Copyright © 2023 KSAE / 211-04 pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149 DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2023.31.6.417

후륜 2축 현가장치를 갖는 의료차량의 저자유도 모델 개발 및 검증

정 휘 권¹⁾·이 승 엽*2)·임 동 진³⁾·고 환 규³⁾·김 만 영⁴⁾

한국광기술원 지능형광IoT연구센터 $^{(1)}$ ・한국자동차연구원 환경기술연구센터 $^{(2)}$ ・코비코 기술연구소 $^{(3)}$ ・전북대학교 항공우주공학과 $^{(4)}$

Development and Validation of Reduced-Order Model for Twin Rear Axle Suspension of Medical Purpose Vehicle

Hwee-Kwon Jung¹⁾ · Seung Yeop Lee^{*2)} · Dong Jin Lim³⁾ · Hwan Gyu Ko³⁾ · Man Yougn Kim⁴⁾

¹⁾Intelligent Photonic IoT Research Center, Korea Photonics Technology Institute, 122 Cheomdanventure-ro, Buk-gu, Gwangju 61007, Korea

²⁾Green Energy System Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 55 Jingoksandanjungang-ro, Gwangsan-gu, Gwangju 62645, Korea

³⁾Research & Development Center Technical Team, KOVICO, 205 Pyeongdongsandan 3beon-ro, Gwangsan-gu, Gwangju 62412, Korea ⁴⁾Department of Aerospace Engineering, Jeonbuk National University, Jeonbuk 54896, Korea

(Received 9 December 2022 / Revised 27 February 2023 / Accepted 6 March 2023)

Abstract: This paper presents a reduced order model of a multi-axle suspension system for medical purpose vehicles concerning unbalanced distribution of the axle loads during various road driving conditions. A twin-rear axle suspension as the load balancing system for limiting the occurring overloads is presented in this study. The modeled twin rear axle suspension has leaf-springs whose center are fixed to the body of vehicle, and each rigid axle is connected to both sides of the spring. The reduced-order model for the target vehicle is developed by combining the conventional bounce model with beam elements. The model is consequently verified by comparing the actual vehicle driving data with the model simulation results.

Key words: Reduced-order model(저자유도 모델), Medical purpose vehicle(의료차량), Twin-real axle suspension(후륜 2축 현 가장치), Load balancing system(하중 균일화 시스템), Real driving data(실 주행 데이터)

1. 서 론

차량 현가장치는 신체에 비유하면 관절에 해당하는 부분으로 차량의 조종성 및 안정성에 큰 영향을 미친다. 특히 화물차에 장착된 현가장치는 적재함에 실린 화물 의 무게를 지탱하며, 하중을 고르게 분산시켜 섀시의 부 담을 덜어주는 역할도 수행한다.

화물이 무거운 경우 단일축에 가해지는 부담을 줄이기 위해 후륜 현가장치를 다축으로 설계하는데, 이 경우 노면요철에 따라 한 축에만 하중이 과하게 걸리는 경우가 문제가 된다.¹⁾ 특정 축에 과하중 문제가 반복적으로 발생할 경우 현가장치나 파워트레인에 손상이 발생할수 있기 때문이다. 더욱이 각 축에 하중이 균일하게 발생하도록 하는 것은 제동과 조향을 포함한 주행 안정성을

위해서도 중요하다.

후륜 다축 현가장치에서 단순히 각 축을 근접하게 배치하는 것으로 각축 하중이 균일화 되지 않기 때문에 이를 해결하기 위한 다양한 현가장치 구조가 제시되었다. 차량에 서로 근접한 후륜 2축 현가장치를 채택한 경우각 축의 하중 균일화를 위한 현가장치 연계방식은 크게 3가지로 기계식, 유압식 그리고 압축공기식이 있다.²⁻⁴⁾

본 논문에서 후륜 2개 축이 연계되었다(Interconnected) 라는 것은 각 축이 노면현상에 유연하게 대응할 수 있도록 서로 물리적으로 연결되었음을 의미한다. 예를 들어, 주행 중 큰 요철을 지날 때, 후륜 2개 축이 서로 연계되지 않고 각자 독립적인 현가장치를 갖는다면 후륜 1번째 축이 먼저 요철을 지날 때 후륜 2번째 축은 차량 하중에 영

^{*}Corresponding author, E-mail: leesy@katech.re.kr

^{*}This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

향을 받지 않고 심지어 지면과 접촉하지 않게 된다. 이때 후륜 1번째 축에 과하중이 걸리는 현상이 발생한다. 후륜 2개축이 물리적으로 연결된 경우, 후륜 1번째 축이 요철을 지나면서 상승할 때 후륜 2번째 축은 하강함으로써 2개축 모두 지면과 접촉하면서 하중을 분담하기 때문에 과하중 현상이 억제된다.

해당 현가장치들은 2,000년도 초반부터 활용되었으나, 특수목적 차량을 제외하고 활용빈도가 낮기 때문에 이러한 현가장치를 갖는 차량에 대한 수학적 또는 저자유도 모델이 아직 보편화 되지 않았다.⁵⁾

한편, 저자유도 모델은 차량 설계 및 선행 개발 단계에서 많이 활용된다. 차량 성능 예측의 정확성을 고려할 때 다수 요소로 이뤄진 자세한 모델을 활용하는 것이 좋지만 모델 활용을 위해 전문성이 필요하고 비용 및 시간이 많이 소요되기 때문이다. 따라서 대상 차량의 물리적 특성을 적절히 반영하는 간단한 저자유도 모델 개발이 중요하다. 9 앞서 언급된 후륜 다축 현가장치를 갖는 차량에 대한 저자유도 모델 개발 및 보편화 또한 필요하다.

각축이 서로 연계된 현가장치를 갖는 차량의 모델 개발 연구와 관련하여 Smith와 Zhang⁷⁾은 전후축이 Doubleacting 유압 실린더로 연계된 2축 차량 모델을 개발하였으며, Ding 등⁸⁾은 전축이 유압 실린더로 연계된 3축 차량 모델을 개발하였다. Pilatowicz와 Luty⁵⁾는 후륜 2축이 유압 실린더로 연계된 차량 모델을 개발하였다.

상기 개발된 모델은 유압 장치에 의해 각 축 또는 후륜 2축이 서로 연계된 현가장치는 갖는 차량에 대한 모델링 기법을 제시하지만 각 축이 독립된 현가장치를 갖고 있고 연계 방식은 HIS(Hydraulically Interconnected Suspension)⁹⁾ 이다. HIS 방식의 현가장치에서 후륜 각 축은 유압라인으로 연결되어 있다. 해당 현가장치를 갖는 차량이 요철을 지날 때 한쪽 축이 상승하면 이와 함께 연결된 피스톤도 상승하고 유압라인으로 연결된 작동유가 다른쪽 피스톤을 누르면서 해당 축이 하강한다.

본 연구에서 다루는 의료차량 내 후륜 2축은 리프 스프링과 댐퍼로 구성된 한 개의 현가장치에 연결 되었으며, 각 축의 하중 균일화를 위해 기계식 레버 방식²⁾을 채택한다. 따라서 차량 설계 및 용도별 변경을 위해서는 해당 현가장치의 특성을 반영한 저자유도 모델 개발 및 검증이 필요하다. 본 논문의 2절에서는 모델 개발 내용에 대해 다루며, 3절에서는 실차 주행 데이터를 기반으로모델 검증을 수행한 내용을 기술한다. 그리고 4절 결론을 통해 연구 내용을 정리하고 모델 개선을 위한 향후 계획을 제시한다.

2. 후륜 2축 현가장치를 갖는 차량 모델 개발

2.1 모델 구성 및 개요

차량의 저자유도 모델 개발 및 검증을 위해 MATLAB을 활용하였다. 본 연구의 대상인 의료차량은 특수목적을 위해 기존 차량에서 변경 설계가 이뤄진 차량이며, 기존 차량은 현대 자동차 파비스 모델이다.

해당 모델의 전륜 현가장치는 에어 서스펜션을 활용 하기 때문에 이에 맞는 스프링 및 댐퍼 값을 통해 간단히 모사가 가능하다. 하지만 후륜 현가장치는 Fig. 1과 같이 단일 현가장치에 2개의 구동축(Rigid axle)이 리프 스프 링 각 끝단에 연결되어 있고 해당 스프링 중심이 차체에 고정되어 기계식 레버로 작용하기 때문에 단순히 스프 링 및 댐퍼 값을 통한 모사가 불가하다. 추가로 후륜 2축 은 리프 스프링을 포함하여 총 6개의 링크로 구속되어 있기 때문에 Fig. 1을 기준으로 X 방향 회전과 Z 방향 병 진 운동만 허용된다. 후륜 리프 스프링은 2축이 모두 하 중을 받을 경우 강성체로 작용하여 지면에서 발생하는 충격을 흡수하지만 노면 요철이 커서 후륜 각 축간 높이 차이가 나는 경우 레버로 작용하여 한쪽 축에만 하중이 과하게 걸리는 현상을 억제시킨다. 그리고 각 휠 마다 댐 퍼가 독립적으로 설치되어 후륜 현가장치에 총 4개의 댐 퍼가 설치되어 있다.

대상 의료차량의 주된 주행환경은 고속도로를 포함한 양질의 포장로를 항속주행하는 환경이다. 이 경우 노면 요철에 의한 현가장치의 거동은 크지 않고 차량 하중에 의한 노면 변형도 무시할만 하다. 또한 개발하고자 하는 저자유도 모델은 차량 초기 개발 단계에서 현가장치의 구조 변화, 하중 변화에 의한 차체의 거시적인 거동을 간 단하고 신속하게 보기 위한 것이기 때문에 모델 생성 전 아래와 같이 가정하였다.

- 스프링 강성과 댐퍼 값은 선형적이다.
- 지면은 차체 무게에 의해 변형되지 않고 유지된다.

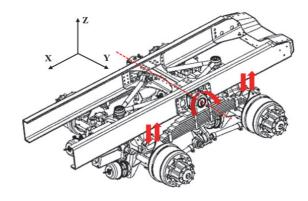


Fig. 1 Example of twin-rear axle suspension (https://www.synthx.com/torsion-axle-walking-beam-suspension/)

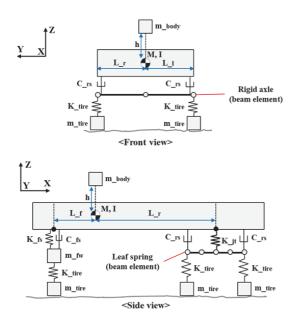


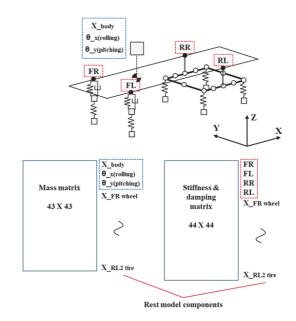
Fig. 2 Schematics of reduced-order model for a vehicle with twin-rear axle suspension

- 안티 롤바(Antiroll bar)에 대한 요소는 무시한다.
- 엔진, 기어 박스 등 회전체에 의한 진동은 무시한다.
- 주행시 차량 속도는 일정하게 유지된다.

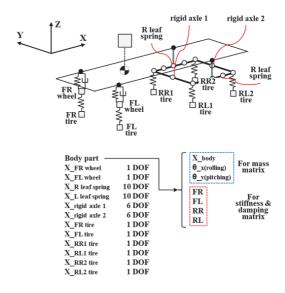
상기 가정들을 바탕으로 대상 차량의 저자유도 모델 은 Fig. 2와 같이 생성되었다. 모델에서 차체는 강체로 모 사되었으며 바운스(Z 방향 병진), 롤링(X 방향 회전) 및 피칭(Y 방향 회전)으로 총 3자유도를 갖으며, 전륜은 에 어 서스펜션에 해당하는 스프링과 댐퍼로 모사된다. 후 륜 현가장치에서 리프 스프링과 각 구동축은 빔 요소 (Beam element)로 모사되었다. 리프 스프링 모사에 해당 되는 빔은 Z 방향 병진과 Y 방향 회전 운동을 갖으며, 구 동축에 해당되는 빔은 Z 방향 병진과 X 방향 회전 운동 을 갖는다. 그리고 각 휠에 연결되는 타이어는 Z 방향 병진 운동만 갖는다. 이로써 모델은 차체(3 DOF), 전륜 휠 2개 (2 DOF), 리프 스프링 2개(20 DOF), 구동축 2개(12 DOF) 및 타이어 6개(6 DOF)로 구성되어 총 43 DOF(Degree Of Freedom)를 갖는다.

언급한 바와 같이 개발 모델은 43 DOF를 갖지만 강성 및 감쇠 행렬의 사이즈는 44 X 44이다. 이유는 강성 및 감쇠 행렬에 의한 힘을 도출하는 과정에서 각 현가장지 와 차체 간 상호작용을 계산하기 위해 차체 내 각 현가장 치 연결점의 위치(Suspension point on body)가 고려되기 때문이다. 강성과 감쇠 행렬에서 1~4번째 성분은 Fig. 3 와 같이 각 현가장치 연결점(FR, FL, RR, RL)에 해당된다.

한편, 후류 현가장치에서 리프 스프링 중앙은 차체에 연결되고 구동축의 좌우 끝단은 리프 스프링 앞뒤 끝단



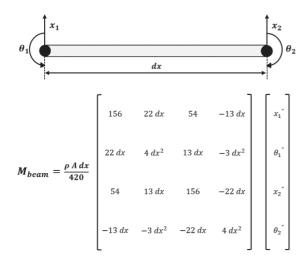
(a) Body part difference between mass and stiffness & damping matrix



(b) Detail information of rest model components

Fig. 3 3D schematics of the model and difference between mass and stiffness & damping matrix

에 연결된다. 이와 같이 후륜 2축이 연계된 경우를 모사 하기 위해 빔 요소가 활용되었으며, 이는 후륜 현가장치 에서 Fig. 3에 표현된 리프 스프링(Leaf spring)과 강체 링 크(Rigid axle 1 & 2)의 역할을 한다. 빔 요소는 구조물이 휘어지는(Bending) 변형을 모사하기 위해 사용되며 Fig. 4와 같이 각 절점마다 상하 및 회전 운동을 담당하는 2 자유도 성분으로 구성된다. 여기서 x와 θ 는 각각 상하 및 회전 운동에 대한 자유도 성분을 의미한다. 빔 요소가



(a) Body part difference between mass and stiffness & damping matrix

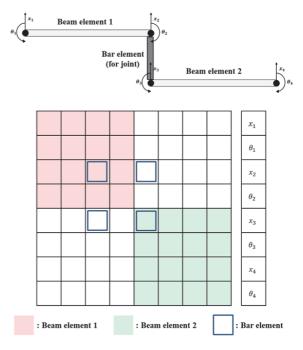
$$K_{beam} = \begin{bmatrix} 12/dx^2 & 6/dx & -12/dx^2 & 6/dx \\ 6/dx & 4 & -6/dx & 2 \\ & & & & \\ -12/dx^2 & -6/dx & 12/dx^2 & -6/dx \\ & & & & \\ 6/dx & 2 & -6/dx & 4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ \theta_1 \\ x_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix}$$

(b) Detail information of rest model components

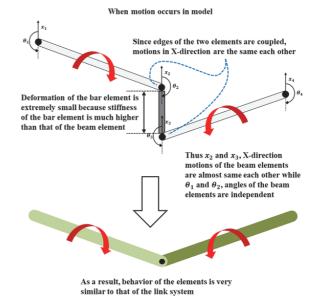
Fig. 4 Components and DOF(Degree Of Freedom) of beam matrix

보 요소와 연결됨으로써 대상 차량의 후륜 현가장치와 같은 링크 시스템의 거동이 모사되는 원리는 다음과 같다. Fig. 5를 보면 2개의 빔 요소의 각 끝단이 보 요소에 의해 연결되어 있다. 보 요소는 상하 방향으로만 움직이며 빔 요소에서 상하 거동과 관련된 성분과 연결되기 때문에 연결부의 상하 거동은 동일하다. 그리고 보 요소의 강성은 현가장치의 스프링에 비해 상대적으로 매우 높기 때문에 변형이 매우 작다. 결과적으로 보 요소로 연결된 빔 요소들은 연결점들의 상하 거동은 동일한 한편회전 운동은 독립적으로 발생한다. 이를 링크 기구 관점에서 보면 링크 간 체결 조건이 유지되는 것으로 볼 수 있다.

이와 같이 차체와 리프 스프링을 담당하는 빔 요소와 후륜 강체 링크를 담당하는 빔 요소들은 링크 시스템 거



(a) Method of beam and bar element coupling in matrix for linkage motion



(b) Schematics of link motion through the coupled beam and bar elements

Fig. 5 Method of describing linkage motion using beam elements

동을 모사하기 위해 각 연결부에 보 요소(Bar element)를 적용하였다. 모델의 전체 행렬에서 보 요소가 적용된 위치는 Table 1과 같으며 적용 방법은 Fig. 6에 표현 되었다.

Table 1 Connection point and position information for bar element application to entire stiffness and damper matrix

Connection point	Position information	
FR suspension point on body & FR wheel	1 & 5	
FL suspension point on body & FL wheel	2 & 6	
RR suspension point on body & Center of right leaf spring	3 & 11	
RL suspension point on body & Center of left leaf spring	4 & 21	
Front edge of right leaf spring & Right edge of first rear rigid axle	7 & 27	
Rear edge of right leaf spring & Right edge of second rear rigid axle	15 & 33	
Front edge of left leaf spring & Left edge of first rear rigid axle	17 & 31	
Rear edge of left leaf spring & Left edge of second rear rigid axle	25 & 37	

EX: position information = 2 & 5
Applying Bar element matrix =
$$\begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix}$$



Fig. 6 Method of applying bar element to entire matrix according to position information

개발 저자유도 모델에서 강성 행렬은 앞서 기술한 과 정으로 생성하였으며, 질량 행렬 생성시 차체, 전륜 휠 및 각 타이어는 집중질량(Lumped mass)로 간주하였고 리프 스프링과 구동축은 빔 요소에서 생성되는 질량 행 렬을 활용하였다. 감쇠 행렬의 경우 차체와 전륜 및 후륜 각 휠 간 댐퍼만 모사하도록 생성하였다.

2.2 모델을 통한 동적거동 해석 과정

저자유도 모델의 각 행렬(질량, 강성 및 감쇠) 생성 후 Explicit dynamics method를 활용하여 주행 시뮬레이션이 수행되며, 구체적인 계산 과정은 Fig. 7에 표현되어 있다. 먼저 차체 거동(바운스, 롤링 및 피칭각) 정보를 통해

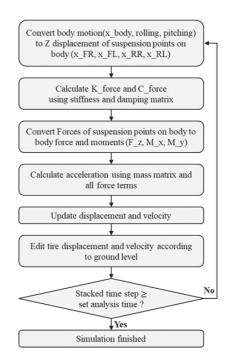


Fig. 7 Flow chart of dynamic analysis in the model

차체 내 각 현가장치 연결점들의 Z 방향 변위를 식 (1)을 통해 도출한다. 아래 식에서 차체 무게 중심으로부터 각 현가장치 연결점의 x와 y방향 위치는 l_x 와 l_y 로 표현되 었으며 총 4개 값을 갖는다. 모델에 적용된 값은 부록에 기술되었다.

$$\begin{split} l_x &= [-L_f \ -L_f \ L_r \ L_r] \\ l_y &= [L_r \ -L_l \ L_r \ -L_l] \\ Suspension point location on body &= \\ -\cos(\theta_x)\sin(\theta_y) \, l_x(i) + \sin(\theta_x) \, l_y(i) + X_body \end{split} \tag{1}$$

도출된 차체 내 현가장치의 변위와 전류 휠로부터 타 이어를 포함한 나머지 점들에 대한 변위 및 각도를 강성 행렬에 적용하여 차량 현가장치 스프링 및 강성에 의한 힘(K force in Fig. 7)을 도출한다. 이와 유사하게 식 (1)을 통해 차체 내 현가장치 연결점들의 Z 방향 속도도 도출 한 뒤 해당 속도와 전륜 휠부터 타이어를 포함한 점들의 속도 및 각속도를 감쇠 행렬에 적용하여 차량 현가장치 댐퍼에 의한 힘(C force in Fig. 7)을 도출한다.

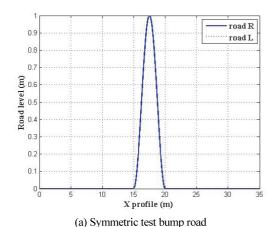
강성 및 감쇠 행렬을 통해 도출된 힘에서 1~4 성분은 차체 내 현가장치 연결점에 작용하는 Z 방향 힘이기 때 문에 차체에 적용하기 위해 Z 방향 힘과 X 및 Y 방향 모 멘트로 변환이 필요하며, 해당 과정은 식 (2)를 활용하여 진행한다.

$$\begin{split} &K_{-}\text{for}ce = K \times X_{old} \\ &C_{-}\text{for}ce = C \times V_{old} \\ &M_{-}x = \sum_{i=1}^{4} \left(\left(K_{-}\text{for}ce(i) + C_{-}\text{for}ce(i) \right) l_{y} \cos(\theta_{-}x) \right) \\ &M_{-}y = \sum_{i=1}^{4} \left(\left(K_{-}\text{for}ce(i) + C_{-}\text{for}ce(i) \right) - l_{x} \cos(\theta_{-}y) \right) \end{split} \tag{2}$$

차체에 적용되는 힘과 모멘트 및 기 도출된 나머지 힘 성분들(전륜 휠부터 타이어에 적용되는 힘)과 외력 및 질량행렬을 식 (3)에 적용시켜 매 Time step에 대한 가속 도를 도출한다. 식 (3)에서 a, Inv(M), F out, C force 및 K force는 각각 가속도, 질량 행렬의 역행렬, 외력(중력 에 해당), 감쇠 행렬로 도출된 힘과 강성 행렬로 도출된 힘을 의미한다.

$$A_{present} = M^{-1} \left(F_{-}out - C_{-}force - K_{-}force \right)$$
 (3)

가속도 도출 후 식 (4)를 활용하여 매 Time step에 따른 속도 및 변위를 업데이트 한다.



0.25 road R 0.2 road L Road level (m) 50°0--0.2 -0.25 L X profile (m)

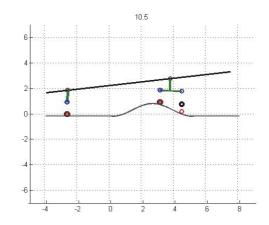
(b) Asymmetric test bump road

Fig. 8 Test bump roads for suspension motion verification

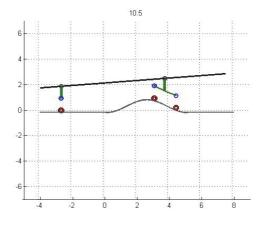
$$\begin{aligned} V_{present} &= V_{old} + A_{present} \, \Delta t \\ X_{present} &= V_{old} + A_{present} \, \Delta t \end{aligned} \tag{4}$$

한편, 차량 주행 중 타이어는 지면과 접촉(Contact)하 게 되는데, 주행 상황에 따라 타이어는 공중에 뜬 후 낙 하하여 지면에 재 접촉하는 상황이 발생한다. 개발 모델 에서는 이러한 현상을 반영하기 위해 매 Time step 별로 타이어와 입력 노면의 Z 방향 높이를 비교한다. 만약 타 이어가 노면보다 낮거나 같을 경우 이를 충격 후 접촉상 황으로 간주하여 타이어 변위를 노면과 동일하게 변경 하고 속도는 0으로 변경한다.

모델을 통한 차량의 동적거동 해석은 차체 현가장치 연결점의 Z 방향 변위 도출부터 타이어의 지면 접촉 조 건에 따른 변위 및 속도 변경까지의 과정을 반복하여 진 행된다.



(a) Individual rear suspension motion



(b) Interconnected rear suspension motion

Fig. 9 Motion of rear suspension on the symmetric test bump roads

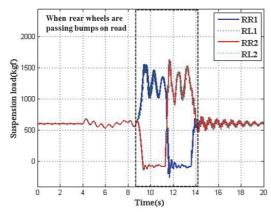
2.3 큰 요철 노면 주행 시뮬레이션을 통한 모델의 후륜 현가장치 거동 타당성 조사

개발된 모델이 후륜 현가장치의 거동을 반영하는지 확인하기 위해 요철이 큰 노면에 대한 주행 시뮬레이션 을 수행하였다. 모사한 후륜 현가장치의 경우 리프 스프 링이 기계식 레버로 작용하기 때문에 후륜 각 휠은 노면 형상을 수월하게 추종할 것으로 예상된다.

노면 요철은 Fig. 8과 같이 2개로 모사하였으며, 주행 시뮬레이션 수행 시 타이어와 지면의 접촉조건이 보장 되도록 차량 속도는 1.2 m/s, 해석 시간은 20 s로 설정하 였다. 또한 대상 차량을 모사하기 위해 모델에 입력한 상 세 정보는 부록에 표기하였다.

대각 축이 연계된 후륜 현가장치의 하중 균일화 효과 를 알아보기 위해 후륜 각 현가장치가 독립적으로 움직 이는 경우와 주행 중 휠 하중을 비교하였다. 후륜 현가장 치의 독립적 거동을 위해 개발 모델에서 리프 스프링의 중앙 노드에 해당하는 변위와 회전 모두 고정 조건을 적 용하였다. 이 경우 리프 스프링은 더 이상 기계식 레버로 작용하지 않고 각 축에 독립된 스프링으로 작용한다.

Fig. 9는 각 노면과 리프 스프링 회전 유무에 따른 후 륜 현가장치의 거동을 보여주며, Figs. 10, 11은 각 경우 에서 후륜 휠에 적용되는 하중을 보여준다. 후륜 현가장 치가 연계된 경우 각 휠은 노면을 잘 추종하는 모습을 보 이며 휠에 하중이 집중되는 현상도 효과적으로 억제된 다. 반면 현가장치가 독립적으로 작용할 때 노면 요철에 의해 일부 휠이 공중에 뜨는 현상이 발생하고 노면과 접 지된 휠에 과하중이 걸린다. 후류이 주 요철 구간을 지날 때 각 상황별로 휠에 걸리는 최대 하중을 Table 2에 기술 하였다. 요철을 지나기 전 평평한 노면에서 모든 타이어 가 접지되었을 때 후륜 각 휠에 걸리는 하중은 600 kgf 인 데, 이를 기준으로 최대 하중을 분석하면 현가장치가 연 계되지 않은 경우 휠 하중은 기준 대비 2.72배에서 3.99 배까지 증가하지만 현가장치가 연계된 경우 하중은 기 준 대비 1.84배에서 1.93배 수준으로 과하중 현상이 크게



(a) Driving with individual suspension

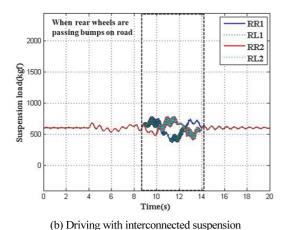
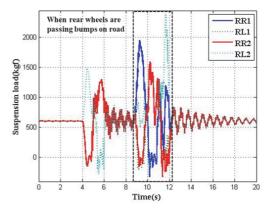
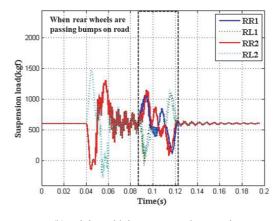


Fig. 10 Rear suspension wheel load during simulation of symmetric test bump road



(a) Driving with individual suspension



(b) Driving with interconnected suspension

Fig. 11 Rear suspension wheel load during simulation of asymmetric test bump road

Table 2 Maximum load of wheel when rear tires goes over the bump on road

Type of test bump road	Type of rear suspension	Maximum load
Symmetric	Individual	1,636 kgf
Symmetric	Interconnected	785 kgf
Asymmetric	Individual	2,394 kgf
Asymmetric	Interconnected	1,152 kgf

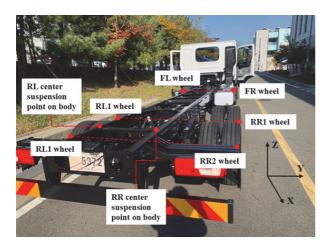


Fig. 12 Target vehicle for real driving test

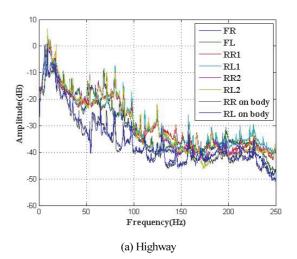
억제됨을 알 수 있다. 특정 노면을 통해 주행 시뮬레이션을 수행한 뒤 현가장치의 거시적 거동과 연계 여부에 따른 휠 하중을 조사한 결과 개발된 모델이 현가장치의 특성을 적절히 반영하는 것으로 판단된다.

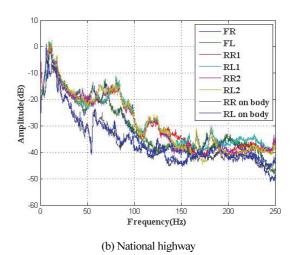
3. 실차 주행 데이터를 통한 모델 검증

3.1 노면별 실차 주행 데이터 분석

대상 차량의 주행 중 동특성 파악 및 모델 검증을 위해 주행 시험을 진행하였다. 대상 차량은 현대 자동차 파비스 모델로 총중량 19.9톤급이며, 시험 당시 차량은 Fig. 12와 같이 공차 상태로 화물이 실리지 않았다. 거동 측정을 위해 가속도 센서를 각 휠과 차체에서 후륜 현가장치가 설치된 중앙부 좌・우로 부착하여 총 8개점에 대한 Z 방향 신호를 획득하였다. 주행 시험을 위한 노면은 고속도로, 국도, 벨지안로이며 각 노면 주행 시 평균속도는 80, 60, 5 km/h 이다.

휠에서 측정된 가속도 신호의 주파수 성분은 Fig. 13에 나타나 있다. 주파수 성분 결과를 볼 때 전반적으로 3가지 노면 신호 모두 0~50 Hz 영역 내 성분이 주로 발생하며, 해당 영역 내에서 약 10 Hz 근방에서 모든 휠이 가장 큰 거동을 갖는다. 본 연구의 대상차량과 같이 다축대형 차량의 경우 노면 요철에 의한 거동은 주로 20 Hz





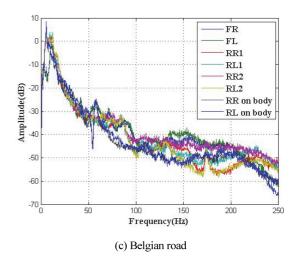
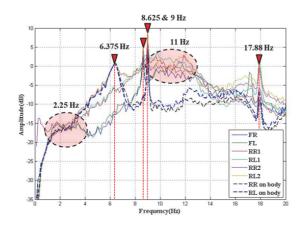
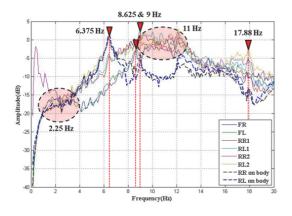


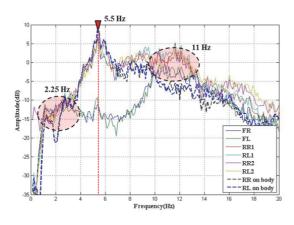
Fig. 13 PSD of real driving data at wheel and body in range of 0 to 250 Hz $\,$



(a) Highway



(b) National highway



(c) Belgian road

Fig. 14 PSD of real driving data at wheel and body in range of 0 to 20 Hz

이내에서 발생하기 때문에 Fig. 14와 같이 0~20 Hz 범위 에서 주파수 성분에 대한 추가 분석을 수행하였다. 먼저 고속도로 주행 데이터를 분석한 결과 약 11 Hz 근방에서 거시적으로 큰 성분이 관찰되었으며, 이후 6.375, 8.625,

9 및 17.88 Hz에서 뚜렷한 성분들이 관찰된다. 다음 국도 주행 데이터의 경우 고속도로 주행 데이터와 유사하게 11 Hz 성분과 함께 6.375, 8.625, 9 및 17.88 Hz 성분들이 관찰된다. 벨지안로 주행 데이터는 이전 노면 주행 데이 터와 달리 5.5 Hz 성분이 가장 크게 발생한다. 벨지안로 주행 환경은 저속에 큰 요철을 지나는 것을 고려하면 해 당 5.5 Hz 성분은 차량 프레임 변형에 의한 진동 성분으 로 판단된다. 이전 주행 데이터에서 언급된 11 Hz 성분도 2번째로 큰 성분으로 관찰되지만 다른 주행 데이터에서 관찰되는 6.375, 8.625, 9 및 17.88 Hz 성분들은 관찰되지 않는다. 고속도로와 국도 주행환경의 경우 60~80 km/h 속도로 주행하기 때문에 엔진 및 기어를 포함한 다양한 회전의 고속회전으로 인한 진동 성분이 비교적 크고 뚜 렷하게 발생한다. 따라서 언급된 4개 성분들은 차량 내 회전체에 의한 성분으로 판단된다. 한편 모든 노면 주행 데이터에서 약 2.25 Hz 및 11 Hz 근방에서 뚜렷하진 않지 만 공통적으로 2개의 성분이 관찰되었는데 이는 주행 중 차체 바운스와 휠의 상하 거동에 의한 성분들이다. 해당 성분들에 대한 주파수 선도가 뚜렷하지 않은 이유는 대 상 차량에 설치된 현가장치의 높은 감쇠특성 때문이다.

3.2 실차 주행 데이터와 시뮬레이션 결과 비교를 통한 모델 검증

실 주행 데이터와 시뮬레이션 데이터 간 비교를 통해 모델 검증을 수행하고자 하였다. 신뢰성 있는 결과를 위 해 실제 노면 데이터를 활용하는 것이 가장 타당하지만 고속 주행 중(60~80 km/h) 정밀하게 노면형상을 계측하 는 것은 어렵다. 또한 휠 계측 데이터만으로 노면 형상을 추정하는 것은 재현성이 낮기 때문에 실제 노면의 특성 을 고려한 가상의 노면 입력 데이터를 생성하는 것이 필 요하다. 김광석¹⁰⁾은 주어진 노면 거칠기 특성을 나타내 는 PSD 함수를 사용하여 2차원 노면을 생성한 뒤 이를 횡방향으로 확장시켜 3차원 가상 노면을 생성하는 연구 를 진행하였다. 본 연구에서는 해당 연구에서 제시된 기 법을 참고하여 가상의 노면 입력 데이터를 생성하였다. 벨지안로를 제외하고 고속도로나 국도와 같은 실제 도 로는 불규칙한 형상을 갖기 때문에 먼저 랜덤 데이터를 생성하고 이후 적절한 노면 거칠기에 해당하는 PSD 함 수를 적용하였다. 3.1절의 Fig. 13(a)와 (b)의 신호에서 주 파수 성분의 크기는 고속도로와 국도 간 큰 차이를 보이 지 않는다. 따라서 고속도로의 거칠기는 국도와 비슷하 고 주행 시험 당시 국도의 노면은 거친 상태였기 때문에 두 주행로 모두 Rough runway로 간주하였다. PSD 함수 생성은 Fig. 15를 참고하였으며, Fig. 16은 생성된 좌.우 노면 입력 데이터를 보여준다.

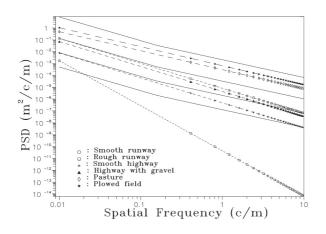


Fig. 15 PSD of various roads based on ISO standard and Wong classification^{10,11)}

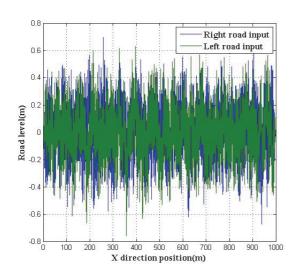
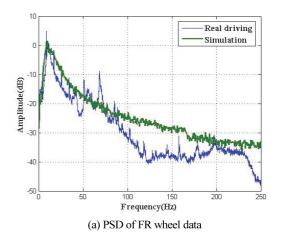
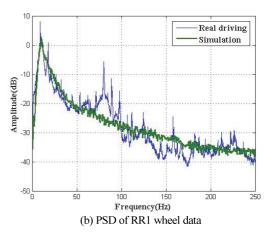


Fig. 16 Road input data for driving simulation

이후 모델을 통해 주행 시뮬레이션을 진행한 뒤, 실주행 및 시뮬레이션을 통해 획득된 휠 계측 가속도 신호의주파수 성분을 비교하였다. 먼저 Fig. 17 및 18과 같이, 고속도로 및 국도 시험 데이터와 시뮬레이션 결과를 0~250 Hz 영역에서 전반적인 주파수 선도의 경향을 비교하였다. 2개 노면 모두 전륜 휠은 시험 데이터와 시뮬레이션 결과 간 차이를 보이지만 후륜 휠의 경우 50 Hz 이하 영역에서 주파수 선도 형태와 크기가 서로 유사함을 알수 있다. 다음으로 Fig. 19 및 20과 같이 0~20 Hz 범위에서 추가 분석을 수행하였다. 3.1절과 같이 실차 시험데이터 분석결과 해당 범위에서는 차체 Bounce와 차량휠 상하거동이 실제 차량과 개발된 모델에서 공통적으로 발생하기 때문에 2개 성분 비교에 주안점을 두었다.





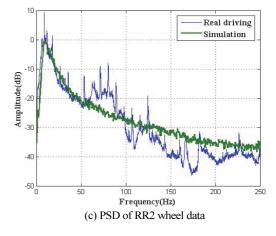


Fig. 17 PSD of real driving and simulation data in range of 0 to 250 Hz(Highway VS simulation)

먼저 고속도로 데이터와 시뮬레이션 결과 비교를 수행하였다. 모든 휠 데이터에서 차량 회전체 및 프레임 변형 등에 의한 성분은 시뮬레이션 결과에서 관찰되지 않고 차체 Bounce와 휠 상하 거동만 관찰된다. 차체에 의한 성분은 1.5 Hz, 휠에 의한 성분은 약9.5 Hz로 시험 데이터

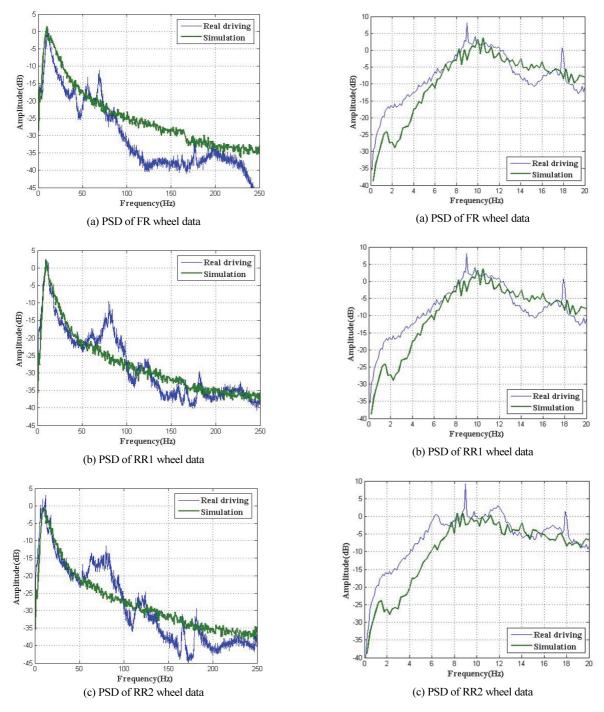


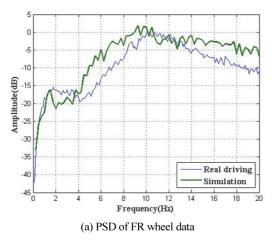
Fig. 18 PSD of real driving and simulation data in range of 0 to 250 Hz(National highway VS simualtion)

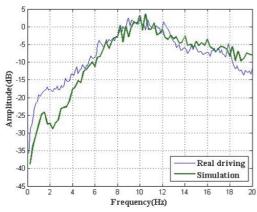
의 2.25 Hz(차체 Bounce 성분)와 11 Hz(휠 상하 거동)에 비해 33 % 및 14 %가 낮게 도출된다. 다음으로 국도 데이 터와 시뮬레이션 결과를 비교하였는데, 국도 데이터의 경우 고속도로에 비해 시뮬레이션 결과가 잘 일치하는 경향을 보인다. 이러한 이유는 시뮬레이션에서 모사한

Fig. 19 PSD of real driving and simulation data in range of 0 to 20 Hz(National highway VS simualtion)

노면 입력이 Rough way로 국도에 더 유사하기 때문이다. 전륜 휠의 경우 시뮬레이션에서 차체와 휠에 의한 성분 이 시험 데이터에 비해 낮게 관찰되지만 후륜 휠의 경우 10 Hz 이후 영역에서 유사한 경향을 보인다.

개발된 모델의 특성상 실제 발생하는 차체 프레임의





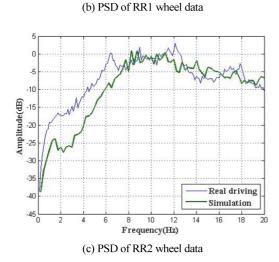


Fig. 20 PSD of real driving and simulation data in range of 0 to 250 Hz(National highway VS simulation)

변형, 차량 내 다양한 회전체 및 리프 스프링의 마찰 감쇠 등을 반영하지 않았고 실제 노면이 시뮬레이션의 노면 입력 간 차이로 인해 차이가 발생하였다. 하지만 차체 Bounce와 휠 상하 거동 성분이 20 Hz 이하 영역에서 발생

한다는 점과 특히 국도 시험 데이터의 경우 $10 \sim 50$ Hz 영역에서 후륜 휠에 대한 주파수 성분이 시뮬레이션 결과와 매우 유사한 점은 주목할만하다. 모델 시뮬레이션 결과를 볼 때 주요 주파수 성분은 일치하며, 각 축이 연계된 후륜 현가장치의 특성을 잘 반영하기 때문에 추후 차량 변경에 따른 동특성 변화를 잘 반영할 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 후륜 2축 현가장치를 갖는 특수 의료차량의 저자유도 모델을 개발하고 이를 검증하였다. 후륜 구동축은 Rigid axle 형태이며 각 축의 연계를 위해 리프스프링은 기계식 레버로 작용하기 때문에 회전과 상하병진 운동을 갖는 보 요소를 활용하였다.

모델 개발 후 요철이 큰 노면에 대한 주행 시뮬레이션 을 통해 후류 구동축이 독립적으로 작용하는 경우와 연 계된 경우에 대한 모션과 휠에 걸리는 하중을 비교하였 다. 비교 결과 개발된 모델이 실제 차량의 현가장치와 유 사하게 노면 추종 및 과하중 현상 억제를 효과적으로 수 행함을 확인하였다. 이후 실 주행 데이터와 모델 시뮬레 이션을 통해 획득한 휠 거동 신호를 주파수 성분으로 비 교하였다. 이 과정에서 시뮬레이션을 위해 먼저 가상의 노면 입력 데이터를 생성하고 신호의 주파수 성분을 관 찰한 결과, 두 신호에서 모두 10 Hz 영역에서 휠의 주된 거동이 발생함과 각 휠 신호의 상대적인 크기가 유사함 을 확인하였다. 주요 주파수 성분 외 차이가 나는 원인은 모델에서 차체의 변형을 반영하지 못했기 때문으로 판 단된다. 주행 시험 당시 차량은 화물이 없는 상태였으나 화물칸과 함께 다양한 구조물들이 추가되면 차체 변형 은 억제되기 때문에 이러한 차이는 줄어들 것으로 예상 된다.

모델 개선 및 활용에 대한 향후 계획은 다음과 같다.

첫째, 다양한 노면 주행 시험 전 형상정보를 명확히 알고 있는 노면(예: 과속방지턱)에 대한 주행 시험을 수행한다. 모델 개발에 필요한 차량 제원을 확보하기 어려웠기 때문에 일부 수치는 가정하였는데, 이미 알고 있는 노면 주행 데이터와 모델 시뮬레이션 결과를 비교 및 검증하는 과정에서 각 제원을 보다 현실성 있게 정할 수 있을 것으로 기대된다.

둘째로 추가 주행시험 관련하여, 차체 다양한 부분에 대한 측정도 수행한다. 실 주행 데이터와 모델 시뮬레이션 결과 간 차이는 모델에서 차체 변형을 반영하지 못한 것으로 파악되는데, 차체 다양한 곳에 신호를 얻는다면 주행 중 차체 변형 여부를 알 수 있다. 또한 첫 번째 계획과 연계하여 이를 모델 개선에 적용시킬 수 있다.

마지막으로 모델을 통해 차량 설계 방향을 제시한다. 개발 차량은 화물칸과 함께 다양한 의료장비를 포함하기 때문에 각 장비가 배치되는 위치에 따라 주행 중 진동 및 충격을 분석이 필요하다. 또한 저진동 설계를 위해 현가 장치의 스프링 및 댐퍼에 변경이 요구될 수도 있다. 이러 한 과정에서 검증된 모델이 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 2022년도 산업통상자원부 및 한국산업기술 평가관리원이 지원하는 디자인혁신역량강화사업(과제 번호: 20015596)으로 수행된 것이며, 지원에 대해 진심으 로 감사드립니다.

References

- 1) L. Davis and J. Bunker, "Dynamics Load Sharing for Heavy Vehicles - A New Metric," Road and Transport Research, Vol. 18, No. 4, pp. 23-37, 2009.
- 2) I. C. P. Simmons and J. G. B. Wood, The Equalization of Multi-axle Bogies Fitted to Commercial Vehicles, Crowthorne: Transport and Road Research Laboratory Department of Transport, Berkshire, 1990.
- 3) Mechanical Elements, Trailer Suspension Equalizer Link Action, https://mechanicalelements.com/suspension-equalizer-link-action/, 2022.
- 4) S. K. Abburu, Modeling Advanced Air Suspension with Electronic Level Control in ADAMS/Car, Master Dissertation, KTH Royal Institute of Technology School of Engineering Sciences, Stockholm, 2020.

- 5) R. Piłatowicz and W. Luty, "Modeling of Dynamics of the Suspension of Tandem Axles of a Multi-axle Vehicle Provided with a Novel Load-equalising System," IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol.1247, No.1, p.012019, 2022.
- 6) J. Lee and S. Kim, "Vehicle Dynamics Modeling by Model Reduction Method," KSAE Annual Conference Proceedings, p.1434, 2015.
- 7) W. A. Smith and N. Zhang, "Hydraulically Interconnected Vehicle Suspension: Optimization and Sensitivity Analysis," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.224, Issue.11, pp.1335-1355, 2010.
- 8) F. Ding, X. Han, Z. Luo and N. Zhang, "Modeling and Characteristic Analysis of Tri-axle Trucks with Hydraulically Interconnected Suspensions," Vehicle System Dynamics, Vol.50, No.12, pp.1877-1904, 2012.
- 9) N. Zhang, W. A. Smith and J. Jeyakumaran, "Hydraulically Interconnected Vehicle Suspension: Background and Modelling," Vehicle System Dynamics, Vol.48, No.1, pp.17-40, 2010.
- 10) K. S. Kim, "Generation of Three Dimensional Road Surface Profiles with Considering Coherence Relation," Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol.10, No.5, pp.917-922, 2010.
- 11) J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, 2nd Edn., John Wiley & Sons, New York, 1993.
- 12) V. Rathi and A. H. Khan, "Vibration Attenuation and Shape Control of Surface Mounted, Embedded Smart Beam," Latin American Journal of Solids and Structures, Vol.9, No.3, pp.1-25, 2012.

정휘권 • 이승엽 • 임동진 • 고환규 • 김만영

Appendix

Table 3 Vehicle parameters applied to the developed model

Nomenclature		Unit	Value
m_body: mass of body		kg	5,775
h: height of mass of body		m	0.25
L_r: distance from body center to right suspension point on body		m	1.18
L_l: distance from body center to left suspension point on body		m	1.18
L_f: distance from body center to front suspension point on body		m	1.3
L_r: distance from body center to rear suspension point on body		m	5.152
K_fs: stiffness of front suspension spring		N/m	313,078.5
Coeff_Kbs: coefficient of stiffness matrix of leaf spring for rear suspension	parameters for matrix generation dl: 0.358 m	N	53,437
Coeff_Mbs: coefficient of mass matrix of leaf spring for rear suspension	number of elements: 4 (mass and stiffness matrix for beam element generation 12)	kg	0.0147
Coeff_Kra: coefficient of stiffness matrix of rear rigid axle	parameters for matrix generation dl: 1.18 m	N	566,080
Coeff_Mra: coefficient of mass matrix of rear rigid axle	number of elements: 2 (mass and stiffness matrix for beam element generation ¹²⁾)	kg	0.1654
C_fs: damping coefficient of front suspension		N/(m/s)	3,600
C_rs: damping coefficient of rear suspension		N/(m/s)	2,500
m_fw: mass of front wheel		kg	100
m_tire: mass of tire		kg	85
K_tire: stiffness of tire		N/m	200,000
K_jt: stiffness of joint		N/m	700,000,000