

〈논 문〉

# 차량 출발 시 클러치에서의 고착-미끄럼 진동현상에 관한 실험적 연구

## An Experimental Study on the Stick-Slip Vibration of the Clutch during Starting of a Vehicle

김상수\* · 장한기\*\* · 조 연\*\* · 박영원\*\*\* · 채장범\*\*\*

Sang-Soo Kim, Han-Kee Jang, Yeon Cho, Young-Won Park and Jang-Bom Chai

(2001년 2월 19일 접수 ; 2001년 4월 23일 심사완료)

**Key Words** : Stick-Slip Vibration(고착-미끄럼 진동), Vehicle Test(실차 시험), Normal Condition(정상 조건), Abnormal Condition(비정상 조건), Engine Speed(엔진회전수), Travel of Clutch Pedal(클러치 페달 변위), Frequency Weighting Function(주파수가중함수), Quantification of Perceptual Vibration(체감 진동의 정량화)

### ABSTRACT

A friction-type clutch system sometimes generates stick-slip vibration during engagement, which disturbs smooth start of a car and makes a passenger uncomfortable. In this study, the stick-slip vibration in four types of friction couples was investigated at two different engagement conditions respectively of which the amount of slip time and clutch travel was varied. Results are found as follows. First, the vibration increased at the condition of small engine torque and large torque fluctuations due to higher harmonics of engine speed. Second, the friction couple without a pre-damper has advantages of reducing the vibration. This study also suggested an evaluation method of vehicle vibration in the view point of human perception by using the frequency weighting of ISO2631-1.

### 1. 서 론

자동차 동력전달계는 엔진의 동력을 클러치(clutch)의 마찰력을 이용하여 구동축에 전달하도록 되어있는데, 이 동력전달 과정에서 마찰판에서의 고착-미끄럼(stick-slip)에 진동이 발생하는 경우가 많다. 이 진동은 특히 수동변속기 차량에서 운전자의 클러치 조작에 의해 마찰판이 연결되는 과정에서 발생하며, 엔진 마운트계 또는 현가장치 등을 통하여 차체에 전달된다. 클러치 마찰면의 고착-미끄럼 진동은 동력전달계의 토크 전달 효율을 감소시키고 운

전자의 승차감과 정숙성을 저하시키기 때문에 상품성의 저해 요인으로 작용하고 있다.

고착-미끄럼 진동에 대한 지금까지의 연구 결과들을 살펴보면, 일반적으로 엔진회전수가 1500 rpm이하의 낮은 회전수에서 기어 1단인 경우 11~15 Hz의 대역에서 주로 발생하며, 발생 요인으로는 엔진 토크의 변동과 클러치 마찰특성, 마찰면의 불평형(unbalance) 및 불일치(misalignment) 등으로 보고되고 있다<sup>(1~3)</sup>.

본 연구의 목적은 운전자의 승차감 향상과 실차상태에서의 고착-미끄럼 진동의 평가 기법 개발이다. 이를 위해 수동변속기를 장착한 전륜구동의 경승용차를 선정하여 클러치 연결(engage)시 발생하는 진동 경향과 고착-미끄럼 진동원을 분석하고, 클러치 비틀림 댐퍼의 특성, 엔진 회전수 및 클러치 페달 변위량(travel)이 진동 발생에 미치는 영향을 각각 평가하였다. 클러치 마찰면의 고착-미끄럼 진동을 분석하기 위하여, 차량 출발 시엔진 회전수와 클러치 페달 변위량과의 관계에 따른 2가지의 시험 조건을 설정하

\* 정회원, 대우자동차 기술연구소, 아주대학교 대학원

\*\* 정회원, 고등기술연구원 소음진동기술센터

E-mail : hkjang@iae.re.kr

Tel : (031) 330-7435, Fax : (031) 330-7113

\*\*\* 아주대학교 대학원 시스템공학과

\*\*\*\* 아주대학교 기계 및 환경공학부

고, 각 시험 조건에 대해 시트 레일(seat rail), 변속기 하우징에서의 진동과 플라이휠 및 변속기 입력기어에서의 회전수 변동을 측정하였다. 또한, 인간의 감성을 고려한 가중(weighting)함수를 시트레일의 진동레벨에 적용하여 주관 평가 결과와 비교, 분석하였다.<sup>(9)</sup>

## 2. 실차 시험

### 2.1 클러치 종류 및 시험 조건

실차시험을 위하여 1500 cc 엔진과 수동변속기를 장착한 전륜구동형 소형승용차를 선정하고, 차량 출발시 클러치 비틀림 댐퍼 특성에 따른 영향을 살펴보기 위해 Table 1 과 같이 비틀림 특성이 상이한 4종류의 클러치 디스크를 준비하였다. 여기서, 제Ⅳ형(rigid type)은 클러치 비틀림 댐퍼가 전혀 없는 사양이고, 제Ⅰ형과 제Ⅱ형(predamper 1단과 2단 type) 클러치의 경우 프리댐퍼와 메인댐퍼의 비틀림각이 서로 동일하다. 반면, 제Ⅲ형(non-predamper type)의 경우는 제Ⅰ형과 제Ⅱ형 클러치보다 프리댐퍼에 해당하는 약 12° 정도가 작은 비틀림각을 가진다.

또한, 엔진회전수의 영향과 클러치 페달의 변위량 및 미끄럼 시간(slip time)에 따라 '정상조건(normal condition)'

와 '비정상조건(abnormal condition)'의 2가지의 시험 조건을 설정하였다. '정상조건'인 경우는 차량 출발 시 운전자가 가장 일반적으로 사용하는 조건이며, '비정상조건'인 경우는 클러치 연결 시 고착-미끄럼 진동 등으로 인해 주관적 느낌(feel)이 가장 나쁜 운전 조건이다.

### 2.2 측정 센서 및 장비 Set-up

Fig. 1은 해당 지점의 신호를 측정하기 위한 측정 장비의 계통도를 보여 주고 있다. 차량 출발 시 진동 특성을 분석하기 위하여 시트레일, 변속기 하우징 등에 가속도계를, 그리고 플라이휠(flywheel) 및 입력5단 기어에서의 각속도를 측정하기 위하여 각각에 비접촉 마그네틱 센서를 부착하였다. 진동레벨의 경우 변속기 하우징을 제외하고는 3축 가속도계를 사용하여 x, y, z방향의 진동을 모두 측정하였으며, 이때 x방향은 차량 전후 방향, y방향은 차량 좌우 방향, z방향은 차량 수직 방향을 나타낸다.

## 3. 시험 결과 분석

### 3.1 인체특성을 고려한 주파수 가중치

차량에서 발생하는 진동은, 크기는 물론 진동전달부위,

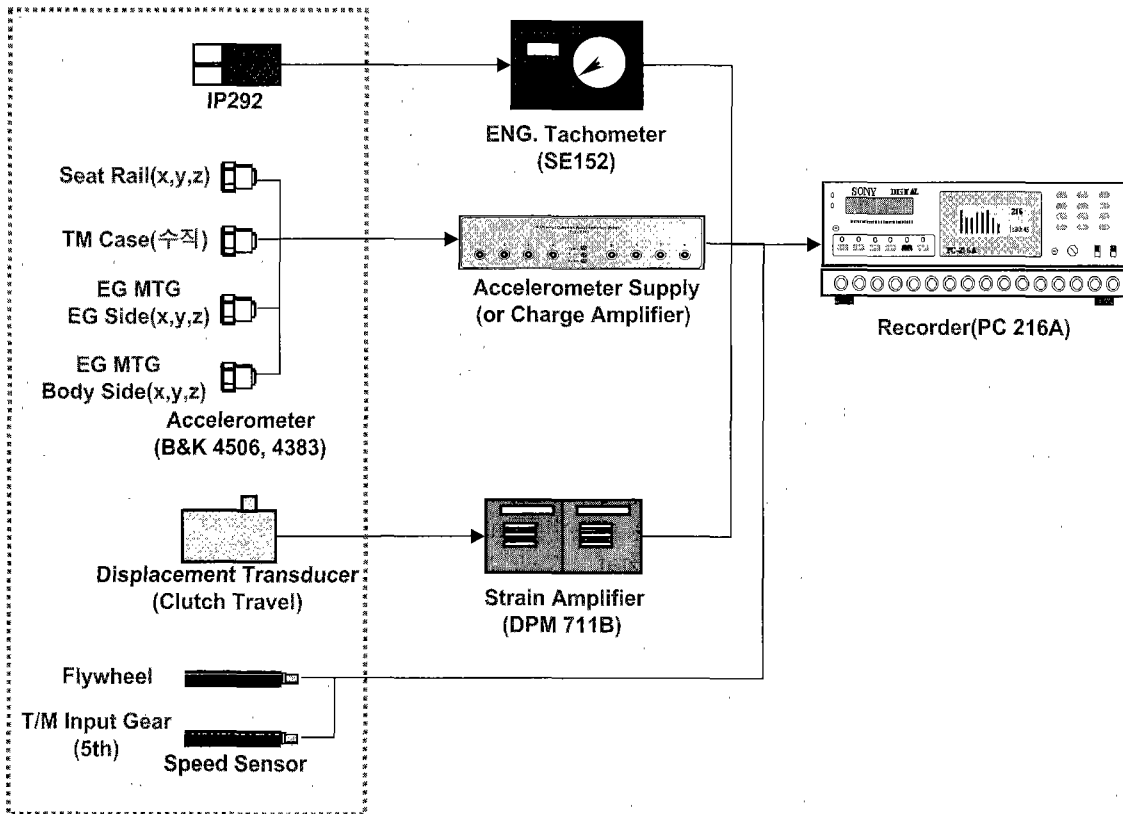


Fig. 1 Experimental device layout

Table 1 Clutch Samples

Type	Predamper		Main-Damper		
	1단	2단	정(+) 1단	정(+) 2단	부(-)
I. Predamper 2단	○	○		○	
II. Predamper 1단	○	×		○	
III. Non-Predamper	×	×		○	
IV. Rigid	×	×		×	

진동 방향, 그리고 각 주파수에 따라서 인체에 끼치는 영향이 달라진다.

본 연구에서는 시트 레일에서 측정된 수평 방향(전후, 좌우 방향)과 수직방향의 진동에 각각 Fig. 2와 같은 주파수 가중치를 적용하여 데이터를 분석하였다.

### 3.2 측정 결과 분석

Fig. 1에 제시된 위치에서 계측된 시간신호에 대해 주파수 변환, 단시간 주파수변환(short-time FT), 가중 시간 신호

(weighted time signal), 가중(weighted) RMS(Root Mean Square)값 등을 계산하였다. 이때, 시트레일 수평(x, y)방향과 수직(z)방향의 데이터에 주파수가중함수를 적용한 신호를 가중시간신호라 하였다. 그리고, 이 가중시간신호에 대하여 RMS값을 계산한 것이 가중 RMS이고 단위 시간대별로 주파수를 변환한 것이 단시간 주파수변환 결과이다.

#### (1) 정상조건과 비정상조건 결과 분석

Fig. 3과 4는 8가지의 시험조건 중에서 제 I형 클러치를 장착하였을 경우의 정상조건과 비정상조건에 대한 분석 예를 보였다. 여기서 한가지 클러치에 대한 결과를 정리한 이유는 다른 클러치들에 대한 시험 결과들도 유사한 진동 거동을 보이기 때문이다.

각 그림의 (a)와 (b)는 엔진 회전수(RPM) 대비 클러치 변위량의 관계와 변속기 입력기어 5단에서의 각속도를 측정된 결과이다. 이때, 클러치 페달을 완전히 밟아 동력을 차단했을 경우를 클러치 변위량이 100 %이고, 완전히 때

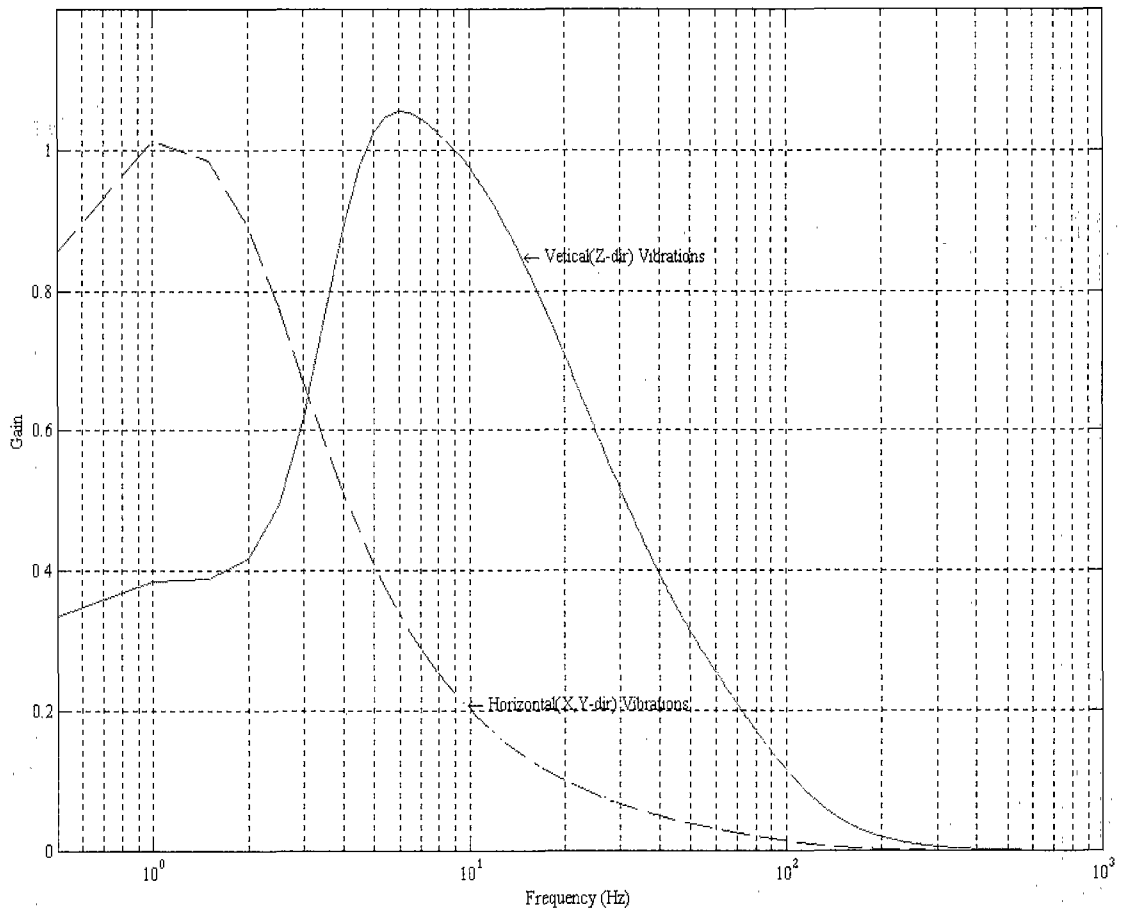
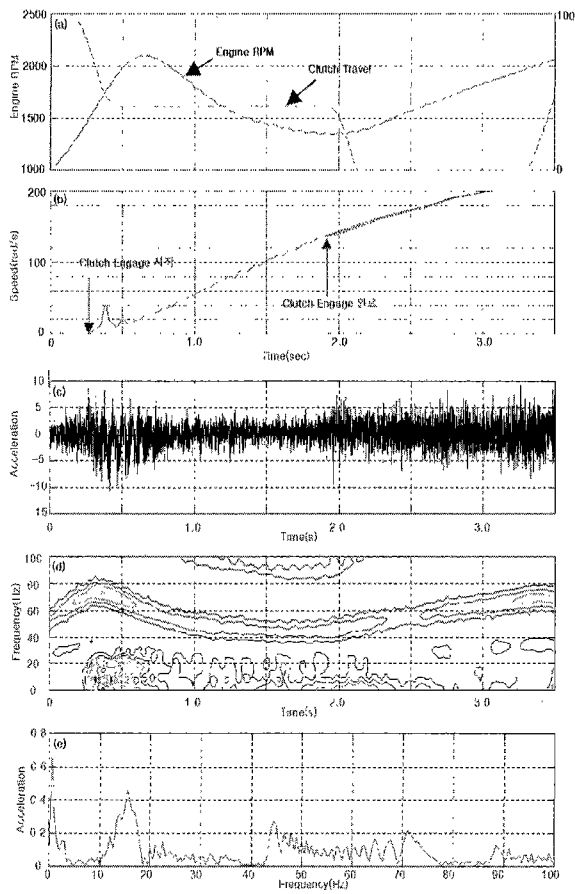


Fig. 2 Frequency Weighting of ISO 2631-1(Wd, Wb)

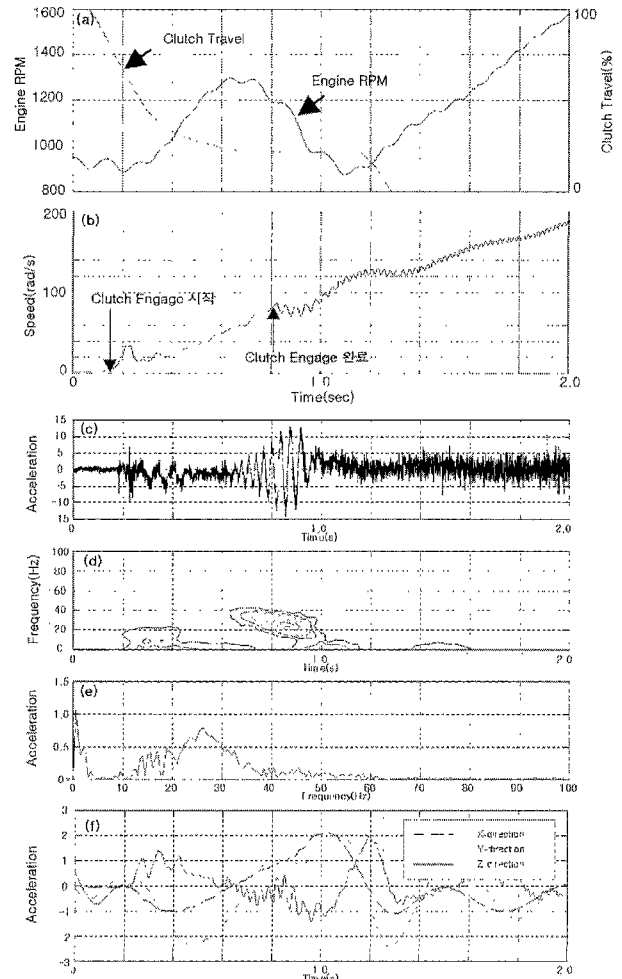
어 동력이 전달될 때가 0 %이다. 정상조건인 경우 클러치 접속 구간에서 비정상조건에 비해 엔진 회전수가 전반적으로 높고 반클러치상태의 클러치 미끄럼 구간과 클러치 접속이 완료될 때까지 걸리는 시간이 더 긴 경우라 할 수 있다. 또한, 각 Fig. (b)의 각속도 측정 결과에서 클러치 연결 초기에 각속도 변동이 크게 나타나고 있는데, 이는 클러치가 연결되기 시작할 때 마찰면에 갑작스런 마찰토크가 작용하기 때문이다.

각 Fig.의 (c)와 (d), (e)는 변속기 하우징에서의 진동을 분석한 결과로 (c)는 시간 영역 신호이고, (d)는 단시간주파수변환결과이며, (e)는 (c)의 전체 시간 영역에 대한 주파수변환결과이다. Fig. 3의 정상조건인 경우 클러치 연결이 시작되는 시점에서 하우징 진동레벨이 증폭된 후



**Fig. 3** Test Condition and Results of Normal Condition (Predamper 2 stage)  
 (a) Engine RPM vs Clutch Travel  
 (b) Angular Velocity of Input 5th Gear  
 (c) Vibrations of TM Housing - Time Signal  
 (d) Vibrations of TM Housing - Short-time FT  
 (e) Vibrations of TM Housing - FFT

감소하다가 클러치 마찰면의 접속이 완료되어 엔진회전수가 증가하는 시점부터는 다시 엔진회전수에 비례하여 증폭되고 있음을 알 수 있다. 그리고, Fig. 3(d), (e)에서 하우징의 진동은 주로 20 Hz 미만의 주파수 성분과 엔진회전수의 배수(harmonic, 특히 2차)성분으로 구성되어 있으며, 특히 클러치 연결이 시작되는 시점에서 발생하는 주파수 성분은 10~20 Hz의 성분으로써 갑작스런 마찰토크의 작용이 기어쌍에 대한 충격력으로 작용하여 하우징에서 나타나고 있다. 또한, 40~80 Hz의 주파수 성분은 주로 엔진회전



**Fig. 4** Test Condition and Results of Abnormal Condition (Predamper 2 stage)  
 (a) Engine RPM vs Clutch Travel  
 (b) Angular Velocity of Input 5th Gear  
 (c) Vibrations of TM Housing - Time Signal  
 (d) Vibrations of TM Housing - Short-time FT  
 (e) Vibrations of TM Housing - FFT  
 (f) Vibrations of Seat rail - Weighted time signal

수의 2차 성분이며, 5 Hz 이하의 저주파 성분은 차체와 엔진의 관성에 의해 발생하는 진동성분임을 알 수 있다. Fig. 4의 비정상조건의 경우에는 클러치 마찰면의 접촉이 시작되는 시점에서 하우징 진동레벨이 증폭된 후 감소하다가 다시 클러치 접촉이 완료되기 직전( $t=0.65$  초)부터 완료 직후( $t=0.95$  초) 구간에서 다시 크게 증폭되고 있음을 알 수 있다. 따라서, 비정상조건의 경우 정상조건에서도 발생하는 진동 성분들 이외에 클러치 마찰면의 고착-미끄럼에 의한 진동이 발생하며, Fig. 4(d), (e)의 결과에서 이 진동은 주로 엔진회전수의 2차 성분으로써 클러치 접촉 완료 직전에 발생하며 주로 20~40 Hz의 주파수대에 분포하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4(f)는 시트 레일에서의 x, y, z 방향에 대한 가중 시간신호를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 변속기 하우징에서와 같은 시점에서 수직(z)방향으로 고착-미끄럼 진동이 발생함을 알 수 있다. 따라서, 변속기 하우징에서의 고착-미끄럼 진동이 시트레일 까지 전달되며, 운전자가 실제 고착-미끄럼 진동을 느끼는 것은 주로 수직(z)방향 진동임을 예측할 수 있다.

참고로, 본 논문의 각 그림에서의 진동량은 실제값에 임의의 상수를 곱하여 환산한 것이다.

#### (2) 정량화 및 주관 평가 결과 분석

현재는 클러치의 특성을 보통 주관적인 방법으로 평가하지만, 제품의 정확한 비교를 위해서는 계측 신호를 이용한 정량화 수치가 필요하다. 따라서, 측정된 신호에 대해서는 시트 레일 x, y, z방향의 가중시간신호에 대하여 RMS값을 계산하여 주관 평가 결과와 함께 Table 2에 정리하였다. 이때 고착-미끄럼 진동을 포함한 클러치 마찰면에서 발생하는 진동과 관련이 깊은 10 Hz 이상의 신호에 대해서 RMS를 구하였다<sup>(4)</sup>. 그리고, 제 IV형(rigid 형) 클러치의 경우는 실제 자동차에는 사용되지 않기 때문에 본 연구에서는 클러치 비틀림 댐퍼의 영향을 보기 위한 참고 데이터로만 활용하고 클러치 종류별 비교 대상에서는 제외시켰다.

Table 2에서 RMS값은 시트레일의 x, y, z방향에 대한 RMS값의 제곱합의 평균으로써, 3번의 측정 결과를 평균한 것이다. 표에서 알 수 있듯이 RMS값은 정상조건과 비정상조건 모두에서 프리댐퍼가 없는 제 III형 클러치가 가장 작게 나타나고 있고, 주관 평가 결과 또한 비정상조건의 경우 프리댐퍼형 보다 0.3점 정도 좋은 평가를 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 정상조건에서 클러치 종류별로 변속기 하우징 진동의 평균값을 주파수 변환한 결과이다. 그림에서 'A' 구간의 주파수대는 클러치 마찰면의 초기 접촉 시에 발생하는 진동 성분으로 진동레벨의 피크치가 제 IV형, 제 III

Table 2 Weighted RMS and Subjective Rating

Clutch Type	Condition	Normal	Abnormal
	Predamper 2단	RMS	0.0770
주관평가		R 7.3	R 6.5
Predamper 1단	RMS	0.0780	0.0914
	주관평가	R 7.3	R 6.5
Non-Predamper	RMS	<b>0.0749</b>	<b>0.0856</b>
	주관평가	R 7.3	R 6.8

형, 제 I형, 제 II형 클러치 순으로 커지고 있음을 알 수 있다. 이는 클러치 댐퍼 비틀림각에 의한 영향으로 Table 2의 RMS계산 결과와 일치하여 시트레일에서의 진동에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 비정상조건에서 클러치 종류별로 변속기 하우징 진동의 평균값을 주파수 변환한 결과이다. 그림에서 'A' 구간의 주파수대는 클러치 마찰면의 초기 접촉 시에 발생하는 진동 성분(10~20 Hz)과 클러치 마찰면의 고착-미끄럼 진동 성분(20~40 Hz)으로 정상조건와는 달리 고착-미끄럼 진동 성분이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 클러치 마찰면의 초기 접촉 시에 정상조건에서와 마찬가지로 클러치 댐퍼 비틀림각에 의해 영향을 받고 있어 시트레일에서의 진동에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 고착-미끄럼 진동 발생 조건 분석

Fig. 7은 제 IV형 클러치를 장착하였을 경우의 비정상조건에서의 고착-미끄럼 진동 발생 예를 보여주고 있다. Fig. 7(a)는 엔진회전수와 엔진 토크의 계산치를 보여주고 있으며, 이때 엔진 토크는 Fig. 8의 엔진회전수를 400 rpm 단위로 측정된 토크를 커브피팅(curve fitting)하여 구하였다. Fig. 7(b)는 엔진 플라이휠과 입력기어에서의 각속도 및 상대 각속도를 보여주고 있으며, Fig. 7(c)는 변속기 하우징에서의 진동이다. 그림에서 고착-미끄럼 진동이 약 0.65 초에서 시작되어 클러치 접촉이 완료되기 직전에서 크게 증폭되다가 접촉 완료직후인 약 1.1 초에서 사라짐을 알 수 있다. 고착-미끄럼 진동 구간에서 엔진토크는 대략적으로 100 N·m 이하이고, 플라이휠과 입력기어의 상대 각속도는 약 70 rad/s에서 점점 감소하면서 각속도가 감소할수록 고착-미끄럼 진동은 더욱 증폭됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 고착-미끄럼이 거의 발생하지 않는 정상조건에서의 예를 보여주고 있다. 클러치 접촉이 시작되어 종료될 때까지 고착-미끄럼 진동 발생이 거의 없으며, 클러치 접촉구간에서의 엔진토크는 100 N·m 이상임을 알 수 있다.

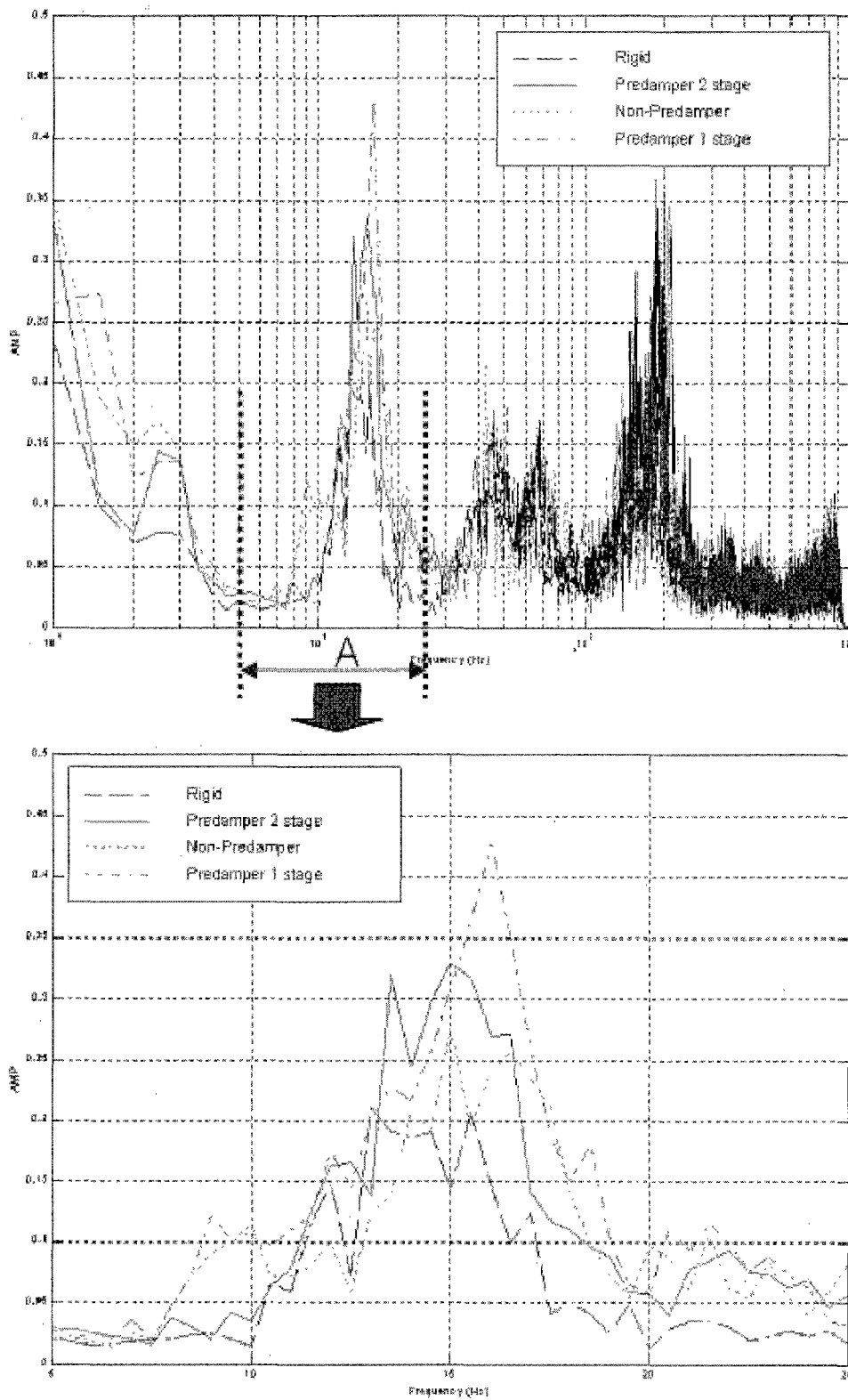


Fig. 5 Vibrations of Transmission Housing - FFT (Normal Condition)

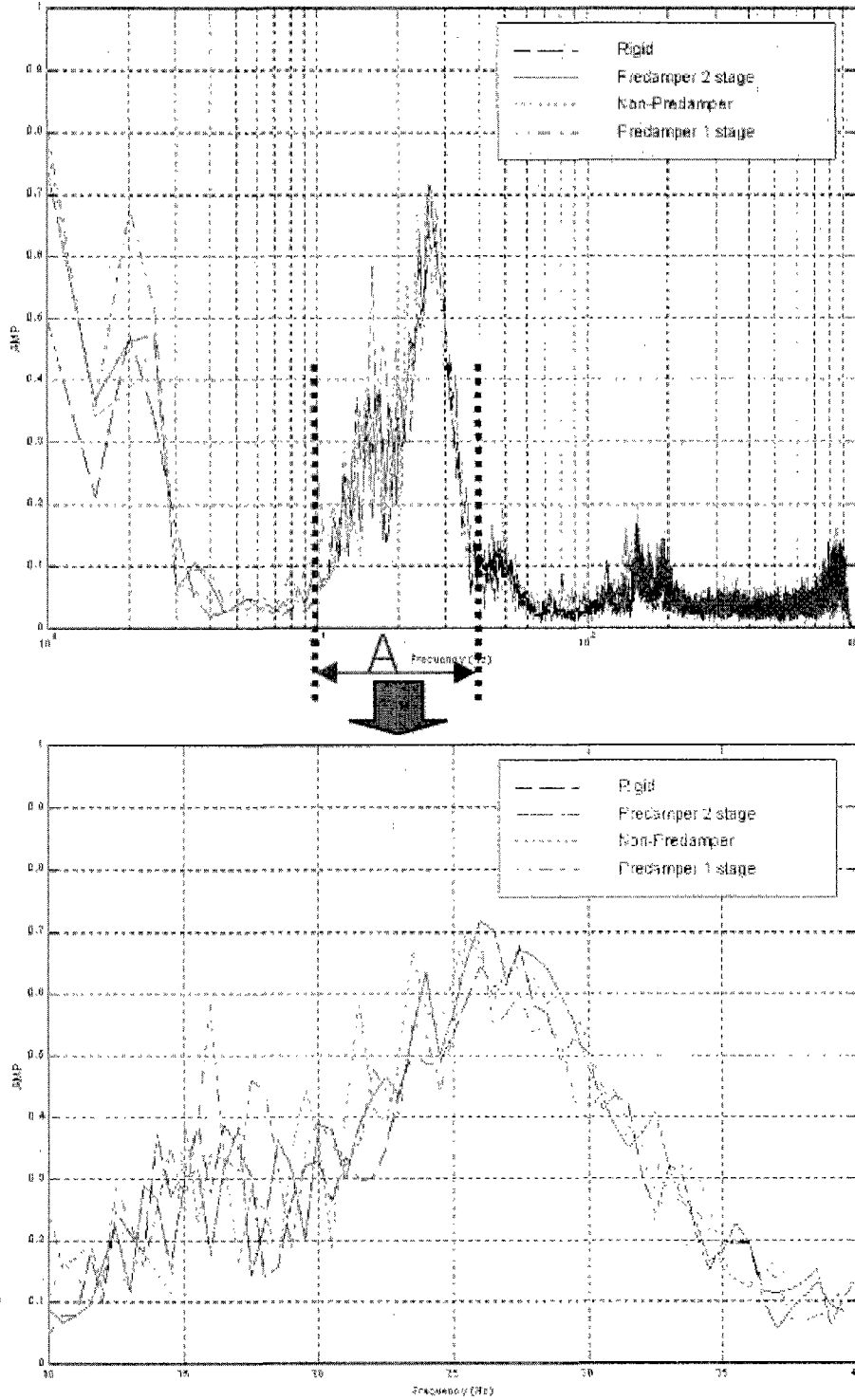


Fig. 6 Vibrations of Transmission Housing - FFT (Abnormal Condition)

클러치 마찰면에서의 정지 마찰계수와 동마찰계수의 차가 크고, 상대 미끄럼 속도가 감소할수록 고착-미끄럼 진

동이 발생하기 쉬운 것으로 알려져 있다<sup>(2,5)</sup>. 본 논문에 이용된 시험 차량의 경우에도 Fig. 7(b)에서 알 수 있듯이

상대 미끄럼속도가 낮은 클러치 접속 완료 직전에서 고착-미끄럼 진동이 발생하고 있기 때문에 마찰특성과 관련되어 발생하고 있는 것으로 사료된다.

이상의 결과들로부터 비정상조건에서의 클러치 접속 시 발생하는 고착-미끄럼 진동은 정상조건에 비해 상대적으로 낮은 엔진토크와 이때의 엔진회전수의 배수(특히 2차)에 해당하는 토크 변동성분이 가진원이 되어 클러치 페이싱의 마찰 특성이 복합적으로 작용하여 발생했다고 추정할 수 있다. 이때, 엔진 토크의 2차 변동성분의 크기는 엔진회전수가 낮을수록 증가하는 경향이 있으므로 엔진 회전수가 낮을수록 고착-미끄럼 진동발생이 더욱 용이하다<sup>(8)</sup>.

따라서, 본 연구에 이용된 차량의 경우, 고착-미끄럼 진동을 줄이기 위해서는 1500 rpm이하의 낮은 엔진회전수에

서 엔진 토크가 일정 값(100 N·m)보다 크고 토크 변동이 적은 엔진의 적용과 정지마찰계수와 동마찰계수의 차가 작은 특성을 가지는 클러치 마찰재를 적용하는 것이 유리할 것으로 판단되나, 현실적으로 적용하기에는 곤란한 점이 매우 많다. 대안으로써 고착-미끄럼 진동을 줄이기 위한 운전 조건을 제시한다면, Fig. 10(a)와 같이 엔진 회전수와 변속기 회전수와의 상대 회전차가 크도록 클러치 접속시의 엔진 회전수를 높이는 것이 바람직하며, 엔진 회전수를 높이면 자연스럽게 엔진 토크도 증가하므로 파워가 작은 엔진을 탑재한 차의 경우에 상기 운전 조건이 특히 필요하다 할 수 있다. Fig. 10(c)의 경우가 고착-미끄럼 진동이 발생하기 가장 쉬우며 (b), (a)의 순서로 된다.

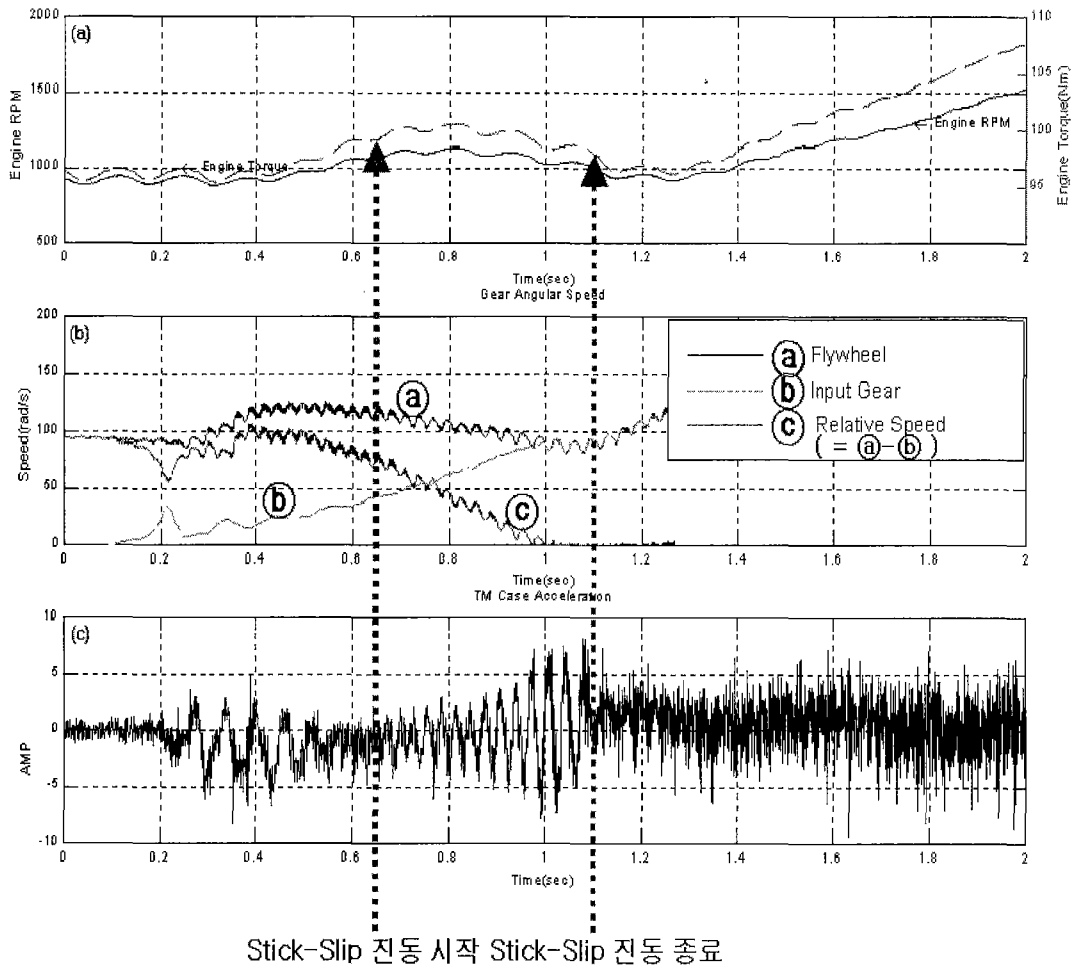


Fig. 7 Example of Stick-Slip Vibrations at Abnormal Condition  
 (a) Engine Speed and Torque  
 (b) Speed of Flywheel and Input Gear  
 (c) Vibration of Transmission Housing



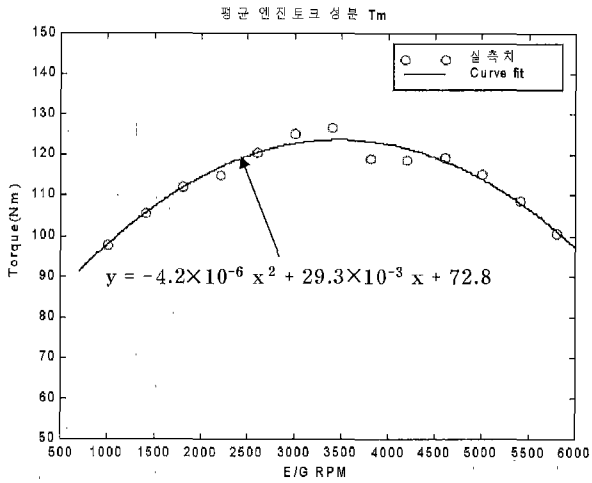


Fig. 8 Engine RPM vs Engine Torque

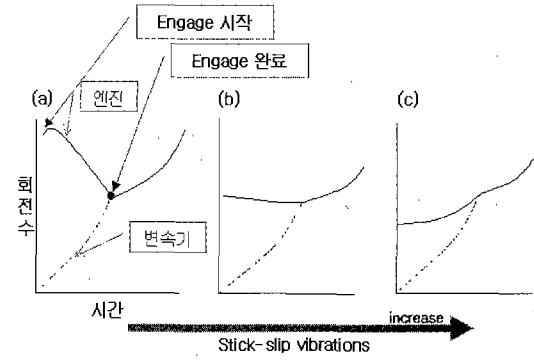


Fig. 10 Relation between Driving Condition and Stick-Slip Vibrations

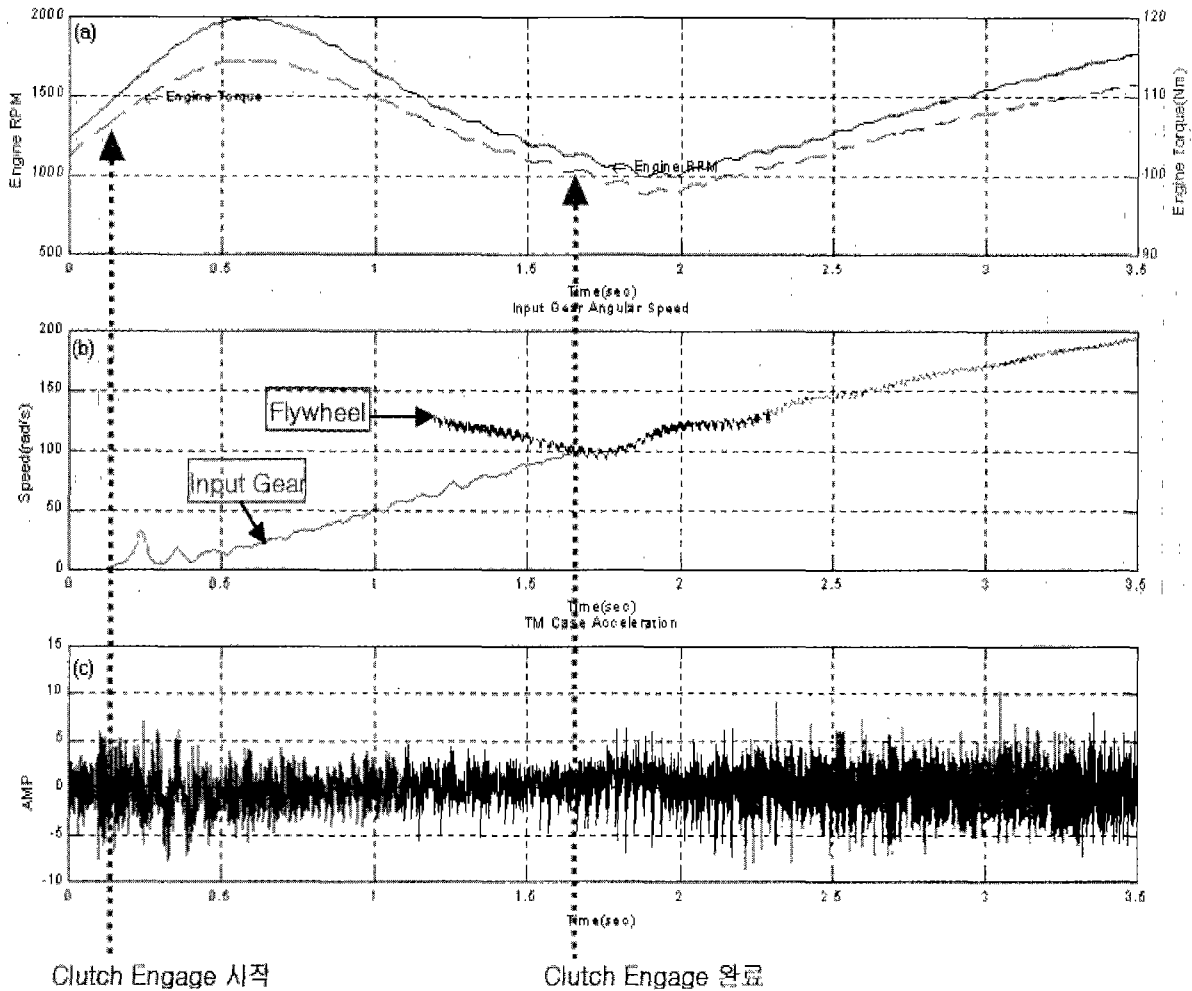


Fig. 9 Example of Vibrations at Normal Condition  
 (a) Engine Speed and Torque  
 (b) Speed of Flywheel and Input Gear  
 (c) Vibration of Transmission Housing

## 5. 결 론

배기량 1500 cc 엔진과 5단 수동변속기를 탑재한 소형 차량에 대해 차량 출발 시 클러치 연결 방식과 클러치 종류별로 실차 시험을 실시하고 측정 데이터를 비교 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정상조건의 경우, 동력전달계 및 서스펜션계의 특성과 차량 관성에 의한 10 Hz 이하의 저주파수 진동과, 클러치 접속 시점에서의 갑작스런 마찰력의 작용으로 인한 10~20 Hz의 진동이 주로 발생하였다.

(2) 비정상조건의 경우, 상기 (1)항의 진동 이외에 클러치 마찰면의 고착-미끄럼에 의한 20~40 Hz 성분의 진동이 추가적으로 발생하였다.

(3) 클러치 맴퍼의 비틀림각은 클러치 접속 시점에서의 갑작스런 마찰력의 작용으로 인한 10~20 Hz의 진동에 영향을 주며, 비틀림각이 클수록 진동이 커지므로 진동의 크기를 줄이기 위해서는 제 Ⅲ형(non-predamper형) 클러치가 유리함을 알 수 있었다.

(4) 클러치 마찰면에서의 고착-미끄럼 진동은 낮은 엔진 토크에서 토크 변동성분에 의해 발생하므로, 이 진동을 줄이기 위해서는, 본 연구에 이용된 차량의 경우 1500 rpm 이하의 낮은 엔진회전수에서 엔진 토크가 100 N·m 이상으로 크고 토크 변동 값이 작은 엔진을 적용하는 것이 바람직하다. 또한, 고착-미끄럼 진동을 줄이기 위한 운전 조건으로써는 엔진 회전수와 변속기 회전수와의 상대 회전차가 크도록 클러치 접속 시의 엔진 회전수를 높이는 것이 바람직함을 알 수 있었다.

(5) 인체 특성을 대변하는 주파수가중합수를 이용한 진동레벨의 정량화를 통해 클러치 접속 시 발생하는 마찰면의 고착-미끄럼 진동을 객관적이고 정량적으로 분석할 수 있었다.

## 참 고 문 헌

(1) Takeshi S., Kiyooki S., 1995, "An Analysis of Clutch Judder", SAE 951318.

(2) Christopher C. B., Andrew S., 1998, "Self-Excited Vibrations During Engagements of Dry Friction Clutches", SAE 982846.

(3) 윤영진, 1996, "자동차 클러치 시스템의 비틀림 진동 특성에 관한 연구", 전북대 박사학위 논문.

(4) 김상수, 조연, 이현구, 2000, "차량 출발시 클러치 시스템에 의한 고착-미끄럼진동 현상에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회(2000-03-2196), Vol. 1, pp. 492~497.

(5) Noriyasu Yamada and Kunihiko Ando, 1995, "An Analysis of Clutch Self-Excited Vibration in Automotive Drive Line", SAE Technical Paper 951319.

(6) Newcombe, T.P., and Spurr, R.T., 1972, "CLUTCH JUDDER", 14th FISITA Congress, London pp. 1/16~1/18.

(7) Lam, Robert C. Yih-Fang, 1994, "Friction Material for Continous Slip Torque Converter Applications : Anti-Shudder Considerations", SAE Technical Paper 941031.

(8) 정태진 외 4인, 1995, "주행시 비틀림진동 저감을 위한 클러치 비틀림 특성 연구", 한국소음진동공학회지 제 5권 제1호, pp. 75~83.

(9) International Organization for Standardization, 1997, "Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part 1: General Requirements", ISO 2631-1.