

클러치 비틀림특성에 의한 자동차 수동변속기 치타음에 관한 연구

홍 동 표* 정 태 진** 태 신 호*** 최 병 기****

A Study on Rattle Noise of Automotive Manual Transmission by way of Torsional Characteristics of a Clutch Disc

Dong Pyo Hong, Tae Jin Chung, Sin Ho Tae, Byung Gi Choi

1. 서론

자동차 소음중 동력전달계에서 발생하는 소음이 상당히 중요한 것으로 알려져 있고, 자동차 시장성을 결정하는 중요한 인자이기도 하다. 이것은 동력전달계가 진동에 무시할 수 없는 관성 과 강성을 갖는 무수한 회전체로 구성되어 있기 때문이다. 동력전달계의 진동과 소음은 엔진의 불규칙적인 폭발과 엔진에서 왕복운동은 하는 부품들의 관성시항에 의해서 생성된 토크변동에 의하여 발생하게 되는데 엔진의 토크변동이 동력전달계의 비틀림모드를 가진시켜 동력전달계를 구성하는 각 부품들에 진동과 소음이 발생함으로써 나타나는 현상이다. 동력전달계를 구성하는 대표적인 요소들인 엔진플라이휠, 변속기, 드라이브 샤프트, 휠에서의 진동은 추진축계의 공진에 의해서 커다란 영향을 받는다. 특히 수동변속기에서 발생하는 진동과 소음은 클러치와 기어들의 비선형 거동과 추진축계의 비틀림공진에 의해서 뚜렷한 특성을 가지고 동력전달계의 소음에 영향을 미치게 된다. 자동차 주행시에 변속기의 진동은 공진을 통과하게 된다. 또한 휠의 공진에 의하여 변속기에서의 소음이 증가하게 된다. 이러한 소음 해결은 여러가지 방법에 의해서 수행되고 있다. 그 중의 하나가 비틀림댐퍼를 갖는 클러치의 비틀림특성을 통하여 해결하고자 하는 것이다. 클러치 설계는 자동차의 구동조건에 따라 달라진다. 공회전시(idling)의 경우는 토크 전달률이나 변속기에서의 치타음(idling rattle noise) 문제와 관련되어 연구^{1,2,3,4)}되고 있고 주행시에는 구동 치타음(driving rattle noise)과, 채디닝(chattering), 그리고 크리핑(crepping)과 같은 문제점과 관련하여 연구된다.^{5,6,7)}

치타음은 고체진달음으로서 차량내부에 전달되어진다. 그러나 차량내부에서 치타음을 평가하는 것은 매우 어려워 치타음을 차량내부에서 측정하는 것은 불가능하다. 따라서 변속기에서 발생하는 치타음은 변속기 케이스 진동을 이용하여 결정하게 된다.⁸⁾

본 논문에서는 자동차 중립상태의 경우와 3단, 4단, 5단 주

행시 클러치의 비틀림특성에 따라 엔진플라이휠과 변속기 인풋기어에서 발생하는 비틀림진동과 인풋기어의 비틀림진동에 영향을 받는 변속기 케이스의 진동특성을 분석함으로써 변속기 케이스로 부터 발생되는 치타음을 평가하고자 한다.

2. 클러치

2.1 클러치 비틀림댐퍼

클러치는 엔진의 동력을 구동축에 전달하는 기능과 필요시 속도조절이 가능한 뿐만 아니라 엔진의 이상행정에 의한 충격의 뺀터 역할을 하므로 구동계의 내구력을 보호하는 기능을 수행한다. 특히 동력전달시 엔진플라이휠이나 변속기에서 발생하는 진동이나 소음을 저감시킬 수 있는데 이러한 기능은 댐퍼 스프링을 장치한 클러치디스크(clutch disc)에서 수행되어진다. 클러치디스크는 변속기의 인풋샤프트(input shaft)에 장착되어 있으며 클러치커버의 주물압력판(pressure plate)과 플라이휠 사이에 위치하고 있다. 그리고 댐퍼 스프링(torsion spring)은 스플라인 허브(spline hub)와 허브 플레이트(hub plate) 사이에 장착되는 프리댐퍼(pre-damper)와 허브 플레이트와 케이싱(fasing)과 연결된 디스크 플레이트(disc plate) 사이에 장착되는 메인댐퍼(main-damper)로 구성되어진다. 프리댐퍼와 메인댐퍼가 갖는 토크의 크기는 댐퍼스프링의 강성과 각 단에서의 비틀림각에 의해서 결정되어진다. 프리댐퍼와 메인댐퍼의 스프링 강성의 차이에 의해서 클러치 디스크의 비틀림 특성은 비선형성을 갖게 된다. 또한 프리댐퍼와 메인댐퍼의 각 단에서 공진에 의한 진동의 확대를 방지하기 위해서 클러치토크볼 비선형적으로 설계하는데 이것은 약한 스프링 강성과 강한 스프링 강성을 조합하여 만들어진다. 변속기 인풋기어의 공진을 억제하기 위해 설계된 클러치 건마찰은 허브 플레이트와 서브 플레이트(sub plate) 사이에 장치된 마찰와셔(friction washer)에 의해서 발생한다. 이 건마찰은 정토크 영역(drive stage)과 부토크 영역(coast stage)에서 각기 다른 크기로 조절될 수 있다. Fig.1은 클러치디스크를 보여주고 있다.

* 전북대학교 성밀기계공학과

** 울산대학교 기계설계학과

*** 전북대학교 대학원

**** 평화발레오

2.2 진동에 따른 클러치의 비틀림 특성

현재의 자동차 연구는 변속기 치타음을 감소시키면서 엔진의 고토크화에 집중되고 있다. 그러나 엔진의 고토크화는 필연적으로 치타음을 증가시키게 된다. 클러치는 엔진에서 생성된 토크를 클러치 비틀림 스프링을 거쳐 스플라인 허브를 경유하여 변속기 인풋샤프트에 전달한다. 클러치 비틀림특성중 정토크부분은 자동차 가속시에 발생하는 진동과 관련하여 설계되며, 부토크부분은 감속시에 발생하는 진동과 관련하여 설계되어진다. 특히 감속시는 엔진에서 생성된 토크가 작으므로 클러치 부토크부분의 비틀림강성을 낮추어도 클러치디스크의 내구성이나 기계적성능에 대한 문제가 발생하지 않는다.

자동차 주행시 변속기에서 발생하는 치타음을 저감시키기 위해서는 치타음의 가진원인 엔진 회전변동성분을 감소시키거나 회전변동성분이 변속기 인풋샤프트에 도달되기 전에 비틀림댐퍼를 갖는 클러치로 이 진동을 절연시키는 것이 가장 효과적인 방법이다. 이 방법은 변속기의 공진주파수를 엔진회전수 영역 아래나 위로 이동시키는 것이다. 이것은 변속기의 공진주파수가 클러치디스크의 비틀림특성에 의해서 결정되기 때문이다. 그러나 클러치디스크에서 댐퍼스프링의 비틀림각이 용력학적으로 한정되어 있고, 클러치디스크의 최대 비틀림토크는 엔진토크의 1.5 - 2.5배에 해당하는 토크를 취하기 때문에 변속기의 공진주파수가 엔진회전수 영역 아래나 위로 이동될 정도까지 클러치디스크의 댐퍼스프링의 비틀림강성은 낮출 수 없다. 또한 댐퍼스프링의 비틀림강성을 너무 낮게 하면 클러치의 허용전달토크의 확보가 어렵게 되어 동력전달계의 토크손실이 초래되기도한다. 따라서 주행상태에서 클러치디스크의 비틀림댐퍼에 의한 진동절연은 클러치디스크의 히스테리시스에 의해서 공진을 감소시키거나 공진부분을 보다 덜 시끄러운 영역으로 이동시킬 수 있도록 클러치 댐퍼스프링의 강성을 설계하는 것이다.

3. 치타음에 대한 연구

치타음은 두가지 중요한 이유에 의해서 증가되어진다. 첫째로 현재의 연구에 의한 엔진의 정속성에 의해서 치타음이 더욱더 중요한 문제가 되고 있다. 두번째로 엔진의 토크의 증가에 의해서 엔진플라이휠에서의 회전변동이 더욱 커져 치타음 발생시점을 낮추게 만들어 보다 쉽게 치타음이 발생한다. 주행시 치타음은 동력전달계의 부하가 걸리지 않는 기어들과 스플라인에서 발생한다. 엔진에서 생성된 토크를 전달하는 기어 이빨들은 클러치가 잘못 설계되었거나, 주행중 엔진 가속시 공진이 발생하지 않으면 치타음을 발생하지 않는다. 주행시에

부하가 걸리지 않는 기어들은 중립상태에서의 부하가 걸리지 않는 기어들의 거동과 유사한 거동을 하게된다. 동력을 전달하는 추진축계의 공진주파수들은 주행시 기어 치타음에 영향을 미칠 수 있다. 그러나 중립시에 발생하는 기어 치타음에는 영향을 미치지 않는다. 주행시 라디오나 에어컨에 의한 보조하중(accessory load)은 중립시의 치타음에는 영향을 미치지만 주행시의 치타음에는 영향을 미치지 못한다. 엔진플라이휠 관성의 증가는 엔진플라이휠에서 각속도를 감소시킬 것이다. 이것은 중립시나 주행시 변속기 케이스에서 발생하는 치타음을 제거하기에 효과적일 수 있다. 그러나 이것의 단점은 엔진 크랭크샤프트의 용력의 증가와 차량의 무게를 증가시켜 연료 경제성의 감소를 초래하게 된다. 클러치의 비틀림각의 증가는 프리토크의 토크성능을 충족시킴으로써 변속기에서 각속도를 감소시킬 것이다. 이것은 중립시에는 치타음을 제거하는데 효과적이지만 주행시에는 치타음에 어떤 영향을 미치지 못한다. 그러나 비틀림각이 증가하게 됨으로써 차량에 저크(jurking)가 증가하게 되고 변속기에서 클락노이즈(clac noise)가 더욱더 민감해진다.

4. 실험방법 및 장치

기어 치타음은 자동차 중립시나 주행시 부하가 걸리지 않는 기어쌍에서 기어이빨들의 충돌에 의하여 발생하게 된다. 따라서 자동차 중립시나 주행시 치타음은 인풋샤프트 2단 기어와 변속기 케이스에서의 진동을 측정함으로써 결정될 수 있다.

실험차량에 장착된 엔진은 4 실린더 4 싸이클 1.5 MPI 가솔린엔진으로 4000 rpm 에서 130Nm 최대토크를 생성한다. 변속기는 5단 M5AF3 타입이고 엔진플라이휠의 링기어 이빨수는 106개이고 인풋샤프트 2단 기어의 이빨수는 19개이다. 자동차 중립시와 주행시에 엔진플라이휠과 인풋기어에서 발생하는 비틀림진동을 측정하기 위해 엔진플라이휠의 링기어와 변속기 인풋샤프트 2단 기어에서 마그네틱 픽업으로 기어이빨의 진동 펄스를 측정하여 디지털 레코더로 테이프에 기록하고 실내에 들어와 테이프에 기록된 신호를 F/V-801 Converter를 이용하여 rad/s RMS 값인 각속도변동 주파수성분을 얻는다. 엔진의 특성에 의하여 변속기에서의 비틀림진동은 엔진에서 생성된 변동토크의 2nd order나 4th order에 의해서 주로 영향을 받는다. 특히 2nd order에 의해서 커다란 영향을 받기 때문에 2nd order 성분만 분석해도 변속기 진동특성을 예측하기가 가능하다. 따라서 본 실험에서는 자동차 주행시 각 단별로 엔진플라이휠과 변속기인풋기어 각속도변동의 2nd order와 4th order 성분만 분석하였다. 그리고 기어 치타음을 평가하기 위해서 변

속기 케이스에 가속도계를 설치하여 변속기 케이스에서 발생하는 가속도성분을 측정한다. 치타음의 실질적인 평가는 엔진 회전수에 따른 가속도성분의 OVERALL 값으로 평가 되어진다. 여기서 변속기 케이스의 진동레벨은 dB(reference, 1.0 μ m/s²)로 구하였다. 본 실험에 대한 계측장비와 실차실험의 구성도는 Fig.2에서 보여주고 있다. 그리고 자동차 중립시 및 주행시 각 단에서 실험한 엔진회전수 영역은 Table 1.과 같다

IDLE	RPM	DRIVE	단	RPM
	800		3 단	900 - 4000
		4 단	900 - 4000	
		5 단	900 - 3000	

Table 1. Engine RPM range

4.1 클러치 비틀림 특성 곡선

변속기에서 발생하는 치타음을 해결하기 위한 클러치의 비틀림특성 곡선은 Fig.3에서 보여주고 있다. 자동차 중립상태에서의 치타음을 평가하기 위해 클러치디스크를 플라이휠에 부착한 경우와 중립상태에서 회전하는 플라이휠로부터 클러치 디스크를 탈착한 경우에 대하여 인풋기어에서의 속도변동을 측정하였다. 여기서 x11, x21 클러치는 메인댐퍼로만 구성되어 있고 N-x21은 메인댐퍼로만 구성된 x21 클러치에 프리댐퍼를 첨가한 클러치이다. x21 클러치가 자동차 중립상태에서 치타음을 발생함으로써 이때 치타음을 제거하기 위하여 N-x21 클러치를 설계하여 실험을 수행하였다. 그리고 Table 2.는 각 클러치에 대한 비틀림특성을 나타낸 것이다. 여기서 히스테리시스는 클러치 비틀림각(7도)에서 구한 값이다.

SAMPLE DISC	x11	x21	N-x21	
	Main-Damper	Main-Damper	Main-Damper	Pre-Damper
Drive stage torque (kgf m)	15.794	19.275	19.275	1.763
Coast stage torque (kgf m)	8.237	12.989	12.989	1.765
Hysteresis	1.1(7deg)	1.99(7deg)	1.99(7deg)	0.11(7deg)
Drive stage angle (deg)	14.398	12.575	23.97	11.43
Coast stage angle (deg)	14	10.05	13.15	3.22

Table 2. Torsional characteristics of a clutch disc

5. 실험 결과 및 분석

Fig.4는 중립 상태에서 x11, x21 타입의 클러치 비틀림특성에 따른 엔진플라이휠과 인풋기어의 각속도 변동성분을 분석한 것이다. 자동차 중립시 치타음과 연관된 진동은 엔진의 기본주파수의 두배인 연소주파수를 고찰함으로써 자세히 분석되어진다. x11 타입의 경우 엔진의 연소주파수에서 발생하는 각속도 변동의 진폭은 엔진플라이휠과 인풋기어가 비슷하게 나타나지만 x21 타입의 경우는 인풋기어의 각속도 변동의 진폭이 엔진플라이휠 보다 증폭된 것을 볼 수 있다.

Fig.5는 중립 상태에서 x11, x21 타입의 클러치 비틀림특성에 따른 클러치 부착상태와 클러치 탈착상태에서 변속기 케이스의 각속도 레벨을 보여주고 있다. 여기서 "O"는 전주파수의 OVERALL 값을 의미한다. 그리고 각속도 레벨은 1/3 옥타브 밴드로 신호를 분리시켜 분석한 것이다. 자동차 중립상태에서 변속기에서 발생하는 기어 치타음은 클러치 부착상태에서의 변속기 케이스 진동의 OVERALL 값과 클러치 탈착상태에서의 변속기 케이스 진동의 OVERALL 값의 차이로 부터 평가될 수 있다. 이 값의 차이는 x11 타입의 경우는 5.4 dB 이고 x21 타입의 경우는 8.2 dB 이다. 따라서 중립상태에서 x21 타입의 클러치는 기어 치타음을 유발시킬 수 있다.

Fig.6은 주행시 엔진 회전수에 따른 엔진플라이휠의 비틀림진동을 order 별로 분석한 것이다. 4 실린더 4 사이클 엔진의 특성에 의하여 엔진플라이휠에서의 비틀림 진동은 Fig.6과 같이 엔진의 연소주파수와 이 주파수의 배주파수에서 발생한다. 여기서 엔진플라이휠의 비틀림진동의 6th order 이상은 2nd order, 4th order 에 비해서 상당히 작은 진동성분으로 변속기의 비틀림진동에 거의 영향을 미치지 않는다고 볼 수 있다. 따라서 변속기의 비틀림진동에 영향을 미치는 엔진플라이휠의 2nd order, 4th order 비틀림진동 성분은 클러치를 통하여 변속기에 전달된다. 변속기에 전달되는 비틀림진동은 클러치의 비틀림 특성에 의하여 진전되기도 하고 증폭되어 전달될 수 있다. 엔진의 연소주파수에 해당하는 비틀림진동 진폭의 확대는 인풋기어에 커다란 비틀림진동이 초래하게 된다. 비틀림진동에 의하여 변속기내의 기어쌍은 회전하면서 충동이 발생하게 되고 이 충동이 샤프트와 베어링을 통하여 변속기물가 진전시키게 된다. 이때 변속기 케이스에서 소음이 발생하게 된다.

Fig.7은 x11, x21 타입의 클러치 디스크에 대하여 3단, 4단, 5단으로 주행시 엔진플라이휠과 변속기 인풋기어의 각속도 변동의 2nd order의 진동을 분석한 것이다. 엔진의 회전수가 900 - 4000 RPM 으로 full open throttle angle로 증가될 때 엔진 플라이휠에서 생성된 비틀림진동은 클러치의 고유진동수 영역

을 통과하여 인풋기어에 공진이 발생한 것을 Fig.7로 부터 볼 수 있다. 1200 - 1300 RPM 에서의 공진은 타이어의 강성과 휠의 관성에 의한 공진모드이고 1800 - 2200 RPM 영역에 존재하는 공진은 변속기 인풋샤프트의 관성과 클러치 비틀림 스프링의 강성에 의해서 발생된 공진모드이다. 주행중 가속시 기어단수가 바뀌어짐에 따라 기어비가 바뀌어지고, 기어비에 따라 추진축계의 각부품의 관성과 강성이 변화하게 된다. 이것은 추진축계의 각부품이 구조적으로 변속기와 연성되어 있어 변속기 기어단이 바뀔 때마다 변속기에서 발생하는 공진주파수가 바뀌게 된다. 이러한 현상은 엔진회전수와는 관련이 없고 고유하게 변속기에서 발생하는 진동특성이다. 5단의 경우에는 기어비가 3, 4단에 비해 작음으로써 관성이 증가하여 인풋기어의 공진주파수가 3, 4단에 비해 낮은 rpm에서 존재한다. 또한 공진 피크의 크기도 3단에 비해서 감소되어진다. 특히 타이어에 강성과 휠의 관성에 의해서 변속기 인풋기어에 발생하는 공진모드는 3, 4단에서 인풋기어의 변동속도진폭이 엔진플라이휠의 변동속도진폭보다 약간 큰데 비해서 기어 5단에서는 엔진플라이휠의 변동속도진폭보다 작아진다는 것을 알 수 있다. 이 공진모드는 기어단수에 관계없이 1200 rpm (40 Hz) 주위에서 고정되어 있다.

x21 타입의 비틀림댐퍼를 갖는 클러치 디스크의 경우에는 x11 타입의 클러치 디스크와 달리 3단, 4단, 5단에서 변속기 인풋기어의 비틀림진동에 공진이 발생하지 않는 것을 볼 수 있다. 또한 900 - 4000 RPM 구간에서 엔진플라이휠의 각속도 변동 보다 작게 나타난다.

Fig.8은 x11, x21 타입의 클러치 디스크에 대하여 3단, 4단, 5단으로 수행시 엔진플라이휠과 변속기 인풋기어의 각속도 변동의 4th order의 진동을 분석한 것이다. x11 타입의 클러치 디스크의 경우 인풋기어의 진동은 1200 RPM 이하의 엔진 회전수 영역에서 엔진플라이휠의 진동보다 크고 1200 RPM 이상에서는 작게 나타난다. 그러나 x21 타입의 클러치디스크의 경우는 엔진플라이휠의 진동과 같거나 작다. 비틀림진동의 2nd order와 비교해 보면 x11, x21 타입 모두 상당히 작은 것을 알 수 있다.

Fig.9은 x11, x21 타입의 클러치 디스크에 대하여 3단, 4단, 5단으로 수행시 변속기 케이스의 진동을 분석한 것이다. 변속기 케이스의 진동은 인풋기어의 비틀림진동에 의해서 맞물려 회전하는 기어에 동하중(dynamic force)이 생성되고 이 하중이 샤프트와 베어링을 거쳐 변속기의 케이스에 전달되어 발생하게 된다. 따라서 인풋기어의 진동에 의해서 변속기케이스의 진동이 결정된다. 변속기 케이스의 진동은 가속도 레벨의 OVERALL 값으로 측정한다. 여기서 Fig.9은 가속도 레벨의 OVERALL 값으로 변속기 케이스의 진동을 분석한 것이다. 이것으로 부터 인풋기어의 공진주파수 부근에서 변속기 케이스

도 공진이 발생하는 것을 알 수 있다. x11 타입의 클러치디스크의 경우에 주행중 기어 단에 관계없이 1800 - 2200 RPM에서 보여주는 공진의 크기는 비슷하게 나타난다. 이것은 엔진플라이휠의 비틀림진동의 2nd order의 성분이 변속기 케이스의 진동성분에서 가장 커다란 영향을 미치며 주행중 기어변속에 관계없이 이 엔진회전수 영역에서 진동이 주로 발생하는 것을 알 수 있다. 이것으로 부터 변속기에서 치타음이 발생한다는 것을 알 수 있고 3단, 4단, 5단의 경우 약간씩 다르지만 1800 - 2500 RPM 영역에서 치타음이 가장 뚜렷하게 나타난다. 그리고 3500 RPM 이상에서는 공진에 의해서 발생하는 치타음보다 작은 치타음이 발생한다. x21 타입의 클러치디스크의 경우는 x11타입의 경우처럼 변속기 케이스의 진동을 지배하는 특정 엔진회전수 영역이 존재하지 않고 1500 RPM 이상의 엔진회전수에서 변속기 케이스의 진동이 유사하게 발생한다. 변속기 인풋기어에서 1200 - 1300 RPM에서 발생한 공진은 x11 타입의 클러치디스크의 경우에는 변속기 케이스에 영향을 미치지만 x21 타입의 경우에는 영향을 미치지 못하는 것 같다.

엔진플라이휠의 비틀림진동의 4th order 성분에 의해서 발생하는 900 - 1100 RPM 영역에서의 변속기 케이스 공진을 분석해 보면, x21 타입의 클러치디스크는 x11 타입의 클러치디스크의 경우에 비해 상대적으로 주위의 엔진회전수에서의 가속도 레벨과 비교할 때 공진특성이 나타남으로써 이 부분이 변속기 치타음에 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다. 이것으로 부터 x21 타입은 자동차 중립상태에서는 기어 치타음을 초래하지만 주행시에는 치타음에 대하여 상당히 좋은 결과를 보여주고 있다. 따라서 중립상태에서 발생하는 치타음을 제거하기 위한 목적으로 메인댐퍼로만 구성된 x21 타입 클러치디스크와 프리댐퍼 부분에 댐퍼를 장착해서 실험해 보았다.

Fig.10은 중립상태에서 x21 타입의 클러치와 x21 타입의 클러치에 프리댐퍼를 보충한 N-x21 타입의 클러치 비틀림특성에 대한 각속도변동을 분석한 것이다. 중립상태에서 x21 타입의 클러치가 변속기에서 치타음이 발생한 정도로 엔진플라이휠의 비틀림진동을 증폭시켜 인풋기어에 전달하였지만 N-x21 타입의 클러치는 엔진플라이휠의 비틀림진동을 인풋기어에 도달하기 전에 진동을 전연시켜 기어 치타음의 발생을 막아 줄 수 있다. Fig.11은 x21, N-x21 타입의 클러치 디스크에 대하여 3단, 4단으로 수행시 인풋기어에서의 속도변동성분을 분석한 것이다. x21 타입의 클러치가 주행시 기어 치타음에 상당히 좋은 결과를 보여주었는데 프리댐퍼 부분을 첨가한 N-x21 클러치와 x-21 클러치의 속도변동성분을 비교해 보면 N-x21 클러치도 주행시에 기어 치타음을 제거시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

6. 결론

민속기에서 발생하는 치타음을 클러치를 통하여 해결하려는 방법으로 자동차 중립시와 주행시 각기 다른 비틀림특성을 갖는 클러치를 대상으로한 실험으로 부터 엔진플라이휠, 인풋기어, 민속기 케이스의 진동을 측정하고 분석함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

자동차 중립시나 주행시에 수동민속기에서 발생하는 치타음은 클러치를 통하여 해결될 수 있음을 알 수 있었다. 클러치의 프리덴피와 메인덴피의 비틀림강성과 히스테리시스는 중립시와 주행시 치타음에 대해 각기 다른 특성을 갖게 되는데 메인덴피만으로 구성된 클러치는 주행시에는 치타음을 제거하는데 효과적이지만 중립시에는 인풋기어의 비틀림 공진에 의하여 민속기가 가진되어 치타음이 발생하였다. 주행시 변속기 치타음을 제거효과를 감소시키지 않고 중립시 변속기에서 발생하는 치타음을 제거하기 위해 메인덴피만으로 이루어진 클러치디스크에 프리덴피 부분을 첨가하여 보았는데 자동차 주행시의 치타음 제거효과를 유지하면서 중립시의 치타음을 제거시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

본 연구는 1992년도 한국과학재단 및 병과 발레오 연구비 지원에 의한 진과임(과제번호 92-10-00-02-3)

REFERENCE

- [1] T.Fujimoto et al, Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission, SAE Paper 870395
- [2] S.Ohnuma et al, Reduction on Idling Rattle of Manual Transmission, SAE Paper 850979S.
- [3] R.J.Comparin, R.Singh, An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Mechanical Design, Vol.237-245 (1990)
- [4] R.Singh, H.Xie and R.J.Comparin, Analysis of automotive neutral gear rattle, Journal of Sound and Vibration 131, Vol.177-196 (1989)
- [5] T.Sakai et al, Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox, SAE Paper 810773
- [6] A.Rust, F.K.Brandl, G.E.Thien, Investigations into gear rattle phenomena key parameters and their influence on gearbox noise, IMechE C404/001 (1990)
- [7] 홍동표, 정태진, 윤영진, 태신호, 자동차 동력전달계의 비틀림 진동에 관한 연구, 한국정밀공학회지, 제11권 제3호, pp. 75-81 (1994)
- [8] O.Johnson, N.Hirami, Diagnosis and Objective Evaluation of Gear Rattle, SAE Paper 911082

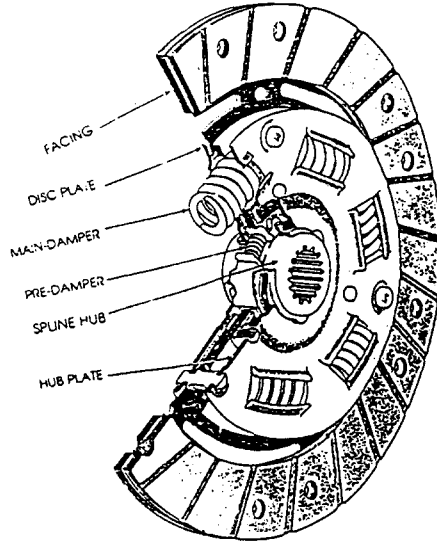
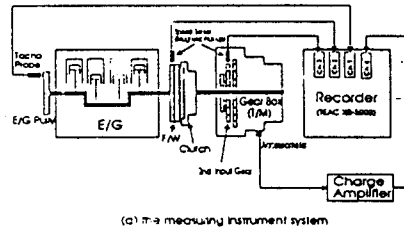
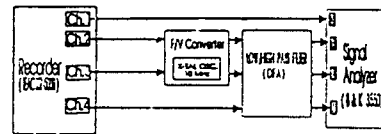


Fig. 1 Clutch disc assembly.

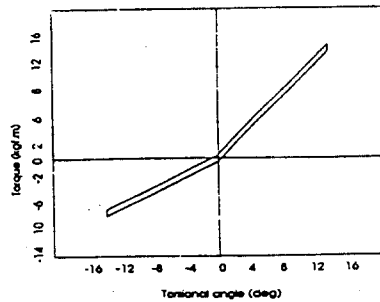


(a) the measuring instrument system

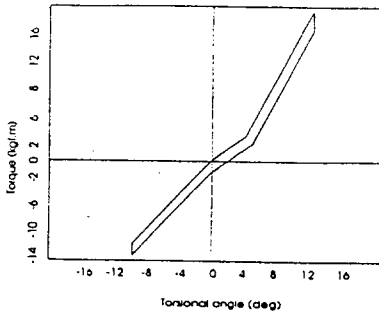


(b) the analysing instrument system

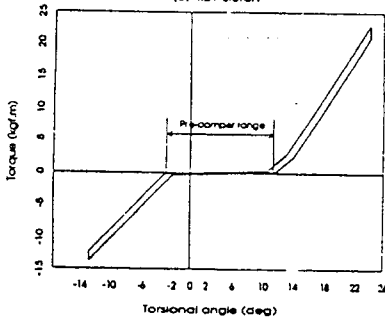
Fig. 2 Schematic diagram



(a) x11 clutch

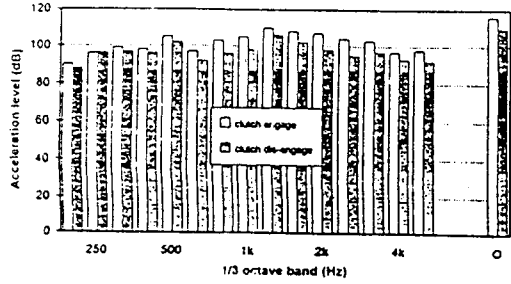


(b) x21 clutch

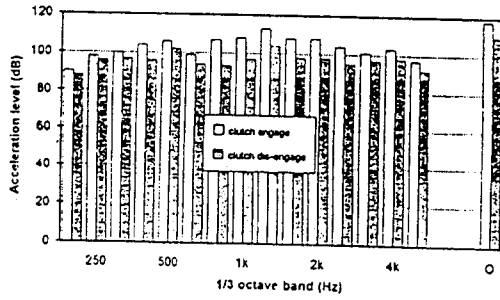


(c) N-x21 clutch

Fig.3 Torsional characteristic curve of the clutch.

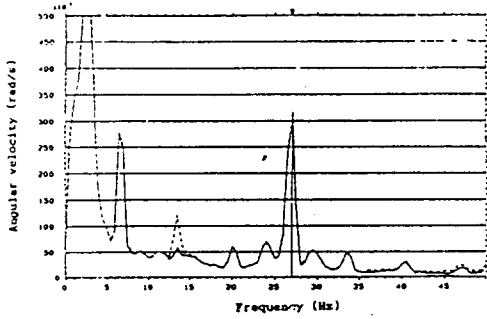


(a) x11 clutch

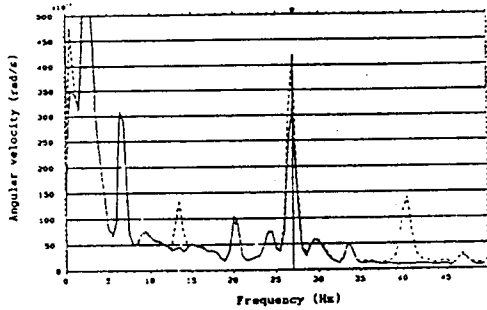


(b) x21 clutch

Fig.5 Acceleration level in gearbox case at idling.



(a) x11 clutch



(b) x21 clutch

Fig.4 Angular velocity in engine-flywheel and input gear at idling. (--- : engine-flywheel, — : input gear)

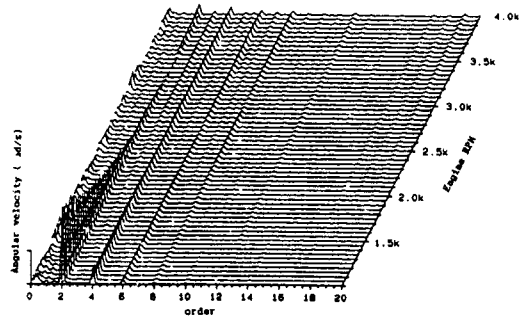
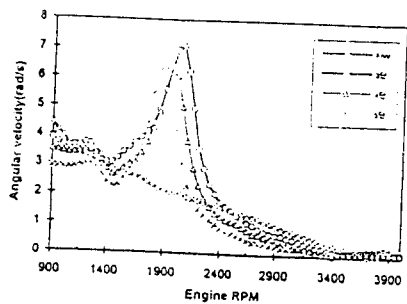
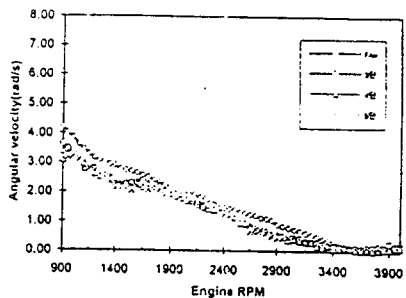


Fig.6 Angular velocity in engine-flywheel at driving.

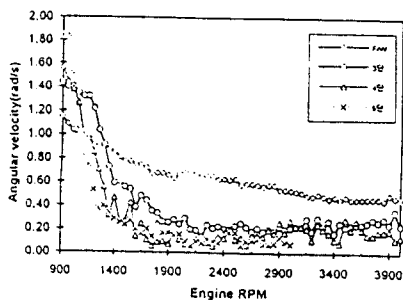


(a) x11 clutch

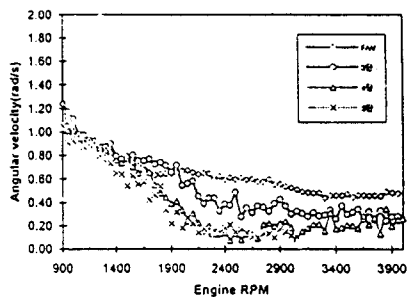


(b) x21 clutch

Fig.7 Angular velocity of second order in engine flywheel and input gear at driving.

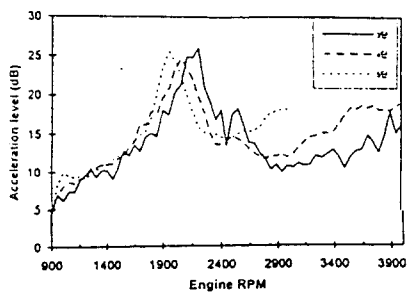


(a) x11 clutch

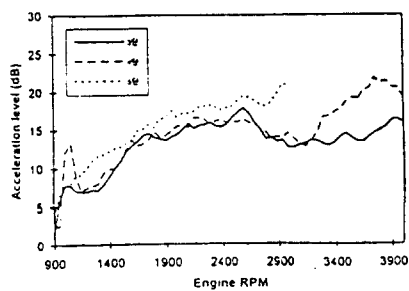


(b) x21 clutch

Fig.8 Angular velocity of fourth order in engine flywheel and input gear at driving.



(a) x11 clutch



(b) x21 clutch

Fig.9 Acceleration in gearbox case at driving

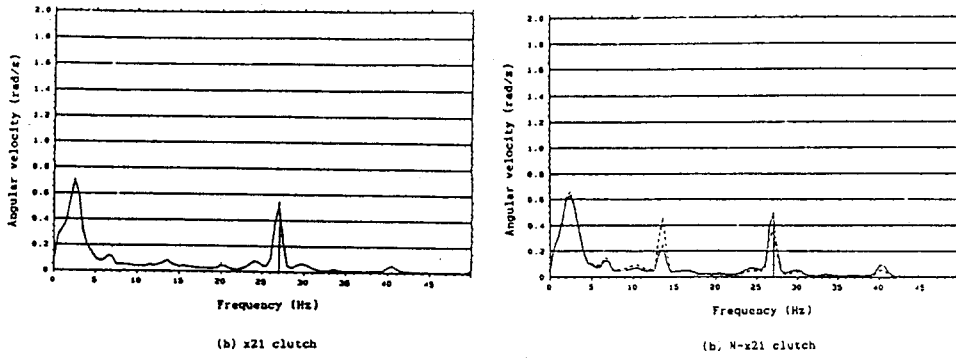


Fig.10 Angular velocity in engine-flywheel and input gear at idling. (— : engine-flywheel, --- : input gear)

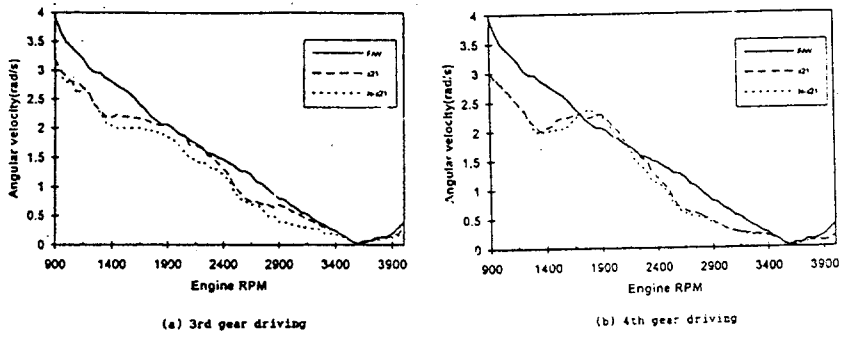


Fig.11 Angular velocity of second order in engine flywheel and input gear.