

디젤엔진을 탑재한 소형버스의 기어 래틀 소음 저감에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on Reduction of Gear Rattle Noise for a Mini-bus with Diesel Engine

정 종 안*·조 찬 기**
Jong-An Jung·Chan-Ki Cho

ABSTRACT

On mini-bus with diesel engine, at idle rpm for taking measurement to reduce gear rattle noise, was tested by the three clutch disc samples by turns, then measured the fluctuation of revolution of engine & transmission and parallel vibration of differential gear & transmission. By analyzing the measured data, the gear rattle noise, the matching design and tuning technic of transmission are comprehended and established. Conclusions of this test are as follows;

- (1) Fluctuation of revolution on transmission is greatly affected by torsion of clutch disc according to fluctuation of engine revolution transmit to transmission through clutch system. Especially, gear rattle noise can be reduced by minimaizing the fluctuation of the revolution of transmission using pre-damper type clutch disc.
- (2) The reason of gear rattle noise is higher in summer than winter and driving longer period than initial driving is due to affection by drag torque changing. So, it is necessary for manufacturer to choose proper oil to transmission.
- (3) It can be occurred jumping and crash noise by applying the pre-damper type clutch disc for reducing the gear rattle noise. So, it is necessary to do test with actual vehicle according to test procedure.

1. 서 론

최근 소비자의 생활수준 향상으로 거주성, 편의

성, 안전성 등의 요구가 강해지고 환경소음에 대한 인식이 높아짐에 따라 완성차량회사에서는 고객만족 측면에서 진동 소음 저감에 대한 연구가 다

* 송원전문대학 자동차과

** 아시아자동차 기술연구소

방면에서 활발히 행해지고 있다. 그럼에도 불구하고 동력성능 및 연비 향상을 위한 경량화 추진, 디젤엔진의 채용 증가, 엔진의 고출력(turbo-charge)화 추진 등은 자동차의 진동 소음에 대하여 불리하게 작용한다.

자동차 실내 소음의 주된 원인의 하나인 구동계의 진동 소음 가운데서 문제가 되는 현상의 한가지는 변속기(transmission)의 기어부에서 발생하는 기어 래틀 소음(gear rattle noise)이며, 이것은 정지시 엔진 공회전(engine idling)상태, 가감속시 그리고 엔진 스톱(stall)시에 발생한다. 이와 같은 기어 래틀 소음 발생의 원인은 엔진의 회전수 변동 및 구동축계의 비틀림 진동에 기인한다.

Hirota Fukushima¹⁾ 등은 엔진 공회전시 기어 래틀 소음 저감 대책으로는 엔진 플라이휠의 회전 변동량과 목표로 하는 변속기 입력축 기어(main drive gear)의 회전 변동량의 비($\Delta \theta M / \Delta \theta E$)로부터 클러치 디스크 프리댐퍼 비틀림 특성의 배개 변수인 비틀림 강성, 히스테리시스 토크, 비틀림 각도 등을 최적화 함으로써 기어 래틀 소음 감소가 가능함을 발표하였다.

Andrew Szadkowski²⁾는 엔진 공회전시 기어 래틀 소음에 대한 수학적 모델을 제시하여 해석하고 컴퓨터 시뮬레이션(computer simulation)을 실시하여, 클러치 디스크 댐퍼의 최적화로 기어 래틀 소음을 감소시킬 수 있음을 보였다. 특히, 기어 래틀 소음 감소를 위하여 프리댐퍼의 구간이 길고 비틀림 강성이 작으며 저 히스테리시스 토크의 클러치 디스크 사용을 권장하였다.

기어 래틀 소음은 엔진이나 변속기를 개선하여 직접적으로 감소시킬 수 있으나 기술적, 시간적, 경제적인 제약 조건이 많아 실차 적용에 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 메인댐퍼 클러치 디스크 및 프리댐퍼 클러치 디스크의 비틀림 특성과 기어 래틀 소음과의 관계를 실험적으로 고찰하여 기어 래틀 소음 감소를 위한 최적 비틀림 특성을 구하는 설계 기술을 확보하고자 한다.

2. 기어 래틀 소음

2.1 엔진 토크 변동

Fig. 1에 자동차 엔진의 피스톤 크랭크 운동기가 표시되어 있다. 자동차 엔진 출력은 흡입, 압

축, 폭발, 배기의 사이클을 반복함으로써 발생된다.

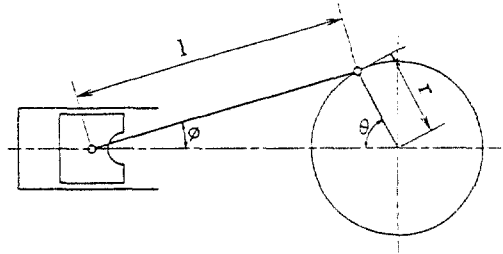


Fig. 1 Piston & crank mechanism

$$T_g = F_g \cdot r \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} = F_g \cdot r \left(\sin \theta + \frac{r}{2 \cdot l} \sin 2\theta \right) \dots \dots \dots (1)$$

$$T_i = F_i \cdot r \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} = -m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \left(\frac{r}{4 \cdot l} \sin \theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta - \frac{3 \cdot r}{4 \cdot l} \sin 3\theta \right) \dots \dots \dots (2)$$

$$T_a = T_g + T_i \dots \dots \dots (3)$$

엔진 토크는 식(3)과 같이 가스압 토크와 관성 토크의 합으로 나타낸다. 여기서

- Fg : 가스력
- Fi : 관성력
- Ta : 엔진 실린더 한개 당의 합성 토크
- Tg : 가스압 토크
- Ti : 관성 토크
- l : 커넥팅 로드(connecting rod) 길이
- m : 왕복운동부 질량
- r : 크랭크(crank)반경
- θ : 크랭크 각도
- ω : 각속도

별개의 실린더 내의 폭발 압력에 기인한 충격 토크와 왕복하는 피스톤에 의한 주기적 관성 토크는 크랭크축에서 토크(각가속도) 변동을 일으키며, 이러한 토크 변동을 균일화하기 위하여 큰 관성 모우멘트에 의한 운동에너지의 저장이 가능한 플라이휠이 사용된다.

Fig. 2는 엔진 공회전 상태에서 V-8엔진에 대한 플라이휠의 각가속도를 나타낸 것이다³⁾. 각 가속도가 작은 커브는 가솔린이고 각 가속도가 큰 커브는 같은 배기량의 디젤엔진이다. 디젤엔진의 각

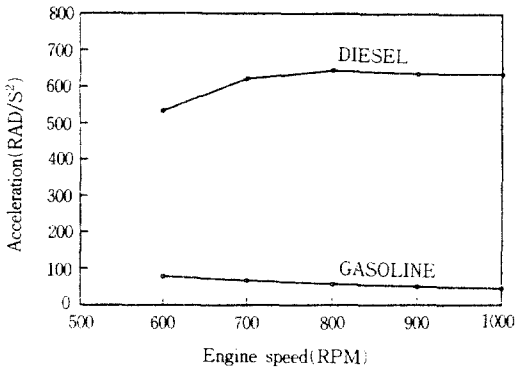


Fig. 2 Angular acceleration of flywheel at idle speeds for gasoline and diesel versions of same engine configuration

가속도는 가솔린엔진의 각 가속도에 비하여 훨씬 크므로 기어 래플 소음은 디젤엔진이 가솔린엔진보다 쉽게 발생된다. Fig. 3(a)는 플라이휠의 각속도 변동을 도시한 것이며 Fig. 3(b)는 입력축 기어 각속도 변동을 도시한 것이다. Fig. 3에 도시된 바와 같이 변속기에 전달되는 회전 각속도는 항상 변동이 발생하며 이것은 앞절에서 보는바와 같이 엔진 토크 변동이 주기적으로 발생하기 때문이다. 입력축 기어의 각속도 변동은 플라이휠의 각속도 변동과 동일한 시점에서 변동폭이 감소되어 나타나는데 이것은 클러치 디스크의 댐퍼에 의해 각속도 변동이 감소되었기 때문이다.

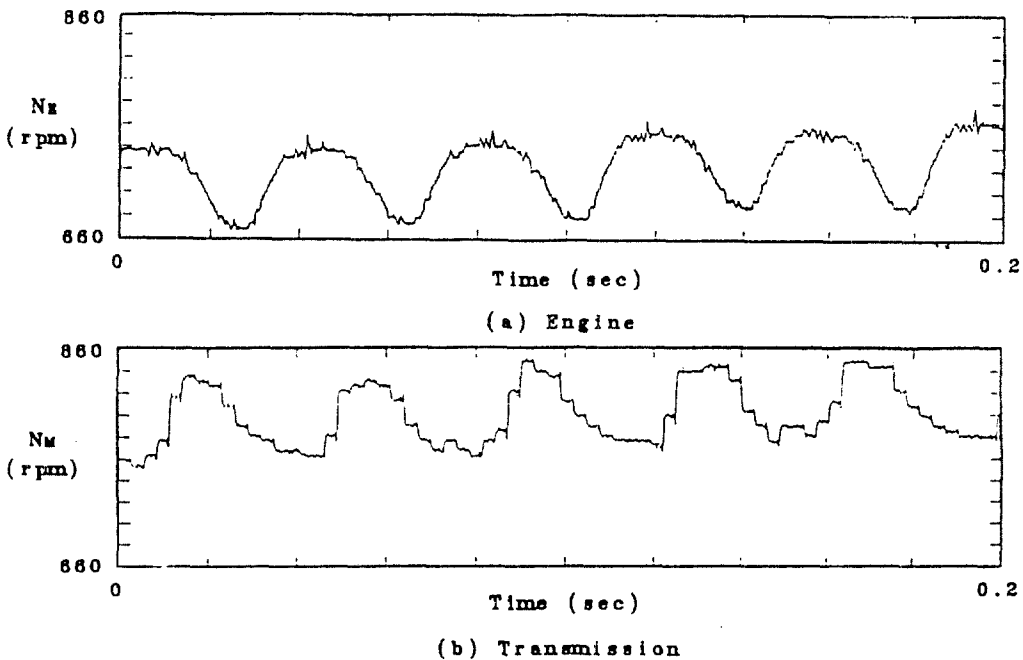


Fig. 3 Rotational fluctuations and engine and transmission

2.2 엔진 공회전시 동력 전달계의 모델링

Fig. 4는 엔진 공회전시 동력 전달계를 1자유도로 모델링(Modeling)한 것이다. 이와 같은 모델링은 다음 다섯가지의 전제조건에 의한다. 첫째, 플라이휠의 관성모멘트는 다른 부분의 관성모멘트 비해서 매우 크므로 변속기 기어들의 회전에 관계없이 플라이휠에서의 회전변동은 엔진의 회전변

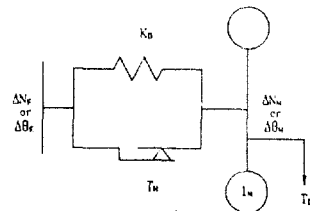


Fig. 4 Modeling

동과 동일하다. 둘째, 클러치 디스크의 스플라인 허브와 변속기의 입력축은 스플라인으로 연결되어 있으나 틈새를 무시하고 일체형으로 가정한다. 셋째, 변속기내의 기어는 드래그 토크의 영향을 받는다. 이 드래그 토크는 변속기오일의 점성, 조립 공차, 베어링의 마찰 등에 의해서 발생된다. 넷째, 엔진은 공회전 영역에서 회전하며, 동력은 플라이휠, 클러치, 입력축 기어 그리고 각단의 기어까지만 전달된다. 이때 엔진과 변속기는 정지된 차량에 고정되어 있다. 다섯째, 변속기의 입력축, 중간축 등은 강성체로 고려하여 변형이나 처짐이 없는 강성체로 가정하고 각단의 기어들도 충격으로 인한 변형이나 감쇠가 없는 강성체로 가정한다. 모델링에 사용된 기호는 다음과 같다.

- ΔN_E : 엔진 회전 변동
- ΔN_M : 변속기 회전 변동
- $\Delta \theta_E$: 플라이휠 회전 변동 각변위
- $\Delta \theta_M$: 변속기 회전 변동 각변위
- K_D : 클러치 디스크 비틀림 강성
- T_H : 클러치 디스크 히스테리시스 토크
- T_D : 드래그 토크

I_M : 변속기 관성모우멘트
 변속기 내에서의 회전 변동량(ΔN_M)은

$$\Delta N_M = \frac{\Delta N_M}{\Delta N_E} \cdot \Delta N_E = Tr \cdot \Delta N_E \dots\dots\dots (4)$$

식(4)로 부터 전달율(Tr)은

$$Tr = \frac{\text{Output signal}}{\text{Input signal}} = \frac{\Delta N_M}{\Delta N_E} = \frac{\Delta \theta_M}{\Delta \theta_E} \dots\dots (5)$$

2.3 기어 래틀 소음 전달경로

현재 사용되는 대부분의 수동변속기는 상시동기 물림형(constant-synchromesh type)으로 Fig. 5에 엔진, 클러치, 수동변속기 등의 조립도가 도시되어 있다. 엔진 공회전시 엔진 토크는 플라이휠→클러치 커버(clutch cover)→클러치 디스크 페이스(facing)→클러치 디스크 플레이트(plate)→클러치 디스크 토션 스프링(torsion spring)→클러치 스플라인 허브(spline hub)→변속기의 입력축 기어→중간 축 기어(counter shaft gear)를 거쳐 공회전하고 있는 각단의 기어(free gear)까지만 전달된다.

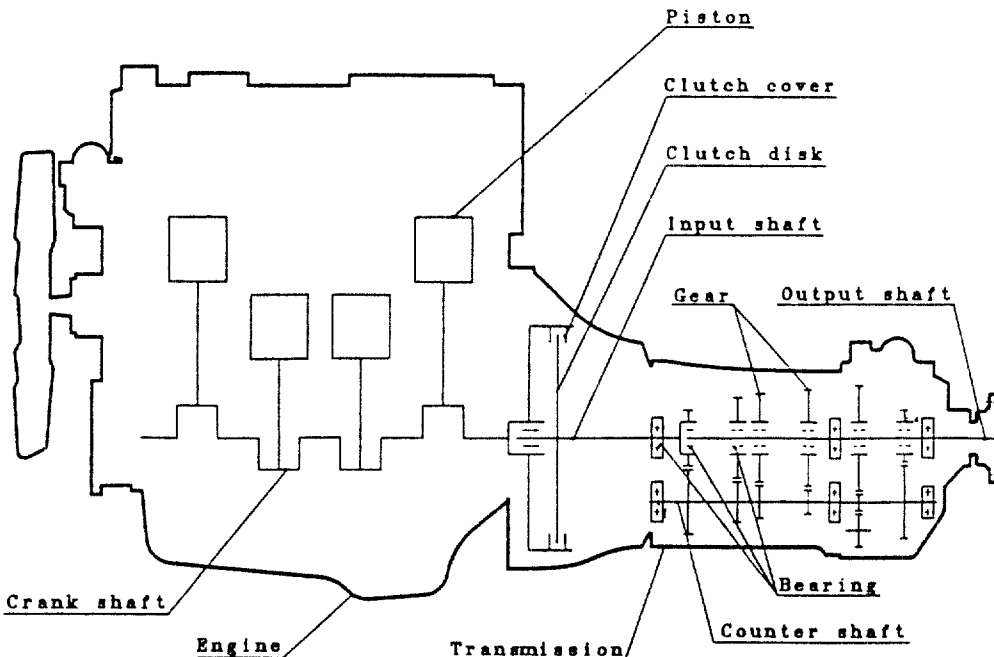


Fig. 5 Schematic diagram of engine, clutch and transmission

기어 이의 충돌시 기어 래플 소음이 발생된다. 기어 이의 충돌에 의한 직접적인 소리는 듣기가 어렵고 대개의 경우 기어 이의 충돌에 의해 발생된 기어의 진동이 기어를 지지하는 베어링, 변속기 케이스 그리고 변속기 내의 부품 등과 공진을 일으켜 변속기 내외의 공기 밀도에 의해 공기전달 소음(air born noise) 형태로 차량 실내에 전달되거나 엔진 및 변속기의 마운팅계(mounting system), 프레임(frame), 변속 레버(change lever), 차체(body) 등과 공진을 일으켜 고체전달 소음(structure born noise) 형태로 차량 실내에 전달되어 탑승자에게 듣기 거북한 소음으로서 불쾌감을 준다.

3. 기어 래플 소음 저감을 위한 실험적 연구

3.1 실험장치

실험적 연구는 디젤엔진을 장착한 소형 버스에 서 실시되었다. Fig. 6은 완성차량 상태에서 실험

장치의 개략도를 도시한 것이다. 엔진의 회전수는 엔진블럭에 회전수 탐침(tacho probe)를 설치하여 차량 실내에서 회전 속도계(tachometer)로부터 직접 읽는다. 엔진의 회전수 변동을 측정하기 위하여 클러치 하우징(clutch housing)에 M10×1.0의 탭(tap)을 내어 마그네틱 센서(magnetic sensor)를 플라이휠의 링기어 끝으로부터 1mm 이내 떨어지게 설치하였다. 변속기의 회전수 변동 측정을 위하여 변속기 케이스 측면에 탭을 내고, 차동장치의 회전수 변동을 측정하기 위하여 액슬 케이싱 커버(axle casing cover) 후면에 탭을 내어 마그네틱 센서를 기어 이끝으로부터 1mm 이내 떨어지게 장착하였다. 마그네틱 센서로부터 측정된 기어 이의 진동 펄스는 레코더(recorder)에 저장된다. 변속기 및 차동장치의 횡진동(vertical vibration)을 측정하기 위하여 변속기의 톱 커버(top cover)의 상면과 차동장치의 케이싱 상면에 가속도계(acclerometer)를 부착한다. 가속도계로부터 측정된 횡진동은 차량실내의 레코더에 기록된다. 변속기 내의 오일 온도는 변속기의 오일 드레인 플러그(oil drain pl.

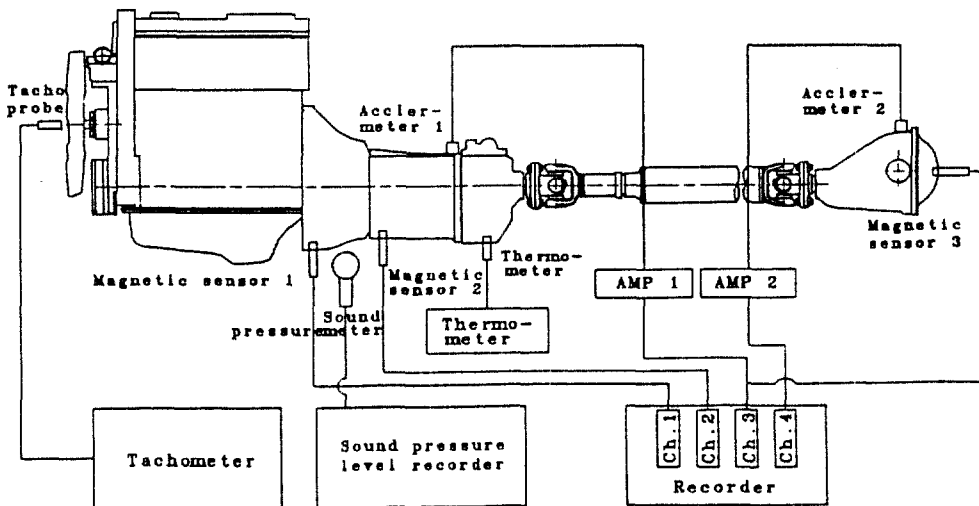


Fig. 6 Schematic diagram of test system

ug)에 구멍을 뚫어 열전대(thermocouple)를 삽입 설치하고 차량 실내에서 온도계(thermometer)로 직접 측정한다. 운전자의 좌측 귀높이 및 변속기

측면의 흙반이(mud guard)앞에 소음기(sound pressure meter)를 설치하여 클러치 페달 ON/OFF 시 음압 차를 측정하고 레코더(sound pressure

level recorder)로 기록하였다. Fig. 7에는 본 연구에 사용된 분석 장비가 도시되어 있다. 레코더에 기록된 데이터는 실내에 들어와 FV 콘버터(converter)에 의해서 회전 펄스 신호를 전압으로

변환하고 이것을 FFT 분석기(Fast Fourier Transform analyzer)로 읽어서 데이터 분석을 행한다. 분석된 데이터는 플롯터(plotter)로 출력한다.

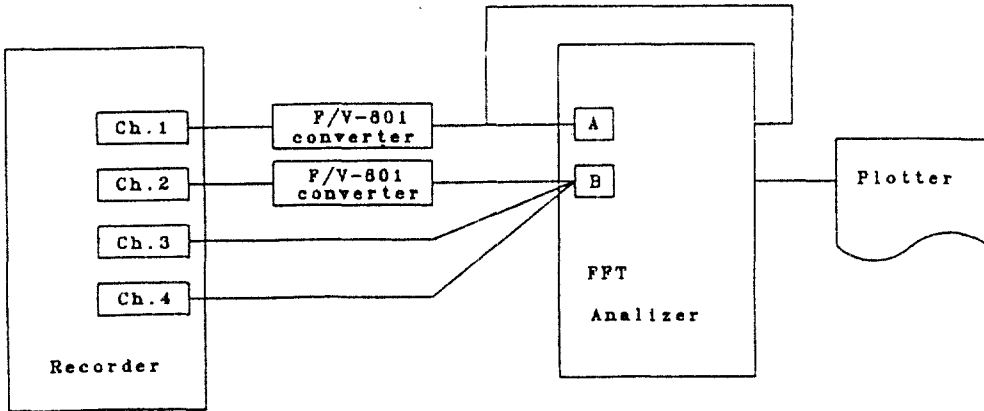


Fig. 7 Schematic diagram of instrument system

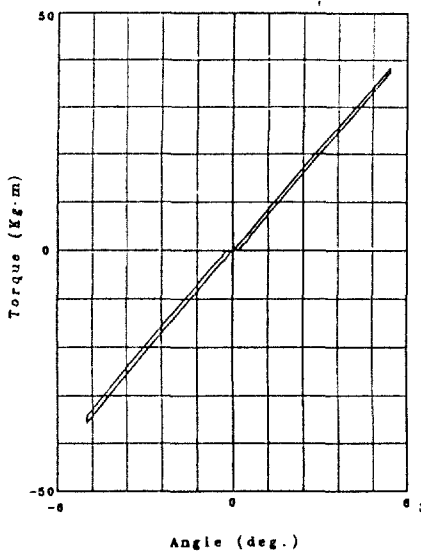


Fig. 8 Torsional characteristic curve of clutch disk without pre-damper (sample No. 1)

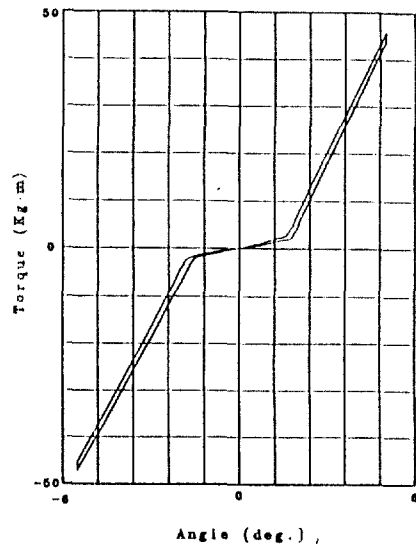


Fig. 9 Torsional characteristic curve of clutch disk without pre-damper (sample No. 2)

3.2 클러치 디스크 특성

본 연구에서는 클러치 디스크의 비틀림 특성이 기어 래틀 소음 감소에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 비틀림 특성이 서로 다른 3개의 클러치 디스

크 샘플을 사용하였다. 프리댐퍼가 없는 메인댐퍼 클러치 디스크 2개(1단형과 2단형)와 프리댐퍼 클러치 디스크(2단형) 1개이다.

Fig. 8은 샘플 No. 1의 비틀림 특성 선도이다.

이것은 프리댐퍼가 없는 1단 비틀림 특성을 갖는 메인 댐퍼 클러치 디스크이다. Fig. 9는 샘플 No. 2의 비틀림 특성 선도이다. 이것은 프리댐퍼가 없는 2단 비틀림 특성을 갖는 메인댐퍼 클러치 디스크이다. Fig. 10은 샘플 No. 3의 비틀림 특성 선도이다. 이것은 프리댐퍼가 있는 2단 비틀림 특성을 갖는 프리댐퍼 클러치 디스크이다.

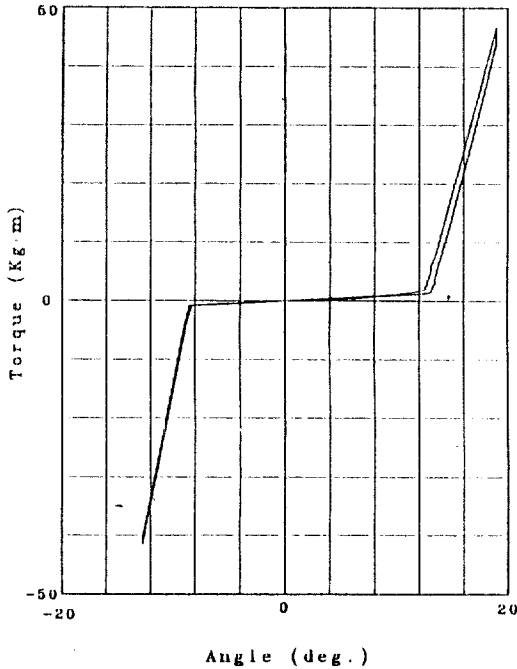


Fig. 10 Torsional characteristic curve of clutch disk with pre-damper (sample No. 3)

4. 실험결과 및 고찰

4.1 회전 변동

Fig. 11은 고온 무부하시의 엔진 회전수별 엔진 회전 변동과 클러치 디스크 샘플 No. 1부터 No. 3에 대한 변속기 회전 변동 측정결과이다. 여기서 볼 수 있듯이 1단 비틀림 강성이 작은 프리댐퍼 클러치 디스크인 샘플 No. 3가 변속기 회전 변동이 가장 작게 나타났다. 이것은 샘플 No. 3의 클러치 디스크가 프리댐퍼의 기능에 의하여 엔진 회전 변동을 가장 많이 흡수하였고 따라서 엔진의 회전을 변속기로 전달하는 전달율이 작기 때문이다. 1단 비틀림 강성이 큰 메인댐퍼 클러치 디스크인 샘플 No. 1은 변속기 회전 변동이 가장 크게 나타났다. 이것은 샘플 No. 1이 엔진 회전 변동을 거의 흡수하지 못하였고 따라서 엔진의 회전을 변속기로 전달하는 전달율이 크기 때문이다. Fig. 11에서 엔진 공회전시 엔진의 회전 변동량(ΔN_e)과 변속기의 회전 변동량(ΔN_m)을 각각 읽어서 앞의 식(5)에 의해 계산한 결과, 샘플 No. 1의 전달율은 0.95이고, 샘플 No. 2의 전달율은 0.71이고, 샘플 No. 3의 전달율은 0.56이다. Fig. 12는 클러치 디스크 샘플 No. 1과 No. 3에 대한 클러치 페달 ON/OFF시 변속기 측면에서의 음압차의 측정결과이다. 여기서 P점은 클러치 페달 작동(ON)시점을 나타낸다. Fig. 12에서 클러치 디스크 샘플 No. 1의 음압차가 크게 나타난 것은 전달율이 크기 때문이며, 샘플 No. 3의 음압차가 작게 나타난 것은 전달율이 작기 때문이다.

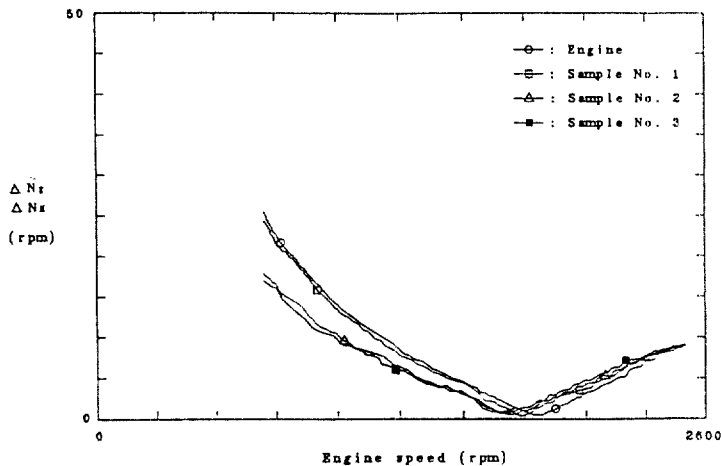
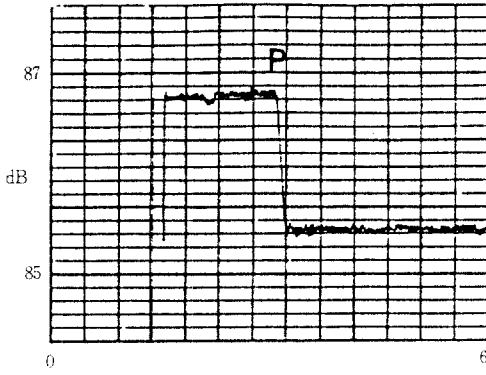
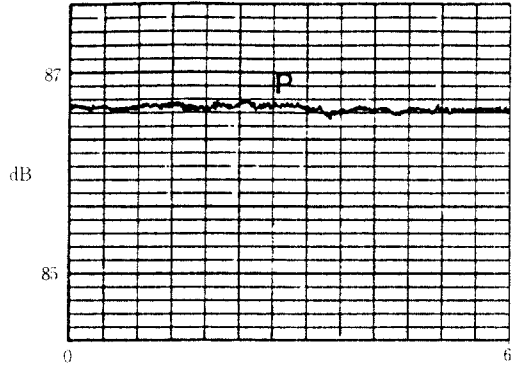


Fig. 11 Results of sweep tracking



(a) Sample No. 1



(b) Sample No. 3

Fig. 12 Sound pressure level at clutch pedal ON/OFF

P

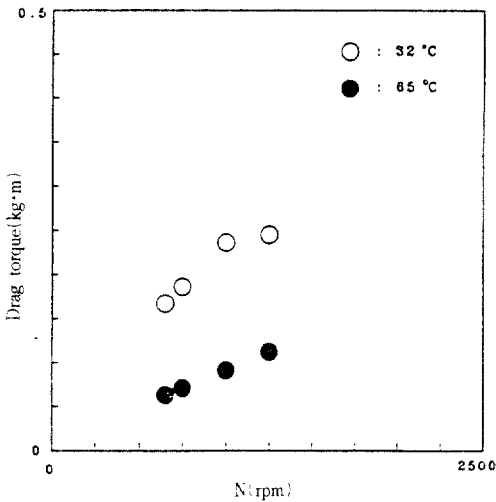


Fig. 13 Results of drag torque at idling condition

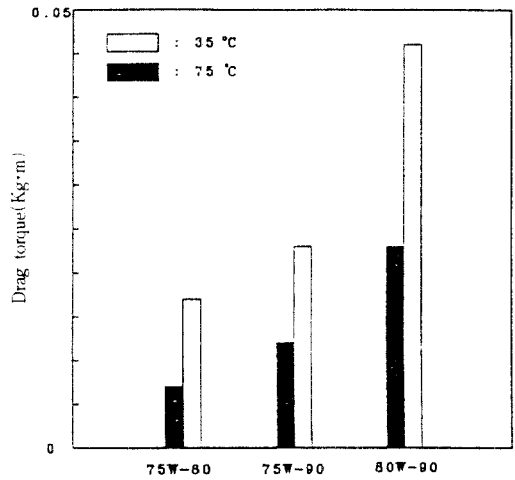


Fig. 14 Drag torque variation by gear oil class

4.2 드래그 토크

Fig. 13은 엔진 공회전시 드래그 토크 실험결과이다. 여기서 볼 수 있듯이 변속기 오일 온도가 상승하면 드래그 토크는 감소된다. 이것은 변속기 오일 온도 상승에 따라 오일이 경화하여 점도가 낮아지기 때문이다. Fig. 14는 변속기 오일 종류에 따른 엔진 공회전시 드래그 토크 변화를 도시한 것이다. 여기서 변속기 오일 80W-90의 고온시 드래

그 토크가 75W-90의 저온시 드래그 토크와 비슷한 값을 나타내고 있다. 이것은 80W-90의 오일 점성이 75W-90보다 크기 때문이다.

변속기 오일에 의한 드래그 토크의 증가는 회전하고 있는 각단의 기어에 감쇠 역할을 함으로써 기어 래들 소음 측면에서는 좋지만 변속기 조작시 조작력의 증대를 초래하므로 완성차량 회사에서는 적절한 변속기 오일을 선정하여야 한다.

4.3 쇼크소음 및 점핑현상

클러치 디스크 샘플 No. 1과 No. 2는 쇼크 소음이 발생되지 않았으며, 이것은 클러치 디스크의 1단 비틀림 강성 및 히스테리시스 토크가 크고 1단 작동각이 작기 때문이다. 클러치 디스크 샘플 No. 3은 쇼크 소음이 발생되었으며, 이것은 1단 비틀림 강성 및 히스테리시스 토크가 작고, 1단 작동각이 크기 때문이다. 그리고 점핑 현상은 모든 샘플에서 발생하지 않았다.

5. 결 론

디젤엔진을 탑재한 소형버스에서 엔진 공회전시 기어 래틀 소음 감소를 위한 실험적 연구를 수행하였다. 실험은 3개의 클러치 디스크 샘플을 이용하여 실차 실험을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 저 강성, 저 히스테리시스 토크 그리고 큰 작동각을 갖는 프리덴퍼 클러치 디스크가 엔진 공회전시 기어 래틀 소음 감소에 가장 효과적이지만 클러치 디스크 작동영역이 크기 때문에 쇼크 소음이 발생한다.
- 2) 2단 비틀림 특성을 갖는 메인덴퍼 클러치는 점핑이 발생하지 않고 기어 래틀 소음과 쇼크 소음을 모두 만족시켰다.
- 3) 본 연구를 통하여 제안된 엔진 공회전시 기어 래틀 소음 평가방법은 엔진, 클러치, 변속기 등의 최적화 설계를 위한 기초 자료로 사용될 수 있다.

본 연구는 송원전문대학 교내 연구비에 의해 수행되었으며 관계자 제위께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) Hirotaka Fukushima, Noise and Vibration Control by Clutch Disk Damper, Daikin Technical Review, Vol. 4, No. 4, pp. 7~16, 1985.
- 2) Andrew Szadkowski, Mathematical Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle, SAE 910641, 1991.
- 3) R. L. Seaman, C. E. Jojnson, R. F. Hamilton, Component Inertial Effects on Transmission Design, SAE 841686, 1984.
- 4) Shozo Iwata, 실주행시의 변속기 치타현상의 해석, Daikin Technical Review, Vol. 8, No. 3, pp. 13~20, 1988.
- 5) Masayosi Sigemasa, Sigeru Matuno, keizi Bouda, Rattling Noise of Driv Train, 일본자동차기술회논문집 Vol. 35, No. 12, pp. 1433~1439, 1981.
- 6) 회전기계의 소음과 진동, 일본소음 진동 연구회, pp. 131~144, 1979.
- 7) Takahisa Hasebe, Hiroshi Yamamoto, Katsuyuki Hibi, Experimental Study of Reduction Methodes for Clutch pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise form Clutch system, SAE 932007, 1993.
- 8) Wakabayasi Kasuhiko, Gasoline and diesel Engine, OHM사, pp. 109~119, 1989.
- 9) Takahisa Hasebe, Hiroshi Yamamoto, Katsuyuki Hibi, Experimental Study of Reduction Methodes for Clutch pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise form Clutch system, SAE 932007, 1993.