

대형트럭 공회전시 기어래틀 진동소음 저감에 관한 연구

안병민* · 장일도* · 홍동표**

(1997년 5월 26일 접수)

A Study on the Idle Gear Rattle Vibration and Noise Reduction for Heavy Duty Truck

Byoung-Min Ahn, Il-Do Chang and Dong-Pyo Hong

Key Words: Torsional Vibration(비틀림진동), Powertrain(구동계), Gear Rattle(기어래틀), Impact(충돌), Clutch(클러치)

Abstract

The main torsional vibration source of the powertrain is the fluctuation of engine torque. The gear rattle is impact generating in the backlash of the free gear due to this torsional vibration. Optimization of the clutch torsional characteristic is one of the effective method to reduce the idle gear rattle. Many researches have been reported on this problem but only few of them give sufficient consideration to the detailed clutch modeling and the experiment. This paper pays attention to the optimization of clutch design parameters and the experiment to reduce the idle gear rattle vibration and noise.

1. 서 론

최근 차량의 경량화 및 저연비를 위한 구동계 관성의 감소와 엔진의 경량화, 고출력화에 의하여 플라이휠(flywheel)의 회전변동이 증가하게 되었다. 플라이휠 회전변동의 증가는 구동계의 진동소음에 커다란 영향을 주어 차량의 승차감과 정숙성이 저하된다. 반면 승차감과 정숙성에 대한 소비자의 요구는 점점 증가하고 있어 엔진의 경량화 및 고출력화의 연구와 더불어 구동계에서 발생하는 진동소음 저감에 관한 연구가 중요하게 대두되고 있다.

공회전시 수동변속기를 탑재한 차량에서 발생하는 기어래틀 진동소음을 클러치를 이용해서 저감시키기 위해서는 클러치댐퍼 설계파라미터에 관한 모델링 및 해석^(1,2) 컴퓨터 시뮬레이션방법 및 타당성

연구^(3,4) 실험을 통한 기어래틀 진동소음에 대한 연구^(5~8) 등이 필요하다.

본 연구에서는 비틀림댐퍼(torsional damper)를 갖는 클러치의 비틀림특성을 통하여 구동계의 진동소음에 영향을 미치는 엔진의 변동토크가 변속기의 입력축에 전달되기 전에 절연하는 방법으로 변속기 진동소음문제를 해결하고자 하였으며, 이를 위해 공회전시 변속기에서 발생하는 기어래틀 진동소음의 특성과 현상을 고찰하고, 클러치 비틀림특성을 이용하여 래틀 진동소음을 저감시키는 방법을 컴퓨터 시뮬레이션(computer simulation)과 실차실험을 통하여 제시하였다.

2. 구동계 모델링

클러치의 비틀림특성에 따른 변속기에서 발생하는 기어래틀 진동을 해석하기 위하여 공회전시에 적합한 모델을 개발하였으며, 모델링방법과 모델의

*전북대학교 대학원 정밀기계공학과

**회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

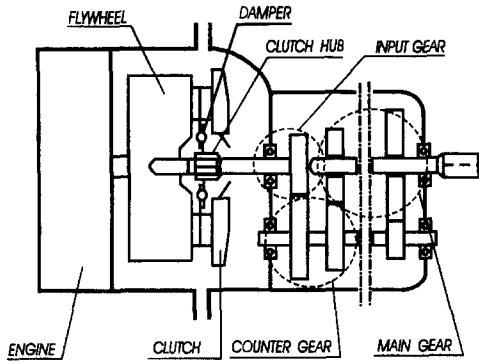


Fig. 1 Schematic diagram of heavy duty powertrain at idling.

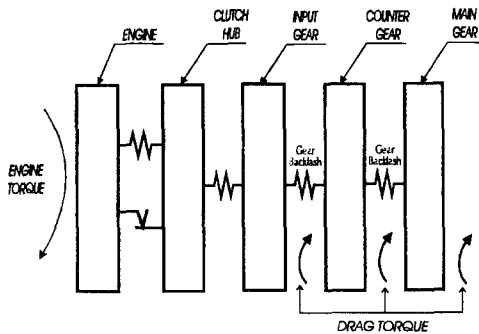


Fig. 2 Physical model of 5 degrees of freedom.

입력파라미터에 관하여 아래에 설명을 하였다.

Fig. 1은 공회전시 구동계의 개략도를 보여주고 있다. 기어레틀 진동을 해석하기 위해서 Fig. 1의 구동계 개략도로부터 엔진 플라이휠, 클러치 허브 (clutch hub), 입력기어(input gear), 카운터기어(counter gear), 출력기어(main gear)의 5자유도로 모델링하였다(Fig. 2). 해석결과의 타당성을 향상시키기 위해서 클러치의 비선형성, 입력 기어와 카운터기어에 존재하는 백래쉬(backlash), 카운터기어와 출력기어에 존재하는 백래쉬, 각 기어에 작용하는 드래그토크(drag torque)를 고려하였다.

시뮬레이션에 입력되는 엔진토크는 조화함수의 퓨리에 조합으로 구할 수 있다. 차량 엔진의 실린더(cylinder) 수와 엔진의 사이클(cycle) 수에 따라 주요 가진 차수(order)가 결정되고 본 연구 대상 트럭이 6실린더 4사이클이므로 3차 가진차수가 주요 가진차수가 된다. 그리고 엔진토크는 식 (1)로 표현⁽⁹⁾할 수 있다.

$$T_e(t) = A\sin(3\omega t) + B\sin(6\omega t) \quad (1)$$

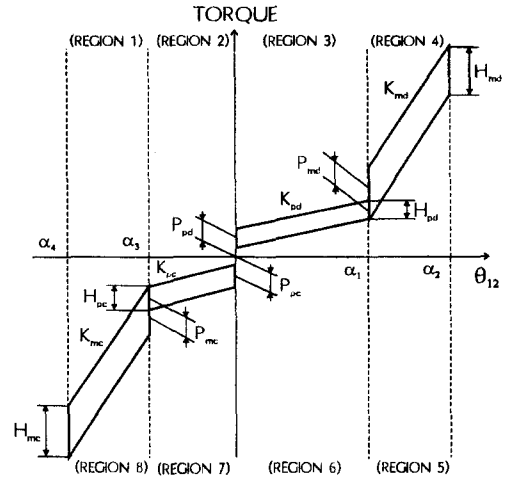


Fig. 3 Torsional characteristics of pre-damper clutch.

$$+ C\sin(9\omega t) + D\sin(12\omega t)$$

실차실험으로부터 계수 A, B, C, D 를 구하였고, ω 는 엔진의 기본 주파수이다.

Fig. 3은 프리댐퍼(pre-damper) 클러치 디스크의 비틀림특성 곡선을 보여주고 있으며, 강성이 매우 작은 프리댐퍼영역($\alpha_3 \sim \alpha_1$)과 강성이 매우 큰 메인댐퍼영역($\alpha_4 \sim \alpha_2, \alpha_1 \sim \alpha_2$)으로 구성되어 있다. 프리댐퍼영역이 존재하지 않고 강성이 큰 메인댐퍼만으로 구성된 클러치를 메인댐퍼 클러치, Fig. 3과 같이 프리댐퍼영역과 메인댐퍼영역이 존재하는 클러치를 프리댐퍼 클러치라 한다. 클러치의 작동각(θ_{12})과 상대 각속도($\dot{\theta}_{12}$)에 따라 클러치의 비틀림토크(T_{clutch})를 클러치의 강성(stiffness), 히스테리시스토크(hysteresis torque), 프리로드(preload)를 이용하여 다음과 같이 8단계로 나누어 부분적으로 선형화하여 식 (2)로 나타낼 수 있다.

- (REGION 1) when $\dot{\theta}_{12} \geq 0$ and $\alpha_4 \leq \theta_{12} \leq \alpha_3$
 $T_{clutch} = K_{mc} \cdot (\theta_{12} - \alpha_3) + K_{pc} \cdot \alpha_3 - P_{mc} + H_{mc}/2$
- (REGION 2) when $\dot{\theta}_{12} \geq 0$ and $\alpha_3 < \theta_{12} \leq 0$
 $T_{clutch} = K_{pc} \cdot \theta_{12} - P_{pc} + H_{pc}/2$
- (REGION 3) when $\dot{\theta}_{12} \geq 0$ and $0 < \theta_{12} \leq \alpha_1$
 $T_{clutch} = K_{pd} \cdot \theta_{12} + P_{pd} + H_{pd}/2$
- (REGION 4) when $\dot{\theta}_{12} \geq 0$ and $\alpha_1 < \theta_{12} \leq \alpha_2$
 $T_{clutch} = K_{md} \cdot (\theta_{12} - \alpha_1) + K_{pd} \cdot \alpha_1 + P_{md} + H_{md}/2$
- (REGION 5) when $\dot{\theta}_{12} < 0$ and $\alpha_1 \leq \theta_{12} \leq \alpha_2$
 $T_{clutch} = K_{md} \cdot (\theta_{12} - \alpha_1) + K_{pd} \cdot \alpha_1 + P_{md} - H_{md}/2$
- (REGION 6) when $\dot{\theta}_{12} < 0$ and $0 \leq \theta_{12} < \alpha_1$

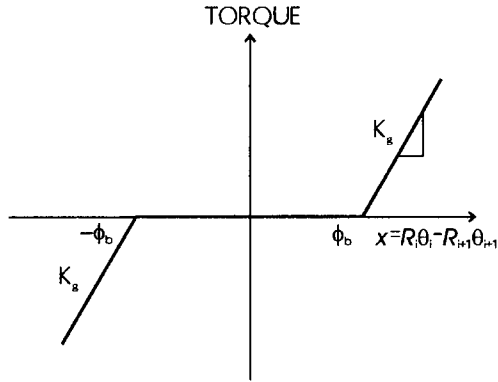


Fig. 4 Characteristic of gear mesh.

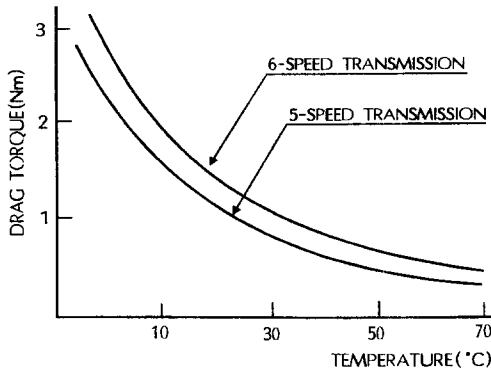


Fig. 5 Relationship of drag torque and temperature.

$$T_{clutch} = K_{pa} \cdot \theta_{12} + P_{pa} - H_{pa}/2$$

(REGION 7) when $\dot{\theta}_{12} < 0$ and $\alpha_3 \leq \theta_{12} < 0$

$$T_{clutch} = K_{pc} \cdot \theta_{12} - P_{pc} - H_{pc}/2$$

(REGION 8) when $\dot{\theta}_{12} < 0$ and $\alpha_4 \leq \theta_{12} < \alpha_3$

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

여기서,

$\theta_{12} = (\theta_1 - \theta_2)$ = 클러치의 상대 각변위
 $\dot{\theta}_{12} = (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)$ = 클러치의 상대 각속도
 $\alpha_i (i=1, 2, 3, 4)$ = 클러치의 비틀림각도

K_{pa} = 1단 정(+) 방향 강성
 K_{ma} = 2단 정(+) 방향 강성
 K_{pc} = 1단 부(-) 방향 강성
 K_{mc} = 2단 부(-) 방향 강성
 H_{pa} = 1단 정(+) 방향 히스테리시스토크
 H_{ma} = 2단 정(+) 방향 히스테리시스토크
 H_{pc} = 1단 부(-) 방향 히스테리시스토크
 H_{mc} = 2단 부(-) 방향 히스테리시스토크
 P_{pa} = 1단 정(+) 방향 프리로드

P_{ma} = 2단 정(+) 방향 프리로드
 P_{pc} = 1단 부(-) 방향 프리로드
 P_{mc} = 2단 부(-) 방향 프리로드

Fig. 4는 한쌍으로 이루어진 기어의 물리적인 계를 보여주고 있다. 회전하는 한 쌍의 기어는 백래쉬에 의하여 비선형 강성을 갖게 된다. 기어의 비선형 물림특성은 식 (3)과 같이 표시된다.

$$y(x) = \begin{cases} x - \phi_b & \phi_b < x \\ 0 & -\phi_b \leq x \leq \phi_b \\ x + \phi_b & x < -\phi_b \end{cases} \quad (3)$$

여기서, $x = R_i \theta_i - R_{i+1} \theta_{i+1}$ 은 기어 물림변위이고, $2\phi_b$ 는 기어 백래쉬 변위이다.

드래그토크는 오일의 점성에 의해 변속기 내에서 발생하는 끌림저항이다. 그리고 Fig. 5에서와 같이 드래그토크는 온도에 따라 지수적으로 감소한다. 드래그토크가 증가할 수록, 다시 말해서 변속기 내부의 기어 오일온도가 내려갈 수록 클러치의 작동각은 2단(메인댐퍼) 영역쪽으로 이동한다. 작동각이 메인댐퍼영역으로 이동하여 강성이 매우 작은 1단(프리댐퍼)과 강성이 매우 큰 2단을 번갈아 가면서 작동하게 되고 이러면 프리댐퍼 소음⁽¹⁾(pre-damper noise)이 발생하게 되므로 드래그토크는 래틀 진동해석시 매우 중요한 요소로 작용한다.

Fig. 2의 공회전시 대형트럭 구동계의 기어래틀 진동을 해석할 수 있는 5자유도 모델로부터 유도한 지배방정식은 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + T_{clutch} &= T_E(t) \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - T_{clutch} &= K_s(\theta_2 - \theta_3) = 0 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 - K_s(\theta_2 - \theta_3) + K_g R_3 y_1(x_{r1}, x_{b1}) &= -T_{D3}(t) \\ J_4 \ddot{\theta}_4 - K_s R_4 y_1(x_{r1}, x_{b1}) + K_g R_4 y_2(x_{r2}, x_{b2}) &= -T_{D4}(t) \\ J_5 \ddot{\theta}_5 - K_s R_5 y_2(x_{r2}, x_{b2}) &= T_{D5}(t) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,

J_1 = 엔진 + 플라이휠 + 클러치커버 + 클러치 디스크를 포함한 등가관성
 J_2 = 클러치 허브의 등가관성
 J_3 = 변속기 입력기어의 등가관성
 J_4 = 변속기 카운터기어의 등가관성
 J_5 = 변속기 출력기어의 등가관성
 $\theta_i (i=1, 2, 3, 4, 5)$ = 각 등가관성의 회전 각변위
 T_{clutch} = 클러치의 비틀림토크
 $T_E(t)$ = 엔진가진토크

- $T_{D3}(t)$ = 입력기어에 작용하는 드래그토크
- $T_{D4}(t)$ = 카운터기어에 작용하는 드래그토크
- $T_{D5}(t)$ = 출력기어에 작용하는 드래그토크
- K_s = 입력 축 강성
- R_3, R_4, R_5 = 각 기어의 반경
- K_g = 기어의 물림강성
- $y_1(x_{r1}, x_{b1})$ = 입력기어와 카운터기어 사이의 기어 물림변위
- $y_2(x_{r2}, x_{b2})$ = 카운터기어와 출력기어 사이의 기어 물림변위

3. 시뮬레이션 및 실차실험

3.1 시뮬레이션

Fig. 2에서 유도한 5자유도 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하는 목적은 기어래틀 진동소음을 저감시킬 수 있는 2단 프리댐퍼 클러치를 최적설계하는 것이다.

기어래틀 진동에 영향을 미치는 인자들은 여러 가지가 있고 저감시키는 방법 또한 여러 가지가 존재한다. 경제적, 설계적 측면을 고려하면 클러치 디스크의 최적화가 가장 현실적인 방법이다. 클러치 설계 요소에는 클러치의 강성, 히스테리시스토크, 프리로드, 프리댐퍼의 길이가 있다. 이 중에서 프리로드는 작으면 작을수록 래틀 진동이 작으며, 프리댐퍼의 길이는 공회전시 및 주행시 모두 최적화⁽¹⁾할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 2단 프리댐퍼 클러치의 최적설계는 프리댐퍼의 길이는 현재 양산 중인 클러치를 이용하여 적절한 클러치 강성 값과 히스테리시스토크 값을 찾는 것이며 공회전시에는 클러치가 1단(프리댐퍼) 영역 내에서 작동하므로 1단의 클러치 강성과 히스테리시스토크만을 최적화하고 2단의 강성과 히스테리시스토크는 클러치의 토크 전달능력 등을 고려해 설계하였다.

컴퓨터 시뮬레이션을 여러번 수행하여 적절히 설계한 2단 프리댐퍼 클러치의 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에 보여주고 있다. 기어래틀 진동저감에 적

절한 2단 프리댐퍼 클러치의 1단의 강성은 60~70 Nm/rad, 히스테리시스토크는 0.6~0.8 Nm 범위이다.

3.2 실차실험

본 연구의 실차실험 수행을 위해 Fig. 6의 컴퓨터 시뮬레이션결과를 토대로 Table 1과 같이 2단 프리댐퍼 클러치를 안전율을 고려하여 설계하였으며, 이렇게 설계제작된 프리댐퍼 클러치를 대형 카고(cargo) 트럭에 적용하였다.

메인댐퍼 클러치와 프리댐퍼 클러치에 따른 기어래틀 진동소음의 특성을 파악하기 위하여 Fig. 7의 실험장비를 구성하여 실차실험을 수행하였다. 마이크로폰을 이용하여 차실내부 소음과 변속기 하부·측면 근접 소음을 측정하였으며, 가속도계를 이용하여 변속기 상하·좌우 진동을 측정하였고, 속도센서를 이용하여 플라이휠과 카운터기어의 각속도 변동 값을 측정하였다. 측정한 데이터는 레코더

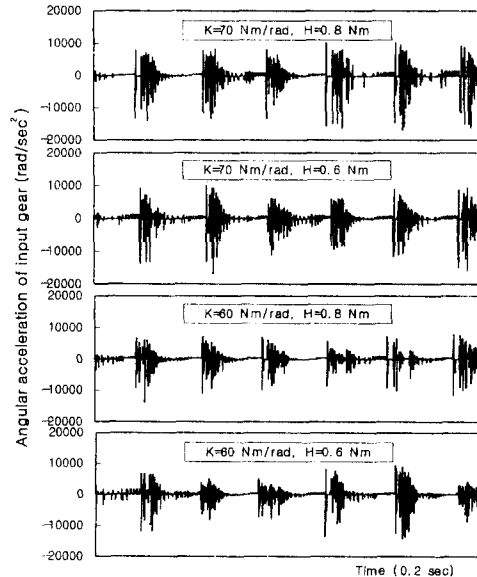


Fig. 6 Optimized pre-damper clutch.

Table 1 Torsional characteristic of sample pre-damper clutch.

| | Coast | Pre-damper | Drive |
|-------------------|--------------|--------------|--------------|
| Clutch angle | -8.5° ~ -4° | -4° ~ 6° | 6° ~ 10.5° |
| Stiffness | 10960 Nm/rad | 84.31 Nm/rad | 10960 Nm/rad |
| Hysteresis torque | 75 Nm | 0.8 Nm | 75 Nm |

(recorder)에 저장한 다음 실내에서 주파수분석기(FFT analyzer)를 이용하여 분석하였으며, Fig. 8에 분석장치의 개략도를 나타냈다.

4. 결과 및 고찰

Table 2는 공회전시 기어래틀 진동소음 실험결과를 종합한 것이다(괄호 안의 값은 클러치 단절시 결과임). 진동레벨은 ISO R 1683의 규정에 의해 기준 레벨을 $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 으로 하여 대수화하였으며, 소음레벨은 A청감보정을 하여 대수화 하였다. 계측시 차량의 특성이 모두 조금씩 다르기 때문에 진동소음을 분석할 때 클러치 연결시와 단절시의 진동소음 차이를 확인하여 2단 프리댐퍼 클러치에 의한 래틀 진동소음 저감여부를 판단하는 것이 좋은 방법이라고 사료된다. 따라서 2단 프리댐퍼 클

러치에 의한 래틀 진동소음 저감량은 메인댐퍼 클러치의 연결시와 단절시의 차이에서 프리댐퍼 클러치의 연결시와 단절시의 차이를 빼면 된다. Table 2의 실험결과에 2단 프리댐퍼 클러치를 적용했을 때의 래틀 진동소음의 저감량을 함께 나타내었다.

Fig. 9는 메인댐퍼 클러치와 프리댐퍼 클러치의 래틀 진동을 카운터기어의 각가속도를 이용해 비교

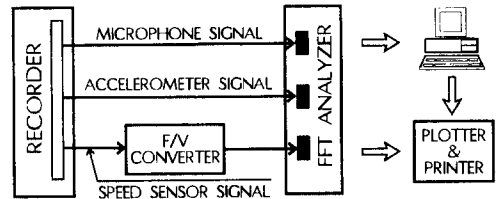


Fig. 8 Schematic diagram of the analyzing instrument system.

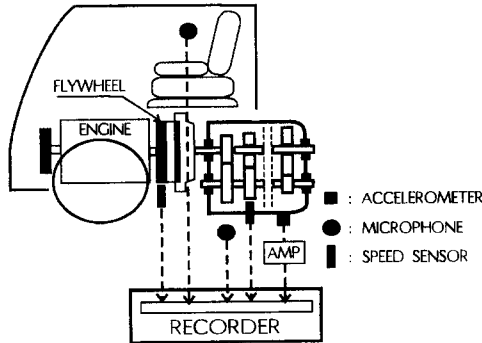


Fig. 7 Schematic diagram of the measuring instrument system.

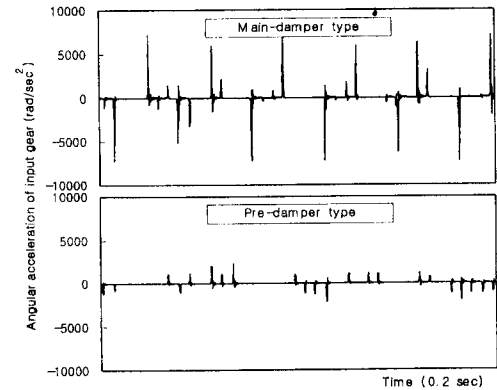


Fig. 9 Comparison of main-damper and pre-damper type clutch.

Table 2 Effect of idle gear rattle reduction of pre-damper clutch.

| | M/D clutch | P/D clutch | M/D clutch (On-Off) | P/D clutch (On-Off) | Rattle vib. reduction |
|-------------------------|----------------------|----------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|
| Interior noise | 58.2 dB(A) (57.3) | 57.0 dB(A) (56.8) | 0.9 dB(A) | 0.2 dB(A) | 0.7 dB(A) |
| Noise at T/M lower area | 91.0 dB(A) (86.7) | 89.8 dB(A) (88.8) | 4.3 dB(A) | 1.0 dB(A) | 3.3 dB(A) |
| Noise at T/M side area | 94.3 dB(A) (90.4) | 89.7 dB(A) (89.9) | 3.9 dB(A) | -0.2 dB(A) | 4.1 dB(A) |
| T/M vertical vib. | 147.4 dB (144.0) | 140.3 dB (138.8) | 3.4 dB | 1.5 dB | 1.9 dB |
| T/M lateral vib. | 141.1 dB (137.7) | 137.9 dB (136.9) | 3.4 dB | 1.0 dB | 2.4 dB |

M/D : Main-damper, P/D : Pre-damper, T/M : Transmission, (On-Off) : Difference between clutch on and clutch off

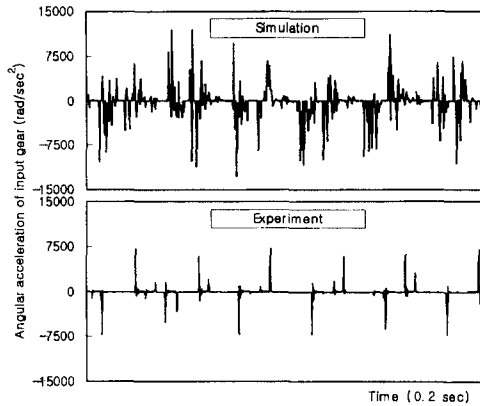


Fig. 10 Comparison of simulation and experiment result.

분석한 것이다. 메인댐퍼 클러치에 비하여 프리댐퍼 클러치의 래틀진동이 현저히 저감되었고 발생 횟수 또한 줄어 들었다. 또한 개발된 모델의 타당성을 검토하기 위해 시뮬레이션결과와 실차실험결과를 비교하였으며, Fig. 10에 나타난 바와 같이 시뮬레이션과 실차실험의 경향이 상당히 유사함을 알 수 있다.

5. 결 론

공회전시 기어래틀 진동소음을 저감시키기 위해서 2단 프리댐퍼 클러치를 설계할 때 정확한 모델링을 바탕으로 하는 컴퓨터 시뮬레이션은 적절한 방법이다. 컴퓨터 시뮬레이션을 이용해 최적의 클러치를 설계하여 실제 대형 카고트럭에 적용하여 기어 래틀 진동소음을 줄임으로써 차실소음, 변속기 근접소음 및 변속기 진동을 저감시켰다. 그리고 해석결과와 실차실험결과를 비교 분석함으로써 공회전시 기어래틀 진동 모델의 타당성을 검증하였다. 본 연구를 통해서 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 최적 클러치 설계방법은 공회전시 구동계의 비틀림 진동소음 저감을 위한 효과적인 방법이라 사료된다.

참고문헌

- (1) 안병민, 홍동표, 장일도, 이성철, 양성모, 1996, "A Computer Simulation of Idle Gear Rattle in Heavy Truck," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, 96380020.
- (2) Andrew Szadkowski, 1991, "Mathematical Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle," *SAE Paper 910641*.
- (3) Rajendra Singh, Chandramouli Padmanabhan, and Todd E. Rook, 1995, "Modeling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of the Art," *SAE Paper 951316*.
- (4) Rajendra Singh, Hanwen Xie and Robert J. Comparin, 1992, "Vibro-Impacts in a Geared Rotating System," *International Symposium of Rotating Machinery*.
- (5) Toshimitsu Sakai, Yohji Doi and Ken-ichi Yamamoto, 1981, "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox," *SAE 810773*.
- (6) Yasushi Chikatani and Akio Suehiro, 1991, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks," *SAE 911044*.
- (7) Gray J. Fudala and Tod C. Engle, 1987, "A System Approach to Reducing Gear Rattle," *SAE 870396*.
- (8) Takahisa Hasebe, Katsuyuki Hibi, Hiroshi Yamamoto and Koji Morita, 1993, "Experimental Study of Reduction Methods for Clutch Pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise from Clutch System," *SAE Paper 932007*.
- (9) B. I. C. E. R. A., 1958, *A Handbook of Torsional Vibration*, Cambridge University Press.