Vibration Absorber

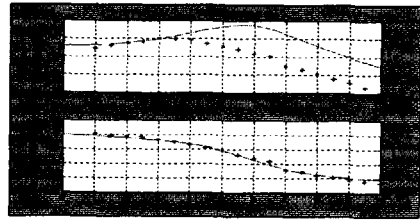


Fig. 2.8 Dynamic Characteristics Between the Control Input Voltage and velocity of the Upper driving mass of the vibration absorber

(5) 거주구 모델 구조의 수학적 모델링

주선체에 위에 설치된 상선의 거주구를 n 개의 집중질량으로 모델링하고 능동진동제어장치가 거주구 구조물의 최상층에 설치되었다고 가정하면, 구조물과 진동제어장치의 연성 운동방정식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = -MF \ddot{x}_g + s[-m_d(\ddot{x}_n + \ddot{x}_d + \ddot{x}_g)] \quad (2.13)$$

여기서 M, C, K : 구조물의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬 ($n \times n$)

x : 거주구 구조의 기초대에 대한 구조물의 상대 변위 벡터 ($n \times 1$)

$F = \{1 \dots 1\}^T$: ($n \times 1$) 벡터

$s = \{0 \dots 0 \ 1\}^T$: 능동제어장치의 설치 층 나타내는 벡터 ($n \times 1$)

\ddot{x}_g : 주선체의 종방향 가속도

\ddot{x}_n : 거주구 구조의 기초대에 대한 능동제어
장치가 설치된 층의 상대 가속도
md : 능동제어장치의 가동질량
 \ddot{x}_d : 능동제어장치가 설치된 층에 대한 능동
진동제어 장치 가동질량의 상대가속도

(6) 상태 방정식

$$M_r \ddot{x}_r(t) + C_r \dot{x}_r(t) + K_r x_r(t) = f_r \ddot{x}_g(t) \quad (2.14)$$

정의하면

$$X_r = \{x_5 \quad x_v \quad \dot{x}_5 \quad \dot{x}_v\}^T \quad (2.15)$$

다음의 상태 방정식으로 이를 표현할 수 있다.

$$\dot{X}_r = A_r X_r + B_r u + E_r \ddot{x}_g \quad (2.16)$$

여기서

- x_5 : 시험 구조물의 5층에서의 기초대에 대한 상대 변위
- x_v : 시험 구조물의 최상층인 5층에 대한 능동제어장치의 가동질량의 상대 속도
- u : 제어 입력 전압
- \ddot{x}_g : 추진체의 종방향 가속도

(7) 최적 제어 알고리즘

최적 제어 알고리즘을 적용하기 위해 목표로 하는 저차 진동형의 상대변위 및 상대 속도의 저감을 목표로 하여 성능지수(J)를 다음과 같이 정의하여 이 성능 지수를 최소화하는 최적의 제어 입력 전압을 구한다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [X_r^T(t) Q X_r(t) + r u(t)^2] dt \quad (2.17)$$

여기서 Q는 반양한정 가중 행렬이고 r은 양의 스칼라이다. 식 (2.16)의 구속 조건과 식 (2.17) 성능 지수로부터 Hamiltonian 함수를 정의하여 이를 최소화하는 최적의 제어 입력 전압은 다음과 같다.

$$u(t) = -\frac{1}{r} B_r^T K X_r(t) \quad (2.18)$$

여기서 행렬 K는 다음의 Ricatti 식의 해이다

$$A_r^T K + K A_r + Q - K B_r r^{-1} B_r^T K = 0 \quad (2.19)$$

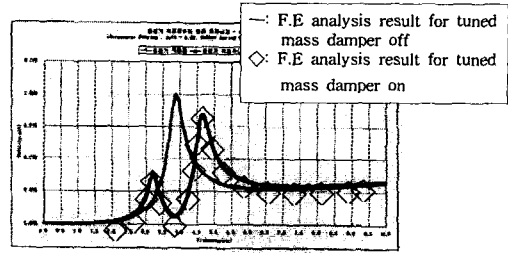


Fig.2.9 Calculated vibration levels of test with and without tuned mass damper ratio=0.12)

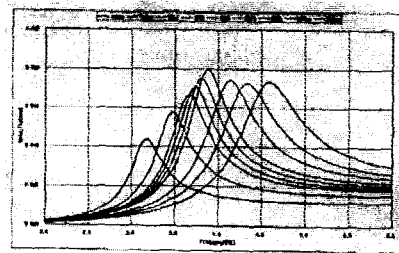


Fig.2.10 Variable natural frequency of t structure by means of base spring constant and additional m

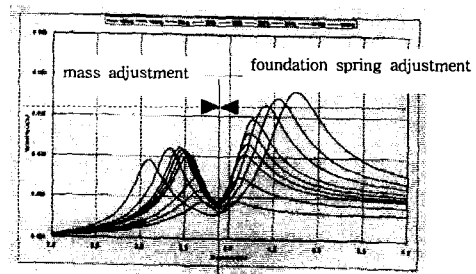


Fig.2.11 The response trends of the test in connection with natural frequency for a fixed tuned mass damper

LQG제어에 의한 능동진동제어장치에 의한 거주구 모델구조의 진폭은 제어전후에 대하여 Fig. 4.6과 같이 계산되었다.

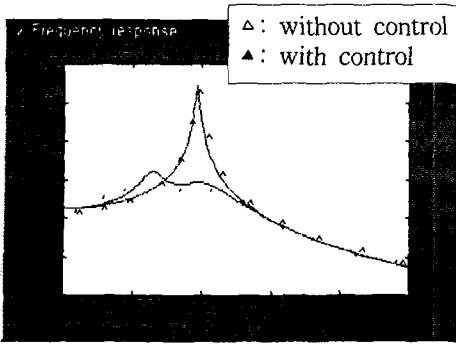


Fig. 2.12 Frequency response analysis of test

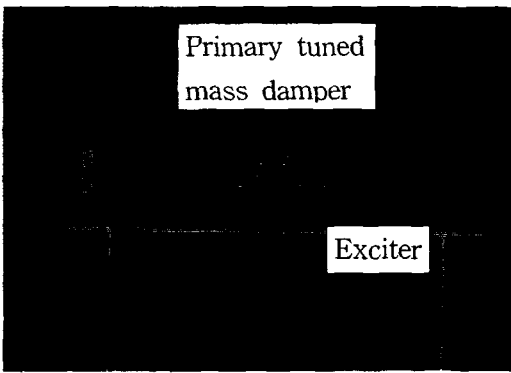


Fig. 2.13 Photograph of the primary tuned mass damper with mass of 160kg

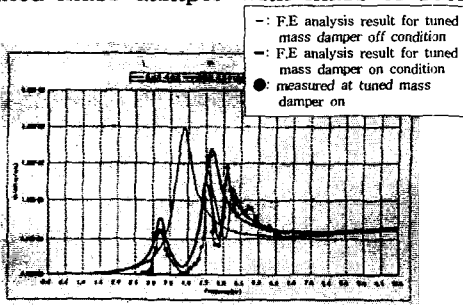


Fig 2.14 Comparisons of vibration ampl between two tuned mass dampers off and conditions to confirm the amplitude reduct the coupled resonance frequency(1st t mass=160kg, 2nd tuned mass=35kg)

3. 선박의 거주구모델 구조의 주파수 변화에 따른 동조형 흡진장치의 진동제어 성능실험

동일한 35kg의 가동질량을 사용하였을 때 동조형 진동제어장치와 능동제어장치에 의한 진동제어 성능을 비교하여 실험하였다. 컨테이너 운반선 등에 있어서 선박의 거주구의 진동특성은 화물의 적재위치 및 적재량에 따라 흡수가 변화하며 이때 흡수의 변화에 따라 거주구의 고유진동수가 변화하는 것이 특징이다. 이러한 고유진동수의 변화에 동조형 진동제어장치의 제어특성을 고찰하고자 다음과 같은 실험을 수행하였다. 초기에 설정된 구조물의 고유진동수와 일치하는 진동제어장치를 제작하여 구조물의 상부에 설치한 후 구조물의 고유진동수를 기초대의 강성 및 구조물 상부에 질량을 추가하는 방법으로 변화시키면서 동조형 흡진장치에 의한 제어성능을 3-D F.E계산 및 실험을 동시에 수행하였다. 흡진기 주파수에 대한 구조물의 고유진동수비, r_w 를 0.819, 0.943, 0.982, 1.067, 1.119, 1.183에 대하여 동조형 흡진장 설치 전후에 대한 진동계측을 수행하였다. 각각의 경우에 대해서 측정된 결과는 Fig.3.1-3.5에 경을 그래프로 나타내었다. 그래프의 측정값에서 알 수 있는바와 같이 구조물의 주파수가 변하는 경우 오히려 예측치 보다 큰 경우도 있음을 알 수 있었다.

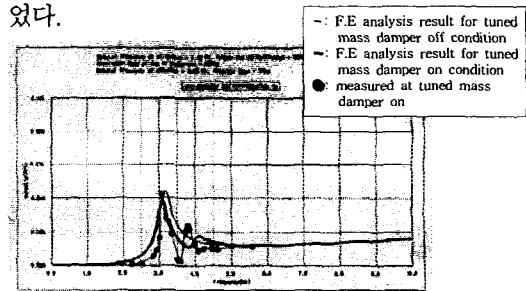


Fig.3.1 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off and on condition for frequency deviation ratio : ($r_w = 0.819$)

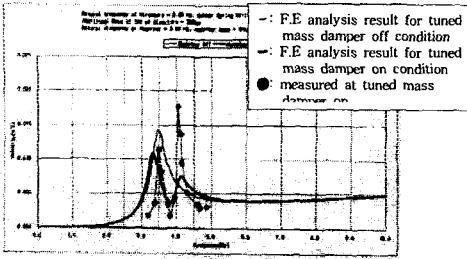


Fig.3.2 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off and on condition for frequency deviation ratio: ($r_w = 0.943$)

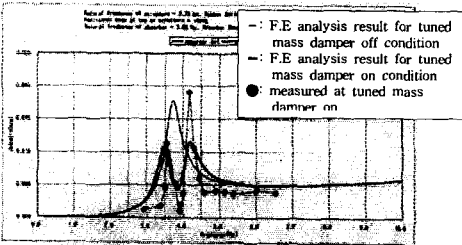


Fig.3.3 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off condition for frequency deviation ratio ($r_w = 0.982$)

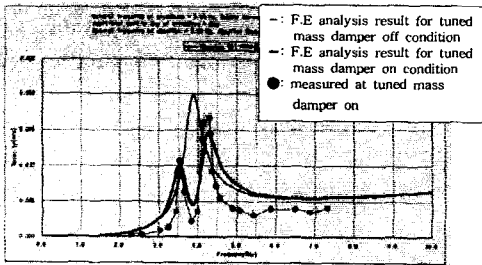


Fig.3.4 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off condition for frequency deviation ratio ($r_w = 1.0$)

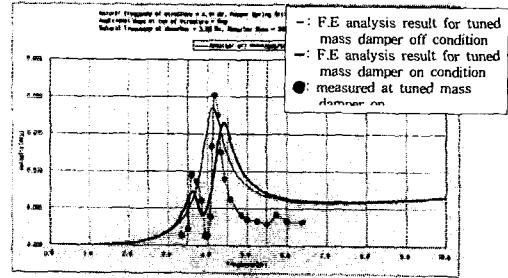


Fig.3.5 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off condition for frequency deviation ratio ($r_w = 1.067$)

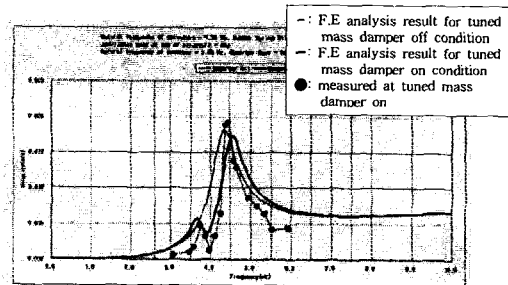


Fig.3.6 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off and on condition for frequency deviation ratio: ($r_w = 1.119$)

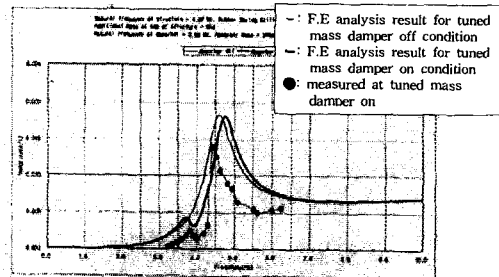


Fig.3.7 Comparisons of vibration amplitudes between the tuned mass damper off and on condition for frequency deviation ratio: ($r_w = 1.183$)

4. 거주구 모델 구조의 주파수 변화에 따른 능동형 진동제어 장치의 제어 성능실험

LQG 제어이론을 이용한 서보모터를 사용한 능동제어 시스템은 Fig 4.1의 구성도에서 나타나 있는 바와 같이 구조물의 상부에 설치된 가속도계로부터 측정된 진동신호는 증폭기를 거쳐 A/D변환 후 컴퓨터에 입력되어 상태량을 연산하고, 제어프로그램에 의하여 제어에 필요한 신호를 산정하여 D/A변환기를 통하여 서보제어기에 보내지고, 서보제어기는 서보모터를 통하여 가동질량하부에 있는 피니언 기어를 제어량 만큼 회전시키게 된다. 이때 피니언 기어에 연결된 랙크기어는 가동질량을 움직이게 되며, 가동질량의 관성력으로 거주구 모델구조의 진동을 제어하게 된다.

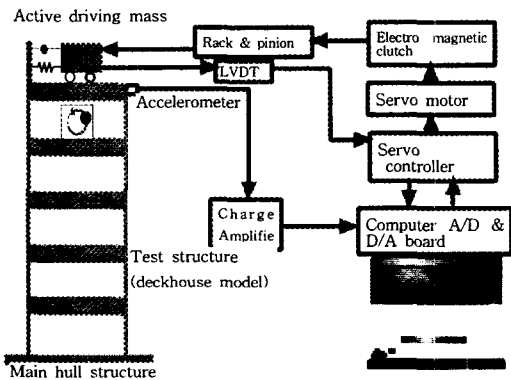


Fig 4.1 Schematic diagram of the a vibration absorber(LQG)

LQG이론에 의한 능동형 진동제어장치는 Fig.4.2에서 나타난 사진과 같이 거주구 구조모델의 하부의 기초대는 탄성 지지로 되어 있으며, 최상층부에 원심력 가진기를 위치시켜 거주구 모델을 가진 시키도록 구성되어있다.

원심가진기의 RPM을 변화시키면서 능동제어 장치에 의한 작동전후에 대한 거주구 모델구조의 상부에서 진동레벨을 측정하였다. 능동제어장치가 작동하지 않았을 경우와 작동하였을 경우에 대한 거주구 모델상부의 진동신호와 능동제어 장치의 가동부의 질량의 진동신호 그리고 제어를 위한 제

어신호를 시간영역에 대하여 Fig.4.3과 Fig4.4에 나타내었다.

거주구 모델구조의 기초부분의 스프링강성 조절 및 상부의 질량 조정에 의한 거주모델 구조의 고유진동수 변화에 따른 진동측정결과는 Fig.4.5-4.9에 나타내었다. 측정된 진동값은 공진에서 계산 값보다 50%이하로 나타났으며, 거주구 모델구조에 대한 고유진동특성을 변화시키면서 제어성능을 확인한 결과 대부분 1/2이하로 비교적 양호한 제어경향을 확인 할 수 있었다.

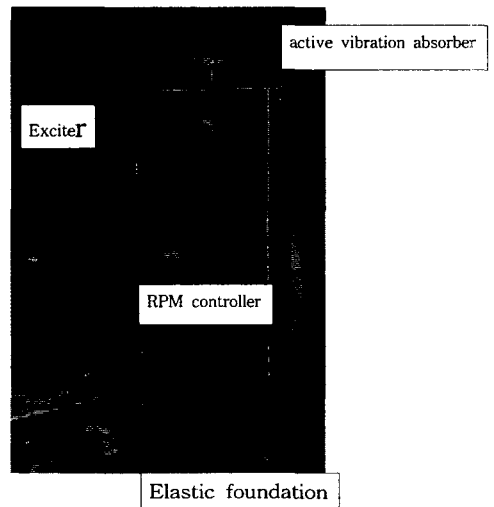
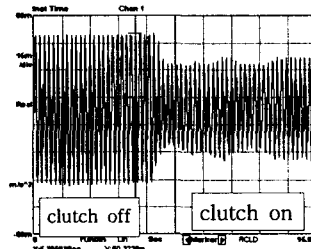
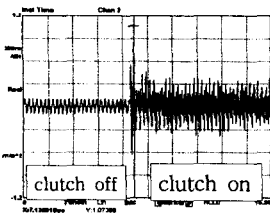


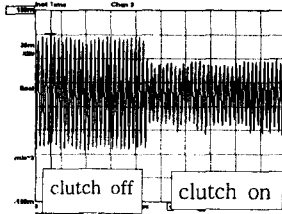
Fig.4.2 The Scene of the vibration performance test facility using LQG type active vibration absorber



a) Vibration signal at the top of the test structure

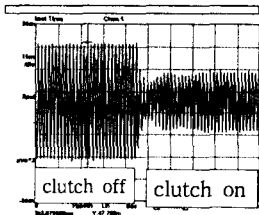


b) Vibration signal of the driving mass

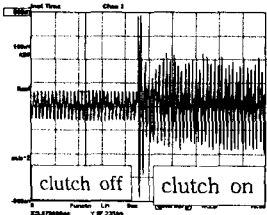


c) Time responses of control voltage

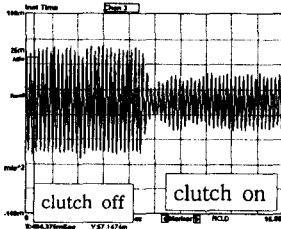
Fig 4.3 Time responses of the test structure on the both active vibration absorber on and off condition ($f_{ext} = 3.875\text{Hz}$)



a) Vibration signal of the test structure



b) Vibration signal of the driving mass



c) Time responses of control voltage

Fig. 4.4 Time responses of both active vibration absorber on (clutch on) and off (clutch off) condition ($f_{ext} = 4.0\text{Hz}$)

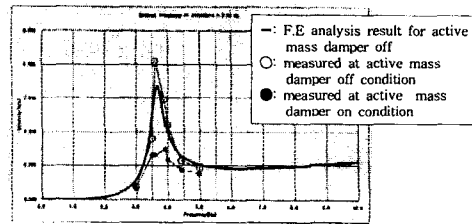


Fig. 4.5 Performance test result natural ($f_n = 3.66\text{Hz}$)

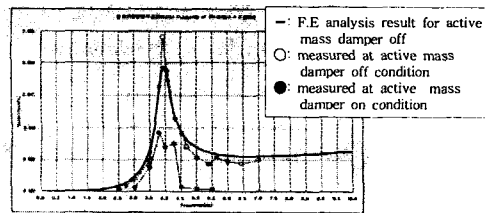


Fig. 4.6 Performance test result ($f_n = 3.85\text{Hz}$ case)

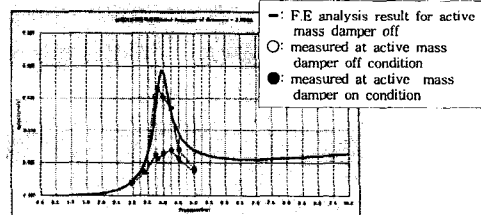


Fig. 4.7 Performance test result ($f_n = 3.95\text{Hz}$ case)

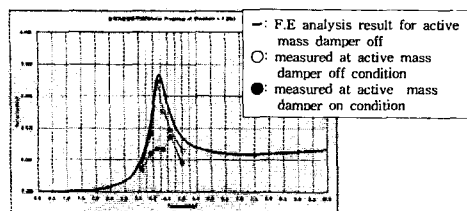


Fig. 4.8 Performance test result ($f_n = 4.2\text{Hz}$ case)

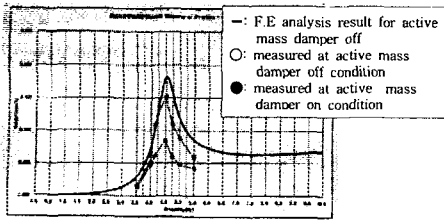


Fig. 4.9 Performance test result (fn=4.5Hz case)

5 실험 결과 및 고찰

1) 거주구 모델구조의 주 진동모드의 진동제어를 실험을 통하여 확인하기 위하여 13%의 질량비를 갖는 동조형 진동제어장치를 사용하여 진동제어를 수행한 결과 동조가 잘된 경우 공진 영역의 좁은 주파수 구간에는 진동제어가 양호하지만, 높은 연성된 고유진동수에서는 공진점 진폭의 약 80% 진동이 여전히 발생하고 있으므로 추가적인 방진대책검토가 필요하다.

2) 거주구모델 구조를 동조형 흡진장치로 진동을 제어할 때 연성된 주파수의 진동을 감소시키기 위하여 추가로 35kg의 동조형 흡진기를 제작하여 설치하여 진동제어 정도를 검토한 결과 특정한 좁은 주파수범위에서는 가능하지만, 제어대상구조의 고유진동수가 가변적인 선박의 거주구 등에 대해서는 주파수변화에 따라 진폭을 감소시킬 수 있는 진동제어 대책이 필요하다고 사료 된다.

3) 주파수가 화물의 적재상태에 따라 가변적인 선박의 거주구 구조에 대하여 적절한 진동제어 방법으로 LQG제어 이론을 이용한 진동제어장치를 설계 제작하여 거주구 모델에 대하여 성능을 평가하였다. 공진영역 전후의 범위에 대하여 공진진폭 대비 40%이하의 양호한 제어가 가능함을 확인하였다. 또한, 동조형 흡진기에서 나타나는 새로운 연성된 형태의 진동은 본 실험결과에서는 나타나지 않았다.

4) LQG제어장치에 사용한 가동질량과 같은 크기의 가동질량을 갖는 동조형 진동제어를 설계하여 제어대상 거주구 모델구조의 고유진동수 변화에 대하여 유한요소계산 및 진동제어 실험결과 높은쪽 연성모드의 진동이 측정된 공진점의 진폭 대비 75%이상의 진동으로 나타났다.

5) 상기의 실험은 실험 설비등의 부족으로 주된 공진 모드 중심의 연구를 수하였으며, 고차모드의 고려와 항해중의 돌발적인 외력 조건에서의 강진성에 대한 실험과 연구가 추가된다면 실용적인 선박용 흡진장치 개발과 고부가선에 대한 새로운 진동제어 방법으로 실용화 할 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] 정태영 외 1996, "선체 상부구조 진동의 능동제어 시스템 실용화 연구," 대한 조선학회 논문집, 제 33권 제 2호
- [2] 김사수 외 1995, "선박용 동흡진기 시스템에 관 연구," 대한조선학회 논문집, 제32권 제3호
- [3] 강경수 1997, 동적 횡하중을 받는 고층건물의 변위 제어를 위한 동조질량 감쇠기의 최적설계, 서울대학교 건축공학과 박사학위 논문
- [4] 강경수, 주석준, 홍성목 1997, "다중 동조 질량쇠장치의 최적설계에 관한 연구," 대한 건축학회 논문집, 13권4호, 통권102호
- [5] W.E. Schmitendorf, 2000, "Designing mass dampers via static output feedback numerical approach", Earthqu Dyn, 29:127-137
- [6] T. T Soong, 1990, "Active Structural Control Theory and Practice", Department of engineering State university of New York Buffalo, pp 177
- [7] 田中信雄, 菊島義弘, 1984, 能動制振方式による 械の地面振動防止対策, 日本機械學會論文集 第 50巻 459号 pp2094-2103시.오.