한국소음진동공학회논문집 제 17 권 제 8 호, pp. 747~756, 2007.

비선형효과를 고려한 유기압현수장치의 동적 특성 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Hydropneumatic Suspension Unit Considering the Nonlinear Effects

송 오 섭† · 박 병 훈*

Ohseop Song and Byunghoon Park

(2007년 6월 19일 접수 ; 2007년 8월 6일 심사완료)

Key Words : Hydropneumatic Suspension Unit(유기압현수장치), Nonlinear Characteristics(비선형특성), Higher-order Spectral Analysis(고차스펙트럼 분석)

ABSTRACT

The hydropneumatic suspension units, which have applied to the tracked vehicles, have the spring and damping function in the unit. The nonlinear characteristics such as roadwheel rotation effects, gas behavior changes, hydraulic damping characteristics, hysterisis, and frictional forces have been ignored or simplified to analyze the mathematical models in many areas. This study describes the dynamic characteristics and the nonlinear behaviors of hydropneumatic suspension unit considering the nonlinear effects such as the nonlinear spring and nonlinear damping through the simulation and the experiment. The utility of nonlinear analysis through the higher-order spectral analysis is also presented.

1. 서 론

현수장치는 차량이 주행중에 차체의 안정화를 위해 매우 중요한 역할을 담당하는 장치로서, 차량중량을 분산하여 지지하면서 야지와 같은 험준한 지형을 통과할 때 진동 및 충격을 효과적으로 흡수하며, 동력장치에서 발생한 구동력이나 제동력 혹은 조향력을 노면에 전달하는 역할을 한다.

유기압현수장치는 궤도형 차량에 장착되어 몸체 내부에서 스프링 기능과 감쇠기능을 발휘하면서, 필요시 작동유체와 질소가스의 양을 가감하여 차량자세를 조절할 수 있는 기능도 부여할 수 있다[1,2]. 유기압현수장치는 로드휠 회전, 온도에 따른 질소가스의 특성 변화, 유체가 오리피스를 통해 발생하는 감쇠특성, 히스테리시스 현상, 기계적 마찰 등으로 내부에 비선형 특성이 존재하였으나 그동안 많은 연구에서 이런 비선형성을 무시하거나 단순화하여 수학적 접근을 시도하였다. 현수장치의 동적특성을 정확히 예측하기 위해서는 현수장치의 스프링 및 댐퍼에 존재하는 비선형특성을 고려한 모델링 및 해석이 요구된다[3]. 비선형 시스템의 특성을 해석하고 모델링하는 방법은 매우 다양하여 연구목적에 따라 적절한 방법을 결정하여야 한다. 시스템내에 비선형항이 포함되었을 경우 비선형 검출, 특성 분석, 정도 평가 과정을 거쳐 정량화를 하여야 한다. 고차스펙트럼 분석은 비선형을 검출하고 비선형 거동에 대한 정량적 정보를 파악하는데 유용한 수단으로 활용되어지고 있다[4,5].

기존의 연구들은 대부분 현수장치의 스프링 및 댐퍼가 수직으로 작동하는 모델이 대부분이었으나[6~9], 이 연구에서는 로드암의 회전, 스프링 및 댐퍼의 비선형요소를 고려한 유기압현수장치 모델의 동적특성

† 교신저자 ; 정회원, 충남대학교 기계공학과
E-mail : songos@cnu.ac.kr
Tel : (042) 821-5650, Fax : (042) 822-5642
* 정회원, 국방과학연구소

과 비선형 거동특성을 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통해 확인하고, 고차스펙트럼 해석을 통해 비선형해석의 유용성을 제시하였다.

2. 유기압현수장치 모델

2.1 기본구조 및 작동원리

유기압현수장치는 로드암 속에 스프링 및 감쇠장치를 내장하고 있다. 에너지 흡수기능 및 에너지 발산기능은 질소가스의 압력에 의해 발생하는 스프링력과 댐퍼 전후의 압력강하에 의해 발생하는 감쇠력으로 나타난다. 그러나 질소가스의 압축과 팽창시 가스 특성 변화와 히스테리시스 거동은 물론 각 상대 운동부위의 마찰력도 에너지 발산의 한 요인으로 나타난다. Fig. 1은 암내장형 유기압현수장치의 구조를 개략적으로 나타내고 있다.

작동원리는 다음과 같다. 유기압현수장치를 차량에 장착된 상태에서 질소가스를 일정압력으로 충진하여 차량의 높이를 일정하게 유지시킨다. 차량이 주행 하게 되면 로드휠이 상하로 움직이면서, 로드암 역할을 하는 실린더 블록을 회전운동으로 전환시키며, 실린더 블록에 내장된 작동 실린더는 작동피스톤의 운동을 직선 왕복운동으로 바꾼다. 작동실린더 내부에 작동유체가 오리피스를 통과하면서 압력강하가 생기고 감쇠력을 발생시킨다. 또한 오리피스를 통과한 유체는 축압실린더에 밀폐된 고압의 질소가스를 압축하면서 스프링력을 발생시킨다. 감쇠력과 스프링력은 커넥팅로드와 연결된 크랭크축에 의해 로드암 회전중심에서 토크를 발생시키고 상질량을 수직 방향으로 움직이게 한다.

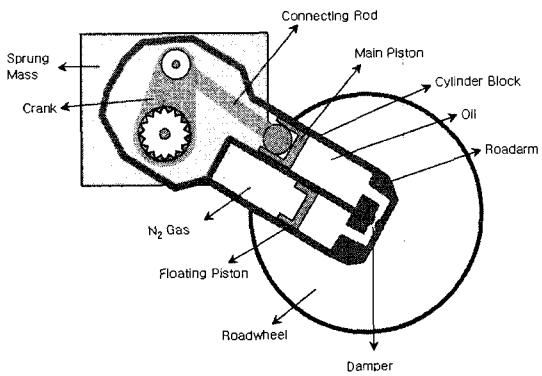

Fig. 1 Schematic of in-arm suspension unit

2.2 운동방정식

암내장형 유기압현수장치가 Fig. 2와 같이 로드휠에 하중을 받았을 때 차량에 전달되는 동적특성을 분석하기 위해서 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

XYZ좌표는 상질량에 고정된 좌표계이고, xyz좌표는 로드암과 같이 회전하는 좌표계이다. 로드휠과 상질량의 횡방향운동은 없다고 가정하고, 상질량은 수직운동만 하고, 로드휠은 각변위로만 운동하는 2자유도계로 고려하였다.

로드암 회전각도 θ, x축과 X축이 이루는 각도 θ_1, 커넥팅 로드와 x축이 이루는 각도 θ_2, Z축과 z축이 이루는 각도 θ_3는 기구적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_a \sin\theta = Z_u + Z_{u_{st}} \Rightarrow \theta = \sin^{-1}\left(\frac{Z_u + Z_{u_{st}}}{L_3}\right) \quad (1)$$

$$\theta_1 = \theta - \theta_{spindle} \quad (2)$$

$$d_1 + L_2 \sin\theta_2 = L_1 \cos(\theta_1 + \theta_{crank}) \Rightarrow \theta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{L_1 \cos\theta_3 - d_1}{L_2}\right) \quad (3)$$

$$\theta_3 = \theta_1 + \theta_{crank} \quad (4)$$

여기서 L_a는 로드암의 길이이고, Z_u는 하질량(unsprung mass)의 수직방향의 변위이고, $Z_{u_{st}}$는 정적 평형상태에서 하질량의 처짐으로 인한 수직변위이고, $\theta_{spindle}$은 스핀들의 장착각도이고, θ_{crank}는 Z축과 크랭크축과의 각도, L_1은 크랭크축의 길이이고,

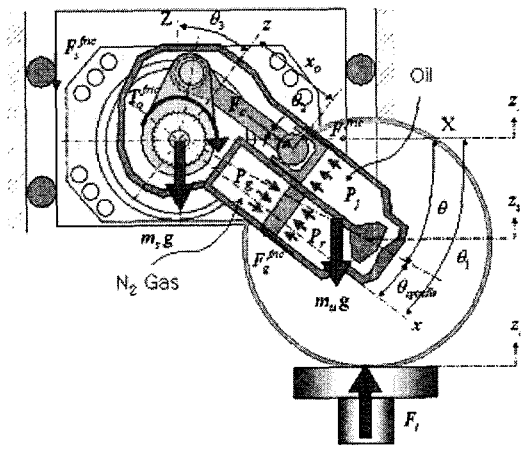

Fig. 2 Single axis model of ISU

L_2는 커넥팅로드의 길이, d_1은 회전중심에서 작동피스톤까지의 z축거리이다. 유기압현수장치의 운동방정식을 Lagrange's equation을 이용하여 유도하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right)-\frac{\partial L}{\partial q_k}=Q_{knc}\ ,\ k=1,2 \tag{5}$$

로드휠에 외력이 가해진다고 할 때 운동에너지와 위치에너지는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}T=&\frac{1}{2}(m_s+m_u)\dot{Z}_s^{\,2}+m_u L_u \dot{Z}_s\dot{\theta}\cos\theta\\&+\frac{1}{2}m_u L_u^2\dot{\theta}^2+\frac{1}{2}I_c\dot{\theta}^2\end{aligned} \tag{6}$$

$$V=(m_s+m_u)\,g\,Z_s+m_u g\,L_u(\sin\theta-\sin\theta_0) \tag{7}$$

여기서, m_s는 상질량, m_u는 하질량(로드암 회전부와 로드휠), L_u는 회전중심에서 하질량 무게중심까지 거리, I_c는 하질량중심의 질량관성모멘트, θ_0는 로드암의 초기각도이다.

식 (6),(7)을 Lagrange's equation 식 (5)에 대입하면 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M(\ddot{Z}_s+g)+N(\cos\theta\,\ddot{\theta}-\sin\theta\,\dot{\theta}^2)=F(t) \tag{8}$$

$$J\ddot{\theta}+N\cos\theta(\ddot{Z}_s+g)+T_o=F(t)\,L_a\cos\theta \tag{9}$$

여기서, $M=m_s+m_u$, $J=I_c+m_uL_u^2$, $N=m_uL_u$이며, T_o는 커넥팅로드에 작용하는 스프링력과 감쇠력의 합 F_c가 로드암 회전중심축에 작용하는 토크의 합으로서 작동 피스톤의 변위 (x_0, z_0)에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x_0=L_1\sin\theta_3+L_2\cos\theta_2 \tag{10}$$

$$z_0=L_1\sin\theta_3+L_2\sin\theta_2=d_1=\text{constant} \tag{11}$$

$$T_o=F_c(z_o\cos\theta_2+x_o\sin\theta_2) \tag{12}$$

로드휠에 인가되는 힘 $F(t)$는 다음과 같이 차량의 정하중 및 노면 외란에 의한 동하중을 지지하는 힘의 합으로 나타낼 수 있다.

$$F(t)=K_t\delta_w+K_t(Z_r-Z_u) \tag{13}$$

여기서, K_t는 로드휠 및 궤도 고무의 강성계수이고, Z_r는 노면의 변위이고, Z_u는 하질량의 수직변위로서, 정적상태에서 로드휠의 처짐량을 δ_w라 하면 정하중만 작용할 때의 정적평형상태 조건은 다음과 같다.

$$F(t)_{static}=K_t\delta_w=Mg \tag{14}$$

$$Ng\cos\theta+T_{static}=K_t\delta_w L_a\cos\theta \tag{15}$$

정적평형상태 조건을 고려하면 식 (8),(9)의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{Z}_s+N(\cos\theta\,\ddot{\theta}-\sin\theta\,\dot{\theta}^2)=F_t \tag{16}$$

$$J\ddot{\theta}+N\cos\theta\,\ddot{Z}_s+T_s+T_d=F_t\,L_a\cos\theta \tag{17}$$

여기서, $F_t=K_t(Z_r-Z_u)$이고, T_s, T_d는 동적 하중을 받았을 때 스프링토크와 감쇠토크이다. 운동방정식을 다음의 상태방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{x}_1&=x_2\\ \dot{x}_2&=\frac{1}{MJ-N^2\cos^2x_3}\begin{Bmatrix}F_t(J-NL_a\cos^2x_3)\\+NJ\sin x_3x_3^2\\+(T_s+T_d)N\cos x_3\end{Bmatrix}\\ \dot{x}_3&=x_4\\ \dot{x}_4&=\frac{1}{MJ-N^2\cos^2x_3}\begin{Bmatrix}F_t(ML_a-N)\cos x_3\\-N^2\sin x_3\cos x_3x_3^2\\-T_oM\end{Bmatrix}\end{aligned} \tag{18}$$

여기서,

$$\begin{aligned}x&=[Z_s\ \ \dot{Z}_s\ \ \theta\ \ \dot{\theta}\,]^T\\ F_t&=K_t[Z_r-x_1+L_a(\sin x_3-\sin\theta_0)]\\ T_o&=F_c(z_o\cos\theta_2+x_o\sin\theta_2)\\ x_0&=L_1\sin(x_3+\theta_{crank}-\theta_{spindle})+L_2\cos\theta_2\\ \theta_2&=\sin^{-1}\left(\frac{L_1\cos(x_3+\theta_{crank}-\theta_{spindle})-z_o}{L_2}\right)\\ \theta_3&=x_3+\theta_{crank}-\theta_{spindle}\\ F_c&=F_w\frac{L_3\cos\theta}{d_1}\\ x_0&=L_1\sin\theta_3+L_2\cos\theta_2\end{aligned}$$

식 (18)에서와 같이 노면의 변위 Z_r에 따라서 로드휠에 동하중 F_t가 작용하면 로드휠은 정적 평형상태를 이루지 못하고 로드암을 회전시킨다. 운동방

정식에서 로드암의 회전운동과 스프링 및 감쇠 토크가 비선형항으로 존재한다.

3. 고차스펙트럼 해석

비선형시스템의 주파수 특징은 비선형 다차항의 영향으로 인하여 입력신호에 존재하지 않는 주파수 특성이 출력신호에서 관찰되는 것으로 이를 주파수 연동현상이라고 하고, 에너지 관점에서 보면 가진 주파수에 집중되었던 에너지가 시스템에 존재하는 비선형특성의 영향으로 다른 주파수 대역으로 이동한다고 볼 수 있다. 이런 비선형 주파수 연동현상을 고차 스펙트럼해석인 바이스펙트럼과 바이코헤런스를 이용해서 관찰할 수 있으며, 비선형의 존재를 파악하기 위한 유용한 수단으로 활용되고 있다.

고차스펙트럼은 통계적 신호의 고차모멘트 혹은 큐뮬런트의 다중 푸리에 변환으로 정의되며, 2차 스펙트럼을 파워스펙트럼, 3차 스펙트럼을 바이스펙트럼이라고 하며 바이스펙트럼은 3차 및 4차 큐뮬런트항의 중복 푸리에 변환한 것이다.

일반적으로 신호에 있어서 에너지는 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$\overline{x^2(t)} = \int_{-\infty}^{\infty} x^2(t)dt \tag{19}$$

역푸리에 변환식 $x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f)\, e^{j2\pi ft} df$를 대입하면

$$\begin{aligned}\overline{x^2(t)} &= \int\int_{-\infty}^{\infty} X(f_1)\, X(f_2)\, \delta(f_1+f_2)\, df_1 df_2 \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} X(f_1)\, X(-f_1)\, df_1\end{aligned} \tag{20}$$

따라서 에너지스펙트럼은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{xx}(f) = X(f)\, X(-f) \tag{21}$$

이때 정상확률과정에 대하여 파워스펙트럼은

$$S_{xx}(f) = E[X(f)\, X^*(f)] \qquad X^*: \text{켤레 복소수} \tag{22}$$

3차 신호에 대한 해석도 유사하게 구할 수 있다.

$$\overline{x^3(t)} = \int\int_{-\infty}^{\infty} X(f_1)\, X(f_2)\, X(-f_1-f_2)\, df_1 df_2 \tag{23}$$

위 식으로부터 결정적 신호의 바이스펙트럼은 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$E_{xxx}(f_1, f_2) = X(f_1)\, X(f_2) X(-f_1-f_2) \tag{24}$$

확률적 과정에 있어서 파워스펙트럼과 같은 방법을 사용한다면 정상확률과정의 바이스펙트럼은 다음과 같다.

$$S_{xxx}(f_1, f_2) = E[X(f_1)\, X(f_2) X^*(f_1+f_2)] \tag{25}$$

파워스펙트럼이 신호의 파워와 2차모멘트에 관련되며, 바이스펙트럼은 비대칭도와 3차 모멘트에 관련되어 있다. 파워스펙트럼이 독립적으로 각 주파수 성분을 고려하는 반면, 바이스펙트럼은 두 주파수 변수 f_1과 f_2, 그리고 f_1+f_2 주파수 성분 사이의 연동현상을 해석할 수 있다. 즉, 임의의 시계열 신호로부터 발생된 서로 다른 독립적인 주파수의 고조파 성분이 비선형적으로 결합되어 서로의 주파수에 영향을 주어 다른 주파수를 만들어 내는 위상결합을 검출해 낼 수 있다. 위상결합이 없는 주파수쌍인 점에서는 거의 제로값을 나타내며, 위상결합을 보인 주파수쌍에서는 피크값을 보여준다. 바이코헤런스는 한 신호상에 혼합되어 있는 두 주파수 성분의 상관도를 해석할 수 있으며, 바이스펙트럼을 정규화시키기 위한 방법으로 다음식과 같이 나타낸다.[10~13]

$$b^2(f_1, f_2) = \frac{|S_{xxx}(f_1, f_2)|^2}{E\left[|X(f_1)X(f_2)|^2\right] E\left[|X(f_1+f_2)|^2\right]} \tag{26}$$

4. 시뮬레이션

유기압현수장치의 스프링력은 코일이나 토션바 스프링과 달리 실린더 내부의 질소가스의 압력에 의해 형성되며, 지면에서 가해지는 충격이나 진동을 감소시켜 차체에 전달하는 역할을 한다. 유기압현수장치의 스프링 특성은 정적상태 부근에서는 특성이 대단히 완만하여 좋은 승차감을 유지하는 반면, 휠의 압

축량이 증가하여 범프스톱 부근에 이르는 경우 스프링계수가 대단히 커져 차체의 손상을 방지할 수 있게 되어 있다. 감쇠장치는 한개의 고정형 오리피스와 자운스 밸브 및 리바운드 밸브로 구성되어 있어, 로드휠이 수직방향으로 움직여 자운스 챔버의 압력이 상승하면 밸브가 개구부를 열면서 작동유체는 리바운드 챔버쪽으로 이동하고 압력강하가 생기면서 감쇠기능을 한다. Figs. 3, 4에 스프링특성과 감쇠특성에 대한 실험 결과를 나타내었으며, 이를 커브핏팅하여 시뮬레이션 하는데 이용하였다. 스프링특성 데이터는 댐퍼를 제거한 상태에서 질소가스에 의해서 측정한 결과로서 피스톤과 실린더간의 마찰이나 로드휠 회전으로 인한 마찰 등이 포함된 결과라고 볼 수 있으며, 감쇠특성 데이터는 댐퍼 매니폴드 단품상태에서 일정한 유량으로 유체를 댐퍼 매니폴드에 통과시킬 때 댐퍼 양단의 압력차이를 측정하였으므로 유체가 오리피스를 통과하면서 발생될 수 있는 유체저항이나 히스테리시스 등이 포함된 결과라고 볼 수 있다. 그러나 내부 감쇠작용으로 인해서 발생된 열에 의해 질소가스의 온도효과는 고려하지 않았다.

시뮬레이션은 초기조건을 $Z_s(0)=0$, $\dot{Z}_s(0)=0$, $\dot{\theta}(0)=-30^\circ$으로 하고, 노면 외란을 정현파로 하여

Table 1 Excitation amplitude and frequency

Excitation amplitude(mm)	Frequency(Hz)
10	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0, 10.0,
20	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5
50	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0
100	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5

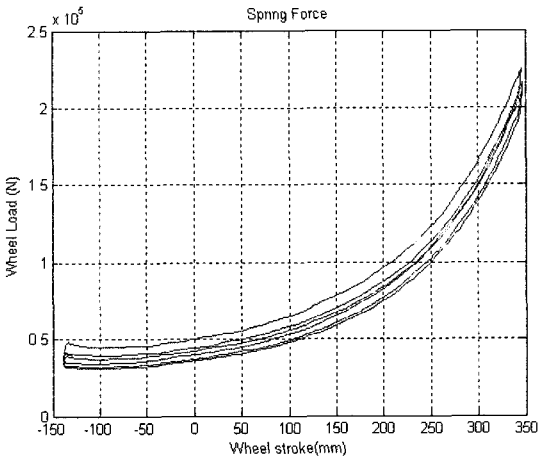

Fig. 3 Experimental result of spring characteristics (0.1 Hz)

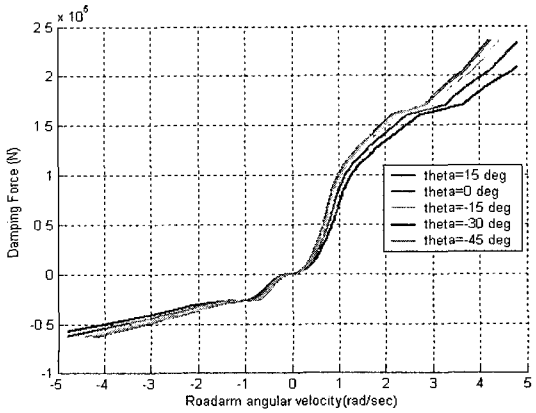

Fig. 4 Experimental results of damping characteristics

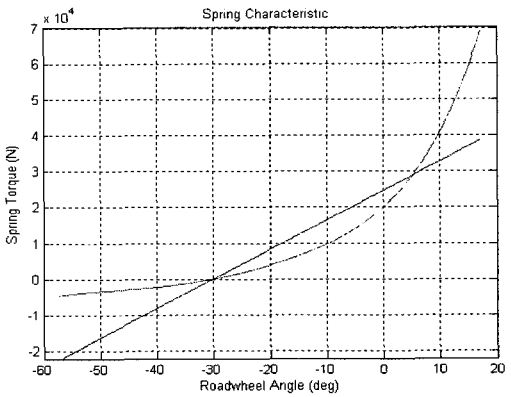

Fig. 5 Spring torque characteristics

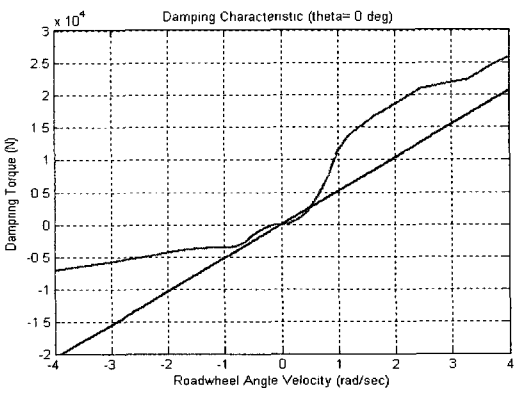

Fig. 6 Damping torque characteristics

진폭과 주파수별로 Newmark-β 적분기를 이용하여 수행하였으며, 외부 가진력의 크기와 주파수는 실험결과와 비교하기 위해서 실험 운용조건 범위내에서 Table 1과 같이 설정하였다.

시뮬레이션은 다음의 4가지 조건에 대해 상질량의 변위, 속도, 가속도, 로드휠의 각도, 각속도, 각가속도를 구하였으며, 스프링 및 감쇠특성의 비선형 효과를 분석하였다.

- 조건1) 스프링 : 선형, 감쇠 : 선형
- 조건2) 스프링 : 비선형, 감쇠 : 선형
- 조건3) 스프링 : 선형, 감쇠 : 비선형
- 조건4) 스프링 : 비선형, 감쇠 : 비선형

조건1) 부터 4)에서 적용한 선형 특성식은 실험을 통해 측정한 비선형특성식에서 정적인 평형상태 조건을 만족시킬 수 있도록 1차식으로 커브핏팅하여 적용하였으며, Figs. 5, 6에 스프링과 감쇠의 비선형과 선형 토크 특성을 나타내었다.

비선형특성이 상질량의 거동특성에 미치는 영향이 두드러지게 나타나는 현상을 보기 위해 여러 조건중에서 진폭 20 mm, 3.5 Hz 정현파로 가진했을 경우를 대표적으로 고려하였고, 이 경우에 대해 위의 4가지 조건별로 상질량의 변위 응답을 Figs. 7~10에 나타내었다.

주파수영역에서 각 요소의 비선형 효과를 확인하기 위해 변위응답에 대한 FFT결과를 Fig. 11에 나타내었다.

바이스펙트럼과 바이코헤런스 결과는 MATLAB HOSA(higher order spectral analysis) toolbox를 이용하여 구하였으며, 그 결과를 Figs. 12, 13에 나타내었다.

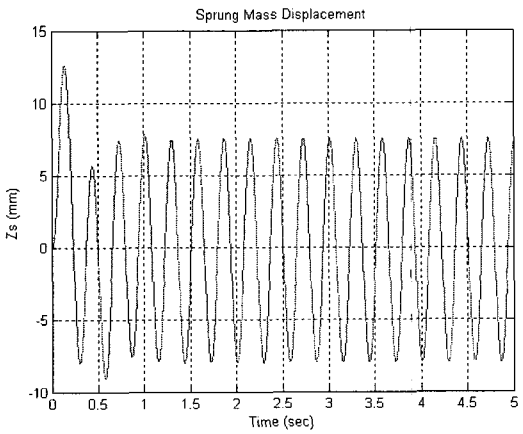

Fig. 7 Displacement of sprung mass in case 1

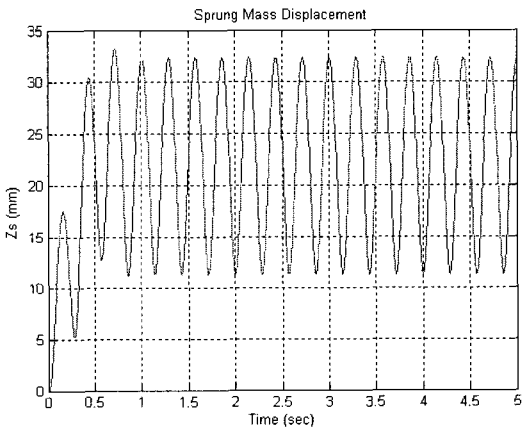

Fig. 9 Displacement of sprung mass in case 3

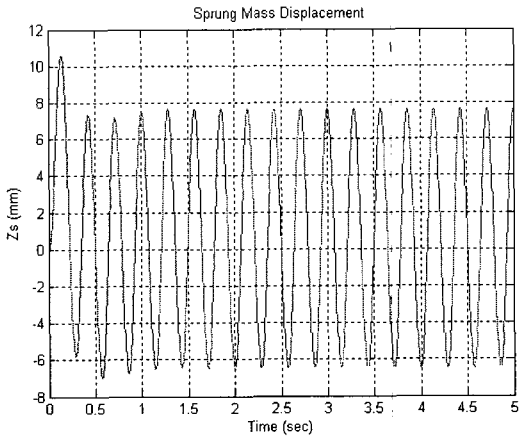

Fig. 8 Displacement of sprung mass in case 1

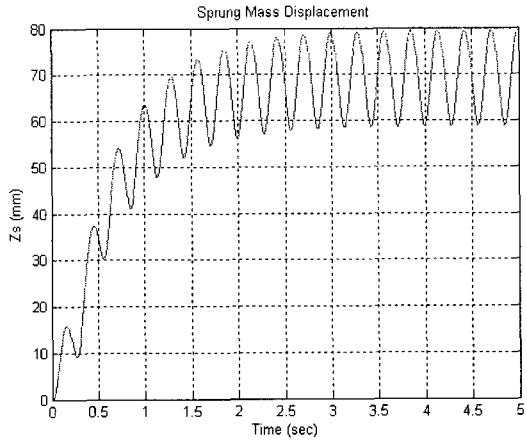

Fig. 10 Displacement of sprung mass in case 4

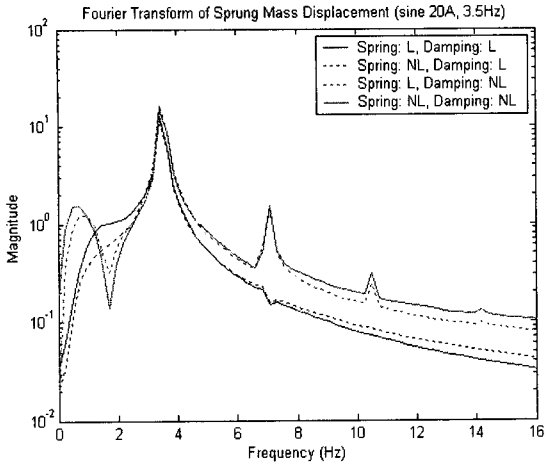

Fig. 11 FFT simulation results of sprung mass

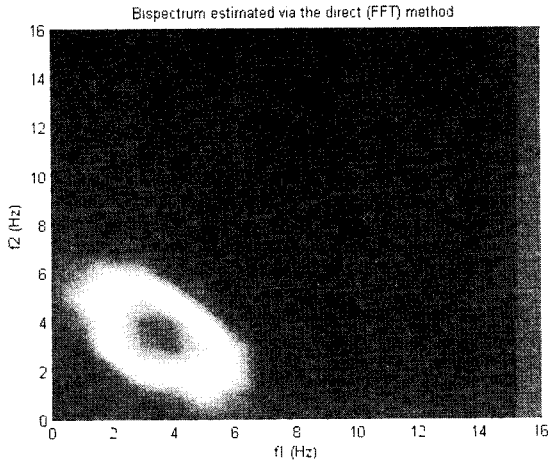

Fig. 12 Bispectrum(spring: NL, damping: NL)

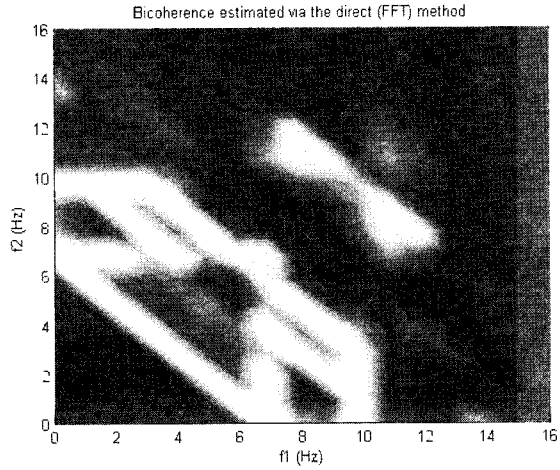

Fig. 13 Bicoherence(spring : NL, damping : NL)

5. 동특성 실험

암내장형 유기압현수장치의 1축 차량 모델에 대한 동적성능 실험을 하기 위해서 Fig. 14와 같이 이동질량 시험기를 이용하여 동특성 실험을 실시하였다. 상질량은 상하 방향으로 1자유도 운동을 할 수 있도록 양단 힌지의 환봉들로 강화벽에 지지되어 있으며, 대용량의 유압펌프와 유압 가진기로 로드휠의 하단부를 가진하면서, 질소가스 및 댐퍼 전후 유압 유 압력, 상질량의 변위, 속도 및 가속도, 로드암의 변위 및 속도, 가진기의 변위 및 하중 등의 데이터를 측정하였다.

시뮬레이션 결과와 비교하기 위해서 동일조건의 실험결과를 시간영역과 주파수영역에서 분석한 결과와 바이스펙트럼과 바이코헤런스 결과를 Figs. 15~18에 나타내었다.

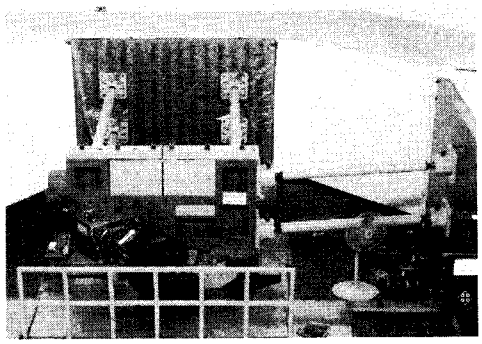

Fig. 14 Moving mass tester for a single-axis suspension unit

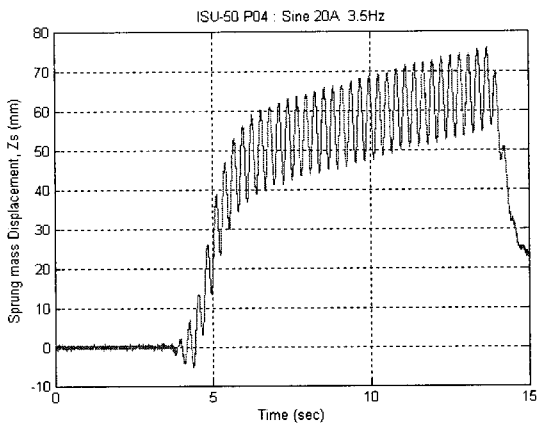

Fig. 15 Displacement of sprung mass

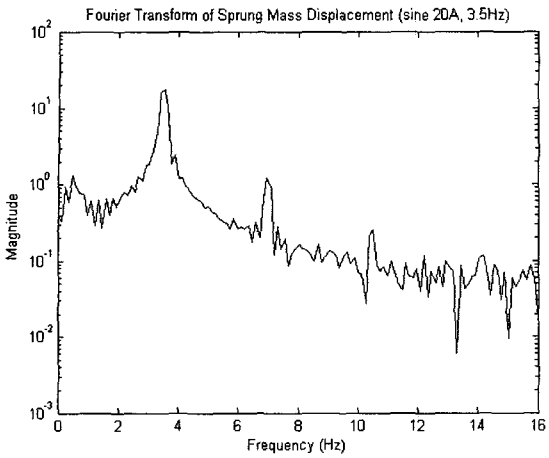

Fig. 16 FFT results of sprung mass

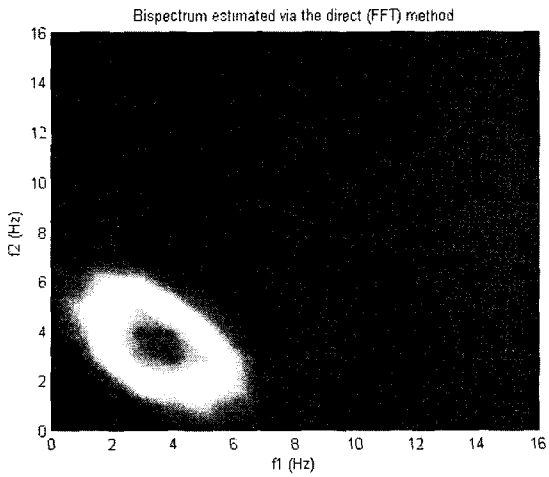

Fig. 17 Bispectrum(Amp : 20 mm, Freq : 3.5 Hz)

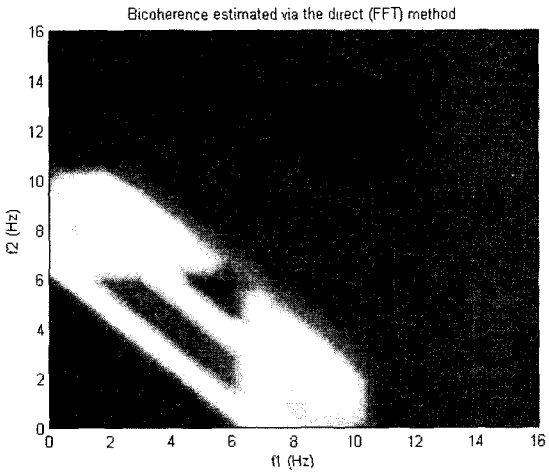

Fig. 18 Bicoherence(Amp : 20 mm, Freq : 3.5 Hz)

6. 분석 및 고찰

시간영역해석 결과에서 스프링과 감쇠의 선형과 비선형특성을 고려했을 경우의 시뮬레이션 결과와 동특성 실험결과를 Fig. 19에 나타내었다.

스프링의 비선형 효과 보다는 감쇠에 대한 비선형 특성이 상질량에 미치는 효과가 크게 나타났다. 특히 스프링과 감쇠를 비선형으로 고려했을 경우 진폭 20 mm, 3.5 Hz 정현파로 가진시 시뮬레이션과 실험결과에서 진동하는 평균위치가 상방향으로 약 60~70 mm 이동되었는데, 이는 로드휠 각속도의 +영역과 - 영역에서 감쇠특성 곡선의 기울기 차이로 인한 에너지 발산의 불평형에 의해서 나타난 현상이라고 볼 수 있다[14]. 또한 시뮬레이션결과와 달리 실험결과에서 시간이 지남에 따라 변위응답이 계속 올라가는 현상은 주파수 증가에 따라 댐퍼에서 발생되는 열이 피스톤 및 하우징을 통해 질소 가스 챔버로 전달되면서 질소가스가 팽창하고 상질량을 위로 들어올리는 효과가 나타나면서 생기는 현상으로, 시뮬레이션에서는 이런 온도에 의한 영향을 고려하지 않아서 실험결과와 차이가 발생했다고 볼 수 있다. 따라서 주파수에 따른 온도에 의한 영향만큼의 차이는 있으나 스프링과 감쇠의 비선형을 고려했을 경우 시뮬레이션 결과와 실험결과는 유사한 경향을 나타내었다.

조건별 시뮬레이션 결과와 실험결과에 대한 FFT 분석 결과를 Fig. 20에 나타내었다. 시뮬레이션에서 비선형특성을 고려한 결과와 실험결과가 유사하게 나타났고, 감쇠특성을 선형으로 고려했을 경우 스프

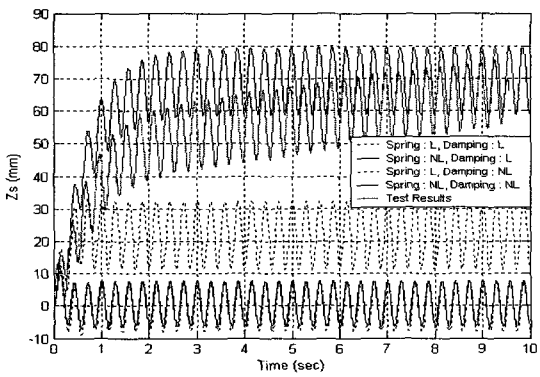

Fig. 19 Displacements of sprung mass

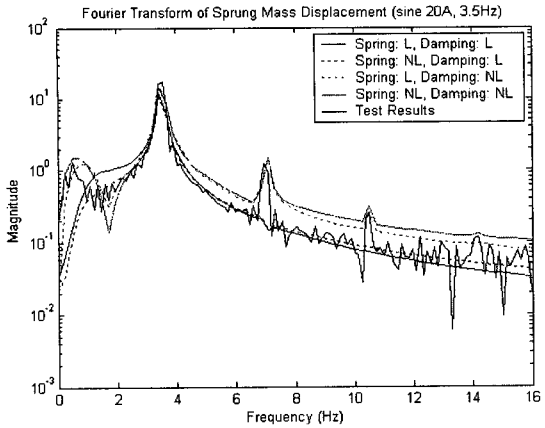

Fig. 20 FFT result comparison sprung mass

링의 비선형효과가 미미하게 나타난 것은 로드휠이 좁은 영역 구간에서 작동하여서 마치 선형특성처럼 나타났기 때문이며, 7 Hz 부근에서 왜곡된 현상이 나타난 것은 로드휠 회전에 의한 비선형 효과 때문이라고 판단된다. 감쇠특성이 비선형 조건에서 가진 주파수 3.5 Hz이외에 7 Hz, 10.5 Hz의 주파수 성분이 나타났는데, 이는 스프링의 비선형효과보다는 주로 감쇠의 비선형 차수에 의해서 나타난 결과라고 볼 수 있으며, 가진 주파수가 가지고 있는 에너지가 차수조화진동(superharmonic) 주파수 성분으로 에너지가 이동되어서 나타난 결과라고 볼 수 있다.

주파수 분석 결과 스프링과 감쇠를 비선형으로 고려했을 경우에 시뮬레이션결과와 실험결과가 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

비선형성의 존재를 확인하기 위해서 비선형을 고려한 시뮬레이션결과와 실험결과를 비교하였다. Figs. 12, 17의 바이스펙트럼 결과에서 f_1=3.5 Hz, f_2=3.5 Hz, f_1+f_2=7 Hz의 교차지점에서 피크가 발생한 것은 3.5 Hz와 7 Hz간의 연동작용에 의한 위상결합 때문에 나타난 현상이며, Figs. 13, 18의 바이코헤런스 결과에서도 시뮬레이션 결과와 실험결과에서 3.5 Hz, 7 Hz의 교차지점 부근에서 피크값이 나타났다. 이는 FFT결과에서 나타났듯이 가진주파수와 차수조화진동 주파수 성분들간에 상호 연동작용이 발생하고 있다는 것을 알 수 있다.

7. 결 론

암내장형 유기압현수장치의 비선형 특성에 대한 시뮬레이션을 통해 스프링 및 감쇠의 비선형 효과를 분석하였고, 동특성실험을 통해서 확인하였다. 그 결과 시뮬레이션과 동특성 실험결과는 유사한 경향을 보였다.

유기압현수장치에서 스프링의 비선형효과 보다는 감쇠의 비선형 효과가 크게 나타났으며, 비대칭 감쇠특성은 상질량의 평균 진동위치를 위로 이동시켜서 진동한다는 것을 확인했으며, 발열에 의한 작동유체 및 질소가스의 특성 변화만큼 상질량의 동적 거동의 차이가 있다는 것을 시뮬레이션과 실험결과에서 확인하였다. 이런 특성을 고려하면 승차감 해석이나 조종성능 해석에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

또한 고차 스펙트럼 해석을 통해 암내장형 유기압현수장치의 비선형성의 존재와 가진 주파수와 차수조화진동 주파수간의 연동현상을 관찰할 수 있었다.

향후 댐퍼의 발열을 고려하여 작동유체, 질소가스, 실린더 내부와 하우징간의 열전달 특성을 고려할 경우 좀 더 정확한 해석을 할 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) AD-A205094, 1988, "Design Report for an In-Arm Hydropneumatic Suspension Unit", David Taylor Research Center.

(2) Lee, Y. B, Song, O. S, 2003,"Practical Semiactive Control of Hydropneumatic Suspension Units", Journal of the KIMST, Vol. 6, No. 3. pp. 9~21.

(3) Kulisiewicz, M., Iwankiewicz, R., Piesiak, S., 1997, "An Identification Technique for Nonlinear Dynamical System under Stochastic Excitation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 200, No. 1, pp. 31~40.

(4) Kershen, G., Worden, K., Vakakis, A. F., Golinval, J.-C., 2006, "Past, Present and Future of Nonlinear System Identification in Structural Dynamics", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 20, pp. 505~592.

(5) Kim, D. H, 2001, "The Analysis and Validation for the Nonlinear System using the Higher Order Spectrum: An Application for the Electro-rheological Fluid Damper", Ph.D Thesis,

KAIST.

(6) Hrovat, D., Hubard, M., 1981, "Optimum Vehicle Suspension Minimizing RMS Rattlespace, Sprung-mass Accerleration and Jerk", ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 103, pp. 228~236.

(7) Reybrouck, K., 1994, "A Nonlinear Parametric Model of Automotive Shock Absorber", SAE 940869.

(8) Ravindra, B. and Mallik, A. K., 1994, "Performance of Nonlinear Vibration Isolation under Harmonic Excitation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 170, No. 3, pp. 325~337.

(9) Cho, S. J, Choi Y. S, 2005, "Ride Quality of a Passenger Car with Nonlinear Suspension System", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 838~843.

(10) Nikias, C. L. and Mendel, J. M., 1993, "Signal Processing with Higher-order Spectra", IEEE Signal Processing Magazine, pp. 10~37.

(11) Lee, J. S, Cha, K. O, 2000, "A Study on the Nonlinear Mechanical Systems using Higher Order Spectral Analysis Methods", Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 474~479.

(12) Ahn, Y. C, Lee, H. J, Kang, W. H, Lee, J. Y, Oh, J. E, 2006, "A Study on the Fault Diagnosis of a Cantilever Beam using the Bispectrum", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 591~596.

(13) Collis, W. B, White, P. R, Hammond, J. K, 1998, "Higher-order Spectra: The Bispectrum and Trispectrum", Mechanical System and Signal Processing, Vol. 12, No. 3, pp. 375~394.

(14) Rajalingham, C. and Rakheja, S., 2003, "Influence of Suspension Damper Asymmetry on Vehicle Vibration Response to Ground Excitation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 266, pp. 1117~1129.