

회전 외팔보에 대한 유연 다물체 동역학 시뮬레이션의 실험적 검증

김성수[†] · 강연준* · 이규일**

(2001년 2월 9일 접수, 2001년 11월 27일 심사완료)

Experimental Verification of Flexible Multibody Dynamic Simulations for A Rotating Beam

Sung-Soo Kim, Youn-Jun Kang and Kyu-il Lee

Key Words: A Rotating Beam(회전 외팔보), Substructuring Method(부분구조물 합성법), Flexible Multibody Dynamics(유연 다물체 동역학)

Abstract

Using a flexible rotating beam test bed, experimental verification of a flexible multibody dynamic simulations for a rotating beam model has been carried out. The test bed consists of a flexible arm, harmonic driver reducer, AC servo motor and DSP board with PC. The mechanical parts of the test bed has been designed using 3D CAD program. For the simulation model, mass and moment of inertia of each part of the flexible rotating beam test bed are also obtained from 3D CAD model. In the flexible multibody dynamic simulations, the substructuring model has been established to capture nonlinear effects of the flexible rotating beam. Through the experimental verification, substructuring model provides better results than those from the linear model in the high speed rotation.

1. 서론

유연 다물체 동역학은 우주선의 안테나, 우주 로봇, 헬리콥터 날개 등의 해석에 널리 사용되고 있으며, 최근에는 자동차 현가장치, 차체 프레임 등의 수치적인 피로 해석에도 사용되고 있다.

이러한 유연 다물체 시스템 해석을 위하여 여러 가지 공식들이 제시되어 왔으며, 특히, 고속회전 구조물 해석의 경우에는 대변형 및 운동에 의한 강성변형 효과와 같은 비선형성을 운동방정식에 포함시키는 방법에 관하여 많은 논문들이 발표되었다.^(1~4) Kane⁽¹⁾ 등은 회전하는 유연체 보의

운동방정식을 유도하기 위하여 비선형 보 이론을 사용하였으며, Wu와 Haug⁽²⁾는 다물체 동역학 이론을 이용하여 비선형 부분구조물 합성법을 제안하였다. 이 공식은 대변형 및 강성변형효과를 모두 고려할 수 있다. 또한 일반화된 유연체의 강성효과를 고려하기 위해, Ryu와 Kim⁽³⁾은 비선형항을 포함한 변형률과 변형변위 관계를 이용하여 다물체 동역학 운동방정식을 유도하였다. 또한 최근에는 효율적이지는 않지만, 절대 절점 좌표계(absolute nodal coordinate system)를 이용하여 기존의 작은 변형(small deformation)의 가정을 극복한 공식도 소개되었다.⁽¹³⁾ 국내에서는 해석적인 방법을 이용한 외팔보의 고속회전에 의한 비선형 효과에 관한 연구와 실험이 수행되었다.^(4~6)

하지만, 이와 같은 다물체 동역학 해석 방법들은 주로 서로 다른 공식을 통한 해석의 비교에 의해서 해의 타당성을 검증하였고, 실제 실험에

[†] 책임저자, 회원, 충남대학교 메카트로닉스공학과

E-mail : sookim@cnu.ac.kr

TEL : (042)821-6872 FAX : (042)823-4919

* 삼성전자, 메카트로닉스센터, 지능시스템연구소

** 충남대학교 대학원 메카트로닉스공학과

의한 유연 다물체 시스템의 해에 대한 검증은 극히 드물다. 또한, 유연 다물체 동역학 학계와 비선형 구조해석 학계에서는 강체 회전을 수반한 구조물의 해석에 관한 서로의 방법을 검증하기 위해서 테스트 베드의 필요성에 대한 논의가 시작되었다.⁽¹²⁾

따라서, 본 연구에서는 유연 다물체 동역학 시스템 해석의 검증을 목적으로 첨단 질량, 카운터매스(counter mass), 허브(hub), 유연 외팔보의 다물체 시스템으로 이루어진 테스트 베드를 설계 제작하고 고속 회전 정지 시뮬레이션의 실험적 검증을 수행하였다. 이를 위해 비선형성을 포함하는 여러 가지 유연 다물체 공식들 중 부분구조물 합성방법을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 위하여 3차원 CAD 시스템을 이용하여 다물체 시스템 해석 모델과 테스트 베드를 제작하였다.

2장에서는 3차원 CAD 시스템을 이용하여 제작된 다물체 회전 외팔보 테스트베드에 관하여 기술하였고, 3장에서는 비선형성을 고려한 다물체 동역학 모델 및 운동방정식에 관하여 설명하였다. 4장에서는 실험을 통한 시뮬레이션의 검증에 관하여 언급하고, 끝으로 5장에서 결론을 맺었다.

2. 테스트 베드 구성 및 설계

2.1 전체 시스템의 개요

제작된 유연 외팔보 테스트 베드는, Fig. 1과 같이 크게 모터 및 감속기로 구성된 구동부, 유연 외팔보의 기구부, 그리고 모터를 구동하는 서보드라이브 및 DSP보드를 포함하는 제어부로 구성된다. 기구부는 유연 외팔보, 팁 매스, 허브, 카운터 매스(counter mass)로 구성된다. 제어부는 모터 엔코더 신호나, 보의 끝에 부착한 가속도센서 신호를 DSP보드를 통하여 처리하고 서보드라이브에 지령을 내려주는 기능을 담당한다.

2.2 Pro/E CAD 모델링을 통한 시스템 설계

테스트 베드의 설계 제작을 위하여 3차원 CAD 프로그램인 Pro/E를 이용하였다. Pro/E는 3차원 파라메트릭 CAD 프로그램으로 부품형상의 치수를 변화시키면 연관된 다른 부분의 치수가 자동으로 갱신되는 장점을 가지고 있으며, 설계에 사용된 3차원 형상데이터를 인터페이스 프로그램

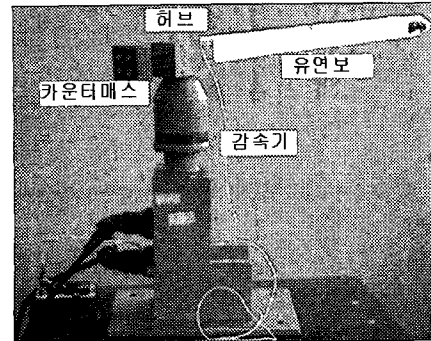


Fig. 1 A flexible rotating beam test bed

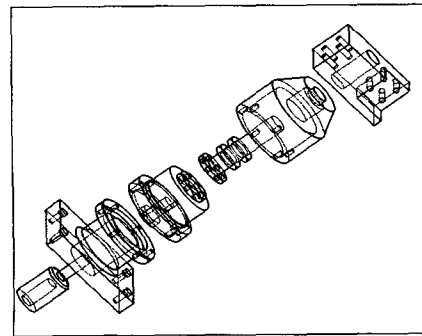


Fig. 2 Pro/E drawing of harmonic drive case

인 DADS/Pro를 이용하여 쉽게 범용 다물체 동역학 프로그램인 DADS⁽⁹⁾ 모델링을 할 수 있는 특징을 가지고 있다. 따라서 기구부품의 질량 및 관성을 보다 정확하게 구할 수 있다.

설계시의 주안점으로 둔 사항은 하모닉 드라이브 케이스의 설계이다. 일반적으로 하모닉 드라이브 케이스를 설계할 때는 각 축의 직각도 및 동심도를 맞춰야 하는데, 이를 위하여 Fig. 2의 조립도와 같이, 웨이브제너레이터 안쪽에 커플링을 사용하여 모터축과 연결하였으며, 윗단은 서클러 스플라인과 볼트로써 연결하였다. 플렉스 스플라인을 감싸고 플렉스 스플라인과 연결된 출력축을 지지해 주기 위해서 베어링을 사용하였다.

2.3 모터 구동을 위한 제어부

유연 외팔보의 구동을 위하여 AC 서보모터 및 드라이버를 사용하였으며, Table 1은 서보모터의 사양을 나타낸다. 엔코더 및 가속도 신호를 처리하여 서보드라이버에 지령을 내려주기 위해서 DSP보드를 사용하였다. 실제로 외팔보를 제어하

Table 1 Specifications of AC servo motor

AC SERVO MOTOR (대우 DS-F02CA)	
정격 출력	200 watt
정격 토크	0.64 Nm
연속최대토크	0.73 Nm
순시최대토크	1.91 Nm
허용 부하	5.07 kgcm ²
정격 속도(최대 속도)	3000 rpm(4500rpm)

는 제어프로그램은 MATLAB/Simulink를 이용하여 작성하였으며, 이를 RealTime Workshop을 이용하여 컴파일하여 사용하였다.⁽¹⁰⁾ 제어프로그램은 DSP보드에 다운로드 되어져 유연 외팔보의 위치 및 속도를 제어하며, 외팔보의 운동은 끝단에 설치한 가속도 센서로부터 신호를 입력받아 측정할 수 있도록 하였다.

3. 유연 외팔보 시스템의 다물체 모델링

3.1 기학적 비선형성 고려한 유연 다물체 시스템 운동방정식

유연 외팔보는 회전 속도에 따라서 비선형 효과가 달라진다. 앞서 기술한 바와 같이 유연 다물체의 대변형 및 강성변화 효과와 같은 비선형성을 고려하기 위하여, 비선형 보이론, 부분 구조물 합성법, 절대 절점좌표법 등이 있으나, 본 논문에서는 상용 프로그램을 이용한 시뮬레이션 검증을 위하여 Wu와 Haug에 의해서 제안된 부분구조물 합성법⁽²⁾을 사용하였다.

부분구조물 합성법은 기하학적 비선형 효과를 고려하기 위하여 해당 물체를 여러 개의 부분구조물로 나누어 각각에 대하여 국부 기준좌표계를 정의한다. 이때, 각 부분시스템의 변형은 유한요소 해석을 통하여 얻어진 국부 기준 좌표계에 대한 변형모드들의 중첩으로 표현되어진다.

Fig. 3은 4개의 부분구조물로 구성된 한 개의 유연 물체를 나타내며, 이때 한 개의 부분구조물의 운동방정식은 탄성 다물체 동역학 이론에 의하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$[\delta r_i^T, \delta \pi_i^T, \delta a_i^T] \left\{ M_i \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \ddot{\omega}_i \\ \ddot{a}_i \end{bmatrix} + S_i - Q_i + U_i + V_i \right\} = 0 \quad (1)$$

보다 간략한 형태의 운동방정식으로 표현하기 위하여 식 (1)은 일반화된 좌표 q 를 이용하여 식 (2)와 같이 표현된다.

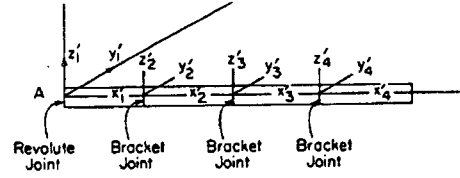


Fig. 3 A four-substructure beam

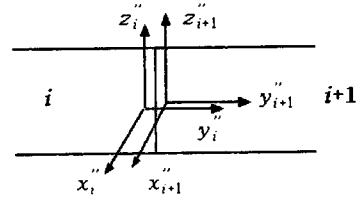


Fig. 4 Bracket joint

$$\delta q_i^T \{ M_i \ddot{q}_i - \overline{Q}_i \} = 0 \quad (2)$$

여기서, $\delta q_i = [\delta r_i^T, \delta \pi_i^T, \delta a_i^T]^T$ 는 병진, 회전, 모드좌표계로 이루어진 일반화된 좌표의 가상변위이며, M_i 는 일반화된 관성행렬, 일반화된 힘벡터 $\overline{Q}_i = Q_i - U_i - S_i - V_i$ 이다. 또한, S_i 벡터는 일반화된 속도의 2차항(generalized velocity quadratic term)들을 포함하며, U_i 는 내력벡터(internal force), Q_i 는 일반화된 외력벡터(generalized external force)를 나타낸다. 따라서, m개의 부분구조물로 이루어진 한 개의 유연 물체 운동방정식은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\delta q^T \{ M^* \ddot{q} - Q^* \} = 0 \quad (3)$$

여기서, $M^* = \text{diag}(M_1, M_2, \dots, M_m)$ 는 복합된 질량 행렬이며, $Q^* = [Q_1^T, Q_2^T, \dots, Q_m^T]^T$ 는 일반화된 힘의 복합된 벡터를 나타낸다.

그러나, 서로 인접한 부분구조물이 연결되어 있으므로 식 (3)에서 모든 일반화된 좌표가 독립적인 것은 아니며 서로 연관된 좌표가 존재한다. 따라서, Fig. 4과 같이 i 번째와 $i+1$ 번째 부분구조물이 연결된 경우, 각 부분구조물의 조인트

좌표계를 각각 $x_i'' - y_i'' - z_i''$, $x_{i+1}'' - y_{i+1}'' - z_{i+1}''$ 라고 하면, 고정조인트 구속조건에 따라 식 (4)와 (5)같이 6개의 구속 조건식을 얻을 수 있다.

$$[\phi_1^y, \phi_2^y, \phi_3^y]^T = r_i + A_i \rho_i^p - r_{i+1} - A_{i+1} \rho_{i+1}^p = 0 \quad (4)$$

$$\phi_4^y = f_i^T g_{i+1}'' = 0, \quad \phi_5^y = g_i^T h_{i+1}'' = 0 \quad (5)$$

$$\phi_6^y = h_i^T f_{i+1}'' = 0$$

위에서 f'' , g'' , h'' 는 조인트 좌표계의 x, y, z축 방향의 단위벡터를 의미한다. 식 (4)과 (5)를 두 번 미분하면 식 (6)과 같은 구속조건에 대한 가속도 방정식을 얻을 수 있다.

$$\phi_a \ddot{q} = -(\phi_a \dot{q})_a \dot{q} - 2\phi_{aa} \dot{q} - \phi_{aa} \equiv \gamma \quad (6)$$

따라서, 부분 구조물로 이루어진 한 개의 유연 물체에 대한 운동방정식은 라그랑지 승수 (Lagrange multiplier) λ 를 이용하여 식 (7)과 같은 행렬식형태로 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾

$$\begin{bmatrix} M^* & \phi_a^T \\ \phi_a & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^* \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (7)$$

m개의 부분구조물로 이루어진 유연 물체가 다른 강체들과 연결되어 다물체 시스템이 구성될 때는, 강체와 1개의 부분 구조물 또는 강체와 강체 사이의 기구적인 구속조건 및 구동에 관련된 구속조건식을 고려하여야 한다. 따라서, 여러 개의 강체와 여러 개의 부분 구조물로 이루어진 다물체 시스템의 운동방정식은 위의 식 (7)과 동일한 형태인 다음과 같은 식으로 표시될 수 있다.⁽⁸⁾

$$\begin{bmatrix} \hat{M} & \hat{\phi}_a^T \\ \hat{\phi}_a & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\ddot{q}} \\ \hat{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{Q} \\ \hat{\gamma} \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서 $\hat{M} = \text{diag}(M_{\text{rigid}}, M^*)$ 은 강체와 부분 구조물로 이루어진 유연체의 관성행렬이며 $\hat{Q} = [Q_{\text{rigid}}^T, Q^*]^T$ 는 다물체 시스템의 일반화된 힘 벡터, $\hat{\phi}_a$ 는 기구적인 구속조건, 구동에 관련된 구속조건, 그리고 부분 구조물을 연결하는 고정 조인트 구속조건식 $\hat{\phi} = [\phi_{\text{kin}}^T, \phi_{\text{driver}}^T, \phi_{\text{brk}}^T]^T$ 의 자코비안 행렬이다.

Table 2 Mass properties(Unit:CGS)

	질량	Ixx	Iyy	Izz
Arm	195	260.65	104260	104000.65
Hub	581	2492.4134	6329.1411	6400.5610
Axis	159	602.88439	602.88333	79.943318
Tip	50	69.780484	6.248994	69.780402
C.mass	879	3532.3921	6221.3641	6221.5382

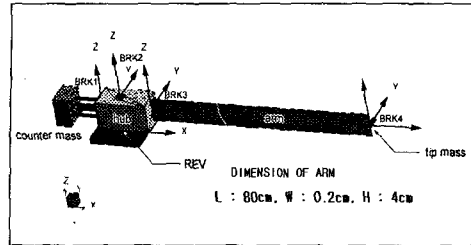


Fig. 5 DADS model of flexible beam

3.2 유연 외팔보 시스템의 다물체 모델링

Fig. 1의 테스트 베드에서 나타난 바와 같이 유연 외팔보 시스템은 첨단질량, 허브, 유연보, 축, 카운터 매스의 5개 물체로 구성되어 있다. 실험적 검증을 위해서는 각 물체의 정확한 질량과 관성 모멘트가 필요하다. 이를 위해 제작된 도면을 바탕으로 Pro/E를 통해서 각 물체의 형상 모델링을 수행하여 무게중심을 Pro/E로부터 얻을 수 있었다. Fig. 5는 DADS/Pro를 이용하여 구성된 유연 외팔보 시스템 모델을 나타낸다. 첨단질량과 유연보, 유연보와 허브, 그리고 허브와 카운터 매스는 각각 고정조인트로 연결하고 허브와 축은 회전조인트로 연결하였다. 유연암의 제원은 Fig. 6에 나와 있는 것과 같이 80cm의 길이와 0.2×4 cm²의 단면적을 갖는다. Table 2는 각 물체의 질량과 관성모멘트를 나타내고 있다.

3.3 외팔보의 유연성(flexibility) 모델링

강성변형 효과와 같은 비선형 효과를 고려하기 위해서 외팔보를 각각 1개, 2개 및 4개의 부분구조물로 구성하였으며 각각의 요소들은 고정조인트로 연결하여 모델링 하였다.

각 부분구조물의 모드형상 및 모달강성 데이터는 Fig. 6과 같은 유연암의 유한요소 모델에 대하여 ANSYS 유한요소 해석 프로그램을 이용한 모드해석을 통해서 구하였다. Table 3은 유한요소모델에 사용된 3차원 보요소의 물성치를 보여주며,

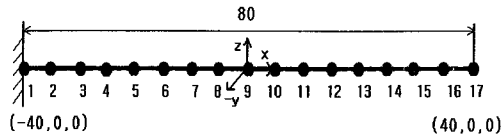


Fig. 6 ANSYS finite element model

Table 3 ANSYS model description

Element Type	Beam4(3D elastic beam)
Elastic modulus	70GPa
Density	2.7g/cm ³

Table 4 Mode shape & natural frequency

Mode shape	Frequency(Hz)
1st bending mode	2.47
2nd bending mode	15.48

Table 5 Natural frequency & damping ratio of the flexible arm

측정 방법	감쇠비 (%)	1차 고유진동수(Hz)	2차 고유진동수(Hz)
ANSYS	N/A	2.47	15.48
Matlab	0.015	2.5	15
FFT Analyzer	N/A	2.51	15.21

Table 4는 진동 모드형상과 고유진동수를 나타낸다.

4. 유연 외팔보의 다물체 동역학 시뮬레이션 및 실험적 검증

4.1 유연 외팔보의 고유진동수 및 감쇠비 측정

유연 외팔보의 시뮬레이션을 위해서는 3장에서 기술한 바와 같은 운동방정식에 사용되는 모드형상과 감쇠비 데이터가 필요하다. 모드형상은 3.3절에서 설명된 것과 같이 ANSYS 모달해석을 통하여 구해진다. 구해진 모드를 검증하기 위하여, 임펄스 실험으로 얻어진 가속도 신호를 푸리에 변환하였다. 가속도 신호는 Matlab의 FFT 함수를 이용하여 주파수영역으로 변환되고, 또한 FFT 분

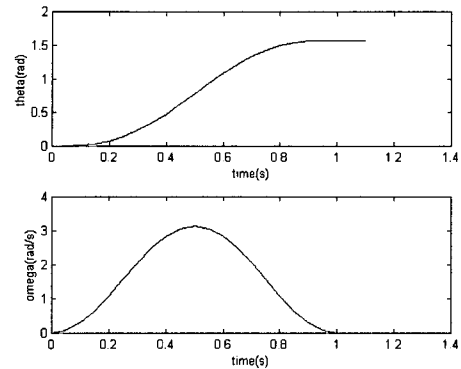


Fig. 7 Driver Angle & Velocity Profile

석 실험장비(FFT Analyzer)를 이용하여 검증하였다. 감쇠비는 얻어진 응답으로부터 대수적 감쇠(logarithmic decrement)방법을 사용하여 구하였다. Table 5는 측정된 고유진동수와 감쇠비를 나타내고 있다. 3.3절에서 구한 ANSYS에 의해서 구해진 고유진동수와 매우 근사함을 알 수 있다.

4.2 선형모델을 이용한 고속 회전 시뮬레이션

외팔보의 유연성 모델링에서 오직 한 개의 부분 구조물을 사용한 선형모델에 관하여, 아래와 같은 구동 조건 식과 속도 프로파일을 회전 조인트로 연결된 허브와 축에 부가하여 회전-정지 시뮬레이션(repositioning simulation)을 DADS를 이용하여 수행하였다.

$$\theta(t) = \frac{1}{T_s} \left(\pi \frac{\theta_d}{180} \right) \left(t - \left(\frac{T_s}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi t}{T_s} \right) \right) \right) \quad (9)$$

$$\frac{d\theta}{dt}(t) = \frac{1}{T_s} \left(\frac{\pi \theta_d}{180} \right) \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi t}{T_s} \right) \right)$$

Fig. 7은 식 (9)에 의한 각도와 각속도에 관한 곡선으로 θ_d 는 원하는 회전각도를 나타내고, T_s 는 원하는 회전각도에 도달하는 시간을 나타내고 있다. 따라서 Fig. 7에서 보는 바와 같이 T_s 시간이 경과한 후는 θ_d 의 각도가 유지됨을 알 수 있다.

선형 모델의 한계를 고찰하기 위하여, T_s 의 변화에 따라 외팔보를 90도 회전시킨 후 정지하는 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과로써 Fig. 8에 T_s 에 따른 유연암 끝단의 국부 변위를 비교하여 나타내었다.

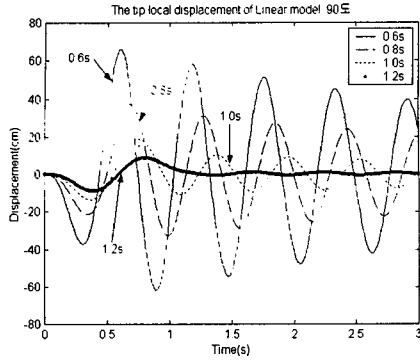


Fig. 8 Lateral Tip displacement

Fig. 8에서 보는 바와 같이 길이 80cm인 알루미늄 보에서 T_s 가 0.6초와 0.8초일 때는 최대 횡방향 변위가 각각 약 60cm와 37cm로 나타났다. 또한, T_s 가 1초인 경우는 약 17cm로 나타났다. 그러므로, T_s 가 1.2초인 경우를 제외하고는 식 (9)를 이용하여 T_s 가 1초 이하의 고속으로 구동할 때는 유연 다물체 동역학 공식을 유도할 때 사용된 작은 변형 (small deformation)의 가정 범위를 벗어나게 되어 선형모델이 적합하지 않음을 알 수 있다.

4.3 외팔보의 비선형 모델링

앞 절의 시뮬레이션 결과에 따라서, 회전 정지 구동(repositioning simulation)에서 고속 구동일 경우에는 선형 모델이 부적합함을 알 수 있었다.

헬리콥터 날개와 같이 연속적으로 고속 회전하는 경우 강성변화는 각속도의 제곱에 비례하지만 회전 정지와 같은 고속구동에 있어서도 일시적으로 강성변화 효과를 모델에 포함하는 것이 타당하다고 생각되어 1개, 2개, 4개의 부분구조물로 합성된 비선형 유연 보 모델을 구성하였다.

회전 구동 시뮬레이션을 수행하기 전에 구성된 비선형 모델의 적합성을 알아보기 위하여 먼저 Fig. 9와 같이 외팔보의 한 쪽 끝단을 고정시킨 후 자유진동 해석을 실시하였다. 시뮬레이션 결과 2개 및 4개의 부분구조물을 갖는 비선형모델은 기하학적 강성효과가 발생하지 않는 경우임에도 불구하고, Fig. 10과 같이 비선형 모델과 선형 모델(1개 부분시스템) 사이에 변위와 위상 차이가 발생하였다. 이는 부분구조물의 개수에 따른 수치적인 모델에 의한 인위적인 현상으로 생각된

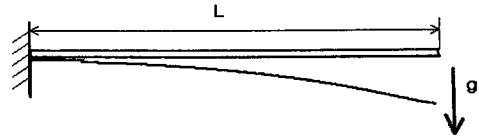


Fig. 9 Free vibration of a flexible beam

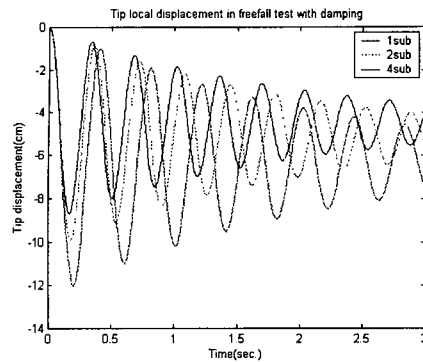


Fig. 10 Tip displacement in free vibration analysis before changing stiffness

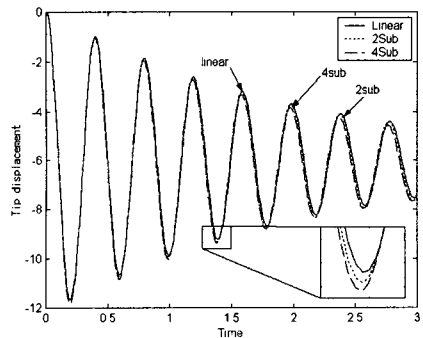


Fig. 11 Tip displacement in free vibration analysis after changing stiffness

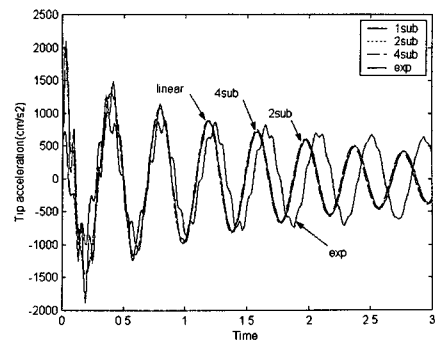


Fig. 12 Tip acceleration in free vibration analysis after changing stiffness

다. 이를 해결하기 위해, 비선형 모델의 각 부분 구조물의 강성을 조정하여 선형모델과 비선형모델의 주파수를 맞추는 작업을 실시하였다. Fig. 11은 비선형 모델의 강성조정 이후에 비선형 모델과 선형모델의 자유진동해석에 따른 암 끝단의 변위를 비교한 것이고 Fig. 12는 강성조정 이후 시뮬레이션에 의한 가속도 해와 유연보 끝단의 가속도계로 측정된 실험값의 비교를 나타내고 있다. 시간이 지남에 따라 실험값과 시뮬레이션 값이 약간의 위상차를 보이기는 하지만 대체로 모두 실험값과 잘 일치함을 볼 수 있다.

4.4 비선형 모델을 이용한 회전 시뮬레이션의 실험적 검증

앞절에서 구성한 비선형 모델을 이용하여 4.2 절에서 선형모델로 수행한 것과 동일한 90도 회전의 동역학 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, 실제 실험과 비교하기 위해서, $T_s = 1 \text{ sec.}$ 와 0.8 sec.의 두가지 구동조건에 대하여 실험을 수행하였다. $T_s=0.6 \text{ sec.}$ 일 때는 모터의 최대 정격토크를 초과하여 실험을 수행할 수 없었다.

Fig. 13과 14는 $T_s = 1 \text{ sec.}$ 와 0.8 sec.의 두가지 구동조건으로 90도 회전에 대한 동역학 시뮬레이션과 실험값의 가속도를 비교한 그래프이다. 두 그래프에서 모두 비선형 모델이 선형모델보다 보다 실험값에 근사한 해를 보였다. 하지만, $T_s = 0.8 \text{ sec.}$ 인 경우에는 초기에는 실험치와 선형 및 비선형 모델 모두 잘 일치하지만 시간이 증가함에 따라 위상차와 가속도의 크기가 달라지는 것을 볼 수 있다. 비선형 모델이 가속도의 크기에서 보다 실험값에 가까운 것을 알 수 있지만, 전체적으로는 선형, 비선형 모델 모두 실험값과 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 이것은 고속인 경우 부분 구조물 합성법에서 부분 구조물 개수가 충분하지 않기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결론

본 연구에서는 유연 다물체 동역학 시스템 해석의 검증을 위해서 회전 유연 외팔보 테스트 베드를 구축하였으며, 실험값과 해석을 비교하였다.

고속 회전의 경우 선형모델의 부적합성을 시뮬레이션을 통하여 보였으며, 보다 적합한 해석을

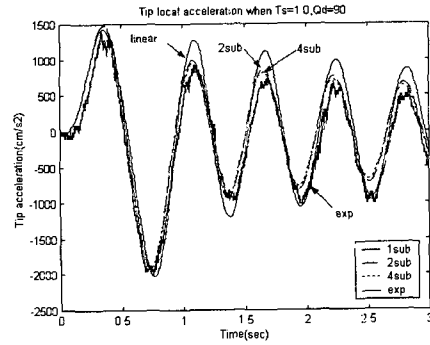


Fig. 13 Experimental verification($T_s=1s$)

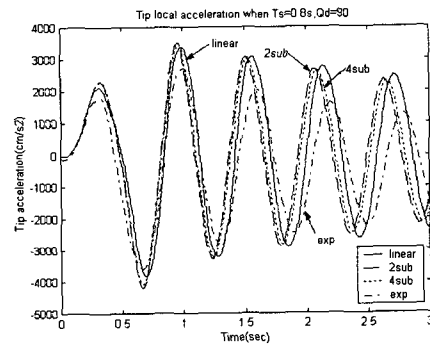


Fig. 14 Experimental verification($T_s=0.8s$)

위해서 부분 시스템 합성방법에 의한 비선형 모델링 방법을 제시하였다. 비선형 모델에 있어서, 부분구조물의 개수가 늘어남에 따라 전체모델의 강성과 주파수가 커지는 문제를 해결하기 위해 각 부분구조물의 강성을 조정하여 선형구간에서 선형모델과 동일한 특성을 갖도록 모델링 하였다. 고속 회전에 대한 실험과 시뮬레이션의 비교 결과, 4개의 부분구조물을 갖는 비선형 모델의 시뮬레이션 결과가 실험값과 가장 근사한 결과를 보임으로써 비선형 모델의 타당성을 입증하였다.

하지만, 회전속도가 증가함에 따라 비선형 모델의 진동주기가 실험값에 비해 빨라지는 현상이 발생하였으며, 이에 관하여는 정확한 비선형모델을 만들기 위해서 부분 구조물의 개수, 각 부분 구조물의 강성조정 방법, 그리고 모드선택 방법에 대한 보다 깊은 연구가 필요하리라 생각된다.

또한 3차원 CAD 프로그램인 Pro/E를 사용하여 보다 신뢰성있는 다물체 동역학 모델을 구성하고

모델 데이터를 제공하므로써 비선형성을 포함하는 다른 이론에 의한 유연 다물체 동역학 공식의 검증에도 기여할 수 있으리라 생각한다.

참고문헌

- (1) Kane T. R., and Ryan R. R., 1985, "Dynamics of A Cantilever Beam Attached to A Moving Base," *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol. 10, No. 2, pp. 139~151.
- (2) Wu S. C., and Haug E. J., 1988, "Geometric Non-Linear Substructuring for Dynamics of Flexible Mechanical Systems," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 26, pp. 2211~2226.
- (3) Ryu J., Kim S. S., and Kim Sung-Soo, 1997, "A Criterion on Inclusion of Stress Stiffening Effects in Flexible Multibody Dynamic System Simulation," *Computer & Structures* Vol. 62, No. 6, pp. 1035~1048.
- (4) 유홍희, 2000, "유한요소법을 사용한 회전 외팔보의 굽힘 진동 해석," 대한기계학회논문집(A), 제24권, 제 178호, pp. 1826~1832.
- (5) 박정훈, 유홍희, 1997 "회전구조물의 진동 해석 및 실험," 대한기계학회논문집(A), 제21권 제 2호, pp. 272~280.
- (6) 유홍희, 1992, "회전 외팔보의 굽힘 진동해석," 대한기계학회논문집, 제16권 제5호, pp. 891~898.
- (7) Wu S. C., Haug E. J., and Kim Sung-Soo, 1989, "A Variational Approach to Dynamics of Flexible Multibody Systems," *Mechanics of Structures and Machines, International Journal*, Vol. 17.
- (8) Haug E. J., 1992, *Intermediate Dynamics*, Prentice-Hall, pp. 76~155.
- (9) *DADS Users manual*, 1987, Computer Aided Design Software, Inc., Iowa.
- (10) *SIMULINK Ver. 2*, 1997, The MathWorks, Inc.
- (11) Singer N. C., and Seering W. P., 1990, "Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration," *Trans. ASME, Journal of dynamics systems* Vol. 112, pp. 76~82.
- (12) Ambrosio J.(ed.), 2000, *Computational Aspects of Nonlinear Structural Systems with Large Rigid Body Motion*, NATO Science Series, IOS Press.
- (13) Shabana A.A., 1997, "Definition of the Slopes and the Finite Element Absolute Nodal Coordinate Formulation," *Multibody System Dynamics*, Vol. 1, No. 3, pp. 339~348.