

승용차 동력전달계의 히스테리시스 영향에 관한 연구

김 영 흡^{*1)} · 박 동 훈²⁾

동양공업전문대학 기계과¹⁾ · (주) MUBEA KOREA²⁾

A Study on the Hysteresis Effects on a Passenger Car Driveline

Youngheub Kim^{*1)} · Dong-Hoon Park²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Dongyang Technical College, Seoul 152-714, Korea

²⁾MUBEA KOREA, Kachi Building, 108-4 Geumgok-dong, Bundang-gu, Seongnam-si, Gyeonggi 463-804, Korea

(Received 11 February 2008 / Accepted 22 April 2008)

Abstract : A friction damper is installed in the passenger car driveline in order to dissipate the torsional vibration energy. The frictional damping hysteresis has considerable influences on the driveline vibration characteristics and, therefore, it is one of the most important parameters in the damper design. To investigate the hysteresis effects on the driveline vibration, a dynamic model of the passenger car driveline with manual transmission has developed, and simulations were executed on the several different driving conditions for various hysteresis values. To verify the model, vehicle tests are preformed and the test data were compared with the simulations results. The simulation and test results show good agreements and the model could be used to determine the optimal hysteresis values in early design stage of the damper.

Key words : Friction damper(마찰 댐퍼), Hysteresis(히스테리시스), Torsional vibration(비틀림 진동), Passenger car(승용차), Driveline(동력전달계)

Nomenclature

C_e, C_v : equivalent viscous damping ($Nm \cdot sec / rad$)

H : Hysteresis Torque (Nm)

I_e : equivalent mass moment of Inertia (kgm^2)
- crank shaft, flywheel, clutch disk

I_i : equivalent mass moment of Inertia (kgm^2)
- input shaft, transmission gears, output shaft, differential gear

I_v : equivalent mass moment of Inertia (kgm^2)
- wheel, body

K_e : equivalent torsional stiffness (Nm / rad)
- clutch spring, input shaft

K_v : equivalent torsional stiffness (Nm / rad)

- output shaft, differential gear, drive shaft, wheel

T_e : driving torque (Nm)

T_v : road load torque (Nm)

1. 서론

승용차의 동력전달계에서 엔진의 비틀림 진동을 효과적으로 감소시키기 위한 방법으로 엔진과 동력 전달계 사이에 감쇠(Damping) 요소를 장착한다. 수동변속기 장착 차량의 경우 클러치 디스크 댐퍼(Clutch Disc Damper)가 엔진의 진동을 감소시키는 역할을 수행하는데, 이를 설계함에 있어서 스프링 상수 및 히스테리시스 등 주요 파라미터의 값은 동

*Corresponding author, E-mail: prokyh@dongyang.ac.kr

력전달계의 진동 특성을 고려하여 절충값을 선택¹⁾하게 된다. 특히, 히스테리시스의 값은 공진에 의한 부밍 소음(booming noise) 및 래틀(rattle) 등 동력전달계의 진동 특성에 커다란 영향을 미친다.²⁾

동력전달계의 각종 요소가 진동 특성에 미치는 영향에 대한 연구는 지속적으로 이루어져 왔는데, 클러치 디스크와 기어의 비선형 특성을 고려한 동력전달계의 진동에 대한 연구,³⁾ 래틀 소음 저감을 위한 클러치 특성에 대한 연구,⁴⁾ 히스테리시스의 상세 모델에 의한 진동 특성에 대한 연구,⁵⁾ 듀얼매스 플라이휠의 각종 파라미터가 진동 특성에 미치는 영향에 대한 연구^{6,7)} 등이 이루어졌다.

본 연구에서는 수동변속기를 장착한 차량의 동력전달계에 대한 모델링을 수행하고, 시뮬레이션을 통하여 히스테리시스가 동력전달계의 진동 특성에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 그리고, 실차실험을 통하여 시뮬레이션 결과에 대한 검증을 수행하였다.

2. 동력전달계의 모델링

승용차의 동력전달계는 회전하는 요소들에 대한 등가 관성(equivalent mass moment of inertia) 및 등가 비틀림 강성(equivalent torsional stiffness)으로 모델링할 수 있다. 본 연구에서는 엔진-변속기-차량에 이르는 동력전달계 및 주행부하를 3자유도를 가지는 반한정계(semi-definite system)의 진동계로 나타내었으며, 클러치는 비틀림 특성과 쿨롱 감쇠(coulomb damping)에 의한 히스테리시스(hysteresis) 특성을 모델링함으로써, 동력전달계의 진동에 대한 히스테리시스의 영향을 고찰할 수 있도록 하였다.

2.1 동력전달계의 진동계 모델링

동력전달계의 모델을 구성하기 위하여 회전하는 요소를 하나의 집중 관성으로 등가화하고, 요소 간의 연결은 비틀림 강성과 감쇠로 모델링하였다. Fig. 1은 등가 관성과 등가 비틀림 강성 및 감쇠를 고려한 동력전달계의 진동 모델을 나타내고 있다.

Fig. 1의 동력전달계에 대한 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

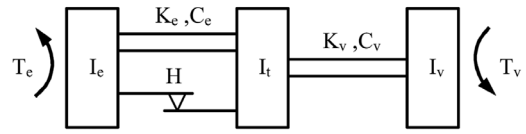


Fig. 1 Model of driveline

$$\begin{bmatrix} I_e & 0 & 0 \\ 0 & I_t & 0 \\ 0 & 0 & I_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_e \\ \ddot{\theta}_t \\ \ddot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e & -K_e & 0 \\ -K_e & K_e + K_v & -K_v \\ 0 & -K_v & K_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_e \\ \theta_t \\ \theta_v \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} C_e & -C_e & 0 \\ -C_e & C_e + C_v & -C_v \\ 0 & -C_v & C_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_t \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_t) \\ -H \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_t) \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_t \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_e \\ 0 \\ -T_v \end{bmatrix}$$

여기서,

$$\operatorname{sgn}(\dot{\theta}) = 1 \text{ for } \dot{\theta} > 0, -1 \text{ for } \dot{\theta} < 0$$

2.2 엔진 모델링

Fig. 2에 나타난 단기통 엔진에서 플라이휠에 작용하는 토크는 엔진 폭발 압력에 의한 폭발 토크와 피스톤, 커넥팅 로드 및 기타 회전 운동부의 관성력에 의한 관성 토크의 합으로 이루어진다. 따라서, 엔진에서의 가진력은 이러한 단기통 엔진에서의 폭발력과 회전 운동부의 관성력에 의한 토크가 폭발 순서에 의한 위상차를 가지고 순차적으로 합성되는 것으로 모델링 할 수 있다.

피스톤에 작용하는 폭발압력으로부터 크랭크축에 작용하는 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = T_g + T_i \quad (2)$$

$$T_g = P_g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot r \cdot \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \quad (3)$$

$$T_i = -m_e r^2 \omega^2 \cdot (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \cdot \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \quad (4)$$

여기서, d 는 실린더 직경, F_g 는 폭발력, F_i 는 관성력, l 은 커넥팅로드 길이, m_e 는 왕복질량, P_g 는 실린더 폭발압력, r 은 크랭크암의 길이, x 는 피스톤의 변위, θ 는 크랭크샤프트의 회전각, ϕ 는 커넥팅로드의 각도, $\lambda = r/l$, ω 는 회전각속도이다.

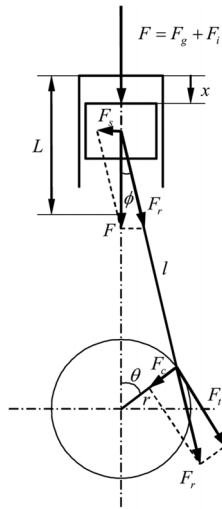


Fig. 2 Forces acting on a piston

2.3 클러치 댐퍼의 모델링

클러치는 엔진으로부터의 동력 전달 및 비틀림 진동에 대한 감쇠 작용을 하는 부분이며, 본 연구에서 사용한 클러치는 Fig. 3에 나타난 바와 같은 특성을 가지는 단일 스프링 특성의 건식 단판 마찰클러치이다. 여기서 H는 히스테리시스 토크(hysteresis torque)이다.

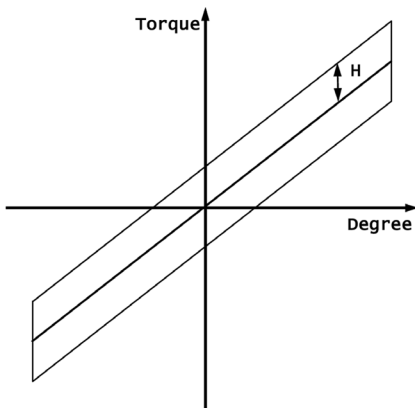


Fig. 3 Clutch damper characteristics

3. 동력전달계의 시뮬레이션

3.1 동력전달계의 모드 해석

Fig. 1에 나타난 동력전달계의 진동모델에 대하여 모드 해석을 수행하였다. 모드 해석을 위한 등가

관성 및 등가 강성은 엔진을 기준으로 한 각 단수의 등가 데이터를 사용하였다.

Table 1은 모드해석의 결과로서 강체모드를 제외한 2개의 고유진동수와 고유모드를 나타내고 있다. 첫 번째 모드는 팁인(tip-in)/백아웃(back-out)에 의한 반응으로 운전자가 유발하는 부하의 변화에 해당하는 것이다. 두 번째 모드는 변속기의 관성이 엔진과 차량에 대하여 진동하는 것으로서, 이것이 공진 현상과 기어 래틀의 원인이 되는 것으로 알려져 있다.¹⁾ 따라서 동력전달계에는 두 번째 고유진동수와 동일한 엔진의 가진 주파수에 의하여 공진 현상이 발생하게 되는데, 3단의 경우 두 번째 고유진동수는 63.19Hz로서 이것은 4기통 엔진의 2차 진동에 대한 회전수로는 1896rpm에 해당한다. 따라서, 3단에서는 엔진이 회전속도 1896rpm 부근에서 회전할 때 공진 현상이 일어날 것으로 예상할 수 있다.

Table 1 Natural frequency and natural mode

Gear	Natural frequency(Hz)		Natural mode	
	f_1	f_2	v_1	v_2
1st	3.64	75.35	[1 0.93 -0.21]	[1 -27.6 0.012]
2nd	5.68	70.70	[1 0.84 -0.07]	[1 -24.1 0.012]
3rd	7.55	63.19	[1 0.71 -0.03]	[1 -19.1 0.012]
4th	9.10	56.82	[1 0.58 -0.02]	[1 -15.1 0.012]
5th	10.46	51.52	[1 0.45 -0.01]	[1 -12.4 0.011]

3.2 엔진 시뮬레이션

Fig. 2의 모델로부터 엔진 회전 속도가 1800rpm일 때 전개도 상태에서의 엔진 토크를 계산한 결과를 나타내면 Fig. 4와 같다. 엔진에서 발생하는 토크는 -30Nm에서 330Nm의 값을 가지는 것을 알 수 있다.

엔진 모델에 의한 가진은 1 회전당 2번의 가진이 발생하는 2차 진동으로 이루어지므로, 1800rpm의 회전속도는 60Hz의 가진 주파수를 나타낸다.

3.3 히스테리시스 영향 평가 시뮬레이션

Fig. 1의 동력전달계 모델에 대하여 히스테리시스의 영향에 대한 시뮬레이션 결과는 다음과 같다. Fig. 5~Fig. 8은 기어비 3단에서 차량을 전개도 상태로 가속하는 경우의 엔진 속도와 등가관성 I_e 의 각 가속도를 나타낸다.

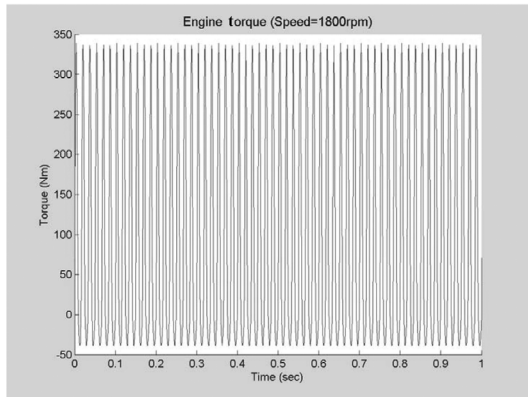


Fig. 4 Engine torque (Engine speed 1800 rpm)

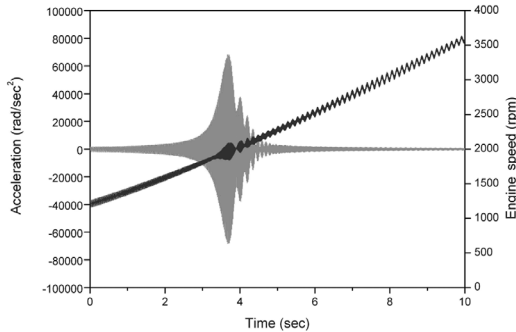


Fig. 5 Angular acceleration of T/M (H=1Nm, 3rd Gear)

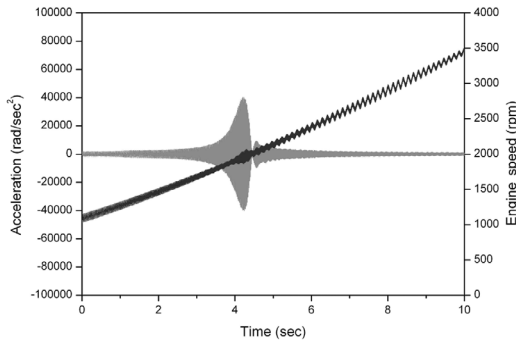


Fig. 6 Angular acceleration of T/M (H=3Nm, 3rd Gear)

Fig. 5는 히스테리시스가 1Nm로 매우 작은 경우의 결과로서 공진 현상이 두드러지게 나타나며, 공진이 일어나는 엔진 회전 속도는 약 1900rpm으로 Table 1에 나타난 3단에서의 2차 고유진동수 (63.19Hz)와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 히스테리시스 값이 3Nm로 약간 증가하였을 때의 결과로서 Fig. 5의 결과에 비하여 공진에

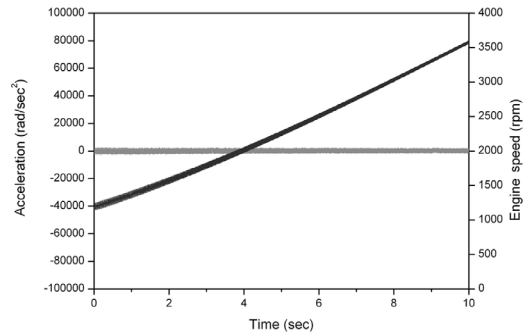


Fig. 7 Angular acceleration of T/M (H=8Nm, 3rd Gear)

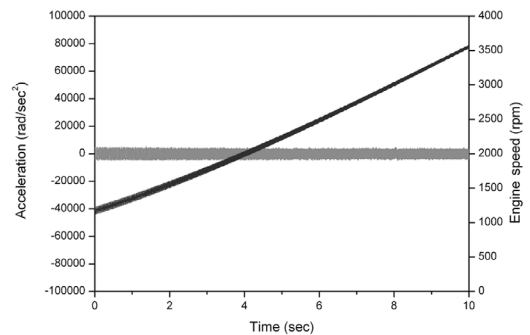


Fig. 8 Angular acceleration of T/M (H=20Nm, 3rd Gear)

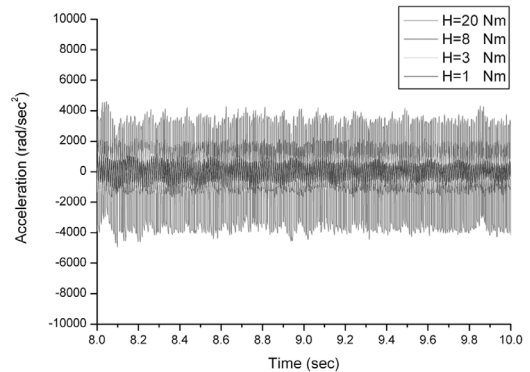


Fig. 9 Angular acceleration of T/M (After resonance, 3rd Gear)

의한 영향이 다소 줄어들었음을 알 수 있다.

Fig. 7은 히스테리시스의 값을 8Nm으로 증가시켰을 때의 결과로서 공진에 의한 영향은 완전히 없어졌으나, 공진 이후 진동의 크기가 Fig. 6에 비하여 증가하였음을 알 수 있다.

Fig. 8은 히스테리시스 값을 20Nm로 크게 증가시켰을 때의 결과인데, 공진에 의한 영향은 없고 Fig. 6,

Fig. 7에 비하여 공진 이후 진동의 크기가 더욱 증가하였음을 알 수 있다.

Fig. 9는 공진 이후 히스테리시스 변화에 의한 진동 크기의 변화를 나타낸 것인데, 히스테리시스의 증가에 따라서 진동의 크기가 증가하는 경향을 나타낸다. 따라서, 히스테리시스가 클수록 공진의 발생을 줄일 수 있으나, 공진 이후의 진동에서는 진동의 크기가 오히려 증가하여 불리한 특성을 가지는 것을 알 수 있다.

4. 실차 시험

4.1 시제품 제작

Fig. 10에 나타난 바와 같이 시험 대상 차량에 사용되는 클러치 디스크 댐퍼의 부품을 제작하여 하여 Table 2의 다양한 히스테리시스 값을 가지도록 하였다.

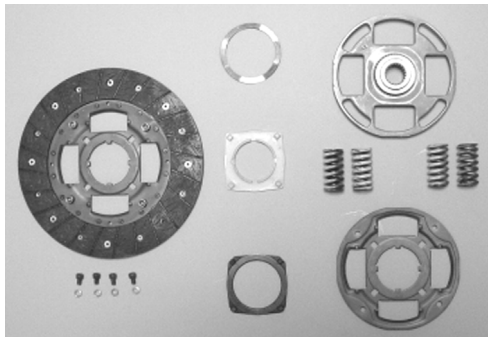


Fig. 10 Prototype of the clutch damper

Table 2 Hysteresis of the prototype clutch

Prototype	Hysteresis(Nm)
#1	1
#2	8
#3	20
#4	28

4.2 히스테리시스 영향 평가 시험

배기량 1500cc급의 수동변속기를 장착한 승용차를 대상으로 변속단 3단에서 전개도 가속에 의한 히스테리시스 영향 평가 시험을 수행하였다.

시험에서는 진동 시험의 전문적인 측정을 위한 LMS사의 계측 장비를 사용하였다. 이 장비에서는

변속기의 입력축에 연결된 1-2단 기어와 일정 간격을 두고 변속기 케이스에 장착된 펄스 센서의 신호를 통하여 각속도를 구하고, 이를 미분하여 각가속도를 계산하여 출력하게 된다. Fig. 11은 엔진과 변속기에서의 각가속도를 측정하기 위하여 변속기에 센서가 장착된 모습을 나타내고 있다.

Fig. 12~Fig. 15는 기어비 3단에서 차량을 전개도 상태로 가속하는 경우의 엔진 속도와 변속기 입력축의 각가속도를 나타낸다.

Fig. 12는 히스테리시스 값이 1Nm인 경우의 결과로서 공진 현상이 두드러지게 나타나며, 공진이 발생하는 엔진 회전 속도는 약 1900rpm 부근으로서 Fig. 5의 시뮬레이션 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 13은 히스테리시스의 값이 8Nm일 때의 결과로서 Fig. 7의 시뮬레이션 결과와 마찬가지로 공진에 의한 영향은 완전히 없어지고, 공진 이후 진동의 크기가 Fig. 12에 비하여 증가하였음을 알 수 있다.

Fig. 14, 15는 히스테리시스 값이 20Nm, 28Nm일 때의 결과로서, Fig. 13에서 히스테리시스 값이 8Nm일 때의 결과와 거의 동일한 크기를 나타낸다. 이로

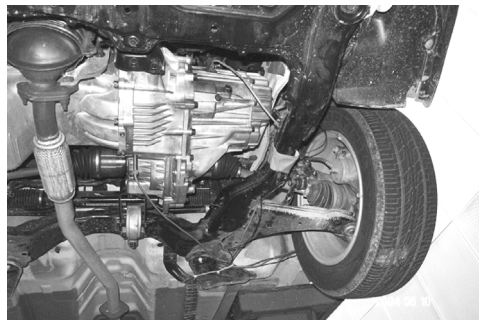


Fig. 11 Pulse sensors installed on T/M case

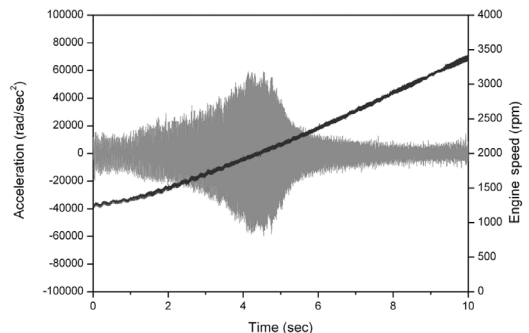


Fig. 12 Angular acceleration of T/M (H=1Nm, 3rd Gear)

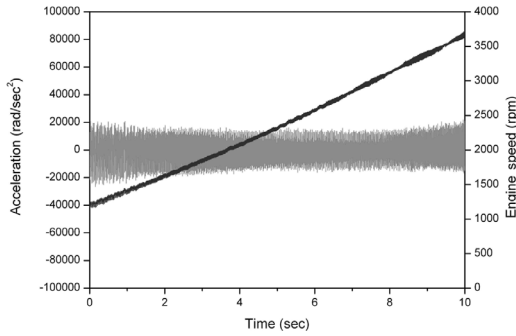


Fig. 13 Angular acceleration of T/M (H=8Nm, 3rd Gear)

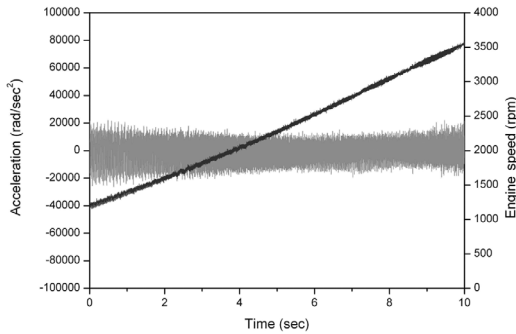


Fig. 14 Angular acceleration of T/M (H=20Nm, 3rd Gear)

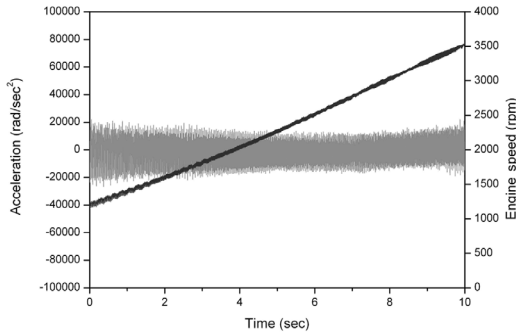


Fig. 15 Angular acceleration of T/M (H=28Nm, 3rd Gear)

부터 일정한 값 이상의 히스테리시스는 그 증가가 진동 크기에 영향을 미치지 못한다는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 8의 시뮬레이션 결과에서 히스테리시스 값의 증가에 따라 공진 이후 진동의 크기가 지속적으로 증가하는 것과는 다소 차이를 나타낸다.

Fig. 16은 공진 이후 히스테리시스의 변화에 의한 진동 크기의 변화를 나타낸 것인데, 히스테리시스의 증가에 따라서 진동의 크기가 증가하는 경향을 나타낸다.

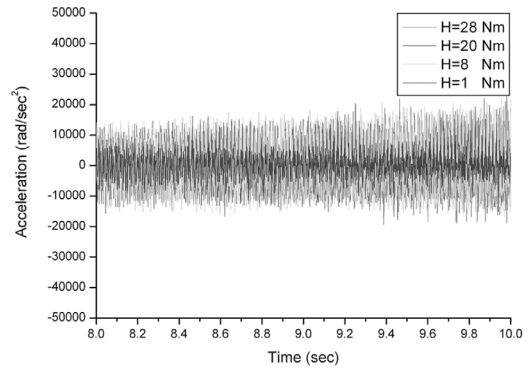


Fig. 16 Angular acceleration of T/M (After resonance, 3rd Gear)

5. 결론

수동변속기를 장착한 승용차 동력전달계에 대하여 일정 단수의 전개도 가속 상태에 대한 시뮬레이션과 실차 시험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 동력전달계에서 고유진동수와 동일한 엔진 가진 주파수의 회전속도에서 공진 현상이 나타난다.
- 2) 히스테리시스 값의 증가에 따라서 동력전달계의 공진 현상은 감소하나 공진 이후 진동의 크기가 증가하여 주행 정숙성 측면에서 불리하다.
- 3) 실차 시험에서 일정한 값 이상의 히스테리시스 값은 공진 이후 진동의 크기에 영향을 미치지 않는다.
- 4) 동력전달계에서 공진 발생 영역 이외에는 작은 히스테리시스 값이 주행 정숙성 측면에서 유리하다.
- 5) 동력전달계의 시뮬레이션 결과는 실차 시험 결과와 그 경향이 잘 일치 한다.

후 기

본 연구는 (주)엔지비와 현대자동차(주)의 지원에 의하여 이루어진 것이며, 도움을 주신 관계자 분들께 감사드립니다.

References

- 1) A. Albers, "Advanced Development of Dual Mass Flywheel(DMFV) Design - Noise Control for Today's Automobiles," 5th Kolloquium,

- LUK, pp.5-28, 1994.
- 2) H.-J. Drexl, Motor Vehicle Clutches, Sachs, 1998.
 - 3) A. Laschet, "Computer Simulation of Vibrations in Vehicle Powertrains Considering Nonlinear Effects in Clutches and Manual Transmissions," SAE 941011, 1994.
 - 4) T. Sakai, Y. Doi, K.-I. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita, "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox," SAE 810773, 1981.
 - 5) A. Szadkowski, E. Prange and N. G. Naganathan, "Hysteresis Effects on Driveline Torsional Vibrations," SAE 951293, 1995.
 - 6) W. Reik, R. Seebacher and A. Kooy, "Dual Mass Flywheel," 6th Kolloquium, LUK, pp.69-93, 1998.
 - 7) J. H. Song, D. P. Hong and S. M. Yang, "A Study on Design Parameters of Dual Mass Flywheel System," Transactions of KSAE, Vol.6, No.1, pp.90-98, 1998.