

가진주파수 이동현상을 이용한 저주파 가진기의 개발

Development of a Low Frequency Vibration Shaker Using Force Frequency Shifting

이 건 명[†] · L. L. Koss* · 이 정 수**

Gun-Myung Lee, L. L. Koss and Jung-Soo Lee

(2002년 10월 28일 접수 : 2003년 3월 12일 심사완료)

Key Words : Force Frequency Shifting(가진주파수 이동), Low Frequency Shaker(저주파 가진기), Time Varying Damper(가변 댐퍼), Difference Frequency(차 주파수), Moment Spectrum(모멘트 스펙트럼)

ABSTRACT

If a sinusoidal excitation force moves back and forth along a structure with a certain frequency, the structure will be excited with the difference frequency of these two frequencies. A low frequency vibration shaker has been developed using this force frequency shifting without actually moving a shaker. The shaker consists of an ordinary eccentric mass shaker, a plate, constant springs, and time varying dampers. The dampers are turned on and off in a sequential manner to simulate a traveling slide of an excitation force. The operation of the shaker is simulated by solving the equations of motion of the shaker. Characteristics of the shaker have been found and they can be utilized to design efficient low frequency shakers.

1. 서 론

빌딩, 탑, 다리와 같은 대형 구조물의 동적 거동을 실험적으로 고찰하기 위하여 이들 구조물을 가진하는 방법으로 여러 가지 방법이 사용되어 왔다.⁽¹⁾ 그 중 한 가지 방법은 불평형질량(out-of-balance mass)을 이용한 가진기를 사용하는 방법이다. 대형 구조물들은 1 Hz 이하의 매우 낮은 고유진동수를 가지고 있기 때문에 이 저주파 모드를 가진시키기 위하여 저주파수의 가진력이 필요하다.⁽²⁾ 그러나 불평형질량 가진기는 진동수의 제곱에 비례하는 가진력을 발생하기 때문에 저주파수에서 일정 크기의 가진력을 얻기 위하여는

매우 큰 불평형질량이 요구된다. 예를 들면 원자력발전소의 동적 테스트를 위하여 고안된 ANCO Mk-16에는 2000톤의 가진력을 얻기 위하여 200,000 kgm의 불평형질량이 사용되었다.⁽³⁾ 다른 형태의 가진기로는 서보 유압 가진기가 다리의 테스트를 위하여 사용되었으며, 이 가진기는 피스톤 로드 위에 설치된 관성 질량을 포함하고 있다.⁽⁴⁾ 가진기를 사용하지 않는 방법으로는 계단 이완(step relaxation) 방법이 있다.⁽⁵⁾ 이 방법에서는 케이블의 한 끝을 테스트하고자 하는 구조물에 연결하고, 다른 한 끝은 움직일 수 있는 차량과 같은 장력 발생장치에 연결한다. 장력이 일정한 값에 도달하면 기계적 링크나 퓨즈가 파열되고, 케이블은 장력 발생장치로부터 해방되어 구조물이 진동을 하게 된다. 이 방법은 높고, 가느다란 구조물에 적합하다. 대형 구조물의 가진을 위하여 이상의 방법들을 적용하는 데에는 공통적으로 대형 장비와 넓은 공간이 요구된다.

한편 저주파수의 가진력 제공을 위한 새로운 형태

[†] 책임저자, 정회원, 경상대학교 기계항공공학부

E-mail : gmlee@gsnu.ac.kr

Tel : (055) 751-5313, Fax : (055) 757-5622

* Monash 대학교 기계공학과

** 경상대학교 대학원 기계공학과

의 가진기가 제안되었으며 이 가진기는 가진주파수 이동(force frequency shifting)현상을 이용하고 있다.⁽⁶⁻⁸⁾ Fig. 1과 같이 구조물에 가진력 $F = F_0 \sin \omega_1 t$ 가 작용하고, 이 가진력의 작용점이 $s = s_0 + r \sin \omega_2 t$ 와 같이 구조물을 따라 앞뒤로 이동하면 이 구조물에는 두 개의 주파수 ω_1 와 ω_2 의 차($\omega_1 - \omega_2$)와 합($\omega_1 + \omega_2$)의 주파수를 갖는 일반화 힘(generalized force)이 작용하여 구조물을 가진하게 된다. 따라서 일반적인 불평형질량 가진기를 사용하여 이 가진기를 앞뒤로 움직이고, 두 개의 주파수를 조절함으로써 원하는 저주파수의 가진력을 얻을 수 있다. 그러나 이 방법에서는 가진기를 가진력의 방향과 직교하는 방향으로 왕복 운동시켜야 하는 불편한 점이 있다.

본 논문에서는 실제로 가진기를 움직이지 않고 가진력이 이동하는 효과를 얻을 수 있는 가진주파수 이동 가진기를 고안하였고, 시뮬레이션을 통하여 이 가진기의 성능을 고찰하였다.

2. 가진주파수 이동 가진기의 고안

가진기를 움직이지 않고 가진주파수 이동현상을 구현할 수 있는 가진기를 Fig. 2와 같이 고안하였다. 이 가진 시스템은 판과 여러 개의 스프링, 댐퍼로 이루어져 있다.

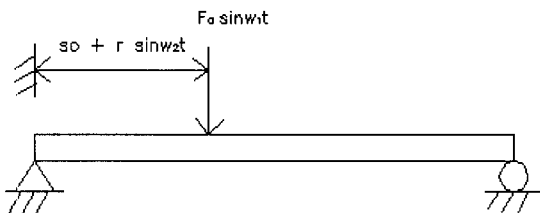


Fig. 1 Force frequency shifting with a reciprocating shaker

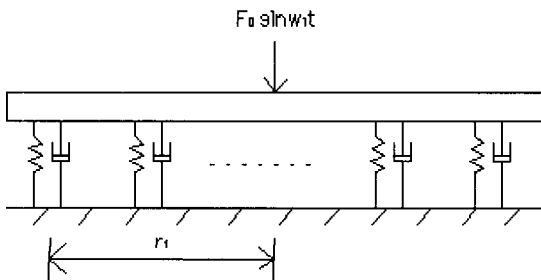


Fig. 2 A shaker composed of a plate, springs and dampers

어져 있다. 불평형질량 가진기로부터 주파수 ω_1 의 가진력이 판의 중앙에 작용하고, 임의의 한 순간에는 한 쌍의 스프링과 댐퍼만이 활동적이다. 즉 이 한 쌍의 스프링과 댐퍼만이 유한한 스프링상수와 감쇠계수를 갖고, 나머지 스프링과 댐퍼는 영의 계수를 갖는다. 활동적인 스프링과 댐퍼가 판을 따라서 ω_2 의 주파수로 변화하면 스프링력과 감쇠력은 ω_2 의 주파수로 판을 따라 움직이게 되고, 구조물에는 두 주파수의 차이인 $\omega_1 - \omega_2$ 의 주파수를 갖는 일반화 힘이 작용하리라 예측된다.

이 가진시스템의 거동을 쉽게 해석하기 위하여 판은 변형이 없는 강체로 가정하고, 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$m\ddot{x} + \sum_i c_i \dot{x} + \sum_i c_i r_i \dot{\theta} + \sum_i k_i x + \sum_i k_i r_i \theta = F_0 \sin \omega_1 t \quad (1)$$

$$J\ddot{\theta} + \sum_i c_i r_i \dot{x} + \sum_i c_i r_i^2 \dot{\theta} + \sum_i k_i r_i x + \sum_i k_i r_i^2 \theta = 0 \quad (2)$$

이 식에서 $m, J, x, \theta, F_0, k_i, c_i, r_i$ 는 각각 판의 질량과 관성모멘트, 판 중심의 수직 변위와 판의 회전 변위, 가진력의 진폭, 각 스프링과 댐퍼의 스프링상수와 감쇠계수, 그리고 판의 질량 중심으로부터의 거리를 나타낸다. 한 쌍의 스프링과 댐퍼는 판 위의 동일 지점에 부착되어 있다고 가정한다. 스프링과 댐퍼를 통하여 구조물에 전달되는 순 모멘트는 다음과 같다.

$$M_t = \sum_i c_i r_i \dot{x} + \sum_i c_i r_i^2 \dot{\theta} + \sum_i k_i r_i x + \sum_i k_i r_i^2 \theta \quad (3)$$

위의 가진시스템에서 각 스프링과 댐퍼의 스프링상수와 감쇠계수는 시간에 따라서 변화하게 되는데, 본 논문에서는 두 가지의 변화 형태를 사용하였다. 하나는 계수들이 사각파 모양으로 갑작스럽게 변화하는 형태이고, 다른 하나는 계수들이 다음 식에서 나타낸 바와 같이 부드럽게 변화하는 형태이다.

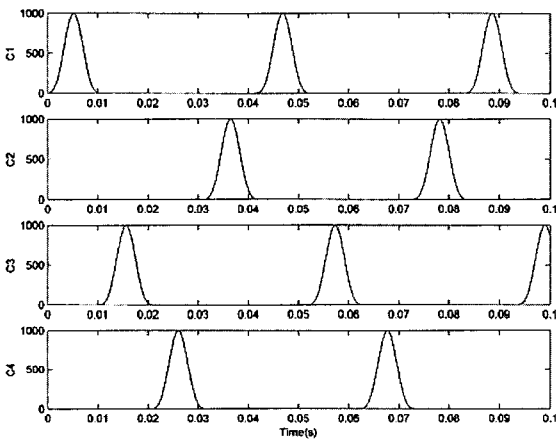
$$w(t) = 0.42 - 0.5 \cos at + 0.08 \cos 2at \quad (4)$$

위 식은 신호처리에 사용되는 Blackman 윈도우⁽⁹⁾를 나타내는 식이나 이 식을 채용한 특별한 이유는 없다. Fig. 3은 네 개의 스프링과 댐퍼를 갖는 시스템에서 감쇠계수가 두 가지 형태로 변화하는 모습을 보이고

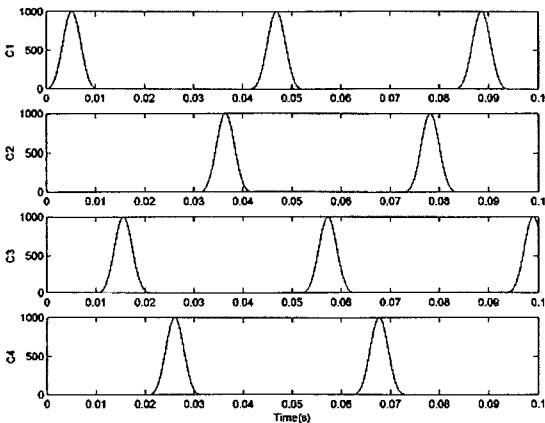
있다. 이 시스템에서 활동적인 댐퍼는 1-3-4-2-1의 순서로 변화하고 있다.

3. 시뮬레이션

고안된 가진주파수 이동 가진기의 성능을 평가하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 가진시스템의 운동 방정식 (1), (2)를 주어진 시스템 매개변수와 외력에 대하여 Matlab을 사용하여 풀고, 이 결과로부터 구조물에 전달되는 모멘트를 식 (3)을 이용하여 구하였다. 이렇게 구한 모멘트의 시간 데이터를 Fourier 변환하여 전달된 모멘트의 주파수 성분을 구하였다.



(a) Square wave variation



(b) Smooth variation

Fig. 3 Variation of the damping constants for a four damper system

3.1 7개의 스프링과 댐퍼를 갖는 가진기

(1) 스프링상수, 감쇠계수 모두 가변인 경우

가진시스템으로부터 구조물에 전달된 모멘트를 스프링과 댐퍼의 수, 그리고 시스템 매개변수의 값을 변화시켜 가며 계산하였다. 이 때 각각의 가진시스템 내에서는 동일한 스프링과 댐퍼를 사용하였다. 그 결과 어떤 경우에는 가진시스템의 응답이 발산하였고, 또 다른 경우에는 전달된 모멘트의 차 주파수 ($\omega_1 - \omega_2$)에서의 성분이 존재하기는 하나 그 크기가 다른 고주파수 성분에 비하여 매우 작았다. Fig. 4는 7개의 스프링과 댐퍼를 사용한 시스템에서 구조물에 전달된 모멘트의 주파수 스펙트럼이다. 이 시스템에서 스프링상수와 감쇠계수는 식 (4)와 같이 부드럽게 변화하였고, 사용된 시스템 매개변수는 임의로 선정되었다. 그 값들은 $m=70\text{ kg}$, $J=10\text{ kgm}^2$, $k=1 \times 10^6\text{ N/m}$, $c=1 \times 10^7\text{ Ns/m}$, $r_1=0.5\text{ m}$, $f_1=\omega_1/2\pi=25\text{ Hz}$, $f_2=\omega_2/2\pi=24\text{ Hz}$, $F_0=1000\text{ N}$ 이며, k 와 c 는 변화하는 스프링상수와 감쇠계수의 최대값이다. 또한 스프링과 댐퍼는 1-3-5-7-6-4-2-1의 순서로 활동적이 되도록 하였다. 이 경우에 차 주파수인 1Hz에서의 성분은 25.2293 Nm이나, 합 주파수인 49 Hz에서의 성분은 이보다 훨씬 큰 173.2478 Nm이었으며 이는 가장 큰 주파수 성분이었다.

(2) 스프링상수는 일정, 감쇠계수는 가변인 경우

구조물에 전달된 모멘트의 차 주파수 성분이 매우 작다는 문제점을 해결하기 위하여 다음과 같은 논리

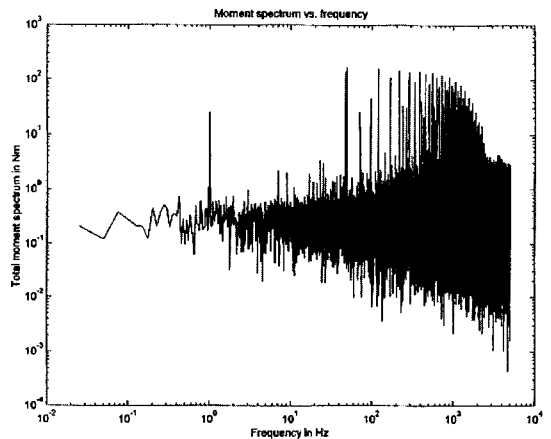


Fig. 4 Frequency spectrum of the transmitted moment for a 7-spring-damper system

에 기초하여 가진시스템을 변화시켰다. 만약 스프링상수가 시간에 대하여 일정한 값을 갖고, 감쇠력이 다른 힘들에 비하여 작다면 이 가진시스템은 사인파 가진을 받는 1자유도계처럼 거동할 것이다. 감쇠력이 작기 위해서는 감쇠계수가 작아야 하고, 판의 진동 진폭이 작아야 하며 이를 위해서는 스프링상수가 역시 작아야 한다. 이러한 조건을 만족시키며 댐퍼가 순차적으로 활동적이 되면 감쇠력은 판을 따라 이동할 것이며 가진주파수 이동현상이 나타날 것이다. 따라서 이러한 상황이 발생하기 위하여 감쇠계수와 스프링상수는 매우 작아야 한다. Fig. 4의 시스템에서 스프링상수는 $k = 1 \times 10^2 \text{ N/m}$ 의 일정한 값을 갖도록 하고, 감쇠계수는 $c = 1 \times 10^3 \text{ Ns/m}$ 로 줄이고, 나머지 매개변수는 같은 값을 사용하였으며 댐퍼는 1-3-5-7-6-4-2-1의 순서로 활동적이 되도록 하였다. 이 경우에 대한 결과가 Fig. 5에 나타나 있다. 이 경우에는 차 주파수 1 Hz에서의 성분이 7.8458 Nm로서 모든 주파수 성분 중에서 가장 컸으며, 합 주파수 49 Hz에서의 성분은 6.8774 Nm이었다. 따라서 비록 다른 주파수성분도 존재하기는 하지만 저주파수인 1 Hz에서의 모멘트성분이 가장 큰 가진기를 얻을 수 있었다. 스프링상수는 변화하지 않고, 감쇠계수만 변화하는 경우에 이처럼 요구하는 성능을 얻을 수 있고, 또 두가지 모두 변화하는 경우에 비하여 훨씬 간단하기 때문에 앞으로는 감쇠계수만 변화하는 경우를 고려하고자 한다.

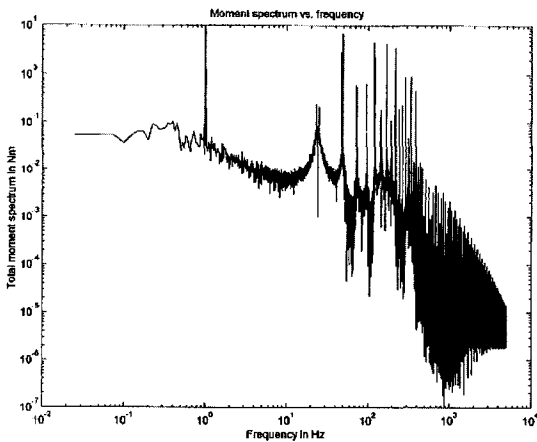


Fig. 5 Frequency spectrum of the transmitted moment when the springs have constant stiffness and the damping constants are small

감쇠계수의 시간에 대한 변화 형태가 전달된 모멘트에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 위의 시스템에 대해서 계수들의 변화 형태를 사각파 모양으로 변화시켰다. 그 결과 차 주파수에서의 성분은 10.8413 Nm으로 증가하였고, 합 주파수에서의 성분은 더욱 많이 증가하여 12.1275 Nm가 되었다. 이 가진시스템에서 차 주파수이외의 다른 주파수 성분은 최소화하는 것이 바람직하므로 본 연구에서는 계수들이 식 (4)와 같이 부드럽게 변화하는 경우만을 다룰 것이다.

3.2 시스템 매개변수의 영향

(1) 고유진동수

일정한 스프링상수와 가변 감쇠계수를 갖는 7개의 스프링과 댐퍼로 이루어진 가진시스템의 특성을 고찰하였다. 사용된 매개변수들은 $m = 70 \text{ kg}$, $J = 10 \text{ kgm}^2$, $k = 1 \times 10^3 \text{ N/m}$, $r_1 = 0.5 \text{ m}$, $f_2/f_1 = 24/25$, $F_0 = 1000 \text{ N}$ 이었다. 구조물에 전달된 모멘트의 차 주파수에서의 성분을 여러 가지 가진주파수 f_1 과 감쇠계수에 대하여 계산하였다. 그 결과를 Fig. 6과 같이 진동수비 $fr = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_{nr}}$, 감쇠비 $C = \frac{c_1}{2\sqrt{mk_1}}$ 에 대한 무차원 모멘트 $M_t^* = \frac{M_t}{F_0 r_1}$ 의 그래프로 나타내었다. 이 때 ω_{nr} 은 이 시스템의 회전모드에 대한 비감

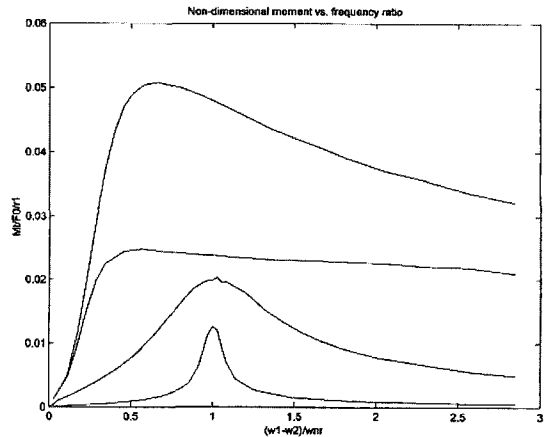


Fig. 6 Non-dimensional moment versus ratio of the difference frequency to the natural frequency of the rotational mode. Each curve from the bottom corresponds to $C = 0.1890, 1.890, 18.90,$ and $189.0,$ respectively

최 고유진동수를 의미한다. 스프링상수 k 의 동일한 스프링을 갖는 시스템에 대하여 비감쇠 시스템의 운동방정식은 비연성화(decoupled)되고, 회전모드의 고유진동수는 다음 식과 같이 구하여진다.

$$\omega_{nr} = \sqrt{\frac{k \sum r_i^2}{J}} \quad (5)$$

이 그림을 살펴보면 감쇠가 크지 않을 경우 차 주파수가 회전 모드의 고유진동수와 같을 때 차 주파수에서의 전달 모멘트는 최대가 된다는 것을 알 수 있다. 또한 전달 모멘트는 감쇠계수와 함께 증가한다. 그러나 감쇠계수가 클 경우에는 고주파수에서의 전달 모멘트 성분이 차 주파수 성분을 초과하였고, 이는 저주파수 가진기에 바람직하지 않다. 따라서 가진시스템은 회전모드의 고유진동수가 차 주파수와 같도록 설계되어야 하고, 댐퍼의 감쇠계수는 크지 않아야 한다. 이러한 특성은 시스템 매개변수가 다른 값들을 갖는 시스템의 시뮬레이션에서도 확인되었다.

(2) 기타 매개변수

고유진동수 이외의 매개변수들이 전달모멘트에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 일부 매개변수들을 앞에서 사용한 값들로부터 변화시켰다. 이 때 $c=1 \times 10^3$ Ns/m이고 $f_1=36$ Hz이었다. 이 매개변수값들은 위에서 언급한 고유진동수 조건을 만족하고, $f_2=34.56$ Hz이며 차 주파수는 1.44 Hz이다.

관성모멘트가 전달모멘트에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 관성모멘트의 값을 변화시켰다. 이때 식 (5)의 회전모드의 고유진동수가 변화하지 않도록 스프링상수를 함께 변화시켰다. 그 결과 차 주파수 1.44 Hz에서의 전달모멘트는 Table 1과 같이 관성모멘트와 함께 증가하였다. 다음에는 서로 다른 쌍의 두 주파수 f_1, f_2 로부터 동일한 차 주파수를 얻을 수 있으

Table 1 Effect of the mass moment of inertia on the transmitted moment

$J(\text{kgm}^2)$	$M_t(\text{Nm})$
5	5.3775
10	10.1464
20	16.5807
30	20.8703
50	25.6342
70	29.1164

므로 주파수비 f_2/f_1 가 전달모멘트에 미치는 영향을 고찰하였다. 예를 들면 f_1, f_2 가 각각 25, 24 Hz일 경우와 각각 40, 39 Hz일 경우 차 주파수는 1 Hz로 동일하지만 이 주파수에서의 전달모멘트는 다를 것으로 예상된다. 이 주파수비의 영향을 고찰하기 위하여 차 주파수가 1.44 Hz로 일정하도록 주파수비 f_2/f_1 와 f_1 을 함께 변화시켰다. 그 결과 Table 2에 나타난 바와 같이 주파수비 f_2/f_1 가 작을수록 차 주파수에서 큰 전달모멘트를 발생하는 것을 알 수 있다. 마지막으로 질량의 영향을 고찰하여 Table 3에 수록하였다. 이 표는 질량이 증가함에 따라 전달모멘트가 감소함을 보이고 있다.

앞에서 고찰한 결과에 따라 전달모멘트가 증가하도록 일부 매개변수의 값을 변화시켜 다음 값 $J=100$ kgm^2 , $k=1 \times 10^4$ N/m, $f_2/f_1=22/25$ 을 갖도록 하였다. 이 경우 $f_1=12$ Hz일 때, 차 주파수 1.44 Hz에서의 전달모멘트 성분은 1128.8 Nm로서 이 값은 지금까지의 경우들에 비하여 훨씬 큰 값이다. Fig. 7에서 보이는 바와 같이 차 주파수에서의 전달모멘트 성분이 현저하고, 다른 주파수 성분에 비하여 수십배 크기 때문에 저주파수 가진기로서 효율적으로 사용될 수 있을 것이다. 이처럼 큰 전달모멘트를 가질 경우

Table 2 Effect of the frequency ratio f_2/f_1 on the transmitted moment

f_2/f_1	$M_t(\text{Nm})$
20/25	62.7372
21/25	47.6800
22/25	34.3037
23/25	21.9466
24/25	10.1464
49/50	3.9673

Table 3 Effect of the mass on the transmitted moment

$m(\text{kg})$	$M_t(\text{Nm})$
30	23.1316
50	13.9529
70	10.1464
90	7.6209
110	6.3619

에도 가진기 판의 최대 병진 변위와 회전 변위는 각각 0.013 m와 0.16 rad으로서 실제 가진기에서 수용 가능한 값이다. 앞에서 구한 전달모멘트는 아직 극대 값이 아니므로 최적설계의 개념을 도입하여 매개변수들의 값을 조절하면 더 큰 전달모멘트를 얻을 수 있을 것이다.

3.3 2개의 스프링과 댐퍼를 갖는 가진기

이상의 가진주파수 이동 가진기에서 스프링과 댐퍼의 개수가 구조물에 전달된 모멘트에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 2개의 스프링과 댐퍼를 갖는 가진시스템을 고려하였다. 이 시스템은 3.2절에서 사용한 매

개변수들의 값을 갖도록 하였고, 스프링상수는 등가스프링상수가 같도록 $k = 3.5 \times 10^3$ Ns/m로 하였다. $c = 3.5 \times 10^3$ Ns/m일 때 이 시스템의 차 주파수에서의 전달모멘트 성분을 계산하여 진동수비 f_r 에 대한 무차원 모멘트 M_t^* 의 그래프로 Fig. 8에 나타내었다. 7개의 스프링과 댐퍼를 갖는 시스템과 마찬가지로 차 주파수가 회전모드의 고유진동수와 같을 때 이 주파수에서의 전달 모멘트 성분이 최대가 되었다. 또한 관성모멘트, 주파수비 f_2/f_1 , 그리고 질량이 전달 모멘트에 미치는 영향도 앞의 경우와 동일하게 나타났다.

Fig. 7에 나타난 특성을 갖는 7-스프링-댐퍼 시스템과 등가인 2-스프링-댐퍼 시스템을 고려하였다. 이 시스템이 Fig. 7의 7-스프링-댐퍼 시스템과 동일한 등가스프링상수를 갖도록 $k = 3.5 \times 10^4$ N/m로 하였고, 회전모드의 고유진동수가 같도록 $r_1 = 0.333$ m로 하였으며 나머지 매개변수들은 동일한 값을 갖도록 하였다. $f_1 = 12$ Hz일 때 차 주파수 1.44 Hz에서의 전달모멘트 성분은 1340.9 Nm이었고, 이 값은 7-스프링-댐퍼 시스템에서보다 큰 값이다. Fig. 9에 나타난 전달모멘트 스펙트럼을 관찰하면 차 주파수에서의 성분이 압도적으로 우세하고, 고주파수 성분이 7-스프링-댐퍼 시스템에 비하여 감소한 것을 알 수 있다. 이처럼 2개의 스프링과 댐퍼만을 갖는 훨씬 간단한 가진시스템으로 다수의 스프링과 댐퍼를 갖는 시스템에 못지 않은 성능을 발휘할 수 있음을 알 수 있다. 그

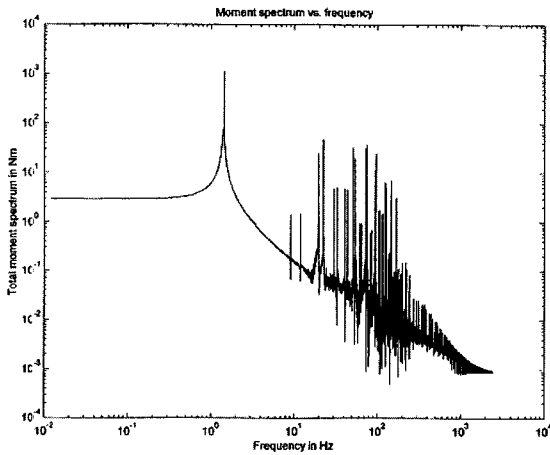


Fig. 7 Frequency spectrum of the transmitted moment for the system producing a large transmitted moment

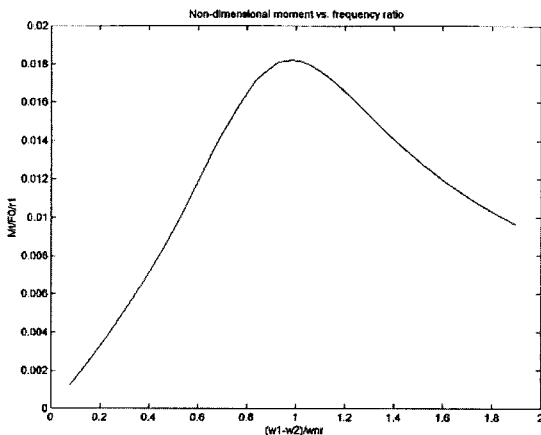


Fig. 8 Non-dimensional moment versus frequency ratio for the 2-spring-damper system

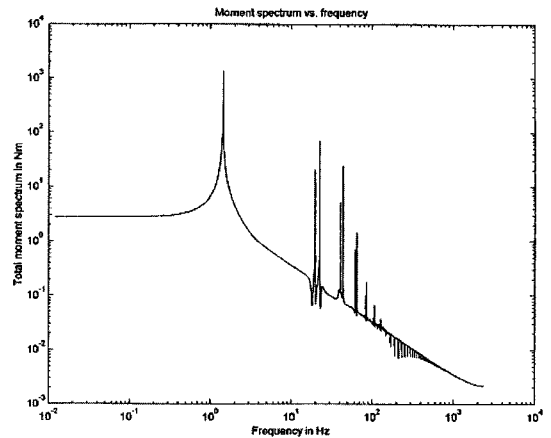


Fig. 9 Frequency spectrum of the transmitted moment for the 2-spring-damper system producing a large transmitted moment

러나 여기서 얻은 전달모멘트 역시 극대값이 아니므로 2-스프링-댐퍼 시스템으로 7-스프링-댐퍼 시스템보다 더 큰 전달모멘트를 얻을 수 있다고 말할 수는 없다.

실제로 가진주파수 이동 가진기를 제작할 때 유일한 어려운 점은 가변 댐퍼를 제작하는 일이다. 그러나 자기 또는 전기 유변유체(rheological fluid)를 사용한 가변 댐퍼⁽¹⁰⁾가 이미 상용화되었으므로 본 논문에서 제안한 가진주파수 이동 가진기는 쉽게 제작될 수 있을 것으로 기대한다.

4. 결 론

본 논문에서는 일반적인 불평형질량 가진기, 판, 일정한 스프링상수를 갖는 스프링, 그리고 가변 댐퍼로 이루어진 시스템이 가진주파수 이동 가진기로 작동할 수 있음을 보였다. 이 때 스프링상수와 감쇠계수는 작은 값을 가져야 하며 감쇠계수를 시간에 따라 부드럽게 변화하게 함으로써 전달된 모멘트의 고주파수 성분을 줄일 수 있다. 이 가진시스템은 차 주파수가 시스템의 회전모드의 고유진동수와 같을 때 최대 전달모멘트를 발생한다. 또한 큰 관성모멘트, 작은 값의 주파수비 f_2/f_1 , 그리고 작은 질량이 전달모멘트를 증가시킨다는 사실을 밝혀 내었고, 이 특성들을 조합함으로써 매우 큰 전달모멘트를 발생하는 가진시스템을 설계할 수 있음을 보였다.

후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국21사업과 2001년도 경상대학교연구년제연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Koss, L. L., 2001, "Excitation of Vibration in Large Structures," The Shock and Vibration

Digest, Vol. 33, pp. 473~478.

(2) Bachmann, H., 1995, Vibration Problems in Structures-practical Guidelines, Birkhauser Verlag, Basel.

(3) Stoessel, J. C., et. al., 1987, "High Level Vibration Tests Using a 2-kiloton Eccentric Mass Vibrator," Proceedings of the 5th International Modal Analysis Conference, pp. 166~171.

(4) Pietrzko, S. and Cantieni, R., 1996, "Modal Testing of a Steel/Concrete Composite Bridge with a Servo-hydraulic Shaker," Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference, pp. 91~98.

(5) Mutch, G. E., et. al., 1984, "The Dynamic Analysis of a Space Lattice Structure via the Use of Step Relaxation Testing," Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference, pp. 368~377.

(6) Koss, L. L., 1999, "Force Frequency Shifting for Structural Excitation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 219, pp. 223~237.

(7) Koss, L. L., 1996, "Fluctuating Moment Shaker for Frequency Shifting and Structural Excitation," Proceedings of the 3rd International Conference of Motion and Vibration Control, pp. 258~261.

(8) Koss, L. L., He, Y. Y. and Wang, X., 1997, "Bridge and Beam Response to Harmonic Spatial and Time Loads," Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference, pp. 901~904.

(9) Manual, 1992, Signal Processing Toolbox-For Use with MATLAB, MathWorks, Inc.

(10) Weiss, K. D., et. al., 1993, "High Strength Magneto- and Electro-rheological Fluids," SAE Technical Paper Series 932451, pp. 425~430.