

2-모드 동흡진기를 이용한 조향계의 진동제어에 관하여

Steering Wheel Vibration Control by Applying a 2-Mode Dynamic Damper

김 중 희*, 정 승 균*, 최 성 표*
J-H Kim, S-G Jung S-P Choi

1. 서 론

소형 승용차에 대한 저연비, 경제성의 요구가 증대됨과 아울러 소음 및 진동에 있어서도 정숙성에 대한 요구가 동시에 높아지고 있다.

승용차에서 가장 많이 발생되고 있는 여러 가지 진동현상중에서 운전자에게 지속적으로 많은 영향을 미쳐 운전성을 나쁘게 하고 승차감을 악화시키는 가장 중요한 진동문제는 바로 조향계에서 나타나는 진동이다. 특히, 전륜구동형 승용차의 경우에 있어서는 이러한 문제가 더욱 심각하게 발생되고 있으며 이미 발표되어진 기존의 많은 연구논문을 통하여 조향계에서 나타나는 진동은 아래 5가지 항목으로 요약될 수 있다.

1. Idle shake
2. 고속 shake
3. Road induced shake
4. Wobble (저속 shimmy)
5. Flutter(고속 shimmy)

이외에도 승용차의 구조적 측면이나 승차감 문제에서 기인된 여러가지 다른 진동현상이 연구되어 왔다 [1-3].

최근의 경량화 추세로 말미암아 승용차의 차체는 박판일체식 구조로 제작되어 구조적 강성의 약화를 가져 왔으며 이로 인하여 외부

의 요인으로부터 발생하는 승용차의 진동문제는 더욱 악화되고 해결하기 어렵게 되어가고 있다.

이 논문에서는 이러한 여러가지 문제로 인하여 전륜구동형 승용차의 조향계에서 발생하는 Shake 와 Shimmy 를 2-모드 동흡진기를 사용하여 제어하고자 하며 실제적으로 시 작품을 제작하여 실차상태에서 확인시험을 실시하였다.

2. 조향계 진동의 특성

2.1 Shake

승용차에서의 Idle shake 는 엔진의 폭발력에 의해 크랭크축을 중심으로 발생하는 토크에 대한 반응력으로 간주되며, 전륜구동형 승용차에서는 이러한 가진력에 의해 영향을 받는 2개의 중요한 공진계가 존재한다. 이 중 하나는 차체 전체의 기본적인 굽힘 모드이고 다른 하나는 조향계와 킬림이 장착되는 부분 구조물의 굽힘 모드이다.

대부분의 전륜구동형 승용차들의 Idle shake 문제는 후륜구동형 승용차들에 비해 훨씬 심각하며 이런 현상은 전륜구동형 승용차에 장착되는 횡치 엔진으로부터 발생하는 가

* 정회원 현대자동차 연구부

진력의 방향이 차체전체의 기본적인 구조적 진동모드와 일치하고 있기 때문이다 [4].

그림 1에서 몇가지 전륜구동형 승용차의 조향계 휠에서 측정된 Idle shake 의 진동크기를 나타내었다.

그림 2는 승용차 A에 대한 2개의 중요한 공진계의 고유진동수와 진동모드 형상을 나타내고 있다. 그림 1에 나타난 결과와 같이 이 모드들을 살펴보면 조향계에서의 진동크기는 주로 2개의 공진계의 진동모드에 지배되고 있음을 알 수 있으며 2개의 공진계 모드가 완전하게 연성되어 있지 않기 때문에, 그중에서 최소 진동응답 범위를 찾아 승용차의 엔진공회전 속도를 설정할 수 있다.

그러나 실제적으로 엔진 공회전속도는계속적으로 동일한 범위에서 유지될 수 없으며 엔진에 가해지는 부하와 운전조건 등에 따라 변화한다. 예를들면, 엔진에 가해지는 모든 전기적인 부하, 공회전 보상장치, 그리고 자동변속차량에서 "D" 위치의 선택 등으로 엔진의 공회전 속도는 수백 rpm씩 변화한다.

고속 shake와 Road Induced shake의 경우에서는 가진력을 발생시키는 구조가 Idle shake와는 완전히 다르게 나타난다. 고속 shake를 발생시키는 중요한 가진력은 휠과

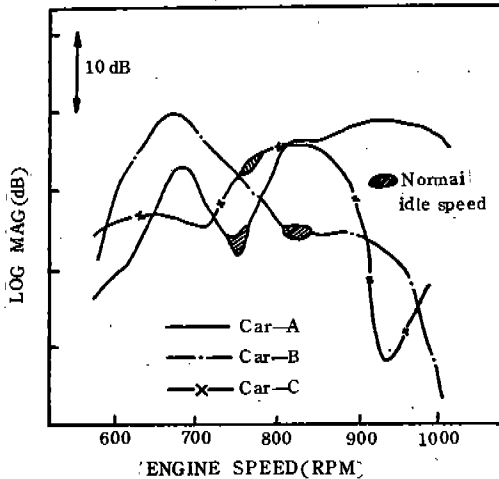


Fig.1 Idle Shake of Front Wheel Drive Automatic Cars(D-position, Stationary)

타이어 진동이며 도로의 불규칙성에 의해 Road induced shake가 발생된다 [2]. 그림 3(a)는 승용차 A에서 발생된 shake의 현상을 보여주는 그림이다.

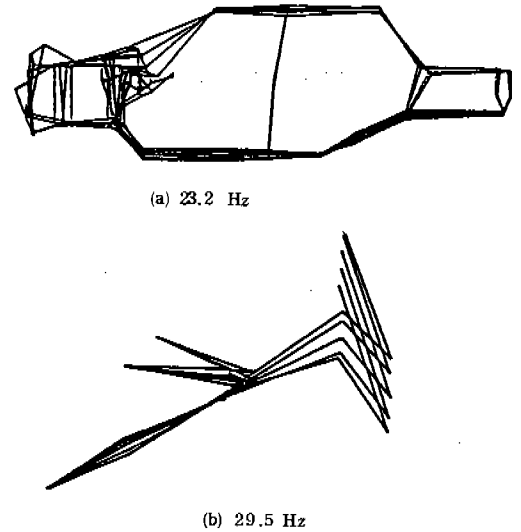


Fig.2 Fundamental Vibration Modes of Complete Vehicle and Steering Wheel System(Car -A)
(a) Complete Vehicle
(b) Steering Wheel System

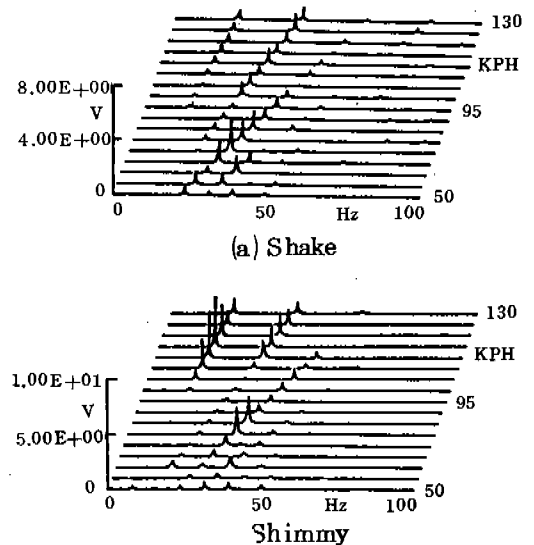


Fig.3 Waterfall Analysis of Steering Wheel Vibrations (Car-A)

2.2 Shimmy

전술한 바와 같이 승용차의 조향계에서 발생하는 shimmy는 wobble 과 flutter 의 두 가지 종류가 있다. 일반적으로 wobble은 저속범위에 나타나고 승용차의 킹핀축에 관해 조향계가 자체 가진되는 저주파수 진동에 의해 발생된다.

이와는 다르게 flutter는 휠과 타이어의 불균형 힘에 의해 발생되며 고속범위에서 나타나고 주로 타이어의 회전주파수 성분에 의해 지배적인 영향을 받는다. 이러한 shimmy 문제들중에서 후자는 조향계내의 공진계가 존재하기 때문에 해결하기가 더욱 어렵다.

그림 3(b)와 그림 4는 승용차A의 스티어링 휠에서 측정된 shimmy의 성분과 크기를 보여준다.

이 그림에 의하여 고속 shimmy는 타이어의 회전주파수성분에 의해 지배받고 있으며 고속에서 뚜렷한 공진피크를 가지고 있음을 알 수 있다.

3. 동적 시스템의 이론적 고찰

3.1 시스템 모델

승용차의 조향계와 그에 관련된 시스템은 많은 부분구조물들로서 구성되어 있으나 이러한 시스템에 대한 모델링은 이 시스템에서 발생되고 있는 주요한 문제점들에 대한 현상을 이미 파악하고 있기 때문에 어려운 작업이 아니다.

여기에서는 이 시스템을 단순화시키기 위해 2개의 독립된 모델을 설정하였다.

하나는 조향계에서 발생하는 수직진동계에 대한 모델이고 다른 하나는 조향축을 중심으로 발생하는 회전진동계에 대한 모델이다.

그림 5는 이런 2개의 시스템에 대한 단순화된 모델을 보여준다.

여기서 수직진동계에 대한 모델은 1 자유도계, 회전진동계에 대한 모델은 2 자유도계로 가정하였다. 회전진동계 모델에 대한 등

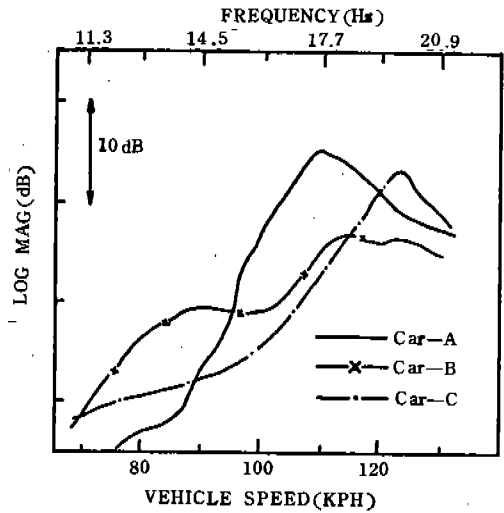


Fig.4 Measured Steering Wheel Shimmy (Tire Rotating Component Tracking)

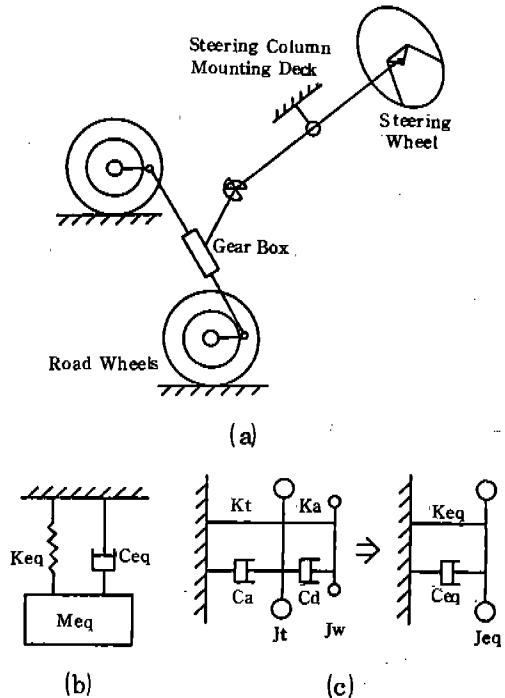


Fig.5 Dynamic System Models
(a) Mechanical Configuration
(b) Translational Model
(c) Rotational Model

가관성 모멘트 (J_{eq})를 계산하기 위해 아래와 운동에너지 관계식 (1), (2)를 사용하였다 [5, 6].

$$J_{eq}(\dot{\theta})^2 = J_t(\dot{\phi})^2 + J_w(\dot{\theta})^2 \dots\dots\dots(1)$$

$$J_{eq} = (\varphi)^2 J_t + J_w \dots\dots\dots(2)$$

여기서 ϕ 는 휠의 각변위이고, θ 는 스티어링 휠의 각변위, φ 는 공진조건에서 시스템의 모달 벡터이다.

표 1은 승용차 A의 모델에서 계산된 각변수들의 값이다.

< 표 1 > SYSTEM PARAMETERS

PARAMETERS	UNITS	VALUE
M_{eq}	kg	3.57
J_t	N.m.sec ²	0.76
J_w	N.m.sec ²	0.03
J_{eq}	N.m.sec ²	0.08
φ	—	0.27

3.2 동흡진기 이론

그림 6은 1 자유도계 모델에서 동흡진기를 포함한 시스템을 나타낸다. 이 모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

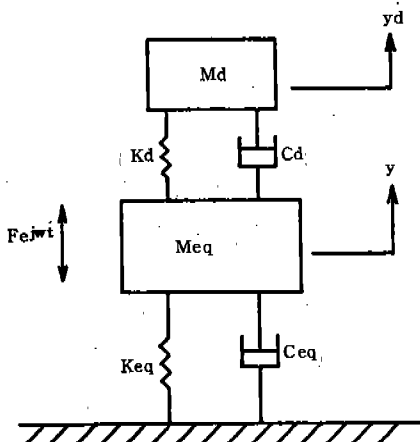


Fig.6 Single Degree of Freedom Model with Dynamic Damper

$$M_{eq} \ddot{y} + k_{eq} y + c_{eq} \dot{y} + k_d (y - y_d) + c_d (\dot{y} - \dot{y}_d) = F_e e^{j\omega t} \dots\dots\dots(3)$$

$$M_d \ddot{y}_d + k_d (y_d - y) + c_d (\dot{y}_d - \dot{y}) = 0 \dots\dots\dots(4)$$

여기서 첨자 d는 동흡진기에 대한성분을 표시한다. 식(3)과 (4)로부터 이 시스템의진동확대계수(Y)를 계산할 수 있다.

$$Y = \frac{y}{y_{st}} = [(g^2 - f^2)^2 + (2gh)^2 / (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 (2gh)^2 + \mu^2 f^2 g - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)^2 1]^{1/2} \dots\dots\dots(5)$$

여기서 y_{st} 는 정적변위이고, μ 는 질량비, f 는 동조비(tuning ratio), h 는 감쇠비(damping ratio), g 는 진동수비이다. 방정식 (5)로부터 최적 동조비 (f_0)와 감쇠비 (h_0)는 다음식으로 정의될 수 있다 [7].

$$f_0 = \frac{1}{1 + \mu} \dots\dots\dots(6)$$

$$h_0 = \left[\frac{3\mu}{8(1 + \mu)} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(7)$$

3.3 2-모드 동흡진기 설계

3.3.1 설계변수

승용차 A의 스티어링 휠의 진동제어를 위한 2-모드 동흡진기를 설계하기 위해 설정된 설계개념은 아래와 같다.

1. 병진모드와 회전모드의 독립적인 동조
2. 최소질량과 최소경비
3. 최소공간과 부피

그림 1, 3과 4에서 나타난 바와 같이 스티어링 휠에서 발생되는 shake와 shimmy의 최대진동 피크는 각각 700rpm 및 110 KPH 부근에서 나타나고 있다.

그러므로 엔진 폭발주파수와 타이어 회전주파수를 고려하여 병진모드에 대한 목표주파수는 23.4Hz로 정하였고 회전모드는 17.7Hz

< 표 2 >

PARAMETERS OF THE DYNAMIC DAMPER

MODES	PARAMETERS	RATIOS	VALUE
TRANSLATIONAL	MASS	0. 196	0. 7 kg
	FREQUENCY	0. 836	19. 56 Hz
ROTATIONAL	MOMENT OF INERTIA	0. 022	$1. 84 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2$
	FREQUENCY	0. 979	17. 32 Hz

로 결정하였다.

병진모드에 대한 동흡진기의 최적 동조비와 주파수를 계산하기 위해 우선 동흡진기의 질량을 0. 7kg으로 정하였다. 이러한 질량비에 따른 동흡진기의 효과를 시험을 통하여 측정 비교하였고 그 결과는 그림 11에 나타나 있다.

회전모드에 대하여는 동흡진기의 성능을 향상시키기 위해 가능한 관성 모멘트를 증가시키는 것이 바람직하며 따라서 동흡진기 전체 질량에 대한 변경없이 질량의 모양을 조향축에 관하여 최대관성 모멘트를 갖도록 제작하였다. 이러한 과정을 통하여 결정된 2-모드 동흡진기에 대한 각 변수들의 값들이 표 2에 나타나 있다.

이상의 과정에서 감쇠비는 고무 스프링들의 감쇠특성이 이러한 목적을 위하여는 충분하며 쉽게 변경시킬 수 없기 때문에 동흡진기의 성능을 결정하는 중요한 변수로서 고려되지는 않았다.

3. 3. 3. 2-모드 동흡진기 설계

2-모드 동흡진기의 설계는 표 2에 나타난 설계변수들의 값을 사용하여 수행되었다.

그림 7은 이렇게 하여 설계된 2-모드 동흡진기에 대한 설계도이다. 설계도에서 나타난 바와 같이 관성 모멘트를 증가시키기 위해 판의 양끝에 2개의 질량을 부착시켰으며 질량판은 4개의 고무 스프링들로서 지지되어 있다.

고무 스프링들의 탄성중심은 다른 모드들과의 연성을 피하기 위해 질량 중심면에 일치시켰다.

이러한 방법으로 동흡진기를 설계하는 이유는 고무의 강성계수를 모든 방향에 대하여 단지 그것의 치수 정도 등을 변화시킴으로서 쉽게 조정할 수 있어 2개의 각기 다른 모드를 충분히 제어할 수 있는 잇점이 있기 때문이다.

그림 8은 이 설계에서 사용된 스프링의 형상을 나타내며 각 방향에 대한 강성계수(k_x) (k_y)는 다음에 나타난 식과 같다[8, 9].

$$k_x = \frac{G(A/h)}{(1+h/3a^2)} \dots\dots\dots (8)$$

$$k_y = \frac{G(A/h)}{(1+h/3b^2)} \dots\dots\dots (9)$$

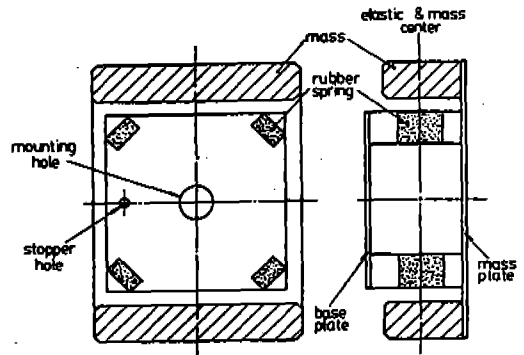


Fig.7 Draft Drawing of the Dual Mode Damper

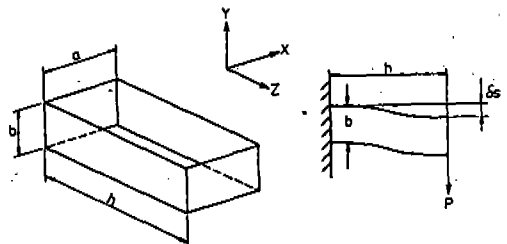


Fig.8 Shape of Rubber Spring

여기서, G 는 전단 탄성계수이고, A 는 X - Y 평면상에 있는 고무의 단면계수이다.

고무 스프링들의 전체 칫수를 결정하기 위해 우선 고무의 단면과 경도를 결정하였고 스프링의 길이는 다음 식으로부터 구하였다.

$$f_t = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_t}{M_d}} \dots\dots\dots (10)$$

여기서,

$$K_t = 4G \cdot A (K_x \cos^2 \frac{\pi}{4} + K_y \sin^2 \frac{\pi}{4})$$

$$= 2G \cdot A (K_x + K_y)$$

이고 f_t 는 병진모드에 대한 동흡진기의 동조 주파수이다.

병진모드를 동조시킨 후에 4개의 고무 스프링들의 반경 (radius)을 결정하였다.

그림 9는 고무 스프링과 회전 탄성중심사이의 관계를 보여주는 그림이다. 여기서 탄성 중심에 대한 스프링의 회전강성은 식(12)로서 계산되었고 반경(R)은 식(13)에 의해 결정되었다.

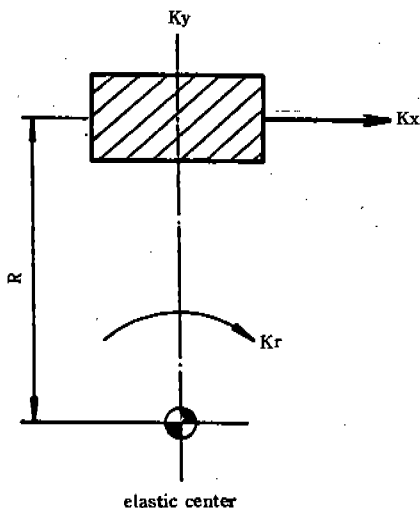


Fig. 9 Rotational Spring Rate of a Rubber Spring

$$K_r = GAK_x R^2 \dots\dots\dots (12)$$

$$R = \left(\frac{(\pi f_r)^2 J_d}{GAK_x} \right)^{1/2} \dots\dots\dots (13)$$

여기서 f_r 은 회전모드의 고유진동수이다.

표 3은 동흡진기 설계에 이용된 최종 칫수를 보여준다.

< 표 3 > FINAL DIMENSIONS OF RUBBER SPRING

PARAMETERS	DIMENSIONS (mm)
a	12
b	7
h	9
R	39.9

4. 2-모드 동흡진기의 성능

4.1 최종설계 폼가

이상으로 결정된 설계변수들을 사용하여 몇개의 다른 동조 주파수를 가진 시작품을 제작하여 2-모드 동흡진기의 성능을 평가하였다.

그림 10은 이러한 시작품들을 장착한 승용차에 측정된 전달함수(transfer function)를 보여준다.

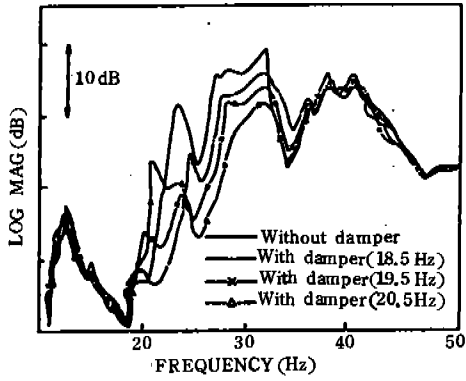
조향계에서 나타나는 **shake**와 **shimmy**의 진동크기는 가진기를 사용하여 각각 엔진의 지지위치와 타이어를 가진시켜 측정되었다.

이 결과에 의하여 병진모드와 회전모드의 가장 좋은 동조 주파수는 각각 19.5Hz와 17.3Hz로 나타났다.

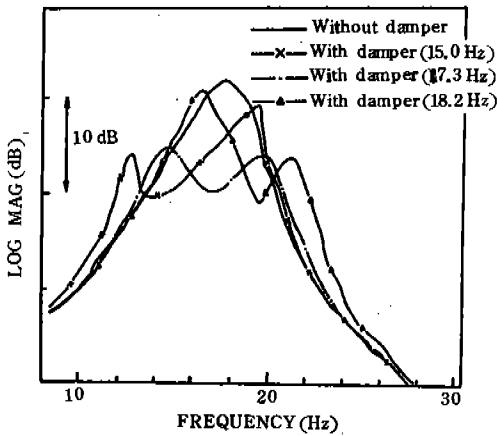
이상의 결과를 종합해 보면, 2-모드 동흡진기 설계를 위한 최적 동조변수를 결정하기 위해 이론적으로 계산된 값들이 시험치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4.2 동흡진기의 성능

최종적으로 동조시킨 2-모드 동흡진기를 사용하여 실차상태의 운행조건에서 그 성능을



(a) Translational Vibration



(b) Rotational Vibration

Fig. 10 Transfer Functions of Vibration Amplitude

평가하였다. 조향계의 idle shake는 엔진의 공회전 속도범위내에서, 동흡진기의 전반적인 효과를 증명하고자 엔진의 다른 여러가지 부하조건에서 측정되었다. 각 부하조건에서의 진동크기는 조금씩 다르게 나타났으며 그에 따라 동흡진기의 효과 또한 변하였다. 이와 동시에 질량비의 변화가 동흡진기의 성능에 실제적으로 어떠한 영향을 미치는 지에 대해서도 조사하였다. 그림 11은 이러한 시험을 통하여 얻어진 결과를 나타낸다.

이 결과에 의하면 질량비의 증가에 따라 조향계에서의 진동크기는 현저한 감소효과는 나타나지 않고 단지 동흡진기의 효과가 나타나

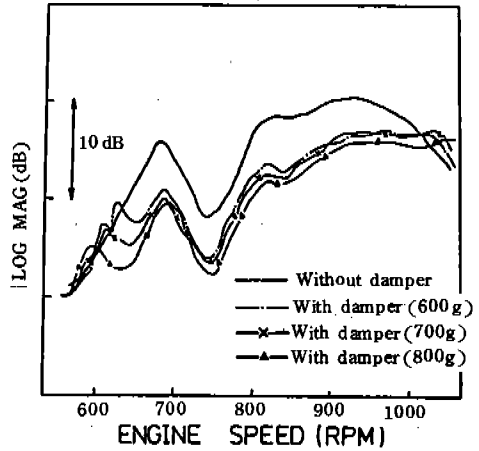


Fig. 11 Effects of Various Tuned Dynamic Dampers(Car-A, D-position Stationary)

는 주파수범위가 넓어짐을 알 수 있다. 따라서 질량비가 크면 클수록 동흡진기의 효과가 나타나는 하한 주파수범위가 넓어지나 그외의 어떠한 부가적인 효과는 나타나지 않는다. 그러므로 최종적으로 결정된 동흡진기의 질량비가 가장 바람직하다고 판단되었다.

실차 주행상태에서의 동흡진기 성능을 평가하기 위해 여러가지 다른 조건에서 시험을 수행하였다.

고속 shake, road induced shake와 harshness 등에 대한 동흡진기의 효과를 확인하기 위해 여러 다른 주행로상에서 그와 상응하는 주행조건으로 시험을 실시하였으며 그림 12는 이중에서 하나의 시험결과를 나타내는 그림이다. 이 시험은 울산에 있는 현대자동차 주행시험장내 belgian road에서 측정된 결과이며 목표주파수에 대한 진동크기는 동흡진기를 사용하여 12dB 이상 감소되었음을 알 수 있다.

이러한 2-모드 동흡진기를 사용하는 주요 목적은 병진 동흡진기로서의 성능에 회전진동을 제어하는 기능을 첨가시키는 것이므로 조향계의 shimmy에 대하여 이 동흡진기의 성능은 매우 중요한 의미를 가진다.

이런 사실을 확인하기 위해 실제적인 시험

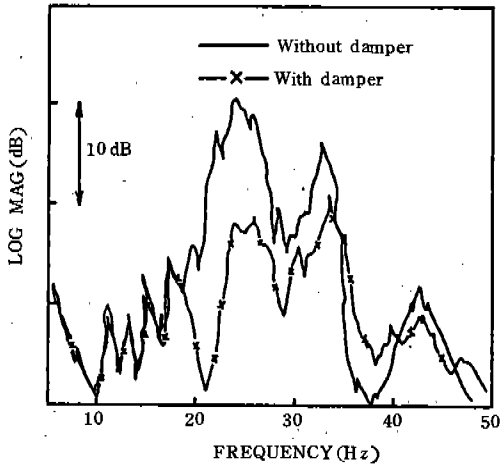


Fig. 12 Effect of Dynamic Damper to Road Induced Shake of Steering Wheel (Belgian Road, 30KPH)

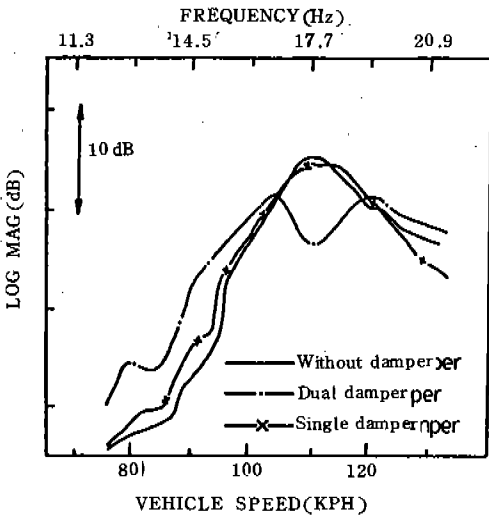


Fig. 13 Effect of the Dual Mode Dynamic Damper to High-Speed Shimmy

이 수행되었으며 그림 13은 사시 다이내모미터상에서 측정된 시험결과를 보여준다. 이 결과에 나타난 바와 같이 2-모드 동흡진기를 사용하면 스티어링 휠에서 발생하는 shimmy에 대한 진동크기는 목표속도 범위내에서 뚜렷한 감소효과가 나타나고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

전륜구동형 승용차에서 2-모드 동흡진기

를 사용하여 조향계에서 발생하는 shake와 shimmy에 대한 진동을 제어할 수 있었으며 시험적인 방법과 이론적인 방법을 통하여 아래의 결론을 얻을 수 있었다.

- i) 동흡진기의 최적 동조 변수들은 단순 모델로서 계산된 이론치와 잘 일치하고 있다.
- ii) shake와 shimmy에 대한 진동크기는 동조 주파수 부근에서 6dB이상 감소효과가 나타났다.
- iii) 비록 공진 피크들이 완전하게 감소되어 지지는 않았지만 동흡진기를 사용하여 조향계에서 발생하는 진동문제를 충분히 최소화시킬 수 있었다.
- iv) 2-모드 동흡진기를 사용하여 승용차에서 발생하는 2가지 진동모드를 동시에 제어할 수 있음을 증명하였다.

6. 참고문헌

1. Takeda N, et al: Improvement on Steering Column Shake, Journal of JSAE Vol.36, No.12, 1982.
2. J.H. Kim, S.G. Jung, K.S. Kim: An Investigation of The Steering Wheel Vibration and Its Reduction in Passenger Cars, SAE 852267.
3. Automotive Engineers' Hand Book, p.3-66, Society of Automotive Engineers of Japan, 1979.
4. Morita I, et al: On Noise and Vibration from Engines Transversely Installed Front Wheel Drive Cars, Journal of JSAE Vol.36, No.12, 1982.
5. Masao Yomada: Simulation of Torsional Vibration Damper for Small Sized Engine by Analogue Computer. TOYOTA Technical Review, Vol.13, No., 1962.
6. Ken-ichiro Ohmata: Studies on Vibration Control of Beams Supporting Machine, Bulletin of The jSME, Vol.20, No.147, 1977.

7. J.C. Snowdon: Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems, John Wiley Sons Inc., New York, 1968.
8. A.N. Gent: Proc. of The Rubber in Engineering conference 1956, 25, The

Natural Rubber Development Board (1957).

9. S. Timoshenko, J.N. Goodier: Theory of Elasticity 2nd ed., 146, McGraw-Hill (1951).