

자동차 공회전시 기어 치타음에 영향을 미치는 파라미터에 관한 연구

홍동표*, 정태진**, 홍용***, 안병민***, 전병호***

A Study on the Parameters Influence upon Automotive Neutral Gear Rattle

D. P. Hong*, T. J. Chung**, Y. Hong***, B. M. Ahn***, B. H. Jeon***

ABSTRACT

The non-periodic angular accelerations of engine are the major cause of gear rattle. This gear rattle is based on the existence of a backlash between the drive gear of input shaft and the free gear of output shaft in the gearbox. Especially, the neutral gear rattle have a very bad effect on the ride quality. Test-rig was constructed in order to evaluate the parameter influence upon the neutral gear rattle. Also, each different 4 type torsional characteristic of clutch was manufactured. Experimental conditions are the use of each different 4 type torsional characteristic of clutch and oil temperature variation in gearbox. In case of the same stiffness of pre-damper type clutch at idling, the clutch of large hysteresis showed damping effects at the 2nd input gear and the 2nd output gear. Also, the main-damper type clutch was shown to large resonance phenomenon at the 2nd input gear. Accordingly, main-damper type clutch was unappropriate at idling.

Key Words : neutral gear rattle(중립 기어 래틀), test-rig(테스트 리그), torsional characteristic (비틀림 특성), pre-damper clutch(프리댐퍼 클러치), main-damper clutch(메인댐퍼 클러치)

1. 서론

국내 자동차에 관한 연구동향은 다양한 소비자들의 요구에 부응하고 세계 시장속에서 우수한 경쟁력을 확보하여 세계 각국에로의 진출을 통한 대량의 수출전략을 위하여 ① 동력전달계의 소음과 진동감소에 따른 쾌적한 승차감의 구현 ② 좋은 디자인(good design) 및 다양한 색상(various color)의 구현 ③ 실내 인테리어의 인체공학적 설계에 따른 편의성구현 등이 각 자동차 연구소에서 활발히 연구

되고 있다. 이와 같은 다양한 연구들 중에서 특히, 에너지 절약 차원의 관점에서 차량의 경량화 및 저연비 성능의 향상을 실현하였다.

그러나, 이로 인하여 동력전달계의 크기와 무게가 감소됨에 따라 엔진 실린더 수의 감소와 동력전달계 부품의 관성이 감소되어 동력전달계에 소음과 진동이 더 쉽게 유발되게 되었다. 동력전달계에서 주로 발생하는 소음으로는 엔진소음과 구동계소음이 있다. 이러한 소음과 진동은 실린더에서의 연소 압력에 의한 불연속 토크 펄스로 인하여

* 전북대학교
** 군산대학교
*** 전북대학교 대학원

발생하는 엔진 각속도의 변동토크가 클러치와 변속기 그리고 추진축을 거쳐 바퀴로 연결되는 과정에서 엔진의 변동토크가 동력전달계의 비틀림 모드를 가진시켜 동력전달계를 구성하는 각 부품의 진동과 소음에 의하여 나타난다. 이는 변속기에서 진동과 소음을 유발하는 기어 치타음(gear rattle)의 원인이 되어 승차감을 저하시키는 요인이 된다. 특히 이 기어 치타음은 자동차 수동변속기의 공회전시 변속기 안의 기어쌍의 백래쉬(backlash)에 의한 기어들의 충돌에 의하여 발생되며, 공회전시 보조하중(accessory load)⁽¹⁾ 즉, 에어컨, 히터 등을 켜올때 엔진 회전수 변동의 증가로 인하여 입력기어의 회전수 변동이 증가되어 기어 치타음에 영향을 주는 것으로 알려졌다.

따라서 본 연구는 공회전시 변속기 기어들의 백래쉬에 의한 기어 치타음의 원인이 되는 파라미터들의 관계를 알아보기 위하여, 변속기 작동 메카니즘과 자동차 공회전시 변속기 기어들의 백래쉬에 의한 기어 치타음 발생 메카니즘을 한 쌍의 기어의 동적모형을 통하여 해석하고, 클러치 디스크의 비틀림 댐퍼 특성에 관한 연구를 병행하였다. 또한, 각각 다른 파라미터 값을 갖는 4가지의 클러치 모델을 사용, 테스트 리그(test rig) 실험을 수행하여 기어 치타음에 영향을 미치는 파라미터들의 관계와 그 경향을 파악하여 최적의 설계 파라미터를 구할 수 있는 방법을 제시하는 것을 목적으로 한다.

종래의 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

Seaman, Johnson⁽²⁾은 기어 치타음의 원인과 중동기어의 관성 토크와 드래그 토크의 관계를 통하여 기어 치타음의 발생현계를 확립하였다.

T.Fujimoto⁽³⁾는 기어 치타음의 발생구조와 특성을 고찰하고 비선형 비틀림 공진 저감에 의한 치타음 저감 기법에 관하여 연구하였다.

T. Sakai⁽⁴⁾는 엔진 공회전시 발생하는 기어 치타음에 관한 동력전달계의 5자유도 모델링을 통해 이론과 실험을 병행 분석하고, 엔진 회전수 변동, 클러치 비틀림특성, 기어의 백래쉬(backlash), 변속기의 드래그 토크(drag torque)의 영향에 관하여 고찰하였으며 치타음 저감을 위한 가능성을 제시하였다.

M. Kataoka, S. Ohno⁽⁵⁾는 비틀림진동에 기인한 기어 치타음에 관한 연구를 위해 후크 조인트(Hook's joint)를 이용하여 실험장비를 구성하고, 기어 백래쉬에 의한 기어 치타 현상을 연구하였다.

A. Rust, F. K. Brandl, G. E. Thien⁽⁶⁾은 기어 치타음에 미치는 파라미터를 조사하고, 주행시 기어 치타음을

실차실험과 test cell 실험을 통하여 연구하였다.

G. J. Fudala, T. C. Engle, A. V. Karvelis⁽¹⁴⁾는 동력전달계를 다자유도계로 모델링하여 클러치의 비틀림 특성에 따라 주파수분석을 수행하여 기어 치타음 저감 방법을 연구하였다.

H. Petri, D. Heldingsfeld⁽¹⁵⁾은 가진원에 따른 진동응답을 분류 및 해석하였고, 동력전달계의 비틀림진동 저감을 위해 클러치와 Two mass flywheel에 대해 연구하였다.

2. 이론적 배경

2.1 기어의 동적모델

동력전달계의 소음과 진동은 실린더에서의 연소 압력에 의한 불연속 토크 펄스로 인하여 발생하는 엔진 각속도의 변동에 의해서 발생된다. 특히 동력전달계의 수동변속기에서 발생하는 소음과 진동은 계의 고유진동수 부근에서 발생하는 비선형 정상상태 진동문제이며, 동력전달계에서 발생하는 비틀림진동의 가장 두드러진 현상이다.

이러한 변속기의 소음과 진동에 관한 연구는 공회전에 많은 연구가 수행되고 있는데, 이는 자동차 실내에 진동과 소음을 유발하여 승차감을 크게 저하시키기 때문이다. 이에 엔진의 연소특성과 클러치의 비선형 댐퍼특성, 변속기 메카니즘과 기어비, 기어 백래쉬에 의한 기어 이빨의 충돌특성에 관한 이해와 각 메카니즘의 관성변화에 따른 영향을 전제로 연구되어야 한다. 특히 변속기의 진동과 소음을 줄이기 위한 효과적인 방법으로는 변속기 주축의 진동 크기를 줄이는 방법이다. 즉, 입력기어의 각속도 변동 성분을 줄이는 방법인데 이는 클러치의 비틀림강성, 히스테리시스와 기어들 사이에 작용하는 드래그 토크를 조절함으로써 감소할 수 있다.

기어가 충돌하기 시작하는 현상은 중동기어의 관성 토크가 드래그 토크보다 클 때부터 시작되며, 이러한 기어 이빨의 충돌로 기어 치타음 발생이 시작된다. 이에 식 (1)이 성립되며, 이로 인하여 변속기에 소음과 진동을 유발하여 승차감 저하를 초래하게 된다.

$$\frac{T_{drag}}{|J\ddot{\theta}|} < 1 \quad (1)$$

여기서, J : 중동기어에 붙어서 회전하는 모든 요소의 관성을 포함한 관성모멘트($\text{Kg} \cdot \text{m}^2$)

T_{drag} : 중동기어에 작용하는 드래그 토크($\text{N} \cdot \text{m}$)

$\ddot{\theta}$: 중동기어의 각가속도(rad/sec²)

위 식은 Seaman의 연구 논문을 참조하여 얻은 식이며, 이를 더 발전시켜 아래와 같이 식을 전개할 수 있다. Fig.1은 한 쌍의 기어로 모델링된 동적모델을 보여주며, 다음과 같은 가정을 통하여 기어 충돌의 발생현계를 설정할 수 있다.

- 1) 기어가 이상적이다.
- 2) 엔진-플라이 휘일의 속도를 푸리에 급수(fourier series)로 나타낼 수 있다.

$$\dot{\theta}_e = \frac{B_0}{2} + A_1 \sin(\omega t) + A_2 \sin(2\omega t) + \dots + A_n \sin(n\omega t) + B_1 \cos(\omega t) + B_2 \cos(2\omega t) + \dots + B_n \cos(n\omega t) \quad (2)$$

여기서, $B_0, A_1, B_1, \dots, A_n, B_n$: 조화계수
 t : 시간(sec)
 $\dot{\theta}_e$: 엔진-플라이 휘일의 순간속도(rad/sec)
 ω : 주파수(rad/sec)

플라이 휘일 속도의 정현요소가 변속기 입력기어에 생성되는 정현토크의 원인이다.

- 3) 변속기의 회전성분은 변속기 오일의 점성으로 인한 드래그 토크를 받는다.
- 4) 기어의 충돌은 입력기어와 자유기어의 이빨에서 발생하고, 변속기의 다른 부분에서는 발생하지 않는다.
- 5) 변속기 요소들은 강체이다.

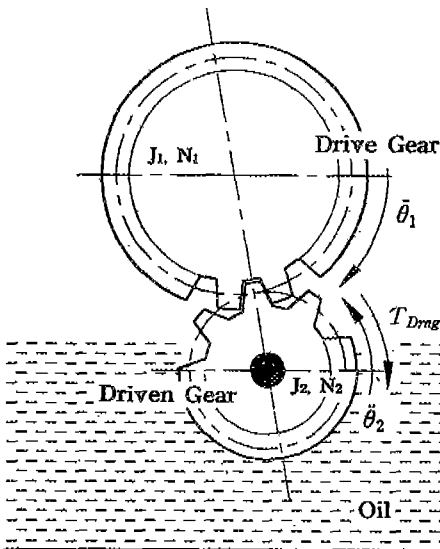


Fig.1 Simple dynamic model for rattle phenomenon

이러한 가정을 통하여 다음과 같은 식이 성립한다.

$$\omega_i(t) = \omega_{mean} + \Delta\omega \quad (3)$$

여기서, $\omega_i(t)$: 기어의 회전속도
 ω_{mean} : 기어의 평균회전속도(rad/sec)
 $\Delta\omega$: Fourier series로써 주어지는 엔진 가진 성분

그러므로 구동기어의 회전속도는 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{\theta}_1(t) = \omega_{mean} + A \sin(\omega_e t) \quad (4)$$

여기서, A : 진동 크기(rad/sec)
 $\dot{\theta}_1(t)$: 구동기어의 회전속도(rad/sec)
 ω_e : 엔진 폭발 주파수(rad/sec)

또한,

$$\omega_e = \omega_{mean} \frac{(N.C)}{2} \quad (5)$$

여기서, N.C : 실린더 수

한 쌍의 회전하는 기어를 볼때, 기어비에 의해 중동기어의 회전 속도가 구동기어의 회전 속도와 관련되어 있으므로 다음과 같은 식이 성립한다.

$$\dot{\theta}_2 = \frac{N_1}{N_2} \dot{\theta}_1 \quad (6)$$

여기서, N_1, N_2 : 기어의 잇수

그러므로, 식 (6)에 식 (4)를 대입하면 중동기어의 각속도 $\dot{\theta}_2$ 는 아래와 같이 된다.

$$\dot{\theta}_2(t) = \frac{N_1}{N_2} [\omega_{mean} + A \sin(\omega_e t)] \quad (7)$$

중동기어의 각가속도 $\ddot{\theta}_2$ 는 회전 속도의 1차 미분으로 얻을 수 있다.

$$\ddot{\theta}_2(t) = \frac{d\dot{\theta}_2}{dt} \text{ 이므로,}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2(t) &= \frac{N_1}{N_2} \omega_e A \cos(\omega_e t) \\ &= \frac{N_1}{N_2} (\omega_{mean} \frac{N.C}{2}) A \cos(\omega_e t) \\ &= B \cos(\omega_e t) \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, B : 정현적인 각가속도의 크기(rad/sec^2)

Fig.2처럼 종동기어의 자유 물체도를 고려해 보면,

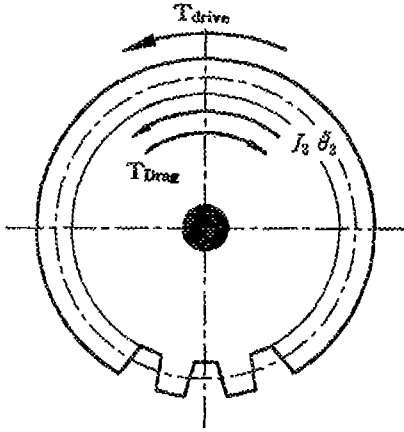


Fig.2 Freebody diagram of driven gear

$$J_2 \ddot{\theta}_2 = T_{drive} - T_{drag} \quad (9)$$

여기서, J_2 : 종동기어의 관성($\text{Kg}\cdot\text{m}^2$)

T_{drive} : 구동기어의 토크($\text{N}\cdot\text{m}$)

T_{drag} : 드래그 토크

구동기어의 토크 T_{drive} 에 대해 정리하면,

$$T_{drive} = J_2 \ddot{\theta}_2 + T_{drag} \quad (10)$$

식 (10)에 식 (8)을 대입함으로써, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$T_{drive} = J_2 B \cos(\omega_c t) + T_{drag} \quad (11)$$

Fig.3은 식(11)에서 시간과 구동 토크의 관계를 그린 것이다. Fig.3의 (a)에서 관성토크의 크기가 드래그 토크보다 크지않는한 구동기어의 토크는 양이다. 이로 인하여, 구동기어와 종동기어의 이빨이 접촉을 계속 유지하여 충동이 발생하지 않게 된다. 그러나, (b)처럼 $J_2 \ddot{\theta}_2 > T_{drag}$ 인 경우에는 기어 이빨이 서로 분리되고, 충동을 하게 된다.

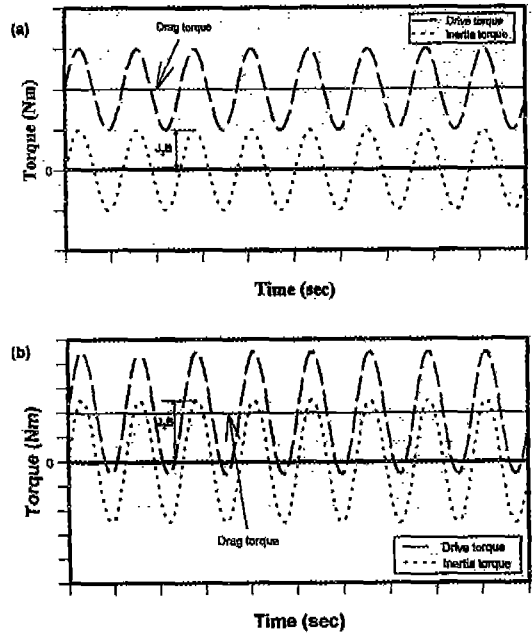


Fig.3 (a) Driving torque versus time
(b) Driving torque at rattle condition

2.2 클러치의 비틀림특성

클러치 디스크에 장착되는 스프링은 변속기 주축의 스플라인에 끼워지는 스플라인 허브(spline hub)와 엔진 토크의 전달을 받는 페이스িং(facing)에 연결된 플레이트 사이에 위치하며, 이 스프링과 스플라인 허브의 플랜지부에 장착되는 마찰와셔(friction washer)와 마찰스프링에서 생성되는 건마찰 히스테리시스가 엔진 토크의 전달능력과 자동차 동력전달계의 소음과 진동을 최소화하기 위한 비틀림 댐퍼특성을 가지며 이러한 특성은 차량의 고유 특성에 따라 정해진다.

비틀림 댐퍼특성을 갖는 클러치의 종류를 크게 나누면 프리댐퍼형(pre-damper type)과 메인댐퍼형(main-damper type)으로 나누어진다. 프리댐퍼형은 프리댐퍼 구간과 메인댐퍼 구간을 가지며, 메인댐퍼형은 프리댐퍼 구간없이 메인댐퍼 구간만을 가진다. 이에 자동차 공회전 시 프리댐퍼형은 입력기어에 전달되는 비틀림진동을 효과적으로 저감할 수 있으나, 메인댐퍼형은 엔진의 비틀림진동을 차단하지 않고 전달하여 입력기어에 공진을 유발할 수도 있다. 이에 클러치의 설계는 차량의 특성에 맞도록 설계되어야만 동력전달계의 비틀림진동을 효과적으로 저감할 수 있다. Fig.4는 클러치 특성실험으로 구한

프리댐퍼형 클러치와 메인댐퍼형 클러치의 비틀림특성 곡선이며 P-구역이 프리댐퍼 구간이며 M-구역이 메인댐퍼 구간이다.

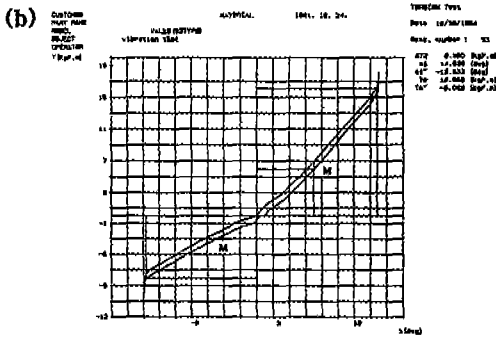
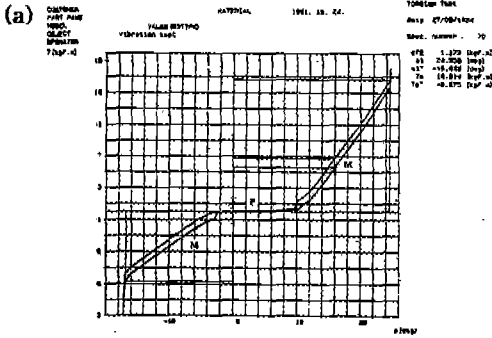


Fig. 4 Torsional Characteristic curve
(a) Pre-damper type clutch
(b) Main-damper type clutch

변속기내의 서로 맞물려 회전하는 기어들의 윤활작용과 변속기내의 발생된 열을 냉각시키는 냉각작용, 그리고 운전자가 변속기의 원활한 작동을 위한 조종성(shiftability)을 위하여 기어 오일이 들어있다. 이 기어 오일의 점성은 온도의 함수로서 자동차를 장시간 운행하면 온도의 상승으로 점성이 작아지며, 추운 겨울이나 시동전후에는 점성이 커진다. 이러한 점성의 변화에 의하여 서로 맞물려 회전하는 기어들 사이에 드래그 토크가 발생하게 되며 이 드래그 토크는 기어 오일의 점성과 밀접한 관계를 가진다. 드래그 토크의 크고 작음에 따라 클러치 디스크의 평균 작동점(balancing point)이 이동하게 된다. 즉 드래그 토크가 커지면 메인댐퍼 정토크 방향으로 이동하고,

작아지면 메인댐퍼 부토크 방향으로 이동하게 된다.

Fig.5는 드래그 토크의 증가에 따른 클러치 평균 작동점의 이동을 보여준다.

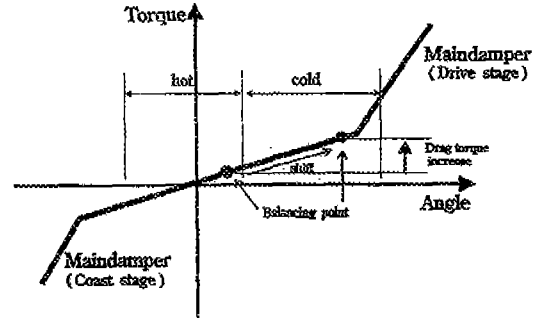


Fig. 5 Relationship of drag torque increase and balancing point shifting

3. 테스트 리그(Test Rig) 실험

3.1 실험 목적 및 장치

본 실험은 4-실린더 4-사이클 엔진을 장착한 승용차의 기어 중립시 기어 치타음 발생에 영향을 미치는 파라미터들의 관계를 알아보기 위하여 실험장치를 구성하였다. 즉, 클러치의 비틀림특성 파라미터(비틀림강성(K), 히스테리시스(H))의 변화와 변속기안의 오일 온도의 변화(약 10 °C ~ 50 °C)에 따른 플라이 휘일의 회전수 변동, 입력 2단 기어의 회전수 변동과 출력 2단 기어의 회전수 변동을 측정하여 드래그 토크, 클러치의 비틀림강성(K : stiffness)과 히스테리시스(H : hysteresis)가 입력 2단 기어, 출력 2단 기어의 회전수 변동에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보고, 또한 클러치 비틀림특성의 변화와 오일 온도변화 그리고 클러치 접속 및 단속에 따른 변속기 케이스의 가속도를 측정하고, 종합 진동레벨(overall vibration level)을 평가하므로써 기어 치타음 저감 방법 제시를 목적으로 수행되었다.

실제 4-실린더 4-사이클 엔진을 장착한 승용차는 1회전당 두 번 폭발을 하는 특성을 가지므로 연소 주파수(즉 엔진이 폭발하는 간격을 나타내는 주파수)는 엔진 기본 주파수의 두 배에 해당된다. 이러한 이유로 엔진의 회전수 변동은 엔진 연소 주파수에서 가장 크고, 조화적인 특성에 의하여 연소 주파수의 배수 주파수에서 또한 변동이 발생하게 된다. 회전수 0 ~ 1500 rpm까지 재이가 가능한 가변 속도 모터와 후크 조인트(Hook's joint)를 이용하여 실린더에서의 연소 압력에 의한 불연속 토크 펄스를

재현하였으며, 실제 차량처럼 변속기에 비틀림진동을 가진시키기 위하여 후크 조인트에 각을 주어 모터와 변속기를 연결시켰다. 또, 실제의 승용차에 사용되는 플라이 휘일과 클러치, 5단 수동변속기를 장착하였으며, 실험 장치는 Fig.6과 같이 구성하였다.

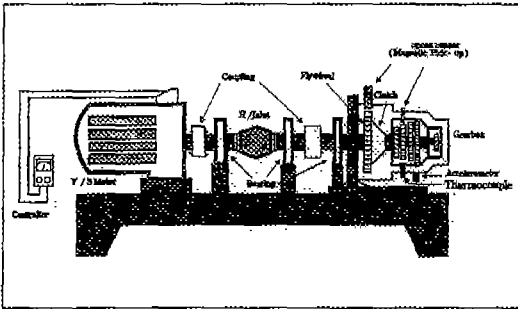


Fig. 6 Construction of test-rig

3.2 실험 방법

변속기 기어 중립상태에서 클러치 디스크가 플라이 휘일에 부착되어 있을 때와 떨어져 있을 때에 대하여 플라이 휘일의 링기어, 변속기의 입력 2단 기어, 출력 2단 기어에 마그네틱 픽업(magnetic pick-up)을 설치하여, 모터회전수 600 rpm에서 후크 조인트의 영향에 의한 기어 이빨의 불규칙한 진동펄스를 측정한다. 이때 정확한 신호를 얻기 위하여 마그네틱 픽업은 지그(jig)를 이용하여 변속기 내부의 회전하는 기어와 1 mm의 간격을 유지시킨다. 또한 변속기 케이스에 가속도계를 부착하여 변속기 케이스의 진동을 측정한다. 변속기 케이스의 아래쪽에 구멍을 내어 안쪽으로 열전쌍(thermo-couple)을 삽입 설치하여 변속기 안의 오일 온도를 측정한다.

실험으로부터 측정된 플라이 휘일의 링기어와 입력 2단, 출력 2단 기어, 변속기 케이스의 가속도 신호를 레코더에 저장하고, 분석을 위하여 레코더에 저장된 플라이 휘일의 링기어, 입력 2단, 출력 2단 기어의 펄스신호는 F/V-801 변환기(converter)를 이용하여 전압신호(voltage signal)로 바꾸어, 이 신호를 이용하여 FFT 분석기에서 주파수 신호로 분석을 한다. 또한 변속기 케이스의 신호는 본 연구와 관련된 주파수영역에서 분석을 위하여 high pass filter를 사용하여 필터링시켜 FFT 분석기로 분석한다.

Fig.7은 분석 장비 구성도를 보여준다.

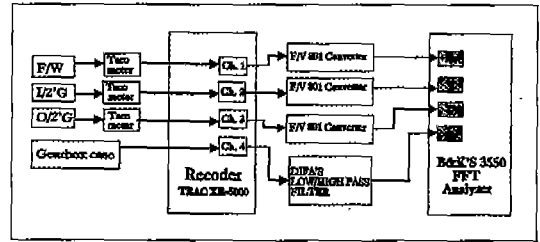


Fig. 7 Schematic diagram of analyzing instrument system

본 실험은 클러치 비틀림 댐퍼특성이 서로 다른 프리댐퍼 타입 클러치 디스크 3종류 L1, L2, L4-model과 메인댐퍼 타입 클러치 디스크 1종류 L3-model, 총 4종류의 클러치 디스크를 제작하여 실험에 이용하였고, 온도의 변화에 따라 실험을 수행하였다. 먼저 프리댐퍼 타입 클러치 디스크인 L1과 L2-model은 클러치 비틀림강성이 같고 히스테리시스가 다른 형태의 모델이고, L4-model은 L1, L2-model과 클러치 비틀림강성과 히스테리시스가 모두 다른 형태의 모델이다. 각 모델들에 선정된 K와 H 값은 많은 논문을 참조하여 어느정도 감쇠효과가 인정된 값들로 비교를 위해 약간의 차이를 두고 취하였으나.

실험에 사용된 4종류의 클러치 비틀림 특성값은 Table.1과 같다.

Table. 1 Characteristics value of clutch hub damper

Kind of Damper Damper model		Pre-damper Type		Main-damper Type	
		K(Nm/deg)	H(Nm)	K(Nm/deg)	H(Nm)
L1-Model	1st Stage	0.196	1.127		
	2nd Stage	0.980	1.127		
L2-Model	1st Stage	0.196	0.568		
	2nd Stage	0.980	0.568		
L3-Model	Maindamper(+)			10.535	9.408
	1st Stage				
	Maindamper(-) 1st Stage			6.73	9.408
L4-Model	1st Stage	0.441	0.715		
	2nd Stage	0.748	0.715		

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 실험 결과

실린더에서의 연소 압력에 의한 불연속 토크 펄스로 인하여 발생하는 엔진 각속도의 변동에 기인한 변속기의 기

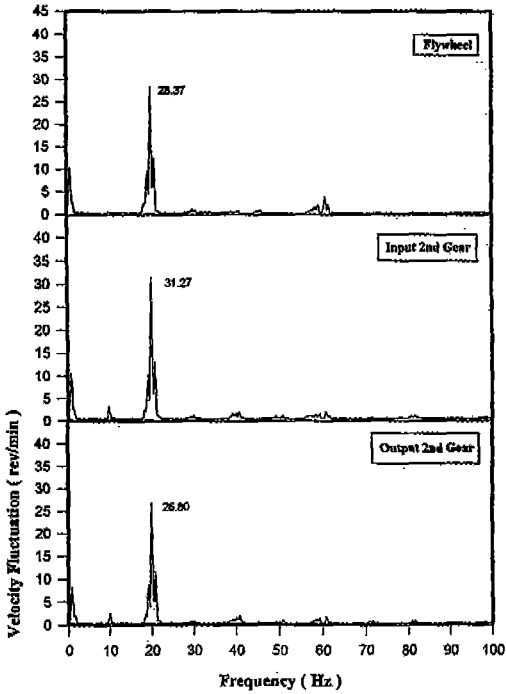


Fig. 8 Rotating velocity fluctuation for temperature (10°C) of L1-Model

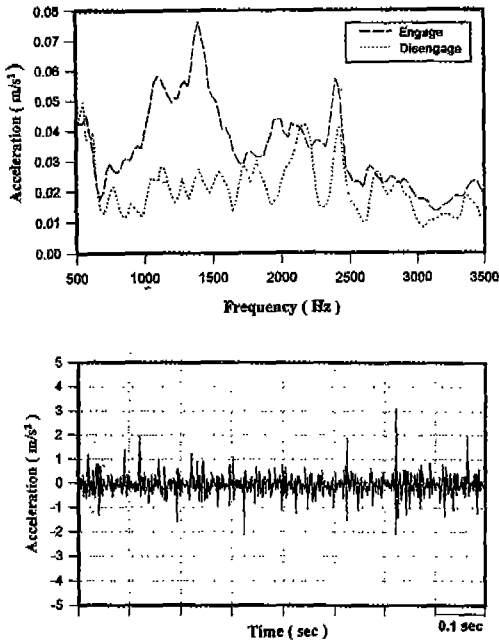


Fig. 9 Acceleration of gearbox case for temperature (10°C) of L1-Model

어 치타움에 관한 현상과 이에 영향을 미치는 파라미터에 관한 실험을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

Fig.8과 Fig.9는 각각 L1-모델의 온도(10 °C)에 대한 회전수 변동과 변속기 케이스에서의 가속도를 측정된 결과이다. 또 Fig.10에서 Fig.13은 회전수 변동이 현저하게 큰 20 Hz에서 L1, L2, L3, L4-모델의 온도 변화에 따른 회전수 변동을 측정된 결과이다.

Fig.14는 플라이 휘일의 회전수 변동과 기어의 상호 충돌 현상을 보여준다.

L1, L2, L3, L4-모델의 클러치 접속시와 단속시 변속기 케이스에서 주파수 범위 500 Hz ~ 3200 Hz까지 1/3 옥타브 밴드를 통하여 분석한 종합 진동 레벨값 (Overall vibration level value)은 Table.2에 나타내었다. 또 Fig.15는 클러치 접속시와 단속시의 진동 레벨 차이를 보여주는 것으로 이것은 클러치를 통해서 감쇠할 수 있는 진동의 최대 크기를 나타낸다고 할 수 있다. L2-

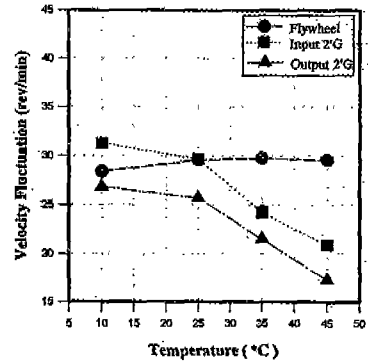


Fig. 10 Rotating velocity(rpm) fluctuation for temperature variation of L1-Model

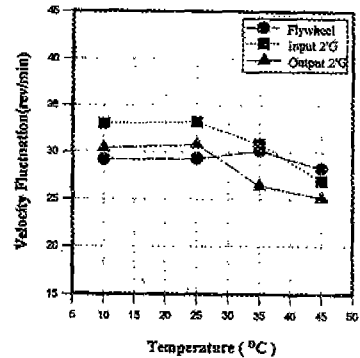


Fig. 11 Rotating velocity(rpm) fluctuation for temperature variation of L2-Model

모델의 결과를 보면 온도가 낮을수록 즉, 드래그 토크가 클수록 진동을 크게 감쇠시킬 수 있음을 알 수 있다.

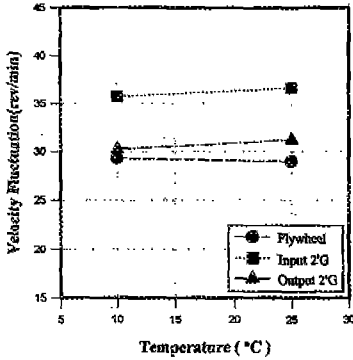


Fig. 12 Rotating velocity(rpm) fluctuation for temperature variation of L3-Model

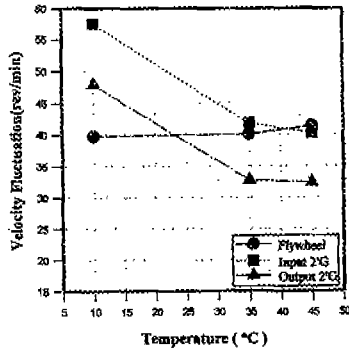


Fig. 13 Rotating velocity(rpm) fluctuation for temperature variation of L4-Model

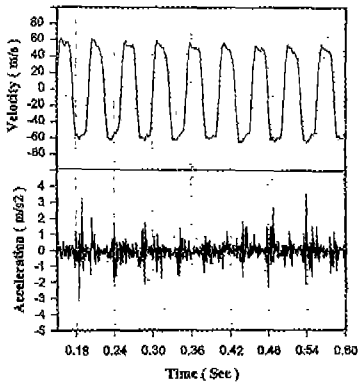


Fig. 14 Rotating velocity fluctuation of flywheel and gear impact phenomenon

또한 Fig.16은 L1-모델 클러치에 대해 각각 10 ℃, 25 ℃, 35 ℃, 45 ℃에서 변속기 케이스에서의 가속도 크기를 측정된 결과이며, 이를 통하여 온도가 오름에 따라 기어 충돌의 세기가 커짐을 그림의 peak-to-peak 값을 통하여 알 수 있다.

Table. 2 Vibration level for temperature of each model

Condition / Model	Engage				Disengage			
	10℃	25℃	35℃	45℃	10℃	25℃	35℃	45℃
L1 - Model	131.6	132.6	133.8	134.3	129.1	129.5	129.7	131.5
L2 - Model	135.8	135.4	135.0	136.2	122.8	124.7	125.6	129.0
L3 - Model	144.4	144.6	-	-	140.2	140.4	-	-
L4 - Model	144.2	-	144.1	145.9	140.8	-	141.5	142.2

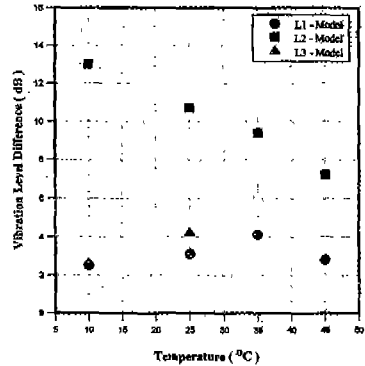


Fig.15 Vibration level difference for temperature variation of each model

4.2 결과 분석 및 고찰

모터를 600 rpm으로 회전시키면서 실험을 하였기 때문에 기본 주파수는 10 Hz이고, 엔진 연소 주파수에 해당되는 주파수는 20 Hz이다. 실험을 통하여 얻은 실험 데이터를 보면 엔진 연소 주파수에 해당되는 20 Hz에서 플라이 휘일의 회전수 변동이 가장 두드러지게 나타났으며, 나머지 배수 주파수에서의 변동성분은 현저히 작았다. 20 Hz에서의 플라이 휘일의 회전수 변동이 입력 2단 기어와 출력 2단 기어의 회전수 변동에 큰 영향을 주는 것을 볼 수 있다.

Fig.14에서 변속기 기어들이 서로 맞물려 충돌하는 현상을 보면 플라이 휘일의 속도 변동 곡선의 상승하는 부분에서 충돌이 발생하여 변속기 케이스의 가속도가 갑자기 커지며, 하강하는 부분에서 기어 이빨이 충돌한 후 백

래쉬 공간에서 순간적으로 분리되어 가속도가 작아지는 현상을 볼 수 있다. 또한 Fig.16의 시간영역의 변속기 케이스의 가속도를 보면, 온도가 상승할수록 기어 이빨들의 충돌에 의한 가속도의 peak-to-peak의 크기가 커짐을 볼 수 있다. 이는 온도가 높아지면 상대적으로 드래그 토크가 작아져 쉽게 기어가 충돌을 일으키기 때문이다.

4.2.1 클러치 비틀림특성과 온도 변화에 의한 영향

모터 기본 주파수의 배수 주파수인 20 Hz에서 플라이 휘일의 회전수 변동이 약 29.5 rpm으로 나타나므로, 이 플라이 휘일의 회전수 변동성분이 각각 L1, L2, L3-모델의 클러치를 통하여 입력 2단 기어에 어떠한 영향을 주는지 살펴보면 다음과 같다.

Fig.10에서 Fig.13의 데이터에서 L1-모델 클러치를 통한 입력 2단 기어는 플라이 휘일 회전수 변동과 비교해 보면, 변속기 오일의 온도가 10 ℃ 일 때 플라이 휘일 회전수 변동인 29.5 rpm보다 약 3 rpm정도 크므로 공진이 발생하였음을 알 수 있다. 이는 플라이 휘일 회전수 변동이 크므로, 플라이 휘일의 각변위가 클러치 프리덱퍼 영역에 있다가 낮은 온도(10 ℃)에서 드래그 토크의 상승으로 메인덱퍼 영역 근처까지 큰 변동을 하게 되어 공진을 유발한 것이다. 또한 25 ℃에서도 마찬가지로 공진이 발생하였는데, 그 크기가 작은 이유는 온도의 상승으로 드래그 토크가 작아져 클러치의 평균 작동점이 메인덱퍼 부방향으로 이동하였기 때문이다. 그러나, 오일의 온도 35 ℃와 45 ℃에서는 입력 2단 기어의 회전수 변동이 크게 감소함을 볼 수 있다.

L2-모델 클러치를 통한 입력 2단 기어의 회전수 변동은 10 ℃에서 33.02 rpm, 25 ℃에서 33.21 rpm, 35 ℃에서 30.87 rpm, 45 ℃에서 26.92 rpm이므로 10 ℃, 25 ℃, 35 ℃에서 공진이 발생한 것을 볼 수 있다.

L3-모델은 메인덱퍼형 클러치이기 때문에 기어 중립시 모터 가진과 후크 조인트에 의한 변동을 효과적으로 차단하지 못하여 입력 2단 기어에 공진을 유발하는데, 클러치의 강한 비틀림강성의 계속적인 충돌의 영향으로 입력 2단 기어의 회전수 변동이 크게 증가함을 볼 수 있다.

L1-모델과 L2-모델을 비교해 보면, 서로 클러치의 비틀림강성이 같고, 클러치의 히스테리시스가 각각 1.127 Nm와 0.568 Nm인데 히스테리시스가 큰 L1-모델이 작은 L2-모델 보다 25 ℃ 이상에서 입력 2단 기어의 회전수 변동을 플라이 휘일의 변동보다 큰 폭으로 감소시켜 감쇠능력이 좋음을 알 수 있다.

각 클러치 모델의 온도에 따른 출력 2단 기어의 회전수 변동을 Fig.10에서 Fig.13에서 볼 수 있으며, 경향은 각 클러치 모델이 입력 2단 기어에 미치는 영향과 유사하나 온도 변화에 따른 회전수 변동이 크게 줄었음을 볼 수 있다. L1-모델은 온도의 변화에 따라 회전수 변동이 크게 줄어들어 45 ℃에서는 10 ℃에서의 변동보다 약 9.5 rpm이 줄어든 것을 볼 수 있다. 또한, L2-모델은 입력 2단 기어에서의 큰 회전수 변동에 의하여 10 ℃와 25 ℃에서 출력 2단 기어에서 공진이 발생하였다. 출력 기어에서의 회전수 변동이 입력 기어에서 보다 작은 이유는 출력 기어들 전체가 오일에 둘러싸여 있어서 온도가 오름에 따라 오일 점성이 작아져 드래그 토크가 크게 작아졌기 때문이다.

4.2.2 변속기 케이스의 진동 레벨 평가

Fig.9와 Table.2를 살펴보면, 온도가 올라감에 따라 각 모델들의 변속기 케이스의 가속도가 커져, 진동 레벨이 상승함을 볼 수 있다. 이는 오일의 점성이 작아져서 맞물려 회전하는 기어들이 서로 강하게 충돌하여 상대적으로 더 큰 치타음을 유발하기 때문이다. 또한, 각 온도에서 진동 레벨의 종합 진동 레벨값을 보면 L1-모델의 클러치가 L2-모델의 클러치 보다 약 2.6 dB이상 작음을 볼 수 있고, L3-모델 보다는 약 10 dB이상 작음을 볼 수 있다.

실험을 통한 데이터의 분석을 통하여, 프리덱퍼의 비틀림강성이 같을 때 프리덱퍼의 히스테리시스가 큰 클러치가 감쇠효과가 좋음을 볼 수 있었고, 비틀림강성과 히스테리시스가 프리덱퍼형 클러치에 비하여 매우 큰 메인덱퍼형 클러치는 공진을 크게 유발시키므로 자동차 공회전시 이용되는 클러치의 비틀림특성으로 적당하지 않음을 알 수 있다.

5. 결론

비틀림 특성이 서로 다른 4가지 모델의 클러치와 테스트 리그를 제작하여, 테스트 리그에 장착된 변속기내 오일 온도의 변화에 따라 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공회전시 L1-모델과 L2-모델의 온도변화에 따른 각속도 변동을 살펴보면 L1-모델이 L2-모델보다 입력 2단 기어, 출력 2단 기어에서 감쇠효과가 더 좋음을 알 수 있다. 즉 프리덱퍼형 클러치의 비틀림강성이 같을때, 히스테리시스가 큰 클러치가 감쇠효과가 더 좋았다. 그러나, 메인덱퍼형은 공회전시 입력 2단 기어에 커다란 공진

을 유발시키므로 사용하기에 부적당하다.

(2) 엔진의 비주기적인 연소과정에서 발생된 비틀림 변동토크에 의한 기어 이의 충돌로 인해 변속기내에서 기어 치타음이 발생함을 알았고, 온도가 상승함에 따라 입력 및 출력 2단 기어의 회전수 변동은 줄어들지만 변속기 케이스에서의 종합 진동 레벨은 상승함을 알았다.

(3) 클러치 접속시에 기어 치타음을 평가하는 변속기 케이스에서의 진동 레벨은 프리래퍼형 클러치의 비틀림 강성이 같을때, 히스테리시스가 큰 클러치가 히스테리시스가 작은 클러치보다 약 2.6 dB 감소하였고, 메인래퍼형 클러치보다는 약 10 dB 감소하였다.

참 고 문 헌

1. Robert L. Seaman, Charles E. Johnson : "Component Inertial Effects on Transmission Design." SAE Paper 841686.
2. T. Fujimoto, Y. Chikatani and J. Kojima : "Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission." SAE Paper 870395.
3. T. Sakai, Y. Doi and K. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita : "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox." SAE Paper 810773.
4. S. Ohnuma, S. Yahata, M. Inagawa and T. Fujimoto : "Research on Idling Rattle of Manual Transmission." SAE Paper 850979.
5. M. Kataoka, S. Ohno, T. Sugimoto : "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance Report : Experiment and Simulation)." Bulletin of JSME, Vol.29, No.256, 1986.
6. A. Rust, F. K. Brandl, G. E. Thien : "Investigations into Gear Rattle Phenomena Key Parameters and Their Influence on Gearbox Noise." IMechE (1900). C404/001.
7. R. A. Frantz : "Cam-Driven Member Assembly Improvements in Clutch Neutral Rattle performance." SAE Paper 841195.
8. Wu Hui-Le, Shao Cheng, Feng Zhen-Dong : "A Study of the Torsional Vibration of Automotive Power Trains." Journal of Jilin University of Technology.
9. H. Arai, H. Otani, M. Umeyama, K. Matsuura : "Design Method for Optimal Torsional Clutch Plate Characteristics." トヨタ技術 Vol.36, No.1, pp.71-77, 1986.
10. R. J. Comparin, R. Singh : "An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle." Journal of Mechanical Design, Vol.112/237, 1990.
11. R. Singh, H. Xie, R. J. Comparin : "Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle." Journal of Sound and Vibration, 131(2), pp 177-196, 1989.
12. Thomas C. T., Daniel A. G. : "Computer Simulation of Drivetrain Torsional Vibration in Heavy and Medium Duty Trucks." SAE Paper 861960.
13. H. J. Drexel : "Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations." SAE Paper 870393.
14. G. J. Fudala, T. C. Engle, A. V. Karvelis : "A System Approach to Reducing Gear Rattle." SAE Paper 870396.
15. H. Petri, D. Heldlingsfeld : "The Hydraulic Torsion Damper : A New Concept for Vibration Damping in Powertrains." SAE Paper 892477.