

# 탄성커플링을 갖는 엔진축계의 비틀림진동에 관한 연구

박 희 주<sup>1)</sup>, 金 義 珩<sup>2)</sup>

## (A Study on the Torsional Vibration of the Engine Shafting System with Elastic Coupling)

Heui-Joo Park , Ue-Kan Kim

### ABSTRACT

Shaft systems with reduction-gears are frequently equipped with highly flexible couplings to reduce their chattering phenomena. But the elastic coupling has some non linear characteristics depending on the torque transfered and the surrounding temperature.

In this study, dynamic characteristics of flexible couplings are investigated and clarified their influences upon various vibratory conditions of propulsion systems. The calculating program of torsional vibration for propulsion system with highly elastic coupling is developed also, and its calculated results are compared with ones of existing linear calculating method and its reliability is confirmed. For the analyzing of forced, damped torsional vibration of propulsion systems with highly elastic couplings, the transfer matrix method is chosen and it gives some satisfied results.

### 1. 서 론

치차구동장치를 갖는 엔진축계에서는 치차의 채터링으로 인한 이상마멸 및 파손을 방지하기 위하여 고성능의 탄성커플링을 사용하고 있다. 특히 중소형 고속엔진을 추진용으로 사용하는 경우에는 추진효율을 향상시키기 위하여 감속치차를 사용하게 되

1) 한국해양대학교 기계공학 석사과정 진동소음전공

2) 한국해양대학교 기계, 냉동, 자동차공학부 부교수

는데 이 경우에는 탄성커플링이 필수적으로 적용된다.<sup>(1),(2)</sup>

중소형 고속엔진의 경우에는 전달토크가 작기 때문에 주로 고무형 탄성커플링을 적용하고 있다. 그러나 고무형 탄성커플링은 축계의 전달토크, 가진주파수, 주변 온도 및 진동토크에 따라 강성계수와 감쇠계수가 비선형특성을 갖는 경우가 있으며, 이러한 비선형 커플링을 갖는 축계의 비틀림강제진동은 기존의 선형적인 방법으로는 정밀한 해석이 곤란하다.<sup>(3)</sup>

따라서 본 연구에서는 비선형성을 갖는 탄성커플링의 종류와 동특성을 파악하고, 이를 적용하여 비틀림강제진동 해석을 위한 전산프로그램을 개발하고자 한다. 또한 개발된 프로그램의 신뢰성을 확인하기 위하여 실제 엔진축계의 진동측정결과와 비교 고찰하고, 이를 이용하여 비선형 탄성커플링의 역할과 비선형성을 이용한 진동제어 방법에 대하여 검토하고자 한다. 본 연구에 사용된 탄성커플링의 자료는 제작사에서 제시한 것을 이용하였으며, 축계의 비선형 강제감쇠 비틀림진동 해석은 반복 계산이 필요하므로 계산 시간에서 유리한 전달매트릭스법<sup>(4)</sup>을 채택하였다.

## 2. 비선형 탄성커플링의 종류 및 동특성

### 2.1 D형 커플링<sup>(5)</sup>

Fig. 1은 H사의 D형 커플링을 나타낸다. 이 커플링은 고무요소가 내륜과 외륜에 고정되어 있지 않고 그 사이의 유동성이 크므로, 축계 설계시 종·횡방향 변위에 대한 적응력이 뛰어나다. 사용온도 범위는  $-30^{\circ}\text{C} \sim 85^{\circ}\text{C}$  이나, 고무요소의 온도가  $60^{\circ}\text{C}$ 를 초과하게 되면 상온( $30^{\circ}\text{C}$ )에 비하여 60%정도 성능이 저하한다.

D형 커플링의 전달토크에 따른 강성계수  $K_{dyn}$ 은 제작사에서 식(1)과 같이 제시하고 있다.

$$K_{dyn} = 0.1580 \times 10^6 - 0.1029 \times 10^2 T_k + 0.3745 \times 10^{-2} T_k^2 - 0.1090 \times 10^{-6} T_k^3 \quad (1)$$

$T_k$  : 정격 토크( $kNm$ )

식(1)에서 구한  $K_{dyn}$ 은 Fig. 2, Fig. 3과 같이 제작사에서 제시한 온도와 진동토크 보정계수  $S_T, S_V$ 로 보정하여야 한다. 따라서 실제적인 동강성계수  $K_{actual}$ 은 식(2)와 같

이 된다.

$$K_{actual} = K_{dyn} \cdot S_V \cdot S_T \quad (2)$$

$K_{dyn}$  : 강성계수,  $S_V$  : 진동토크 보정계수,  $S_T$  : 온도 보정계수

## 2.2 E형 커플링<sup>(6)</sup>

Fig. 4는 V사의 E형 탄성커플링을 나타낸다. 이 커플링은 곡면으로 가공된 두개의 고무요소가 대칭으로 배치되어 있으며, 재질은 다방향의 연성을 가진 합성섬유를 사용하고 있다. E형 커플링은  $-30^{\circ}\text{C} \sim 85^{\circ}\text{C}$ 의 사용온도 범위를 가지며,  $60^{\circ}\text{C}$ 이상에서는 상온에 비해 75% 정도 성능이 저하된다.

제작사에서 제시한 E형 커플링의 동강성계수는 식(3)과 같이 계산된다.

$$K_{dyn} = 0.1050 \times 10^6 - 0.3125T_k + 0.2008 \times 10^3 T_k^2 - 0.4029 \times 10^7 T_k^3 + 0.1432 \times 10^{11} T_k^4 - 0.3045 \times 10^{16} T_k^5 \quad (3)$$

## 2.3 G형 커플링<sup>(7)</sup>

Fig. 5는 강제스프링형 탄성커플링의 대표적인 G형 커플링을 나타내고 있다. 이 커플링은 고무형 탄성커플링과는 달리 내륜과 외륜사이에 스프링팩이 장착되어 있으며, 그 사이에 실리콘 오일이 충전된 구조로 되어 있다.

커플링의 강성계수와 감쇠계수 동특성은 제작사에서 식(4), 식(5)와 같이 제시하고 있다.

$$K_{dyn} = K_{stat}(1 + 0.37 \omega / \omega_0) \quad (0 \leq \omega \leq \omega_0) \quad (4)$$

$$K_{dyn} = K_{stat}(1.1 + 0.27 \omega / \omega_0) \quad (\omega_0 \leq \omega)$$

$$\tan \delta = 0.25 + 0.50 \omega / \omega_0 \quad (0 \leq \omega \leq \omega_0) \quad (5)$$

$$\tan \delta = 0.7 \quad (\omega_0 \leq \omega)$$

$K_{stat}$  : 정강성계수,  $\omega$  : 가진주파수,

$\omega_0$  : 커플링의 특성주파수,  $\tan \delta$  : 동배수의 역수

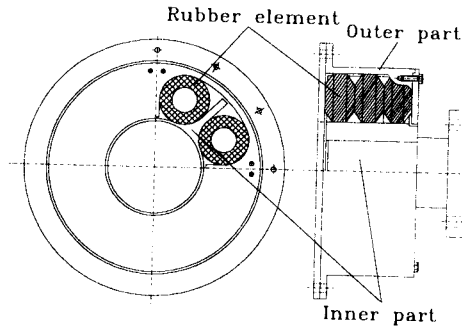


Fig. 1 Schematic diagram of the D-type coupling.

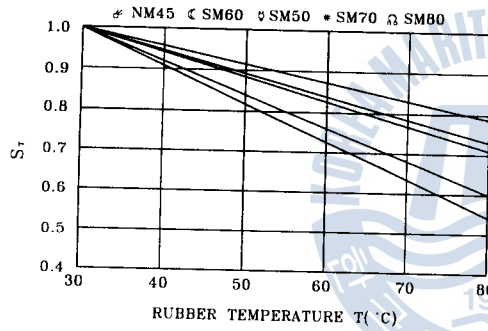


Fig. 2 Temperature correction factors.

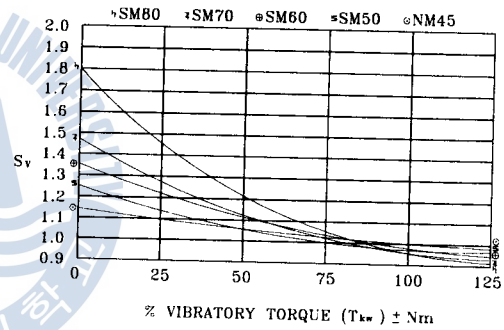


Fig. 3 Vibratory torque correction factors.

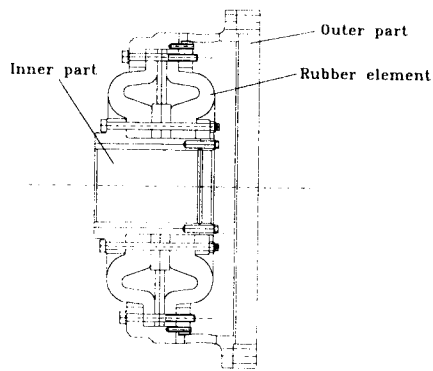


Fig. 4 Schematic diagram of the E-type coupling.

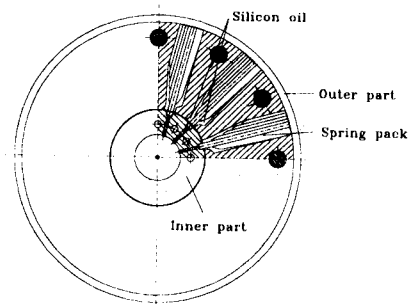


Fig. 5 Schematic diagram of the G-type coupling.

### 3. 계산결과와 측정결과와의 비교 고찰

Fig. 6은 CAT3606추진용 엔진 축계를 간략히 나타낸 것으로, 엔진의 전부와 후부에 비선형특성을 갖는 D형 커플링이 장착되어 있다. 엔진을 추진용으로 사용할 경우, 엔진의 전부에 장착된 펌프는 에어클러치로 동력이 차단되므로 전부커플링은 무부하상태로 운전된다. 따라서 이때 전부커플링의 강성계수로는  $0.25T_{KN}=0.158MNm/rad$ 을 취하였으며, 후부 커플링의 강성계수는 엔진의 전달토크에 따라 변하게 되므로 식(1)을 적용하여 계산하였다.

이 엔진축계의 비틀림강제진동에 대한 H사의 해석결과와 PTO축에서 측정한 비틀림진동진폭을 Fig. 7에 보인다. 비틀림진동 측정은 비틀림진동미터(B&K2325), 속도감지센서(B&K MM0024), FFT분석기(Onosokki CF360), 트랙킹필터(Onosokki CF0382)를 사용하였다.

H사의 비틀림강제진동 해석은 탄성커플링의 강성계수를 부분부하와 전부하 2가지 경우로 나누고, 선형해석으로 비틀림 고유진동수와 강제진폭을 구하였다. 즉 부분부하시에는 탄성커플링의 강성계수로  $0.25T_{KN}=0.338MNm/rad$ 을, 전부하시에는  $1.0T_{KN}=0.672MNm/rad$ 을 적용하고 있다.

Fig. 8을 검토하여 보면, H사에서 계산한 결과와 측정치는 큰 차이를 보이고 있다. 이는 각 회전수의 전달토크에 따라 커플링의 강성계수는 변하게 되나, 이를 고려하지 않고 선형으로 해석한 것에 기인한다. 즉 비선형커플링을 갖는 축계의 비틀림진동은 이러한 선형 해석으로는 곤란함을 알 수 있다.

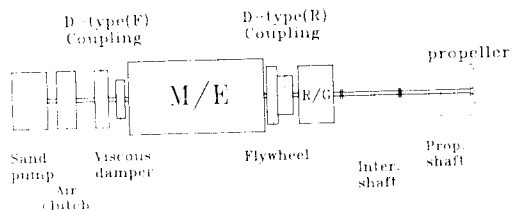


Fig. 6 Shafting system for the CAT3606 propulsion engine.

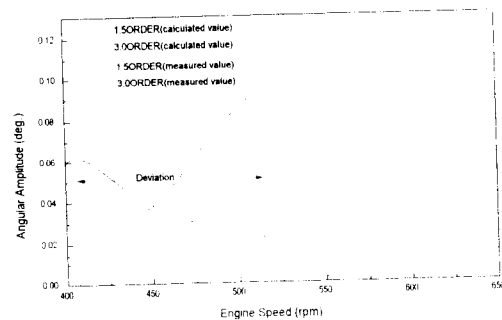


Fig. 7 Comparison between measured angular amplitudes and calculated ones by H. Co.

따라서 본 논문에서는 전달토크에 따른 탄성커플링의 비선형 동특성을 고려하여 비틀림진동을 해석하였다. Fig. 8, Fig. 9는 PTO축의 비틀림 강제진동진폭을 본 연구에서 개발한 전산프로그램으로 계산한 결과와 측정결과를 비교한 것이다. Fig. 7의 선형 계산결과와는 달리 1.5차, 3차 진동진폭이 측정결과와 거의 일치하고 있어, 해석법의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

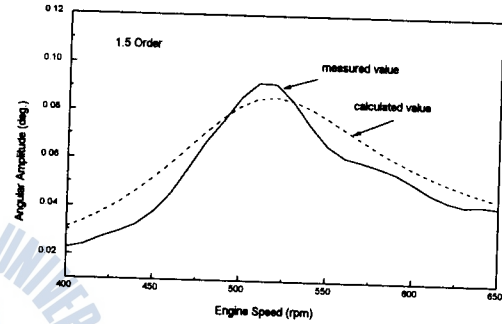
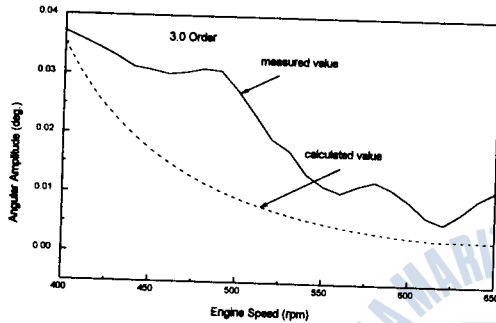


Fig. 8 Comparison between calculated value and measured one. (3.0rd order)

Fig. 9 Comparison between calculated value and measured one. (1.5th order)

## 5. 비선형커플링을 이용한 엔진축계의 비틀림진동 제어

소형 선박의 추진용으로 사용된 6M28AGTE 엔진 축계를 등가계로 모델링하면 Fig. 10과 같이 된다. 플라이휠과 감속치차 사이에 탄성커플링이 장착된다. 이 엔진 축계의 특징은 비틀림댐퍼를 적용하지 않고 탄성커플링으로 비틀림진동을 제어하는 것으로, 엔진의 주요사양은 Table 1과 같다. 여기서 J9, J10은 탄성커플링의 내륜과 외륜을 나타낸다. 이 엔진의 유효토크를 계산하면 20.31 kNm가 되며, 이 값을 만족하는 탄성커플링으로 비선형특성을 갖는 E형, D형, G형 커플링과 선형특성을 갖는 R형 커플링을 선택하였다. 이들 커플링을 엔진 축계에 각각 적용하여 엔진회전수에 대한 강성계수 변화를 계산하였으며, 이 결과를 Fig. 11에 보인다.

D형커플링은 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14는 각각 D형, G형, R형 커플링에 대한 열부하를 계산한 결과이며, 기동회전수 부근에서 3차 진동성분에 의한 열부하가 허용기준치를 초과하므로 적용이 곤란하다. 따라서 3차 비틀림진동을 제어하기 위해서는 탄성커플링이 낮은 강성계수를 갖는 것이 바람직하다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 가장 낮은 강

성을 갖는 커플링은 E형 커플링이다.

Fig. 16, Fig. 17은 이 축계에 E형 커플링을 장착하였을 때, 커플링에서 발생하는 열 부하와 감속치차에서 발생하는 진동토크를 계산한 결과이다. 이를 검토하여 보면 3차의 위험회전수는 기동회전수 이하로 낮아지고 엔진의 사용회전수 범위에서 열부하도 허용기준치보다 낮다. 즉 이 축계에는 비선형 특성을 갖는 E형 커플링을 사용하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

Table 1. Specification of the 6M28AGTE propulsion engine.

Engine type	6M28AGTE
Power at M.C.R.	1400 PS × 380 rpm
Cylinder bore	280.0 mm
Stroke	480.0 mm
No. of cylinder	6 EA
Conn. rod ratio(r/l)	0.275
Reciprocating weight	98 Kg
P.M.I. at M.C.R.	20.34 bar

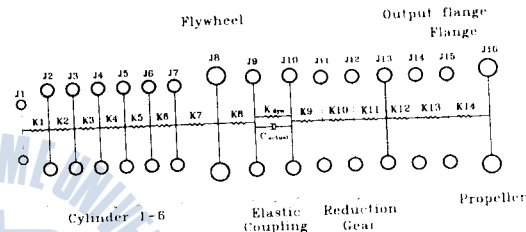


Fig. 10 Multi-degree modeling of the 6M28AGTE propulsion shafting system.

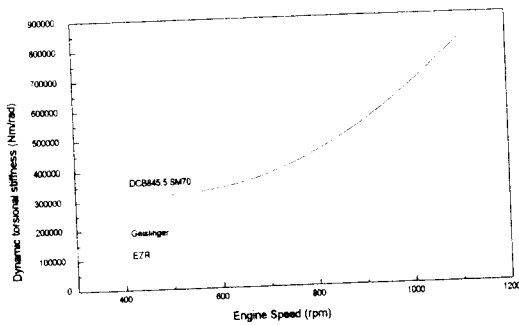


Fig. 11 Dynamic characteristics for each coupling.

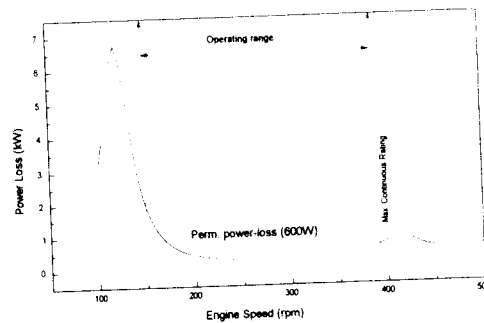


Fig. 12 Power-loss for the D-type coupling.

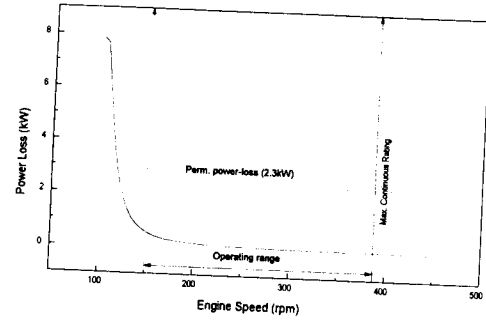
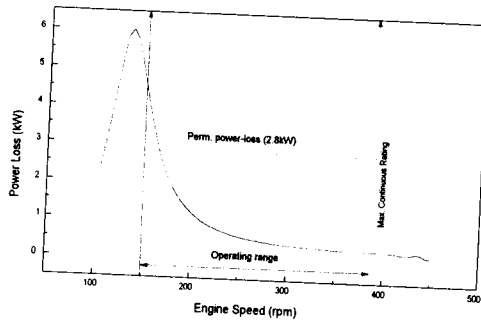


Fig. 13 Power-loss for the G-type coupling. Fig. 14 Power-loss for the R-type coupling.

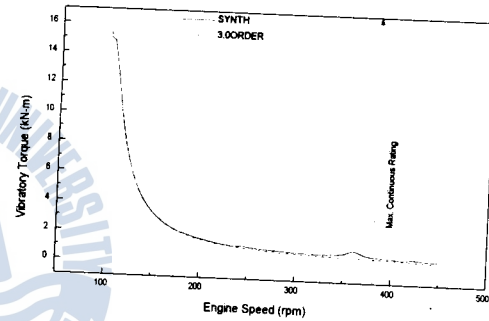
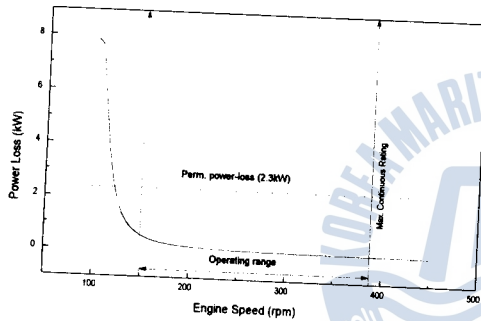


Fig. 15 Power-loss for the E-type coupling. Fig. 16 Vibratory torque on the reduction gear.(E-type coupling)

## 6. 결 론

본 연구에서는 비선형 커플링을 갖는 엔진축계의 비틀림강제진동 해석을 위한 전산 프로그램을 개발하였다. 이를 실제 엔진축계에 적용하여 측정결과와 비교 고찰한 결과, 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 또한 엔진축계의 비틀림진동을 탄성커플링으로 제어하는 방법을 검토하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 탄성커플링의 동특성에 영향을 미치는 인자로는 전달토크, 온도, 주파수 등이 있으며, 탄성커플링의 강성계수는 전달토크의 크기에 크게 영향을 받음을 확인하였다.
- 2) 비선형 탄성커플링의 강성계수는 구분선형법을 적용하여 구하였으며, 엔진축계의



비틀림강제진동은 전달매트릭스법으로 해석하였다. 이를 실제 엔진축계에 적용하여 측정치와 비교 검토한 결과, 신뢰성 있는 정도를 얻을 수 있었다.

- 3) 탄성커플링이 비틀림진동의 절점에 위치할 경우, 엔진축계의 고유진동수는 탄성커플링의 강성계수에 크게 영향을 받는다.
- 4) 엔진축계에 비선형 탄성커플링을 적용하면 1, 2절 비틀림 고유진동수를 효과적으로 변경할 수 있다.
- 5) 진동모드 절점이 탄성커플링에 위치하지 않는 경우 탄성커플링을 이용한 엔진축계의 비틀림 고유진동수 변경은 한계가 있다.

### 참 고 문 헌

- (1) 김의간, “추진축계 비선형 강제비틀림진동해석 전산프로그램 개발에 관한 연구”, 한국해양대학교 부설 산업기술연구소, 1993, pp.20.
- (2) 原 熙·福田哲吾, “船用機關の振動”, 内燃機關, 第9卷 第9號, 1970, pp.19.
- (3) 한국박용기관학회, “기계진동의 기초이론과 추진축계 비틀림진동의 해석방법”, 선박진동 강습회, 1985, pp.53.
- (4) Eduard C. Pestel & Frederick A. Leckie, “Matrix Method in Elasto Mechanics”, McGraw-Hill Inc., 1963, pp.109.
- (5) Holset Co., “LK, LKB, RB, DCB Flexible Couplings”, 1992.
- (6) Vulkan Co., “EZR Highly Flexible Couplings”, 1992.
- (7) Geislinger Co., “Geislinger Elastic Damping Couplings”, 1992.

