

〈논 문〉

클러치 댐퍼 설계 기법 연구

A Study on the Clutch Damper Design Technique

안병민* · 장일도* · 최은오** · 홍동표*** · 정태진****

Byoung-Min Ahn, Il-Do Chang, Eun-O Choi, Dong-Pyo Hong and Tae-Jin Chung

(1997년 7월 11일 접수 ; 1997년 10월 21일 심사완료)

Key Words : Torsional Vibration(비틀림진동), Clutch Design Parameters(클러치 설계 파라미터), Gear Rattle(기어 래틀), Gear Backlash(기어 백래쉬)

ABSTRACT

The main torsional vibration source of the driveline is the fluctuation of the engine torque. The gear rattle is generated by an impact in the backlash 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 detail clutch modeling and clutch design parameters(stiffness, hysteresis torque, preload, first stage length). This paper pays attention to the gear impact mechanism and clutch design parameters to reduce the idle gear rattle with computer simulation.

1. 서 론

기어 래틀은 수동 변속기에서 발생하는 진동 중의 하나이다. 기어 래틀은 수동 변속기의 백래쉬 때문에 엔진 토크 변동이나 구동계의 비틀림 진동에 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 엔진토크 변동이 큰 디젤

엔진을 탑재한 차량에서는 기어 래틀이 공회전시 가장 중요한 문제의 하나로 대두되었다.

적절히 설계된 클러치 댐퍼는 공회전시 기어 래틀 진동 소음을 줄일 수 있는 효과적인 방법으로써 그 기능은 Fig. 1과 같다. 종래에는 단순화된 모델을 이용한 클러치 설계 파라미터들의 기어 래틀에 대한 영향도 해석⁽¹⁾, 클러치 설계 기법 연구^(2,3), 기어 래틀 해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션 방법 연구^(4,5), 실험에 의한 기어 래틀에 관한 연구^(6,7,8,9) 등이 수행되어 왔다.

본 연구에서는 공회전시 기어 래틀 진동을 해석할 수 있는 엔진 플라이휠, 클러치 허브, 입력 기어, 카운터 기어, 출력 기어의 반한정계 5자유도 모델을 개발하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 기어 래틀 진동 특성 및 기어 래틀 진동에 대한 클러치 설계파라미터들의 영향도를 평가하고 기어 래틀 진동을 줄일 수 있는 2단 프리댐퍼 클

* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

** 정회원, 단국대학교 대학원 기계공학과

*** 정회원, 전북대학교 공과대학 기계공학부

**** 정회원, 군산대학교 공과대학 기계설계학과

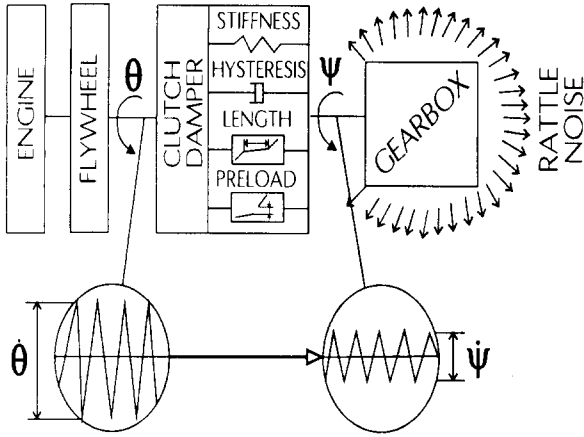


Fig. 1 Clutch damper system

러치 설계 방법에 관하여 연구를 수행했다.

2. 모델링 및 운동방정식

2.1 공회전시 구동계 모델링

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 공회전시 구동계의 수동 변속기 개략도를 보여 주고 있다. 입력 기어와 카운터 기어는 일체로 되어 있으며 공회전시 출력 기어들은 자유기어로서 공전하고 있다. 공회전시 구동계의 요소들의 동적인 거동을 파악하기 위해서는 구동계를 적절히 모델링 하여야 한다. 모델링시에는 구동계를 구성하는 구성 요소의 관성을 적절히 증가화하고 이 성분들을 비틀림 스프링 상수와 댐퍼로 연결하여 구동계를 관성, 비틀림 강성, 비틀림 댐퍼로 모델링할 수 있다. 이런 증가화 과정을 통하여 Fig. 2의 구동계는 Fig. 3의 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. 그리고 개발된 모델의 타당성은 속도 센서를 이용하여 변속기 카운터 기어의 각속도를 측정하여 시뮬레이션 결과인 카운터 기어의 각속도와 비교를 통해 검증하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 2단 프리댐퍼 클러치의 비틀림 특성을 보여주고 있다. 강성이 작은 프리댐퍼 영역과 강성이 큰 메인댐퍼 영역으로 구성되어 있다. 프리댐퍼 영역이 존재하면 프리댐퍼 클러치, 프리댐퍼 영역이 없고 메인댐퍼 영역만이 존재하면 메인댐퍼 클러치라 한다.

Fig. 4의 2단 프리댐퍼 클러치의 비틀림 곡선

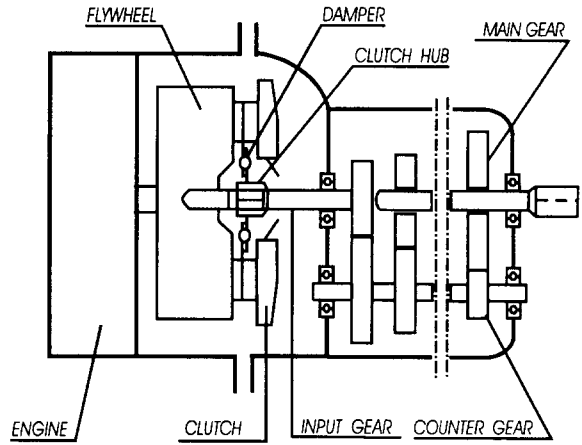


Fig. 2 Schematic diagram of manual transmission

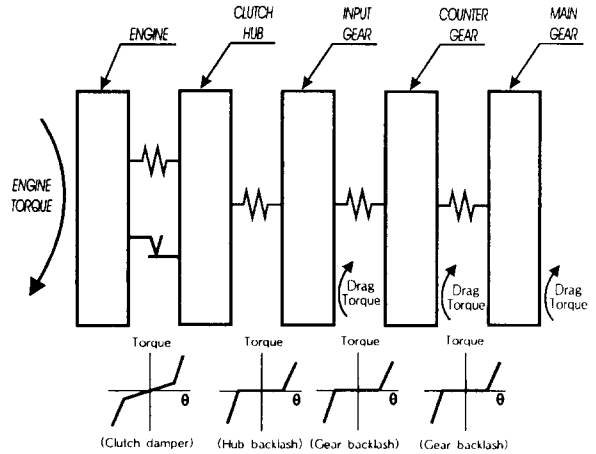


Fig. 3 Physical 5 DOF model to analyze the idle gear rattle

으로부터 클러치의 작동각과 클러치의 상대속도에 따라 클러치 비틀림토크 T_{Clutch} 를 클러치 설계 파라미터인 클러치의 강성, 히스테리시스 토크, 클러치 프리로드를 이용하여 식 (1) ~ (8)과 같이 8단계로 나누어 부분적으로 선형화해서 나타낼 수 있다.

$$R_1 : \text{When } \theta_{12} \geq 0 \text{ and } a_4 \leq \theta_{12} \leq a_3$$

$$T_{Clutch} = K_{mc} \cdot (\theta_{12} - a_3) + K_{pc} \cdot a_3 - P_{mc} + H_{mc}/2 \quad (1)$$

$$R_2 : \text{When } \theta_{12} \geq 0 \text{ and } a_3 < \theta_{12} \leq 0$$

$$T_{Clutch} = K_{pc} \cdot \theta_{12} - P_{pc} + H_{pc}/2 \quad (2)$$

$$R_3 : \text{When } \theta_{12} \geq 0 \text{ and } 0 < \theta_{12} \leq a_1$$

$$T_{Clutch} = K_{pd} \cdot \theta_{12} + P_{pd} + H_{pd}/2 \quad (3)$$

$$R_4 : \text{When } \theta_{12} \geq 0 \text{ and } a_1 < \theta_{12} \leq a_2$$

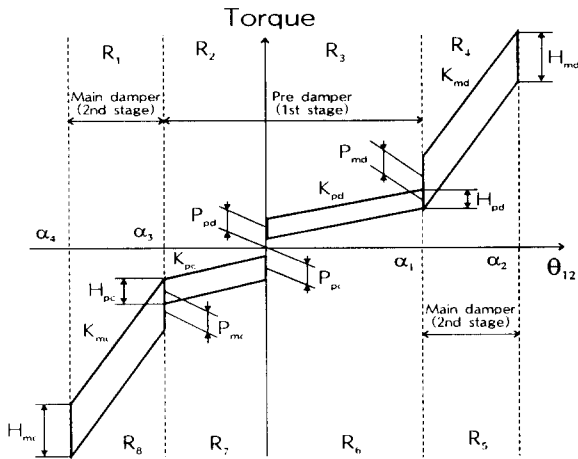


Fig. 4 Torsional characteristics of pre damper clutch

$$T_{Clutch} = K_{md} \cdot (\theta_{12} - \alpha_1) + K_{pd} \cdot \alpha_1 + P_{md} + H_{md}/2 \quad (4)$$

R5 : When $\theta_{12} < 0$ and $\alpha_1 \leq \theta_{12} \leq \alpha_2$

$$T_{Clutch} = K_{md} \cdot (\theta_{12} - \alpha_1) + K_{pd} \cdot \alpha_1 + P_{md} - H_{md}/2 \quad (5)$$

R6 : When $\theta_{12} < 0$ and $0 \leq \theta_{12} < \alpha_1$

$$T_{Clutch} = K_{pd} \cdot \theta_{12} + P_{pd} - H_{pd}/2 \quad (6)$$

R7 : When $\theta_{12} < 0$ and $\alpha_3 \leq \theta_{12} < \alpha_4$

$$T_{Clutch} = K_{pc} \cdot \theta_{12} - P_{pc} - H_{pc}/2 \quad (7)$$

R8 : When $\theta_{12} < 0$ and $\alpha_4 \leq \theta_{12} < \alpha_3$

$$T_{Clutch} = K_{mc} \cdot (\theta_{12} - \alpha_3) + K_{pc} \cdot \alpha_3 - P_{mc} - H_{mc}/2 \quad (8)$$

여기서,

$\alpha_i (i=1,2,3,4)$ = 클러치 비틀림 각도

$\theta_{12} = (\theta_2 - \theta_1)$ = 클러치 상대 각변위

$\dot{\theta}_{12} = (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)$ = 클러치 상대 각속도

K_{pd} = 클러치 1단 정(+)방향 강성

K_{pc} = 클러치 1단 부(-)방향 강성

K_{md} = 클러치 2단 정(+)방향 강성

K_{mc} = 클러치 2단 부(-)방향 강성

P_{pd} = 클러치 1단 정(+)방향 프리로드

P_{pc} = 클러치 1단 부(-)방향 프리로드

P_{md} = 클러치 2단 정(+)방향 프리로드

P_{mc} = 클러치 2단 부(-)방향 프리로드

H_{pd} = 클러치 1단 정(+)방향 히스테리시스 토크

H_{md} = 클러치 2단 정(+)방향 히스테리시스 토크

H_{pc} = 클러치 1단 부(-)방향 히스테리시스 토크

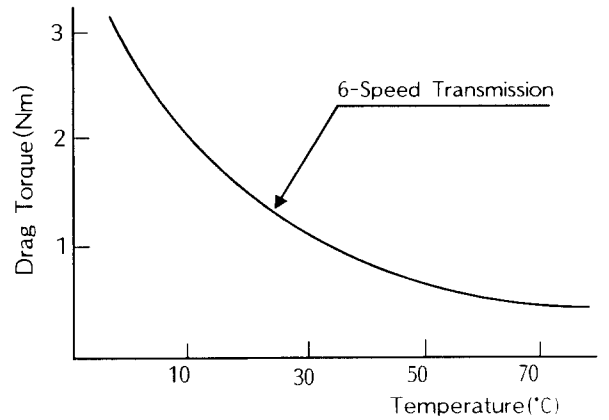


Fig. 5 Drag torque versus oil temperature

H_{mc} = 클러치 2단 부(-)방향 히스테리시스 토크

엔진의 관성 모멘트가 공회전시 구동계를 구성하는 다른 관성에 비하여 현저히 크기 때문에 엔진을 하나의 가진원으로 생각할 수 있다. 엔진의 주 가진 주파수는 크랭크 축의 1 회전당 점화 펄스의 숫자와 관련이 있다. 이것은 엔진 실린더 수, 엔진이 4 사이클인지, 2 사이클인지에 따라 결정된다. 엔진의 주 가진 차수는 식 (9)에 의해 계산할 수 있다. 본 연구 대상 차량은 4 사이클 6 실린더 디젤 엔진을 탑재한 차량이므로 식 (9)에 의해 3차 차수가 주 가진 차수가 된다. 시뮬레이션에서는 3차 차수 뿐만이 아니라 3차 차수의 조화항인 6, 9, 12 차수 까지 고려하였으며 엔진 가진 토크는 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$ORDER_{dominant} = N_{cylinder} / (N_{cycle}/2) \quad (9)$$

$$T_E(t) = A \sin(3\omega t) + B \sin(6\omega t) + C \sin(9\omega t) + D \sin(12\omega t) \quad (10)$$

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

드래그 토크는 변속기 내의 오일에 의한 끌림 저항이다. Fig. 5는 실차 실험으로부터 구한 온도에 따른 드래그 토크 곡선을 보여주고 있다. 이 곡선은 엔진 회전수를 약 3000 rpm으로 유지하다 클러치를 떼면서 입력 기어의 각속도를 측정하고 공회전시 엔진 회전수에서 각속도의 기울기를 구하고 이 기울기에 기어 관성을 곱하여 구할 수 있다. 드래그 토크는 온도가 증가함에 따라 지수적으로 감소하고 본 연구에서는 드래그 토크를 상수로 가정하고 시뮬레이션을 수행했다.

2.2 운동 방정식

Fig. 3의 반한정계 5자유도 모델로부터 유도한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + T_{Clutch} = T_E(t) \quad (11)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - T_{Clutch} + K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (12)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = -T_{D3}(t) \quad (13)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - K_3(\theta_3 - \theta_4) + K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D4}(t) \quad (14)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 - K_4(\theta_4 - \theta_5) = -T_{D5}(t) \quad (15)$$

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

θ_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

3. 컴퓨터 시뮬레이션

기어 래틀 진동 해석 모델에 많은 비선형성이 포함되어 있기 때문에 시스템을 해석하기 위해서는 적절한 시뮬레이션 프로그램, 방법, 시간 간격 (step size) 등이 요구된다. 본 연구에서는 비틀림진동 전용 해석 프로그램인 ARLA-SIMUL 6.70B^(10,11)를 사용하였다. ARLA-SIMUL은 식 (16)과 같이 테일러(Taylor) 급수 전개를 이용해 처음의 5번째 항까지를 이용해 계산을 수행하며, 이때 시간 간격(Δt)은 식 (17)과 같이 시스템의 최대 고유진동수(f_{max})를 이용해 계산을 한다. 시스템 내부에 많은 비선형성이 있어 식 (17)의 α 는 80을 주었으며 5자유도 모델의 최대 고유진동수가 3118 Hz 이므로 Δt 는 4.0×10^{-6} 이다.

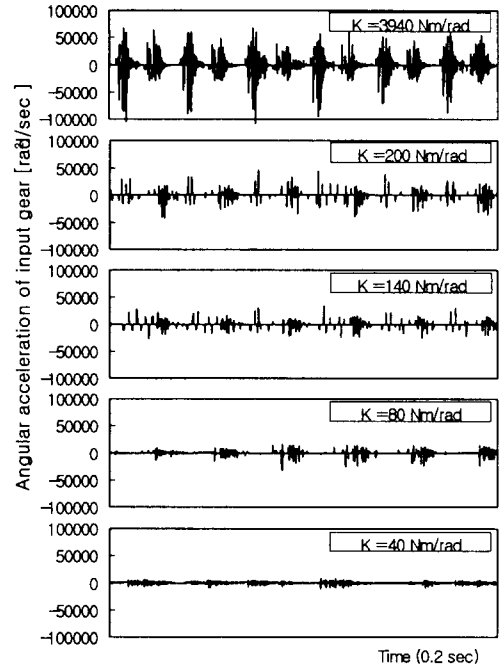


Fig. 6 Influence of clutch stiffness on the gear rattle

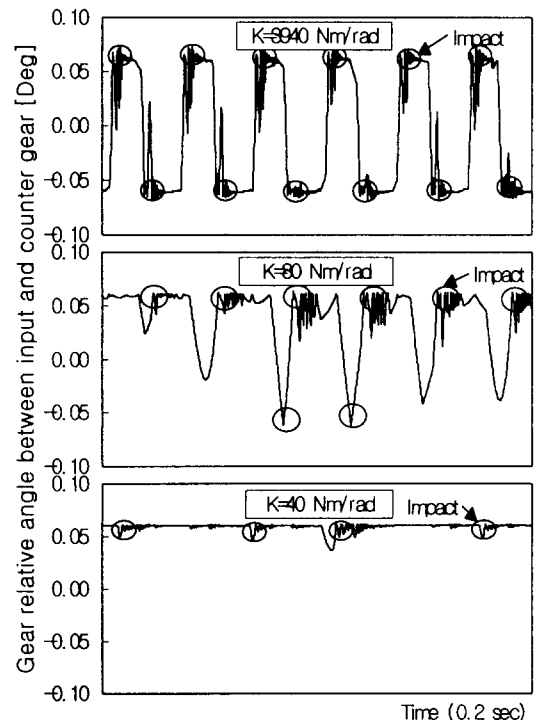


Fig. 7 Comparison of gear relative angle

$$\phi(t_{j+1}) = \phi(t_j + \Delta t) = \sum_{v=0}^5 \frac{\Delta t^v}{v!} \phi^{(v)}(t_j) \quad (16)$$

$$\Delta t = \frac{1}{a \cdot f_{max}} \quad (17)$$

시뮬레이션은 클러치 설계 파라미터인 클러치 강성, 히스테리시스 토크, 프리로드, 1단의 길이에 대하여 수행하였으며 기어 래틀 진동 특성 및 클러치 설계 파라미터들의 기어 래틀 진동에 대한 영향도를 평가하고, 2단 프리댐퍼 클러치 설계 기법에 대하여 연구를 수행했다.

기어 래틀 진동에 대한 영향도를 평가하기 위해서는 입력기어의 각속도를 이용해서 분석하였으며, 기어 래틀 진동의 특성 등을 평가하기 위해서는 기어의 상대변위 및 클러치의 작동각을 이용해서 분석하였다.

3.1 강성 및 히스테리시스 토크 영향

Fig. 6은 클러치 강성 변화에 따른 래틀 진동의 변화를 보여주고 있다. 클러치 메인댐퍼의 강성은 엔진의 최대 토크를 고려하여 설계하였으며 프리댐퍼의 강성은 시스템의 응답을 절연 영역으로 보낼 수 있는 충분히 작은 값을 시뮬레이션을 이용해 구하였다. 강성이 매우 클 때(K=3940 Nm/rad) 즉 프리댐퍼 구간이 없는 메인댐퍼 클러치를 사용할 때가 2단 프리댐퍼 클러치를 사용하는 경우(K=40~K=200 Nm/rad)에 비하여 기어 래틀 진동이 현저히 큰 것을 알 수 있다. 그리고 2단 프리댐퍼 클러치를 사용하는 경우에는 클러치의 강성이 작을수록 기어 래틀 진동이 작은 것을 알 수 있다. 또한 강성이 작을수록 진폭도 감소하지만 피크(peak)의 숫자 또한 줄어든다는 것을 알 수 있다. Fig. 7의 두 기어 사이의 상대 변위를 보면 이 점을 보다 명확히 알 수 있다. 강성이 매우 클 때(K=3940 Nm/rad)는 구동기어가 종동기어와 충돌한 후 속도가 빨라진 종동기어가 다시 구동기어와 충돌하는 양쪽면 충돌(double-side-impact)이 발생하고 있고 강성이 중간 정도(K=80 Nm/rad) 일 때는 양쪽면 충돌보다는 충돌 횟수가 적은 것을 알 수 있다. 그리고 강성이 작을 때(K=40 Nm/rad)는 두 기어가 거의 분리되지 않고 접촉을 유지하고 있고 분리가 되어 충돌이 발생하더라도 충돌에 의해 속도가 빨라진 종동기어가 구동기어를 충돌하지 못하고 구동력에 의해 속도가 다시 빨라진 구동기어가 종동기어와 충돌이 발생하는 한쪽면 충돌(single-side-impact)이 발생하는 것을 알 수

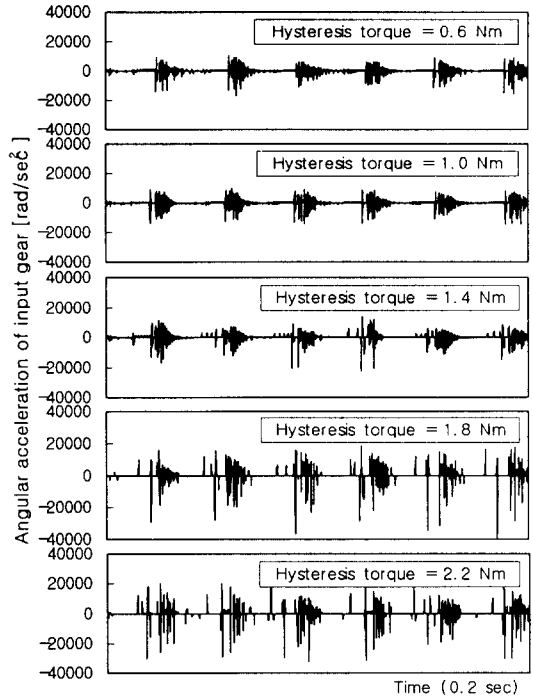


Fig. 8 Influence of hysteresis on the gear rattle

있다. 즉 1단의 강성이 작으면 작을수록 래틀 진동의 크기가 줄어들고 또한 충돌 횟수도 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 클러치 히스테리시스 토크 변화에 따른 래틀 진동의 변화를 보여주고 있다. 강성의 영향과 유사하게 히스테리시스 토크가 작으면 작을수록 래틀 진동이 작아지고 또한 충돌의 발생 횟수도 감소하는 것을 알 수 있다.

그러나 Fig. 9처럼 클러치의 강성과 히스테리시스 토크를 너무 작게 설계하면(K=25 Nm/rad, H=0.4 Nm) 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 상대변위를 보더라도 충돌이 불규칙적으로 많이 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 클러치의 작동각이 1단을 벗어나 2단으로 작동할 때 기어 래틀 진동이 매우 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 6의 K=3940 Nm/rad 일 때 즉 메인댐퍼 클러치 보다 래틀 진동이 더 큰 것을 알 수 있다. 따라서 기어 래틀 진동을 감소시키기 위해서는 클러치의 강성과 히스테리시스를 작게 설계해야 하지만 클러치가 1단의 범위 내에서 안전하게 작동하게 하기 위해서는 강성과 히스테리시스가 어느 값 이상 커야 한다.

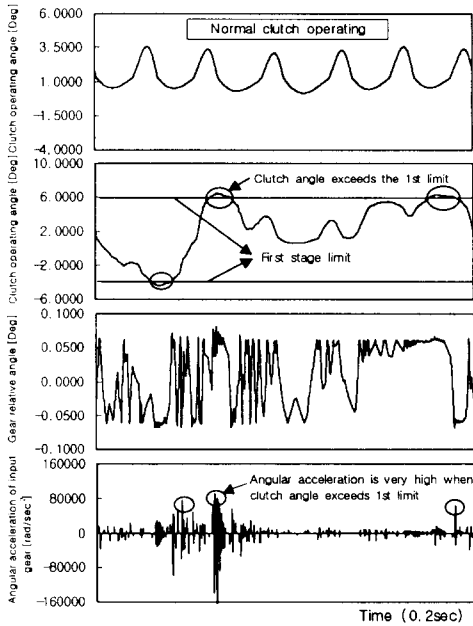


Fig. 9 Badly designed pre damper clutch

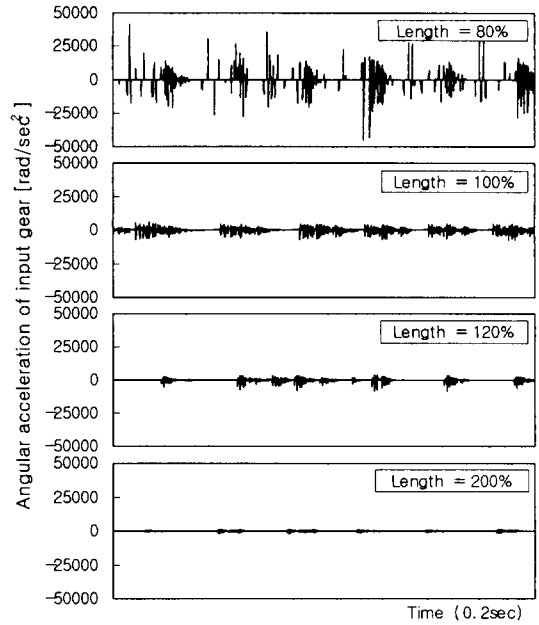


Fig. 11 Influence of 1st stage length on the gear rattle

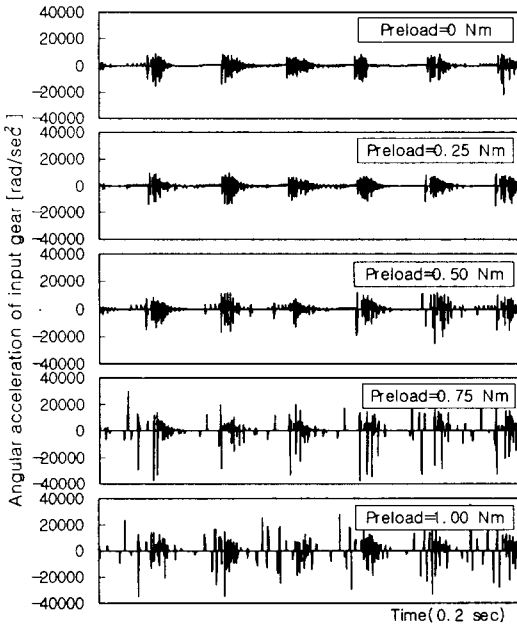


Fig. 10 Influence of preload on the gear rattle

3.2 1단 프리로드의 영향

차량이 공회전시에는 클러치의 작동각이 1단의 영역에서 작동하도록 설계 하는 것이 바람직하다. 따라서 본 연구에서는 1단의 프리로드의 변화에

따라 시뮬레이션을 수행했다. Fig. 10을 보면 프리로드가 작을 수록 래틀 진동의 크기도 줄어들고 그 발생 횟수도 줄어들고 있다. 그러나 클러치 제작시 일정 양의 프리로드는 피할 수 없다. 따라서 클러치 설계 제작시 프리로드를 가능한 작게 하여 래틀 진동을 저감시키는 것이 바람직하다.

3.3 클러치 1단 길이의 영향

클러치 1단의 길이의 영향은 현재 가장 많이 양산되는 1단의 크기($-4^{\circ} \sim 6^{\circ}$)와 그 크기를 증감했을 때의 영향을 살펴보았다. 1단의 길이를 증감시킨 후 시뮬레이션을 여러 번 수행하여 적절한 클러치 강성과 히스테리시스 토크를 찾고 그 결과는 Fig. 11과 같다. 클러치 1단의 길이를 증가시키면 클러치 1단의 강성과, 히스테리시스 토크를 증가된 양만큼 더 작게 할 수 있으므로 길이가 길어질수록 래틀 진동의 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 래틀 진동 저감을 위하여 1단의 길이를 너무 크게 하면 변속 레버의 급조작시나 급가감속시 저킹(jerking) 현상을 유발할 수도 있고, 엔진을 켤 때와 끌 때 차량의 울렁거림 현상⁽³⁾을 발생시킬 수도 있다.

4. 결론

기어 래틀 진동 저감에 우수한 2단 프리댐퍼 클러치를 설계하기 위해서 실차실험 데이터를 바탕으로 하는 컴퓨터 시뮬레이션은 현실성 있는 방법이다. 3축 수동변속기를 갖는 차량에서 발생하는 기어 래틀 진동을 해석할 수 있는 모델을 개발하였으며 그 모델을 바탕으로 클러치 설계 파라미터에 따라 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

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

(2) 클러치 프리로드는 제작시 피할 수 없으나 기어 래틀 진동을 작게 하기 위해서는 가능한 작게 설계하는 것이 필요하다.

(3) 클러치 1단의 길이를 증가시키면 기어 래틀 진동과 발생 횟수를 줄일 수 있지만 클러치 1단의 작은 강성은 주행시 백래쉬와 비슷한 작용을 함으로 주행시까지 최적화가 필요하다.

참 고 문 헌

- (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) M. Gizard, G. Villata, G. Labarre, "Slipping Clutch and Transmission Vibration Reduction", FISITA, 905187.
- (4) Rajendra Singh, Chandramouli Padmanabhan, Todd E. Rook, "Modeling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of the Art", SAE Paper 951316.
- (5) R. Singh, 1996, "Analysis of Automotive Transmission Rattle", Intersional Symposium on Vehicle NVH, June 17-20, Seoul, Korea, pp. 269~280..
- (6) Yasushi Chikatani, Akio Suehiro, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks", SAE 911044.
- (7) Gray J.Fudala, Tod C. Engle, "A System Approach to Reducing Gear Rattle", SAE 870396.
- (8) Toshimitsu Sakai, Yohji Doi, Kenichi Yamamoto, "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox", SAE 810773.
- (9) Takahisa Hasebe, Katsuyuki Hibi, Hiroshi Yamamoto, Koji Morita, " Experimental Study of Reduction Methods for Clutch Pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise from Clutch System", SAE Paper 932007.
- (10) ARLA-SIMUL User's & Reference Manual, 1996, ARLA Maschinentechnik GmbH, Kuerten, Germany.
- (11) Andreas Laschet, 1996, "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery", Machine Vibration, Vol. 1, February, pp. 42~51.