

전기-기계식 능동 현가장치 제어를 위한 NCF 알고리즘

한 인 식* · 이 윤 복 · 최 교 준 · 김 재 용 · 장 명 언

국방과학연구소 5본부

The NCF Algorithm for the Control of an Electro-mechanical Active Suspension System

In-Sik Han* · Yoon-Bok Lee · Kyo-Jun Choi · Jae-Yong Kim · Myeong-Eon Jang

5th Institute, Agency for Defense Development, 488-gil 160, Bukyuseongdae-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-152, Korea
(Received 2 November 2010 / Revised 5 December 2011 / Accepted 20 January 2012)

Abstract : The NCF control algorithm for an active suspension system was proposed and investigated. The NCF algorithm using spring dynamic variation force and suspension relative velocity was applied to the 1/4 vehicle model and numerical analysis was performed. Vehicle's performances such as vehicle displacement, vehicle acceleration, suspension deflection, tire deflection and absorbed power were calculated and compared with those of the passive, semi-active and LQR active suspension system that use full state feedback. Numerical results show that the proposed NCF active suspension system has superior performance compared with the passive and semi-active suspension system and has very similar performance compared with the LQR active suspension system. So the proposed NCF algorithm is considered as a highly practical algorithm because it requires only one displacement sensor in a 1/4 vehicle model.

Key words : Active suspension(능동 현가장치), Control algorithm(제어 알고리즘), NCF control algorithm(준 정적 하중 제어 알고리즘), Absorbed power(흡수 동력)

1. 서 론

자동차의 현가장치(suspension)는 차량 이동 중에 노면으로부터 전해오는 진동이 차체로 전달되는 것을 차단하여 승객의 승차감을 향상시키고, 화물의 피해를 최소화하기 위한 장치이다. 특히 군용 전투 차량의 경우에는 탑승 전투원의 피로를 감소시켜 전투력을 유지하는 것이 중요하며, 화포시스템의 정확도 향상이나 탑재 전자장비의 보호 등을 위해서도 우수한 현가장치가 요구된다. 무인 전투차량의 경우에는 광학이나 다양한 센서를 이용하여 지형의 파악이 중요한 요소인데, 이러한 경우에 있어서도 현가장치의 성능이 우수하면 지형인식도를 더욱 향상시킬 수 있을 것이다.

현가장치는 크게 수동형(passive), 반능동형(semi-active), 능동형(active) 3가지로 대별할 수 있고, 현가장치의 성능은 승차감(차체 가속도), 현가장치 운동 공간(working space), 조종안정성(동적 타이어 하중 : the dynamic tire force) 및 차체 안정성(platform stability) 등에 의하여 결정된다.

수동형 현가장치는 수동적 특성을 가지는 스프링과 댐퍼로 구성되어 구조가 간단하나 노면의 진동 특성에 따라 스프링과 댐퍼의 특성을 조정할 수 없으므로, 구현할 수 있는 성능치의 한계와 더불어 승차감과 조종 안정성을 동시에 향상시키지 못하는 특성을 가진다. 반능동 현가장치는 수동형 스프링과 가변 댐퍼를 장착한 현가장치이다. 반능동 현가장치의 적절한 가격과 성능향상 효과로 인해 몇몇 민수용으로 상용화된 제품(Lord MR 댐퍼 등)이 나

*Corresponding author, E-mail: insikhan@add.re.kr

와 있다. 군용 전투차량 적용을 위해서 국방과학연구소 이윤복 등은 댐퍼의 오리피스 크기를 연속적으로 제어할 수 있는 능동댐퍼를 설계하여 공압스프링과 일체화한 ISU(In-arm Suspension Unit)를 개발하여 1축 동특성 모델에 적용하여 수동형 대비 반응동원가장치의 우수성을 확인한 바 있다.¹⁾

능동형 현가장치는 유압, 공압 또는 전기 액추에이터를 사용하여 제어로직에 따른 힘을 발생시켜 승차감과 조종안정성 혹은 차체 안정성을 동시에 향상시키는 것을 목적으로 한다. 종래에는 유압과 공압을 이용한 능동현가장치가 개발되었으나, 최근에는 전기 액추에이터를 이용한 능동 현가장치가 민수 및 군용 업체(Bose, L3 Com)에서 개발되었다.

미국 L3에서 험비차량(HMMWV : High Mobility Multi-purpose Wheeled Vehicle)용으로 개발된 ECASS@ 시스템은 1990년대 중반 이후에 미국 TACOM(Tank and Automotive Command)의 지원을 통해 Texas 대학의 CEM(Center for Electromechanics)의 J. H. Beno 등이 개발하였다. ECASS@ 시스템은 전기 모터식 선형 액추에이터와, 이의 제어를 위한 NCF(Near Constant Force, 준 정적 하중) 제어 알고리즘에 기반을 둔 능동 현가장치이다. CEM이 전기-기계식 능동 현가장치를 험비 차량에 장착하여 시험한 결과, 차량의 수직 가속도와 수직 변위가 수동형 차량과 비교 시 2.5배 감소하였으며, 선회 시의 롤 운동과 가속/제동시의 피치 운동이 거의 없어지는 것으로 나타났다.²⁾

또한 NCF 제어 알고리즘과 전기-기계식 능동현가장치를 조합한 능동 현가장치는 차량의 소요동력을 획기적으로 감소시킬 수 있다고 보고하였으며, 이는 NCF 제어 방식이 기존의 능동 현가 장치 제어 로직과 비교 시 상당히 낮은 액추에이터 하중 수준을 요구하기 때문인 것으로 설명하고 있다.²⁾

국내에서도 2009년 손영일 등은 6월 차량에 능동현가장치를 적용하여 sky-hook 알고리즘과 NCF 알고리즘을 적용하여 그 성능을 상호 비교한 결과를 발표한 바 있다.⁴⁾

그러나 J.H.Beno³⁾는 스프링의 동적 변형 하중과 차체의 변위, 차체의 속도, 현가장치의 변위 및 속도 등의 신호를 피드백 하는 NCF 알고리즘을 제시하였

고, 손영일⁴⁾ 등은 스프링의 동적하중, 차체의 변위 및 로드암 각도에 대한 PD 제어를 추가하여 NCF 알고리즘을 적용하였다고 발표하였으나, 두 경우 모두 제어하고자 하는 상태변수의 수가 많고 차체의 변위를 피드백하는 알고리즘은 실제 차체 변위 측정이 어렵다는 점에서 실용성 확보가 어렵다고 볼 수 있다.

이에 따라 본 논문에서는 스프링의 동적하중과 현가장치의 상대 속도만을 피드백하는 NCF 제어 알고리즘 제안하였고, 이의 성능향상 효과를 파악하기 위하여, 1/4차량 모델에 수동형, CVD 반응동원가장치와 LQR 및 NCF 능동현가장치를 적용하여 성능해석을 실시하였으며 그 결과를 비교하였다.

2. 현가장치의 종류 및 제어 알고리즘

차량을 나타내는 가장 간략한 모델인 1/4차량 모델을 현가장치 형태별로 분류하면 다음 Fig. 1과 같다.

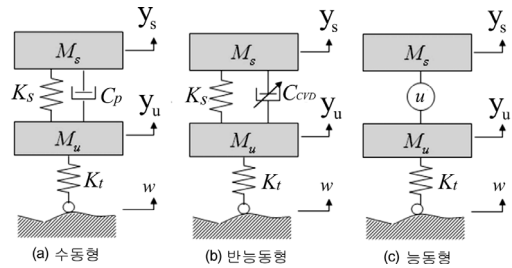


Fig. 1 Types of suspension system

수동형 차량의 경우 차체 질량(M_s)과 차륜(M_u)이 스프링(K_s)과 댐퍼(C_p)로 연결되어 있으며, 타이어(K_t)는 차륜과 연결되어 있다. 타이어는 노면과 항상 접촉되어 있다고 가정한다. 반응동형 현가장치는 스프링과 능동댐퍼가 부착되어 있다. 능동형 현가장치는 차체와 차륜 사이에 액추에이터를 장착하여 차량의 제어로직에 따라 상하방향의 제어력(u)을 발생시킨다. 각 현가장치 별 운동방정식과 제어로직은 다음과 같다.

2.1 수동형 현가장치

수동 시스템의 운동 방정식은 식 (1), (2)로 나타낼 수 있다.

$$M_s \ddot{y}_s = -K_s (y_s - y_u) - C_p (\dot{y}_s - \dot{y}_u) \quad (1)$$

$$M_u \ddot{y}_u = K_s (y_s - y_u) + C_p (\dot{y}_s - \dot{y}_u) - K_t (y_u - w) \quad (2)$$

상태방정식으로 변환하기 위해 차량의 질량, 속도 및 바퀴의 질량, 속도 요소로 구성된 상태 벡터 x 를 다음과 같이 설정한다.

$$[x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [y_s, \dot{y}_s, y_u, \dot{y}_u]^T \quad (3)$$

식 (1), (2)에 상태벡터 x 를 대입하여 정리하면 다음과 같은 상태 방정식으로 표현된다.

$$\dot{x} = Ax + Bw \quad (4)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} - \frac{C_p}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{C_p}{M_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{C_p}{M_u} - \frac{(K_s + K_u)}{M_u} & -\frac{C_p}{M_u} & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_t}{M_u} \end{bmatrix} \quad (5)$$

수동형 차량에서의 차량변수들은 참고문헌 5)에서의 값을 인용하였고 그 값은 Table 1과 같다.

Table 1 Values of the parameters in the passive vehicle

변수명	기호	값
차량 질량(kg)	M_s	337
차륜 질량(kg)	M_u	55
스프링 계수(N/m)	K_s	22,750
타이어 계수(N/m)	K_t	245,000
댐핑 계수(N · s/m)	C_p	1,070

2.2 CVD 반능동 현가장치

반능동 현가시스템의 1/4차량 모델은 차량 상태에 따라서 댐퍼를 능동적으로 운용한다는 것을 제외하고는 수동 시스템의 운동방정식과 동일하다.

반능동 시스템의 제어 알고리즘으로 가장 널리 사용되는 것 중의 하나가 스카이 훅 제어 알고리즘이다. 1974년 Karnopp에 의해 제안된 on-off 제어 알고리즘은 가변댐퍼의 댐핑 계수를 차체의 수직속도와 댐퍼의 속도의 곱에 의해서 결정하는 것이다.

On-off 스카이 훅 제어 알고리즘의 On-off 특성으로 인해 댐핑력의 급격한 변화가 발생하고 이는 차체의 가속도 변화에도 영향을 미쳐 차체의 jerk를 발생시켜 승차감을 저해하는 요소로 알려져 있다. 이에 댐핑계수를 연속적으로 변화시키는 CVD(Continuously Variable Damper) 알고리즘이 D. S. Motta 등에 의해 제안되었다.⁵⁾ 이 시스템에서의 댐핑 계수 (C_{CVD})는 다음의 식 (6), (7)에 따라 결정된다.

$$C_{CVD} = \begin{cases} C_d, & \dot{y}_s(\dot{y}_s - \dot{y}_u) > 0 \\ C_{\min}, & \dot{y}_s(\dot{y}_s - \dot{y}_u) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$C_d = \begin{cases} C_{\max}, & C_s \frac{\dot{y}_s}{(\dot{y}_s - \dot{y}_u)} > C_{\max} \\ C_s \frac{\dot{y}_s}{(\dot{y}_s - \dot{y}_u)}, & C_p < C_s \frac{\dot{y}_s}{(\dot{y}_s - \dot{y}_u)} \leq C_{\max} \\ C_p, & C_s \frac{\dot{y}_s}{(\dot{y}_s - \dot{y}_u)} < C_p \end{cases} \quad (7)$$

여기서,

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 6,000 \text{ Ns/m} \\ C_s &= 0.7 C_{\text{critical}} \approx 3,900 \text{ Ns/m} \\ C_{\text{critical}} &= 2\sqrt{M_s K_s} = 5,538 \text{ Ns/m} \\ C_p &= 1,070 \text{ Ns/m} \\ C_{\min} &= 500 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$

CVD 반능동 제어알고리즘을 적용한 상태방정식은 식 (4)로 표현되는 수동형 시스템과 동일한 형태이며, 상태 매트릭스 A에서 C_p 대신 C_{CVD} 로 대체함으로써 구할 수 있다.

2.3 LQR 능동 현가장치

Fig. 1에서 나타낸 능동형 현가시스템을 장착한 차량 모델은 차체와 차륜 사이에 액추에이터만 장착된 이상적인 형태이나, 액추에이터와 평행하게 수동형 스프링을 적용하면 차체의 정적하중을 액추에이터가 부담하지 않아도 되므로 실용적인 면에서 스프링을 장착하는 것이 유리하다.

스프링을 액추에이터와 병렬 설치한 능동 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_s \ddot{y}_s = -K_{sa}(y_s - y_u) + u \quad (8)$$

$$M_u \ddot{y}_u = K_{sa}(y_s - y_u) - u - K_t(y_u - w) \quad (9)$$

여기서, K_{sa} 는 스프링 계수이고, u 는 액추에이터에서 발생하는 제어력이다. 식 (3)으로 표현된 상태 벡터 x 를 적용하여 운동방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + Bw + Cu \quad (10)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{sa}}{M_s} & 0 & \frac{K_{sa}}{M_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_{sa}}{M_u} & 0 & -\frac{(K_{sa} + K_t)}{M_u} & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_t}{M_u} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_s} \\ 0 \\ -\frac{1}{M_u} \end{bmatrix} \quad (11)$$

LQR 알고리즘을 적용하기 위해 차체 가속도, 현 가장치 변위와 액추에이터 하중을 최소화하는 cost 함수를 설정하였다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T (\rho_1 \dot{y}_s^2 + \rho_2 (y_s - y_u)^2 + \rho_3 u^2) dt \quad (12)$$

$$= \frac{1}{2} \int_0^T (x' Q x + 2x' N u + u' R u) dt$$

여기서,

$$Q = \begin{bmatrix} (\rho_1 (\frac{K_{sa}}{M_s})^2 + \rho_2) & 0 & (-\rho_1 (\frac{K_{sa}}{M_s})^2 - \rho_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ (-\rho_1 (\frac{K_{sa}}{M_s})^2 - \rho_2) & 0 & (\rho_1 (\frac{K_{sa}}{M_s})^2 + \rho_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$N = \begin{bmatrix} -\rho_1 \frac{K_{sa}}{M_s^2} \\ 0 \\ \frac{K_{sa}}{M_s^2} \\ \rho_1 \frac{K_{sa}}{M_s^2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad R = [\rho_1 \frac{1}{M_s^2} + \rho_3] \quad (13)$$

Cost 함수 J 를 만족하는 제어력 u 는 다음 식 (14)로 표현되는 Riccati equation으로 구할 수 있으며, 제어력 u 와 게인 K 는 식 (15)와 같다.⁶⁾

$$A'P + PA - (PB + N)R^{-1}(PB + N)' + Q = 0 \quad (14)$$

$$u = -Kx$$

$$K = R^{-1}(B'P + N') \quad (15)$$

제어력 u 의 게인 매트릭스 K 는 matlab 내장함수 `lqr`을 이용하여 구할 수 있으며, 이 함수의 입력 형태는 다음과 같다.⁶⁾

$$[K, P, ev] = lqr(A, B, Q, R, N) \quad (16)$$

Q, N, R 매트릭스를 구할 때, cost 함수에서의 각 변수의 가중치 ρ_1, ρ_2, ρ_3 를 고려하여야 하는데, 능동형 현가장치에서의 소모 동력을 최소화하기 위해서 본 연구에서는 차체가속도, 현가장치 변위는 1로 두고, 제어력 가중치는 100으로 설정하였다.

수치해석 시 차량의 중량, 바퀴의 중량, 타이어 스프링 계수는 Table 1과 동일하나, 스프링 계수는 수동형의 1/2 값을 취하였다.

2.4 NCF 능동 현가장치

현가장치의 기능은 차체와 차륜사이에 장착되어 노면으로부터 전달되어오는 진동을 차단하는 것이다. 완벽한 기능의 현가장치는 노면의 진동을 완전히 차단하고 단지 차체 중량인 정하중만을 차체에 작용하는 것일 것이다. 정하중만이 작용하는 차체는 외력의 합이 0이 되므로 수직가속도도 0이 되어 완벽한 승차감을 가질 수 있다.³⁾ NCF 제어 알고리즘은 이러한 상태 구현을 목적으로 하는 능동형 현가장치 제어 알고리즘이다. 수동형 선형 스프링을 병렬 장착한 현가장치에서 NCF 알고리즘의 핵심 개념인 스프링의 동적하중을 피드백 하는 제어력은 다음 식 (17)과 같다.

$$u' = f(y) = K_{sa}(y_s - y_u) \quad (17)$$

식 (17)의 제어 하중의 경우 스프링 변위로만 구성되어 있어, 댐퍼가 없는 undamped 시스템으로 제어가 불안정할 수 있어, 스카이 훅 제어 개념을 추가로 도입하여 표현하면 다음과 같다.

$$u'' = f(y) - k_{sky}\dot{y}_s = K_{sa}(y_s - y_u) - k_{sky}\dot{y}_s \quad (18)$$

식 (18)으로 표현되는 제어력을 얻기 위해서, 가속도를 적분하여 차량의 수직속도를 구할 수 있으나, 가속도 신호의 오프셋에 의한 속도 드리프트(drift) 문제 등을 해결해야 하는 어려움이 있다. 이에 따라 본 논문에서는 차체와 차륜의 상대속도를 이용하여 제어력을 계산하는 방식을 적용하였다. 이를 식으로 표현하면 식 (19)로 표현될 수 있다.

$$u = f(y) - k_{sky}(\dot{y}_s - \dot{y}_u) \\ = K_{sa}(y_s - y_u) - k_{sky}(\dot{y}_s - \dot{y}_u) \quad (19)$$

본 논문에서는 측정의 용이함에 따른 실용성을 높이고자 현가장치의 상대속도를 이용하는 식 (19)를 적용하여 제어력을 계산하였다. 스프링 계수는 수동형의 1/2 값을 취하였고, 상대속도 계인은 CVD 반능동시스템에서의 가장 작은 댐핑 계수인 500 Ns/m를 적용하였다.

3. 수치해석 결과

앞서 소개된 수동시스템, CVD 반능동 시스템, LQR 능동 시스템 및 NCF 능동시스템에 대한 수치해석을 실시하였다. 적분기는 Runge-Kutta 4th order 적분기를 적용하였고, time 스텝은 0.01s로 설정하였다.

노면 가진은 0.5s에서 시작되는 0.05m 진폭의 step 파형과, 차체의 공진주파수에 해당하는 가진 주파수를 가지는 정현파 노면 그리고 야지노면을 적용하였다. 차량별 동특성은 차체의 변위, 차륜의 변위, 차체의 가속도, 현가장치 변위 및 타이어 변위로 평가하였다. 야지 노면에서는 승차감을 평가하는 성능지수인 흡수동력(Absorbed Power)으로 비교하였다.

3.1 Step 파형 입력 결과

Fig. 2에서 step 파형 인가 시의 차체변위 결과를 나타내었다. 수동형, CVD 반능동형에서는 Overshooting이 발생하였고, 능동형인 LQR, NCF에서는 Over Damped 특성이 나타났다. 이에 따라 LQR, NCF 능동형 시스템이 범퍼와 같은 충격력이 작용하는 노면 주행 시에도 안정된 차체 운동을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.

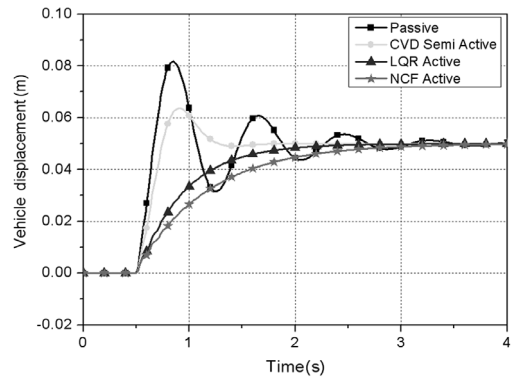


Fig. 2 Vertical displacements of vehicle body in the step excitation

Fig. 3에 차체의 가속도 값을 나타내었다. CVD 반능동형 시스템의 가속도 최대값은 수동형의 73% 수준이었으며, NCF 능동형은 수동형의 42% 수준으로 나타났다. LQR 능동형은 NCF 능동형과 유사한 가속도 패턴과 크기를 나타내었다.

Fig. 4에서 현가장치 변위 특성을 나타내었다. Step 범퍼 충격 순간의 값(최솟값)에서는 서로 유사하였으나, 수동형의 경우, 0값 이상인 overshooting이 가장 크게 나타났다. CVD반능동 시스템과 LQR, NCF 능동시스템의 경우에는 평형상태에 도달하기까지 많은 진동 형태가 발생하였다. 이러한 진동 형태는 Fig. 2에 나타난 차체의 진동형태를 고려할 때 차륜의 진동 형태에 따라 발생하였다고 판단할 수 있다. LQR, NCF 능동 시스템의 경우에는 (-) 값 아래에서 진동하는 형태로 나타났고 시간이 경과하면서 0 값에 수렴하였다.

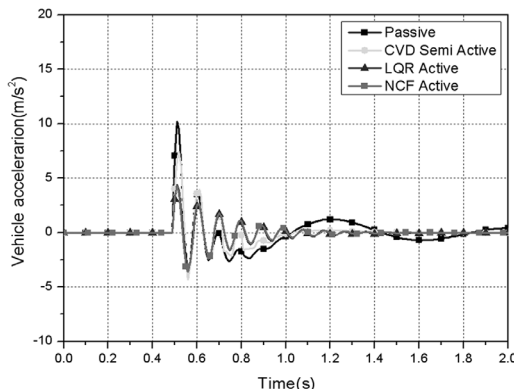


Fig. 3 Vertical accelerations of vehicle body in the step excitation

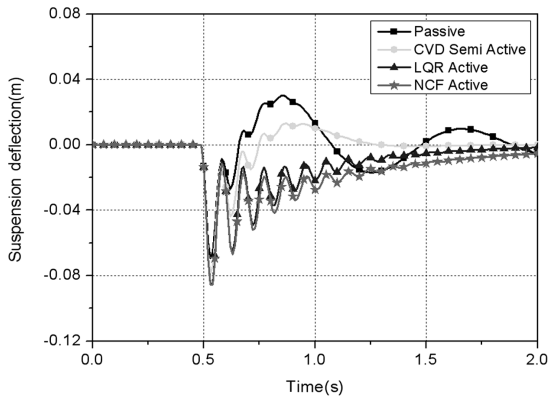


Fig. 4 Suspension displacements of the systems in the step excitation

차륜변위 해석결과, 4개의 모든 시스템에서 가진 입력 0.05m를 중심으로 진동이 빠르게 발생하는 형태를 가지나, LQR, NCF 능동형인 경우가 진폭이 크고, 진동이 더 많게 나타났다. 수동형 시스템이 차륜 변위의 진폭이 상대적으로 가장 작고, 안정화 속도가 빠르게 나타났다.

타이어 변위 특성은 차륜 변위의 형태와 유사하게 나타났으며, 수동형과 반능동형이 LQR, NCF 능동시스템보다 타이어 변위가 더 적게 나타났다. LQR, NCF 능동시스템의 경우, 타이어 변위가 안정되기까지 진동의 횟수가 수동형보다도 더 많은 시간이 소요되었다. 능동형인 LQR과 NCF 시스템은 거의 유사한 특성을 나타내었다.

Step 파형에서의 수치해석 결과를 정리하여 최댓값을 나타내면 다음 Table 2와 같다.

요구 제어력의 경우 LQR과 NCF가 크기와 형태가 거의 유사하게 나타났다. NCF 시스템에서 (-) 방향으로 최대 1,750N의 제어력이 발생하여, 차체 질량 337kg을 고려 시 차체 중량의 약 53% 수준의 제어력이 요구되었다.

Table 2 The results of step profile input

구분	Passive	CVD	LQR	NCF
차체변위(m)	0.082	0.064	0.050	0.050
차체가속도(m/s ²)	10.20	7.45	4.38	4.30
현가장치 변위(m)	0.030	0.013	0	0
차륜변위(m)	0.075	0.082	0.088	0.089
타이어 변위(m)	0.025	0.032	0.038	0.039

3.2 Sine 파형 입력 결과

앞서의 4가지 현가 시스템에 대해 차량의 조건들은 Step 파형과 동일하게 두고, 노면 입력을 Sine 파형으로 하여 수치해석을 실시하였다. Sine 파형의 진폭은 ±0.05m이며, 가진 주파수는 차체의 공진주파수를 적용하였다.

$$w_n = \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} = \sqrt{\frac{22,750}{337}} = 8.22 \text{ (rad/s)}$$

$$f_n = \frac{w_n}{2\pi} = \frac{8.22}{2\pi} = 1.308 \text{ (Hz)} \quad (20)$$

Fig. 5에서 차체 변위 해석결과를 나타내었다. 수동형 차량의 경우 최대 진폭이 0.15m가 발생하여 노면 입력 0.05m의 3배 크기로 증폭되었다. CVD 반능동 시스템의 차체 변위는 0.05m로서 수동형에 비해서는 1/3 수준으로 많이 개선되었으나 노면 입력 크기와 유사한 수준으로 나타났다. 이에 반해 NCF 능동형 현가장치는 최대 진폭이 0.014m로서 수동형의 9.5% 수준이며, CVD 반능동형의 26% 수준으로 나타나 진동 흡수 능력이 아주 우수하였다. LQR은 NCF와 유사한 성능을 나타내었다.

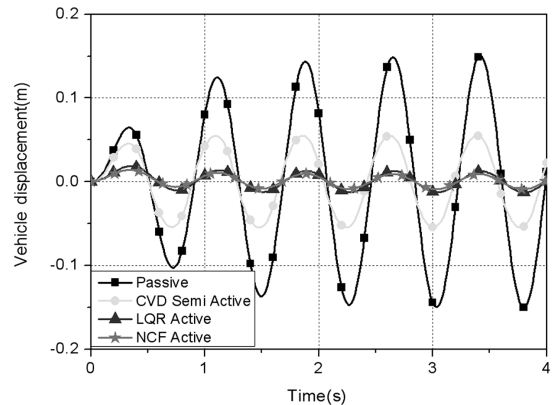


Fig. 5 Vertical displacements of vehicle body in the sine excitation

Fig. 6에 차체 가속도를 나타내었다. 차체 가속도의 경우, NCF 능동시스템 가속도의 최댓값이 수동형 대비 11% 수준으로 나타나 성능이 가장 우수하였다. CDV 반능동 시스템은 수동형의 46% 수준으로 나타났다. LQR 시스템은 NCF와 유사한 성능을 나타내었다.

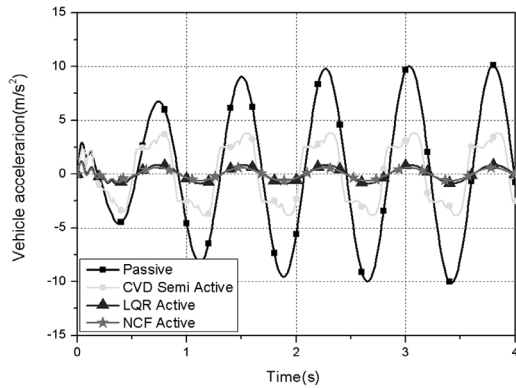


Fig. 6 Vertical accelerations of vehicle body in the sine excitation

가속도 파형의 형태측면에서 볼 때도 LQR과 NCF 능동형 시스템의 경우, 수동형의 값보다 크게 작으면서 연속적인 Sine 파형을 나타내 실제 승차감은 아주 부드러운 느낌을 제공할 것으로 예상된다. 반능동형 시스템의 경우에는 파형이 불연속적 특성을 가지는데 이는 속도-댐핑력 선도에서 1사분면과 3사분면에만 작용하는 능동 댐퍼 특성에 기인한 것으로 판단된다.

차륜 변위는 4개 시스템 모두 최댓값이 0.53~0.55m의 범위에 있어 유사한 값을 나타내었고, 패턴 형상도 유사하였다. 차륜의 변위는 노면 입력 파형과 거의 동일한 위상을 나타내는데 이는 차륜과 노면 사이에 위치한 타이어의 강성이 충분히 커서 차륜이 정현파형의 노면을 그대로 따라가는 현상에 의한 것으로 판단된다.

현가장치 변위는 수동형의 경우 최댓값이 0.14m로서 노면 입력치 대비 3배 수준으로 증폭 운동하였다. 이는 차체의 공진주파수에 의한 차체 운동의 효과로 판단된다. 그러나 반능동형 및 능동형의 경우 노면 입력과 유사한 범위인 진폭 0.05m의 부드러운 운동 형태를 나타내었다.

타이어 변위의 경우 LQR, NCF 능동형 시스템이 시뮬레이션의 초기인 과도 단계를 지나 정상상태인 경우, 수동형과 반능동형 시스템보다 우수하였다. 과도단계에서는 최댓값이 0.009m로서 수동형의 값과 유사하게 나타났다. 정상상태에서의 LQR, NCF 능동시스템의 타이어 변위는 수동형의 33% 수준으로서 sine 파형 입력에서는 승차감 뿐만 아니라 조종

Table 3 The results of sine profile input

구분	Passive	CVD	LQR	NCF
차체 변위(m)	0.150	0.055	0.019	0.014
차체 가속도(m/s ²)	10.13	3.831	1.212	1.122
차륜 변위(m)	0.054	0.055	0.053	0.054
현가장치 변위(m)	0.140	0.056	0.055	0.054
타이어 변위(m)	0.010	0.006	0.003 (0.009)	0.003 (0.009)

안정성도 우수한 특성을 가지는 것으로 나타났다.

요구 제어력의 경우 LQR과 NCF가 크기와 형태가 거의 유사하게 나타났다. NCF 시스템에서 최대 600N의 제어력이 발생하여, 차체 중량의 약 18% 수준의 제어력이 요구되었다.

Sine 파형에서의 수치해석 결과를 정리하여 최댓값을 나타내면 Table 3과 같다.

3.3 야지노면 입력 결과

세 번째 성능평가를 위해 야지 노면 입력에 대한 성능을 계산하였다. Fig. 7에 나타낸 노면은 미국의 TACOM에서 제시한 표준 야지 지형 중의 하나로서 1.03inch RMS노면으로 불리워진다. 노면의 길이는 약 305m이고, 노면 높이의 최댓값은 0.0442m, 최솟값은 -0.1831m, 평균값은 -0.0638m 이다. 노면의 rms 값은 0.07685m 이다.

승차감을 평가하는 하나의 지표로서 흡수 동력 (Absorbed Power)라는 지수가 있다. 이 지수는 미국에서 1960년대 중반부터 인체의 진동 흡수율에 대한 연구결과로 도출된 지수로서 한 개의 숫자로 표

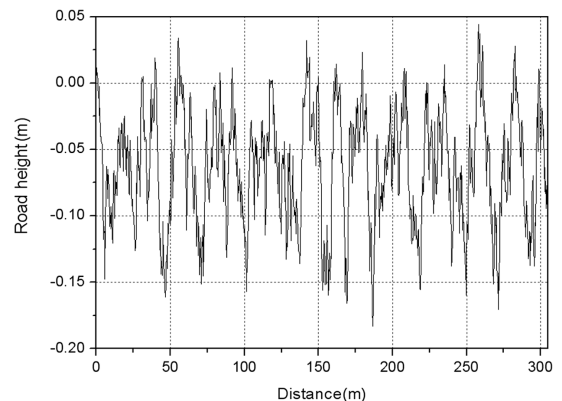


Fig. 7 1.03" RMS off-road TACOM test track

시되며 단위는 W(Watt)이다.

군용 기동장비의 흡수 동력 한계치는 6W로 설정되어 있는데, 평균적인 체력조건의 승무원이 이 값 이하에서 임무를 효과적으로 수행할 수 있다. 흡수 동력이 10, 20W 등의 높은 값에서는 잠시 동안은 견딜 수 있으나, 얼마 지나지 않아 부상을 입거나 차량의 손상이 일어나는 수준으로 알려져 있다. 흡수 동력의 계산식은 다음과 같다.⁷⁾

$$AP = \lim_{t \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{t} \int_0^t [a(t) * h(t)]^2 dt \right\} \quad (21)$$

여기서 $a(t)$ 는 가속도이며 단위는 ft/s^2 이다. 그리고 $h(t)$ 는 다음과 같다.

$$h(t) = \frac{15.453s(s+5)}{(s^2+28.3s+2800)(s^2+80s+7570)} \cdot \frac{(s+6)(s^2+29.8s+1000)}{(s^2+39.1s+3800)(s^2+100s+5180)} \quad (22)$$

앞서의 4개 차량에 대해 차량의 속도를 10~60 km/h의 범위에서 10km/h 씩 증가시키면서 흡수 동력을 계산하였다. 각 차량별 속도별 흡수동력 계산 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

수동형 차량의 경우에는 한계치인 6W에 도달하는 속도가 25km/hr 정도에서 발생할 것으로 예측(interpolation)되고, 반능동형 현수장치 차량의 경우에는 31km/hr에서 도달할 것으로 예측된다.

반면 능동형인 LQR과 NCF의 경우에는 흡수 동력의 계산 값이 서로 유사하게 나타나 Fig. 8에서

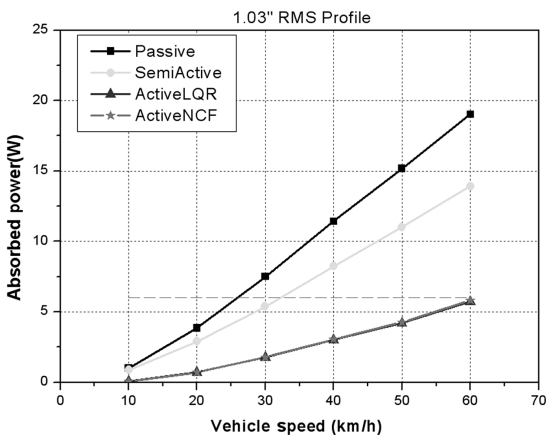


Fig. 8 Absorbed power results

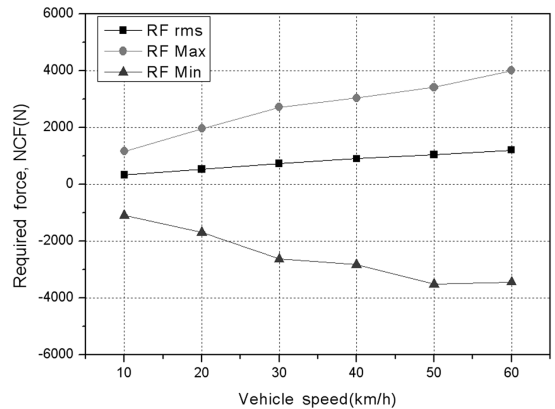


Fig. 9 Required force for the NCF algorithm

겹쳐 그려졌으며, 6W에 도달 속도는 61km/h로 예측된다. 이에 따라 이 노면에서는 NCF 능동형 차량이 수동형 차량보다 2.44배 더 빨리 달릴 수 있을 것으로 예측된다.

NCF 알고리즘 적용 시 요구되는 제어력을 Fig. 9에 나타내었다. 차량 주행 속도에 따라 요구 제어력은 지속적으로 증가하는 경향을 나타내었다. Fig. 9에서 나타낸 최대 속도 60km/h에서 제어력 rms 값은 1,210 N로서 정적하중 3,306N의 약 37% 수준이었다. 최대 하중은 4,009N, 최소 하중은 -3,435N으로서 정적하중의 121.3%, -103.9%로 계산되었다.

주행 속도 증가에 따라 요구 제어력의 rms값 증가 비율에 비해 최대치, 최소치의 증가비율이 2~3배로 더 크게 나타나고, 액추에이터의 설계 요구조건 경감을 위해 제어력에 제한 조건을 설정하여 동일한 노면에서 수치해법을 구하였다. 제어력의 한도는 최대 속도인 60km/h에서 요구 제어력 rms 값이 1,210N으로 정적하중의 37% 수준이므로 이의 2배 수준인 70%, ±2,314N으로 설정하였다.

Fig. 10에서 한도를 설정한 제어력을 적용한 후 구한 시뮬레이션 결과이다. 차량 주행 속도에 대한 요구 제어력의 rms 값, 최댓값, 최솟값과 흡수 동력을 나타내었다. 그 결과 흡수동력은 제어력 한도를 설정하지 않은 경우와 유사하거나 오히려 더 낮은 값을 가지는 것으로 계산되었다. 20km/h 이하에서는 최대, 최소치가 제한 요구력 이내의 경우이므로 두 경우가 동일하였고, 제한 요구력 이상의 제어력이 필요한 30km/h 이상의 속도에서는 요구력 제한

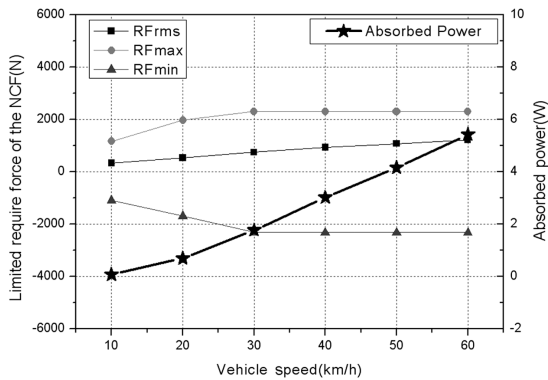


Fig. 10 Required force for the NCF algorithm in the limited force condition

을 두는 경우가 흡수동력이 더 적게 계산되었다. 60km/h에서는 제한이 없는 경우 흡수동력이 5.83W 이었으나, 제한을 설정한 경우 5.43으로서 약 7% 정도 더 낮게 나타났다.

4. 결론

스프링의 동적하중과 현가장치의 상대속도만을 피드백 하는 NCF 제어 알고리즘을 제안하였으며, 이 알고리즘을 1/4차량 모델에 적용하여 수치해석을 실시하였다. 성능지표를 계산하고 이 값을 수동형, CVD 반능동 제어 차량과 전 상태 피드백 LQR 능동 제어 차량의 성능과 비교하였다.

그 결과 본 논문에서 제안한 NCF 제어 알고리즘을 적용한 능동 현가장치 장착 차량이 Step, Sine, 야지 노면 입력 하에서 수동형과 반능동형 차량과 비교시 월등히 우수한 성능을 가지는 것으로 나타났다.

Step 파형 입력 시에는 NCF 능동 차량의 가속도는 수동형의 42%, Sine 파형 입력 시에는 수동형의 11% 수준으로 나타나 승차감이 아주 우수한 것으로 나타났다. Sine 파형 입력 시 차체변위는 수동형의 9.3% 수준으로 나타나 차체 안정성도 우수하였다.

1.03" RMS 야지 노면 입력 하에서는 NCF 능동 차량의 주행 가능 속도는 흡수동력 6W를 기준으로 60km/h 수준으로서 이는 수동형 차량 대비 2.44배 수

준이다. 요구 제어력을 차량 정적하중의 70% 수준으로 제한한 경우에도 우수한 성능을 나타내었다.

동일한 능동형 시스템인 LQR 알고리즘과 비교시, NCF 알고리즘이 유사한 성능을 나타내었다. 그러나 전체 상태 변수를 피드백하는 LQR 알고리즘에 비해 NCF 알고리즘은 차체와 차륜사이의 장착한 변위계(스프링 동적하중 계산)와 그 미분 신호(상대속도 계산)만으로 제어력을 계산할 수 있어 NCF 알고리즘의 실용성이 우수한 것으로 판단된다.

References

- 1) Y. B. Lee and O. S. Song, "Practical Semiactive Control of Hydropneumatic Suspension Units," J. of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol.6, No.4, pp.9-21, 2003.
- 2) D. A. Weeks, J. H. Beno, A. M. Guenin and D. A. Bresie, "Electromechanical Active Suspension Demonstration for Off-road Vehicles," SAE 2000-01-0102, 2000.
- 3) F. B. Hoogterp, J. H. Beno and D. A. Weeks, "An Energy Efficient Electromagnetic Active Suspension System," SAE 970385, 1997.
- 4) Y.-I. Sohn, S.-G. Kim, S.-M. Lee, Y.-J. Ko and K.-D. Lee, "Control Simulation of 6-Wheeled Vehicle with Active Suspension," Annual Conference Proceedings, KSAE, pp.750-755, 2009.
- 5) D. S. Motta, D. E. Zampieri and A. K. A. Pereira, "Optimization of a Vehicle Suspension Using a Semi-active Damper," SAE 2000-01-3304, 2000.
- 6) B. Shahian, M. Hassul, Control System Using Matlab, Prentice-Hall International Inc. pp.369-370, 1993.
- 7) K. Efatpenah, Manual and Automatic Control of an Active Suspension for High-speed Off-road Vehicles, Ph. D. Dissertation, The University of Texas at Austin, Texas, 1999.