

# 회전 물체의 동적 하중에 대한 능동 진동 제어 Dynamic Load Suppression in Active Vibration Control of Rotating Machinery

김주형\*·김상섭\*  
Joo Hyung Kim, Sang Sup Kim

**Key Words** : State Variable(상태변수), Kalman Filter(칼만 필터), Reaction Force(반력), State Estimator(상태변수추정기), Observer(관측기), Residual Flexibility Matrix(잔류 유연성 행렬)

### ABSTRACT

Excessive vibration in rotating machinery is a problem encountered in many different fields, causing such difficulties as fatigue of machinery components and failure of supporting bearings. Passive techniques, though sometimes limited in their capabilities, have been used in the past to attenuated vibrations. Recently active techniques have been developed to provide vibration control perform beyond that provided by their passive counters. Most often, the focus of active control methods has been to suppress rotating machinery displacements. In cases where vibration results in bearing failures, displacement suppression may not be the best choice of control approaches (it can, in fact, increase dynamic bearing loads which would be even more harmful to bearings). This paper presents two optimal control methods for attenuating steady state vibrations in rotating machinery. One method minimizes shaft displacements while the other minimizes dynamic bearing reaction forces. The two methods are applied to a model of a typical rotating machinery system and their results are compared. It is found that displacement minimization can increase bearing loads, while bearing load minimization, on the other hand, decreases bearing loads.

### 기호설명

- M/K = mass and stiffness matrices
- $\Phi_r / \Phi_t$  = retained/truncated orthonormal matrices
- w(t)/ q(t) = physical/modal coordinate vectors
- $\Lambda$  = diagonal spectral matrix
- $x_r$  = state vector of retained modal coordinates
- y(t) = output (displacement or reaction force)
- $x_d$  = state vector of disturbances
- $\hat{x} / x - \hat{x}$  = estimated state vector / error term
- L = observer gain matrix
- J = cost functional
- K = state feedback gain matrix
- Q/R = weighting matrices for states and control input

## 1. 서론

원하지 않은 진동은 과거로부터 회전체 역학을 운용하는 사용자에게 중요한 문제로 인식되어 왔다. 우선적인 진동의 원인은 질량중심이 기하학적인 중심과 맞지 않아서 일어나는 언밸런스 문제와 축들의 중심이 일치되지 않은 까닭에 일어나는 미스어라인드 축 문제이다. 진동은 두 가지 방식으로 나타나는데, 하나는, 과도한 변위를 생산함으로써, 또 다른 하나는 지지 베어링에 과도한 동적 하중을 가함으로써 나타낸다. 만약에 과도한 변위는 사용중인 기계에서 기준이 되는 한도를 넘으

면 기계에 증대한 문제를 일으킨다. 그러나 대부분의 문제들은 과도한 동적 하중으로 인한 베어링의 파손이다. 정적 하중조건 아래 운행되는 속도를 위해 설계된 베어링은 앞서 언급한 두 가지 진동문제로 인하여 하중의 큰 증가를 가져온다. 또한, 이들 동적 하중의 증가는 베어링에 마모를 가져온다.

전통적으로 수동제어는 진동의 공진을 피하고자 계에 댐핑을 더하거나 계의 고유진동수를 변화시키는 기술을 포함하고 있다. 이들 수동제어 기술들은 최적의 성능을 위하여 계의 상태 변화를 지켜보면서 여러 번의 재설계 시도가 수행되어야 가능하다. 최근에는 기술적인 발전은 수동제어보다 더 좋은 성능을 나타내는 능동제어 기술에 초점이 맞춰졌다. 이 기술은 계의 상태의 변화에 따라 적용이 빠른 것이 특징이다.

지금까지는 능동제어 영역에서 이루어 놓은 대부분의 연구는 축의 진폭이나 로터의 변위를 제어하는 것이 일반화된 과정이었다<sup>(1,2)</sup>. 이것은 변위나 가속도를 감지거나 가속도 측정기로 인하여 쉽게 얻어 질 수 있기 때문에 가능한 방법이었다. 과거에는 전형적인 회전체 역학에서 베어링 하중의 측정은 가능하지 않았다. 그러므로 직접적으로 하중의 최소화는 그렇게 많은 주위의 관심을 불러 일으키지 못 하였다. 그래서 본 논문은 축의 변위 진폭을 제어하는 대신에 동적 하중을 제어하는 능동 제어방법<sup>(3)</sup>을 나타낸 것이다

\* 국민대 공과대학 자동차 전문대학원  
E-mail : jhkst@kookmin.ac.kr  
Tel : (02) 910-4834, Fax : (02) 910-4718

## 2. 모델해석

이 연구에서 사용될 모델은 Figure 1 에 표시된 전형적인 회전체 모델이다. 이 Figure 1 에 보여진 로터는 축약기, 펌프, 혹은 다른 보통의 장치 중 일부이고, 이 장치는 회전계에서 대부분 진동 문제를 일으키는 근원이다. 이 로터는 모터에 의해서 구동되며, 커플링 장치를 통해 로터와 연결되어 있다.

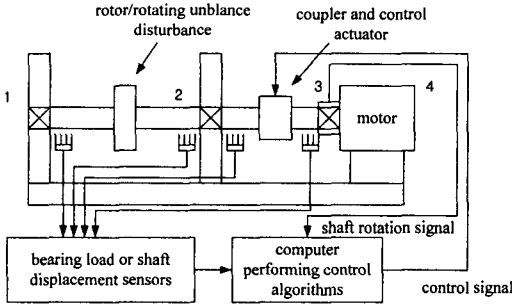


Fig. 1 Illustration of a rotating machinery system with active vibration control instrumentation

대부분의 예에서 보는 바와 같이 커플러가 제어입력을 위한 실질적인 장소로서 제공된다. 축의 나머지 부분(로터와 모터의 안쪽)은 가진기를 설치할 공간이 없다. 이 모델은 네 개의 베어링으로 지지되어 있으며, 그 베어링의 순서가 Figure 1 에 나타나 있다. 베어링 1 과 2 가 로터를 지지하고 있고, 베어링 3 과 4 가 모터를 지지하고 있다.

### 2.1 모델 유도

#### (1) 하나의 평면 가정

Figure 1 에서 보여준 회전체는 유한 요소 법을 통하여 모델을 만들었다. 이 모델은 자이로스코프의 항과 댐핑항을 포함하지 않는다. 자이로스코프의 항은 베어링 지지점과 로터 위치에 대한 대칭성으로 인하여 무시된다. 이와 같은 기본적인 가정을 가지고, 수직적인 평면과 수평적인 평면은 서로 비연성 되어 있다고 가정된다. 이 가정으로 이 문제는 단지 하나의 평면 속을 운동한다고 공식화 될 것이다. 이 후에는 단지 횡 방향 진동은 수직방향에서만 고려될 것이다. 실제 상황에서는 전체 계의 진동제어를 하기 위하여 또 다른 하나의 평면을 고려해야 한다.

#### (2) 운동 방정식 유도

본 연구의 실험 모델은 유한 요소로 모델링 되

어 있다. 베르누이-오일러 보 요소로 로터와 모터로 모델을 대체했고, 이 요소는 병진과 회전변위를 나타낸다. 이 베어링은 편으로 된 지점으로 모델링 되었다. 유한 요소법<sup>(5,6,7)</sup>에 의한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{M}_{cc}^T \\ \mathbf{M}_{cc} & \mathbf{M}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{w}} \\ \ddot{\mathbf{w}}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{cc}^T \\ \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{w}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{F}_c \end{bmatrix} \quad (1)$$

물리적 좌표  $\mathbf{w}$  와  $\mathbf{w}_c$  는 절점 과 구속 변위, 또한,  $\mathbf{F}$  와  $\mathbf{F}_c$  는 외력으로 가해 준 힘과 그에 따르는 반력으로 정의 된다. 여기에서 구속된 변위는 움직임이 없기 때문에 식 (1)은 두개의 식으로 나누어 진다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}\mathbf{w} = \mathbf{F} \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_{cc}\ddot{\mathbf{w}}_c + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{w}_c = \mathbf{F}_c \quad (3)$$

식 (2)의 가속도 벡터를 식 (3)에 치환하면, 식 (3)의 반력은 다음 형태로 주어질 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_c &= \mathbf{M}_{cc} \left\{ \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{F} - \mathbf{K}\mathbf{w}) \right\} + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{w} \\ &= (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K})\mathbf{w} + \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{aligned} \quad (4)$$

이 반력은 변위 벡터와 외력의 함수이다. 그러므로 변위 벡터  $\mathbf{w}$  가 갖는 모드의 수에 따라 정확도가 달라진다.

운동 방정식을 다음과 같은 진동형 변환을 가진 형태로 전개할 수 있다.

$$\mathbf{w}(t) = \Phi \mathbf{q}(t) \quad (5)$$

여기서  $\Phi$  는 계의 직교 정규화 된 진동형 행렬이고  $\mathbf{q}(t)$  는 진동형 좌표의 벡터이다. 진동형 벡터  $\mathbf{q}(t)$  는  $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_r^T \quad \mathbf{q}_t^T]^T$  로 정의 되는데, 첨자  $r$  과  $t$  은 유지된 모드와 제거된 모드를 나타낸다.

#### (3) 반력 유도

식 (5)의 변위 벡터는 다음과 같이 쓰여 질 수 있는데

$$\mathbf{w} = (\mathbf{K}^{-1} - \Phi \Lambda^{-1} \Phi^T) \mathbf{F} + \Phi \mathbf{q}_r \quad (6)$$

여기서,  $\Lambda$ , 는 대각선 방향의 요소이다. 식 (6) 속에 괄호 안에 들어있는 항이 잔류 유연성 행렬이고, 제거된 모드의 정적효과는 모든 모드의 정적효과에서 유지된 모드의 정적효과를 뺀 나머지가이다. 마지막으로, 더 정확한 반력의 평가를 위해 잔류 유연성 행렬이 포함된 식 (6)을 식 (4)에 치환하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_c &= (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}) \{ (\mathbf{K}^{-1} - \Phi \Lambda^{-1} \Phi^T) \mathbf{F} \\ &\quad + \Phi \mathbf{q}_r \} + \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{aligned} \quad (7)$$

#### (4) 상태변수 방정식 모델

여기서 모델은 상태변수가 많으면 추정기가 실

시간으로 계산하기 어렵기 때문에, 제어 목적을 위해 모델은 5 개의 모드로 감소 되어졌다. 식 (6) 을 식 (2)에 대입하고,  $\Phi_r^T$  을 곱하여 진동형 형태로 다시 쓰면 운동방정식은 유지된 모드의 요소로서 표현 될 수 있다

$$\dot{\mathbf{q}}_r = \Phi_r^T \mathbf{F} - \Lambda_r \mathbf{q}_r \quad (8)$$

식 (8)속에서 외력을 받고 있는 항은 외란항  $\mathbf{f}(t)$  와 제어 입력항  $\mathbf{u}(t)$  으로 분리된다. 주어진 상태 벡터  $\mathbf{x}_s = [\mathbf{q}_r^T \ \dot{\mathbf{q}}_r^T]^T$  를 이용하여 진동 방정식은 상태 방정식 형태로 쓰여진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_s &= \mathbf{A}_s \mathbf{x}_s(t) + \mathbf{B}_s \bar{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{G}_s \mathbf{f}(t) \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Lambda_r & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{x}_s + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_r^T \mathbf{F}_u \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_r^T \mathbf{F}_f \end{bmatrix} \mathbf{f} \end{aligned}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_s \mathbf{x}_s(t) + \mathbf{D}_1 \bar{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{D}_2 \mathbf{f}(t) \quad (9)$$

$\mathbf{y}$  는 변위나 반력과 관계된 출력 행렬을 나타낸다. 만약에 변위가 출력이라면,

$$\mathbf{C}_s = [\mathbf{C}_f \Phi_r \ \mathbf{0}]^T \quad \mathbf{D}_1 = \mathbf{D}_2 = \mathbf{0} \quad (10)$$

여기에서 행렬  $\mathbf{C}_1$  은 감지기의 위치 행렬을 나타낸다. 이와는 반대로 반력이 출력이면, 다음과 같은 식으로 된다.

$$\mathbf{C}_s = [(\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}) \Phi_r \quad \mathbf{0}] \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{D}_1 &= \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_u + (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K})(\mathbf{K}^{-1} \\ &\quad - \Phi_r \Lambda^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F}_u \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{D}_2 &= \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_f + (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K})(\mathbf{K}^{-1} \\ &\quad - \Phi_r \Lambda^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F}_f \end{aligned}$$

### (5) 외란 모델링

식 (9)에서 존재하는 외란은 조화 함수로 가정 되고, 그 외란은 조화 형태를 지닌 상태 방정식 형태로 얻어진다.

$$\dot{\mathbf{x}}_d = \begin{bmatrix} \dot{f} \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_d^2 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}_d + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \eta \quad (12)$$

$$= \mathbf{A}_d \mathbf{x}_d + \mathbf{B}_d \eta$$

$$\mathbf{f} = \mathbf{C}_d \mathbf{x}_d \quad \mathbf{C}_d = [1 \ 0]$$

여기서  $\eta$  는 백색 잡음 입력,  $\mathbf{A}_d$  와  $\mathbf{B}_d$  는 외란과 관계된 행렬이고,  $\mathbf{x}_d$  는 외란 나타내는 상태 벡터이다.

### (6) 저주파 통과 필터

가장 간단한 저주파 통과 필터의 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\bar{u}(s)}{u(s)} = \frac{G_o \omega_c}{s + \omega_c} \quad (13)$$

여기에서  $u(s)$  는 D/A 변환기 채널의 출력이고,  $\bar{u}(s)$  는 파워 앰프로 보내지는 제어 입력이고,  $\omega_c$  는 저주파 통과 필터의 절점 주파수이다. 실험에서는 두 제어 채널에 하나씩  $x_{f1}$  와  $x_{f2}$  는 저주파 통과 필터의 상태 변수이다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_{f1} \\ \dot{x}_{f2} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\omega_c & 0 \\ 0 & -\omega_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{f1} \\ x_{f2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_o \omega_c & 0 \\ 0 & G_o \omega_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{f1} \\ x_{f2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)은 다음과 같이 요약되어 진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_f &= \mathbf{A}_f \mathbf{x}_f + \mathbf{B}_f \mathbf{u} \\ \bar{\mathbf{u}} &= \mathbf{C}_f \mathbf{x}_f \end{aligned} \quad (15)$$

### (7) 전체 계의 상태 변수 방정식

외란 모델과 필터 모델을 포함한 전체 계의 상태 방정식은 전체 계에 대한 상태 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_s \\ \dot{\mathbf{x}}_f \\ \dot{\mathbf{x}}_d \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_s & \mathbf{B}_s \mathbf{C}_f & \mathbf{G}_s \mathbf{C}_d \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_f & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s \\ \mathbf{x}_f \\ \mathbf{x}_d \end{bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_f \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \mathbf{v}_1(t) \\ \mathbf{y} &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{D}_1 \mathbf{C}_f & \mathbf{D}_2 \mathbf{C}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s \\ \mathbf{x}_f \\ \mathbf{x}_d \end{bmatrix} + \mathbf{v}_2(t) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서는  $\mathbf{v}_1(t)$  와  $\mathbf{v}_2(t)$  는 잡음을 나타내고, 위의 식은 다음과 같이 쓰여진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{G} \mathbf{v}_1 \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{v}_2 \end{aligned} \quad (17)$$

## 3. 제어법칙

### 3.1 상태변수 추정

식 (7)에서 주어진 형태의 반력을 얻기 위해서 모든 상태 변수  $\mathbf{x}$  가 알려져야 한다. 이들 모든 상태변수를 추정하기 위해 칼만 필터 추정기를 이용하여 필요한 상태 변수를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x} \end{aligned} \quad (18)$$

여기서,  $\hat{x}$  는 상태 변수의 추정치라고 표현되고, 추정기 게인 L 행렬은 LQG<sup>(8,9)</sup>(linear quadratic gaussian)방법을 사용하여 얻을 수 있다.

### 3.2 변위 제어

최적 제어기 설계 과정에서 가격함수<sup>(10,11)</sup>는 다음과 같이 정의된다.

$$J = \frac{1}{2} x_{t_f}^T S_0 x_{t_f} + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} [x^T Q x + u^T R u] dt \quad (19)$$

상태방정식을 최적제어의 조건으로 상태변수 피이드백 게인 행렬 K 를 구해  $u = -Kx$  에 대입하여 제어 입력을 얻을 수 있다. 가중 행렬 Q 와 R 의 대각선상 요소들은 반력과 제어입력을 줄이기 위한 값으로 정의된다.

### 3.3 반력 제어

반력을 제어할 경우에 상태변수 x 대신에 제어 변수인 반력 z 로 대체한다.

$$z = F_c = Cx + Du \quad (20)$$

식 (20)을 이용하여 반력 최소화를 위한 가격 함수는 다음과 같이 정의된다. 가중 행렬 Q\* 와 R\* 의 대각선상 요소들은 반력을 줄이기 위한 값으로 정의된다.

$$J = \frac{1}{2} x_{t_f}^T S_0 x_{t_f} + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} [z^T Q^* z + u^T R^* u] dt \quad (21)$$

## 4. 실험장치

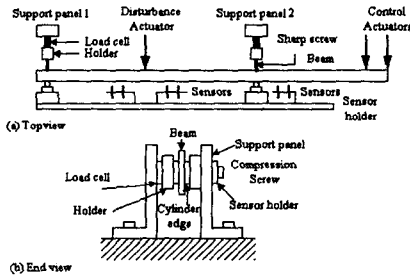


Fig. 2 Schematic of experimental test rig.  
(a) Top view (b) End view

실험 장치는 Figure 2 에 표현되어 있는 데, 이중 보는 3.125x25x610 mm 의 차원을 가지고 있다. 이에 길이의 3/4 이 단순 지지 보로, 나머지는 길이의 1/4 이 오버 행으로 남아있다.

실험과정은 외란 가진기에 의해 외란은 보에

적용되며, 보의 진동 변위와 지점의 반력을 생성한다. 변위 감지기는 현재 보의 변위를 측정하고, A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 이에 대한 정보를 제공한다. 컴퓨터는 외란 상태변수를 포함하여 모든 상태변수를 칼만 필터 추정기를 통하여 계산하고, 이같은 정보를 바탕으로 현재의 반력을 얻는다. 지점의 반력이 제어될 때, 반력이 제어할 신호로서 사용되며, 이에 따르는 제어 입력은 새롭게 계산된다. 동적 반력을 제거 할 목적으로 컴퓨터로부터 A/D 변환기를 통해 제어 가진기로 보내어진다.

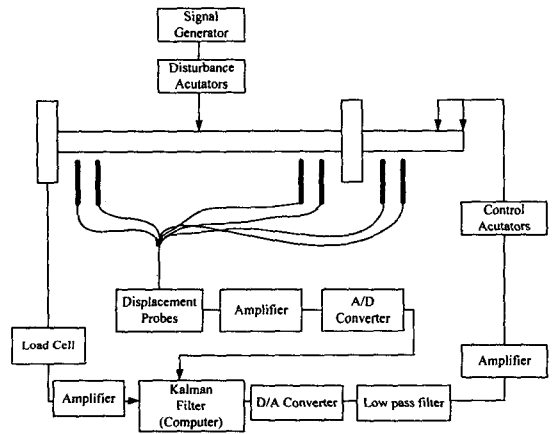


Fig. 3 Schematic diagram of experimental procedure for active control of reaction forces

## 5. 결과

### 5.1 실험절차

이 연구에서 2 가지 다른 경우가 실험되었으며, (1) 첫번째 지점의 반력을 제어한 결과와 (2) 두 번째 지점의 반력을 제어한 결과를 나타내었다. 계에 가해진 외란 모델은 조화힘으로 규정된다.  $f(t) = f_0 \sin(\omega t)$ , 여기서  $f_0 = 2.3, 1.5, 1.5N$ , 주파수  $\omega = 10, 20, 40 \text{ rad/sec}$ .

#### (1) 10 Hz 실험의 경우

2 가지 제어 방법에 대한 실험결과가 Figures. 4-5 에 나타나 있다. 결과에서 보는 것과 같이 1.3 초 지난 후에 제어를 시작하였다. 결과는 4 개의 작은 그림으로 구성되어 있는 데, a) 측정된 지점 1 의 반력, b) 추정된 지점 1 의 반력, c) 측정된 지점 2 의 반력, d) 추정된 지점 2 의 반력을 나타낸다. 직접 측정된 반력은 로드 셀로부터 나오는 신호로 측정되고 칼만 필터의 결과와 로드 셀에

서 얻은 실시간 결과와 비교된다.

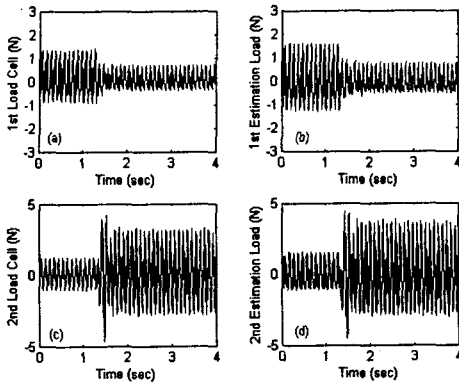


Fig. 4 Control of support load 1 using the LQG algorithm with Kalman estimation, showing a) measured load in support 1, b) Kalman estimate of load in support 1, c) measured load in support 2, d) Kalman estimate of load in support 2,

첫번째 실험은 지점 1의 반력이 제어되었다. Figure 4(a)와 (b)는 실제 첫번째 로드 셀로부터의 신호와 추정된 지점 1의 반력을 나타낸 것이다. 이 제어 입력의 결과로 40%의 감소를 나타내고 있다. Figure 4(c)와 (d)는 지점 1의 반력이 줄어드는 동안 지점 2의 반력이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 이에 대한 이유는 제어입력과 첫번째 지점의 반력과 위상이 반대이고 두번째 지점의 반력과 위상이 같기 때문이다.

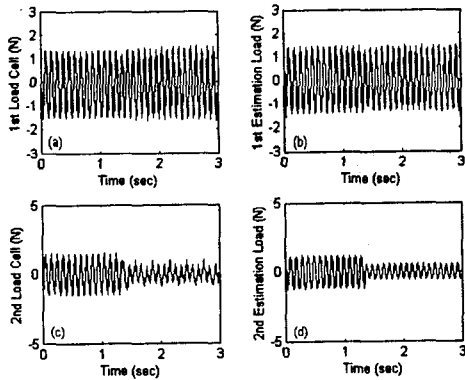


Fig. 5 Control of support load 2 using the LQG algorithm with Kalman estimation, showing a) measured load in support 1, b) Kalman estimate of load in support 1, c) measured load in support 2, d) Kalman estimate of load in support 2,

두번째 실험에서는 지점 2의 반력이 제어되었다. Figure 5(a)와 (b)는 지점 1에서 반력의 변화가 없다. Figure 5(c)와 (d)는 지점 2의 실제 로드 셀로부터의 신호와 추정된 지점 2의 반력을 나타낸 것이다. 제어 입력의 위치때문에 지점 1의 반력 제어보다 지점 2의 반력을 아주 쉽게 감소를 할 수 있다.

## (2) 20와 40 Hz 실험의 경우

Figures 6과 7은 다른 외란 주파수의 경우인 20와 40 Hz의 결과를 나타낸 것이다. 이 경우에는 20 Hz의 결과는 동적 효과가 가장 큰 지역으로 묘사되고, 40 Hz의 경우는 첫번째 고유주파수를 넘는 운행 상태를 표시한 것이다. Figures 6과 7은 2개의 그림으로 구성되어 있는데, 이  $x$ 축상의 값들은 개루프(open), 변위제어, 첫번째 지점 반력 제어, 두번째 지점 반력 제어 결과이다.  $y$ 축상의 값은 지점 1과 지점 2의 반력을 나타낸다.

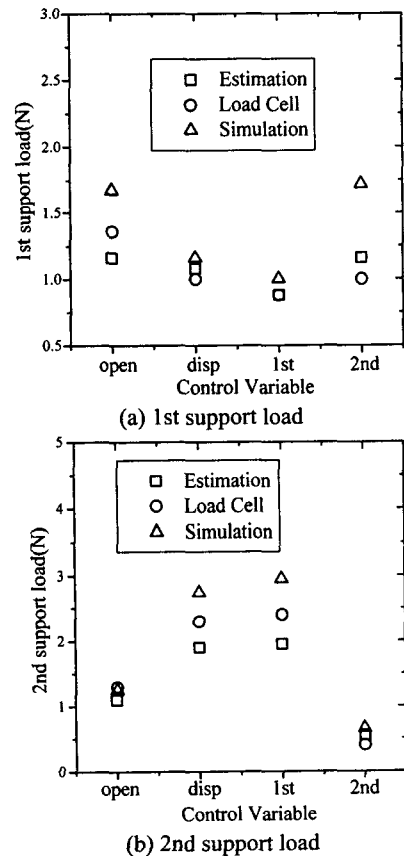
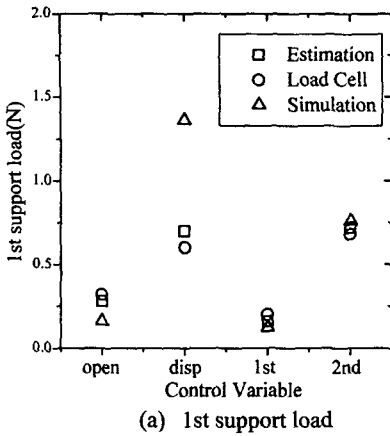
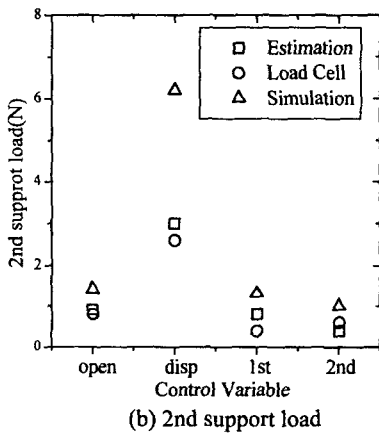


Figure 6 Results for 20 Hz excitation tests



(a) 1st support load



(b) 2nd support load

Figure 7 Results for 40 Hz excitation

Figures 6 과 7 에서 각각의 목표가 되는 변수를 감소시키는 것을 보여주는데, 목적한 변수 외에 다른 변수에서 반력 증가를 가져온다. 여기서 주목할 만한 결과는 40Hz 경우에는 변위를 제어 할 경우 첫번째 지점 반력의 증가가 눈에 띈다. 마지막으로 첫번째와 두번째 반력 제어 경우에는 각각의 목적 변수에 좋은 결과의 일치성을 가져왔다. 이것은 외란과 제어입력의 위치를 더한 효과이다. Figures 6 과 7 속에서, 직접 측정된 하중과 칼만 필터로 추정된 하중 사이에 약간의 차이가 나타나지만 일반적으로 두 가지 결과가 일치하는 경향을 나타낸다.

## 6. 결론

이 연구에서는 측정할 수 없는 동적 반력을 억제하는 수단을 제공하였다. 칼만 필터는 직접적인 하중의 측정을 제거할 수 있는 것이고, 정확

한 하중의 측정을 제공하기 위하여 잔류 유연성 행렬을 보충 수단으로서 사용하였다. 각각의 지지점의 반력을 제어할 수 있는 2 가지 제어 방법을 가지고 주파수에 따라 결과들을 선보였다.

- (1) 실험에서 직접 하중을 측정된 결과와 칼만 필터의 결과는 어느 정도 비슷한 추정을 보여 준다,
- (2) 결과적으로 각각의 제어기는 동적 반력을 제어하는데 효과적이다.
- (3) 칼만 필터의 결과와 실제 실험에서 직접 하중을 측정된 신호 사이에 오차를 더 감소시키면 동적 반력의 제어로 더 좋은 제어 결과를 얻을 수 있다.

## 참고문헌

- (1) Lewis, D.E., and P.E. Allaire, "Rotor to Base Control of Rotation Machinery to Minimize Transmitted Force," *Structural Control*, H.H.E. Leipholz (Ed.), Matimas Nijhoff Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 408-425, 1987.
- (2) Hansen, O. E. and Bell, K., 1979, "On the Accuracy of Mode Superposition Analysis in Structural Dynamics," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 7, pp. 405-411.
- (3) Kim, J.H., Clark, W.W., and Marangoni, R.D., "Feedback Techniques for Minimizing Bearing Loads in Rotating Machinery," *Second Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration*, Fuller, C.R., Silcox, R.J., and Burdisso, R.A. (Eds.), Blacksburg, VA, pp. 885-896, 1993.
- (4) Burdess, J. S. and Metcalfe, A. V., *Active Control of Forced Harmonic Vibration in Finite Degree of Freedom Structures with Negligible Natural Damping*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 91, No.3, 1983, pp.48-59
- (5) Meirovitch, L., *Dynamics and Control Structures*, John Wiley & Sons, New York, 1990
- (6) 김주형, 2001, "유연 구조물의 능동 반력 제어기 설계," *한국소음진동학회지*, 제 11 권 제 1 호, pp. 68-75.
- (7) Petyt, M., 1990, *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*, Cambridge Univ. Press, Boston, MA
- (8) Bong Wie and Marcelo Gonzalez, *Control Synthesis for Flexible Space Structures Excited by Persistent Disturbance*, *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol.15, No.5, 1992, pp.73-80.
- (9) Sievers, L. A. and von Flotow, A. H., *Comparison of Two LQG-Based Methods for Disturbance Rejection*, *Proceedings of the 28 IEEE conference on Decision and Control*, Tampa, FL, December, 1989, pp.483-485.
- (10) Kwakernaak, H. and Sivan, R., 1972, *Linear Optimal Control Systems*, Wiley-Interscience, New York.
- (11) Stengel, R. F., 1986, *Stochastic Optimal Control*, John Wiley and Sons, New York, NY.