

차체의 탄성효과와 엔진의 진동이 승차감에 미치는 영향분석

강 동 권*, 유 완 석**

Effects of Chassis Flexibility and Engine Vibration in Ride Quality

Dong-Kwon Kang*, Wan-Suk Yoo**

ABSTRACT

In this study, dynamic analysis of a passenger car is carried out to analyze ride quality over a random road profile. The front suspension of the car is a MacPherson strut type and the rear suspension is a multi-link type. The following five different models are constructed and compared to see the effects of engine vibration and chassis flexibility in the ride quality. (1) one rigid chassis model, (2) a rigid chassis and rigid engine model, (3) a rigid engine and flexible chassis model with one vibration mode, (4) one flexible chassis model with six engine vibration modes and one chassis vibration mode, (5) one flexible chassis model with seven vibration modes and four static correction modes. The result shows that engine vibration modes and the first bending mode of the chassis are important in the ride quality.

Key Words: Multibody Dynamics(다물체 동역학), Ride Quality(승차감), Vibration Mode(진동모드), Static Correction Mode(정적보상모드)

1. 서론

최근 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 차량의 조향성, 안정성 및 승차감을 예측하고 설계에 반영하려는 연구가 활발히 진행되고 있다. 이들 시뮬레이션에서는 해석의 편의와 컴퓨터 사용시간을 줄이기 위하여 최대한 단순화된 컴퓨터 모델을 사용하였다. 한편, 컴퓨터 기술의 발전과 더불어 발달된 다물체 동역학 해석 방법^(1,2)에 힘입어, 정확한 해석을 수행하기 위하여 차량의 부품을 더욱 많이 고려하게 되었고, 각 부품의 탄성영향도 고려하고 있다. 일반적

으로 차량의 성능을 컴퓨터 시뮬레이션으로 평가하는 경우에, 차량의 현가장치는 상세하게 모델링하는 반면, 차량의 차체는 강체로 모델링하고, 엔진은 차체의 일부분으로 모델링하는 경우가 많이 있다. 그러나 조향성 및 안정성 해석과는 달리, 차량의 승차감 해석에서는 엔진의 진동효과가 고려되어야 하므로 이러한 모델로는 미흡할 것이라 판단된다. 본 연구에서는 차량의 승차감을 해석하고자 하는 경우에 차체의 탄성효과와 엔진의 진동이 승차감에 미치는 영향을 알아 보기 위하여, 엔진과 차체를 5가지 경우로 모델링하여 비교 분석 하였다.

* 부산대학교 기계기술연구소, 정회원

** 부산대학교 기계공학부, 정회원

2. 차량 모델 및 노면의 모형화

승차감 해석을 위한 차량의 모델은 Fig.1 및 Fig.2와 같이 전문 현가장치(front suspension)는 맥퍼슨 스트럿 형식(MacPherson strut type)이며, 후륜 현가장치(rear suspension)는 멀티링크 형식(multi-link type)의 현가장치로 구성되어 있으며, 차체의 탄성과 엔진의 고려 여부에 따라 Table 1과 같이 5경우로 모델링하였다.

Table 1 Classification of Vehicle Modelings associated with Chassis and Engine

Model	엔진	차체	자유도	비고
Case 1		강체	104	엔진을 차체에 포함시킴
Case 2	강체	강체	110	엔진과 차체를 별개의 물체로 고려
Case 3	강체	탄성체	111	차체진동모드 1개
Case 4	탄성체		111	엔진진동모드 6개 + 차체진동모드 1개
Case 5	탄성체		115	진동모드 7 + 경적보상모드 4개

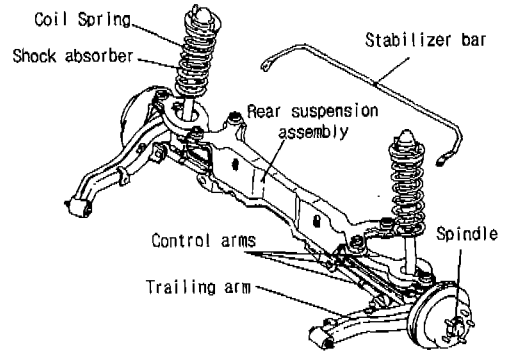
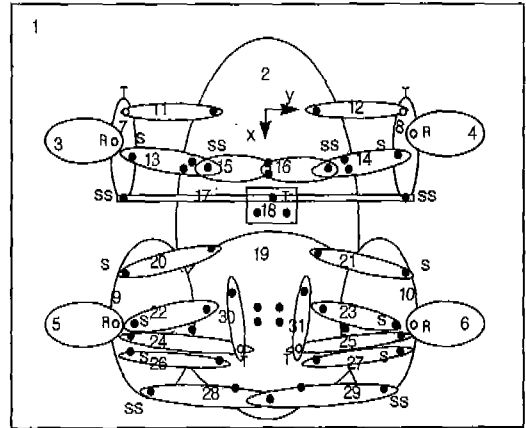


Fig. 2 Rear Suspension of Multi-link Type

Table 2 D.O.F. in the Vehicle Model of Case 1

시스템 내 물체	31개	186 D.O.F
고정물체	1개	-6 D.O.F
회전조인트	4개	-20 D.O.F
구면조인트	8개	-24 D.O.F
직진조인트	5개	-25 D.O.F
구면-구면조인트	6개	-6 D.O.F
구동구속조건	1개	-1 D.O.F
전체 자유도		104 D.O.F



1. Ground
2. Body
3. FL_Wheel
4. FR_Wheel
5. RL_Wheel
6. RR_Wheel
7. FL_Knuck
8. FR_Knuck
9. RL_Spindle
10. RR_Spindle
11. FL_P/ROD
12. FR_P/ROD
13. FL_/ARM
14. FR_/ARM
15. FL_STAB
16. FR_STAB
17. S/RACK
18. G/BOX
19. R.SUBF
20. RL_ASSLINK
21. RR_ASSLINK
22. RL_UPFRARM
23. RR_UPFRARM
24. RL_SABS
25. FR_SABS
26. RL_LWRARM
27. RR_LWRARM
28. RL_STAB
29. FR_STAB
30. RL_PISTON
31. RR_PISTON

Fig. 3 Vehicle Model for Multibody Dynamics

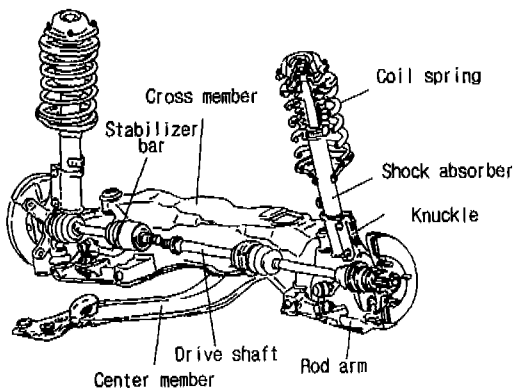


Fig. 1 Front Suspension of MacPherson Strut Type

Case 1은 엔진을 차체의 일부분으로 고려하고 이 차체를 강체로 고려한 경우이며, 이 때의 차량의 자유도는 Table 2와 같이 104이다. 사용된 힘 요소(force element)로는 29개의 부싱(bushing), 12개의 병진 스프링-댐퍼-액추에이터(translational spring-damper-actuator) 및 타이어와 지면 사이에서 생기는 반력이 고려되었다. 이 경우의 다물체 동역학 해석을 위한 차체의 모델은 Fig. 3과 같다.

Case 2는 엔진과 차체를 별개의 강체로 하고 엔진과 차체를 4개의 마운트로 연결한 경우로써, 엔진의 자유도 6이 추가되어 전체모델의 자유도는 110이다. 그리고 Case 3은 Case 2와 같이 엔진과 차체를 별개의 물체로 고려하였으나, 차체를 탄성체로 고려한 경우이다. 이 경우에는 차체의 27.4Hz 대역의 굽힘 진동모드(vibration mode)를 1개 추가 하여 모델의 자유도는 111이 되도록 하였다.

Case 4는 Case 1과 같이 엔진을 차체의 일부분으로 고려하고 차체는 탄성체로 고려한 경우이다. 이 경우에 엔진의 진동모드 6개(7.7, 8.0, 8.5, 9.5, 11.0, 12.5Hz)와 차체의 굽힘 진동모드(26.9Hz) 1개를 사용 하였으며, 자유도는 Case 3과 같이 111이다. Case 5는 Case 4와 같이 엔진과 차체의 진동모드 7개를 고려하고, 노면으로 부터 바퀴에 전달되는 힘이 차체에 작용하여 나타내는 변형을 고려하기 위하여 4개의 정적보상모드(static correction mode)^(3,4)를 사용하였다. 따라서 Case 4의 자유도에 4가 추가되어 전체 차량의 자유도는 115이다.

Case 5에서 사용된 정적보상모드는 차체에 현가장치가 부착되는 절점 4곳을 택하고 4곳의 현가장치 부착점 중 한 곳의 현가장치에 수직방향의 단위 힘을 작용시키고 나머지 3곳의 운동은 구속시킨 경우의 변형모드를 의미한다. 차체 유한요소모델의 모드해석 및 정적변형해석은 MSC/NASTRAN^(5,6,7)을 사용하여 수행되었다.

Fig. 4는 Case 4와 Case 5에서 사용한 차체의 유한요소 모델이며, Fig. 5는 이 때의 차체의 굽힘 진동모드(26.9Hz)의 모드 형상을 나타낸다. 이상의 5가지 경우의 차량모델을 10초간 정적평형상태로 유지시킨 후, 60km/h의 속도로 Fig. 6과 같은 노면을 4초간 주행시킬 때 차량의 응답을 구하였다.

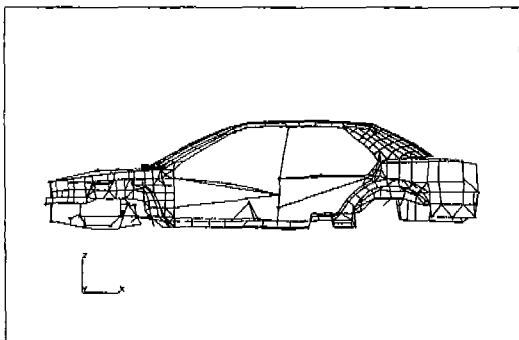


Fig. 4 Finite Element Model of the Chassis

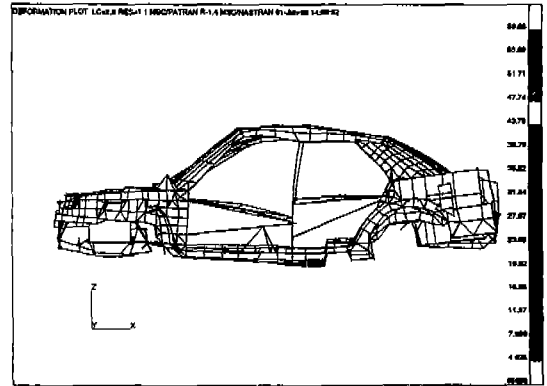
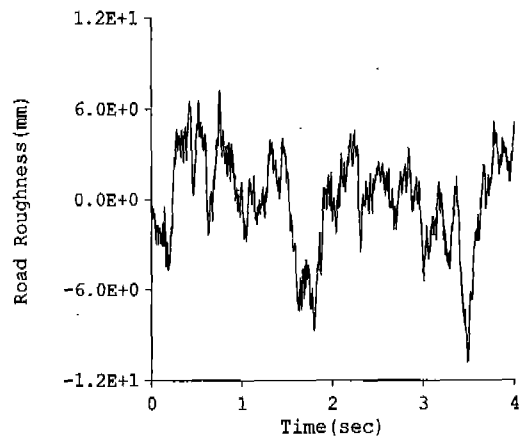
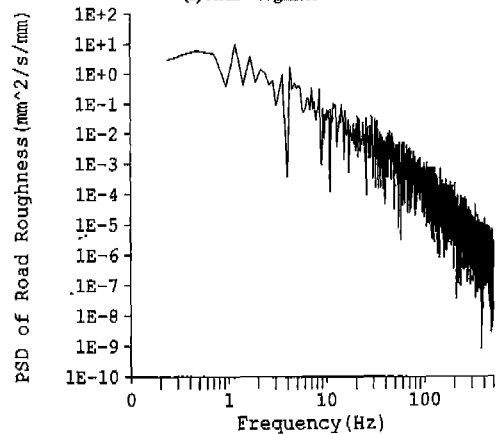


Fig. 5 First Bending Mode of the Chassis



(a) Road Roughness



(b) PSD of the Road Roughness

Fig. 6 Road Profile

노면 입력은 확률 과정으로 가정할 수 있으며, 그 통계적 특성은 일반적으로 전력밀도함수(PSD, Power Spectrum Density)에 의해 기술될 수 있다.⁽⁶⁾ 본 연구에서 사용한 Fig.6의 노면은 일본 고속도로의 노면과 유사한 전력밀도함수를 갖도록 가정된 유색잡음 성형필터(shaping filter)를 통해 생성한 노면이다.⁽⁶⁾

3. 운동방정식 및 해법

탄성체가 포함된 해석에서는 탄성체의 변형을 고려하기 위한 좌표가 필요하다. 유한요소법 해석에서는 탄성변형을 고려하기 위하여 절점좌표(nodal coordinates)와 모드좌표(modal coordinates)를 사용한다. 절점좌표를 사용하면 식의 유도는 간편하나, 좌표의 숫자가 많아져서 시뮬레이션 시간이 무척 길어진다. 모드좌표에서는 몇 개의 중요한 모드만 고려하여 변형을 표시하므로, 좌표의 숫자가 작아서 효율적인 시뮬레이션을 수행할 수 있다. 따라서, 탄성체의 운동방정식을 절대좌표계와 모드좌표를 사용하여 유도하면 다음과 같다.⁽⁹⁾

3.1 탄성변형과 좌표계

좌표계와 탄성변형은 Fig. 7과 같이 x-y-z좌표계는 절대좌표계(absolute reference frame)를 나타내고, x'-y'-z'좌표계는 물체좌표계(body reference frame)를 나타내고, u_{ij} 는 물체 i 내의 절점 j 의 물체좌표계에 대한 병진 변형(translational deformation)을 나타내며 다음과 같다.

$$u_{ij} = \psi_{ij}' a_i \tag{1}$$

여기서 ψ_{ij}' 는 모드좌표계의 경우 탄성체 i 의 전체변형 모드행렬 중에서 절점 j 의 병진변위 성분만 뽑아내는 $3 \times m$ 인 투영행렬(projection matrix)이다.⁽³⁾

3.2 모드행렬

기계계의 탄성변형을 나타내기 위하여 사용되는 모드의 종류는 크게 진동모드(vibration mode)와 정적모드(static mode)의 두 종류로 나누어진다. 또한 정적모드는 부착모드(attachment mode)와 구속모드(constraint mode)로 나눌 수 있다.^(3,4)

진동모드는 가장 일반적인 변형모드이며, 고전적인 방

법에선 몇 개의 저차 진동모드가 사용되었다. 비록 진동수 영역과 모드의 형태로부터 진동모드의 수가 결정되어질 수 있지만 해석상에서 포함되어지는 진동모드의 수를 결정하는 어떤 일반적인 규칙은 없었다. 더우기 집중력으로 인한 지역적인 변형(local deformation)을 나타내기 위해서는 많은 수의 진동모드를 필요로 한다.

정적모드(static modes)는 특정한 절점에 단위하중을 가할때 생겨나는 변형으로서 조인트 반력과 스프링-감쇠기-구동기에 의한 국부변형을 나타내는데 유리하다. Yoo^(3,4)는 기계계에 있어서 지역적인 집중력에 의한 변형을 나타내기 위한 정적모드를 진동모드와 병행하여 사용할때 이를 정적보상모드(static correction mode)라고 하였으며, 이 모드의 유용성을 제안하였다. 정적모드는 구속력을 발생하는 조인트의 기구학적 구속조건에 기초하여 선택되어질 수 있다. 만약 모든 반력 또는 외력에 의한 변형을 모두 진동모드로 택하면 모드의 숫자가 너무 많아질 것이므로, 수치해석의 효율을 감소시킬 것이다. 따라서 변형을 적절히 나타낼 수 있는 적은 수의 정적모드를 선택하는 것이 바람직하다. 큰 반력이 기대되거나, 또는 어떠한 방향의 변형이 운동에 대하여 중요하다고 공학적으로 판단되어질 때 이러한 좌표들을 정적모드로 선택할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 노면으로부터 타이어와 현가장치를 통하여 차체로 전달되는 힘에 의한 변형이 차체 진동에 영향을 미칠 것으로 판단하여 4개의 정적보상모드를 사용하였다.

n 개의 진동모드와 m 개의 정적보상모드가 요소의 탄성변형을 나타내기 위하여 선택되었을 때 탄성변형 u 는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$u = \psi_n a_n + \psi_m a_m \tag{2}$$

여기서 ψ_n 와 ψ_m 은 각각 n 개의 선택된 진동모드와 m 개의 정적보상모드를 나타내며 a_n 와 a_m 은 모드의 크기를 나타내는 모드좌표이다. 모드행렬 ψ 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$\psi = [\psi_n \ \psi_m] \tag{3}$$

3.3 위치, 속도, 가속도

변형 후의 절점의 위치는 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{s}'_{ij} = (\dot{s}'_{ij})_0 + \dot{u}'_{ij} \quad (4)$$

여기서 $(\dot{s}'_{ij})_0$ 는 변형이 없는 경우의 물체좌표계에 대한 절점 j 의 좌표이다.

절대좌표계에 대한 물체 i 의 물체좌표계 원점의 위치를 r_i 라 하면, 절대좌표계에 대한 절점 j 의 위치는 식(5)와 같다.

$$\begin{aligned} r'_{ij} &= r_i + A_i s'_{ij} \\ &= r_i + s_{ij} \end{aligned} \quad (5)$$

물체좌표계에 대한 절점 j 의 속도는 식(6)과 같이 표시된다.

$$\dot{s}'_{ij} = \psi'_{ij} \dot{a}_i \quad (6)$$

절대좌표계에 대한 물체 i 의 물체좌표계의 각속도를 ω_i 라 하면, 절대좌표계에 대한 절점 j 의 속도는 식(7)과 같으며,

$$\begin{aligned} \dot{r}'_{ij} &= \dot{r}_i + \dot{A}_i s'_{ij} + A_i \dot{s}'_{ij} \\ &= \dot{r}_i - \bar{s}_{ij} \omega_i + A_i \psi'_{ij} \dot{a}_i \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 $\dot{A}_i = \omega_i \times A_i$ 이다.

물체좌표계에 대한 절점 j 의 각속도는 식(8)로 표현되며,

$$\Omega'_{ij} = \psi'_{ij} \dot{a}_i \quad (8)$$

절대좌표계에 대한 절점 j 의 각속도는 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} \omega_{ij} &= \omega_i + A_i \psi'_{ij} \dot{a}_i \\ &= \omega_i + \Omega_{ij} \end{aligned} \quad (9)$$

물체좌표계에 대한 절점 j 의 가속도는 식(10)으로 표시되므로,

$$\ddot{s}'_{ij} = \Psi'_{ij} \ddot{a}_i \quad (10)$$

절대좌표계에 대한 절점 j 의 가속도는 식(11)과 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{r}'_{ij} &= \ddot{r}_i + \ddot{A}_i s'_{ij} + \dot{A}_i \dot{s}'_{ij} + \dot{A}_i \dot{s}'_{ij} + A_i \ddot{s}'_{ij} \\ &= \ddot{r}_i - \bar{s}_{ij} \ddot{\omega}_i + A_i \Psi'_{ij} \ddot{a}_i + \bar{\omega}_i \bar{\omega}_i s_{ij} + 2\bar{\omega}_i A_i \Psi'_{ij} \dot{a}_i \\ &= \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \dot{\omega}_i \\ \ddot{a}_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{\omega}_i \bar{\omega}_i s_{ij} + 2\bar{\omega}_i A_i \Psi'_{ij} \dot{a}_i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 $\ddot{A}_i = \dot{\omega}_i \times A_i + \omega_i \times (\omega_i \times A_i)$ 이다.

절대좌표계에 대한 절점 j 의 각가속도는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}'_{ij} &= \dot{\omega}_i + \dot{A}_i \psi'_{ij} \dot{a}_i + A_i \psi'_{ij} \ddot{a}_i \\ &= \dot{\omega}_i + A_i \psi'_{ij} \ddot{a}_i - \bar{\Omega}_{ij} \omega_i \\ &= \begin{bmatrix} \dot{r}_i \\ \dot{\omega}_i \\ \ddot{a}_i \end{bmatrix} - \bar{\Omega}_{ij} \omega_i \end{aligned} \quad (12)$$

3.4 탄성체의 운동방정식

가상변위의 원리를 사용하여 집중질량으로 가정된 탄성체의 운동방정식을 구하면 다음과 같이 표시된다.

$$\sum_{j=1}^n \left\{ -\delta r_{ij}^T m_{ij} \ddot{r}_{ij} - \delta \pi_{ij}^T (J_{ij} \dot{\omega}_{ij} + \bar{\omega}_{ij} J_{ij} \omega_{ij}) + \delta r_{ij}^T F_{ij} + \delta \pi_{ij}^T T_{ij} \right\} = \delta W_{\text{internal}} \quad (13)$$

여기서, F_{ij} 와 T_{ij} 는 j 번째 절점에 작용하는 힘과 토크이다. $\delta W_{\text{internal}}$ 는 내력(internal force)으로 인한 가상일(virtual work)을 나타낸다.

윗 식(13)의 좌변을 정리하면 식(14)와 같다.

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^n \left\{ -\delta r_{ij}^T m_{ij} \ddot{r}_{ij} - \delta \pi_{ij}^T (J_{ij} \dot{\omega}_{ij} + \bar{\omega}_{ij} J_{ij} \omega_{ij}) + \delta r_{ij}^T F_{ij} + \delta \pi_{ij}^T T_{ij} \right\} \\ &= \begin{bmatrix} \delta r_i^T & \delta \pi_i^T & \delta a_i^T \end{bmatrix} \left\{ -M_i \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \dot{\omega}_i \\ \ddot{a}_i \end{bmatrix} - S_i + Q_i \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 S_i 는 속도의 제곱 항이며, Q_i 는 외력으로 인한 일반력을 나타낸다.

윗 식(13)의 우변은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta W_{\text{intrinsic}} &= \begin{bmatrix} \delta r_i^T & \delta \pi_i^T & \delta a_i^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_a a \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \delta r_i^T & \delta \pi_i^T & \delta a_i^T \end{bmatrix} \{F_i\} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 절점좌표의 경우 $K_a = K$ 이며, 모드좌표의 경우 $K_a = \Psi^T K \Psi$ 가 된다. Ψ 는 모드행렬을 뜻한다.

탄성체 i 에 대한 식(16)과 같은 식을 구할 수 있다.

$$[M_i] [\ddot{q}_i] = -\{S_i\} + \{Q_i\} - \{F_i\} \quad (16)$$

여기서 $\ddot{q}_i = [\ddot{r}_i^T \ \dot{\omega}_i^T \ \ddot{a}_i^T]^T$ 이다.

3.5 구속계의 운동방정식

일반적인 구속계의 구속조건은 다음과 같다.

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q) \\ \Phi^D(q, t) \\ \Phi^E(q) \end{bmatrix} = 0 \quad (17)$$

여기서, $\Phi^K(q)$ 는 기구학적 구속조건(kinematic constraint), $\Phi^D(q, t)$ 는 구동 구속조건(driving constraint), $\Phi^E(q)$ 는 오일러매개변수 구속조건(Euler parameter constraint)이다.

위 식(17)을 시간에 대하여 두 번 미분하면 식(18)과 같은 구속방정식의 가속도에 관한 식을 얻게된다.

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{nb} (\Phi_{r_i} \ddot{r}_i + \Phi_{\pi_i} \dot{\omega}_i + \Phi_{a_i} \ddot{a}_i) \\ &= -\sum_{i=1}^{nb} (\dot{\Phi}_{r_i} \dot{r}_i + \dot{\Phi}_{\pi_i} \omega_i + \dot{\Phi}_{a_i} \dot{a}_i) - (\Phi_{iq} \dot{q} + \Phi_n) \end{aligned} \quad (18)$$

따라서, 식(16)과 식(18)로 부터 기하학적 구속조건 Φ 를 갖는 전체계에 대한 운동방정식은 식 (19)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (19)$$

여기서 $M = \text{diag}[M_1, M_2, \dots, M_{nb}]$, $Q = (Q_1^T, Q_2^T, \dots, Q_{nb}^T)^T$,

$\gamma = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\Phi_{q\dot{q}} \dot{q} - \Phi_n$ 이다.

또한 $\ddot{q} = [\ddot{q}_1^T, \ddot{q}_2^T, \dots, \ddot{q}_{nb}^T]^T$ 이며, Φ_q 는 기하학적 구속조건 식의 자코비안행렬, λ 는 라그랑지 곱수를 나타낸다.

식(19)의 대수-미분방정식을 풀 뒤 계산된 가속도를 속도와 함께 적분하여 다음 스텝(step)의 속도와 위치를 계산한다. 이를 반복하여 임의의 시간에서의 위치, 속도, 가속도를 결정한다.

4. 해석결과 및 고찰

승용차를 차체의 탄성효과와 엔진의 고려 여부에 따라서 5경우로 모델링한 차량을 최대진폭 10.84mm의 도로를 60km/h의 속도를 주행할 때의 차체의 운전석의 위치에서 차량의 수직 가속도와 수직 가속도의 PSD 는 Fig. 8 ~ Fig. 11에 나타나 있다.

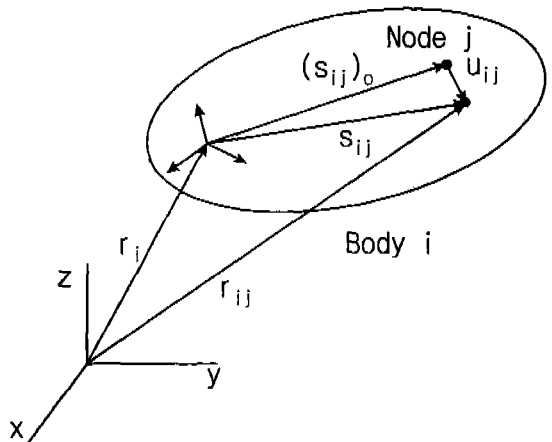


Fig. 7 The Coordinate System and Elastic Deformations

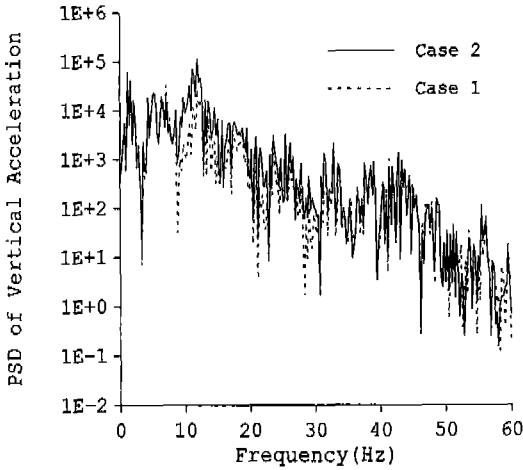


Fig. 8 PSD of Chassis Vertical Accelerations(Case1, Case2)

Fig.8은 엔진을 강체로 분리한 경우(Case2)와 분리하지 않은 경우(Case 1)에 대한 수직방향 가속도의 PSD를 나타내고 있다. 강체 엔진을 고려한 모델의 경우(Case 2)의 가속도 PSD값이 12Hz 대역에서 최대 피크치 값이 엔진을 고려하지 않은 모델(Case 1)의 값보다 큼을 알 수 있다.

이는 엔진의 거동에 의해서 12Hz 대역에서 발생하는 피크치가 엔진을 고려하지 않은 경우(Case 1)에서는 나타나지 않는 것으로 보인다. 이러한 피크는 실차 시험에서 나타나는 특성으로 알려져 있으므로 모델링에서 엔진을 고려해야 한다고 사료된다.

Fig.9는 차체와 엔진을 강체로 가정한 모델(Case 2)과 차체는 탄성체로 엔진은 강체로 가정한 모델(Case 3)의 가속도 PSD를 비교한 것이다. 차체를 탄성체로 가정하여 27.4Hz의 차체의 굽힘 진동모드를 1개 사용하고, 엔진은 강체로 가정한 모델(Case 3)의 응답은 차체를 강체로만 가정한 모델(Case 2)과 비교할 때, 27Hz 부근에서 다른 피크가 나타남을 알 수 있다. 이 27Hz 대역의 피크치는 차체의 탄성모드(27.4Hz)의 영향이라 사료된다. 이러한 효과는 승용차의 실차 실험에서 나타나는 특성이며, 이 시뮬레이션의 결과와 같은 경향을 나타낸다. 또한 12Hz 대역의 피크치에서는 크기가 약간 차이 있는데 이는 차체를 탄성체로 본 경우에 차체 진동의 영향때문이라 사료된다.

Fig.10은 차체는 탄성체로 엔진은 강체로 가정한 모델

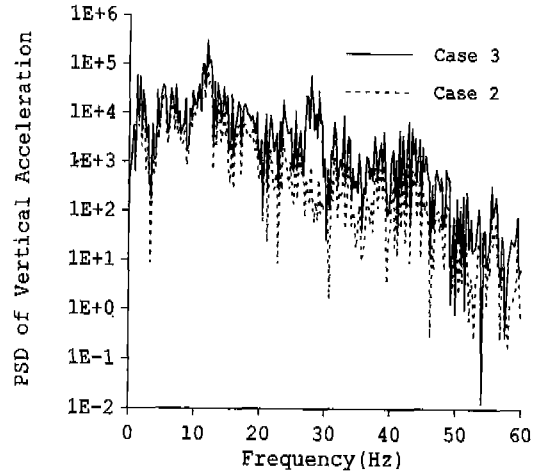


Fig. 9 PSD of Chassis Vertical Accelerations(Case2, Case3)

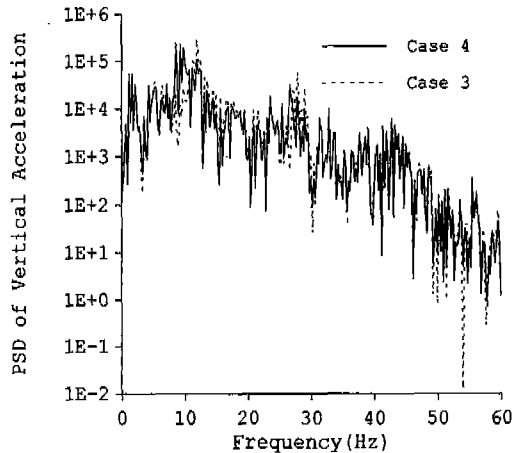


Fig. 10 PSD of Chassis Vertical Accelerations(Case3, Case4)

(Case 3)과 엔진을 차체의 일부분으로 보고 이 차체를 탄성체로 가정한 모델(Case 4)의 응답을 비교한 것이다. 차체의 탄성효과를 나타내기 위하여 유한요소모델에서 구한 6개의 엔진 진동모드와 1개의 차체의 굽힘모드를 사용한 결과, 차체를 강체로 모델링한 경우와 비교해 볼 때 Case 4의 경우에는 8.56Hz ~ 12Hz대역에서 엔진의 진동 특성과 26Hz 대역에서 차체의 탄성효과에 의한 진동특성이 동시에 나타난다. Case 4의 경우에 엔진진동에 의한 최대 피크치는 8.56Hz에서 254,550으로 Case 3의 최대 피크치 보다 작은 값을 나타내고, 피크치의 위치도 조금차이가 난다. 그리고 차체 탄성효과에 의한 진

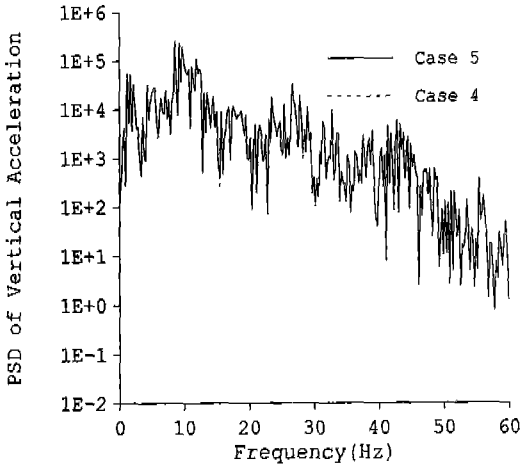


Fig. 11 PSD of Chassis Vertical Accelerations(Case4, Case5)

등의 피크치는 26.64Hz에서 34,296의 크기를 나타내어 Case 3의 약 1/2정도의 값을 나타낸다. 이렇게 Case 4와 Case 3의 차이 중, 엔진에 의한 8Hz ~ 12Hz대역의 응답특성은 강체 엔진모델과 탄성체 엔진모델 사이의 질량분포와 탄성계수의 선정에서 발생하는 차이일 것으로 사료되며, 27Hz 대역의 차체 진동피크치는 강체 엔진모델과 탄성체 엔진모델이 서로 유사하나 0.5Hz 정도 피크치의 위치가 차이 나는 이유는 탄성체 엔진을 포함하는 모델의 경우의 차체의 굽힘진동 모드(26.9Hz)가 강체엔진을 포함하는 차체의 굽힘진동 모드(27.4Hz)보다 낮기 때문이라 사료된다. 그러나 두 경우가 모두 엔진진동특성과 차체진동특성을 잘 나타내며, 전체적인 경향이 잘 일치하는 것으로 볼 수 있다.

Fig.11은 엔진을 차체의 일부분으로 보고 이 차체를 탄성체로 가정한 모델에서 탄성효과를 고려하기 위해 고려한 7개의 진동모드(엔진 6개 + 차체 1개)를 고려한 모델(Case 4)과 이 모델에 노면으로부터 차체에 가해지는 변형을 고려하기 위하여 고려한 4개의 정적보상모드를 더 고려한 모델(Case 5)을 사용한 경우의 가속도의 PSD이다. Case 5의 경우에 8Hz ~ 12Hz 대역의 가속도 PSD의 피크치 값은 255,200으로 Case 4의 254,550과 약간 크며, 26Hz ~ 28Hz대역의 가속도 피크치 값도 36,505으로 Case 4의 33,376보다 약간 크다. 그러나 Case 5의 경우는 예상과는 달리 정적보상모드를 고려하지 않은 모델(Case 4)과 큰 차이를 나타내지

않는 것으로 보인다. 이유는 고속도로와 같이 비교적 평이한 노면을 달릴 때, 바퀴로부터 현가장치를 거쳐서 차체로 전달되는 힘이 차체를 변형시킬 만큼 큰 힘이 아닌 것이기 때문이라 사료된다. 고려한 정적보상모드는 더욱 더 거친 노면이나, 단순 장애물 통과 때와 같이 타이어를 통하여 차체로 큰 힘이 전달되어 질 때에 그 효과가 나타나리라 사료된다.

Table 3은 위의 5가지 경우로 나누어 시뮬레이션을 수행한 경우 시뮬레이션 시간을 Case 1을 기준으로 해서 상대적으로 표시한 것이다. 이를 통해 볼 때, 10Hz 대역의 진동과 26Hz~29Hz대역의 차체진동을 모두 고려해 줄 수 있는 Case 3, Case 4, Case 5의 모델 중에서 엔진은 강체로 가정하고, 차체는 탄성체로 가정한 모델(Case 3)이 시뮬레이션 시간면에서는 유리한 것으로 보인다.

Table 3 Simulation Time Rate

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Simulation Time Rate	1	1.01	1.17	1.66	1.98

5. 결론

이상의 5가지로 가정한 모델을 사용하여 유색잡음으로 가정한 노면을 주행하는 차량의 진동을 해석해 본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 엔진과 차체를 하나의 강체로 모델링한 경우(Case 1)에서는 엔진에서 나타나는 10Hz근처의 진동이 나타나지 않는다.
2. 엔진과 차체를 별개의 강체로 모델링한 경우(Case 2)에서는 엔진에서 나타나는 10Hz대역의 진동은 나타나지만, 실차에서 나타나는 26Hz~29Hz 대역의 차체진동은 나타나지 않는다.
3. 엔진은 강체로 차체는 탄성체로 모델링한 경우(Case 3)에는 10Hz 대역의 진동과 26Hz~29Hz의 진동이 모두 나타나며, 시뮬레이션을 시간을 단축시킬 수 있는 모델이라 사료된다.
4. 엔진과 차체를 하나의 탄성체로 모델링하고 엔진의 진동모드와 차체의 굽힘모드를 고려한 모델(Case 4)인 경우도 10Hz 대역의 진동과 26Hz~29Hz의 차체진동이 나타난다.

5. 엔진과 차체를 하나의 탄성체로 모델링하고 엔진의 진동모드와 차체의 굽힘모드를 고려하고, 노면으로부터 차체로 전달되는 힘에 의한 효과를 고려하기 위한 4개의 정적보상모드를 더 고려한 모델(Case 5)인 경우는 Case 4의 결과와 거의 일치하는 것으로 보아서 매끄러운 노면을 주행할 때에는 엔진의 진동모드와 차체의 진동모드가 차체 진동에 지배적인 영향을 미치며, 노면으로부터 차체로 전달되는 힘에 의한 효과를 고려하기 위한 정적보상모드는 영향이 작다고 판단된다.

이상의 결과로 통해, 승차감 해석을 위해서는 엔진의 영향과 차체의 탄성효과를 고려하여야 하는 것으로 사료되며, 승차감 해석에서는 정적보상모드의 영향이 크지 않는 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. ADAMS(Automated Dynamic Analysis and Mechanical System) User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., 1994, USA
2. DADS(Dynamic Analysis and Design System) User's Manual, Computer Aided Design Software Inc., 1994, USA
3. Yoo, W.S. and Haug, E.J., "Dynamics of Articulated Structures :Part I, Theory," J. Structural Mechanics, Vol. 14, No. 1, pp. 105-126, 1986.
4. Yoo, W.S. and Haug, E.J., "Dynamics of Articulated Structures:Part II, Computer Implementation and Applications," J. Structural Mechanics, Vol. 14, No. 2, pp. 177-189, 1986.
5. MSC/NASTRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, 1994, USA
6. MSC/ARIES User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, 1994, USA
7. MSC/PATRAN User's Manual, MacNeal-Schwendler Corporation, 1994, USA
8. Jeong, W., Yoshida, K., Kobayashi, H., and Oda, K., "State Estimation of Road Surface and Vehicle System Using a Kalman Filter", JSME Int. J., Series III, Vol.33, No.4, pp.528-534, 1990.
9. 신상훈, "탄성기계시스템의 동역학 해석을 위한 절점좌표와 모드좌표의 비교연구", 부산대학교 박사학위논문, 1995.