

## 이중충격파의 충격파형 동특성 분석에 근거한 충격시험장치의 순차적 설계

강민식<sup>\*,1)</sup> · 설창원<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> 가천대학교 기계공학과

<sup>2)</sup> 국방과학연구소 제7기술연구본부

### A Sequential Design of Dual Pulse Generation System Based on Dynamic Analysis of Pulse Shape

Minsig Kang<sup>\*,1)</sup> · Changwon Shul<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Department of Mechanical Engineering, Gachon University, Korea

<sup>2)</sup> The 7th Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea

(Received 16 May 2016 / Revised 12 August 2016 / Accepted 9 December 2016)

#### ABSTRACT

Electric components equipped with naval shipboards must endure mechanical shock caused by various mechanical impulsive sources. Thus the components must be designed carefully and reliability test is an essential procedure before use. In this study, a new design technology applicable to a large and heavy shock generation system which can generate various specific real mechanical shocks in specified time domain was introduced. Commonly, the shock transmitted through the wall of naval shipboard consists of dual shocks. The primary shock is of a very high amplitude and very short period half-sine form. The following shock is of an exponentially decaying harmonic form of relatively longer period. Based on the different dynamic characteristics of two shocks, we proposed a sequential design procedure to determine spring and damping coefficients of the generation system. Some numerical simulation results showed the feasibility of the proposed method.

Key Words : Dual Pulse(이중펄스), Shock Test(충격시험), Dynamic System(동역학계), Dynamic Design(동적설계)

#### 기 호 설 명

$A_1, A_2$  : 1-차와 2-차 충격파의 최대 가속도

$C$  : 충격시험기 댐퍼의 댐핑계수

$k_1, k_2$  : 충격시험기 각 부분의 스프링 상수

$m_1, m_2, m_3$  : 충격시험기 각 부분의 질량

$m_{23}(=m_2/m_3)$  : 질량비

$V_G$  : 대차의 충돌 속도

$\alpha$  : 2-차파 실근의 위치

\* Corresponding author, E-mail: mskang@gachon.ac.kr  
Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

$\zeta, \omega_n$  : 2-차와 복소근의 감쇠비와 고유진동수  
 $\lambda$  : 2-차 충격파의 지수형 감소율 상수  
 $\tau_1, \tau_2$  : 1-차와 2-차 충격파의 펄스 폭

### 1. 서론

함정은 해양에서 운용하는 중 다양한 원인에 의해 발생하는 외부 충격을 받을 수 있다. 이 충격은 함정의 외벽 구조물을 통해 함정에 탑재되어 있는 각종 장비에 전달된다. 특히 수중에서 발생한 충격파는 함정 외벽 구조물에 매우 큰 가속도와 짧은 펄스폭의 충격을 야기하는 특징이 있으며, 이로 인해 탑재장비에 큰 충격력을 전달하게 된다<sup>[1-3]</sup>.

함정 탑재 장비는 이러한 충격에도 생존성을 유지해야 되므로 설계 단계에서부터 내충격성을 고려해야 되며, 제작된 이후 생존성 검증실험이 필수적이다. 내충격성 검증 실험은 실선 수중폭파 시험이 가장 명확하나 이는 고비용일 뿐 아니라 안전과 환경 측면에서 효과적이지 않다. 대안으로 상대적으로 비용이 저렴할 뿐 아니라 정규화된 충격파형을 반복적으로 재현할 수 있는 지상 충격시험이 널리 활용되고 있다<sup>[4-9]</sup>.

Fig. 1은 충격파의 대표적인 파형이다. Fig. 1에서 가로축은 시간, 세로축은 가속도를 나타낸다. 이 충격파형은 앞 부분의 큰 가속도-짧은 폭의 1-차파와 후반부의 작은 가속도-긴 폭의 2-차파로 구분할 수 있다. Fig. 2는 Fig. 1의 이중펄스 발생에 사용되고 있는 지상충격시험장치의 동력학적 등가도이며<sup>[6-8]</sup>, 본 연구의 대상이다.

Fig. 2에서  $m_1$ 은 충격 발생 요소인 대차의 질량,  $m_2$ 는 시험 대상 장비를 장착하는 시험테이블과 시험장비 질량의 합,  $m_3$ 는 스프링  $k_2$ 와 댐퍼  $C$ 의 등가질량을 나타낸다. Fig. 1은 요구되는  $m_2$ 의 가속도 파형이다. 댐퍼는 점성댐퍼가 주로 이용되며, 점성마찰력 가변을 위해 MR 댐퍼가 적용되기도 한다<sup>[10-13]</sup>.

충격시험장치의 작동원리는, 질량  $m_1$ 을 가속하여 좌측에서 우측으로 이동시키면 스프링  $k_1$ 과 충돌하게 되며, 충돌 후  $m_1$ 은  $k_1$ 과 접촉을 유지하면서 우측으로 이동하여 스프링  $k_1$ 이 압축된다. 이 스프링의 압축력이 질량  $m_2$ 에 전달되어 질량  $m_2$ 가 우측으로 이동하게 된다. 실제  $m_1$ 은  $m_2$ 보다 작게 설계하는데, 이

조건을 만족하는 경우 질량  $m_1$ 은 일정 시간 후 스프링  $k_1$ 의 압축력에 의해 정지 후 좌측으로 이동하게 되며,  $k_1$ 과 분리된 후 좌측으로 계속 이동하여 그림에는 나타나 있지 않은 정지계에 구속되어 정지하게 된다. 반대로  $m_1$ 이  $m_2$ 보다 크면  $m_1$ 은 우측으로 계속 이동하므로 재충돌이 발생하게 된다.

이 운동 과정에서  $m_2$ 에는 스프링  $k_1$ 의 압축력과 스프링  $k_2$ 에서 전달되는 힘을 받게 되며, 이 힘은  $k_2$ ,  $m_2$  및 댐퍼  $C$ 의 동력학적 특성에 따라 결정된다. 따라서 이중펄스 발생장치 설계에서는 질량  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ 가 결정된 조건에서 Fig. 1의 펄스 사양을 만족하는 스프링 강성  $k_1$ ,  $k_2$ 와 댐퍼  $C$ 를 설계하고, 질량  $m_1$ 과  $k_1$ 의 충돌 속도를 결정해야 된다. 이 설계 과정은 Fig. 2가 3-자유도계이므로 전체계를 대상으로 설계 변수를 한 번에 해석적으로 구하는 것은 매우 난해하다. 따라서 본 연구에서는 시스템 전체를 동시에 설계하는 어려움을 피하기 위해 주어진 충격파형의 동력학적 특성을 고려하여 순차적 설계와 후속적인 보정 방법을 이용하는 새로운 설계 방법을 제안한다.

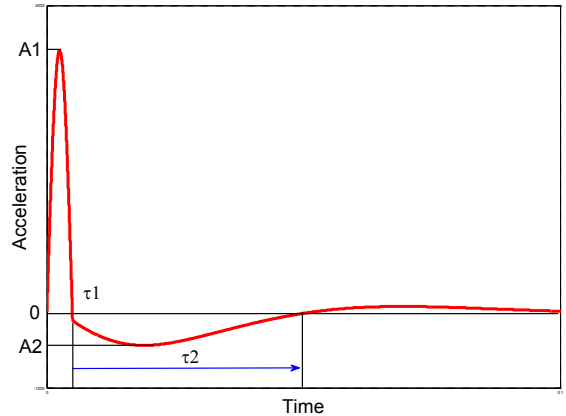


Fig. 1. Desired acceleration shape of dual pulse

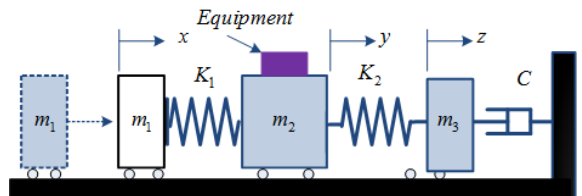


Fig. 2. Schematic of the dual pulse generation system

2. 순차적 설계

Fig. 1의 가속도 파형은 최대 가속도  $A_1$ , 주기  $\tau_1$ 인 반정현파(half-sine) 형태의 1차 충격파에 뒤이어 최대  $A_2$ , 주기  $\tau_2$ 이며 감쇠비율이  $e^{-\lambda t}$ 에 따르는 잔류진동 형태의 2차 충격파 로 구성되어 있다<sup>12)</sup>.

앞의 논의를 정리하면 Table 1과 같이 설계문제를 정리할 수 있다.  $V_G$ 는  $m_1$ 의 충돌속도이다.

Table 1. Design conditions

Given data	Design parameters	Desired specification
$m_1, m_2, m_3$	$k_1, k_2, C, V_G$	$\tau_1, \tau_2, \lambda, A_1$ (or $A_2$ )

부록 1에서와 같이 Fig. 2의 동력계에서 충돌 과정에서의 에너지의 손실이 없고, 후단의 댐퍼가 없는 경우  $A_2\tau_2 = 2A_1\tau_1$ 의 관계가 성립한다. 이는  $\tau_1, \tau_2, A_1, A_2$ 가 서로 독립적이지 않아  $\tau_1, \tau_2, A_1$ 가 정해지면  $A_2$ 는 결정됨을 의미한다. 하지만 본 시스템에서는 2차파의 감쇠를 위해 댐퍼가 있으므로 앞의  $A_2\tau_2 = 2A_1\tau_1$  관계는 성립하지 않으며, 따라서 Table 1의 4개의 설계 변수 ( $k_1, k_2, C$ , 충돌속도)로 5개의 실험사양( $\tau_1, \tau_2, \lambda, A_1, A_2$ )을 만족할 수 없다. 따라서 실험사양은  $\lambda = 0$ 일 때  $\tau_1, \tau_2, A_1, A_2, \lambda \neq 0$ 일 때는  $\tau_1, \tau_2, \lambda, A_1$ 이 주어진다.

Table 1의 실험 사양은 함정의 종류, 탑재장비의 장착위치, 외부에서 전달되는 충격파의 형태에 따라 달라질 수 있으나, 대표적인 실험 사양은 Table 2와 같다<sup>6)</sup>. 여기서  $\lambda = 0$ 일 때  $\tau_1, \tau_2, A_1, A_2, \lambda \neq 0$ 일 때는  $\tau_1, \tau_2, \lambda, A_1$ 이 주어지므로  $A_2$ 와  $\lambda$ 를 변할 수 있는 값으로 정의하였다.

Table 2. Desired pulse shape

Parameters	Values
peak acceleration	$A_1 = 450 \text{ g}, A_2 = \text{variable}$
pulse duration	$\tau_1 = 5 \text{ ms}, \tau_2 = 50 \text{ ms}$
decay rate	$e^{-\lambda t}, \lambda : \text{variable}$

2.1 설계를 위한 가정

Table 1의 설계조건에서 Table 2의 요구조건을 만족

하는  $k_1, k_2, c$ 와 충돌속도를 동시에 결정하는 것은 Fig. 2의 3-자유도계를 대상으로 해야 하므로 쉽지 않다. 본 연구에서는 1차와 2차 충격파의 펄스 폭의 차이가 크다는 관점에서 다음과 같은 가정을 세우고, 이에 근거한 순차적 설계 방법을 제안한다<sup>6)</sup>.

가정

- (i) Table 2에서와 같이 1차 충격파의 펄스폭  $\tau_1$ 은 2차 충격파의 펄스폭  $\tau_2$ 에 비해 짧으며, 또한 절대적으로도 짧은 시간이므로 이 시간 동안 질량  $m_2$ 의 변위는 작다.
- (ii) 스프링  $k_2$ 가 질량  $m_2$ 에 가하는 힘은  $m_2$ 와  $m_3$ 의 상대적 변위에 비례하며, (i)의 가정에 따라 1차 충격파 구간에서 스프링  $k_2$ 가  $m_2$ 에 가하는 힘은 무시할 수 있다.
- (iii) 가정 (i), (ii)에서 1차 충격파 구간에서는 스프링  $k_2$ 를 무시하고  $m_1 - k_1 - m_2$ 로 이루어진 반한정계(Unconstrained System)로 모델링이 가능하다.
- (iv) 2차 충격파 응답은 1차 충격파가 끝나는 순간의  $m_2$ 의 속도에 의해 발생된다.
- (v) 2차 충격파는  $m_1$ 이  $k_1$ 과 분리된 후 발생되므로 2차 충격파구간에서는  $m_2 - k_2 - m_3 - C$ 로 모델링이 가능하다.
- (vi) 실제 1차 충격파가 끝나는 시간에서  $m_2$ 의 변위가 존재하고 따라서  $k_2$ 가  $m_2$ 에 가하는 힘이 존재하나, 위의 가정에 따라 그 오차가 작을 것이므로 무시한다.

Fig. 2와 같이  $m_2$ 와  $k_2$ 를 결합한 상태에서  $m_1$ 이  $k_1$ 과 충돌할 경우 1차파가 종료되는 시점에서  $k_2$ 에 의한 영향으로 가속도가 음이 되므로 Fig. 1과 같이 2차파의 시작 시점에서 가속도가 영이 될 수가 없다. 만일 이 영향을 무시할 수 없을 경우  $m_2$ 와  $k_2$ 를 일정 거리 이격시킨 상태에서  $m_1$ 을  $k_1$ 과 충돌시키고, 1차파가 종료 직후  $m_2$ 가  $k_2$ 에 충돌하고 결합되어 운동하도록 해야 된다.

이 상의 가정을 전제로 1차 충격파와 2차 충격파 구간을 구분하여 서로 독립적으로 설계한 뒤, 전체 모델을 대상으로 통합 시뮬레이션을 통해 설계 파라미터를 미세조정(Fine Tuning)한다. 즉, 다음의 단계로 설계한다.

**단계 1** :  $m_1 - k_1 - m_2$ 로 이루어진 반한정계에서  $\tau_1$ 과  $A_1$ 을 만족하는  $k_1$ 과 충돌속도를 설계한다.

**단계 2** :  $m_2 - k_2 - m_3 - C$ 의 진동계에서  $\tau_2$ 와 잔류진동 감쇠비율을 만족하는  $k_2$ 와  $C$ 를 설계한다. 단, 2-차 펄스의 가속도 피크값  $A_2$ 는 대차의 충돌 속도는 물론  $k_2$ ,  $C$ ,  $m_3$  및  $m_1$ 의 충돌속도에 의해 결정된다.

**단계 3** : 설계된 파라미터를 이용하여 전체 모델을 구성하여 통합 시뮬레이션하고, 필요시 미세 조정을 통해 설계 파라미터를 보정한다.

## 2.2 설계 과정

### 2.2.1 Phase 1 - $k_1$ 과 충돌속도 설계

앞의 가정에 따라 1-차 충격과 구간에서는 Fig. 3의  $m_1 - k_1 - m_2$  진동계로 모델링이 가능하며, 충돌 직전의 대차  $m_1$ 의 속도를  $V_G$ 라 하면

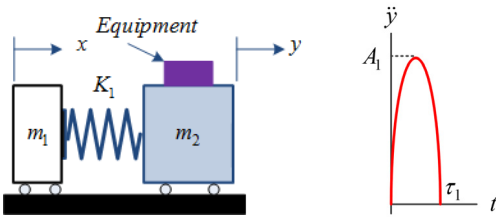


Fig. 3. Model and acceleration for phase 1

운동방정식은 다음과 같으며,

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} + k_1 x = k_1 y \\ m_2 \ddot{y} + k_1 y = k_1 x \end{cases} \quad (1.1)$$

$$\begin{cases} x(0) = 0, \dot{x}(0) = V_G \\ y(0) = 0, \dot{y}(0) = 0 \end{cases} \quad (1.2)$$

초기조건에 의한 응답과 1-차 충격과 종말 속도는

$$\ddot{y}(t) = \frac{k_1 V_G}{m_2 \omega_0} \sin \omega_0 t \quad (2.1)$$

$$\dot{y}(\tau_1) = V_0 = \frac{m_1 V_G}{m_1 + m_2} \quad (2.2)$$

여기서  $\omega_0 = \frac{\pi}{\tau_1} = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)k_1}{m_1 m_2}}$

따라서 가속도 응답이 Fig. 3과 같은 반정현과 형태를 갖기 위한 스프링 상수  $k_1$ 과 충돌속도는 다음으로 결정된다.

$$k_1 = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \left( \frac{\pi}{\tau_1} \right)^2 \quad (3)$$

$$V_G = \frac{m_2 \pi A_1}{\tau_1 k_1} \quad (4)$$

식 (3)에서 펄스 폭은  $k_1$ 에 의해 결정되며, 펄스 크기는 충돌속도에 비례함을 알 수 있다.

### 2.2.2 Phase 2 - $k_2$ , $C$ 설계

2-차 충격과 구간에서는  $m_1$ 이 분리된 상태이므로 Fig. 4와 같이 모델링 할 수 있다.

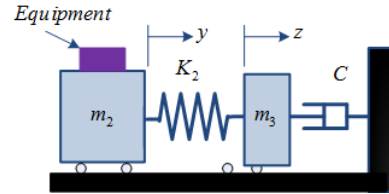


Fig. 4. Model for phase 2

운동방정식은 다음과 같으며,

$$\begin{cases} m_2 \ddot{y} + k_2 y = k_2 z \\ m_3 \ddot{z} + C \dot{z} + k_2 z = k_2 y \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\begin{cases} y(0) = 0, \dot{y}(0) = V_0 \\ z(0) = 0, \dot{z}(0) = 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

초기속도  $V_0$ 에 의한 응답은

$$s^2 Y(s) = \frac{m_2 V_0 s (m_3 s^2 + C s + k_2)}{P(s)} \quad (6.1)$$

$$s^2 Z(s) = \frac{m_2 V_0 k_2 s}{P(s)} \quad (6.2)$$

$$P(s) = m_2 m_3 s^3 + m_2 C s^2 + (m_2 + m_3) k_2 s + C k_2 \quad (6.3)$$

여기서  $Y(s), Z(s)$ 는 각각  $y(t), z(t)$ 의 라플라스 변환이다. 식 (6.1), (6.3)에서  $m_2$ 의 가속도 응답의 라플라

스 변환은 분모가 3-차임을 알 수 있다. 따라서 가속도 응답이 Fig. 1와 같은 잔류진동 형태를 갖기 위해서는 식 (6.3)의 다항식  $P(s)$  극점이 한 개의 실근과 한 쌍의 복소근을 가져야 되며, 복소근이 응답에 지배적이어야 한다<sup>6)</sup>. 즉, 라플라스 평면에서 실근이 복소근의 실수부 보다 멀리 왼쪽에 위치해야 한다. 이 극점조건으로부터 분모 다항식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P(s) = m_2 m_3 (s + \alpha) (s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2) \quad (7)$$

여기서  $P(s)$ 의 실근과 복소근은 각각  $s = -\alpha$ ,  $s = -\zeta \omega_n \pm j \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$ 에 존재하며,  $\zeta, \omega_n$ 은 각각 복소근의 감쇠비, 고유진동수이다.

식 (7)을 (6.3), (6.1)에 대입하고 가속도 시간응답을 구하면

$$\ddot{y}(t) = V_0 \delta(t) - \left\{ a e^{-\alpha t} + f e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t) \right\} \quad (8)$$

여기서  $a, f$ 는 상수이며,  $f = \frac{d}{\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n^2}$ 이다.

식 (8)에서  $t = 0$ 는 두 번째 충격과가 시작되는 시점이며, 우변의 첫 번째 항은 초기속도에 의한 가속도, 두 번째 항은 식 (7)의 극점에 의한 가속도 응답에 해당된다.

식 (8)에서 만일  $\alpha \gg \zeta \omega_n$ 이면  $e^{-\alpha t}$ 는  $e^{-\zeta \omega_n t}$ 에 비해 빨리 영으로 수렴하므로, 다음과 같이 근사적으로 나타낼 수 있다.

$$\ddot{y}(t) \cong -f e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (9)$$

결론적으로 극점이  $\alpha \gg \zeta \omega_n$ 을 만족하도록 설계하면 식 (9)과 같은 원하는 잔류진동 형태의 파형을 얻을 수 있다<sup>14)</sup>. 그러나 식 (7)의 근은 3개이고 설계 파라미터는  $k_2, C$ 로 2개 이므로, 모든 극점을 임의의 위치로 배치시킬 수가 없다. 이러한 점을 고려하여 다음과 같이 Global Design과 Fine Tuning 두 단계를 통해  $k_2, C$ 를 설계할 수 있다.

**Step 1 : Global Design**

Global Design에서는 식 (7)과 같이 특성방정식이 실근과 복소근을 갖도록 설계하며, 실근과 복소근의 위

치가  $\alpha > n\zeta \omega_n$ 의 관계를 만족하도록 설계한다. 여기서  $n$ 은 응답에서 복소근의 지배성을 결정하는 실수로,  $n$ 은  $n \geq 5$ 가 되는 것이 복소근의 지배성을 보장할 수 있다<sup>14)</sup>.

우선 식 (9)에서 감쇠비율과 감쇠비의 관계  $e^{-\lambda t} = e^{-\zeta \omega_n t}$ 와 펄스 주기의 관계에서 복소근의 감쇠비와 고유진동수는 다음과 같이 정할 수 있다.

$$\zeta = \frac{\tau_2 \lambda}{\sqrt{\pi^2 + (\tau_2 \lambda)^2}}, \omega_n = \frac{\sqrt{\pi^2 + (\tau_2 \lambda)^2}}{\tau_2} \quad (10)$$

그리고 식 (6.3)과 (7)의 계수를 비교하면 식 (11)을 얻을 수 있다.

$$\begin{cases} \alpha + 2\zeta \omega_n = \frac{C}{m_3} \\ \omega_n^2 + 2\zeta \omega_n \alpha = \left( \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right) k_2 \\ \alpha \omega_n^2 = \frac{C k_2}{m_2 m_3} \end{cases} \quad (11)$$

식 (11)을 풀면  $C, k_2, \alpha$ 에 대한 2-차 방정식이 얻어지며, 따라서 두 가지의  $C, k_2, \alpha$ 가 존재한다. 이 중 식 (9)의 가정인  $\alpha > n\zeta \omega_n$ 을 만족하는 값을 선택하면 된다. 그러나 이 값들이  $\alpha > n\zeta \omega_n$ 을 항상 만족하는 것은 아니며, 질량비  $m_{23} (= m_2/m_3)$ 에 따라 만족하는 범위가 정해진다.

즉,  $m_{23}$ 에 따라 구현할 수 있는 복소근의 감쇠비  $\zeta$ 의 범위가 제한된다. 식 (11)에서  $m_{23}$ 에 따른 감쇠비  $\zeta$ 의 범위를 해석한 결과를 정리하면

$$0 < \zeta < \sqrt{\frac{-1 + \sqrt{1 + m_{23}}}{2}} \quad (12.1)$$

$$\zeta < \sqrt{\frac{m_{23}}{2(n+2)} - \frac{1}{n(n+2)}} \text{ for } \alpha_1 < n\zeta \omega_n < \alpha_2 \quad (12.2)$$

$$\zeta < 1 \quad (12.3)$$

식 (12.1)은  $C, k_2, \alpha$ 가 양의 값을 갖는 조건이며, 식 (12.2)는  $\alpha > n\zeta \omega_n$ 을 만족하는 해가 존재할 조건, 식 (12.3)은 복소근을 가져 잔류진동이 존재할 조건에 해당된다.

Fig. 5는  $n = 5$  인 경우 식 (12)를 질량비에 따라 나타낸 것으로, 최종적으로 원하는 감쇠비를 얻을 수 있는 구간은 Region 1이며, Region 2에서는  $C, k_2, \alpha$ 를 설계 할 수는 있지만  $\alpha > 5\zeta\omega_n$ 을 만족하지 못하는 영역이다. 질량비가 커질수록 즉, 질량  $m_3$ 가 작아질수록 감쇠비  $\zeta$ 의 설계 범위가 넓어짐을 알 수 있다. 이는  $m_3$ 가 커질수록 관성이 커져 후단의 댐퍼가 응답에 미치는 영향이 감소하기 때문으로 분석할 수 있다. 결론적으로 큰 감쇠의 2-차 충격파가 요구되는 경우 질량  $m_3$ 를 작도록 설계해야 한다. 또한 질량비가 정해진 경우 2-차 충격파의 최대 감쇠를 Fig. 5의 Region 1에서 찾을 수 있음을 의미한다.

Fig. 5의 타당성은 부록 2의 질량비에 따른 감쇠비 분석에서 확인할 수 있다.

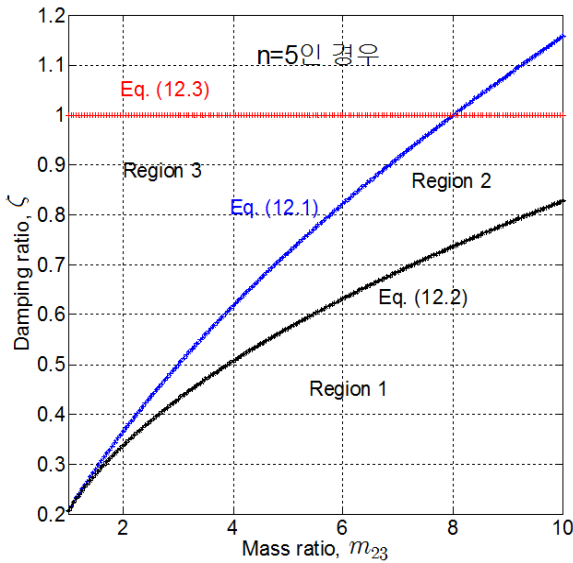


Fig. 5. Designable according to mass ratio

Fig. 6은 질량비  $m_{23} = 5$ 일 때 감쇠비의 변화에 따른 Phase 2에서의 가속도를 보인다. Fig. 6에서 가속도가 음에서 처음으로 zero-crossing 하는 시간을 기준으로 두 번째 펄스의 폭을 정의한다면, 감쇠비가 증가함에 따라 펄스폭이 증가함을 알 수 있다. 그 이유로는 감쇠비가 증가함에 따라 실근의 위치가 점차 원점으로 접근하며, 이에 따라 설계의 가정인 복소근의 지배성이 약해지기 때문이다. 따라서 필요에 따라 다음의 Fine Tuning을 통해 펄스폭을 조절을 할 수 있다.

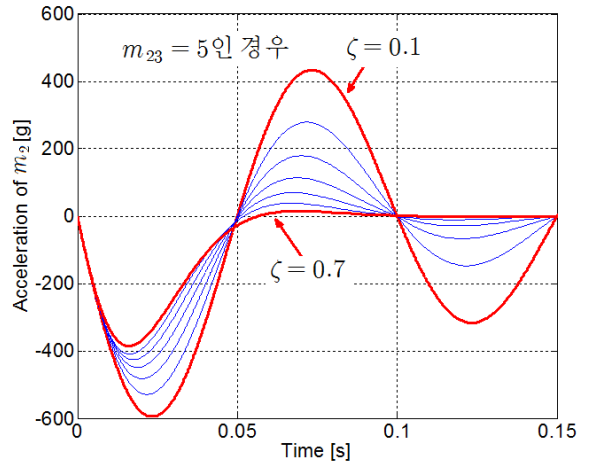


Fig. 6. Response according to varying  $\zeta$  when  $m_{23} = 5$

### Step 2 : Fine Tuning

2-차 충격파의 펄스폭 조절은 앞의 Global Design에서 적용한 펄스폭 사양인  $\tau_2$ 를 조정하여 다시 설계하면 쉽게 해결할 수 있다. 즉, 펄스폭의 감소가 필요한 경우 새로운  $\tau'_2 (< \tau_2)$ 을 정하고 식 (10')과 같이 원래의  $\tau_2$ 대신  $\tau'_2$ 을 대입하여 새로운 감쇠비와 고유진동수를 얻고, 이후 앞의 설계 과정을 재적용하는 방법이다.

$$\zeta = \frac{\tau'^2 \lambda}{\sqrt{\pi^2 + (\tau'^2 \lambda)^2}}, \omega_n = \frac{\sqrt{\pi^2 + (\tau'^2 \lambda)^2}}{\tau'^2} \quad (10')$$

식 (10')과 같이  $\tau_2$ 대신  $\tau'_2$ 을 변화시키면서 재설계를 반복하여 원하는 펄스폭을 갖도록 설계할 수 있다. 만일 반대로 펄스폭의 증가가 필요한 경우 새로운  $\tau'_2 (> \tau_2)$ 을 정하고 위의 재설계 과정을 따르면 된다.

### 3. 시뮬레이션

앞에서 제안한 충격시험기 설계방법의 타당성을 검증하기 위해 MatLab/Simulink(R2008a)를 이용한 시뮬레이션을 실시하였다. 주어진 설계 조건 및 설계된 파라미터는 Table 3과 같다.

Table 3에서는 잔류진동의 감쇠가  $\lambda = 36.28$ 인 경우를 고려하였다. Fig. 7은 2-차 충격파의 펄스폭으로

Table 3. Design examples

Given data	Desired specifications	Designed parameters
$m_1 = 10[\text{ton}]$ $m_2 = 15[\text{ton}]$ $m_3 = 3[\text{ton}]$	$A_1 = 450[\text{g}]$ $\tau_1 = 5[\text{ms}]$ $\tau_2 = 50[\text{ms}]$ $\lambda = 36.28$	$\zeta = 0.5$ $\omega_n = 72.55[\text{rad/s}]$ $k_1 = 2369[\text{MN/m}]$ $k_2 = 62.27[\text{MN/m}]$ $C = 1.030[\text{MNs/m}]$ $V_G = 17.55[\text{m/s}]$

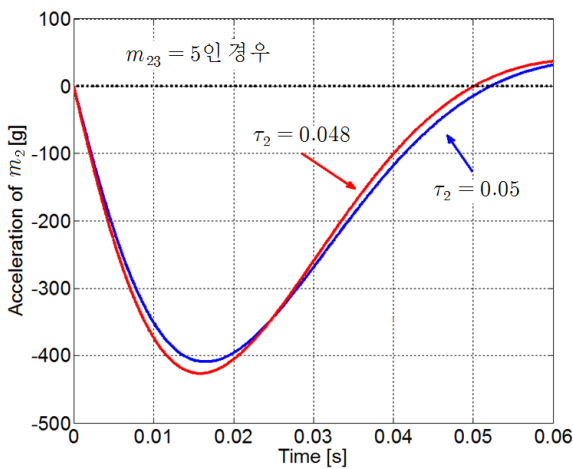


Fig. 7. 2-nd pulse response after fine tuning

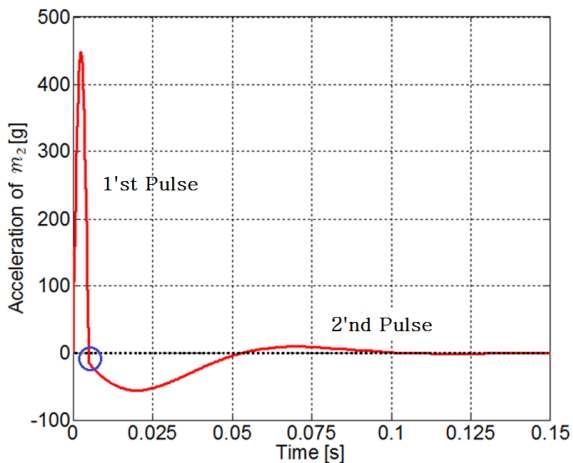


Fig. 8. Simulated dual pulse

원하는 50 ms초보다 약 2 ms초 길다. 따라서  $\tau_2' = 48$  ms로 변경하여 식 (10')에 대입하고 재설계하였다. 그 결과 Fig. 7에서와 같이 원하는 펄스폭  $\tau_2 = 50[\text{ms}]$ 를 만족하였다. Fig. 8은 앞에서 설계된 설계 변수를 이용하여 1, 2-차파 전체를 시뮬레이션 한 결과로 1-차 충격파는 원하는 최대가속도와 펄스폭을 만족하며, 2-차파 역시 펄스폭의 조정이 잘 이루어진 것을 확인할 수 있다. 단, Fig. 8의 원 안의 부분인 첫 번째 충격파가 끝나는 지점에서의 가속도가 음의 값을 갖는데, 이는 첫 번째 충격파의 주기 동안  $m_2$ 가 우측으로 이동하여 스프링  $k_2$ 의 압축력이 전달되었기 때문이다. 하지만 그 크기가 크지 않으므로 앞의 1, 2-차파를 독립적, 순차적으로 설계하는 가정의 타당성을 확인할 수 있다. 만일 이 음의 가속도가 문제가 될 경우 앞의 설명과 같이 질량  $m_2$ 와 스프링  $k_2$ 를 이격된 상태에서 1-차 충격파가 발생하고, 1-차 충격파가 종료된 후  $m_2$ 와 스프링  $k_2$ 가 접촉하도록 하여 해결할 수 있다.

#### 4. 결론

이중충격파형 충격시험기는 해상/수중 운반체의 생존성 평가를 위한 시험장비이다. 본 연구에서는 주어진 이중충격파형을 구현할 수 있는 충격시험기의 스프링 강성 및 댐퍼의 감쇠계수 설계방법을 새로이 제안하였다. 본 제안은 시스템 전체를 동시에 설계하는 복잡함을 피하기 위해 주어진 충격파형의 동력학적 특성을 고려하여 1-차 충격파와 2-차 충격파를 독립적으로 구분하여 설계하는 순차적 설계방법을 제안하였으며, 순차적 설계에 의한 최종 오차를 보정하는 방법을 추천하였다. 제안한 설계방법의 타당성을 검증하기 위해 시뮬레이션을 실시하였으며, 시뮬레이션 결과를 통해 적용 가능성을 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업(No. 2013R1A1A2008841)과 국방과학연구소의 지원을 받아 수행된 연구임.

## References

- [1] Military Specification, MIL-S-901D, "Shock Tests, H.I(High Impact) Shipboard Machinery Equipment and Systems. Requirements for," 1989.
- [2] Military Specification, BV043, "Germany Defence Naval Ship Construction Specification for Shock Safety", 1985.
- [3] Hijkoop, G., Korse, T. H., Lemmen, P.P.M., Romeijn, E. and Klkman, P., "On the Development of a High Performance Shock Testing Machine for Navy Underwater Shock," 64th Shock and Vibration Symposium, Vol. PT, pp. 483-492, 1993.
- [4] G. Wang, Z. Zhang, D. Chu, and R. Shen, "Analysis and Simulation on the Mechanism of a Novel Dual-Wave Shock Test Machine," Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 91-99, 2008.
- [5] Z. Y. Zhang, G. X. Wang, and Y. Wang, "Numerical Modeling of Dual-pulse Shock Test Machine for Simulating Underwater Explosion Shock Loads on Warship Equipments," J. Shanghai Jiatong Univ. Vol. 14(2), pp. 233-240, 2009.
- [6] M. S. Kang, C. W. Seol, T. H. Kim, M. S. Yang, W. G. Song, and G. S. Lee, "A Design of Large and Heavy Dual Shock Generation System," Proceeding of 2014 KSME Annul Conference, pp. 383-388, June, 2014.
- [7] Y. J. Kim, T. H. Kim, C. W. Seol, M. S. Yang, C. M. Cho, H. Y. Gu, and H. H. Han, "Structural Design of Dual Pulse Shock Machine," Proceedings of KSAS Annul Conference, Vol. 2013, No. 11, pp. 1083-1083, 2013.
- [8] C. W. Shul, T. H. Kim, M. S. Yang, and G. S. Lee, "Development of Large Scale Heavy Weight Shock Testing System," Proceedings of KSME Conference, pp. 377-382, 2014.
- [9] T. H. Kim, C. W. Shul, M. S. Yang, and G. S. Lee, "An Analytic Investigation on the Implementation Method for Required Signal of Heavy Weight Shock Test Machine," Proceedings of KSME Annul Conference, pp. 400-405, 2014.
- [10] Shul C. W., Kim T. H., Kim, Y. J., Yang, M. S., and Lee G. S, H. H., "Feasibility Study on Development of Horizontal Type Shock Testing Machine Using MR Damper," Proceedings of KSAS Annul Conference, Vol. 2013, No. 11, pp. 1075-1078, 2013.
- [11] G. S. Lee, C. H. Ahn, T. H. Kim, and C. W. Shul, "The Study of Design and Experimental Evaluation of MR-Damper for High Speed Impact Test," Proceedings of KSAS Annul Conference, pp. 1087-1090, 2013.
- [12] H. C. Kim, J. S. Oh, S. B. Choi, C. W. Shul, T. H. Kim, M. S. Yang, and G. S. Lee, "Tuning Capability of Shock Wave Profile using MR Damper : An Experimental Investigation," Proceedings of KSME Annul Conference, pp. 394-399, 2014.
- [13] G. S. Lee, H. W. Koo, C. W. Shul, T. H. Kim, and M. S. Yang, "Analysis for the Design of Impact Tester Reconstructing Dual Shaped Impulsive Acceleration with MR Damper," Proceedings of KSME Annul Conference, pp. 389-393, 2014.
- [14] F. Golnaraghi and B. C. Kuo, Automatic Control Systems-8<sup>th</sup> ed., p. 281, John Wiley & Sons, Inc., 2006.

## 부 록

### 1. 2-차파의 최대 가속도 분석

2-차파의 최대 가속도를 분석하기 위해 Fig. 2에서 댐핑을 제외하고 분석해보자. 댐핑이 있는 경우 에너지 손실로 인해 댐핑이 없는 경우에 비해 2-차파 최대 가속도는 감소한다.

본문에서와 같이 2-차파의 주기는 1-차파 주기의 10 배에 해당되므로, Phase 1에서는 Fig. 3과 같이  $m_1 - k_1 - m_2$ 로 이루어진 동력계에서 질량  $m_1$ 이 초기속도  $V_G$ 로  $k_1$ 에 충돌 후 다시 분리될 때 까지의 구간으로,  $m_2$ 의 가속도는

$$\ddot{y}(t) = A_1 \sin \omega_0 t \quad (a.1)$$

여기서  $\omega_0 = \frac{\pi}{\tau_1} = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)k_1}{m_1 m_2}}$



Phase 2에서는 Fig. a.1과 같이 질량  $m_2$  스프링  $k_2$ 로 이루어진 동력계에서 질량  $m_2$ 가 phase 1의 최종 속도를 초기조건으로 갖는 진동이 발생하며, 가속도는

$$\ddot{y}(t) = -A_2 \sin \omega_n t \quad (a.2)$$

여기서  $\omega_n = \frac{\pi}{\tau_2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$

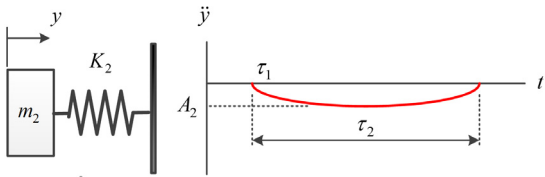


Fig. a.1. Model and acceleration for phase 2

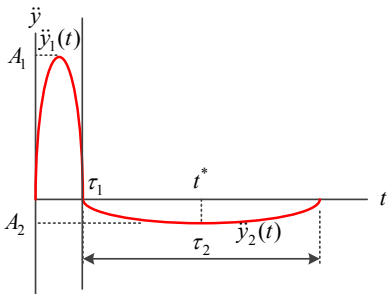


Fig. a.2. Acceleration profile

Phase 1과 2에서의 펄스를 합하여 그리면 Fig. a.2와 같다. 시간 구간  $t = [t : 0 \sim t^*]$ 에서 선형 모멘텀을 고려하면  $t = 0$ 과  $t = t^*$ 에서 속도는 영이므로 다음과 같이 표현된다.

$$\int_0^{t^*} f(t) dt = m[\dot{y}(t^*) - \dot{y}(0)] = 0 \quad (a.3)$$

즉

$$m_1 \int_0^{\tau_1} \ddot{y}_1(t) dt + m_2 \int_0^{t^*} \ddot{y}_2(t) dt = 0 \quad (a.4)$$

식 (a.1)과 (a.2)를 (a.4)에 대입하고 정리하면 다음을 얻는다.

$$A_2 \tau_2 = 2A_1 \tau_1 \quad (a.5)$$

2. 질량비에 따른 감쇠비 분석

Phase 2에서의 분석 및 설계 방법을 예를 들어 설명하면 다음과 같다. 만일  $m_1 = 10$  ton,  $m_2 = 12$  ton,  $m_{23} = 7$ 일 경우  $\tau_2 = 50$  ms,  $\zeta = 0.6$ 을 만족하는 복소근의 위치는  $s_{1,2} = -47 \pm j62.832$ 이며, 이 복소근을 갖는  $k_2$ 와  $C$ 는 다음의 두 가지 해를 갖게 된다.

Case 1:  $k_2 = 58.1$  MN/m,  $C = 755$  KNs/m,  $\alpha = 346.7$

Case 2:  $k_2 = 11.7$  MN/m,  $C = 192$  KNs/m,  $\alpha = 17.76$

각 케이스에서 복소근의 위치는 동일하나 실근의 위치  $\alpha$ 는 서로 다르다. 케이스 1에서는 복소근의 실수부가 실근의 위치에 비해 7.4배 크나, 케이스 2에서는 실근이 복소근 실수부에 작으므로 설계의 가정을 만족하지 못한다. 따라서 케이스 1의 설계치를 선택하면 된다.

식 (6.3)의 특성방정식에서 댐핑계수  $C$ 를 변수로 보고 정리하면 다음 식으로 쓸 수 있다.

$$1 + \frac{C}{m_3} \frac{\left\{ s^2 + \frac{k_2}{m_2} \right\}}{s \left\{ s^2 + k_2 \left( \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right) \right\}} = 0 \quad (a.6)$$

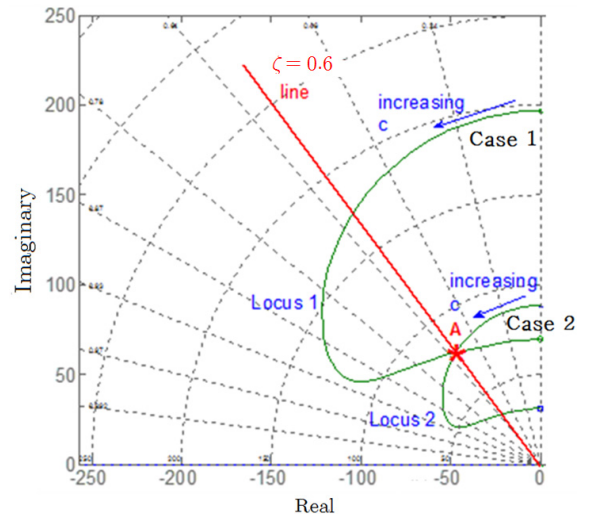


Fig. a.3. Root locus for the two cases

Fig. a.3은  $k_2$ 를 케이스 1과 케이스 2의 값으로 정하고  $C$ 를 증가시키면서 식 (a.6)의 근궤적을 각각 그린

것이다. Locus 1이 케이스 1, Locus 2가 케이스 2에 해당한다. 두 경우 실근은  $C$ 의 증가에 따라 원점에서 좌측으로 이동한다. 복소근의 두 근궤적은 점 A에서 만나게 되는데, 이 점의 근 위치가 바로 위의  $s_{1,2} = -47 \pm j62.832$ 에 해당된다.

Fig. a.4는 각 케이스의 시간응답으로 케이스 1의 경우 원하는 응답을 얻을 수 있으나, 케이스 2의 경우

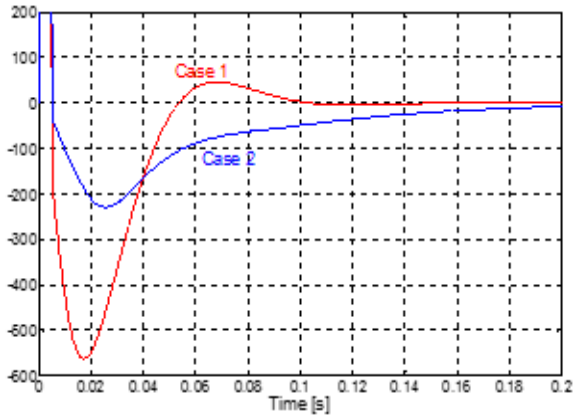


Fig. a.4. Responses for the two cases

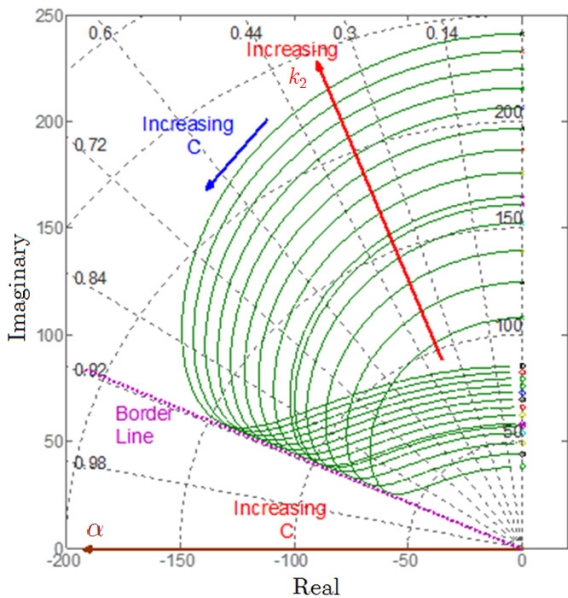


Fig. a.5. Root locus according to increasing  $C$

복소근 보다 원점에 가까운 실근의 지배적인 영향으로 펄스폭이 원하는 조건을 만족하지 못하고 길어짐을 알 수 있다.

다음으로 질량비에 따라 얻을 수 있는 감쇠비의 최대치가 정해짐을 시뮬레이션을 통해 분석하였다. Fig. a.5는 식 (a.6)에서  $m_{23} = 7$ 일 경우  $k_2$ 의 변화와 댐핑 계수  $C$ 의 증가에 따른 근궤적을 보인다. 각 근궤적은 임의의  $k_2$ 에서  $C$ 의 증가에 따른 근궤적이다.  $C = 0$  일 때의 근은 원점과 허수축에 있으며,  $k_2$ 가 증가함에 따라 허수축 위의 근은 크기가 증가한다. 일정한  $k_2$ 일 때  $C$ 의 증가에 따라 원점에 있던 근( $s = -\alpha$ )은 실수축 좌측으로 이동하며, 허수축 위의 근은 좌측으로 이동하여 복소근을 갖게 되며, 다시 우측으로 이동하여  $C = \infty$ 에 도달하면 허수축에 접근하게 된다. Fig. a.5에서와 같이  $k_2$ 의 크기에 관계없이  $C$ 의 변화에 따른 최대 감쇠비가 정해지는 것을 볼 수 있다. 그림에서 점선으로 표기된 한계선(Border Line)이 바로 최대 감쇠비에 해당된다.

Fig. a.6은  $m_{23} = 3$ 일 때와  $m_{23} = 7$ 일 때 Fig. a.5와 같이 근궤적을 그린 것이다. 각각의 경우 최대 감쇠비가 존재함을 알 수 있으며,  $m_{23} = 7$ 인 경우 최대 감쇠비가 더 큰 것을 알 수 있다.

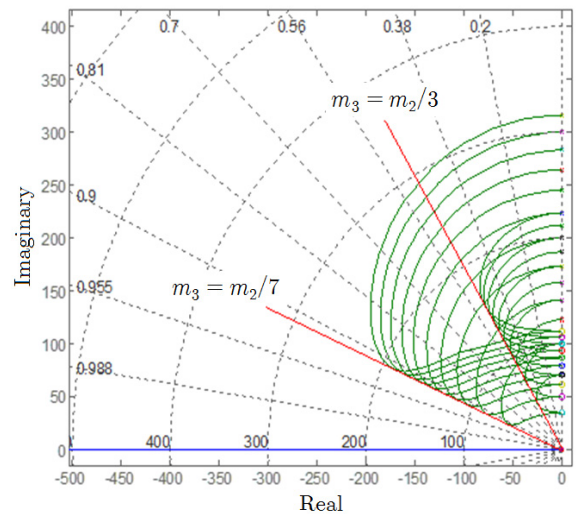


Fig. a.6. Root locus according to increasing  $C$  when  $m_{23} = 3$  and  $m_{23} = 7$