구조물 동특성 변경 관련 연구 분야 및 동향 (III)

박 윤 식*·박 용 화*

(*한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터)

지난 호에 이어서 구조 변경 후의 동특성을 예측하는 정방향 문제(forward problem)에 대해서 계속 서술하고자 한다. 지난 호에서 모드 영역(modal domain)의 방법을 다룬 반면에 이번 호에는 주파수 응답 함수(frequency response function)을 사용한 응답 영역(frequency domain)의 방법을 중점적으로 언급하고자 한다. 다음 호부터는 구조물의 설계에 관계 된 역방향 문제(inverse problem)를 서술하고자 한다.

Problem 3 :
Given $H(\omega), \Delta K$ and $\Delta M \Rightarrow$ Find $\bar{\Lambda}$ and $\bar{\Phi}$

이 방법은 기존 구조물의 주파수 응답 함수와 부가 구조물의 질량, 강성 행렬을 이용하여 변경된 고유진동수와 모드 형상을 구하는 방법이다.

3. Exact Reanalysis Method Using FRF / Local Modification

구조 변경 후의 구조물의 고유치 문제는 다음과 같다.

$$\left[K-\omega^2 M+(\Delta K-\omega^2 \Delta M)\right]\bar{\phi}=0 \qquad (3\text{-}1)$$

윗식에 기존 구조물의 주파수 응답 함수 $H(\omega)$를 곱한 후 본 연재물 (I)편의 식 (5)와 식 (6)을 이용하면 다음과 같은 자유진동 방정식을 얻는다.

$$\left[I+H(\omega)(\Delta K-\omega^2 \Delta M)\right]\bar{\phi}=G(\omega)\bar{\phi}=0 \qquad (3\text{-}2)$$

식 (3-2)에서 비자명해(non-trivial solution), $\bar{\phi}$를 얻는 조건으로부터 주파수 방정식을 구하면 다음과 같은 행렬식(determinant)으로 나타낼 수 있다.

$$\det(G(\omega))=0 \qquad (3\text{-}3)$$

윗식을 만족하는 주파수가 고유 진동수이며 주로 Newton-Raphson 방법 등의 반복계산으로 행렬식을 주파수 축상에서 탐색하여 근을 구할 수 있다. 모드 형상은 구한 고유진동수를 식 (3-1)에 대입하고 비자명해를 구하여 얻는다.

Wang은 적은 자유도에 구조물이 부착될 경우에 식 (3-1)을 축약하여 적은 자유도의 주파수 방정식 구성하는 방법과, 고유진동수를 지정해 주었을 때 고유 형상을 구하는 방법을 제시하였다[3-1,3-2]. 또한 경계조건 변경 문제에 본 방법을 적용하였다[3-3]. 이 방법은 구조 변경의 크기에 제한 없이 정확한 고유진동수를 구할 수 있는 장점이 있으나 행렬식 (3-3)의 차수가 큰 경우에 고유치 해석에 많은 계산이 필요하므로 일반적인 구조물보다는 선강성/점질량 등의 국부 구조변경에 대해서 적용되고 있다[3-4,3-5]. Wang은 국부 구조 변경을 했을 때 고유치 변경의 상한선에 관하여 고찰 하였으며[3-4] Hirai는 고유치 해석의 정확도를 높이는 방법을 제시하였다[3-5]. 임지민은 이 방법을 차량 구조물의 바닥에 보 구조물을 부착하는 구조 변경에 적용하였다[3-6]. 이때 병진 자유도의 측정치와 스플라인(spline)을 사용하여 회전 자유도를

보간하는 방법을 제시하여 고유치 해석의 정확도를 높였다. 식 (3-2)은 본 연재물 (II)편 2-7절의 라그랑지 승수 방법(Lagrange multiplier method)의 자유진동 방정식[2-24]과는 달리 모드 합(modal summation) 대신에 주파수 응답 함수를 직접 사용한다. 따라서 모드 자름 오차(modal truncation error)가 없다는 장점이 있다. 이 방법의 적용시에 구조물의 고유진동수에서 주파수 응답 함수의 크기가 매우 크므로 식 (3-3)의 행렬식 탐색(determinant search)시 행렬식 계산을 수치적으로 안정화하는 별도의 방법이 필요하다. 또한 주파수 응답 함수와 변경 구조물의 행렬은 서로 다른 물리량으로서 그 크기의 차이가 매우 크므로 식 (3-2)에서 볼 수 있듯이 서로 곱해지는 경우에 고유치 해석 결과가 주파수 응답 함수의 오차에 매우 민감한 결과를 줄 수 있는 단점이 있으므로 이에 대한 보완 연구가 필요하다.

Problem 4 :
Given $H(\omega)$ and $\Delta H(\omega)$ ⇒Find $\overline{\Lambda}$ and $\overline{\Phi}$

이 방법은 기존 구조물과 변경 구조물의 주파수 응답 함수 만을 사용하여 고유치 재해석을 하는 방법이다.

4. 모드-힘 방법(Modal Force Method)

이 방법은 구조 변경을 기존 구조물과 부가되는 변경 구조물간의 구조 합성의 관점에서 다룬 구조 합성법의 일종으로 연구가 시작 되었다. 구조변경은 구조물간의 결합으로 간주할 수 있으며, 각 구조물은 연결 부위에서 변위 구속조건과 힘 구속 조건을 갖는다. 이들 구속 조건을 사용하여 구조물이 결합한 후의 전체 구조물의 주파수 방정식을 얻는다. 기본 이론을 간단히 설명하면 다음과 같다. 기존 구조물과 변경 구조물은 연결 자유도에서 각각 다음과 같은 변위-힘 관계식을 갖는다.

$$H(\omega)f = x,\ \Delta H(\omega)f^{\mathrm{mod}} = x^{\mathrm{mod}} \qquad (4\text{-}1)$$

이때 f와 f^{mod}는 결합 자유도에 작용하는 내력이다. 결합 자유도에서 각 구조물의 변위와 힘은 다음과 같은 구속조건을 갖는다.

$$x = x^{\mathrm{mod}},\quad f + f^{\mathrm{mod}} = 0 \qquad (4\text{-}2)$$

식 (4-2)를 식 (4-1)에 대입하면 다음과 같이 기존 구조물에 작용하는 내력을 독립변수로 하는 결합된 구조물의 자유진동 방정식을 얻는다.

$$[H(\omega) + \Delta H(\omega)]f = G(\omega)f = 0 \qquad (4\text{-}3)$$

여기서 행렬 $G(\omega)$는 모드-힘 행렬(modal force matrix), 벡터 f는 모드-힘 벡터(modal force vector)로 정의된다. 식 (4-3)에서 모드-힘 벡터, f가 비자명해(non-trivial solution)를 갖는 조건으로부터 다음과 같은 주파수 방정식을 얻는다.

$$\det(G(\omega)) = 0 \qquad (4\text{-}4)$$

윗 식을 만족하는 주파수가 고유 진동수이며 Newton-Raphson 방법 등의 반복계산으로 근을 구한다. 모드-힘 벡터, f는 식 (4-4)의 행렬식 탐색으로부터 구한 고유진동수, $\overline{\omega}$를 식 (4-3) 대입하고 비자명해(non-trivial solution)를 계산하여 구한다. 모드 형상은 모드-힘 벡터, f가 기존 구조물에 작용할 때의 변위이므로 식 (4-1)의 변위-힘 관계식으로부터 다음과 같이 구한다.

$$H(\overline{\omega})f = \overline{\phi} \qquad (4\text{-}5)$$

위에서 설명한 모드-힘 방법(modal force method)는 초기에 Kron과 Simpson에 의해서 구조 합성법의 하나로 개발 되었다[4-1~4-3]. 이때 부분 구조물의 고유진동수와 모드 형상 및 구조물간의 결합 조건을 이용하여 전체 구조물을 모델링 하였으며 식 (4-4)의 행렬식 탐색을 위해 Kron's Method를 제시하였다. Liao는 행렬식 탐색의 효율을 높이기 위해 Spectrum Slicing방법을 제안하였다[4-4]. 또한 Simpson은 설계변경에 대한 고유진동수의 민감도를 유도하였다[4-3]. 한편 Tseui는 Simpson이 사용했던 모드 합(modal summation) 대신에 주파수 응답 함수를 직접 이용하여 결합 후 구조물의 고유치 해석을 수행하였고[4-5~4-8] 계속되는 연구로 구조

물의 과도 응답 해석(transient response analysis)[4-9~4-10], 선강성, 점질량 등의 구조변경을 수행하였다[4-11]. 최근에 Park은 모드-힘 방법(modal force method)을 개선하여 평판 구조물에 보강재를 첨가하는 구조 변경 연구를 수행하였다[4-12].

식 (4-3)의 자유진동 본 연재물 (II)편 2-7절의 라그랑지 승수 방법(Lagrange multiplier method)의 자유진동 방정식[2-24]과 일치하는 형태를 갖는 리셉턴스 방법(receptance method)의 일종이며 모든 데이터를 주파수 응답 함수로 나타낸다는 차이점이 있다. 따라서 모드 자름 오차(modal truncation error)가 없고 3절의 정확한 재해석법(exact reanalysis method)과는 달리 ΔM, ΔK등의 수치모델이 필요 없다는 장점이 있다. 따라서 변경구조물에 대한 주파수 응답 함수의 측정치 만을 이용하여 정확한 고유치 재해석이 가능하다. 또한 정확한 재해석법과는 달리, 자유진동 방정식에서 기존 구조물과 변경구조물에 관계된 행렬, $H(\omega)$, $\Delta H(\omega)$의 크기가 비슷한 차수(order)를 가지므로 식 (4-4)의 행렬식 계산에서 주파수 응답 함수의 오차에 비교적 둔감한 고유치 해석 결과를 얻을 수 있다. 이때 지배방정식의 자유도는 부분 구조물간의 연결 자유도와 같으므로 비교적 적은 계산량이 요구된다.

Problem 5 :
Given $H(\omega)$ and $\Delta H(\omega)$ ⇒Find $\overline{H}(\omega)$

이 문제는 구조변경이 있을 때 기존 구조물과 변경 구조물의 주파수 응답 함수를 이용하여 구조변경 후의 주파수 응답 함수를 구하는 문제이다.

5. FRF Synthesis Method

이 방법은 구조물에 변위 구속조건을 주었을 때 주파수 응답 함수 변화를 구하는 것과 두 구조물이 결합할 때 결합 후 주파수 응답 함수를 구하는 두 가지 방법으로 나눌 수 있다. 첫째로 변위 구속조건이 있는 경우, 라그랑지 승수(Lagrange multiplier)를 이용하여 구속조건을 처리해준다. 변위 구속조건은 다음과 같은 선형 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$Bx = 0 \tag{5-1}$$

라그랑지 승수, l을 도입하고 구조물에 작용하는 외력, f를 고려하면 다음과 같이 라그랑지안(Lagrangian)이 정의된다.

$$L = \frac{1}{2}x^T H(\omega)^{-1} x - x^T f + l^T Bx \tag{5-2}$$

라그랑지안을 독립변수인 변위 x와 라그랑지 승수 l에 대해 미분하면 다음과 같이 구속조건과 외력을 고려한 지배방정식을 얻는다.

$$\frac{\partial L}{\partial x} = H(\omega)^{-1} x - f - B^T l = 0,$$

$$\frac{\partial L}{\partial l} = Bx = 0 \tag{5-3}$$

식 (5-3)을 변위 x에 대해서 정리하면 다음과 같이 구속조건을 고려한 변위-힘 관계식을 얻고 이로부터 변경 후의 주파수 응답 함수 $\overline{H}(\omega)_{N\times N}$를 구한다.

$$x = \left[H(\omega) - H(\omega)B^T (BH(\omega)B^T)^{-1} BH(\omega)\right] f = \overline{H}(\omega) f \tag{5-4}$$

특정 자유도 c가 고정된 특별한 경우에 변경된 주파수 응답 함수는 식 (5-4)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\overline{H}(\omega)_{N\times N} = H(\omega)_{N\times N} - H(\omega)_{N\times c} H(\omega)_{c\times c}{}^{-1} H(\omega)_{c\times N} \tag{5-5}$$

식 (5-4)와 식 (5-5)에서 볼 수 있듯이 결합 자유도에서의 주파수 함수 항인 $BH(\omega)B^T$ 또는 $H(\omega)_{c\times c}$의 역변환 시에 수치적으로 발산하는 주파수가 고유진동수이다. 따라서 다음과 같은 주파수 방정식을 얻을 수 있다.

$$\det\left[BH(\omega)B^T\right] = 0 \tag{5-6}$$

위의 조건은 본 연재물 (II)편에서 고찰한 국부구조 변경법, 라그랑지 승수법과 동일한 결과를 보인다. Wang은 이 방법으로 구조 변경 후의 고유진동수를 예측하였다[5-1]. Crowly는 H형 프레임의 경계조건 변화 및 점질량의 추가에 대한 주파수 응답 함수 변화를 계산

하고 실험을 통해서 그 정확성을 고찰하였다[5-2,5-3]. 이때 계산된 주파수 응답 함수를 이용하여 고유진동수와 감쇠의 변화도 예측하였다. Larsson은 식 (5-1)의 구속조건을 다를 때 보의 회전자유도에 관한 구속조건을 개선하여 보 구조물의 주파수 응답 함수 예측의 정확도를 높이는 연구를 하였다[5-4]. Salvini는 실험을 통해서 자유단 경계조건을 갖는 보 구조물의 주파수 응답 함수를 사용하여 경계조건의 다양한 변화에 대한 보의 주파수 응답 함수 변화를 예측하였다[5-5]. 이때 실험치와 계산치를 비교하여 경계조건의 완벽성에 대해서 고찰 하였다.

두번째 방법은 구조물 간의 결합이 있을 때 전체 구조물의 주파수 응답 함수의 변화를 구하는 문제를 다룬다. 기본적인 이론은 다음과 같다. 구조물 간의 연결 자유도를 b로 표시하고 연결되지 않는 자유도를 a와 c로 표시하면 기존 구조물과 변경구조물의 변위-힘 관계식은 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} x_a \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H(\omega)_{aa} & H(\omega)_{ab} \\ H(\omega)_{ba} & H(\omega)_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_a \\ f_b \end{Bmatrix} \tag{5-7}$$

$$\begin{Bmatrix} x_b^{\mathrm{mod}} \\ x_c^{\mathrm{mod}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta H(\omega)_{bb} & \Delta H(\omega)_{bc} \\ \Delta H(\omega)_{cb} & \Delta H(\omega)_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_b^{\mathrm{mod}} \\ f_c^{\mathrm{mod}} \end{Bmatrix} \tag{5-8}$$

결합 자유도에서의 변위와 힘의 구속조건은 다음과 같다.

$$x_b = x_b^{\mathrm{mod}}, \quad f_b + f_b^{\mathrm{mod}} = 0 \tag{5-9}$$

동강성 행렬을 주파수 응답 함수의 역변환으로 직접 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} D(\omega) &= \begin{bmatrix} D(\omega)_{aa} & D(\omega)_{ab} \\ D(\omega)_{ba} & D(\omega)_{bb} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} H(\omega)_{aa} & H(\omega)_{ab} \\ H(\omega)_{ba} & H(\omega)_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \end{aligned} \tag{5-10}$$

$$\begin{aligned} \Delta D(\omega) &= \begin{bmatrix} \Delta D(\omega)_{bb} & \Delta D(\omega)_{bc} \\ \Delta D(\omega)_{cb} & \Delta D(\omega)_{cc} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \Delta H(\omega)_{bb} & \Delta H(\omega)_{bc} \\ \Delta H(\omega)_{cb} & \Delta H(\omega)_{cc} \end{bmatrix}^{-1} \end{aligned} \tag{5-11}$$

식 (5-7)과 식 (5-8)에 식 (5-9)~(5-11)을 대입하고 정리하면 다음과 같이 결합후의 주파수 응답 함수를 구할 수 있다.

$$\overline{H}(\omega) = \begin{bmatrix} D(\omega)_{aa} & D(\omega)_{ab} & 0_{ac} \\ D(\omega)_{ba} & D(\omega)_{bb} + \Delta D(\omega)_{bb} & \Delta D(\omega)_{bc} \\ 0_{ca} & \Delta D(\omega)_{cb} & \Delta D(\omega)_{cc} \end{bmatrix}^{-1} \tag{5-12}$$

Imregun은 주파수 응답 함수를 알고 있는 여러 개의 보를 연결위치 및 각도 등을 변화시키면서 다양하게 연결한 후 각 경우에 해당하는 주파수 응답 함수를 실험적으로 계산하였다[5-6]. Wang은 연결 부위에 선강성과 선감쇠 요소가 추가 될 때의 주파수 응답 함수 변화를 고찰하였다[5-7]. 한편 Koss는 위의 결과를 이용하여 구조물간의 연결 부위에서 전달되는 진동 파워를 계산하였다[5-8]. 최근에 Morgan은 결합된 구조물의 강제 진동 해석(forced response analysis)을 위해 부분 구조물의 주파수 응답 함수 결합을 이용하였다[5-9].

이 방법은 수치 모델을 쓰지 않고 실험적을 구할 수 있는 주파수 응답 함수 만을 사용하므로 적용성에 큰 강점이 있으며 결합의 위치, 결합각도 등의 다양한 구조 변경을 시도할 수 있는 장점이 있다. 그러나 식 (5-5)와 식 (5-12)에서 볼 수 있듯이 주파수 응답 함수의 역변환이 매 주파수 마다 필요하다. 이때 많은 양의 수치 계산이 필요하므로 구조물의 결합 자유도가 커질수록 적용상 단점이 있게 된다. 또한 주파수 응답 함수의 역변환은 일반적으로 측정 잡음에 민감하며 영점(transmission zero) 부근의 주파수 대역에서 발산하는 결과를 주므로 별도의 오차해석을 통해서 잡음에 둔감하도록 방법을 개선할 필요가 있다.

Problem 6 :

Given K, M, ΔK and $\Delta M \Rightarrow$ Find $\overline{\Lambda}$ and $\overline{\Phi}$

이 문제는 기존 구조물의 주파수 응답 함수와 변경 구조물의 질량, 강성행렬을 이용하여 구조 변경 후의 주파수 응답 함수를 구하는 문제이다. 초창기 연구로서 Done은 구조물에 선강성, 점질량이 부착될 때 주파수 응답 함수의 변화에 대한 변수 해석(parametric study)를 하였다[6-1,6-2]. 이때 특정 강성의 변화에 대한 주파수 응답 함수 크기 변화의 상한

선이 있음을 관찰하였다. 그 결과를 헬리콥터 구조물에 선강성 변경에 적용하였다.

이 문제는 크게 주파수 응답 함수 변경을 행렬 연산을 사용하여 정식화하는 리셉턴스 방법(receptance method)과 설계변수 변화에 대한 주파수 응답 함수의 민감도를 구하는 주파수 응답 함수 민감도 해석(FRF sensitivity analysis)으로 나눌 수 있다.

6.1 리셉턴스 방법(receptance method)

이 방법의 기본 이론은 다음과 같다. 이 방법은 아래와 같은 변경 구조물의 공간 영역(spatial domain)에서의 변위-힘 관계식으로부터 주파수 응답 함수 변경을 직접 구한다.

$$\left[(K-\omega^2 M)+(\Delta K-\omega^2 \Delta M)\right]x=f \qquad (6\text{-}1)$$

양변에 기존 구조물의 주파수 응답 함수를 곱하고 본 연재물 (I)편의 식 (5)와 식 (6)을 사용해 정리하면 다음과 같이 구조 변경 후의 주파수 응답 함수를 구할 수 있다.

$$\overline{H}(\omega)=\left[I+H(\omega)(\Delta K-\omega^2 \Delta M)\right]^{-1}H(\omega) \qquad (6\text{-}2)$$

Sestieri는 이 방법을 사용해서 점질량과 선강성 변경을 시도하여 최적의 구조변경을 구하였다[6-1-1]. Jones는 이 방법을 H형 프레임의 구조 변경에 적용하여 계산한 주파수 응답 함수로부터 고유진동수를 구하였으며 모드 영역 방법과 비교하여 모드 자름 오차(modal truncation error) 없이 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있음을 관찰하였다[6-1-2]. 식 (6-2)에서 역변환이 불가능한 조건, 즉 다음과 같이 행렬식이 0인 경우에 주파수 응답 함수가 발산하므로 이때의 주파수가 고유진동수이다. 따라서 다음과 같이 변경 후 구조물의 주파수 방정식을 얻는다.

$$\det\left[I+H(\omega)(\Delta K-\omega^2 \Delta M)\right]=0 \qquad (6\text{-}3)$$

식 (6-3)은 3절의 정확한 재해석법(exact reanalysis method)을 사용해 구한 주파수 방정식인 식 (3-2)와 식 (3-3)과 동일한 결과를 나타낸다. Wang은 이 방법을 통해서 구조물의 강성 지지가 있는 경우의 고유진동수를 구하였다[5-1]. McConnell은 센서의 질량에 의해 발생하는 주파수 응답 함수의 왜곡을 이 방법을 통해서 고찰했다[6-1-3]. 이 방법은 변경 후 주파수 응답 함수를 직접 얻을 수 있고 물리적으로 의미 있는 질량, 강성행렬을 사용하여 다양한 구조변경을 쉽게 다룰 수 있다는 장점이 있다. 한편 식 (6-2)에서 볼 수 있듯이 기존 구조물의 모든 자유도 및, 관심 있는 모든 주파수에서 역행렬을 구해야 한다는 단점이 있다. 따라서 구조변경되는 자유도만을 고려하도록 방법을 개선할 필요가 있다. 또한 식 (6-2)의 주파수 응답 함수 행렬과 질량, 강성 행렬은 서로 크기 차이가 많으므로 서로 곱해서 사용할 때에 주파수 응답 함수의 오차에 민감한 결과를 줄 수 있다는 단점이 있으므로 측정 오차에 둔감한 결과를 얻을 수 있는 보완 연구가 필요하다.

6.2 주파수 응답 함수 민감도 해석(FRF sensitivity analysis)

이 방법은 설계변수 변화에 대한 주파수 응답 함수의 민감도를 구하는 방법이다. 기본적인 유도 과정을 살펴보면 다음과 같다. 본 연재물 (I)편의 식 (6)을 설계변수 d에 대해서 직접 미분하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial H(\omega)}{\partial d}D(\omega)+H(\omega)\frac{\partial D(\omega)}{\partial d}=0 \qquad (6\text{-}4)$$

식 (6-4)를 본 연재물 (I)편의 식 (6)을 이용하여 정리하면 다음과 같은 설계 변수 변화에 대한 주파수 응답 함수 민감도를 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial H(\omega)}{\partial d}=-H(\omega)\left[\frac{\partial K(d)}{\partial d}-\omega^2\frac{\partial M(d)}{\partial d}\right]H(\omega) \qquad (6\text{-}5)$$

구조 변경, 가 있을 경우에는 다음과 같이 1차 Tayler Series를 사용하여 주파수 응답 함수 변화, 의 근사치를 구한다.

$$\Delta H(\omega)=-H(\omega)\left[\Delta K(d)-\omega^2\Delta M(d)\right]H(\omega)\cdot\Delta d \qquad (6\text{-}6)$$

Park은 이 방법을 통해서 차실 내부의 소음 저감을 위한 차체의 구조 변경을 수행하였다[6-2-1]. 이때 차실 바닥의 주파수 응답을 변경하기위해 점 질량을 차실의 바닥에 부착하였다. 이 방법은 민감도 해석이 갖는 근본

적인 문제인, 적은 양의 구조 변경에 유용하다는 것이 단점이며 구조 변경량이 커질 때에는 정확도가 떨어진다. 반면 식 (6-6)은 행렬의 역변환이 필요 없고 관심 있는 주파수 및 변경 구조물이 부착되는 자유도에 대한 주파수 응답 함수만을 알면 된다는 장점이 있다. 주파수 응답 함수 민감도는 최적설계, 구조 변수 규명 등의 목적으로 많이 적용되었으며 추후의 논문에서 역문제를 다루면서 다시 언급하고자 한다.

참 고 문 헌

Problem 3

3. Exact Reanalysis Method Using FRF

(3-1) Wang, B. P., 1987, "Structural Dynamic Optimization Using Reanalysis Technique," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 2, No. 1, pp. 50~58.

(3-2) Wang, B. P., Chu, F. H., and Gross, D. W., 1984, "Reanalysis- A User Oriented Computer Program for the Reanalysis of Structural Systems," IMAC, pp. 940~944.

(3-3) Wang, B. P., and Chu, F. H, 1986, "On Changing Boundary Conditions in Structural Dynamics," IMAC, pp. 1547~1552.

(3-4) Wang, B. P., 1985, "The Limitation of Local Structural Dynamic a Modification," IMAC, pp. 53~58.

(3-5) Hirai, I., Yoshimura, T., and Takamura, K., 1973, "On a Direct Eigenvalue Analysis for Locally Modified Structures," Int. J. for Numerical Method in Eng., Vol. 6, pp. 441~456.

(3-6) 임지민, 1997, "실험적 동특성 변경 신뢰성 개선법," 한국과학기술원 석사학위논문.

Problem 4

4. Modal Force Method

(4-1) Simpson, A., and Tabarrok, B., 1968, "On Kron's Eigenvalue Procedure and Related Methods of Frequency Analysis," The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Vol. XXI, pp. 1~39.

(4-2) Simpson A., 1973, "Kron's Method: A Consequence of the Minimization of the Primitive Lagrangian in the Presence of Displacement Constraints," Journal of Sound and Vibration, Vol. 27, No. 3, pp. 377~386.

(4-3) Simpson A., 1973, "Eigenvalue and Vector Sensitivity in Kron's Method, Journal of Sound and Vibration," Vol. 31, No. 1, pp. 73~87.

(4-4) Liao, J. Y. and Tse, C. C., 1993, "An Algebraic Approach For the Modal Analysis of Synthesized Structures," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 7, No. 1, pp. 89~104.

(4-5) Yee, E. K. L. and Tsuei, Y. G., 1989, "Direct Component Modal Synthesis Technique for System Dynamic Analysis," AIAA Journal, Vol. 27, No. 8, pp. 1083~1088.

(4-6) Tsuei, Y. G., Yee, E. K. L., and Lin, A. C. Y., 1990, "Physical Interpolation and Application of a Component Modal Synthesis Technique (Modal Force Method)," IMAC, pp. 35~42.

(4-7) Tsuei, Y. G., Yee, E. K. L., and Lin, A. C. Y., 1991, "Physical Interpretation and Application of Modal Force Technique," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 6, No. 4, pp. 237~250.

(4-8) Dowell, E. H., 1990, "Comment on Direct Component Modal Synthesis Technique for Systems Dynamic Analysis," AIAA Journal, Vol. 28, No. 12, pp. 2141~2143.

(4-9) Yee, E. K. L. and Tsuei, Y. G., 1990, "Transient Response by Component Modal Synthesis Method," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 112, pp. 21~25.

(4-10) Tsuei, Y. G. and Yee, E. K. L., 1990, "Component Synthesis Method for System Transient Response," AIAA Journal, Vol. 28, No. 10, pp. 1794~1799.

(4-11) Tsuei, Y. G. and Yee, E. K. L., 1989, "A Method for Modifying Dynamic Properties of Undamped Mechanical Systems," Trans. Of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, pp. 403~408.

(4-12) Park, Y. H. and Park, Y., -S., 1999, "Structure Optimization to Enhance Its Natural Frequencies Based on Measured FRFs," Journal of Sound and Vibration, to be Published.

Problem 5

5. FRF Synthesis Method

(5-1) Wang, B. P., and Chu, F. H, 1986, "On Changing Boundary Conditions in Structural Dynamics," IMAC, pp. 1547~1552.

(5-2) Crowley, J. and Vold, H., 1987, "Structural Modification and Sensitivity Through a Multi-Point Constraint Formulation," IMAC, pp. 928~933.

(5-3) Crowley, S. M. and Javidinejad, M., 1986, "An Investigation of Structural Modification Using an H-Frame Structure," IMAC, pp. 1268~1278.

(5-4) Larsson, P. O., 1989, "Dynamic Analysis of Assembled Structures Using Frequency-Response Functions Improved Formulation of Constraints," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 5, No. 1, pp. 1~12.

(5-5) Salvini, P., 1993, "Predicting the Frequency Response Function of a Structure When Adding Constraints," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 8, No. 1, pp. 55~62.

(5-6) Imregun, M., Robb, D. A., and Ewins, D. J., 1987, "Structural Modification and Coupling Dynamic Analysis Using Measured FRF Data," IMAC, pp. 1136~1141.

(5-7) Wang, J. H. and Liou, C. M., 1989, "Experimental substructures Synthesis with Special Consideration of Joints Effects," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 5, No. 1, pp. 13~24.

(5-8) Koss, L. L., 1995, "Frequency Response Functions For Power and Connectivity," Journal of Sound and Vibration, Vol. 181, No. 4, pp. 709~725.

(5-9) Morgan, J. A., Pierrre, C. and Hulbert, G. M., 1997, "Forced Response of Coupled Substructures Using Experimentally Based Component Mode Synthesis," AIAA Journal, Vol. 35, No. 2, pp. 334~339.

Problem 6

(6-1) Done, G. T. S. and Hughes, A. D., 1975, "The Response of a Vibrating Structure As a Function of Structural Parameters," Journal of Sound and Vibration, Vol. 38, No. 2, pp. 255~266.

(6-2) Done, G. T. S. and Hughes, A. D., and Webby, J., 1976, "The Response of a Vibrating Structure As a Function of Structural Parameters-Application and Experiment," Journal of Sound and Vibration, Vol. 49, No. 2, pp. 149~159.

6-1 Receptance Method

(6-1-1) Sestieri, A. and D'ambrogio, W., 1988, "Why Be Modal: i.e. How to Avoid the Use of Modes in the Modification of Vibrating Systems," IMAC, pp. 1100~1106.

(6-1-2) Jones, R. and Iberle, K., 1986, "Structural Modification: A Comparison of Techniques," IMAC, pp. 59~65.

(6-1-3) McConnell, K. G., 1993, "The Interaction of Force Transducers with their Test Environment," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 8, No. 2, pp. 137~149.

6-2 FRF Sensitivity Analysis

(6-2-1) Park, Y. -H. and Park, Y. -S., 1997, "Vehicle Interior Noise and Vibration Reduction by Experimental Structural Dynamics Modification," Proceedings of 97 Society for Automotive Engineering Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 20-23, Traverse city MI USA, pp. 365~371.