

# 타이어 접지폭을 고려한 3차원 차량모델에 의한 동적 차륜하중에 관한 연구

## A Study on the Dynamic Wheel Loads of 3-D Vehicle Model Considering Tire Enveloping

정 태 주<sup>1)</sup>  
Chung, Tae Ju

요 약 : 본 연구에서는 타이어의 접지폭을 고려한 새로운 3차원 차량모델을 개발하여 차량의 동적하중에 대하여 연구하였다. 3차원 차량 모델에는 타이어의 접지폭과 텐덤 스프링 차륜축의 피칭을 고려하여 대형차량인 2축 차량과 3축 차량을 각각 7-자유도와 8-자유도로 모델링 하였다. 차량의 운동방정식은 Lagrange 방정식을 사용하여 유도하였으며 IMSL에 내장되어 있는 5차 Runge-Kutter 방법을 사용하여 해를 계산하였다. 본 3차원 차량모델을 이용하여 수치해석한 결과와 Whittemore 등이 실시한 실험값을 비교 검토하여 그 타당성을 입증하였다. 수치해석으로 구한 결과는 실험값과 매우 잘 일치하였다. 차량의 동적 해석에서는 2축 차량인 8톤 덤프트럭과 3축 차량인 15톤 덤프트럭이 스텝 범프를 통과할 때와 여러 가지 종류의 도로를 1.0 km 주행하는 동안 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 구하였다.

ABSTRACT : In this paper, research for dynamic wheel loads of 3-D vehicle model considering tire enveloping model is carried out. Heavy trucks with 2-axes and 3-axes are modeled by 7-d.o.f. and 8-d.o.f., in which contact length of tire and pitching of tandem spring axles is considered. Dynamic equations of vehicle are derived by using the Lagrange's equation and solution of the equation is calculated by 5th Runge-Kutter method. The validity of the developed 3-D vehicle model is demonstrated by comparing the results obtained by the present method and experimental data by Whittemore. The maximum impact factors of tire force are calculated when vehicle models of 8ton and 15ton dump truck are running on the different class roads with 1.0km and on the various step bump.

핵심용어 : 동적해석, 충격계수, 차량모델, 타이어 접지폭, 타이어력

KEYWORDS : Dynamic Analysis, Impact Factor, Vehicle Model, Tire Enveloping Model, Tire Force

### 1. 서론

도로를 주행하는 차량은 도로의 노면 및 도로교에 하중으로 작용하게 된다. 도로를 적법하게 운행하는 차량은 그 종류가 매우 다양하고 복잡한 구조로 되어 있기 때문에 차량을 수학적으로 모델링하기가 어렵다. 일반적으로 도로의 노면 및 도로교의 설계시 영향을 미치는 차량은 주로 대형차량이므로 본 연구에서는 대형 차량인 2축과 3축 차량을 대상으로 하였다.

도로를 주행하는 차량은 도로의 노면조도에 의해 진동을 하게 되며, 이러한 차량의 동적 거동으로 인하여 발생하는 타

이어력은 도로의 노면 및 도로교에 동적 하중으로 작용하게 된다. 따라서 도로의 노면 설계 및 도로교의 동적 응답을 연구하기 위하여 1950년대 초부터 지금까지 많은 연구를 실시하여 왔다. 도로의 노면 및 도로교에 하중으로 작용하는 차량은 도로의 노면조도, 차량의 현가 장치 및 감쇠, 차량의 중량, 길이와 속도 등에 따라 다른 동적 거동 특성을 나타낸다. 이러한 영향을 고려하기 위하여 지금까지의 연구에서는 대부분 차량을 1개 자유도의 이동 질량 및 몇 개의 자유도를 갖는 이동차량으로 이상화시켜 차량을 모델링하여 사용하여 왔다. 이들 연구에서는 대부분 차량의 수직운동과 피칭운동을 고려한 2차원 차량모델을 많이 사용하여 왔으나<sup>(1)~(5)</sup>, 근래에 이

1) 정희원, 한라대학교 건축토목공학부 조교수

본 논문에 대한 토의를 2002년 6월 30일까지 학회로 보내주시면 토의 회답을 게재하겠습니다.

르러 차량의 수직, 피칭과 롤링 운동을 고려한 3차원 차량모델을 사용하여 차량의 동적 거동을 연구하는 추세에 있다<sup>(6)</sup>~<sup>(8)</sup>

지금까지 3차원 차량모델을 사용한 연구에서 차량을 모델링할 때 차량의 타이어가 도로의 노면과 한 점에 접지한다고 가정하였으나, 실제로 차량의 타이어는 도로의 노면과 일정한 크기의 접지폭을 갖은 상태로 주행한다. 그리고 대형 차량의 후륜에 많이 사용하는 텐덤 다판스프링의 현가 장치에는 두 개의 차축이 장착되어 있으나 대부분의 연구에서 이를 한 개의 축으로 이상화시켜 차량을 모델링한 3차원 차량모델을 사용하여 왔다. 그러나 최근에 김<sup>(7)</sup>은 텐덤 다판스프링에 두 개의 차축을 고려한 차량모델을 사용하여 도로교의 동적 응답을 연구하는데 사용하였다.

따라서 본 연구에서는 차량 타이어의 접지폭을 고려하고 3축 차량의 후륜에 많이 사용하는 텐덤 다판스프링의 현가장치에 두 개의 차축을 고려하여 지금까지 사용한 3차원 차량모델과는 달리 좀 더 개선된 새로운 3차원 차량모델을 사용하여 차량의 동적 거동을 연구하였다.

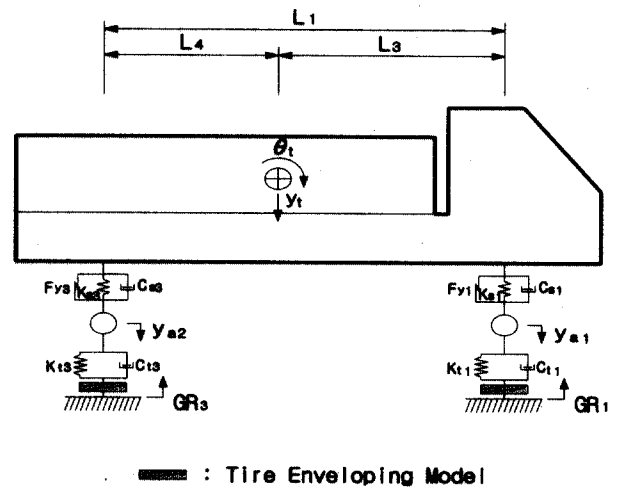
본 연구에서 개발한 3차원 차량모델을 사용하여 수치해석으로 구한 결과는 실험값과 매우 잘 일치함을 알 수 있었으며, 이를 통하여 본 연구에서 제안한 3차원 차량모델의 타당성을 입증하였다. 그리고 차량이 스텝 범프(Step Bump)를 통과할 때와 여러 가지 종류의 도로를 1.0km 주행하는 동안 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 구하였다.

## 2. 차량모델

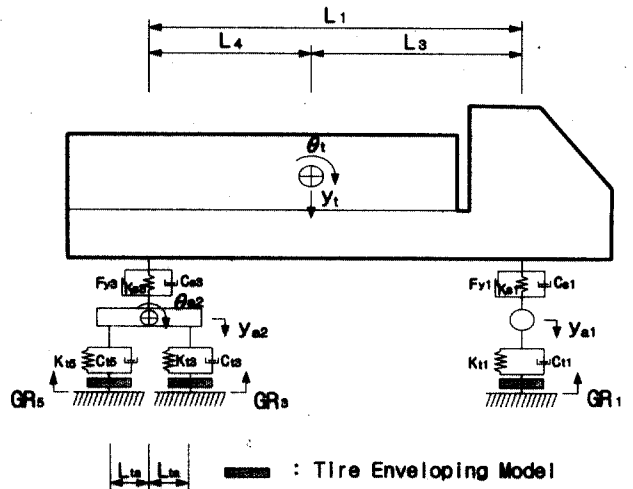
본 연구에서는 그림 1에 나타낸 바와 같이 대형 차량인 2축과 3축 대형 트럭을 3차원으로 각각 모델링하였다. 대형 차량은 현가장치에 의해 받혀지는 현가장치 상질량(Sprung Mass)과 현가장치 하질량(Unsprung Mass)으로 구분하여 모델링하였다. 여기서, 현가장치 상질량은 차체이고 현가장치 하질량은 차륜축이며, 차륜은 차륜축에 포함시켰다.

한편, 차량의 수학적 모델링을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

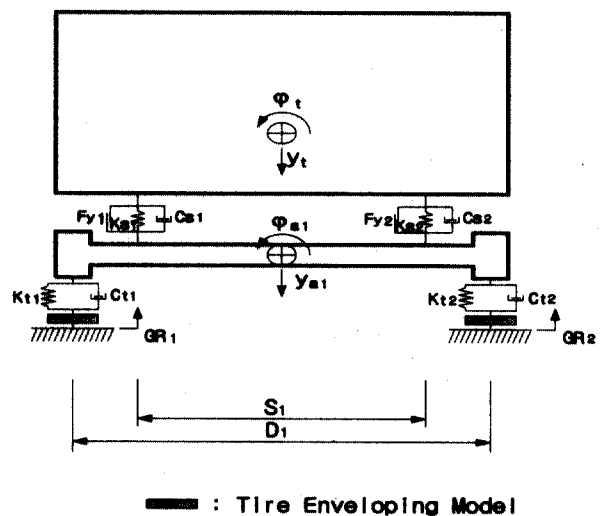
- ① 모든 질량체는 강체이다.
- ② 차체는 수직운동, 피칭운동 및 롤링운동을 하며 차체의 중심에 대하여 일어난다.
- ③ 차량은 일정한 속도로 주행한다.
- ④ 차량의 모든 요소는 종방향으로 같은 속도로 이동한다.
- ⑤ 현가장치 및 타이어의 감쇠는 선형으로 가정한다.
- ⑥ 차량의 현가장치는 다판스프링이다.



(a) 2축 차량의 측면도



(b) 3축 차량의 측면도



(c) 차량의 정면도

그림 1. 차량모델

## 2.1 차량의 운동방정식

차량의 운동방정식은 Lagrange 방정식을 사용하여 유도하였다.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (1)$$

여기서, T=차량 시스템의 전체 운동에너지.

V=차량 시스템의 전체 위치에너지.

D=차량 시스템의 전체 분산에너지.

$q_i$  와  $\dot{q}_i$  = 일반화된 변위와 속도.

그림 1에 나타난 2축과 3축 트럭의 차량모델에 대한 운동방정식은 식(1)을 사용하여 유도할 수 있다. 차량의 전체 운동에너지  $T = \sum T_i$ 는 차량 시스템 요소의 질량 및 수직변위의 속도  $\dot{y}$ 와 피칭 및 롤링에 대한 회전속도  $\dot{\theta}$ 와  $\dot{\varphi}$ 를 사용하여 계산하고, 차량의 전체 위치에너지  $V = \sum V_i$ 는 현가장치 및 타이어의 스프링 강성과 각 스프링의 상대변위를 구하여 계산하였다.

### 2.1.1 2축 차량

2축 차량의 차량모델과 7-자유도를 그림 1(a)에 나타내었으며, 운동방정식은 식(1)을 사용하여 유도하였다. 그림 1(a)에 나타난 각각의 강체의 자유도와 질량에 대한 기호는 다음과 같다.

$y_t, \varphi_t, \theta_t$  = 트럭의 수직, 롤링 및 피칭 변위

$y_{a1}, \varphi_{a1}$  = 앞 차축의 수직 및 롤링 변위

$y_{a2}, \varphi_{a2}$  = 뒷 차축의 수직 및 롤링 변위

$m_t, I_{\alpha}, I_{\beta}$  = 차체의 질량 및 롤링과 피칭에 관한 회전 관성2차모멘트

$m_{a1}, m_{a2}$  = 앞 차축과 뒷 차축의 질량

$I_{\alpha a1}, I_{\alpha a2}$  = 앞 차축과 뒷 차축의 롤링에 관한 회전 관성2차모멘트

현가 스프링의 상대변위는 다음 식과 같다.

$$U_{s1} = (y_t - y_{a1}) + L_3 \cdot \theta_t + (S_1/2)(\varphi_t - \varphi_{a1}) \quad (2)$$

$$U_{s2} = (y_t - y_{a1}) + L_3 \cdot \theta_t - (S_1/2)(\varphi_t - \varphi_{a1}) \quad (3)$$

$$U_{s3} = (y_t - y_{a2}) - L_4 \cdot \theta_t + (S_2/2)(\varphi_t - \varphi_{a2}) \quad (4)$$

$$U_{s4} = (y_t - y_{a2}) - L_4 \cdot \theta_t - (S_2/2)(\varphi_t - \varphi_{a2}) \quad (5)$$

타이어 스프링의 상대변위는 다음 식과 같다.

$$U_{a1} = y_{a1} + (D_1/2) \cdot \varphi_{a1} - (-GR_1) \quad (6)$$

$$U_{a2} = y_{a1} - (D_1/2) \cdot \varphi_{a1} - (-GR_2) \quad (7)$$

$$U_{b3} = y_{a2} + (D_2/2) \cdot \varphi_{a2} - (-GR_3) \quad (8)$$

$$U_{b4} = y_{a2} - (D_2/2) \cdot \varphi_{a2} - (-GR_4) \quad (9)$$

식(6)~식(9)에서  $GR_i$ 는 상향이 양(+)이다.

그림 1(a)에 나타난 7개의 자유도에 대한 2축 차량의 운동방정식은 다음 식과 같다.

$$m_t \ddot{y}_t + (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) + (F_{cs1} + F_{cs2} + F_{cs3} + F_{cs4}) = m_t \cdot g \quad (10)$$

$$I_{\alpha} \ddot{\varphi}_t + (F_{s1} - F_{s2})(S_1/2) + (F_{s3} - F_{s4})(S_2/2) + (F_{cs1} - F_{cs2})(S_1/2) + (F_{cs3} - F_{cs4})(S_2/2) = 0 \quad (11)$$

$$I_{\beta} \ddot{\theta}_t + (F_{s1} + F_{s2}) \cdot L_3 - (F_{s3} + F_{s4}) \cdot L_4 + (F_{cs1} + F_{cs2}) \cdot L_3 - (F_{cs3} + F_{cs4}) \cdot L_4 = 0 \quad (12)$$

$$m_{a1} \ddot{y}_{a1} - (F_{s1} + F_{s2}) + (F_{a1} + F_{a2}) - (F_{cs1} + F_{cs2}) + (F_{ca1} + F_{ca2}) = m_{a1} \cdot g \quad (13)$$

$$I_{\alpha a1} \ddot{\varphi}_{a1} - (F_{s1} - F_{s2})(S_1/2) + (F_{a1} - F_{a2})(D_1/2) - (F_{cs1} - F_{cs2})(S_1/2) + (F_{ca1} - F_{ca2})(D_1/2) = 0 \quad (14)$$

$$m_{a2} \ddot{y}_{a2} - (F_{s3} + F_{s4}) + (F_{b3} + F_{b4}) - (F_{cs3} + F_{cs4}) + (F_{ca3} + F_{ca4}) = m_{a2} \cdot g \quad (15)$$

$$I_{\alpha a2} \ddot{\varphi}_{a2} - (F_{s3} - F_{s4})(S_2/2) + (F_{b3} - F_{b4})(D_2/2) - (F_{cs3} - F_{cs4})(S_2/2) + (F_{ca3} - F_{ca4})(D_2/2) = 0 \quad (16)$$

위의 식에서  $g$ =중력가속도이고,  $F_{si}$ ,  $F_{csi}$ ,  $F_{fi}$ 와  $F_{chi}$ 는 다음과 같다.

$$F_{si} = K_{si} \cdot U_{si} + F_{yi} \quad (17)$$

$$F_{csi} = C_{si} \cdot \dot{U}_{si} \quad (18)$$

$$F_{fi} = K_{fi} \cdot U_{fi} \quad (19)$$

$$F_{chi} = C_{fi} \cdot \dot{U}_{fi} \quad (20)$$

위의 식(17)~식(20)에서  $K_{si}$ 와  $C_{si}$ 는 각각  $i$ 번째 현가 스프링의 스프링계수와 감쇠계수이고,  $K_{fi}$ 와  $C_{fi}$ 는  $i$ 번째 타이어 스프링의 스프링계수와 감쇠계수이다.

### 2.1.2 3축 차량

3축 차량의 차량모델과 8-자유도를 그림 1(b)에 나타내었으며, 운동방정식은 식(1)을 사용하여 유도하였다. 그림 1(b)에 나타난 각각의 강체의 자유도와 질량에 대한 기호 중

차체와 앞축에 대한 기호는 2축 차량과 같고 나머지는 다음과 같다.

$y_{a2}, \varphi_{a2}, \theta_{a2} =$  뒷 차축의 수직, 롤링 및 피칭 변위

$I_{ax1}, I_{ax2}, I_{ax2} =$  앞 차축의 롤링과 뒷 차축의 롤링 및 피칭에 관한 회전 관성2차모멘트

현가 스프링의 상대변위는 식(2)~식(5)와 같으며 타이어 스프링의 상대변위 중 전륜 타이어는 식(6) 및 식(7)과 같고 후륜 타이어는 다음 식과 같다.

$$U_B = y_{a2} + L_{ta}\theta_{a2} + (D_2/2)\varphi_{a2} - (-GR_3) \quad (21)$$

$$U_H = y_{a2} + L_{ta}\theta_{a2} - (D_2/2)\varphi_{a2} - (-GR_4) \quad (22)$$

$$U_5 = y_{a2} - L_{ta}\theta_{a2} + (D_3/2)\varphi_{a2} - (-GR_5) \quad (23)$$

$$U_6 = y_{a2} - L_{ta}\theta_{a2} - (D_3/2)\varphi_{a2} - (-GR_6) \quad (24)$$

8개의 자유도에 대한 3축 차량의 운동방정식 중에서 차체의 수직, 롤링 및 피칭 변위와 앞축의 수직 및 롤링 변위는 각각 식(10)~식(14)와 같고 나머지 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{a2}\ddot{y}_{a2} - (F_{s3} + F_{s4}) + (F_B + F_H + F_5 + F_6) - (F_{cs3} + F_{cs4}) + (F_{cb3} + F_{cb4} + F_{cb5} + F_{cb6}) = m_{a2}g \quad (25)$$

$$I_{ax2}\ddot{\varphi}_{a2} - (F_{s3} - F_{s4})(S_2/2) + (F_B - F_H)(D_2/2) + (F_5 - F_6)(D_3/2) - (F_{cs3} - F_{cs4})(S_2/2) + (F_{cb3} - F_{cb4})(D_2/2) + (F_{cb5} - F_{cb6})(D_3/2) = 0 \quad (26)$$

$$I_{a2}\ddot{\theta}_{a2} + (F_B + F_H) \cdot L_{ta} - (F_5 + F_6) \cdot L_{ta} + (F_{cb3} + F_{cb4}) \cdot L_{ta} - (F_{cb5} + F_{cb6}) \cdot L_{ta} = 0 \quad (27)$$

윗 식에서  $g$ =중력가속도이고,  $F_{si}, F_{csi}, F_H$ 와  $F_{cb}$ 는 식(17)~식(20)과 같다.

차량의 운동방정식에서 피칭 및 롤링에 대한 회전 관성2차모멘트는 Haung<sup>(2)</sup>이 제안한 다음 식을 사용하여 구하였다.

$$I = a_1 \cdot a_2 \cdot L^2 \cdot i \cdot m_t \quad (28)$$

여기서,  $I$ =트럭의 질량에 대한 회전 관성2차모멘트이고,  $a_1 \cdot a_2$ 는 차체의 무게 중심에서부터 차축까지의 거리에 대한 차축 사이의 거리에 대한 비율이며  $i$ =동적지수(0.9~1.7)이다.

차량의 운동방정식은 차량의 현가장치가 비선형 거동을 하기 때문에 비선형 방정식이 된다. 본 연구에서는 이러한 운동방정식의 해를 IMSL에 내재되어 있는 DVERK(Runge-

Kutter 5차식)을 사용하여 풀었다.

## 2.2 차량의 현가장치

차량의 현가장치에는 여러 가지 종류가 있으나 대형 트럭의 현가장치로 다판 스프링을 많이 사용하고 있으므로 차량의 현가장치는 다판 스프링으로 가정하였다. 그림 1의 차량모델에 나타난 바와 같이 약 8톤 정도의 2축 트럭의 전륜 및 후륜과 약 11톤 이상의 3축 트럭의 전륜에는 그림 2에 나타난 바와 같은 다판 스프링의 현가장치를 주로 사용하고 있으나, 비교적 대형 트럭인 11톤 이상의 3축 트럭의 후륜에는 그림 3에 나타난 바와 같은 텐덤 스프링을 주로 사용하고 있다. 그림 3의 (a)에 나타난 바와 같이 1개의 텐덤 스프링에는 2개의 차륜이 장착되어 있다.

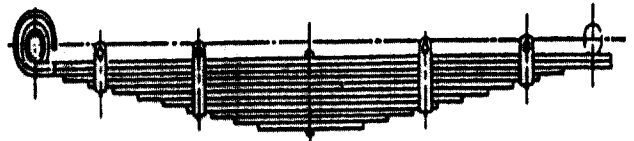
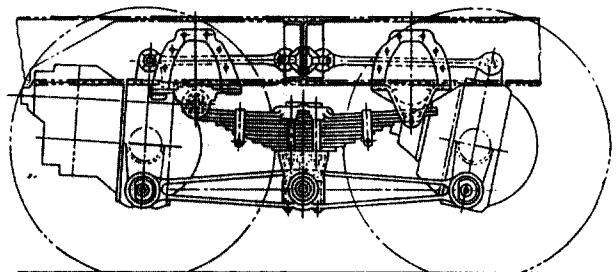
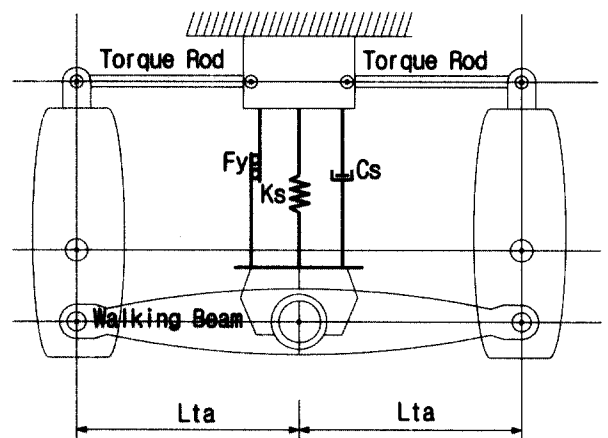


그림 2. 다판 스프링



(a) 실제 텐덤스프링



(b) 텐덤 스프링의 모델링

그림 3. 텐덤(Tandem) 다판스프링

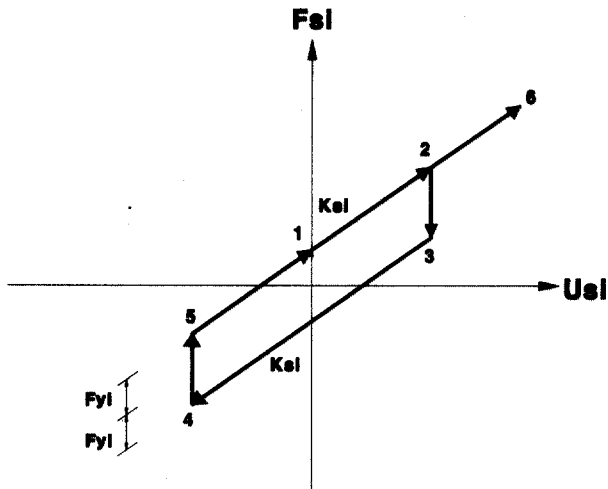


그림 4. 현가스프링의 힘-변위 관계도

그러나 지금까지 대부분의 연구에서는 텐덤 스프링을 그림 2에 나타낸 다관 스프링으로 가정하고 1개의 차륜이 있는 것으로 가정하여 모델링하였으나, 본 연구에서는 텐덤 스프링을 그림 3(b)와 같이 모델링하였다.

현가장치는 매우 복잡한 비선형 거동을 나타내나, 모든 현가장치는 선형탄성 스프링과 다관 스프링 사이의 일정한 마찰력 및 감쇠력으로 구성되어 있다고 가정하였다. 현가장치의 힘-변위 곡선을 그림 4에 나타내었으며, 마찰력의 크기는 Haug<sup>(2)</sup>이 제안한 다음 식으로 나타내었다.

$$F_{yi} = P_{si} \cdot \mu_i \quad (29)$$

여기서,  $F_{yi}$  = i번째 차축 현가장치의 마찰력이고,  $P_{si}$  = i번째 정적 차륜 축하중,  $\mu_i$  = i번째 현가 스프링의 마찰계수(0.12~1.28)이다.

### 2.3 타이어 접지폭 모델(Tire Enveloping Model)

도로를 주행하는 차량의 타이어는 특별한 경우를 제외하고 도로의 노면과 항상 일정한 크기의 접지폭을 갖은 상태로 주행하게 된다. 지금까지의 연구에서는 차량의 타이어가 도로와 하나의 점에서 항상 접지하고 선형탄성 스프링으로 가정하여 차량을 모델링하여 사용하여 왔다.

차량의 접지폭을 고려하지 않은 차량모델의 경우 차량의 운동방정식에서 타이어력인  $F_{ti}$ 를 타이어의 스프링 상수에 차축의 변위와 한 점의 노면조도를 사용하여 구한 타이어의 상대변위를 곱하여 구한다. 이와 같이 차량의 타이어력을 구할 경우 실제의 타이어는 일정한 크기의 접지폭을 갖기 때문

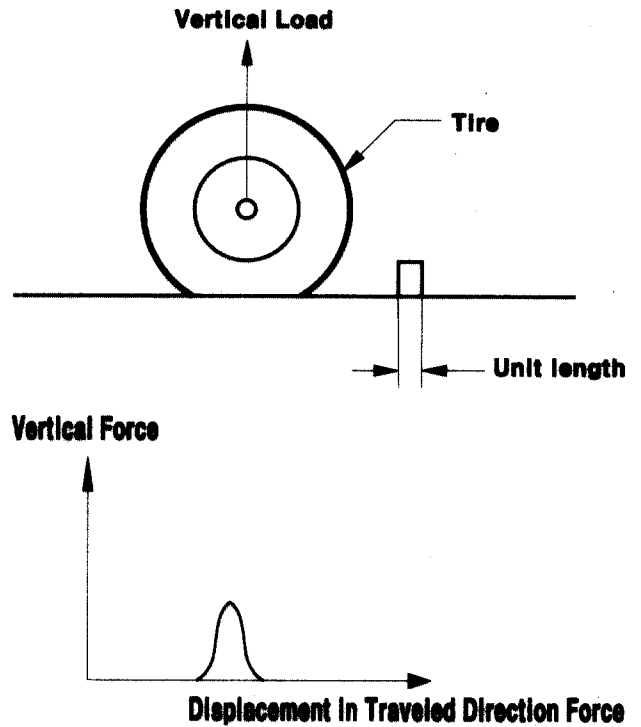


그림 5. 단위길이 폭의 돌기에 의해 발생하는 타이어력

에 일반적으로 차량의 타이어력이 노면조도에 매우 민감하게 되어 실제의 타이어력과 다르게 계산된다. 특히, 차량의 타이어의 접지폭보다 작은 미세한 도로의 노면조도에도 매우 민감하다.

따라서 본 연구에서는 차량의 타이어가 도로의 노면과 항상 일정한 폭으로 접지된 상태를 그림 5에서부터 그림 7에 나타낸 바와 같은 타이어 접지폭 모델(Tire Enveloping Model)을 사용하여 차량의 타이어력을 구하였다. 그림 5.에 나타낸 바와 같이 단위길이 폭의 돌기(Cleat) 위를 차량이 주행할 때 발생하는 타이어의 수직력의 압력분포는 가우스 지수함수를 일부 수정한 다음 식으로 가정하였다.

$$F(x) = a \cdot \exp\left(\beta \cdot \frac{(x-\mu)}{2.0 \cdot \delta^2}\right) \quad (30)$$

여기서,  $\mu$ 는 타이어의 접지폭,  $\beta$ 와  $\delta$ 는 계수로  $\beta = 0.30$ ,  $\delta = 0.5$ 를 사용하였으며  $a$ 는 진폭이다. 식(30)에서  $\beta$ 와  $\delta$ 의 값을 조절하여 타이어의 압력분포와 유사한 형태가 되도록 한 후, 이 도형의 전체 면적이 타이어의 스프링 강성과 같게 되는  $a$  값을 구할 수 있다. 이 때의  $a$ 값은 단위 높이의 노면조도에 상응하는  $a$  값이며, 노면조도의 값이 변하면 그에 상응하는 만큼  $a$  값도 변하게 된다.

그림 6에는 실제 도로의 노면조도를 이산화시켜 나타내었다. 이 때 차량의 타이어 접지폭을 알면 단위길이 폭의 돌기

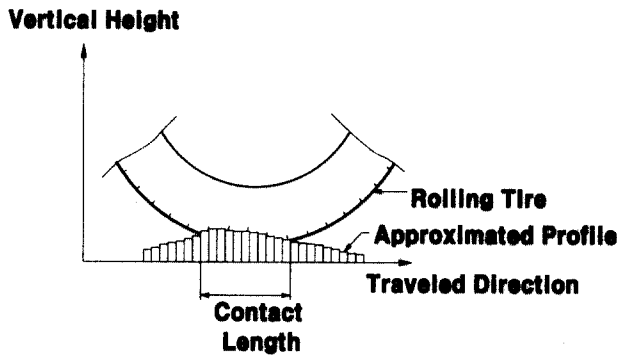


그림 6. 여러 개의 돌기 위에 놓인 타이어

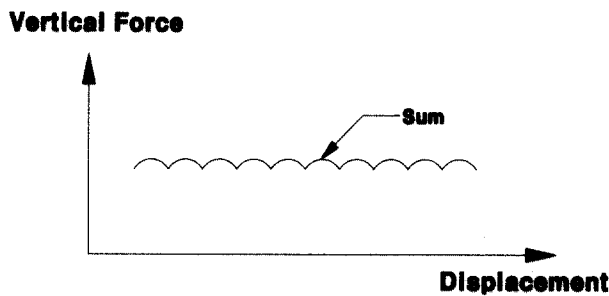


그림 7. 여러 개의 돌기에 의해 발생한 타이어력

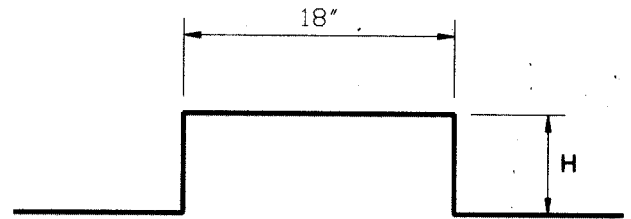


그림 8. Step Bump 측면도

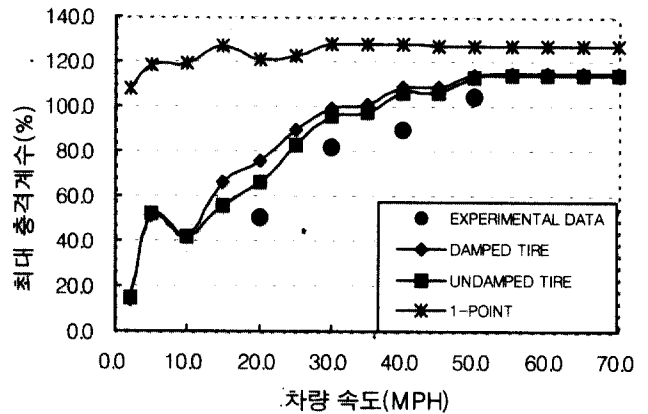


그림 9. 실험 차량의 3/4in 스텝 범프 통과시 차량속도에 따른 뒷축 타이어력의 최대 충격계수

개수를 알 수 있다. 따라서 전체 타이어력은 식(30)를 사용하여 각각의 단위길이 폭의 돌기에 발생하는 타이어의 수직력의 면적을 구하여 더하면 구할 수 있다. 예로서 단위길이 폭의 돌기의 높이가 같을 때 즉, 도로의 노면조도가 일정한 경우에 대한 전체 타이어력을 그림 7에 나타내었다. 이 때 단위 길이 폭의 돌기의 높이에 따른 타이어력은 단위 값에 비례하는 것으로 가정하였다. 또한, 타이어의 접지폭은 일반적으로 대형차량의 타이어 접지폭이 약 25.0cm 정도인 점을 감안하여 본 연구에서는 타이어의 접지폭이 25.0cm 일정하다고 가정하였다.<sup>(9)</sup>

### 3. 차량의 동적해석

#### 3.1 차량모델의 타당성 검토

본 연구에서 제안한 차량모델이 실제 트럭의 동적 거동과 유사하게 거동하는지를 검토하기 위하여 Whittemore와 Wiley<sup>(10)</sup> 등이 실시한 실험값과 비교 검토하였다. Whittemore 등은 그림 8과 같이 3/4in(H)×18in(L)의 스텝 범프를 실험 차량이 통과할 때 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 측정하였다. 실험시 총 중량이 24.3kips(약 11.0톤)이고 차축간의 거리가 139.0in(353cm)인 실험차량을 사용하였으며

뒷축의 정적 타이어력은 9.4kips이다. 좀 더 자세한 실험자료는 참고문헌 10에 수록되어 있다. 단위는 SI단위를 사용하여야 하나 실험값과 비교하기 위하여 US단위를 사용하였다.

그림 9에는 실험 차량이 3/4in의 스텝 범프를 통과할 때 트럭 뒷축에 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 차량속도 별로 나타내었다. 그림 9에 나타낸 바와 같이 실험에 의한 최대 충격계수는 차량속도가 느린 20mph일 때 약 50%이고 50mph일 때 약 105% 정도로 차량속도가 증가할수록 증가하는 추세가 있다.

타이어의 접지폭을 고려하지 않은 차량모델에 대한 뒷축 타이어력의 최대 충격계수는 차량속도가 5mph로 매우 느린 경우에도 약 110%의 값을 나타내고 차량속도가 증가하여 30mph일 때 125%의 값을 내며 차량속도가 30mph 이상일 때에는 차량속도에 관계없이 약 125%로 거의 일정한 값을 나타낸다. 그러나 타이어의 접지폭을 고려한 차량모델에 대한 최대 충격계수는 차량속도가 2mph일 때 13.8%이고 차량속도가 증가할수록 증가하여 50mph일 때 114%의 값을 나타낸다.

실험값과 타이어의 접지폭을 고려하지 않은 차량모델과 접지폭을 고려한 차량모델을 사용하여 구한 최대 충격계수를 비교하여 보면, 그림 9에 나타낸 바와 같이 차량속도가 20mph일 때의 충격계수는 각각 50%, 120%와 75%이고, 차량속도가

50mph일 때의 충격계수는 각각 104%, 125%와 114%의 값으로 타이어의 접지폭을 고려한 차량모델이 타이어의 접지폭을 고려하지 않은 차량모델보다 실험값과 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 특히, 타이어의 접지폭을 고려하지 않은 경우 타이어력의 충격계수는 차량속도가 낮을 때 실험값보다 매우 크게 발생함을 알 수 있다.

타이어의 접지폭을 고려한 차량모델에 대한 최대 충격계수의 값이 실험값을 약간 상회하는데, 본 연구에서는 타이어의 접지폭이 항상 10in(25cm)로 일정하다고 가정하였으나 실제로 정적 축하중보다 매우 큰 타이어력이 발생하면 타이어의 접지폭이 이보다 크기 때문에 실험값보다 약간 크게 발생하는 것으로 생각된다. 그리고 차량속도가 5mph일 때가 10mph일 때보다 충격계수가 약간 크게 나타나는데, 일반적인 차량 속도에서는 충격계수의 최대값이 스텝 범프 시작 부분에서 발생하나, 차량속도가 5mph일 때에는 차량이 스텝 범프를 통과한 후에 발생하기 때문에 이러한 현상이 나타나는 것으로 생각된다.

또한, 그림 9에 나타난 바와 같이 타이어력의 충격계수는 타이어의 감쇠를 고려한 경우가 감쇠를 고려하지 않은 경우보다 차량속도가 20mph일 때 8.0% 정도 크고, 30mph보다 빠른 이후의 차량속도에서는 1.0% 정도 크게 발생한다. 이와 같이 타이어력의 최대 충격계수는 타이어의 감쇠를 고려한 경우가 감쇠를 고려하지 않은 경우보다 약간 크게 발생한다. 그러나 그림 10에 나타난 바와 같이 최대 타이어력이 발생한 이후의 거동 상태는 타이어의 감쇠를 고려한 경우가 감쇠를 고려하지 않은 경우보다 빠른 시간에 안정 상태를 유지함을 알 수 있다.

본 연구에서 제안한 타이어의 접지폭을 고려한 차량모델은 타이어가 도로 노면과 하나의 점에서 접촉한다고 가정한 차량 모델보다 실험값과 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 앞으로 차량의 동적 거동을 고려하여야 하는 연구 분야에 매우 효과적으로 적용할 수 있을 것으로 생각된다.

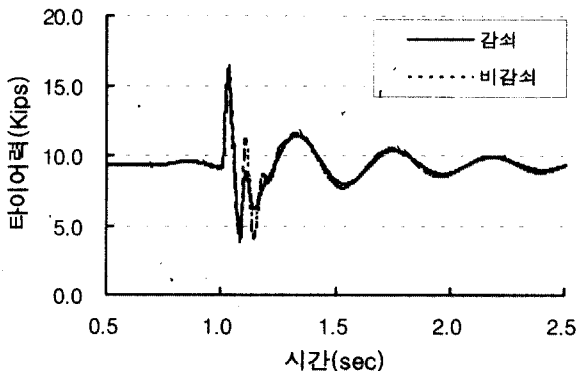


그림 10. 3/4in범프 통과시 뒷축의 타이어력(20mph)

### 3.2 차량의 동적해석

본 연구에서 개발한 2축과 3축 차량모델의 동적 거동을 검토하기 위하여 각각의 차량이 스텝 범프를 통과할 때와 여러 가지 종류의 도로를 주행할 때 발생하는 최대 충격계수를 구하였다. 대상 차량으로 2축 차량은 8톤 덤프트럭을 사용하고 3축 트럭은 15톤 덤프트럭을 사용하였다. 대상 차량의 제원을 표 1에 나타내었다. 표 1에서 우측이라고 표기한 난의 값은 좌측과 동일한 값을 갖는다.

표 1에서 감쇠계수는 참고문헌 7에서 사용한 값을 사용하였으며 보다 자세한 값은 참고문헌 7에 수록되어 있다.

#### 3.2.1 스텝 범프

2축 차량인 8톤 덤프트럭과 3축 차량인 15톤 덤프트럭이 각각 그림 8에 나타난 스텝 범프를 통과할 때 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 구하였다. 스텝 범프의 크기는 폭이 45cm이고 높이가 각각 1.5cm, 2.0cm와 2.5cm이다.

그림 11에는 8톤 덤프트럭이 각각의 스텝 범프를 통과할 때 발생하는 뒷축 타이어력의 최대 충격계수를 차량속도별로 나타내었으며, 그림 12과 그림 13에는 15톤 덤프트럭이 각각의 스텝 범프를 통과할 때 발생하는 중간축과 뒷축 타이어력의 최대 충격계수를 차량속도별로 각각 나타내었다.

표 1. 대상 차량의 제원

구분		차량		8톤 덤프트럭	15톤 덤프트럭
길이(cm)	L <sub>1</sub>			363.00	393.00
	L <sub>3</sub>			234.81	299.56
	L <sub>4</sub>			128.19	93.44
	L <sub>4a</sub>			-	65.00
정적 축하중 (kgf) (우측)	앞 축			2,700.0	3,060.0
	중간축			-	5,000.0
	뒷 축			4,990.0	5,000.0
현가스프링 (kgf/cm) (우측)	앞 축			280.0	350.0
	중간축			-	-
	뒷 축			1,250.0	2,400.0
타이어스프링 (kgf/cm) (우측)	앞 축			950.0	1,500.0
	중간축			-	2,400.0
	뒷 축			1,800.0	2,400.0
감쇠계수 (kgf · s/cm) (우측)	현가 장치	앞 축		4.0	6.0
		뒷 축		14.0	17.0
	타이어	앞 축		6.0	13.0
		뒷 축		17.0	20.0

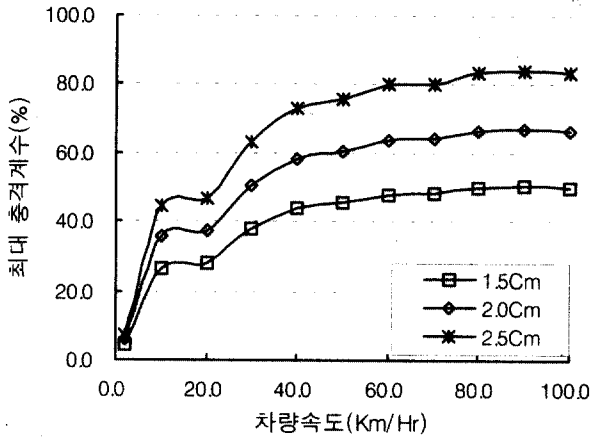


그림 11. 8톤 덤프트럭의 스텝 범프 통과시 뒷축 타이어력의 최대 충격계수

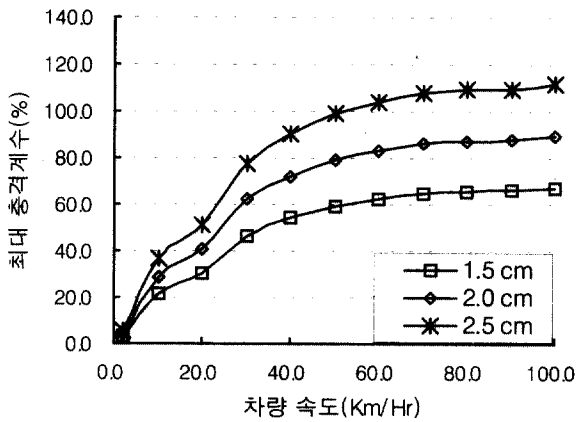


그림 12. 15톤 덤프트럭의 스텝 범프 통과시 중간축 타이어력의 최대 충격계수

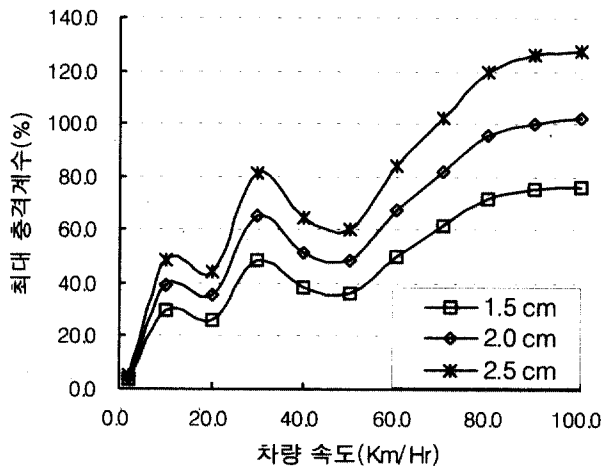


그림 13. 15톤 덤프트럭의 스텝 범프 통과시 뒷축 타이어력의 최대 충격계수

그림 11에 나타난 바와 같이 8톤 덤프트럭이 스텝 범프를 통과할 때 발생하는 뒷축 타이어력의 최대 충격계수는 스텝 범프의 높이에 따라 약간의 차이는 있으나 스텝 범프의 높이가 1.5cm일 때 차량속도가 50km/hr, 스텝 범프 높이가 2.0cm와 2.5cm일 때 차량속도가 60km/hr까지는 점차 증가하는 추세에 있으며, 이후의 차량속도에서는 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 최대 충격계수는 차량속도가 100km/hr일 때 스텝 범프 높이가 1.5cm, 2.0cm 및 2.5cm일 때 각각 50%, 67%와 83%의 값을 나타낸다.

그림 12에 나타난 바와 같이 15톤 덤프트럭이 스텝 범프를 통과할 때 발생하는 중간축 타이어력의 최대 충격계수는 모든 스텝 범프에서 차량속도가 70km/hr일 때까지 점차 증가하는 추세에 있으며, 이후의 차량속도에서는 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 최대 충격계수는 차량속도가 100km/hr일 때 스텝 범프 높이가 1.5cm, 2.0cm 및 2.5cm일 때 각각 68%, 90%와 112%의 값으로 8톤 덤프트럭보다는 각각 18%, 23%와 29% 큰 값을 나타낸다.

그러나 그림 13에 나타난 바와 같이 15톤 덤프트럭 뒷축 타이어력의 최대 충격계수는 차량속도가 10km/hr와 30km/hr일 때 침두값을 나타내며 50km/hr일 때 약간 감소하다가 이후의 차량속도에서는 점차 증가하는 추세로 중간축의 최대 충격계수와는 다른 경향을 나타낸다. 최대 충격계수도 차량속도가 100km/hr일 때 스텝 범프 높이가 1.5cm, 2.0cm 및 2.5cm일 때 각각 76%, 102%와 128%로 중간축보다 큰 값을 나타낸다.

이상에서 언급한 바와 같이 3축 차량의 중간축과 뒷축의 동적 거동 특성이 다르게 나타남을 알 수 있다. 따라서 텐덤 스프링의 현가장치를 그림 3에 나타난 바와 같이 모델링한 3차원 차량모델을 사용하는 것이 타당하다고 판단된다.

### 3.2.2 도로주행

차량의 동적하중을 검토하기 위하여 2축 차량인 8톤 덤프트럭과 3축 차량인 15톤 덤프트럭이 1km 구간의 여러 가지 종류의 도로를 주행할 때 발생하는 타이어력의 최대 충격계수를 구하였다.

도로의 노면조도는 평균값이 영인 정상확률분포의 지수 스펙트럴 밀도로 나타난 Dodds, C.J.와 Robson, J.D.<sup>(11)</sup>이 제안한 PSD를 사용하여 도로의 노면조도를 1.0km의 길이를 생성시켜 사용하였다. 보다 자세한 유도 과정은 참고문헌 6에 수록되어 있다.

그림 14에서부터 그림 16에는 8톤 덤프트럭과 15톤 덤프트럭이 1.0km 길이의 여러 가지 종류의 도로를 각각 주행하는 동안 가장 크게 발생하는 뒷축 타이어력의 최대 충격계수



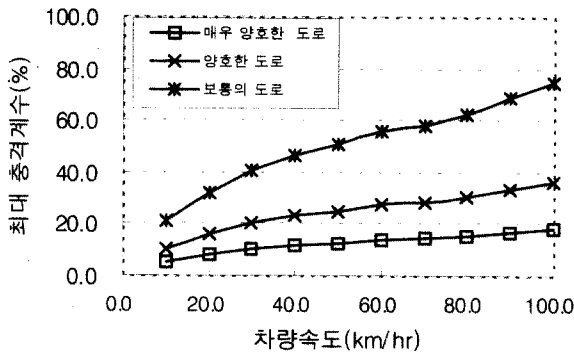


그림 14. 도로종류와 차량속도에 따른 8톤 덤프트럭 뒷축 타이어력의 최대 충격계수

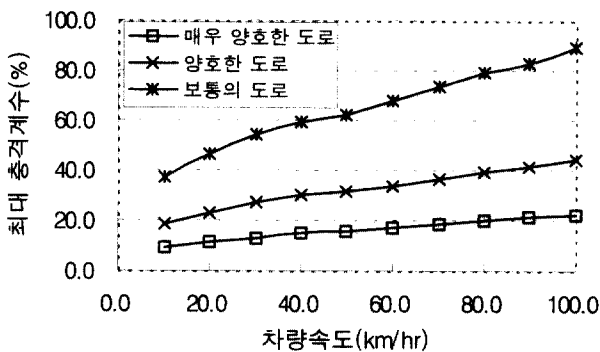


그림 15. 도로종류와 차량속도에 따른 15톤 덤프트럭 중간축 타이어력의 최대 충격계수

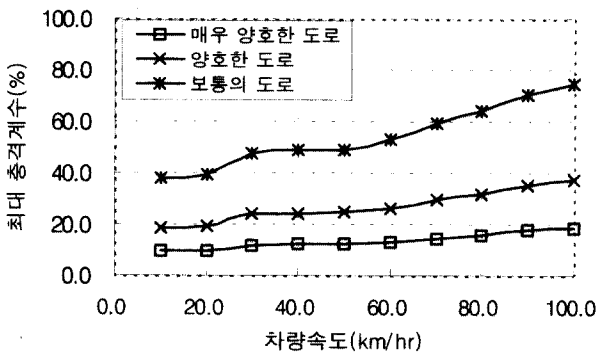


그림 16. 도로종류와 차량속도에 따른 15톤 덤프트럭 뒷축 타이어력의 최대 충격계수

를 차량속도별로 각각 나타내었다. 이때 최대 충격계수는 각각의 도로 종류에 대하여 20개의 노면조도를 사용하여 얻은 결과를 평균한 값이다.

그림 14에 나타낸 바와 같이 8톤 덤프트럭의 뒷축 타이어력의 최대 충격계수는 매우 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 5%이고 100km/hr일 때 18%, 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 10%이고 100km/hr일

때 36%이며, 보통의 도로의 경우 10km/hr일 때 20%이고 100km/hr일 때 75%의 값을 나타낸다. 전반적으로 최대 충격계수는 차량의 속도 증가할수록 거의 일정하게 증가하는 경향을 나타낸다. 매우 양호한 도로보다 보통의 도로에서 최대 충격계수가 크게 발생하며 차량속도가 증가할수록 최대 충격계수의 증가폭도 증가하는 경향을 나타낸다.

그림 15에 나타낸 바와 같이 15톤 덤프트럭 중간축 타이어력의 최대 충격계수는 매우 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 9%이고 100km/hr일 때 22%, 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 19%이고 100km/hr일 때 44%이며, 보통의 도로의 경우 10km/hr일 때 37%이고 100km/hr일 때 89%의 값으로 차량의 속도 증가할수록 거의 일정하게 증가하는 경향을 나타내며, 매우 양호한 도로보다 보통의 도로에서 크게 발생하며 차량속도가 증가할수록 그 증가폭도 증가하는 경향을 나타낸다.

그림 16에 나타낸 바와 같이 15톤 덤프트럭 뒷축의 최대 충격계수는 매우 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 9%, 40km/hr 전후에서 12%, 100km/hr일 때 18%이고, 양호한 도로의 경우 차량속도가 10km/hr일 때 19%, 40km/hr 전후에서 24%, 100km/hr일 때 37%이며, 보통의 도로의 경우 10km/hr일 때 37%이고 100km/hr일 때 75%의 값을 나타낸다.

15톤 덤프트럭 뒷축의 최대 충격계수는 차량속도가 10km/hr일 때 중간축과 같은 값을 나타내나 30km/hr에서 50km/hr까지의 속도에서는 중간축과 달리 거의 일정한 값을 나타내다 이후의 차량 속도에서는 차량속도가 증가할수록 거의 일정하게 증가하는 경향을 나타내며, 차량속도가 100km/hr일 때의 최대 충격계수도 도로의 종류에 따라 약 6%에서 14%정도 작은 값을 나타낸다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 두 개의 차축이 장착되어 있는 텐덤 다판스프링의 현가장치를 실제와 같이 모델링하고 타이어의 접지폭을 고려한 차량모델을 개발하여 대형차량인 2축 차량과 3축 차량을 각각 7-자유도와 8-자유도를 갖는 3차원 차량모델을 사용하여 차량의 동적 하중을 연구하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 본 연구에서 개발한 텐덤 다판스프링의 현가장치와 타이어 접지폭을 고려한 3차원 차량모델을 사용하여 수치해석으로 구한 값을 실험값과 비교 검토한 결과, 타이어 접지폭을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 값이 실험값보다 각각 차량속도가 20mph일 때 25%

와 70%, 차량속도가 40mph일 때 18%와 38%, 차량속도가 50mph일 때 10%와 21% 더 크게 발생함으로 타이어 접지폭을 고려한 경우가 고려하지 않은 경우의 값보다 실험값과 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 이를 통하여 본 연구에서 제안한 3차원 차량모델의 타당성을 입증하였다.

- (2) 차량이 스텝 범프를 통과할 때 타이어의 접지폭을 고려하지 않은 차량모델에서는 차량의 속도에 관계없이 거의 일정한 값을 내나, 이와는 달리 본 연구에서 제안한 3차원 차량모델을 사용하여 구한 결과는 실험 결과와 유사하게 차량속도가 느릴 때에는 작은 값을 빠를 때에는 큰 값을 나타내는 일반적인 경향을 나타낸다.
- (3) 3축 차량 후륜에 주로 사용하는 텐덤 다판스프링의 현 가장치를 실제와 같이 고려한 8-자유도 차량모델을 사용하여 구한 결과, 3축 차량이 중간축과 뒷축의 동적 거동이 다르게 나타나므로 이를 고려하여야 할 것으로 판단된다.
- (4) 여러 가지 도로 종류에 따른 2축과 3축 차량 타이어의 최대 충격계수는 차량속도가 빨라질수록 증가하는 경향을 나타내며 도로 노면의 상태가 불량할수록 그 증가폭이 커진다.

### 참 고 문 헌

1. M.J. Inbanathan and M. Wieland, "Bridge Vibrations Due to Vehicle Moving over Rough Surface", ASCE, Vol. 113, No. ST9, September, 1987
2. Huang, T. "Dynamic Response of Three Span Continuous Highway Bridge", PhD. Dissertation, University of Illinois, IL., 1960
3. Gupta, R.K., "Dynamic Loading of Highway Bridges", ASCE, Vol. 106, No. EM2, April, 1980
4. Blejwas, T.E., C.C. Feng & R.S. Ayre, "Dynamic Interaction of Moving Vehicles and Structures", Journal of Sound and Vibration, Vol. 67, No. 4, December, 1979
5. Hwang, E.S., "Dynamic Loads for Girder Bridges", PhD Thesis, University of Michigan, 1990
6. 정태주, "3차원 차량모델에 의한 강도로교의 노면조도를 고려한 동적해석", 박사학위논문, 명지대학교, 1993
7. 김철우, "도로교상의 교통유발진동에 관한 실험 및 이론적 연구", 박사학위논문, 중앙대학교, 1997
8. Wang, T.L., Huang, D. and Shahawy, M., "Dynamic Response of Multi girder Bridges", ASCE, Vol. 118, No. ST8, August, 1992
9. "도로교표준시방서", 1996, 건설부
10. Whittlemore, A.P., Wiley, J.R., Schulte, P.C. & Pollock, D.E., "Dynamic Pavement Load of Highway Vehicles", NCHRP 105, Washington, D.C., 1970
11. Dodds, C.J. and Robson, J.D., "The Description of Road Surface Roughness", Journal of Sound & Vibration (1973), 31(12), pp 175-183
12. 景山克三, 타이야, 브레이크, 自動車工學全書12, 山海堂, 昭和55年
13. 佐藤武, 트랙, 베스의車體構造, 自動車工學 全書 14, 山海堂, 昭和55年

(접수일자 : 2001년 11월 17일)