

## 중대형 왕복동 기관의 진동제어를 위한 능동형 역기진기 제어 알고리즘 개발

Development of Active Vibration Control Algorithms for the Compensator  
of Medium-to-large Size Reciprocating Engines

김 대 현\* · 고 병 준\*\* · 홍 석 윤† · 이 영 제\*\*\*

D. H. Kim, B. J. Ko, S. Y. Hong and Y. J. Lee

(2003년 1월 9일 접수 : 2003년 3월 27일 심사완료)

**Key words** : Reciprocating Engine(왕복동기관), Active Control(능동제어), Compensator(역기진기), Control Algorithm(제어 알고리즘), Control Module(제어 모듈)

### ABSTRACT

Active vibration control algorithms for the compensator and proto-type testing system have been developed for the suppression of vibrations from the reciprocating engines. At first, the developed algorithm determines optimal control vibration phases by detecting vibration responses of the engine without and with compensator, and then performs the continuous optimal control functions by tracking the change of the vibration frequency and phase. This algorithm is comparatively simple, robust for the external excitations and needless of supplementary operation since the control process is serially carried out. To validate the performance of compensator and algorithm, testing system including excitation device are constructed and tested, and the reductions of vibration levels are observed over than 80 % of the uncontrolled levels at various frequency ranges.

### 1. 서 론

중대형 왕복동기관이나 구조물에서 발생하는 진동은 기관 및 구조물 자체의 파손과 성능 저하를 가져오며, 인근의 기계와 구조물뿐만 아니라 인체에도 같은 악 영향을 미치게 된다.

이러한 진동을 줄이기 위한 방법으로 수동제어(passive control)와 능동제어(active control)를 들 수 있는데, 수동제어로는 동흡진기(dynamic absorber), 감쇠기(damper), 방진구(isolator), 고유진동을 고려한

설계 등이 사용되어 왔다.<sup>(1)</sup> 이러한 방법은 근본적인 제어가 어렵고, 제어되는 영역이 매우 제한적이며, 특히 동흡진기의 경우 제어시스템의 대형화로 구조물 내에 시스템의 설치가 어려운 점 등 여러 가지 문제점이 있다.

능동진동제어는 진동을 센서로 감지하여 제어알고리즘을 통하여 분석한 다음 최적의 제어신호를 작동기에 보내 진동을 제어하는 방법으로 외부에서 에너지를 공급해야 하고 별도의 제어기를 사용해야 하지만, 진동특성의 변화와 비교적 넓은 주파수 대역에서 효율적으로 진동을 제어할 수 있어 최근에 와서 많은 연구가 이루어지고 있다.

국외에서는 능동력제어기(active force controller)를 이용해서 지면진동(ground vibration)을 억제하는 방법이 일본의 Tanaka와 Kikushima에 의해서 여러 차례 보고되었으며,<sup>(2)</sup> 선박진동을 줄이기 위해

† 책임저자, 정회원, 서울대학교 조선해양공학과

E-mail : syhong@gong.snu.ac.kr

Tel : (02) 880-8757, Fax : (02) 888-9298

\* 서울대학교 대학원 조선해양공학과

\*\* 국방과학 연구소

\*\*\* (주)에이.브이.티

Matsuura 등에 의해서 기계적인 동흡진기(dynamic damper)의 연구도 제시되었다.<sup>(3)</sup> 또한 회전수 제어에 의한 원심진자식 동흡진기를 이용한 진동제어 방법이 Yoshida, 등에 의하여 연구되었고,<sup>(4)</sup> 그 외에도 다양한 동흡진기에 대한 연구가 진행되고 있는 중이다.<sup>(5-9)</sup>

국내에서는 문 등에 의해서 유압식 작동기를 이용한 구조물 진동의 능동제어시스템 개발에 관한 연구가 이루어졌으며,<sup>(10)</sup> 조 등에 의해서는 기계식 액추에이터를 사용한 진동제어가 연구되었다.<sup>(11, 12)</sup> 또한 정 등에 의해서 선체 상부구조 진동을 능동제어하는 시스템의 실용화 방안에 대한 연구도 이루어졌으며,<sup>(13)</sup> 김 등에 의해서는 선박용 동흡진기 시스템에 관한 연구가 수행되는<sup>(14)</sup> 등 많은 연구가 진행되고 있다.<sup>(15-17)</sup>

그러나 기존의 능동제어는 우수한 제어성능에도 불구하고 지나치게 복잡하고, 다양한 회전수로 거동하면서 적응력을 필요로 하는 기계 및 구조물에 대해서는 지속적이고 강건한 제어성능의 보장이 어려워 실제 진동제어에 도입하는 데에는 많은 문제점이 있었다. 또한 능동형 동흡진기의 경우 진동제어성능은 우수하지만 외형이 비교적 커서 설치 및 유지보수가 어려운 단점 등을 가지고 있다.

본 논문은 소형 능동형 역기진기(compensator) 개발 및 제어 알고리즘의 개발에 관한 연구이다. 능동형 역기진기는 원심력에 의하여 역기진력을 발생하므로 작은 크기로 큰 제어력을 발생시킬 수 있어 크기가 작아 설치 공간을 작게 할 수 있고, 비교적 구조가 간단하여 유지보수가 용이하다. 제어 알고리즘은 구조물 또는 왕복동기관의 진동 위상을 분석하고, 이에 반대되는 역위상을 결정하고, 결정된 역위상을 능동적으로 제어하여 안정적인 제어성능을 지속적으로 얻을 수 있다. 또한, 진동제어의 일련과정이 순차적으로 수행되므로 간결하고 견고하여 역기진기 가동 외의 다른 조작이 필요 없는 장점이 있다.

## 2. 능동형 역기진기 시스템

회전방향이 반대인 두 개의 불평형 질량이 원심력에 의하여 기진력을 발생하게 되고, 두 기진력은 벡터 합에 의하여 일정 방향으로만 발생되어 Fig. 1에서와 같이 정현파와 형상의 단일 주파수로 나타난다. 이 기진력을 왕복동 기관에서 발생하는 기진력의 역

방향으로 위상을 제어하여 역기진력으로 작용시켜 기관의 기진력을 상쇄시키는 원리이다.<sup>(1)</sup>

실제 저속의 중대형 기관에서 발생하는 기진력은 비교적 낮은 주파수에서 발생하며, 주로 기관의 회전수의 차수 성분으로 나타나고, 실린더에 비례하여 나타나는 경우가 많다. 중대형 기관이 적용되는 구조물의 경우 대부분 1, 2차 고유진동수 근처에서 나타난다. 따라서 발생하는 진동을 분석하여 보면, H형 진동의 경우 Fig. 2에서 H형 불평형력(—)과 같이 진동을 발생시키는 주성분이 있는데, 거의 정현파와 형상으로 나타나며, 일정한 진폭과 위상을 갖는다. 이러한 진동이 발생하는 기관에 역기진력을 적용하여 진동의 제어특성을 시뮬레이션을 시행하면 Fig. 2의 제어 후 기진력(.....)과 같은 제어 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 2의 결과에서 알 수 있듯이 기진력의 주성분은 거의 상쇄되고, 고차 모드만 남게 된다. 따라서 기관 및 대형 선박, 구조물 등의 고유진동수가 낮아 공

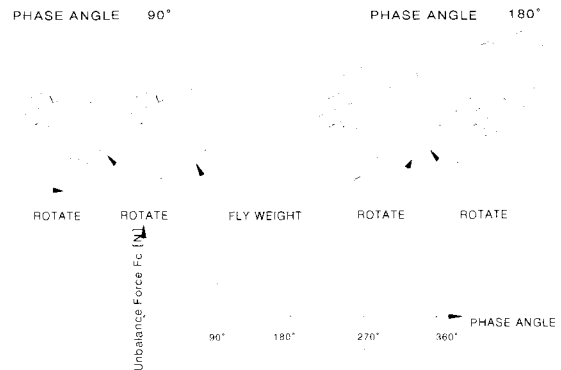


Fig. 1 Mechanism of compensator

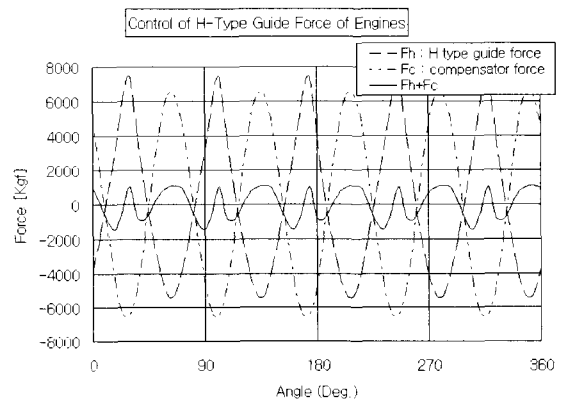


Fig. 2 Vibration control simulation

진 현상이 발생하는 경우가 많으므로 저속의 가진력을 제거하면 공진을 피할 수 있게 된다.

역기진기가 적용된 기관 시스템을 Fig. 3과 같이 2 자유도계 시스템으로 단순 모델링할 수 있다. 공진을 발생할 수 있는 진동수는 1차 모드에서 나타나는 경우가 대부분이므로 기관을 1자유도계로 모델링할 수 있고, 여기에 역기진기를 적용하면 2 자유도계의 시스템이 된다.

위 시스템에서 먼저 역기진기 시스템의 운동방정식을 행렬로 표현하면 식 (1)과 같다.

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

여기에서 각각의 행렬은 식 (2)과 같다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} -c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

그리고 이 운동방정식의 해는 식 (3)~(6)과 같이 구할 수 있다.

$$x_1 = \delta_{st} \sqrt{\frac{L^2 + M^2}{P^2 + Q^2}} e^{j(\omega t + \theta_1)} \quad (3)$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{PM - LQ}{LP + MQ} \right) \quad (4)$$

$$x_2 = \delta_{st} \sqrt{\frac{R^2 + S^2}{P^2 + Q^2}} e^{j(\omega t + \theta_2)} \quad (5)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{SM - RQ}{RP + SQ} \right) \quad (6)$$

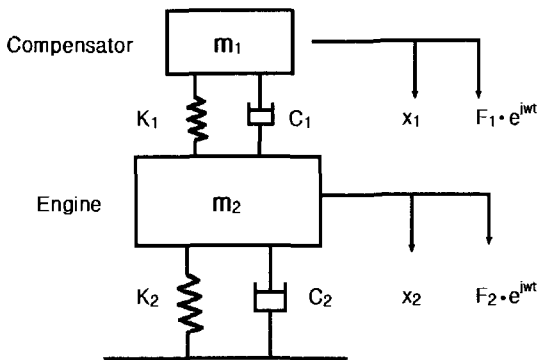


Fig. 3 Compensator and engine model

여기에서 각 변수들은 식 (7)~(14)과 같다.

$$\delta_{st} = \frac{F_2}{k_2}, \quad \mu = \frac{m_1}{m_2}, \quad f = \frac{F_1}{F_2} \quad (7)$$

$$\omega_{n1,2} = \sqrt{\frac{k_{1,2}}{m_{1,2}}}, \quad \zeta_{1,2} = \frac{c_{1,2}}{c_{d1,2}} \quad (8)$$

$$c_{c1} = 2\sqrt{k_1 m_1}, \quad c_{c2} = 2\sqrt{k_2 m_2} \quad (8)$$

$$P = \mu(2\omega^4 - \omega_{n1}^2) + (\omega_{n1}^2 - \omega^2)(\omega_{n2}^2 - \omega^2) - 4\zeta_1\omega\omega_{n1}\zeta_2\omega\omega_{n2} \quad (9)$$

$$Q = \mu[(4\omega_{n1}^2 - \omega^2)2\zeta_1\omega\omega_{n1} + 2\zeta_1\omega\omega_{n1}(\omega_{n1}^2 - \omega^2) + 2\zeta_2\omega\omega_{n2}(\omega_{n2}^2 - \omega^2)] \quad (10)$$

$$L = [\omega_{n1}^2(f+1) + \frac{1}{\mu}] \omega_{n2}^2 \quad (11)$$

$$M = [(2\zeta_1\omega\omega_{n1} + 2\zeta_2\frac{1}{\mu}\omega\omega_{n2})f + \zeta_1\omega\omega_{n1}] \omega_{n1}^2 \quad (12)$$

$$R = [\omega_{n1}^2 f + (\omega_{n1}^2 - \omega^2)] \omega_{n2}^2 \quad (13)$$

$$S = [2\zeta_1\omega\omega_{n1}(f+1)] \omega_{n2}^2 \quad (14)$$

### 3. 위상분석 진동제어 알고리즘

기관-역기진기 시스템에 적용하기 위하여 개발한 위상분석 진동제어 알고리즘의 대략적인 개요는 Fig. 4와 같다. 여기서의 임의의 진동성분을 크기와 방향을 갖는 벡터성분으로 나타내었고, 이를 이용하여 진동이 제어되는 원리를 설명하였다.

Fig. 4에서  $\theta_e$ 는 시스템의 초기 위상각으로 기관이 단독으로 작동하고 있을 때 발생하는 진동의 위상

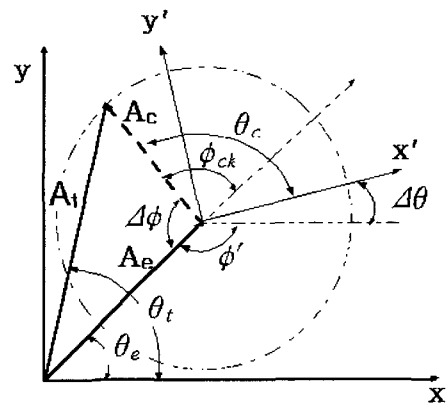


Fig. 4 Trajectory of phase variation of the compensator system

각을 나타낸다. X축은 기관 진동의 기준 축으로 기관에 장치된 센서로부터 보내져오는 신호를 기준으로 기관에 의한 진동변위의 변화를 측정해서 위상각을 결정하게 된다. 또한 측정된 진동변위의 변화로부터 기관에 의한 진동의 크기인  $A_e$ 를 구할 수 있게 된다. 측정된 진동변위의 값들 중에서 최소 값과 최대 값의 산술평균값이 진동의 크기로 볼 수 있다.

이렇게 거동하는 기관에 맞춰서 역기진기를 작동시키게 되면 최종적으로 시스템에서 발생하게 되는 진동의 크기와 위상각이 변화하게 되는데, 변화된 진동의 크기를  $A_t$ , 위상각을  $\theta_t$ 라고 표시할 수 있다. 즉, 실험장치나 일반 계측장치를 통해서 측정하고 계산할 수 있는 것은 초기 진동의 크기와 위상각인  $A_e$ 와  $\theta_e$ , 그리고 기관과 역기진기가 함께 작동하고 있을 때의 변화된 진동의 크기와 위상각인  $A_t$ 와  $\theta_t$ 이다.

이처럼 실제 진동으로부터 측정되어 계산된 값들인  $A_e$ ,  $\theta_e$ ,  $A_t$ ,  $\theta_t$ 로부터 두 위상각의 차이인  $\theta$ 를 구하게 되고, 최종적으로  $\Delta\phi$ 를 얻을 수 있다. 그리고 별도의 방법을 통하여 기관과 역기진기의 기준신호 사이의 각도인  $\Delta\theta$ 를 구할 수 있는데,  $\Delta\phi$ 와  $\Delta\theta$ 의 합이 최종적인 제어 목표값이다. 일반적인 진동의 거동은 식 (15)와 같이 표현될 수 있다.

$$V(t) = A e^{j(\omega t + kx + \theta)} \quad (15)$$

여기에서  $A$ 는 진동의 크기,  $\theta$ 는 진동의 위상각, 그리고  $k$ 는 wave number이다. 그런데 진동의 변위를 측정하는 가속도계는 한 지점에 고정되어서 변위 값을 측정하므로 여기서  $x$ 의 값은 일정하다. 따라서  $kx$ 는 상수값이 되어 계수로 포함할 수 있고, 식 (15)는 식 (16)과 같이 정리될 수 있다.

$$V(t) = A e^{j(\omega t + \theta)} \quad (16)$$

일반적인 진동의 변위가 식 (16)과 같다고 가정한다면, 기관의 진동, 역기진기의 진동, 그리고 두 진동의 합은 각각 식 (17), (18) 및 (19)과 같이 표현될 수 있다.

$$V_e(t) = A_e e^{j(\omega_e t + \theta_e)} \quad (17)$$

$$V_c(t) = A_c e^{j(\omega_c t + \theta_c)} \quad (18)$$

$$V_t(t) = A_t e^{j(\omega_t t + \theta_t)} \quad (19)$$

여기서  $A_e$ ,  $A_c$ ,  $A_t$ 는 각 진동의 크기이며,  $\omega_e$ ,  $\omega_c$ ,  $\omega_t$ 는 각 진동의 주파수, 그리고  $\theta_e$ ,  $\theta_c$ ,  $\theta_t$ 는 각 진동의 위상각이다. 이때 기관과 역기진기는 비슷한 속도로 회전하고,  $\omega_t = (\omega_c + \omega_e)/2$ 이므로, 식 (20)과 같이 각 진동의 주파수 값들은 거의 같다고 할 수 있다.

$$\omega_e \approx \omega_c \approx \omega_t \approx \omega \quad (20)$$

그러므로 최종적으로 식 (17), (18) 및 (19)와 같이 표현된 각 진동의 식들은 식 (21), (22) 및 (23)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_e(t) = A_e e^{j(\omega t + \theta_e)} \quad (21)$$

$$V_c(t) = A_c e^{j(\omega t + \theta_c)} \quad (22)$$

$$V_t(t) = A_t e^{j(\omega t + \theta_t)} \quad (23)$$

따라서 진동을 크기와 방향을 갖는 벡터성분으로 나타내면 Fig. 4와 같이 표현이 가능해진다. 여기서 제어가 이루어졌을 때의 기관과 역기진기의 기준신호 사이의 각도를  $\Delta\theta'$ , 그리고 그 때의 역기진기의 위상각을  $\theta_c'$ 라고 한다면 식 (24)와 같은 관계가 성립하게 된다.

$$\theta_t = \theta_e, \Delta\phi + \theta_c + \Delta\theta = \theta_c' + \Delta\theta' \quad (24)$$

그러나 기관이 정속 주행 중이기 때문에 역기진기의 속도도 계속 일정하게 작동하고 있고, 역기진기의 기준신호에 대한 역기진기의 위상각도 계속 일정하게 유지된다 할 수 있으므로 식 (25)와 같은 가정이 가능하다.

$$\theta_c \approx \theta_c' \quad (25)$$

따라서 식 (24)는 식 (26)과 같이 정리할 수 있다.

$$\theta_t = \theta_e, \Delta\phi + \Delta\theta = \Delta\theta' \quad (26)$$

여기서  $\Delta\phi$ 는 기관 단독으로 작동할 때의 초기 진동의 크기와 위상각인  $A_e$ ,  $\theta_e$  그리고 기관과 역기진기가 함께 작동할 때의 변화된 진동의 크기와 위상각인  $A_t$ ,  $\theta_t$ 로부터 구해질 수 있다.

먼저 계측장치를 이용해서 측정되고 계산된 위의 네 개의 값을 cos 제2법칙에 적용해서 식 (27)과 같이 역기진기에 의한 진동의 크기를 구할 수 있다.

$$A_c^2 = A_t^2 + A_e^2 - 2A_t A_e \cos(\theta_t - \theta_e)$$

$$= A_t^2 + A_e^2 - 2A_t A_e \cos \theta \quad (27)$$

이렇게 구해진 역기진기에 의한 진동의 크기인  $A_c$ 를 적용해서 식 (28), (29) 및 (30)으로부터  $\Delta\phi$ 를 구할 수 있게 된다.

$$\Delta\phi_c = \theta_t - \theta_e \quad (28)$$

$$\phi_{ck} = \tan^{-1} \left( \frac{A_t \sin \Delta\phi_c}{A_t \cos \Delta\phi_c - A_e} \right) \quad (29)$$

$$\Delta\phi = \pi - \phi_{ck} \quad (30)$$

여기서  $\Delta\phi$ 는 조정 위상각을 의미하며, 제어해야할 기준 위상각  $\Delta\theta$ 는 다음과 같다.

$$\Delta\theta = \theta_{ck} + \Delta\phi \quad (31)$$

기관과 역기진기의 기준신호 사이의 각도인  $\Delta\theta$ 의 값은 일반적으로 회전속도가 변하게 되면 그에 따라 초기 값에서 변화하게 된다.

최종적으로  $\Delta\phi$ 와  $\Delta\theta$ 를 합한 값을 진동제어가 되었을 때의 기관과 역기진기의 기준신호 사이의 각도인  $\Delta\theta'$ 과 같아지도록 해준다면, 시스템에서 발생하는 진동은 제어가 될 수 있을 것이다.  $\Delta\phi$ 는 시스템의 초기 값으로 처음에 측정되어서 계산된 후 그 값이 변화하지 않지만,  $\Delta\theta$ 는 회전속도에 따라서 값이 변화한다. 그러므로 지속적으로  $\Delta\phi$ 와  $\Delta\theta$ 를 합한 값이 제어 목표량으로 설정했던  $\Delta\theta'$ 과 같아지도록 속도를 변화시키면서 진동제어를 수행하는 것이다.

#### 4. 모형 실험장치의 구성

##### 4.1 전체 시스템의 구성

시뮬레이션을 통해 구한 결과를 확인하기 위하여 Fig. 3에서와 같이 진동제어 실험장치를 제작하고, 실험을 수행하였다.

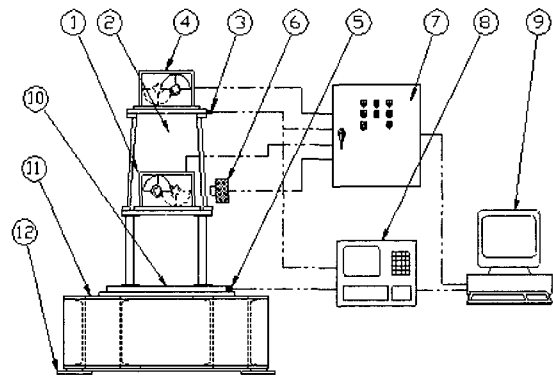
먼저 실제 기관을 단순화시킨 기관 모형 ②의 중앙부에는 실제 기관에서 불평형력을 발생시키는 곳에 해당하는 기진력 발생기 ①을 설치하였고, 기관 모형

의 상단부에는 기관의 진동을 제어하기 위한 역기진력을 발생시키는 역기진기에 해당하는 모형 역기진기 ④를 설치하였다. 그리고 기진력 발생기와 모형 역기진기에는 펄스 신호를 발생시키는 근접센서 ⑥이 설치되어 있으며, H형 진동이 발생하게 되는 기관 모형 중상단부에는 진동가속도를 계측할 수 있는 가속도계 ③이 설치되어 있다. 근접센서와 가속도계로부터 보내지는 신호와 값들은 제어모듈 ⑦로 보내지는데, 이 제어모듈에는 앞서의 위상분석 진동제어 알고리즘을 이용해서 작성된 프로그램이 들어있다.

제어모듈은 이 프로그램을 이용해서 신호와 값들을 처리하게 되고 그 결과를 이용해서 전체 시스템을 제어하게 된다. FFT 신호분석기 ⑧은 가속도계에서 보내지는 값들을 계산해서 진동의 시간에 따른 변화나 주파수별 진동성분을 나타내 준다. 진동이 제어되

Table 1 Specification of test equipments

Item name	Application field	Specification
PLC	Compensator controller	CPL6210A
FFT	Signal analyzer	SA390
PC	Signal analysis & programing	Pentium III
RPM probe	RPM detecting	E2E2-X5C
Accelerometer	Acceleration detecting	B&K 4508
Servo-amp.	Servo-motor control	CSDJ-01BX1



1	Exciter	7	Control module
2	Engine model	8	FFT analyzer
3	Accelerometer	9	PC
4	Compensator	10	Base plate
5	Accelerometer	11	Base Structure
6	RPM probe	12	Isolator

Fig. 5 Schematic diagram of test equipments

는 것은 이 FFT 신호분석기를 이용해서 확인할 수 있다.

#### 4.2 역기진기 및 제어모듈의 구성

모형 실험장치에 있어서 가장 중요한 부분은 역기진기와 제어모듈이다. 역기진기의 속도 및 위상을 제어하기 위하여 서보모터를 사용하였다. 서보모터는 제어모듈에서 속도 및 위상에 관련된 지령을 받아 서보앰프를 통하여 속도제어 및 위상 제어를 수행한다.

제어모듈은 Fig. 7에서와 같이 진동현상과 관련하여 근접센서와 가속도계에서 보내져오는 신호와 값들을 처리해서 전체 시스템을 제어하는 모듈이다. 제어모듈은 크게 시스템 제어용 PLC, 신호의 입출력 유닛, 진동 신호가 입력되는 A/D 유닛, 전기적 신호

를 출력하는 D/A, 모형 역기진기를 구동시키는 서보모터를 제어하는 서보앰프(servo amp.) 등의 제어부와 전기적 신호를 수행하는 릴레이, 타이머, 전원 필터 및 기타 시퀀스 제어용 부품으로 구성되어 있다.

적용된 PLC는 일반적인 전기적 신호의 입출력 제어뿐만 아니라 디지털신호처리기(DSP)의 연산 및 삼각함수, PID제어기능을 가지고 있으며, 제어 알고리즘의 적용 및 역기진기의 제어를 위하여 사용하였고, 전용 소프트웨어를 이용하여 제어 프로그램을 작성하였다.

#### 5. 시스템 동특성 분석 실험

실험에 사용되는 시스템의 진동 특성을 파악하기 위해서 Table 1에 나와 있는 기종의 가속도계를 Fig. 5와 Fig. 8과 같이 시스템에 장치하고 임팩트 해머를 이용해서 시스템을 가진하여, 동특성 시험을 시행하였다. 시스템의 설계변수는 Table 2와 같다.

실험에 의한 결과를 분석하여 보면 측정된 1차 고유진동수는  $\omega_{n1} = 26.1$  Hz이고, 2차 고유진동수는  $\omega_{n2} = 63.1$  Hz로 측정되었다. 실험장치 시스템을 설

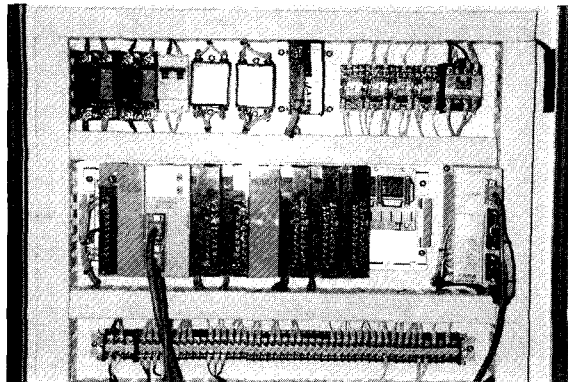


Fig. 6 Inside arrangement of control module

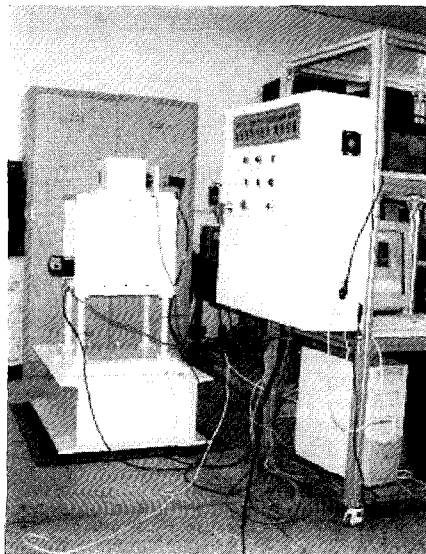


Fig. 7 Test equipments

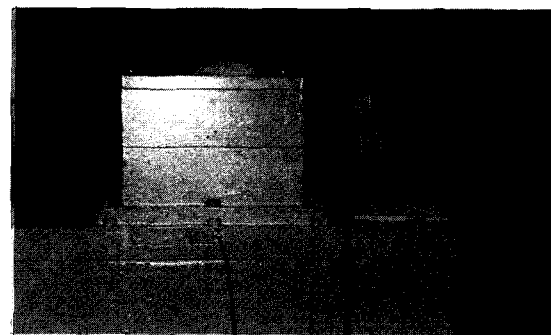


Fig. 8 Compensator system

Table 2 Simulation parameters

Item name	Symbol	Value
Stiffness 1	$k_1$	8,080 KN/m
Stiffness 2	$k_2$	9,730 KN/m
Mass 1	$m_1$	105 Kg
Mass 2	$m_2$	150 Kg
Damping coefficient 1	$c_1$	2910 N s/m
Damping coefficient 2	$c_2$	3820 s/m

계할 때 고려하였던 고유진동수인 27.6 Hz와 64.75 Hz 근처에서 고유진동수가 발생함을 알 수 있다. 또한 두 값을 비교하여 볼 때 1차 고유진동수와 2차 고유진동수가 거의 일치함을 알 수 있고, 따라서 이론적인 해석이 비교적 정확하다고 판단된다.

### 6. 진동제어 알고리즘을 적용한 실험 및 결과분석

역기진기시스템의 제어 과정은 먼저 엔진을 모델링한 구조물의 기진장치가 가동된 후 근접센서를 통하여 회전속도의 변화를 분석하고, 정상상태가 된 후에 진동상태를 측정한다. 그리고, 일정시간 후에 역기진기를 가동하여 진동의 변화를 측정 분석한 다음 제어 위상차 및 진동수를 결정하여 서보 앰프로 속도 및 위상 지령을 보낸다. 그리고, 결정된 위상차와 실제 위상차를 비교하여 지속적으로 제어가 이루어지도록 되어 있다.

제어 알고리즘의 stability는 진동의 응답에 의하여 판정할 수 있고, 진동응답이 stable 하기 위해서는 식 (32)와 (33)의 조건을 만족하여야 하므로, 제어 프로그램에 의하여 분석된 위상차  $\Delta\phi$ 를 지속적으로 유지되도록 작성되어 하였다. 여기에서  $K$ 는 상수이고,  $\epsilon$ 은 제어 오차로  $1 \gg \epsilon$  이다.

$$A_i(t + \Delta t) < A_i(t) \quad (32)$$

$$A_i(\infty) \leq K + \epsilon \quad (33)$$

기관모델의 가진기에 의한 가진력의 크기는 395 N

이고, 이에 작용하는 역기진력은 215 N이다. 역기진력의 비율은 54.4%로 이것은 기관 모형 시스템의 기초를 기준으로 발생하는 모멘트에 의하여 결정된다.

진동제어 실험은 먼저 엔진모델만을 가동한 상태에서 진동 가속도를 측정하였고, 제어 시퀀스에 따라 역기진기 시스템이 가동하였을 때의 시스템의 가속도를 측정하여 비교, 분석하였다. 실제 정상상태까지의 도달시간은 약 1s 정도였고, 3s 후 역기진기가 가동되었으며, 엔진모델 축의 위치에 따라 다르지만 약 10~15s 후 진동이 제어됨을 확인하였다.

위상 분석하는 과정에서 공진현상과 유사한 진동의 증폭현상이 발생할 수 있는데 이것은 가진력과 역기진력의 위상이 일치할 때이며, 이 위치는 역기진기가 가동된 초기에만 우연히 발생할 수 있다. 그렇지만 제어 프로그램에서 위상을 제어할 때 위상차의 10%를 1회전 당 감소하도록 작성하여 1~5회전(0.1~0.5초)후에는 이 영역을 벗어남을 확인하였다. 따라서 실제 시스템에 큰 영향이 없을 것으로 판단된다.

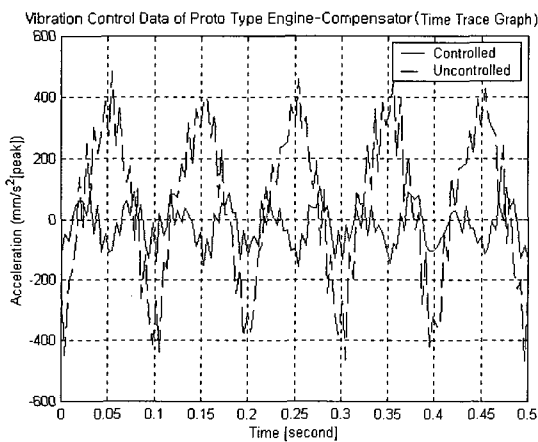


Fig. 9 Controlled and uncontrolled accelerations

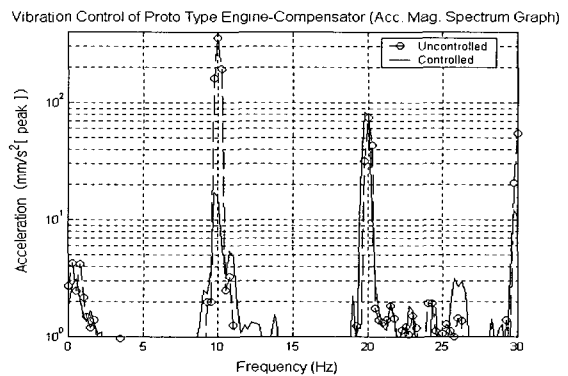


Fig. 10 Magnitude spectrum of accelerations

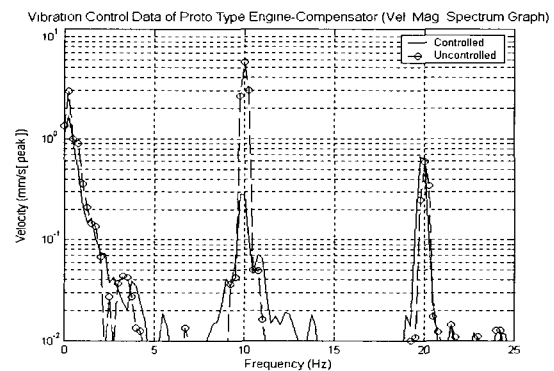


Fig. 11 Magnitude spectrum of velocities

제어알고리즘을 적용하여 설계회전수인 600 rpm (10 Hz)으로 가진한 상태에서 진동제어 실험을 수행한 결과는 Fig. 9~Fig. 11과 같다. Fig. 9는 진동제어 전후의 가속도를 측정 비교한 그림이다. Fig. 10은 주파수별 진동 가속도를 제어 전후를 비교한 그림이고, Fig. 11은 주파수별 진동속도의 제어상태를 비교한 그림이다. Fig. 9와 Fig. 10에서 알 수 있듯이 진동을 제어하기 전의 엔진 모델의 가속도는 가진주파수 10 Hz(600 rpm)에서 약  $380 \text{ mm/s}^2(\text{peak})$  정도로 나타났고, 제어 후에는 10 Hz의 성분은 거의 없어지고 20 Hz 성분만 남는 것을 확인할 수 있다.

또한 10 Hz 성분의 가속도 제어율은 대략 93.4 % 정도로 단순 비교값인 88.9 %보다 좋은 제어 성능을 보였으며, 목표 제어율인 85 %보다 좋은 제어 결과를 보임을 확인할 수 있었다.

### 7. 회전수 변경에 따른 진동제어 성능실험

본 연구에서 적용된 시스템의 설계 회전수(진동수)는 600 rpm(10 Hz)이지만, 회전수가 변경될 수 있으므로 300 rpm(5 Hz)에서 700 rpm(11.7 Hz)까지 50 rpm씩 회전속도를 연속적으로 변경하면서 진동제어 성능을 확인하였다. 실제 기관도 운행 중에 대략 408 rpm 정도에서 552 rpm 정도까지 기관의 운행 속도가 변경되므로 다양한 회전 속도에 대응해서 제어 알고리즘을 적용할 수 있을지 확인하기 위해서 이러한 실험을 수행하였다.

실험 결과는 Table 3과 같다. 그리고 회전수에 따른 제어 전후의 진동속도의 변화는 Fig. 12와 같으며,

Table 3 Data of vibration velocity

Vibration velocity [mm/s(peak)]			
Frequency[Hz]	Uncontrolled	Controlled	Ratio[%]
5.0	0.50	0.10	80.04
5.8	0.78	0.14	82.50
6.7	1.15	0.13	88.67
7.5	1.78	0.26	85.65
8.3	2.19	0.23	89.60
9.2	3.14	0.31	89.99
10.0	5.25	0.58	88.98
10.8	7.04	0.78	88.96
11.7	10.45	1.72	83.50

회전수에 따른 진동속도의 제어율의 변화는 Fig. 13과 같다. 이 결과를 분석하여 보면 300 rpm, 350 rpm, 700 rpm에서 목표했던 진동 제어율인 85 %에 약간 못 미쳤을 뿐, 다른 회전 속도에서는 초기 목표 제어율보다 높은 결과를 보이고 있다.

### 8. 결 론

역기진기를 이용한 왕복동 기관의 능동형 진동 저감장치를 위한 지속적이고 강건한 제어성능을 가진 진동제어 알고리즘을 개발하였으며, 모형 역기진기 시스템을 설계 제작하여 진동제어 성능에 대한 실험 분석을 성공적으로 수행하여, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 실제 시스템에 적용 가능한 진동제어 알고리즘과 제어모듈 및 능동형 역기진기 실험장치의 개발을 완료하였다.

둘째, 모형 시스템을 설계 제작하여 실험을 진행하였으며, 설계회전수 600 rpm에서 진동속도 제어율을

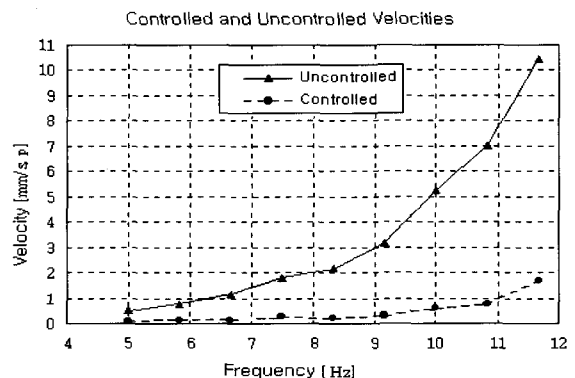


Fig. 12 Controlled and uncontrolled velocities

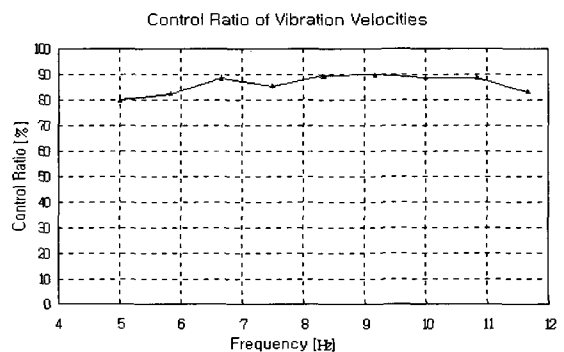


Fig. 13 Control ratio of vibration velocities



목표치 85 %를 초과하여 90 % 정도가 제어됨을 확인하였다.

세제, 설계회전수 근처에서 회전속도가 연속적으로 변화하여도 85 % 이상의 진동제어성능이 나타남을 확인하였다.

네제, 따라서 본 역기진기에 적용한 능동제어 알고리즘은 효율적이고, 실제 시스템도 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

### 참고 문헌

(1) 사단법인 한국선급, 1997, "선박 진동·소음 제어지침," 사단법인 한국선급.

(2) Tanaka, N. and Kikushima, Y., 1985, "On the Suppression of Ground Vibration by Active Force Controller," Bulletin of JSME.

(3) Matsuura, Y. Etc., "A Study of Mechanical Dynamic Damper to Reduce Ship Vibration," 關西造船協會誌 第197号, pp. 117~125.

(4) Yoshida, Y., 1989, "Development of a Centrifugal Pendulum Absorber for Reducing Ship Superstructure Vibration," ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design 111, pp. 404~411.

(5) Lindquist, H., 1983, "Balancing the First Order External Moments of MAN-B&W 4 Cylinder Low Speed Engines," The Motor Ship.

(6) Bryndum, L. and Jacobsen, S. B., 1988, "Vibration Characteristics of 2 Stroke Low Speed Diesel Engines," MAN-B & W Diesel A & S.

(7) JenZer, J., 1996, "Some Vibration Aspects of Modern Ship Installation -s," New Sulzer Diesel.

(8) Mizuuchi, M. (水内 充), 1987, "大型低速少数シリンダディーゼル機関の振動," 日本船用機関學會誌 第22卷 第2號, pp. 171~179.

(9) Takeda, Y., Kusumoto, H., Sasajima,

H., Tanida, K., Koike, Y., Takahashi, N. and Iwanami, T., 1992 "Development of Active Mass Damper for Ships by Hydraulic Control," Journal of the Society of Naval Architects of Japan 171, pp. 289~298(in Japanese).

(10) 문석준, 정태영, 1994, "유압식 Actuator를 이용한 구조물 진동의 능동제어시스템 개발," 대한조선학회 논문집 제 32 권, 제 1 호, pp. 94~102.

(11) Cho, D. S., Lee, S. M. and Chung, K. Y., 1995, "Active Vibration Control of Ship Structure Using a Mechanical Actuator," Proceedings of the 1995 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration, Newport Beach, CA, July 6-8, pp. 827~836.

(12) Cho, D. S. and Lee, S. M., 1998, "Ship Vibration Control Using a Force-adjustable Mechanical Actuator," Journal of Vibration and Control Vol. 5, pp. 130~145.

(13) 정태영, 문석준, 박희창, 형영철, 한성용, 1995, "선체 상부구조 진동의 능동제어시스템 실용화 연구," 대한조선학회논문집 제 33 권, 제 2 호, pp. 119~126.

(14) 김사수, 한성용, 엄대광, 현명환, 김재홍, 김명현, 이도경, 1995, "선박용 동흡진기 시스템에 관한 연구," 대한조선학회논문집 제 32 권, 제 2 호, pp.1~8.

(15) 광문규, 1998, "지능구조물의 능동진동제어를 위한 다중 PPF 제어기와 수정 LQG 제어기의 비교 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 6 호, pp. 1121~1129.

(16) 이용진, 장민오, 기의간, 전효중, 2000, "디젤 기관의 토크 하모닉스에 대한 이론적 해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 10 권, 제 3 호, pp. 465~473.

(17) 조덕상, 이원경, 2000, "불규칙 가진력을 받는 동흡진기의 내부공진효과," 한국소음진동공학회논문집, 제 10 권, 제 6 호, pp. 1041~1047.