

## 기어 래틀 저감을 위한 시스템 파라미터 연구

### A Study on the System Parameters to Reduce the Idle Gear Rattle

안 병 민\*, 장 일 도\*, 최 은 오\*\*, 홍 동 표\*\*\*, 정 태 진\*\*\*\*  
B. M. Ahn, I. D. Chang, E. O. Choi, D. P. Hong, T. J. Chung

#### ABSTRACT

The rattle noise is the most significant in many kinds of manual gearbox noises, which is generated at the idle stage of the engine operation. 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. Many researchers reported the clutch torsional characteristic optimization method to reduce the idle gear rattle but only few of them give sufficient consideration to the system parameters like gear backlash, drag torque, system inertia, inertia distribution, engine torque fluctuation, idle engine rotation speed, and accessory load. In this paper, influence rate of system parameters on the gear rattle is presented and counterplans like backlash reduction, drag torque increase, inertia addition, inertia distribution modification and engine torque characteristic control are suggested.

주요기술용어 : Torsional Vibration(비틀림진동), Gear Rattle(기어 래틀), Backlash(백래쉬), Drag Torque(드래그 토크), Inertia(관성), Engine Torque(엔진 토크)

\* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\* 단국대학교 기계공학과

\*\*\* 정회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차 신기술 연구소

\*\*\*\* 정회원, 군산대학교 기계설계학과

#### 1. 서 론

기어 래틀진동은 수동 변속기에서 발생하는 진동 중의 하나이다. 특히 가솔린 엔진에 비해 엔

진 토크 변동이 큰 디젤 엔진을 탑재한 차량에서는 기어 래틀진동이 공회전시 가장 중요한 문제의 하나로 대두되었다.

공회전시 기어 래틀진동은 클러치 허브 및 수동 변속기 기어 사이의 백래쉬 때문에 엔진 토크 변동이나 구동계의 비틀림진동에 의해 발생하는 변속기 내부 자유기어 이빨들의 충돌 현상으로 심한 진동과 소음을 야기시킨다.

기어 래틀진동을 저감시키기 위하여 2단 프리덴퍼 클러치의 비틀림특성의 최적화를 통한 연구<sup>1-3)</sup>는 종래에 많이 수행되었다. 그리고 2단 프리덴퍼 설계에 영향을 미치는 드래그 토크에 대한 실험적 연구<sup>4,5)</sup>도 수행되었다. 그러나 기어 래틀진동을 줄일 수 있는 시스템 파라미터들에 대한 연구는 아직 미비한 상태이다.

본 연구에서는 공회전시 기어 래틀진동을 해석할 수 있는 엔진 플라이휠, 클러치 허브, 입력 기어, 카운터 기어, 출력 기어의 반한정계 5자유도 모델을 개발하고, 기어 래틀진동에 영향을 미치는 시스템 파라미터, 즉 백래쉬, 드래그 토크, 관성, 엔진 토크 변동량, 엔진 회전수, 보조하중에 따라 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 이 파라미터들의 기어 래틀에 대한 영향도를 평가하고 기어 래틀진동을 줄일 수 있는 시스템 파라미터들의 설계 기법에 대한 연구를 수행하였다.

## 2. 모델링 및 운동 방정식

### 2.1 모델링

Fig.1은 본 연구에서 사용된 공회전시 구동계의 변속기 개략도를 보여 주고 있다. 입력 기어와 카운터 기어는 일체로 되어 있으며 공회전시 출력 기어들은 자유기어로서 공전하고 있다. 즉 모든 변속 기어의 변속 시스템이 출력 기어에 있어 모든 기어 변속은 출력 기어에서 이루어진다. 공회전시 구동계 요소들의 동적인 거동을 파악하기 위해서는 구동계를 적절히 모델링 하여야 한다. 모델링시에는 구동계를 구성하는 구성 요소의 관성을 적절히 등가화하고 이 성분들을 비틀림 스프링 상수와 댐퍼로 연결하여 구동계를 관성, 비틀림 강성, 비틀림 댐퍼로 모델링할

수 있다. 이런 등가화 과정을 통하여 Fig.1의 공회전시 구동계는 Fig.2의 반한정계 5자유도 모델링 할 수가 있다. 그리고 개발된 모델의 타당성은 속도 센서를 이용하여 변속기 카운터 기어의 각속도를 측정하여 시뮬레이션 결과인 카운터 기어의 각속도와 비교 검토를 통해 검증하였다. 이 5자유도 모델은 클러치 허브와 입력 축 사이의 백래쉬, 클러치의 비선형 비틀림 특성을 포함하고 있고, 입력 기어와 카운터 기어의 백래쉬, 카운터 기어와 출력 기어의 백래쉬를 포함하고 있다.

엔진의 주 가진 주파수는 크랭크 축의 1 회전

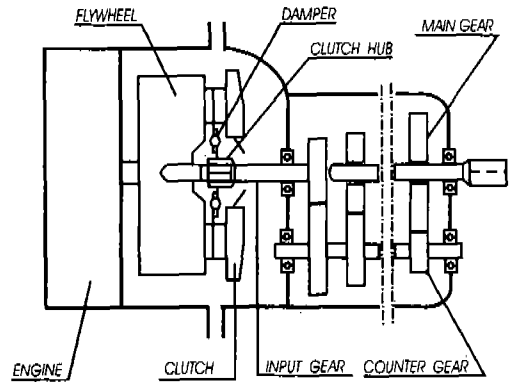


Fig.1 Schematic diagram of manual transmission

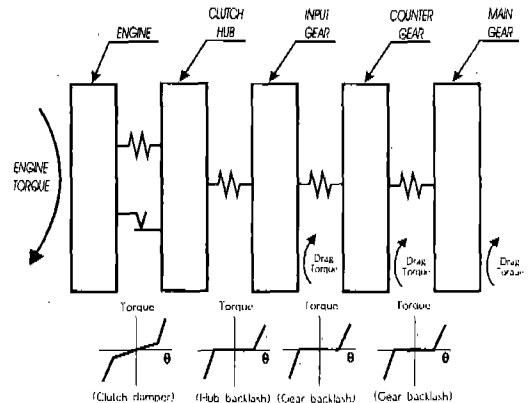


Fig.2 Physical model for analysis of idle gear rattle vibration

당 점화 펄스의 숫자와 관련이 있다. 이것은 엔진 실린더 수, 엔진이 4 사이클인지, 2 사이클인지에 따라 결정된다. 엔진의 주 가진 차수는 식 (1)에 의해 계산할 수 있다. 본 연구 대상의 차량은 6 실린더 4 사이클 디젤 엔진을 탑재한 차량이므로 3차 차수가 주 가진 차수가 되고 본 시뮬레이션에서는 3차 차수의 조화항인 6, 9, 12 차수까지 고려하였으며 엔진 가진 토크는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$ORDER_{dominant} = N_{cylinder} / (N_{cycle} / 2) \quad (1)$$

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

여기서  $\omega$ 는 600rpm으로 공회전시 엔진의 기본 회전수이고,  $A=1,130$ ,  $B=438$ ,  $C=146$ ,  $D=35Nm$ 이며 이러한 값들은 실차실험을 통해 구하였다.

본 연구에서는 2단 프리덴퍼 클러치를 사용하였다. 2단 프리덴퍼 클러치의 비틀림곡선으로부터 클러치의 작동각과 클러치의 상대속도에 따라 클러치의 비틀림토크( $T_{Clutch}$ )는 클러치 설계 파라미터인 클러치의 강성, 히스테리시스 토크, 프리로드를 이용하여 8단계로 나누어 부분적으로 선형화<sup>6,7)</sup>해서 모델링 하였다.

드래그 토크는 변속기 내의 오일에 의한 끌림 저항이다. 드래그 토크는 온도에 따라 지수적으로 감소하고 공회전시 엔진의 회전수가 증가하면 드래그 토크는 커진다. 본 연구에서는 참고문헌<sup>5)</sup>을 참조하여 드래그 토크를 상수로 가정하고 시뮬레이션을 수행했다.

## 2.2 운동 방정식

Fig.2의 반한계 5자유도 모델로부터 유도한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + T_{Clutch} = T_E(t) \quad (3)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - T_{Clutch} + K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (4)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = -T_{D3}(t) \quad (5)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - K_3(\theta_3 - \theta_4) + K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D4}(t) \quad (6)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 - K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D5}(t) \quad (7)$$

여기서,

$J_1$  =엔진 플라이휠 클러치 등가 관성

$J_2$  =클러치 허브 등가 관성

$J_3$  =입력 기어 등가 관성

$J_4$  =카운터 기어 등가 관성

$J_5$  =출력 기어 등가 관성

$T_{Clutch}$  =클러치 비틀림 토크

$T_E(t)$  =엔진 가진 토크

$K_2$  =입력축 강성

$K_3, K_4$  =기어 물림강성

$\theta_i$  =각 등가 관성 회전각변위

$T_{D3}(t)$  =입력 기어에 작용하는 드래그 토크

$T_{D4}(t)$  =카운터 기어에 작용하는 드래그 토크

$T_{D5}(t)$  =출력 기어에 작용하는 드래그 토크

그리고,  $K_2, K_3, K_4$ 는 다음과 같다.

$$K_j = K_j \quad \text{when } |\theta_j - \theta_{j+1}| > backlash$$

$$= 0 \quad \text{when } |\theta_j - \theta_{j+1}| \leq backlash$$

## 3. 컴퓨터 시뮬레이션

### 3.1 시뮬레이션 방법

기어 래틀진동 해석 모델에 많은 비선형성이 내포되어 있기 때문에 시스템을 해석하기 위해서는 적절한 시뮬레이션 프로그램, 방법, 시간 간격(step size)등이 요구된다. 본 연구에서는 비틀림진동 전용 해석 프로그램인 ARLA-SIMUL<sup>10,11)</sup>을 사용하였다. ARLA-SIMUL은 해석하고자 하는 시스템의 최대 고유진동수와 시스템의 비선형 정도를 고려하여 사용자가 입력하는 시뮬레이션 안전계수를 사용해 시간 간격을 계산하며, 비선형 부분에서는 시간 간격을 보다 작게 하여 시뮬레이션의 정확도 및 안정성을 확보한다. 본 연구에서는 2단 프리덴퍼 클러치를 사용

하였는데 만약 클러치의 작동각이 프리댐퍼 영역을 벗어나 메인댐퍼 영역으로 이동하면 메인댐퍼 클러치를 사용하는 경우보다 더 큰 래틀진동이 발생<sup>6-8)</sup>한다. 따라서 2단 클러치를 설계할 때는 클러치의 작동각이 프리댐퍼 범위를 넘지 않게 설계하는 것이 강력히 요구된다. 본 시뮬레이션은 각 시스템 파라미터들이 기어 래틀진동에 어떠한 영향을 미치는가를 파악하는 것이다. 따라서 각각의 파라미터 변경에 따라 클러치의 강성 및 히스테리시스 토크를 적절히 조절하여 클러치의 작동각은 항상 프리댐퍼 영역에서 작동하도록 하였다. 시뮬레이션은 백래쉬, 드래그 토크, 관성, 엔진 회전수, 엔진 토크 변동량, 보조하중에 따라 시뮬레이션을 수행하였으며 각 파라미터들의 기어 래틀진동에 대한 영향도를 평가하였으며 시뮬레이션 결과를 보면 클러치 강성, 히스테리시스 토크, 백래쉬 크기, 드래그 토크 시스템의 관성, 엔진 토크 특성 등에 따라서 Fig.9의 (a)와 같이 다른 시뮬레이션 결과와 비교해서 고주파 진동이 발생하는 경우가 있지만 이는 시뮬레이션 수행시 기어 이빨의 분리 충돌에 의해 발생한 비선형을 해석하면서 발생한 결과이며, 래틀진동의 발생 횟수는 기어 상대변위가 백래쉬의 범위를 벗어나는 횟수이다. 그리고 기어 래틀진동의 특성을 파악하기 위해서 입력 기어의 각속도, 카운터기어의 각속도, 클러치의 작동각을 이용해 분석하였다.

### 3.2 백래쉬의 영향

백래쉬는 가공오차 및 열에 의한 팽창 등을 고려하여 설계하기 때문에 일정량은 시스템 내부에 존재한다. 백래쉬의 기어 래틀진동에 대한 영향을 살펴보고 백래쉬의 증감여부에 따라 기어 래틀진동이 증가나 감소되지 않는 상한값이나 하한값의 존재 여부를 파악하기 위해서 백래쉬를 가감하여 시뮬레이션을 수행했다. Fig.3은 시뮬레이션 결과이다. 기어 백래쉬는 언더컷(under cut) 현상과 같은 이유로 어느 일정량 이하로는 줄일 수 없지만 실제 줄일 수 있는 범위보다 훨씬 작은 값으로 줄이거나 원래의 4배 이상 키워더라도 기어 래틀진동이 증가나 감소되지 않는

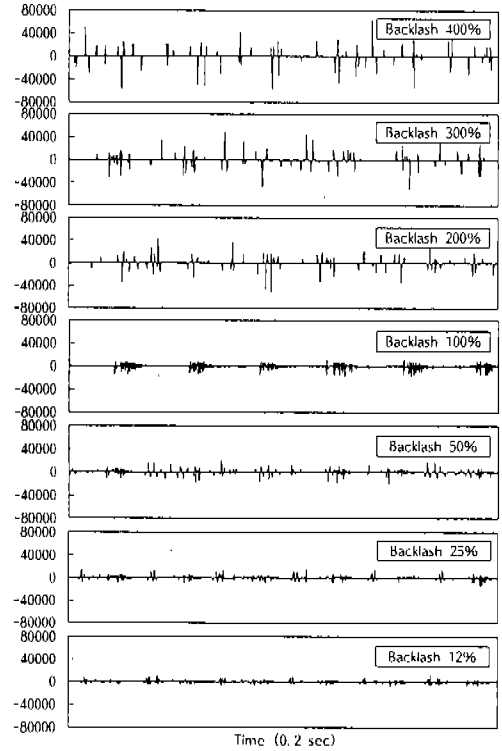


Fig.3 Influence of backlash on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of input gear [rad/sec<sup>2</sup>])

상한값이나 하한값은 존재하지 않았으며 기어 백래쉬가 작을수록 기어 래틀진동은 감소하였다.

### 3.3 드래그 토크의 영향

기어 래틀은 기어 이빨의 분리와 충돌에 의해 발생한다. 드래그 토크는 변속기 내부의 오일 점성에 의한 끌림저항으로 기어 이빨의 분리를 방해한다. 드래그 토크는 변속기 오일의 온도가 -10℃~100℃인 경우 즉 드래그 토크가 3Nm~0.5Nm인 경우에 대해서 시뮬레이션을 수행했다. Fig.4를 보면 드래그 토크가 클 때는 기어 이빨의 분리를 방해하려는 끌림저항이 커져서 드래그 토크가 작을 때에 비하여 기어 래틀진동의 발생 횟수가 줄어들었다. 또한 드래그 토크가 클 때가 작을 때에 비하여 기어 래틀진동의 진폭이 작다. Fig.5는 드래그 토크에 따른 클러치의 작동각을 보여주고 있다. 드래그 토크가 클 때가

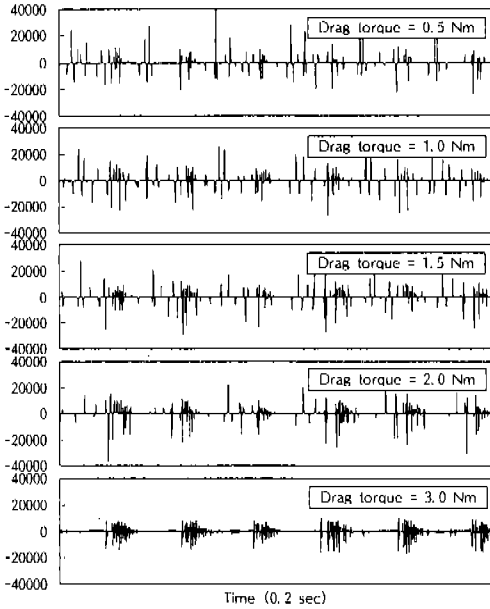


Fig.4 Influence of drag torque on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of input gear [rad/sec<sup>2</sup>])

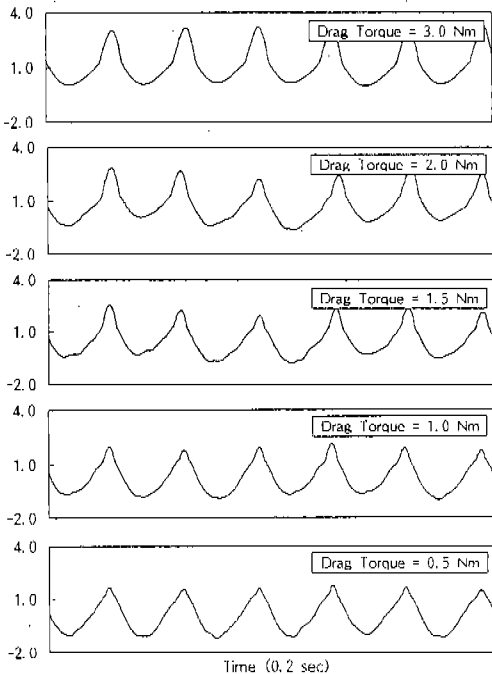


Fig.5 Influence of drag torque on the clutch operating angle [degree]

작을 때에 비하여 클러치의 작동각이 위쪽으로 이동되고 있음을 알 수 있다. 이는 클러치를 설계할 때 변속기의 정상상태 온도(70~100℃)만을 고려하여 설계하면 동절기나 변속기의 온도가 낮을때(드래그 토크가 클 때) 클러치의 작동각이 프리덴퍼 영역을 벗어나 강성이 작은 프리덴퍼와 강성이 큰 메인덴퍼 사이를 번갈아 가면서 작동하게 되어 매우 큰 래틀진동을 초래할 수도 있다. 따라서 기어 래틀진동을 줄이기 위해서 오일 점성을 올리고자 할 때는 오일 점도와 온도와의 관계를 고려하여 사용 온도 범위 내에서 클러치의 작동각이 프리덴퍼 영역에서 작동하도록 해야 한다.

### 3.4 관성의 영향

최근들어 연비 향상을 위해 구동계 관성을 감소시키고 있다. 특히 구동계 요소 중 큰 관성을 갖는 플라이휠의 관성을 많이 저감시키고 있다. Fig.6은 플라이휠 관성에 따른 시뮬레이션 결과이다. 관성이 크면 클수록 래틀진동의 발생 횟수 및 진폭이 현저히 감소하고 있음을 알 수 있다. 그러나 위에서 언급한 것처럼 연비와는 상충된 면을 보이고 있고 플라이휠의 관성을 키우면 엔진의 비틀림 고유진동수를 엔진의 상용 범위내로 낮추어 구동계의 비틀림공진을 유발시킬 수도 있다. Fig.7은 플라이휠의 관성 변화에 따른 엔진의 비틀림 공진 주파수 계산을 위한 모델이다.  $I_1$ 은 크랭크 축 폴리(crank shaft pulley)의 등가관성,  $I_2 \sim I_7$ 은 크랭크 스로우(crank throw)의 등가관성,  $I_8$ 은 플라이휠의 등가관성으로 0.011968, 0.042379, 0.023544, 0.0413, 0.0413, 0.023544, 0.041693, 1.064938kgm<sup>2</sup>이다.  $K_1 \sim K_7$ 은 크랭크축의 강성으로 1484450, 1221900, 1221900, 1174800, 1221900, 1221900, 1754400Nm/rad이다. 이 모델을 바탕으로 플라이휠의 관성 가감에 따른 엔진의 첫 번째 비틀림 고유진동수 변화와 엔진의 상용 범위(1,000~2,300rpm)의 엔진의 6차 차수 가진 주파수는 Table 1과 같다. 본 연구 대상 엔진의 경우 플라이휠의 관성을 2배 이상으로 증가시키면 엔진의 6차 차수 가진 주파수에 매우 근접하여 공진

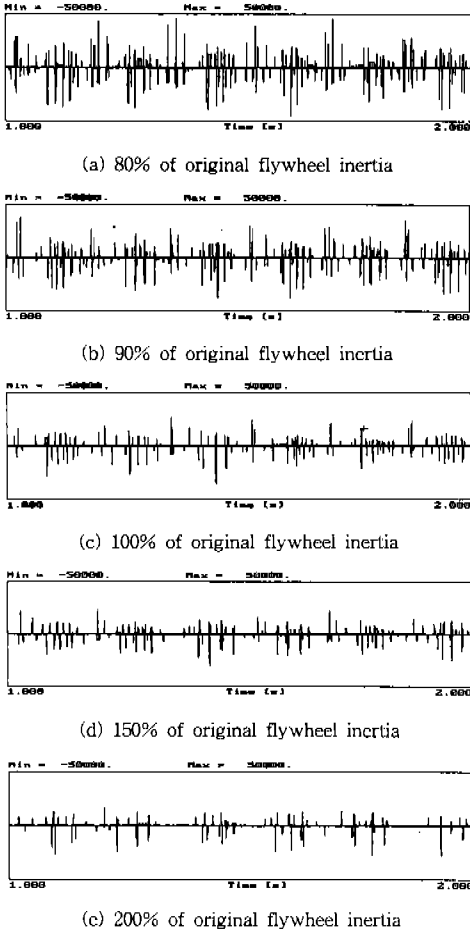
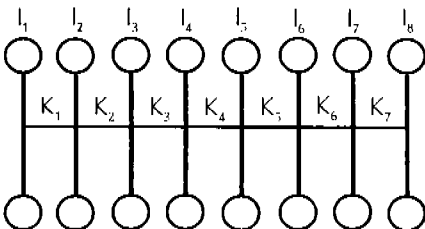


Fig.6 Influence of flywheel inertia on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of input gear [rad/sec<sup>2</sup>])



$I_1 \sim I_8$  : Equivalent moment of inertia  
 $K_1 \sim K_7$  : Torsional rigidity

Fig.7 Engine torsional vibration analysis model

Table 1 First engine natural frequency

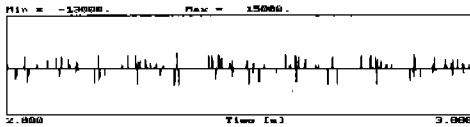
inertia	natural freq.	engine 6th order excitation freq.
50% down	256.1 Hz	100~230 Hz
25% down	246.0 Hz	
original	240.5 Hz	
25% up	237.1 Hz	
50% up	234.8 Hz	
100% up	231.9 Hz	

이 발생하므로 2배 이상으로 관성을 증가시키는 것은 피해야 할 것이다.

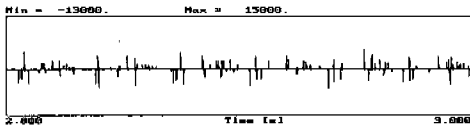
변속기 기어들의 관성은 토크 전달 능력을 고려하여 설계하기 때문에 그 치수를 변경하는 것은 곤란하다. 본 연구 대상 차량의 Fig.1의 개략도에서 알 수 있듯이 모든 변속 시스템이 출력 기어에 있어 모든 기어 변속이 출력 기어에서 이루어지고 있고 공회전시에 모든 출력 기어가 공전하고 있어 기어 래틀진동을 유발시킬 수 있는 진동원이 된다. 변속 시스템의 위치 변경을 통해 출력 기어에 위치하고 있는 각 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때 시스템의 증가 관성을 다시 계산하여 시뮬레이션을 수행했다. 출력 기어에 위치하고 있는 변속 시스템을 카운터 기어로 옮기게 되면 변속 시스템을 카운터 기어로 옮긴 기어쌍은 공회전시에 회전하지 않기 때문에 변속 시스템을 카운터 기어로 옮긴 기어쌍에서 발생하는 기어 래틀진동을 제거할 수 있다. Fig.8은 출력 기어에 위치하고 있는 각 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과이다. 3, 4, 6단의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮기면 카운터 기어의 증가 관성이 감소하므로 카운터 기어의 각가속도는 증가하였다. 그러나 기어 래틀진동은 관성 토크가 변속기 내부의 드래그 토크를 초과할 때 발생한다.<sup>5)</sup> 관성 토크는 기어 관성과 각가속도를 곱하면 되고 Table 2에 각 기어의 변속 시스템을 카운터 기어에 옮겼을 때 관성 토크의 최대값들을 나타내었다. 3, 4, 6단의 싱크로나이저를 카

Table 2 Influence of shift system position on the idle gear rattle vibration

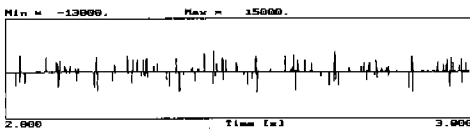
	angular accel.	$\frac{J_{new}}{J_{org}}$	inertia torque	increase
original	9300	1.000	9300	0.00%
3rd gear	11131	0.928	10330	11.1%
4th gear	11517	0.867	9985	7.37%
6th gear	16060	0.647	10391	11.7%
3,4th gear	13542	0.796	10780	15.9%
4,6th gear	21387	0.515	11014	18.4%
3,6th gear	18902	0.576	10888	17.1%
3,4,6th gear	26627	0.443	11796	26.8%



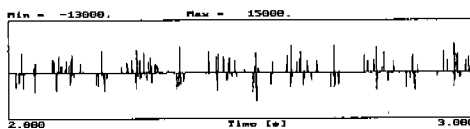
(a) Original counter gear



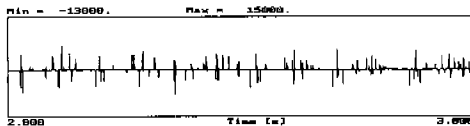
(b) 3rd gear shift system on the counter gear



(c) 4th gear shift system on the counter gear



(d) 6th gear shift system on the counter gear



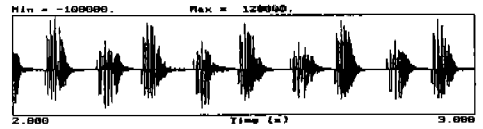
(e) 3rd, 4th gear shift system on the counter gear

Fig.8 Influence of Inertia distribution on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of counter gear [rad/sec<sup>2</sup>])

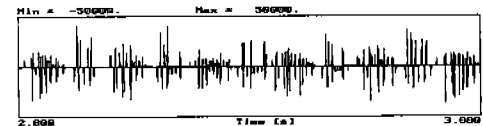
운터 기어로 옮기면 관성 토크는 약간 증가하지만 3, 4, 6단 기어 쌍은 공회전시에 회전하지 않으므로 3, 4, 6단의 기어 쌍에서는 기어 래틀진동을 제거할 수 있다.

### 3.5 공회전시 엔진 토크 특성의 영향

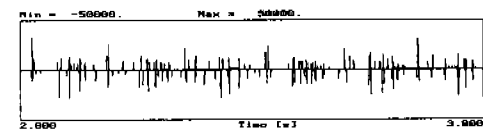
최근 들어 연비 향상을 위하여 공회전시 엔진 회전수를 낮추기 위한 많은 노력이 이루어 졌다. 공회전시 엔진 회전수는 엔진 개발자가 일정하게 설정하더라도 실차실험을 수행해 보면 차량 조건에 따라서 약 ±10% 정도 차이가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 20% 이상을 가감하여 그 영향을 살펴보았다. Fig.9는 공회전 회전



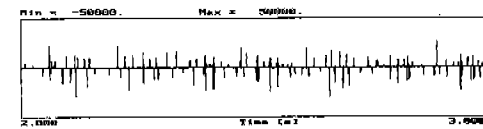
(a) 80% of original engine rpm



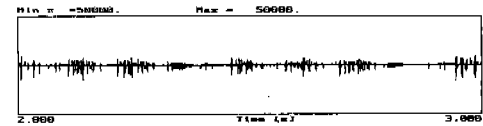
(b) 90% of original engine rpm



(c) 100% of original engine rpm



(d) 120% of original engine rpm



(e) 140% of original engine rpm

Fig.9 Influence of engine rpm on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of input gear [rad/sec<sup>2</sup>])

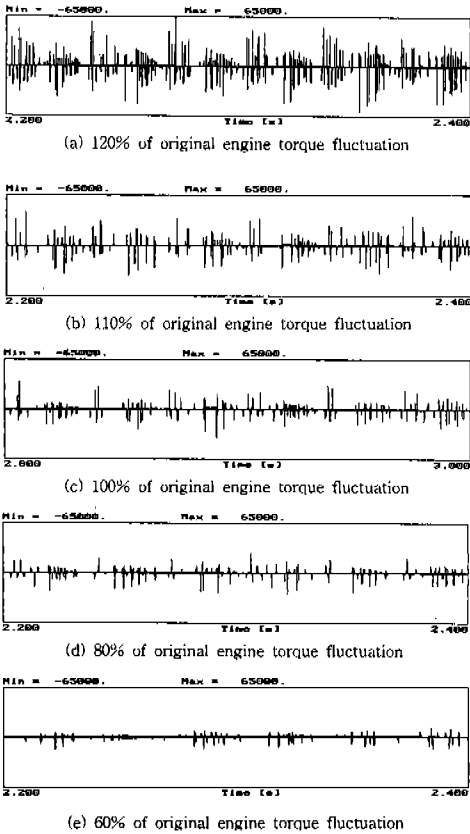


Fig.10 Influence of engine torque fluctuation on the idle gear rattle vibration (angular acceleration of input gear [rad/sec<sup>2</sup>])

수에 따른 기어 래틀진동의 변화이다. 시뮬레이션 수행시 드래그 토크는 엔진 회전수에 따라 가감시켰다. 공회전 회전수가 낮을 때가 높을 때에 비해서 기어 래틀진동이 현저히 큰 것을 알 수 있다. 이것은 공회전시 회전수를 낮추면 상대적으로 토크 변동 성분이 증가하여 기어 래틀진동이 더 크게 발생하는 것을 보여준다.

공회전시 에어컨, 히터 등의 보조하중을 사용했을 때의 엔진 토크 특성을 보면 보조하중이 작용하지 않는 경우에 비하여 엔진 토크 성분이 크게 증가<sup>5)</sup>하는 것을 알 수 있다. 이는 보조하중을 작용했을 때 기어 래틀진동이 보조하중을 작용하지 않을 때에 비해서 더 크게 발생할 수 있다는 것을 말해 주고 Fig.10은 엔진 토크 변

동량에 따른 시뮬레이션 결과이다. 엔진 토크 변동량이 클수록 래틀진동이 큰 것을 알 수 있다. 또한 엔진 토크 변동량이 작으면 작을수록 래틀진동의 발생 횟수가 현저히 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 작은 엔진 토크 변동량은 클러치 댐퍼를 통과하면서 더욱 감소되고, 감소된 엔진 토크 변동 성분이 기어 이빨을 분리시킬 만큼의 충분한 변동 토크가 되지 못하기 때문이다.

#### 4. 결 론

시스템 파라미터들이 기어 래틀진동에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용해 살펴 보았다. 시뮬레이션 결과를 요약하여 다음과 같은 결론을 유도하였다.

- 1) 기어 백래쉬는 작을수록 기어 래틀진동이 감소하였으며 사용 범위 내의 백래쉬에 따라 기어 래틀진동이 증가하거나 감소하지 않는 상한값이나 하한값은 존재하지 않았다.
- 2) 드래그 토크가 작을 때 래틀진동의 진폭 및 발생 횟수가 증가하였다. 또한 드래그 토크가 온도에 따라 지속적으로 감소하는 성질을 고려하여 클러치 댐퍼를 설계할 때 클러치의 작동각이 프리댐퍼 영역을 벗어 나지 않도록 설계해야 한다.
- 3) 연비 향상을 위해서는 플라이휠의 관성을 감소시켜야 하지만 플라이휠의 관성이 작으면 기어 래틀진동이 현저히 증가하였으므로 기어 래틀진동 감소를 위해서는 관성을 어느 일정량 이상으로 유지해야 한다. 또한 모든 변속 시스템을 출력 기어에 위치시키는 것보다는 카운터 기어와 출력 기어에 분산 위치시키는 것이 기어 래틀진동 저감에는 우수하다.
- 4) 보조하중을 작용했을 때보다는 작용하지 않았을 때의 엔진 토크 변동량이 작고 엔진 토크 변동량이 작으면 작을수록 기어 래틀진동이 감소하였다. 연비 향상을 위해서는 공회전시 엔진 회전수를 낮추면 좋지만 기어 래틀진동을 감소시키기 위해서는



공회전시 회전수를 어느 일정 크기 이상으로 증가시켜야 한다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 핵심전문연구(과제번호 : 961-1002-012-2) 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Andrew Szadkowski, "Mathematical Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle", SAE Paper 910641.
2. Toshimitsu Sakai, Yohji Doi, Ken-ichi Yamamoto, "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox", SAE 810773.
3. E. Lanzarini, "The Evolution of the Clutch Plate Damper Design and Technology", FISITA, 905185.
4. Yasushi Chikatani, Akio Suehiro, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks", SAE 911044.
5. Robert L. Seaman, Charles E. Johnson, Ray F. Hamilton, "Component Inertial Effects on Transmission Design", SAE 841686.
6. 홍동표, 정태진, 안병민, "A Study on the Idle Gear Rattle in Truck" 대한기계학회 동력학 및 제어부분 추계학술대회 논문집.
7. 안병민, 장일도, 전병호, 홍동표, 정태진, "A Study on the Design Technique to Reduce the Rattle Vibration", 한국정밀공학회 1997년도 추계학술대회 논문집.
8. M. Gizard, G. Villata, G. Labarre, "Slipping Clutch and Transmission Vibration Reduction", FISITA, 905187.
9. Gray J. Fudala, Tod C. Engle, "A System Approach to Reducing Gear Rattle", SAE 870396.
10. ARLA-SIMUL User's & Reference Manual, ARLA Maschinentechnik GmbH, Kuerten, Germany, 1996.
11. Andreas Laschet, "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery", Machine Vibration, Vol. 1, February, pp. 42~51, 1992.