

전륜구동 차량의 축계 비틀림진동 해석

한 창 석*, 여 승 동**, 권 오 준***

(Torsional Vibration Analysis of The F/F Car Drive Train)

(Chang-Seok Han, Seung-Dong Yeo, Oh-Jun kyon)

1. 서론

차량 축계의 비틀림진동은 엔진 공회전시와 정속주행시 (완만한 가감속) 및 가속페달 급조작에 따른 급격한 가감속에 대해 각각 고유한 동특성을 나타내면서 차체의 진동과 소음을 유발시킨다. 공회전시의 진동해석 및 가속페달 급조작에 따른 차량 전후 진동에 대해서는 지금까지 많은 연구가 진행되어 상당한 발전을 이룩한 반면 완만한 가감속시 차량의 전속도 구간에서의 진동해석에 대해서는 해석상의 어려움으로 인해 주로 실험에 의한 접근 방법에 의존하고 있는 실정이다. (1,2,3,4,5)

본 연구에서는 수동변속기가 장착된 전륜구동 승용차를 대상으로 차량 전속도 구간에서 축계의 비틀림진동 해석을 할 수 있는 방법을 개발하였으며, 개발된 방법을 트랜스미션 축진동 저감을 위한 클러치 비선형특성 튜닝에 적용하였다. 본 연구에서 개발한 강제진동해석방법은 수동변속기가 장착된 모든종류의 차량에 적용할 수 있을 것으로 기대되며 자동변속기의 댐퍼클러치 설계에도 응용될수 있을 것이다.

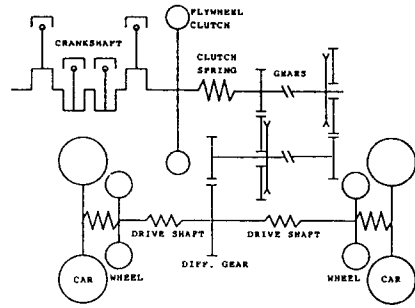


그림 (1) 차량 축계 모델

2. 차량축계 모델링

2.1 해석 모델

차량축계의 모델링을 위하여 모든요소(피스톤, 크로드, 크랭크축, 클러치, 트랜스미션 내부 축 및 기어류들, 드라이브 샤프트, 휠, 차량)들을 각각 하나의 집중질량으로 치환하고, 요소들간의 연결은 클러치, 드라이브 샤프트, 타이어를 스프링과 댐퍼로 처리하여 구성하였다. 피스톤과 크로드, 크랭크축에 대해서는 기구학적인 구속조건을 가하여 피스톤의 왕복운동이 크랭크축의 회전운동으로 전환되도록 모델링하였으며 트랜스미션 내부 기어들의 관계는 기어구속조건으로 처리하였다. 이와 같은 방법으로 구성된 차량 축계의 모델은 그림(1)과 같다. 차량축계에 있어서 클러치는 비선형 특성을 갖는 대표적인 요소로서 본 연구에서 이용한 클러치의 비선형 특성은 그림(2)와 같다.

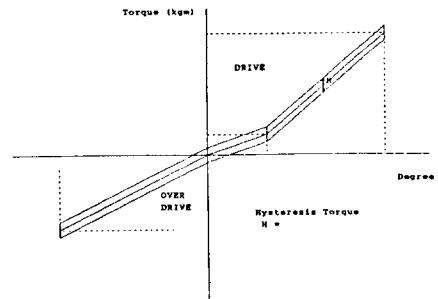


그림 (2) 클러치 비틀림 특성

- * 현대자동차(주) 마북리연구소
- ** 현대자동차(주) 마북리연구소
- *** 현대자동차(주) 마북리연구소

2.2 가진 토오크

차량축계를 가진하는 토오크는 피스톤, 크랭크등 직선운동체의 관성력에 의한 토오크 성분과 엔진 연소실 내의 가스 폭발 압력에 의한 토오크 성분으로 구성된다. 관성력에 의한 가진 토오크는 피스톤과 크랭크, 크랭크축을 기구학적으로 구속함으로써 크랭크축이 회전하면 자동으로 작용되도록 하였다. 가스 압력에 의한 토오크는 피스톤에 폭발력을 가하는 방법으로 처리하였으며, 폭발력을 크랭크 각도와 엔진 회전속도의 함수로 처리함으로써 엔진 속도가 변하면 자동으로 보상되도록 하였다. 크랭크축에 가해지는 토오크는 식(1)과 같다.

$$T(\theta, \omega) = T_i(\theta, \omega) + T_k(\theta, \omega) \quad (1)$$

여기서

- θ : 크랭크축 각도
- ω : 엔진회전속도
- $T(\theta, \omega)$: 총작용 토오크
- $T_i(\theta, \omega)$: 관성력에 의한 토오크
- $T_k(\theta, \omega)$: 연소압력에 의한 토오크

3. 시뮬레이션

3.1 차량 축계 모우드 해석

계의 모우드 해석은 강제진동해석 결과를 분석하기 위한 기본 데이터로서 매우 중요하므로 본 연구에서는 범용 유한요소 소프트웨어를 이용하여 차량 축계에 대한 모우드 해석을 수행하였다.

모우드 해석을 위해 그림 (1)과 같은 축계 모델을 그림 (3)과 같이 기어비가 고려된 등가 모델로 치환하였다.

표.1은 가속속시 각 단계에서의 고유진동수이며 그림(4)는 모우드 해석 결과중 가속 구간에서의 모우드 형상을 그린 것이다. 모우드 1은 2Hz-9Hz의 저주파 진동으로서 가속 페달 급조작시의 차량 전후진동에 큰 영향을 주므로 차량의 저어크 현상과 직접적인 관계가 있다. 모우드 2와 모우드 3은 양쪽 휠의 각 변위가 커지는 모우드로서 50Hz에서 60Hz 사이에서 발생하며 전륜구동차의 경우 좌,우측 드라이브 샤프트의 길이가 다르므로 두개의 고유진동수를 갖는다. 모우드 4는 트랜스미션 내부 기어들의 각변위가 커지는 모우드로서 운전중 발생하는 트랜스미션의 이상 소음과 밀접한 관계가 있는 모우드이다.⁽⁶⁾ 모우드 4의 고유진동수는 70Hz에서 100Hz 사이에 존재하므로 엔진 운전 영역중 가장 빈번히 사용되는 2500rpm 근처에서 엔진 가진 토오크의 2차 성분에 의해 공진될 수 있으며 절첩이 엔진과 트랜스미션 사이 및 트랜스미션과 휠 사이에 존재하므로 클러치의 비틀림 특성과 드라이브샤프트의 강성이 중요 인자임을 알 수 있다.

가속시의 축계 모델은 가속시와 비교할 때 클러치의 강성만이 변화하며 고유진동수는 가속시와 약간 차이가 있으나 모우드 형상은 거의 같다.

3.2 전부하 가속시 강제진동해석

그림 (5)는 전부하 가속시 클러치 히스테리시스 변화에 따른 트랜스미션 내부 기어의 진동을 해석한 것으로서 히스테

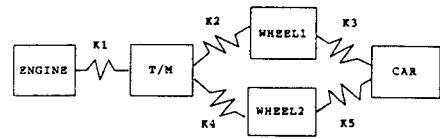
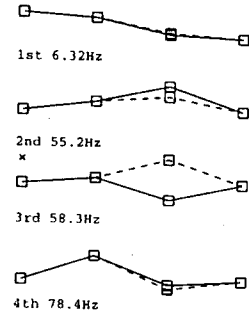
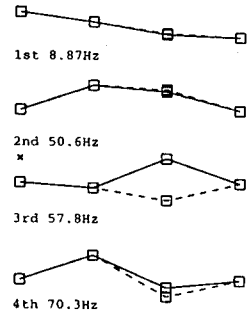


그림 (3) 모우드 해석용 모델



(가) 변속 3단



(b) 변속 5단

그림 (4) 가속시 차량 축계의 모우드 형상

표.1. 차량축계 고유진동수.

변속단	가속시/감속시 (단위:Hz)			
	1st mode	2nd mode	4th mode	5th mode
1단	2.77/2.73	56.7/56.5	59.7/59.3	98.2/77.5
2단	4.50/4.35	56.4/55.1	59.2/58.3	88.0/72.7
3단	6.32/5.93	55.2/51.7	58.3/57.8	78.4/69.2
4단	7.78/7.09	53.0/48.4	58.0/57.7	72.9/67.8
5단	8.87/7.88	50.6/46.0	57.8/57.6	70.3/67.1

리시스가 작은 경우 엔진회전속도 1650rpm, 1750rpm, 2350rpm 근처에서 피크가 발생한다. 이들 피크가 발생하는 rpm은 각각 모우드 2, 모우드 3, 모우드 4가 엔진 회전의 2차 성분에 의해 공진이 발생하는 속도로서 모우드 해석 결과와 강제진동 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

피크중 2000rpm에서 2500rpm사이에 발생하는 공진은 트랜스미션 내부 기어의 진동 변위가 큰 모우드 4에 의한 것으로서 트랜스미션에서 발생하는 이상 소음의 원인이 될 수 있으며, 가장 빈번히 사용되는 운전 영역에 위치하므로 트랜스미션 개발시 매우 중요한 고려 사항이다.

그림 (5)에서 클러치의 히스테리시스가 커짐에 따라 공진에 의한 피크는 작아지는 반면 전체적인 진동 레벨이 점차 커지므로 최적 히스테리시스 양을 찾는 것이 매우 중요하다는 것을 알 수 있다.

그림 (6)은 히스테리시스가 6h1인 경우 클러치의 강성 변화에 따른 트랜스미션 축의 진동 변화를 해석한 것으로서 3단의 경우 클러치 강성이 클수록 전체적인 진동 레벨이 커지며 5단에 있어서는 공진 피크 값과 전체적인 진동 레벨이 이 변함을 알 수 있다. 이상으로 부터 클러치의 비틀림 특성이 트랜스미션 축진동에 주는 영향이 매우 크다는 결론을 얻었으며, 본 연구에서 적용한 해석 방법을 이용해 클러치의 최적화가 가능할 것으로 사료된다.

3.3 무부하 감속시 강제진동해석

엔진회전 속도 6000rpm에서 1000rpm으로의 무부하 감속시 진동 특성을 그림(7)에 나타내었다. 가속시와 마찬가지로 모우드 2, 모우드 3, 모우드 4에 의한 공진 피크가 발생하나 크기는 가속시에 비해 훨씬 작다.

그림 (7)에서 히스테리시스가 커짐에 따라 공진에 의한 피크는 없어지나 가속시와 마찬가지로 전체적인 레벨은 증가한다. 따라서 오우버 드라이브 구간에서도 클러치 히스테리시스의 최적값이 존재한다는 것을 알 수 있다

그림 (8)은 히스테리시스가 h1일 때 클러치 강성 변화에 따른 해석 결과로서 클러치의 강성이 작을수록 축의 진동이 작아진다. 이상으로 부터 본 연구에서 대상으로 삼은 차량의 경우, 오우버 드라이브 구간에서 트랜스미션 축진동을 줄이기 위해서는 클러치 히스테리시스를 가속 구간보다 작게 유지하며 강성을 저하시키는 것이 효과적이다.

4. 결론

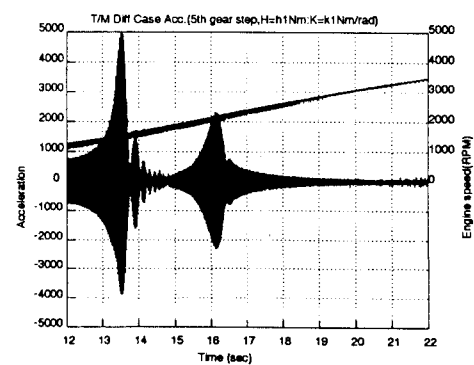
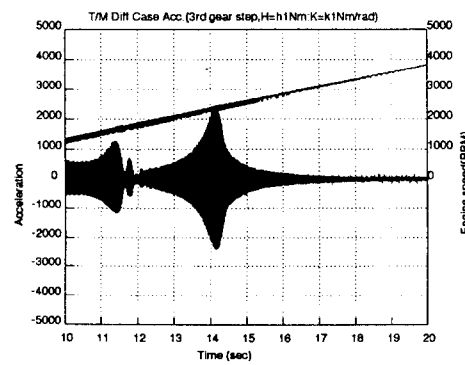
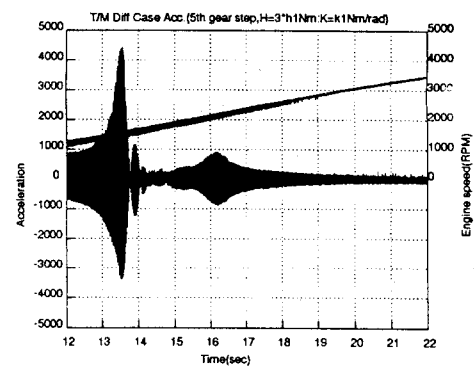
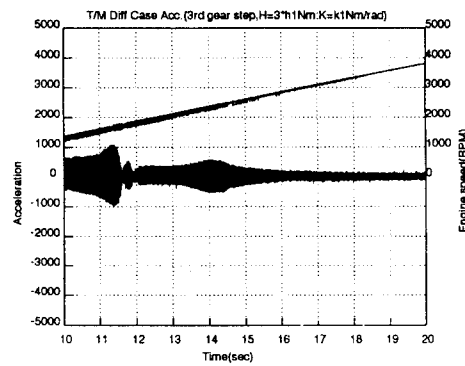
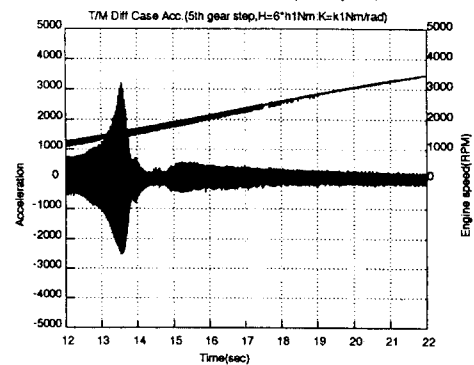
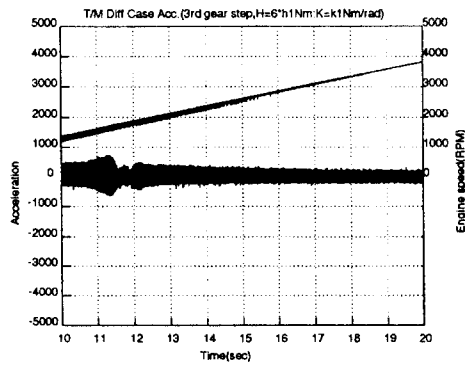
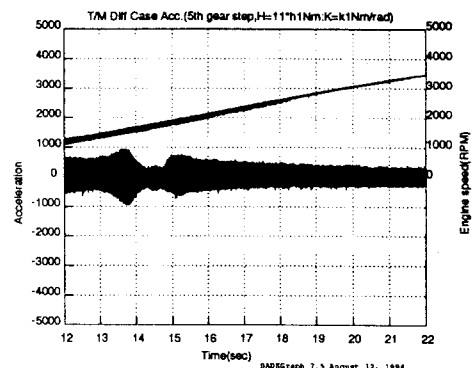
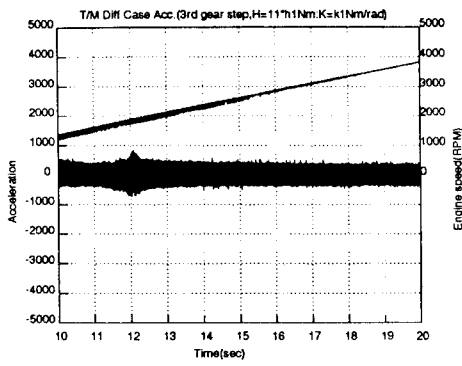
1. 본 연구에서 개발한 차량축계의 비틀림진동해석 방법은 차량 진속도 구간에서 연속적인 해석이 가능하므로 클러치 및 차량축계의 최적 설계를 위해 매우 유용한 도구로 사용될 수 있다.

2. 전부하 가속시 트랜스미션 축의 비틀림 진동을 줄이기 위해서는 클러치 히스테리시스를 증가시키는 것이 효과적이거나 일정정도 이상이 되면 전체적인 진동 레벨이 커지므로 클러치의 강성을 고려하여 최적값을 찾는 것이 중요하다.

3. 무부하 감속시 트랜스미션 축의 진동을 줄이기 위해서는 오우버 드라이브 구간에서 클러치 히스테리시스를 가속 구간보다 작게하고 강성을 저하시키는 것이 효과적이다.

참고 문헌

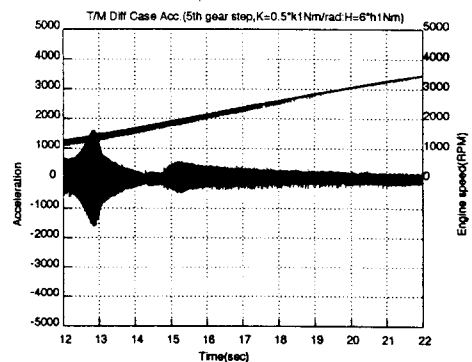
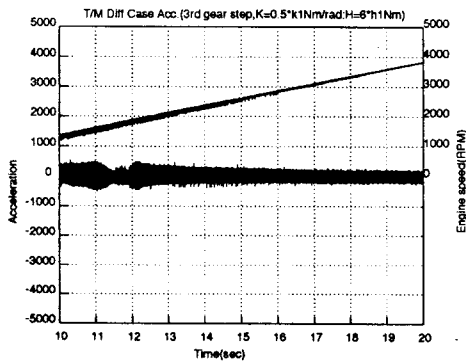
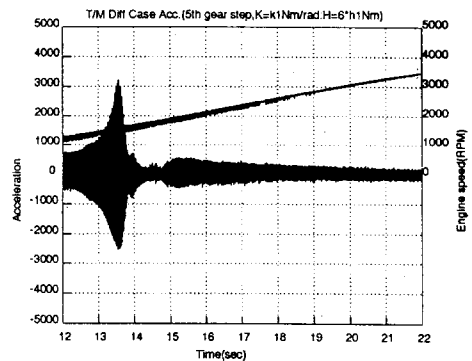
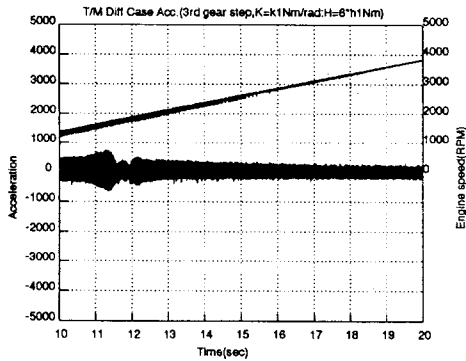
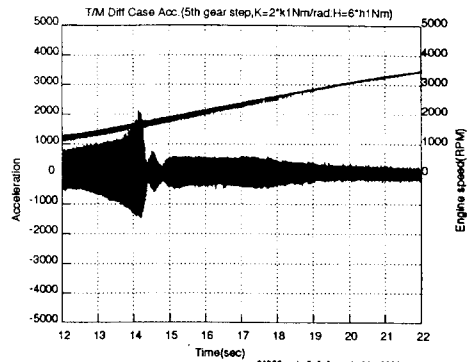
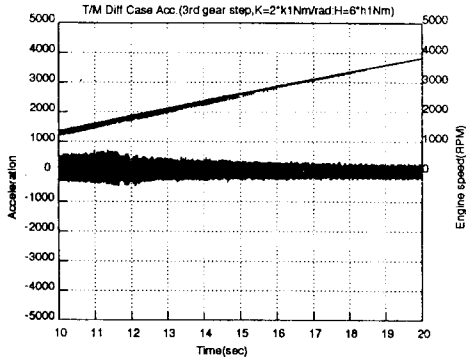
1. C. C. Hsieh and K. P. Oh, "A MINIMIZATION STUDY OF AUTOMOTIVE DRIVELINE VIBRATION", DE-Vol.40, ASME 1991
2. C. Padmanabhan, T. E. Rok, and Rajendra Singh, "COMPUTATIONAL ISSUES ASSOCIATED WITH GEAR RATTLE ANALYSIS: PART I - PROBLEM FORMULATION", DE-Vol.43-1, ASME 1992
3. R. J. Comparin and R. Singh, "An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle", Vol.112, Journal of Mechanical Design, 1990
4. Oliver Johnson and Naotaka Hirami, "Diagnosis and Objective Evaluation of Gear Rattle", SAE 911082, 1991
5. Minoru Inoue, "Analysis on Acceleration/Deceleration Shock and Vibration in FF Vehicle", JSAE 921087, 1992
6. Mineichi Inagawa, "Noise and Vibration of Drive Train of Heavy-duty Vehicle", Vol.35, No.12, 自動車技術, 1981



(a) 변속3단

(b) 변속5단

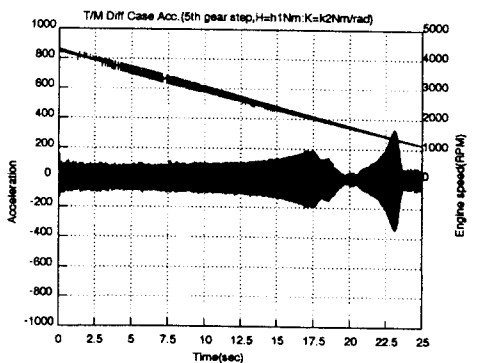
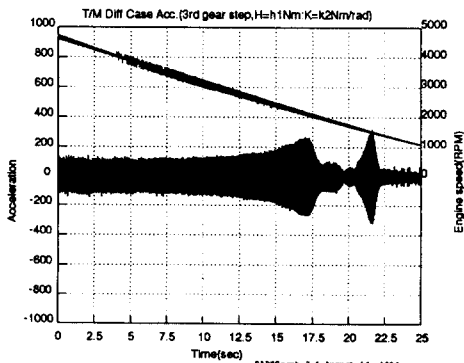
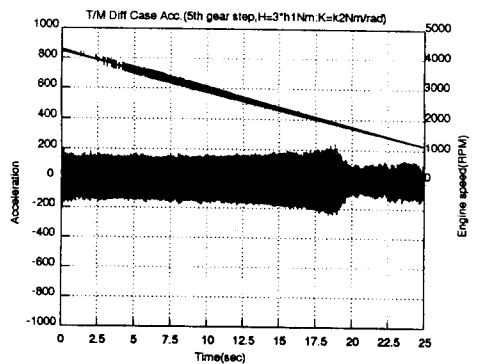
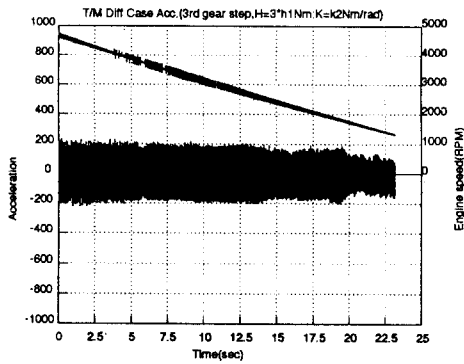
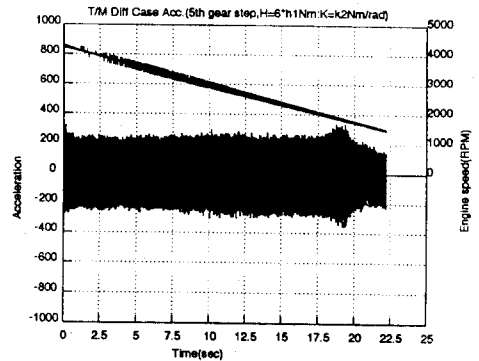
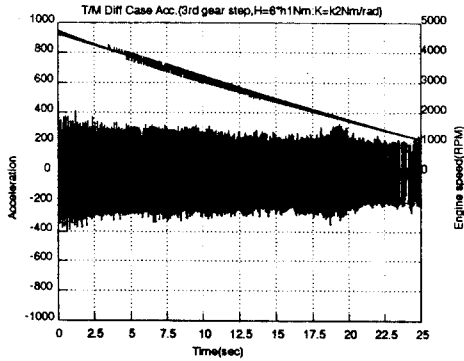
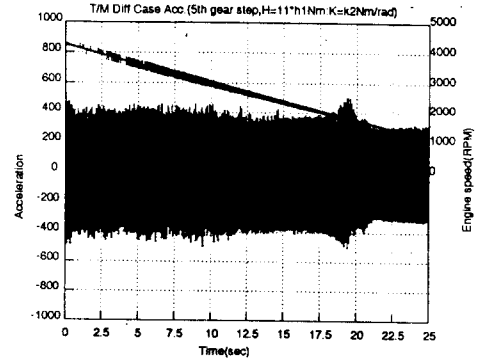
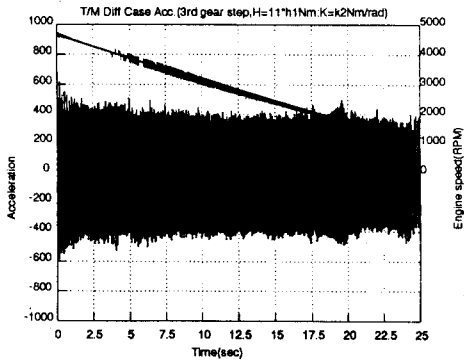
그림(5) 전부하 가속시 클러치 히스테리시스 변화에 따른 트랜스미션 축 진동 변화



(a) 변속3단

(b) 변속5단

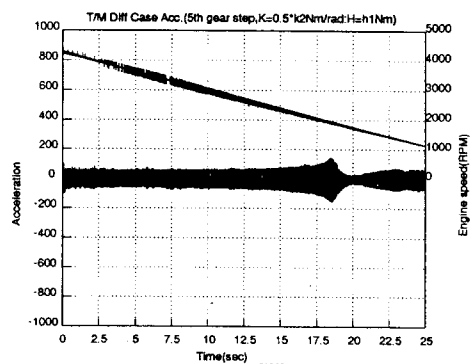
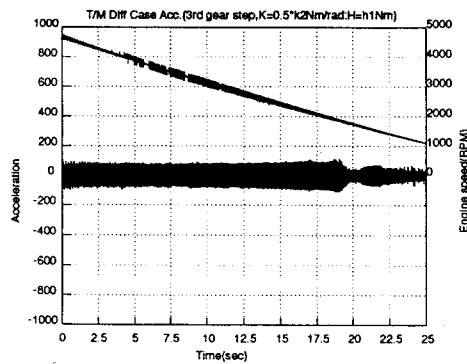
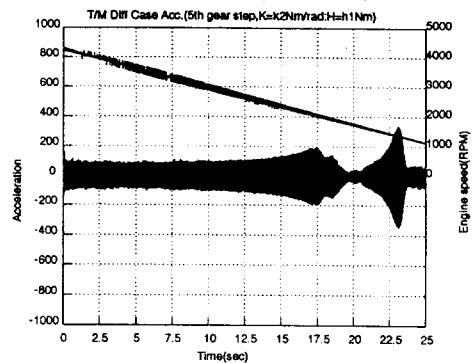
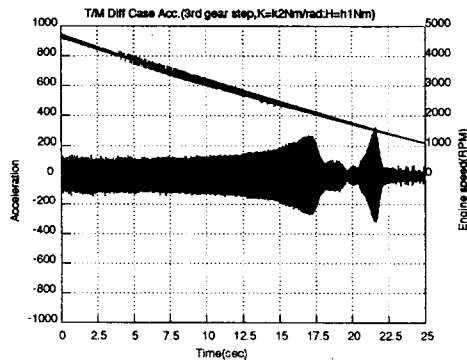
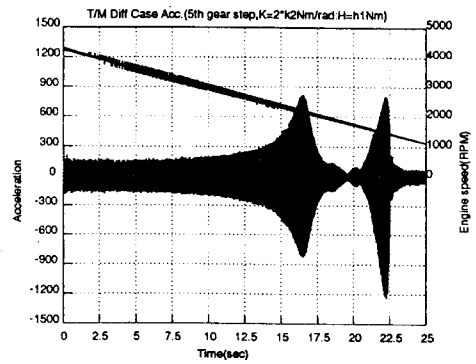
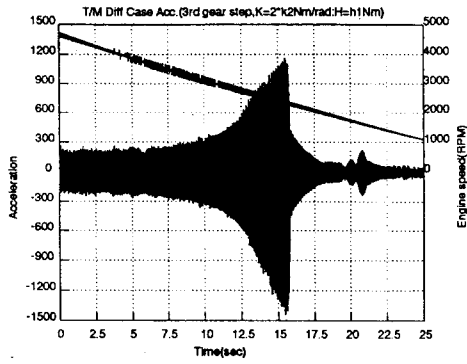
그림(6) 전부하 가속시 클러치 강성 변화에 따른 트랜스미션 축 진동 변화



(a) 변속3단

(b) 변속5단

그림 (7) 무부하 감속시 히스테리시스 변화에 따른 트랜스미션 축 진동 변화



(a) 변속3단

(b) 변속5단

그림(8) 무부하 감속시 클러치 강성 변화에 따른 트랜스미션 축 진동 변화