

論 文

大韓造船學會論文集
第 32 卷 第 1 號 1995年 2月
Transactions of the Society of
Naval Architecture of Korea
Vol. 32, No. 1, February 1995

유압식 Actuator를 이용한 구조물 진동의 능동제어시스템 개발

문석준*, 정태영**

Development of Active Control System for Structural Vibration Using a Hydraulic Actuator

by

S. J. Moon* and T. Y. Chung**

요 약

유압식 actuator를 이용한 구조물 진동의 능동제어시스템을 개발하였다. 개발한 시스템은 유압 장치, actuator 및 제어장치로 구성되어 있으며, 구조물의 진동을 수진기로 감지하고, 이 신호를 받아 actuator에 연결된 보조질량의 운동을 최적제어하여 구조물의 진동을 제어한다. 능동제어시스템의 제어성능 검증시험을 위해 약 500kg의 4기둥지지 후판구조물(L×W×H=1200mm×800mm×1600mm)을 제작하여 시험을 수행하였으며, 시험결과 구조물의 공진주파수 근처에서 진동레벨이 약 1/6수준으로 감소됨을 확인하였다.

Abstract

The active control system of structural vibration using a hydraulic actuator is developed. The developed system consists of three parts : a hydraulic unit, an actuator unit and a control unit. Structural vibration is sensed by the accelerometer attached to the structure and reduced by the optimally controlled motion of active mass giving anti-phase inertia force to the structure. It is experimentally confirmed that the vibration level of model structure is reduced to about 1/6 by the developed active control system.

발 표: 1994년도 대한조선학회 추계연구발표회('94. 11. 12)

접수일자: 1994년 12월 5일, 재접수일자: 1995년 2월 6일

* 정희원, 서울대학교 대학원 조선해양공학과

** 정희원, 한국기계연구원 구조시스템연구부

1. 서론

구조물의 경량화·대형화 추세는 구조물의 유연성 (flexibility) 증대 및 진동수의 조밀한 분포를 초래할 뿐만 아니라 구조물이 갖게 되는 낮은 감쇠비등으로 인하여 기진력에 대해 과도한 진동응답을 일으키기 쉽다. 따라서 적극적인 진동제어방법이 요구된다 [1,2].

구조물의 진동제어는 수동제어(passive control)와 능동제어(active control)로 대별할 수 있다. 종래의 진동제어에서는 주로 댐퍼(damper), 기반분리대(base isolation), 동흡진기(dynamic absorber)등의 수동형 제어장치를 사용하였다. 수동진동제어는 구조물의 고유진동수 또는 감쇠비를 변경시킴으로써 구조물의 진동레벨을 낮추게 된다. 이 방법은 외부로부터의 에너지 공급이 필요없다는 잇점은 있으나, 큰 제어력이 필요하거나 복수진동수성분이 존재하는 대형구조체의 경우에 대해서는 충분한 제어효과를 기대할 수 없다.

능동진동제어는 구조물의 진동을 수진기로 감지하고, 이 신호를 받아 actuator에 연결된 보조질량의 운동을 최적제어하여 구조물의 진동을 능동적으로 제어하는 방법이다. 이 방식은 actuator 구동을 위해서 외부로부터 에너지를 공급해 주어야 하는 단점이 있으나, 구조물의 feedback/feedforward신호의 제어이득(gain) 조절에 의하여 진동특성변경을 용이하게 실현할 수 있다. 따라서 진폭 및 위상이 일정한 단일 주파수 기진력 뿐만 아니라 비교적 넓은 주파수영역의 기진력에 대해서도 효율적인 제어효과를 얻을 수 있다. 특히 대용량 능동형 진동제어시스템은 복수의 기진원에 의해 주파수 성분이 일정치 않게 진동하는 선체상부구조나 지진하중을 받는 대형 구조물의 진동제어에 적합하다.

지진하중을 받는 대형 구조물에 대한 능동제어연구의 예로서, Chung등[3,4]은 지진 기진력을 받는 대형 구조물에 대하여 tendon에 의한 제어를 검토하였다. Soong등[5]은 active bracing system을 사용하여 지반운동하에서 실척 모델의 진동제어를 실험하였다. Fujita등[6,7,8]은 유압 actuator를 사용하여 고층건물의 진동모드중 2개의 최저차 진동모드를 제어하는 active mass damper를 제작·실험하였고, Sakamoto등[9]은 유압식 active mass driver system을 일본 동경에 위치한 한 건물에 설치하여 그 유용성을 확인하였다.

선체상부구조의 능동제어에 관한 연구로서는

Ohtaka등[10]이 선체상부구조를 변단면 Timoshenko 보로 치환하여 tendon에 의한 제어를 수치적 실험으로 검토하였고, Kakinouchi등[11]이 active mass damper 방식에 의한 선박용 진동제어장치를 개발하여 소형 모델에 대해 실험적 연구를 수행하였다. Takeda등[12]은 선체상부구조의 진동제어용 active mass damper를 개발하여 150,000DWT tanker에 적용하였다.

본 연구에서는 선체상부구조 진동의 능동제어시스템 개발에 관한 기초연구로서 소형 유압식 능동제어시스템을 개발하고 제작한 구조물에 대해 제어성능 검증시험을 수행하였다.

2. 배경이론 - 최적제어 algorithm

제어 대상구조체의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = \overline{B}u(t) + \overline{H}f(t) \quad (1)$$

여기서 M, C 및 K 는 구조체의 관성, 감쇠 및 강성 매트릭스이며, $x(t), u(t)$ 및 $f(t)$ 는 각각 변위벡터, 제어력 벡터 및 기진력 벡터이다. (1)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{z}(t) = Az(t) + Bu(t) + Hf(t) \quad (2)$$

여기서 상태량 벡터 $z(t)$ 와 계수 매트릭스는

$$z(t) = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{Bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}\overline{B} \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}\overline{H} \end{bmatrix}$$

와 같다.

제어계의 2차 성능지수(quadratic performance index)는 다음과 같이 정의한다[13,14].

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (z(t)^T Qz(t) + u(t)^T Ru(t)) dt \quad (3)$$

여기서 상첨자 T는 전치 매트릭스를 나타내고, Q 및 R은 각각 실수값을 갖는 positive semi-definite 및 positive definite 대칭매트릭스로 그 크기는 상태량 벡터와 제어력에 대한 상대 중요도에 따라 결정되는 가중매트릭스이다.

최적의 제어력을 구하기 위해 (2)를 만족하면서 (3)의 성능지수를 최소로 하는 제어력벡터 $u(t)$ 를

구한다. 이를 위하여 Lagrangian L 을 도입하면

$$L = \int_0^t \left[\frac{1}{2} (z(t)^T Q z(t) + u(t)^T R u(t) + \lambda(t)^T (A z(t) + B u(t) + H f(t) - z(t))) \right] dt \quad (4)$$

와 같이 표현된다. 여기서 $\lambda(t)$ 는 Lagrangian multiplier 벡터이다.

(4)를 상태량 및 제어력에 대해 변분을 취하고, (4)가 최소치를 갖는 필요조건으로부터 다음과 같이 최적제어력을 구할 수 있다.

$$u(t) = -R^{-1} B^T \lambda(t) \quad (5a)$$

$$\dot{\lambda}(t) = -A^T \lambda(t) - Q z(t) \quad (5b)$$

$$\lambda(t_f) = \{0\} \quad (5c)$$

(5a)에서 $\lambda(t)$ 는 Riccati 매트릭스 $P(t)$ 를 도입하여

$$\lambda(t) = P(t) z(t) \quad (6)$$

과 같이 나타낼 수 있다. $P(t)$ 는 (6)을 (5b)와 (5c)에 대입하고 나서 $f(t) = \{0\}$ 로 가정한 Riccati 방정식으로 부터 구할 수 있다. 즉,

$$-\dot{P}(t) + P(t)A - P(t)BR^{-1}B^T P(t) + A^T P(t) + Q = [0] \quad (7a)$$

$$P(t_f) = [0] \quad (7b)$$

(6)을 (5a)에 대입하면

$$u(t) = -R^{-1} B^T P(t) z(t) \quad (8)$$

한편 feedback 제어에서의 제어력은 제측한 상태량에 제어이득 $G(t)$ 을 곱한 값이므로

$$u(t) = G(t) z(t) \quad (9)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 그러므로 $G(t)$ 는 (8)로부터

$$G(t) = -R^{-1} B^T P(t) \quad (10)$$

이다.

대부분의 경우 Riccati 매트릭스는

$$P(t) = P(\text{constant}) \quad (11)$$

로 가정할 수 있다. 이 경우 Riccati 방정식은

$$PA - PBR^{-1}B^T P + A^T P + Q = [0] \quad (12)$$

와 같이 단순화되고, 제어이득은

$$G = -R^{-1} B^T P \quad (13)$$

에 의해 산정된다.

(13)에 의해 산정되는 제어이득을 (2)에 대입하면 상태방정식은 다음과 같이 귀착된다.

$$\dot{z}(t) = (A + BG)z(t) + Hf(t) \quad (14)$$

(14)로부터 제어이득에 의해 계의 특성치가 변화될 수 있음을 알 수 있다.

3. 구조물 제작 및 동특성 파악

소형 유압식 actuator의 제어성능을 검증하기 위하여 선체상부구조와 유사한 진동특성을 갖는 구조물을 제작하였다. 선체 상부구조의 가장 중요한 진동 모드는 프로펠러 기진력과 기관 기진력의 주요 기진주파수와 공진이 일어나기 쉬운 범위에 있는 전후 방향의 1차 진동형으로 고유진동수는 대부분 20Hz 이하이다. 그러나 1차 고유진동수가 10 - 20Hz에 있고, 고차진동형이 1차 진동형에 크게 영향을 미치지 않는 구조물로서 축소된 선체상부구조 형태는 제작상 어려움이 있었다. 따라서 해양구조물 및 건축물에서의 응용이 가능한 4기둥지지 후판구조물을 제작하였는데 중량은 약 500kg이며 가로×세로×높이가 1200mm×800mm×1600mm이다. 하판은 한국기계연구원에서 보유하고 있는 대형 6 자유도 진동대에 취부할 수 있도록 제작하였다.

제작한 구조물의 정확한 동특성 해석을 위해 유한요소해석 범용프로그램인 ANSYS를 사용하였다. 각각의 기둥은 10개의 elastic straight pipe 요소(PIPE16)를 사용하였고, 상판은 100개의 elastic quadrilateral shell 요소(SHELL63)를 사용하였다.

동특성 실험은 6자유도 진동대에 하판을 고정시킨 후 수행하였다. 해석 및 실험 결과, 구조물의 고유진동수는 Table 1에 정리한 바와 같으며, 제어대상 진동형인 전후방향 1차 진동형은 Fig. 1과 같다.

4. 소형 유압식 actuator 제작 및 동특성 파악

4.1 능동제어시스템 구성

유압식 능동제어 시스템은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 제어장치, 유압서보장치 및 actuator의 3개 장치로 구성되어 있으며 Table 2와 같은 사양을 갖고 있다. 제어장치는 진동하고 있는 구조물의 진동신호를 가속도계로 측정하여 A/D 변환기를 사용하여 컴퓨터에 입력시켜 상태량을 연산하고, 제어 algorithm에 의해 계산한 제어신호를 D/A 변환기를

통하여 유압서보 제어기(hydraulic servo controller)에 내보낸다. 유압서보장치는 컴퓨터로부터 제어신호를 받아 actuator와 이에 연결된 보조질량(active mass)을 움직여 관성력을 발생시킴으로써 구조물의 진동을 억제한다.

Table 1 Natural frequencies of the model structure (unit : Hz)

| Mode | Analysis | Experiment |
|-----------------|----------|------------|
| 1(longitudinal) | 15.675 | 15.6 |
| 2(lateral) | 16.001 | 16.0 |
| 3(torsional) | 21.655 | - |
| 4(local) | 125.387 | - |
| 5(logitudinal) | 203.520 | - |
| 6(lateral) | 210.546 | - |

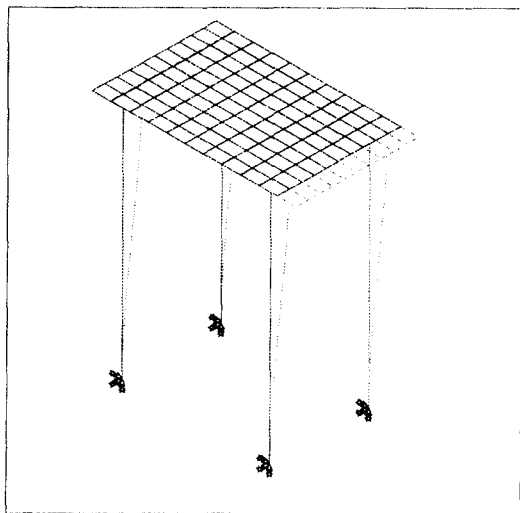


Fig. 1 First longitudinal mode shape of the model structure

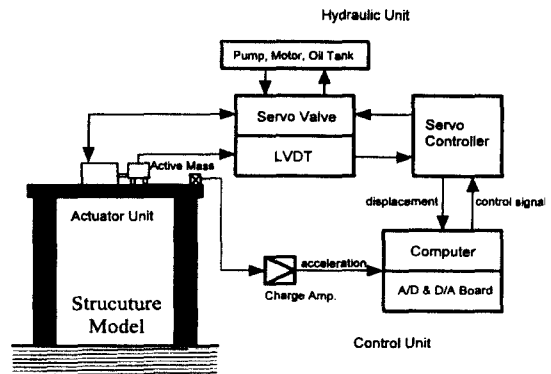


Fig. 2 Schematic diagram of the hydraulic active control system

Table 2 Specifications of the hydraulic active control system

| Unit | Element | Specification |
|----------------|---------------------------|-----------------------------|
| Control Unit | Computer | IBM-PC 486 |
| | A/D & D/A Board | DT2831 |
| | Accelerometer | Piezo Type |
| Hydraulic Unit | Servo Valve | Max. 210kgf/cm ² |
| | Motor | 1740RPM, 2.2kW |
| | Pump | 5.8cm ³ /rev |
| | LVDT | ± 12.5mm |
| | Rated Flow | 0.01/min |
| | Hydraulic Operating Fluid | Harmony-32 |
| Actuator Unit | Active Mass | 10kg |
| | Max. Allowable Frequency | 30Hz |
| | Allowable Stroke | ± 5mm |

4.2 유압식 actuator의 동특성 파악

유압식 actuator는 공급압력 및 입력신호의 주파수에 따라 동특성이 변화하므로 시간지연 영향이 크다. 따라서 구조물 진동의 능동제어에 있어서 반드시 동특성을 파악하여 시간지연 영향을 보상하여야 한다. 유압식 actuator를 수학적으로 모델링하면 다음과 같이 전달함수로 표현할 수 있다[15].

$$G(s) = \frac{\delta G_n(s)}{s^3 + \alpha s^2 + \beta s + \gamma G_n(s)} \quad (15)$$

여기서 $G_n(s)$ 는 서보 밸브의 동특성을 나타내는 전달함수이며, 계수 α, β, γ , 및 δ 는 상수이다. (15)의 각 계수를 산정하기 위해서는 유압식 actuator를 구성하고 있는 요소들의 사양 및 특성을 정확히 알아야 하는 등의 어려움이 많으므로 주 관심 주파수대역인 20Hz이하에서만 실험을 통하여 동특성을 파악하였다. 서보제어기의 입력 전압에 대한 보조전압 변위 출력전압을 측정한 실험결과 및 이를 curve fitting한 결과는 Fig. 3과 같으며, 이를 전달함수로 나타내면 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{17799}{s^2 + 118s + 43953} \quad (16)$$

실험결과 유압식 actuator는 공급압력이 높을수록 비선형성이 감소하는 것으로 확인되어 공급압력 100kgf/cm²에서 실험을 수행하였다.

5. 시스템 모델링 및 성능검증시험

5.1 시스템 모델링

제작한 구조물의 동특성 해석 및 실험으로 부터 얻은 전후진동을 1자유도계로 치환하면 다음과 같다.

$$m_s[\ddot{x}_s(t) + \ddot{x}_B(t)] + c_s \dot{x}_s(t) + k_s x_s(t) = F(t) \quad (17)$$

여기서 $m_s(= 432\text{kg})$, $c_s(= 847\text{Ns/m})$, 및 $k_s(= 4.15\text{e}6\text{N/m})$ 은 각각 구조물의 등가질량, 등가점성 감쇠계수 및 등가강성이며, $\ddot{x}_B(t)$ 및 $x_s(t)$ 는 각각 기반가속도 및 구조물의 기반에 대한 상대변위이다. 감쇠는 감쇠비를 1%로 가정하여 산정하였다. 또한 구조물 상부에 actuator 장치가 설치되므로 이에 의한 질량증가효과를 고려하였다.

유압식 actuator의 전달함수 (16)과 구조물의 운

동방정식 (17)로 부터 제어 대상구조계의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{z}(t) = Az(t) + Bu(t) + Hf(t) \quad (18)$$

여기서, 상태량벡터 $z(t)$ 는

$$z(t) = \{x(t) \dot{x}(t)\}^T = \{x_s(t) x_A(t) \dot{x}_s(t) \dot{x}_A(t)\}^T \quad (19)$$

이며, $x_A(t)$ 는 구조물에 대한 보조전압의 상대변위이다.

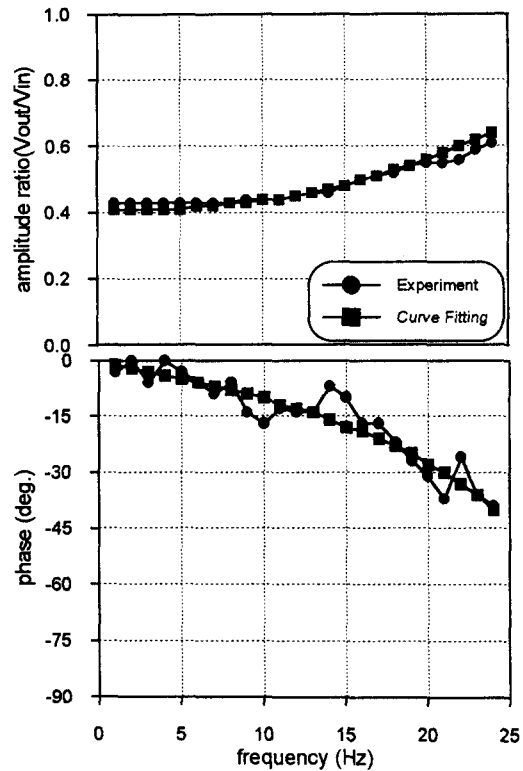


Fig. 3 System identification of the hydraulic actuator

최적제어 algorithm은 (19)에서 보듯이 변위와 속도를 상태량으로 사용하며 모든 상태량을 측정 또는 추정해야한다. 그러나 모든 상태량을 측정하는데에는 어려운 점이 있어 측정한 상태량으로 부터 적분 또는 미분하여 원하는 상태량을 산정하여야 한다. 본 시험에서는 구조물 모델의 상판에 부착한 가속도계의 신호를 적분하여 속도 및 변위 상태량을 구하므

로, 이 과정에서 원하지 않는 주파수성분이 포함되어 증폭되는 것을 방지하기 위해 2차 butterworth bandpass 필터를 설계하여 사용하였다. 사용한 필터의 중심 주파수는 10Hz, 대역 폭은 15Hz이며, 전달함수는 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{94s}{s^2 + 94s + 3948} \quad (20)$$

필터의 동특성은 Fig. 4에 보였으며, 주파수에 따라 크기 및 위상이 변하게 되므로 시간지연의 영향이 크게 나타나고 있다. 이를 보상하기 위해서 필터의 동특성을 제어 대상구조체에 포함시켜 제어이득을 산정해야만 안정된 제어성능을 보장할 수 있다.

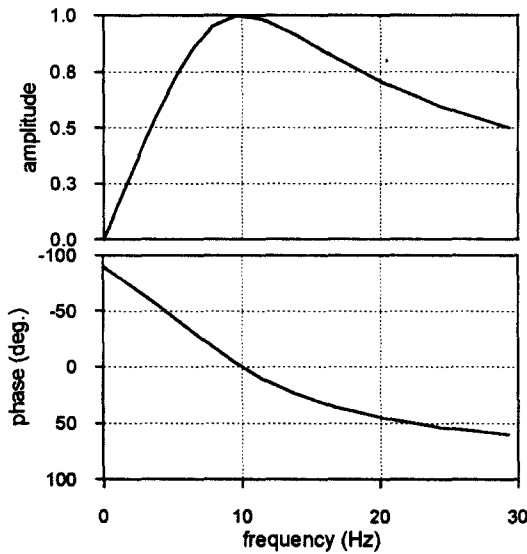


Fig. 4 Characteristics of the designed butterworth bandpass filter (center freq.=10Hz, bandwidth=15Hz)

구조물 동특성, 유압식 actuator 및 필터의 전달함수로 부터 전체계를 수학적으로 모델링하면 Fig. 5와 같으며, 3개의 출력 상태변수를 갖는다. 즉 구조물 상판에 가속도계를 부착하여 구조물의 가속도를 측정하고 컴퓨터내에서 설계한 digital 적분-대역통과필터를 사용하여 속도 및 변위를 산정하며, LVDT를 사용하여 보조질량의 변위를 측정하였다.

최적의 제어이득을 구하기 위해서는 먼저 가중 매트릭스 Q와 R을 설정하고 Riccati 방정식으로 부터 Riccati 매트릭스를 구해야한다. Q와 R은 설계자가 상태량 및 제어력의 중요도에 따라 결정해야 하며

대상계는 제어입력이 단일입력이므로 R은 1로 가정하고, Q는 대각성분만 가지는 대각 매트릭스로 가정하였다.

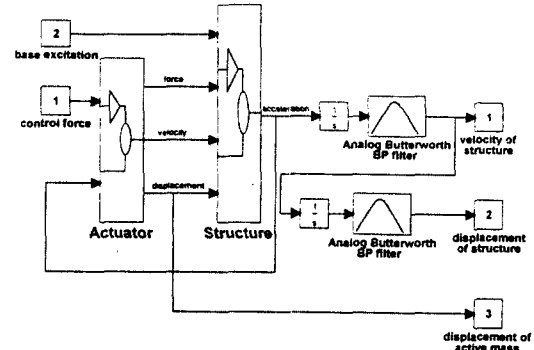


Fig. 5 Mathematical modelling of the active control system

5.2 시험적 검증

구조물 진동의 능동제어 성능검증시험을 위해서 한국기계연구원이 보유하고 있는 6자유도 진동대에 제작한 구조물의 하판을 고정하고, 진동대에 정현기진신호를 입력하여 구조물을 가진하였다. Fig. 6은 시험 모습을 보여주고 있으며, 6자유도진동대 위에는 구조물이, 이의 상부에는 진동 제어용 actuator 장치가 설치되어 있음을 볼 수 있다.

검증시험은 진동대의 기진입력신호 주파수를 5Hz 부터 15Hz까지 0.5Hz 또는 1.0Hz 단위로 변경하면서 수행되었다. A/D & D/A 보드, 컴퓨터의 연산처리 속도 및 시간지연의 영향을 고려하여 A/D 채널간의 샘플링 주파수를 50,000Hz로, triggered scanning 주파수를 500Hz로 설정하여 유압서보제어 신호는 2msec간격으로 출력되도록 하였다. 따라서 제어 algorithm상의 연산은 2msec안에 수행되었으며, 이는 구조물 주관심 고유진동수의 약 30배에 해당한다.

시험결과로서 진동대 정현기진 입력주파수에 따른 구조물진동 제어 전·후의 최대가속도를 Fig. 7에 나타내었으며, 이로부터 공진주파수 부근에서 제어효과가 크게 나타남을 알 수 있다. Fig. 8은 진동대 정현기진 입력주파수가 13.5Hz일때 제어전과 후의 구조물 진동결과를 보여주고 있으며, 진동레벨이 약 1/6으로 감소되었음을 확인할 수 있다.

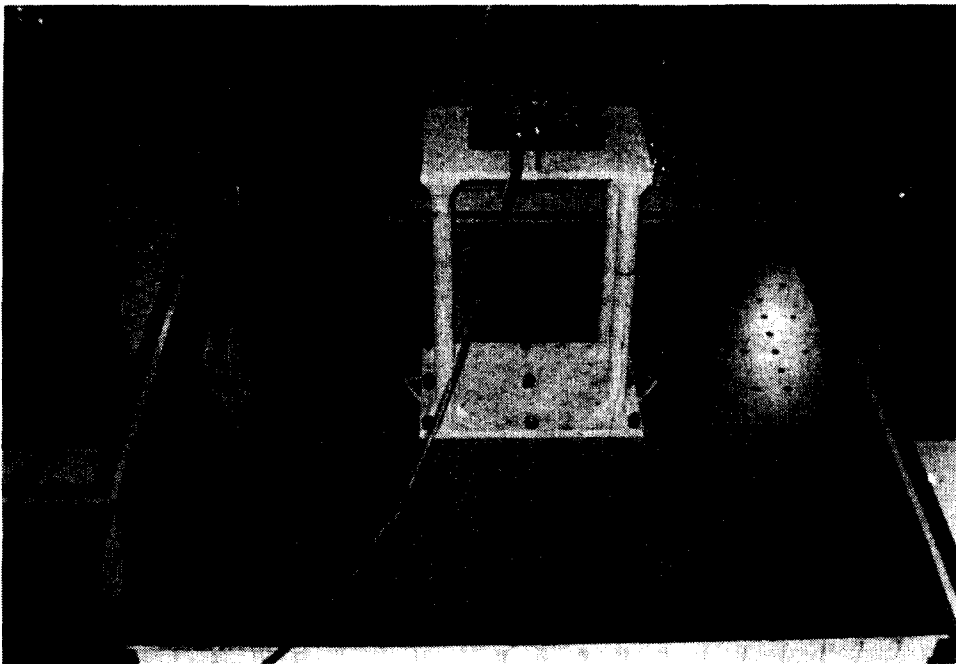


Fig. 6 Experimental set-up

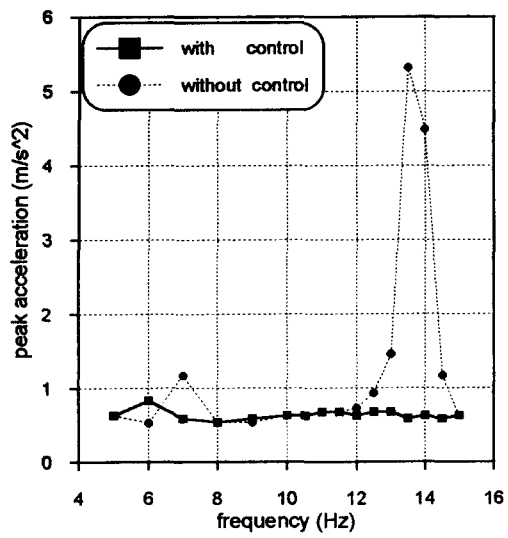


Fig. 7 Result of the performance test of active control system

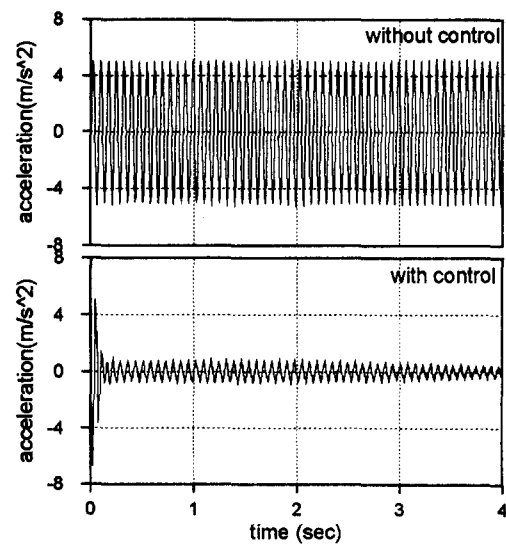


Fig. 8 Response of model structure to base excitation at 13.5Hz

6. 결 론

선체상부구조 진동의 능동제어시스템 개발에 관한 기초연구로서 소형 유압식 능동제어시스템을 개발하고 구조물 모델에 대해 제어성능 검증시험을 수행하였으며, 이들 개발내용을 요약하면 다음과 같다.

- 소형 유압식 actuator를 제작하여 능동제어시스템을 구성하였다. Actuator는 보조질량의 원활한 운동을 위해 충분한 정격유량을 공급할 수 있어야 하며, 공급압력이 높을수록 선형성이 나타남이 확인되었다.

- 최적제어 algorithm을 사용하여 제어성능을 검증하였다. 전체계의 정확한 시스템 모델링을 위해서 유압식 actuator 및 filter 등의 동특성을 파악하고 수학적으로 모델링하여 이들 시간지연효과를 보상하였다. 제어 대상구조계의 모든 요소들은 주파수에 따라 특성이 달라지므로 반드시 수학적 모델링에 의해 관심 주파수범위에서의 동특성을 반영해야만 시간지연의 효과를 보상할 수 있다.

- 개발한 제어시스템의 성능검증시험을 통하여 공진점 근처에서 진동레벨이 약 1/6수준까지 감소하는 효과를 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술처 출연(연) 과제로 삼성중공업(주)과 공동으로 수행중인 "선체진동 능동제어시스템개발"의 일부분이다.

참 고 문 헌

- [1] Reinhorn, A. M., Manolis, G. D. "Recent Advances in Structural Control", *The Shock and Vibration Digest*, Vol.21, No.1, 1989
- [2] Soong, T. T., *Active Structural Control: Theory and Practice*, Longman Scientific & Technical, New York, N.Y., 1990
- [3] Chung, L. L., Lin, T. T., Reinhorn, A. M., Soong, T. T., "Experiments on Active Control for Seismic Structures", *Journal of Engineering Mechanics*, Vol.114, No.2, 1988
- [4] Chung, L. L., Lin, R. C., Soong, T. T., Reinhorn, A. M., "Experimental Study of Active Control for MDOF Seismic Structures", *Journal of Engineering Mechanics*, Vol.115, No.8, 1989
- [5] Soong, T. T., Reinhorn, A. M., Wang, Y. P., Lin, R. C., "Full-Scale Implementation of Active Control. I: Design and Simulation", *Journal of Structural Engineering*, Vol.117, No.11, 1991
- [6] Fujita, T., Katsu, M., Miyano, H., Takanashi, S., "Fundamental Study of Active-Passive Mass Damper Using XY-Motion Mechanism and Hydraulic Actuator for Vibration Control of Tall Buildings", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.57, No.543, 1991, (in Japanese)
- [7] Fujita, T., Mizuta, M., Matsumoto, K., Kinoshita, M., Takanashi, S., Miyano, H., "Large-Scale Model Experiment of a Hybrid Mass Damper with Convertible Active and Passive Modes for Vibration Control of Tall Buildings", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.59, No.557, 1993, (in Japanese)
- [8] Fujita, T., Kamada, T., Masaki, N., "Fundamental Study of Active Mass Damper Using Multistage Rudder Bearing and Hydraulic Actuator for Vibration Control of Tall Buildings(2nd Report, Excitation Tests for Experimental Model of Building with Mass Damper)", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.59, No.558, 1993, (in Japanese)
- [9] Sakamoto, M., Sakaki, K., Kobori, T., "Active Structural Response Control System", *Mechatronics*, Vol.2, No.5, 1992
- [10] Ohtaka, K., Yamasaki, Y., Yasuzawa, Y., "On the Active Control of Hull Vibration", *Transactions of The West-Japan Society of Naval Architects*, Vol.82, 1991, (in Japanese)
- [11] Kakinouchi, T., Tanida, K., Takahashi, N.,

- Asano, T., Koike, Y., "Developing the Active Mass Damper for Ships by Hydraulic System", *Transactions of The West-Japan Society of Naval Architects*, Vol.81, 1990, (in Japanese)
- [12] Takeda, Y., Kusumoto, H., Sasajima, H., Tanida, K., Koike, Y., Takahashi, N. and Iwanami, T., "Development of Active Mass Damper for Ships by Hydraulic Control", *Journal of The Society of Naval Architects of Japan*, Vol.171, 1992, (in Japanese)
- [13] Kirk, D. E., *Optimal Control Theory: An Introduction*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1970.
- [14] Meirovitch, L., *Dynamics and Control of Structures*, John Wiley and Sons, Inc., New York, N.Y., 1990
- [15] Kobayashi, K., Sato, S., "A Study on Vibration Control Using an Electrohydraulic Servomechanism (Behavior of a Hydraulic Servomechanism on a Vibrating Table)", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.59, No.562, 1993, (in Japanese)