

〈논 문〉 SAE NO. 953724

최저속주행시 동력전달계의 비틀림진동 저감을 위한 클러치특성 연구

A Study on Clutch-disc Characteristics for the Torsional Vibration
Reduction of the Drive-Line at Creeping

정 태 진,* 홍 동 표,** 태 신 호,*** 김 상 수****
T.J.Chung, D.P.Hong, S. S. Kim, S. S. Kim

ABSTRACT

The non-periodic fluctuation of the engine torque appears to be the major source of the torsional vibration of the automotive driveline. The reduction of this torsional vibration has become a significant problem along with the requirements of higher performance. The torsional vibration of the automotive driveline can be reduced by smoothing the fluctuation by adjusting the torsional characteristics of the clutch-disc.

Computer simulation of the driveline is a useful investigative tool on studying the torsional characteristics of the clutch-disc. In this paper, a dynamic model for the automotive driveline was developed, and the engine torque of the model were evaluated with experimental data. By executing a simulation using the model, it has become possible to obtain the clutch-disc torsional characteristics for reducing the torsional vibration at creeping.

주요기술용어 : Torsional Vibration(비틀림진동), Automotive Driveline(자동차 동력전달계), Clutch-disc Torsional Characteristic(클러치디스크 비틀림특성), Engine Torque(엔진토크), Creeping (최저속주행)

기 호 설 명

J_1 : 엔진 부분의 등가관성
 J_2 : 변속기 입력축에 대한 변속기의 등가관성
 J_3 : 변속기 입력축에 대한 타이어의 등가관성
 J_4 : 변속기 입력축에 대한 차체의 등가관성
 f_{k1} : 클러치 허브댐퍼(hub damper)의 비틀림강성

f_{k2} : 변속기 입력축에 대한 쉘샤프트의 강성
 K_3 : 변속기 입력축에 대한 두 타이어의 강성
 f_{h1} : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스(hysteresis)
 T : 엔진토크
 D_2 : 쉘샤프트의 감쇠계수
 D_3 : 타이어의 감쇠계수
 θ_1 : 엔진 플라이휠의 회전각변위

* 정회원, 군산대학교 기계설계학과
** 정회원, 전북대학교 정밀기계공학과
*** 전북대학교 대학원
**** 대우 고등기술 연구원

- θ_2 : 입력기어의 회전각변위
- θ_3 : 타이어의 회전각변위
- θ_4 : 차체의 회전각변위
- ω : 엔진 기본주파수
- A : 2차 조화항의 가진 성분의 크기
- B : 4차 조화항의 가진 성분의 크기

1. 서 론

승용차에 있어 엔진의 공회전이나 주행중에 발생하는 여러 형태의 진동 및 소음의 저감은 승차감 및 차량의 안정성에 있어 중요한 과제가 되고 있다. 이러한 소음, 진동은 주로 엔진에서 발생하는 토크의 비주기적인 변동성분이 클러치(clutch), 변속기(transmission), 구동축을 거쳐 바퀴로 전달되는 과정에서 발생한다.

크리핑(creeping)은 승용차가 가속페달(accelerator)을 밟지 않은 상태에서 거의 엔진 공회전 속도에 가까운 최저속도로 주행하는 상태를 말하며, 이때 최저속도로 주행하게 되면 변속기에 작용하는 자항토크는 증가하게 되고, 그 결과 클러치디스크의 작동구역은 프리댐퍼(pre-damper)영역에서 메인댐퍼(main-damper)영역으로 이동하여 엔진토크의 변동으로 인한 플라이휠의 각속도변동은 클러치디스크에서 더이상 효과적으로 차단되지 못하기 때문에 기어단수의 증가에 따라 증가되는 플라이휠의 각속도변동은 감쇠(damping)가 되지 않은 상태에서 변속기의 입력축(input shaft)으로 전달된다. 이로 인해 증가된 변속기 입력축의 각속도변동은 기어 치타음(gear rattling noise)의 원인이 된다. 최근 교통량의 증가로 인해 승용차를 저속으로 주행하는 경우가 많아짐에 따라 최저속 주행상태에서 발생하는 진동, 소음문제 또한 중요한 과제로 대두되고 있다.

실험과 시뮬레이션을 사용한 자동차 동력전달계의 비틀림진동에 대한 연구는 이미 여러 연구자들에 의해 보고되었다. H.Arai¹⁾은 2자유도 비선형 모델을 사용하여 클러치 접속시 발생하는 외란과 계의 안정성을 고려하여 시뮬레이션을 수행하였고, M.Kataoka^{2, 3)}는 기어의 공차(clear-

ance)를 고려한 변속기의 강제비틀림진동을 실험과 시뮬레이션을 통하여 해석하였다. 그리고, Wu HuiLe⁴⁾는 자동차 동력전달계의 비틀림진동 현상을 실험과 이론적인 계산을 통해 연구하였고, R.J.Comparin⁵⁾는 치타음의 발생구조와 특성을 고찰하고 비선형 비틀림 공진저감에 의한 치타음 저감기법에 대하여 연구하였다. 또한 G.J.Fudala⁶⁾는 다자유도 모델을 이용하여 클러치의 비틀림 특성에 따라 주파수분석을 수행하여 치타음에 대해 이론과 실험을 통해 해석하고, 엔진 회전수 변동, 클러치 특성, 변속기의 드래그(drag) 토크의 영향과 치타음 저감을 위한 개선된 클러치 특성을 제시하였다. 이 외에도 Thomas C.T.⁸⁾와 E.P.Petkus⁹⁾는 특정 차량에 대한 동력전달계의 비틀림진동 현상에 대해 연구하였다. 이러한 연구들로 볼 때, 자동차 동력전달계에서 발생하는 진동은 이론과 실험을 통해 그 해석이 가능하며 설계에 매우 유용하게 이용되고 있음을 알 수 있다.

클러치는 동력을 전달 또는 차단하는 기능 뿐만 아니라 엔진이나 변속기에서 발생하는 소음이나 진동을 저감시키는 기능을 가지고 있다. 따라서 엔진의 비주기적인 토크변동으로 인한 변속기의 치타음이나 동력전달계의 비틀림진동을 저감시키는 방법으로는 여러가지가 있으나 클러치 디스크(clutch disc)의 비틀림기구의 설계인자들을 적절히 조절함으로써 변속기의 입력기어에 전달되는 비틀림진동을 저감시키는 방법이 일반적으로 수행되어지고 있다.

따라서, 본 연구는 4 실린더 4 사이클 엔진을 장착한 전륜구동의 경승용차 실차 주행실험을 통해 가속페달을 밟지 않은 최저속 주행상태에서 플라이휠과 변속기에서의 각속도변동과 변속기 케이스(case)에서의 진동을 측정하여 이에 따른 진동현상을 분석하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차 주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림기구의 설계인자인 비틀림강성, 히스테리시스토크(hysteresis torque)에 따른 변속기에서의 비틀림진동 저감효과를 연구하고자 한다.

2. 동력전달계의 모델링

2.1 동력학적 모델

승용차 동력전달계를 구성하는 요소들의 동적인 거동은 요소들간의 연결에 의해서 나타난다. 이러한 요소들간의 연결은 비틀림스프링이나 댐퍼와 같은 것으로 연결된다고 모델링할 수 있고, 이와 같은 모델링의 과정에 의하여 동력전달계는 관성, 강성, 감쇠와 같은 변수들로 동가화되어진다. 이것은 동력전달계의 동적인 해석을 수행하기 위하여 필요하며, 만일 자동차의 동력전달경로를 직선상의 연결모양으로 그릴 수 있다면, 자동차 동력전달계는 동가화과정을 통해 Fig.1과 같이 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 모델로 동가화할 수 있다.

Fig.2는 실험에 의해서 얻은 것으로 클러치디

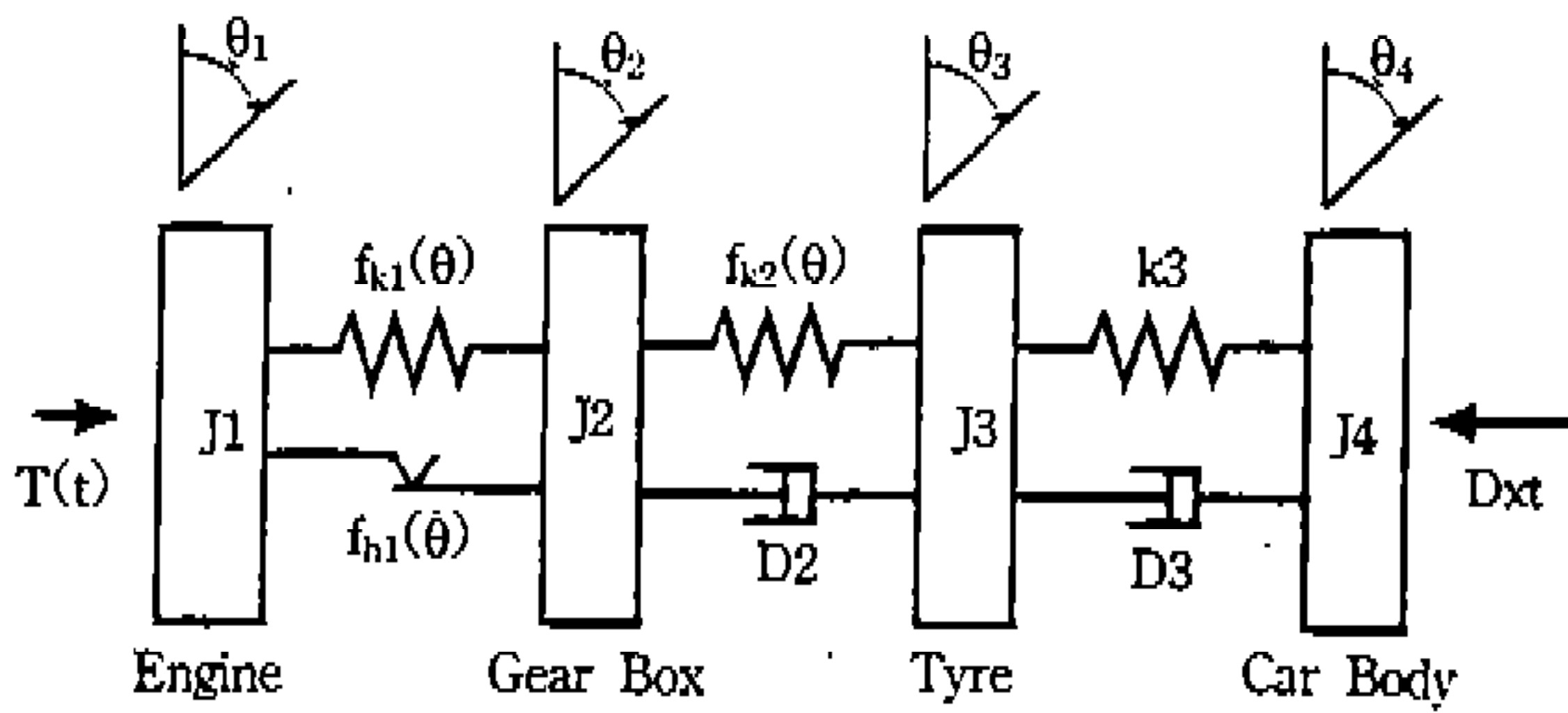


Fig.1 Simulation model

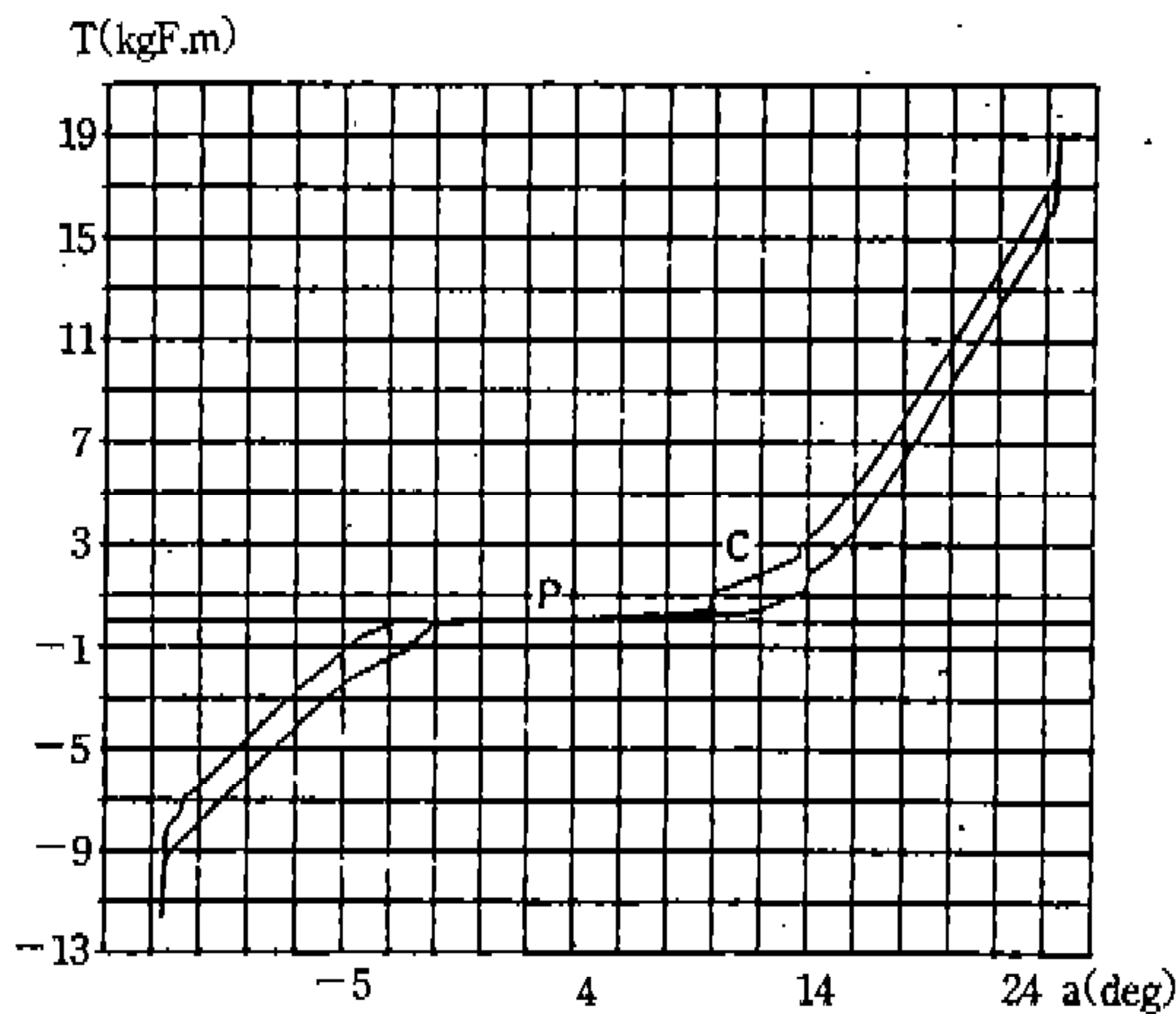


Fig.2 Torsional characteristic of clutch-disc for experiment

스크의 비틀림특성을 나타낸다. Fig.2에서 P영역은 엔진의 공회전 상태에서 작용하는 프리댐퍼 영역을 나타내며, 기타 구간은 주행시 작용하는 메인 댐퍼 영역을 나타낸다. 여기서 정(+)방향 메인댐퍼 영역은 그림과 같이 2단으로 되어있는데 이것은 클러치의 작동구간이 프리댐퍼영역에서 메인댐퍼영역으로 이동할 때 클러치강성의 급변화를 줄이기 위한 것으로 이때 비교적 낮은 토크가 작용하는 크리핑시의 클러치 작동구간은 C영역이 된다. Fig.3은 시뮬레이션에서 이용한 클러치디스크의 비틀림특성 모델이며, 크리핑시 작용하는 구간은 메인댐퍼 영역의 C구간으로 이 구간의 최적의 비틀림특성을 구하는 것이 본 연구의 목적이라 할 수 있다.

그리고, Fig.4는 백래쉬(backlash)를 고려한 변속기 입력축에 대한 휠샤프트(wheel shaft)의 강성을 나타낸다.

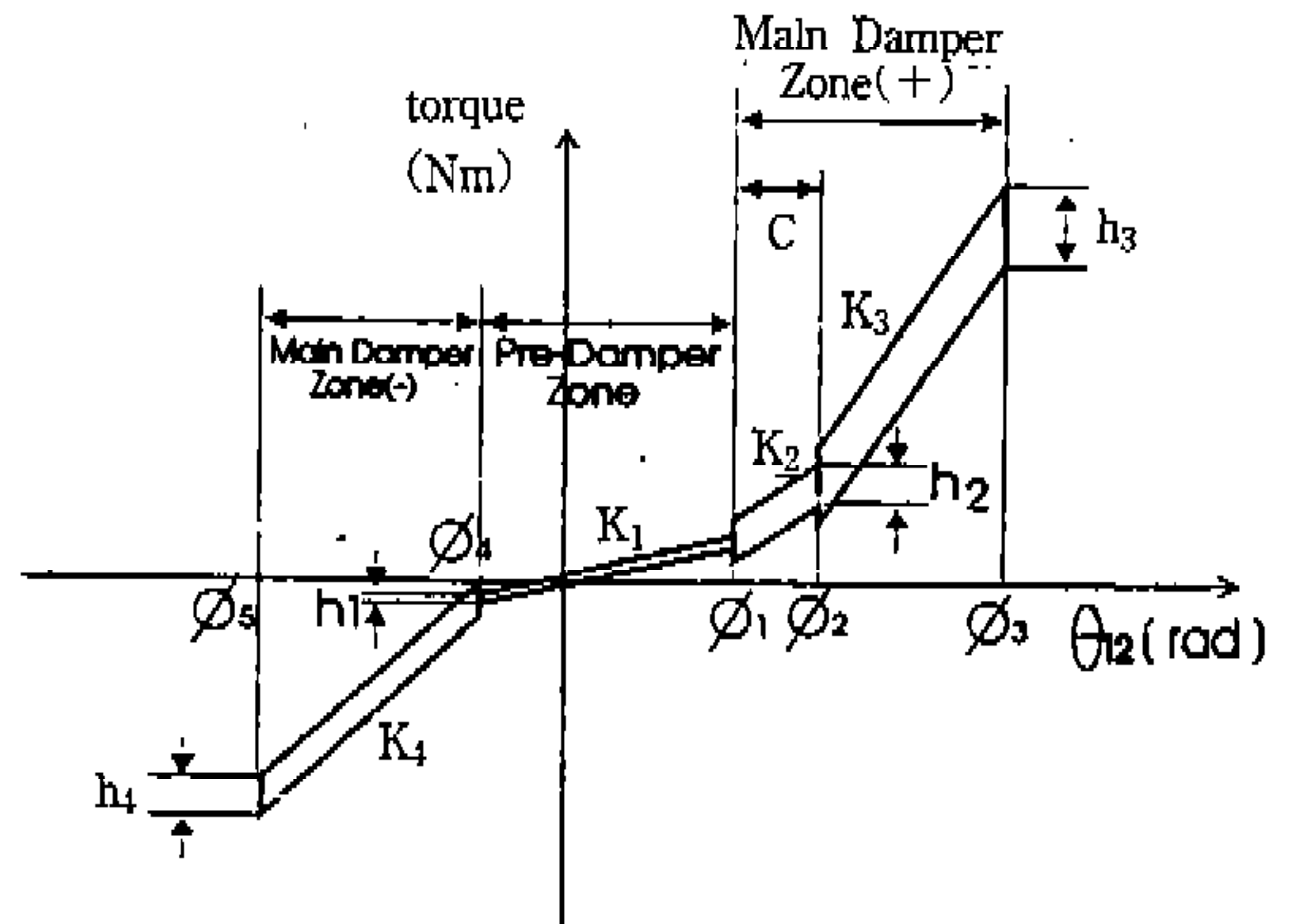


Fig.3 Torsional characteristic of clutch-disc for simulation

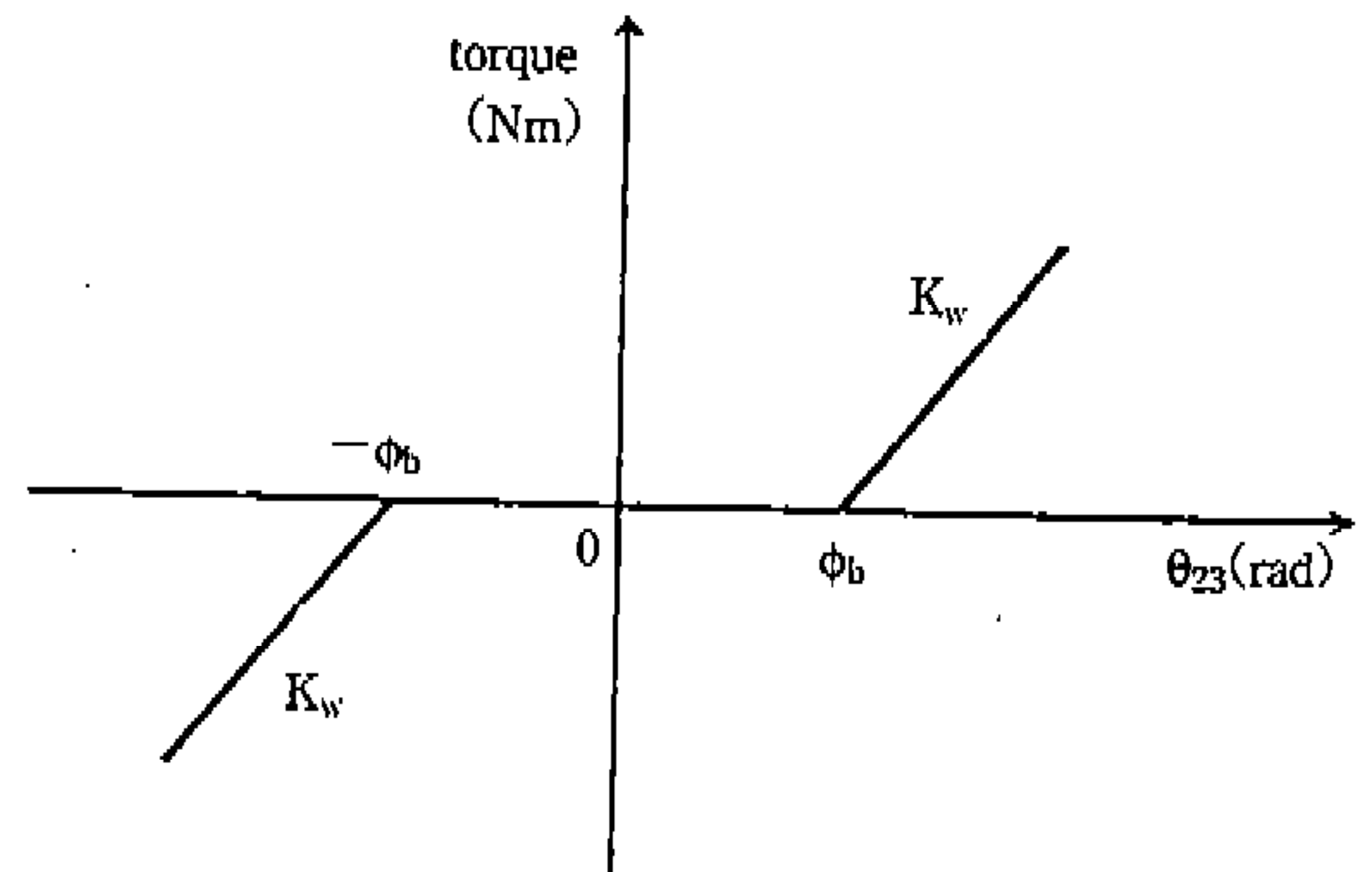


Fig.4 Stiffness of wheel shaft

2.2 운동방정식

Fig.1과 같은 반한정계 4자유도 모델의 운동방정식은 식(1)~(4)와 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + f_{h1}(\ddot{\theta}_{12}) + f_{k1}(\theta_{12}) = T_e(t) \quad (1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - f_{h1}(\ddot{\theta}_{12}) + D_2(\dot{\theta}_{23}) - f_{k2}(\theta_{23}) = 0 \quad (2)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - D_2(\dot{\theta}_{23}) + D_3(\dot{\theta}_{34}) - f_{k2}(\theta_{23}) + K_3(\theta_{34}) = 0 \quad (3)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - D_3(\dot{\theta}_{34}) - K_3(\theta_{34}) = -R \times t \quad (4)$$

$$\theta_{ij} = \theta_i - \theta_j$$

여기서,

- J_1 : 엔진플라이휠(flywheel), 클러치커버(clutch cover), 클러치디스크, 크랭크샤프트(crank shaft), 커넥팅로드(connecting rod)를 포함한 엔진의 동가관성
- J_2 : 변속기 입력축에 대한 변속기의 동가관성
- J_3 : 변속기 입력축에 대한 타이어의 동가관성
- J_4 : 변속기 입력축에 대한 차체의 동가관성
- f_{h1} : 클러치 허브댐퍼(hub damper)의 비틀림강성
- f_{k2} : 백래쉬를 고려한 변속기 입력축에 대한 휠샤프트의 강성
- K_3 : 변속기 입력축에 대한 두 타이어의 강성
- f_{h1} : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스
- D_2 : 휠샤프트의 감쇠계수
- D_3 : 타이어의 감쇠계수
- T_e : 엔진 변동토크
- $R \times t$: 크리핑에 의한 저항토크
- θ_1 : 엔진 플라이휠의 회전각변위
- θ_2 : 입력기어의 회전각변위
- θ_3 : 타이어의 회전각변위
- θ_4 : 차체의 회전각변위

엔진의 관성모멘트는 다른 요소의 관성모멘트에 비해서 상당히 크다. 이것은 엔진이 클러치를 통하여 변속기의 입력축과 함께 회전하든, 회전하지 않든 간에 관계없이 엔진에서의 진동은 똑같이 나타난다. 따라서 엔진을 하나의 가진기처럼 고려할 수 있다. 이때 엔진에서 가진되는 토크 $T(t)$ 는 크랭크 암의 회전각의 함수로써 n 차 조화항을 갖는 푸리에(Fourier) 급수로 전개할 수 있다. 4 실린더 4 사이클 기관에서는 크랭크가 1회전하는데 2 사이클을 끝마친다. 따라서 엔진 토크의 푸리에 급수는 $2n$ 차 조화항으로 표시 가능하다. 그러나 실제로는 6차 조화항 이상은 비틀림 진동에 거의 영향을 미치지 않기 때문에 여기서는 2차와 4차 조화항만을 가진 토크로 고려하여 식(5)와 같이 엔진 토크를 가정할 수 있다. 이때 변동성분의 크기 A, B 는 실차 실험을 통해 엔진플라이휠의 각가속도변동을 측정함으로써 산출할 수 있다.

$$T_e(t) = A \sin(2\omega t) + B \sin(4\omega t) \quad (5)$$

여기서, ω : 엔진 기본주파수

A : 2차 조화항 가진 성분의 크기

B : 4차 조화항 가진 성분의 크기

Fig3의 시뮬레이션을 위한 클러치 비틀림특성 $f_{h1}(\theta_{12})$ 와 $f_{k1}(\theta_{12})$, 그리고 Fig4의 백래쉬를 고려한 변속기 입력축에 대한 휠샤프트의 강성 $f_{k2}(\theta_{23})$ 는 식(6)과 식(7), 그리고 식(8)로 표현할 수 있다.

$$f_{h1}(\theta_{12}) = \begin{cases} k_4 \theta_{12} + (k_4 - k_1)\phi_4, & -\phi_3 \leq \theta_{12} < -\phi_4 \\ k_1 \theta_{12}, & -\phi_4 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ k_2 \theta_{12} - (k_2 - k_1)\phi_1, & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \\ k_3 \theta_{12} - (k_2 - k_1)\phi_1 - (k_3 - k_2)\phi_2, & \phi_2 < \theta_{12} \leq \phi_3 \end{cases} \quad (6)$$

여기서, k_1 : 클러치 프리댐퍼의 비틀림강성

k_2, k_3, k_4 : 클러치 메인댐퍼의 비틀림강성
 ϕ_i : 클러치 프리댐퍼, 메인댐퍼 영역 ($i=1\sim 5$)

여기서, k_w : 휠샙프트 강성
 ϕ_b : 기어 백래쉬 영역

$$f_{h1}(\theta_{12}) = \begin{cases} H_i/2, & \theta_{12} > 0 \\ -H_i/2, & \theta_{12} < 0 \end{cases}$$

$i=1, 2, 3, 4$ (7)

여기서, H_i : 각 클러치강성에 대한 클러치 히스테리시스토크

$$f_{k2}(\theta_{23}) = \begin{cases} k_w(\theta_{23} + \phi_b), & \theta_{23} \leq -\phi_b \\ 0, & -\phi_b < \theta_{23} < \phi_b \\ k_w(\theta_{23} - \phi_b), & \theta_{23} \geq \phi_b \end{cases}$$
 (8)

3. 실차 실험

3.1 실험 장치

가속페달을 밟지 않은 최저속 주행상태에서 진동현상을 측정하기 위해 경승용차를 이용하여 Fig.5와 같이 실험장비를 구성하여 실차실험을 실시하였다. 엔진 풀리(pulley)에서는 타코프로브(Tacho Probe)를 사용하여 엔진의 회전수를 측정하고, 플라이휠의 링기어(ring gear)와 변속기의 입력기어에서는 마그네틱픽업(Magnetic Pick-up)으로 각속도변동을 측정한다. 그리고 변속기 케이스에는 기어치타임을 평가하기 위해

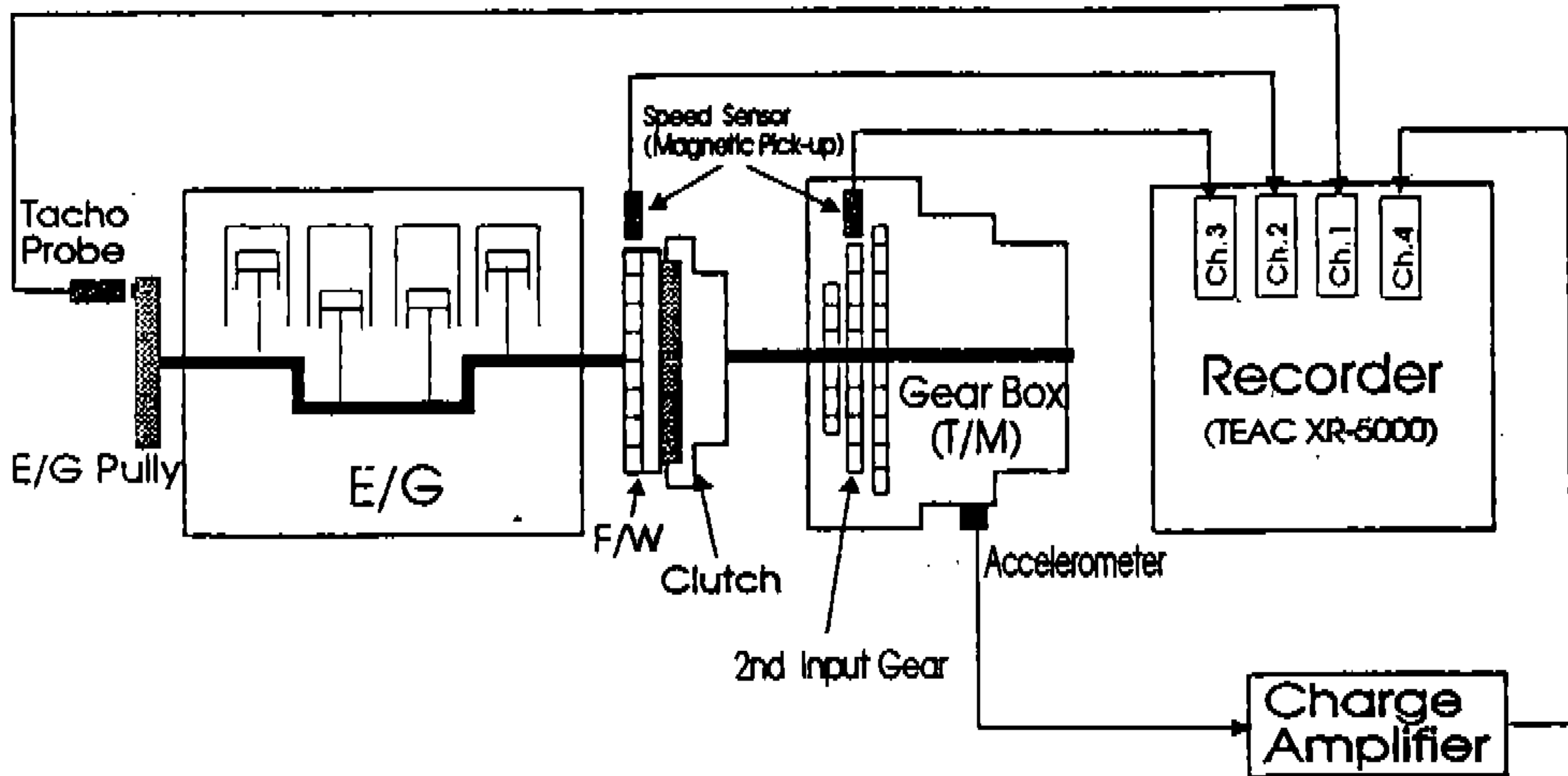


Fig.5 Schematic diagram of the measuring instrument system

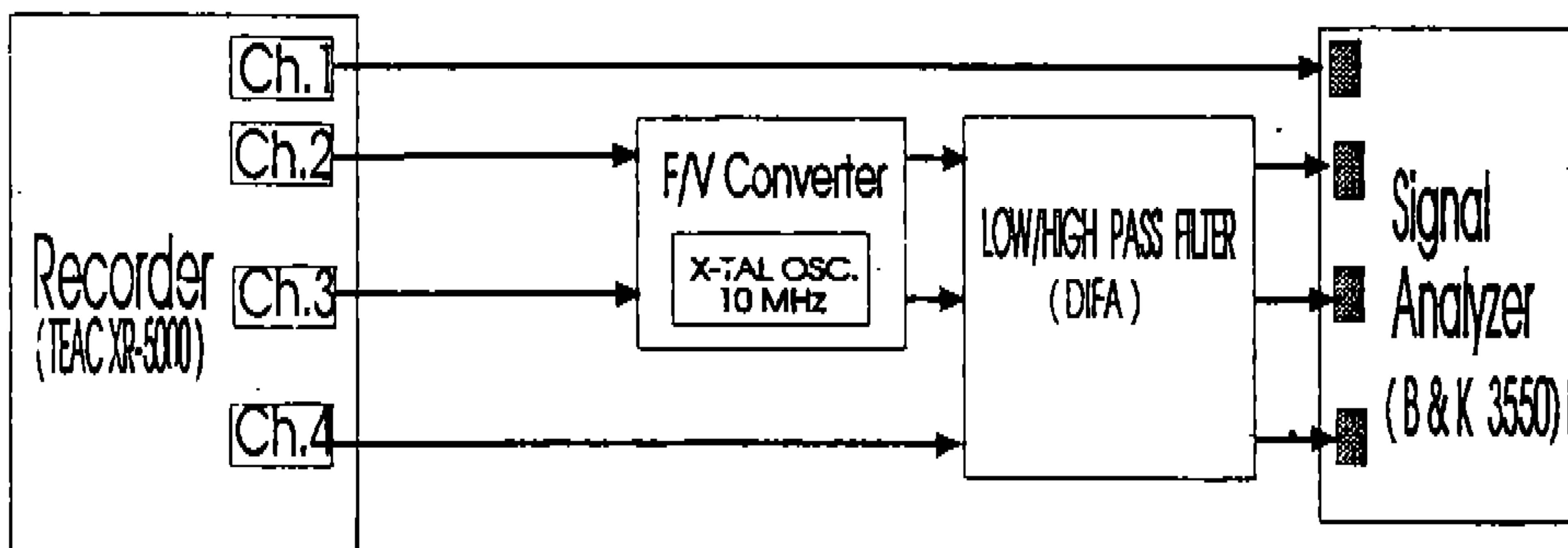


Fig.6 Schematic diagram of the analyzing instrument system

가속도계를 부착하고 운전조건에 따라 가속도변동을 측정한다. 이렇게 측정된 각각의 데이터들은 각각 레코더(Recorder)에 기록되고, 이 데이터들은 다시 Fig.6과 같이 구성된 장비를 이용하여 각각의 신호를 분석하게 된다.

3.2 엔진토크의 계산

Fig.7은 플라이휠의 링기어에서 측정된 각속도변동을 미분한 각가속도변동을 측정한 것이다. 그림에서 각가속도변동의 피크(peak)값은 약 385 rad/s²이며, 이때 타코프로브에서 측정한 엔진의 기본주파수 w 는 약 12.9Hz(81.05rad/sec)이다.

엔진에서 가진되는 변동토크의 2차 조화항과 4차 조화항의 크기는 경험적으로 Fig.7의 각가속도의 피크값으로부터 (9)식과 (10)식을 이용하여 구할 수가 있다.

$$A = 2/3 \times J_1 \times \ddot{\theta}_p \quad (9)$$

$$B = 1/3 \times J_1 \times \ddot{\theta}_p \quad (10)$$

실험에 이용된 승용차 엔진의 등가관성 J_1 은 약 0.16kgm²이므로 2차 조화항과 4차 조화항 성분의 변동 토크의 크기 A, B를 계산하면 각각 41.1Nm, 20.5Nm이 된다.

3.3 실험 결과 및 분석

본 실험은 가속페달을 밟지 않은 최저속 주행 상태로 기어 1단, 2단, 3단의 경우에 대해서 각각 실험을 실시하였다.

Fig.8(a), (b), (c)는 각각 기어 1단, 2단, 3단의 실험결과로 플라이휠의 링기어와 변속기의 입력기어에서의 각속도변동을 나타낸다. 이 결과들로 부터 기어 1단의 경우에는 약 2.35Hz의 저주파 성분을 볼 수 있고, 기어 2단의 경우는 약 3.33Hz의 저주파성분을, 기어 3단의 경우는 약 5.50Hz의 저주파성분을 볼 수 있는데 이것은 운전자가 느끼는 '들들거림'과 연관이 있고 고단 기어일수록 그 정도가 작음을 알 수 있다. 그러나, 이것은 기어단수에 따른 기어 잇수비와 변속기 입력축에 대한 각 요소의 등가값들이 변하는 차

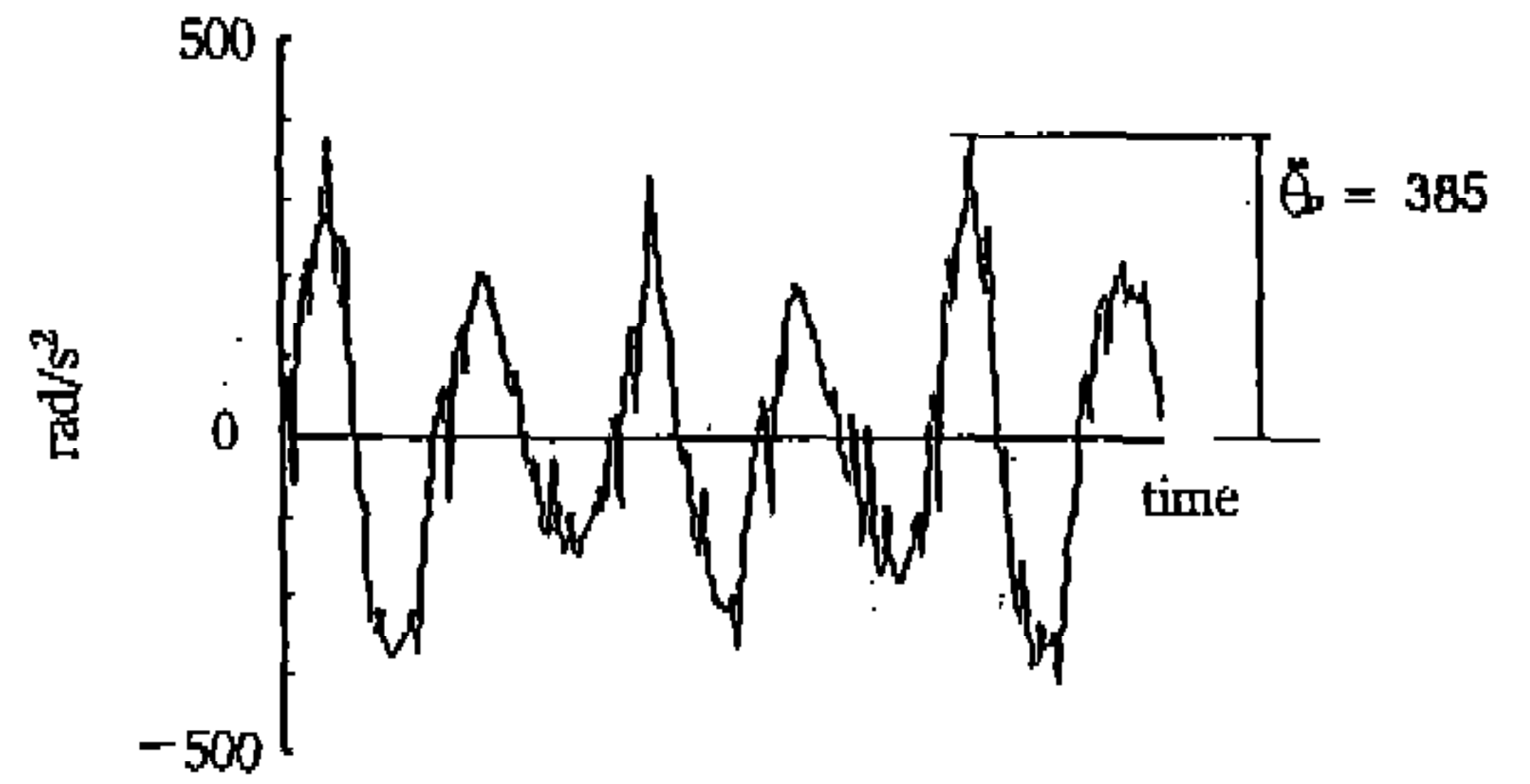
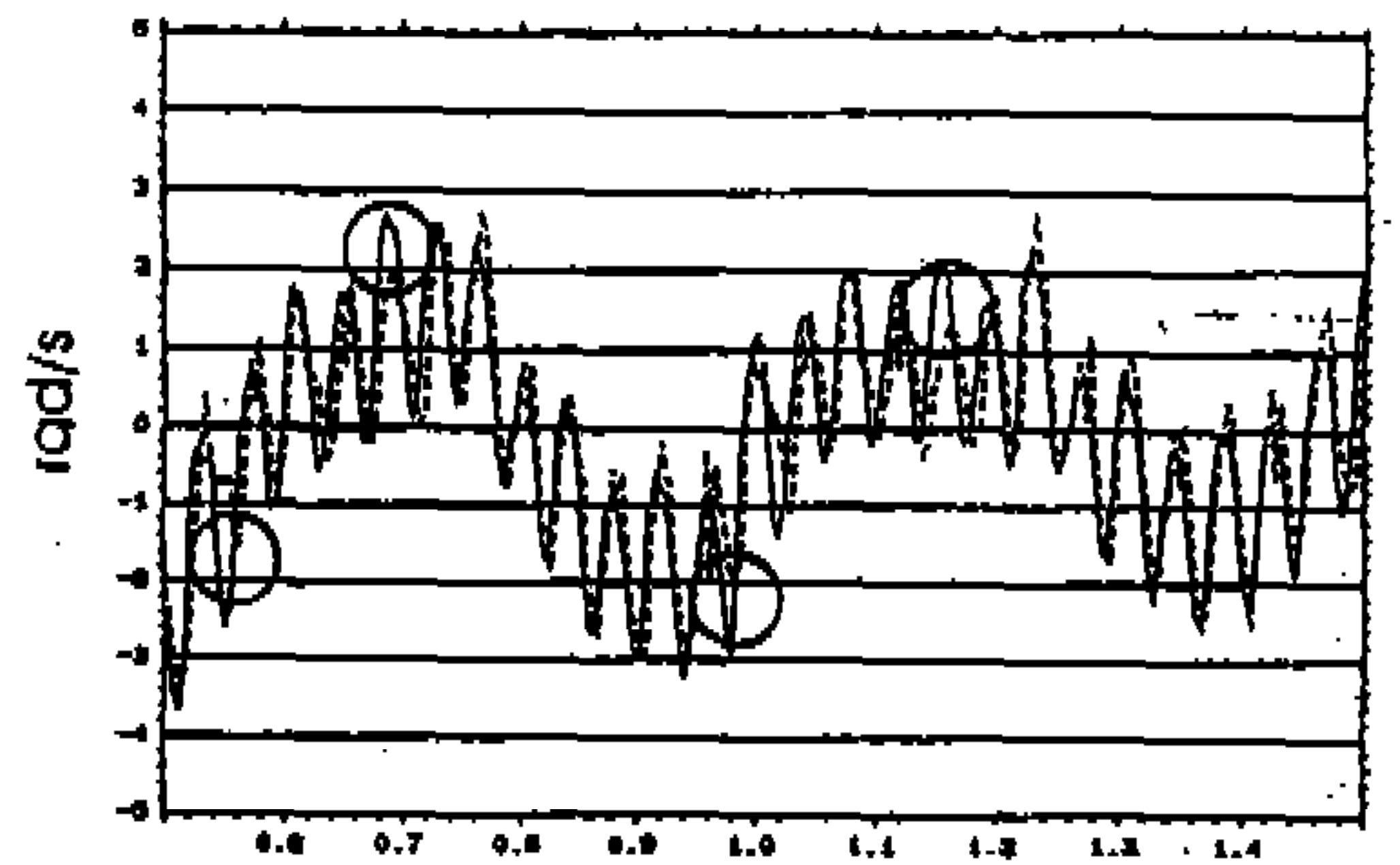
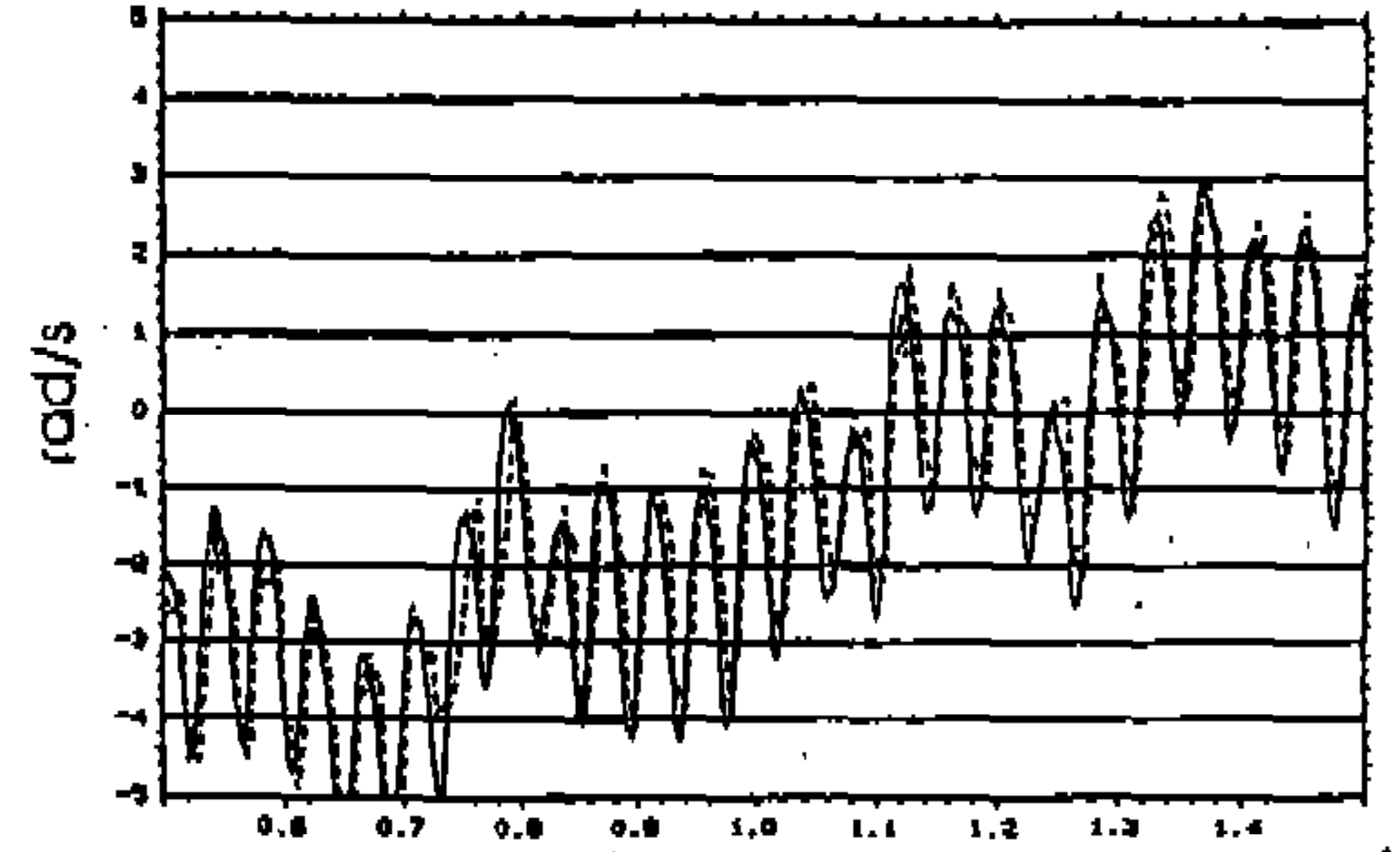


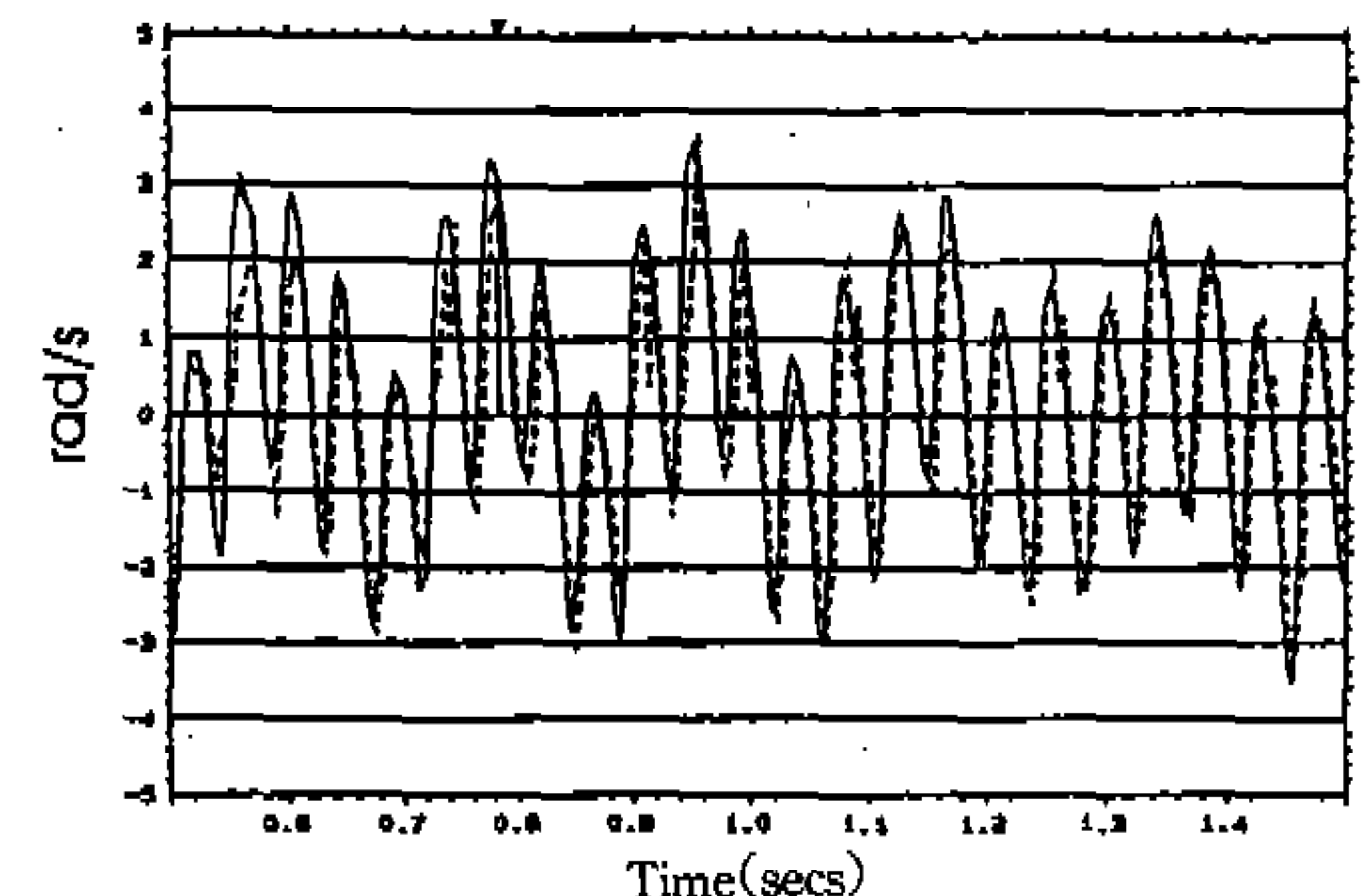
Fig.7 Fluctuation of angular acceleration in engine flywheel(Experiment)



(a) 1st step gear



(b) 2nd step gear



(c) 3rd step gear

Fig.8 Fluctuation of angular speed in engine flywheel and input gear(Experiment) (— flywheelinput gear)

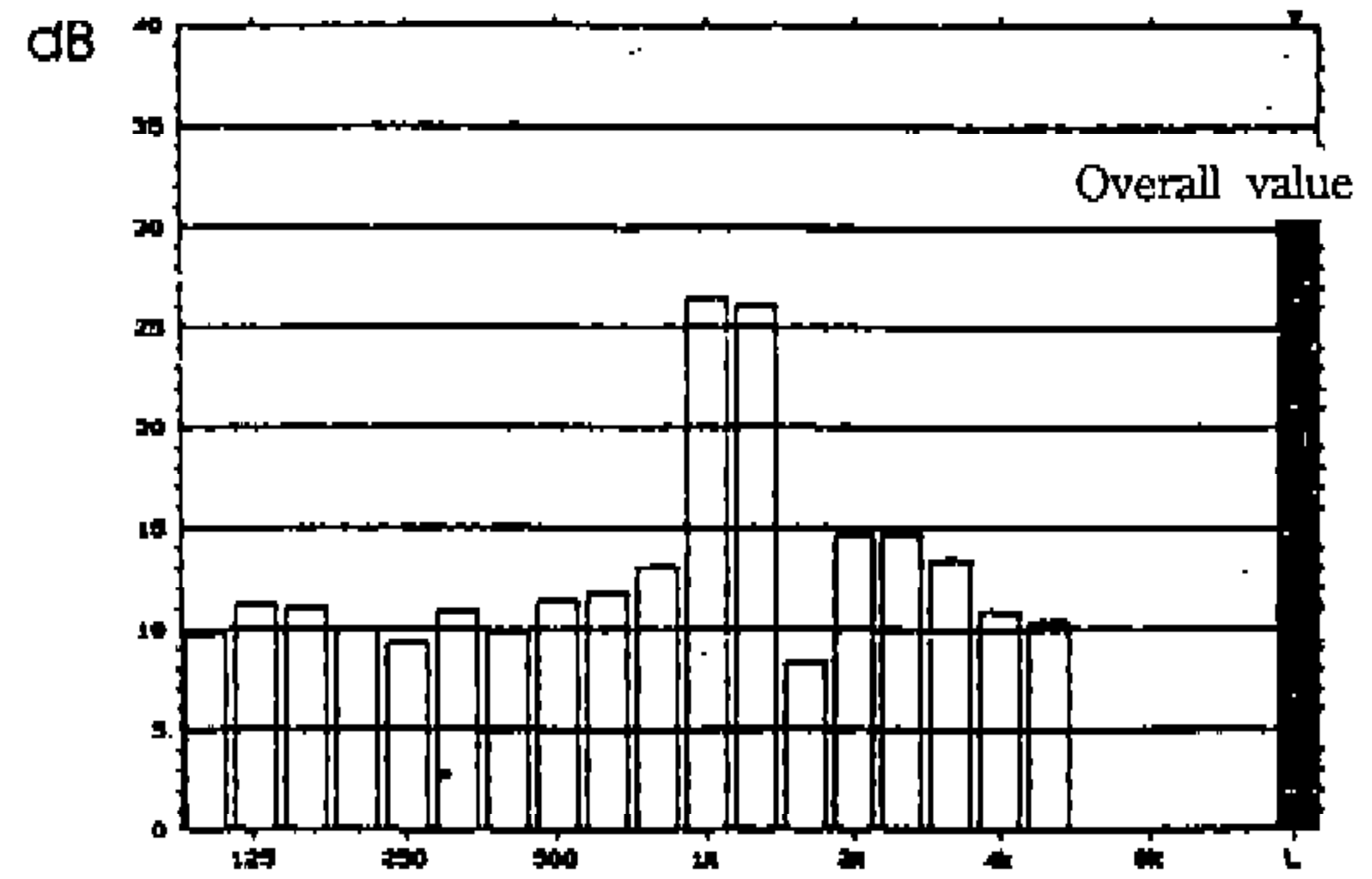
량자체의 고유한 특성이기 때문에 클러치 비틀림댐퍼로는 이러한 성분은 조절할 수 없다. 그리고 Fig.8(a)의 1단 기어의 실험결과에서 변속기 입력기어에서의 각속도변동이 플라이휠에서의 각속도변동에 비해 진폭이 유난히 작아진 부분(○표시부분)을 볼 수 있는데, 이것은 클러치디스크가 프리댐퍼와 메인댐퍼의 변곡지점에서 작용하기 때문이며, 또한 이것은 클러치 비틀림댐퍼의 작용구간이 프리댐퍼영역에서 메인댐퍼영역으로 이동하기 때문에 클러치강성의 급변화로 인한 프리댐퍼소음의 원인이 되기도 한다. 반면에 2단과 3단 기어에서는 이러한 현상을 별로 볼 수 없는데 이것은 고단기어에 따르는 저항토크의 증가로 인하여 클러치 비틀림댐퍼가 주로 메인댐퍼영역에서만 작동하기 때문이다. 또한, 기어 1, 2, 3단의 모든 경우에서 변속기 입력기어에서의 각속도변동의 크기는 플라이휠에서의 각속도변동의 크기와 거의 같으므로 실험에 이용된 클러치댐퍼는 입력 대 출력의 비가 거의 1인 특성을 가지고 있음을 알 수 있다. 그리고, 이 각속도변동은 고단기어일수록 약간 더 크게 나타남을 알 수 있는데 이것은 고단기어에서 저항토크가 더 크게 작용하기 때문이라 생각된다.

Fig.9(a), (b), (c)는 기어 1단, 2단, 3단의 경우 변속기 케이스에서의 진동을 데시벨(dB)의 합(Overall Value)으로 나타낸 것이다. 이때 크기는 기어 1, 2, 3단에서 각각 30.4dB, 31.0dB, 31.2dB로 고단 기어일수록 약간 증가하는데 이것은 Fig.8에서 알 수 있듯이 고단기어일수록 변속기 입력기어의 각속도변동이 증가하기 때문이라 생각된다.

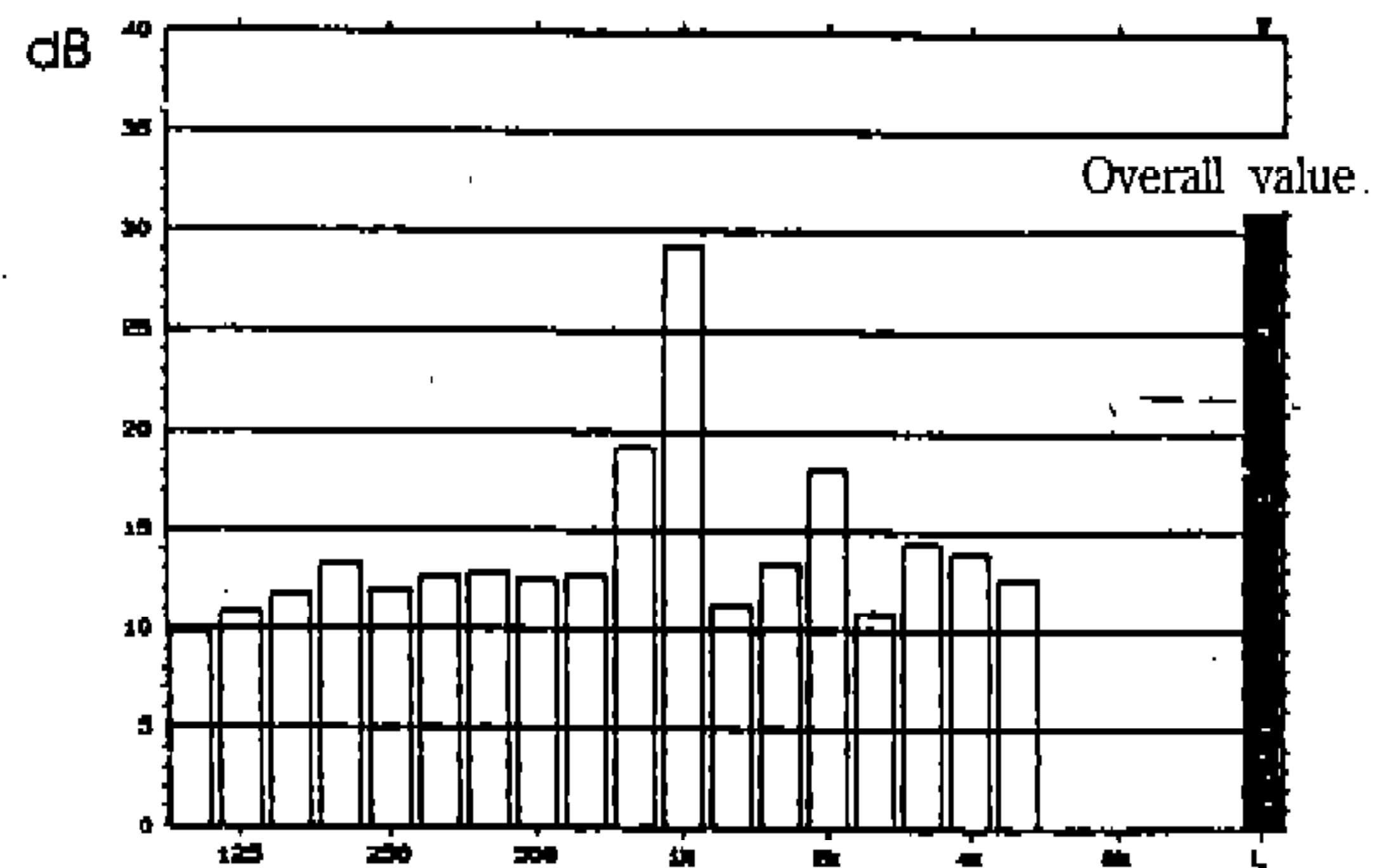
4. 시뮬레이션

4.1 세뮬레이션 방법

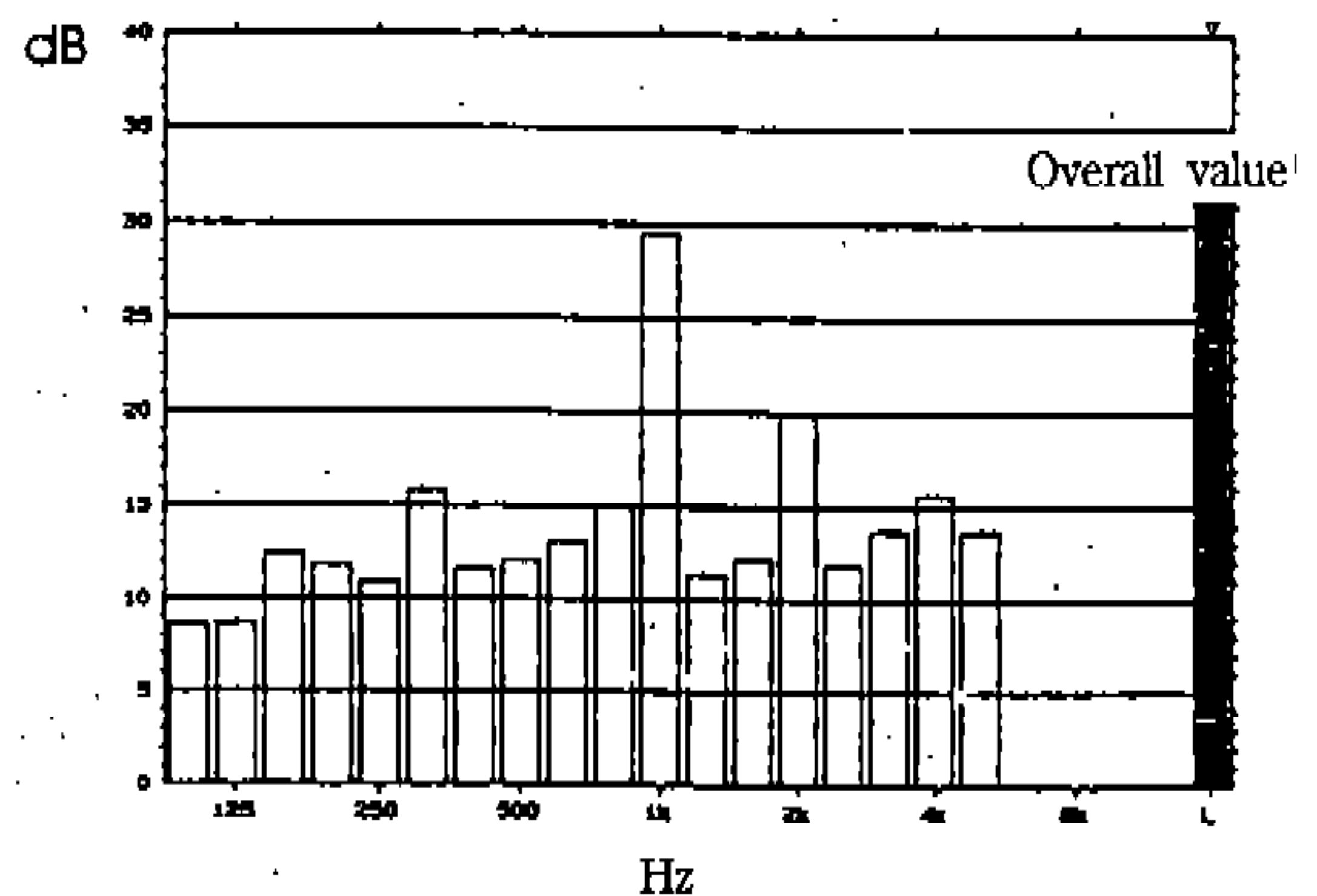
서론에서 언급했듯이 본 연구에서는 기어 1, 2, 3단에서 가속페달을 밟지 않은 최저속주행시의 동력전달계의 비틀림진동 현상을 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 실차 주행실험의 결과치와 비교, 분석한 후 클러치 비틀림기구의 설계



(a) 1st step gear



(b) 2nd step gear



(c) 3rd step gear

Fig.9 Vibration of gearbox-case(Experiment)

인자인 비틀림강성, 히스테리시스토크에 따른 변속기에서의 비틀림진동 저감효과를 연구하고자 한다.

크리핑에 따른 동력전달계의 진동현상을 해석하기 위해 사용된 시뮬레이션 방법은 Runge-Kutta방법을 이용하였으며, 시뮬레이션을 위해 모델에 사용된 등가값들은 제조회사나 실측의 도면에서 계산에 의해 산출할 수 있다. 이때 변속기의 등가관성 J_2 는 변속기 기어비와 기어관성에

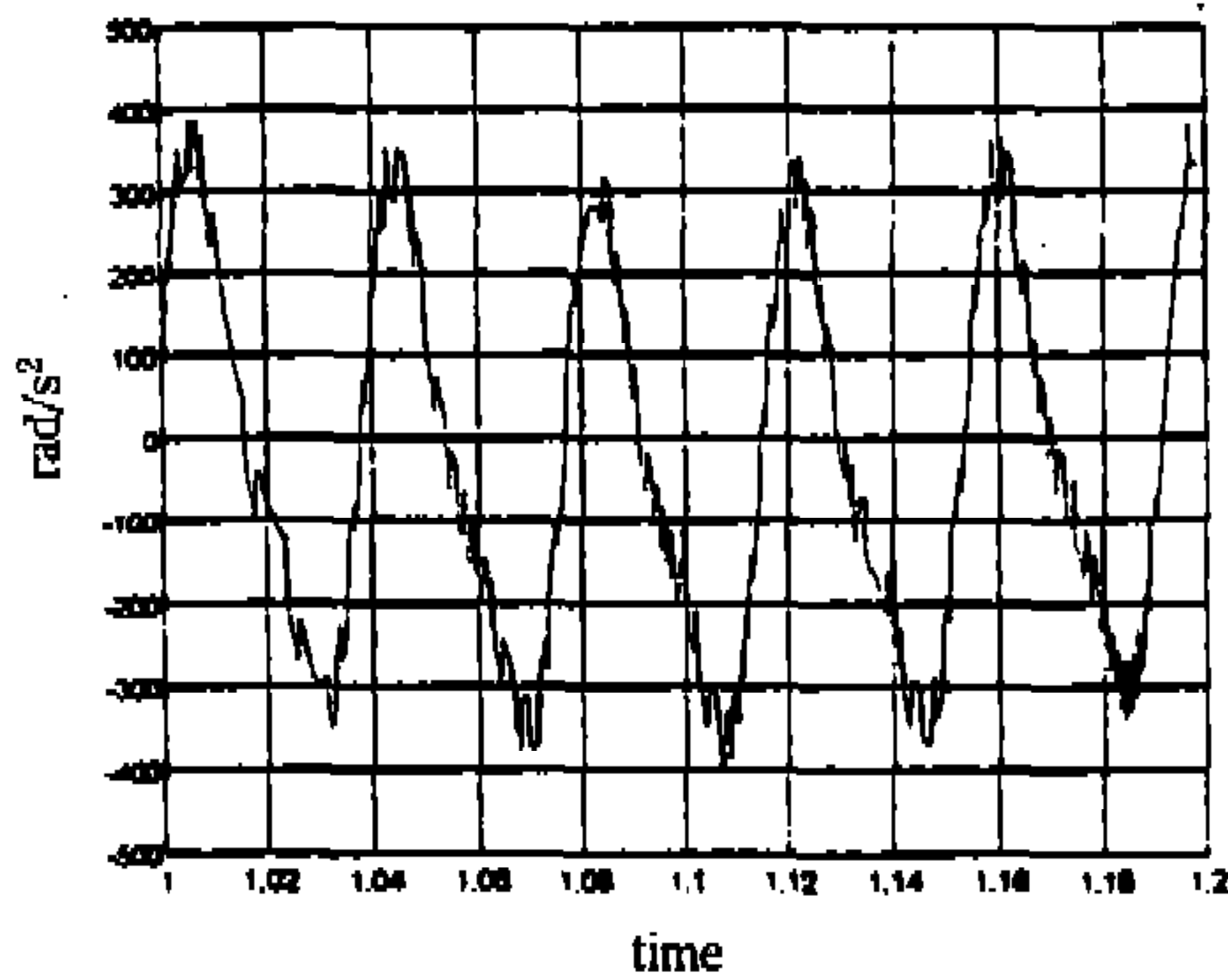


Fig.10 Fluctuation of angular acceleration in engine flywheel(Simulation)

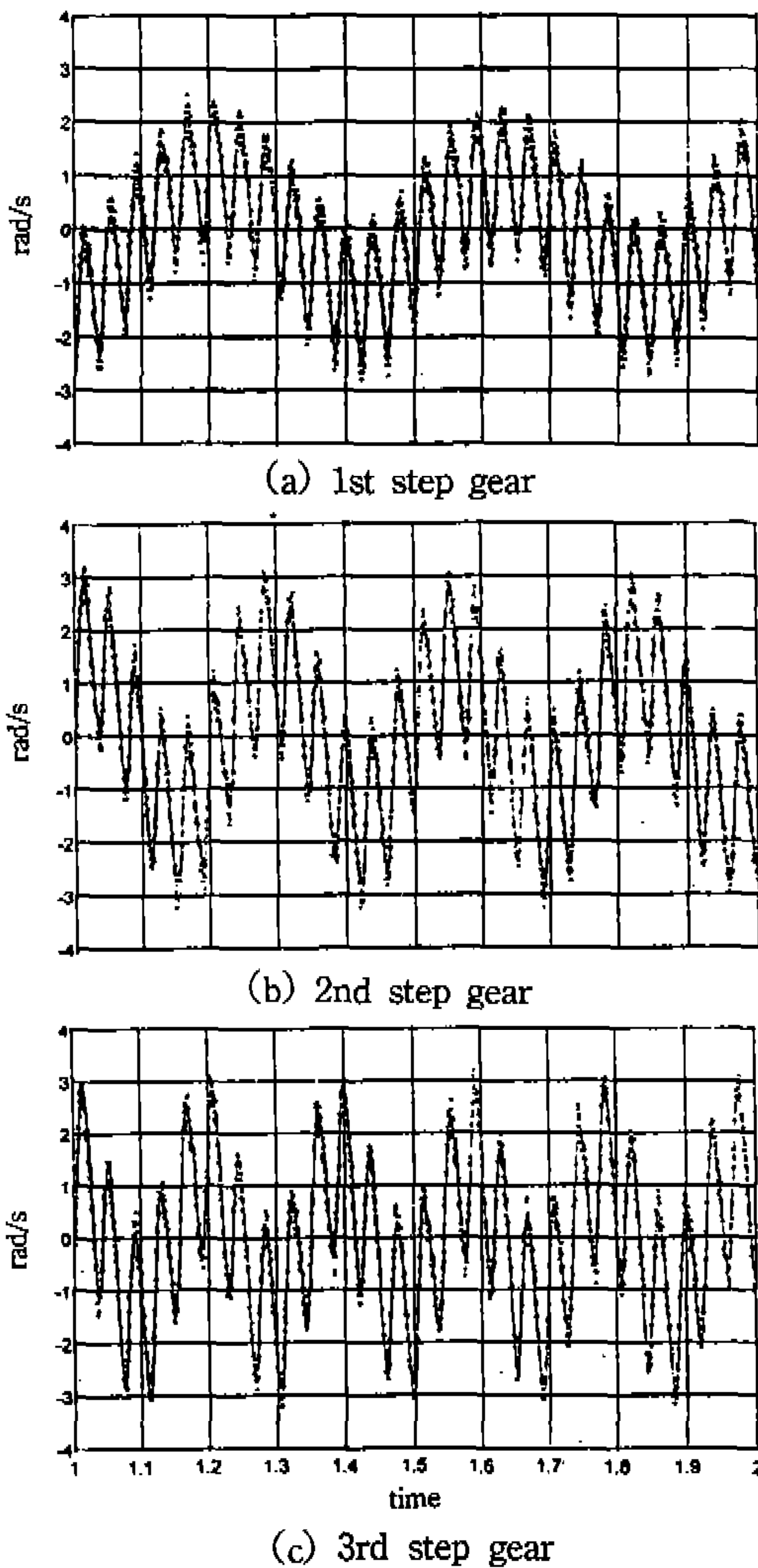


Fig.11 Fluctuation of angular speed in engine flywheel and transmission (Simulation)
 (—flywheelinput gear)

따라 변하고, 타이어와 차체의 등가관성 J_3, J_4 는 기어비와 타이어 관성, 타이어 반경 또는 차량 중량에 따라 변하며, 백래쉬를 고려한 변속기 입력축에 대한 휠샤프트의 등가강성 K_2 는 기어비와 휠샤프트의 강성에 따라, 그리고 변속기 입력축에 대한 두 타이어의 등가강성 K_3 는 기어비와 타이어의 강성에 따라 변한다.

4.2 시뮬레이션 결과

Fig.10은 시뮬레이션에 의한 플라이휠의 각속도변동을 보여주고 있다. Fig.7의 실차실험에 의해서 구한 값과 비교해 볼때 피크값의 크기가 거의 일치함을 알 수 있다.

Fig.11(a), (b), (c)는 각각 기어 1단, 2단, 3단의 시뮬레이션결과로 엔진플라이휠과 변속기에서의 각속도변동을 나타낸다. 이 결과들로 부터 기어 1단의 경우에는 약 2.30Hz의 저주파성분을 볼 수 있고, 기어 2단의 경우는 약 3.57Hz의 저주파성분을, 기어 3단의 경우는 약 5.40Hz의 저주파성분을 볼 수 있는데, 이것은 Fig.8의 실차실험에 의한 것과 비교해 볼때 그 현상이 매우 유사함을 알 수 있다. 이러한 현상은 기어단수에 따른 기어 잇수비와 변속기 입력축에 대한 동력전달계 각 요소의 등가값들이 변하기 때문이다. 또한, 각 단에서 변동성분의 크기도 실차실험값과 비교해 볼 때 유사하게 나타남을 알 수 있다.

따라서, 이러한 사실로 부터 가속 페달을 밟지 않은 최저속주행시의 동력전달계의 비틀림진동 현상은 시뮬레이션을 통해 해석이 가능하다는 것을 알 수 있다.

4.2.1 클러치 비틀림강성에 따른 영향

Fig.12는 1단 기어에서의 클러치 메인댐퍼 C 영역의 클러치 비틀림강성이 225Nm/rad일 때와 812Nm/rad일 때의 변속기 각속도변동을 보여주고 있다. 그림에서 두 강성값에서의 각속도변동값의 크기는 거의 같음을 알 수 있다. 또한, 클러치강성은 저주파성분의 특성에도 영향을 미치지 않음을 확인할 수 있다.

Fig.13은 클러치 메인댐퍼 C영역의 비틀림강성에 따른 변속기에서의 각속도변동을 시뮬레이션으로 부터 구한 것이다. 그림에서 히스테리시스값이 어느 값을 가질때 각속도 변동값은 클러치

비틀림강성에 관계없이 거의 일정한 값을 가짐을 알 수 있다. 예를들어, 히스테리시스값이 10Nm인 경우 클러치 비틀림강성이 100, 225, 500, 812 Nm/rad에서 각속도변동값은 모두 약 3.1rad/s로 비틀림강성이 증가하여도 각속도변동값은 거의 일정하다.

따라서, 최저속 주행시의 클러치 비틀림강성에 대한 영향만을 고려해 볼 때 클러치 메인댐퍼 C영역의 클러치 비틀림강성은 크리핑시 동력전달계의 비틀림진동저감에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

4.22 클러치 히스테리시스에 따른 영향

Fig.14는 1단 기어에서의 클러치 메인댐퍼 C 영역의 클러치 히스테리시스토르que가 5Nm일 때와 20Nm일 때의 변속기 각속도변동을 보여주고 있다. 그림에서 히스테리시스가 20Nm일 때의 각속도 변동값의 크기는 히스테리시스가 5Nm일 때의 각속도 변동값의 크기보다 약 1.37배 더 커 비틀림진동 저감효과가 더 나빠짐을 알 수 있다. 또한, 클러치 히스테리시스는 클러치 비틀림강성과 마찬가지로 저주파성분의 특성에는 영향을 미치지 않음을 확인 할 수 있다.

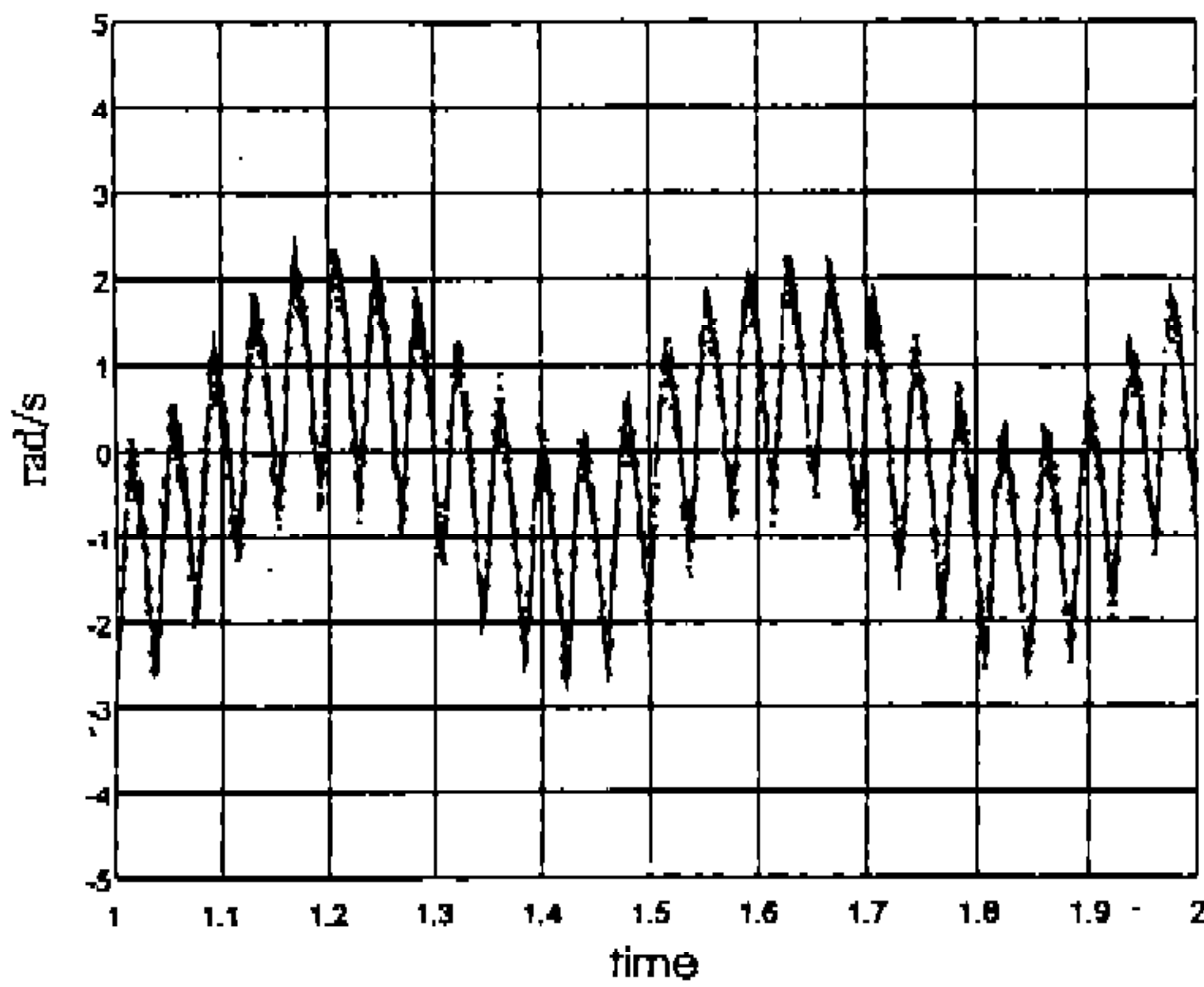


Fig.12 Influence of torsional stiffness(Simulation)
 (— $k_2=225\text{Nm/rad}$ $k_2=812\text{Nm/rad}$)

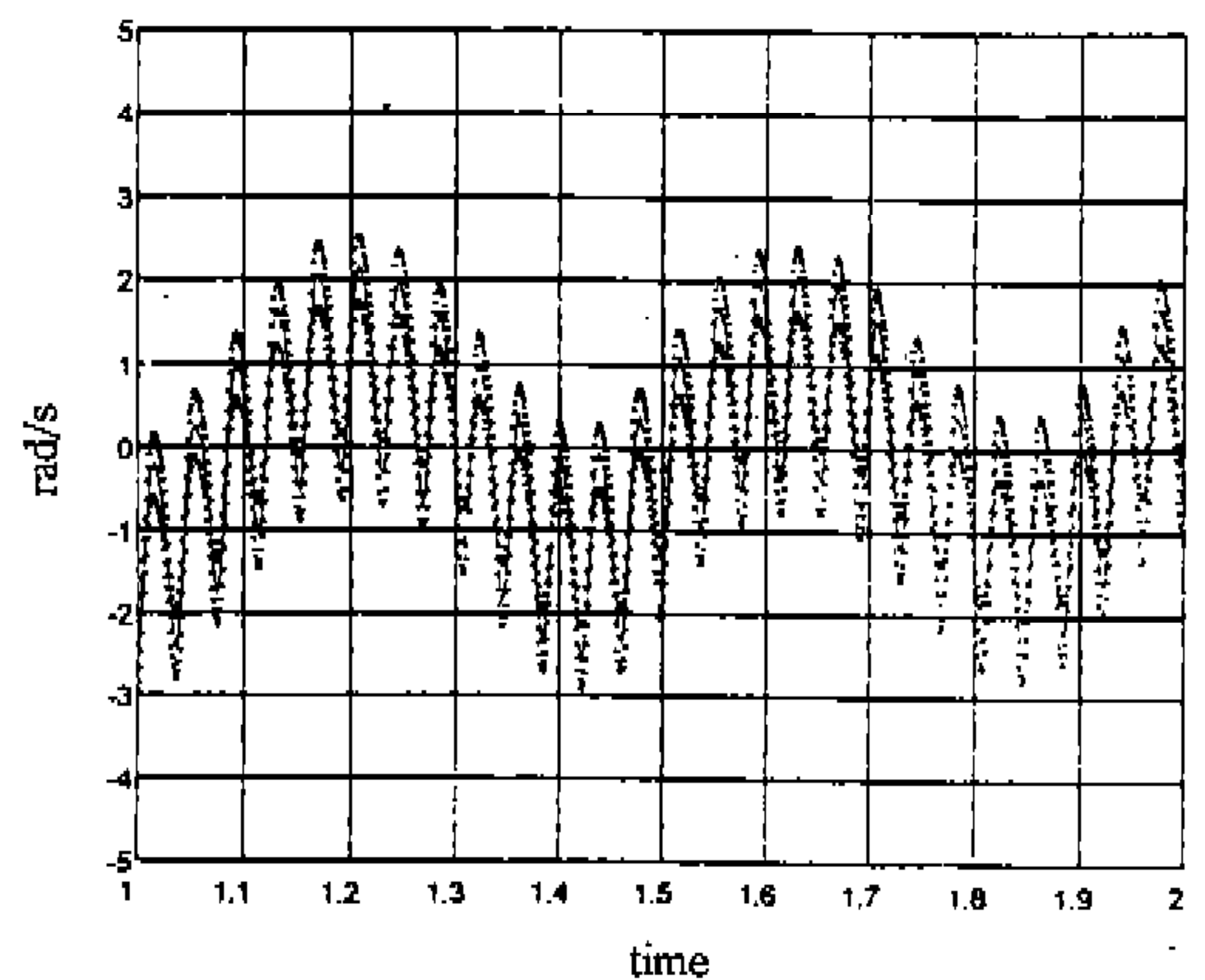


Fig.14 Influence of hysteresis torque(Simulation)
 (— $h_2=5\text{Nm}$ $h_2=20\text{Nm}$)

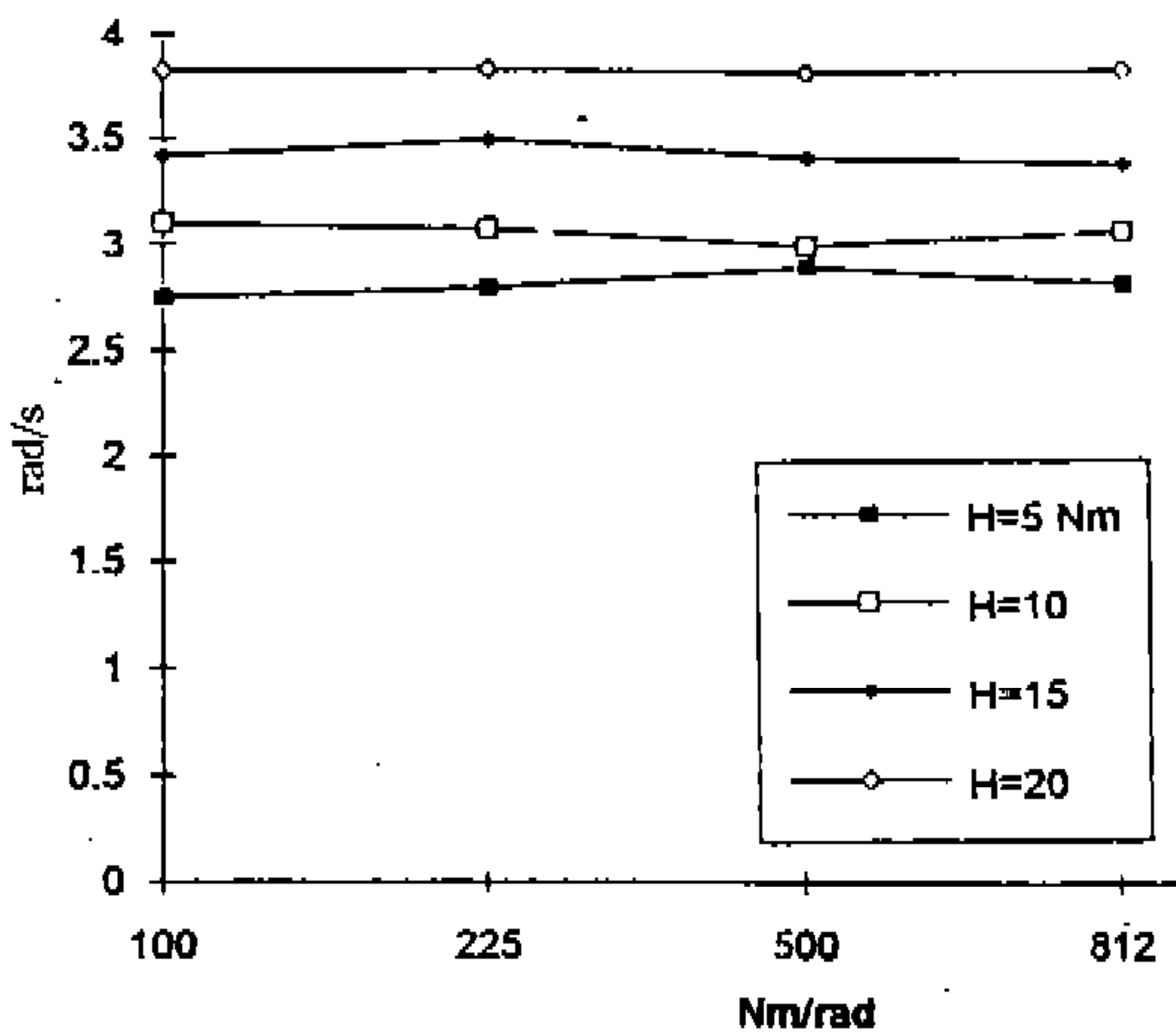


Fig.13 Influence of the torsional stiffness of clutch-disc(Simulation)

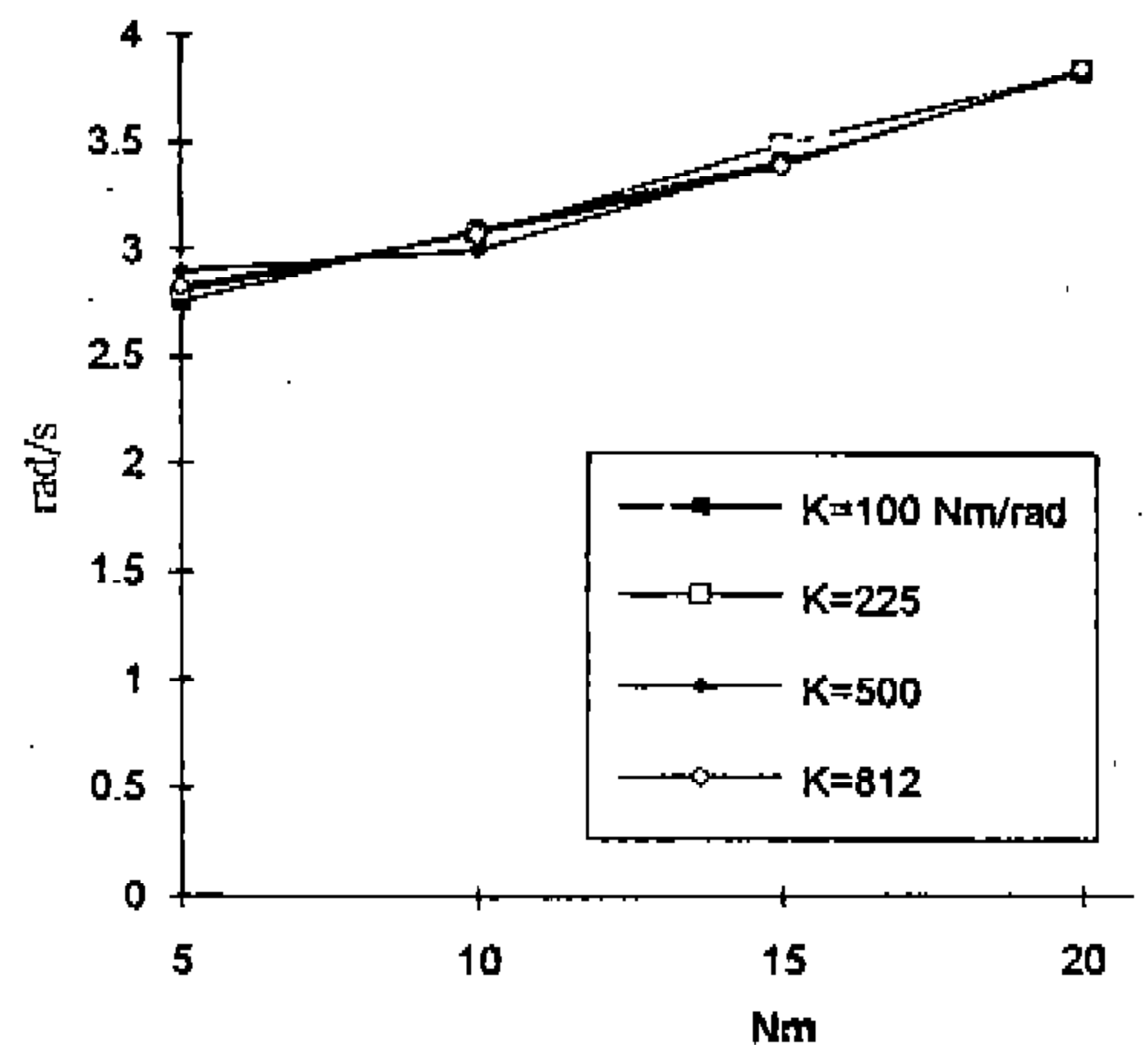


Fig.15 Influence of the hysteresis torque of clutch-disc(Simulation)

Fig.15는 클러치 메인댐퍼 C영역의 히스테리시스토크에 따른 변속기에서의 각속도변동을 시뮬레이션으로 부터 구한 것이다. 그림에서 클러치 비틀림강성이 어느 값을 가질때 클러치 히스테리시스가 증가할수록 변속기에서의 각속도변동 값은 증가하고 있음을 알 수 있다. 예를들어, 클러치 강성값이 225Nm/rad인 경우 클러치 히스테리시스토크가 5, 10, 15, 20Nm에서 각속도변동 값은 각각 2.80, 3.08, 3.50, 3.84rad/s로 히스테리시스가 증가할수록 각속도변동값도 증가하고 있다.

따라서, 최저속 주행시의 클러치 히스테리시스에 대한 영향만을 고려해 볼 때 클러치 메인댐퍼 C영역의 클러치 히스테리시스토크는 크리핑시 동력전달계의 비틀림진동에 영향을 미치며, 히스테리시스토크가 작을수록 비틀림진동 저감효과가 좋아짐을 알 수 있다.

5. 결 론

실차 주행실험을 통해 가속페달을 밟지 않은 최저속주행 상태에서 동력전달계의 비틀림진동 현상을 측정하고, 엔진-변속기-타이어-차체의 반한정계 4자유도 진동모델로 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 최저속주행시의 동력전달계의 비틀림진동 현상은 4자유도 비선형모델을 사용한 시뮬레이션을 통해 해석이 가능하며, 비틀림진동 저감효과가 좋은 클러치 비틀림특성을 구할 수 있다.
- 2) 클러치 비틀림강성은 최저속주행시 동력전달계의 비틀림진동저감에 거의 영향을 미치지 않는다.
- 3) 클러치 히스테리시스토크는 최저속주행시 동력전달계의 비틀림진동에 영향을 미치며, 히스테리시스토크가 작을수록 비틀림진동 저감효과가 좋아진다. 그러므로 적절한 강성이 선택되면 되도록 낮은 히스테리시스를 선정하여 클러치 비틀림댐퍼를 구성하여야 한다.

참 고 문 헌

1. H.Arai et al. ; Design Method for Optimal Torsional Clutch Plate Characteristics. トヨタ技術 Vol.36 No.1
2. M.Kataoka et al. ; Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(1st Report : Experiment and Simulation). Bulletin of JSME, Vol.29, No.256(1986)
3. M.Kataoka et al. ; Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(2nd Report : Analytical Solution). Bulletin of JSME, Vol.29, No.257(1986)
4. Wu Hui-Le et al. ; A Study of the Torsional Vibration of Automotive Power Trains. Journal of Jilin University of Technology
5. R.J.Comparin et al. ; An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle. Journal of Mechanical Design, Vol.112/237(1990)
6. G.J.Fudala et al ; A Systems Approach to Reducing Gear Rattle. SAE Paper 870396
7. T.Sakai et al. ; Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox. SAE Paper 810773
8. Thomas C.T. et al ; Computer Simulation of Drivetrain Torsional Vibration in Heavy and Medium Duty Trucks. SAE Paper 861960
9. E.P.Petkus et al ; A Simple Algorithm for Torsional Vibration Analysis. SAE Paper 870996