

차동 기어의 진동 저감을 위한 동력 전달계 진동 해석

최은오*, 김희송**, 안병민***, 홍동표****

Vibrational analysis of driveline for reducing differential gear vibration

Eun-O Choi*, Hei-Song Kim**, Byoung-Min Ahn***, Dong-Pyo Hong****

Abstract

Eigenvalue analysis of vibration mode and an analysis by frequency response among the methods of predicting gear noise are related with transmitting sound of vibration. In this study we intended 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 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.

Keywords : Driveline(구동계), Torsional vibration(비틀림 진동), Engine excitation torque(엔진 가진 토크), Torque fluctuation(토크 변동)

1. 서 론

구동계 진동 소음의 경우 기어 물림에 의해 발생하는 기어 소음은 비교적 주파수가 높은 순음이기 때문에 귀에

거슬리는 이음이 될 수 있다. 이러한 기어 소음의 발생 요인은 가진원, 구동계 비틀림 진동, 차체로의 진동 전달, 방사계 등 여러 가지로 조합되어 있어서 기어 소음 저감을 위해서는 각각의 상세한 검토가 필요하다.

* 단국대학교 대학원 기계공학과
** 단국대학교 기계공학과
*** 전북대학교 대학원 정밀기계공학과
**** 전북대학교 정밀기계공학과

차동 기어 소음은 300~800Hz 정도의 주파수이고 음압의 크기가 낮다 하더라도 귀에 거슬리는 음이므로 문제가 되는 경우가 많고, 변속기 소음과는 달리 차량속도에 의존한다. 차동 기어 진동 소음은 기어의 맞물림이 가진원이 되며 케이스 본체로부터 차실 내로 음이 들어온다. 진동 전달계에 기어 소음과 같은 주파수의 공진계가 존재할 때, 차실 내에서의 기어 소음이 문제로 되는 경우가 많다. 이러한 기어 소음은 물론 기어 치의 형상이나 재질⁽¹⁾, 정밀도에 크게 관계되고 있지만 구동계의 비틀림 진동도 큰 관련이 있다.

Fox⁽²⁾는 구동계의 진동을 계측 방법과 계측 장비 및 분석 방법으로 연구하였으며, Lian⁽³⁾은 트럭 구동계에서 발생하는 추진축 2차 차수 가진에 의해 발생하는 소음에 대한 연구를, 그리고 Lu⁽⁴⁾는 구동계의 진동 문제점을 해결하기 위하여 구조 변경에 대한 연구를 수행하였다. 또한 Kataoka⁽⁵⁾,⁽⁶⁾는 기어의 공차를 고려한 변속기의 강제 비틀림 진동을 해석하였으며, Petri⁽⁷⁾는 엔진의 가진원들과 이로 인해 발생하는 현상들과 그 특성에 대해 설명하였다. Kubo⁽⁸⁾는 기어 구동 실험 장치를 제작하여 백래쉬(Backlash)가 존재할 때 기어의 동적 거동을 연구하였다.

기어 소음의 예측 기술을 분류하면, 첫째로 기어의 물림에 대해서는 물림 전달오차와 치의 접촉, 둘째로 진동 전달음에 대해서는 진동 모델을 이용한 고유치 해석과 주파수 응답, 셋째로 방사음과 투과음에 대해서는 경계 요소법에 의한 음장 해석 등이 있다.

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

후륜 구동 차량의 동력 전달 과정을 따라 엔진에서 타

이어에 이르기까지 구동계 전체를 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성으로 등가화 하였다. 각 요소의 질량 관성 모멘트와 비틀림 스프링 강성들은 단면 형상으로부터 계산할 수 있으나 크랭크축의 크랭크 암은 형상이 복잡하여 무게 중심과 질량을 구하는 것이 어려우므로 I-DEAS⁽⁹⁾,⁽¹⁰⁾를 이용한 해석적 방법으로 구하였다. 또한 기어 물림 시나 조인트(Joint)에서 백래쉬(Backlash)가 없는 선형으로 고려하였고, 기어(Geared system)에서 커플링 영향(Coupling effects)은 무시하였다.

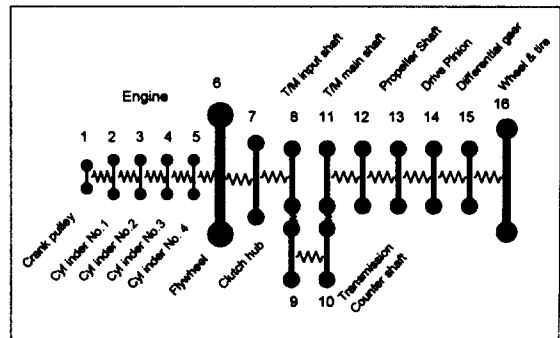


Fig. 1 Driveline simulation model

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

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{F\} \quad (1)$$

여기서 $\{\theta\}$ 는 회전각변위, $[J]$ 는 관성행렬, $[K]$ 는 강성행렬, $\{F\}$ 는 가진 벡터이다.

3. 구동계 비틀림 진동 해석

엔진 가지는 왕복 운동부 즉 피스톤, 커넥팅 로드 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.

크랭크축이 일정한 각속도 $\omega = 2\pi N/60$ 으로 회전하고 있다고 가정하고, 하나의 실린더의 상사점에서 가속도를 구함으로써 피스톤 왕복 운동에 관한 관성력을 구할

수 있다. 크랭크 각도를 θ ($\theta = \omega t$), 크랭크 반경을 R , 커넥팅 로드 길이를 L 이라 하고 상사점으로부터 측정한 피스톤의 변위를 y_p 라 하면, 변위 y_p 와 그의 속도, 가속도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} y_p &= R \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{R}{4L} (1 - \cos 2\theta) \right\} \\ v = \dot{y}_p &= \frac{dy_p}{dt} = R\omega \left(\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right) \\ a = \ddot{y}_p &= \frac{d^2 y_p}{dt^2} = R\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \end{aligned} \quad (2)$$

따라서 왕복 운동부의 질량을 m_{rec} 이라 하면 여기에 작용하는 관성력 P 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P &= -m_{rec} \times \ddot{y}_p \\ &= -m_{rec} R \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \end{aligned} \quad (3)$$

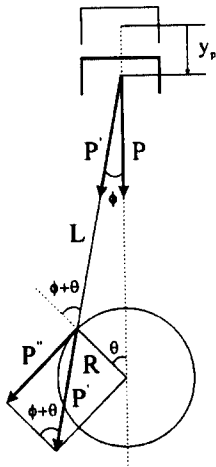


Fig. 2 Crank mechanism and tangential pressure diagram

Fig. 2에서 피스톤의 단면적을 A 라 하면, 크랭크 각에 따른 실린더 압력 $p(\theta)$ 선도로부터 가스 압력에 의한 이론적인 가진 토크를 구할 수 있다⁽¹¹⁾.

$$P = p(\theta) \cdot A, \quad P' = \frac{P}{\cos \phi}, \quad P'' = P' \sin(\theta + \phi) \quad (4)$$

$$T_{gas} = P''R = RAp(\theta) (\tan \phi \cos \theta + \sin \theta) \quad (5)$$

$$\therefore T_{gas} = RAp(\theta) \left[\sin \theta \left(1 + \frac{R}{L} \cos \theta \right) \right] \quad (6)$$

또한, Fig. 2에서 왕복 운동부 질량의 관성력을 P , 왕복 운동부의 질량을 m_{rec} 라하면

$$T_{rec} = rP = RP'' = RP(\tan \phi \cos \theta + \sin \theta) \quad (7)$$

$$P = -m_{rec} \times \ddot{y}_p$$

$$r = \tan \phi (R \cos \theta + L \cos \phi) \quad (8)$$

$$\cong \tan \phi \left[R \cos \theta + \left(L - \frac{R^2}{4L} \right) + \frac{R^2}{4L} \cos 2\theta \right]$$

$$\left\{ \tan \phi = \frac{R}{L} \sin \theta \left(1 + \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \theta + \frac{3R^4}{8L^4} \sin^4 \theta + \dots \right) \right\} \quad (9)$$

이므로 왕복 운동부 질량의 관성력에 의한 가진 토크는 다음 식과 같다.

$$T_{rec} = m_{rec} R^2 \omega^2 \left[\frac{R}{4L} \sin \theta - \frac{1}{2} \sin 2\theta - \frac{3R}{4L} \sin 3\theta \right] \quad (10)$$

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

실제 엔진으로부터 구하여진 $p(\theta)$ 로부터 계산하여 Fig. 3과 같은 엔진 가진 토크로 구동계를 가진하여 비틀림 강제 진동의 시뮬레이션을 수행하였다.

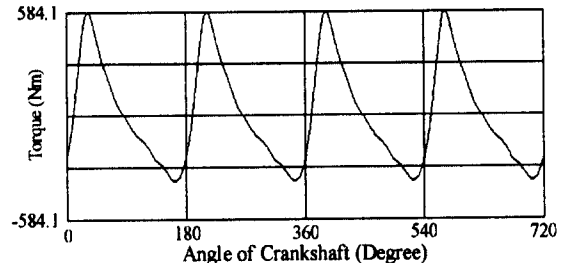


Fig. 3 Engine excitation torque

4. 결과 및 고찰

Fig. 1의 진동 모델의 비틀림 고유진동수는 비틀림 진동 해석전용 상용 프로그램인 독일 Maschinetechnik GmbH의 ARLA-SIMUL 6.70B⁽¹²⁾,⁽¹³⁾와 ARLA-SIMSTAT을 이용하여 계산하였다. 계의 모드별 고유진동수를 Table 1에 나타냈다.

Table 1 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. 4에 나타냈다.

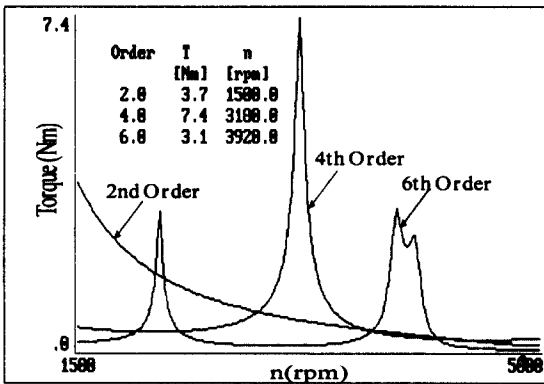


Fig. 4 Torque fluctuation of drive pinion shaft

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

4. 1 추진축 강성 변화의 영향

기어의 맞물림 오차의 결과로 생기는 가진력에 의해 추

진축을 중심으로 하는 굽힘 및 비틀림 진동이 생겨난다. 추진축을 중심으로 하는 진동은 현가계나 차체의 마운트를 경유해서 차체 판 진동이 되고 차동 기어 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. 5는 추진축의 강성을 증가시키고, Fig. 6은 강성을 줄여 강제 진동 해석을 수행하여 구동 피니언축에서의 토크 변동 성분을 차수별로 분석한 결과를 비교하여 나타냈다. 여기서 추진축

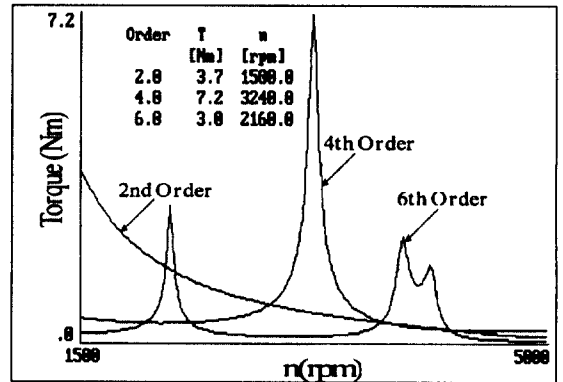


Fig. 5 Torque fluctuation of drive pinion shaft - increased in stiffness of propeller shaft

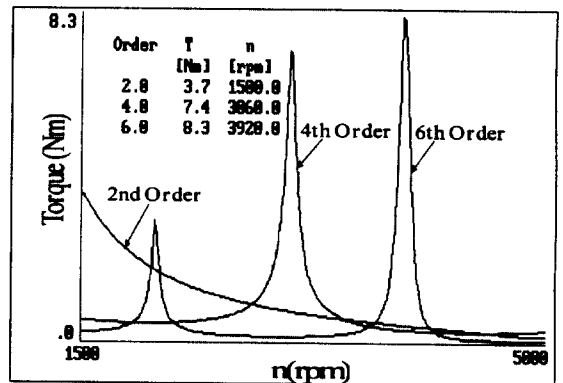


Fig. 6 Torque fluctuation of drive pinion shaft - decreased in stiffness of propeller shaft

의 외경은 중공 부분에 대한 것으로 기준은 강성의 $\pm 25\%$ 이다. 추진축의 강성을 높이기 위해 외경을 증가시키면 구동계 공진 주파수는 Fig. 4와 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 차동 기어 진동 소음 저감을 위한 방안으로 효과적이다.

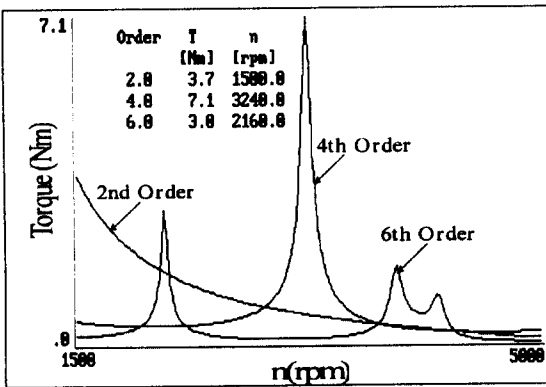


Fig. 7 Torque fluctuation of drive pinion shaft - increased in stiffness of pinion shaft

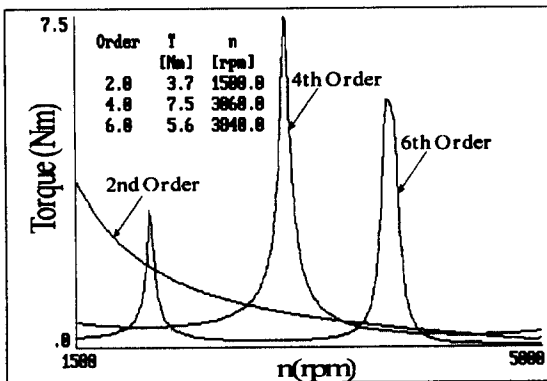


Fig. 8 Torque fluctuation of drive pinion shaft - decreased in stiffness of pinion shaft

4.2 피니언축 강성 변화의 영향

Fig. 7과 Fig. 8은 피니언축의 강성을 변화시켜 그때의 토크 변동을 예측한 결과이다. 여기서 강성을 증가시키면 피크 치는 고주파 대역으로 이동하고 그 크기는 감소함을 알 수 있고 강성을 감소시키면 반대의 현상이 나타난다. Fig. 8에서 강성을 감소시킨 경우 6차 가진 차수가 Fig. 4와 비교하여 현저히 증가함을 알 수 있다. 그러므로 피니언축의 강성을 증가시키는 것이 계의 공진을 피하고 토크 변동을 줄이는 방안임을 알 수 있다.

4.3 플렉시블 커플링의 적용

플렉시블 커플링은 두 축을 연결하고 토크를 전달하며 진동과 충격을 감쇠시킨다. 이 커플링은 회전 상태의 각진동 충격 하중을 흡수하고 비틀림 하중 하에서 토크를 전달한다. Fig. 9에서 플렉시블 커플링의 구조는 6개의 강재 부싱(Steel bushing)을 각각 2개씩 나일론실로 감아 코일형 패키지(Coil package)로 만든 다음, 고무로 성형하여 경화시킨 것이며, 윤활시킬 필요가 없는 건식 탄성 재이음으로 주로 진동과 소음을 감쇠시키는 기능을 한다.

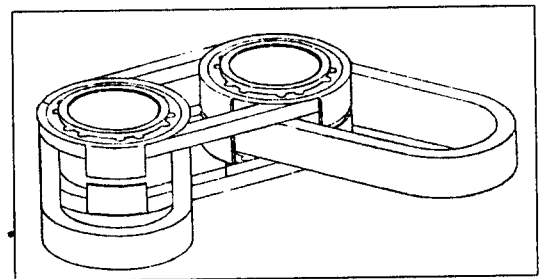


Fig. 9 Flexible coupling

이와 같은 플렉시블 커플링을 추진축 플랜지에 적용하면 고무 특성으로 인한 히스테리시스 토크로 인해 변동 성분을 흡수하게 된다. 또한 커플링의 두께 만큼 추진축의 중공 부분이 짧아지게 되어 관성은 줄고 강성이 증가하는 효과도 갖게 된다. Fig. 10에 플렉시블 커플링의 영향을 나타내었으며 Fig. 4와 비교하면 플렉시블 커플링에서 토크 변동이 흡수되어 피니언 기어의 토크 변동이 줄었음을 알 수 있다. 따라서 차동 기어의 진동 저감을 위해서는 기어의 재질 및 정밀도뿐만 아니라 구동 피니언 기어의 토

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

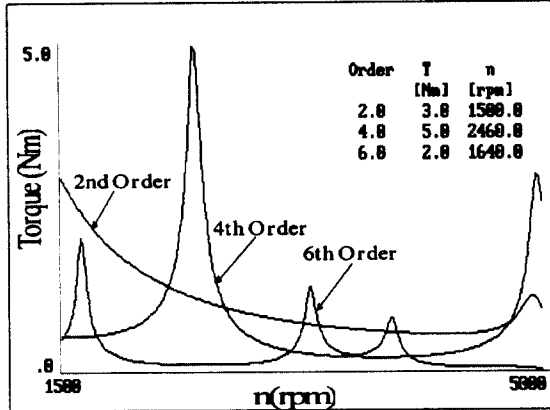


Fig. 10 Torque fluctuation of drive pinion shaft according to application of flexible coupling

5. 결 론

차량 구동계에 질량 관성 모멘트와 비틀림 스프링이 조합된 다자유도 해석 모델을 이용한 엔진 토크 가진 하에서 강제 진동 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 개발된 모델을 이용하여 구동계 비틀림 진동 특성을 예측할 수 있으므로 차동 기어 진동 저감을 위한 설계 인자의 변경 시 유용할 것으로 사료된다.
- (2) 추진축 강성을 증가시키면 공진 역은 고주파 대역으로 이동되어 동력 전달계의 공진을 회피할 수 있고 증가된 강성으로 인해 토크 변동이 줄어 차동 기어 진동 저감에 효과적이다.
- (3) 추진축에 플렉시블 커플링의 적용으로 고무 특성으로 인한 감쇠 효과로 토크 변동이 줄게 되고 이는 결과적으로 구동 피니언 축의 토크 변동을 줄게 한다.
- (4) 구동 피니언축의 강성을 증가시키면 공진 역을 고주파 대역으로 이동시키고 차동 기어에 입력되는 토크 변동을 줄이게 되어 차동 기어의 진동을 저감할 수 있다.

참 고 문 헌

1. 최은오, 김희송, "차동 기어의 재질별 진동·소음 특성에 관한 연구", 한국공작기계기술학회지, 제6권, 제2호, pp 67~75, 1997.
2. Fox, R. L., "Measurement and Analysis of Truck Powertrain Vibration," SAE 760844, 1976.
3. Lian, X. M., "Nonlinear Dynamic Analysis of Torque Vibration on the Drive Line of a Heavy Truck with FEM," FISITA 945030, 1994.
4. Lu, Z. H., Feng, H. L., "Theoretical Study of Structural Modification Control and Analytical Model Reduction of Torsional Vibration in FR-Type Automotive Power Drivetrain," FISITA 945083, 1994.
5. Kataoka, M. Ohno, S., Sugimoto, T., "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(1st Report: Experiment and Simulation)," Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 256, pp. 3491~3498, 1986.
6. Kataoka, M. Ohno, S., Sugimoto, T., "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(2nd Report: Analytical Solution)," Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 256, pp. 3822~3829, 1986.
7. Petri, H., Heldingsfeld, D., "The Hydraulic Torsion Damper-A New Concept for Vibration Damping in Powertrains," SAE 892477, 1989.
8. Kubo, A., Yamada, K., "Research on Ultra High Speed Gear Device," JSME, Vol. 38, pp. 2692~2715, 1972.
9. SDRC, Korea, "I-DEAS Course Guide, Exploring I-DEAS Design, Exploring I-DEAS Simulation"
10. 문홍준, "중공 크랭크축의 비틀림 진동 해석 및 측정", 석사학위 논문, 홍익대학교 대학원, 1996
11. B.I.C.E.R.A., "A Handbook on Torsional Vibration," Cambridge University Press, pp. 247~290, 1958.

12. Andreas Laschet, "ARLA-SIMUL Quick User's Guide Version 6.70B," ARLA Maschinenteknik GmbH.
13. Andreas Laschet, "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery - Machine Vibration," Springer-Verlag London Limited, Vol. 1, No. 1, pp. 42~51. 1992.