

## 래틀 진동 저감을 위한 설계 기법 연구

# A Study on the Design Technique to Reduce the Rattle Vibration

안병민(전북대 대학원), 장일도(전북대 대학원), 전병호(전북대 대학원)

홍동표(전북대 공대), 정태진(군산대 공대)

B. M Ahn(Graduate School, Chonbuk Univ), I. D Chang(Graduate School, Chonbuk Univ)

B. H Chon(Graduate School, Chonbuk Univ), D. P Hong(Chonbuk Univ), T. J Chung(Kunsan Univ)

### ABSTRACT

The main torsional vibration source of the driveline is the fluctuation of the engine torque. The gear rattle is impacts generating in the backlash of the free gear due to this torsional vibration. Optimization of the clutch torsional characteristic is one of the effective methods to reduce the idle gear rattle. Many researches have been reported on this problem but only few of them give sufficient consideration to the full clutch design parameters(stiffness, hysteresis torque, preload, first stage length) and drag torque

This paper pays attention to the gear impact mechanism, clutch design parameters and drag torque to reduce the idle gear rattle with computer simulation.

**Key Words** : Torsional Vibration(비틀림진동), Gear Rattle(기어 래틀), Clutch Design Parameters(클러치 설계 파라미터), Drag Torque(드래그 토크)

### 1. 서 론

기어 래틀은 수동 변속기에서 발생하는 진동 중의 하나이다. 기어 래틀은 수동 변속기의 백래쉬 때문에 엔진 토크 변동이나 구동계의 비틀림진동에 의해 발생하는 변속기 내부 자유기어 이빨들의 충돌 현상으로 심한 소음과 진동을 야기시킨다. 기어 래틀의 연구는 엔진 소음, 타이어 소음, 흡기계 소음, 배기계 소음 등 다른 소음의 영향이 적은 공회전시에 많이 수행되고 있다. 특히 가솔린 엔진에 비해 엔진 토크 변동이 큰 디젤 엔진을 탑재한 차량에서는 기어 래틀이 공회전시 가장 중요한 문제의 하나로 대두되었다.

클러치 댐퍼는 공회전시 기어 래틀 진동 소음을 줄일 수 있는 효과적인 방법이다. 종래에는 단순화된 모델을 이용한 클러치 설계파라미터들의 기어 래틀에 대한 영향도 해석<sup>1)</sup>, 클러치 설계 기법 연구<sup>2)</sup>, 기어 래틀 해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션 방법 연구<sup>3)</sup>, 실험에 의한 기어 래틀에 관한 연구<sup>4)</sup> 등이 수행되어 왔다.

본 연구에서는 공회전시 기어 래틀진동을 해석

할 수 있는 엔진 플라이휠, 클러치 허브, 입력 기어, 카운터 기어, 출력 기어의 반한정계 5자유도 모델을 개발하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 기어 래틀진동 특성 및 기어 래틀진동에 대한 클러치 설계파라미터, 드래그 토크의 영향도를 평가하고 기어 래틀진동을 줄일 수 있는 2단 프리 댐퍼 클러치 설계 방법에 관하여 연구를 수행하고자 한다.

### 2. 래틀 진동 해석 모델링 및 운동 방정식

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 공회전시 구동계의 변속기 개략도를 보여 주고 있다. 입력 기어와 카운터 기어는 일체로 되어 있으며 공회전시 출력 기어들은 자유기어으로써 공전하고 있다. 등가화 과정을 통해 Fig. 1의 구동계는 엔진 플라이휠, 클러치 허브, 입력 기어, 카운터 기어, 출력 기어의 반한정계 5자유도로 모델링 할 수가 있다. 이 5자유도 모델은 클러치 허브와 압력 축 사이의 백래쉬, 클러치의 비선형 비틀림 특성을 포함하고 있고, 또한 입력 기어와 카운터 기어의 백래쉬, 카운터 기어와 출력 기어의 백래쉬를 포함하고 있다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 2단 프리 댐퍼 클러치의 비틀림 특성을 보여주고 있다. 강성이 작은

1단(프리 댐퍼)과 강성이 큰 2단(메인 댐퍼)으로 구성되어 있으며, 공회전시에는 클러치가 1단에서 작동하고 주행시에는 2단에서 작동한다.

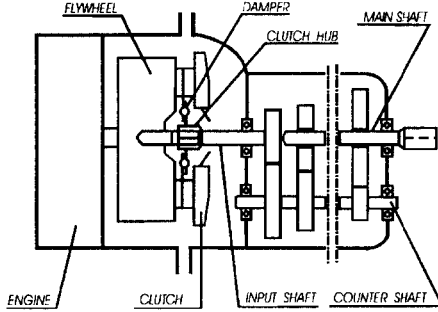


Fig. 1 Schematic diagram of manual transmission

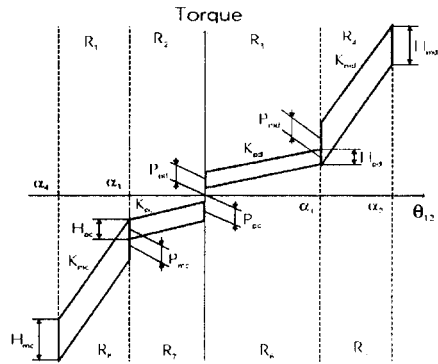


Fig. 2 Torsional characteristic of clutch disk

2.1 운동 방정식

반한정계 5자유도 모델로부터 유도한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + T_{Clutch} = T_E(t) \tag{1.a}$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - T_{Clutch} + K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \tag{1.b}$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = -T_{D3}(t) \tag{1.c}$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - K_3(\theta_3 - \theta_4) + K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D4}(t) \tag{1.d}$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 - K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D5}(t) \tag{1.e}$$

여기서

$J_1$  = 엔진 플라이휠 클러치 등가 관성

$J_2$  = 클러치 허브의 등가 관성

$J_3$  = 입력 기어의 등가 관성

$J_4$  = 카운터 기어의 등가관성

$J_5$  = 출력 기어의 등가 관성

$T_{Clutch}$  = 클러치의 비틀림 토크

$T_E(t)$  = 엔진 가진 토크

$K_2$  = 입력축 강성  $K_3, K_4$  = 기어의 물림강성

$\theta_i$  = 각 등가 관성의 회전각변위

$T_{D3}(t), T_{D3}(t), T_{D3}(t)$  = 드래그 토크

2.3 엔진 토크, 클러치, 드래그 토크 모델링

엔진의 주 가진 주파수는 크랭크 축의 1 회전당 점화 펄스의 숫자와 관련이 있다. 이것은 엔진 실린더 수, 엔진이 4사이클인지, 2사이클인지에 따라 결정된다. 본 연구 대상의 차량은 4사이클 6실린더 디젤 엔진을 탑재한 차량이므로 3차 차수가 주 가진 차수가 되고 시뮬레이션에서는 3, 6, 9, 12 차수를 고려하였으며 엔진 가진 토크는 식 3과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_E(t) = A \sin(3\omega t) + B \sin(6\omega t) + C \sin(9\omega t) + D \sin(12\omega t) \tag{2}$$

여기서  $\omega$ 는 엔진의 기본 회전수이고, A, B, C, D는 엔진 토크 각 차수의 크기이며, 실차실험을 통해 그 값을 구하였다.

Fig. 2의 2단 클러치의 비틀림곡선으로부터 클러치의 작동각과 클러치의 상대속도에 따라 클러치의 비틀림토크를 클러치 설계파라미터인 클러치의 강성, 히스테리시스 토크, 클러치 프리로드를 이용하여 클러치의 비틀림 토크  $T_{Clutch}$ 는  $R_1 \sim R_8$ 로 8단계로 나누어 부분적으로 선형화해서 나타낼 수 있다.

드래그 토크는 변속기 내의 오일에 의한 끌림 저항이다. 드래그 토크는 온도에 지수적으로 감소하고, 본 연구에서는 드래그 토크를 상수로 가정하고 시뮬레이션을 수행했다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 방법

기어 래틀진동 해석 모델에 많은 비선형성이 포함되어 있기 때문에 시스템을 해석하기 위해서는 적절한 시뮬레이션 방법, step size, 허용오차 등이 요구된다. 본 연구에서는 비선형 시스템 해석에 적당한 5차 Runge-Kutta법을 사용하였고, step size를  $10^{-6}$ , 허용 오차를  $10^{-8}$ 을 주었다.

시뮬레이션은 클러치 설계 파라미터인 클러치 강성, 히스테리시스 토크, 프리로드, 1단의 길이, 드래그 토크에 대하여 수행하였으며 기어 래틀진동의 특성 및 위 파라미터들의 기어 래틀진동에 대한 영향도, 2단 프리댐퍼 클러치 설계 기법에 대하여 연구를 수행했다.

### 3.2 클러치 강성 및 히스테리시스 토크의 영향

Fig. 3은 클러치 강성 변화에 따른 래틀진동의 변화를 보여주고 있다. 강성이 매우 클 때( $K=3940$ ) 즉 2단이 아닌 1단 메인 댐퍼 클러치를 사용할 때가 2단 프리 댐퍼 클러치를 사용하는 경우( $k=40 \sim K=200$ )에 비하여 기어 래틀진동이 현저히 큰 것을 알 수 있다. 그리고 2단 프리 댐퍼 클러치를 사용하는 경우에는 클러치의 강성이 작을수록 기어 래틀진동이 작은 것을 알 수 있다. 또한 강성이 작을수록 진폭도 감소하지만 피크(peak)의 숫자 또한 줄어든다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4의 두 기어 사이의 상대 변위를 보면 이 점을 보다 명확히 알 수 있다. 강성이 매우 클 때( $k=3940$ )는 구동기어가 종동기어와 충돌한 후 속도가 빨라진 종동기어가 다시 구동기어와 충돌하는 양쪽면 충돌(double-side -impact)이 발생하고 있고 강성이 중간 정도( $k=80$ ) 일 때는 양쪽면 충돌보다는 충돌 횟수가 적은 것을 알 수 있다. 그리고 강성이 작을 때( $K=40$ )는 두 기어가 거의 분리되지 않고 접촉을 유지하고 있고 분리가 되어 충돌이 발생하더라도 한쪽면 충돌(single-side-impact)이 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 클러치 히스테리시스 토크 변화에 따른 래틀진동의 변화를 보여주고 있다. 강성의 영향과 유사하게 히스테리시스 토크가 작으면 작을수록 래틀진동이 작아지고 또한 충돌의 발생 횟수도 감소하는 것을 알 수 있다.

그러나 Fig. 6처럼 클러치의 강성과 히스테리시스 토크를 너무 작게 설계하면 클러치의 작동각이 강성이 작은 1단을 벗어나 강성이 큰 2단과 1단을 번갈아 가면서 작동하는 것을 알 수 있다. 일반적인 클러치의 작동각과 비교했을 때 1단과 2단을 번갈아 가면서 작동할 때는 작동각이 불규칙적이다. 또한 두 기어 사이의 상대각을 보더라도 충돌이 불규칙적으로 많이 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 클러치의 작동각이 1단을 벗어나 2단으로 작동할 때 기어 래틀진동이 매우 크게 발생하는 것을 알 수 있다.

### 3.3 1단 프리로드의 영향

차량이 공회전시에는 클러치의 작동각이 1단의 영역에서 작동하도록 설계를 하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 1단의 프리로드의 변화에 따라 시뮬레이션을 수행했다. Fig. 7을 보면 프리로드가 작을수록 래틀진동의 크기도 줄어들고 그 발생 횟수도 줄어들고 있다. 클러치 제작시 일정 양의 프리로드는 피할 수 없으나 가능한 한 작게 하여 클러치를 제작하여 기어 래틀진동을 저감시키는 것이 바람직

하다.

### 3.3 클러치 1단 길이의 영향

클러치 1단의 길이의 영향은 현재 양산되는 클러치의 1단 크기와 그 크기를 증감했을 때의 영향을 살펴보았다. 1단의 길이를 증감시킨 후 시뮬레이션을 여러 번 수행하여 적절한 클러치 강성과 히스테리시스 토크를 찾고 그 결과는 Fig. 8과 같다. 클러치 1단의 길이를 증가시키면 클러치 1단의 강성과, 히스테리시스 토크를 증가된 양만큼 더 작게 할 수 있으므로 길이가 길어질수록 래틀진동의 크기가 감소하고 발생 횟수 또한 줄어들고 있다. 그러나 클러치 1단의 강성은 2단의 강성에 비해 현저하게 작으므로 주행시에는 클러치 1단의 작은 강성은 백래쉬에 가깝게 작용을 하게 된다. 따라서 기어 래틀진동 저감을 위하여 1단의 길이를 너무 크게 하면 변속 레버의 급조작이나 급가감속시 저킹(jerking) 현상을 유발할 수도 있고, 엔진을 켤 때와 끌 때 차량의 울렁거림 현상을 발생시킬 수도 있다.

### 3.4 드래그 토크

드래그 토크는 변속기 내부 오일에 의한 끌림 저항이다. 드래그 토크가 클 때는 변속기 내부의 오일의 온도가 낮을 때이다. Fig. 9를 보면 드래그 토크가 클 때가 작을 때보다 래틀진동의 크기가 감소한다. 또한 드래그 토크가 작으면 발생 횟수가 증가하고 있다. 이는 드래그 토크가 클 때는 기름의 저항이 크기 때문에 이 저항이 기어가 분리되는 것을 방지하기 때문이다.

## 4. 결론

기어 래틀진동 저감에 우수한 2단 프리댐퍼 클러치를 설계하기 위해서 실차실험 데이터를 바탕으로 하는 컴퓨터 시뮬레이션은 현실성 있는 방법이다. 3축 수동 변속기를 갖는 차량에서 발생하는 기어 래틀진동을 해석할 수 있는 모델을 개발하였으며 그 모델을 바탕으로 클러치 설계 파라미터, 드래그 토크, 백래쉬에 따라 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

-2단 프리댐퍼 클러치를 설계할 때 클러치 1단 강성과 히스테리시스 토크는 작게 하여 기어 래틀진동과 발생 횟수를 적게 할 수 있으나, 클러치 작동각이 1단을 벗어나지 않게 설계해야 한다.

-클러치 프리로드는 제작시 피할 수 없으나 기어 래틀진동을 작게 하기 위해서는 가능한 작게 설계하는 것이 필요하다.

-클러치 1단의 길이를 증가시키면 기어 래틀진동과 발생 횟수를 줄일 수 있지만 클러치 1단의 작은 강

성은 주행시 백래쉬와 비슷한 작용을 함으로 주행 시까지 최적화가 필요하다.  
 -드래그 토크가 크면 기어 이빨의 분리가 방해를 받아 래틀진동이 작고 발생 횟수 또한 적다.

**참고문헌**

- [1] Andrew Szadkowski, "Mathematical Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle", SAE Paper 910641
- [2] E. Lanzarini, "The Evolution of the Clutch Plate Damper Design and Technology", FISITA, 905185
- [3] Rajendra Singh, Chandramouli Padmanabhan, Todd E. Rook, "Modeling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of the Art", SAE Paper 951316
- [4] Yasushi Chikatani, Akio Suehiro, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks", SAE 911044

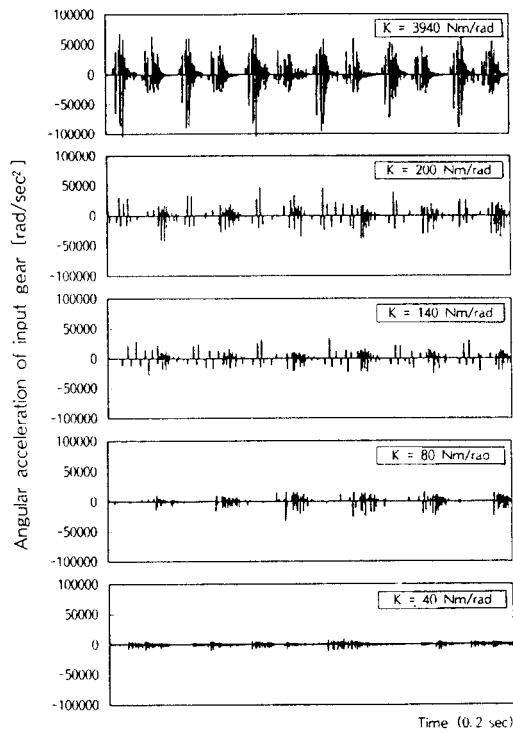


Fig. 3 Influence of stiffness on the gear rattle

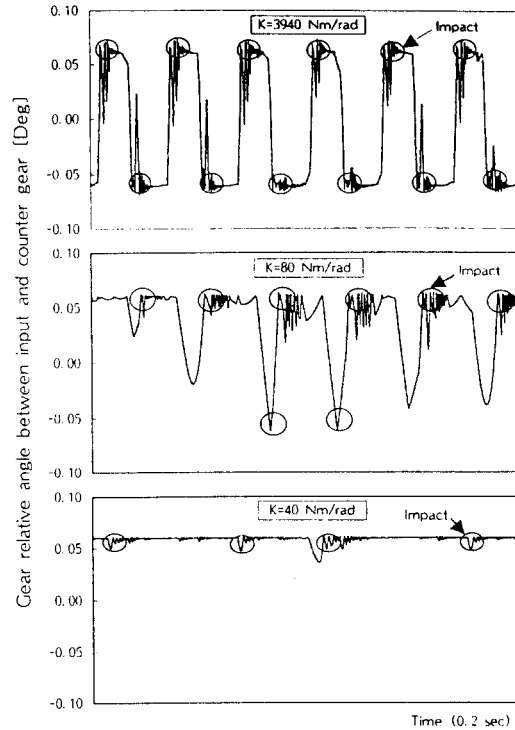


Fig. 4 Gear relative angle

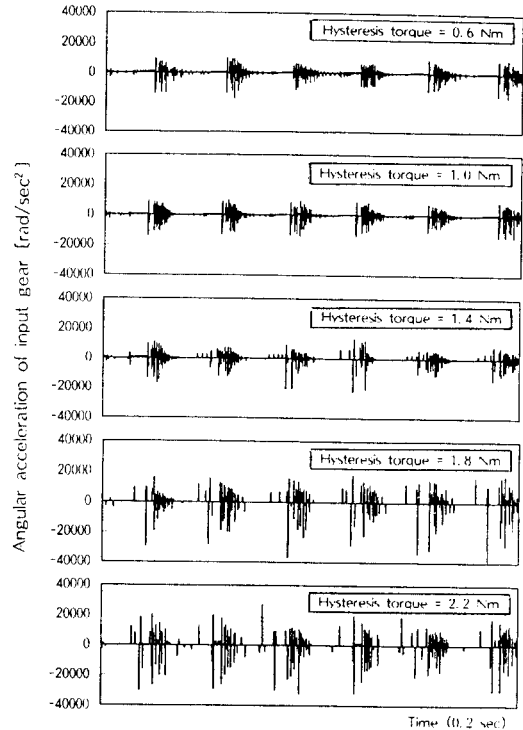


Fig. 5 Influence of hysteresis on the gear rattle

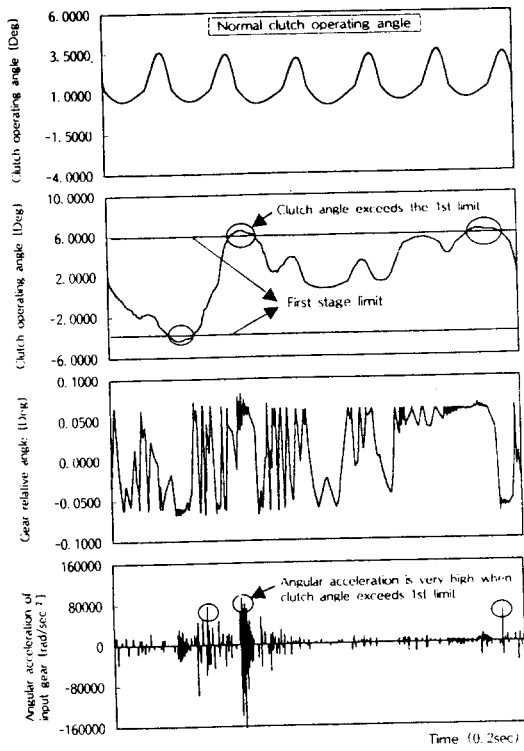


Fig. 6 Badly designed pre damper clutch

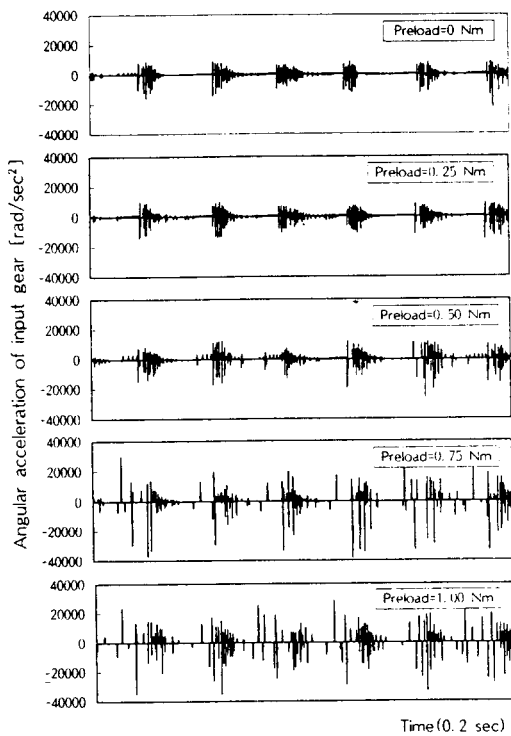


Fig. 7 Influence of preload on the gear rattle

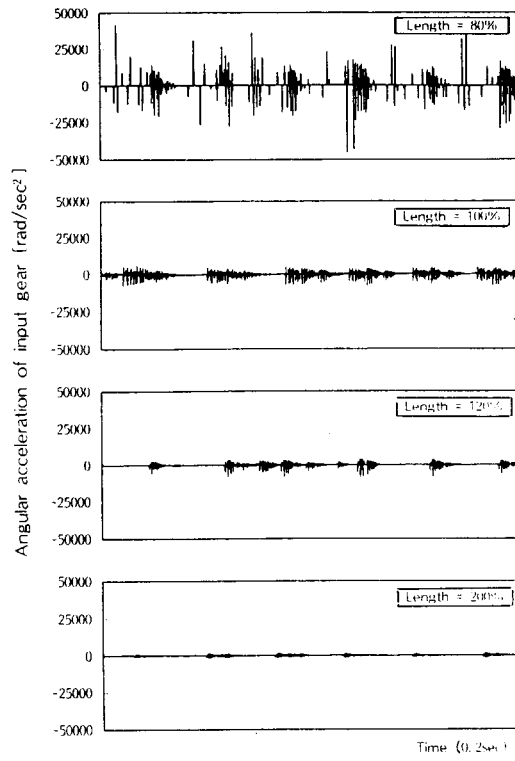


Fig. 8 Influence of length on the gear rattle

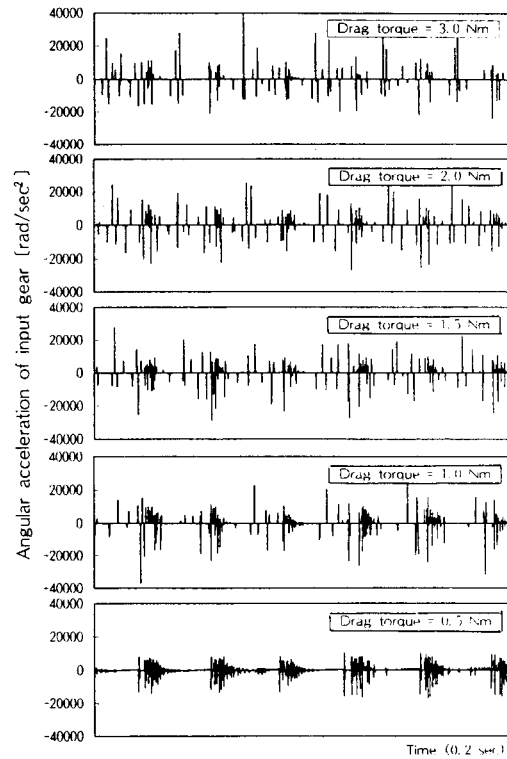


Fig. 9 Influence of drag torque on the gear rattle