

전차량모델에 대한 설계변수 민감도 해석

Parameter Sensitivity Analysis for Full Vehicle Model

남 경 모* 하 태 완*

Kyung-Mo Nam Tae-Wan Ha

Abstract

Passengers and mounted equipments on a vehicle are exposed to the vibration when it is driven on the road. To minimize the vibration and improve the dynamic characteristics of a vehicle are important factors. Those are changed by modifying parameters of the vehicle. To save development cost and time, simulation methods using vibration model have been widely used before making the real vehicle. In this paper two aimed functions, displacement between wheels and the body and acceleration of the body, have been defined for the parameter sensitivity analysis of the large vehicle. Full Vehicle Model having 11 degrees of freedom applied to solve those issues.

Keywords : Full Vehicle Model(전차량모델), Sensitivity(민감도), Vibration(진동), Acceleration(가속도), Natural Frequency(고유진동수)

1. 서 론

차량이 비포장 도로 및 야지를 주행하게 되면 차량에 진동이 발생하게 되고 발생된 진동은 탑승자나 장비에 직접적인 영향을 미치게 된다. 차량진동을 최소화하고 기동성능을 최적화하기 위해서는 차량의 동특성에 영향을 미치는 설계변수 설정과 적절한 값을 설정하는 것이 중요하다. 설계변수란 차량을 구성하는 현가장치, 타이어, 차량의 무게중심, 장비와 바퀴의 장착위치 등이 될 수 있는데 차량의 사용 목적에 따라서 기본적으로 정해지는 것도 있지만 설계과정에서 동특

성을 개선하기 위해서 변경이 가능한 것도 있다. 설계변수 값을 정하는 데는 경험과 시험 결과를 사용하는 것이 가장 확실한 방법이 될 수 있지만 많은 시간과 비용이 소요 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 차량모델을 사용하여 설계변수 값을 확정하기 전에 시뮬레이션을 수행하는 방법들이 많이 연구되고 있다^[1,2]. 차량의 바운스(Bounce), 피치(Pitch), 롤(Roll) 운동을 모두 표현하기 위해서는 7자유도를 가지는 전차량모델(Full Vehicle Model)이 필요하다. 전차량 모델을 사용하여 차량의 동특성을 파악하기 위해서, 본 논문에서는 목적함수로 차량몸체의 가속도(Acceleration of the Body)와 상대변위(Displacement between Wheels and the Body)를 설정하고 설계변수의 변화에 대한 응답의 변화를 살펴보았다. 전자는 탑승자와 탑재장비에 미치는 진동을 평가하기 위해서 설정하였으며, 후자는 불규칙

* 2012년 6월 12일 접수~2012년 10월 19일 계재승인

* 국방과학연구소(ADD)

책임저자 : 남경모(nam3552@hanmail.net)

한 노면에서 바퀴의 바운스와 차체의 바운스에 의한 상호 간섭을 고려하기 위해서 설정하였다. 이러한 두 경우에 대한 분석을 위해서, 바퀴가 8개인 대형차량의 거동을 시뮬레이션 할 수 있는 11자유도 전차량모델을 사용하였다. 또한 시험을 통해서 검증된 설계변수^[1]를 사용하여 목적함수의 응답을 구하고, 설계변수 변화에 대한 민감도 분석을 수행하였다.

2. 전차량 모델

대형차량(바퀴 8개)의 전차량 모델을 Fig. 1과 같이 구현하였다. 현가장치는 스프링(k_n), 댐퍼(c_n)로 타이어는 스프링(k_t)과 질량(m_t)으로 표현하였으며, 독립현가장치인 바퀴의 8개자유도와 무게중심에서(CG) 바운스, 퍼치, 롤 3자유도를 합하여 11자유도의 모델을 만들었다. 무게중심점에서 각 축간의 거리를 a, b, e, f로 나타내고, 좌우 바퀴의 거리를 d, c로 나타내었다.

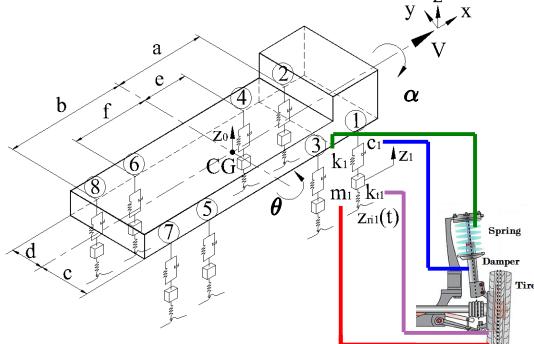


Fig. 1. Full Vehicle Model

차량의 좌표는 전진을 x, 좌우를 y, 상하방향을 z로 나타냈으며, V는 속력을 나타낸다. 현가장치와 타이어의 자유도는 수직방향(z_n)으로만 한정하였으며, 이렇게 표현된 차량의 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\ddot{Mz} + \dot{Cz} + Kz = u \quad (1)$$

M 은 질량행렬, C 는 감쇠행렬, K 는 강성행렬, u 는 외력에 해당하는 것으로 타이어 스프링 상수에 노면의 변위를 곱한 값으로 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 여

기서 ri 는 노면의 변위량을 나타낸다. 운동방정식을 풀기위한 라그랑지 방정식은 식 (3)과 같다. 여기서 n은 모델의 자유도를 나타낸다.

$$u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & k_{t1}z_{r11} & k_{t2}z_{r12} & k_{t3}z_{r13} & k_{t4}z_{r14} \\ k_{t5}z_{r15} & k_{t6}z_{r16} & k_{t7}z_{r17} & k_{t8}z_{r18} \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_j} \right) + \frac{\partial D}{\partial q_j} + \frac{\partial U}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1,2,\dots,n) \quad (3)$$

여기에서, 운동에너지 T , 감쇠함수 D , 포텐셜에너지 U 는 식 (4~6)와 같다^[1].

$$T = \frac{1}{2} M_0 \dot{z}_0^2 + \frac{1}{2} I_\theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_\alpha \dot{\alpha}^2 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} D = & \frac{1}{2} c_1 (\dot{z}_0 - \dot{z}_1 + \dot{z}_{1ac})^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{z}_0 - \dot{z}_2 + \dot{z}_{2ad})^2 \\ & + \frac{1}{2} c_3 (\dot{z}_0 - \dot{z}_3 + \dot{z}_{3bc})^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{z}_0 - \dot{z}_4 + \dot{z}_{4bd})^2 \\ & + \frac{1}{2} c_5 (\dot{z}_0 - \dot{z}_5 + \dot{z}_{5ec})^2 + \frac{1}{2} c_6 (\dot{z}_0 - \dot{z}_6 + \dot{z}_{6cd})^2 \\ & + \frac{1}{2} c_7 (\dot{z}_0 - \dot{z}_7 + \dot{z}_{7fc})^2 + \frac{1}{2} c_8 (\dot{z}_0 - \dot{z}_8 + \dot{z}_{8fd})^2 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} U = & \frac{1}{2} k_1 (z_0 - z_1 + z_{1ac})^2 + \frac{1}{2} k_2 (z_0 - z_2 + z_{2ad})^2 \\ & + \frac{1}{2} k_3 (z_0 - z_3 + z_{3bc})^2 + \frac{1}{2} k_4 (z_0 - z_4 + z_{4bd})^2 \\ & + \frac{1}{2} k_5 (z_0 - z_5 + z_{5ec})^2 + \frac{1}{2} k_6 (z_0 - z_6 + z_{6cd})^2 \\ & + \frac{1}{2} k_7 (z_0 - z_7 + z_{7fc})^2 + \frac{1}{2} k_8 (z_0 - z_8 + z_{8fd})^2 \end{aligned} \quad (6)$$

식 (4~6)를 식 (3)에 대입하여 정리하면 차량몸체의 바운스를 표현할 수 있는 운동방정식이 식 (7)와 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} M_0 \ddot{z} + & (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5 + c_6 + c_7 + c_8) \dot{z} \\ & + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + k_6 + k_7 + k_8) z_0 \\ & + (c_1 a + c_2 a + c_3 e + c_4 e - c_5 f - c_6 f - c_7 b - c_8 b) \cos \theta \dot{\theta} \\ & + (k_1 a + k_2 a + k_3 e + k_4 e - k_5 f - k_6 f - k_7 b - k_8 b) \sin \theta \\ & - (c_1 c - c_2 d + c_3 c - c_4 d + c_5 c - c_6 d + c_7 c - c_8 d) \cos \alpha \dot{\alpha} \\ & - (k_1 c - k_2 d + k_3 c - k_4 d + k_5 c - k_6 d + k_7 c - k_8 d) \sin \alpha \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & -c_1\dot{z}_1 - k_1z_1 - c_2\dot{z}_2 - k_2z_2 - c_3\dot{z}_3 - k_3z_3 - c_4\dot{z}_4 - k_4z_4 \\ & - c_5\dot{z}_5 - k_5z_5 - c_6\dot{z}_6 - k_6z_6 - c_7\dot{z}_7 - k_7z_7 - c_8\dot{z}_8 - k_8z_8 = 0 \end{aligned}$$

1차축 오른쪽 (8), 1차축 왼쪽 (9)의 상하 운동을 표현할 수 있는 운동방정식은 식 (8, 9)과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} m_1\ddot{z}_1 + c_1\dot{z}_1 + (k_1 + k_{t1})z_1 - c_1\dot{z}_0 - k_1z_0 - c_1a\cos\theta\dot{\theta} \\ - k_1a\sin\theta + c_1c\cos a\dot{\alpha} + k_1c\sin\alpha - k_{t1}z_{r1} = 0 \quad (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_2\ddot{z}_2 + c_2\dot{z}_2 + (k_2 + k_{t2})z_2 - c_2\dot{z}_0 - k_2z_0 - c_2a\cos\theta\dot{\theta} \\ - k_2a\sin\theta - c_2d\cos a\dot{\alpha} - k_2d\sin\alpha - k_{t2}z_{r2} = 0 \quad (9) \end{aligned}$$

식 (7~9)을 선형화하기 위해서 $\sin\theta$ 는 θ 로, $\cos\theta$ 는 1로 근사화 하였다. 차량몸체의 바운스 뿐만 아니라, 휠, 꾀치 운동을 나타내는 운동방정식과 차량 바퀴 (1~8번)의 운동방정식을 구하여 정리하면, 식 (1)의 M , C , K 를 구할 수 있다.

3. 목적함수

모델에 사용되는 설계변수와 값은 Table 1과 같다^[1]. 입력으로 단일범프 도로 노면의 변위와 차량속도를 설정하고, 설계변수를 변화시키면 설계변수 변화에 대한 목적함수의 결과 값을 얻을 수 있다^[3~4].

가. 상대변위

독립현가장치에 장착된 바퀴의 바운스는 리지드 액슬(Rigid Axle)에 장착된 바퀴의 바운스 보다 상대적으로 크게 발생한다. 차량을 설계할 때 이러한 점을 고려하여 차체와 부딪치지 않도록 일정한 거리를 두고 설계를 한다. 하지만 차량이 주행을 하면 지면의 높이 변화와 바퀴가 지면으로부터 리바운스 되는 정도에 따라서 차체와의 거리가 좁혀졌다 들어났다 하게 된다. 또한 차체도 현가장치로부터 전달되는 진동 때문에 상하운동을 하게 되는데 바퀴와 차체의 상대거리가 설계치 보다 커지게 되면 큰 충격이 발생하게 된다. 이러한 충격을 줄이기 위해서 고무댐퍼를 설치하고는 있으나 설계변수를 조절하여 충돌을 방지할 수 있도록 설계하는 것이 중요하다. 하중조건의 변화에 의해서 설

계변수를 조절하게 될 경우에는 상대변위 설계조건을 만족할 수 있도록 변경되는 설계변수의 변위선정이 중요하다. 이러한 설계변수의 범위를 설정하기 위해서는 설계변수의 민감도해석을 수행하는 것이 필요하다^[3~4]. 상대변위에 영향을 미치는 설계변수의 민감도 해석을 위해서 M_0 , c , k , k_{ti} , m_i 5개의 설계변수를 설정하였다. 표준모델을 사용하여 단일범프를 15km/h로 통과하는 상황에서 변수의 수치를 $\pm 10\%$ 까지 2%씩 변화시켜 가며 해석을 수행하였다. Fig. 2는 표준모델이 단일범프를 통과할 때 발생하는 바퀴와 차체의 변위를 그린 것이다. Fig. 2에서 두 변위 차가($z_1 - z_0$) 가장 커지는 구간이 바퀴와 차체가 가장 가까워지는 순간이다.

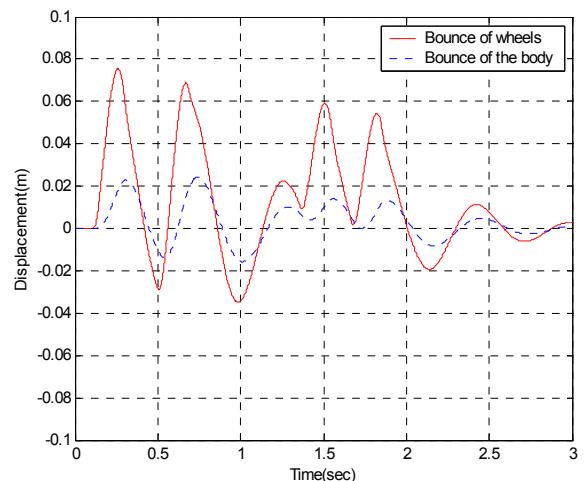


Fig. 2. Bounce of wheels and the body on a single bump

표준모델의 변위차이를 $\delta_{z_{ir} - z_{0r}}$ 라고, 설계변수를 각각 M_{0r} , c_r , k_r , k_{tir} , m_{ir} 이라 한다면 식 (10)와 같이 표현된다. 여기서 i 는 바퀴의 번호이며, r 은 표준모델을 나타낸다. 이때, 각 설계변수 변화로 얻어지는 변위차를 $\delta_{z_i - z_0}$ 라 하면 식 (11)와 같이 표현된다.

$$\delta_{z_{ir} - z_{0r}} = f(M_{0r}, c_r, k_r, k_{tir}, m_{ir}) \quad (10)$$

$$\delta_{z_i - z_0} = f(M_0, c, k, k_{ti}, m_i) \quad (11)$$

Fig. 3의 x 축은 각 설계변수의 증감되는 비율을 나타낸 것이고, y 축은 $\delta_{z_i - z_0} / \delta_{z_{ir} - z_{0r}}$ 값을 나타낸 것이다.

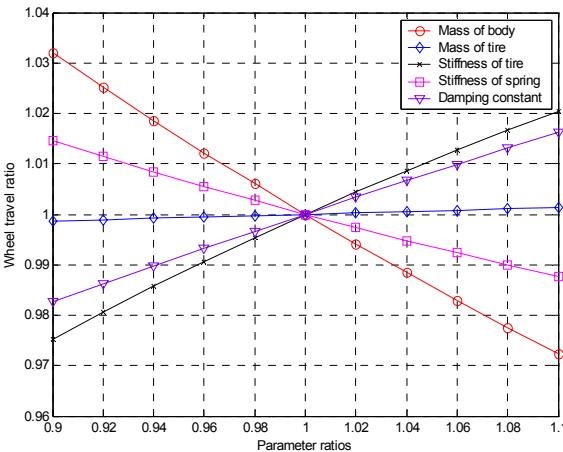


Fig. 3. Parameter sensitivity for displacement between wheels and the body

Table 1. FVM Parameters

| Parameter | Numerical value |
|----------------------------------|-----------------|
| M_0 | 37,416 |
| I_θ | 4.0444e5 |
| I_a | 1.0703e4 |
| k_1, k_2, k_3, k_4 | 1.05e6 |
| k_5, k_6, k_7, k_8 | 0.87e6 |
| c_1, c_2, \dots, c_8 | 53,740 |
| m_1, m_2, \dots, m_8 | 283 |
| $k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$ | 1.23e6 |
| $k_{t5}, k_{t6}, k_{t7}, k_{t8}$ | 0.98e6 |
| a | 3.834 |
| e | 1.934 |
| b | 3.766 |
| f | 2.266 |
| c | 1.203 |
| d | 1.183 |

나. 차량몸체의 가속도

차체에 전달되는 가속도는 차체에 탑재되는 전자장비의 성능저하나 고장 발생의 원인이 되며, 탑승자의 승차감에 영향을 미치게 된다. 설계변수의 민감도해석

을 위해서 목적함수를 차량몸체의 가속도로 설정하고 M_0, c, k, k_{ti}, m_i 5개의 주요 변수를 설정하였다. 표준모델을 사용하여 단일범프를 15km/h로 통과 상황에서 설계변수의 수치를 $\pm 10\%$ 까지 2%씩 변화시켜가며 해석을 수행하였다. 설계변수를 각각 $M_{0r}, c_r, k_r, k_{tir}, m_{ir}$ 이라 하고, 표준모델의 가속도를 acc_{z_0r} 라 한다면 식 (12)와 같이 표현된다.

$$acc_{z_0r} = f(M_{0r}, c_r, k_r, k_{tir}, m_{ir}) \quad (12)$$

이때, 각 설계변수가 변해서 얻어지는 기속도를 acc_{z_0} 라 한다면 식 (13)과 같이 표현된다.

$$acc_{z_0} = f(M_0, c, k, k_{ti}, m_i) \quad (13)$$

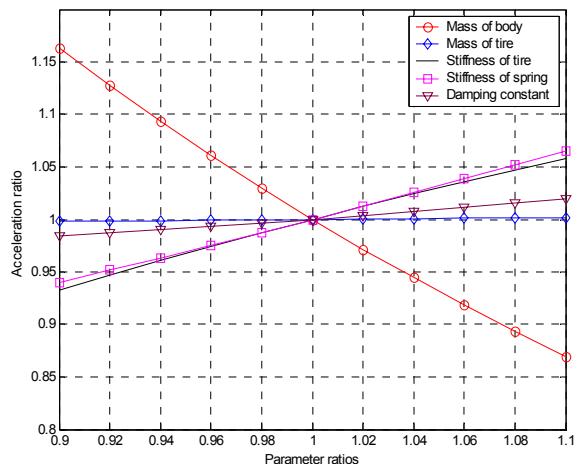


Fig. 4. Parameter sensitivity for acceleration of the body

Fig. 4의 x축은 각 변수의 증감되는 비율을 나타낸 것이고, y축은 acc_{z_0}/acc_{z_0r} 값을 나타낸 것이다.

다. 고유진동수

설계변수가 변함에 따라서 진동응답이 변하고, 동시에 고유진동수의 변화가 수반된다. 고유진동수의 변화는 차량설계에 있어서 중요한 요소이므로 설계변수 변경시 함께 고려되어야 한다. Table 2는 설계변수를 $\pm 10\%$ 변화 시켰을 때 고유진동수의 변화를 나타낸 것이다. 고유진동수가 차량의 질량이 증가할 때 낮아지고, 스프링상수 값이 증가할 때 증가하는 것을 볼

수가 있다. 감쇠에 의한 고유진동수의 변화는 발생하지 않는 것도 확인할 수 있다.

Table 2. Natural frequency variation

* unit : Hz

| | -10% | | | 기준 | +10% | | |
|------------|--------|-------|------|---------------------------|--------|-------|------|
| | bounce | pitch | roll | bounce, pitch, roll | bounce | pitch | roll |
| M_0 | 1.76 | 1.53 | 4.77 | 1.68, 1.52, 4.77 | 1.63 | 1.50 | 4.77 |
| I_θ | 1.71 | 1.58 | 4.77 | | 1.67 | 1.46 | 4.77 |
| I_α | 1.68 | 1.52 | 4.99 | | 1.68 | 1.52 | 4.58 |
| k_t | 1.64 | 1.48 | 4.62 | | 1.72 | 1.55 | 4.91 |
| k | 1.64 | 1.48 | 4.67 | | 1.73 | 1.56 | 4.86 |
| c | 1.68 | 1.52 | 4.47 | | 1.68 | 1.52 | 4.77 |

4. 결 론

목적함수로 상대변위와 차량몸체의 가속도를 설정하고 전차량 모델을 사용하여 설계변수의 변화에 따른 진동 특성 변화를 살펴보았다. 상대변위는 차량몸체의 질량과 스프링의 매개변수 값이 증가하면 증가하고, 감소하면 감소하는 경향을 보이고 있으며, 댐핑과 타이어강성은 반대 경향을 보이고 있다. 특히 타이어의 질량 변화는 큰 영향을 주지 않는 것으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 차량몸체의 가속도는 차체의 질량이 증가하면 가속도가 줄어들고, 감소하면 증가하는 것으

로 나타나고 있다. 하지만 다른 변수들은 반대의 경향을 보이고 있다. 또한 설계변수의 변화에 따라서 차량의 고유진동수가 변하는 것을 확인 할 수 있었다. 이러한 결과는 설계변경이 요구될 때, 차량의 동특성에 영향을 미치는 정도를 평가할 수 있는 자료로 사용될 수 있다. 개발된 모델은 향후 차량의 매개변수를 최적화하기 위한 연구에 사용이 가능하리라 판단된다.

References

- [1] Ohseop Song, Kyungmo Nam, "Full Vehicle Model for Dynamic Analysis of a Large Vehicle with CTIS", Trans. of KSNVE, Vol. 19, No. 11, pp. 1144~1150, 2009.
- [2] Neutron Yagiz, L. Emir Sakman, "Vibration of Rectangular Bridge as an Isotropic Plate under a Traveling Full Vehicle Model", Journal of Vibration and Control, 12(1), pp. 83~98, 2006.
- [3] J. P. C. Kleijnen, "Sensitivity Analysis and Related Analyses : A Review of Some Statistical Techniques", J. Statist. Comput. Simul. Vol. 57, pp. 111~142, 1997.
- [4] T. Ram Mohan Rao and G. Venkata Rao, "Parametric Sensitivity Analysis of a Heavy Duty Passenger Vehicle Suspension System", APRN, Vol. 4, No. 8, pp. 15~24, 2009.
- [5] 남경모 외 4명, "전차량 모델을 활용한 대형차량의 설계변수 민감도 해석", 한국군사과학기술학회, 종합학술대회, 2010.