

Wire Rope형 진동완충장치 설계

Design of Wire Rope snubbers

°박종범, 윤기갑, 배병홍, 이상국, 이승학*

Jong-Beom Park, Yoon-Gi Gab, Byung-Hong Bae, Sang-Guk Lee, and Seung-Hak Lee

한국전력공사 전력연구원

대전광역시 유성구 문지동103-16, jbpark@kepri.re.kr, 042-865-5179

대덕대학 제어계측과*

대전광역시 유성구 장동 48, Leeshak@mail.ddc.ac.kr, 042-866-0373

Key Words : Wire Rope형 진동완충기(Wire rope Snubbers), 배관진동 해석(Dynamic Analysis of the Typical Piping System), 성능시험(Perormance Tests), 설계안 설정(Establishing Design Procedures)

요 약

발전소의 배관계에는 열변형은 허용하되 진동으로 인해 발생하는 응력을 줄이고 과도한 진동 작용시 배관계를 보호하기 위하여 유압식 또는 기계식 snubber가 설치되어 있다. 그러나 이들은 누유 가능성 및 사용수명 측면에서 보수 유지에 많은 경비가 소요된다. 최근 wire rope를 이용한 진동완충기가 도입되어 배관진동 완화에 매우 효과적임이 입증되었고 보수유지가 거의 필요없으므로 경제성도 높으나 고가의 수입가격으로 인해 국산화의 필요성이 절실하다

Abstract

Piping systems of the power generating stations have been generally protected by hydraulic and mechanical snubbers which can allow large displacements arising from temperature change while those can reduce or absorb stresses due to vibrations. However these snubbers require amounts of budget for maintenance or replacement because of the leakage, lubrication and finally short life cycle. Recently the snubbers consisted of wire rope have been proved to reduce vibrations of piping systems. While the wire rope snubbers are free of maintenance such as leakage and lubrication, imported price are so high. Now it is necessary to design, manufacture and certificate these wire rope snubbers.

1. 서 론

각종 발전설비에 대해 최적의 운전을 위해서는 발전설비의 대부분을 차지하고 있는 배관계의 안전성이 매우 중요하며, 배관계의 안전성을 해치는 요인은 Seismic 및 고진동이다. 이러한 요인을 제어하기 위해 지금까지 사용해 온 것이 유압식 Snubber이다. 그러나 유압식 Snubber는 Seismic에는 유용하나 정상상태의 진동에는 아무런 효과가 없음이 이미 입증되었으며, 고진동 해소에 사용할 때 오일의 누수를 야기시켜 완충기의 성능저하 및 발전설비에 피

로수명을 가중시켜 적정한 제품이 되지 못하고 있다.

이러한 사실은 이미 부산화력과 인천화력에서 입증되어 고배관진동 해소를 위한 새로운 배관지지장치의 개발이 절실히 요구되고 있으며, 최근 원자력발전소에 SUS Wire Rope를 이용한 진동완충기가 개발 적용되어 배관의 고진동 해소에 탁월한 효과를 입증 받고 있다. 그러나 수입가격이 워낙 고가이고 구입기간 또한 상당한 기간이 걸리므로 발전소 운영에 상당한 부담으로 작용되었다. 이러한 문제점들을 보완하여 SUS를 이용한 Wire Rope형 진동완충장치 설계하여 국산화 개발을 시도하고 있으며,

설계가 완료되면 여러 차례의 현장실증 시험을 통하여 발전소나 타 산업기반에 사용되면 많은 의뢰를 절감할 수 있을 것으로 생각된다.

2. Wire Rope형 완충기의 현황

2.1 Wire Roped의 국내 현황

와이어 로프는 크레인, 엘리베이터, 케이블카 등 여러 분야의 산업에서 응용되고 있으며, 국내 제조업체에서도 다양한 제품을 개발하여 사용하고 있다. 대부분 와이어 로프가 안전을 유지해야 하는 분야에서 이용되고 있으므로 기술도 규격화하여 관리되고 있다. 와이어 로프의 규격은 우선 KS D 3514-1987 와이어 로프 및 KD D 7010-1991 항공기용 와이어 로프에 정의된 제품을 기준으로 제조사 별로 많은 제품을 설계, 관리하고 있다. KS D 3514-1987는 강선으로 구성된 와이어 로프를 1호~26호의 26종류로 구분하고, 각각을 꼬임 방법 및 소선의 강도에 따라 구분하여 규격을 명시하고 있다. KD D 7010-1991는 주로 항공기에 사용되는 와이어 로프에 대하여 A1호~A5호까지 5종에 대하여 스테인레스 강선의 인장강도를 규정하여 구분하고 있다.

2.2 완충기의 동향

완충기는 배관계에 작용하는 동하중을 완화시켜 배관계를 보호하는 역할을 한다. 1970년대 초반까지 설치된 완충기는 대부분 그림1과 같은 유압식으로 제작되었다. 그러나 완충기가 설치되는 온도, 습도, 방사능 등의 환경에 대한 고려 및 경험 부족으로 인하여 유압식 완충기의 밀봉재 손상에 따른 유압 작동유의 누설에 의해 기능을 상실하게 되는 경우가 빈번하게 발생하였으며, 근본적으로 누설 문제가 없는 기계식 완충기를 선호하게 되었다.

이에 따라 1970년대 후반부터 1980년대 전반까지 다년간 그림2와 같은 기계식 완충기를 사용한 결과, 누설 문제는 없지만 기계식 완충기의 설계 및 제작 방법에 따른 근본적인 문제가 발생하였고, 이는 유압식 완충기의 경우보다 더욱 심각한 문제로 대두되었다. 즉, 기계식 완충기는 부품들이 마모에 아주 민감하고, 스프링 등의 취성화로 파손되거나, 윤활유가 휘발하여 완충기가 잠기는 Lock-up 현상등이 발생하는 등 많은 문제점을 노출하였다. 이와 같이 완충기가 잠기게 되면 전척 기능을 발휘하지 못할 뿐만 아니라 배관계에 하중을 직접 전달하여 손상을 유발하는 역효과가 있다. 이런 이유로 1980년대 후반부터는 유압식 완충기를 선호하고 있으며, 설계도 개선되어 많은 제품들이 개발되어 적용되고 있다. 유압식 및 기계식 완충기는 감쇠하중이 점성감쇠계수에 비례하며, 열

변형 등 진폭이 크더라도 진동주파수가 낮은 경우, 즉 진동속도가 작은 경우에는 작용하중이 작아 변형을 허용하여 배관계의 응력을 발생시키지 않는다. 반면에 배관진동, 지진 등 고주파수의 진동에는 감쇠에너지가 크게 작용하여 진동을 억제한다. 이들 완충기는 설계방법의 정립에 따라 배관계에 작용하는 하중 및 저속도의 매우 큰 진동진폭의 크기에 맞는 다양한 규격의 제품이 있다. 그러나 탄성 복원력이 없어 반드시 탄성 지지 장치와 함께 사용해야 하므로 설치비용이 많이 소요되며, 제품의 제작에도 정교한 기술이 요구되어 제작비가 높다.

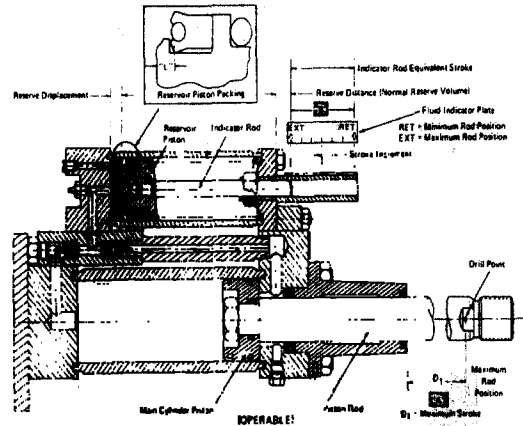


그림 1 유압식 완충기

Fig. 1 Hydraulic Snubbers

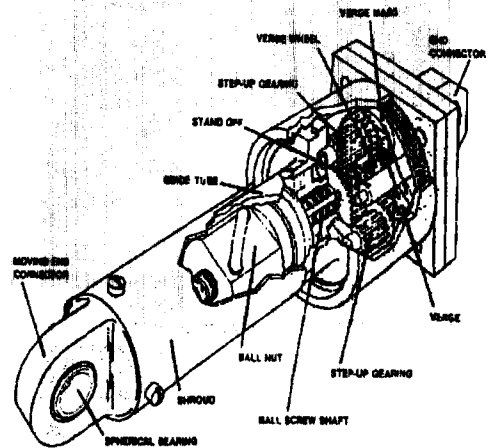


그림 2 기계식 완충

Fig. 2 Mechanical Snubbers

3. Wire Rope형 완충기의 개발 목표 및 설계

3.1 Wire Rope 완충기 개발 목표

Wire Rope 개발 목표는 다음과 같다.

- 발전소 배관계통에서 발생하고 있는 진동을 60%이상 차진
- 기존의 유압식 Snubber에서 Wire rope형으로 대체하여 정비.유지비용 최소화
- 배관의 고진동완충으로 설비의 보존 및 수명의 반영구화 실현
- 제품의 국산화로 설비의 기간 및 수입비용의 절감(50%이상)
- 배관계에서 Seismic 및 Hammering과 같은 급작스런 외력작용시 배관계의 안정성 확보

3.2 Wire Rope 완충기 설계

3.2.1 설계 변수

완충기의 작동 부분은 그림3과 같이 와이어 로프가 나선형 루프(Loop)로 감긴 대칭형을 이루도록 되어 있다. 상하부 사이에 변위가 발생하면 2개의 몸체를 연결하는 1/2 루프들에 작용하는 하중이 합쳐져서 전체 작용 하중을 결정한다.

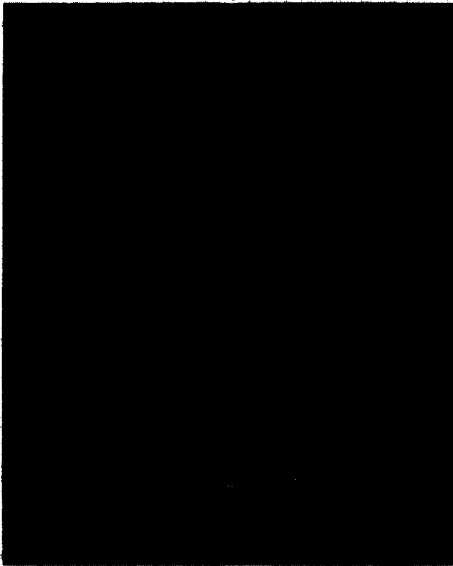


그림 3 Wire Rope 완충기 형상
Fig. 3 Form of Wire Rope Snubbers

구조적 형태상 변위가 중립 위치를 기준으로 작용 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(Hysteresis) 곡선을 이루게 된다. 변위가 지나치게 커지면 로프에 인장하중이 크게 작용하며 몸체와의 결합 부분에서 항복이 발생하여 영구변형이 일어나게 되므로 몸체의 치수에 따라 최대 변위가 제한된다.

개발 목표는 그림4와 같이 실험결과 구해진 히스테리시스 곡선의 형상을 만족하는 최대하중(F_d)과 최대변위(X_d)로 표1와 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.

표 1 개발목표 및 설계변수

Fig. 1 Developed Results and Design Variables

개발 목표		설계 변수	
최대하중(F_d) (Kips)	10, 20, 30, 40(4종)	로프의 종류	W_n , $n=1, 2, 3, \dots$
		로프의 외경	D
최대변위(X_d) (in)	1.1, 5.2, 2.5, 3 (5종)	루프의 반경	R
		루프의 피치	P

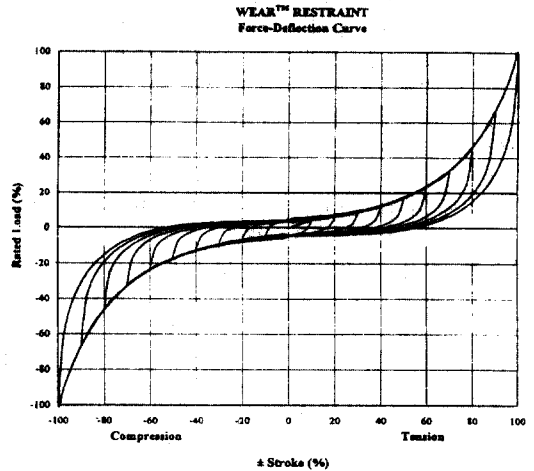


그림 4 히스테리시스 곡선
Fig. 4 Hysteresis Course

3.2.2 탄성특성 설계

그림3과 같이 6개의 루프로 구성된 완충기의 탄성 특성을 분석하기 위하여 그림5와 같이 양

단이 고정된 루프의 1/2 부분의 중앙에 수직 방향으로 변위 Z가 작용할 때의 반력을 해석하였다. 실제로 변위가 작용하면 중앙부는 이동하는 몸체에 고정되어 있기 때문에 중앙부의 변형각이 없으며, 이 때 반력으로 힘과 모멘트가 동시에 발생한다. 완충기의 작동 부분은 이 모멘트는 변위를 주는 중앙부에서는 로프 내부에 토크로서 작용한다. 로프의 영률(Young's modulus, E), 단면관성모멘트(I)와 피치각(λ),

$\tan \lambda = \frac{P}{(2\pi R)}$ 을 이용하면 중립위치에서 미소변위 작용시 1/2루프에 작용하는 반력 F_0 와 선형 탄성계수 $k_{1/2}$ 를 구할 수 있다

$$F_0 = k_{1/2}Z \quad (\text{식 1})$$

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

(식 2)

이로부터 완충기의 강성 k는 루프의 개수가 n일 때 다음과 같이 구할 수 있다.

$$k = 2nk_{1/2} \quad (\text{식 3})$$

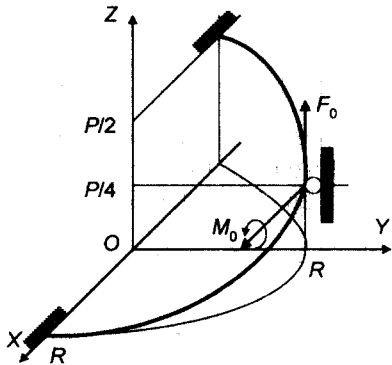


그림 5 1/2 루프의 기하학적 형상
Fig.5 Geometry Form of the 1/2 Loop

그러나 와이어로프는 여러 소선들이 꼬여서 구성되어 있기 때문에 변위가 커지면 소선간에 작용하는 마찰력이 붕괴되어 굽힘강성이 급격히 감소하는 성질을 갖는다. 이러한 실험으로부터 구한 히스테리시스 곡선에서 구한 접선강성(Tangent Stiffness)을 와이어로프에 완전히 슬

립이 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, 그림6은 루프 1개당 강성과 구조적 특성(EI/R^3)과의 관계를 보이고 있다. 이로부터 다음의 현상을 유추할 수 있다.

- Solid(Loose) 로프 가정 결과는 이론치보다 약간 낮다(높다). 즉, 실체는 Solid(Loose) 보다는 다소 유연(강)하다.
- 완충기 강성의 최대치와 최소치는 (식 3)을 이용하여 이론적으로 추정할 수 있다.
- 변위가 작은 경우에는 k_1, k_2 만을 이용한 이중선형(Bilinear) 히스테리시스 곡선의 적용이 가능하다.

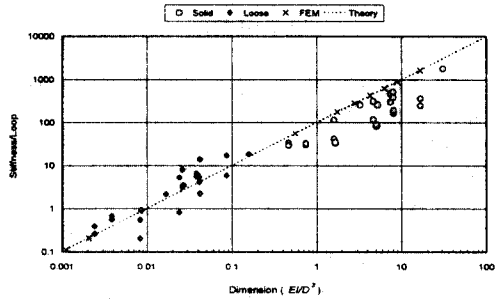


그림 6 완충기 모형의 치수와 강성 비교
Fig. 6 Dimension and Stiffness of the Snubbers Form

3.2.3 감쇠특성

Vinogradov 등은 와이어로프가 굽힘변형을 할 때 소산되는 에너지는 변위에 정비례하는 것으로 해석결과를 제시하였다. 이는 바로 에너지의 소산이 마찰에 기인하는 것으로 볼 수 있다. 변위를 최대설계변위의 10%씩 변화시키며 구한 히스테리시스 곡선의 면적으로부터 소산 에너지를 계산하고, 등가감쇠로서 재료감쇠(Material damping)와 마찰감쇠(Friction damping) 계수를 구하여 특성을 분석하였다.

우선 계측한 하중-변위 관계로부터 소산에너지 W는

$$W = \oint F_z dz \quad (\text{식 4})$$

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.

$$\alpha = \frac{W}{Z_0^2}, \beta = \frac{W}{Z_0} \quad (\text{식 5})$$

이와 같이 구해진 감쇠계수들을 최대설계변위 진폭에서의 값에 대한 비율로 정리하면 그림7과 같다. 이로부터 감쇠에 대한 현상을 다음

과 같이 볼 수 있다.

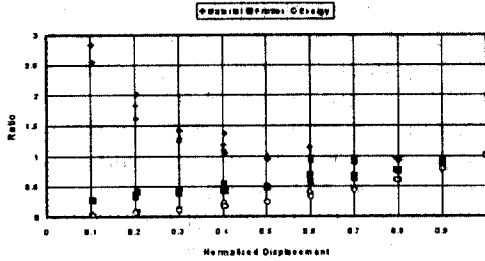


그림 7 소산에너지 및 감쇠계수
Fig.7 Dissipation Energy and Damping

- 소산 에너지(○표)는 변위 증가에 따라 약간 비선형적인 증가 현상을 보인다.
- 재료감쇠계수 α (◇표) 변위에 역비례하는 형태를 보인다. 그러나 변위가 클 때는 거의 일정한 값을 가진다.
- 마찰감쇠계수 β (□표)는 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.

3.3 Wire Rope형 완충기의 해석 모형

그림4와 같이 상당히 비선형적인 히스테리시스 곡선은 일반적인 면진베어링(Seismic Isolation Bearing)에서 많이 볼 수 있다. Kikuchi 등은 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 모형을 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,

$$F = F_1 + F_2 \quad (식 6)$$

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

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

k_1 는 loose 로프로 가정된 최소강성을 의미하며, Z 는 변위이고, Z_m 는 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 정규화

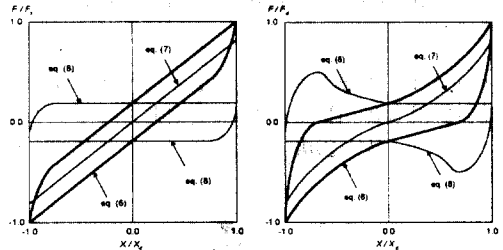
된 변위($z = Z/Z_d$)이다. u 는 변위가 0일 때의 하중 F_u 의 최대하중에 대한 비율($u = F_u/F_d$)이다

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

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 식7의 기울기보다는 매우 크므로 식8의 기울기만을 고려하면

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

여기서 k_a 는 평균강성($k_a = F_d/Z_d$)을 의미한다. 식8 또는 식9에서 계수 c 는 형상을 조절하는 상수로 경험적으로 선택하게 된다. 그림8은 식6~식10을 이용한 전형적인 히스테리시스 곡선의 형상을 보여주고 있다. 그림8(a)는 $b=0$ 때의 경우로서 변위의 진폭이 작을 때 적용이 가능한 전형적인 형태를 보이고 있다.



(a) 진폭이 작을 시 (b) 진폭이 클 시

그림 8 정규화된 히스테리시스 곡선 모형
Fig. 8 Hysteresis Course Form of the Established Rules

이제 실험으로 구한 그림4의 최외각 히스테리시스 곡선(진폭 25mm인 경우)과 해석 결과를 비교하면 그림9과 같다. 이로부터 논문에서 제시한 해석 모형이 다음과 같이 실제의 현상을 잘 표현하고 있음을 알 수 있다.

- 강성의 최소값(k_1) 및 최대값(k_2) (그림8(b)의 일점 쇄선)은 실제의 형상을 잘 반영하고 있다.
 - 탄성만을 고려한 식7의 하중-변위 관계 함수 F_1 ([그림9(b)]의 점선)은 완충기의 비선형성을 적절히 대표한다.
 - 식8로 주어지는 에너지소산을 주는 하중 F_2 ([그림9(b)]의 가는 실선)는 히스테리시스 곡선의 특성을 적절히 표현하고 있다.
- 앞에서 제시한 식6~식7은 변위 진폭이 일정

하게 진동하는 정상상태의 진동해석에는 매우 유용하다. 그러나 지진응답과 같이 진폭이 수시로 변하는 경우에는 식8 대신에 식11을 적용할 수 있다.

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

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.

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

여기서

$$\alpha_1 = \frac{2 - 2e^{-a(Z_i - Z_{i+1})} - b(Z_i - Z_{i+1})e^{-a(Z_i - Z_{i+1})}}{2 - 2e^{-a(Z_i - Z_{i+1})}} \quad (식 13)$$

$$\alpha_2 = \frac{2 - 2e^{-a(Z_i - Z_{i+1})} - b(Z_i - Z_{i+1})e^{-a(Z_i - Z_{i+1})}}{2 - 2e^{-a(Z_i - Z_{i+1})}} \quad (식 14)$$



(a) 상부:변위, 하부:하중



(b) 히스테리시스 곡선

그림 9 실험결과와 해석결과비교

Fig. 9 Comparison of Test Results and Analysis Results

3. 결 론

Wire Rope 진동 완충장치의 설계 개발로 인하여 전력산업 및 산업계 전체에 필요한 배관 진동 제어기술로 관련 발전소의 설계, 설비의 안전성 확보, 국내 경쟁력 확보, 유지비용의 절감 및 해외설비 확충을 위한 기반 조성등 많은 외화 절감 효과를 보일 것이며, 발전소 및 산업계의 유사 혹은 이종의 진동문제에 대한 시스템 제어에 많은 활용을 할 수 있을 것으로 생각되며, 설계 완료되면 여러 차례의 실증시험을 통하여 산업계 전체에 사용되면 많은 외화를 절감할 수 있을 것으로 생각된다.

[참 고 문 헌]

- [1] 박민혁 등, Wire Rope 진동완충장치 개발, 전력연구원, 1998.12.
- [2] KS D7010(1991), 항공기용 와이어 로프
- [3] KS D3514(1987), 와이어 로프