

# Universal Joint를 갖는 구동축 시스템의 비틀림 진동 감소를 위한 Damper의 적정설계에 관한 연구

박보용\*, 송창섭\*\*, 강효식\*\*\*

## A Study on Design of a Damper for Reducing Torsional Vibrations of a Driveline with Universal Joints

Bo Yong Park\*, Chang Seop Song\*\*, Hyo Sik Kang\*\*\*

### Abstract

A universal joint is a connecting device of two hinges which can transmit torque from one shaft to another at fixed or at varying angles of intersection.

It has been used properly not only as rotational but also as intermittent motion. For the particular kinematics condition of a universal joint, torsional and bending vibrations are produced excessively in an elastic driveline.

In this paper only the torsional vibration behavior of a driveline with universal joints is analyzed numerically with the discrete model and a design method of the dynamic vibration damper is proposed, in order to reduce torsional vibrations especially in resonance region as a result of parametric variation.

### 1. 서론

자동차의 구동축은 변화하는 구동 회전수에 의하여 진동상태가 야기되며, 소위 공진회전역이라 불리는 회전수영역에서는 비틀림 진동의 진폭이 매우 커져서 구동축 부분이 피로 파단되는 경우가 있다. 또한 엔진-트랜스미션계의 고유진동수가 구동축계의 고유진동수와 일치할 경우 심한 진동과 소음의 원인이 되며, 또한 전체시스템의 특성을 악화시킨다.<sup>(1-2)</sup>

그러므로, 구동축의 비틀림진동상태를 규명하고,

여러가지 시스템 파라미터에 따른 공진 주파수역을 설계시에 계산 예측하며<sup>(3-4)</sup>, 운전회전수역에서 구동축의 비틀림진동 진폭을 감소시키는 일은 구동축계의 설계상 중요한 과제중의 하나이다.<sup>(5)</sup>

따라서, 본 논문에서는 현재 구동축계에 많이 사용되고 있는 두개의 Universal joint (이하 UJ) 연결축의 동특성 및 비틀림 진동을 해석하고, 비틀림 진동을 감소하기 위해 수동형 Torsional vibration absorber/-damper (이하 TAD)를 갖는 구동축 비틀림 진동시스템을 모델화한 후에 그의 운동방정식을

\* 인천대학교 공과대학 기계공학과

\*\* 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

\*\*\* 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

유도한 후, 수치적방법으로 진동시스템 파라미터가 구동축 공진 주파수역에서 구동축 비틀림각 진동진폭에 미치는 영향을 해석하여 구동축 비틀림진동 감소방안에 대한 구체적인 설계안을 제시하고자 한다.

## 2. 구동축 비틀림 진동의 이론해석

### 2.1 Universal Joint 연결축의 기구학적 특성

Universal Joint 구동은 그림1에서와 같이 UJ의 구동 및 피동 관계를 구동축과 피동축이 이루는 면과 구동회전각  $\phi_{11}$ 과 이루는 회전초기 위상을 기준으로  $0^\circ$ -위상차 UJ구동 (Fig. 1의 윗그림)과  $90^\circ$ -위상차 UJ구동 (Fig. 1의 아랫그림)으로 구분할 수 있다.

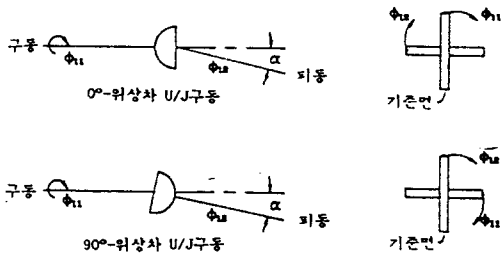


Fig. 1 Arrangement of universal joint.

$0^\circ$ -위상차 UJ구동시 회전각, 회전각속도, 회전각가속도 관계는 다음과 같이 유도된다:

$$\tan\phi_{12} = \frac{1}{\cos \alpha} \tan \phi_{11} \quad (1)$$

$$\dot{\phi}_{12} = \frac{\dot{\phi}_{11} \cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \phi_{11}} \quad (2)$$

$$\ddot{\phi}_{12} = \frac{\cos \alpha [\ddot{\phi}_{11} (1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \phi_{11}) + \dot{\phi}_{11}^2 \sin^2 \phi_{11}]}{(1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \phi_{11})^2} \quad (3)$$

정속회전  $\Omega$ 의 구동인 경우 식 (1), (2), (3)을 Fourier 급수전개한 후, 교각 (Joint angle)  $\alpha$ 가  $\langle 20^\circ$ 인 경우 일차 근사를 각각에 대하여 취하면, 다음과 같이 표시할 수 있다:

$$\phi_{12} = \phi_{11} + \varepsilon \sin 2\phi_{11} \quad (5)$$

$$\dot{\phi}_{12} = \Omega(1 + 2\varepsilon \cos 2\phi_{11}) \quad (6)$$

$$\ddot{\phi}_{12} = -4\Omega^2 \varepsilon \sin 2\phi_{11} \quad (7)$$

$$\text{여기서, } \varepsilon = \tan^2 \frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha^2}{4} \quad (8)$$

위 식에서 알 수 있는 바와 같이 교각  $\alpha$ 를 갖는 UJ연결구동축의 경우, 정속회전  $\Omega$ 에 대해서는, 예로서 피동회전각  $\phi_{12}$ 는  $\phi_{12} = \phi_{11} + f(2\Omega t)$ 로 비정속회전이 발생하며  $2\Omega$ 의 원진동수를 갖고 진동함을 보여준다.

### 2.2 구동축 비틀림 시스템의 모델화

문헌조사를 통하여<sup>[6-7]</sup>, 첫째로는 kinematic, kinetic, elastic 고찰이 용이하고, 둘째로는 자유도수가 적어 계산상 신속하여, 셋째로는 TAD의 효과를 검토하기에 용이하여 구동축계를 다음과 같이 5-Masses-Torsional System으로 모델화하였다.

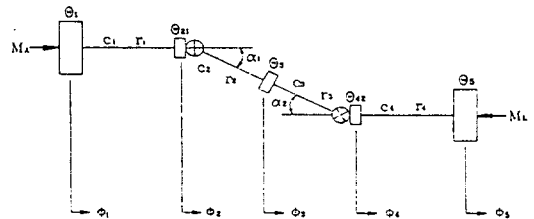


Fig. 2 Modeling of a driveline

이 시스템은 질량관성모우먼트  $\theta_1, \theta_{21}, \theta_3, \theta_{42}$ 와  $\theta_5$ 를 갖고, 비틀림강성,  $c_1, c_2, c_3$ 와  $c_4$  및 속도비례 상대댐핑계수  $r_1, r_2, r_3$ 와  $r_4$ 를 갖는 비틀림 진동계로 이루어져 있다. 또한 이 시스템은 2개의 UJ로 이루어졌으며, 각각의 교각은  $\alpha_1, \alpha_2$ 로 기술되었다. 그리고 본 논문에서는 비틀림 진동거동을 해석적, 수치적으

로 고찰하기 위하여, 다음과 같은 시스템의 단순화 가정을 도입하였다 :

- 1) Backlash를 무시.
- 2) 구동축은 동일 평면에 설치.
- 3) 교각  $\alpha_1 = \alpha_2$ .

### 2.3 구동축 비틀림진동의 운동방정식

각 shaft에서의 비틀림을 다음과 같이 정의하고,

$$\begin{aligned} \Psi_1 &= \phi_1 - \phi_{21} \\ \Psi_2 &= \phi_{22} - \phi_3 \\ \Psi_3 &= \phi_3 - \phi_{41} \\ \Psi_4 &= \phi_4 - \phi_5, \end{aligned}$$

그림3의 각각의 질량관성모우멘트에 대해서 모우멘트 평형조건을 고려하면,

$$\begin{aligned} \theta_1 \ddot{\phi}_1 &= M_A - M_{C1} \\ \theta_{21} \ddot{\phi}_{21} &= M_{C1} - M_{G2} \\ \theta_3 \ddot{\phi}_3 &= M_{C2} - M_{C3} \\ \theta_{42} \ddot{\phi}_{42} &= M_{G4} - M_{C4} \\ \theta_5 \ddot{\phi}_5 &= M_{C4} - M, \end{aligned}$$

을 얻을 수 있다.

또한 댐핑을 갖는 비틀림탄성축에 대해서는,

$$\begin{aligned} M_{C1} &= C_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{21}) + r_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{21}) = C_1 \dot{\Psi}_1 + r_1 \dot{\Psi}_1 \\ M_{C2} &= C_2 (\dot{\phi}_{22} - \dot{\phi}_3) + r_2 (\dot{\phi}_{22} - \dot{\phi}_3) = C_2 \dot{\Psi}_2 + r_2 \dot{\Psi}_2 \\ M_{C3} &= C_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_{41}) + r_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_{41}) = C_3 \dot{\Psi}_3 + r_3 \dot{\Psi}_3 \\ M_{C4} &= C_4 (\dot{\phi}_{42} - \dot{\phi}_5) + r_4 (\dot{\phi}_{42} - \dot{\phi}_5) = C_4 \dot{\Psi}_4 + r_4 \dot{\Psi}_4 \end{aligned}$$

과 같은 관계가 성립한다.

UJ연결점 각각에 대해서 회전각의 전달관계를 구해보면 다음과 같다 :

$$\begin{aligned} \phi_{22} &= \phi_{21} + \varepsilon \sin 2\phi_{21} \\ \phi_{42} &= \phi_{41} - \varepsilon \sin 2\phi_{41} \end{aligned}$$

여기서,  $\varepsilon_i = \tan^2(\alpha_i/2)$ ,  $i=1, 2$ .

UJ를 통하여 전달되는 시간당 Work평균조건 (그림 3)은,

$$\begin{aligned} M_{C2} \dot{\phi}_{21} &= M_{C2} \dot{\phi}_{22} \\ M_{C4} \dot{\phi}_{42} &= M_{C3} \dot{\phi}_{41}, \end{aligned}$$

에서 UJ 연결축간의 모우멘트 관계식을 구하면 다음과 같다 :

$$\begin{aligned} M_{C2} &= M_{r2} (1 + 2\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) \\ M_{C4} &= M_{r3} (1 + 2\varepsilon_2 \cos 2\phi_{41}). \end{aligned}$$

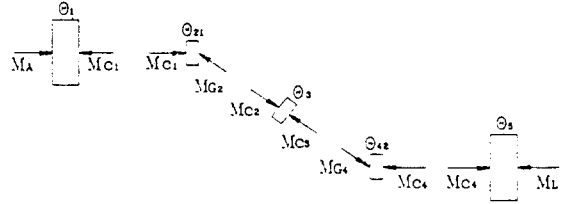


Fig. 3 Free body diagram of a driveline

따라서 이 시스템의 운동방정식계는, 실제상 미소한 항  $r_i \varepsilon_j \approx 0$  ( $i=1, 2, 3, 4; j=1, 2$ )을 고려하면, 다음과 같이 유도된다 :

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{M_A}{\theta_1} - \psi_1 \frac{C_1}{\theta_1} - \dot{\psi}_1 \frac{r_1}{\theta_1} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_1 &= \frac{M_A}{\theta_1} - \psi_1 \left( \frac{C_1}{\theta_1} + \frac{C_1}{\theta_{21}} \right) \\ &\quad - \dot{\psi}_1 \left( \frac{r_1}{\theta_1} + \frac{r_1}{\theta_{21}} \right) + \psi_2 \frac{C_2}{\theta_{21}} \\ &\quad + 2\varepsilon_1 C \cos 2\phi_{21} + \dot{\psi}_2 \frac{r_2}{\theta_{21}} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_2 &= \psi_1 \frac{C_1}{\theta_{21}} (1 + 2\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) \\ &\quad + \dot{\psi}_1 \frac{r_1}{\theta_{21}} - \psi_2 \left[ \frac{C_2}{\theta_{21}} (1 + 4\varepsilon_1 C \cos 2\phi_{21}) + \frac{C_2}{\theta_3} \right] \\ &\quad - \dot{\psi}_2 \left( \frac{r_2}{\theta_{21}} + \frac{r_2}{\theta_3} \right) + \psi_3 \frac{C_3}{\theta_3} + \dot{\psi}_3 \frac{r_3}{\theta_3} \\ &\quad - 4\varepsilon_1 \phi_{21}^2 \sin 2\phi_{21} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\ddot{\psi}_3 = \psi_2 \frac{C_2}{\theta_3} + \dot{\psi}_2 \frac{r_2}{\theta_3} - \psi_3 \left[ \frac{C_3}{\theta_{42}} (1$$

$$\begin{aligned}
 & + 4 \varepsilon_2 c \cos 2\phi_{41} + \frac{c_3}{\theta_3} \Big] \\
 & - \psi_3 \cdot \left( \frac{r_3}{\theta_3} + \frac{r_3}{\theta_{42}} \right) + \psi_4 \frac{c_4}{\theta_{42}} \quad (1) \\
 & + 2 \varepsilon_2 \cdot c \cos 2\phi_{41} + \psi_1 \frac{r_4}{\theta_{42}} \\
 & + 4 \varepsilon_2 \dot{\phi}_{41}^2 \sin 2\phi_{41} \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{\psi}_4 = & \frac{M_L}{\theta_5} + \psi_3 \frac{c_3}{\theta_{42}} (1 + 2 \varepsilon_2 c \cos 2\phi_{41}) \\
 & + \dot{\psi}_3 \frac{r_3}{\theta_{42}} - \psi_4 \left( \frac{c_4}{\theta_{42}} + \frac{c_4}{\theta_5} \right) \\
 & - \dot{\psi}_4 \left( \frac{r_4}{\theta_{42}} + \frac{r_4}{\theta_5} \right) \quad (13)
 \end{aligned}$$

위의 식에서 알 수 있듯이 결과적으로 운동방정식은 시간에 대해 주기적 계수를 갖는 비선형, 비제차, 2계 상미분방정식이다<sup>18)</sup>.

### 2.4 구동축계의 동적 특성

앞에서 유도된 운동방정식의 수치적 해의 시간 및 주파수 도면에서의 동적거동과 시스템 파라미터 값들의 변화에 따른 구동축 시스템의 특성을 알아보기 위하여, 계산정도 및 계산시간을 고려 Runge-Kutta 4'th order 수치적분법을 채택하였다.

그리고 계산상 필요한 구동축의 시스템 파라미터들은 다음과 같이 조정하였다<sup>16-7)</sup>:

$$\begin{aligned}
 \text{질량관성 모우멘트 : } & \theta_1 = \theta_5 = 0.5 \text{ kg m}^2 \\
 & \theta_{21} = \theta_{42} = 0.02 \text{ kg m}^2 \\
 & \theta_3 = 0.02 \text{ kg m}^2
 \end{aligned}$$

$$\text{비틀림 강성 : } c_i = 10^4 \text{ N m rad}^{-1}, \quad i=1, \dots, 4$$

$$\text{댐핑 factor : } \zeta_i = 0.01, \quad i=1, \dots, 4$$

$$\text{교각 : } \alpha_1 = \alpha_2 = 10^\circ$$

구동축 비틀림 시스템을 단순 비틀림 시스템으로 가정하여 (즉,  $\alpha_i = 0^\circ; i=1, 2$ ) 고유원진동수  $\omega_i$ 를 구해보면 다음과 같다:

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= 99.5 \text{ rad/sec (950rpm)} \\
 \omega_2 &= 556.7 \text{ rad/sec (5316rpm)} \\
 \omega_3 &= 1005.0 \text{ rad/sec (9597rpm)} \\
 \omega_4 &= 1307.7 \text{ rad/sec (12487rpm)}.
 \end{aligned}$$

UJ를 갖는 비틀림 진동시스템의 진동상태는 UJ의 기구학적 특성으로 인하여, 구동회전수의 2배인 회전수  $2\Omega$ 를 갖는 여기에 의하여 비틀림진동이 발생된다.

따라서 UJ연결축을 UJ가 없고 댐핑이 없다고 가정된 선형 평탄축의 비틀림 고유원진동수를  $\omega_i$ 로부터, 주공진은 구동회전수가  $\omega_i/2$ 에서 발생된다.

정속구동이며, Homokinematic 조건이 성립되는 상기 구동축시스템의 비틀림각 진동진폭, 예로서  $\psi_4$ 의 크기가,  $\omega_1$ 을 고려한  $\omega_1/2$ 의 제1차 주공진 주파수에서,  $\omega_2$ 를 고려한  $\omega_2/2$ 의 제2차 주공진 주파수에서 보다 뚜렷이 작기 때문에, 제2차 주공진역에서 구동축의 비틀림 진동거동을 고찰하였다.

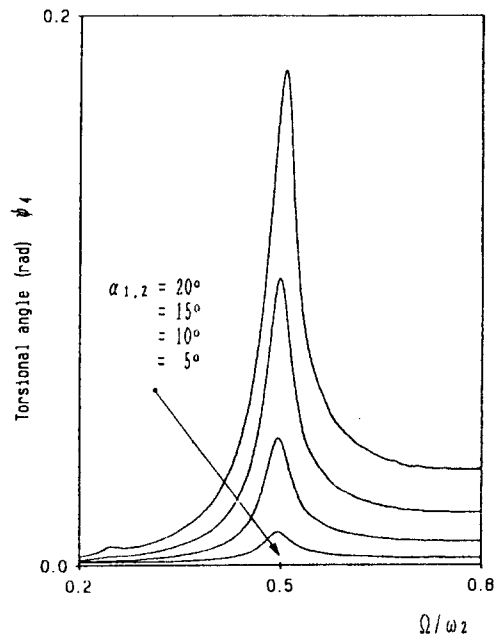


Fig. 4 Torsional amplitude due to variation of joint angle  $\alpha_i$

그림4는 시스템 파라미터 중  $\alpha$ 의 변화에 따른 비틀림각의 변화를 나타낸 것으로서  $\alpha$ 가 커짐에 따른 비틀림각이 현저히 커짐을 알 수 있다.

UJ를 갖는 구동축의 비틀림 진동진폭은 식 (8)에서 알 수 있듯이  $\alpha_i^2/4$ 에 비례, 즉 교각  $\alpha_i$ 의 자승에 비례한다. 따라서,  $\alpha_i$ 를 반감시키면 그 진동진폭은 원래의 진동진폭의 약 1/4에 해당한다.

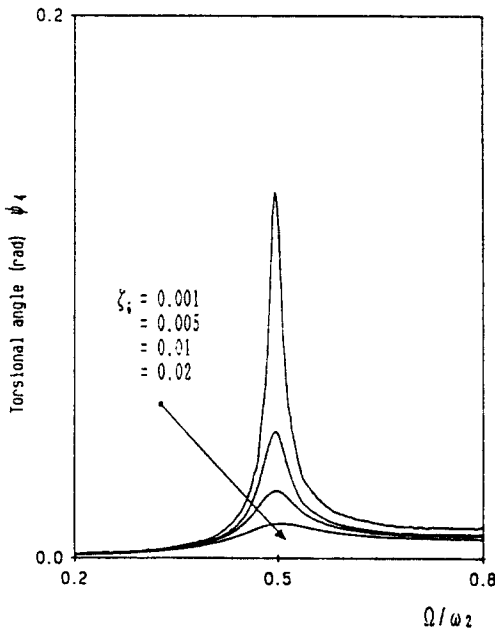


Fig. 5 Torsional amplitude due to variation of damping factor  $\zeta_i$ .

그림 5로부터 댐핑계수의 증가가 비틀림각의 감소에 커다란 영향을 미침을 알 수 있다. 구동축에 댐핑을 증가시키는 방법에는 상대댐핑의 증가, 절대 댐핑의 증가 그리고 축에 TAD를 설치하는 방법등이 있다. 그러나 축간의 상대댐핑의 증가는 축간의 상대비틀림진동 속도진폭이 비교적 작기 때문에 비효율적이며, 절대 댐핑의 증가에는 구동축 토크에 상당한 손실을 가져오므로, 구동축계에 TAD를 설치하는 것이 여러면에서 효과적이다.<sup>(9-11)</sup>

### 3. 댐퍼 설계

#### 3.1 구동축 비틀림 진동 감소 방안

구동축계의 비틀림진동이 제시된 기준, -예로서 비틀림각 진동진폭이 0.2~0.5° 이하-을 초과시, 이 비틀림 진동을 감소시키거나 일정 수준에 머물도록 하는 설계 조치에는,

첫째, 구동축에 가해지는 외부여기의 크기를 줄이는 방법,

둘째, 구동축 시스템의 시스템 파라미터를 조정하여 위험한 공진 회전역을 운전회전역외로 이동시키는 방법과,

셋째, 기준 구동축 시스템에 부수적인 장치-예로서 Torsional vibration absorber/damper (TAD)-의 장착방법이 있다.

셋째의 방법은 첫째, 둘째의 방법에 비하여 경제적이고 기술적으로 훨씬 용이하여 현재 가장 많이 쓰이고 있는 방법이다.

TAD의 종류에는 마찰-, 비스코스-와 고무-TAD 등이 있는데 본 논문에서는 비틀림진동을 줄이기 위하여 일반적으로 많이 사용하는 고무 TAD를 대상으로 하였다.

또한 전산해석을 기초로하여, 문제가 되는 공진주파수를 예측하고, TAD의 Inertia ring  $\theta_a$ , Spring 상수  $c_a$ 와 Damping factor  $\zeta_a$  및 부착위치의 결정이 가능하다.

#### 3.2 TAD를 설치한 구동축계의 운동방정식

TAD의 이상적인 부착위치는 비틀림진동계의 antinode 중 최고각속도나 최고각변위를 갖는 점이다. 이 점에서는 TAD는 가장 효과적으로 작용한다. 만약, 주어진 최적위치에 TAD를 장착시키는 일이 설계/제작상 용이하지 않을 때는 TAD를 가능한 한 nodal점으로부터 멀리 떨어진 곳에 위치시킨다. 왜냐하면 nodal점에서는 TAD가 효과가 없기 때문이다.<sup>(12)</sup>

Nodal점 및 antinode 상태를 알아보기 위해서 본 구동시스템을 단순 free-free torsional system으로

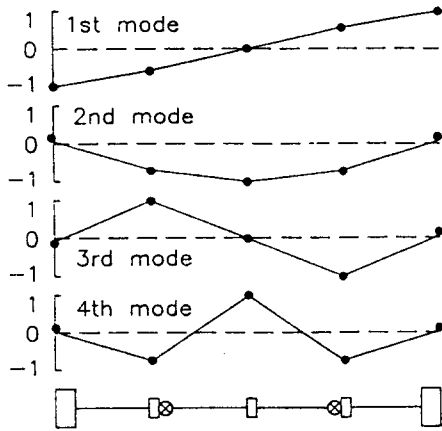


Fig. 6 Mode shape of the torsional system for the driveline

가정하여 mode shape를 구해보면 그림6과 같이 나타낼 수 있다.

앞에서 구한 mode shape 결과와 설계/설치 문제점을 고려하여, 본 논문에서는 TAD를 그림7과 같이 slip yoke 상에 설치하였다.<sup>[5]</sup>

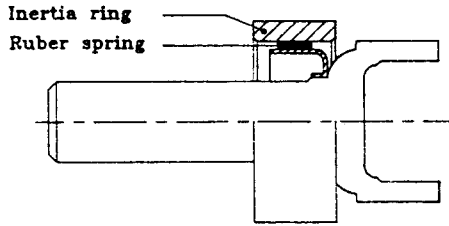


Fig. 7 Attachment position of an actual TAD

TAD를 장착한 구동축의 비틀림진동 시스템을 그림8과 같이 모델링한 후 운동방정식을 유도하였다:

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{M_A}{\theta_1} - \psi_1 \frac{c_1}{\theta_1} - \dot{\psi}_1 \frac{r_1}{\theta_1} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_1 = & \frac{M_A}{\theta_1} - \psi_1 \left( \frac{c_1}{\theta_1} + \frac{c_1}{\theta_{21}} \right) - \dot{\psi}_1 \left( \frac{r_1}{\theta_1} \right. \\ & \left. + \frac{r_1}{\theta_{21}} \right) + \psi_2 \frac{c_2}{\theta_{21}} (1 + 2\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) \\ & + \psi_2 \frac{r_2}{\theta_{21}} + \psi_d \frac{c_d}{\theta_{21}} + \dot{\psi}_d \frac{r_d}{\theta_{21}} \quad (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_2 = & \psi_1 \frac{c_1}{\theta_{21}} (1 + 2\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) \\ & + \dot{\psi}_1 \frac{r_1}{\theta_{21}} - \psi_2 \left[ \frac{c_2}{\theta_{21}} (1 \right. \\ & \left. + 4\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) + \frac{c_2}{\theta_3} \right] - \psi_2 \left( \frac{r_2}{\theta_{21}} \right. \\ & \left. + \frac{r_2}{\theta_3} \right) + \psi_3 \frac{c_3}{\theta_3} + \dot{\psi}_3 \frac{r_3}{\theta_3} \\ & - 4\varepsilon_1 \phi_{21}^2 \sin 2\phi_{21} - \psi_d \frac{c_d}{\theta_{21}} (1 \\ & + 2\varepsilon_1 \cos 2\phi_{21}) - \dot{\psi}_d \frac{r_d}{\theta_{21}} \quad (16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_3 = & \psi_2 \frac{c_2}{\theta_3} + \dot{\psi}_2 \frac{r_2}{\theta_3} - \psi_3 \left[ \frac{c_3}{\theta_{42}} (1 \right. \\ & \left. + 4\varepsilon_2 \cos 2\phi_{41}) + \frac{c_3}{\theta_3} \right] - \dot{\psi}_3 \left( \frac{r_3}{\theta_3} \right. \\ & \left. + \frac{r_3}{\theta_{42}} \right) + \psi_4 \frac{c_4}{\theta_{42}} (1 \\ & + 2\varepsilon_2 \cos 2\phi_{41}) + \dot{\psi}_4 \frac{r_4}{\theta_{42}} \\ & + 4\varepsilon_2 \phi_{41}^2 \sin 2\phi_{41} \quad (17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_4 = & \frac{M_L}{\theta_5} + \psi_3 \frac{c_3}{\theta_{42}} (1 + 2\varepsilon_2 \cos 2\phi_{41}) \\ & + \dot{\psi}_3 \frac{r_3}{\theta_{42}} - \psi_4 \left( \frac{c_4}{\theta_{42}} + \frac{c_4}{\theta_5} \right) \\ & - \dot{\psi}_4 \left( \frac{r_4}{\theta_{42}} + \frac{r_4}{\theta_5} \right) \quad (18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_d = & \psi_1 \frac{c_1}{\theta_{21}} + \dot{\psi}_1 \frac{r_1}{\theta_{21}} - \psi_2 \frac{c_2}{\theta_{21}} \\ & (1 + 2\varepsilon_2 \cos 2\phi_{21}) - \dot{\psi}_2 \frac{r_2}{\theta_{21}} \\ & - \psi_d \left( \frac{c_d}{\theta_{21}} + \frac{c_d}{\theta_d} \right) - \dot{\psi}_d \left( \frac{r_d}{\theta_{21}} \right. \\ & \left. + \frac{r_d}{\theta_d} \right) \quad (19) \end{aligned}$$

여기서, 비틀림각  $\psi_d = \phi_{21} - \phi_d$   
 $\phi_d = \text{TAD의 회전각.}$

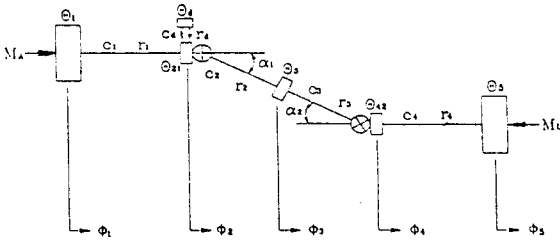


Fig. 8 Modeling of driveline with a TAD

다음으로 문제가 되는 것은 TAD를 설계할 때에 각 모드에 따른 시스템의 등가질량을 구하는 것이다. 이 등가질량은 TAD의 질량관성모우멘트의 선정시 그 기준치가 된다.

본 논문에서는 UJ가 없는 구동축의 고유백터를 구하고, 관심이 되는 차수의 고유백터. 여기서는 2차에서 TAD 부착위치의 고유백터값을 1로 하는 정규화를 취하여 만든 모드 매트릭스를 이용해 등가질량  $\theta_{e2}$ 를 구하였다.<sup>[13]</sup>

#### 4. 컴퓨터 시뮬레이션

##### 4.1 시뮬레이션의 TAD 파라미터의 선정

앞에서 언급했듯이 TAD설계시 실제로 중요한 제한요소중의 하나가 설치장소이다.

실제 TAD설계시에는 설치장소를 고려하여 TAD의 운전회전수역과,  $\theta_a$ ,  $c_a$ , 및  $\zeta_a$ 의 제작상한계를 정하여, 최적화 전산법을 이용하거나, 실용상 편리하나 비교적 장기 전산계산시간이 필요한 반복계산을 수행하여 TAD의 진동파라미터들을 선정한다.

일반적으로 구동축계의 비틀림진동을 감소시키기 위하여 사용되는 TAD의  $\theta_a$ 는 0.003-0.014kg m<sup>2</sup>이다.<sup>[12]</sup> 또한  $\zeta_a$ 의 범위는 0.05-0.15이다.<sup>[15]</sup> 본 논문에서 사용된 시스템 파라미터를 갖는 구동축의 경우 제2차 모드에 대한 등가질량은 0.086kg m<sup>2</sup>이었다.

따라서 Inertia ratio  $\mu (= \theta_d / \theta_{e2})$ 의 범위를 0.035 ≤  $\mu$  ≤ 0.16로 하고, Damping factor  $\zeta_a (= r_a / 2(\theta_a \cdot \omega_a))$ 를 0.15로 하는 것이 TAD설계/제작상 타당하나, 본 논문에서는 TAD의 설계파라미터,  $\mu$ ,

$f (= \omega_a / \omega_2)$  및  $\zeta_a$  등이 구동축 비틀림 진동에 미치는 효과를 알아보기 위하여 다음과 같이 그 범위를 정하여 simulation을 하였다 :

- Inertia ratio  $\mu$  : 0.025 ≤  $\mu$  ≤ 0.5
- Tuning ratio  $f$  : 0.6 ≤  $f$  ≤ 1.2
- Damping Factor  $\zeta_a$  : 0.05 ≤  $\zeta_a$  ≤ 0.4.

##### 4.2 시뮬레이션 결과

구동축 비틀림 시스템에서 비틀림각의 감소를 위해 수동형 TAD를 부착시키고, 회전속도-모우멘트 특성을 선형으로 단순화시켜 가해진 구동모우멘트의 여기에 TAD파라미터들을 바꾸어가며 컴퓨터 시뮬레이션을 한 결과는 다음과 같다 :

그림9는  $f=1.0$ ,  $\zeta_a=0.15$ 로 하고 Inertia ratio  $\mu$ 를 변화시켰을 때의 비틀림각의 변화를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이  $\mu=0.1$ 일때 비틀림 각의 진폭이 다른  $\mu$ 의 값의 경우와 비교하여 작은 진폭을 보인다. 한편,  $\mu > 0.1$ 인 경우에는 특히 두개의 공진상태의 비틀림각 진폭중, 저주파쪽의 진폭은 감소되나, 고주파쪽의 진폭이 증가됨을 알 수 있다.

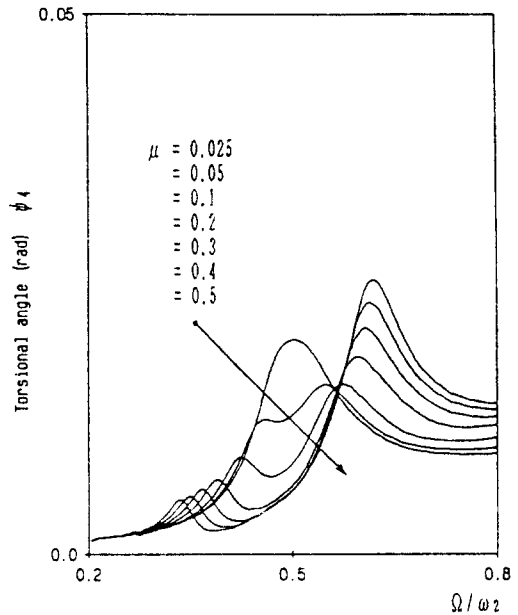


Fig. 9 Torsional amplitude due to variation of inertia ratio  $\mu$

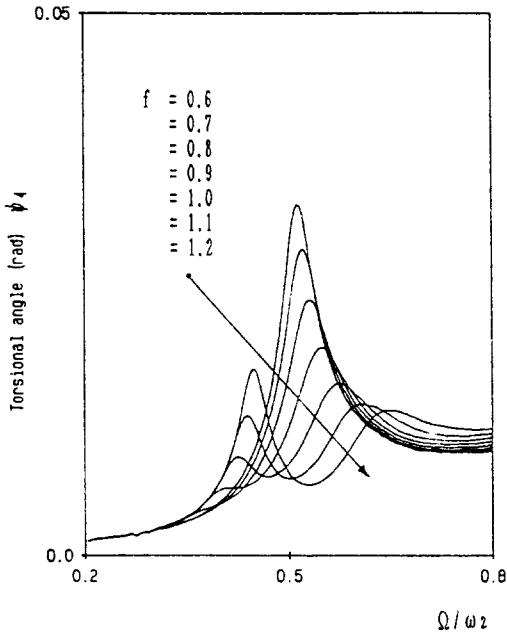


Fig. 10 Torsional amplitude due to variation of tuning ratio  $f$

그림10은  $\mu=0.1$ ,  $\zeta_d=0.5$ 로 하고 Tuning ratio  $f$ 를 변화시켰을 때의 비틀림각의 변화를 나타내는데,  $f=1.0$ 으로 동조시켰을 때는 다른 경우보다 공진상의 진폭크기가 양호함을 보인다.

한편,  $f$ 가 커질수록, 주공진상의 진폭이 감소하며, 주공진 좌측상에 점차로 공진상의 진폭이 형성됨을 알 수 있다.

그림10은  $\mu=0.1$ ,  $f=1.0$ 으로 하고 Damping factor  $\zeta_d$ 를 변화시켰을 때의 비틀림각을 나타내는데,  $\zeta_d$ 의 증가는 공진상의 진폭을 감소시킴을 알 수 있다.

본 논문에서 선정된 시스템 파라미터를 갖는 구동축의 경우 비틀림각을 감소시키기 위한, TAD의 파라미터들은 Inertia ratio  $\mu=0.1$ , Tuning ratio  $f=1.0$ , Damping factor  $\zeta_d=0.3$ 의 관계로서, 이들 값으로부터 TAD의 적정파라미터  $\theta_d$ ,  $c_d$ 와  $r_d$ 를 결정할 수 있으나, 실제로는 TAD- 특히 고무-TAD-의 설계 및 제작의 기술적 현실화를 고려, 최종적으로  $\theta_d$ ,  $c_d$ 와  $r_d$ 의 값을 최적화하는 것이 일반적인 순서이다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 Universal joint를 갖는 비틀림 진동시스템을 5자유도계로 모델링하여, 운동방정식을 유도한 후, 이론해석과 전산 시뮬레이션을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다 :

1) 구동축계의 비틀림 진동거동을 고찰할 수 있었고, 특히 Universal joint를 갖는 구동축계의 강제 비틀림진동이, 선형 평탄축으로 가정한 구동축의 고유진동수의 1/2에 해당하는 회전수에서, 뚜렷히 증가하여 구동축계의 진동 및 소음상태에 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.

2) 구동축 시스템 파라미터중, 특히 교각  $\alpha$ 와 댐핑이 구동축의 비틀림 진동진폭에 크게 영향을 미침을 알 수 있었다.

3) 구동축계의 비틀림진동을 감소시키기 위한 Torsional vibration absorber/-damper (TAD)의 진동파라미터와 장착위치등을 선정하기 위한 방법이 제시되었다.

## 참 고 문 헌

- (1) Mazziotti, P. J., "Dynamic characteristics of truck driveline system", SAE 650189.
- (2) Joyner, R. G., "The truck driveline as a source of vibration", SAE 760843.
- (3) Porter, B., "A theoretical analysis of the torsional oscillation of a system incorporating a Hooke's Joint", J. Mechanical Engineering Science, pp. 324-329, 1960.
- (4) Zahradka, J., "Nonlinear oscillation in a two-degree-of-freedom mechanism caused by two Hooke's joints", Proc. 4th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, England, Bd. 4, pp. 821-824, 1975.
- (5) SAE, "Universal joint and driveshaft



- design manual", Advances in Engineering, Series No. 7, 1979.
- [6] Günther, B., "Möglichkeiten zur Reduzierung der Drehschwingungen in praxisrelevanten Antriebssträngen mit Kreuzgelenkgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Spieles", Diss. TU Berlin 1982.
- [7] Schnauder, V., "Drehschwingungen in Wellensträngen mit Kardangelenkgetrieben", TUB-Dokumentation Weiterbildung Heft 6, Berlin, pp. 135-153, 1982.
- [8] Zahradka, J., "Torsional vibrations of a non-linear driving system with cardan shafts" J. Sound and Vibration Bd. 26, No. 4, pp. 533-550, 1973.
- [9] Ormondroyd, J. & Den Hartog, J. P., "The theory of the dynamic vibration absorber", Transactions of the ASME, 50, APM-50-7, pp. 9-22, 1928.
- [10] Rao, S. S., "Mechanical Vibration", (김광식역), 보성문화사, 1987.
- [11] 박보용, "Cardan joint를 갖는 축의 비틀진동 소고", 인천대학교 논문집 제15집, pp. 225-241, 1991.
- [12] Eberweier, J. & Eberhard, G., "Torsional vibration absorbers for passenger car drive lines", SAE 905066.
- [13] Seto, K et al, "Vibration control of multi-degree-of freedom systems by dynamic absorbers", JSME, 1983.

- 알 림 -

1991년 9월호(제8권 3호)에 게재된 논문(선삭가공에 있어서 채터진동의 인프로세스 검출에 관한 연구(I): 논문저자-구연옥, 정의식, 남궁석)은 1990년도 문교부지원 한국 학술진흥재단의 지방대 육성학술 연구조성비에 의하여 연구되었음을 알립니다.