

(論 文)

유연 구조물의 운동중 발생하는 진동의 해석

이 신 영*

(1993년 12월 20일 접수)

Vibration Analysis of a Flexible Structure in a Motion

Sin Young Lee

Key Words : Vibration(진동), Motion(운동), Quasi-Static(준정적), Dynamic Component(동적 성분), Eigen Matrix(고유행렬), Newmark Method(뉴마크적분법), Rigid Mode(강제모드)

Abstract

An analysis method is suggested and experimentally studied in order to solve a vibration problem of a flexible structure while it is moving. In this method, substructure synthesis method, modal analysis method and Newmark's integral method were used. Total deformation of a structure was composed of quasistatic component and dynamic component. Rigid body modes were considered in calculating quasistatic component and modal coordinates transformation was used in the calculation of dynamic component. Combining those two component, deformation behavior in time domain could be analyzed effectively. Experimental results from an elemental model and a real structural model of a transfer feeder showed good agreements with computational results.

1. 서 론

자동차 차체용 판넬(pannel)을 성형하는 transfer press의 수요는 finger 반송방식으로부터 진공컵 반송방식으로 이행되고 있다. 진공반송방식은 대형의 판넬을 성형반송할 수 있으며, 또한 한번에 2개의 판넬을 성형반송하는 기술로서 종래의 핑거반송에 대신하여 많이 사용되게 되었다.

이 경우 크로스 바(cross bar)의 진동저감, 피더(feeder) 구동계의 부하 토크(torque)저감, 진공응답성능 등이 선결과제가 된다. 기계 성능상, 특히 크로스 바의 진동은 생산속도에 대하여 2차 함수적으로 증대한다.⁽¹⁾ 또한 진동이 큰 고속역에서는

판넬을 정확히 흡착할 수 없고, 판넬을 반송하는 중에 금형과 간섭이 생기며, 판넬을 정확하게 금형상에 위치시킬 수 없는 등, 극히 심각한 생산악화에 연결되기 때문에 프레스 설계제작 기술에 있어서 중요한 위치를 차지하게 된다.

프레스 반송장치뿐 아니라 크레인, 공작기계의 XY테이블, 산업용 로봇 등의 기동, 이동과 정지의 운동을 반복하는 유연 구조물은 생산성을 향상시키기 위하여 고속화, 대형화되고 쥘에너지의 관점으로 부터 경량화가 진행되고 있다. 이 때문에, 상대적으로 구조물의 고유진동수가 저하되고 기동과 이동 중의 진동변위와 정지 후의 잔류진동 및 위치결정 정도의 저하 등 여러가지 진동문제가 발생하고 있다.

분포질량의 가감속에 의한 관성력을 외란으로 보고 변위를 억제하는 진동문제에서는, 우선 계의 고

* 정회원, 군산대학교 생산기계공학과

유진동수와 감쇠의 증대에 관한 대책이 취해진다. 그러나, 강성의 증대는 일반적으로 중량의 증가에 관련되고 썩에너지 상의 문제로 될 뿐 아니라 고유진동수의 증대에도 한계가 있다. 또 감소의 부가는, 이동 중에 있어서 진동변위의 피크(peak)치를 평가하는 문제에는 효과가 얻어지지 않는 경우가 많다.⁽²⁾

따라서 운동을 수반하는 유연 구조물의 진동 또는 운동 중에 발생하는 진동을 정확히 해석하는 것이 필요하게 된다. 이러한 해석을 기초로 하여 운동궤도를 변경하거나, 진동을 제어함으로써 위와 같은 진동문제에 효과적으로 대처할 수 있다.

본 연구에서는 부분구조 합성법,^(3,4) 모드해석이론⁽⁵⁾ 및 뉴마크(Newmark)적분법⁽⁶⁾ 등을 이용하여 유연 구조물의 운동 중에 발생하는 진동문제를 해석하였다.

진동변위는 운동궤도의 가속도에 의하여 발생하는 준정적 성분과 상대적인 동적 성분으로 나눌 수 있으며, 두 성분의 합에 의하여 전체의 운동 및 진동이 효과적으로 해석되었다.

프레스 반송장치의 모델에 본 해석방법을 적용하여 그 유효성을 확인하였고, 이 방법을 유연 구조물의 진동해석에 적용하면 큰 효과를 거둘 수 있을 것으로 기대된다.

2. 해석이론

주어진 구조계의 질량행렬을 $[M]$, 강성행렬을 $[K]$, 감쇠행렬을 $[C]$ 라고 하면, 운동방정식은 식(1)과 같이 주어진다.

$$[M]\{\ddot{q}_i(t)\} + [C]\{\dot{q}_i(t)\} + [K]\{q_i(t)\} = \{Q_i(t)\} \quad (1)$$

여기에서, $\{q_i(t)\}$ 는 변위, $\{Q_i(t)\}$ 는 힘벡터이다. 전체 변위의 자유도를 나누어 운동이 부여되는 부분(구동부)과 기타 부분으로 분할하고, 운동이 부여되는 부분의 변위벡터를 $\{q_b(t)\}$, 기타 부분의 변위벡터를 $\{q(t)\}$ 라고 한다. 즉,

$$\{q_i(t)\} = \begin{Bmatrix} q(t) \\ q_b(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

식(2)에 의하여 식(1)을 재배열하면, 영역별로 분할된 운동방정식이 얻어지게 된다. $\{q(t)\}$ 를 $\{q\}$ 로 표시하면,

$$\begin{Bmatrix} M1 & M2 \\ M3 & M4 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{q}_b \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} C1 & C2 \\ C3 & C4 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{q}_b \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K1 & K2 \\ K3 & K4 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ q_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q \\ Q_b \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(3)은 행렬식의 연산이므로 다음과 같은 두 개의 방정식으로 분할될 수 있다.

$$[M1]\{\ddot{q}\} + [M2]\{\ddot{q}_b\} + [C1]\{\dot{q}\} + [C2]\{\dot{q}_b\} + [K1]\{q\} + [K2]\{q_b\} = \{Q\} \quad (3a)$$

$$[M3]\{\ddot{q}\} + [M4]\{\ddot{q}_b\} + [C3]\{\dot{q}\} + [C4]\{\dot{q}_b\} + [K3]\{q\} + [K4]\{q_b\} = \{Q_b\} \quad (3b)$$

여기에서, $\{q\}$ 는 $\{q_b\}$ 의 변위에 따르는 준정적 성분 $\{q_s\}$ 과 동적 성분 $\{q_d\}$ 의 선형 조합으로 구성된다고 가정한다. 즉,

$$\{q\} = \{q_d\} + \{q_s\} \quad (4)$$

$$[K1]\{q_s\} + [K2]\{q_b\} = \{0\}$$

$$\{q_s\} = -[K1]^{-1}[K2]\{q_b\} = [T]\{q_b\} \quad (5)$$

식(5)에서 보는 바와 같이 준정적 성분 $\{q_s\}$ 는 운동이 부여되는 부분의 변위 $\{q_b\}$ 에 따른 탄성변위를 나타낸다고 할 수 있다. 식(4)와 (5)를 식(3a)에 대입하고 정리하면,

$$\begin{aligned} [M1]\{\ddot{q}_d\} + [C1]\{\dot{q}_d\} + [K1]\{q_d\} &= \{R(t)\} \\ \{R(t)\} &= \{Q\} + ([M1][K1]^{-1}[K2] - [M2])\{\ddot{q}_b\} \\ &\quad + ([C1][K1]^{-1}[K2] - [C2])\{\dot{q}_b\} \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)을 시간이력 해석에 의하여 직접 해를 구하는 것이 가능하기는 하지만, 계의 자유도가 큰 경우 막대한 제한시간이 소요되게 된다. 이 문제를 해결하기 위하여 모드해석이론을 이용한다. 식(6)의 감쇠항과 우변을 0으로 하고 고유치 문제를 풀어 구한 고유치를 ω_i^2 , 고유행렬을 $[\Phi]$ 라고 하면,

$$\{q_d\} = [\Phi]\{\eta\} \quad (7)$$

식(7)을 식(6)에 대입하면

$$[\Phi]^T[M1][\Phi]\{\ddot{\eta}\} + [\Phi]^T[C1][\Phi]\{\dot{\eta}\} + [\Phi]^T[K1][\Phi]\{\eta\} = [\Phi]^T\{R\}$$

$$\text{즉, } [I]\{\ddot{\eta}\} + [C_c]\{\dot{\eta}\} + [\omega_i^2]\{\eta\} = [\Phi]^T\{R\} \quad (8)$$

일반적으로 $[C_c]$ 는 대각행렬이 아니므로 대각요소 행렬 $[C_d]$ 과 대각요소 이외의 요소에 의하여 구성되는 행렬 $[C_{ud}]$ 로 분리한다.

$$[C_c] = [C_d] + [C_{ud}] \quad (9)$$

식(8)은

$$[I]\{\ddot{\eta}\} + [C_a]\{\dot{\eta}\} + [\omega_a^2]\{\eta\} = \{\bar{R}\} \quad (10)$$

단, $\{\bar{R}\} = [\Phi]^T\{R\} - [C_{ad}]\{\dot{\eta}\}$

식(10)을 보면, 좌변의 행렬 3개는 모두 대각행렬이고, 우변은 벡터이므로 그 해를 쉽게 구할 수 있다. 식(10)은 주어진 시간영역을 적절히 세분하고, 시간이력 해석방법을 반복적으로 적용하여 풀 수 있다. 즉, 시간 n 의 해를 가지고 시간 $n+1$ 의 해를 구하는 경우

$$\{\dot{\eta}\}_{n+1} = \{\dot{\eta}\}_n + \Delta t \{\ddot{\eta}\}_n \quad (11)$$

로 가정하여 식(10)의 우변을 계산한다. 뉴마크적분법⁽⁶⁾에 의하여 식(10)의 좌변을 풀면, $\{\eta\}_{n+1}$, $\{\dot{\eta}\}_{n+1}$, $\{\ddot{\eta}\}_{n+1}$ 이 계산되고 이 값을 식(10)에 대입하여 새로운 $\{\bar{R}\}$ 값을 다시 계산한다. 축소변환된 감쇠행렬 $[C_c]$ 에 비대각요소가 없는 경우에는 반복계산을 할 필요가 없고, 그렇지 않은 경우에는 이 과정을 설정된 수렴조건을 만족할 때까지 반복하면 된다. 이렇게 하여 시간 $n+1$ 에서의 $\{\eta\}_{n+1}$ 등이 구해진다. 주어진 시간에 대한 구하는 해는

$$\begin{aligned} \{a\} &= [\Phi]\{\eta\} + [T]\{q_b\} \\ \{\dot{q}\} &= [\Phi]\{\dot{\eta}\} + [T]\{\dot{q}_b\} \\ \{\ddot{q}\} &= [\Phi]\{\ddot{\eta}\} + [T]\{\ddot{q}_b\} \end{aligned} \quad (12)$$

에 의하여 전체의 동적 응답을 구해지게 된다.

3. 강제모드를 포함하는 계의 준정적 변위

계의 내부영역을 e , 경계영역을 c 라고 하면, 영역 e 의 변위중 경계영역 c 의 단위변위에 의한 항은 식(5)와 같은 형식으로 표현될 수 있다.

$$\{x_e\} = -[K_{ec}]^{-1}[K_{cc}]\{x_c\} \quad (5')$$

식(5')는 영역 e 의 임의의 변위를 경계영역 c 의 1 자유도 마다의 단위변위에 의한 탄성변형만의 합으로 표시한다. 그런데, 임의의 변위는 당연히 강제변위를 포함한다. 강제변위를 탄성변형만의 합으로 표현하는 것은 부자연스럽고, 특히 컴퓨터에서는 유효 숫자의 제한에 의하여 정도가 저하되게 된다. 그러므로, 경계영역의 변위에 따른 내부영역의 변위 $\{x_e\}$ 는 강제변위와 그 이외의 탄성변위로 나누어 표현하는 것이 필요하다.

우선, 계의 강제변위의 자유도와 같은 수의 자유

도를 경계영역 c 중에서 적당히 선정하고, 그 변위를 $\{x_{co}\}$ 라고 한다. 그리고, 그 이외의 자유도의 변위를 $\{x_{cc}\}$ 라고 한다. 강제모드를 구하여 $[\Phi_o]$ 라고 하면, 계 전체의 강제변위 $\{x\}_o$ 는 식(13)과 같다.

$$\{x\}_o = \begin{Bmatrix} x_e \\ x_{co} \\ x_{cc} \end{Bmatrix}_o = [\Phi_o]\{x_{co}\} = \begin{Bmatrix} [\Phi_{oe}] \\ [I] \\ [\Phi_{oc}] \end{Bmatrix} \{x_{co}\} \quad (13)$$

여기에서, $[\Phi_{oe}]$ 와 $[\Phi_{oc}]$ 는 제각기 강제변위 모드 중에서 영역 e 와 영역 c_c 의 성분을 선택한 것이다. 영역 c_c 의 변위는 식(13)의 하부에 표시된 강제변위와, 영역 c_c 의 모든 자유도의 변위를 영($\{x_{co}\} = \{0\}$)으로 한 때의 상대변위 $\{x_{cc}\}$ 의 합이므로

$$\{x_{cc}\} = [\Phi_{oc}]\{x_{co}\} + \{x_{cc}'\} \quad (14)$$

영역 e 의 변위 중 경계영역 c 의 변위에 따라서 준정적으로 생기는 변위 성분도 식(13)의 상부에 표현된 강제변위와 영역 c_c 의 상대변위 $\{x'_{cc}\}$ 에 의하여 영역 e 에 생기는 준정적 변위의 합이므로

$$\begin{aligned} \{x_e\} &= [[\Phi_{oe}][T']] \begin{Bmatrix} x_{co} \\ x_{cc}' \end{Bmatrix} \\ &= [\Phi_{oe}]\{x_{co}\} + [T']\{x_{cc}'\} \end{aligned} \quad (15)$$

여기에서, 행렬 $[T']$ 는 식(5)의 행렬 $[T]$ 에서 자유도 $\{x_{co}\}$ 에 해당하는 열의 성분을 제외한 행렬이고, 영역 e 와 영역 c_c 의 관계를 나타낸다.

식(14)의 $\{x_{cc}'\}$ 를 식(15)에 대입하면

$$\begin{aligned} \{x_e\} &= [\Phi_{oe}]\{x_{co}\} + [T'](\{x_{cc}\} - [\Phi_{oc}]\{x_{co}\}) \\ &= ([\Phi_{oe}] - [T'][\Phi_{oc}])\{x_{co}\} + [T']\{x_{cc}\} \\ &= [T'']\{x_c\} \end{aligned} \quad (16)$$

단, $[T''] = [[\Phi_{oe}] - [T'][\Phi_{oc}]] : [T']$

변환행렬 $[T] = -[K_e]^{-1}[K_{ec}]$ 의 대신에 $[T'']$ 의 변환행렬을 사용하던 계에 강제모드가 포함된 경우의 준정적 변위를 효과적으로 구할 수 있게 된다. 즉, 식(5)의 변환식 대신에 식(16)을 사용하면, 해석의 정도를 향상시킬 수 있다.

4. 실험 및 결과의 검토

제안한 해석방법의 유효성을 검토하기 위하여 Fig. 1 및 Fig. 2의 2종류의 진동계를 갖는 실험장

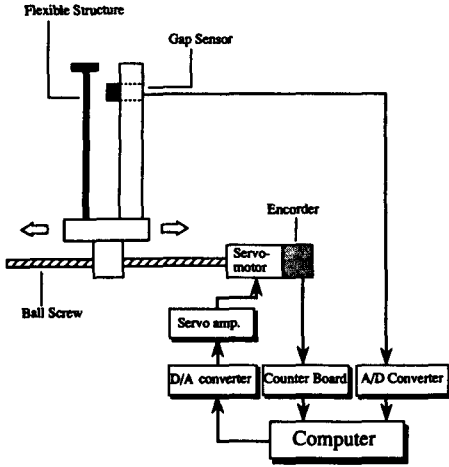


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus A

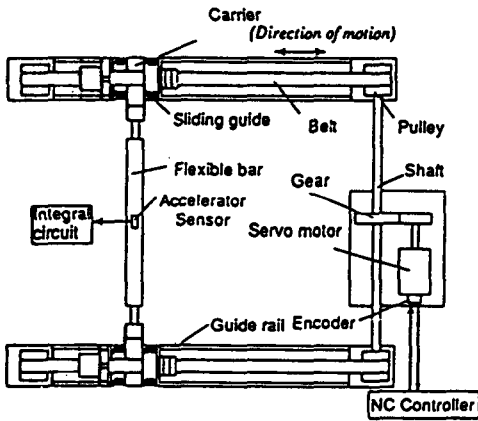


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus B

치를 사용하여 실험하고 그 결과를 해석결과와 비교하였다.

4.1 실험장치 A 및 실험방법

Fig. 1은 실험장치 A의 개략도를 나타낸다. 실험장치 A는 서보모터에 의하여 구동되는 운동발생장치, 진동모델이 되는 유연 구조물 및 운동측정장치로 구성된다. 컴퓨터에서 발생된 신호는 D/A변환기를 통하여 아날로그신호로 변환되어 서보모터를 구동하고, 이 운동이 볼 스크류를 통하여 모델에 전달되며, 서보모터의 회전수는 엔코더에 의하여 측정된다. 유연 구조물은 두께 4.5 mm, 폭 100 mm, 길이 500 mm이다.

유연 구조물의 변위는 동일한 운동을 하는 두꺼운 판에 설치된 갭센서에 의하여 측정되어 A/D변환기에 입력된다. 구동형상은 사이클로이드형 및 사다리꼴 형상을 사용하고 구동시간은 1초 및 2초로 하였다.

4.2 실험장치 B 및 실험방법

Fig. 2는 실험장치 B의 개략도를 나타낸다. 실험장치 B는 A와 같이 운동발생장치, 유연 구조물 및 운동측정장치로 구성된다. 운동발생장치의 구조는 실제의 대형 프레스기 트랜스퍼 피더의 연구대상 부분과 거의 동일한 치수로서 서보모터로부터 가속치차를 거쳐 양측에 축이 설치되어 있고, 풀리를 통하여 타이밍벨트를 구동시켜 벨트에 고정된 이송기(carrier)에 운동을 발생시킨다. 이송기에는 지지봉이 단순지지되어 있고 NC제어반에 의하여 임의의 운동을 제어할 수 있도록 되어 있다.

유연 구조물의 크기는 양단이 직경 40 mm, 길이 185 mm이고, 중간부는 폭 40 mm, 높이 80 mm, 두께 2.3 mm이며 전체 길이는 4340 mm이었다. 구동형상은 사이클로이드 곡선 및 실제 프레스에서 사용되는 사다리꼴 형상을 사용하였으며, 검출신호로서는 가속도 픽업에 의하여 지지봉의 가속도를 검출하여 적분한 변위의 신호를 사용하였다.

4.3 결과 및 검토

Fig. 3은 실험장치 A에 가속도를 사이클로이드형상으로 입력한 것을 나타낸다. 실험장치 A에서는 서보모터의 이득(gain)을 크게 할 경우 서보모터 주위에 잡음이 크게 발생하여 이득을 줄여 실험하였는데 그 결과로서 0.5초 부근과 1.0초 부근에서 변위의 형상이 왜곡져서 나타났다.

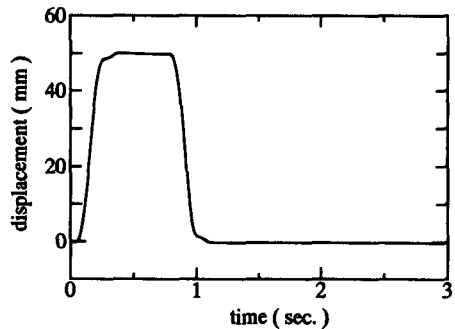


Fig. 3 Input 1 on apparatus A

Fig. 4는 Fig. 3의 입력에 의하여 실험에 검출된 상대변위 신호를 나타낸 것이다. 해석이론에 의하여 예측된 바와 같이 0~0.3초 부근과 0.7~1.0초 부근에서는 입력되는 변위의 가속도 성분에 의한 항이 나타남을 알 수 있다. Fig. 5는 Fig. 3의 입력 신호를 이론해석에 대입하여 해석한 결과이다. 실험결과인 Fig. 4와 해석결과인 Fig. 5를 비교하면, 전체적인 경향이 잘 일치하고 있으며, 변위가진 시간구간(0~1초 부근)은 특히 잘 일치하고 있다.

Fig. 6은 실험장치 A에 실제의 프레스기 트랜스퍼 피더에 적용되는 사다리꼴 형상의 입력을 가한 결과를 나타낸다. Fig. 3에서와 같이 서보모터의 이득의 저하에 의한 왜곡이 조금씩 나타나고 있다.

Fig. 7은 Fig. 6의 압력이 주어졌을 때 비접촉 변위계에 의하여 검출된 상대변위 신호를 나타내고 있다. Fig. 4에서와 같이 변위가진 가속도 성분에 의한 항이 나타나고 있다. Fig. 8은 Fig. 6의 입력 신호를 이론해석에 대입하여 해석한 결과이다. 실험결과인 Fig. 7과 해석결과인 Fig. 8을 비교하면 전체적으로 잘 일치하고 있다. 실험결과인 Fig. 4, Fig. 7 및 해석결과인 Fig. 5, Fig. 8을 종합적으로 검토하면 강제가진 종료 후 자유진동의 경우 약간의 차이를 나타내고 있다. 해석결과를 기준으로 하였을 때 Fig. 4의 결과는 진폭이 약간 큰 편이고, Fig. 7의 결과는 진폭이 해석결과보다 약간 작게 보이고 있으나 전체적으로 보아 잘 일치한다고 할 수 있다.

Fig. 9은 실험장치 B에 가속도를 사이클로이드 형상으로 입력한 결과를 나타낸다. 350 mm를 0.5 초 동안에 이동시키고 3초 정지하는 운동을 반복하는 제도를 사용하였다.

실험 구조물이 복잡한 결과로 입력신호 자체에도

진동 성분이 포함되어 있음을 알 수 있다. 이 Fig. 9의 입력에 의한 실험결과와 상대변위를 나타낸 것이 Fig. 10이다. 작용 가속도가 큰 가진 시간영역에서는 가속도에 비례하는 항이 나타나고 있으며, 외부가진이 없는 부분에서는 소형모델에서와 같이 자유진동의 형상을 하고 있다.

Fig. 11은 Fig. 9의 입력신호를 이론해석에 대입하여 시간이력에 따라서 해석한 결과로부터 상대변위를 추출하여 도시한 것이다. Fig. 10과 Fig. 11을

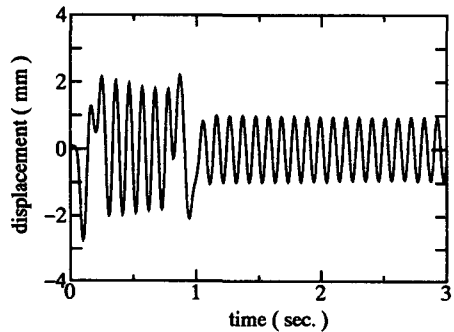


Fig. 5 Computational relative displacements by input 1

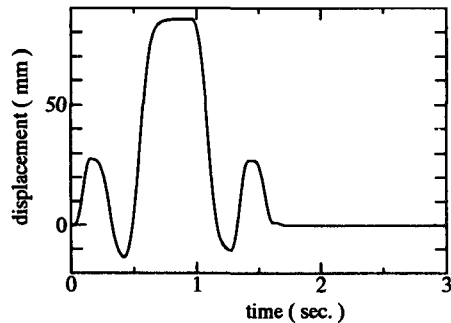


Fig. 6 Input 2 on apparatus A

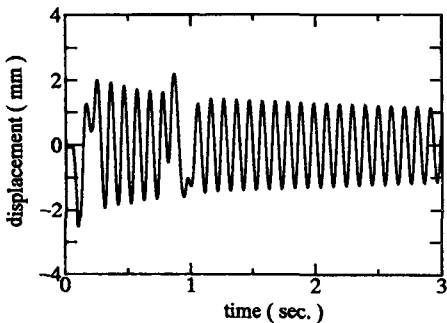


Fig. 4 Experimental relative displacements by input 1

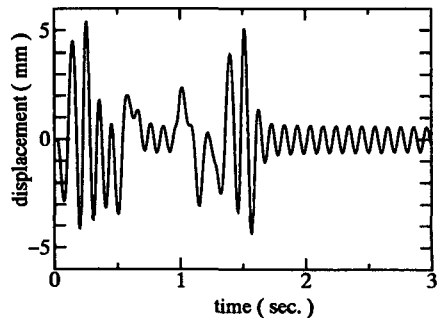


Fig. 7 Experimental relative displacements by input 2

비교하면 전체적인 진동의 형상 및 크기가 잘 일치한다고 할 수 있다.

Fig. 12는 실험장치 B에 실제의 트랜스퍼 피더에 사용되는 형상의 입력을 가한 결과를 나타내고 있다. K회사의 대형 프레스 피더에서는 이와 같은 형상의 운동을 캠에 의하여 구동시키고 있으며, 이동량 350 mm정도, 속도는 6~10 SPM(strokes per minute)를 목표로 하고 있다. Fig. 12에서의 신호의 일그러짐은 이송기의 진동에 의한 효과라고 고

려된다.

Fig. 13은 Fig. 12의 운동기 이송기에 의하여 유연 구조물에 주어진 경우의 상대변위를 가속도기에 의하여 측정, 적분에 의하여 그 값을 구한 것이다. 또한, Fig. 14는 Fig. 12의 입력신호를 이론해석의 입력으로써 대입하여 시간 이력에 따라서 유연 구조물 전체의 변위를 계산하고, 그 중 중간점과 이송점(양단)의 상대변위를 도시한 것이다. 전체적으로 대형 모델의 실험결과인 Fig. 10, Fig. 13

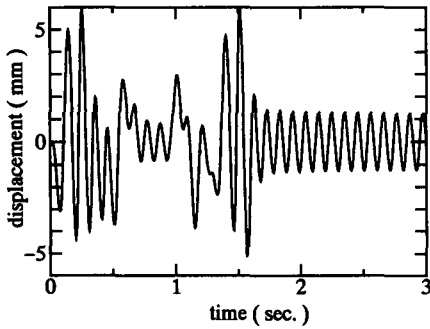


Fig. 8 Computational relative displacements by input 2

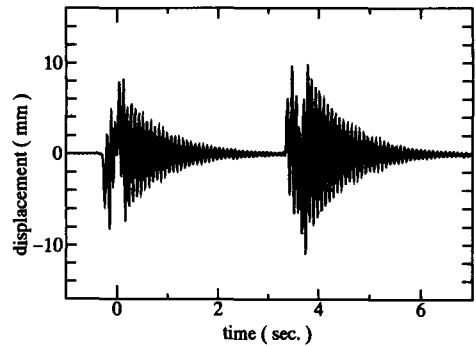


Fig. 11 Computational relative displacements by input 3

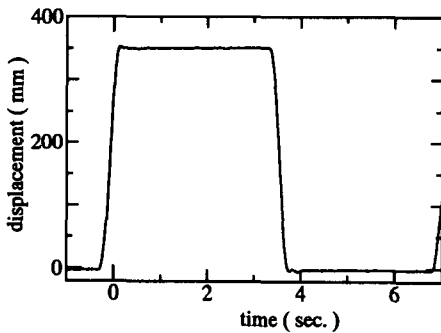


Fig. 9 Input 3 on apparatus B

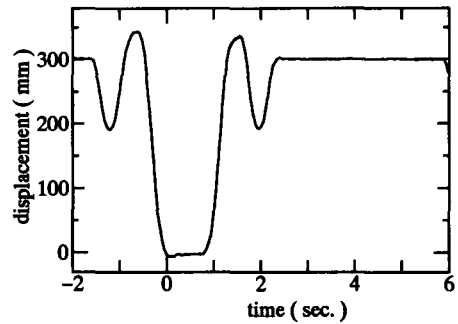


Fig. 12 Input 4 on apparatus B

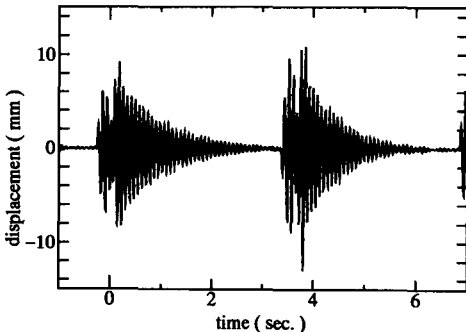


Fig. 10 Experimental relative displacements by input 3

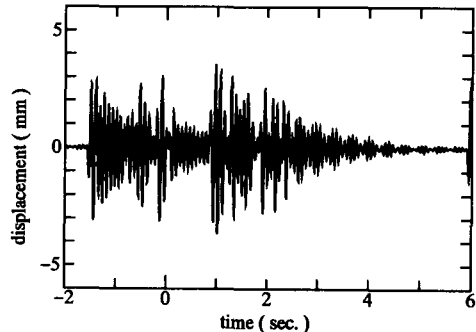


Fig. 13 Experimental relative displacements by input 4

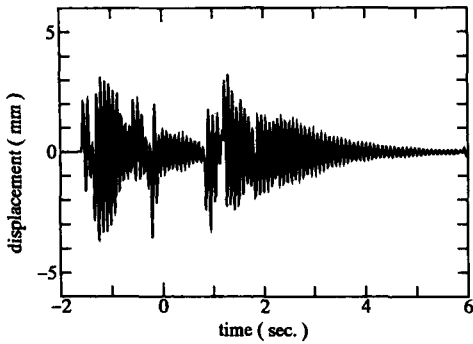


Fig. 14 Computational relative displacements by input 4

과 해석결과를 나타낸 Fig. 11, Fig. 14를 비교·검토한 결과 실험 및 해석의 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 해석방법을 이용하면 유연 구조물의 운동중에 발생하는 진동의 해석을 효과적으로 정도 좋게 구하는 것이 가능하다고 생각된다.

5. 결 론

부분구조 합성법, 모드해석이론 및 뉴마크적분법 등을 이용하여 유연 구조물의 운동 중에 발생하는 진동을 정확히 해석할 수 있는 해석방법을 제시하였다. 변위가진 문제해석에 있어서 모달좌표를 이용하여 짧은 시간 안에 해석이 가능하도록 하였으며, 경계영역의 변위에 의한 내부 영역의 변위를 표현함에 있어서 강제모드를 고려하는 개념을 도입하여 보다 정밀한 해가 구해질 수 있도록 하였다.

대변위의 운동과 미소변위의 진동이 동시에 고려되어야 하는 실험의 성질상 엄밀한 측정이 곤란한

면이 있기는 하였지만, 실험결과와 해석결과가 비교적 잘 일치하였다. 따라서 이 해석방법을 유연 구조물의 운동 중 발생하는 진동의 해석에 적용하면 큰 효과를 거둘 수 있을 것으로 기대되며, 이 방법을 이용하면 현재 구체적인 해석을 거치지 않고 행해지고 있는 운동중 진동의 제어에 관하여도 좋은 결과가 예상된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1992년도 후반기 해외 Post-Doc. 연수지원에 의하여 이루어졌으며 연수중 많은 도움을 주신 長松昭男 교수, 大能政明 조교수 등 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 馬場清和, 西田憲二, 城座和彦, 1992, "振動低減對策を施した大形プレスの開發," *プレス 技術*, 30卷 7號, pp. 372~376.
- (2) 伊藤傳幸 外, 1993, "ジヤク値を制約とした最適軌道による振動制御," *日本機械學會論文集 (C)*, 59卷 558號, pp. 372~376.
- (3) 長松昭男, 大能政明, 1991, 部分構造合成法, 培風館.
- (4) 이신영, 이장무, 1990, "부분구조 합성법을 이용한 비선형 결합부 구조물의 동적해석," *대한기계학회논문집*, 제 14 권 제 2 호, pp. 324~330.
- (5) 長松昭男, 모드解析, 培風館, 1991.
- (6) Dhatt G, and Touzot. G, 1984, *The Finite Element Method Displayed*, John Wiley & Sons, pp. 305~333.