

# 시뮬레이션과 실험을 통한 전개하는 보의 횡 방향 진동 분석

## Transverse Vibration Analysis of the Deploying Beam by Simulation and Experiment

김 재 원\* · 주 극 비\* · 정 진 태†  
Jaewon Kim, Kefei Zhu and Jintai Chung

(Received November 5, 2015 ; Revised November 25, 2015 ; Accepted November 25, 2015)

**Key Words** : Deploying Beam(전개하는 보), Transverse Vibration(횡 방향 진동), Mass Proportional Damping(질량 비례감쇠), Eulerian Description(오일러리안 관점), Lagrangian Description(라그랑지안 관점)

### ABSTRACT

The transverse vibration of the deploying beam from rigid hub was analyzed by simulation and experiment. The linear governing equation of the deploying beam was obtained using the Euler-Bernoulli beam theory. To discretize the governing equation, the Galerkin method was used. After transforming the governing equation into the weak form, the weak form was discretized. The discretized equation was expressed by the matrix-vector form, and then the Newmark method was applied to simulate. To consider the damping effect of the beam, we conducted the modal test with various beam length. The mass proportional damping was selected by the relation of the first and second damping ratio. The proportional damping coefficient was calculated using the acquired natural frequency and damping ratio through the modal test. The experiment was set up to measure the transverse vibration of the deploying beam. The fixed beam at the carriage of the linear actuator was moved by moving the carriage. The transverse vibration of the deploying beam was observed by the Eulerian description near the hub. The deploying or retraction motion of the beam had the constant velocity and the velocity profile with acceleration and deceleration. We compared the transverse vibration results by the simulation and experiment. The observed response by the Eulerian description were analyzed.

### 1. 서 론

축 방향으로 전개하는 보는 로봇 매니퓰레이터(robot manipulators), 공작기계(machine tools), 인공 위성의 어펜디지(appendage)와 같이 다양한 산업분야에서 찾아 볼 수 있다. 이러한 기계시스템들은 시

스템이 이동된 후에 정확한 위치선정을 요구하기 때문에 동적 거동 특성에 대한 연구가 필요하다.

많은 연구자들은 전개하는 보의 동적 응답과 관련하여 다양한 연구들을 수행하고 있다. Wang과 Wei는<sup>(1)</sup> 갤러킨 법(Galerkin method)을 사용하여 전개하는 보의 횡 방향 진동을 분석하였으며, 전개와 복구운동에 따른 보 응답의 불안정성과 안정성

† Corresponding Author ; Member, Hanyang University  
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr  
\* Hanyang University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2015 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Heung Soo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

효과를 확인하였다. Stylianou와 Tabarrok은<sup>(2)</sup> 유한 요소법을 이용하여 전개하는 보의 횡 방향 진동에 대한 수치해를 구하였다. Al-Bedoor와 Khulief는<sup>(3)</sup> 전개하는 보의 다양한 끝 단 경계조건에 따른 횡 방향 진동에 대한 근사해를 제시하였다. Park 등은<sup>(4)</sup> 본 카르만 변형률 이론(von Karman strain theory)을 사용하여 전개하는 보의 종 방향과 횡 방향 진동에 대한 운동방정식을 유도하였다. 그들은 보의 전개 속도와 가속도, 보의 탄성계수에 따른 보의 종 방향과 횡 방향 진동을 분석하였다.

전개하는 보의 이론을 통한 시뮬레이션 결과와 실험을 통해 측정된 결과를 비교한 연구도 수행되어 왔다. Matsuzaki 등은<sup>(5)</sup> 전개와 복구 운동하는 보의 횡 방향 진동에 대하여 다양한 시간적분 방법을 적용하여 시뮬레이션 결과를 얻었다. 실험 결과와 시뮬레이션 결과들을 비교하여 실제 시스템에 적합한 시간적분 방법을 제시하였다. Yuh와 Young은<sup>(6)</sup> 전개, 복구뿐만 아니라 회전 운동하는 보의 횡 방향 진동에 대한 동역학 모델의 타당성을 확인하기 위해 이론과 실험 결과를 비교하였다. 검증된 이론 모델에 다양한 속도에 대한 응답 결과를 조사하였다. Wang 등은<sup>(7)</sup> 자기력을 이용하여 전개하는 보의 횡 방향 진동을 제어하였다. 그들은 보와 자석 사이의 자기력을 측정하고 이론 모델에 적용하여 실험 결과와 비교하였다. Duan 등은<sup>(8)</sup> 전개하는 중첩된 보 모델의 횡 방향 진동에 대한 운동방정식을 유도하였고, 이에 따른 이론과 실험 결과를 분석하였다.

이전 연구들에서 실험을 통한 전개하는 보의 진동 분석은 보 끝 단에 가속도계를 설치하여 신호를 측정하였다. 이는 보 끝 단의 위치에서 보의 거동과 함께 이동하며 관측하는 방법, 즉, 라그랑지안 관점으로 측정한 것이다. 하지만 보 끝 단은 전개 길이가 길어질수록 큰 변형과 함께 비선형성이 크게 나타나기 때문에 선형 운동방정식인 이론 모델과 실험 결과를 비교하기 위해 많은 제한조건들이 필요하다. 이전 연구들에서 전개하는 보의 실험은 느린 이동속도와 짧은 이동거리로 보의 운동이 제한되었다. 이론 모델을 검증하는 실험 방법은 다양하며, 더욱 정확하고 효과적인 실험 방법들이 요구된다. 이 연구에서는 이전 연구들과 달리 허브와 가까운 위치에서 계속적으로 보의 진동을 관측하는 오일러리안 관점으로 측정하였다. 허브와 가까운 위치에서 보의 진

동은 작은 변형을 계속적으로 유지하기 때문에 다양한 이동속도와 이동거리에 대해서도 이론 모델과 실험 결과를 비교할 수 있다.

이 연구는 강체 허브로부터 전개하는 보의 횡 방향 진동에 대하여 이론 모델을 통한 시뮬레이션 결과와 실험을 통한 측정 결과를 비교하였다. 전개하는 보의 이론 모델은 오일러-베루누이 보 이론을 적용한 선형 운동방정식이며, 운동방정식은 갤러킨 법을 이용하여 이산화시켰다. 이론 모델에 보의 감쇠 효과를 고려하기 위해 보의 길이에 따른 외팔보의 고유 진동수와 감쇠비를 측정하여 질량비례감쇠행렬을 만들었다. 질량비례감쇠행렬이 적용된 이론 모델은 뉴마크 시간적분법(Newmark method)을 이용하여 시뮬레이션 결과를 획득하였다. 전개하는 보의 진동을 측정하기 위해 실험을 구성하였으며, 허브와 가까운 위치에서 오일러리안 관점으로 보의 진동을 측정하였다. 그리하여 보의 전개와 복구 운동에 따른 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하였다. 두 결과를 통해 전개하는 보의 횡 방향 진동의 특징을 분석하였다.

## 2. 운동방정식

강체 허브로부터 전개하는 보의 모델이 Fig. 1(a)와 같이 고려되었다. 이 연구에서 전개하는 보는 오일러-베루누이 보로 모델링 되었으며, 총 길이  $L$ , 단면적  $A$ , 질량관성모멘트  $I$ , 밀도  $\rho$ 를 가졌다. 보는  $V(t)$ 의 속도로 전개하며 허브와 보의 이동 중 발생

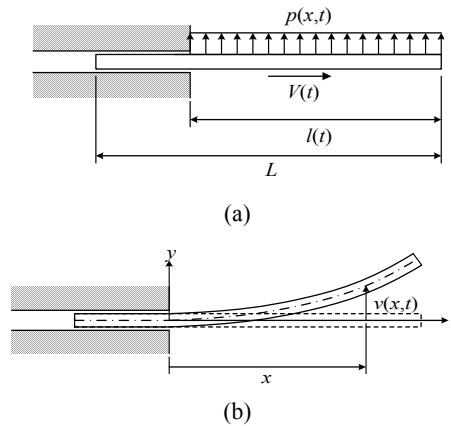


Fig. 1 Dynamic model of deploying beam

하는 마찰은 무시하였다. 보의 허브 밖의 길이는  $l(t)$ 이고, 허브 밖의 보는 분포력  $p(x,t)$ 를 받고 있다. 또한,  $l(t)$ 의 시간에 대한 미분값은  $V(t)$ 와 같다. 전개하는 보는 축 방향으로의 병진 운동뿐만 아니라 탄성 변형을 가지고 있다. Fig. 1(b)는 전개하는 보의 변형 후 모습을 그린 것으로  $xy$ -좌표계는 관성좌표계(inertia reference frame)이고,  $v(x,t)$ 는 횡 방향 변위이다. 종 방향 변위는 작기 때문에 무시하였다.

전개하는 보의 횡 방향 변위는 강체 허브 안에서 0이기 때문에 허브 밖  $0 \leq x \leq l$ 에서만 고려되었다. 전개하는 보의 횡 방향 변위에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\rho A \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \dot{V} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = p \tag{1}$$

이와 관계된 경계조건은 다음과 같다.

$$v = \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \text{ at } x = 0 \tag{2}$$

$$EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = EI \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} = 0 \text{ at } x = l \tag{3}$$

갤러킨 법은 식 (1)의 편미분 운동방정식을 이산화시키기 위해 이용되었다. 갤러킨법을 사용하기 전, 식 (1)의 운동방정식과 식 (2)와 (3)의 경계조건으로부터 약형(weak form)이 유도되었다. 약형을 유도하기 위해서는 시도함수(trial function)와 가중함수(weighting function)가 필요하며 시도함수는  $v$ , 가중함수는  $\bar{v}$ 이다. 식 (1)에 가중함수를 곱하고 보의 길이  $0 \leq x \leq l$  범위 안에서 적분하여 다음과 같이 weak form을 얻었다.

$$\int_0^l \left( \rho A \bar{v} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + 2\rho A V \bar{v} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} + \rho A V^2 \bar{v} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \rho A \dot{V} \bar{v} \frac{\partial v}{\partial x} + E \bar{v} \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \right) dx = \int_0^l p \bar{v} dx \tag{4}$$

갤러킨 법을 사용하여 약형을 이산화시키기 위해 횡 방향 변위에 대한 시도함수와 가중함수는 다음과 같이 근사화하였다.

$$v(x,t) = \sum_{j=1}^J T_j(t) V_j(x,t), \quad \bar{v}(x,t) = \sum_{i=1}^J \bar{T}_i(t) V_i(x,t) \tag{5}$$

여기서  $J$ 는 기저함수(basis function)의 전체 개수,  $V_j$ 는 횡 방향 변위에 대한 기저함수,  $T_j$ 는 시간에 대한 미지의 함수이다. 이 연구에서 사용된 기저함수는 모든 경계조건들을 만족시키는 비교함수(comparison function)이다. 기저함수는 시간과 위치의 함수로써 다음과 같이 보의 길이가  $l$ 인 외팔보의 횡 방향 진동에 대한 고유함수(eigenfunction)가 선택되었다.

$$V_j(x,t) = \frac{1}{\sqrt{l}} \left[ \cosh \beta_j x - \cos \beta_j x - \frac{\sinh \beta_j l - \sin \beta_j l}{\cosh \beta_j l + \cos \beta_j l} (\sinh \beta_j x - \sin \beta_j x) \right] \tag{6}$$

여기서  $\beta_j$ 는 다음의 주파수 함수의  $j$ 번째 해이다.

$$\cos \beta_j l \cdot \cosh \beta_j l + 1 = 0 \tag{7}$$

식 (5)를 식 (4)에 대입하여  $v$ 에 대한 이산화된 운동방정식을 다음과 같이 얻었다.

$$\sum_{j=1}^J \left[ m_{ij} \ddot{T}_j + 2(g_{ij}^a + V g_{ij}^b) \dot{T}_j + (k_{ij}^a + 2V k_{ij}^b + V^2 k_{ij}^c + \dot{V} k_{ij}^d + k_{ij}^e) T_j \right] = f_j \tag{8}$$

여기서

$$\begin{aligned} m_{ij} &= \rho A \int_0^l V_i V_j dx, \\ g_{ij}^a &= \rho A \int_0^l \dot{V}_i V_j dx, & g_{ij}^b &= \rho A \int_0^l V_i V_j dx, \\ k_{ij}^a &= \rho A \int_0^l \ddot{V}_i V_j dx, & k_{ij}^b &= \rho A \int_0^l \dot{V}_i V_j dx, \\ k_{ij}^c &= \rho A \int_0^l V_i'' V_j dx, & k_{ij}^d &= \rho A \int_0^l V_i' V_j dx, \\ k_{ij}^e &= EI \int_0^l V_i'' V_j'' dx, & f_j &= \int_0^l p V_j dx \end{aligned} \tag{9}$$

이산화된 운동방정식은 다음의 행렬-벡터 형태로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{T}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{T}} + \mathbf{K}\mathbf{T} = \mathbf{F} \tag{10}$$

여기서  $\mathbf{M}$ 은 질량행렬,  $\mathbf{G}$ 는 자이로스코프 행렬,  $\mathbf{K}$ 는 강성행렬,  $\mathbf{F}$ 는 외력 벡터,  $\mathbf{T}$ 는 미지의 벡터이다. 이 연구에서 이론 모델에 대한 시뮬레이션 결과는

식 (10)에 뉴막 시간적분법을 이용하여 얻었으며, 이때 사용한 기저함수  $J$ 의 개수는 10개이다.

### 3. 실험의 구성 및 측정

강체 허브로부터 전개하는 보의 진동을 측정하기 위해 실험이 구성되었다. 이 연구에서 사용된 보의 재질은 철이고, 전체 길이  $L=2.30\text{ m}$ , 두께  $b=0.03\text{ m}$ , 높이  $h=0.002\text{ m}$ 이다. 장치 구성은 Fig. 2와 같이 방진테이블 위에 선형 액추에이터(HPLA080)와 허브(hub)를 설치하였고, 보는 액추에이터의 캐리지(carriage)에 고정하여 캐리지가 이동하면서 보를 허브 밖으로 전개시키도록 하였다. 중력에 의한 보의 진동 효과를 피하기 위해 보는 중력과 수직 방향으로 횡 방향 진동이 나타나게 캐리지에 고정하였다. 캐리지는 ACR-View 프로그램에 속도 프로파일을 입력하면 이와 연동된 액추에이터의 컨트롤러가 모터를 회전시킴으로써 이동되었다.

#### 3.1 비례감쇠행렬의 적용

전개하는 보의 진동 측정 전, 보는 구조감쇠를 가지고 있기 때문에 이론 모델에 감쇠효과가 고려되어야 한다. 전개하는 보의 감쇠효과를 고려하기 위해 Fig. 3과 같은 절차로 비례감쇠행렬을 구하였다. 우선, 다양한 길이의 외팔보에 대하여 모달실험(modal test)을 수행하여 길이에 따른 보의 고유 진동수와 감쇠비(damping ratio)를 측정하였다. Fig. 4는 허브에 보를 고정시킨 상태에서 모달실험을 수행하는 모습이다. 보에 그려진 6개의 점은 충격해머(B&K 8204)로 가진한 위치이며, 가진에 따른 보의 응답은 보 끝 단에서 레이저 바이브로미터(Ometron)로 신호를 측정하였다. 측정된 신호는 분석기(B&K 3660C)를

통해 분석되었다. 이와 같은 방법으로 보의 길이를 0.6 m부터 1.4 m까지 0.2 m씩 늘려가며 모달실험을 수행하였다. 모달실험을 통해 획득한 보의 길이 변화에 따른 1차와 2차의 고유 진동수와 감쇠비는 Table 1에 나타내었다. 또한, Table 1에 외팔보의 길이 변화에 따른 고유 진동수의 이론 값도 함께 나타내었다. 고유 진동수의 이론 값과 실험을 통해 측정된 고유 진동수는 보의 길이가 길수록 오차가 증가하였으며, 1.2 m와 1.4 m의 보에서 약 5%의 오차가 났다. Table 1에서 보의 길이에 따른 1차와 2차 모드의 감쇠비를 살펴보면, 보의 길이와 관계없이 2차 모드의 감쇠비가 1차 모드의 감쇠비 보다 항상 작았다. 이러한 경우, 보의 응답은 2차 모드가 1차 모드와 함께 계속 나타나는 형태이다. 이때, 적용 가능한 비례감쇠행렬은 레일리감쇠(Rayleigh damping)와 질량비례감쇠가 있다.

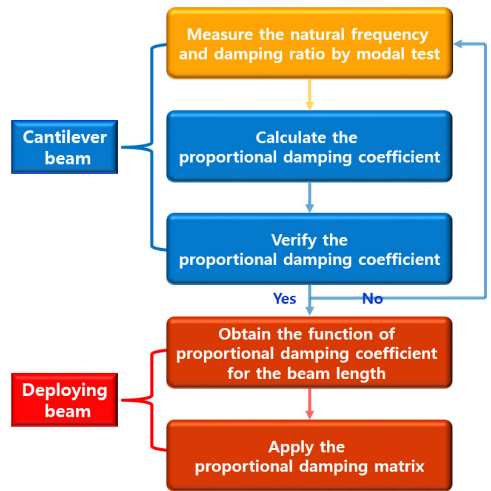


Fig. 3 Procedure to apply the proportional damping matrix

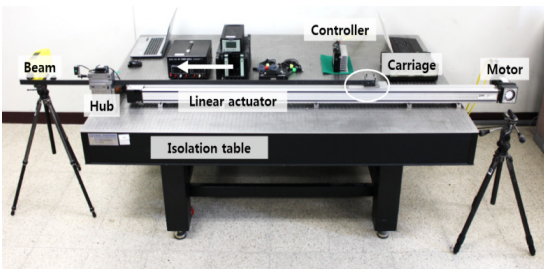


Fig. 2 Experimental set-up



Fig. 4 Modal test for the cantilever beam

**Table 1** Natural frequencies and damping ratio for the cantilever beam with the various beam length

Beam length (m)	1st			2nd		
	Exact $f_1$ (Hz)	Measured $f_1$ (Hz)	Measured $\zeta_1$	Exact $f_2$ (Hz)	Measured $f_2$ (Hz)	Measured $\zeta_2$
0.6	4.53	4.48	0.283	28.4	28.0	0.089
0.8	2.55	2.61	0.228	16.0	16.3	0.099
1.0	1.63	1.69	0.327	10.2	10.5	0.200
1.2	1.13	1.19	0.436	7.10	7.36	0.208
1.4	0.83	0.88	0.562	5.21	5.48	0.139

**Table 2** Proportional damping coefficient for the cantilever beam with the various beam length

Beam length(m)	$\alpha$
0.6	0.159
0.8	0.075
1.0	0.069
1.2	0.065
1.4	0.062

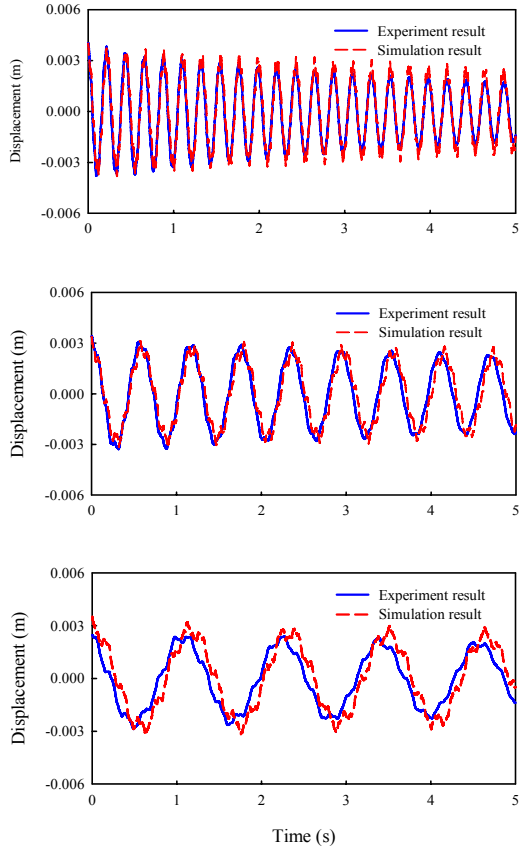
이 연구에서는 수치해석에서 계산과정을 더 간단히 할 수 있는 질량비례감쇠를 적용하였다.

$$C = \alpha M \tag{11}$$

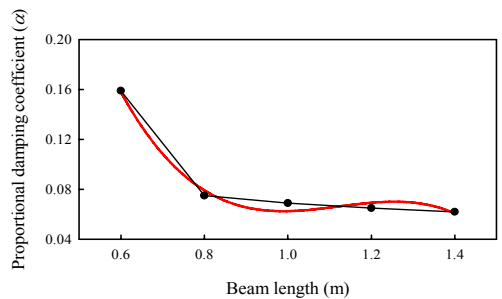
여기서  $C$ 는 감쇠행렬이며,  $M$ 은 질량행렬이다.  $\alpha$ 는 비례감쇠계수로 상수 값을 가지며, 보의 1차 고유 진동수와 감쇠비를 다음의 방정식에 대입하여 얻을 수 있다.

$$\alpha = 2\zeta_1 \omega_1 \tag{12}$$

보 길이에 따라 계산된  $\alpha$ 는 Table 2에 나타내었다. 외팔보의 길이 변화에 따른 고유 진동수와 감쇠비의 측정값이 타당한지 확인하기 위해 이론 모델에 측정을 통해 얻은 질량비례감쇠행렬을 적용하여 실험 결과와 비교하였다. 고유 진동수와 감쇠비 측정값의 검증에 대해 대표적으로 0.6 m, 1.0 m와 1.4 m의 외팔보에 대하여 실험으로 측정된 결과와 Table 2의  $\alpha$ 를 비례감쇠행렬에 적용하여 구한 시뮬레이션 결과를 Fig. 5에 비교하였다. Fig. 5에서 시뮬레이션과 실험 결과를 비교하였을 때, 주기와 진폭에서 오차가 크지 않았기 때문에 보의 고유 진동수와 감쇠비



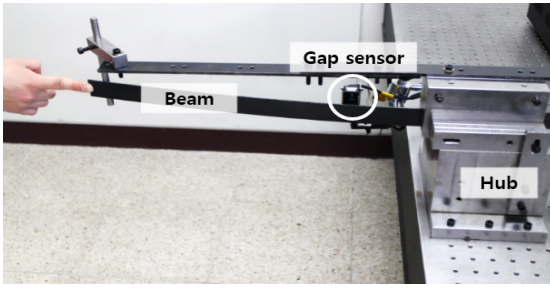
**Fig. 5** Comparison of the experimental and simulation results for the cantilever beam with 0.6 m, 1.0 m and 1.4 m, respectively



**Fig. 6** Curve fitting of the proportional damping coefficient for the beam length

측정값은 적절하였다.

보의 모든 길이에 대한 비례감쇠계수를 실험으로 측정할 수 없기 때문에 검증된 외팔보의 비례감쇠계수를 이용하여 길이 변화에 따른 비례감쇠계수의



**Fig. 7** Measurement of the transverse vibration of the deploying beam

함수식을 구하였다. Fig. 6은 Table 2에서 획득한 길이 변화에 따른 외팔보의 비례감쇠계수를 커브피팅(curve fitting)한 것이다. 이를 통해 다음과 같이 보 길이에 따른 비례감쇠계수  $\alpha$ 의 함수를 구하였다.

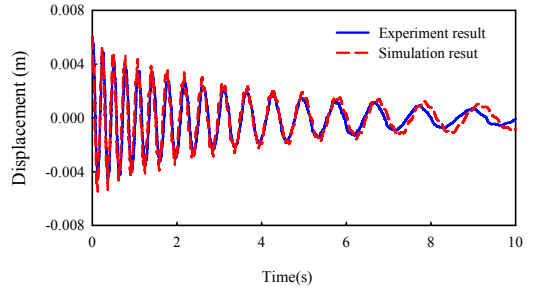
$$\alpha = -0.8114 \times l^3 + 2.726 \times l^2 - 3.011 \times l + 1.158 \quad (13)$$

식(13)과 식(11)을 이론 모델에 적용함으로써 보 길이에 따른 감쇠효과가 고려되었다.

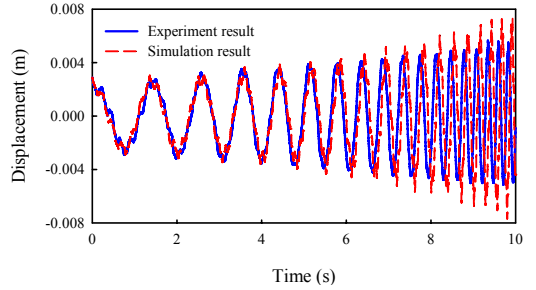
**3.2 전개하는 보의 응답 측정**

전개하는 보의 진동은 Fig. 7과 같이 허브로부터 0.1 m 떨어진 위치에 변위 측정기(gap sensor)를 설치하여 측정하였다. 보의 초기길이  $l=0.6$  m이며, 보의 초기 처짐은 변위 측정기 위치에서 약 0.006 m이다. 보의 전개길이는 0.6 m에서 1.6 m까지 1.0 m의 거리를 이동시켰다. 마찬가지로 방법으로, 복구 운동하는 보의 초기 길이  $l=1.6$  m, 보의 초기 처짐은 변위 측정기 위치에서 약 0.002 m이다. 보의 복구길이는 1.6 m에서 0.6 m까지 1.0 m의 거리를 이동시켰다. 보는 일정한 속도로 이동하는 경우와 가속속을 가지며 이동하는 경우에 대하여 고려하였다.

우선, 보가 일정한 속도  $V=0.1$  m/s로 이동할 때, 보의 진동을 Fig. 8에 그렸다. Fig. 8(a)와 (b)는 각각 일정한 속도로 전개와 복구 운동하는 보의 진동에 대하여 시뮬레이션과 실험 결과를 비교한 것이다. Fig. 8(a)와 (b)에서 시뮬레이션과 실험 결과를 비교하면, 보의 이동거리가 짧았을 때 주기와 진폭은 잘 맞았다. 하지만, 보의 이동거리가 길어질수록 주기와 진폭에서 차이가 발생하였다. 보의 이동거리가 길어질수록 시뮬레이션과 실험 결과에서 차이가 발생하는 이유는 실제 액추에이터의 이동속도와 시뮬레이션에

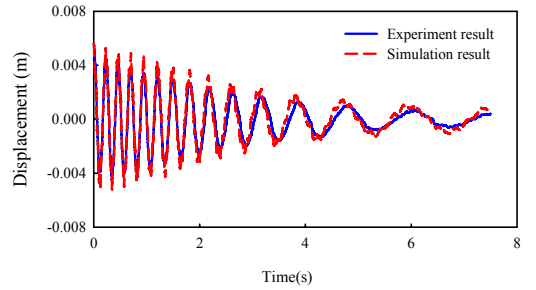


(a) Deployment

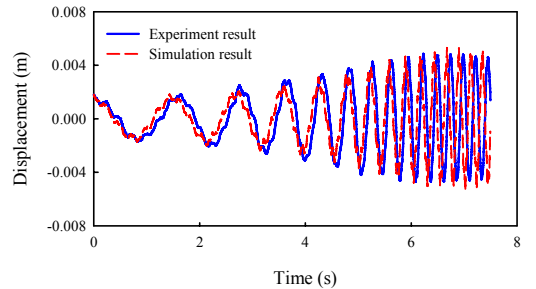


(b) Retraction

**Fig. 8** Comparison of the transverse displacement for the experiment and simulation with a constant speed



(a) Deployment



(b) Retraction

**Fig. 9** Comparison of the transverse displacement for the experiment and simulation with a velocity profile

적용한 이동속도에 오차가 존재하기 때문이다. 실험과 시뮬레이션 상에서 이동속도의 오차는 보가 이동할수록 보의 늘어난 길이,  $l(t)$ 의 차이를 야기하고, 이로 인해 보의 고유 진동수와 비례감쇠계수가 점차 달라지게 된다.

다음으로, Fig. 9는 가속측이 있는 속도 프로파일을 이용하였을 때, 시뮬레이션과 실험 결과를 비교한 것이다. 사용된 속도 프로파일은  $0 \leq t \leq 2.5s$  동안 가속도  $\dot{V} = 0.08 \text{ m/s}^2$ ,  $2.5 \leq t \leq 5s$  동안 일정 속도  $V = 0.2 \text{ m/s}$ ,  $5 \leq t \leq 7.5s$  동안 감속도  $\dot{V} = -0.08 \text{ m/s}^2$ 이다. 일정 속도로 이동하는 경우와 마찬가지로 시뮬레이션과 실험 결과는 보의 이동거리가 길어질수록 주기와 진폭에서 오차가 발생하였지만, 전체적인

응답은 유사한 경향을 보였다. 그리하여 오일러리안 관점으로 보의 진동을 분석하면, 이전 연구들과 비교하여 더 효과적으로 다양한 이동속도와 긴 이동거리에 대하여도 이론 모델과 실험 결과를 비교할 수 있었다.

이 연구에서 오일러리안 관점으로 측정된 보의 응답 특징은 Fig. 8과 9에서 보는 것과 같이 보가 전개 운동하는 경우, 보의 주기는 점점 늘어나고 진폭은 점점 감소하였다. 반대로, 보가 복구 운동하는 경우, 보의 주기는 점점 감소하고 진폭은 점점 증가하였다. 이는 이전 연구들과 같이 보 끝 단에서 라그랑지안 관점으로 보의 응답을 분석한 결과와 다르다. Fig. 10은 보가 일정 속도  $V = 0.1 \text{ m/s}$ 로 전개할 때, 보 끝 단에서 라그랑지안 관점으로 보의 진동을 관측한 시뮬레이션 결과와 허브로부터 0.1 m 떨어진 위치에서 오일러리안 관점으로 보의 진동을 관측한 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 관측 방법에 따라 보의 진동 특징을 비교하면, 두 관측 방법 모두 보가 전개할수록 고유 진동수가 작아져 주기가 증가하는 경향은 같았다. 하지만, 진폭의 특징은 달랐다. 진폭이 달라지는 이유를 설명하기 위해 Fig. 11에 개략적으로 보의 길이에 따른 처짐을 그렸다. Fig. 11에서 보는 것과 같이 라그랑지안 관점으로 보 끝 단을 관측하면, 보가 전개할수록 보 끝 단의 처짐은 증가하기 때문에 진폭이 증가하는 경향을 보인다. 반면에, 허브와 가까운 위치에서 관측하면 보가 전개할수록 처짐각이 줄어 진폭이 감소하는 경향을 보이게 된다.

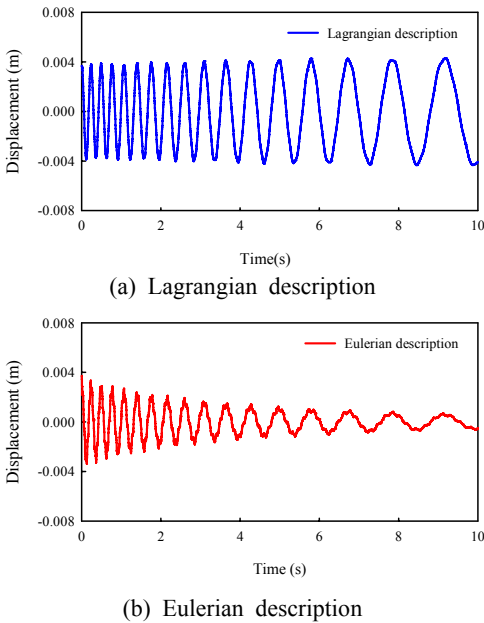


Fig. 10 Comparison of the transverse displacement for the observation of the deploying beam

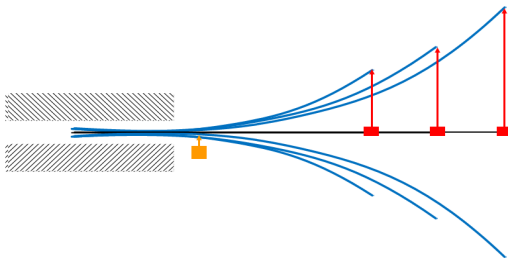


Fig. 11 Deflection of the deploying beam

### 3. 결 론

시뮬레이션과 실험을 통하여 강체 허브로부터 전개하는 보의 횡 방향 진동을 분석하였다. 전개하는 보의 횡 방향 진동에 대한 선형 운동방정식은 갤러킨 법을 이용하여 이산화되었다. 이산화된 방정식은 행렬-벡터 형태로 나타내었으며 시뮬레이션 해석을 위해 뉴막 시간적분법이 사용되었다. 이론 모델에 보의 감쇠효과를 고려하기 위해 보의 길이에 따른 모달실험을 수행하였고, 모달실험을 통해 획득한 고유진동수와 감쇠비를 이용하여 질량비례감쇠행렬을 만들었다. 전개하는 보의 실험은 선형 액추에이터의 캐리지에 보를 고정시킨 상태에서 캐리지를 이동시킴



으로써 보의 전개 또는 복구 운동을 구현하였다. 전개하는 보의 진동은 허브로부터 0.1 m 떨어진 위치에서 오일러리안 관점으로 측정하였다. 일정 속도와 가속이 있는 속도 프로파일을 사용하여 보를 이동시켰고, 이에 따른 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 두 결과를 통해 전개하는 보의 횡 방향 거동의 특징을 분석하였다.

후 기

이 연구는 2015년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임. (2011-0017408)

References

(1) Wang, P. K. C. and Wei, J. D., 1987, Vibrations in a Moving Flexible Robot Arm, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 116, No. 1, pp. 149~160.

(2) Stylianou, M. and Tabarrok, B., 1994, Finite Element Analysis of an Axially Moving Beam, Part 1: Time Integration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 178, No. 4, pp. 433~453.

(3) Al-Bedoor, B. O. and Khulief, Y. A., 1996, An Approximate Analytical Solution of Beam Vibrations during Axial Motion, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 192, No. 1, pp. 159~171.

(4) Park, S. P., Yoo, H. H. and Chung, J., 2013, Vibrations of an Axially Moving Beam with Deployment or Retraction, *AIAA Journal*, Vol. 51, No. 3, pp. 686~696.

(5) Matsuzaki, Y., Tak, Y. and Toyama, M., 1995, Vibration of a Cantilevered Beam during Deployment and Retrieval: Analysis and Experiment, *Smart Materials and Structures*, Vol. 4, No. 4, pp. 334~339.

(6) Yuh, J. and Young, T., 1991, Dynamic Modeling of an Axially Moving Beam in Rotation: Simulation and Experiment, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 113, No. 1, pp. 34~40.

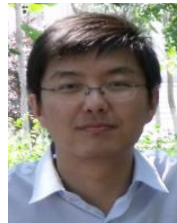
(7) Wang, L., Chen, H. and He, X., 2011, Active  $H^\infty$

Control of the Vibration of an Axially Moving Cantilever Beam by Magnetic Force, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25, No. 8, pp. 2863~2878.

(8) Duan, Y. C., Wang, J. P., Wang, J. Q., Liu, Y. W. and Shao, P., 2014, Theoretical and Experimental Study on the Transverse Vibration Properties of an Axially Moving Nested Cantilever Beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 13, pp. 2885~2897.



**Jaewon Kim** received his B.S. degree in mechanical engineering from Hanyang University, Korea in 2012. Currently he is a Ph.D. candidate in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research interests are vibration and dynamics.



**Kefei Zhu** received his B.S. degree in mechanical engineering from Harbin Institute of Technology, China in 2010. Currently he is a Ph.D. candidate in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research interests are vibration and dynamics.



**Jintai Chung** received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University, Seoul, Korea in 1984 and 1986, respectively, and a Ph.D. degree in mechanical engineering from the University of Michigan, Ann Arbor, USA in 1992. He is now a professor in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research fields are structure dynamics, vibration and noise.