

승용차 조향계 Shimmy 모델과 실험

박철희, 김중희 · 김철수¹⁾, 송상기 · 오진우²⁾

Shimmy Model and Experiment of Steering System of a Passenger Car

Chol-Hui Pak · Joong-Hui Kim · Chul-Soo Kim · Sang-Ki Song · Jin-Woo Oh



●박철희(인하대 기계공학과)
●1934년생.
●동역학 진동 및 소음공학과 관련된 연구를 수행하고 있으며, 특히 비선형 진동 승용차의 Shimmy현상 Impact Dynamics, 그리고 파이프계의 진동 및 안정성 해석 등에 관심이 있다.

1. 머리말

최근 승용차의 설계는 일반적으로 고속화, 경량화 추세에 있다. 이에 따라 심각하게 대두되고 있는 것이 진동문제로서, 그중에서도 조향계(steering system)의 진동은 보다 쾌적한 승차감 내지 조정성능을 저해하고 운전자에게 불쾌감을 초래하는 진동으로서 이에 대한 개선책이 요구되어 왔다. 따라서 이러한 조향계의 진동인 쉬미(shimmy) 현상을 저감시키기 위해서는 다음과 같은 방법등이 있다.

- ① 가진원이 되는 타이어의 불균형 질량을 줄이거나 타이어의 정밀도를 증가시키는 방법.
- ② 진동전달 경로상의 감쇠특성과 조향계의 강성을 변화시켜 전달률을 줄이는 방

법.

③ 차체의 동특성 변화를 통하여 고유진동수를 변화시켜 공진영역을 옮기는 방법.

방법 ①의 실패로서 타이어 양쪽에 질량을 달아서 균형을 잡아주거나, 타이어 트레드(tread)부분을 그라인딩(grinding)하여 치수변화를 작게 해주면 쉬미를 줄일 수 있으나, 이 방법은 주행으로 인한 타이어의 편마모현상 때문에 영구적인 해결책이 되지 못하고 있다. 따라서 ②, ③의 방법을 응용할 수 있는 기초연구가 요구되고 있다.

이글에서는 쉬미에 큰 영향을 줄 것으로 생각되어지는 여러 중요한 인자들을 단계적으로 포함시켜가면서 이론해석 결과와 실험결과를 비교·검토·보완해갈 것이며, 그 결과 이론적으로 쉬미현상을 예측할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.⁽⁸⁾

2. 시스템의 모델링(1단계)

모델은 그림 1에 나타난 바와 같고 모델링

1) 현대자동차

2) 인하대원

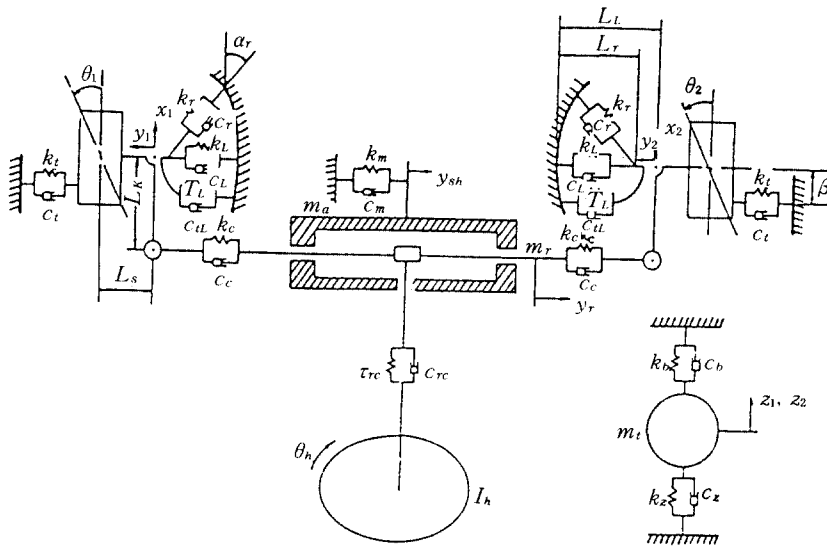


그림 1 시스템 모델링(1단계)

과정에서 다음과 같은 가정을 하였다.⁽¹⁾

- ① 차체는 강체(rigid body)로 가정하였다.
- ② 조향계는 11 자유도로 모델링 하였고, 각각의 요소는 질량, 스프링, 감쇠 특성을 갖는다.
- ③ 랙(rack)과 피니언 기어가 채택된 조향계이고, 기어의 백래시(backlash)영향은 무시한다.
- ④ 스프링효과가 적은 링크는 강체로 가정하였다.
- ⑤ 타이어가 받는 횡력(Lateral Force)과 셀프 얼라이닝 모멘트(Self-aligning Moment)는 스프링 힘으로 가정하였다.
- ⑥ 전체 시스템을 선형계로 가정하였고, 타이어의 불균형량만을 가진원으로 고려한다.

2.1 운동 방정식

시스템의 전체 운동에너지와 포텐셜에너지는 T_{tot} 와 V 로 표현하였으며, 감쇠력에 의한 가상일(virtual work)을 가상일의 원리를 이용하여 δW 로 표현할 수 있다. 이로부터

운동방정식을 구하기 위해 다음과 같은 해밀턴(Hamilton) 방정식을 사용하였다.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T_{tot} - \delta V + \delta W) dt = 0 \quad (1)$$

각 부재의 에너지식을 식 (1)에 대입하고 선형화하여 행렬형태의 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

2.2 자유 진동 해석

조향계의 고유진동수와 그때의 진동모드를 해석하기 위하여 운동방정식 (2)로부터 감쇠행렬과 가진력벡터를 제외하고, 주행시 발생하는 자이로효과의 영향이 적다⁽¹⁾고 하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3)$$

식 (3)으로부터 시스템의 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있으며 그 결과를 그림 2에 나타내었다.

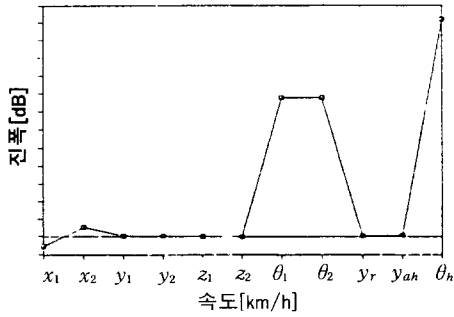


그림 2 시스템(1단계)의 자유진동해석(2번째 모드, 18.36 Hz)

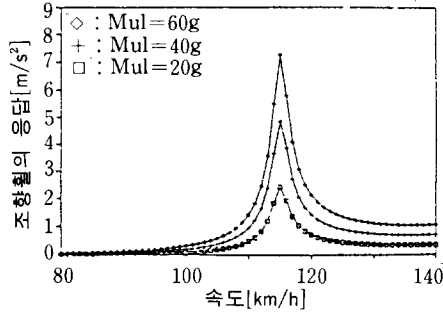


그림 4 슈미 이론 해석결과(1단계)

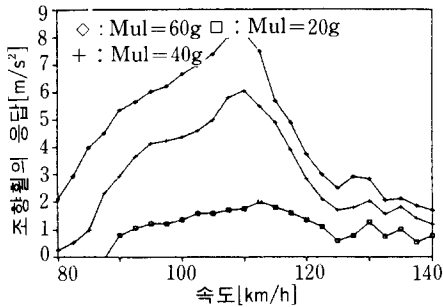


그림 3 슈미결과(1단계)

레이터 부시(strut insulator bush)로 구성되는데, 시스템 모델링(1)에서는 스트럿 인슐레이터만이 모델링되었지만, 차 후 주파수 변화에 따른 속업쇼바의 동특성이 고려되어야 한다.

- ③ 본 연구에서는 스테빌라이저바(stabilizer bar)가 생략되었으나, 이를 고려한 해석이 요구된다.

2.3 강제 진동 해석

질량 불균형량에 의한 조향휠의 응답 즉, 슈미응답을 구하기 위해, 운동 방정식 (2)에서 정상상태인 경우의 해를 다음과 같이 가정한다.

$$\{x\} = \{X\} \sin \omega t + \{Y\} \cos \omega t \quad (4)$$

식 (4)로부터 이론적인 슈미응답을 얻을 수 있으며, 동일조건하에서의 실험결과와 이론 해석결과를 그림 3과 그림 4에 나타내었다.

2.4 검토 및 보완(1단계)

- ① 본 연구에서는 선형화된 모델을 사용하였으므로 그림 4와 같이 가진력의 크기에 따라 슈미응답이 비례하며, 질량 불균형량이 영(zero)이면 슈미응답 역시 나타나지 않게 된다.
- ② 서스펜션계(suspension system)는 속업쇼바(shock absorber)와 스트럿 인슐

3. 시스템의 모델링(2단계)

모델은 그림 5에 나타낸 바와 같으며 다음과 같은 가정을 하였다.⁽²⁾

- ① 조향계는 17 자유도로 나타내었으며, 각 부재의 감쇠는 특성에 따라 구조감쇠, 점성감쇠로 모델링하였다. 또한 볼조인트(B점, H점) 부분의 마찰감쇠는 등가 점성감쇠형태로 고려하였다.
- ② 차체는 탄성체로 간주하여 슈미에 가장 많은 영향을 미칠 것으로 판단되는 세개의 주요 진동모드만을 고려한 3 자유도로 모델링하였다.⁽⁷⁾
- ③ 각 링크들의 연결부의 좌표값을 T.L. H.좌표로 표현하였으며, 차량 모델 변화에 따른 기하학적 형상 변화에 적용할 수 있도록 하였다.
- ④ 킹핀(king pin)의 경사각, 타이어의 탄성진동으로 인한 횡 미끄러짐(side

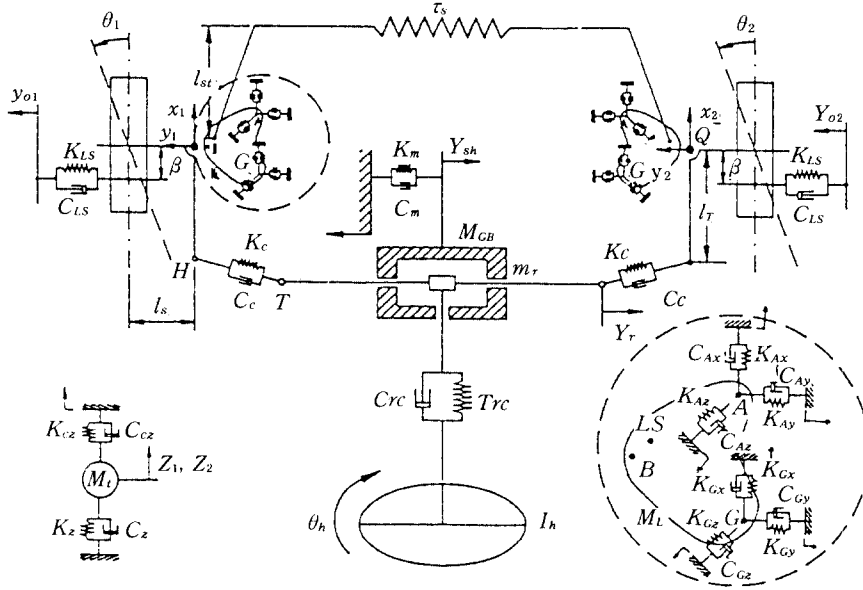


그림 5 시스템 모델링 (2단계)

slip), 속업소바 그리고 스테빌라이저 바를 모델링에 추가시켰다.

- ⑤ 그 외에 모델링에 따른 가정은 시스템 모델링(1)에서 가정한 사항(3, 4, 5, 6)들을 따랐다.

3.1 운동 방정식

(1) 차체 모드

차체 진동으로 인한 각 부재의 탄성효과를 고려하기 위하여 차체 모드 실험을 통하여 3 방향의 첫번째 굽힘 모드를 얻었으며, 실험 결과를 모드해석 전용 프로그램인 Modal Plus를 이용하여 해석하였다.

1) 차체의 비틀림 모드

정적인 상태에서의 측정위치와 실험으로 구한 동적상태에서의 측정위치의 변위량을 구하였고, 이를 이용하여 차체의 첫번째 비틀림 모드(torsional mode)를 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\Theta(X) = 0.00441271 + 0.00667712X$$

$$+ 0.00442832X^2 + 0.000983586X^3 \quad (5)$$

2) 횡 굽힘모드

횡 굽힘 모드(lateral bending mode)의 측정위치와 변위로부터 식 (6)과 같이 첫번째 횡 굽힘모드를 나타내었다.

$$Y(X) = -0.022092 + 0.00488X + 0.014351X^2 + 0.003208X^3 \quad (6)$$

3) 종 굽힘모드

종 굽힘모드(vertical bending mode)의 형상은 식 (7)과 같고, 첫번째 종 굽힘모드를 나타내고 있다.

$$Z(X) = 0.00216343 - 0.0089821X - 0.00921X - 0.0091835X^2 - 0.00179346X^3 \quad (7)$$

(2) 차체의 포텐셜 에너지와 운동 에너지 차체의 탄성진동으로 인한 에너지를 구하기 위하여 각 방향의 모드 형상은 식 (5),

(6), (7)을 이용하였고, 차체의 질량 분포는 실험차량의 하중 분포표(I-1 4DR 1500 5 MIT)를 기준으로 계산하였으며, 그때 구한 모달질량(modal mass)과 차체 실험을 통하여 구한 주파수를 이용하여 모달강성(modal stiffness)을 구하였다. 이로부터 차체의 탄성 진동으로 인한 포텐셜 에너지와 운동에너지를 구하였다.

(3) 조향계의 운동 및 포텐셜 에너지

시스템중 차체를 제외한 나머지 부분에 대한 에너지를 구하기 위해 타이어와 로우어암(lower arm)의 각각에 대한 포텐셜 에너지와 운동 에너지 그리고 너클(knuckle), 속업소바 실린더 및 피스톤의 운동에너지와 스테빌라이저 바, 스트럿 인슐레이터 부시, 타이로드(tie-rod)의 포텐셜 에너지를 구하였다. 따라서 여기서 구한 에너지와 차체의 에너지가 전체 시스템의 운동에너지와 포텐셜 에너지를 구성하도록 하였다.

(4) 감쇠력에 의한 가상일

가상일의 원리를 적용하여 구조적감쇠(structural damping)와 속업소바 감쇠에 의한 가상일을 δW_{sti} 와 δW_{sbi} 로 표현할 수 있으며, 볼조인트 부분의 마찰력에 의한 감쇠를 등가점성감쇠로 변환하였다.

또한 로우어암 볼조인트부와 타이-로드 볼조인트부의 마찰에 의한 가상일은 δW_{Bi} 와 δW_{Ti} 로 쓸 수 있고, 타이어의 횡 방향 미끄러짐을 가상일 δW_i 로 표현하면 전체 가상일은 다음과 같다.

$$\delta W = \sum_{i=1}^2 (\delta W_{sti} + \delta W_{sbi} + \delta W_{Bi} + \delta W_{Ti} + \delta W_i) \quad (8)$$

운동방정식을 구하기 위하여 식 (9)의 해밀턴 방정식에 앞에서 구한 운동에너지, 포텐셜 에너지, 가상일을 대입하고 선형화하면 식 (10)과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T_{tot} + \delta T_u - \delta V + \delta W) dt = 0 \quad (9)$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [C_v]\{x\} + [C_{Ho}]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} + \{F_{D1}\} + \{F_{D2}\} + \{F_{SLP}\} \quad (10)$$

3.2 자유 진동 해석

운동방정식 (10)으로부터 감쇠 행렬과 가진력 벡터를 제외하고 다시 쓰면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (11)$$

식 (11)로부터 시스템의 고유진동수와 진동모드를 구해보면 여덟번째 모드에서 슈미현상(θ_n)이 두드러짐을 알 수 있으며, 이때 조향계의 고유 진동수는 16.44Hz에 해당된다(그림 6).

3.3 강제 진동 해석

정상상태인 경우 다음과 같이 해를 가정한다.

$$\{x\} = \{X\}e^{i\omega t}, \quad y_{0i} = y_{0i}e^{i\omega t} \quad (12)$$

식 (12)를 운동방정식 (10)에 적용하여 정리하면 다음과 같은 형태의 식을 얻을 수 있다.

$$[-\omega^2[M] + i\omega[G] + i\omega[C_v] + i\omega[C_{Ho}] - i[C_{ss}] - [K_{ss}]]\{X\} = \{F\} + \{F_{D1}\} + \{F_{D2}\} \quad (13)$$

식 (13)은 비선형 대수방정식이므로 이를 풀

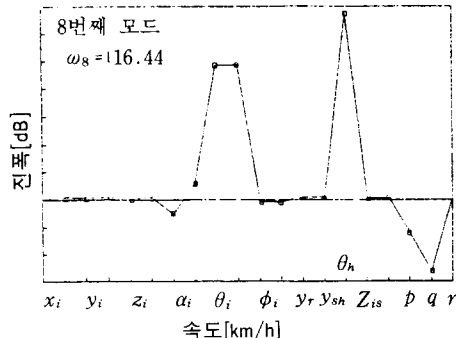


그림 6 시스템(2단계)의 자유진동 해석(8번째 모드, 16.44 Hz)

기 위하여 IMSL 서브루틴인 DNEQNF를 이용하였다.

4. 시스템의 모델링(3단계)

3.4 검토 및 보완(2단계)

- ① 쉬미 실험결과(그림 7)에서는 질량 불균형량이 없는 상태에서도 응답이 존재하게 되는데, 이는 타이어의 질량 또는 강성의 불균일성에 기인한 가진효과가 있을 것으로 생각되어지며 차후 타이어의 불균일성으로 인한 가진력이 추가되어야 한다.
- ② 그림 7과 그림 8의 결과를 비교하면, 피크가 일어나는 속도는 잘 일치하고 양상도 비교적 잘 일치하나, 피크의 크기와 응답이 크게 일어나는 영역은 차이가 있다. 이는 본 모델에서 고려치 않은 차체를 가진하는 엔진력과 감쇠력 등의 영향을 고려하면 될 것으로 생각되어진다.

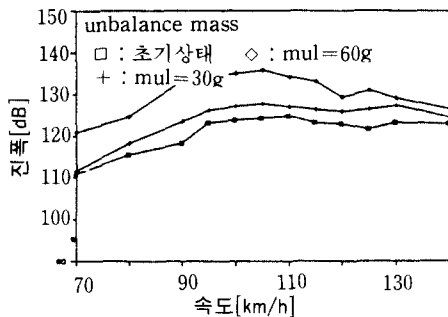


그림 7 쉬미 실험결과(2단계)

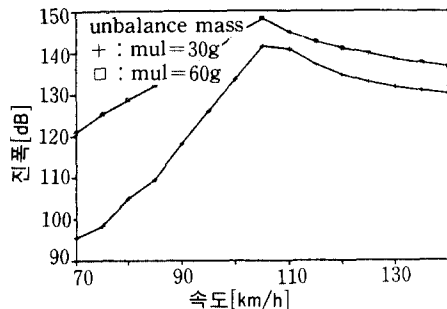


그림 8 쉬미 이론 해석결과(2단계)

조향계에 대한 모델링은 시스템(2단계)와 같고 백크를 3자유도로 보았으며 다음과 같은 가정을 하였다.⁽³⁾

- ① 조향계는 19자유도로 나타내었고, 각 부재의 감쇠는 시스템모델링(2단계)와 같은 형태로 고려하였다.
- ② 차체의 횡굽힘모드를 두번째 모드까지 고려하여 차체는 총 4자유도로 모델링하였다.
- ③ 엔진과 트랜스미션(transmission)의 강체운동을 6 자유도로 모델링하였다.
- ④ 타이어의 불균형량 외에도 불균일성(non-uniformity)에 의해 발생하는 힘변동(force variation)을 가진력 성분으로 고려하였고, 이때 첫번째 조화(harmonic) 성분만을 이용하였다.^(5,6)
- ⑤ 엔진마운트는 재질이 등방질이며 균질하다고 가정하였고, 주축방향으로 3개의 선형 스프링과 점성 감쇠기로 모델링하였다.
- ⑥ 그 외의 모델링에 따른 가정은 시스템 모델링(1)에서 가정한 사항(3, 4, 5)들을 따랐다.

4.1 운동방정식

(1) 타이어의 불균일성

타이어 구조내의 부분적인 치수변화와 강성변화, 비대칭성 등의 불균일한 결함들은 타이어나 노면의 접촉면에서 힘과 모멘트의 변화 또는 그 복합된 두 성분의 변화를 발생시킬 것이다.⁽⁹⁾ 이러한 타이어의 불균일성에 의해 생기는 힘들을 불균일힘(nonuniformity force)이라 하며 TFV, RFV, LFV로 분류할 수 있다. 이 힘들은 타이어에 대해서 각각 전후, 상하, 좌우 방향으로 작용하며, 이들을 정량적으로 구하기 위해 고속 유니폼머티 시험기(High speed uniformity machine)를

통해 각 타이어의 1회전당 힘변동(TFV, RFV, LFV)에 대한 데이터들을 얻었다. 이러한 데이터들은 조화성분들의 합으로 나타낼 수 있으며 본 연구에서는 첫번째 조화성분들만을 고려하였다.

(2) 조향 휠의 진동 해석

운동 방정식을 구하기 위하여 식 (9)와 같은 해밀턴 방정식을 사용하였다. 각 부재의 에너지식을 식 (9)에 대입하여 타이어의 불균일성을 고려한 행렬형태의 운동방정식을 쓰면 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 [M]\{\ddot{x}\} + [G]\{\dot{x}\} + [C_v]\{x\} \\
 + [C_{h0}]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} + \{F_{D1}\} \\
 + \{F_{D2}\} + \{F_{SLP}\} + \{F_U\} \quad (14)
 \end{aligned}$$

식 (14)의 운동방정식에 대해 자유진동해석을 한 결과 열두번째 모드에서 θ_h 의 진동 즉, 조향휠의 회전진동이 지배적이며, 그때의 진동수는 17.26 Hz이다(그림 9). 또한 조향휠의 진동응답을 구하기 위해 운동방정식의 해를 정상상태인 경우 식 (12)와 같이 가정하였다.

그림 10과 그림 11에서 조향휠의 쉬미현상의 실험결과와 이론해석을 통한 수치해석 결과를 나타내었다. 쉬미현상이 가장 심한 주행속도에서의 크기가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한 타이어의 불균일성에

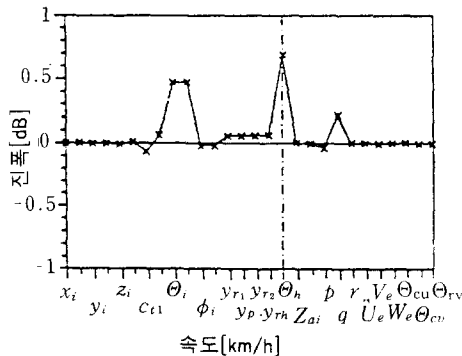


그림 9 시스템(3단계)의 자유진동해석(12번째 모드, 17.26 Hz)

로 인한 힘들을 고려함으로써 타이어의 질량 불균형량이 없는 경우에서도 쉬미응답을 얻을 수 있게 되었으며, 이로써 실제 실험결과에 보다 더 근접한 결과를 얻을 수 있게 되었다. 그림 12는 차체의 횡 방향굽힘모드의 첫번째, 두번째 고유진동수를 변화시켰을 때 속도 110 Km/h에서의 최대 피크값의 변화를

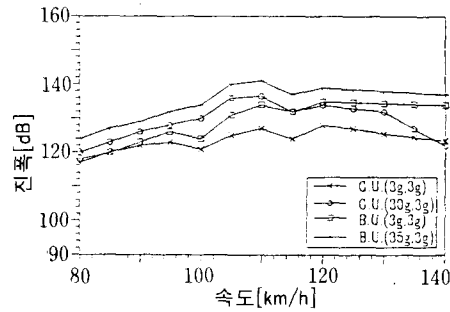


그림 10 쉬미 실험결과(3단계)

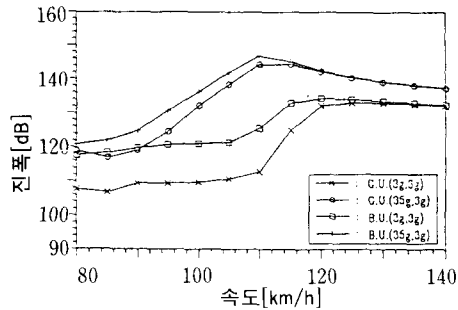


그림 11 쉬미 이론 해석결과(3단계)

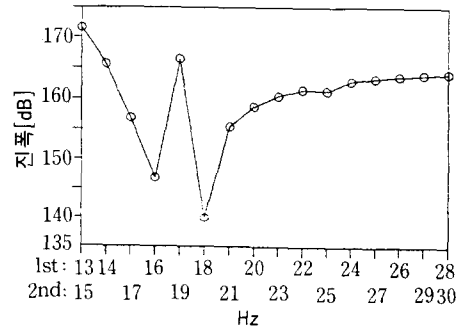


그림 12 차체의 횡 굽힘모드 진동수변화에 따른 쉬미 양상(속도=110 km/h)

살펴보았으며, 차체의 횡고유진동수가 조향계의 고유진동수(17.26Hz)에 가까워질 때 최대가 되며 그 이후로는 급격히 감소하였다가 다시 증가하는 위미양상을 보이고 있다. 따라서 차체의 첫번째, 두번째 횡 굽힘진동수가 적절한 값을 갖도록 설계를 해야만 위미응답을 감소시킬 수 있다.

5. 맺음말

- ① 위미실험결과와 일치하는 이론해석결과를 얻음으로써, 위미현상을 예측할 수 있다.
- ② 위미현상에 영향을 주는 주요 가진원으로는 타이어의 질량 불균형 이외에도 불균형성으로 인해 발생하는 불균일힘이 존재한다는 것을 확인하였다.
- ③ 차체의 난성진동이 위미에 영향을 주고 있음을 알 수 있었으며, 특히 횡방향 진동 주파수와 조향휠의 공진주파수가 근접하지 않게 하는 것이 위미현상을 줄일 수 있다.
- ④ 타이어의 유니포머티가 나쁜 타이어는 첫번째 조화성분값이 지배적이지만, 좋은 타이어는 첫번째보다 두번째 조화성분들이 커지므로, 추후 두번째 조화성분까지 고려되어야 할 것이다.⁽³⁾
- ⑤ 엔진의 가진력을 고려하여 차체의 횡방향 진동이 위미현상에 미치는 영향을 규명하여야 한다.⁽⁴⁾
- ⑥ 본 연구에서 가진원으로 고려한 타이어의 질량불균형과 불균일성으로 인하여 발생하는 힘외에도 타이어에 작용하는 힘과 모멘트를 고려한 타이어 동역학 부

분에 대한 연구가 필요하다.

참고문헌

- (1) 인하대학교 산업과학기술연구소, 1989, "승용차의 Shimmy 현상연구(1)."
- (2) 인하대학교 산업과학기술연구소, 1990, "승용차의 Shimmy 현상연구(2)."
- (3) 인하대학교 산업과학기술연구소, 1991, "승용차의 Shimmy 저감을 위한 진동 연구(3)."
- (4) Brown, D., Carbon, G. and Ransey, K. 1977, "Survey of Excitation Techniques Applicable to the Testing of Automotive Structures," SAE Paper 770029.
- (5) Clarence Hofelt, H. D., Tarpinian, C. Z. Draves, 1965, "Measuring Tire Uniformity," SAE 650522, pp. 1~15.
- (6) Donald L. Nordeen, Richard E. Rasmussen, 1965, "Factors Influencing the Measuring of Tire Uniformity," SAE 650734, pp. 71~76.
- (7) Brown, D. L., Allemang, R. J. and Ray Zimmerman, 1979, "Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis," SAE 790221 pp. 828~846.
- (8) Yasuhico Fujiwara and Miki Nakayasu, 1971, "Analysis of Vibration Mode of Vehicle Steering Mechanism," SAE 710627, pp. 1~16.
- (9) Walker, J. C. and Reeves, N. H., 1974, "Uniformity of Tires at Vehicle Operating Speeds," Tire Science and Technology, pp. 163~178. 