

# 대형트럭 구동계의 비틀림 자유진동해석

안 병 민\* · 홍 동 표\*\*

(1997년 7월 24일 접수)

## Torsional Free Vibration Analysis of Heavy Duty Powertrain

Byoung-Min Ahn and Dong-Pyo Hong

**Key Words :** Heavy Duty Powertrain(대형트럭 구동계), Torsional Vibration(비틀림진동), Natural Frequency(고유진동수), Mode Shape(모드형)

### Abstract

Automobile company tries to reduce the inertia of powertrain to increase the fuel efficiency and increase the engine power every year to make the high speed driving possible at full load condition. These cause the torsional vibration of powertrain. But the demand about ride comfort improvement is increased constantly, so torsional vibration of powertrain become an emergency problem to be cured. This study is a basic research to reduce the torsional vibration of powertrain at driving condition. First, the heavy duty powertrain is characterized as a vibrating system. Its natural frequencies and mode shapes are reviewed. Second, by comparison of simulation results and experiment results, validity of developed model is verified. Finally, the counterplan which can reduce the torsional vibration by mode analysis and parameter modification is suggested.

### 1. 서 론

차량의 승차감에 대한 요구는 생활수준의 향상과 더불어 꾸준히 증가되어 승차감이 차량성능의 판별 기준의 중요한 항목으로 부상하였다. 탑승자의 운송이 주목적인 승용차나 버스의 경우 탑승자의 안락성이 매우 중요시 되어지는 반면 화물수송이 주 업무인 대형트럭의 경우 운전자의 피로에 의한 능력을 저하를 방지하는 것이 승차감 개선노력의 주목표이다. 이러한 승차감 개선의 일환으로 대형트럭을 구동계, 현가계, 마운틴계, 차체 등 여러 소그룹으로 나누어 연구를 수행하고 있다.

현대의 차 제조업체들은 연비향상을 목표로 구동

계 부품을 경량화시키고 있고, 화물적재시 고속주행 및 비탈길 등판능력 등을 향상시키기 위하여 트럭의 엔진출력은 해마다 증가하고 있어 구동계 비틀림진동을 더 쉽게 야기시키고 승차감에 나쁜 영향을 끼치고 있다. 그러나 대형트럭에 대한 승차감 및 안락성 등의 향상에 대한 요구는 꾸준히 증가하고 있어 구동계 비틀림진동 저감문제는 중요한 항목으로 부상하였다. 이런 대형트럭 구동계의 비틀림진동을 저감시켜 승차감을 향상시키는 연구는 클러치 디스크의 비틀림 특성의 최적화,<sup>(1)</sup> 유니버설 조인트 운동특성 최적화,<sup>(2-4)</sup> 구동계 부품의 강성 및 관성의 설계변경,<sup>(5-8)</sup> 비틀림 댐퍼의 부착<sup>(9)</sup> 등을 통해 이루어지고 있다.

트럭 구동계는 비틀림진동을 유발시키는 많은 요소들로 구성되어 있으며, 구동계의 비틀림진동은 주로 엔진의 폭발로 가진 되지만 부등속 유니버설

\*전북대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차 신기술연구소

조인트(non-constant velocity universal joint)와 같은 다른 원인에 의해서도 가진 된다. 본 연구에서는 대형트럭의 승차감을 향상시키기 위하여 주행시 구동계 비틀림진동을 저감시키기 위한 기초 연구로써 구동계의 비틀림진동을 해석할 수 있는 모델을 개발하고 시뮬레이션을 수행하여 계산된 비틀림 고유진동수와 실차 실험결과의 비교 검토를 통해 개발된 모델의 타당성을 검증하고자 한다. 또한 모드분석을 통해 비틀림진동 특성을 파악하고 차후 강제진동이나 비틀림진동 저감을 위한 기초 자료를 제시하고자 한다.

## 2. 주행시 구동계 모델링

### 2.1 실험 대상차량 및 모델링

본 연구 대상차량은 6 실린더(cylinder) in-line 엔진, 3축 수동변속기, 2 piece 추진축, 하나의 액슬을 가지는 대형트럭이다. 대형트럭 구동계의 비틀림 고유치 거동을 살펴보기 위하여 주행시 구동계를 Fig. 1과 같이 22자유도 집중질량으로, 고속주행시 가장 빈번히 사용하는 6단의 경우에 대해서

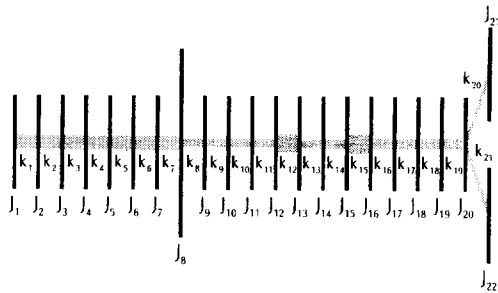


Fig. 1 Free vibration analysis model.

Table 1 Mass moment of inertia of developed model.

Number	Components
\$J_1 \sim J_8\$	Engine flywheel
\$J_9\$	Clutch hub
\$J_{10} \sim J_{13}\$	Transmission
\$J_{14}\$	Parking brake drum
\$J_{15} \sim J_{18}\$	Propeller shaft
\$J_{19}, J_{20}\$	Axle
\$J_{21}, J_{22}\$	Wheel and tire

질량관성모멘트와 비틀림 스프링의 조합으로 모델링하였다. 각 요소의 질량관성모멘트(\$J\$)와 비틀림 스프링상수(\$K\$)는 도면을 참조하여 단면 형상으로부터 식 (1), (2)를 사용하여 계산하였다.

$$J = \rho \cdot I_p \cdot L \tag{1}$$

$$K = \frac{G \cdot I_p}{L} \tag{2}$$

여기서, \$\rho\$는 재료의 밀도, \$I\_p\$는 면적모멘트, \$L\$은 축의 길이, \$G\$는 횡탄성계수이다.

엔진은 플라이휠까지 8개의 집중질량으로 모델링했으며, 클러치 허브를 하나의 집중질량으로 고려했고, 3축 변속기는 4개의 집중질량, 주차 브레이크드럼(parking brake drum)을 포함한 추진축은 중실축과 중공축으로 나누어 5개의 집중질량, 액슬(axle)은 드라이브 피니언과 디퍼렌셜 링기어로 나누어 2개의 집중질량, 두 개의 휠은 각각 하나의 집중질량으로 고려했다. 차동기어에서의 분기(branch)를 고려하였고, 변속기의 기어비와 액슬에서의 기어비를 고려하였다. Table 1에 Fig. 1의 모델에 대한 집중질량에 대한 설명을 정리하였다.

Fig. 1의 다자유도 모델에서 다음의 방정식을 얻을 수 있다.

$$J_i \ddot{\theta}_i + k_i (\theta_i - \theta_{i-1}) - k_{i+1} (\theta_{i+1} - \theta_i) = 0$$

$$i = 1, 2, \dots, n \tag{3}$$

식 (3)을 행렬형태로 정리하면 식 (4)와 같고, \$J\$는 \$22 \times 22\$의 질량관성모멘트행렬이고, \$K\$는 \$22 \times 22\$의 비틀림강성행렬이다.

$$[J] \{ \ddot{\theta} \} + [K] \{ \theta \} = 0 \tag{4}$$

여기서,

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & & \vdots \\ 0 & & \cdot & & \vdots \\ \vdots & & & J_{21} & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & J_{22} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_2 & 0 & \dots & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & & \vdots \\ 0 & -k_3 & k_2 + k_3 & & \vdots \\ \vdots & & & k_{20} + k_{21} & -k_{21} \\ 0 & \dots & & -k_{21} & -k_{21} \end{bmatrix}$$

고유진동수와 모드형을 구하기 위하여 식 (4)를

식 (5)와 같이 정리할 수 있고, 식 (5)를 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 계산하면 구동계의 고유진동수와 모드형을 계산할 수 있다.

$$-\omega_n^2 J\{\theta\} + K\{\theta\} = 0 \tag{5}$$

### 2.2 엔진 가진특성

내연기관은 가스폭발에 의해 토크를 만들고 이때 발생하는 변동토크는 플라이휠에서 대부분 흡수되지만 저주파 성분의 일부가 구동계로 전달되어 구동계를 비틀림적으로 가진시킨다. 그리고 구동계의 고유진동수와 가진주파수가 일치하면 구동계는 심각한 공진문제가 발생한다.

엔진의 주 가진차수는 크랭크축 1회전당 점화 펄스의 숫자와 밀접한 관계가 있고 이것은 엔진의 실린더 수와 엔진의 사이클 수에 의해 결정된다. 만약 실린더가 6개이고 4사이클 엔진이면 식 (6)에 의해 3차 차수(order)가 주 가진차수이고, 이것의 배수차수가 엔진의 중요한 가진주파수이지만 9차, 12차 그 이상은 3차나 6차에 비해 그 크기가 현저히 작아 구동계 비틀림진동에 영향을 거의 미치지 못한다. 그리고 가진차수에 따른 가진주파수의 계산은 식 (7)과 같다.

$$ORDER_{dominant} = N_{cylinder} / (N_{cycle} / 2) \tag{6}$$

$$f_{Hz} = f_{RPM} \cdot ORDER / 60 \tag{7}$$

여기서,

$N_{cylinder}$  = Number of engine cylinders

$N_{cycle}$  = Cycle number of engine

$f_{RPM}$  = Frequency in engine rpm

$f_{Hz}$  = Excitation frequency in Hz

### 3. 구동계 비틀림 고유치 해석 및 검증

Fig. 1의 22자유도 모델에 대한 고유진동수와 각각의 고유진동수에 해당하는 모드형은 식 (5)을 이용하여 구하였다. 시뮬레이션은 비틀림진동 전용 해석 프로그램인 ARLA-SIMUL<sup>(10, 11)</sup>을 사용하였다. 엔진의 상용 회전수 대역인 1000~2200 rpm 범위에서 엔진의 3차, 6차 차수의 가진주파수와 구동계의 비틀림공진 여부와 모드형 분석을 통한 구동계 비틀림진동 특성을 파악하였다.

#### 3.1 해석결과

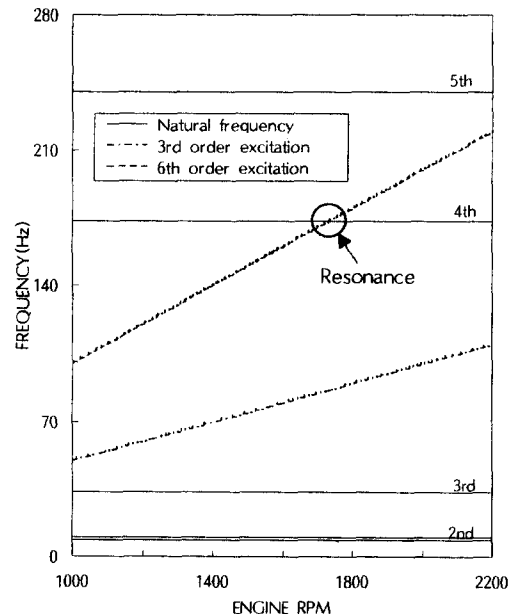
자유진동해석 결과를 400 Hz 이하 주파수에 대

하여 Table 2에 정리를 하였다. 엔진의 상용 회전수 대역이 1000~2200 rpm 이므로 식 (7)에 의해 3차 차수 가진주파수는 50~110 Hz, 6차 차수 가진주파수는 100~220 Hz이다. Fig. 2에 엔진 각 차수의 가진주파수와 시스템의 고유진동수를 표시하였다. 고유진동수를 살펴보면 1~3번째는 엔진의 상용 회전수에 따른 3, 6차 차수 가진주파수보다 저주파이고, 5번째 이상은 고주파이다. 따라서 4번째 고유진동수는 특히 관심을 가져야 할 주파수이다. 4번째 고유진동수는 3차 차수 가진주파수와는 공진을 유발시키고 있지 않지만 6차 차수 가진주파수 대역에 있기 때문에 6차 가진주파수와 공진을 일으키고 있다.

Table 2의 각각의 고유진동수에 해당하는 모드

**Table 2** Natural frequencies of powertrain.

Number	Natural frequency
1	8.3 Hz
2	10.0 Hz
3	33.6 Hz
4	173.2 Hz
5	240.6 Hz
6	345.5 Hz



**Fig. 2** Powertrain excitation frequency.

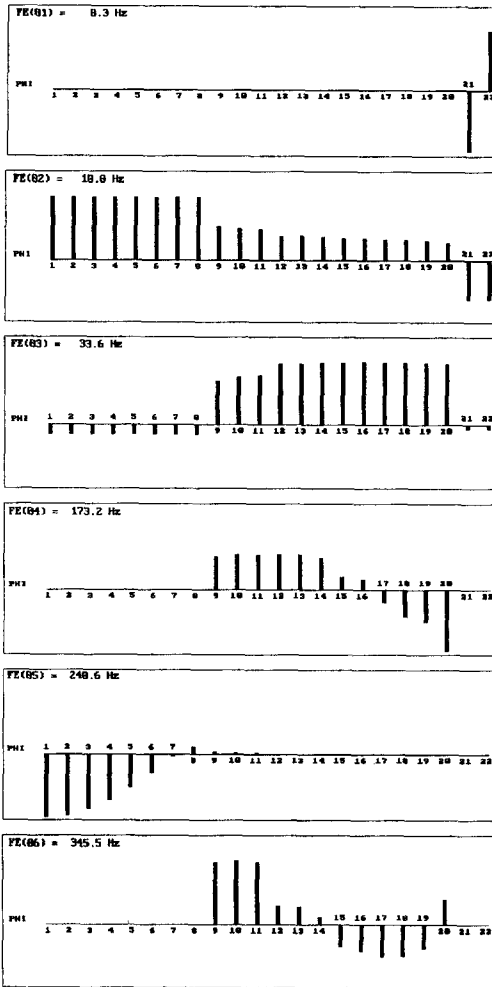


Fig. 3 Mode shapes of powertrain.

형은 Fig. 3과 같다. 첫번째, 두번째 모드는 액슬 축과 휠과 타이어의 영향이 지배적인 모드이고, 세번째 모드는 클러치 강성의 지배적인 영향을 받는 모드이다. 4번째 모드는 2-piece 추진축 구성요소의 영향을 많이 받는 추진축 1차 모드이고, 5번째는 엔진부분만 변화가 있는 엔진의 1차 모드이고 6번째는 2-piece 추진축 구성요소의 영향을 많이 받는 추진축 2차 모드이다.

5번째 모드는 엔진의 1차 모드인데 다른 구동계 요소들의 변화는 거의 없고 엔진부분만 변화하는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 엔진의 1~7차까지의 모든 모드를 보여주고 있다. 엔진의 1차 모드와 유사하게 엔진의 모든 다른 모드가 다른 구동계 요소에 영향을 주지 못하는 국소(local) 모드라는 것을

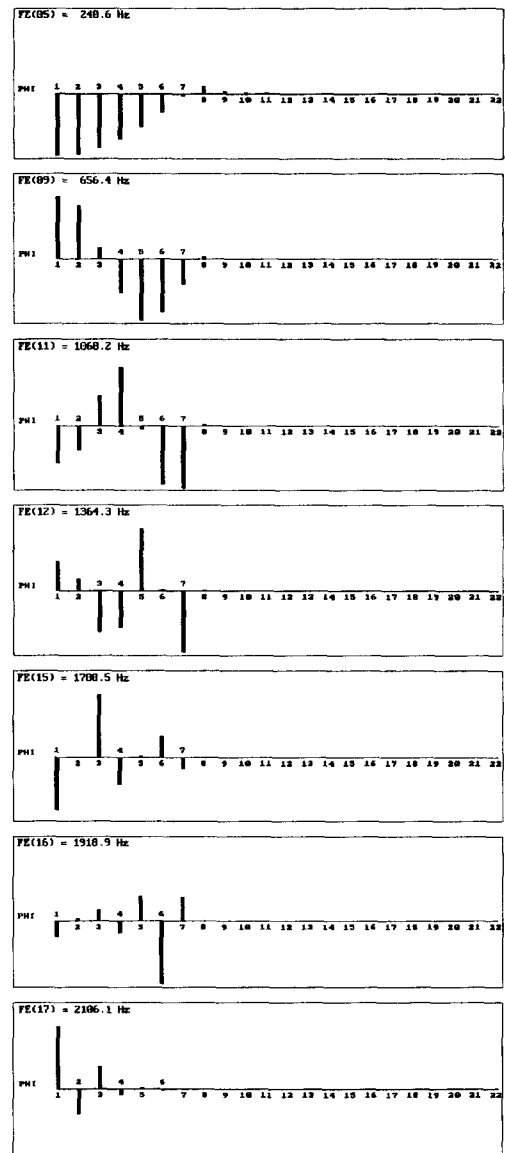


Fig. 4 Engine mode shapes.

알 수 있다. 따라서 추후 강제진동 수행시 이 부분을 하나로 등가관성으로 등가화 할 수 있을 것이 다.

3.2 검증실험

해석결과를 보면 추진축 1차 모드(173 Hz)가 엔진의 6차 차수 가진주파수(100~220 Hz) 범위에 존재하여 비틀림공진이 발생하고 있다. 개발된 모델 및 해석결과와 타당성 검증을 위하여 실차실험<sup>(12)</sup>

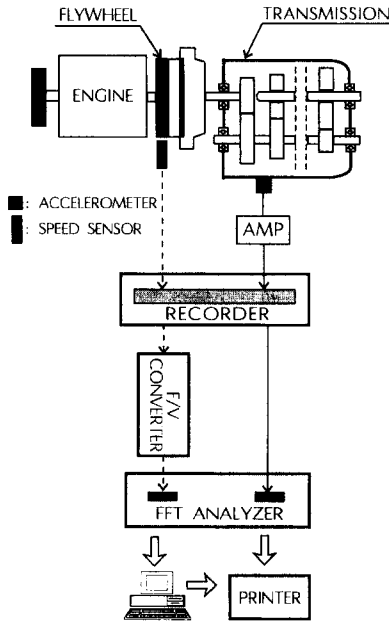


Fig. 5 Schematic diagram of the measuring and analyzing instrument system.

을 수행하였다.

속도센서를 이용하여 플라이휠 링기어의 속도변동 값을 측정하였고 가속도계를 이용하여 변속기 케이스의 상/하 진동을 계측하였다. 실험 수행시 커브를 주행할 때는 차동장치에 의해 구동계의 고유진동수가 변하므로 직선을 주행할 때만 데이터를 계측하였으며, 데이터 레코더에 저장한 다음 주파수분석기를 이용하여 분석하였다. 계측 및 분석 장치도는 Fig. 5와 같다.

Fig. 6은 플라이휠의 링기어에서 계측한 각가속도이다. 3차 차수는 해석결과와 동일하게 공진이 발생하고 있지 않지만 6차 차수는 1710 rpm 부분에서 공진을 유발시키고 있다. Fig. 7의 변속기 케이스의 상/하 진동 또한 3차 차수는 공진이 발생하고 있지 않지만 1710 rpm 부근에서 6차 차수는 공진을 유발시키고 있다. 플라이휠의 각가속도와 변속기 케이스의 상/하 진동 모두 6차 차수가 1710 rpm 부근에서 공진을 유발시키고 있는데 식 (5)를 이용해 가진 주파수를 계산하면,

$$f_{Hz} = (1710 \cdot 6) / 60 = 171 \text{ Hz}$$

이는 해석결과와 4번째 고유진동수인 173 Hz와 거의 동일하다. 따라서 개발된 모델의 해석결과가

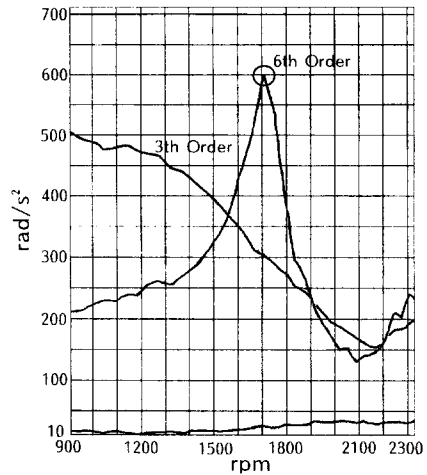


Fig. 6 Angular acceleration of flywheel.

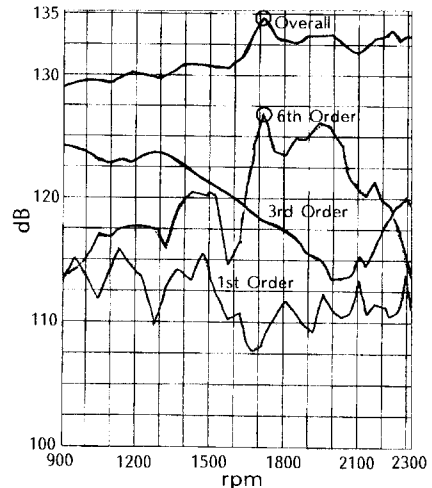


Fig. 7 Acceleration of transmission housing.

타당하다고 말할 수 있다.

#### 4. 구동계 비틀림진동 저감방안

구동계 고유치 해석 및 실험결과 모두 4번째 고유진동수가 엔진의 6차 차수 가진주파수와 1710 rpm에서 공진을 유발시키고 있다. 4번째 고유진동수 공진에 대한 공진회피 및 진폭저감을 위하여 4번째 고유진동수에 대한 시스템 파라미터들의 영향도를 분석하여 구동계 비틀림진동을 줄일 수 있는 방안을 제시하고자 한다. 모델의 타당성이 검증되었으므로 Fig. 1의 모델을 그대로 사용하여 분석을 하였다.

4.1 모드 분석

Fig. 8은 4번째 모드의 각각의 운동에너지(EKIN), 위치에너지(EPOT)를 보여 주고 있다. EKIN은 각 질량요소에 대한 운동에너지로서 질량관성모멘트의 영향도를 나타내고 있으며, EPOT는 이웃하는 두 질량요소 사이의 상대 변위에 대한 위치에너지로써 비틀림강성의 영향을 나타내고 있다.

Fig. 3의 4번째 모드형의 정규화된 크기를 보면 추진축과 액슬에서 가장 변화가 심한 것을 알 수 있다. Fig. 8의 운동에너지를 보면 20번째인 디퍼렌셜의 링기어의 진폭이 가장 큰데, 이는 디퍼렌셜 링기어의 질량관성모멘트가 이 모드에 가장 많은 영향을 미치고 있음을 보여준다. 위치에너지를 보면 추진축의 강성이 이 모드에 지배적인 영향을 미치고 있다. 즉, 4번째 모드에 변화를 주기 위해서는 디퍼렌셜 링기어의 질량관성모멘트를 변화시키거나 추진축 구성요소의 강성을 변화시키면 된다. 그러나 디퍼렌셜 링기어의 질량관성모멘트를 변화시키는 것은 매우 어렵기 때문에 추진축의 강성변화를 주어 구동계 비틀림진동 특성을 조사하였다.

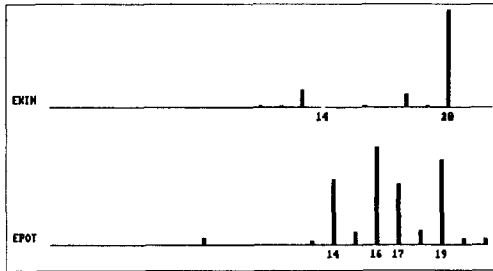


Fig. 8 Mode analysis of 4th natural frequency(173 Hz).

4.2 추진축 강성의 영향

본 연구 대상 차량은 2 piece 추진축으로 구성되어 있고 모드 분석결과 첫번째 추진축과 두번째 추진축의 강성 모두가 4번째 모드에 크게 영향을 미치고 있다. 추진축의 강성을 15, 30% 가감시켜 고유진동수 변화를 고찰했다. Table 3에 추진축의 강성가감에 따른 1~6번째 고유진동수의 변화이다. 추진축의 1차 모드인 4번째와 2차 모드인 6번째 고유진동수를 제외하고는 추진축의 강성변화에 따라 전혀 고유진동수가 변하지 않는다. 그리고 추진축 모드인 4번째와 6번째는 강성변화에 매우 민감하게 고유진동수가 변화고 있다. 따라서 엔진의 6차 가진 주파수와 1710 rpm에서 공진이 발생하는 것을 저감시키기 위해서는 추진축의 강성을 변화시키는 것이 바람직하다.

5. 결 론

대형트럭 구동계의 비틀림진동을 해석할 수 있는 모델을 개발하였으며, 개발된 모델의 시뮬레이션 결과와 검증 실차실험 결과가 잘 일치하였다. 따라서 추진축의 강성과 같은 구동계 구성요소의 파라미터 변경에 따른 대형트럭 구동계의 비틀림진동을 예측할 수 있을 것이다. 또한 파라미터 변경전에 모드 분석을 통하여 변경하고자 하는 모드에 가장 영향을 많이 미치는 질량관성모멘트와 비틀림강성의 위치를 우선 분석해야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Christopher S. Keeney and Shan Shih, 1992, "Prediction and Control of Heavy Duty Power-

Table 3 Natural frequencies of powertrain according to the propeller shaft stiffness.

Number \ Stiffness	30% down	15% down	original	15% up	30% up
1	8.3Hz	8.3Hz	8.3Hz	8.3Hz	8.3Hz
2	10.0Hz	9.9Hz	10.0Hz	10.0Hz	10.0Hz
3	33.6Hz	33.6Hz	33.6Hz	33.6Hz	33.6Hz
4	153.9Hz	164.5Hz	173.2Hz	180.6Hz	186.8Hz
5	240.6Hz	240.6Hz	240.6Hz	240.6Hz	240.6Hz
6	325.1Hz	336.7Hz	345.5Hz	352.4Hz	357.9Hz

- train Torsional Vibration," *SAE Paper 922481*.
- (2) Andrew Szadkowski, Edward Prange, Nagi G. Naganathan and Kumar Vedam, 1995, "Analysis of an Automotive Driveline with Cardon Universal Joints," *SAE Paper 950895*.
- (3) Andrew Szadkowski and Nagi G. Naganathan, 1994, "TORANTM™ : A Comprehensive Simulation Tool for Driveline Torsionals," *SAE Paper 942322*.
- (4) Otake, T., Yoshikawa, K., Wakahara, K., Narita, M. and Ikeda, Y., 1992, "*Prediction of Torsional Vibration Caused by Hook's Joint in Drive Train*," C389/223 *IMEchE*.
- (5) Kei Suzuki and Yasushi Tozawa, 1992, "Influence of Powertrain Torsional Rigidity on NVH of 6×4 Trucks," *SAE Paper 922482*.
- (6) Masakazu Yanagisawa, Kenji Fujimori and Haru Nohara, 1995, "Torsional Powertrain Vibration on Heavily Overloaded Vehicle at Start," *SAE Paper 952665*.
- (7) Lu, Z. H., Feng, Z. D., Wu, H. L. and Cheng, S., 1994, "Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model Reduction of Torsional Vibration in FR-Type Automotive Power Drivetrain," *FISITA 945083*.
- (8) 최은오, 김희승, 홍동표, "4륜구동 차량구동계의 비틀림진동 특성에 관한 연구," 대한기계학회 논문집(A), 제21권, 제11호, pp.1957~1965.
- (9) Lian, X. M. and SAKAITETSUYA, 1994, "Nonlinear Dynamic Analysis of Torque Vibration on the Drive Line of a Heavy Truck with FEM", *FISITA 945030*.
- (10) *ARLA-SIMUL User's & Reference Manual*, 1996, ARLA Maschinentechnik GmbH.
- (11) Andreas Laschet, 1994, "Computer Simulation of Torsional Vibrations in Vehicle Powertrains," C487/039/94 *IMEchE*
- (12) Fox, R. L., 1976, "Measurement and analysis of Truck Power Train Vibration," *SAE Paper 760844*.