

Wire Rope형 배관 지진·진동완충기의 설계

Design of the Wire Rope Type Snubber for Earthquake and Vibration of Piping Systems

김영중*
Kim, Young-Joong

이형우**
Lee, Hyung-Woo

ABSTRACT

The piping system of a power plant suffers not only thermal expansion according to the temperature variation, but also many kinds of load: steady state vibrations due to the equipment operation or fluid flow, and transient vibrations due to the earthquake or explosion, etc. The snubbers are usually installed on the piping system to allow thermal expansion, and to reduce dynamic responses. Most snubbers are kinds of hydraulic and mechanical type, which can be degraded by leakage and abrasion, and required much cost for maintenance and replacement. Recently, the wire rope type snubbers are developed and applied to the power plant, and proved as effective to reduce piping system vibration. Wire rope type snubber uses the bending rigidity and energy dissipation properties of ropes. This paper presents the procedure of design, and the method to apply hysteresis curve to the dynamic response analysis. Experiments were also conducted to confirm design results.

1. 서론

발전소의 배관계는 온도 변화에 따른 열변형 뿐만 아니라 기기의 작동 및 유체유동에 의해 항상 발생하는 진동과 대형밸브의 개폐, 지진, 폭발 등에 의해 일시적으로 발생하는 과도한 진동에 의해 부재의 응력이 다양하게 변화한다. 열변형은 허용하되 진동으로 인해 발생하는 응력을 줄이고 지진이나 폭발과 같은 과도한 충격 작용시 배관계를 보호하기 위하여 유압식 또는 기계식 완충기(snubber)를 설치하는 것이 보통이다. 그러나 이들은 누유 가능성 및 마모와 윤활문제로 인하여 사용수명 측면에서 보수 유지에 많은 경비가 소요된다.

최근 와이어로프(wire rope)를 이용한 완충기가 국내의 원자력 발전소에 도입되어 배관진동 완화에 매우 효과적임이 현장의 경험을 통해 입증되었고 단순한 구조로 인하여 보수유지가 거의 필요 없으며 수명도 길어 경제성이 높으나 고가의 수입가격으로 인해 국산화 개발을 추진하게 되었다.

와이어로프는 굽힘이나 비틀림 강도에 비해 인장강도가 매우 큰 성질 때문에 많은 분야에서 이용되고 있으며 특성도 표준화되어 있고 연구결과도 상당하다[1-4]. 그러나 와이어로프를 이용한 댐퍼나 방진마운트 등은 와이어로프의 굽힘성질과 에너지 소산 특성을 이용한 것으로 실제 적용하

* 한국기계연구원 구조시스템연구부 진동연구그룹, 선임연구원, 정회원

** (주)유일산업, 대리

는 경우에 비하여 연구결과는 매우 적다[5-8].

그러나 개발하고자 하는 완충기는 지금까지의 연구대상과는 구성 형태가 다르므로 정적, 동적 특성을 추정할 수 없기 때문에 목표로 하는 하중-변위 관계를 만족하는 설계 방법을 수립하게 되었다. 본 논문에서는 개발과정을 통해 수립된 와이어로프형 완충기의 설계 방법을 소개하고 동특성을 분석하여 진동 및 지진에 대한 해석적 적용방법을 제시하며, 제작된 시험체의 특성과 비교하여 설계 방법의 타당성을 검토하였다.

2. 와이어로프형 완충기 설계

2.1 설계 변수

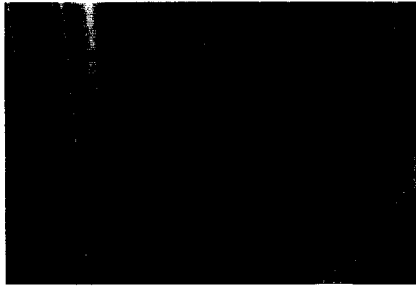


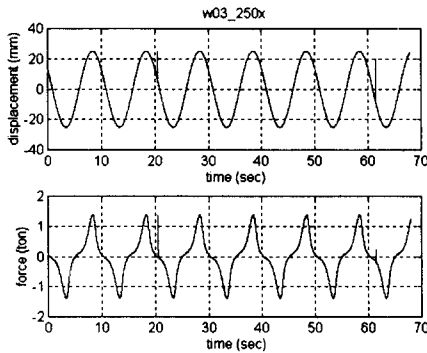
그림 1. 완충기의 형상

완충기의 작동 부분은 그림 1과 같이 와이어로프가 나선형 루프로 감긴 대칭형을 이루도록 되어 있다. 상하부 사이에 변위가 발생하면 2개의 물체를 연결하는 1/2 루프들에 작용하는 하중이 합쳐져서 전체 작용 하중을 결정한다. 구조적 형태상 변위가 중립 위치를 기준으로 작을 때는 강성이 작으며, 변위가 증가하면 강성이 급격히 증가하는 비선형적인 하중-변위 관계를 보이며, 로프 내부 소선(wire)들의 상호 마찰 작용에 의해 비교적 큰 면적의 히스테리시스 곡선을 이루게 된다. 변위가 지나치게 커지면 로프에 인장하중이 크게 작용하며 물체와의 결합 부분에서 항복이 발생하여 영구변형이 일어나게 되므로 물체의 치수에 따라 최대 변위가 제한된다.

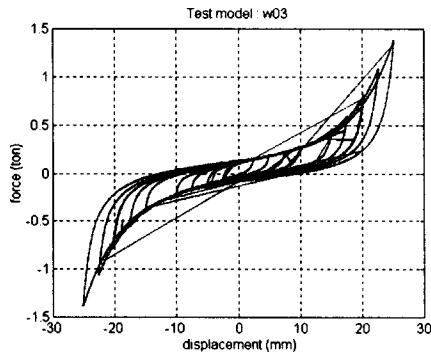
표 1. 설계 목표 및 설계 변수

설계 목표		설계 변수	
최대하중 (F_d) (kips)	10, 20, 30, 40 (4종)	로프의 종류	$W_1: 7 \times 19,$ $W_2: 6 \times 19$ IWRC
		로프의 외경	D
최대변위 (X_d) (in)	1, 1.5, 2, 2.5, 3 (5종)	루프의 반경	R
		루프의 피치	P

설계 목표는 그림 2와 같이 실험결과 구해진 히스테리시스 곡선의 형상을 만족하는 최대하중(F_d)과 최대변위(X_d)로 표 1과 같이 설정하였으며, 와이어로프의 종류, 와이어로프의 외경(D), 나선형 조립체, 즉 루프의 반경(R) 및 피치(P) 등을 설계 변수로 하여 설계 목표치를 만족하는 조합을 유도하였다.



(a) 상부 : 변위, 하부 : 하중



(b) 히스테리시스 곡선

그림 2. 시험모형 ($F_d = 3/10$ kips, $X_d = 1$ in.)의 하중-변위 관계 (변위 2.5mm씩 변화)

2.2 동특성 설계 및 시험

탄성 특성

그림 1과 같이 6개의 루프로 구성된 완충기의 탄성 특성을 분석하기 위하여 그림 3과 같이 양단이 고정된 루프의 1/2 부분의 중앙에 수직 방향으로 변위 Z 가 작용할 때의 반력을 해석하였다. 실제로 변위가 작용하면 중앙부는 이동하는 몸체에 고정되어 있기 때문에 중앙부의 변형각이 없으며, 이 때 반력으로 힘과 모멘트가 동시에 발생한다. 이 모멘트는 변위를 주는 중앙부에서는 로프 내부에 토크로서 작용한다. 로프의 영률(Young's modulus, E), 단면관성모멘트(I)와 피치각(λ , $\tan \lambda = P/(2\pi R)$)을 이용하면 중립위치에서 미소변위 작용시 1/2루프에 작용하는 반력 F_0 와 선형 탄성계수 $k_{1/2}$ 를 구할 수 있다.

$$F_0 = k_{1/2}Z \quad (1)$$

$$k_{1/2} = \frac{4 \cos \lambda EI}{R^3} \left\{ \frac{1026 + 112.2 \cos 2\lambda}{(7.7 + \cos 2\lambda)(164.5 + \cos 2\lambda)} + \frac{363.9 + 199.5 \cos 2\lambda}{502.9 + 224.1 \cos 2\lambda - 18.4 \cos 4\lambda} \right\} \quad (2)$$

이로부터 완충기의 강성 k 는 루프의 개수가 n 일 때 다음과 같이 구할 수 있다.

$$k = 2nk_{1/2} \quad (3)$$

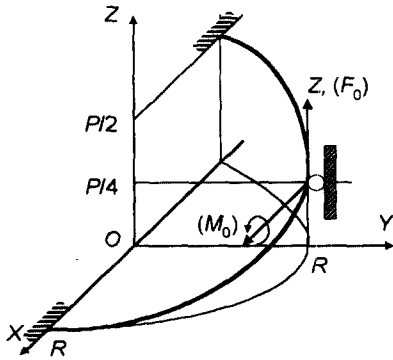


그림 3. 1/2 루프의 기하학적 형상

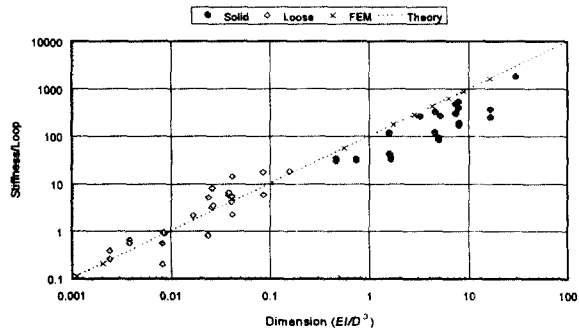


그림 4. 완충기 모형의 치수와 강성 관계

표 2. 와이어로프별 주요 단면치수

재질	종류 (KS D7010-1991[2] 참조)				단면적, A	단면관성모멘트, I	
	통칭	호수	구성	기호		최소	최대
SUS	7×19	A3호	19가닥선 6꼬임, 공심	A7×19	$0.464 D^2$	$1.29 \times 10^{-4} D^4$	$2.48 \times 10^{-2} D^4$
SUS	6×19 IWRC	A4호	19가닥선 6꼬임, 중심 7가닥선 6꼬임 공심	A7×7+6×19	$0.451 D^2$	$1.15 \times 10^{-4} D^4$	$2.48 \times 10^{-2} D^4$

그러나 와이어로프는 여러 소선들이 꼬여서 구성되어 있기 때문에 변위가 커지면 소선간에 작용하는 마찰력이 붕괴되어 굽힘강성이 급격히 감소하는 성질을 갖는다. Vinogradov 등[7]은 외팔보 형태의 와이어로프에 수직하중이 작용하면 모멘트가 큰 고정단 부분에서부터 소선간의 슬립(slip)

이 발생하여 하중 또는 변위 증가에 따라 슬립 부분이 확대되어 나가는 현상을 이론적으로 규명하고 있다. 이에 따라 와이어로프는 위치에 따라 굽힘강성이 변하는 변단면보의 성질을 갖게 된다. 본 연구에서도 이 결과에 따라 실험으로부터 구한 히스테리시스 곡선에서 구한 접선강성(tangent stiffness)을 와이어로프에 완전히 슬립이 발생하는 경우(loose, 최소 강성: k_1)와 슬립이 전혀 발생하지 않는 경우(solid, 최대 강성: k_2)로 분석하여 식 (2)의 이론적 강성과 비교하였으며, 그림 4는 루프 1개당 강성과 구조적 특성(EI/R^3)과의 관계를 보이고 있다. 여기서 식 (2)의 단면관성모멘트(I)는 표 2의 수치를 이용하였다. 이로부터 다음의 현상을 유추할 수 있다. 1) solid(loose)로프 가정 결과는 이론치보다 약간 낮다(높다). 즉, 실제로는 solid(loose) 보다는 다소 유연(강)하다. 2) 완충기 강성의 최대치와 최소치는 표 2와 식 (3)을 이용하여 이론적으로 추정할 수 있다. 3) 변위가 작은 경우에는 k_1 , k_2 만을 이용한 이중선형(bilinear) 히스테리시스 곡선의 적용이 가능하다.

감쇠 특성

Vinogradov 등[7]은 와이어로프가 굽힘변형을 할 때 소산되는 에너지는 변위에 정비례하는 것으로 해석결과를 제시하였다. 이는 바로 에너지의 소산이 마찰에 기인하는 것으로 볼 수 있다. 본 연구에서는 변위를 최대설계변위의 10%씩 변화시키며 구한 히스테리시스 곡선의 면적으로부터 소산에너지를 계산하고, 등가감쇠로서 재료감쇠(material damping)와 마찰감쇠(friction damping) 계수를 구하여 특성을 분석하였다. 우선 예측한 하중-변위 관계로부터 소산에너지 W 는

$$W = \oint F(z) dz \quad (4)$$

시험시 정현파로 제어하는 변위의 진폭을 Z_0 라고 하면, 재료감쇠계수 α 는 소산에너지가 진폭의 제곱에 비례한다고 가정하고, 마찰감쇠계수 β 는 소산에너지가 진폭에 비례한다고 가정하여 다음과 같이 구해진다.

$$\alpha = W/Z_0^2, \quad \beta = W/Z_0 \quad (5)$$

이와 같이 구해진 감쇠계수들을 최대설계변위 진폭에서의 값에 대한 비율로 정리하면 그림 5와 같다.

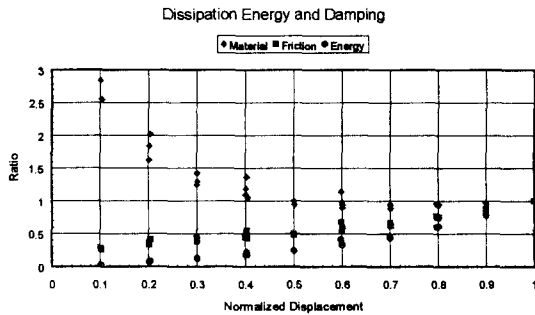


그림 5. 소산에너지 및 감쇠계수

이로부터 감쇠에 대한 현상을 다음과 같이 볼 수 있다. 1) 소산 에너지(○표)는 변위 증가에 따라 약간 비선형적인 증가 현상을 보인다. 2) 재료감쇠계수 α (◇표)는 변위에 역비례하는 형태를 보인다. 그러나 변위가 클 때는 거의 일정한 값을 가진다. 3) 마찰감쇠계수 β (□표)는 변위에 정비례하는 형태를 보인다. 4) 따라서 감쇠력의 종류를 변위에 따라 구분하여 변위가 작을 때(최대설계치의 50% 이하)는 주로 마찰감쇠를, 변위가 클 때(최대설계치의 50% 이상)는 마찰감쇠에 재료감쇠를 배분하여 고려할 필요가 있다.

2.3 해석 모형

그림 2와 같이 상당히 비선형적인 히스테리시스 곡선은 일반적인 면진베어링(seismic isolation bearing)에서 많이 볼 수 있다. Kikuchi 등[9]은 이와 같이 비선형 특성을 갖는 곡선을 정의하기 위하여 하중을 완전히 탄성에 의한 하중 F_1 과 에너지 소산을 주는 하중 F_2 로 구분하는 해석적 모

형을 제시한 바 있다. 본 연구의 완충기는 최대변위 부근에서 하중이 급격히 증가하기 때문에 Kikuchi 등의 정의와는 다르게 F_1 의 형태를 정의하였으며, F_2 는 동일한 형태를 가정하였다. 즉,

$$F = F_1 + F_2 \quad (6)$$

$$F_1 = (1-u)k_1 \left[Z + \gamma Z_m \left\{ \tan \left(\frac{\pi Z}{2Z_m} \right) - \frac{\pi Z}{2Z_m} \right\} \right] \quad (7)$$

$$F_2 = \begin{cases} uF_d \{ 1 - 2 e^{-a(1+z)} + b(1+z) e^{-c(1+z)} \}, & (\dot{z} > 0) \\ uF_d \{ 1 - 2 e^{-a(1+z)} + b(1+z) e^{-c(1+z)} \}, & (\dot{z} < 0) \end{cases} \quad (8)$$

k_1 은 loose 로프프로 가정된 최소강성을 의미하며, Z 는 변위이고, Z_m 은 최대설계변위 Z_d 보다 약간 큰 값으로서 \tan 함수의 점근선을 고려하여 설정되었다. γ 는 \tan 함수의 변화율을 제어하는 상수이다. F_d 는 최대하중이며, z 는 정규화된 변위($z = Z/Z_d$)이다. u 는 변위가 0일 때의 하중 F_u 의 최대하중에 대한 비율($u = F_u/F_d$)이다. 식 (8)에서 a, b, c 는 해석모형의 히스테리시스 곡선의 면적이 실제 시험치와 같다는 가정하에 다음의 관계를 갖는다.

$$b = 2c^2 \left[\frac{\beta}{\beta_d} - \left\{ 1 + \frac{1}{a} (e^{-2a} - 1) \right\} \right] \quad (9)$$

β_d 는 완전 마찰하중에 의한 에너지 소산이 발생할 때의 마찰감쇠계수($\beta_d = 4uF_d$)이다. 또한 히스테리시스 곡선의 끝점($z = \pm 1$)에서 속도가 정지했다가 변하기 시작할 때는 로프 내부의 마찰력이 극대화되어 최대강성 k_2 와 같은 기울기를 갖는다. 이 기울기는 식 (7)의 기울기보다는 매우 크므로 식 (8)의 기울기만을 고려하면

$$2a + b = \frac{k_2}{uk_a} \quad (10)$$

여기서 k_a 는 평균강성($k_a = F_d/Z_d$)을 의미한다. 식 (8) 또는 (9)에서 계수 c 는 형상을 조절하는 상수로 경험적으로 선택하게 된다. 그림 6은 식 (6)-(10)을 이용한 전형적인 히스테리시스 곡선의 형상을 보여주고 있다. 그림 6(a)는 $b=0$ 때의 경우로서 변위의 진폭이 작을 때 적용이 가능한 전형적인 형태를 보이고 있다.

이제 실험으로 구한 그림 2의 최외각 히스테리시스 곡선(진폭 25mm인 경우)과 해석 결과를 비교하면 그림 7과 같다. 이로부터 본 문에서 제시한 해석 모형이 다음과 같이 실제의 현상을 잘 표현하고 있음을 알 수 있다: 즉, 1) 식 (1)-(3) 및 표 2에서 구한 강성의 최소값(k_1) 및 최대값(k_2) (그림 7(b)의 일점쇄선)은 실제의 현상을 잘 반영하고 있다. 2) 탄성만을 고려한 식 (7)의 하중-변위 관계 함수 F_1 (그림 7(b)의 점선)은 완충기의 비선형성을 적절히 대표한다. 3) 식 (8)로 주어지는 에너지소산을 주는 하중 F_2 (그림 7(b)의 가는 실선)는 히스테리시스 곡선의 특성을 적절히 표현하고 있다.

앞에서 제시한 식 (6)-(8)은 변위 진폭이 일정하게 진동하는 정상상태의 진동해석에는 매우 유용하다. 그러나 지진응답과 같이 진폭이 수시로 변하는 경우에는 식 (8) 대신에 다음 식 (11)을 적용할 수 있다.

$$F_2 = \begin{cases} F_i - F_1 + uF_d \{ 2 - 2 e^{-a(z-z_i)} + b(z-z_i) e^{-c(z-z_i)} \}, & (\dot{z} > 0) \\ F_i - F_1 - uF_d \{ 2 - 2 e^{a(z-z_i)} - b(z-z_i) e^{c(z-z_i)} \}, & (\dot{z} < 0) \end{cases} \quad (11)$$

여기서 $z_i = Z_i/Z_d$ 이고 (Z_i, F_i)는 하중이 역으로 변하는 최근점을 의미한다. 만일 하중이 같은

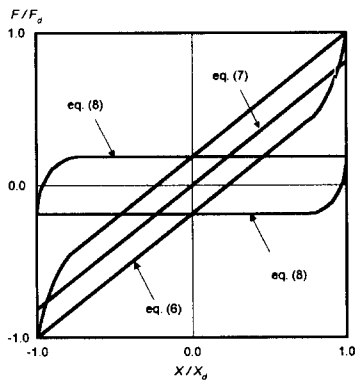
변위 구간에서 변한다면 ($Z_i \cdot Z_{i-1} > 0$), 식 (11)대신에 다음 식을 사용해야 강성이 증가하는 구간에서 하중이 지나치게 증가하는 현상을 방지할 수 있다.

$$F_2 = \begin{cases} F_i - F_1 + \alpha_1 u F_d \{2 - 2 e^{-a(z-z_i)}\}, & (\dot{z} > 0) \\ F_i - F_1 - \alpha_2 u F_d \{2 - 2 e^{a(z-z_i)}\}, & (\dot{z} < 0) \end{cases} \quad (12)$$

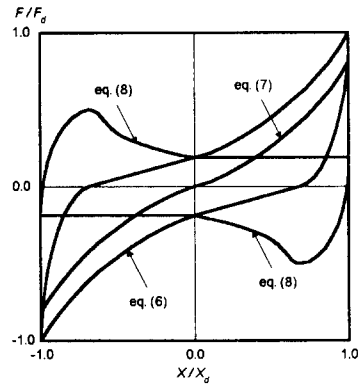
여기서

$$\alpha_1 = \frac{2 - 2 e^{a(z_i - z_{i-1})} - b(z_i - z_{i-1}) e^{c(z_i - z_{i-1})}}{2 - 2 e^{a(z_i - z_{i-1})}} \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \frac{2 - 2 e^{-a(z_i - z_{i-1})} + b(z_i - z_{i-1}) e^{-c(z_i - z_{i-1})}}{2 - 2 e^{-a(z_i - z_{i-1})}}$$

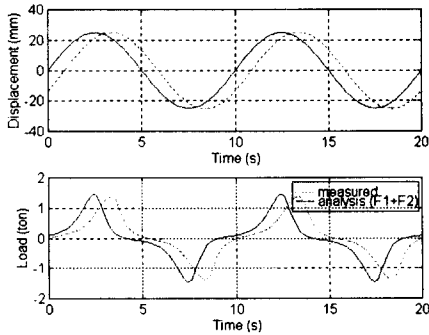


(a) 변위 진폭이 작을 때 ($b = 0$)

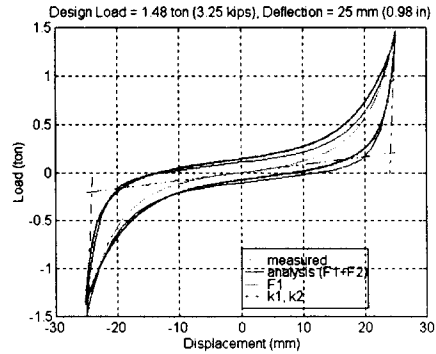


(b) 변위 진폭이 클 때

그림 6. 정규화된 히스테리시스 곡선 모형



(a) 상부 : 변위, 하부 : 하중



(b) 히스테리시스 곡선

그림 7. 시험모형 ($F_d = 3/10$ kips, $X_d = 1$ in.)의 하중-변위 관계 실험결과와 해석결과와의 비교

3. 결 론

본 연구를 통하여 얻은 결과를 종합하면 다음과 같다.

- 1) 와이어로프형 완충기의 설계 목표를 최대변위와 최대하중으로 할 때, 설계변수로는 로프의 종류, 로프의 외경, 나선형으로 된 루프의 반경과 피치를 선정할 수 있다.
- 2) 탄성특성은 1/2 루프의 이론적 탄성치를 이용하여 추정할 수 있다. 단, 로프 내부의 소선들이 마찰력을 완전히 유지하는 경우(solid 로프)와 마찰력이 붕괴되는 경우(loose 로프)로 구분하여 히스테리시스 곡선으로부터 구한 접선강성의 최대값과 최소값을 유도할 수 있다.
- 3) 소산에너지는 변위 증가에 따라 약간 비선형적인 증가 현상을 보인다. 재료감쇠계수는 변위에 역비례하는 형태를 보이며, 마찰감쇠계수는 변위에 정비례하는 형태를 보인다. 따라서 감쇠력의 종류를 변위에 따라 구분하여 변위가 작을 때(최대설계치의 50% 이하)는 주로 마찰감쇠를 변위가 클 때(최대설계치의 50% 이상)는 마찰감쇠에 재료감쇠를 배분하여 고려할 필요가 있다.
- 4) 히스테리시스 곡선의 해석 모형으로부터 구한 결과는 실제의 현상을 잘 표현하고 있다. 즉, 탄성만을 고려한 하중-변위 관계 함수는 완충기의 비선형성을 적절히 대표하고 있으며, 에너지소산을 주는 하중 함수는 히스테리시스 곡선의 특성을 적절히 표현하고 있다.
- 5) 본 연구를 통해 정리된 설계 과정을 이용하면 설계 목표인 최대변위와 최대하중을 만족하는 와이어로프형 완충기의 주요 치수뿐만 아니라, 동특성을 대표하는 히스테리시스 곡선도 비교적 정확히 추정할 수 있다.
- 6) 본 연구 결과를 배관계 등 실제 구조물에 적용한 경우의 지진 및 진동 해석은 추후 수행될 예정이며, 히스테리시스 곡선의 함수를 이용하면 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

감사의 글

본 연구는 전력기술원(KEPRI)의 중소기업지원 협력연구개발 사업에 따른 연구비 지원으로 수행 중인 연구의 일부이며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. KS D3514 (1987), 와이어 로프
2. KS D7010 (1991), 항공기용 와이어 로프
3. O. Erik, F.D. Jones and H.L. Horton (1988), "Machinery's Handbook, 23rd ed.," Industrial Press Inc., New York.
4. G.C. Costello (1997), "Theory of Wire Rope (2nd ed.)," Springer-Verlag New York Inc.
5. M.L. Tinker, and M.A. Cutchins (1992), "Damping Phenomena in a Wire Rope Vibration Isolation System," J. Sound and Vibration, Vol. 157, No. 1, pp. 7-18.
6. 김영중 외 (1992), "WIROFLEX 방진마운트의 성능평가," 한국기계연구원 연구보고서 BS1884-1536D, 한국기계연구원(구 해사기술연구소).
7. O.G. Vinogradov, and I.S. Atatekin (1986), "Internal Friction Due to Wire Twist in Bent Cable," ASCE J. Engineering Mechanics, Vol. 112, No. 9, Sept., pp. 859-873.
8. I. Pivirarov, and O.G. Vinogradov (1987), "One Application of Bouc's Model for Non-Linear Hysteresis," J. Sound and Vibration, Vol. 118, No. 2, pp. 209-216.
9. M. Kikuchi, and I.D. Aiken (1997), "An Analytical Hysteresis Model for Elastomeric Seismic Isolation Bearings," Earthquake Engrg. Str. Dyn., Vol.26, pp.215-231.