

자동차 공회전시 기어래틀과 클러치 비틀림특성에 대한 연구

홍 동 표* 정 태 진** 태 신 호***

(A Study for The Torsional Characteristics of Clutch and Automotive Neutral Gear Rattle)

(Dong-Pyo Hong, Tae-jin Chung, Sin-Ho Tae)

1. 서론

자동차 연구는 에너지 절약 차원에서 차량의 경량화 및 저 연비성능을 향상시키는 방향으로 이루어졌다. 이것은 자동차 동력전달계의 크기와 무게를 감소시키는 요인이 되어, 엔진실린더수 감소 및 동력전달계 부품의 관성이 감소되었다. 그러나 이러한 연구는 저연비성능을 향상시킨 반면 동력전달계에서의 소음과 진동을 더 쉽게 초래하여 승차감을 저하시킨다. 동력전달계의 소음과 진동은 엔진의 비주기성과 불균일한 폭발에 의해서 발생된다. 특히 변속기에서의 래틀의 원인이 되고, 이 현상은 승객에 불쾌한 느낌을 준다. 래틀은 자동차 공회전시와 구동시에 변속기 내의 기어쌍의 백래쉬에 의해서 발생되는데 특히 공회전시 래틀에 대하여 많은 연구가 수행되고 있다. 이것은 구동시의 래틀보다 공회전시의 래틀이 차내소음에 많은 영향을 미치기 때문이다. 공회전시 래틀에 대한 연구는 엔진 연소 특성, 클러치의 관성과 비선형 댐퍼 특성, 그리고 변속기 관성과 기어비, 백래쉬에 따른 기어이빨의 충돌특성에 대한 지식과 이러한 특성에 따른 진동현상에 대한 이해를 필요로 한다. 이것을 바탕으로 동력전달계 비틀림진동에 대한 시뮬레이션을 수행하여 시스템의 다양한 인자들의 변화에 따른 진동현상을 분석함으로써 실험에 따른 비용과 시간을 절약할 수 있다.

T. sakai^[1] 등은 자동차 수동변속기 래틀의 이론과 실험분석을 통하여 클러치 디스크의 비틀림특성을 최적화함에 의해서 치타음을 줄일수 있다는 가능성을 보여주었다. Fujimoto, Ohnuma^[2,3] 등은 자동차 수동변속기의 공회전시 래틀에 대한 실차 실험과 비선형 비틀림 진동시스템의 시뮬레이션을 수행하여 래틀에 대한 생성메카니즘과 특성을 해석적으로 체계화 하였다. Sakai, Seaman^[4,5,6] 등은 중동기

어의 관성토크와 드래그 토크의 비교를 통하여 래틀의 초기 발생 경계를 확립하였다. 최근에 Singh^[7] 등은 공회전시 기어 래틀 문제를 해결하기 위해 선형과 비선형 수학적 모델을 구성하여, 래틀발생 기준과 클러치, 플라이휠, 드래그 토크가 래틀에 미치는 영향을 연구하였다. 이러한 연구를 통하여 볼때 클러치 디스크의 비틀림 특성에 대한 연구는 동력전달계의 비틀림진동과 공회전시 변속기 기어쌍의 충돌에 의한 중립래틀과 구동시 변속기와 차동장치에서의 구동기어와 중동기어의 충돌에 의한 구동래틀 문제를 해결할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 변속기 중립상태에서 클러치 설계인자인 비틀림 스프링과 건마찰에 의해서 클러치에 나타나는 히스테리시스, 그리고 클러치 디스크의 정적저침을 발생시키는 드래그토크(drag torque)가 클러치의 동적인 거동과 기어래틀에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

2. 공회전시 동력전달계의 모델링

기어래틀은 시스템 고유진동수 부근에서 발생하는 비선형 정상상태 진동문제이다. 이것은 동력전달계의 비틀림모드와 변속기에서의 기어쌍의 충격에 따른 비틀림 진동의 진폭과 연관되어 있다. 또한 변속기 중립상태에서의 래틀 크기는 엔진 플라이휠, 클러치, 변속기로 구성되는 시스템의 응답 함수이다. 따라서 동력전달계의 동적인 거동을 해석함으로써 래틀문제를 해결할 수 있다. Fig.1은 동력전달계의 동적인 거동을 해석하기 위한 3자유도 모델링으로 엔진 플라이휠, 클러치, 변속기 인풋, 카운트 샤프트로 이루어져 있다. 이와 같은 물리적인 모델링은 본논문에서 수행되는 연구와 관련하여 두가지 문제점을 고려하여 모델링되었다. 첫번째는 클러치 허브댐퍼의 동적특성과 연관된 동력전달계의 비틀림 변형모드와 관련된 문제점이고, 두번째는 기어들의 백래쉬로 인해 발생하는 기어쌍의 충돌과 관련된 것이다. 이러한 모델링을 통하여 기어 이빨의 충격에 따른 래틀의 발생단계와 래틀이 존재하는 동안 시스템의 비선형 동적거동을 예측할 수 있다.

* 전북대학교 정밀기계공학과

** 군산대학교 기계설계학과

*** 전북대학교 대학원

2.1 운동방정식

Fig. 1의 모델링은 네가지 전제조건에 의해서 수행되어진다. 1. 클러치허브 아웃풋(Clutch hub output)과 인풋샤프트(Input shaft)은 공차(Clearance)가 작은 스플라인(Spline)의로 연결되어 있어 무시할 수 있다. 또한 중립태를 문제의 연구에서 선형분석을 통한 모달데이터로부터 클러치허브 아웃풋은 기어박스의 인풋샤프트의 모달변위와 같으므로 J_2 에 포함된다.

2. 엔진 플라이휠의 관성모멘트는 다른 부분의 관성모멘트에 비해서 상당히 크다. 이것은 엔진이 클러치를 통하여 기어박스의 인풋샤프트, 그리고 카운트샤프트(Count shaft)상의 자유기어(Free gear)와 연결되어, 이 요소들과 함께 회전하든 회전하지 않든간에 관계없이 플라이휠에서의 진동은 똑같이 나타난다. 따라서 엔진을 하나의 가진기처럼 고려할 수 있다.

3. 중립상태에서의 소음은 자동차는 멈추어 있고 엔진은 공회전 영역에서 회전하며, 기어박스는 중립상태에 있을 때 클러치와 기어박스에서 발생한다. 이때 엔진의 하우징(Housing)과 기어박스는 고정되어 있다. 이 고정된 하우징에 대하여 크랭크샤프트, 인풋샤프트, 자유기어 등은 회전하는 요소들로 이 모델의 회전체를 형성한다.

4. 중립상태에서는 인풋샤프트상에서의 자유기어, 아웃풋샤프트, 휠샤프트(wheelshaft), 드라이브라인(Driveline), 차동장치는 회전하지 않는다.

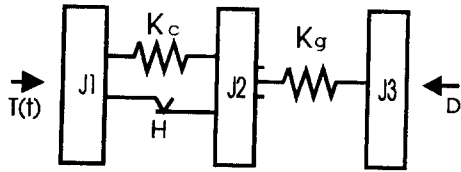


Fig. 1 Simulation model

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + K_C f(\theta_{12}) + H h(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) = T(t) \quad (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - K_C f(\theta_{12}) - H h(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) + R_2 K_G g(x) = -D \quad (2)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - R_3 K_G g(x) = 0 \quad (3)$$

$$\theta_{12} = \theta_1 - \theta_2, \quad x = R_2 \theta_2 - R_3 \theta_3$$

$$T(t) = T_m + \sum T_{pj} \sin(\omega_j t + \alpha_j) \quad j = 1, 2, \dots,$$

여기서, J_1 : 커넥팅로드, 크랭크샤프트, 엔진플라이휠,

클러치커버, 클러치디스크를 포함한 등가 질량 관성모멘트

J_2 : 클러치허브, 인풋기어의 등가 질량 관성모멘트

J_3 : 카운터기어(Counter gear)의 등가 질량 관성모멘트

K_C : 클러치 비틀림 스프링 상수

K_G : 한쌍의 기어이빨이 서로 접촉할 때의 등가 비틀림 스프링 상수

H : 클러치 히스테리시스

D : 기어박스의 드래그 토크

$T(t)$: 엔진 토크

θ_1 : 엔진 플라이 휠의 회전각 변위

θ_2 : 인풋기어의 회전각 변위

θ_3 : 카운터기어의 회전각 변위

R_2 : 인풋기어의 피치원 반경

R_3 : 카운터기어의 피치원 반경

2.2 클러치 모델링

일반적으로 클러치는 엔진 토오크의 전달과 자동차의 소음과 진동을 최소화 하기 위한 비틀림댐퍼 특성을 갖고있다. Fig. 2는 실험으로부터 구한 클러치의 비틀림특성과 시뮬레이션에 사용될 클러치 모델링을 보여주고 있다. 이 클러치는 프리댐퍼(Pre damper)와 메인댐퍼(Main damper)를 갖는 이단 비선형 비틀림 댐퍼 특성을 보여준다. 클러치는 크게 클러치 디스크(Clutch disk), 허브 플레이트(hub plate), 스플라인 허브(Spline hub)로 조립되어 있고, 이 부품들은 프리댐퍼와 메인댐퍼에 의해서 연결되어 엔진 연소에 의해서 생성된 토오크를 전달하고 이 토오크의 변동 성분에 의한 비틀림진동을 차단시키는 기능을 수행한다. 공회전시에는 클러치 디스크와 허브 플레이트는 엔진 플라이휠과 같이 회전한다. 또한 스플라인 허브는 변속기 인풋샤프트와 함께 회전하게 되어 공회전시의 래틀은 프리댐퍼에 의해서 커다란 영향을 받는다. 따라서 중립태를 문제에서 프리댐퍼의 설계가 중요시 된다.

* 클러치 비틀림 댐퍼의 구성

클러치 스플라인 허브의 플랜지(Flange)부에 마찰계수가 높은 Friction washer와 마찰계수가 작은 Friction washer를 배치한다. 이 Friction washer는 클러치 비틀림 스프링처럼 공차(Clearance)가 존재한다. 따라서 허브 플레이트와 스플라인 허브가 작동할때는 마찰계수가 작은 Friction washer가 작용하고, 클러치 디스크와 허브 플레이트가 작동하는 경우에는 마찰계수가 큰 Friction washer가 클러치 비틀림 댐퍼로써 작용하게 된다.

2.3 변속기 모델링

공회전시 기어 래틀은 엔진회전속도의 변동에 따른 동력 전달계의 비틀림진동에 의해서 변속기에서 발생된 현상이다. 변속기는 인풋샤프트에 고정된 기어와 카운트 샤프트

에 자유롭게 회전하는 기어가 각기 맞물려 회전하는 시스템으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 엔진회전속도의 변동에 따른 기어쌍의 충격에 관심을 갖고 있기 때문에 변속기 기어쌍은 기어형상이나 치차오차가 없는 이상적인 기어로 가정한다. 따라서 변속기에 전달되는 토오크성분은 정현적이라고 가정할 수 있다. 이것은 이상적인 기어의 기어 이빨 접촉시 진동은 정현적인 특성을 갖고 있기 때문이다. 또한 기어이빨은 비선형강성을 갖는 탄성체이며, 충격에 따른 감쇠특성은 무시된다. 변속기 기어는 Fig.3와 같은 한쌍의 구동기어와 종동기어으로써 물리적인 시스템을 구성할 수 있다. 그리고 기어는 드레그 토오크를 받는다. 이 토오크는 변속기 윤활유의 점성마찰, 샤프트와 베어링의 마찰, 카운트 샤프트상에서 샤프트와 자유기어의 마찰에 의해서 생성된다. 또한 기어의 충돌에 의한 진동은 기어의 백래쉬(backlash)에 의해서 발생된다.

3. 시뮬레이션 및 실험

본연구는 기어래틀에 대한 클러치의 비틀림특성을 해석하기 위한 것으로 클러치의 비선형 거동과 백래쉬에 의하여 진동하는 기어들의 충돌에 따른 계의 동적인 응답은 5th order Rungh-Vutta 방법을 이용하여 구한다.

Fig.4는 플라이휠에서의 각속도를 주파수영역에서 분석한 것이다. 여기에서 엔진의 기본주파수인 13 Hz와 엔진 연소주파수에 해당하는 26 Hz, 그리고 연소주파수의 배수 주파수에서 커다란 진폭이 발생한다. 이것은 4 실린더 4 사이클 엔진의 경우 크랭크가 1회전하는데 2 사이클을 끝마친다. 따라서 플라이휠은 Fig.4와 같은 진동특성을 갖게 된다. 여기서 6차 조화항 이상은 엔진 연소주파수에 비해서 진폭이 매우작기 때문에 무시된다.

3.1 실험 장치 및 방법

본 실차실험은 4 실린더 4 사이클 1.5 L 엔진을 장착한 경승용차에서 수행되었다. 실험은 야외에서 기어를 중립상태에 놓고 클러치디스크가 플라이휠에 부착되어 있을 때와 떨어져 있을 때에 대하여 플라이휠의 림기어와 기어박스의 2단 인풋기어에서 마그네틱 픽업(Magnetic Pick-up)으로 기어이빨의 진동 펄스를 측정한다. 또한 기어박스의 케이싱에 가속도계를 부착하여 기어박스의 횡진동(Vertical vibration)을 측정한다. 실험으로 부터 측정된 플라이휠의 림기어와 인풋기어에서의 펄스 신호와 각속도 신호는 레코더에 기록되고 실내에 들어와 분석한다. 펄스 신호는 분석을 용이하게 하기위해서 F/V-801 Converter를 이용하여 주파수 신호로 바꾼다. 본 연구와 관련된 주파수영역에서 플

라이휠과 기어박스의 2단 인풋기어에서의 각속도 변동을 분석하기 위해서 주파수 신호를 필터링 한다. 최종적으로 FFT 분석기로 부터 기어의 각속도 변동과 기어박스 케이싱의 각속도를 분석한다. 드레그 토크가 계의 비틀림 진동에 미치는 영향을 분석하기 위해서 기어박스 온도가 낮은 경우와 장시간의 주행후 기어박스 온도가 높아진 경우에 대하여 실험하였다. 이 실차실험에 대한 구성도와 분석장비에 대한 구성도는 Fig.5와 같다.

3.2 드레그 토크 계산

주행중 엔진이나 클러치 하우징으로 부터 전달된 결과 기어의 회전에 의한 마찰열에 의하여 실차실험전 기어박스 윤활유와 실차실험후 윤활유의 점성이 달라짐으로써 드레그 토크의 크기가 달라지게 된다. 공회전시 기어 래틀에 영향을 미치는 드레그 토크는 실차실험의 제약조건에 의하여 구하기가 어렵다. 따라서 오랜 실험을 바탕으로한 경험적인 방법으로 구한다. 클러치는 클라이휠에 부착되어 있고 기어는 중립으로 놓는다. 이때 엔진 회전수를 3000 RPM 정도로 유지시키다가 클러치를 플라이휠로 부터 떼고 가속 페달을 놓아준 상태에서 플라이휠과 인풋기어에서 각속도를 측정한다. 엔진 공회전 영역에서 각속도의 기울기를 구하고, 이것으로 부터 인풋기어에 작용하는 드레그 토크를 계산한다.

4. 결과 및 고찰

엔진의 비주기적인 연소과정에서 발생된 비틀림토크에 의해서 기어 이빨의 충돌이 초래된다. 기어 충돌은 샤프트에 진동을 가진시키고, 이 진동은 베어링을 통해 기어박스 벽에 전달된다. 이때 기어충돌로 부터 공기전달음과 고체 전달음이 생성된다. 공기전달음은 기어박스의 커다란 흡음 손실에 의해서 차단된다. 따라서 기어래틀은 고체전달음에 의해서 결정된다. 기어래틀을 줄이기 위해서는 기어박스를 가진시키는 힘을 최소화해야한다. 이것은 클러치 비틀림특성에서 프리댐퍼의 적절한 설계에 의해서 가능해질 수 있다. Fig.6는 클러치 작동영역과 드레그 토크의 관계를 나타낸것이다. 드레그 토크가 작용하지 않는다면 클러치는 프리댐퍼 구간이 차지하는 영역의 한 가운데의 비틀림 토크를 중심으로 해서 변동하게 된다. 그러나 드레그 토크가 존재하면 클러치의 작동영역이 변화된다. 이것은 드레그 토크가 클러치의 평균작동점(Balanc point)를 결정하기 때문이다. 드레그 토크가 커지면 클러치의 평균작동점은 Drive Stage 를 향하여 이동하게 되고 드레그 토크가 작아지면 클러치의 평균작동점은 Coast Stage 를 향하여 이동

하게 된다. 따라서 클러치의 진동과 관련하여 드레그 토크가 작은 경우에는 엔진의 변동토크가 클러치 Drive Stage를 넘어갈 정도로 커야 클러치에 진동을 발생시킨다. 그러나 엔진 공회전시의 변동토크는 클러치 Drive Stage를 넘어갈 정도로 크지 못하다. 따라서 드레그 토크가 작은 경우에는 클러치가 안정한 상태가 된다. 그러나 드레그토크가 큰 경우에는 클러치의 평균작동점이 Drive Stage에 접근함으로써 일단과 이단의 양쪽영역에서 작동하게 되어 클러치는 비선형 거동을 하게된다. 이것은 공회전시 기어래를 뿐만아니라 클러치에서도 커다란 문제를 야기시킨다. 클러치가 일단에서 이단으로 넘어갈 때 클러치 허브가 클러치디스크를 때리게 되어 클러치에 진동이 발생하게 되고 이 진동은 클러치 소음에 상당한 영향을 미친다. Fig. 7은 클러치 프리댐퍼의 비틀림 스프링이 강한 경우와 약한 경우에 대한 인풋기어의 각속도를 보여주고 있다. 스프링이 강한 경우에는 클러치 Coast stage, 약한 경우에는 Drive stage로 클러치 작동 영역이 넘어감으로써 클러치에서는 비틀림 진동이 발생하게 되고 엔진의 각변위가 클러치의 공진영역을 통과하게 되어 기어박스의 인풋기어에 커다란 속도변동이 발생하게 된다.

래를 방지하기 위해서는 드레그 토크가 기어에 작용하는 관성토크보다 커야한다. 그렇지 못한 경우에는 엔진 플라이휠 가속도에 의하여 기어의 각속도를 감소시키든가 등가화한 기어관성을 감소시켜야 한다. 각속도의 감소는 일반적으로 차량소음과 진동을 감소시켜 주고 관성의 감소는 Shift effort를 감소시킨다. 또한 역력학적으로 기어관성을 바꾸는 것은 상당히 어렵다. 따라서 래들과 관련된 소음문제를 해결하기 위해서는 기어의 각속도를 줄이는 것이 바람직하다. 또한 클러치에서의 응답은 기어쌍의 거동에 관계없이 엔진플라이휠의 동적거동에 따른다. 그러나 기어쌍의 응답은 클러치의 거동에 의하여 영향을 받는다. 따라서 클러치의 거동에 따르는 기어쌍의 래를 관측할 수 있어야 한다. Fig. 8는 기어박스 케이스(Case)에서 가속도와 기어래노이즈를 측정된 것이다. 여기서 기어래들은 기어박스의 진동과 일치하는 주기성을 갖는 주기적인 변동을 한다. 따라서 기어의 충돌에 의해 기어박스로 부터 발생하는 래를 노이즈는 기어박스 케이스의 가속도를 측정함으로써 가능하다. Fig. 8(a)에서 실선은 클러치 디스크가 플라이휠에 부착되어 엔진의 속도변동을 기어에 전달할 경우에 기어박스에서의 가속도를 분석한 것이고 점선은 클러치 디스크를 플라이휠로 부터 탈착한 상태에서 분석한 것이다. 여기에서 실선과 점선의 진동레벨의 차이로 부터 클러치가 기어래들에 어느정도 영향을 미치는가를 알 수 있다. Fig. 9은 인풋기어의 각속도와 속도변동을 보여준다. 속도변동이 상승하는 부분에서 각속도의 크기가 커지고 하강하는 부분에서 각속도의 크기가 작아진다. 이것으로부터 속도변동이 상승하는 부분에서 기어 충돌이 커지고 래들이 증가하는 것을 알 수 있다.

* 클러치 비틀림 스프링의 영향

클러치의 비틀림 특성은 일단의 프리댐퍼와 이단의 메인댐퍼로 구성된다. 이 댐퍼는 차량의 공회전시와 주행시 인풋기어에 전달되는 비틀림진동을 저감시키기 위한 것으로 공회전시에는 프리댐퍼가 구동시에는 메인댐퍼가 이러한 기능을 수행한다. 클러치 프리댐퍼가 갖는 비틀림강성에 의한 고유진동수는 엔진의 회전 주파수와 관련되어 결정된다. 그러나 메인댐퍼의 비틀림 강성에 의한 고유진동수는 엔진의 공회전 영역의 주파수보다 상당히 크다. 따라서 이 고유진동수는 자동차 주행상태에서 공진이 발생할 수 있어도 공회전시에는 공진이 발생하지 않는다. 따라서 클러치의 프리댐퍼의 비틀림강성을 조정하여 엔진 공회전 영역 이하로 낮추어야 한다.

Fig. 10는 기어박스의 드레그 토크가 큰 경우와 드레그 토크가 작은 경우에 플라이휠과 기어박스 인풋기어의 각속도 변동을 측정된 것이다. 여기에서 엔진의 기본주파수에 해당하는 12.5 Hz 부근에서 공진이 발생했음을 볼 수 있다. 이 공진에 의하여 클러치는 진동하게 되고, 클러치 하우징을 통하여 커다란 소음이 발생한다. 이 소음을 프리댐퍼 노이즈라 한다. Fig. 11는 클러치의 프리댐퍼의 비틀림 강성이 20, 40Nm/rad이고 드레그 토크가 0.2Nm 그리고 히스테리시스가 0.3Nm 일때의 엔진플라이휠과 인풋기어의 각속도를 비교한 것이다. 클러치의 비틀림 강성의 증가로 클러치의 고유진동수가 커지게 되고, 이 고유진동수가 엔진의 회전수 영역에 접근하게 되어 공진이 발생하게 된다.

이것으로 부터 기어래를 최소화하는 클러치의 비틀림 강성 영역이 존재함을 알 수 있다. 그리고 클러치의 비틀림 스프링의 선정은 클러치의 진동에 의한 프리댐퍼 노이즈를 방지하기 위해 클러치 비틀림 강성을 일정량 이상 증가 시켜야 하고 기어래를 방지하기 위하여 계의 공진을 피할 수 있도록 클러치 비틀림 강성을 낮추어야 한다.

* 클러치 히스테리시스의 영향

클러치 프리댐퍼의 히스테리시스는 클러치 스플라인 허브의 플랜지 부에 장착된 Friction washer의 마찰에 의해서 생성된다. 클러치 히스테리시스는 클러치 비틀림강성이 결정된 상태에서 선정되어진다. Fig. 12는 클러치의 프리댐퍼의 비틀림 강성이 5 Nm/rad이고 드레그토크가 0.2Nm 그리고 히스테리시스가 0, 0.2, 0.9 일때의 엔진 플라이휠과 인풋기어의 각속도를 비교한 것이다. 엔진 플라이휠의 각속도가 변하는 지점에서 인풋기어에 Jumping 현상이 발생한다. 이것은 클러치의 히스테리시스에 의해서 나타나는 현상이다. 만약 히스테리시스가 증가하여 Linking 히스테리시스(=0.9Nm) 에 도달하게 되면 엔진 플라이휠과 인풋기어가 미끄럼 없이 회전하게 되어 순간적으로 플라이휠, 클러치, 인풋샤프트가 강제로 연결된 상태가 된다. 따라서 엔진의 비틀림진동이 절연없이 인풋기어에 전달된다. 히스테리시스가 0Nm인 경우는 인풋기어 진동의 감소 및

Jumping 현상이 발생하지 않는다. 그러나 클러치의 진동 방지와 자동차 엔진의 시동이나 단절시에 공진을 통과하게 되어 순간적으로 인풋기어에 커다란 진동이 발생하게 된다. 이러한 현상을 방지하기 위해서 클러치 프리덱퍼의 히스테리시스가 일정량 이상의 크기를 가져야 한다.

따라서 클러치 프리덱퍼의 히스테리시스의 선정은 기어박스 인풋기어의 진동을 줄이기 위해 감소시켜야 하며, 공진시 비틀림진동의 확대를 방지하기 위해서 일정량 증가시켜야 한다.

4. 결론

클러치 비틀림 특성과 드레그토크에 따른 클러치의 거동과 기어 래틀을 분석하기 위하여 실차실험과 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 클러치 히스테리시스는 인풋기어에 Jumping 현상을 일으켜 기어가 회전할때 갑작스런 충격을 야기시킨다.
2. 클러치 비틀림 강성이 증가하면 계의 공진의 의해서 기어래틀이 발생하고 클러치 비틀림 강성이 감소하면 클러치에 진동이 발생한다.
3. 드레그 토크는 클러치의 평균작동점을 이동시켜 메인덱퍼 영역에 접근하게 함으로써 비틀림토크의 변동성분에 의해 클러치는 양쪽 영역에서 작동하게 됨으로써 비선형성을 띄게되며, 클러치의 진동과 기어래틀을 증가시킨다.

후 기

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

참고 문헌

- (1) T. Sakai, Y. Doi, M. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita.: Theoretical and Experimental of rattling noise of automotive gearbox. SAE Paper 810773.
- (2) T. Fujimoto et al.: Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission. SAE Paper 870395
- (3) S. Ohnuma et al.: Reduction on Idling Rattle of Manual Transmission. SAE Paper 850979S.
- (4) T. Sakai et al.: Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox. SAE Paper 810773
- (5) R. L. Seaman, C. E. Johnson and R. F. Hamilton Component.: inertial effects on transmission design. SAE Paper 841686.
- (6) G. J. Fudala et al.: A Systems Approach to Reducing Gear Rattle. SAE Paper 870396
- (7) R. J. Comparin, R. Singh.: An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle. Journal of Mechanical Design, Vol. 237-245 (1990)
- (8) R. Singh, H. Xie and R. J. Comparin.: Analysis of automotive neutral gear rattle. Journal of Sound and Vibration 131, Vol. 177-196 (1989)

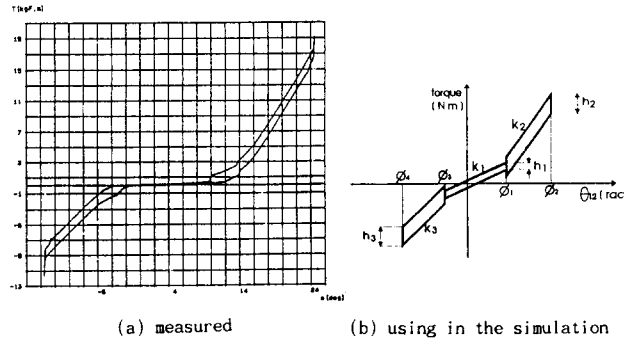


Fig. 2 Torsional characteristics of clutch

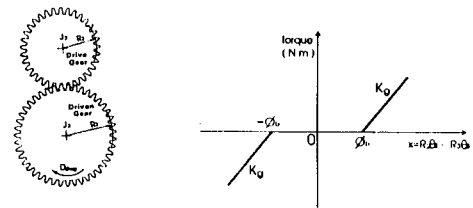


Fig. 3 Simple dynamic model of the gears and elastic torque with gear teeth meshing stiffness and backlash

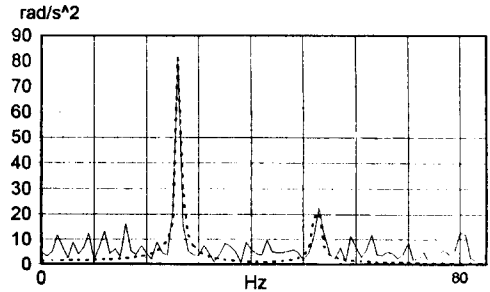


Fig. 4 Angular acceleration in the engine flywheel (— measured, --- simulation)

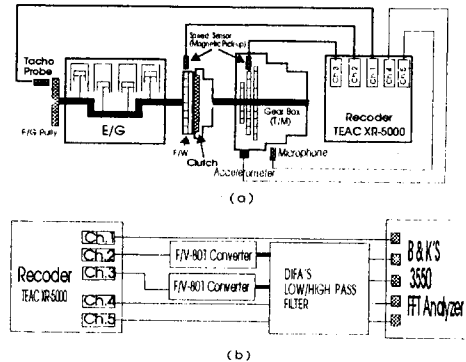


Fig. 5 Schematic diagram of the measuring instrument system(a) and the analyzing instrument system (b)

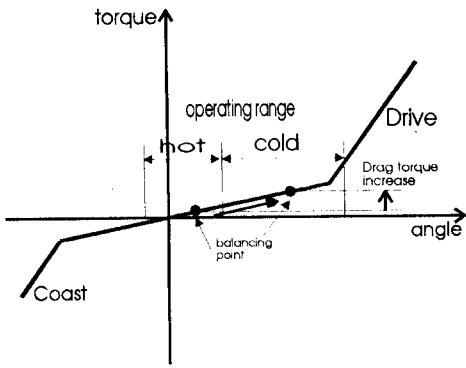
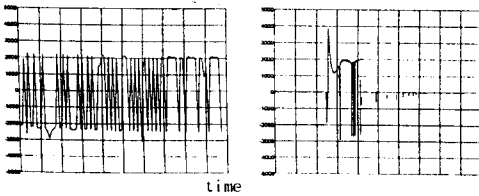
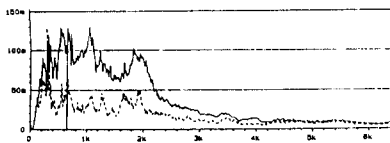


Fig. 6 Shift of balancing point and clutch operating range

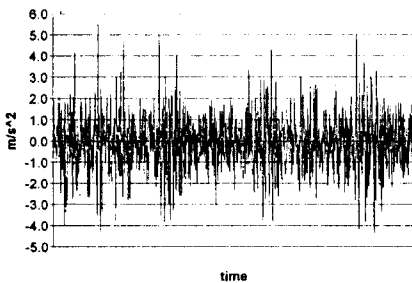


(a) soft spring (b) hard spring

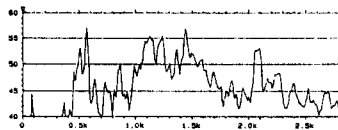
Fig. 7 Angular acceleration in input gear (simulation)



(a) acceleration in the gearbox case (— engage, --- disengage)



(b) acceleration in the gearbox case



(c) noise in the gearbox case

Fig. 8 Acceleration and rattle noise in the gearbox case (measured)

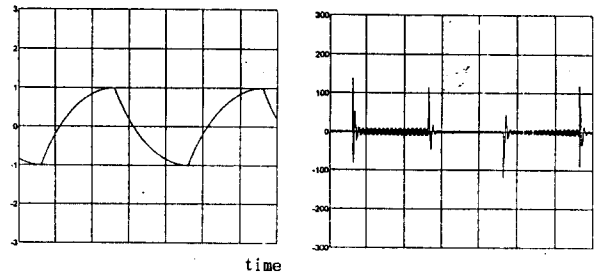
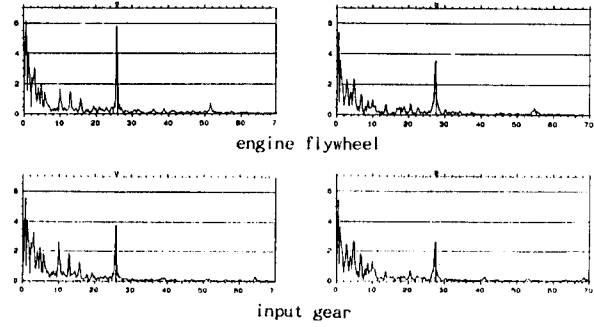


Fig. 9 Angular acceleration and velocity fluctuation in the input gear (simulation)



(a) drag torque large (b) drag torque small

Fig. 10 velocity fluctuation (measured)

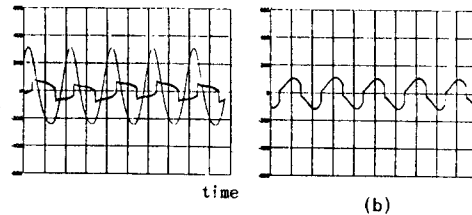


Fig. 11 Angular acceleration in input gear and engine flywheel (simulation)

(a) $K_1 = 20 \text{ Nm/rad}$, $H = 0.3 \text{ Nm}$, $D = 0.2 \text{ Nm}$

(b) $K_1 = 40 \text{ Nm/rad}$, $H = 0.3 \text{ Nm}$, $D = 0.2 \text{ Nm}$

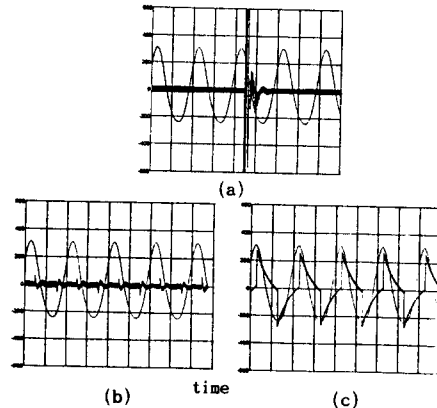


Fig. 12 Angular acceleration in input gear and engine flywheel (simulation)

(a) $K_1 = 5 \text{ Nm/rad}$, $H = 0.0 \text{ Nm}$, $D = 0.2 \text{ Nm}$

(b) $K_1 = 5 \text{ Nm/rad}$, $H = 0.2 \text{ Nm}$, $D = 0.2 \text{ Nm}$

(c) $K_1 = 5 \text{ Nm/rad}$, $H = 0.9 \text{ Nm}$, $D = 0.2 \text{ Nm}$