

와이어 충돌감쇠를 갖는 다공성 박판의 비선형 진동 해석

Nonlinear Vibration Analysis of Porous Thin Plate with Wire Impact Damping

°김 성 대* · 김 원 진** · 이 부 윤** · 이 중 원***
Sung-Dae Kim, Won-Jin Kim, Boo-Youn Lee and Chong-Won Lee

Key Words : porous thin plate(다공성 박판), tension distribution(장력 분포), wire impact damping(와이어 충돌감쇠), nonlinear vibration analysis(비선형 진동해석), contact(접촉)

ABSTRACT

In this study, nonlinear vibration analysis of the cylindrical orthotropic porous thin plate under V-shaped tension distribution with wire impact damping is considered. We make dynamic model of the plate under the tension using commercial FEM code and reduce the number of its degrees of freedom using dynamic condensation. The dynamic model of wire is obtained as lumped mass model from string equation. And then we analyze the nonlinear vibration of the plate including the impact phenomenon between the plate and the wire using the reduced mass and stiffness matrices of the plate and lumped model of the wire. The contact phenomenon between them can be described by impact contact elements composed of contact stiffness coefficients from Hertzian contact theory and contact damping coefficients from restitution coefficient between them. And we discussed the results of nonlinear vibration analysis for variations of their design parameters.

1. 서 론

장력 구배가 있는 다공성 박판은 음극선관의 새도우 마스크로 흔히 사용되는데 여기에 진동이 발생하게 되면 화상이 왜곡되는 문제를 일으키므로 이 분야에서는 이에 대한 연구가 많이 이루어 지고 있다. 본 연구에서는 와이어 충돌감쇠가 고려된 장력 부가형 박판에 대한 비선형 진동해석을 하고자 한다. 장력 부가형 박판의 진동 저감을 위해 가는 와이어를 사용하는 것은 음극선관에서 주로 사용하는 방법이다. 또한 박판에 부가되는 장력의 분포는 음극선관의 박판에서 주로 적용하고 있는 V-형 장력분포를 대상으로 하였다^{(1),(2)}.

와이어 충돌감쇠에 대한 연구는 음극선관의 경우에 대해 많은 연구가 있지만 대부분 실험에 의존하고 있다. Y. Ohmura 는 그릴(grille)형

박판에 대해 와이어 충돌감쇠의 영향을 실험적으로 평가하여 진동 감쇠기능뿐만 아니라 진동에 독립적일 수 있는 인근 영역에 까지 진동을 전달하는 단점도 있음을 소개하고 있다^[3]. 일본 특허[4]에서는 장력 부가형 박판의 곡률을 조정하여 진동 취약 부분에서의 곡률의 2 차 미분값을 크게 하여 와이어와의 접촉력을 크게 하는 방법을 제안하였고^[4], 일본 특허[5]를 비롯한 많은 특허에서는 와이어의 장착 구조에 대한 내용을 제안하였다^[5].

와이어 감쇠에 대한 구체적인 해석 사례는 거의 없으며 가장 근접한 해석으로는 W. S. Shin 의 연구가 있다. 그는 상용 유한요소해석 코드를 이용하여 장력 구배가 없는 평면 새도우 마스크에 대해 와이어와의 접촉을 고려하여 비선형 진동해석을 시도하였다^[6]. 하지만 본 연구에서와 같이 곡면이며 큰 장력 구배가 있는 경우에는 상용 유한요소해석 코드를 사용할 경우 비선형 과도응답 해석과정에서 발생하기 쉬운 유한요소의 와핑(warping) 현상을 방지하기 어렵고, 또한 충돌감쇠를 표현할 수 있는 요소가 없기 때문에 상용 유한요소해석 코드를 이용하기는 쉽지 않다.

본 연구에서는 Fig. 1 과 같이 V-형 장력 구배(T_m)를 가지며 곡면인 박판과 장력(T_d)이

* 정희원, 한국과학기술원 대학원 기계공학과
E-mail : sungd@alta.co.kr
Tel : (042) 869-3056
** 정희원, 계명대학교 기계·자동차공학부
*** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

있는 와이어가 결합된 시스템에 대해 접촉이 고려된 비선형 진동해석을 수행하고자 한다.

먼저 상용 유한요소해석 코드를 이용하여 박판에 대해 장력인가 해석을 수행하여 장력이 있는 박판의 유한요소 모델을 구성하고 이로부터 질량 및 강성계수를 추출하였다. 그리고 이를 다시 동적축약을 하여 자유도가 1/6 로 축소된 장력이 부가된 박판의 동적 모델을 구성하였다.

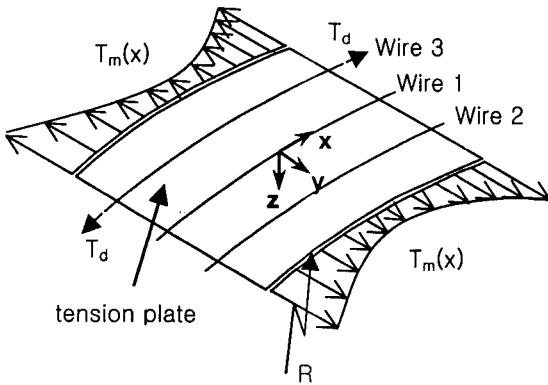


Fig. 1 The tension plate with tension wires

장력을 갖는 와이어의 동적 모델은 박판과의 접촉 조건을 쉽게 부여하기 위해 박판의 유한요소 모델의 절점위치를 기준으로 현(string)의 특성을 갖는 집중질량으로 모델링하였다.

와이어와 박판과의 접촉에 대한 묘사를 위해 접촉 강성계수와 접촉 감쇠계수를 갖는 비선형 접촉요소를 도입하였다. 두 실린더 사이의 Hertz 접촉 특성을 이용하여 접촉 강성계수를 구하였고, 충돌 반발계수를 1 자유도 감쇠 요소로 상사하여 접촉 감쇠계수를 구하였다. 이를 비선형 접촉요소에 적용하여 비선형 진동해석을 하였다.

와이어의 여러 조건에 대한 장력 박판의 진동 특성을 해석적으로 평가하였으며 향후 실험결과와 비교할 예정이다.

2. 장력 부가형 박판의 동적모델링

2.1 유한요소법을 이용한 장력 부가해석

상용 유한요소 해석코드(ANSYS)를 이용하여 x 방향으로 V자 형태의 장력 분포를 갖는 박판에 대해 초기 응력을 부가한 진동 모드해석을 수행하였다.

다공성 박판은 구멍형상이 복잡하고 그 수가 매우 많기 때문에 이를 그대로 해석하지는 않는다. 일반적으로 다공성 박판의 유한요소 모델을 위해 적용하는 물성치는 원래의 물성치와 구멍

형상으로부터 수직 이방성 연속체 박판으로 상사시킨 유효 물성치를 구하여 사용하며 이는 Table 1 과 같다⁽⁷⁾.

	Original	Effective	Ratio (%)
E_x (N/mm ²)	2.1×10^5	4.220×10^2	0.2
E_y (N/mm ²)		1.567×10^5	74.6
ν_{xy}	0.3	0.41	137
ν_{yx}		0.000698	0.23
Density (kg/mm ³)	7.80×10^{-6}	5.95×10^{-6}	76.3

Table 1 Comparison of original and effective material properties

V-형 장력이 부가된 박판의 실제 모드 형상을 ESPI(electronic speckle pattern interferometry)로 측정된 것과 본 연구의 유한요소 해석으로 구한 초기 세 개의 모드형상을 Fig. 2 에 나타내었다. 장력의 구배가 있기 때문에 모드 형상이 국부적으로 크게 발생하는 형태를 갖고 있음을 알 수 있으며 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

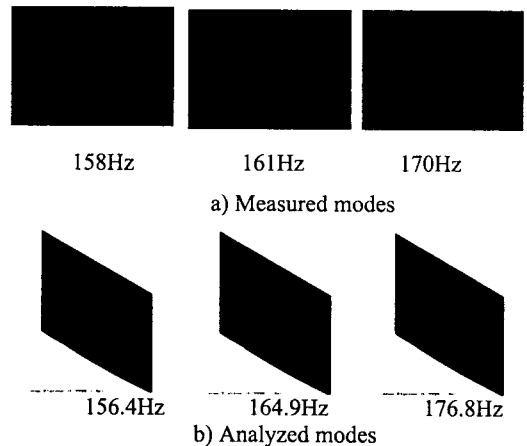


Fig. 2 Comparison for some principal mode shapes from experiments and FE analysis

2.2 박판의 유한요소모델에 대한 동적 축약

2.1 절에서 구성한 장력 박판에 대한 유한요소 모델의 절점의 자유도가 크기 때문에 이로부터 구한 질량 및 강성 행렬을 그대로 비선형 충돌 해석에 적용하는 것은 바람직하지 않다. 그러므로

본 연구에서는 박판의 동적 거동특성을 고려하여 장력 박판의 수직방향(z) 자유도를 주 자유도(master degrees of freedom), 나머지를 부 자유도(slave degrees of freedom)로 하는 동적 축약을 하였다⁽⁸⁾.

상용 유한요소 해석코드로부터 구한 장력 박판의 질량 및 강성계수 행렬로 구성된 운동 방정식은 다음과 같다.

$$[\mathbf{M}]^f \{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]^f \{\mathbf{u}\} = \mathbf{0} \quad (1)$$

여기서

$$\begin{aligned} [\mathbf{M}]^f &= \text{full mass matrix of the plate} \\ [\mathbf{K}]^f &= \text{full stiffness Matrix of the plate} \\ \{\mathbf{u}\} &= \{u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T \text{ dof vector} \end{aligned} \quad (2)$$

박판의 주 진동 방향은 z 방향이므로 각 절점의 6 자유도 중 u_z 를 주 자유도를 설정하고 나머지 자유도를 모두 부 자유도로 간주하여 식(1)을 분할 행렬 형태(partitioning)로 만들면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{M}_{ms} \\ \mathbf{M}_{sm} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_m \\ \ddot{\mathbf{u}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3)$$

식(3)의 둘째행의 관계식에서 주 자유도의 운동성분이 상대적으로 큰 것을 이용하면 관성항을 무시할 수 있다. 이를 이용하면 식(3)의 둘째행의 관계식으로부터 \mathbf{u}_m 과 \mathbf{u}_s 의 관계를 도출할 수 있다.

$$\mathbf{K}_{sm} \mathbf{u}_m + \mathbf{K}_{ss} \mathbf{u}_s = \mathbf{0} \Rightarrow \mathbf{u}_s = -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \mathbf{u}_m \quad (4)$$

다시 이 식을 이용하여 \mathbf{u} 와 \mathbf{u}_m 의 관계를 정리하면 다음과 같다.

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \end{bmatrix} \mathbf{u}_m = \mathbf{R} \mathbf{u}_m \quad (5)$$

(5)식을 이용하여 시스템의 운동에너지 T 와 위치에너지 U 를 \mathbf{u}_m 항으로 표현하고 Lagrange's equation 을 이용하면 식(6)과 같은 \mathbf{u}_m 으로 표현되며 자유도가 축소된 장력 부가형 박판의 운동 방정식을 구성할 수 있다⁽⁸⁾.

$$\mathbf{M}^R \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}^R \mathbf{u}_m = \mathbf{0} \quad (6)$$

여기서

$$\begin{aligned} \mathbf{M}^R &= \mathbf{M}_{mm} - \mathbf{M}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} - \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{M}_{sm} \\ &\quad + \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{M}_{ss} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \\ \mathbf{K}^R &= \mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \end{aligned} \quad (7)$$

Table 2 에서 확인할 수 있듯이 동적축약 후의 고유진동수 오차율이 1%이하로 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 장력 박판의 주 진동 방향이 대부분 z 방향 성분이기 때문이며 이로 인해 장력 박판에 대한 동적축약 적용은 매우 성공적임을 알 수 있다. 이로써 장력 박판의 전체 자유도를 1/6 로 감소시킬 수 있었다.

Mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th
Full model	160.1	166.1	176.9	183.9
Condensed model	160.2	166.2	177.2	184.2
Ratio of change (%)	0.06	0.06	0.17	0.16

Table 2 Comparison of natural frequencies for two models

따라서 이하의 해석에서는 동적축약된 박판의 질량 및 강성 행렬을 사용하고 표기 또한 \mathbf{M}^R 을 \mathbf{M}_m 으로, \mathbf{K}^R 을 \mathbf{K}_m 으로 사용하고자 한다.

한편 박판에 대한 댐핑은 고차 모드일수록 큰 감쇠력이 작용하는 강성 비례댐핑을 적용하였다. 즉, 아래와 같은 비례 댐핑에서

$$\mathbf{C}_m = \alpha \mathbf{M}_m + \beta \mathbf{K}_m \quad (8)$$

강성 비례계수 β 에만 값을 부여하였다^{[8],[9]}.

앞의 내용을 모두 정리하면 본 연구에서 구성된 장력 부가형 박판의 운동방정식은 z 방향으로 동적축약된 형태로 아래와 같이 구성된다.

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{F}_m \quad (9)$$

여기서 힘 벡터 $\{\mathbf{F}\} = \{\mathbf{F}_{Contact}\} + \{\mathbf{F}_{External}\}$ 으로 비선형 접촉력과 외력으로 이루어진다.

3. 와이어의 동적 모델

비선형 진동해석시 초기조건으로 필요한

초기변위를 구하기 위한 초기 정적 접촉력은 곡면인 박판과 정적상태로 결합된 와이어의 형상을 이용하면 현(string)의 방정식으로부터 식(10)과 같이 쉽게 계산할 수 있다.

$$f(x) = -T \frac{\partial^2 u(x)}{\partial x^2} \quad (10)$$

여기서 $T(x)$ 는 현의 장력이며 $u(x,t)$ 는 횡진동량, 그리고 $f(x)$ 는 x 지점에서 횡방향으로 현에 가해지는 힘이다.

한편 와이어에 대한 동적모델은 접촉현상을 쉽게 고려하기 위하여 박판의 유한요소 모델의 접촉 절점의 위치와 동일한 좌표에 집중질량 모델로 구성하였다. 집중질량은 식(11)과 같이 요소 길이에 해당하는 질량으로 구하였다.

$$m_i = \rho \cdot \frac{(\Delta s_{i-1} + \Delta s_i)}{2} \quad (11)$$

각 요소에 해당하는 등가 강성계수는 식(10)을 이용하여 다음과 같이 근사하여 사용할 수 있다. Δx 요소의 x 지점에 작용하는 힘과 변위의 관계는 식(12)와 같으므로

$$F(x) = -\frac{T(x)}{\Delta x} \cdot \Delta u(x) = -k_{eq} \cdot \Delta u(x) \quad (12)$$

와이어 집중요소의 등가 강성계수는

$$k_i = \frac{T}{\Delta x_i} \quad (13)$$

이 된다. 이상의 방법으로 구한 집중질량 모델의 와이어의 고유진동수는 정해와의 오차가 0.5%내로 일치함을 확인할 수 있었다.

4. 비선형 충돌 접촉 모델

V-형 장력구배가 있는 박판과 와이어의 접촉현상을 고속카메라로 촬영하고 상대변위를 측정한 결과(x,y 방향 3~5 μm , z 방향 100 μm 내외, 와이어 직경 30 μm) 마찰접촉보다는 충돌접촉이 우세한 것을 확인할 수 있었다. 이는 V-형 장력구배로 인해 박판의 모드가 국부적으로 발생하고 이외의 영역에서는 두 부분의 진동이 거의 없기 때문이다. 그리고 진동하는 영역에서는 와이어의 진동은 공

진이 아니므로 거의 진동을 하지 않고 박판의 진동만 z 방향으로 발생하므로 충돌현상이 우세하게 되는 것으로 판단된다.

4.1 충돌접촉 강성계수

충돌 강성계수는 Hertz 접촉이론을 이용하여 추출하였다. 장력 박판과 와이어와의 충돌을 Fig. 3 과 같이 두 실린더의 충돌로 간주하여 필요한 접촉 강성을 구한다⁽¹⁰⁾.

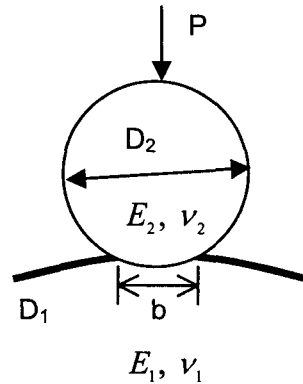


Fig. 3 Contact between two cylinders

길이 L 이 직경 D 보다 충분히 큰 두 실린더에 P 의 힘으로 접촉되고 있을 때 표면에서의 자국의 폭 b 는 Hertz 접촉이론을 사용하면 식(14)과 같이 구할 수 있다.

$$b = 1.60 \sqrt{p K_D C_E} \quad (14)$$

여기서

$$p = P/L$$

$$C_E = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (15)$$

$$K_D = \frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2}$$

실제의 장력 박판의 곡률의 직경은 와이어에 비해 매우 크므로 $D_1 \gg D_2$ 을 적용하면

$$K_D = D_2 \quad (16)$$

이며 또한 두 평판 사이에 1 개의 실린더가 있는 경우의 실린더가 힘의 방향으로 압축되는 양은 식(17)과 같다⁽¹⁰⁾.

$$\Delta D_2 = \frac{4p(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2D}{b} \right) \quad (17)$$

장력 박판과 와이어의 경우는 평판이 1 개인 경우에 해당되므로 압축량 Δu 는 (17)식을 이용하면

$$\Delta u = \frac{1}{2} \Delta D_2 \quad (18)$$

이 되며 단위 길이당 압축력이 $p(=P/L)$ 인 조건에서 실제 접촉력 수준에서의 접촉 강성은 식(19)과 같이 계산할 수 있다.

$$K_c = \left. \frac{dp}{du} \right|_{\text{at vicinity of real contact force}} \quad (19)$$

정적 압축 조건에서의 압축력을 기준으로 구한 접촉 강성(K_c)은 $2.12 \times 10^8 \text{ N/m}$ 이다.

4.2 충돌접촉 감쇠계수

충돌 감쇠계수 C_c 는 반발계수(restitution coefficient)를 이용하여 구하였다. 와이어의 질량이 장력 박판에 비해 매우 작으므로 Fig. 4 와 같이 장력 박판을 1 자유도 진동 감쇠계로 상사하면 여기에 와이어 질량이 충돌하는 것으로 간주할 수 있다. 이 단순 모델에서 충돌 전후의 속도비를 이용하면 등가 감쇠계수를 구할 수 있다.

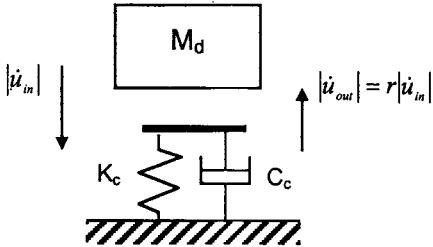


Fig. 4 Simple impact model to calculate the contact damping coefficient

반발 계수(r)의 정의에 따라

$$r = -\frac{\dot{u}(t_{out})}{\dot{u}(t_{in})} = \frac{\left| \dot{u}\left(\frac{1}{2}T\right) \right|}{|\dot{u}(0)|} = e^{-\zeta \omega_n \left(\frac{T}{2}\right)} \quad (20)$$

로 쓸 수 있으며 주기 T 를 감쇠가 포함된 고유진동수로 표현하면 등가 감쇠율을 식(21)과 같이 구할 수 있다.

$$\zeta_{r-eq} = \sqrt{\frac{(\ln r)^2}{\pi^2 + (\ln r)^2}} \quad (21)$$

그리고 감쇠계수는 와이어의 질량과 4.1 절에서 구한 접촉 강성을 이용하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$C_c = 2\zeta_{r-eq} \sqrt{K_c M_{dw}} \quad (22)$$

와이어 요소의 평균 질량이 $1.85 \times 10^{-7} \text{ kg}$ 이고 반발 계수(r) 0.8 을 기준⁽¹¹⁾으로 하면 C_c 는 $0.887 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 가 된다.

5. 비선형 진동 해석

5.1 비선형 해석 조건

먼저 자유도가 n 인 장력 박판에 대한 변위와 전체 자유도가 l 인 와이어에 대한 변위를 서로 접촉하는 자유도와 접촉하지 않는 자유도를 구분하여 표기하면 각각 다음과 같다.

$$\mathbf{u}_m = \{u_{m1} \quad u_{m2} \quad \cdots \quad u_{mi} \quad \cdots \quad u_{mp} \quad u_{m(p+1)} \quad u_{m(p+2)} \quad \cdots \quad u_{mj} \quad \cdots \quad u_{mn}\}^T \quad (23)$$

$$\mathbf{u}_d = \{u_{d1} \quad u_{d2} \quad \cdots \quad u_{di} \quad \cdots \quad u_{dp} \quad u_{d(p+1)} \quad u_{d(p+2)} \quad \cdots \quad u_{dj} \quad \cdots \quad u_{dl}\}^T \quad (24)$$

여기서 아래 첨자 m 은 장력 박판, d 는 와이어를 의미하며 p 는 접촉 자유도 개수이다.

초기 정적위치는 식(10)으로 구한 각 요소의 초기 정적 접촉력(F_{0i})을 장력 박판과 와이어에 가하여 아래와 같이 각각 구할 수 있다.

$$\mathbf{u}_m|_{t=0} = \{\delta_{m1} \quad \cdots \quad \delta_{mi} \quad \cdots \quad \delta_{mn}\}^T \quad (25)$$

$$\mathbf{u}_d|_{t=0} = \{\delta_{d1} \quad \cdots \quad \delta_{di} \quad \cdots \quad \delta_{dl}\}^T \quad (26)$$

그리고 초기변위를 발생시킨 초기 정적 접촉력을 각 접촉 요소의 접촉강성에 의한 변위로 환산하면 다음과 같다.

$$F_{0i} = K_{ci} \delta_{ci} \Rightarrow \delta_{ci} = \frac{F_{0i}}{K_{ci}}, \quad i=1,2,\dots,p \quad (27)$$

장력 박판과 와이어에 각각 식 (25), (26)의 초기변위를 주고 그리고 접촉점 사이에 식(27)의

초기변위를 갖는 접촉요소를 부가하면 초기 정적위치에서 평형이 이루어지는 초기조건이 된다.

식(23)과 식(24)의 자유도 순으로 장력 박판과 와이어의 질량 및 강성 행렬을 표기한 것을 각각 \mathbf{M}_m , \mathbf{K}_m 과 \mathbf{M}_d , \mathbf{K}_d 라고 하면, 위의 초기조건과 외력이 가해지는 장력 박판 및 와이어의 결합 시스템에 대한 운동방정식을 표현하면 각각 식(28), (29)와 같다.

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{F}_m \quad (28)$$

$$\mathbf{M}_d \ddot{\mathbf{u}}_d + \mathbf{C}_d \dot{\mathbf{u}}_d + \mathbf{K}_d \mathbf{u}_d = \mathbf{F}_d \quad (29)$$

여기서 \mathbf{F}_m 는 장력 박판에 가해지는 힘으로 다음과 같이 접촉점에서의 비선형 접촉력(\mathbf{F}_{cm})과 외력(\mathbf{F}_{ext})의 합으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_m &= \mathbf{F}_{cm} + \mathbf{F}_{ext} \\ &= \{F_{c1} \ F_{c2} \ \dots \ F_{ci} \\ &\quad \dots \ F_{cp} \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\}_j^T + \mathbf{F}_{ext} \end{aligned} \quad (30)$$

와이어에 작용하는 힘 \mathbf{F}_d 는 외력이 없는 경우 \mathbf{F}_m 에 의한 반력 즉, 비선형 접촉력(\mathbf{F}_{cd})으로만 구성된다.

$$\mathbf{F}_d = \mathbf{F}_{cd} = \{-F_{c1} \ -F_{c2} \ \dots \ -F_{ci} \\ \dots \ -F_{cp} \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\}_j^T \quad (31)$$

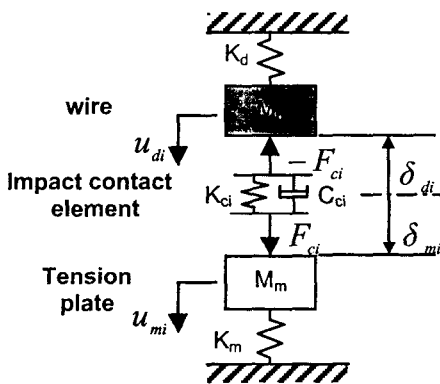


Fig. 5 Concept figure for initial equilibrium positioning analysis

각 접촉점에서의 성분 F_{ci} 는 Fig. 5 를 참고하면 접촉조건에 따라 다음과 같이 비선형적으로 적용된다. 즉,

만약 $u_{di} - u_{mi} > \delta_{di} - \delta_{mi} - \delta_{ci}$ 로 접촉조건이면

$$\begin{aligned} F_{ci} &= K_{ci}[(u_{di} - \delta_{di}) - (u_{mi} - \delta_{mi}) + \delta_{ci}] \\ &\quad + C_{ci}(\dot{u}_{di} - \dot{u}_{mi}) \end{aligned} \quad (32)$$

만약 $u_{di} - u_{mi} \leq \delta_{di} - \delta_{mi} - \delta_{ci}$ 로 분리조건이면

$$F_{ci} = 0 \quad (33)$$

이 된다.

5.2 충돌접촉을 고려한 비선형 진동 해석

5.1 절에서 완성한 비선형 충돌접촉 진동 시스템에 대해 장력 박판의 중앙에 지속 시간이 0.01 초이며 크기가 5N 인 반주기 정현파의 충격을 가하여 동특성 해석을 수행하였다.

Fig. 6 은 접촉지점에서의 접촉과정을 상세하게 나타낸 것이다. 굵은 실선은 접촉 지점에서의 상대 변위를 나타낸 것이며 이 값이 양인 경우에 접촉이 일어나며 이때 접촉 강성력과 감쇠력이 작용함을 확인할 수 있다. 접촉 강성력은 서로 밀어내는 힘으로만 작용하므로 단일 부호의 양의 값으로만 나타나며 접촉 감쇠력은 상대속도의 부호에 따라 양과 음의 값이 모두 나타나고 있다.

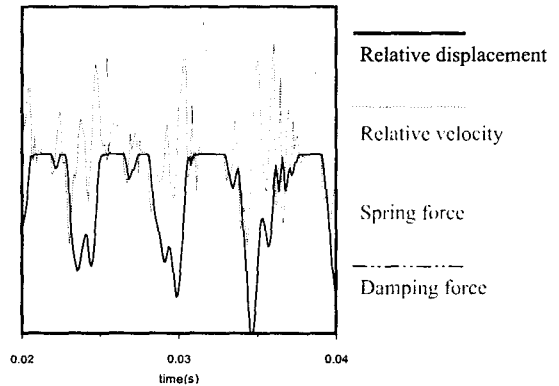


Fig. 6 Relative vibration responses and contact forces at contact point

Table 3 으로 정리한 바과 같이 와이어의 여러 경우에 대해 진동 특성을 평가하였다. 먼저 Case1 은 기본이 되는 경우로 와이어가 3 개이며 와이어의 항복강도에 약 80%에 해당되는 장력을 부가한 값(T_0)이며 와이어들 간의 거리는 G_0 이다. 그리고 와이어의 고정점에 대한 x 위치는 Δx_0 mm, z 위치는 Δz_0 mm 이다. 이 경우를 기준으로

각 매개변수들에 대해 일정 비율로 변경시켜 전체 7 가지 경우에 대해 진동저감 특성을 평가하였다.

장력 박판상의 응답 지점은 x, y 좌표가 (0,0)인 지점을 Point1, (L/3,0)인 지점을 Point2 그리고 (2L/3,0)인 지점을 Point3 으로 하여 세 지점에 대해 평가하였다. 특성 평가는 10 초 후의 잔여 진동 변위량으로 평가하였다.

Case	# of wire	Tension	Gap	Del_x	Del_z
Case1	3	T_0	G_0	Δx_0	Δz_0
Case2	3	$0.5 T_0$	G_0	Δx_0	Δz_0
Case3	3	T_0	G_0	Δx_0	$\Delta z_0 - 2$
Case4	3	T_0	G_0	$0.5 \Delta x_0$	Δz_0
Case5	3	T_0	$0.5 G_0$	Δx_0	Δz_0
Case6	1	T_0	.	Δx_0	Δz_0
Case7	2	T_0	$2G_0$	Δx_0	Δz_0

Table 3 Parameters for case study

장력 박판과 와이어의 자유도가 전체 504 개이며 비선형을 포함한 시스템이므로 10 초까지의 결과를 얻기 위하여 슈퍼컴(NEC SX-5/8B)에서 약 16 시간(CPU time)이 소요되었다.

Fig.7 은 10 초간의 해석결과와 예로 와이어가 없는 경우와 Case1 에 대한 Point2 에서의 결과를 비교하여 나타내었다.

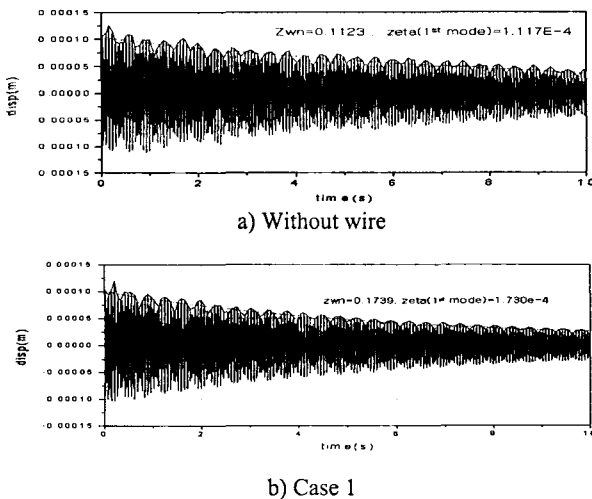


Fig. 7 Examples of response for two cases at point 2

5.3 결과 고찰

7 가지 경우에 대해 10 초 후의 잔여 진동저감율을 정리하여 Fig. 8 에 나타내었다. 와이어의 진동저감 효과는 전체적으로는 가장자리 부분일수록 그 저감 비율이 크다. 그리고 가장 큰 효과가 나타나는 경우는 와이어가 3 가닥으로 그들 간의 간격을 중앙을 기준으로 줄이는 경우이다. 이는 y 방향으로 모두 반 정현파형을 이루는 모드 형상을 하고 있기 때문이다.

그리고 와이어의 고정점에 대한 약간의 변화는 큰 차이를 보이지 않으며 와이어의 장력을 줄이거나(Case2) 개수를 줄이는 경우(Case6, 7)는 기준이 되는 Case1 에 비해 현저히 진동저감 성능이 떨어짐을 알 수 있다.

와이어가 중앙에 1 개만 있는 경우(Case6)와 양쪽에 2 개만 있는 경우(Case7)는 미소하지만 양쪽에 2 개 있는 경우가 더 좋다. 하지만 두 와이어의 간격을 줄이면 1 개의 경우보다 좋아질 수 있을 것으로 생각된다. 이들 결과에 대해서는 향후 실험과 비교할 예정이다.

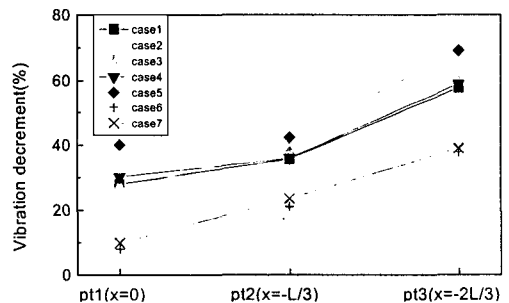


Fig. 8 Results for parameter study

6. 결론

- 1) 장력 분포가 있는 이방성 박판에 대해 상용 유한요소 해석코드(ANSYS)를 이용하여 모델링하였으며, 이로부터 질량 및 강성행렬을 추출하고 동적축약을 통하여 자유도를 1/6 으로 줄일 수 있었다. 장력 박판의 진동특성을 잘 파악하여 주 자유도를 설정하였으므로 1%이내의 고유진동수 오차를 갖는 동적축약을 할 수 있었다.
- 2) 와이어의 운동모델은 장력 박판과의 비선형 충돌현상을 쉽게 묘사할 수 있도록 장력 박판의 절점 위치를 기준으로 집중질량 모델로 구성하였다.
- 3) 와이어와 장력 박판간의 비선형 작용은 충돌현상이 지배적이므로 비선형 충돌모델을

적용하였다. 충돌 강성계수는 두 실린더 간의 Hertz 접촉모델로부터 구하였으며, 충돌 감쇠계수는 1 자유도계에 대한 충돌 반발계수의 개념으로부터 추출하였다.

4) 와이어의 여러 경우에 대해 응답 특성을 해석적으로 평가할 수 있었으며, 그 결과를 요약하면 와이어간의 간격을 중앙으로 줄이는 것이 장력 박판의 진동 저감에 유리하며 3 개 이하의 와이어의 경우는 진동 저감 특성이 현저히 나빠지며 중앙의 1 개의 경우와 양쪽 2 개만 있을 경우는 유사함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Shadow mask for CRT, Japanese Patent 特開平 10-308182.
- (2) Michiaki Watanabe and Hideo Suzuki, New vibration prevention system of shadow mask for flat type CRT, 2000 SID(Society for Information Display) conf., 2000.
- (3) Y. Ohmura, M. Hashimoto and H. Taguchi, Effect of damping wire on aperture grill vibration, *IDW '99*.
- (4) Shadow mask for CRT, Japanese Patent 特開平 10-302665.
- (5) Shadow mask for CRT, Japanese Patent 特開平 10-172449.
- (6) S.J.You, W.S.Shin and B.W.Jang, An analysis of a mask vibration considering contact with a damping wire, *IEEE transactions on consumer electronics*, 2000, Vol. 46(2) 385-389.
- (7) S.C.Baek, 1995, Texture of invar sheet and analysis of perforated sheet for shadow mask, Seoul National University, Ph. D Thesis.
- (8) Maurice Petyt, 1990, Introduction to finite element vibration analysis, Cambridge Universal Press.
- (9) Finite element procedures in engineering analysis, Bathe, Prentice Hall.
- (10) Roark/Young, 1976, Formulas for stress and strain, McGRAW-HILL.
- (11) Archi Higdon, 1979, Engineering Mechanics, Prentice Hall.