

건마찰 감쇠기가 부착된 외팔보의 강제진동 응답 해석

An Analysis of Forced Vibration Response of a Cantilever Beam with a Dry Friction Damper

고 영 준*, 강 병 용*, 장 호 경**, 김 예 현*

(Young-Jun Go*, Byoung-Yong Kang*, Ho-Gyeong Chang**, Ye-Hyun Kim*)

요 약

비선형 건마찰 감쇠를 가진 외팔보의 강제진동 응답을 건마찰 감쇠기와 가진력의 위치변화에 대하여 미끄러진 변위와 힘레벨을 수치해석하였다. 구성모드의 분석은 비선형 감쇠를 가진 계를 해석하기 위해 구속조건과 Lagrange 승수에 기초를 두고 분석하였다. 외팔보의 진동분석 결과 건마찰 감쇠기가 부착된 단순 지지된 보 (beam)에서 보여진 응답특성과 유사한 특성이 나타났다.

ABSTRACT

A theoretical study of the forced vibration response of a cantilevered beam with non-linear dry friction damping is analyzed by various slip displacements and force levels for the position coordinates of spring-mass-damper and external exciting force. A component mode analysis is carried out based on the constraint conditions and Lagrange multipliers to treat physical systems with non-linear damping. The analysis has shown that the basic phenomena observed for a simply supported beam with a dry friction damper attached are also observed for a cantilevered beam.

I. 서 론

최근 자동화 기술의 발달에 따른 산업용 로봇팔의 경량화, 고속화를 실행하게 되는 경우와 특수한 환경하에서 위험물을 다루는 기계장치를 제어하게 되는 경우가 많아지고 있다. 외팔보등과 같은 기계장치에서 팔의 강성이 충분하지 않으면 잔류진동에 의해 정밀도의 저하와 피로파괴의 원인이 된다.¹⁾ 이러한 경량화된 장비들의 진동특성을 파악하고 운동시 발생하는 진동을 효율적으로 제어할 수 있는 제어를 설계하여 잔류진동을 감쇠시킴으로써 위치결정 시간을 줄일 수 있고, 전체 작업행정 시간이 단축됨으로써 작업효율을 향상시키는 효과를 가져오게 된다.

1972년에 S.W.Earles는 2개의 좌표에 연결된 한 개의 마찰 감쇠기를 가진 선형적인 다중자유도계를 해석하였다.²⁾ 선형적 해석은 댐퍼표면에서 미끄러지거나 미끄러지지 않는 조건에 대해 계의 일반적인 응답의 해석적 표

현으로 개발되었다.³⁾ 이 이론은 Den Hartog의 선형공식과 비교되었다. 1983년에는 E.H.Dowell이 비선형적인 스프링, 질량, 건마찰 감쇠기가 부착된 선형감쇠계의 진동을 다루었다.⁴⁾ 1985년에는 마찰이 있는 감쇠하는 빔의 일시적인 강제응답과 계속적 강제응답을 유한요소적으로 해석하기도 하였다.⁵⁾ 1990년에 J.R.Anderson는 일반적인 마찰법칙을 가진 1자유도계의 운동을 연구하였다.⁶⁾ 최근 1995년에 S.S.A.Ravi는 고유치정리를 이용해 감쇠하는 빔의 응답을 재해석하였다.⁷⁾

진동의 감쇠에는 건마찰, 점성, 히스테리시스 감쇠가 있다. 특정한 기하학적 구조로 부착된 건마찰 감쇠기를 가진 단순히 지지된 빔에서 관찰된 기본적인 현상들을 본 연구에서는 건마찰 감쇠기가 부착된 외팔보의 강제진동 응답을 이론적으로 시뮬레이션하여 감쇠되는 시스템의 진동특성을 연구하였다. 외팔보의 운동을 Lagrange 방정식으로 나타내고 조화균형 방정식을 이용하여 힘과 빔의 힘위치에 대한 건마찰 감쇠기와의 관계식을 유도하였다.⁸⁾ 그리고 반응이 시작되는 한계력을 결정하고 그 한계력이 0으로 될 때의 식을 이용해 고유진동수를 구하고, 건마찰 감쇠기에 의한 외팔보계의 이론식을 세워 가

*영남대학교 물리학과

**경산대학교 물리학과

접수일자: 1996년 1월 12일

진 주파수에 대한 미끄러진 변위와 힘레벨(force level)을 조사하였다. 건마찰 감쇠기 위치에 연결된 실험계의 감쇠하지 않는 공진주파수에서 가진될 때와 가진력과 건마찰요소를 적절히 배치하였을 때의 주파수에 대한 의존성을 연구하였다.

II. 이 론

기계 또는 계에서 고유진동수와 거의 일치하는 진동수를 갖는 가진력으로 가진된다면 과도진동을 발생하게 된다. 계 또는 기계의 과도진동은 감쇠기나 진동흡진기를 사용하여 줄일 수 있다. 스프링-질량계는 응답곡선에서 공진 피크값을 줄이지만 새로운 피크값을 발생시킨다.¹⁾ 공진 범위의 진동수를 넘어서 진동의 진폭을 줄일 경우는 감쇠가 있는 진동흡진기를 사용한다.

본 연구에는 스프링-질량-감쇠기를 부착하여 외팔보의 응답을 조사하였다. 외팔보의 운동을 일반화 좌표로 표현된 운동 미분 방정식인 Lagrange 방정식으로 나타내고 조화근형 방정식을 이용하여 힘과 외팔보의 힘위치에 대한 건마찰 감쇠기의 관계식을 유도하였다.

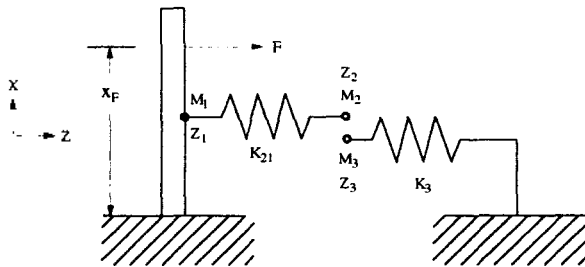


Fig.1 Schematic diagram for cantilever beam with spring-mass-dry friction damper attached.

Fig.1에서 스프링좌표 z_1 은 빔이 부착된 점이다. z_2 와 z_3 는 건마찰 댐퍼와 접촉된 점이다. 건마찰 표면에서 상대적으로 미끄러지는 좌표는 $z_4 \equiv z_3 - z_2$ 이다. 외팔보와 부착된 감쇠기의 구속조건은 (1)식과 같고⁹⁾ 여기서 a_i 는 빔의 일반화 좌표이며 외팔보의 고유함수 $\phi_i(x)$ 는 (2)식과 같다.¹⁰⁾

$$f \equiv \sum_i a_i \phi_i(x_2) - z_1 = 0 \tag{1}$$

$$\phi_i(x) = (\sin \lambda_i + \sinh \lambda_i) \left(\cos \frac{\lambda_i}{l} x - \cosh \frac{\lambda_i}{l} x \right) - (\cos \lambda_i + \cosh \lambda_i) \left(\sin \frac{\lambda_i}{l} x - \sinh \frac{\lambda_i}{l} x \right) \tag{2}$$

계의 운동에너지, 포텐셜에너지 그리고 가상(virtual)의 일은 (3), (4), (5)식과 같고, Lagrangian은 $L = T - V + \beta f$ 이다.⁸⁾ 여기서 z, β, F_d 는 각각 스프링-질량-

감쇠기의 좌표변위, Lagrange의 비정승수, 건마찰 힘의 크기(μN)이다.

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} M_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} M_3 \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} \sum_i M_i \dot{a}_i^2 \tag{3}$$

$$V = \frac{1}{2} K_{21}(z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2} K_3 z_3^2 + \frac{1}{2} \sum_i M_i \omega_i^2 a_i^2 \tag{4}$$

$$\delta W = -F_d \operatorname{sgn} \dot{z}_4 \delta z_4 + F \sum_i \delta a_i \phi_i(x_F) \tag{5}$$

$z_4 = z_3 - z_2$ 이므로 (3), (4)식에서 z_3 를 제거한 후 빔의 일반화 좌표인 a_i 와 이론적 모델에 나타난 스프링-질량-감쇠기의 좌표변위들인 z_1, z_2, z_4 에 대한 Lagrange 방정식은 (6), (7), (8), (9)식과 같다.

$$M_1 [\ddot{a}_i + \omega_i^2 a_i] - \beta \phi_i(x_2) = F \phi_i(x_F) \tag{6}$$

$$M_1 \ddot{z}_1 + K_{21}(z_2 - z_1)(-1) + \beta = 0 \tag{7}$$

$$M_2 \ddot{z}_2 + M_3(\ddot{z}_2 + \ddot{z}_4) + K_{21}(z_2 - z_1) + K_3(z_2 + z_4) = 0 \tag{8}$$

$$M_3(\ddot{z}_2 + \ddot{z}_4) + K_3(z_2 + z_4) + F_d \operatorname{sgn} \dot{z}_4 = 0 \tag{9}$$

(8), (9)식에서 식(10)을 유도하고, (7), (10)식을 이용하여 식(11)을 얻을 수 있다. 여기서 일반적인 손실이 없다면 z_6 를 0로 둘 수 있다. 연속계의 진동에 대한 완전해는 얻어질 수 없으며, 근사적 방법이 적용되어야 한다. 따라서 기본조화 근사치(fundamental harmonic approximation)을 적용하면, $\operatorname{sgn} \dot{z}$ 는 $-\frac{4}{\pi} \sin \omega t$ 이다.¹¹⁾

$$M_2 \ddot{z}_2 + K_{21}(z_2 - z_1) - F_d \operatorname{sgn} \dot{z}_4 = 0 \tag{10}$$

$$M_1 \ddot{z}_1 + M_2 \ddot{z}_2 + \beta - F_d \operatorname{sgn} \dot{z}_4 = 0 \tag{11}$$

(7), (8), (11)식을 이용하여 z_1, z_2, β 에 대하여 z_4 를 계산하고, (7)식을 a_i 에 대하여 β, F 를 계산후 식(1)에 대입한다. 식(7), (11)에서 z_1, z_2 에 대해 β 를 계산하고 식(8)의 결과를 이용하여 z_4 항으로 β 를 결정한다. 변수를 sine항과 cosine항으로 분리하여 계산하는 조화평형 방법(method of harmonic balance)을 적용하면 (7), (11)식에서 (12), (13)식을 얻을 수 있다.

$$z_1^s = [\beta_s(K_{21} - M_2 \omega^2) + (F_d 4/\pi) K_{21}] / \Delta$$

$$z_1^c = \beta_c(K_{21} - M_2 \omega^2) / \Delta \tag{12}$$

$$z_2^s = [(\beta_s + K_{21}) + (F_d 4/\pi)(-M_1 \omega^2 + K_{21})] / \Delta$$

$$z_2^2 = \beta_c [K_{21}] / \Delta \quad (13)$$

여기에서 Δ 는 $\Delta \equiv K_{21}M_1\omega^2 + M_2\omega^2(-M_1\omega^2 + K_{21})$ 이고, (8), (12), (13)식으로 Lagrange 미정승수 β 를 sine 항과 cosine 항으로 분리한 β_s, β_c 를 구할 수 있으며, (7), (8)식을 이용하여 외팔보에 감쇠기가 부착된 위치 좌표 z_1 을 유도하면 (14)식과 같다.

$$z_1 = \left| \begin{array}{cc} -\beta & -K_{21} \\ -[-M_3\omega^2 + K_{21}] & [-M_2\omega^2 - M_3\omega^2 + K_{21} + K_3] \end{array} \right| / \left| \begin{array}{cc} [-M_1\omega^2 + K_{21}] & -K_{21} \\ -K_{21} & [-M_2\omega^2 - M_3\omega^2 + K_{21} + K_3] \end{array} \right| \quad (14)$$

(1), (7), (8), (11)식에서 구한 a_i 를 F에 대하여 계산하면 (15)식을 얻는다. 이것을 무차원 형태로 나타내면 (16)식이 된다. (16)식에서 μ_i 는 각 질점마다의 질량 M_i 를 무차원화하기 위해 빔전체의 질량 M으로 나눈 질량 비이고, Ω 는 빔모드 형태에 따른 고유진동수 ω_i 를 무차원화하기 위해 스프링-질량-감쇠기의 고유진동수 ω_2 로 나눈 진동수비이며, Ω 는 가진진동수 ω 를 무차원화하기 위해 스프링-질량-감쇠기의 고유진동수 ω_2 로 나눈 진동수비이다.

$$F = \frac{(z_1 - \beta \sum \frac{\phi_1^2(x_2)}{M_i[-\omega^2 + \omega_i^2]})}{\sum \frac{\phi_1(x_2)\phi_1(x_F)}{M_i[-\omega^2 + \omega_i^2]}} \quad (15)$$

$$\frac{F}{F_d} = \frac{\frac{z_1(m_l)\omega_2^2}{F_d} - \frac{\beta}{F_d} \sum \frac{\phi_1^2(x_2)}{\mu_i[-\Omega^2 + \Omega_i^2]}}{\sum \frac{\phi_1(x_2)\phi_1(x_F)}{\mu_i[-\Omega^2 + \Omega_i^2]}} \quad (16)$$

III. 수치해석 방법

비선형진동 형태를 가지는 법과 진마찰 감쇠기에 대한 연구는 터어빈 날개의 진동에 응용될 수 있다. 모터나 터어빈과 같은 중량의 회전기계와 왕복운동기계를 지지하도록 설계된 구조물들도 진동의 영향을 받는다. 이러한 계의 진동을 감쇠시키기 위해 계의 기본이 되는 외팔보에 진마찰 감쇠기를 부착하고 감쇠기의 구성에 따른 진동감쇠 특성을 조사하였다.

Fig.2와 같은 실제 시스템의 경우에 M_1 과 M_2 의 값은 작고, K는 매우 크므로 μ_1, μ_2 는 10^{-2} 으로 Ω_1, Ω_2 는 10^4 으로 정했다. 또 다른 변수값은 $\mu_3 = 1.35, \Omega_3 = 1$ 로 두었으며 외팔보의 길이는 1로 일정하게 하였다.⁴⁾ (16)식을 이용하여 (2)식에서 언급된 고유함수의 x값에 가해주는 힘

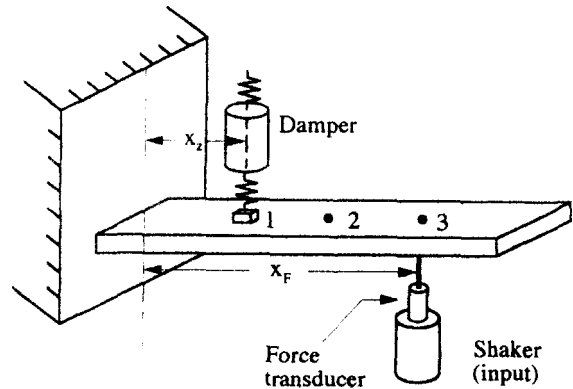


Fig.2 Cantilever beam labeled with three measurements and driving points.

의 위치 x_F 를 고정하고, 감쇠기의 위치 x_2 를 변화시키면서 미끄러진 변위 x_c 에 대한 주파수대역과 힘레벨의 관계를 살펴보았다. 그리고 x_F 를 고정하고 x_2 를 변화시키면서 힘레벨에 대한 주파수대역과 미끄러진 변위의 관계를 보았으며, x_F, x_2 를 고정하고 주파수대역에 대한 힘레벨과 미끄러진 변위에 대한 관계를 살펴 보았다.

Fig.3은 C 언어를 이용해 프로그램을 구성하여 수치해

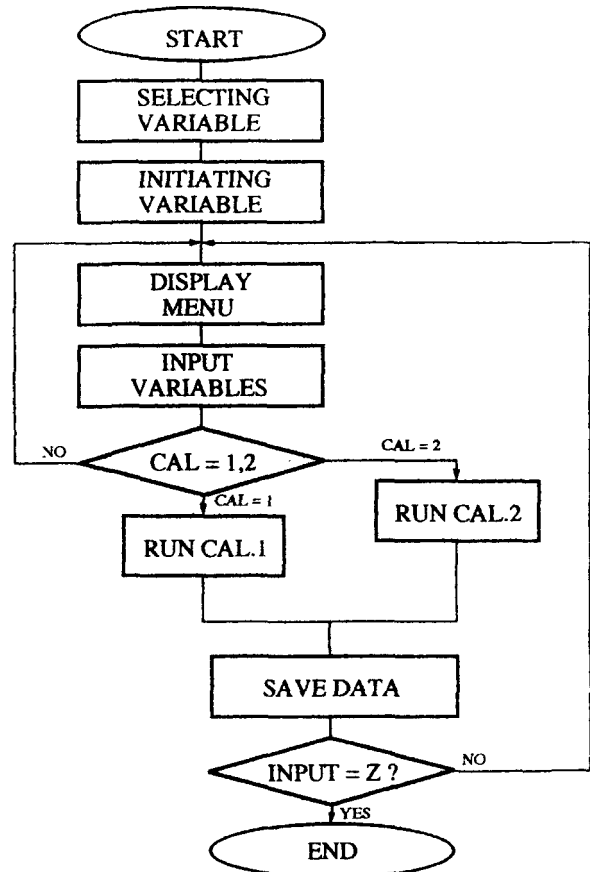


Fig.3 Flowchart for the analysis of forced vibration response.

석한 순서로 풀 작성해 놓았다. (16)식을 두가지 계산법으로 나누어서 첫번째 계산은 진동수 영역에서 미끄러진 변위에 따른 힘레벨을 알아보기 위한 계산이고, 두번째 계산은 진동수 영역에서 힘레벨, 감쇠기의 위치, 가해지는 힘의 위치에 따른 미끄러진 변위를 알아보기 위한 계산이다.

IV. 결과 및 논의

다양한 미끄러진 변위에 대한 주파수대역과 힘레벨을 살펴 보았다. x_c 의 값이 커질수록 힘레벨 값이 커졌다. 이것은 외부에서 가해주는 힘의 크기가 커질수록 미끄러진 변위가 커진다는 것을 의미한다. 외부에서 가해주는 힘의 진동수가 부착된 감쇠가 SMD(Spring-Mass-Damper)의 진동수와 일치할 때 미끄러진 변위가 너무 커서 SMD가 외팔보의 진동을 제어하는 기능을 잃는다는 것을 알 수 있었다.¹²⁾ SMD의 위치가 외부 힘이 가해지는 위치에 가까워질수록 진동제어기로서 SMD의 효과가 커졌다.

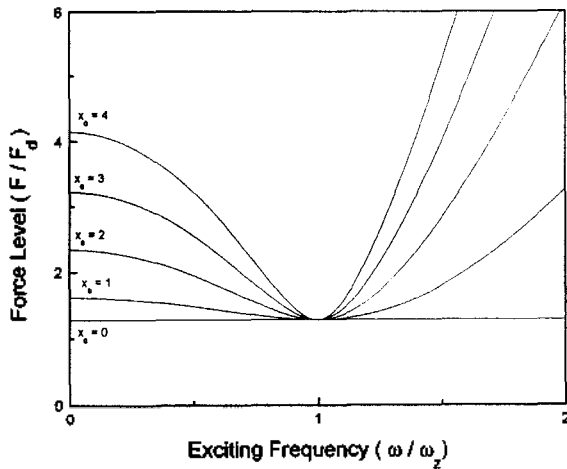


Fig.4 Forced level vs. exciting frequency for the various slip displacements. ($x_z = 0.5, x_F = 0.5$)

Fig.4에서 (16)식을 이용해 $x_z = 0.5, x_F = 0.5$ 로 고정시킨 후 미끄러진 변위의 변화에 따른 힘레벨의 변화를 나타내었다. x_c 의 값이 커질수록 힘레벨 값이 커지며, 공진점에서는 힘레벨의 값이 최소가 되었다. 이것은 외부에서 가해주는 힘의 크기가 커질수록 미끄러진 변위가 증가함을 의미한다. 미끄러진 변위 x_c 는 $z_1^2 [(m_l)/F_d] \omega_1^2$ 로 (14)식의 z_1 을 무차원화하여 나타낸 $z_1 [(m_l)/F_d] \omega_1^2$ 의 행렬식에서 구해진다.

Fig.5와 Fig.6은 $x_z = 0.5$ 일때 x_F 를 각각 0.8, 0.5의 상태에서 진동수에 대한 미끄러진 변위의 변화를 나타내었으며, 이 때에 힘레벨에 따른 응답변화도 함께 나타내었다. Fig.5는 힘레벨의 증가에 따라 미끄러진 변위 값이 증가하였으며, 힘레벨이 변하여 미끄러진 변위 값이 변하

더라도 $\omega = \omega_2$ 에서 공진이 발생한다. 외부에서 가해주는 힘의 진동수(ω)가 감쇠기의 고유진동수(ω_2)와 일치할 때 미끄러진 변위의 증가로 인해 SMD가 외팔보의 진동을 제어하는 기능을 잃는다는 것을 알 수 있었다. Fig.6도 마찬가지로 공진 지점에서 미끄러진 변위가 증가하였으나 힘의 위치가 감쇠기의 위치에 가까워 지면서 그 값이 줄어들었다. 힘레벨이 커질수록 x_c 의 값이 커지는 것을 볼 수 있으며, 이것은 Fig.4의 결과와 잘 일치한다.

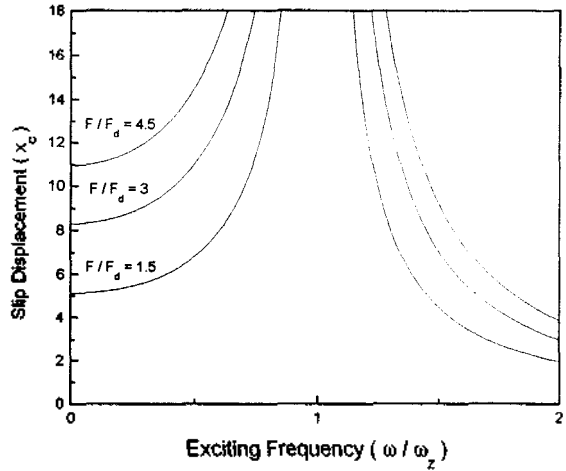


Fig.5 Slip displacement vs. exciting frequency for the various force levels. ($x_z = 0.5, x_F = 0.8$)

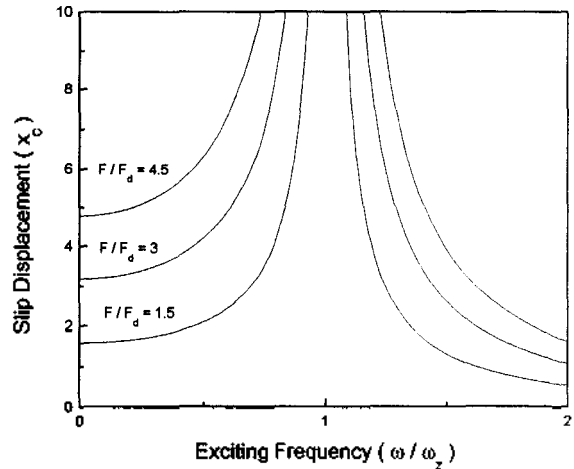


Fig.6 Slip displacement vs. exciting frequency for the various force levels. ($x_z = 0.5, x_F = 0.5$)

Fig.7~9는 x_F 를 0.8로 두고 x_z 를 0.6, 0.7, 0.8로 변화시키면서 미끄러진 변위와 진동수의 응답변화를 살펴보았다. 이때 힘레벨은 각각 1.5, 3, 그리고 4.5로 두었다. 계산 결과 x_z 가 커질수록 미끄러진 변위가 커졌다. 공진지점에서 2개의 피크치를 보이는 것은 건마찰요소에서 미끄러짐이 발생하지 않는 한계힘레벨(threshold force level)이

힘레벨보다 커서 미끄러짐을 방해하는 것 때문이다. 점성감쇠가 없는 선형계는 건마찰 감쇠기 위치에 선형계의 감쇠하지 않는 공진점에서 가진될 때 한계력은 0이다.¹⁾

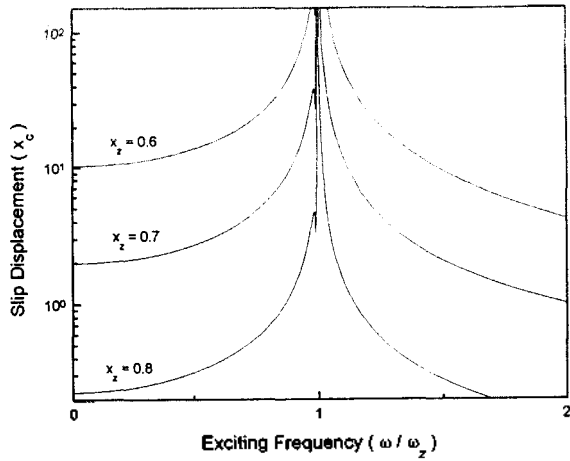


Fig.7 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_z . ($F/F_d = 1.5$, $x_F = 0.8$)

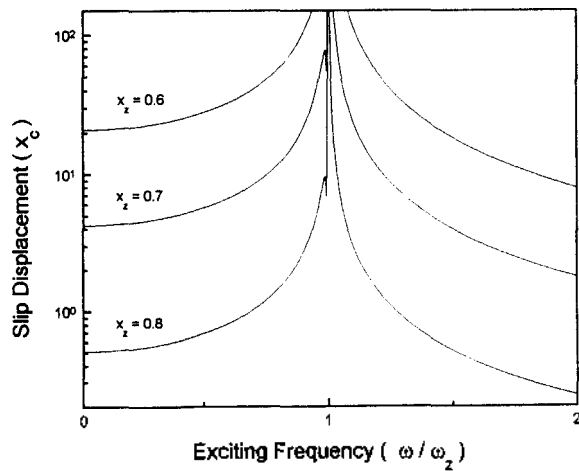


Fig.8 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_z . ($F/F_d = 3$, $x_F = 0.8$)

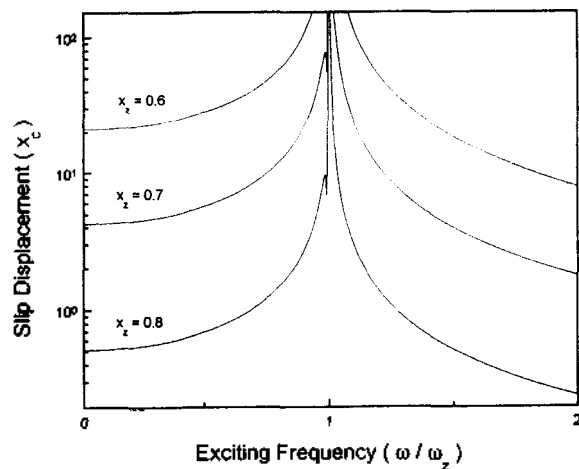


Fig.9 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_z . ($F/F_d = 4.5$, $x_F = 0.8$)

Fig.10과 Fig.11은 힘레벨을 2, x_z 를 각각 0.8, 0.3으로 고정시킨 후 x_F 를 0.3, 0.5, 0.7로 변화시키면서 미끄러진 변위와 진동수와의 응답변화를 살펴보았다. Fig.10에서는 감쇠기의 위치를 0.8, 힘의 위치를 0.7로 두었을 때 미끄러짐이 가장 작았다. 감쇠기의 위치를 일정하게 두고 일정한 힘을 가한 경우 감쇠기가 부착된 지점에 가까울수록 진동제어 효과가 뛰어남을 알수 있었다. Fig.11에서는 감쇠기의 위치가 0.3, 힘의 위치가 0.3일 때 미끄러짐이 가장 작았다. 두그림에서 x_c 값의 차이는 외팔보의 특성상 끝단의 진동이 크다는 것을 의미한다.

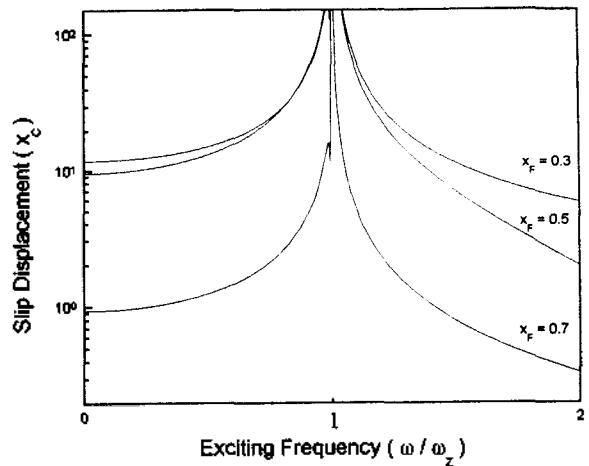


Fig.10 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_F . ($F/F_d = 2$, $x_z = 0.8$)

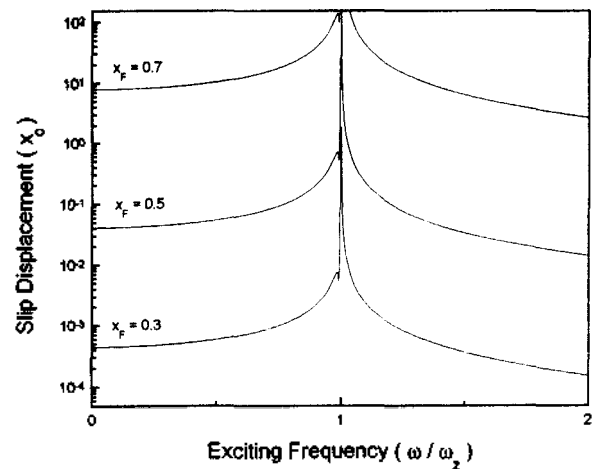


Fig.11 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_F . ($F/F_d = 2$, $x_z = 0.3$)

Fig.12는 Fig.10과 같은 조건에서 힘레벨을 4로 증가시킨 후 응답을 보았다. 같은 조건에서 힘레벨을 증가시키면 미끄러진 변위가 커졌다.

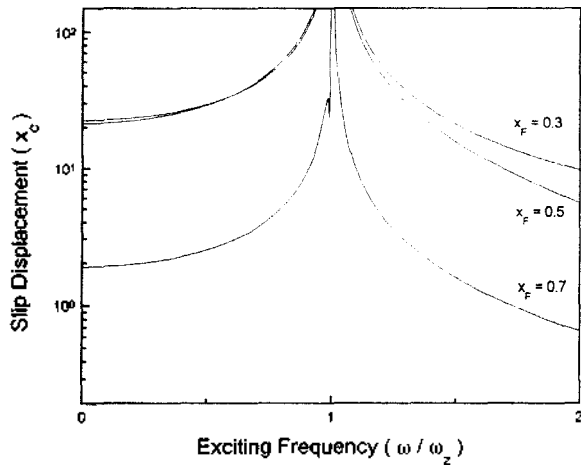


Fig.12 Slip displacement vs. exciting frequency for the various x_f . ($F/F_d=4$, $x_c=0.8$)

V. 결 론

건마찰 감쇠기가 부착된 외팔보의 강제진동 응답을 이론적으로 수치해석하여 감쇠되는 시스템의 진동특성을 연구하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

미끄러진 변위는 힌레벨에 비례하였으며, $\omega = \omega_c$ 에서는 힌레벨이 변하여 미끄러진 변위가 변하여도 공진이 발생하였다. 외팔보에 강제진동을 가하면 건마찰 감쇠기의 고유진동수와 일치하는 진동수에서 공진현상이 발견되었다.⁹⁾ 그때는 미끄러지는 변위가 너무 커져서 감쇠기가 외팔보의 진동을 제어하는 기능을 잃었다. 가해지는 힘의 위치에 건마찰 감쇠기가 가까워질수록 더욱 효과적으로 외팔보의 잔류진동을 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 본 연구에서는 빔의 점성감쇠를 무시하였으나 실제적인 실험에서는 점성감쇠가 포함되므로 측정값에는 약간의 차이가 있을 것이다. 댐퍼를 설치한 지점과 힘을 가해주는 지점을 선택하여 가장 제어효과가 뛰어난 지점을 발견할 수 있다.

본 연구 결과는 외팔보계 연구의 기초자료로 이용될 수 있으며, 자동화된 외팔보계의 잔류진동 감쇠에 적용하여 장비의 정밀도 향상에 크게 기여할 수 있을 것이다. 그리고 빔과 건마찰 감쇠기에 대한 연구는 터어빈 날개의 진동이나 로봇 팔의 진동과 같은 기계장치에 기본적으로 응용될 수 있다.¹³⁾

참 고 문 헌

1. S.H.Crandall, "The role of damping in vibration theory", J. Sound Vib., 11(1), 3-18(1970)
2. S.W.E.Earles, "A linearized analysis for frictionally damped system", J. Sound Vib., 24, 445-458(1972)
3. J.Hallquist and V.W.Snyder, "Linear damped vibratory structures with arbitrary support conditions", Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 40, 312-313(1973)

4. E.H.Dowell, "The behavior of a linear damped modal system with a nonlinear spring mass dry friction damper system attached", J. Sound Vib., 89, 65-84(1983)
5. Chia-Hsiang, "A comparison of transient and steady state finite element analyses of the forced response of a frictionally damped beam", Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 107, 19-25(1985)
6. J.R.Anderson, "Behavior of a single degree of freedom system with a generalized friction law", J. Sound Vib., 140(2), 287-304(1990)
7. S.S.A.Ravi, "A response re-analysis of damped beams using eigenparameter perturbation", J. Sound Vib., 179(3), 399-412(1995)
8. L.Klein and E.H.Dowell, "Analysis of modal damping by component modes method using Lagrange multipliers", Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 41, 527-528(1974)
9. E.H.Dowell, "Forced response of a cantilever beam with a dry frictional damper attached" J. Sound Vib., 91(2), 255-291(1983)
10. E.H.Dowell, "Component mode analysis of nonlinear and nonconservative systems", Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 47, 172-176(1980)
11. E.H.Dowell, "Component mode analysis of a simple non-linear, nonconservative systems", J. Sound Vib., 80, 233-246(1982)
12. A.C.Bindemann and A.A.Ferri, "Large amplitude vibration of a beam restrained by a non-linear sleeve joint", J. Sound Vib., 184(1), 19-34(1995)
13. J.Q.Sun, "Random vibration analysis of a non-linear system with dry friction damping by the short time gaussian cell mapping method", J. Sound Vib., 180(5), 785-795(1995)

▲고 영 준 (Young Jun Go) 1969년 12월 16일생



1995년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1995년 3월~현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 석사과정

▲강 병 용 (Byoung Yong Kang) 1963년 5월 5일생



1986년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1988년 8월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1989년 3월~현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲장 호 경(Ho Gyeong Chang) 1961년 12월 6일 생



1984년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
1986년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
1992년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학박사)
1994년 3월~현재 : 경상대학교 물리학과 조교수

▲김 예 현(Ye Hyun Kim) 1933년 8월 12일 생



1956년 9월 : 서울대학교 물리학과 졸업(이학사)
1975년 2월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사)
1980년 9월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학박사)

1980년~1981년 : 영국 University of Southampton Institute of Sound and Vibration 객원 선임 연구원

1981년~현재 : 영국 음향학회 정회원(MIOA)

1983년~1985년 : 한국음향학회 이사

1966년 3월~현재 : 영남대학교 물리학과 교수