

공회전시 비틀림 진동 저감을 위한 클러치 비틀림 특성 연구

홍동표* 정태진** 오김상수*** 태신호***

(A Study on Clutch-disc Torsional Characteristic for Torsional Vibration Reduction at Idling)

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

1. 서론

자동차 엔진의 주기적인 연소과정 동안에 생성된 힘에 의해 엔진의 크랭크 샤프트에 회전 불균일성이 나타난다. 이것은 엔진 플라이휠 부분에 비틀림 변동토크를 발생시키고, 이 토크는 클러치를 통하여 변속기의 인풋기어(input gear)에 전달되어 변속기에 비틀림 진동을 일으키는 주요 원인이 된다. 공회전시 변속기에서 기어의 충들은 주로 이 비틀림 변동토크에 의해 발생하며, 이 충들은 차내 소음의 원인이 된다. 또한 엔진의 경량화 및 고출력화에 따른 회전수 변동의 증가는 비틀림 변동토크를 증가시켜 변속기에 커다란 진동을 초래한다.

시뮬레이션을 사용한 클러치 비틀림 기구의 적절한 특성치를 구하는 것은 클러치 설계에 효율적이고, 이미 여러 연구 결과들이 보고되었다. H. Arai^[1]은 2자유도 비선형 모델을 사용하여 클러치 접속시 발생하는 외란과 계의 안정성을 고려하여 치타음 저감을 위한 시뮬레이션을 수행하였고, S. Ohnuma^[2]은 비선형 2단 비틀림 특성을 가진 클러치 디스크의 설계에 대해서, 그리고 T. Fujimoto^[3]와 R. J. Comparin^[5]는 치타음의 발생구조와 특성을 고찰하고 비선형 비틀림 공진 저감에 의한 치타음 저감 기법에 대하여 연구하였다. 그리고, Wu Hui-Le^[4]는 자동차 동력전달계의 비틀림 진동 현상을 실험과 이론적인 계산을 통해 연구하였고, G. J. Fudala^[6]는 다자유도 모델을 이용하여 클러치의 비틀림 특성에 따라 주파수분석을 수행하여 치타음 저감 방법을 연구하였다. 또한, T. Sakai^[7]는 5자유도 모델을 이용하여 엔진 공회전시 발생하는 치타음에 대해 이론과 실험을 통해 해석하고, 엔진 회전수 변동, 클러치 특성, 변속기의 드래그(drag) 토크의 영향과 치타음 저감을 위한 개선된 클러치 특성을 제시하였다.

클러치는 동력을 전달 또는 차단하는 기능 뿐만아니라 엔진이나 변속기에서 발생하는 소음이나 진동을 저감시키는 기능을 가지고 있다. 따라서 엔진 공회전시에 발생하는 치타음(rattle noise)이나 비틀림 진동을 저감시키는 방법으로는 여러가지가 있으나 클러치 디스크(clutch disc)의 비틀림 기구의 설계 인자들을 적절히 조절함으로써 변속기의 인풋기어에 전달되는 비틀림 진동을 저감시키는 방법이 일반적으로 수행되어지고 있다.

본 연구는 4 실린더 4 사이클 1.5 L 엔진을 장착한 경승용차의 실차실험을 통해 공회전시 엔진 플라이휠과 인풋기어에서의 회전수 변동을 측정하고, 이 실험 데이터를 기초로 하여 엔진 토크 및 변속기에서의 드래그 토크를 계산하여 엔진-변속기 인풋기어의 반한정계 2자유도 진동모델과 비틀림 특성을 가진 클러치 디스크의 프리댐퍼 영역에 대해 시뮬레이션을 수행하여 클러치 비틀림 기구의 설계인자인 비틀림 강성, 히스테리시스 토크에 따른 비틀림 진동 저감 효과를 연구하고자 한다.

2. 시뮬레이션 모델과 운동 방정식

승용차 동력전달계를 구성하는 요소(Component)들의 동적인 거동은 요소들간의 연결에 의해서 나타난다. 이러한 요소들간의 연결은 비틀림 스프링이나 댐퍼(히스테리시스)와 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 등가화 과정을 통해 Fig.1과 같이 엔진(커넥팅로드, 크랭크샤프트, 플라이휠, 클러치커버, 클러치디스크 포함) - 변속기 인풋기어의 반한정계 2자유도 모델을 고려하였다. 이 모델로 동력전달계의 모든 문제를 해결하는 것은 불가능하지만 엔진 공회전시 여러가지 진동문제를 연구하는 데는 충분하다고 생각한다.

* 전북대학교 정밀기계공학과
** 군산대학교 기계설계학과
*** 전북대학교 대학원

이 모델의 관성모멘트들은 제조회사(Car Maker)나 실험의 도 면에서 계산에 의하여 산출할 수 있다.

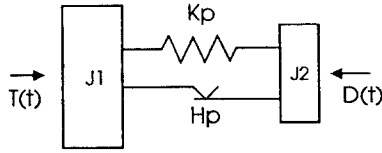


Fig.1 Simulation model

Fig.2은 실험에 의해서 얻은 것으로 클러치 디스크의 비틀림 특성을 알 수 있다. 클러치의 구성은 크게 클러치 디스크 (clutch disc), 허브 플레이트(hub plate), 스플라인 허브 (spline hub)로 조립되어 있고, 이 부품들은 프리댐퍼(pre damper)와 메인댐퍼(main damper)에 의해서 연결되어 엔진으로 부터 생성된 비틀림 토크를 전달하고 이 토크의 변동성분에 의해 변속기 인풋기어에 전달되는 비틀림진동을 저감시키는 기능을 수행한다. Fig.2에서 P영역은 엔진의 공회전 상태에서 작용하는 프리댐퍼의 작동구간을 나타내며, 이 영역의 비틀림 강성 K_p 는 $0.018 \text{ Kg f/}^\circ$ (10.1 N/rad)이고 히스테리시스 토크 H_p 는 0.09 kgf m (0.882 Nm)이다.

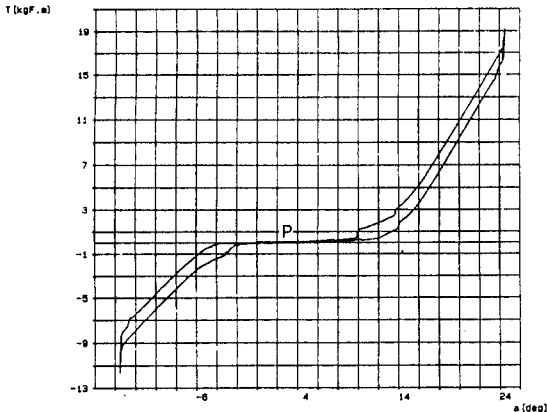


Fig.2 Torsional characteristic of clutch-disc for experiment

Fig.1과 같은 2자유도 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + f(h) + K_p (\theta_1 - \theta_2) = T(t) \quad (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - f(h) - K_p (\theta_1 - \theta_2) = -D(t) \quad (2)$$

여기서, J_1 : 커넥팅로드(connecting rod), 크랭크샤프트 (crank shaft), 엔진플라이휠(flywheel), 클러치커버(clutch cover), 클러치디스크(clutch disc)를 포함한 엔진의 등가관성

J_2 : 엔진 공회전시 변속기의 등가관성

K_p : 클러치 프리댐퍼의 비틀림 강성

θ_1 : 엔진 플라이 휠의 회전각 변위

θ_2 : 인풋기어의 회전각 변위

$f(h)$: 클러치 프리댐퍼의 히스테리시스

$D(t)$: 변속기의 드래그 토크

$T(t)$: 엔진 토크

엔진의 관성모멘트는 다른 요소의 관성모멘트에 비해서 상당히 크다. 이것은 엔진이 클러치를 통하여 변속기의 인풋샤프트와 함께 회전하든, 회전하지 않든 간에 관계없이 엔진에서의 진동은 똑같이 나타난다. 따라서 엔진을 하나의 가진기처럼 고려할 수 있다. 이때 엔진에서 가진되는 토크 $T(t)$ 는 크랭크 암의 회전각의 함수로써 n 차 조화항을 갖는 푸리에 (Fourier) 급수로 전개할 수 있다. 4 실린더 4 사이클 기관에서는 크랭크가 1 회전하는데 2 사이클을 끝마친다. 따라서 엔진 토크의 푸리에 급수는 $2n$ 차 조화항으로 표시 가능하다. 그러나 실차실험으로 얻은 Fig.6으로부터 6차 조화항 이상은 비틀림 진동에 거의 영향을 미치지 않기 때문에 여기서는 2차와 4차 조화항만을 가진 성분으로 고려하여 식(3)과 같이 엔진 토크를 가정할 수 있다.

$$T(t) = A \sin(2\omega t) + B \sin(4\omega t) \quad (3)$$

여기서, ω : 엔진 기본주파수

A : 2차 가진 성분의 크기

B : 4차 가진 성분의 크기

Fig.3은 시뮬레이션에 사용된 클러치 비틀림 특성으로 히스테리시스 토크 $f(h)$ 는 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$f(h) = \begin{cases} H_p/2, & \theta_1 - \theta_2 > 0 \\ -H_p/2, & \theta_1 - \theta_2 < 0 \end{cases} \quad (4)$$

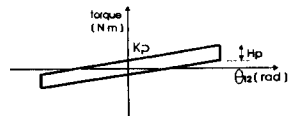


Fig.3 Torsional characteristic of clutch-disc for simulation

3. 실차 실험

엔진 토크 $T(t)$ 와 드래그 토크 $D(t)$ 를 구하기 위해 경승용차를 이용하여 Fig. 4와 같이 실험장비를 구성하여 실차실험을 실시하였다. 엔진 플리에서는 타코프로브(Tacho Probe)를 사용하여 엔진의 회전수를 측정하고 플라이휠의 링기어(Ring Gear)와 변속기의 인풋기어에서는 마그네틱 픽업(Magnetic Pick-up)으로 각속도변동을 측정하여 Fig. 5와 같이 구성된 장비를 이용하여 각각의 신호를 분석하였다.

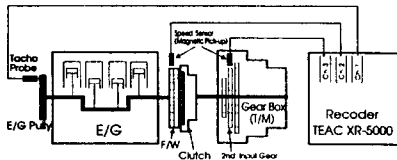


Fig. 4 Schematic diagram of the measuring instrument system

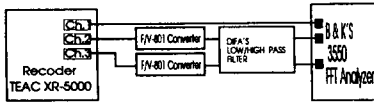


Fig. 5 Schematic diagram of the analyzing instrument system

3.1 엔진 토크의 계산

Fig. 6는 플라이휠의 링기어에서 측정된 각속도변동을 미분한 각가속도변동을 주파수영역에서 분석한 것이다. Fig. 6에서 2차 조화항(25.75 Hz)성분과 4차 조화항(51.5 Hz)성분이 뚜렷하게 나타남을 알 수 있고 진폭의 크기는 각각 278.9 rad/s^2 , 78.9 rad/s^2 이다. 여기서 엔진의 기본주파수 ω 는 12.875 Hz(80.9 rad/sec)임을 알 수 있고, 이것은 엔진플리에서 측정된 회전수로 부터 확인할 수 있었다.

엔진에서 가진되는 변동토크는 Fig. 6의 2차 조화항과 4차 조화항의 각가속도 값으로 부터 (5)식을 이용하여 구할 수가 있다.

$$C_i(t) = J_1 \times \ddot{\theta}_i(t) \quad (i = 2, 4) \quad (5)$$

여기서 C_i 는 i 차 조화항의 가진 토크이다. C_i 의 크기는 (3)식의 A와 B를 결정할 수 있다.

실험에 이용된 승용차 엔진의 등가관성 J_1 은 약 0.16 kg m^2 이므로 (3)식의 2차 조화항과 4차 조화항 성분의 변동 토크의 크기 A, B는 (5)식의 계산으로 부터 각각 44.63 Nm, 12.27 Nm이 된다.

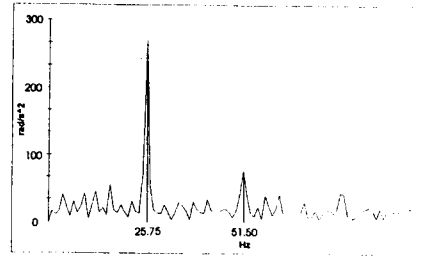


Fig. 6 Angular acceleration in the engine flywheel (Experiment)

3.2 드래그 토크의 계산

드래그 토크는 인풋기어의 비틀림 진동에 커다란 영향을 미친다. 이 드래그 토크는 변속기 내의 윤활유의 온도에 의해 결정된다. 장시간 동안 운행 후의 드래그 토크는 윤활유의 온도상승에 의하여 작아진다. 따라서 변속기 내의 윤활유에 의해 인풋기어에 작용하는 드래그 토크는 다음과 같은 절차로 계산한다. 먼저 실차 실험에서 엔진 회전수를 약 3000 rpm 정도로 유지시키다가 클러치를 떼면서 변속기 내의 인풋기어 각속도를 측정한다. Fig. 7은 실차실험전 윤활유가 차가울 때와 실차실험 후 윤활유가 뜨거워졌을 때의 각속도 변화를 나타낸다. 다음으로 Fig. 7에서 공회전 상태에 해당되는 회전수 750 rpm에서 기율기를 구한다. 이 기율기로부터 (6)식과 같이 각가속도를 구할 수 있다. 드래그 토크는 (7)식과 같이 기율기로부터 구한 각가속도에 기어관성을 곱하여 구한다. 따라서 각속도 기율기 값이 클수록 드래그 토크 값이 커지며 Fig. 7처럼 윤활유의 온도가 차가울수록 각속도 기율기가 크고 드래그 토크가 커짐을 알 수 있다.

$$\ddot{\theta}_g = \Delta \dot{\theta}_g / \Delta t \quad (6)$$

$$D_t = J_2 \times \ddot{\theta}_g \quad (7)$$

Fig. 7에서 윤활유의 온도가 차가울 때와 뜨거울 때의 각가속도는 (6)식에 의하여 각각 76.62 rad/s^2 , 47.92 rad/s^2 으로 계산된다. 실험에 이용된 승용차 변속기 내의 인풋 샤프트에 대한 기어의 등가관성 J_2 은 약 0.00226 kg m^2 이므로 (7)식에 의해 윤활유의 온도가 차가울 때와 뜨거울 때의 드래그 토크는 각각 0.1733 Nm, 0.108 Nm이 된다.

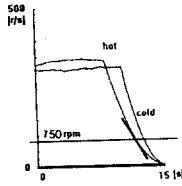


Fig. 7 Slope of the angular speed in the input gear (Experiment)

4. 시뮬레이션

4.1 시뮬레이션 방법

클러치 디스크의 비틀림 특성을 해석하기 위해 사용된 시뮬레이션 방법은 Runge-Kutta(5th order) 방법을 이용하였으며, Fig. 8은 시뮬레이션을 위한 아날로그 컴퓨터 다이어그램(analog computer diagram)을 보여주고 있다.

서론에서 언급했듯이 본 연구에서는 공회전시 클러치 프리덤퍼 영역의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크에 따른 비틀림 진동 저감 효과를 고려하고자 한다. 따라서 Fig. 3에서 프리덤퍼 영역만을 고려하므로 프리덤퍼 영역은 충분히 크다고 가정하여 시뮬레이션을 수행한다.

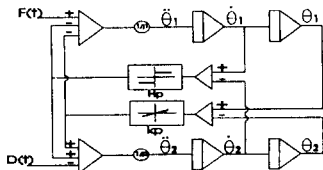


Fig. 8 Analog computer diagram for simulation

4.2 클러치 비틀림 특성과 시뮬레이션

엔진, 트랜스미션(변속기), 엔진 회전수, 클러치디스크의 프리덤퍼 영역이 결정된 상태에서 공회전시 비틀림진동 저감 효과가 큰 클러치 비틀림특성을 시뮬레이션을 통해 구하는 것이 가능해짐에 따라 클러치 디스크 프리덤퍼 영역에 대한 비틀림 특성을 Fig. 9의 흐름도와 같은 절차에 따라 설계한다. 먼저 시뮬레이션에 필요한 엔진, 변속기 등의 재원을 제조회사나 실측에 의해 구하고, 파라미터 K_p , H_p 에 대한 일련의 실적용이 가능한 값들을 선정한다. 그리고, K_p , H_p 의 어떤 특정값을 가진 클러치에 대해 실차실험을 수행하여 엔진 토

크와 드래그 토크를 계산하고 여기서 얻어진 데이터들을 이용하여 시뮬레이션을 수행하여 실측치와 비교한다. 만일 실측치와 시뮬레이션 결과가 다를 경우 엔진 토크나 엔진 관성에 적당한 수정계수를 곱하여 시뮬레이션을 반복한다. 다음으로 파라미터 K_p , H_p 에 대한 일련의 실적용이 가능한 값들에 대하여 시뮬레이션을 수행하여 플라이휠로부터 인풋기어로의 진동저감효과가 큰 일련의 K_p , H_p 값들을 선정하고 기술적인 측면과 경제성등을 절충하여 최적의 K_p , H_p 값을 선정한다.

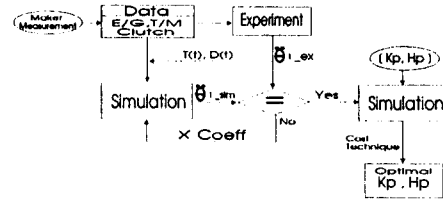


Fig. 9 Design flow-chart of optimum torsional characteristics of clutch-disc

4.3 시뮬레이션 결과

Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12는 클러치 비틀림 강성과 히스테리시스 토크($K_p = 10.1 \text{ N/rad}$, $H_p = 0.882 \text{ Nm}$)에 대해 시뮬레이션을 수행한 결과이다. Fig. 10은 엔진과 인풋기어에 대한 각가속도 변동의 peak to peak 값으로 엔진에서는 약 600 rad/s^2 , 인풋기어에서는 약 420 rad/s^2 의 변동값을 가진다. 클러치의 비틀림 특성에 의해서 인풋기어에 전달된 비틀림 진동이 엔진의 비틀림 진동 보다 작게 나타난다. 이것으로부터 클러치 비틀림 특성이 인풋기어에 전달되는 비틀림 진동을 저감시킬 수 있음을 알 수 있다. 이것은 결국 변속기의 기어 충동을 방지할 수 있으며, 차내 소음을 감소 시킬 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 시뮬레이션으로 부터 구한 것으로 엔진과 인풋기어에 대한 각가속도 변동의 RMS값을 주파수영역에서 분석한 것이다. 이 그림과 실차실험에 의해서 구한 Fig. 6과 비교해 볼때 2차 조화항과 4차 조화항의 각가속도 크기가 거의 일치함을 알 수 있다.

Fig. 13과 Fig. 14는 클러치 디스크의 비틀림 강성과 히스테리시스에 따른 인풋기어에서의 각가속도 변동을 시뮬레이션으로 부터 구한 것이다. Fig. 13의 비틀림 강성과 각가속도 변동값과의 관계에서 히스테리시스가 0.5 Nm 의 경우에는 스프링상수가 증가할수록 각가속도 변동값도 크게 증가한다. 그러나 스프링 상수가 작은 영역에서는 각가속도 변동값이 작게 나타난다. 이것으로부터 인풋기어에 전달되는 비틀림

진동 저감 효과는 히스테리시스가 작은 경우에는 클러치 프리토퍼의 비틀림 강성에 의해서 결정 되어진다. 히스테리시스가 0.7 Nm, 0.88 Nm, 1.0 Nm의 경우에는 스프링상수가 어느 값 이하에서는 각가속도의 변동값이 감소하다가 그 이상에서는 다시 증가하는 경향을 가진다. 예로써 히스테리시스가 0.88 Nm의 경우에는 스프링상수가 20 Nm/rad 에서 각가속도의 변동값이 최소가 되며 그 이상에서는 다시 증가하게 된다. 그리고, 히스테리시스가 1.2 Nm 이상에서는 각가속도 변동값은 스프링상수에 관계없이 거의 일정한 값을 가진다. 따라서 1.2 Nm를 경계로 해서 히스테리시스가 작은 경우에는 각가속도 변동값이 최소가 되는 비틀림 강성의 영역이 존재한다. 이 영역은 히스테리시스가 작을수록 비틀림 강성이 작은 영역으로 이동되어진다. 또한 각가속도 변동값의 크기도 작아진다. 이것으로 부터 인풋기어에 전달되는 비틀림 진동을 저감시키는데 있어서 클러치의 비틀림 강성과 히스테리시스는 상호 밀접한 관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 그리고 히스테리시스가 1.2 Nm 이상에서는 인풋기어에서의 각가속도 변동값이 엔진에서의 각가속도 변동값(600 rad/s²) 보다 커지게 되어 진동 저감효과가 나쁠을 알 수 있다. 이것은 히스테리시스가 약 1.2 Nm 이상에서는 히스테리시스가 스프링의 역할을 하여 각가속도 변동값이 더 커진다고 생각된다.

Fig. 14의 히스테리시스와 각가속도 변동값과의 관계에서 스프링상수가 작은 경우에는 히스테리시스가 증가함에 따라 각가속도의 변동값도 증가하지만 스프링 상수가 큰 경우의 각가속도 변동값은 히스테리시스가 어느 값 이하까지는 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보이고 있다. 히스테리시스가 1.2 Nm 이상에서는 각가속도 변동값이 스프링상수에 거의 관계없이 일정한 값으로 증가함을 알 수 있다. 이 두 그림으로부터 공회전시 인풋기어의 비틀림진동 저감효과가 큰 클러치 비틀림특성을 얻기 위해서는 히스테리시스를 작게하고 적절한 스프링상수를 선택하는 것이 필요하다.

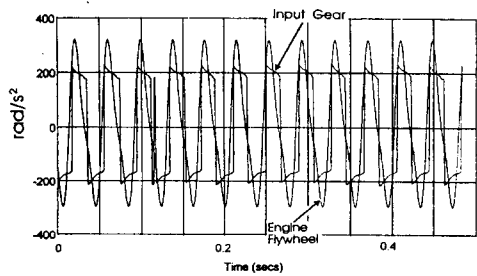


Fig. 10 Angular acceleration in the engine flywheel and the input gear
(Simulation : $K_p = 10.1$ Nm/rad, $H_p = 0.882$ Nm)

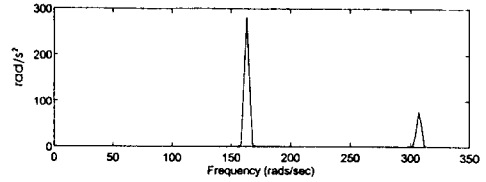


Fig. 11 Angular acceleration in the engine flywheel as the function of the exciting frequency
(Simulation : $K_p = 10.1$ Nm/rad, $H_p = 0.882$ Nm)

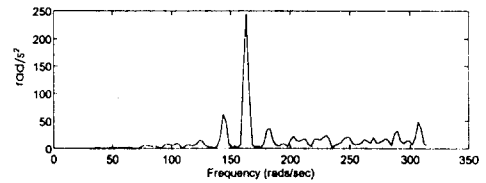


Fig. 12 Angular acceleration in the input gear as the function of the exciting frequency
(Simulation : $K_p = 10.1$ Nm/rad, $H_p = 0.882$ Nm)

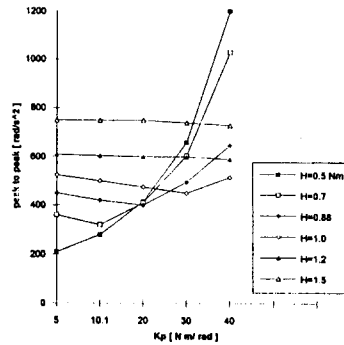


Fig. 13 Influence of the torsional characteristics of clutch-disc (Simulation)

참 고 문 헌

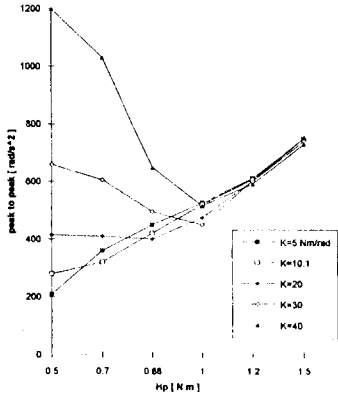


Fig.14 Influence of the hysteresis torque of clutch-disc (Simulation)

5. 결 론

실차실험을 통해 엔진 공회전시 플라이휠과 인풋기어에서의 회전수 변동을 측정하고, 엔진-변속기 인풋기어의 반한정계 2자유도 진동모델로부터 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 공회전시 클러치의 비틀림 특성은 비틀림 진동 저감효과에 커다란 영향을 미친다.
2. 클러치 비틀림 강성과 히스테리시스에 따라 인풋기어의 각가속도 진폭이 최소가 되는 영역이 존재한다. 이 영역에 해당하는 강성과 히스테리시스를 선정하여 클러치 비틀림 댐퍼를 구성할 수 있다.

후 기

본 연구는 1992년도 한국 과학재단과 (주) 평화 발레오의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사드립니다.

- [1] H.Arai et al.: Design Method for Optimal Torsional Clutch Plate Characteristics, トヨタ技術 Vol.36 No.1
- [2] S.Ohnuma et al.: Reduction on Idling Rattle of Manual Transmission, SAE Paper 850979S,
- [3] T.Fujimoto et al.: Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission, SAE Paper 870395
- [4] Wu Hui-Le et al.: A Study of the Torsional Vibratoin of Automotive Power Trains, Journal of Jilin University of Technology
- [5] R.J.Comparin et al.: An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Mechanical Design, Vol.112/237 (1990)
- [6] G.J.Fudala et al.: A Systems Approach to Reducing Gear Rattle, SAE Paper 870396
- [7] T.Sakai et al.: Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox, SAE Paper 810773