

승용차 조향계 진동에 미치는 제인자

Effect of Design Factors on the Vibration of the Steering Wheel of a Passenger Car

박 철 회*, 홍 성 철**, 송 상 기**

(C. H. Park, S. C. Hong, S. K. Song)

요 약

본 논문에서는 일반 소형 승용차의 고속 주행시 발생하는 진동중 조향원의 원주방향의 진동인 shimmy 현상을 연구하였다. Shimmy 현상은 쾌적한 승차감과 차량의 조정안정성을 저해하는 진동문제로서 이에대한 개선책이 요구되고 있다. 따라서 shimmy 현상을 차량 설계단계에서 예측할 수 있고 그 원인을 추정할 수 있도록 조향계의 모델링 및 이론해석을 하였으며 실험결과치와의 비교검토를 통하여 모델링에 대한 타당성을 검증하였다. 검증된 모델링을 이용하여 조향계를 구성하는 각 부재의 감쇠, 강성, 타이어의 트레일 및 stabilizer bar의 강성등의 변화가 조향원 진동에 미치는 영향을 고찰하였다. 특히 shimmy 현상이 타이어의 편마모등에 의한 unbalance mass에 얼마나 민감한가를 실험 및 이론적인 해석을 통하여 고찰하였다.

ABSTRACT

This paper purpose is to study the phenomenon of shimmy which means circumferential direction vibration of the steering system that occurs in high speed travel of a passenger car. This phenomenon requires improvement in vibration aspects for a more comfortable ride and controllability. Therefore modeling and theoretical analysis are obtained to presume the phenomenon of shimmy in the design of a car and to estimate the cause of this phenomenon and the accuracy of the modeling is verified by examining the experimental results. With the verified modeling the effect on vibration of steering wheel is observed with respect to the changes of damping and stiffness in constituent elements of steering system, trail of tire and the stiffness of the stabilizer bar. Especially the sensitivity of mass unbalance by side wear or unbalance mass of the tire for the phenomenon of shimmy is examined through experimental and theoretical analysis.

기호설명

A=차체와 lower arm의 앞 연결점
B=Lower arm과 knuckle의 연결점
C=차체와 strut insulator 연결점

$[C_{H0}]$ =Symmetric 재료감쇠 matrix

$[C_v]$ =Symmetric 점성감쇠 matrix

d=Rim의 반경

e=Rim 두께의 절반

$\{F\}$ =Unbalance로 인한 가진력

$\{F_{D1}\}, \{F_{D2}\}$ =마찰력 vector

$\{F_{SLP}\}$ =Force vector by side slip

*인하대학교 기계공학과 교수

**인하대학교 기계공학과 대학원

G =차체와 lower arm의 rear 연결점
 $[G]$ =Skew-symmetric gyroscopic matrix
 H =Tie-rod와 ball joint의 연결점
 i, j, k =Reference coordinate
 I_n =조향휠의 관성모멘트
 I_L =Lower arm의 관성모멘트
 $I_n=n_1-n_2-n_3$ 축에 대한 knuckle과 shock absorber cylinder의 관성모멘트
 I_p =C점에서 shock absorber piston의 i, j, k 축에 대한 관성모멘트
 I_t =타이어의 관성모멘트
 $\{K\}$ =Symmetric stiffness matrix
 k_{AX}, k_{AY}, k_{AZ} =A점 각 방향의 강성계수
 k_s =Strut spring의 강성계수
 k_{GB} =기어박스의 횡방향 강성계수
 k_c =Tie-rod의 강성계수
 k_{CX}, k_{CY}, k_{CZ} =C점 각 방향의 강성계수
 k_{GX}, k_{GY}, k_{GZ} =G점 각 방향의 강성계수
 k_{LC} =Tire의 횡방향 강성계수
 k_{LT} =Lower arm bush의 비틀림 강성계수
 k_z =Tire의 vertical 강성계수
 l_T =Tire 회전축과 H점과의 직선 거리
 l_s =B/Joint center와 road wheel center 간의 거리
 LS =Lower arm과 stabilizer bar의 연결점
 l_{st} =Stabilizer bar의 moment arm(직선거리)
 $[M]$ =Symmetric mass matrix
 M_{GB} =Gear box의 질량
 M_{ks} =Knuckle과 strut cylinder의 질량
 M_L =Lower arm의 질량
 m_T =Tie-rod의 질량
 M_T =Tire의 질량
 M_{sp} =Piston의 질량
 M_{U_i} =Unbalance mass($i=1$ (차체를 기준으로 왼쪽 바퀴, 2(오른쪽 바퀴))
 n_1, n_2, n_3 =Q점을 원점으로 하는 knuckle에 고정된 단위 벡터
 n'_1, n'_2, n'_3 =Tire 중심을 원점으로 하는 단위 벡터
 P =Mcpherson strut의 끝점
 Ψ =Spindle축에 대한 바퀴의 회전각

Q =조향축과 tire 회전축과의 교차점
 T =Tie-rod와 rack gear의 연결점
 u_1, u_2, u_3 =Lower arm에 고정되어있는 단위 벡터
 $X_i, Y_i, Z_i, \alpha_i, \theta_i, \gamma_i, \psi_i, \theta_n, Z_{st}$ =Generalized coordinates ($i=1,2$)
 y_{oi} =Side slip량($i=1,2$)
 β =타이어의 trail
 θ_n =조향휠의 회전각
 τ_{rc} =Steering column의 비틀림 강성계수
 τ_s =Stabilizer bar의 비틀림 강성계수

I. 머리말

일반적인 승용차 조향휠의 shimmy 현상은 최근 승용차의 설계가 연비 향상을 위한 경량화와 성능향상을 위한 고속화 추세에 따라 더욱 민감하게 반응하는 진동중에 하나이다. 승용차 조향계의 진동은 조향계 자체의 특성 즉 조향휠의 관성모멘트, column의 비틀림 강성, 현가계의 strut bar bush의 특성, 코일 스프링 강성 및 shock absorber의 점성감쇠, 앞바퀴 정렬의 타이어 [회전각 camber, toe-in]의 변화율, 타이어와 휠의 unbalance, 편마모 및 trail과 관련이 깊고, 특히, 차량 성능을 위한 광폭 타이어의 개발에 따라 더욱 선명 해결되어야 할 문제이다. Shimmy의 발생 경로는 타이어의 불균형 질량이 있으면(run-out, uniformity 불량 포함), 그 불균형 질량에 의해 원심력이 균등하지 않아 타이어의 상하 방향의 각변화가 생기고, 이 각변화가 shimmy 각 변화를 진동시켜 tie-rod와 gear box의 축방향 진동을 거쳐 steering column의 비틀림 진동을 야기시키며, 결국 조향휠 진동인 shimmy 현상이 발생한다¹⁻⁵⁾. Shimmy 진동 문제는 다음 2가지로 분류해 볼 수 있다.

첫째 바퀴의 정적, 동적 균형 불량, 타이어의 uniformity 불량 및 hub와 디스크 휠의 편심이나 변형등에 의해 고속주행시(70-120km/h) 조향휠의 회전방향의 진동이 시작되어 지속적으로 발생하는 고속 shimmy가 있다. 둘째 마모타이어와 공기압이 낮은 타이어, 조향계 linkage류의 ball joint의 마모와 강성 저하로 인하여 중·저속(40~60km/h)에서

노면의 요철을 통과할때 발생하는 저속 shimmy가 있다. 본 연구에서는 실험 차량의 고속 주행시 조향휠의 진동량이 최대로 발생하였으며, 이를 실험적으로 측정한 실험결과^[6]와 각 조향계와 관련된 제인자들을 고려하여 모델링한 이론 해석을 비교 검토하였으며, 각 인자들이 shimmy에 미치는 영향을 살펴보았다. 특히 실험결과를 통해 살펴보면 shimmy 현상은 바퀴의 가진주파수가 조향계의 고유진동수와 가까워질때 발생하는 공진현상으로 타이어의 불균형 질량으로 인한 동적응답의 민감도를 살펴보았다.

II. 모델링과 운동방정식

시스템 모델링 : 조향계의 진동 중 각 시스템 구성 인자들이 shimmy에 미치는 영향을 파악하기 위하여, 조향계, lower arm 그리고 타이어의 모델을 Fig. 1에 나타내었다.

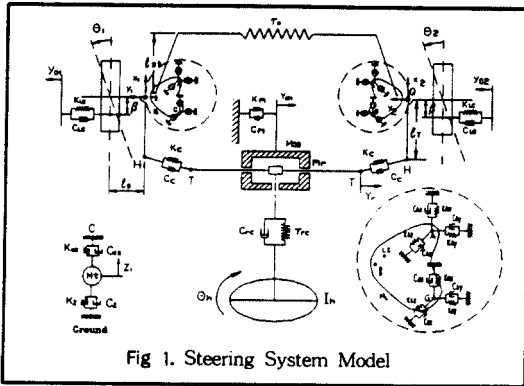


Fig 1. Steering System Model

또한, Fig.2 에서는 strut insulator bush 및 unsprung mass의 모델을 도시하였다. 조향계와 각 부재의 운동을 17자유도로 표시하였으며, Fig.2에서 보여주는 T.L.H. 좌표는 승용차 설계시 기준이 되는 좌표로서 운동방정식을 풀기위한 각 에너지항을 구할때 이 T.L.H. 좌표를 기준으로 하였으며 모델 변경 및 기하학적 형상등의 변화에 적응할 수 있도록 모델링하였다.

Fig.2 에서 i-j-k는 기준 좌표계의 단위 벡타이며, Q점은 킹핀 회전축과 구동축 간의 교차점이고, knuckle 에 고정된 $n_1-n_2-n_3$ 벡타는 i-j-k 벡타에

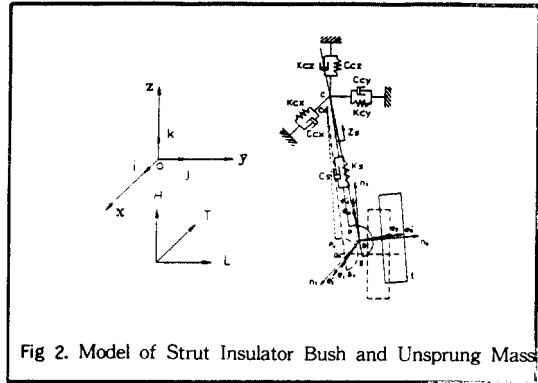


Fig 2. Model of Strut Insulator Bush and Unsprung Mass

대하여 병진운동과 회전운동을 한다. Knuckle에 고정된 $n_1-n_2-n_3$ 벡타는 정적 평형 상태에서 i-j-k 벡타와 일치하나, 동적저동 상태에서는 x, y, z 변위만큼 이동하고 캠각 방향으로 γ_i ($i=1$ (왼쪽 바퀴), 2(오른쪽 바퀴), 캐스터각 방향으로 α_i ($i=1,2$), 조향각 방향으로 θ_i ($i=1,2$)만큼 회전한다. 이때 회전각은 적다고 가정하였다. 또한 knuckle에 고정된 또 다른 단위 벡타 $e_1-e_2-e_3$ 와 $e'_1-e'_2-e'_3$ 은 킹핀 축과 strut 축에 일치된 방향으로 e_3 와 e'_3 을 향하게 하였을때 단위 벡타가 된다. 각 부재의 감쇠는 시스템 특성에 따라 감쇠가 있는 부재(타이어, 고무, 강재)등은 재료 감쇠, shock absorber cylinder는 점성감쇠, 그리고 tie-rod부위와 lower arm의 ball joint부위의 미찰 감쇠는 등가점성감쇠로 고려하여 모델링하였다.

운동방정식 : 각 부재의 탄성에너지와 운동에너지를 구하면 다음과 같다. 첫째 타이어의 탄성에너지와 운동에너지는 Fig.1에서 타이어의 모델을 보면, 타이어가 지면과 수직인 방향의 변위로 인하여 생기는 탄성에너지를 고려하여 구할 수 있다. 타이어의 운동에너지를 구하기 위하여 먼저 바퀴를 강체로 가정하였으며, Fig.3으로 부터 타이어의 운동에너지는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_t = \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} M_T \dot{r}_{TCi} \cdot \dot{r}_{TCi} + \frac{1}{2} R_Q \dot{\alpha}'_i \cdot [I_T \cdot R_Q \alpha'_i] \right] \quad (1)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \dot{r}_{Ti} &= \dot{r}_Q + RQ^n \times r_{Tm} \\ RQ^n \dot{i} &= \dot{\gamma}i + \dot{\alpha}j + \dot{\theta}k + \dot{\eta}n_z \end{aligned}$$

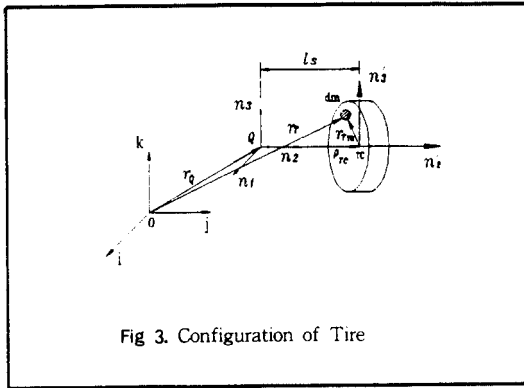


Fig 3. Configuration of Tire

물체 lower arm의 탄성에너지와 운동에너지는 Fig.4의 기준좌표계에서 본 A점과 G점을 벡터로 표현하여 그 벡터의 중분량으로 lower arm bush의 탄성에너지를 구할 수 있다. lower arm의 운동에너지는 다음과 같다.

$$T_L = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[M_L \dot{r}_{Bi} \cdot \dot{r}_{Bi} + 2M_L \dot{r}_{Bi} \cdot (RQ_L \times r_{LmGi}) + RQ_L \cdot I_L \cdot RQ_L \right] \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \dot{r}_{Bi} &= \dot{r}_Q + RQ^n \times r_{B/Q} \\ RQ_L &= \dot{\phi}i \end{aligned}$$

$r_{LmGi} = u_1, u_2, u_3$ 좌표에서 lower arm 중심까지의 위치 벡터

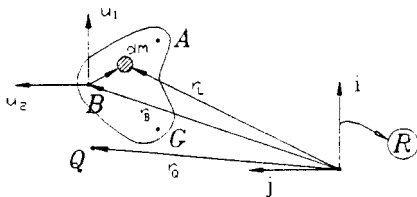


Fig 4. Configuration of Lower Arm

세제 knuckle과 shock absorber cylinder의 운동에너지는 다음과 같이 표현할 수 있으며 Fig.5에 knuckle 과 shock absorber cylinder의 모델을 도시하였다.

$$T_{ks} = \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} M_{ks} \dot{r}_Q \cdot \dot{r}_Q + M_{ks} \dot{r}_Q \cdot (RQ^n \times r_{CC}) + \frac{1}{2} RQ^n \cdot I_n \cdot RQ^n \right] \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \dot{r}_Q &= \dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k \\ RQ^n &= \dot{\gamma}i + \dot{\alpha}j + \dot{\theta}k \end{aligned}$$

$r_{CC} = Q$ 점에서 knuckle과 shock absorber cylinder의 중심까지의 위치벡터

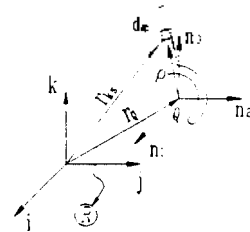


Fig 5. Configuration of Strut Cylinder and Knuckle

네제 shock absorber piston의 운동에너지는 Fig. 6에서 볼 수 있는 바와같이 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{sp} = \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} M_{sp} \dot{r}_c \cdot \dot{r}_c + M_{sp} \dot{r}_c \cdot (RQ^s \times r_{spc}) + \frac{1}{2} RQ^s \cdot I_p \cdot RQ^s \right] \quad (4)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \dot{r}_c &= \dot{r}_Q + RQ^n \times r_{c/Q} \\ \dot{r}_Q &= \dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k \\ RQ^s &= \dot{\gamma}i + \dot{\alpha}j + \dot{\theta}k \end{aligned}$$

$r_{spc} = C$ 점에서 piston의 질량중심까지의 위치벡터

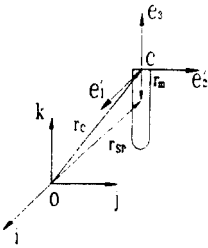


Fig 6. Configuration of Strut Piston

다섯째 비틀림 스프링 역할을 하는 stabilizer bar의 탄성에너지는 Fig.1에서 LS점(lower arm과 stabilizer bar가 결합된 점)까지의 위치 벡터를 구하고 좌, 우 lower arm의 수직방향 변위량의 차이로써 표현할 수 있다. 여섯째 strut insulator bush의 운동에너지는 C점의 변위량과 strut insulator bush의 각 방향의 강성으로써 구할 수 있다. 일곱째 불균형 질량에 의한 운동에너지는 바퀴의 림에 불균형 질량이 부착되었다고 가정할때 부착된 형태는 Fig.7과 같으며, 불균형 질량으로 인한 운동에너지는 다음과 같다.

$$T_u = \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} M_{u1} \dot{r}_{TC1} \cdot \dot{r}_{TC1} + M_{u1} \dot{r}_{TC1} \cdot (RQ^{n'} \times \dot{r}_{Tu1}) + \frac{1}{2} M_{u1} (RQ^{n'} \times \dot{r}_{Tu1}) \cdot (RQ^{n'} \times \dot{r}_{Tu1}) \right] \quad (5)$$

여기서,

$$\begin{aligned} r_{TC1} &= r_0 + RQ^n \times r_{TC} \\ &= (x_1 + (-1)^{i+1} l_a \dot{\gamma}_1 - (-1)^{i+1} l_a \dot{\theta}_1) i \\ &\quad + (y_1 - (-1)^{i+1} l_a \dot{\gamma}_1 - (-1)^{i+1} l_a \dot{\theta}_1) j \\ &\quad + (z_1 + (-1)^{i+1} l_a \dot{\gamma}_1 + (-1)^{i+1} l_a \dot{\theta}_1) k \\ r_{Tu1} &= (d \sin \dot{\psi}_1) n_1 + (-1)^{i+1} e_2 + (d \cos \dot{\psi}_1) n_3 \\ RQ^{n'} &= RQ^n + \dot{RQ}^{n'} = \dot{\gamma}_1 i + \dot{\alpha}_1 j + \dot{\theta}_1 k \\ &\quad + \dot{\psi}_1 n_2 \end{aligned}$$

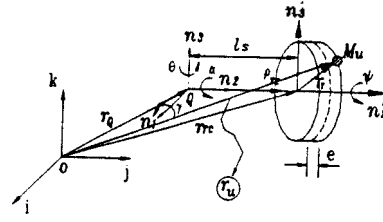


Fig 7. Unbalance Mass Attached Tire Rim

또한 가상일 원리를 적용하여 감쇠력에 의한 가상 일을 구하였으며, 이때 재료감쇠에 대한 등가 감쇠 상수는 $C=BK/\omega$ 로 주어지며, 여기서 B는 재질에 따라 주어지는 이력 감쇠상수이다. Shock absorber damper는 점성감쇠로 나타냈으며, tie-rod부위와 lower arm ball joint의 마찰 감쇠는 등가 점성감쇠로 모델링 하였는데 이는 점성감쇠로 인하여 1 사이클 당 에너지 손실이 점성감쇠가 아닌 감쇠로 인한 사이클당 에너지 손실과 같다는 조건하에서 등가 점성감쇠 계수를 구하였다. 타이어의 특성을 파악하기 위하여 타이어의 모델중 rigid ring model을 사용하였으며, 타이어 미끄럼 현상^[7,8]으로 인한 side force의 특성을 고려하였다.

위와같이 각 조향계와 관련있는 부재의 에너지 항을 구하고 타이어의 side slip 효과를 고려한 운동 방정식을 구하기 위하여 다음과 같은 Hamilton 방정식을 사용하였다.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T_{tot} - \delta V_{tot} + \delta W) dt = 0 \quad (6)$$

T_{tot} 은 위에서 각 부재의 운동에너지의 합이며, V_{tot} 역시 각 부재의 탄성에너지의 합 그리고 δW 은 마찰력에 의한 가상일을 나타내고 있다. 각 부재의 식을 위 식에 대입하여 matrix 형태^[9]의 운동방정식과 side slip에 의한 식을 쓰면 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} [M] \{ \ddot{x} \} + [G] \{ \dot{x} \} + [C_v] \{ \dot{x} \} + [C_{Ho}] \{ \dot{x} \} \\ + [K] \{ x \} = \{ F \} + \{ FD1 \} + \{ FD2 \} + \{ F_{SLP} \} \end{aligned} \quad (7)$$

및

$$K_{LC}(y_{0i}-y_i+(-1)^i l_{LC} C_a a_{c3} Z_i - l_{LC} a_{c1} \theta_i) + C_{LC}(y_{0i}-y_i+(-1)^i l_{LC} C_a a_{c3} Z_i - l_{LC} a_{c1} \theta_i) = - \frac{K_c}{V} y_{0i} + (-1)^i l_{LC} C_a K_c Z_i \quad (8)$$

III. 수치 해석 및 shimmy 특성해석

조향계 자체의 동특성을 알아보기 위하여 운동방정식으로 부터 감쇠 항과 가진력 항을 제외하고 풀면 조향계의 고유진동수와 진동 모우드를 구할 수 있다. 구해진 고유진동수와 진동모우드 중에서 shimmy가 가장 두드러진 2개의 모우드를 Fig.8에 나타내었다. 첫번째 모우드의 고유진동수는 0.54(Hz)로 극히낮아 주행상태에는 해당되지 않는다. 여섯번째 모우드는 16.3(Hz)인데 이는 약 105(km/h)에 해당하는 주파수로 Fig.9의 실험 공진주파수와 잘 일치하고 있다. 또한 모우드 형태로 보면 바퀴의 회전 방향 θ_1, θ_2 와 θ_n 가 동상으로 나타나고 있는데 Fig.1의 그림으로 알 수 있듯이 서로 반대방향으로 회전하여 비틀림이 일어나는 운동을 나타내고 있다.

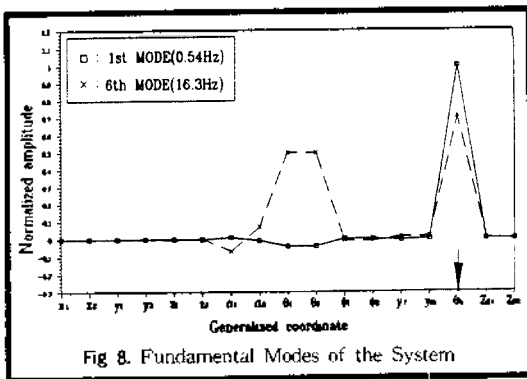


Fig. 8. Fundamental Modes of the System

바퀴에 달린 불균형 질량에 의해 바퀴는 가진되고 조향계를 통하여 핸들의 shimmy 진동으로 전달된다. 이러한 불균형 질량에 의해 조향원의 동적응답이 얼마나 민감하게 응답하는지를 알아 보고, 각 시스템의 계수 변화에 따른 동적응답 변화를 살펴보았다. 이와같은 특성을 파악하기 위해 정상상태인 경우

다음과 같이 해를 가정하였다.

$$\{x\} = \{X\} e^{i\omega t}, y_{0i} = Y_{0i} e^{i\omega t} \quad (9)$$

Fig.9를 이론해석에 의한 수치해석 결과와 실험을 통해 얻은 실험결과를 비교하여 나타낸 그림으로서 불균형 질량에 따라 그 응답을 표현하였으며, shimmy 진동의 크기가 최대인 속도구간은 잘 일치함을 알 수 있다. 각 시스템의 인자에 따른 동적응답의 변화를 살펴보면 다음과 같다.

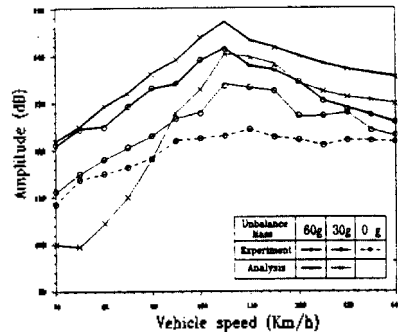


Fig. 9. Comparison Experimental and Analysis Results

(1) 불균형 질량의 영향

Fig.9에서 알 수 있듯이 불균형 질량이 커질수록 동적응답은 비례하여 커짐을 알 수 있다. 불균형 질량이 없을때 이론해석 결과는 당연히 응답이 존재하지 않지만, 실험 결과에서는 상당히 큰 응답을 나타내고 있음을 알 수 있는데 이는 일반 balancing machine의 한계와 타이어 자체의 강성 및 run out의 non-uniformity의 가진으로 인한 응답으로 생각이 된다. 따라서 이에 대한 연구가 더 수행되어야 된다고 생각한다.

(2) 강성의 영향

조향계를 이루고 있는 각 부재의 강성변화가 shimmy 응답에 미치는 영향을 알아보기 위해 각 부재의 강성을 50%씩 증가시킨 결과를 표1에 나타내었으며 그 결과 tie-rod 강성(k_c)의 영향이 가장 큼을 알 수 있고 나머지 강성의 영향은 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 따라서 가장 영향이 큰 tie-rod 강성의 경우에 대하여 shimmy 응답 변화를 Fig.

표 1. Stiffness 변화에 따른 shimmy response 양상(m/s²)

*각 부재의 stiffness를 50% 증가시킨 경우

속도	편사양	k _G	k _A	k _Z	k _{LC}	k _C	τ _S	k _{LT}	k _s	τ _{rc}	k _{GB}
70	1.124	1.091	1.036	1.187	1.128	1.815	1.131	1.125	1.124	1.129	1.149
75	1.886	1.847	1.789	1.953	1.887	2.175	1.887	1.888	1.886	1.89	1.948
80	2.794	2.74	2.675	2.878	2.80	2.638	2.795	2.799	2.798	2.792	2.793
85	4.093	4.012	3.912	4.190	4.094	3.272	4.095	4.092	4.092	4.018	4.029
90	6.211	6.08	5.906	6.312	6.204	4.664	6.213	6.210	6.211	6.177	5.975
95	9.324	9.107	8.733	9.539	9.257	6.066	9.324	9.328	9.324	9.253	8.764
100	17.029	16.22	14.83	17.39	16.94	8.109	17.01	17.03	7.027	16.36	14.82
105	25.711	25.83	27.18	25.13	25.62	13.27	25.62	25.71	25.71	27.70	47.24
110	17.606	17.55	17.91	17.27	17.59	25.02	17.57	17.61	17.61	18.50	30.24
115	13.744	13.76	14.06	13.53	13.74	73.15	13.72	13.74	13.74	14.26	20.10
120	11.349	11.35	11.53	11.20	11.34	56.11	11.33	11.35	11.35	11.70	15.02
125	9.859	9.851	9.978	9.749	9.851	26.72	9.846	9.859	9.859	10.09	11.59
130	8.49	8.458	8.606	8.421	8.476	19.35	8.486	8.489	8.49	8.613	9.689
135	7.540	7.500	7.606	7.50	7.530	14.68	7.539	7.540	7.54	7.639	8.490
140	6.877	6.830	6.91	6.854	6.869	12.70	6.877	6.877	6.877	6.960	7.674

10에 나타내었다. 강성이 클수록 고유진동수는 커지며 최대값이 증가하는 경향을 보이고 있다. 따라서, tie-rod의 강성을 변경함으로써 공진주파수의 영역과 진동의 크기를 가장 효과적으로 조종할 수 있을 것으로 생각된다.

③ 위상차의 영향

양쪽바퀴에 부착된 불균형 질량의 각 위상차로 인한 shimmy 응답 변화 양상을 보기 위하여 두바퀴에 부착된 불균형 질량의 위상차를 각각 변화시켜 그 양상을 Fig.11에 도시하였다. 불균형 질량의 위상차가 크면 클수록 그 응답 양상도 큼을 알 수 있는데 이는 가진력 방향이 서로 반대로 작용하는 경우가 되기 때문이다. 모우드 shape 관점에서 다시 살펴보면 Fig.8에서 θ₁, θ₂가 같은 방향운동을 할때 이므로

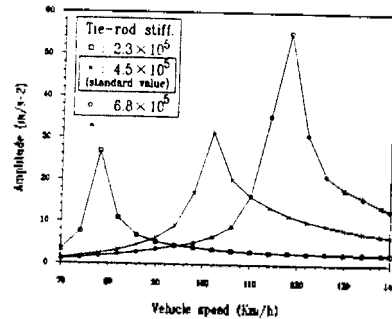


Fig 10. Dynamic Response by the Change of Tie-rod Stiffness

이는 쾨펜 축을 중심으로 가진력의 모멘트 방향을 생각할때 위상이 클때 모멘트 합이 커짐을 알 수 있으므로 가진효과가 크게 된다.

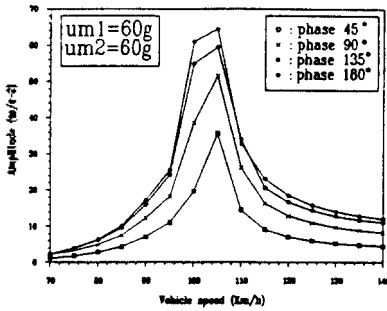


Fig. 11. Dynamic Response by the Change of Phase Angle

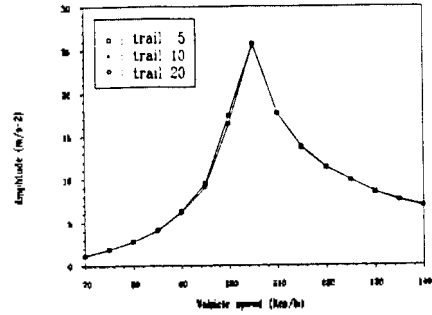


Fig. 13. Dynamic Response by the Change of Trail

④ 감쇠의 영향

시스템 특성에 따라 감쇠를 각각 재료감쇠, 점성감쇠 및 마찰 감쇠를 고려한 결과 재료감쇠 변화에 따른 응답양상은 큰 변화가 없음을 알 수 있었으며, Fig.12에 tie-rod ball joint와 lower arm ball joint의 감쇠를 고려한 경우의 응답을 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 전체적으로 마찰에 의한 감쇠의 크기를 크게 했을때 조향휠의 진동을 크게 줄일 수 있다는 것을 알 수 있다.

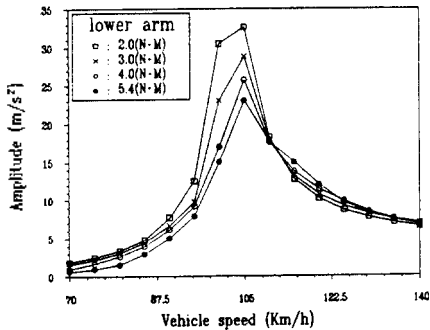


Fig. 12. Dynamic Response by the Change of Friction Torque

⑤ Trail의 영향

Trail변화에 대한 영향을 Fig.13에 도시하였으며 trail 변화에 대한 shimmy 응답은 그다지 큰 영향을 주지않음을 알 수 있다. 따라서 shimmy 응답을 줄이기 위해서는 강성이나 감쇠 영향을 고려하는 것이 더욱 효과적으로 생각된다.

⑥ Stabilzer bar 비틀림 강성의 영향

Roll 강성을 높여 조정 안정성의 향상을 도모하기 위해 장착된 stabilzer bar의 비틀림 강성을 변화시켜

shimmy 응답을 살펴보았다. Fig.14에서 보는 것과 같이 stabilzer bar의 비틀림 강성의 변화에 따른 shimmy 양상의 변화 역시 그다지 크지 않음을 알 수 있다.

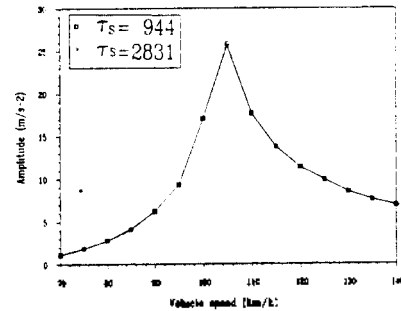


Fig. 14. Dynamic Response by Stabilizer Bar Torsional Stiffness

4. 맺은말

승용차의 조향계와 관계있는 각 시스템을 모델링하여 수치해석한 결과는 타이어의 불균형 질량에 의해 shimmy 진동은 민감하게 커지고, 실험해석에 따르면, 불균형 질량이 없는 상태에서도 상당히 큰 shimmy 진동을 보이고 있는 것은 아주 적은 양의 불균형 질량이나, 타이어의 run-out과 강성변화에 기인한 것으로 생각된다. 이론해석을 통해 알수 있는 바와같이 shimmy에 미치는 강성 변화의 영향은 tie-rod의 강성변화가 가장 크며, 그의 부재의 강성변화의 영향은 적음을 알 수 있었다. 두 바퀴의 불균형 질량의 위상차의 크기가 클수록 shimmy에 주는

영향이 크다. 또한, 감쇠의 영향은 재료감쇠나 점성 감쇠보다 ball joint 부의 마찰 감쇠에 대한 영향이 상당히 크기때문에 shimmy 진동의 크기를 줄이기 위해서는 감쇠특성이 좋은 재료나 마찰 감쇠를 조정함으로써 shimmy 저감 효과가 클 것으로 판단된다. 또한 trail의 변화와 stabilizer bar의 비틀림 강성 변화의 영향은 그다지 크지 않음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 현대 자동차(주)의 연구지원에 의해 연구되었으며, 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

1. MITSUBISHI, "振動, 騒音 マニュアル", 1986-87.
2. J.R.Ellis, "Road Vehicle Dynamics", John R Ellis Inc.

Akron, U.S.A.

3. Yasuhico Fujiwara & Miki Nakayasu, "Analysis of Vibration Mode of Vehicle Steering Mechanism", SAE 710627, 1971, pp.1-6.
4. Akinoby Inaba & Masanoei Miyajima, "Design Concept of Front Suspension Compliance Application to The Blue-Bird 910 with Examination of Steering Shimmy", JSAE Review, 1981, pp.43-49.
5. H.B. Pacejka, "Non-Linearities in Road Vehicle Dynamics" Vehicle System Dynamics, Vol. 15, 1986, pp.237-254.
6. 승용차사 구동 설계부 "P/EXCEL Steering Wheel Shimmy 현상 Test(1)" 현대자동차(주), 1986.
7. R.S.Sharp & C.J.Jones, "A Comparison of Type Representations in a Simple Wheel Shimmy Problem", Vehicle System Dynamics, Vol.9, 1980, pp.45-57.
8. 酒井秀男, "Tire 工学(入門から 應用まで)", クラフり出版, 1987.
9. 인하대학교 산업과학기술 연구소, "승용차의 shimmy 현상 연구(II)", 현대자동차(주) '90년 최종 보고서, 1990, pp.73-83.

▲박 철 회 1934년 2월 9일생
 1956년 4월 : 해군사관학교 졸업(이학사)
 1961년 6월 : U.S. Naval Postgraduate School 졸업
 (공학석사)
 1966년 12월 : Univ. of California, Berkeley(공학박사)
 1983년 1월~1984년 12월 : 대한기계학회 편집이사
 1985년 1월~1986년 12월 : 대한기계학회 총무이사
 1991년 6월~현재 : 인하대학교 기계공학과 교수
 주관심분야 : 통역학, 비선형 진동

▲홍 성 철 1959년 1월 20일
 1981년 2월 : 인하대학교 기계공학과 졸업(공학사)
 1987년 8월 : 인하대학교 기계공학과 졸업(공학석사)
 1992년 2월 : 인하대학교 기계공학과 졸업(공학박사)
 1982년 11월~1985년 7월 : (주) 대우중공업 사원
 1987년 9월~현재 : 인하대학교 공과대학 기계공학과 조교
 주관심분야 : 동역학, 진동공학, 구조동역학

▲송 상 기(정회원) 1961년 3월 10일생
 1978년 3월~1979년 2월 : 광주
 송일고등학교
 1979년 3월~1983년 2월 : 조선대학
 교 공과대학 기계공학과
 1983년 3월~1985년 2월 : 인하대학
 교 대학원 기계공학과
 (석사과정)
 1985년 11월~1988년 2월 : 군부무
 1988년 9월~현재 : 인하대학교 대학원 기계공학과
 (박사학위 재학중)
 1990년 9월~1990년 12월 : 인하대학교 시간강사
 (공업역학)
 1988년 9월~현재 : 인천공업전문대학 시간강사(기계
 설계, 전산)

