

# 충격식 진동흡수기의 개발 및 응용에 관한 연구\*

— 제1보 자유질량체가 球型인 경우 —

김 동 조\*\*

(1993년 8월 23일 접수)

## Development and application of impact vibration absorber

Dong-Jo Kim\*\*

Key Words : Impact Damping(충격감쇠), Strenght of Impact(충격강도), Exciting Force(가진력), Equivalent Mass(등가질량), Frequency Ratio(진동수 比)

### Abstract

The simplest vibration absorber is the impact damper which consists of a small mass allowed to impact between two gaps so that energy is dissipated by conversion into noise and heat.

Impact damping is a passive vibration control technique to attenuate the vibrations of lightly damped. It has been investigated to reduce the excessive vibrations of turbin blades, radar antennas, machine tools and tall light poles.

In this paper, the efficiency of impact vibration absorber was investigated. A steady state vibration of two equispaced impacts per cycle was assumed. The analysis based on the assumption has been considered and the theory is examined experimentally.

### 기 호 설 명

C : 주진동계의 감쇠계수(Damping coefficient of the main system)  
d : 자유질량의 충돌간격(Collision clearance of

free mass)  
e : 반발계수(Coefficient of restitution)  
F : 충격력(Impact force)  
I : 충격강도(Strength of impact)  
K : 주진동계의 스프링상수(Spring constant of the main system)

\* 이 논문은 1991년도 교육부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모(지방대학육성)과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었음

\*\* 부산공업대학교 기계공학과

- M : 주진동계의 등가질량(Equivalent mass of the main system)  
 m : 진동흡수기의 자유질량(Free mass of impact damper)  
 P<sub>0</sub> : 최대가진력(Maximum exciting force)  
 p : d/x<sub>0</sub>(Nondimensional parameter of system)  
 r : 진동수 비(=ω/ω<sub>n</sub>, Frequency ratio)  
 T : 진동의 주기(Period of vibration)  
 V : 자유질량체의 속도(Velocity of free mass)  
 x : 진동계의 변위(Displacement of the vibrating system)  
 x<sub>0</sub> : 정적처짐(Static deflection)  
 x<sub>c</sub> : 충격지점의 변위(Displacement at impact)  
 α : 외력과 충격의 위상차(Phase angle between the exciting force and impact)  
 δ : 충격변수(I/P<sub>0</sub>T, Impact parameter)  
 θ : πT/2(Half angle of impact)  
 λ : x/x<sub>0</sub>(Nondimensional parameter of displacement)  
 μ : m/M(Mass ratio)  
 τ : 충격력의 작용시간(Duration of impact)  
 ω : 계의 고유각진동수(Natural angular frequency of the system)

## 1. 서 론

기계나 구조물이 외력에 의해 강제진동을 할때 공진영역에서는 과도한 진동을 일으키며 이러한 진동은 기계의 성능 및 수명에 치명적 손상을 끼치는 원인이 된다. 실제로 제작된 진동계의 구조변경이 경제적 이유나 구조상 어려울 경우 또는 외력의 주기가 일정하지 않을 경우 과도한 진동은 감쇠장치에 의해 억제할 수 밖에 없기 때문에, 종래의 감쇠장치와 비교하여 구조나 설계가 보다 간편한 감쇠장치의 개발은 진동문제 해결의 중요 과제이다.<sup>1), 2), 3)</sup>

충격식 진동흡수기는 비교적 작은 질량체가 진동계의 운동과 반대 방향으로 충격을 일으키므로써 주진동계의 진동에너지를 흡수하여 감쇠효과를 얻게하는 장치이다. 충격력은 운동의 속도를 변화시키기 때문에 충격식 진동흡수기를 일명 가

속도 감쇠기라 부르기도 하며, 터빈의 블레이드, 레이더의 안테나 등 간단한 구조물의 과도한 진동을 억제하는데 응용하기 위하여 이에 관한 실험적 연구가 진행되고 있다.

Sadek<sup>4)</sup>은 1자유도의 질량-스프링 진동계에 편심 원판에 의한 강제진동을 유발하고 충돌간격을 갖는 컨테이너(container)안에서 질량체가 피동적으로 충격을 일으키도록 하여 공진 영역에서의 감쇠 효과에 관하여 연구하였다. 컨테이너의 양면에 질량체가 부딪치는 시간과 속도를 등간격 및 등속도가 아닌 것으로 가정하고 이론해석을 전개하였으나 이론식이 너무 복잡하고 실험 결과와 잘 일치하지 않는 것으로 생각된다.

Egle<sup>5)</sup>은 1자유도 진동계의 강제진동에 대하여 등간격 충격을 가정하여 이론 전개를 하였으나 실험결과와 일치할 보지 못하고 이론적 해설 결과에 모순점이 지적되었다.

Semercigil과 Popplewell<sup>6)</sup>은 이론 해석을 생각하고 랜덤(random)진동에 대한 충격감쇠기의 유용성에 관한 실험적 연구를 행하였는데, 충격물체로서의 자유 질량체를 단일 물체로 하지 않고 소위 빈-백(bean-bag)이라 부르는 주머니속에 여러개의 작은 질량체를 담은 감쇠기를 이용하였다. 비교적 넓은 주파수 영역에 걸쳐 bean bag 감쇠장치의 감쇠효과가 우수한 것으로 알려지고 있다.

최근 국내에서는 梁<sup>7), 8)</sup>등에 의하여 충격식 감쇠기 및 동흡진기의 개발과 응용에 관한 기초적 실험연구가 진행되고 있고 상당한 기술축적이 이루어진 것으로 알려지고 있다.

본 연구에서는 Sadek과 같은 방법으로 운동방정식을 세웠으나 주진동계의 한 주기동안에 두번 일어나는 충격의 시간 간격은 등간격으로 가정하여 이론 해석을 전개하였다. 이론식을 전개함에 있어서 충격파의 수학적 모델에 엄밀한 정확성을 기대하기 어렵고 피동적으로 운동하게 되는 자유질량체의 운동은 주진동계의 진동에너지가 일정 범위를 넘을때 가능하기 때문에 운동방정식의 성립과 한계 영역의 결정에 어려움이 있어 이론 해석의 결과를 도출하는데는 한계가 있을수 밖에 없었다. 따라서 진동의 수학적 모델에서 최적 변

수를 확정하지 않고 질량체의 크기 및 충돌간격의 크기를 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 대체적인 범위를 정하고 이를 실험결과와 병행해서 고찰하는 연구를 실시하였다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 진동계의 운동방정식

진동계의 기본적인 모델은 Fig.1 과 같다. 충격식 진동흡수기에서 발생하는 충격력(F)과 가진력(P<sub>0</sub>)의 위상차를 α라 하면 주진동계의 운동방정식은 다음 식(1)과 같다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P_0 \cos(\omega t + \alpha) + F(t) \dots\dots\dots (1)$$

여기서 충격력 F(t)를 矩形波로 가정하고 연속함수로 나타내기 위하여 Fourier급수로 표현하면 다음 식(2)와 같다.

$$F(t) = 4I/T \sum \{(\sin n\theta)/n\omega\} \cdot \cos n\omega t \dots (2)$$

단 n=1, 3, 5, ..., ∞

식(2)를 식(1)에 대입하고 그 解를 무차원 함수로 표시하면 다음 식(3)과 같이 된다.

$$\lambda = Z_1 \cos(\omega t + \alpha - \phi_1) + 4\delta \sum Z_n \{(\sin n\theta)/n\omega\} \cos(n\omega t - \phi_n) \dots\dots\dots (3)$$

단 n=1, 3, 5, ..., ∞

여기서 λ=xK/P<sub>0</sub>, δ=I/P<sub>0</sub>T

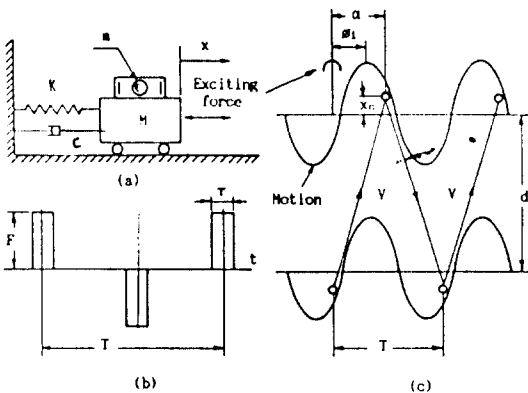


Fig. 1 Showing the vibroimpact system.

$$Z_n = 1/\sqrt{(1-n^2r^2)^2 + (2n\zeta r)^2}$$

$$\tan \phi_n = 2\zeta nr/(1-n^2r^2)$$

### 2.2 충격강도

자유질량체가 주진동계의 변위에 대응하여 콘테이너(container)의 양단을 충돌할 때 충돌 전후의 속도가 방향만 반대이고 크기가 일정하다고 가정하면 충격강도(I)는 다음 식(4)와 같이 된다.

$$I = 2 \cdot m \cdot V \dots\dots\dots (4)$$

한편 1/2 주기동안 자유질량이 이동하는 거리는 충돌간격(d)에 충돌지점의 변위 x<sub>c</sub>의 2배를 합한 거리이므로, 자유질량체의 속도 V는 다음 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V = 2 \cdot (d + 2x_c)/T \dots\dots\dots (5)$$

식(2)로부터 x<sub>c</sub>를 구하고 식(4)와 식(5)를 결합하여 정리하면 다음 식(6)을 얻는다.

$$\delta = \{2Z_1 \cos(\alpha - \phi_1) + p / [P_0 T \pi / 2m\omega\alpha_0] - 8 \sum Z_n \cos\phi_n\} \dots\dots\dots (6)$$

여기서 δ는 I를 포함하고 있고 p는 충돌간격 d의 무차원수이므로 충격강도 I는 가진력과 충격의 위상차 α와, 충돌간격 d의 함수로 나타남을 알 수 있다.

그리고 충돌 전후의 진동속도를  $\dot{x}_1, \dot{x}_2$ , 반발계수를 e라 하면

$$I = M(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \dots\dots\dots (7)$$

$$e = (V + \dot{x}_2)/(V - \dot{x}_1) \dots\dots\dots (8)$$

의 관계식이 성립하므로 (7)과 (8) 식에서  $\dot{x}_2$ 를 소거하면 식(9)를 얻는다.

$$\dot{x}_1 = -\{1/(2mR) + 1/M(1+e)\}P_0 T \delta \dots\dots\dots (9)$$

식 (3)에서 x=λ·x<sub>0</sub>이므로  $\dot{x}_1$ 를 구하여 식 (9)와 결합하면 δ에 관한 다음 식 (10)을 얻는다.

$$\delta = z_1 \sin(\alpha - \phi_1) / (Q + 4 \sum Z_n \cdot n \cdot \sin\phi_n) \dots\dots\dots (10)$$

단, Q=(P<sub>0</sub>T/ωα<sub>0</sub>R) · (/2m+1/(1-e) · 1/M)

식(10)은  $\delta$ 와  $\alpha$ 가 함수관계에 있음을 보여준다.

### 2.3 시뮬레이션

식(10)에서  $\alpha$ 가  $\pi/2 < \alpha < \pi$  구간에서 증가할 때  $\delta$ 도 증가한다. 한편 식(6)에서는  $\alpha$ 가 증가함에 따라  $\delta$ 는 감소하는 경향에 있다. 그런데 식(10)

에는  $p$ 항이 없으므로 먼저 식(10)에서 임의의  $\alpha$  값에 대한  $\delta$  값을 구하고 그  $\alpha$ 와  $\delta$ 를 식(6)에 대입하므로써  $p$ 값을 구할 수 있다. 이렇게 구하여진 매개 변수들을 식(3)에 대입하여 무차원 변위  $\lambda$ 의 변화를 살펴보았다. 이 과정은 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션에 의하여 실행하였으며 그 결과는 Fig. 2와 Fig. 3에서 보는 바와 같다.

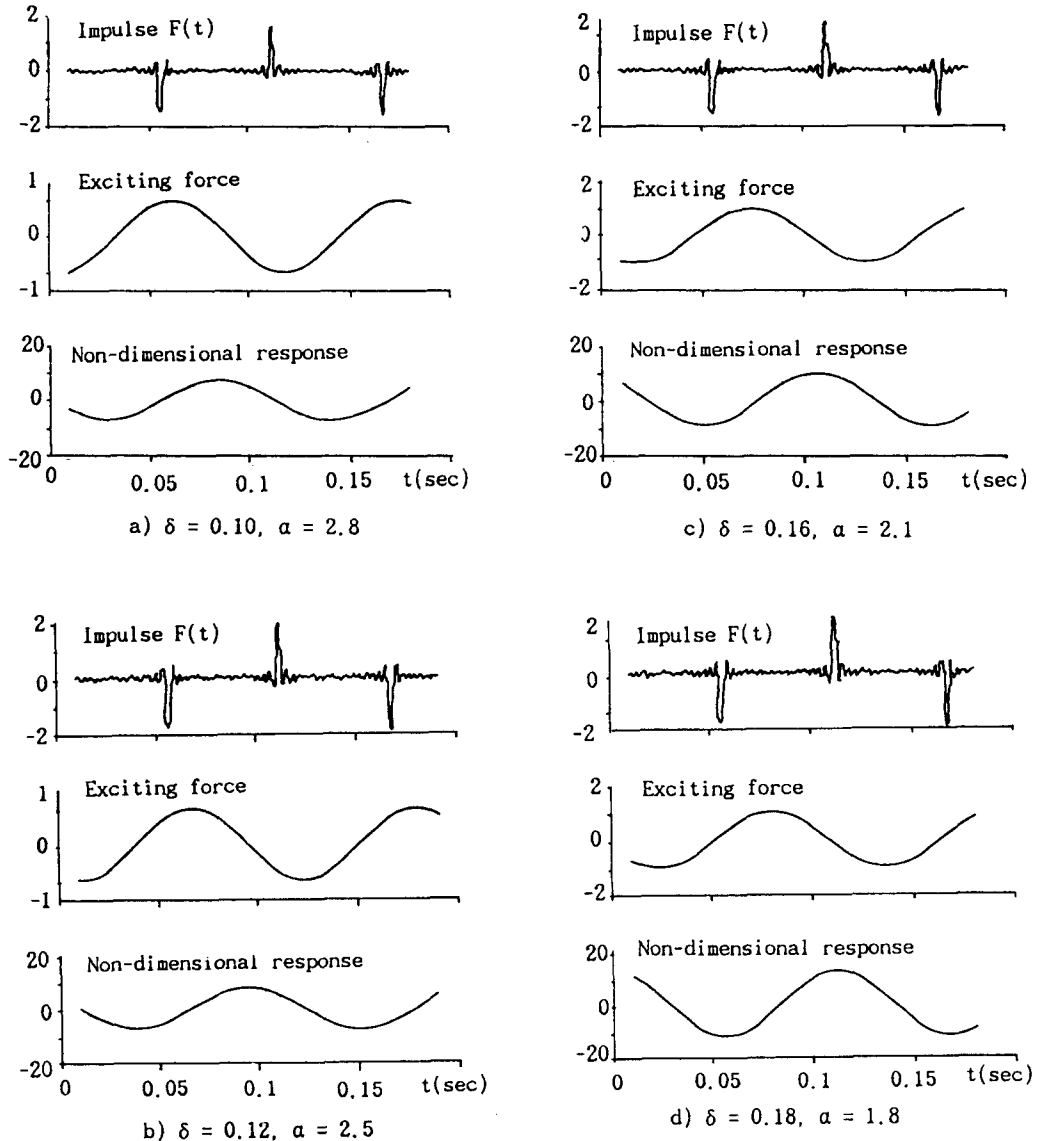


Fig. 2 Impact wave form and non-dimensional response for both  $\delta$  and  $\alpha$

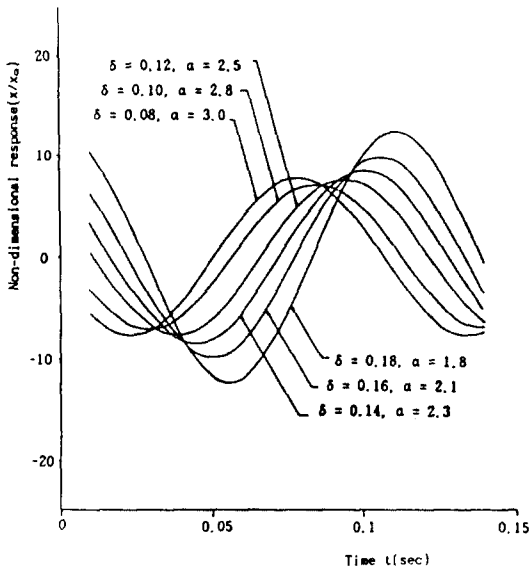


Fig. 3 Variation of amplitude for both  $\alpha$  and  $\delta$ .

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 4와 같다. 주진동계의 질량체 左右端에 두개의 코일스프링(helical spring)으로 수평이 되도록 고정하고 연직방향으로는 板스프링(leaf spring)을 설치하여 질량체가 좌우방향으로 진동할 수 있도록 구속하였다. 그리고 주진동계에 가진력(exciting force)을 제공하기 위하여 속도조절이 가능한 직류전동기(D.C. motor)를 설치하였다. 직류전동기의 회전축에 편심 회전원판을 부착하고 편심에 의한 변위가 코일스프링을 통하여 진동계에 전달 되도록 장치하였다.

진동흡수기로서의 콘테이너는 직경이 30, 36 및 42mm가 되도록 軟鋼으로 제작하고 한쪽 끝에는 나사를 장치하여 충돌간격을 조절할 수 있도록 하였다. 충격용 자유질량체는 상용 볼 베어링(ball bearing)용의 볼을 이용하였으며 그 치수는 직경이 약 28mm에서 40mm까지의 크기로 하였다.

진동계측을 위해 Vibration-Spike Energy Dete-

ctor(IRD Mechanalysis, Model-810M)와 와전류형 비접촉식 변위계(BENTLY NEVADA, 7200 series)를 사용하였으며, 계측기의 출력신호는 PCLD-789 AMP 및 Mux Board(MINMAX, S210 RA)를 거쳐 Multi-Lab-Card(PCL-711S)가 장착된 퍼스널컴퓨터에서 측정 데이터를 처리하였다.

#### 3.2 자유질량이 움직일 수 없는 상태

##### 3.2.1 자유질량이 움직일 수 없는 상태

진동계의 요소를 결정하기 위하여 진동흡수기의 가동을 정지시킨 상태에서 고유진동수를 측정하고 감쇠정도를 측정하여 등가질량, 등가스프링 상수, 등가점성감쇠계수를 산출하였다. 그 결과는 다음과 같다.

$$\omega_n = 56.55 \text{ rad/sec}, \zeta = 0.04$$

$$K = 11.032 \text{ N/mm}, M = 3.45 \text{ kg}$$

그리고 공진영역을 확인하기 위하여 가진력의 주파수를 직류전동기에 의해 조절하고 진동이 가장 격심할 때의 주파수를 공진주파수로 가정하였다. 가진기에 부착된 편심원판의 편심량은  $1 \text{ mm}$ 이다.

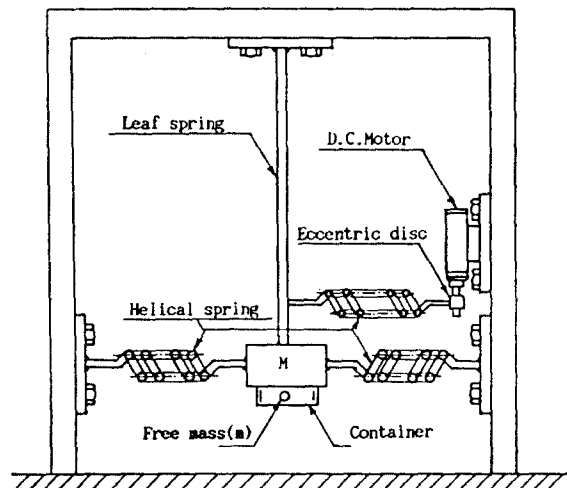


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus.

3.2.2 자유질량이 움직일 수 있는 상태

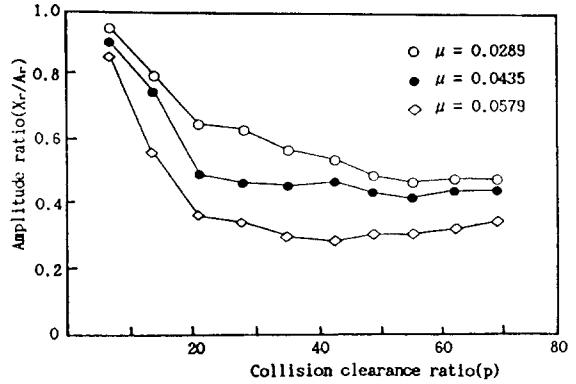
진동흡수기의 자유질량체가 콘테이너의 좌우 벽에 부딪쳐 충돌할 때 균일한 충격이 일어나도록 자유질량체는 鋼球를 사용하였으며 마찰저항은 무시하였다. 자유질량체의 질량은 100~320g 인 것을 사용하였으며 각각의 경우 충돌간격을 0~20mm에 걸쳐 변화시키면서 강제진동의 공진 영역에서의 감쇠효과를 관찰하였다. 그리고 가진기에 연결된 스프링의 스프링상수를 3.2N/mm로 하였으므로 진동계의 정적처짐  $x_0$ 는 0.29mm이다. 따라서 충돌간격의 변화구간을 무차원수(p)로 나타내면 p는 0~69 구간에서 변화한다.

4. 실험결과

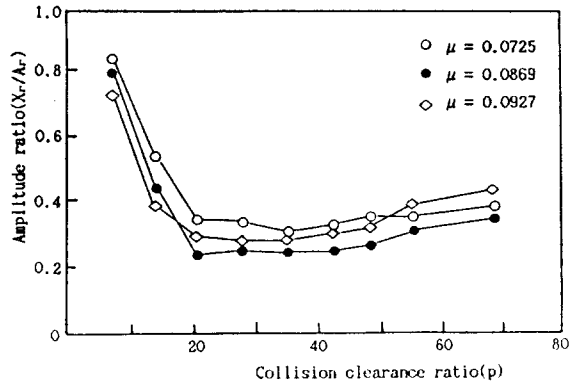
본 실험에서는 충돌간격(d) 및 자유질량(m)의 크기를 변수로 하여 실험을 수행하였다. 無次元化하기 위하여 충돌간격을 정적처짐( $x_0$ )에 대한 비(p)로 변환시키고 자유질량은 주진동계의 등가 질량(M)에 대한 질량비( $\mu$ )로 변환시켜 사용하였다. 실험의 결과는 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 Ar는 자유질량 m을 고정한 상태에서의 진동계의 공진 진폭을 나타내며,  $X_r$ 은 m이 충돌을 일으키며 동작되고 있을 때의 공진진폭을 나타낸다. 그리고 실제 실험에서 조작한 충돌간격은 2mm에서 20mm까지이며, 자유질량은 100g에서 320g까지의 크기를 사용하였다. Fig. 5 (b)의 결과를 보면 질량비가 0.0869 일때, p가 20에서 30 즉, 충돌간격 d가 약 6mm-9mm 영역에서 감쇠 효과가 가장 크며 최대 공진진폭의 약 1/4로 진폭이 감쇠됨을 알 수 있다.

5. 고 찰

질량-스프링으로 구성된 진동실험장치에서 강제진동을 유발하고, 공진영역에서 충격식 진동흡수기의 효과를 실험하였다. 실험결과인 Fig. 5를 살펴보면 대체적으로 p의 증가에 따라 공진진폭이 현저하게 감소하다가 일정범위를 지나면 진폭이 약간 증가하는 경향을 보이고 있다.



(a)



(b)

Fig. 5 Effect of collision clearance on vibration amplitude.

이러한 경향은 시뮬레이션에 의해 얻어진 최적 조건, 즉 Fig. 3에서 공진진폭의 감소가 가장 클 때의  $\alpha$ 와  $\delta$ 를 식(6)에 대입하여 얻는 p값과 실험에서의 최적 p값이 근사적으로 일치함을 보여주는 것이다. 그러나 구체적으로  $\alpha$ 와  $\delta$ 의 변동에 따른 이론해석과 실험결과는 일치하지 않고 있다. 그 주된 원인으로는 이론해석에서의 가정이 적합하지 못한 점과 실제 충격의 수학적 모델이 갖는 난해성 때문으로 생각된다. 그리고 충격함수  $F(t)$ 가 외력으로 간주되어 식(1)에 고려되고 있지만 충격은 진동에너지에 의하여 자유물체가 피동적으로 움직이면서 일어나기 때문에 식(1)의 성립에 무리가 있다고 여겨진다. 일단 충돌이 발생하

게 되면 진동파형은 미소하나마 선형성(linearity)을 잃게 되고 속도변화를 예측하기 어렵게 된다. 따라서 이론해석의 적용은 구체적으로 정밀한 결과를 얻기 보다는 실험조건을 얻기 위한 근사적인 매개변수의 범위 추정에 활용하는 것이 유리하다고 판단된다.

Fig.5의 (a)와 (b)를 비교해 보면, 질량비  $\mu$ 가 6% 미만일 때  $p$ 가 약 20까지 증가하는 동안 공진폭의 감소는 급격하다가  $p$ 가 20을 넘어서면 진폭비가 완만하게 감소하는 것을 알 수 있다.

$\mu$ 가 7% 이상일 때는  $p=20$ 까지 급격히 진폭비가 감소하다가 다시 약간의 증가 추세를 보이고 있으며  $\mu$ 가 약 10%를 넘어서게 되면 감쇠효과가 떨어짐을 예견할 수 있다. 실제로  $m=300g$  일 때 충돌간격을 6mm로 하였을 경우 진폭비의 감소가 가장 크게 나타났다. 그리고  $p$ 가 50 이상인 경우에는 충격이 간헐적으로 일어나는 경향이 있고 일정 진폭을 유지하지 못하여 정상상태의 진동으로 볼 수 없게 되었다.  $p$ 가 10 이하일 경우 즉, 충돌간격이 비교적 작은 경우, 감쇠효과가 적은 것은 진동이 최대 속도 근방에 도달하기 이전, 속도가 느릴 때 충격이 일어나기 때문이라고 생각된다.

## 6. 결 론

1자유도 질량-스프링 진동계에서 강제진동에 의하여 발생하는 과도한 진동을 충격식 진동흡수기로 감쇠시킬 경우, 그 효과에 대하여 이론해석과 실험을 통하여 연구한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 진동흡수기의 콘테이너 내부에서 자유질량이 충돌을 일으킬 수 있는 충격특성을 조정함으로써 공진진폭을 현저히 감소시킬 수 있다.
- 2) 이론해석에 있어 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 실험변수의 대체적 범위를 추정할 수 있다.
- 3) 자유질량의 크기를 진동계 등가질량의 약 8% 정도로 하고, 충돌간격의 정적저짐에 대한 무

차원수는 20 전후로 할 때 감쇠효과가 크다.

- 4) 기계나 구조물의 일부가 과도한 진동으로 손상을 입는 것을 예방하려 할 경우 충격식 진동흡수기가 유용할 것이다.
- 5) 향후 이론해석에 의하여 최적 감쇠조건을 찾기보다는 실험 데이터의 定量的 해석에 의한 최적조건 선정방법에 관심을 두고져 한다.

## 참 고 문 헌

- 1) S.F.Masri and A.M.Ibrahim, "Response of the Impact Damper to Stationary Random Excitation," Journal of The Acoustic Society of America, Vol. 53, pp. 200-211, 1973
- 2) C.N.Bapat and S.Sankar, "Single Unit of Impact Damper in Free and Forced Vibration," Journal of Sound and Vibration, Vol. 99, pp. 85-94, 1985
- 3) D.E.Newland, "Mechanical Vibration Analysis and Computation," Longman Scientific and Technical, 1989
- 4) M.M.Sadek, "The Behaviour of Impact Damper," Applied mechanics Group, Vol. 180, Pt1, No. 38, pp. 895-906, 1966
- 5) D.M.Egle, "An Investigation of an Impact Vibration Absorber," J. of Engineering for Industry, pp. 653-661, Nov. 1967
- 6) S.E.Semercigil and N.Popplewell, "Impact Damping of Random Vibrations," Journal of Sound and Vibration, Vol. 121, No. 1, pp. 178-184, 1988
- 7) 양보석, 김종완, 김원철, "충격식 동흡진기의 개발 및 응용에 관한 연구" 한국어업기술학회지, 제25권, 제1호, pp. 24-28, 1989
- 8) 김원철, 전순기, 양보석, 문덕홍, "충격식 감쇠기의 감쇠특성에 관한 연구" 한국소음진동공학회지, 제3권, 제1호, pp. 29-37, 1993