

〈論 文〉

주행중 가속페달의 급조작시 승용차의 진동 특성 해석

An Analysis on the Vibration Characteristic of a Automobile at the Sudden Change of an Accelerator under Traveling

홍동표* · 정태진** · 김상수*** · 태신호***

Hong Dong-Pyo, Chung Tae-Jin, Kim Sang-Soo and Tae Sin-Ho

〈1994년 5월 7일 접수 ; 1994년 8월 13일 심사완료〉

ABSTRACT

The non-periodic fluctuation of the engine torque appears to be the major source of the torsional vibration of the automotive driveline. The reduction of this torsional vibration has become a significant problem along with the requirements of higher performance. The shuffle(tip-in, tip-out) is the transient vibration phenomenon of a vehicle which appears at the sudden change of an accelerator under traveling. By executing of an experiment and a simulation using a model, it has become possible to obtain the design parameter of a driveline for the torsional vibration. This paper presents an experimental and theoretical research on the transient vibration phenomenon of a vehicle which appears at the sudden change of an accelerator under traveling. A dynamic model for the automotive driveline was developed, and all parameters of the model were evaluated with experimental data. The results are as follows : (1) The lower the gea ratio of the transmission is, the more the transient vibration phenomenon of a vehicle appears clearly. (2) The transient vibration phenomenon of a vehicle is affected by the design parameter of the driveline.

기 호 설 명

- J_1 : 엔진 부분의 등가관성
- J_2 : 인렛샤프트에 대한 변속기의 등가관성
- J_3 : 인렛샤프트에 대한 타이어의 등가관성
- J_4 : 인렛샤프트에 대한 차체의 등가관성
- K_1 : 클러치 허브댐퍼의 비틀림강성
- K_2 : 인렛샤프트에 대한 휠샤프트의 등가관성
- K_3 : 인렛샤프트에 대한 두 타이어의 등가관성
- H_1 : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스 토크
- D_2 : 휠샤프트의 댐핑계수
- D_3 : 타이어의 댐핑계수

- T : 엔진토크
- θ_1 : 엔진 플라이 휠의 비틀림각변위
- θ_2 : 변속기 인렛 기어의 비틀림각변위
- θ_3 : 타이어의 비틀림각변위
- θ_4 : 차체의 비틀림각변위
- ϕ_i : 클러치 프리댐퍼, 메인댐퍼 영역
- ω : 엔진 기본주파수
- A : 2차 조화항의 가진 성분의 크기
- B : 4차 조화항의 가진 성분의 크기
- ϕ_b : 기어 백래쉬 영역

1. 서 론

승용차에 있어 엔진의 공회전시나 주행중에 발생

*정회원, 전북대학교 정밀기계공학과

**정회원, 군산대학교 기계설계학과

***전북대학교 대학원 정밀기계공학과

2. 동력전달계 모델링

하는 여러 형태의 진동 및 소음의 저감은 승차감 및 차량의 안정성에 있어 중요한 과제가 되고 있다. 이러한 소음, 진동은 주로 엔진에서 발생하는 토크의 불균일한 변동성분이 클러치(clutch), 변속기(transmission), 구동축을 거쳐 바퀴로 전달되는 과정에서 발생한다.

셔플(shuffle)은 주행중 가속페달(accelerator)을 급조작(tip-in, tip-out)하였을 때 차량이 전후로 과도적으로 울렁거리는 저주파성분의 종진동현상을 말하며, 이것은 가속페달의 급조작으로 인해 엔진토크가 큰 변동을 일으키고, 동력전달계를 통해 타이어에 전달된 이 토크는 타이어측에서 구동축으로 역토크를 발생시키기 때문에 발생한다. 여기서 팁-인(tip-in)이란 승용차를 저속으로 운전하다가 갑자기 가속페달을 밟는 경우를 말하며, 팁-아웃(tip-out)은 반대로 고속상태에서 갑자기 가속페달을 떼는 경우를 말한다.

실험과 시뮬레이션을 사용한 자동차 동력전달계의 비틀림진동에 대한 연구는 이미 여러 연구자들에 의해 보고되었다. H. Arai⁽¹⁾은 2자유도 비선형모델을 사용하여 클러치 접속시 발생하는 외란과 계의 안정성을 고려하여 시뮬레이션을 수행하였고, M. Kataoka^(2,3)는 기어의 공차(clearance)를 고려한 변속기의 강제비틀림진동을 실험과 시뮬레이션을 통하여 해석하였다. 그리고, Wu. Hui-Le⁽⁴⁾는 자동차 동력전달계의 비틀림진동 현상을 실험과 이론적인 계산을 통해 연구하였고, J. M. Vance⁽⁵⁾는 동력전달계에서의 비틀림진동을 측정하기 위한 방법들을 각각의 장단점을 들어 기술하였다. 또한 H. Petr⁽⁶⁾은 엔진가진원들과 이것에 관련하여 발생하는 현상들을 분류하고 각각의 특성에 대해 설명하였다. 이외에도 Thomas C. T.⁽⁷⁾와 E. P. Petkus⁽⁸⁾는 특정 차량에 대한 동력전달계의 비틀림진동현상에 대해 연구하였다.

이러한 연구들로 볼 때, 자동차 동력전달계에서 발생하는 진동은 이론과 실험을 통해 그 해석이 가능하며 설계에 매우 유용하게 이용되고 있음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구는 4 실린더 4 사이클 1.5 L 엔진을 장착한 전륜구동의 경승용차를 이용하여 실차 주행실험을 통해 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상을 측정하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차 주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림특성을 비롯한 자동차 동력전달계의 각 설계인자들이 차체의 종진동에 어떠한 영향을 미치는가를 해석하고자 한다.

2.1 진동 모델

승용차 동력전달계를 구성하는 요소들의 동적인 거동은 요소들간의 연결에 의해서 나타난다. 이러한 요소들간의 연결은 비틀림스프링이나 댐퍼와 같은 것으로 연결된다고 모델링할 수 있고, 이와 같은 모델링의 과정에 의하여 동력전달계는 관성, 강성, 감쇠와 같은 변수들로 등가화 되어진다. 이것은 동력전달계의 동적인 해석을 수행하기 위하여 필요하며 본 연구에서는 등가화과정을 통해 Fig. 1과 같이 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 모델을 고려하였다. 이 모델로 동력전달계의 모든 진동문제들을 해결하는 것은 불가능하지만 주행중 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상을 해석하는 데는 충분하다고 생각한다. 그리고, 본 연구에서는 가속페달의 급조작시 발생하는 동력전달계의 비틀림진

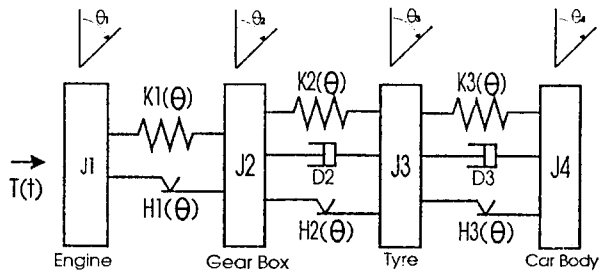


Fig. 1 Simulation model

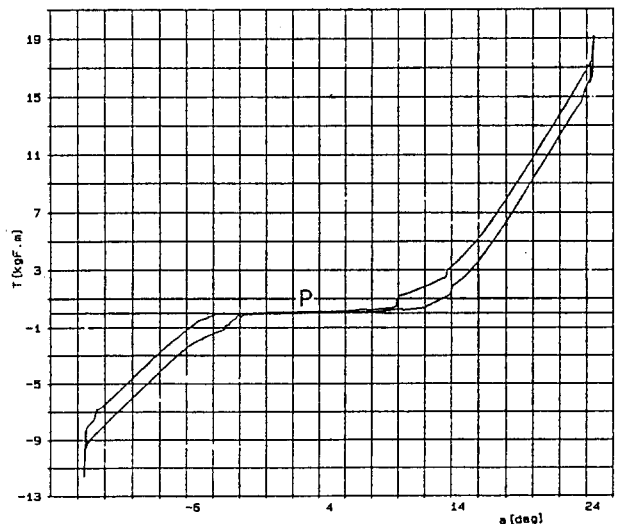


Fig. 2 Torsional characteristic of clutch-disc for experiment

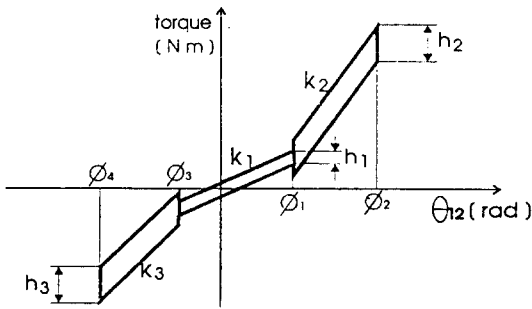


Fig. 3 Torsional characteristic of clutch-disc for simulation

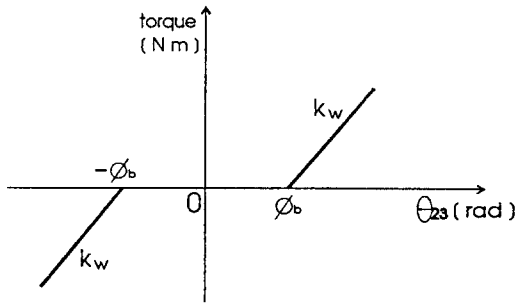


Fig. 4 Stiffness of wheel shaft

동에 따른 차량의 중진동현상을 해석하기 때문에 엔진마운틴(engine mounting)이나 트랜스미션마운틴에 의한 영향은 고려하지 않았다.

Fig. 2는 실차실험시 사용된 실제 클러치디스크의 비틀림특성을 나타내며, Fig. 3은 시뮬레이션에서 이용한 클러치디스크의 비틀림특성모델이다. 그리고 Fig. 4는 백래쉬(backlash)를 고려한 인렛샤프트(input shaft)에 대한 휠샤프트(wheel shaft)의 강성을 나타낸다.

2.2 운동방정식

Fig. 1과 같은 반한정계 4자유도 모델의 운동방정식은 식 (1)~(4)와 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + H_1 (\dot{\theta}_{12}) + K_1 (\theta_{12}) = T(t) \tag{1}$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - H_1 (\dot{\theta}_{12}) + H_2 (\dot{\theta}_{23}) + D_2 (\dot{\theta}_{23}) - K_1 (\theta_{12}) + K_2 (\theta_{23}) = 0 \tag{2}$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - H_2 (\dot{\theta}_{23}) + H_3 (\dot{\theta}_{34}) - D_2 (\dot{\theta}_{23}) + D_3 (\dot{\theta}_{34}) - K_2 (\theta_{23}) + K_3 (\theta_{34}) = 0 \tag{3}$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - H_3 (\dot{\theta}_{34}) - D_3 (\dot{\theta}_{34}) - K_3 (\theta_{34}) = 0 \tag{4}$$

$$\theta_{ij} = \theta_i - \theta_j$$

여기서, J_1 : 엔진 플라이휠(flywheel), 클러치 커버(clutch cover), 클러치디스크(clutch

disc), 크랭크 샤프트(crank shaft), 커넥팅 로드(connection rod)를 포함한 엔진의 등가관성

J_2 : 인렛샤프트에 대한 변속기의 등가관성

J_3 : 인렛샤프트에 대한 타이어의 등가관성

J_4 : 인렛샤프트에 대한 차체의 등가관성

K_1 : 클러치 허브댐퍼(hub damper)의 비틀림강성

K_2 : 백래쉬를 고려한 인렛샤프트에 대한 휠샤프트의 등가강성

K_3 : 인렛샤프트에 대한 두 타이어의 등가강성

H_1 : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스(hysteresis) 토크

H_2 : 인렛샤프트에 대한 휠샤프트의 점성 및 건마찰효과

H_3 : 차체의 댐핑효과

D_2 : 휠샤프트의 댐핑계수

D_3 : 타이어의 댐핑계수

T : 엔진토크

θ_1 : 엔진 플라이휠의 비틀림각변위

θ_2 : 변속기 인렛기어의 비틀림각변위

θ_3 : 타이어의 비틀림각변위

θ_4 : 차체의 비틀림각변위

엔진에서 가진되는 토크, 즉 엔진플라이휠에 입력되는 토크 $T(t)$ 는 식 (5)와 같이 평균토크성분 T_m 과 실린더 내의 가스압력과 회전 관성력 등에 의한 불균일한 변동성분 $T_{osc}(t)$, 그리고 가속페달의 급조작에 따른 엔진토크의 변동성분 $T_{eff}(t)$ 의 합으로 나타낸다. 이때 불균일한 변동성분 $T_{osc}(t)$ 는 Fig. 5와 같이 나타내며, 이것은 크랭크 암의 회전각의 함수로써 n 차 조화항을 갖는 푸리에(Fourier) 급수로 전개할 수 있고, 4 실린더 4 사이클 기관에서는 크랭크가 1회전하는데 2 사이클을 끝마치므로 엔진 토크의 푸리에 급수는 $2n$ 차 조화항으로 표시 가능하다. 그러나 실제로는 6차 조화항 이상은 비틀림 진

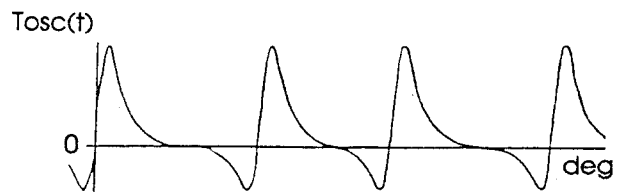


Fig. 5 Engine torque by gas-pressure and inertia

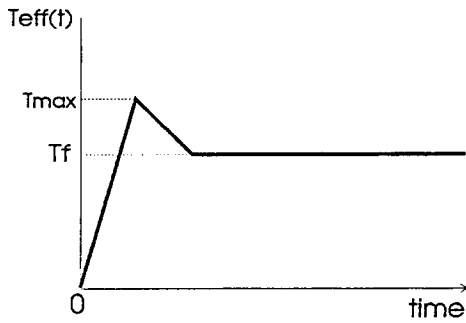


Fig. 6 Step engine torque by tip-in

동에 거의 영향을 미치지 않기 때문에 여기서는 2차와 4차 조화항만을 가진 성분으로 고려하여 식 (6)과 같이 가정한다. 또한 가속페달의 급조작(tip-in)에 따른 엔진토크의 변동성분 $T_{eff}(t)$ 는 Fig. 6과 같이 스텝(step)형태를 가지며 센서로 측정하는 것은 불가능하기 때문에 이 스텝 토크는 가속페달의 급조작으로 나타나는 차체의 종진동에 대한 가속도를 측정함으로써 산출한다. 그러나 본 연구에서는 가속페달의 급조작시에 나타나는 차량종진동현상을 해석하는 것이 주목적이므로 시뮬레이션에 이용된 엔진토크는 식 (5)에서 $T_{eff}(t)$ 만 가진된다고 가정한다.

$$T(t) = T_m + T_{osc}(t) + T_{eff}(t) \quad (5)$$

$$T_{osc}(t) = A \sin(2\omega t) + B \sin(4\omega t) \quad (6)$$

여기서, ω : 엔진 기본주파수

A : 2 Order 가진 성분의 크기

B : 4 Order 가진 성분의 크기

Fig. 3의 클러치 비틀림특성 $K_1(\theta_{12})$ 와 $H_1(\dot{\theta}_{12})$, 그리고 Fig. 4의 백래쉬를 고려한 인렛샤프트에 대한 휠샤프트의 강성 $K_2(\theta_{23})$ 는 식 (7)과 식 (8), 그리고 식 (9)로 표현할 수 있다.

$$K_1(\theta_{12}) = \begin{cases} k_3\theta_{12} + (k_3 - k_1)\phi_3, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ k_1\theta_{12} & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ k_2\theta_{12} - (k_2 - k_1)\phi_1, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (7)$$

여기서, k_1 : 클러치 프리댐퍼(pre-damper)의 비틀림강성

k_2 : 클러치 메인댐퍼(main damper)의 정(+)방향 비틀림강성

k_3 : 클러치 메인댐퍼의 부(-)방향 비틀림강성

ϕ_i : 클러치 프리댐퍼, 메인댐퍼 영역 ($i=1, 2, 3, 4$)

θ_{12} : 엔진플라이휠일과 변속기 인렛기어의 상대비틀림각변위

$$H_1(\dot{\theta}_{12}) = \begin{cases} \text{when } \dot{\theta}_{12} > 0 \\ \quad h_3/2, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ \quad h_1/2, & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ \quad h_2/2, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \\ \text{when } \dot{\theta}_{12} < 0 \\ \quad -h_3/2, & -\phi_4 \leq \theta_{12} < -\phi_3 \\ \quad -h_1/2, & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ \quad -h_2/2, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (8)$$

여기서, h_1 : 클러치 프리댐퍼의 히스테리시스토크
 h_2 : 클러치 메인댐퍼의 정(+)방향 히스테리시스토크

h_3 : 클러치 메인댐퍼의 부(-)방향 히스테리시스토크

θ_{12} : 엔진플라이휠일과 변속기 인렛기어의 상대각속도

$$K_2(\theta_{23}) = \begin{cases} k_w(\theta_{23} + \phi_b), & \theta_{23} \leq -\phi_b \\ 0, & -\phi_b < \theta_{23} \leq \phi_b \\ k_w(\theta_{23} + \phi_b), & \theta_{23} \geq \phi_b \end{cases} \quad (9)$$

여기서, k_w : 휠샤프트 강성

ϕ_b : 기어 백래쉬 영역

θ_{23} : 변속기 인렛기어와 타이어의 상대비틀림각변위

3. 실시실험

3.1 실험장치

가속페달의 급조작에 따른 승용차의 종진동현상을 측정하기 위해 경승용차를 이용하여 Fig. 7과 같이 실험장치를 구성하여 실차실험을 실시하였다. 엔진 플리에서는 타코프로브(Tacho Probe)를 사용하여 엔진의 회전수를 측정하고, 플라이휠의 링기어(ring gear)와 변속기의 인렛 기어에서는 마그네틱 픽업(Magnetic Pick-up)으로 각속도변동을 측정한다. 이때 각속도변동은 각 기어이빨에 의한 펄스타로 측정된다. 그리고 차체 운전석 옆자리에는 강철로 된 약 20 kg의 물체에 가속도계를 부착하고 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 측정한다. 이렇게 측정된 각각의 데이터들은 각각 채널별로 레코더(Recorder)에 기록되고, 이 데이터들은 다시 Fig. 8과 같이 구성된 장비를 이용하여 각각의 신호를 분석하게 된다. 여기서 F/V 컨버터(Converter)는 마

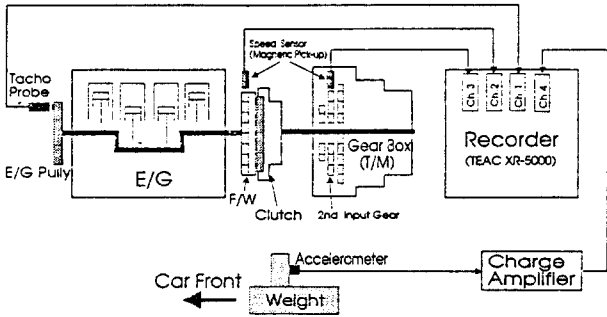


Fig. 7 Schematic diagram of the measuring instrument system

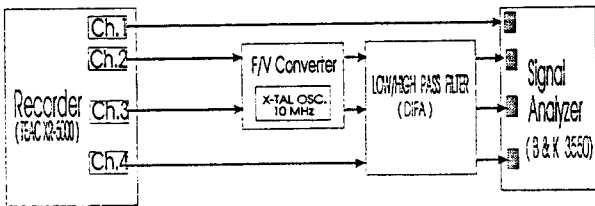


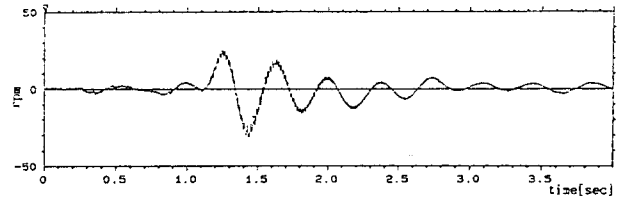
Fig. 8 Schematic diagram of the analyzing instrument system

그네틱 픽업으로 측정된 펄스파의 주파수를 볼테지 (Voltage)값으로 바꾸어주며, 필터는 해석범위가 아닌 주파수 성분이나 외란을 제거하기 위해 사용되었다.

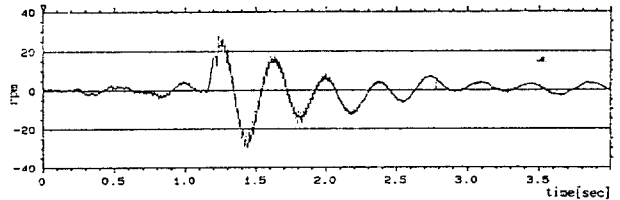
3.2 실험결과

본 실험은 기어 1단, 2단, 3단의 경우에 대해서 각각 팁-인과 팁-아웃 실험을 실시하였다. 기어 1단의 경우에는 약 1500 rpm대에서 팁-인 실험을, 약 4000 rpm대에서 팁-아웃 실험을 실시하였고, 기어 2단의 경우에는 약 2000 rpm과 약 4000 rpm대에서, 기어 3단의 경우에는 약 2000 rpm과 약 3000 rpm대에서 팁-인과 팁-아웃 실험을 실시하였다.

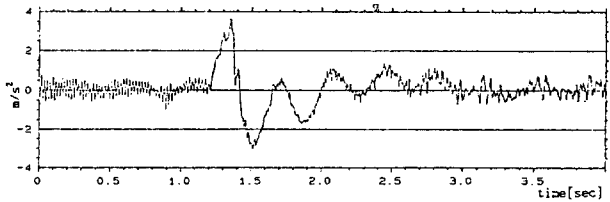
Fig. 9(a)~(c)는 기어 1단의 팁-인 실험의 결과로 플라이휠의 링기어와 변속기의 인펫 기어에서의 각속도변동, 그리고 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 나타낸다. Fig. 10(a)~(c)는 기어 1단의 팁-아웃실험의 결과로 플라이휠의 링기어와 변속기의 인펫 기어에서의 각속도변동, 그리고 차체의 종진동에 따른 가속도의 변동을 나타낸다. 그리고, Fig. 11(a)~(c)와 Fig. 12(a)~(c)는 기어 2단의 팁-인 실험과 팁-아웃 실험의 결과를, Fig. 13(a)~(c)와 Fig. 14(a)~(c)는 기어 3단의 팁-인 실험과 팁-아웃 실험의 결과를 나타낸다.



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel

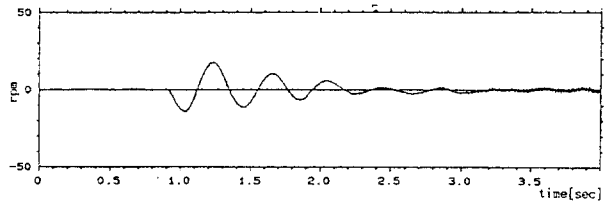


(b) Fluctuation of angular speed in input gear

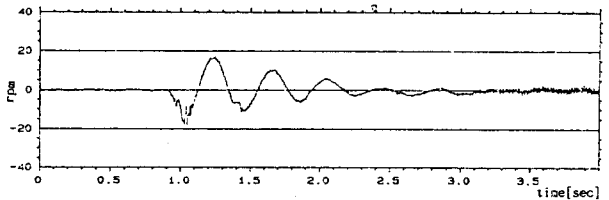


(c) Fluctuation of acceleration in car body

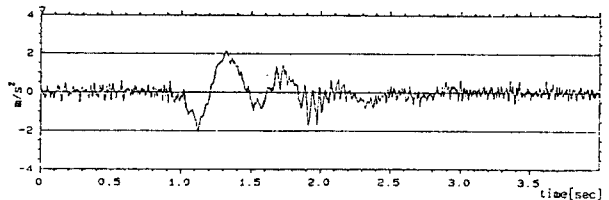
Fig. 9 Result of tip-in test on 1st step gear



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel

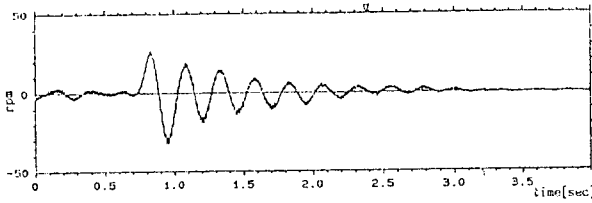


(b) Fluctuation of angular speed in input gear

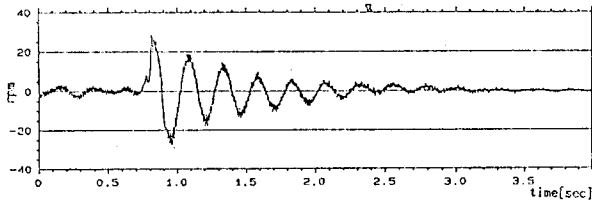


(c) Fluctuation of acceleration

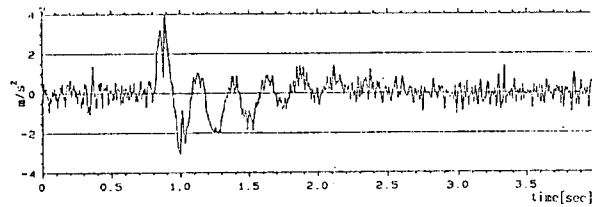
Fig. 10 Result of tip-out test on 1st step gear



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel

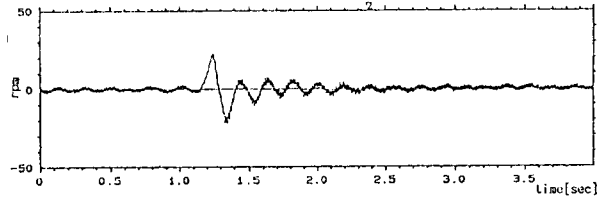


(b) Fluctuation of angular speed in input gear

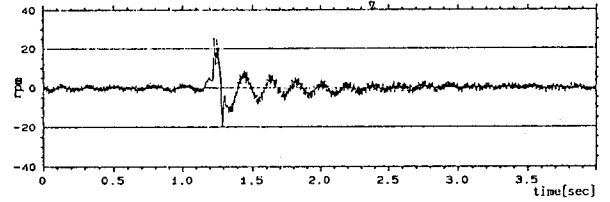


(c) Fluctuation of acceleration in car body

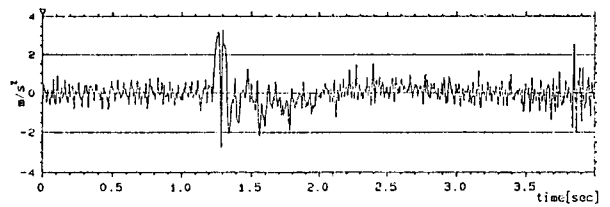
Fig. 11 Result of tip-in test on 2nd step gear



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel

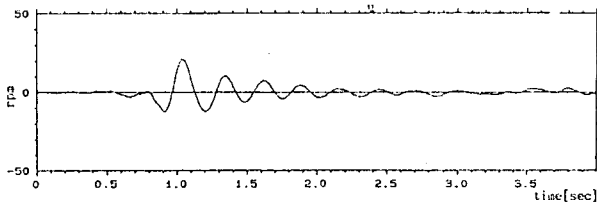


(b) Fluctuation of angular speed in input gear

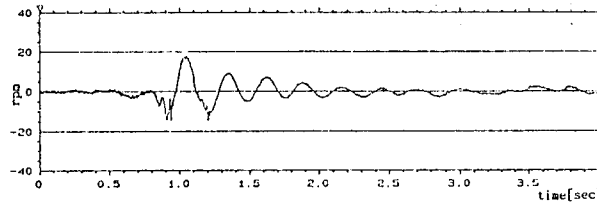


(c) Fluctuation of acceleration in car body

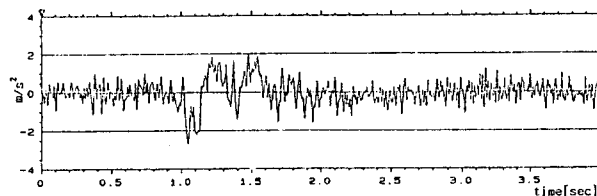
Fig. 13 Result of tip-in test on 3rd step gear



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel

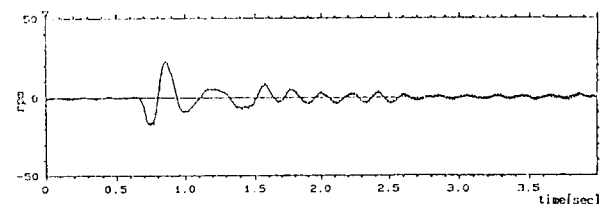


(b) Fluctuation of angular speed in input gear

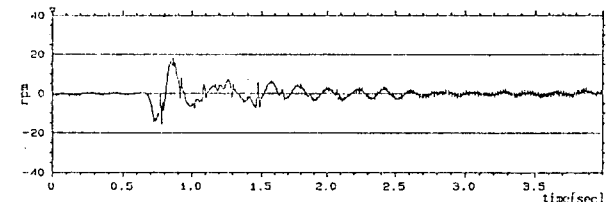


(c) Fluctuation of acceleration in car body

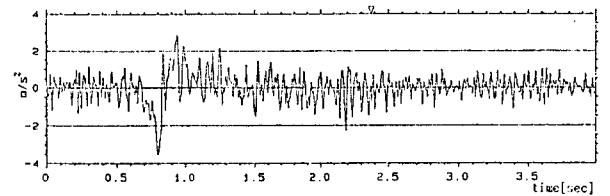
Fig. 12 Result of tip-out test on 2nd step gear



(a) Fluctuation of angular speed in engine flywheel



(b) Fluctuation of angular speed in input gear



(c) Fluctuation of acceleration in car body

Fig. 14 Result of tip-out test on 3rd step gear

이 결과들로 부터 차체의 종진동에 따른 변동성분의 주기는 기어 1단의 경우 약 0.4초(2.5 Hz), 2단의 경우 약 0.267초(3.75 Hz), 3단의 경우 약 0.2초(5.0 Hz)로 기어 단수가 높을수록 주기는 작아지고, 변동성분의 크기 또한 기어단수가 높을수록 작아짐을 알 수 있다. 이것은 기어단수 따른 기어 잇수비와 인렛샤프트에 대한 각 요소의 등가값들이 변하기 때문이라고 생각된다. 그리고, 종진동에 따른 변동값의 크기는 틱-아웃에 의한 값보다 틱-인에 의한 값이 더 크게 나타나므로 틱-인에 의한 엔진토크의 변동이 틱-아웃에 의한 값보다 더 큼을 알 수 있다.

4. 시뮬레이션

4.1 시뮬레이션 방법

서론에서 언급했듯이 본 연구에서는 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상을 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림특성을 비롯한 자동차 동력전달계의 각 설계인자들이 차체의 종진동에 어떠한 영향을 미치는가를 해석하고자 한다. 그리고, 틱-아웃에 따른 현상은 그 해석과정이 틱-인과 비슷하기 때문에 여기서는 틱-인에 따른 종진동현상만 해석하기로 한다.

가속페달의 급조작에 따른 종진동현상을 해석하기 위해 사용된 시뮬레이션 방법은 Runge-Kutta 방법

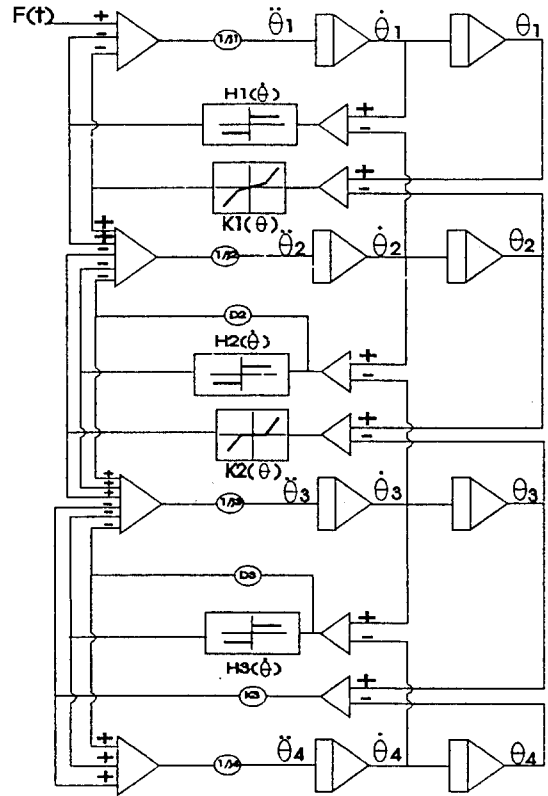


Fig. 15 Analog computer diagram for simulation

을 이용하였으며, Fig. 15는 시뮬레이션을 위한 아날로그 컴퓨터 다이어그램(analog computer diagram)을 보여주고 있다.

Table 1 Equivalent value for gear ratio

기어단수	기어비	등가 관성 (kg m ²)				등가 강성 (Nm/rad)	
		J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	K ₂	K ₃
1 단	0.271	0.16	0.0035	0.0038	0.293	41.78	236.91
2 단	0.468			0.0113	0.873	124.50	872.87
3 단	0.709			0.0260	2.004	285.94	1621.55

Table 2 Equivalent value for characteristic value of wheel shaft

휠샤프트 특성치		기어비	등가 관성 (kg m ²)		등가 강성 (Nm/rad)	
			J ₃	J ₄	K ₂	K ₃
강성 (Nm/rad)	8800	0.468 (2nd gear)	0.0113	0.873	124.5	872.87
	11000				156.8	
댐핑계수 (Nm/rad)	1.027		0.0113	0.873	124.5	872.87
	0.664					

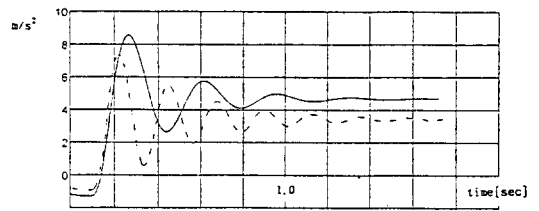
Table 3 Equivalent value for characteristic value of tire

타이어 특성치		기어비	등가 관성 (kg m^2)		등가 강성 (Nm/rad)	
			J_3	J_4	K_2	K_3
강 성 (Nm/rad)	25,000	0.468 (2nd gear)	0.0113	0.873	124.5	872.87
	20,000					698.13
반 경 (m)	0.262		0.0113	0.873	124.5	872.87
	0.300					
댐핑계수 (Nm/rad)	1.7		0.0113	0.873	124.5	872.87
	2.3					

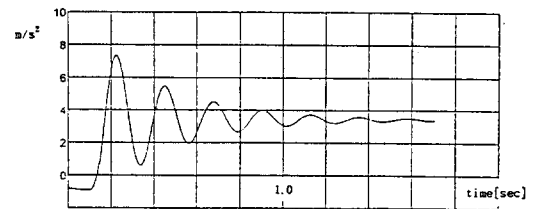
Table 4 Equivalent value for characteristic value of car body

차체 특성치		기어비	등가 관성 (kg m^2)		등가 강성 (Nm/rad)	
			J_3	J_4	K_2	K_3
중 량 (kg)	900	0.468	0.0113	0.873	124.5	872.87
	1200			1.164		

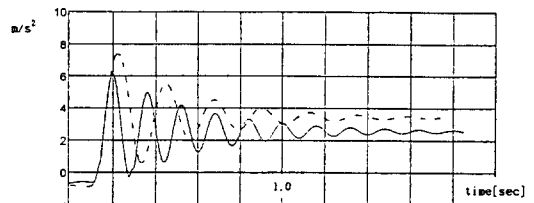
시뮬레이션을 위해 모델에 사용된 각 요소의 등가값들은 Table 1~4와 같다. Table 1은 기어 단수에 따른 등가값을, Table 2, Table 3, Table 4는 각각 휠샤프트, 타이어, 차체의 특성치에 따른 등가값을 나타낸다. 여기서 타이어와 차체의 등가관성 J_3, J_4 는 기어비와 타이어 관성, 타이어 반경 또는 차량 중량에 따라 변하며, 백래쉬를 고려한 인풋샤프트에 대한 휠샤프트의 등가강성 K_2 는 기어비와 휠샤프트의 강성에 따라, 그리고 인풋샤프트에 대한 두 타이어



(a) Acceleration fluctuation of car body on 1st step gear (— 1st gear ---- 2nd gear)



(b) Acceleration fluctuation of car body on 2nd step gear



(c) Acceleration fluctuation of car body on 3rd step gear (— 3rd gear ---- 2nd gear)

Fig. 17 Influence of gear ration (Simulation)

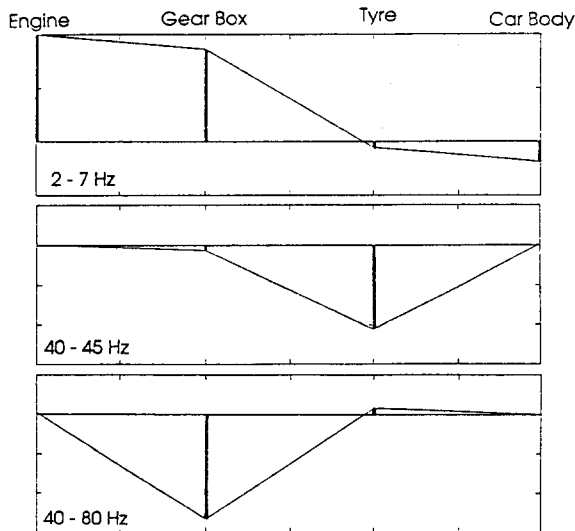
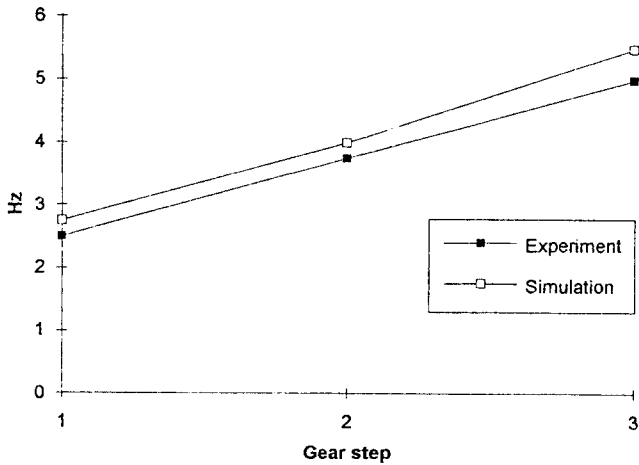


Fig. 16 Mode shape of the model

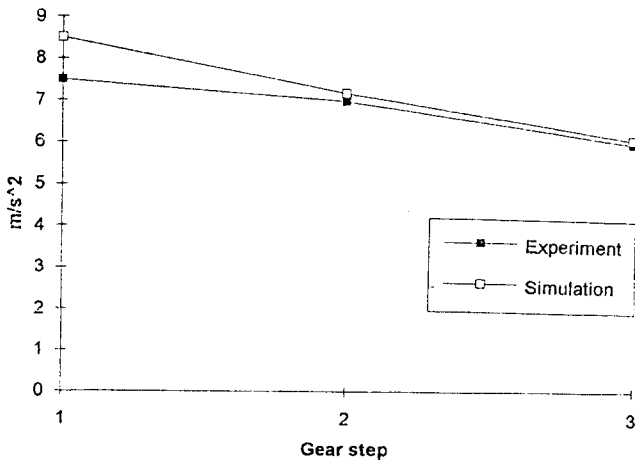
의 등가강성 K_3 는 기어비와 타이어의 강성에 따라 변한다. 변속기의 등가관성 J_2 는 기어비에 따라 변하지만 변화량이 작을 뿐만아니라 다른 관성값에 비해 매우 작으므로 본 논문에서는 상수로 가정한다. 또한, 인렛샤프트에 대한 휠샤프트의 점성 및 건마찰효과와 차체의 댐핑효과 H_2, H_3 는 그 영향이 매우 적으므로 여기서는 무시하기로 한다.

4.2 시뮬레이션 결과

Fig. 16은 반한정계 4자유도로 모델링된 진동시스템의 가능한 진동형태를 보여주고 있다. 첫번째 진동모드(mode)는 차량의 종류 및 변속비에 따라 2~7 Hz의 주파수대에서 나타나며 가속페달의 급조작에 따른 차량의 종진동에 관련된 진동모드이다. 두번째 진동모드는 40~45 Hz의 주파수대에서 발생



(a) Frequency of the transient vibration

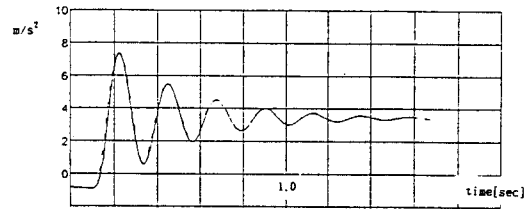


(b) Magnitude of the transient vibration (peak to peak)

Fig. 18 Comparison between experiment and simulation

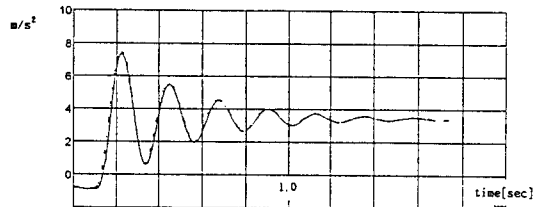
하며, 이것은 타이어의 공진에 관련된 진동모드이다. 또한, 세번째 진동모드는 40~80 Hz의 주파수대에서 나타나며, 이것은 변속기 기어 치타음과 관련된 진동모드이다.

Fig. 17(a)~(c)는 변속기의 단수 변화에 따른 차체의 종진동현상을 나타낸다. 그리고, Fig. 18(a),



(a) Influence of torsional stiffness

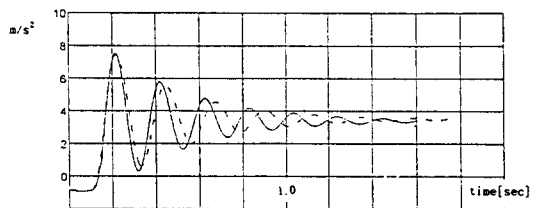
(— $k_2, k_3=500$ Nm/rad --- $k_2, k_3=1,500$ Nm/rad)



(b) Influence of hysteresis torque

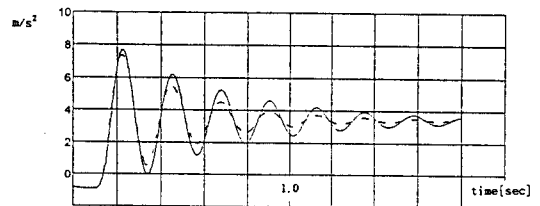
(— $h_2, h_3=10$ Nm --- $h_2, h_3=20$ Nm)

Fig. 19 Influence of clutch torsional characteristic (Simulation)



(a) Influence of stiffness

(— $kw=11,000$ Nm/rad --- $kw=8,800$ Nm/rad)



(b) Influence of damping coefficient

(— $D_2=0.664$ Nm/rad --- $D_2=1.027$ Nm/rad)

Fig. 20 Influence of wheel shaft characteristic (Simulation)

(b)는 실차실험치와 시뮬레이션값을 변속기 기어단수에 따라 비교한 것이다. 그림에서 실차실험치와 시뮬레이션값이 거의 같고 진동현상 또는 매우 유사하기 때문에 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상은 시뮬레이션을 통해 해석이 가능하다는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 17(a)~(c)로 부터 기어단수가 높아질수록 종진동에 따른 기어 잇수비와 인펫 샤프트에 대한 타이어와 차체에서의 등가관성과 등가강성값 등이 변하기 때문이다. 이 결과로부터 차체의 종진동은 변속기의 기어비가 낮을수록 더 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다.

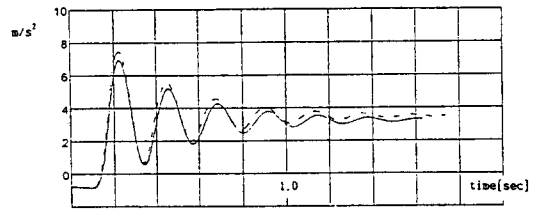
Fig. 19(a), (b)는 2단 기어에서의 클러치 메인댐퍼의 클러치 비틀림특성에 따른 차체의 종진동현상을 나타낸다. Fig. 19(a)는 클러치 강성의 변화에 따른 종진동현상을 나타내고, Fig. 19(b)는 클러치 히스테리시스트크의 변화에 따른 종진동현상을 나타낸다. 두 그림에서 클러치 비틀림강성이나 히스테리시스트크는 종진동에 따른 변동값의 주기와 크기에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 20(a), (b)는 휠샤프트의 강성과 댐핑계수의 변화에 따른 차체의 종진동현상을 나타낸다. Fig. 20(a)에서 휠샤프트의 강성은 변동값의 주기에 큰 영향을 미치고, 휠샤프트의 강성이 크면 변동값의 주기는 작아짐을 알 수 있다. Fig. 20(b)의 휠샤프트의 댐핑과의 관계에서 휠샤프트의 댐핑계수는 변동값의 크기에 큰 영향을 미치고, 휠샤프트의 댐핑계수가 작으면 변동값의 크기는 더 커짐을 알 수 있다.

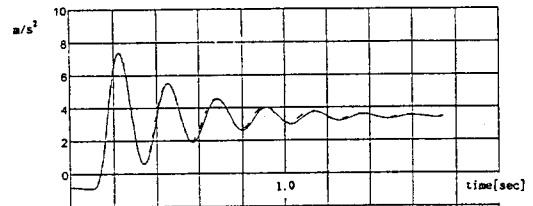
Fig. 21(a)~(c)는 타이어의 반경, 강성, 댐핑계수의 변화에 따른 차체의 종진동현상을 나타낸다. Fig. 21(a)에서 타이어의 반경은 변동값의 주기와 크기에 영향을 미치고, 이것은 타이어 반경의 변화에 따른 차체의 등가관성값이 변하기 때문이다. Fig. 21(b), (c)의 타이어의 강성, 댐핑계수와와의 관계에서 타이어의 강성, 댐핑계수는 종진동에 따른 변동값의 주기와 크기에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 22는 차체의 중량 변화에 따른 차체의 종진동현상을 나타낸다. 그림에서 차체의 중량은 변동값의 주기와 크기에 영향을 미치고, 이것은 중량의 변화에 따른 차체의 등가관성값이 변하기 때문이다.

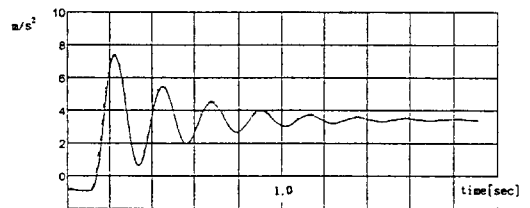
이 결과들로부터 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상은 변속기의 기어비, 휠샤프트의 강성과 댐핑계수, 그리고 타이어의 반경과 차체의 중량 등의 변화에 따라 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서, 가속페달의 급조작시 발생하는 차체의 종진동은



(a) Influence of radius
(— $R=0.3$ m --- $R=0.262$ m)



(b) Influence of stiffness
(— $k_t=25,000$ Nm/rad --- $k_t=20,000$ Nm/rad)



(c) Influence of damping coefficient
(— $D_3=1.7$ Nm/rad --- $D_3=2.3$ Nm/rad)

Fig. 21 Influence of tire characteristic (Simulation)

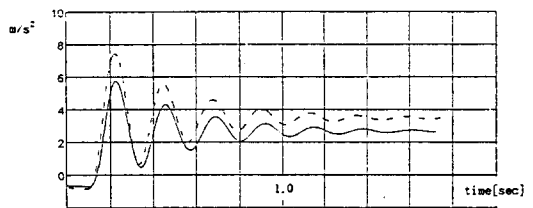


Fig. 22 Influence of car body (Simulation)
(— $W=1200$ kg --- $W=900$ kg)

동력전달계의 각 설계인자들을 적절히 조절함으로써 그 영향을 줄일 수 있다.

5. 실제에의 응용

주행중 가속페달의 급조작에 의한 동력전달계의 비틀림진동은 차량의 주행방향으로 종진동을 야기시키며, 그 진동횟수와 크기가 운전자의 승차감에 영

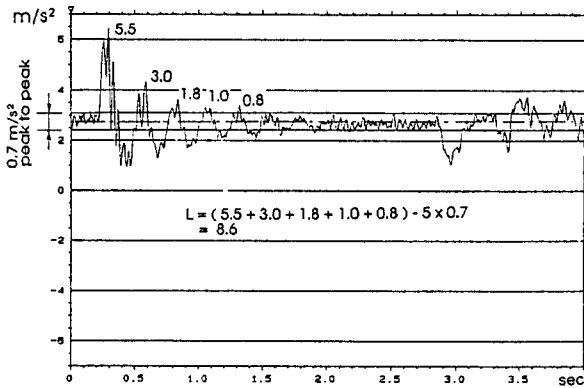


Fig. 23 Evaluation of the transient vibration (Example)

향을 미치기 때문에 서플에 의한 차량 성능은 운전자가 종진동을 느낄 수 있는 크기(약 0.7 m/s² peak to peak)보다 큰 진동의 횟수와 그 크기(total level)로써 식 (10)과 같이 평가한다.

$$L = (A + B + C + \dots) - n \times (0.7) \quad (10)$$

여기서, A, B, C는 0.7 m/s²을 초과하는 진동의 peak to peak값을, n은 초과횟수를 나타낸다. Fig. 23은 서플에 의한 차량종진동을 평가한 한 예이다. 그림에서 0.7 m/s²을 초과한 진동횟수는 5이고, peak to peak값은 각각 5.5, 3.0, 1.8, 1.0, 0.8 m/s²이므로, Total level L은 8.6이다.

6. 결 론

실차주행실험을 통해 가속페달의 급조작에 따른 차체의 종진동현상을 측정하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 차체의 종진동현상은 변속기의 기어비가 낮을 수록 더 뚜렷하게 나타난다.

(2) 클러치 비틀림특성은 차체의 종진동에 거의 영향을 미치지 않는다.

(3) 휠샤프트의 강성과 댐핑, 타이어의 반경 및 차체중량은 차체종진동에 영향을 미친다. 즉, 시뮬레이션 모델에서 차체의 종진동에 영향을 미치는 설

계 인자는 인풋샤프트에 대한 차체의 등가관성, 백래쉬를 고려한 인풋샤프트에 대한 휠샤프트의 등가강성과 휠샤프트의 댐핑계수이다.

참 고 문 헌

- (1) Arai, H., Otani, H., Umeyama, M. and Matsuura, K., "Design Method for Optimal Torsional Clutch Plate Characteristics," *トヨタ技術*, Vol. 36, No. 1.
- (2) Kataoka, M., Ohno, S. and Sugimoto, T., 1986, "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(1st Report: Experiment and Simulation)," *Bulletion of JSME*, Vol. 29, No. 256.
- (3) Kataoka, M., Ohno, S. and Sugimoto, T., 1986, "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(2nd Report: Analytical Solution)," *Bulletion of JSME*, Vol. 29, No. 257.
- (4) Wu Hui-Le, Shao Cheng and Feng Zhen-Dong, "A Study of the Torsional Vibration of Automotive Power Trains," *Journal of Jilin University of Technology*.
- (5) Vance, J. M. and French, R. S., 1986, "Measurement of Torsional Vibration in Rotating Machinery," *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*.
- (6) Petri, H. and Heldingsfeld, D., "The Hydraulic Torsion Damper-A New Concept for Vibration Damping in Powertrains," *SAE Paper 892477*.
- (7) Thomas, C. T. and Daniel, A. G., "Computer Simulation of Drivetrain Torsional Vibration in Heavy and Medium Duty Trucks," *SAE Paper 861960*.
- (8) Petkus, E. P. and Clark, S. F., "A Simple Algorithm for Torsional Vibration Analysis," *SAE Paper 870996*.