

현가장치의 비선형성을 고려한 승용차의 승차감 해석

Ride Quality of a Passenger Car with Nonlinear Suspension System

조 성 진* · 최 연 선**

Sung-Jin Cho*, Yeon-Sun Choi**

Key Words : Ride Quality(승차감), Nonlinear Suspension System(비선형 현가장치), Billings' Method(빌링스법), Monte Carlo Simulation(몬테칼로법), Damper(감쇠기), K Factor(K 지수), 1-axis Testing Machine(단축시험기)

ABSTRACT

The nonlinear characteristics of a suspension is directly related to the ride quality of a passenger car. In this study, a dynamic experiment for a spring and a damper of a passenger car is performed to analyze the nonlinear characteristics using MTS 1-axial testing machine and a mathematical nonlinear dynamic suspension model based on experimental data is devised to estimate the ride quality using Billings' method. The devised nonlinear model is applied to the ride quality analysis using K factor and the effect of suspension parameters is examined. As a result, the friction between the cylinder and the piston of a damper is the most effective parameter for the ride quality of a passenger car.

1. 서 론

차량은 주행 중에 다양한 노면입력과 운전조건에 따라 상하운동 및 피칭(pitching), 롤링(rolling), 요잉(yawing)운동을 한다. 이중 차량의 상하운동은 승객의 불편감을 유발하는 요인으로 현가장치의 특성에 따라 좌우된다. 그러므로 차량의 설계 시 현가장치의 동특성을 예측하는 것은 중요하다.

현가장치의 동특성 예측을 위해 Clark[1]은 2차원 4자유도 모델을 제시하였고 Kohr[2]의 3차원 7자유도 모델을 제시하였다. 최근에는 각 부품에 대한 영향을 예측하기 위해 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용한 동특성 해석[3]이 많이 이루어진다. 그러나 기존 연구에서 스프링, 댐퍼는 비선형 요소임이 확인되었고 선형 모델로는 해석의 정확도 측면에서 한계가 있다는 것이 입증되었다.[4]

실제적으로 스프링은 형상과 선간 접촉에 의해 비선형성을 가지며 댐퍼는 인장과 압축 시에 감쇠력이 틀려지고, 히스테리시스 현상(hysteresis curve)을 보이며 댐퍼로드와 튜브사이의 마찰에 의해 비선형성을 가지게 된다. 그러나

현재 자동차 설계 시 각 기계요소의 비선형성을 고려하지 않기 때문에 승차감 향상을 위해 반복적인 실험과 전문 테스트 드라이버의 튜닝감각에 의존하고 있는 실정이다. 따라서 현가장치의 동특성 해석 시 각 기계요소의 비선형을 고려할 수 있다면 시행착오식 설계를 최소화 할 수 있다. 이런 입장에서 Kulisiewicz[5]는 현가장치에서 비선형 감쇠항과 비선형 강성항이 동시에 작용하는 운동방정식을 제시하였다.

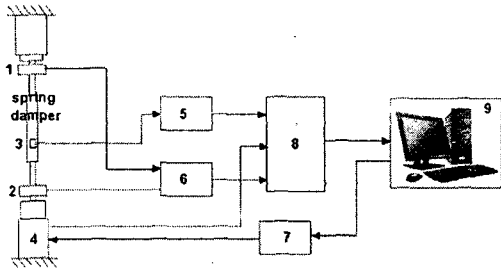
본 연구에서는 승용차용 현가장치요소 중 스프링과 댐퍼의 비선형성을 단축시험기를 이용한 실험을 통해 확인하였다. 실험 결과를 바탕으로 각 단품에 대한 해석 모델을 비선형 시스템 규명(nonlinear system identification)을 통해 유도하고 이 모델로 1 자유도 비선형 현가장치 모델을 구성하였다. 또 이 모델을 승차감 해석에 이용하여 파라메터의 변화에 따른 승차감의 차이를 해석하여 파라메터의 설계기준을 제시하였다.

2. 현가장치 실험

현가장치의 기계요소 중 스프링과 댐퍼의 비선형 동특성을 파악하기 위해 MTS사의 단축시험기(MTS model 810)를 이용하여 실험을 수행하고 실험 데이터에 비선형 시스템 규명법을 적용하여 현가장치의 비선형 모델을 개발하였다. 실험장치 구성은 Fig. 1과 같다.

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과 대학원

** 책임저자, 정회원, 성균관대학교 기계공학과
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr
Tel : (031)290-7440, Fax : (031)290-5849



1, 2 : Load cell, 3 : Temperature sensor, 4 : Actuator,
5 : Temperature sensor amp., 6 : Load cell amp.,
7 : Controller, 8 : A/D board, 9 : Data acquisition

Fig. 1 Experimental arrangement

2.1 스프링 실험

스프링은 원추 코일 스프링으로써 지름이 달라서 비선형 강성을 가질 수 있다. 특히 스프링 사이의 대변형에 의한 선간 접촉이 발생하면 비선형성이 나타날 수 있다. 그러나 본 실험에서는 선간접촉이 일어나지 않도록 변위를 조정하여 스프링의 강성을 구하는 실험을 실시하였다.

Fig. 2는 스프링의 강성을 구하는 실험이다. MTS사의 단축시험기를 사용하여 스프링의 윗부분은 힘 측정을 위해 로드셀(load cell)에 설치하였고 아랫부분은 가진기에 고정하였다. Fig. 3은 스프링의 변위에 대한 힘을 나타낸 것이다.

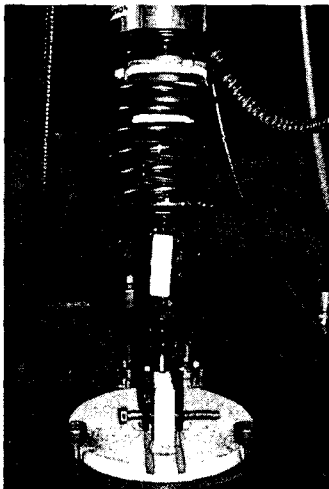


Fig. 2 Experimental Set-up for spring

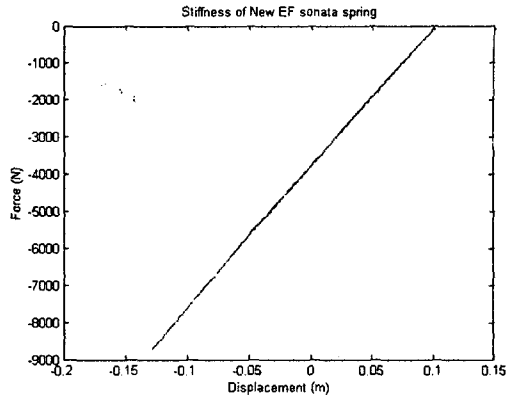


Fig. 3 Force-displacement curve

2.2 댐퍼 실험

댐퍼의 감쇠력 측정을 위한 실험장비 및 센서 위치는 Fig. 4와 같다. 그림에서와 같이 댐퍼 아래부분은 가진기에 고정하였고 댐퍼의 윗부분은 감쇠력 측정을 위해 로드셀에 고정하였다. 또 온도에 따른 감쇠력의 변화를 측정하기 위해 온도센서를 부착하여 실험 중에 실시간으로 댐퍼의 온도를 측정하여 온도의 변화를 $10^{\circ}C$ 이내로 조절하였다.

댐퍼의 가진은 0~50 Hz까지의 백색잡음(white noise)을 사용하였고 이에 대한 댐퍼의 감쇠력을 측정하였다. 입력신호는 변위로 가해졌으며, 댐퍼의 감쇠력 추정에 필요한 속도 신호는 변위를 미분하여 구하였다. Fig. 5는 변위에 따른 댐퍼의 감쇠력을 나타낸 것이다. 감쇠력이 비선형성을 나타내며 히스테리시스 현상이 나타나는 것을 알 수 있다.

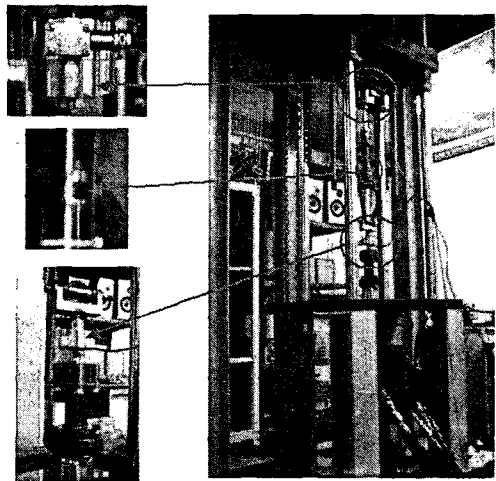


Fig. 4 Experimental Set-up and sensor location for a damper

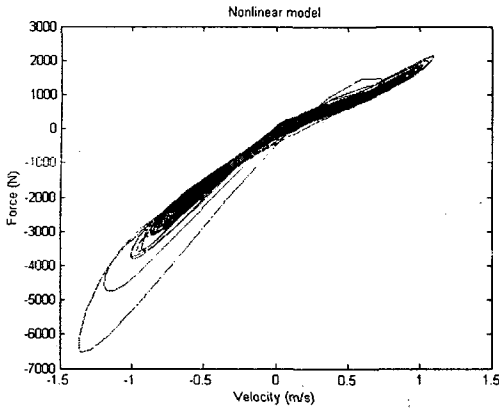


Fig. 5 Force-velocity curve

3. 비선형 시스템 규명

현가장치 스프링과 댐퍼 모델을 개발하기 위해 비선형 시스템 규명법을 사용하였다. 본 연구에서 사용한 Billings[6]의 직접접근법(direct approach method)은 노이즈가 있는 입력과 출력 데이터를 사용할 수 있고, 동적 시스템에 대하여 어떤 특정한 가정이 필요치 않아 적용범위가 넓다는 장점이 있다.

시스템에서 발생할 가능성이 있는 항들로 구성된 초기 모델을 만든다. 다항식으로 나타낸 초기 모델의 항이 많으면 좀 더 다양한 동적 거동을 표현할 수 있으나 계산시간이 길어지고 물리적인 의미도 찾기 어렵게 되므로 너무 많은 항을 만들지 않도록 한다. 초기 모델이 완성되면 모델조합에서 중요한 항과 중요하지 않은 항을 판별하여 최적의 모델조합을 만든다. 이 때 각 항의 중요도는 모델링 오차 감소에 대한 중요도를 기준으로 판별한다. 오차감소율(error reduction ratio)[7]은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서 y 는 시스템의 응답, X_i 는 후보항, n 은 후보항의 갯수이다. 즉 오차감소율은 전체 응답에 대한 각 후보항의 비율을 의미한다. 모델조합이 만들어지고 $1 - \sum_{i=1}^n [ERR]_i$ 을 계산하여 설정한 오차보다 작으면 최적의 모델조합이 만들어졌다고 할 수 있다. 그러나 기준오차보다 크면 다른 후보항에 대하여 다시 오차감소율을 계산하여 모델조합에 포함시킬 것인지를 판단한다. Fig. 6은 이와 같은 모델선택과정을 블록다이어그램으로 나타낸 것이다. 최종 모델이 확정된 후에는 최소자승법을 사용하여 각 항의 파라미터를 구할 수 있다.

$$[ERR]_i = \frac{(X_i)^2}{y^2}, \quad (0 \leq i \leq n) \quad (1)$$

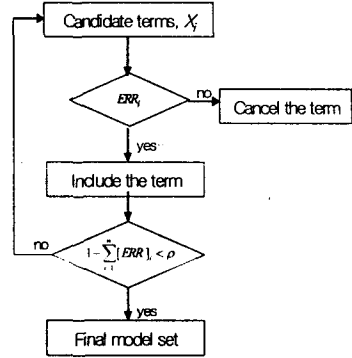


Fig. 6 Model estimation process

스프링 모델을 개발하기 위해 Fig. 3의 실험 데이터를 시스템 규명법에 적용하여 스프링의 강성을 구하였다. 스프링의 강성은 비선형임이 밝혀졌으나 그 비선형항의 계수가 작기 때문에 무시하였다. 그 결과 스프링의 강성은 38000 N/m로 추정되었다.

댐퍼 모델을 개발하기 위해 Fig. 5의 실험데이터를 사용하였다. 댐퍼의 초기 모델 구조[8]는 실험 댐퍼가 가스 봉입식 댐퍼인 점을 감안하여 가스의 강성항인 x 항을 포함하였고, 히스테리시스항인 $xsgn(x)$ 항, 마찰항인 $sgn(x)$ 항을 포함하였고 모델의 정확도를 99%까지 맞추기 위해 $L = 5$ 로 놓고 식 (2)와 같이 모델을 구성하였다.

모델선택과정을 $1 - \sum_{i=1}^n [ERR]_i \leq 0.01$ 가 만족될 때까지 반복하였으며 오차감소율이 0.01보다 큰 항만을 최종 모델에 포함시켰다. 그 결과 최종적으로 식 (3)과 같은 모델을 얻었다. 최종 모델에 대한 각 파라미터는 최소자승법을 이용하여 추정하였고 그 결과는 Table 1과 같다.

$$D(x, \dot{x}) = \sum_{n=1}^L k_n x^n + \sum_{n=1}^L c_n \dot{x}^n + \sum_{n=1}^L h_n |\dot{x}|^n sgn(\dot{x}) + F_{fric} sgn(\dot{x}) \quad (2)$$

$$D(x, \dot{x}) = k_1 x + k_2 x^2 + c_1 \dot{x} + c_2 \dot{x}^2 + c_3 \dot{x}^3 + h_2 |\dot{x}|^2 sgn(\dot{x}) + F_{fric} sgn(\dot{x}) \quad (3)$$

Table 1 Calculated system parameters

Para.	Value	Para.	Value
k_1	14918 (N/m)	c_3	1969 (Ns/m) ³
k_2	-338651 (Ns/m) ²	h_2	-1605 (Ns/m) ²
c_1	2594 (Ns/m)	F_{fric}	-15 (N)
c_2	-1092 (Ns/m) ²	-	-

4. 비선형 현가장치 모델

앞장에서 실시한 각 단품에 대한 실험데이터를 비선형 시스템 규명에 적용하여 얻은 스프링, 댐퍼의 비선형 모델을 가지고 비선형 현가장치 모델을 구성하였다.

비선형 현가장치를 1 자유도로 가정하여 모델링하고 운동 방정식을 유도하였다. 현가장치의 스프링과 댐퍼, 차체의 질량만을 고려하였으며 타이어의 강성과 댐핑은 고려하지 않았다. 또 비선형 모델의 타당성을 증명하기 위해 벨지안로드 (Belgian road)[9] 주행실험 결과와 모델의 수치적분 결과를 비교하였다.

4.1 1 자유도 비선형 현가장치 모델

Fig. 7에서와 같이 1 자유도 1/4 비선형 현가장치 모델을 구성하였다. 이 시스템은 바닥 가진에 대한 비선형 미분방정식으로 운동방정식은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 m 은 차량의 1/4 질량으로 440 kg이고, k_0 은 스프링의 강성(N/m), D 는 비선형 감쇠(Ns/m), x_0 는 바닥의 가진(m)이고 x 는 차량의 변위(m)이다. 스프링과 댐퍼의 비선형 방정식은 시스템 규명을 통해 구한 방정식을 사용하였다.

$$m\ddot{x} + k_0(x - x_0) + D(x - x_0, \dot{x} - \dot{x}_0) = 0 \quad (4)$$

여기서

$$\begin{aligned} D(x - x_0, \dot{x} - \dot{x}_0) = & k_1(x - x_0) + k_2(x - x_0)^2 + c_1(\dot{x} - \dot{x}_0) \\ & + c_2(\dot{x} - \dot{x}_0)^2 + c_3(\dot{x} - \dot{x}_0)^3 \\ & + h_2|\dot{x} - \dot{x}_0|^2 \text{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0) \\ & + F_{fric} \text{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_0) \end{aligned}$$

$y = x - x_0$ 로, 노면 가진을 $F(t)$ 로 가정하면 식 (4)는 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + (k_0 + k_1)y + k_2y^2 + c_1\dot{y} + c_2\dot{y}^2 + c_3\dot{y}^3 \\ + h_2|\dot{y}|^2 \text{sgn}(\dot{y}) + F_{fric} \text{sgn}(\dot{y}) = F(t) \end{aligned} \quad (5)$$

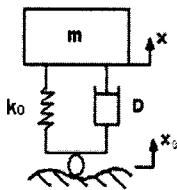
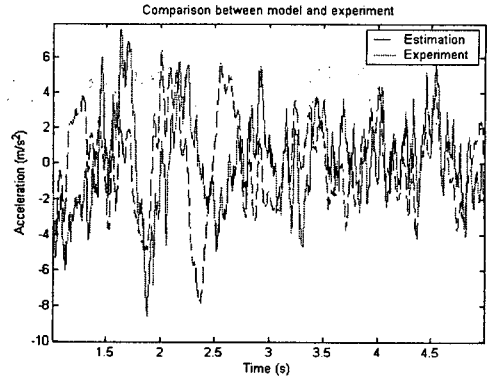
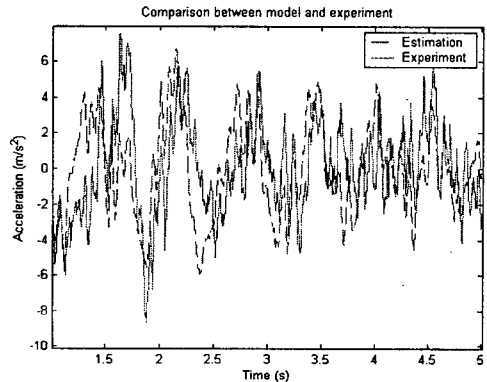


Fig. 7 1 DOF nonlinear suspension model



(a) Linear model



(b) Nonlinear model

Fig. 8 Model verification

4.2 모델 검증

Fig. 8은 개발된 비선형 모델의 수치적분 결과와 실험 결과를 함께 나타낸 것으로써 과도응답 구간을 제거한 후 비교하였다. Fig. 8 (a)는 선형 모델과 실험 결과를 비교한 것이고, (b)는 비선형 모델과 실험 결과를 비교한 것이다. 두 모델의 MSE(mean square error)를 계산한 결과 선형 모델이 26.9 m/s², 비선형 모델이 10.5 m/s²로 선형 모델이 두 배 정도 크게 나타났다. 비선형 모델의 수치적분 결과는 실험 결과와 잘 일치하므로 현가장치의 승차감 해석에 적합한 모델임을 알 수 있었다.

5. 승차감 해석

승차감 해석을 위해 1 자유도 비선형 현가장치 모델을 사용하였다. 노면 가진은 백색잡음을 사용하였고 승차감 평가 기준은 K factor[10]를 이용하였다.

5.1 노면 가진

랜덤 노면을 만드는 데에 있어서 실제 평균적인 노면의

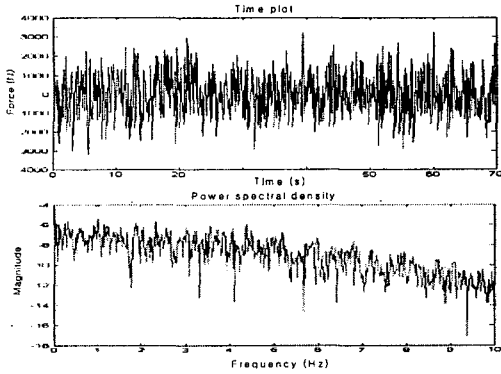


Fig. 9 Road excitation

공간 주파수 성분은 고주파로 갈수록 적어지는 것을 고려하여 ISO 8608[11]에서는 노면 요철의 파워 스펙트럼 밀도 (power spectral density)를 식 (6)과 같이 정의하고 있다.

$$S_d(f) = S_d(f_0) \cdot (f/f_0)^{-a} \quad (6)$$

f_0 : reference spatial frequency

a : exponent of the power spectral density

f : spatial frequency

노면 요철의 파워 스펙트럼 밀도함수가 주어지면 시간 영역에서의 노면 형상 함수를 식 (7)과 같이 코사인함수의 조합으로 나타낼 수 있다.

$$d(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{4S_d(f_i) \cdot \Delta f} \cdot \cos(2\pi f_i x + \theta_i) \quad (7)$$

N : number of data point

θ_i : independent random phase angles uniformly distributed between 0 and 2π

본 연구에서는 랜덤 가진의 가진 주파수 범위를 벨지안 로드의 실험값[9]인 0~10 Hz로, 가진힘의 RMS 값도 역시 실험값인 1000 N를 사용하여 랜덤 신호를 생성하였다. 랜덤 신호 생성을 위해 몬테카를로법[12]을 사용하였다. Fig. 9는 생성된 노면 가진파 그 주파수 응답을 나타낸 것이다.

5.2 승차감 해석 기준

자동차의 승차감을 정량적으로 평가하려는 연구는 진동에 대해 인간이 주관적으로 느낄 수 있는 지각변수를 제시하는데 의미가 있다. 만일 차체의 가속도가 파워 스펙트럼 밀도 (power spectral density)나 진동 모델로 표현될 경우, 종합

적인 승차감 평가치는 승차감 지수(K factor)로 나타낼 수 있으며 ISO 2631에서는 1륜 모델 진동에서의 지각변수를 다음과 같이 정의하고 있다.

$$\Phi(f) = |H(\omega)|^2 \cdot R(f) \quad (8)$$

$\Phi(f)$: 차체 가속도 파워 스펙트럼 밀도

$R(f)$: 주파수 f 에 있어서 노면의 파워 스펙트럼 밀도

$H(\omega)$: 전달함수

또한 주파수를 Δf 간격으로 분할하여 중심 주파수 f 에 대한 가속도의 실효치를 $a(f)$ 라 한다면 식 (8)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Phi(f) \cdot \Delta f &= a^2(f) \\ a(f) &= \sqrt{\Phi(f) \cdot \Delta f} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 사람의 수진감 특성을 $G(f)$ 라 한다면 ISO 2631에서는 아래와 같은 식으로 주어지고 있다.

$$G(f) = \frac{49.42(i\omega) + 165.76}{(i\omega)^2 + 48.97(i\omega) + 1108.95} \quad (10)$$

사람의 수진감 실효치 $a_m(f)$ 는 다음과 같다.

$$a_m(f) = |G(f)| \cdot a(f) \quad (11)$$

주파수 영역의 환산 수진감 가속도 a_m 은 에너지적으로 등가인 것을 생각하여 식 (12)와 같이 쓸 수 있다.

$$a_m = (\sum a_m^2(f))^{1/2} \quad (12)$$

종합적인 승차감 평가치 K factor는 다음과 같다.

$$K = 20a_m \quad (13)$$

Fig. 10은 K factor와 사람이 느끼는 수진감 레벨을 나타낸 것으로 주행 중에 느끼는 승차감을 정량적으로 평가할 수 있다.

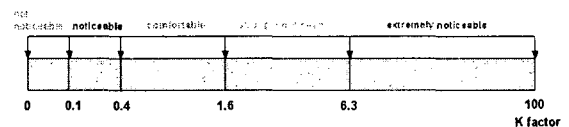


Fig. 10 K factor and transfer function

Table 2 K factor on random excitation

	K factor				
	-10%	-5%	Original value	+5%	+10%
k_{spring}	2.21	2.23	2.25	2.28	2.43
c_1	2.42	2.35	2.25	2.17	2.11
h_2	2.24	2.25	2.25	2.25	2.26
F_{fric}	1.96	2.12	2.25	2.40	2.59

5.3 승차감 해석 결과

K factor를 이용하여 승차감 해석을 하였다. 선형 모델과 비선형 모델의 승차감 해석 차이를 비교하기 위해 각 모델의 승차감 해석 결과를 실험 결과와 비교하였다. Fig. 8의 실험데이터에 대한 K factor는 2.37이고 선형 모델은 0.76, 비선형 모델은 2.25임을 알 수 있다. 이로써 비선형 모델이 승차감 해석에 더 유용함을 알 수 있다. 이 비선형 모델로 파라미터 변화에 따른 승차감 해석을 하였다. Table 2에서와 같이 파라미터의 변화는 원래값의 ±5%, ±10%로 고려하였다. 승차감 해석 결과 현가장치의 강성이 클수록, 피스톤의 유효면적이 작을수록, 유체의 동점성이 클수록, 로드와 실린더 사이의 마찰력이 클수록 승차감이 나빠지는 것으로 나타났고 승차감에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터는 댐퍼의 로드와 실린더 사이의 마찰력이고 피스톤의 유효면적, 현가장치의 강성, 유체의 동점성 순서로 현가장치의 승차감에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

5. 결론

승용차용 현가장치요소 중 스프링과 댐퍼의 비선형 동특성을 실험을 통해 분석한 결과 댐퍼는 인장과 압축 시에 감쇠력이 틀러지고 주기적인 동하중을 받을 경우 히스테리시스 현상에 의해 비선형성을 갖는 것을 확인하였다.

이 실험데이터에 비선형 시스템 규명법인 Billings의 직접 접근법을 적용하여 현가장치의 스프링, 댐퍼 모델을 개발하였다. 개발된 모델로 1자유도 비선형 현가장치 모델을 구성하였고 이 모델의 타당성을 검증하기 위해 실험 결과와 비교하여 선형 모델보다 우수함을 증명하였다.

개발된 비선형 모델을 이용하여 랜덤 노면 가진에 대한 승차감 해석을 실시하였다. 승차감 해석에는 승차감 평가 지수인 K factor를 이용하였고 현가장치의 파라미터 변화에 따른 승차감 변화를 분석하였다. 그 결과 현가장치의 강성이 클수록, 피스톤의 유효면적이 작을수록, 유체의 동점성이 클수록, 로드와 실린더 사이의 마찰력이 클수록 승차감이 나빠지는 것으로 나타났다. 이 중 가장 승차감에 영향을 미치는 요소는 댐퍼 로드와 실린더 내부의 마찰력이고, 피스톤의 유효면적, 현가장치의 강성, 유체의 동점성 순서로 현가장치의 승차감에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하는 중기거점기술개발사업(샤시코너모듈 공동기반기술개발)으로 지원받아 수행하였습니다.

참 고 문 헌

- (1) D. C. Clark, 1962, "A preliminary investigation into the dynamic behavior of vehicles and highways", SAE Trans., Vol. 70, pp. 447-455.
- (2) R. H. Kohr, 1961, "Analysis and simulation of automobile ride", SAE Trans., Vol. 69, pp. 110-119.
- (3) A. K. Rao, F. Giannopoulos, 1981, "Dynamic loads on suspension component using mechanism programs", SAE 811307.
- (4) K. Reybrouck, "A non linear parametric model of automotive shock absorber", SAE 940869.
- (5) M. Kulisiewicz, R. Iwankiewicz, S. Piesiak, 1997, "An identification technique for nonlinear dynamical system under stochastic excitation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 200, No.1, pp. 31-40.
- (6) S. A. Billings, 1999, "A direct approach to identification of nonlinear differential models from discrete data," Mechanical System and Signal Processing, Vol. 13, pp. 739-755.
- (7) S. Chen, S. A. Billings and W. Luo, 1989, "Extended model set, global data and threshold model identification of severely non-linear system", International Journal of Control, Vol. 50, pp. 1897-1923.
- (8) J. Wallaschek, 1990, "Dynamics of nonlinear automotive shock absorber," International journal of nonlinear mechanics, Vol. 25, pp. 299-308.
- (9) 2003, "Road vehicles - Lateral transient response test methods," International Standard Organization, Ref. No. ISO 7401.
- (10) 황성연, 홍동표, 1997, "자동차 승차감 평가 방법에 관한 연구," 한국공작기계학회 추계학술대회는문집, pp. 108-113.
- (11) 1995, "Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data," International Standard Organization, Ref. No. ISO 8608.
- (12) Shinozuka. M. and Deodatis, G., 1991, "Simulation of stochastic processes by spectral representation," Applied Mechanics Reviws, Vol. 44, pp. 191-204.