

후륜구동 승용차의 디퍼렌셜 진동 저감에 관한 연구

A Study on the Reduction of Differential Vibration of FR Passenger Car

최은오(단국대학교 대학원 기계공학과), 김희송(단국대학교 기계공학과)
안병민(전북대학교 대학원 정밀기계공학과), 홍동표(전북대학교 정밀기계공학과)

Abstract

The purpose of this study is to reduce the vibration noise of differential gear by reducing torque fluctuation of drive pinion shaft which causes vibration noise of differential gear in rear wheel drive vehicles. For this we developed multi-degree of freedom analysis model in which mass moment of inertia and torsional spring combined, the validity of the simulation model was checked by the field test and we examined the influence of torsional vibration of driveline elements by performing forced vibration analysis of engine excitation torque. We studied the methods for reducing torsional vibration of driveline according to the design factor of propeller shaft and examined the effects reducing vibration in differential gear by applying flexible coupling.

1. 서 론

기어 소음은 비교적 주파수가 높은 순음이기 때문에 귀에 거슬리는 이음이 될 수 있다. 진동 전달계에 기어 소음과 같은 주파수의 공진계가 존재할 때, 차실 내에서의 기어 소음이 문제가 되는 경우가 많다. 이러한 기어 소음은 물론 기어 이의 형상이나 재질, 정밀도에 크게 관계되고 있지만 구동계의 비틀림 진동도 큰 관련이 있다.

본 논문에서는 후륜 구동 승용차 차동 기어에서 진동 소음을 일으키는 원인이 되는 피니언 기어의 토크 변동을 줄여 차동 기어의 진동 소음

을 저감하고자 한다. 이러한 관점에서 차량 구동계를 질량 관성 모멘트와 비틀림 스프링이 조합된 다자유도로 비틀림 진동 해석 모델을 개발하였고, 자유 진동 해석에서 비틀림 고유진동수와 비틀림 모드를 계산하고 엔진 가진 토크로 강제 진동 해석을 수행하여 구동계 요소들의 비틀림 진동 기여도를 조사하였으며 실차실험을 통하여 모델의 타당성을 검증하였다. 그리고 추진축의 설계인자 변경에 따른 구동계 비틀림 진동 저감 방안과 플렉시블 커플링(Flexible coupling)의 적용으로 인한 차동 기어의 진동 저감 효과를 연구하고자 한다.

2. 구동계 모델링

동력전달계의 진동 소음 문제는 국부적으로 발생하는 것이 아니라 모든 구성 요소가 연관되어 발생하기 때문에 동력전달계 진동 해석시 동력전달계 전체를 고려할 필요가 있다. 따라서 차량 동력전달 과정을 따라 엔진에서 타이어에 이르기까지 동력전달계 전체를 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성의 변수들로 등가화하였다. 각 요소의 질량 관성 모멘트와 비틀림 스프링 강성들은 단면 형상으로부터 계산할 수 있다. 동력 전달계 비틀림 진동 시뮬레이션 모델의 질량 관성 모멘트와 비틀림 강성을 얻기 위해서 다음의 계산과정을 이용하였다. 질량 관성 모멘트($J = \text{kgm}^2$)는 물체를 구성하는 미소 질량요소 dm 의 축에 대한 2차 모멘트의 적분으로 정의한다.

$$\begin{aligned} J &= \int r^2 dm \\ &= \rho \cdot L \cdot \int r^2 dA \\ &= \rho \cdot I_p \cdot L \end{aligned}$$

여기서 재료상수 $\rho = \text{kg/m}^3$ (density of steel), I_P 는 면적 모멘트이다.

T 는 비틀림 θ 를 발생시키는 토크, G 는 전단 계수, L 은 축 길이이다. 평형 위치로부터 θ 만큼 변위하면 축에는 크기 T 의 복원 토크가 만들어진다.

$$T = \frac{G \cdot I_P \cdot \theta}{L}$$

그러므로 스프링 강성 계수는 다음과 같다.

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{G \cdot I_P}{L} \quad (\text{Nm/rad})$$

여기서 재료상수 $G = \frac{N}{\text{m}^2 \cdot \text{rad}}$ (modulus of elasticity in shear for steel)이다. 기어 물림이나 조인트(joint)에서는 백래쉬(backlash)가 없는 선형으로 고려하였다.

후륜구동 승용차 동력전달계의 비틀림진동 해석을 위한 비감쇠 반한정계 다자유도 모델을 Fig. 1에 나타냈다.

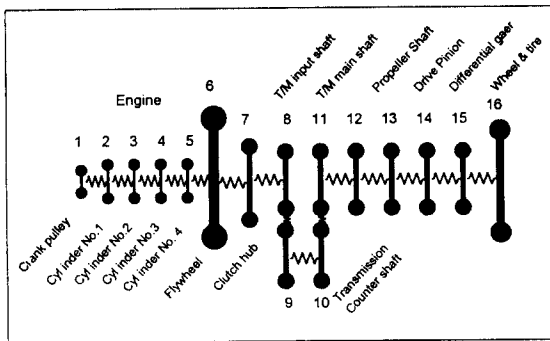


Fig. 1 Simulation model

J1~J7은 엔진과 클러치 허브(clutch hub)의 등가관성이며 J8~J11은 변속기의 등가관성, J12와 J13은 추진축의 등가관성, J14와 J15는 디퍼렌셜의 등가관성 그리고 J16은 휠(wheel)의 등가관성이다.

3. 운동방정식 및 시뮬레이션

Fig. 1의 다자유도 모델에서 강제 진동 해석을 위한 운동방정식은 다음과 같다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (4)$$

여기서 $\{\theta\}$ 는 회전각변위, $[J]$ 는 관성행렬, $[K]$ 는 강성행렬, $\{T\}$ 는 엔진 가진 토크이며, 이는 조화함수의 푸리에 조합으로 구할 수 있다. 연구대상 차량의 엔진은 4실린더 4사이클 이므로 주행시 동력전달계 비틀림진동에 주로 영향을 미치는 가진토크는 2차, 4차, 6차 차수이다. 따라서 본 논문에서 수치해석을 위한 엔진가진토크는 6차 차수까지 고려하였으며 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$T = A \sin(2\omega t) + B \sin(4\omega t) + C \sin(6\omega t)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{rad/sec}), \quad \omega t = \theta$$

$N = \text{Crank shaft speed (rpm)}$

엔진 가진은 왕복 운동부 즉 피스톤, 커넥팅로드 그리고 크랭크축의 주기적인 가속과 실린더 내 가스 압력의 주기적 진동의 조합에 의해 발생한다. 이것은 구동계를 강제 진동시키는 주요 원인이 된다. 따라서 비틀림 강제 진동 해석을 수행하기 위해서는 크랭크축에 작용하는 실린더 내의 가스 압력과 왕복 질량의 관성력에 의한 엔진 가진 토크의 정확한 분석이 필요하다.⁽¹⁾

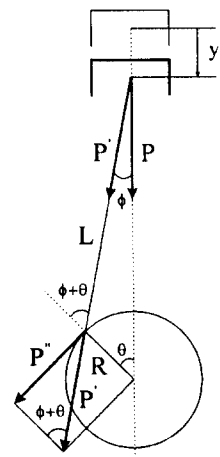


Fig. 2 Crank mechanism and tangential pressure

Fig. 2에서 피스톤의 단면적을 A 라 하면, 크랭크 각에 따른 실린더 압력 $p(\theta)$ 선도로부터 가스 압력에 의한 이론적인 가진 토크를 구할 수 있다.

$$T_{gas} = RA p(\theta) \left[\sin \theta \left(1 + \frac{R}{L} \cos \theta \right) \right]$$

또한, Fig. 2에서 왕복 운동부 질량의 관성력을 P , 왕복 운동부의 질량을 m_{rec} 라 하면 왕복 운동부 질량의 관성력에 의한 가진 토크는 다음 식과 같다.

$$T_{rec} = m_{rec} R^2 \omega^2 \left[\frac{R}{4L} \sin \theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta - \frac{3R}{4L} \sin 3\theta \right]$$

엔진 토크 T 는 관성력에 의한 토크 T_{rec} 와 가스 압력에 의한 토크 T_{gas} 의 합으로써 나타낼 수 있다.

Fig. 3과 같은 실제 엔진의 크랭크 각도에 따른 가스압력변화선도 $p(\theta)$ 를 구하여 적용하였다.

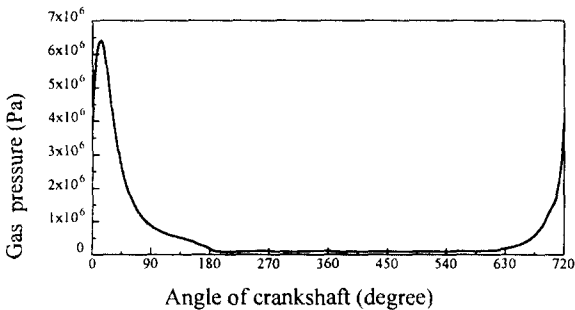


Fig. 3 Gas pressure diagram

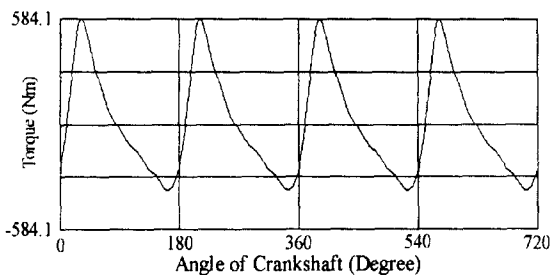


Fig. 4 Engine excitation torque

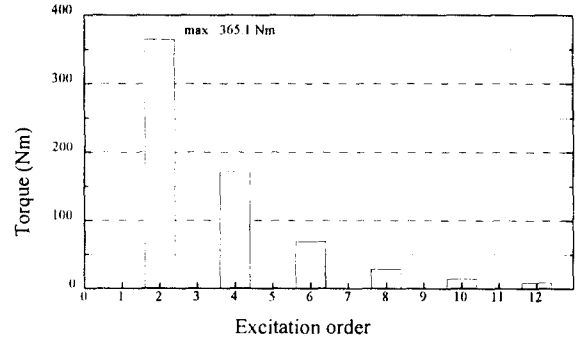


Fig. 5 Order analysis of engine excitation torque

$p(\theta)$ 로부터 엔진가진토크 T 를 계산하여 Fig. 4에 나타냈으며, 또한 가진토크를 차수별로 분석하여 Fig. 5에 표시하였다.

컴퓨터 시뮬레이션은 비틀림진동 해석 전용 상용 프로그램인 ARLA - SIMUL, ARLA - SIMSTAT^(2,3)을 이용하여 1500~4000 rpm으로 가진하여 응답을 구하였다..

4. 실차 실험

실험대상 차량의 디퍼렌셜 케이스 테이퍼 베어링부 상단에 가속도계를 부착하고, 엔진의 회전속도 신호를 검출하기 위하여 타코센서등을 부착한 상태에서 테이프 레코더, 앰프를 장착하고 기상상태가 양호할 때 건조한 포장로인 주행시험장에서 실차실험을 수행하였다. 실험의 신뢰성 확보와 양호한 데이터를 얻기 위하여 3단 완가속 주행실험을 1500~4000rpm 까지 3회 이상 반복하였다. 실차실험시 모든 신호는 테이프 레코더에 저장하였으며 실험실에서 신호를 재생하여 주파수 분석기를 이용하여 분석하였다. 주파수 분석의 범위는 0~512Hz, Spectral line은 256개로 Δf 는 2Hz(frequency resolution)이다.

측정 및 분석에 이용된 장비를 Table 1에 정리하였다. 실험에 사용된 가속도계는 전압형 (voltage type)이며 감도는 9.8522 g/V(g =중력가속도)이다. 진동 레벨 역시 소음 레벨과 같이 대수적으로 나타내어 분석하는 것이 편리하다. 여기서 진동 레벨의 기준을 10×10^6 g로 dB화하여 다음 식과 같이 나타냈다.

$$L_A = 20 \log \frac{A}{A_0} \quad (7)$$

$$= 20 \log \frac{A}{10 \times 10^{-6}}$$

여기서, A는 g단위로 측정된 값이며 A₀는 10 μg이다.

Table 1 Experimental instrument of field test

Item	Model
FFT Analyzer	HP 3565 (13Ch)
Analyzer	LMS CADA-X
Work Station	HP Apollo 715/75
Charge Amplifier	DYTRAN 4123
Tape Recorder	TEAC RD-200T
Accelerometer	DYTRAN 4422
Tacho Meter	ONOSOKI SE-152
Tacho Sensor	ONOSOKI IP-292

5. 결과 및 고찰

계의 고유진동수를 Table 2에 나타냈다.

Table 2 Natural frequency

Mode	1st	2nd	3rd	4th
Frequency	8 Hz	32 Hz	212 Hz	391 Hz

자유 진동 해석에 의해 구해진 고유진동수를 바탕으로 강제 진동 해석을 수행하여 구동계 요소의 영향을 살펴볼 수 있다. 엔진 가진 토크에 의한 강제 진동 시뮬레이션을 통하여 구동 피니언축의 토크 변동에 대한 차수 분석 결과를 Fig. 6에 나타냈다.

Fig. 6에서 피니언축 토크 변동의 주요 가진 차수는 4차 가진 차수이며 이 때의 주파수는 212 Hz로 자유 진동 해석에서 구해진 세 번째 모드 주파수와 일치하여 계의 공진 주파수임을 알 수 있다. 따라서 공진 주파수 대역을 피하거나 크기를 줄이는 방안이 대두 될 수 있다.

Fig. 7은 실차실험에 의해서 구한 디퍼렌셜 케이스에서의 진동을 overall level과 4th order로 나타낸 것이다. 여기서 3200rpm에서의 피크는

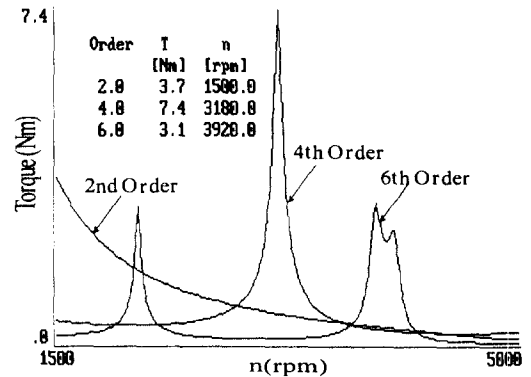


Fig. 6 Torque fluctuation of drive pinion shaft

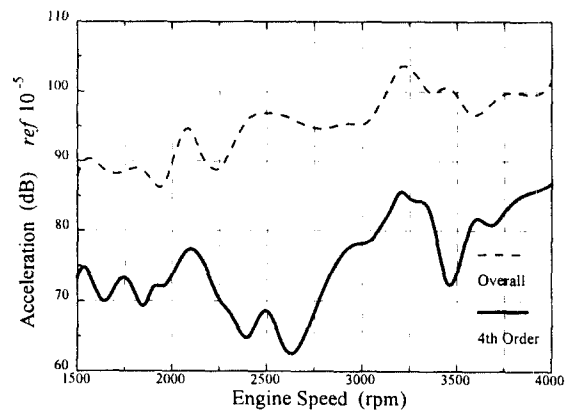


Fig. 7 Acceleration level on differential case

Fig. 6의 4th order의 피크 주파수와 일치하고 있음을 알 수 있으며 이로써 모델의 타당성은 검증되었다. 따라서 비틀림진동에 관한 시뮬레이션을 통하여 디퍼렌셜 진동의 저감 방안을 제시할 수 있다. 디퍼렌셜의 진동을 저감하기 위해서는 구동 피니언축의 토크 변동을 줄여 기어 맞물림 가진력을 줄이는 것이 차동 기어 진동 소음 저감을 위한 방안으로 효과적인 방안이 될 수 있다. 구동 피니언축의 토크 변동을 줄이기 위하여 피니언축의 강성변경의 영향을 살펴보았다. 관성은 변경없는 상태에서 강성 증감에 대한 기준을 시뮬레이션상에서 ±25%로 하였다.

Fig. 8, Fig. 9는 구동 피니언축 강성의 증감에 따른 피니언축의 토크 변동을 나타낸 것이다. 여기서 피니언축의 강성을 증가시켰을 경우는 피크 주파수대역이 고주파로 이동하고 토크 변동의 진폭이 낮아지는 대신에 강성을 줄이면 피크 주파수 대역이 저주파로 이동하면서 토크 변동의

진폭이 커지는 것을 알 수 있다.

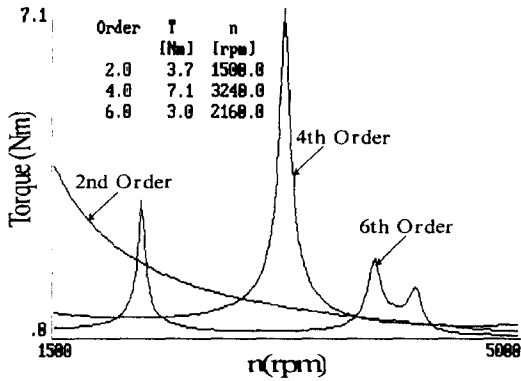


Fig. 8 Torque fluctuation of drive pinion shaft - increased in stiffness of drive pinion shaft

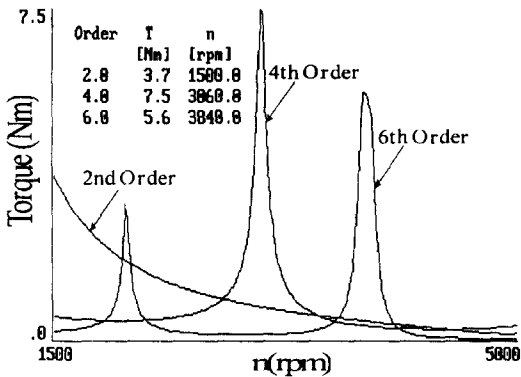


Fig. 9 Torque fluctuation of drive pinion shaft - decreased in stiffness of drive pinion shaft

또한 기어의 맞물림 오차의 결과로 생기는 가진력에 의해 추진축을 중심으로 하는 굽힘 및 비틀림 진동이 생겨난다. 추진축을 중심으로 하는 진동은 현가계나 차체의 마운트를 경유해서 차체 판 진동이 되고 디퍼렌셜 소음으로 들려온다. 맞물림 오차에 의해 생기는, 추진축을 중심으로 하는 비틀림 진동과 차실 소음과는 서로 관계가 높다. 따라서 차동 기어 진동 소음 저감의 대책으로는 추진축을 중심으로 한 진동계의 비틀림 진동을 저감시키는 것이 유효하다.

추진축 중공 부분의 외경을 크게 하면 관성과 강성이 증가하며 외경을 작게 하면 관성과 강성은 감소한다. 그러나 관성보다는 강성의 영향이 크다. Fig. 9는 추진축의 강성을 증가시키고, Fig. 10은 강성을 줄여 강제 진동 해석을 수행하여 구동 피니언축에서의 토크 변동 성분을 차수

별로 분석한 결과를 비교하여 나타냈다. 여기서 추진축의 외경은 중공 부분에 대한 것으로 기준은 강성의 $\pm 25\%$ 이다. 추진축의 강성을 높이기 위해 외경을 증가시키면 구동계 공진 주파수는 Fig. 6과 비교하여 고주파 대역으로 이동하고 구동 피니언축의 토크 변동은 감소하는 반면, 강성을 작게 하면 저주파 영역으로 공진 주파수가 이동하지만 토크 변동이 커지는 경향을 나타낸다. 이로써 추진축의 비틀림 강성 변경에 의해 공진 주파수가 크게 영향을 받을 수 있음을 알 수 있고, 따라서 추진축 강성을 증가시켜 공진 주파수 대역을 피하고 구동 피니언축의 토크 변동을 줄여 기어 맞물림 가진력을 줄이는 것이 디퍼렌셜 진동 소음 저감을 위한 방안으로 효과적이다.

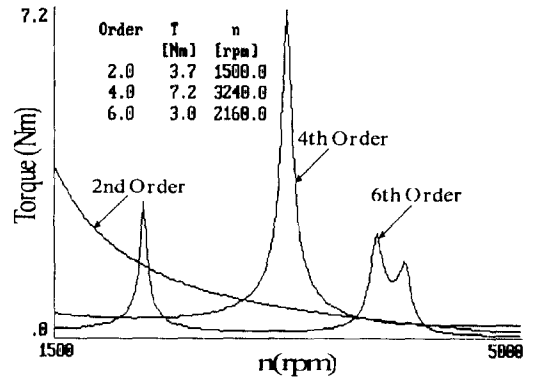


Fig. 10 Torque fluctuation of drive pinion shaft - increased in stiffness of propeller shaft

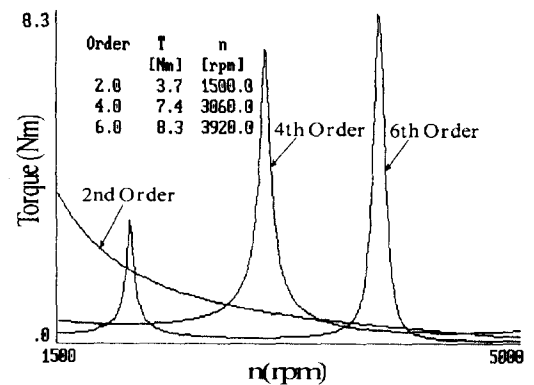


Fig. 11 Torque fluctuation of drive pinion shaft - decreased in stiffness of propeller shaft

그리고 플렉시블 커플링을 추진축 플랜지에 적용하면 고무 특성으로 인한 히스테리시스 토크로 인해 변동 성분을 흡수하게 된다. 또한 커플

링의 두께 만큼 추진축의 중공 부분이 짧아지게 되어 관성은 줄고 강성이 증가하는 효과도 갖게 된다. 플렉시블 커플링은 두 축을 연결하고 토크를 전달하며 진동과 충격을 감쇠시킨다.

Fig. 12에 플렉시블 커플링의 영향을 나타내었으며 Fig. 6과 비교하면 플렉시블 커플링에서 토크 변동이 흡수되어 피니언축의 토크 변동이 현저히 줄었음을 알 수 있다.

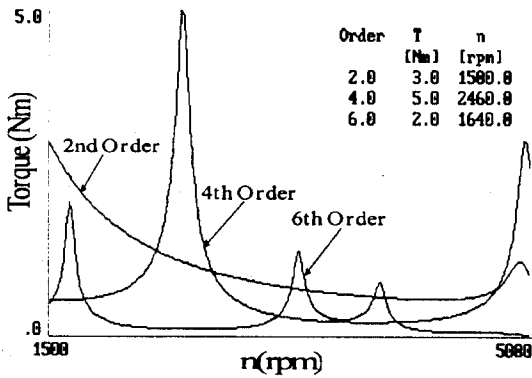


Fig. 12 Torque fluctuation of drive pinion shaft according to application of flexible coupling

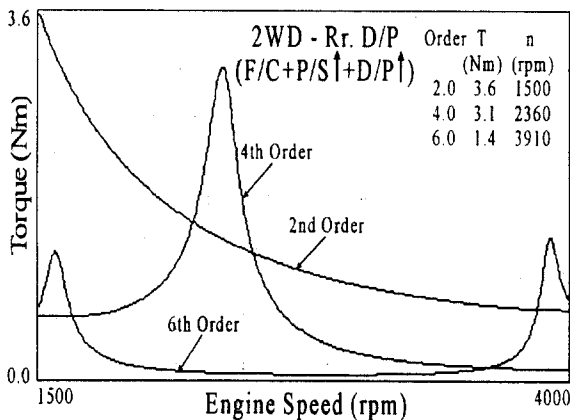


Fig. 13 Torque fluctuation of drive pinion shaft

그리고 디퍼렌셜 진동 저감에 효과가 있음이 나타난 추진축 강성의 증가, 피니언축 강성의 증가 그리고 플렉시블 커플링을 동시에 적용하여 시뮬레이션을 수행한 결과를 Fig. 13에 나타냈다.

따라서 디퍼렌셜의 진동 저감을 위해서는 기어의 재질 및 정밀도뿐만 아니라 구동 피니언축

의 토크 변동을 줄여 진동 전달을 감쇠시키고 공진 주파수 대역을 회피하는 방안으로 추진축의 강성을 증가시키고 또한 플렉시블 커플링을 적용하는 것이 효과적이다.

6. 결 론

디퍼렌셜 진동 저감 방안 제시를 위하여 후륜구동 승용차의 구동계에 대하여 엔진 토크 가진 하에서 강제 진동 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 디퍼렌셜 진동을 저감하기 위해서 기어 재질이나 기어 이의 형상을 변경하는 방법외에 구동 피니언축의 토크 변동을 줄이면 디퍼렌셜에 입력되는 토크 변동이 줄게되어 기어 맞물림 기진력이 감소하게 되므로 디퍼렌셜 진동 소음 저감을 위한 효과적인 방안이 될 수 있다.
- (2) 구동 피니언축의 토크 변동을 줄이는 방법은 추진축의 강성을 증가시키거나 구동 피니언축의 강성의 증가 그리고 추진축에 플렉시블 커플링을 적용하는 방법이 있으며 이 모두를 적용하면 좋은 효과를 기대할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) B.I.C.E.R.A., "A Handbook on Torsional Vibration," Cambridge University Press, pp. 247~290. 1958.
- (2) Andreas Laschet, "ARLA-SIMUL Quick User's Guide Version 6.70B," ARLA Maschinenteknik GmbH.
- (3) Andreas Laschet, "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery - Machine Vibration," Springer-Verlag London Limited, Vol. 1, No. 1, pp. 42~51. 1992.