

〈論 文〉

# 충격식 감쇠기의 감쇠특성에 관한 연구

## Damping Characteristics of Impact Damper

김원철\* · 전순기\*\* · 양보석\*\*\* · 문덕홍\*\*\*\*

W. C. Kim, S. K. Jun, B. S. Yang and D. H. Moon

〈1992년 8월 3일 접수 ; 1993년 1월 26일 심사완료〉

### ABSTRACT

This study is concerned about the impact type damper for effectively restraining the high vibration amplitude in the resonance regions. The theoretical analysis is based on the assumption that the impacts occur twice per cycle at an equal time interval. Simple but reasonable approximations have been derived for the optimum collision clearance and maximum amplitude ratio. Using the impact dampers which is rigidly attached to the primary vibration system, we have experimented for mass ratios and restitution coefficients. The experimental results are in good agreement with theoretical results.

#### 기 호 설 명

- $A$  : 주진동계의 최대진폭, mm
- $C$  : 주진동계의 감쇠계수, N · s/m
- $c$  : 충돌간격, mm
- $C^*$  : 무차원 최적충돌간격비
- $e$  : 반발계수
- $F_0$  : 최대기진력, N
- $K$  : 주진동계의 강성계수, N/m
- $M$  : 주진동계의 질량, kg
- $m$  : 충돌체의 질량, kg
- $r$  : 진동수비,  $\Omega/\omega$
- $t$  : 시간, s
- $X$  : 주진동계  $M$ 의 변위, mm
- $X_{max}$  : 충격감쇠기 설치시  $M$ 의 최대변위, mm

- $X_{st}$  : 주진동계의 정적처짐, mm
- $\bar{X}$  : 주진동계의 최대진폭비,  $X_{max}/A$
- $X'$  : 비감쇠 주진동계의 최대진폭비,  $X_{max}/X_{st}$
- $x$  : 충돌체의 변위, mm
- $\zeta$  : 주진동계의 감쇠비
- $\mu$  : 질량비,  $m/M$
- $\omega$  : 주진동계의 고유진동수, rad/s
- $\Omega$  : 가진력의 진동수, rad/s
- $\alpha, \phi$  : 위상각, rad

### 1. 서 론

기계·구조물의 과도한 진동은 기계의 성능 및 수명에 나쁜 영향을 미치며 기계 및 부품의 파괴까지 유발하게 되는 원인이 되므로 이를 제진하기 위한 각종 방법이 오래전부터 연구되고 있다. 특히 기계에 과도한 진동을 일으키는 공진 영역에서 부득히 운전되는 경우, 공진을 피하기 위해서는 이미 제작된 기계의 구조변경으로 강성이나 질량의 변화를 펼

\*정회원, 통영수산전문대학 기관과  
 \*\*부산수산대학교 대학원 기계공학과  
 \*\*\*정회원, 부산수산대학교 공과대학 기계공학과  
 \*\*\*\*정회원, 부산수산대학교 공과대학 기관공학과

요로 하지만 경제적 이유와 실질적으로 구조변경이 불가능한 경우가 많다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 진동계에 감쇠를 제공하여 진동진폭을 감소시키도록 하는 각종 감쇠기에 대해 많은 연구가 보고되고 있다<sup>(1-5)</sup>.

충격 감쇠기(impact damper)는 충격식 진동 흡진기(impact vibration absorber)의 간단한 형태로서, 주진동계에 견고하게 부착된 용기 내에 자유로이 움직일 수 있는 작은 질량체로 구성되어 있다. 이 자유 질량체와 주진동계 질량과의 질량비, 충돌간격, 반발계수 등에 관한 최적의 파라메타를 결정함으로써, 주진동계가 진동할 때 용기의 양쪽 벽면에서 작은 질량체가 충돌하여, 소리와 열 등으로 에너지는 소비시킴으로써, 진동을 감소시키는 장치이다. 이러한 충격 감쇠기는 오래전부터 터빈블레이드, 레이더 안테나, 기계공구, 전자 relay와 tall light pole 등에 널리 이용되어 과도한 진동을 성공적으로 억제시키고 있다.

충격식 감쇠기의 연구는 단순조화진동의 이론을 제창한 Lieber와 Jensen<sup>(6)</sup>으로부터 시작되어 McGoldrick<sup>(7)</sup>에 의해 이론과 실험으로 그 효용성이 검증되었다. 그후 Vigness<sup>(8)</sup>와 Grubin<sup>(9)</sup>은 강제진동에 있어서 주기당 두번의 충돌이 일어나 과도한 공진영역에서의 진폭억제 효과가 있다는 것을 설명하였고, 특히 Arnold<sup>(11)</sup>는 주진동계의 위상각이 문제 해결에 유일한 요소라는 것을 발표하였으며, Warburton<sup>(10)</sup>, Kaper<sup>(2)</sup> 등도 같은 문제에 대한 이론을 제시하였고, Stuttgart와 Menges<sup>(11)</sup>의 실험에 의한 연구도 발표되었다. 저자들도 자유질량체를 갖는 충격식 흡진기를 고안하여 공진점에서의 과도진동을 억제하는데 유용함을 실험적으로 확인하였다<sup>(12)</sup>. 그러나 이 경우는 충돌면을 일정하게 유지하기 어려운 문제가 있다. 또한 현실적으로 제작과 설계에 간단히 응용할 수 있는 근사식과 실험에 의한 검증은 찾아보기 어렵고, 충격량을 계측하여 충돌체의 충격력이 감쇠효과에 미치는 영향에 대한 문헌도 찾기가 힘들다.

본 연구에서는 현재까지 진행된 충격식 감쇠기의 이론을 기초로, 한 사이클당 두번의 충돌이 일어난다는 가정하에, 파라메타의 변화에 따른 최대 감쇠 특성을 얻기 위한 최적간격과 최적질량비를 쉽게 구할 수 있는 식을 유도하였다. 그리고, 실험에 의하여 공진상태에 있어서 불의 충격력에 의한 감쇠특성을 조사하였고, 이론으로 구한 식과 비교검토함으로써, 실제 현장 등에서 간편하게 근사식을 이용하여

최적조건을 구하고, 이 자료를 기초로 하여 설계, 제작시 보다 간편하게 사용할 수 있도록 하였다.

## 2. 이론 해석

Fig. 1의 주진동계의 운동방정식은

$$M \frac{d^2X}{dt^2} + C \frac{dX}{dt} + KX = F_0 \sin(\Omega t + \alpha) \quad (1)$$

이고, 식 (1)의 해는 아래와 같이 표현된다.

$$X = e^{-\zeta\omega t} (B_1 \sin \eta\omega t + B_2 \cos \eta\omega t) + A \sin(\Omega t + \phi) \quad (2)$$

여기서  $\eta = (1 - \zeta^2)^{1/2}$ 이고,

$$\omega = \Omega \text{인 경우 } A = F_0 / 2\zeta K.$$

식 (2)는  $t = 0$ 에서 한번 충돌이 일어나고 곧  $t = \pi/\Omega$ 에서 다음 충돌이 일어난다고 가정하면, 사이클당 두 충돌사이의 조건은 다음과 같다.<sup>(13)</sup>

$$X_0 = -X_1 \quad (3)$$

$$\dot{X}_{0+} = -\dot{X}_{1+} \quad (4)$$

여기서  $X_0$ 와  $\dot{X}_0$ 는  $t=0$ 에서의 변위 및 속도이고,  $X_1$ 과  $\dot{X}_1$ 는  $t=\pi/\Omega$ 에서의 각각의 값이다. 첨자 -는 충돌직전을 나타내고, +는 충돌직후를 나타낸다.

정상상태운동에 있어서 충돌직전의 충돌체의 속도를  $V_-$ , 충돌직후의 속도를  $V_+$ 라 하면, 충돌체  $m$ 이 충돌면을 오가는 평균속도는  $V$ 로 서로 같다. 따라서,

$$V = (c - 2X_0) \Omega / \pi \quad (5)$$

충돌 전후의  $M$ 과  $m$ 의 운동량 방정식은

$$M(\dot{X}_{0-} - \dot{X}_{0+}) = 2mV \quad (6)$$

반발계수  $e$ 의 정의로부터

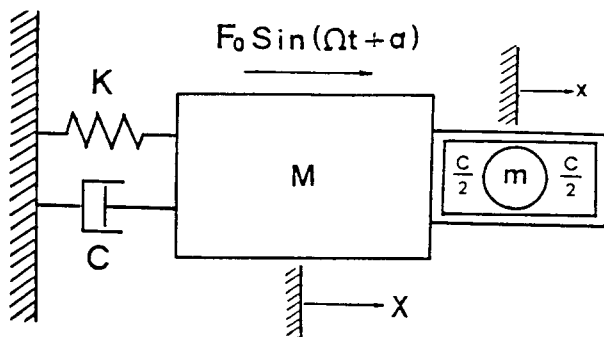


Fig. 1 Impact damper attacher to primary system

$$e(\dot{X}_{0-} + V) = V - \dot{X}_{0+} \quad (7)$$

식 (5)를 식 (6), (7)에 대입하여 정리하면

$$\dot{X}_{0+} = \frac{(1-2\mu e - e)(c-2X_0)\Omega}{\pi(1+e)} \quad (8)$$

$$\dot{X}_{1-} = \frac{(1-e+2\mu)(c-2X_0)\Omega}{\pi(1+e)} \quad (9)$$

여기서,  $\dot{X}_{0-} = -\dot{X}_{1-}$ 이다.

식 (8)과 (9)로부터

$$\dot{X}_{0+} = -\left(\frac{1-e-2\mu e}{1-e+2\mu}\right) \dot{X}_{1-} \quad (10)$$

과 같은 관계가 얻어진다.

일반적으로 주진동계의 감쇠는 극히 적으므로 ( $\zeta \ll 1$ ), 이를 무시하면 해석을 간단히 할 수 있고, 공진영역에서는  $\phi = \alpha - \pi/2$ ,  $\omega = \Omega$  또는  $\Omega/\omega = 1$ 이다.

여기서  $\zeta$ 를  $0 < \zeta \ll 1$ 이라면,  $\zeta\pi$ 도 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$0 < \zeta\pi \ll 1 \quad (11)$$

식 (2)를 (3)의 조건에 대입하여, 식 (11)을 고려하여 정리하면,  $B_2$ 는 다음과 같다.

$$B_2 = -\frac{B_1}{2}\zeta \quad (12)$$

가장 좋은 충격식 감쇠기는 주진동계의 진동이 자유질량체  $m$ 에 최대운동량을 전달하고, 이때의 충돌력이 외력을 효과적으로 상쇄시키도록 하는 것이다. 이러한 관점에서 본다면 주진동계가 최대속도의 순간에 충돌이 일어나면 운동량이 최대로 전달된다. 충돌은  $t=0$ 과  $t=\pi/\Omega$ 에서 일어나므로 이때 변위는 0이 된다. 식 (2)에 이 조건을 대입하면  $\sin \phi \approx -B_2/B_1$ 가 되고, 식 (11)로부터  $\sin \phi$ 는 거의 0이 된다. 따라서  $\phi \approx \pi$ (rad)이다.

여기서  $\phi = \alpha - \pi/2$ 이므로  $\alpha = 3\pi/2$ 가 되고

$$\sin \alpha \approx \sin 3\pi/2 \approx -1$$

이 된다.

식 (2)를 식 (10)에 대입하고 위 식을 사용하여 정리하면,  $B_1$ 은 다음과 같이 된다.

$$B_1 = \frac{2\mu(1+e)A}{(1-e+2\mu) - (1-e-2\mu e)e^{-\zeta\pi}} \quad (13)$$

최대속도는  $t=0$ 과  $t=\pi/\Omega$ 일 때 이므로 이 때 충돌이 일어나면 감쇠효과가 가장 좋고, 최대변위  $X_{\max}$ 는 속도가 거의 0이 되는  $t=\pi/2\Omega$  부근에서 발생하게 된다. 따라서, 식 (2)에  $t=\pi/2\Omega$ 를 대입하

여  $X_{\max}$ 를 구하면,

$$X_{\max} = X(\pi/2\Omega) \approx B_1 e^{-\zeta\pi/2} - A \quad (14)$$

$X_{\max}$ 와  $A$ 의 비를  $\bar{X}$ 로 정의하고, 식 (13), (14)를 대입하여 정리하면

$$\bar{X} = \frac{X_{\max}}{A} = \frac{(\mu+1)(1-e)\zeta\pi}{2\mu(1+e) + \zeta\pi(1-e-2\mu e)} \quad (15)$$

식 (15)는  $t=0$ 과  $t=\pi/\Omega$  사이에서 충돌체가 반대방향에서 순간적으로 충돌을 일으켰을 때의 변위 비로서 가장 효과적인 충격 감쇠기의 상태라고 생각할 수 있다. 따라서 이 값이 최소로 되기위해 필요한 최적간격비  $C^*$ 는 다음과 같이 유도된다.

충격 감쇠기에 의한 주진동계의 충돌은 충돌체의 변위를  $x$ 라고 하면, 다음의 조건에서 발생하게 된다.

$$x_0 - X_0 = c/2, \quad x_1 - X_1 = c/2 \quad (16)$$

충돌체의 질량  $m$ 은 양쪽면을 충돌하는 사이에는 일정한 속도  $V$ 로 이동하므로 충돌체의 속도  $V_+$ 는 다음과 같다.

$$V_+ = (x_1 - x_0)\Omega/\pi \quad (17)$$

따라서 식 (16)을 식 (17)에 대입하고 식 (3)의 조건을 이용하여 정리하면

$$V_+ = -(2X_0 - c)\Omega/\pi \quad (18)$$

식 (7)의 반발계수  $e$ 의 정의로 부터 식 (18)은 다음과 같이 된다.

$$V_+ = \frac{\dot{X}_{0+} - e\dot{X}_{1-}}{1-e} \quad (19)$$

따라서 식 (19)에 식 (12)를 대입하여 정리하면

$$V_+ = \left(\frac{1+e}{1-e-2\mu e}\right) \dot{X}_{0+} \quad (20)$$

식 (18)과 식 (20)에서 충돌체의 속도  $V_+$ 는 같으므로 충격간격  $c$ 는 다음과 같다.

$$c = B_1 \zeta - \left(\frac{1+e}{1-e-2\mu e}\right) \dot{X}_{0+}$$

충격간격  $c$ 와 정적처짐  $X_{st}$ 의 비로 무차원 간격비  $C^*$ 를 정의하면, 식 (21)과 같이 얻어진다.

$$C^* = \frac{c}{X_{st}} = \frac{\pi^2}{4\mu + 2\zeta\pi \left(\frac{1-e-2\mu e}{1+e}\right)} \quad (21)$$

여기서  $X_{st} = F_0/k$ 이다.

식 (15)와 식 (21)은  $0 < \zeta \ll 1$ 일 때의 진폭비와 최적간격비가 된다.

다음으로 주진동계의 감쇠를 무시한 경우의 공진 배율  $X'$ 와  $C^*$ 는 다음과 같이 정의된다. 즉, 공진시 비감쇠계의 특수한 경우의 응답은 다음과 같다<sup>(10)</sup>.

$$X = \left( \frac{\pi^2}{8\mu} \frac{F_0}{K} - \frac{c}{2} \right) \cos \omega t - \left( \frac{1-e-2\mu e}{1+e} \right) \frac{\pi}{4\mu} \frac{F_0}{K} \sin \omega t - \frac{F_0}{2K} \omega t \sin \omega t \quad (22)$$

$X_{\max}$ 는  $t = \pi/2\Omega$ 일 때 발생하므로

$$X_{\max} = - \left( \frac{1-e-2\mu e}{1+e} \right) \frac{\pi}{4\mu} \frac{F_0}{K} - \frac{\pi}{4} \frac{F_0}{K} \quad (23)$$

공진배율  $X'$ 를  $|X_{\max}/X_{st}|$ 로 정의하면

$$X' = \left| \frac{X_{\max}}{X_{st}} \right| = \left( \frac{1-e-2\mu e}{1+e} \right) \frac{\pi}{4\mu} + \frac{\pi}{4} \quad (24)$$

한편,  $t = \pi/2\Omega$ 일 때 최대변위가 되고, 이 때의 속도는 0이므로 식 (22)를 미분한 후  $t = \pi/2\Omega$ 를 대입하여 풀면 충돌간격  $c$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$c = \frac{F_0}{K} \left( 1 + \frac{\pi^2}{4\mu} \right)$$

충돌간격  $c$ 와 정적처짐  $X_{st}$ 의 비가  $C^*$ 이므로

$$C^* = \frac{c}{X_{st}} = 1 + \frac{\pi^2}{4\mu} \quad (25)$$

즉, 공진에서 비감쇠계 ( $\zeta=0$ )의 특별한 경우에 대하여 식 (25)와 식 (24)는 최적간격비와, 그 때의 진폭비가 된다.

### 3. 실험장치 및 실험방법

Fig. 2는 주진동계에 수직과 수평으로 충격 감쇠기를 부착한 실험장치의 개략도를 나타낸다.

주진동계는 강성  $K=1.034 \times 10^5$  N/m인 연강판

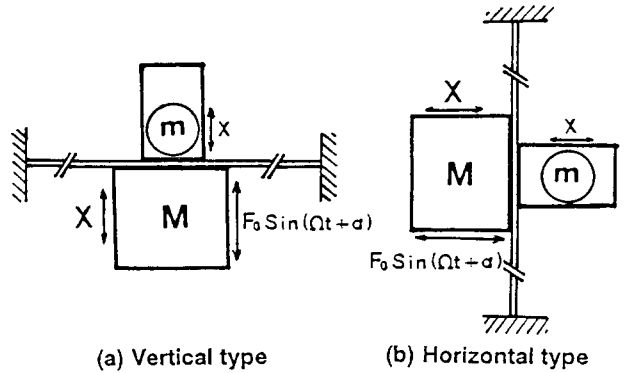


Fig. 2 Rigid impact damper

Table 1 Natural frequency

Ball diameter	Vertical type(Hz)	Horizontal type (Hz)
20mm	25.83	30.83
25mm	25.33	30.33
32mm	24.16	29.16
40mm	23.83	28.83

스프링 ( $t8.65 \times 50 \times 860$ )의 양단을 고정시켜, 중앙에 무게 23.834 N의 전동기 및 용기를 부착하였다. 주진동계는 0~3000rpm으로 회전하는 DC서보모터에 부착된 편심원판에 의해 발생하는 불평형력 (unbalance force)에 의한 원심식 가진력으로 주진동계를 가진하도록 하였다.

Fig. 2와 같이 판스프링 위에 충돌간격을 조절할 수 있는 용기를 각각 수평 및 수직으로 부착하였고, 이 경우의 각각에 대한 주진동계의 고유진동수를 측정된 결과는 Table 1과 같다.

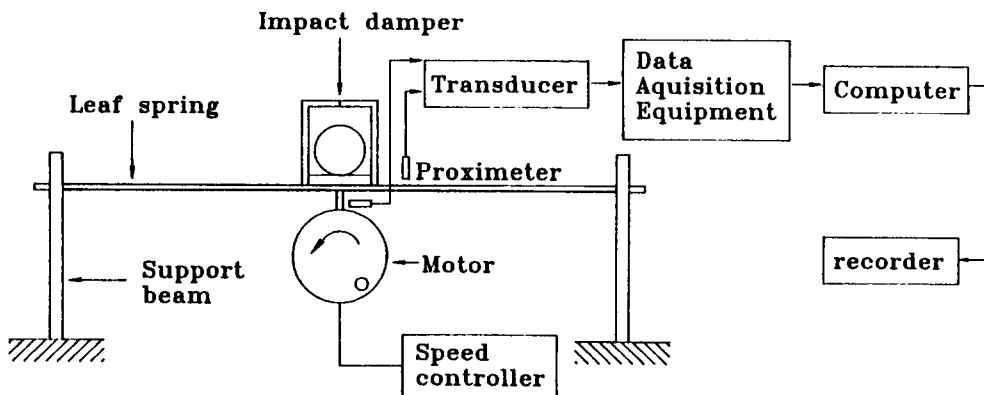


Fig. 3 Schematic diagram of measuring apparatus

**Table 2** Restitution coefficients

Material	Hs	H (mm)	h (mm)	e
SM20C	20	235	50.0	0.46
SKD11	34	235	63.5	0.52
S45C	60	235	82.5	0.59

Hs : Shore hardness.  
 H : Dropped height.  
 h : Rebounded height

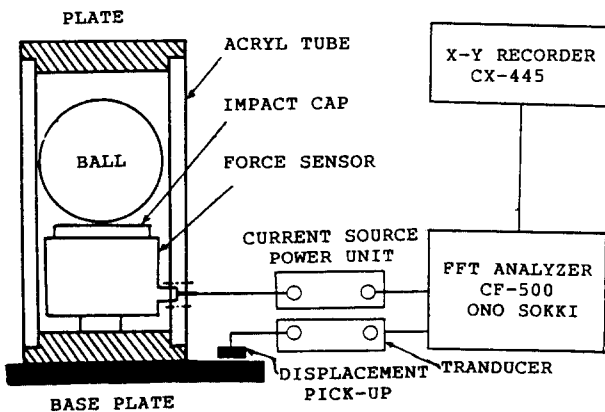
가진방법은 전동기의 회전속도를 10rpm씩 증가시켜가며 공진 회전수를 통과하게 하였으며, Fig. 3과 같이 주진동계 근처의 판 스프링 위에 비접촉식 변위계를 설치하여 변위계의 출력신호를 주파수분석기(FFT Analyzer)를 이용하여 진동특성을 분석, 검토하였다.

볼(steel ball)이 양쪽으로 이동하여 충돌하는 양쪽 면은 반발계수가 각각 다른 연강(SM20C), 탄소강(S45C), 다이스강(SKD11)을 사용하였고, 제작후 S45C와 SKD11은 담금질경화시켜 반발계수가 증가하도록 하였다. 이들 3종류의 재료에 대해 측정된 반발계수는 Table 2와 같다.

볼의 운동을 직선방향으로만 구속시키는 용기는 투명아크릴 원통을 사용함으로써 볼의 운동을 확인할 수 있도록 하였다.

볼은 20φ, 25φ, 32φ, 40φ의 4 종류의 볼을 사용하였고, 볼의 크기에 맞는 아크릴 원통의 직경도 4 종류로 제작하였다. 아크릴 원통의 높이는 볼의 크기에 따라 충돌간격(c)을 1mm부터 15mm까지 되도록 각각 10개씩 제작하였다.

그리고 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 힘 센서(force



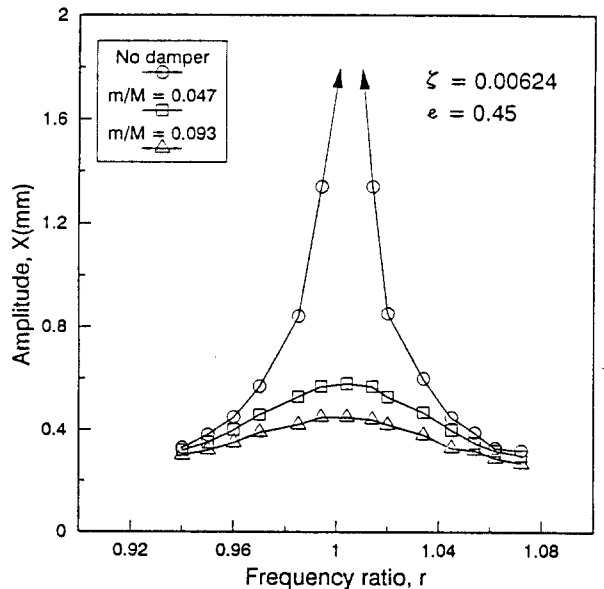
**Fig. 4** Schematic diagram for measuring apparatus of impact force

sensor)를 이용하여 수평 및 수직으로 충격 감쇠기를 부착하였을 경우의 볼의 충격력과 충돌간 시간을 측정하고, 감쇠효과에 미치는 영향을 조사해서 충격에 의한 감쇠특성을 명확히 하였다.

**4. 이론 및 실험결과의 비교고찰**

Fig. 5는 충격식 감쇠기를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우의 공진영역에서의 변위진폭을 나타낸 것이다. 적절한 충격 감쇠기를 사용함으로써 그림과 같이 공진영역에서의 과대한 진동변위를 효과적으로 경감시킬 수 있음을 잘 보여주고 있다.

Fig. 6은 4종류의 질량비( $\mu$ )의 경우에 충돌간격(c)의 변화에 대한 주진동계의 최대진폭의 크기를 나타낸 것이다. 그림 (a)는 수직방향으로 충격 감쇠기를 설치하였을 경우로, 질량비를 증가시키고 충돌간격을 적게할 수록 최대진폭은 작아진다. 즉, 질량비가 가장 큰 0.093일 때 충돌간격 2mm에서 최대진폭은 0.95mm까지 낮아진다. 질량비가 0.047, 0.027, 0.0114로 작아짐에 따라 최대진폭이 가장 작아지는 최적충돌간격은 각각 4.5mm, 5mm, 6mm로 커지게 되며, 그 때의 최대진폭도 1.1mm, 1.15mm, 1.19mm로 커지고 있다. 그림 (b)는 수평방향으로 충격 감쇠기를 설치한 경우이다. 수평의 경우는 질량비와 충돌간격의 영향이 더욱 커져서 질량비가 0.093일 때 충돌간격 1mm에서 최대진폭은 0.4mm까지 낮아지고, 질량비가 0.047, 0.027, 0.0114



**Fig. 5** Response curves of the impact damper

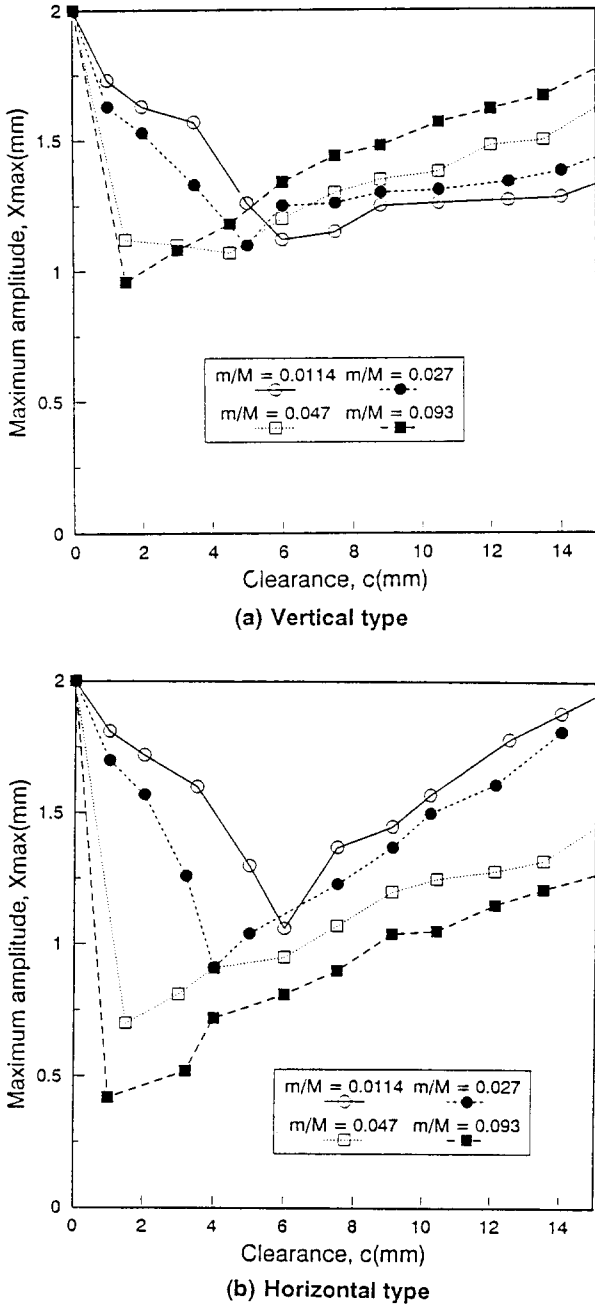


Fig. 6 Maximum amplitude with impact clearance

로 작아짐에 따라 최적충돌간격은 2mm, 4mm, 6mm로 커지게 되며, 그 때의 최대진폭도 0.7mm, 0.9mm, 1.08mm로 커진다. 즉, 질량비가 증가할수록 최대진폭이 가장 적게되는 최적충돌간격은 작아지고, 최대진폭이 감소하여 진폭억제 효과가 양호하게 됨을 알 수 있다. 더욱이 수평방향의 경우가 수직방향의 경우보다 감쇠효과가 훨씬 양호한데 이는 이론에서 설명한 바와 같이 한 주기당 두번의 충돌

이 똑같은 충격량으로 발생할 때 주진동계의 기진력을 가장 효과적으로 없애줄 수 있으나, 수직의 경우는 볼의 자중으로 인해 하부면 충돌시의 충돌력이 상부면과의 충돌력보다 크게 되어 한사이클당의 충돌력의 불균형 때문이라고 생각된다. 또한, 질량비가 크고 간격이 좁아질수록 약간의 진동 진폭이 생기더라도 볼의 질량에 의한 운동량이 크고, 좁은 간격사이에서 연속적으로 부드럽게 충돌을 일으켜 감쇠작용을 원활히 하여 공진피크가 아주 작게 되어 공진영역을 통과하게 된다. 그러나 충돌간격이 넓어질수록 볼이 이동하는 거리는 점차 커지고, 반면 운동량의 증가로 볼은 양면을 강하게 충돌하여 큰 진폭은 효과적으로 감소시키나 진폭이 줄어들면, 볼의 충돌은 멈추게 되고 충돌이 멈추면 다시 진폭이 커지는 맥놀이(울림) 같은 현상이 나타나게 된다. 한편 질량비가 작은 경우는 간격이 적으면 볼의 충격력이 약하며 충돌주기도 부적당하여 진폭억제 효과가 불량하고 어느 정도의 간격이 주어졌을 때, 충돌주기에 대응하는 크기의 충격력에 의해 진동진폭을 효과적으로 감소시키게 된다. 그러나 간격이 더 커지면 충돌하는데 충돌력과 위상차가 변하게 되어 진폭억제 효과는 다시 나빠진다. 또한 그림에서 충돌간격에 따른 최대진폭의 변화를 살펴보면 그림 (b)의 수평방향 감쇠기는 어느 간격에서나 질량비에 따라 거의 선형적으로 진폭이 감소하여감을 쉽게 알 수 있으나, 그림 (a)의 수직방향 경우는 최적충돌간격을 지나면, 질량비가 커질수록 똑같은 충돌간격에서 진폭의 크기가 더 크게됨을 나타내고 있다. 이것도 수직용기의 경우, 볼의 무게에 의해 하측방향으로 더 세게 충격력이 작용하므로 오히려 볼의 무게가 클수록 진폭감소에 도움이 되지 않음을 알 수 있다.

Fig. 7은 충돌간격의 변화에 따른 충격력과 충돌주기를 측정한 것이다. 그림 (a)는 볼의 크기가 32mm이고 충격 감쇠기를 주진동계에 수평으로 부착한 경우이다. 충돌간격이 1.5mm일 때 충돌주기는 43.2ms~43.6ms로 거의 일정한 충돌이 일어났으나, 충돌간격이 2.5mm, 3.5mm, 4.5mm로 증가함에 따라 충돌주기는 각각 39~44ms, 40~45ms, 34~45ms가 되어 충돌간격이 커질수록 충돌주기의 변화가 커지고 있다. 또, 충돌간격의 증가에 따라 충돌력도 각 충돌력의 크기가 충돌간격이 적을 때는 거의 같으나, 충돌간격이 커짐에 따라 충돌력이 각각 차이가 커짐을 알 수 있다. 여기에서도 질량비가 크고 충돌간격이 좁으면 등간격의 연속적인 같은 크기의 충돌

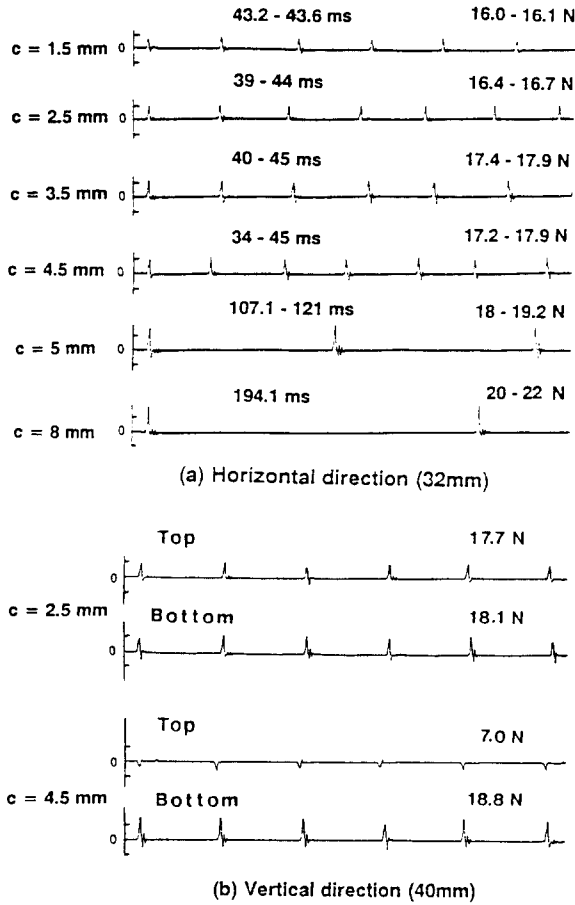
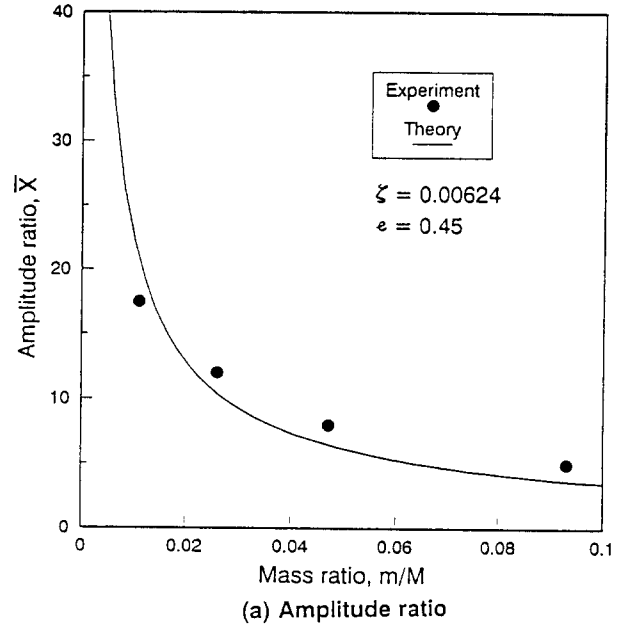
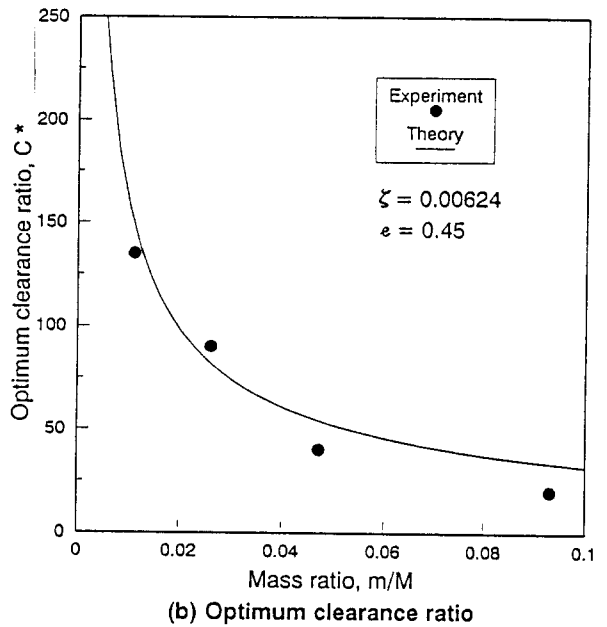


Fig. 7 Impact force

력이 많이 생기게되어 공진시 진폭억제효과가 탁월하게 된다. 그러나 충돌간격이 크면 충돌력은 커지나 충돌력과 충돌주기가 고르지 않고 충돌시간이 길어져 진폭감소효과가 줄어든다. 그러므로 질량비의 변화에 따라 주진동계와 볼의 위상차때문에 최적간격의 조건이 주어진다는 것을 알 수 있다. 즉, 충돌력의 실험에 의해서도 최적충돌간격은 충격량과 충돌간격이 연속적으로 거의 같은 경우이었다. 최적조건이 아닐 때는 충돌력과 충돌간격이 일정하지 않고 충돌력의 크기와 충돌주기에 변화함을 알 수 있다. 또한 그림 (b)는 볼의 크기가 40mm이고 수직방향으로 감쇠기를 설치하였을 경우, 상·하부의 충돌면에 대한 충돌력을 측정한 것이다. 충돌간격이 2.5 mm에서는 위와 아래의 평균충돌력은 17.7N과 18.1 N으로 별로 차이가 없었으나 충돌간격이 4.5mm인 경우는 7.0N과 18.8N으로 아래쪽의 충돌력이 훨씬 크다. 따라서, 수직방향으로 감쇠기를 부착하였을 경우에는 자중에 의해 아랫면의 충돌력이 윗면보다



(a) Amplitude ratio



(b) Optimum clearance ratio

Fig. 8 Amplitude and optimum clearance ratio of impact damper with mass ratio

크고, 이 때 충돌간격이 크면 클수록 차이가 커져 진폭억제효과가 더욱 감소함을 나타내고 있다.

Fig. 8은 충돌면이 연강(SM20C)인 경우, 질량비에 대한 진폭비( $\bar{X}$ )와 최적충돌간격( $c^*$ )을 무차원으로 나타낸 것으로 이론과 실험결과를 비교한 것이다. 그림 (a)는 질량비에 대한 진폭비를, 그림 (b)는 질량비에 대한 최적간격비를 나타냈다. 이 경우

계측에 의한 주진동계의 감쇠비는 0.00624이었고, 연강의 반발계수는 약 0.45이었다. 그림의 이론값은 식 (15)와 식 (21)을 이용하여 구하였고, ●점은 실험에 의해 얻은 값을 표시하였다. 그림 (a), (b)에서 이론식으로 구한 값과 실험에 의해 얻어진 결과의 경향이 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 본 이론의 근사식은 공진부근에서의 공진변위를 억제시키는 최

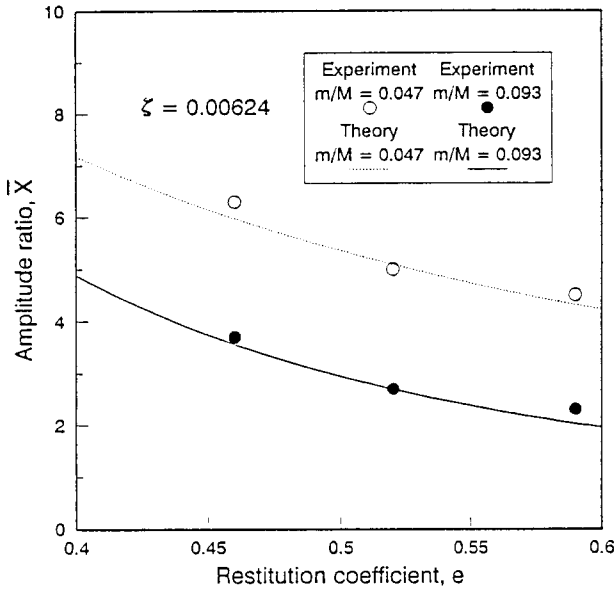


Fig. 9 Comparison of theoretical and experimental results with restitution coefficient

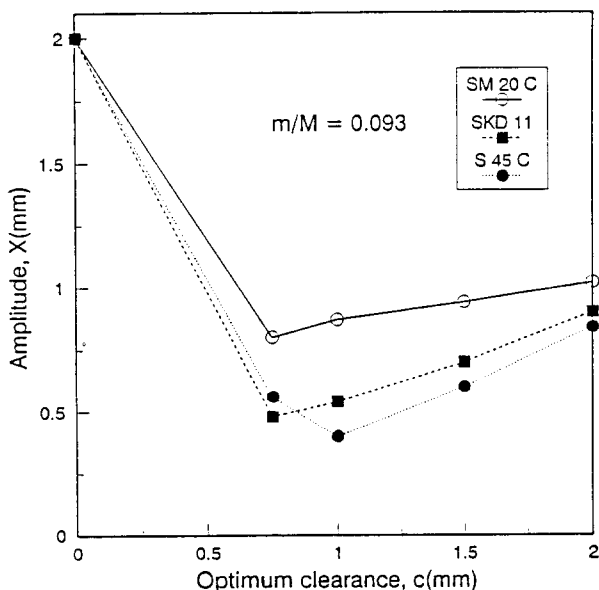


Fig. 10 Amplitude for clearance with restitution coefficient

적충돌간격과 그때의 대략의 진폭크기 추정에 효과적으로 이용될 수 있으리라 생각된다. 그림에서 이론치와 실험값이 약간의 차이가 나고 있는 것은 실험으로 계측된 반발계수를 사용하였고, 매개변수에서의 약간의 불일치가 있기때문으로 판단된다. 이 그림에서도 질량비를 크게할 수 있도록 최적충돌간격은 작게되고 진폭 감소효과가 양호하게 됨을 잘 알 수 있다.

Fig. 9는 반발계수의 변화에 따른 최대진폭비의 크기를 두 종류의 질량비에 대해 나타낸 것으로 선은 이론을, 점은 실험의 결과이다. 반발계수를 크게 하면 진폭감소효과가 질량비를 증가시킨 것과 같이 더욱 좋아짐을 알 수 있다.

Fig. 10은 최적충돌간격과 반발계수의 관계를 진폭의 크기로 나타낸 것이다. 반발계수가 크면 충돌간격이 약간 커지더라도 진폭감소효과가 좋아져서 양호한 충격 감쇠기가 될 수 있다는 것을 알 수 있다. 이는 반발계수가 크면 볼 자체의 운동량이 커져서 최적간격에서 공진시 진동진폭을 효과적으로 감소시키는 작용 때문이라고 생각된다.

### 5. 결 론

가진력을 받는 주진동계에 충격식 감쇠기를 부착하여, 공진변위의 억제 효과를 규명하기 위한 이론 해석과 실험에서 얻어진 결론을 요약하면 아래와 같다.

- (1) 비감쇠(undamped)계의 경우와 과소감쇠(underdamped)계의 경우에 대한 최적충돌간격비와 최대진폭비를 이론적으로 구하고, 실험과 비교하여 정량적으로 잘 일치함을 확인하였다.
- (2) 동일한 조건에서 질량비를 크게 할수록 최적충돌간격이 좁아지고, 진폭 억제효과가 양호하였다.
- (3) 충격 감쇠기를 수직방향으로 설치하였을 경우, 볼의 자중에 의한 영향 때문에 감쇠효과가 수평방향의 경우보다 적어진다.
- (4) 수직형 충격 감쇠기의 경우, 충돌간격과 질량비가 커질수록 진폭은 증가한다.
- (5) 반발계수가 커지면 질량비를 크게 한 것과 같이 더욱 효과가 양호함을 알 수 있다.

### 후 기

본 연구의 일부는 (사)늘원문화재단의 학술연구비 지원에 의해 연구되었으며, 재단 및 관계자 여러분



에게 심심한 사의를 표합니다.

참고문헌

- (1) Arnold, R. N., 1957, "Response of an Impact Vibration Absorber to Forced Vibration", 9th International Congress of Applied Mechanics, Vol. 7. pp. 395~418.
- (2) Kaper, H. G., 1961, "The Behavior of a Mass-Spring System Provided with a Discontinuous Dynamic Vibration Absorber", Applied Scientific Research, Series A, Vol. 10, pp. 369~383.
- (3) Egle, D. M., 1967, "An Investigation of an Impact Vibration Absorber", Transation of the ASME Journal of Engineering for Industry 89, pp. 653~661.
- (4) Seto, K. and Yamashita, S., 1985, Vibration Control of Multi-Degree of Freedom System by Dynamic Absorbers, JSME, Vol. 52, 481, pp. 2318~2325.
- (5) Yoshida, K., Shimogo, T. and Nishimura, H., 1986 "Optimal Control of Random Vibration by the use of an Active Dynamic Vibration Absorber" JSME, Vol. 53, 495, pp. 2310~2317.
- (6) Lieber, P. and Jensen, D. P., 1945, "An Acceleration Damper: Development, Design, and Some Application", Trans. ASME, Vol. 67, pp. 523~530.
- (7) McGoldrick, R. T., 1952, "Experiments with an Impact Vibration Damper", David Taylor Model Basin Report No. 816. pp. 12.
- (8) Vigness, I., 1954, "Bouncing and Rotation Excited by Vibration", Naval Reserch Laboratory Report 4358, Washington D.C., May.
- (9) Grubin, C., 1956, "On the Theory of the Acceleration Damper", Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 23, 78, pp. 373~378.
- (10) Warburton, G. B., 1957, Discussion of Grubin C., "On the Theory of the Acceleration Damper", Trans. ASME, Journal of Applied Machanics, Vol. 24, 79, pp. 322~324.
- (11) Stuttgart, R. and Menges, T., 1957, "Entwicklung Versuchseinrichtung zur Ermittling der Sprodbbruchneigung bie hohen Beanspruch.", Arch. fur das Eisenhuttarwesen 28, 1, 5, pp. 31~39.
- (12) 양보석, 김종완, 김원철, 1992, "자유질량체를 갖는 충격식 흡진기의 특성에 관한 실험적 연구", Vol. 9, No. 1, 한국정밀공학회지, pp. 75~81.
- (13) Hunt, J. B., 1979, "Dynamic Vibration Absorbers", Mechanical Engineerng Publications Ltd., London, pp. 87~90.