

지지부 동특성을 고려한 HIF 시스템의 충격력 예측

김효준[#], 최의중^{*}

Transmitted Force Estimation of Prototype HIF System Considering Flexibility of Mount System

Hyo Jun Kim[#] and Eui Jung Choe^{*}

ABSTRACT

In this study, the dynamic analysis is performed for predicting the transmitted force to flexible human body induced by prototype HIF(High Impulsive Force) device operation, which is partially assembled by major parts. A beam-mass model and a shear-structure model are used for the flexible mount structure and their dynamic behavior are investigated by experimental results under rigid/flexible mount conditions using a general purpose device. From the test result of prototype device in rigid mount condition, the transmitted force to human body which can not be measured directly, is estimated based on the proved mount structure model.

Key Words : Human mount (인체지지), Impulse (충격량), HIF device (고충격기구), Shear structure model (전단구조모델), Transmitted force (전달력)

1. 서론

일반적으로 충격력을 받는 구조물에서 충격 전달력 및 진동을 차단하거나 감소시키는 연구는 구조 설계에 있어 중요한 인자가 되므로 충격력의 저감을 위한 완충구조설계는 많은 분야에서 연구되고 적용되어 왔다¹⁻⁴. 이는 발생하는 충격에도 불구하고 전체시스템을 안정화시키기 위해서는 시스템이 지탱할 수 있는 수준까지의 충격저감이 요구되기 때문이다. 순간적인 충격으로 물체를 투사하도록 구조화된 HIF 기구류에 있어서 지지부에 전달되는

충격은 더욱 중요한 문제가 되며, 이에 대한 성능 향상 부분은 운동역학적으로 볼 때 불가피하게도 보다 큰 충격에너지를 발생시키게 되어, 특히 별도의 지지구조물 없이 인체가 지지부가 되는 휴대용 HIF 기구의 경우에는 인체에 심각한 문제를 유발시킬 수 있는 잠재성을 가지게 된다.

진동 입력에 노출된 인체의 거동과 관련된 연구는 자동차 산업 분야를 중심으로 연구결과들이 발표되었으나^{5,6}, 수평 방향의, 특히 사격과 같은 고충격 입력에 대한 인체 거동 특성/충격 전달력과 관련된 실질적인 연구 결과는 매우 희소하며, 기구 성능과 충격력을 절충하는 내부 메카니즘 설계를

접수일: 2003년 11월 7일; 게재승인일: 2005년 1월 21일

[#] 국립삼척대학교 기계공학과

E-mail hjkim@samcheok.co.kr Tel. (033) 570-6322

^{*} 국방과학연구소

위해서는 인체전달 충격력에 대한 예측이 선행되어야 한다.

본 연구에서는 폭발 가스압에서 발생하는 에너지를 동력으로 사용하는 HIF 기구와 이를 지지하는 인체를 대상 시스템으로 선정하여, 실제 조건에서 발생하는 인체 거동 및 충격량에 대한 실험 결과를 기반으로⁷, 지지 구조 특성을 고려한 유연 지지부에 대한 모델링을 수행하고 충격전달력에 대한 실험 결과와 비교하였으며, 이를 토대로 실험이 불가능한 시제단계의(prototyping) 이중(distinct) HIF 기구에 대한 인체충격전달력의 예측을 수행하였다.

2. 유연 지지부 모델

2.1 충격입력에 대한 지지부 영향

복잡한 구조의 인체에 입력으로 작용하는 충격력에 대하여 인체의 동특성을 해석하기 위해서 실제 사격 조건하에서 지지구조물로 작용하는 인체의 거동을 실측하고 분석할 필요가 있다.

본 절에서는 실제 사격시험에 의해 인체 및 발사기구의 동적 거동에 대한 실험결과들을 토대로 유연지지부의 영향을 고찰하였다.

시험은 실제 충격 입력에 대하여 인체 주요 지점을 선정하여 고속 카메라를 이용하여 거동 및 인체 전달력을 측정하였다. 실 사격시 발사기구 및 인체의 거동은 3차원 궤적을 나타내지만 탄두 궤도에 지배적인 영향을 주는 수직 단면인 x-y 평면상에 대하여 x축은 발사기구의 수평방향, y축은 이에 수직인 상하방향으로 고려하였다⁷.

실 사격 조건에서 발사기구로부터 인체에 전달되는 충격력 실측 실험 결과로, 인체 거동을 유발하는 충격량을 Fig. 1에 도시하였다. 발사기구로부터 전달되는 충격량은 지지부의 조건에 따라 상이하게 나타나게 되는데, 이를 고려하여 견고한 스프링으로 지지된 경우와 인체 자체가 지지부가 되는 경우에 대한 실험 결과를 비교하여 Fig. 1에 도시하였다.

실 사격에서와 같이 인체에 견착된 조건에 비하여 견고한 구조물로 지지된 경우에는 발사기 내부 요소들의 충격력 발생 파형 영향이 반영되어 나타나게 되며, 그 크기도 인체 지지의 경우보다 크게 나타나게 되어, 적용시의 실제 특성을 반영한 발사기구의 설계를 위해서는 지지부에 대한 고려가 요

구된다.

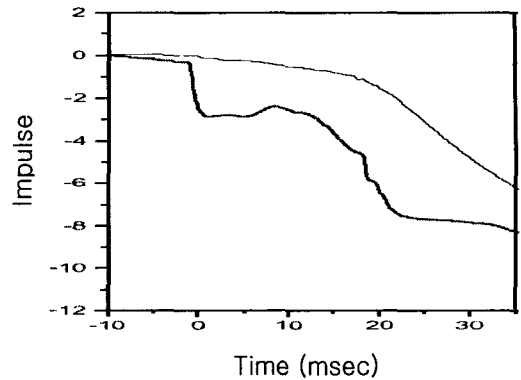


Fig. 1 Experimental result of impulse variation depending on the mount condition.

(upper: human mount, lower: rigid mount)

2.2 Beam-mass 모델

발사기구의 지지부로 작용하는 유연 지지구조를 다음과 같이 Beam-mass 모델로 모델링하고 그 특성을 고찰하였다.

충격력을 받는 유연 지지부를 단위 길이당 질량 m , 첨단질량(tip mass) M 이 부착된 자유단 및 고정단을 갖는 Beam-mass 모델로 해석하였으며, 보 요소는 폭에 비해 두께가 매우 얇은 Euler-Bernoulli beam으로 가정하고, $w(x, t)$ 는 보 요소의 횡방향(lateral) 변위로 나타내었다.

고정단에서 x_p 지점에 발사기구를 통하여 입력 F_a 가 작용할 때 지배방정식과 경계조건은 다음과 같이 구할 수 있다⁸.

지배방정식을 구하기 위하여 해밀톤 원리(hamilton's principle)를 다음의 식(1)과 같이 적용하면

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta V + \delta W_{nc}) = 0 \quad (1)$$

여기서, T : Kinetic Energy

V : Potential Energy

W_{nc} : Nonconservative Workdone

다음과 같은 각각의 에너지와 일의 변분(variation)으로부터,

$$\begin{aligned} \delta T &= \int_0^l (m + M\delta(x-l)) \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) \delta \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) dx \\ \delta V &= \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) dx \\ \delta W_{nc} &= \int_0^l F_a \delta(x-x_p) \delta w dx \end{aligned}$$

식(2)-(4)와 같은 지배방정식과 경계조건을 얻을 수 있다.

$$(m + M\delta(x-l)) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = F_a \delta(x-x_p) w \quad (2)$$

$$EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|_0^l = 0 \quad (3)$$

$$EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta(w) \Big|_0^l = 0 \quad (4)$$

이를 정리하여 beam-mass 모델에 대한 운동방정식과 경계조건을 나타내면 다음의 식(5)과 같다.

$$\begin{aligned} EI w''''(x, t) + \{m + M\delta(x-l)\} \ddot{w}(x, t) \\ = -F_a \delta(x-x_p) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} w(x, t)_{x=0} = 0 \quad w'(x, t)_{x=0} = 0 \\ w''(x, t)_{x=l} = 0 \quad w'''(x, t)_{x=l} = 0 \end{aligned}$$

식(5)의 분포계를 집중질량계로 해석하기 위해 모우드 합 방법을 이용하여 보의 변위 $w(x, t)$ 를 다음과 같이 나타낸다.

$$w(x, t) = \sum_{j=1}^N \phi_j(x) q_j(t) \quad (6)$$

여기서 N 은 고려되는 진동 모우드의 수이고, $q_j(t)$ 는 이 모우드에 대해 일반화된 좌표(generalized coordinates)의 일반화 변수이며, $\phi_j(x)$ 는 모우드 형상을 나타내는 함수이다.

식(7)를 이 모델의 비교함수(comparison function)로서 이용하면⁸⁻¹⁰

$$\begin{aligned} \phi_j(x) &= \frac{1}{\sqrt{ml}} [\cosh \lambda_j(x/l) - \cos \lambda_j(x/l) \\ &\quad - \sigma_j \{ \sinh \lambda_j(x/l) - \sin \lambda_j(x/l) \}] \quad (7) \end{aligned}$$

여기서,

$$\sigma_j = \frac{\sinh \lambda_j - \sin \lambda_j}{\cosh \lambda_j + \cos \lambda_j}$$

$$\phi_j(l) = \frac{2(-1)^{j+1}}{\sqrt{ml}}$$

$$\int_0^l \phi_j(x) dx = \frac{2\sigma_j \sqrt{ml}}{m\lambda_j} \quad (j = 1, 2, \dots, N)$$

식(5)를 다음의 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$EI \phi_j''''(x) - m \bar{\omega}_j^2 \phi_j(x) = 0 \quad (8)$$

$$\phi_j(0) = 0 \quad \phi_j'(0) = 0$$

$$\phi_j''(l) = 0 \quad \phi_j'''(l) = 0$$

여기서 $\bar{\omega}_j^2 = \lambda_j^2 (EI/ml^4)$ 이고 λ_j 는 $1 + \cosh \lambda_j \cos \lambda_j = 0$ 의 근이다.

$\phi_j(x)$ 의 직교성(orthogonality)을 이용하여 모두 드 형상 함수 $\phi_j(x)$ 와 일반화변수 $q_j(t)$ 의 상미분 의 곱으로 이루어진 미분 방정식 형태의 운동방정 식으로 표현하여 다음의 식(9)과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N [m \bar{\omega}_j^2 \phi_j(x) q_j(t) + \{m + \\ M\delta(x-l)\} \phi_j(x) \ddot{q}_j(t)] = -F_a \delta(x-x_p) \phi(x) \end{aligned} \quad (9)$$

이를 정규화하여 시간의 함수로만 이루어진 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N [\{ \delta_{ij} + 4M^* (-1)^{i+j} \} \ddot{q}_j(t) \\ + \delta_{ij} \bar{\omega}_j^2 q_j(t)] = P_i \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)를 다자유도계의 행렬식으로 표기하면 다음의 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{Q}} + \mathbf{K} \mathbf{Q} = \mathbf{F} \quad (11)$$

여기서,

$$M^* = \frac{M}{ml}$$

$$M_{ij} = \delta_{ij} + 4M^*(-1)^{i+j}$$

$$K_{ij} = \delta_{ij} \bar{\omega}_j^2 = \delta_{ij} \lambda_j^4 (EI/ml^4)$$

$$P_i = -F_a \phi_i^2(x_p)$$

$$\mathbf{Q} = [q_1(t), q_2(t), \dots, q_L(t)]^T$$

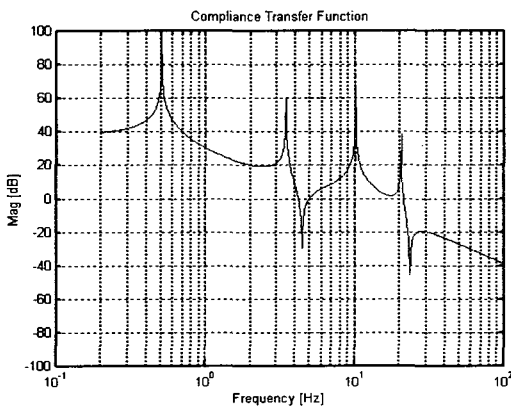


Fig. 2 Compliance transfer function of beam-mass model

i점 입력에 대한 j점의 응답을 나타내는 컴플라이언스 전달함수 (compliance transfer function)은 다음의 식(12)로 나타낼 수 있으며, 해석에 적용한 모델에 대한 전달함수 G_{ij} 는 Fig. 2와 같다.

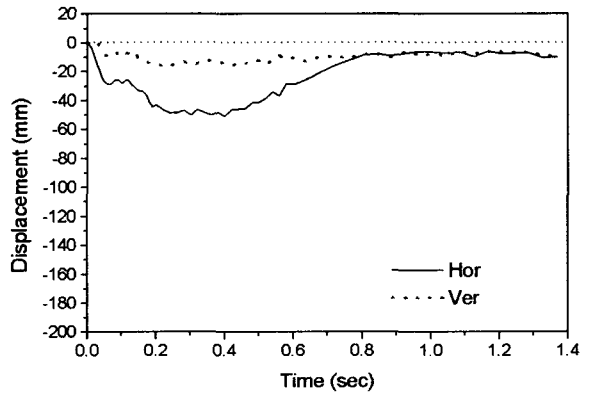
$$G_{ij} = \frac{X_j}{F_i} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{rj} \phi_{ri}}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (12)$$

$$\text{여기서 } m_r = \phi_r^T [M] \phi_r$$

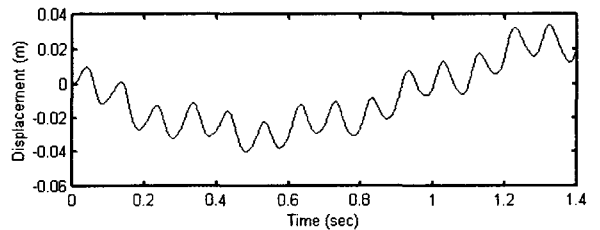
$$k_r = \phi_r^T [K] \phi_r$$

Fig. 3에 향후 인체충격한계와 관련된 구조해석을 고려한 기초 모델로 활용한 beam-mass 모델을 적용한 시뮬레이션 결과와 실제 실험을 통하여 측정된 충격 외란 입력에 대한 인체 변위 결과를 비교하여 도시하였는데, 초기 변위부를 포함한 전체

거동 특성을 나타내기 위해서는 감쇠 특성을 추가로 모델에 적용할 필요가 있으며, HIF 기구에 완충 시스템을 포함하여 설계하는데에는 본 모델의 실 적용시 어려움이 있으므로⁷, 2.3절의 보다 간략화된 해석용 모델의 적용을 고려하였다.



(a) Experiment



(b) Simulation

Fig. 3 Comparison of experimental and simulation result of displacement of human body

2.3 전단구조 모델

전술한 beam-mass 모델의 경우 실제 대상 시스템에서의 불균일 단면형상, 감쇠항 영향, 대상체 파라미터 변동등을 고려할 때 경계조건을 변경해야 하는등 처리에 어려움이 있다. 따라서 본 절에서는 이를 보다 간단히 처리할 수 있는 전단구조 모델을 적용하였으며^{11,12}, 이에 대한 모델을 Fig. 4에 도시하였다.

Fig. 4의 전단구조 모델에서 i점(i=2) 입력에 대한 운동방정식은 다음의 식과 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = 0$$

$$\begin{aligned}
 m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_2(x_2 - x_3) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\
 - k_1(x_1 - x_2) = F_{im} \\
 m_3\ddot{x}_3 + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_3(x_3 - x_4) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\
 - k_2(x_2 - x_3) = 0 \\
 \dots\dots\dots \\
 m_j\ddot{x}_j + c_j\dot{x}_j + k_jx_j - c_{j-1}(\dot{x}_{j-1} - \dot{x}_j) \\
 - k_{j-1}(x_{j-1} - x_j) = 0
 \end{aligned}$$

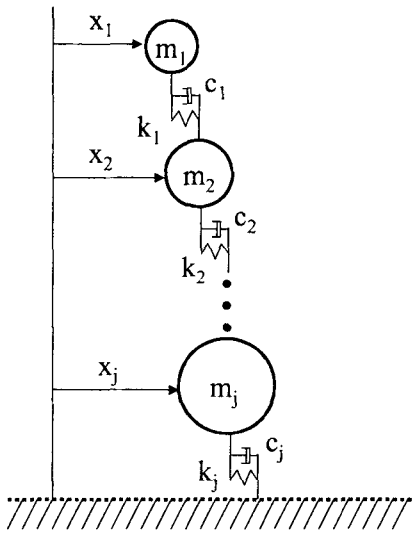


Fig. 4 Shear structure model of flexible mount system

3. 충격전달력의 예측

3.1 충격입력에 대한 실험 결과

구성된 실험 장치로부터 기존 발사기구를 이용한 실험을 수행하여 그 결과와 해석 결과를 비교하였다.

직립 건축 자세에서 인체 전달 충격력에 대한 실험결과와 발사기구 자체의 충격력으로부터 2.3 절의 유연 지지부에 대한 전단 구조 모델을 적용한 충격 전달력을 구하여 각각의 결과를 Fig. 5에 비교하여 도시하였다.

결과에서처럼 해석 결과는 전체적 크기 및 개형에서 충격 전달력에 대한 실험 결과를 비교적 충실

히 재현하고 있으며, 국부적으로 나타나는 고차 모드의 영향을 반영하기 위해서는 해석 모델의 차수를 증가시키는 방안을 적용할 수 있으나, 완충 시스템 설계시에 이를 모두 고려할 수 없으므로 주요 저차 모드를 중심으로 한 해석 모델의 적용이 타당한 것으로 판단된다.

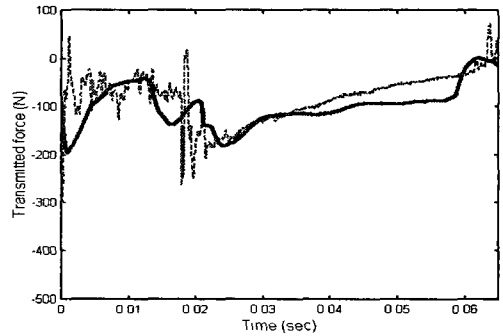


Fig. 5 Comparison of experimental and estimation result using shear structure model (dotted: experiment, lower: prediction)

3.2 Prototype HIF 시스템의 충격전달력 예측

신규 개발 기구부에 대한 설계에서는 성능 향상에 대한 요구뿐 아니라 실 사용 조건에 대한 고려가 요구되는데, 사용 주체에 전달되는 충격과 이의 영향을 평가하기 위해서는 설계 및 시제작 단계에서 충격전달력에 대한 고려가 필수적이며, 이를 토대로 충격저감에 대한 연구가 진행될 수 있다.

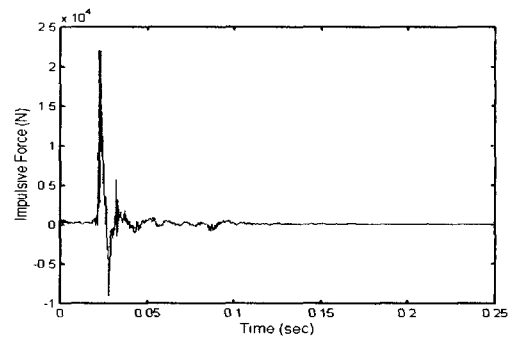


Fig. 6 Experimental result of impulsive force in distinct prototype device

본 절에서는 3.1절의 실험 결과와 해석 결과를 토대로 한 전단구조 모델을 기반으로, 충격전달력에 대한 실측 실험이 불가능한 시제(prototyping) 단계의 이중(distinct) 발사기구에서의 충격전달력을 예측하였다. 주요 부품으로만 구성된 시제작 기구에 대한 Fig. 6의 발생 충격력으로부터 Fig. 4의 전단구조 모델을 적용하여 유연 지지부에 대한 충격전달력을 예측하고 그 결과를 Fig. 7에 도시하였다.

결과에서처럼 개발 단계에서 유연 지지부의 동특성을 고려하므로써 기구부 설계 및 완충 시스템의 설계에 유용한 기초 자료로 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

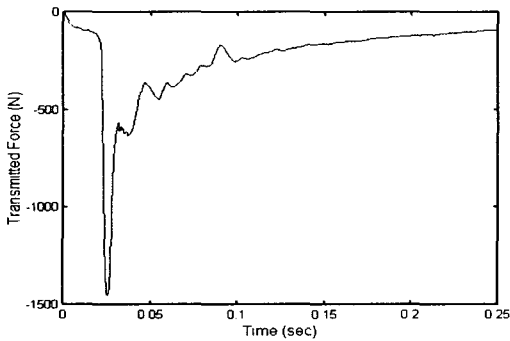


Fig. 7 Estimation of transmitted force to mount system induced by distinct prototype device

4. 결론

본 연구에서는 발사기구와 이에 대한 지지부로 작용하는 인체를 대상 시스템으로 하여 실사격 조건에서 발생하는 인체 거동 및 충격량에 대한 실험 결과를 토대로, 유연 지지부 동특성을 고려한 beam-mass 모델과 전단구조 모델을 적용한 해석을 수행하였다. 또한 현존 기구부에 대한 실험 결과를 통해 검증한 전단 구조 모델을 적용하여 실험이 불가능한 시제 단계의 이중 기구부에 대한 충격전달력을 예측하였다. 이러한 결과를 토대로, 향후 충격력을 받는 인체 거동 해석과 상이한 구조의 발사기구 분야의 기구부 설계 및 완충 시스템 설계와 유관 분야 연구진행에 기초 자료로 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Zhang, W., Matsuhisa, H., Honda, Y. and Sato, S., "Vibration Reduction of a Railway Wheel by Cantilever-Type Dynamic Absorbers," JSME International Journal, Series III, Vol. 32, No. 3, pp. 400-405, 1989.
2. Hundal, M. S. and Fitzmorris, D. J., "Response of a Symmetric Self-Damped Pneumatic Shock Isolator to an Acceleration Pulse," Shock and Vibration Bulletin, Vol.55, No.1, pp.139-154, 1985.
3. Alanoly, J. and Sankar, S., "Semi-Active Force Generators for Shock Isolation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 126, No. 1, pp. 145-156, 1988.
4. Walsh, P. L. and Lamancusa, J. S., "A Variable Stiffness Vibration Absorber for Minimization of Transient Vibrations," Journal of Sound and Vibration, Vol. 158, No. 2, pp. 195-211, 1992.
5. Leatherwood, J. D., Dempsey, T. K. and Clevenson, S. A., "A Design Tool for Estimating Passenger Ride Comfort within Complex Ride Environments," Human Factors, Vol. 22, No. 3, pp. 291-312, 1980.
6. Wong, J. Y., "The Theory of Ground Vehicle," John Wiley & Sons, Inc, 1993.
7. Kim, H. J. and Choe, E. J. "Analysis of Optimal Dynamic Absorbing System for HIF Device considering Mounting Condition," International J. of the KSPE, Vol. 4, No. 6, pp. 38-43, 2003.
8. Laura, P.A.A., "A Note on The Vibration of a Clamped-free Beam with a Mass at The Free End," J. of Sound and Vibration, Vol. 37, No. 2, pp. 161-168, 1974.
9. Lee, T. W., "Vibration Frequencies for a Uniform Beam with One End Spring-Hinged and Carrying a Mass at the Other Free End," Trans. of the ASME, J. of Applied Mechanics, pp. 813-818, 1973.
10. Park, Y. P., Ha, Y. K. and Kim, S. H., "Vibration Control of Flexible Manipulator Arm," J. of the KSPE, Vol. 3, No. 2, pp. 28-38, 1986.
11. Mario, P., "Structural Dynamics, Theory and Computation," Chapman & Hall, 1997.
12. Harris, C. M., "Shock and Vibration Handbook," McGRAW-HILL, 1997.