

## 기관축계의 비선형 다자유도 강제 비틀림진동에 관한 연구

김수철\* · 이문식\*\* · 장민오\*\*\* · 김의간\*\*\*\*

### A Study on the Non-linear Forced Torsional Vibration for Propulsion Shaftings with Multi-Degree-of-Freedom System

S-C Kim · M-S Lee · M-O Jang · U-K Kim

**Key words** : Non-linear Forced Torsional Vibration(비선형 강제비틀림진동), Shafting System(축계), Viscous Damper(점성댐퍼), Duffing Equation(듀핑 방정식), Quasi-Newton Method(준뉴턴법), Ritz Averaging Method(리츠 평균화법)

#### Abstract

Nowadays, the viscous damper using high viscosity oil was much to be used for engine shafting system to reduce the excessive additional stress by torsional vibration. In general, it was assumed that the viscous damper could be modelled having only damping coefficient, that is to say, whose stiffness be ignored. But it is found that there exists a jump phenomenon, as a kind of non-linear vibration, in the actual engine shafting system with a damper of high viscosity. Therefore the damper ring and the casing are modelled as two mass elastic system with a complex viscosity. Also, to analyze a non-linear phenomenon, it is assumed that the viscous damper has a linear stiffness coefficient in proportion to the angular amplitude and a non-linear stiffness coefficient in proportion to cube of the angular amplitude.

For the analysis, Quasi-Newton method with BFGS(Broyden-Fletcher-Goldfarb- Shanno) formula is used. Both calculated and measured values are provided in this paper which confirm the possibility of applying non-linear theory to engine shafting system with viscous damper.

#### 1. 서 론

선박용 디젤기관이 고출력, 고과급화 됨에 따라

기관축계 비틀림진동의 기진력이 되는 토크 변동력도 증가하여 비틀림 부가응력이 선급이 규정한 허용치를 초과하는 문제가 발생하고 있다. 이에 대

\* 동일선박공업(주)원고접수일 : 2000년 5월)

\*\* (주)신라고속

\*\*\* HSD 엔진(주)

\*\*\*\* 한국해양대 기계·정보공학부

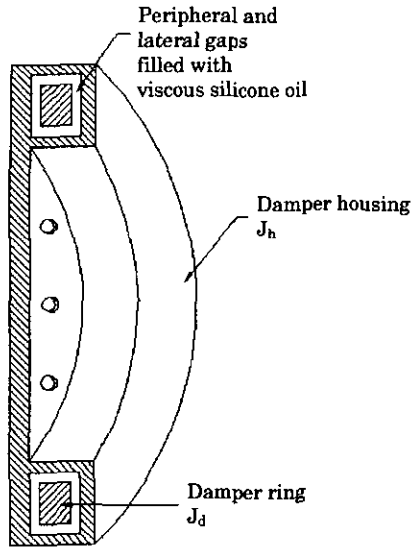


Fig. 1 Cross section of viscous damper

한 대책으로는 고유진동수 변경, 기진력 제어, 기진에너지 흡수 등을 고려할 수 있으며, 일반적으로 중·고속 기관에서는 기진에너지를 흡수하는 방법인 점성댐퍼의 장착을 채택하고 있다.

점성댐퍼는 Fig.1과 같이 점성댐퍼 관성링과 케이싱 사이의 좁은 틈새에 실리콘유가 충전된 구조로 되어 있으며, 운전 중에는 관성링과 케이싱의 상대운동으로 실리콘유에 전단 저항력이 발생하여 비틀림 감쇠력을 갖는다. 점성댐퍼를 장착한 기관축계를 등가진동계로 모델링할 때 일반적으로 점성댐퍼는 점성감쇠만을 갖는다고 가정하여 해석해왔다. 그러나, Iwamoto, Hayama 등은 고점도의 실리콘유를 갖는 점성댐퍼의 감쇠계수를 복소감쇠계수로 계산하여 점성감쇠와 강성계수를 함께 고려하는 것이 바람직하다고 보고하였다.<sup>11)~15)</sup> 또한, 이들은 점성댐퍼의 실리콘유 동점도가  $3 \times 10^6$  cSt 보다 큰 경우에는 복소감쇠의 실수부인 점성감쇠는 작아지고 허수부인 히스테리시스 감쇠가 오히려 증가하여 탄성 스프링에 가까운 특성을 갖는 것을 확인하였다. 그러나, 이들의 연구는 점성댐퍼 자체의 특성에 관한 것으로 점성댐퍼가 부착된 기관축계의 비틀림진동은 선형으로 해석하였다.

박<sup>16)~17)</sup> 등은 고점도의 점성댐퍼를 갖는 기관축계의 비틀림진동을 측정하고 분석한 결과 비선형 진동의 대표적 특성인 도약현상이 발생함을 확인

하였다. 따라서, 이들은 점성댐퍼의 실리콘유는 점성감쇠계수, 각변위에 비례하는 선형 강성계수 및 각변위의 3승에 비례하는 비선형 강성계수를 함께 갖는 것으로 판단하고 기관축계를 2질점 1자유도계의 Duffing 진동계로 모델링하여 조화균형법으로 기관축계의 비선형 비틀림 강제진동과 안정성을 해석하였다. 그러나, 비선형성을 갖는 기관축계의 비틀림진동을 비선형 2질점 1자유도계로 모델링하여 계산하였기 때문에 실제 기관축계에 적용하기에는 한계가 있다.

본 연구에서는 고점도 실리콘유를 갖는 점성댐퍼의 동특성을 검토하여 기관축계를 비선형 다자유도계로 모델링하는 방법을 제시하고 운동방정식을 유도한다. 이 비선형 방정식을 Ritz 평균화법<sup>18)</sup> 및 준Newton법에 BFGS(Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno)공식<sup>19)~21)</sup>을 적용하여 해석하는 방법을 검토한다. 그리고 이를 실선의 기관축계에 적용하여 비선형 비틀림 강제진동을 해석하고 측정결과와 비교 검토하여 본 연구에서 제시한 해석법의 적용 가능성 및 한계를 확인하고자 한다.

## 2. 고점도의 실리콘유를 갖는 점성댐퍼의 동특성

점성댐퍼는 진동에너지를 흡수하면 실리콘유의 온도가 상승하여 예상된 흡진효과를 얻을 수 없거나, 작동유가 변질되어 습동면이 마멸되는 사고가 발생할 수도 있다. 따라서, 댐퍼를 설계할 때는 사용조건에 맞는 작동유의 실효점도를 추정하고 댐퍼의 감쇠계수를 구해야 한다.

Iwamoto는 점성댐퍼에서 실리콘유의 동점도가 어느 이상으로 높아지면 실리콘유는 점성감쇠와 강성계수를 함께 가지므로 복소감쇠계수로 계산하는 것이 바람직하다고 보고하였다. 즉, 실리콘유의 복소감쇠계수를  $C^*$ 라고 하면 다음과 같이 된다.<sup>11)</sup>

$$C^* = K\mu^* = K\left(\mu' - j\frac{G'}{\omega}\right) = c' - j\frac{k'}{\omega} \quad (1)$$

$c'$  : 점성감쇠계수 ( $=K\mu'$ ),  $k'$  : 강성계수 ( $=KG'$ ),  
 $\mu^*$  : 복소점도,  $\mu'$  : 절대점성계수,  
 $K$  : 댐퍼상수,  $G'$  : 전단탄성계수

식(1)에서 댐퍼상수  $K$ 는 식(2)에서와 같이 점성 댐퍼의 크기에 따라 정해지는 값이다.

$$K = \frac{\pi}{h_s} (R_o^4 - R_i^4) + 2\pi b \left( \frac{R_i^3}{h_i} + \frac{R_o^3}{h_o} \right) \quad (2)$$

여기서,  $R_o, R_i$ 는 점성댐퍼 관성링의 내·외반경을,  $h_s, h_i, h_o$ 는 각각 관성링의 측면 및 내·외면의 유막두께,  $b$ 는 관성링의 폭을 의미한다.

점성댐퍼의 실리콘유는 점성댐퍼 관성링과 케이싱 사이의 유막간 상대속도에 따라 겔보기 점도가 달라지기 때문에 전단비에 따라 점도보정을 해주어야 한다.<sup>11)</sup> 점성댐퍼에서 관성링과 케이싱의 상대 각변위  $\theta_r$ 이  $\varphi_r \sin \omega t$ 로 조화진동을 한다고 하면, 매 사이클당 평균 전단 변형속도  $\dot{\gamma}_n$ 는 다음과 같이 된다.

$$\dot{\gamma}_n = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau |\dot{\gamma}(t)| dt = \frac{2}{\pi} \frac{R\omega}{h} \varphi_r \quad (3)$$

$h$ : 평균 유막두께

관성링의 측면, 내면 및 외면에 대하여 각각의 전단 변형속도를 계산하면 다음과 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned} \dot{\gamma}_{ns} &= \frac{1}{R_o - R_i} \int_{R_i}^{R_o} \dot{\gamma}_n dR = \frac{1}{\pi} \frac{(R_o + R_i)\omega}{h_s} \varphi_r \\ \dot{\gamma}_{ni} &= \frac{2}{\pi} \frac{R_i\omega}{h_i} \varphi_r \\ \dot{\gamma}_{no} &= \frac{2}{\pi} \frac{R_o\omega}{h_o} \varphi_r \\ \varphi_r &= \frac{\varphi_h}{1 + (C/I_d\omega)^2} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$\varphi_r$ : 댐퍼케이싱과 관성링의 상대 각변위 [rad]

$\varphi_h$ : 댐퍼케이싱의 각변위 [rad]

$I_d$ : 점성댐퍼 관성링의 관성모멘트 [Nms<sup>2</sup>]

$C$ : 점성댐퍼의 감쇠계수 [Nms/rad]

평균 전단 변형속도에 대한 겔보기 점도는 정상 전단 변형속도에 대한 겔보기 점도선도를 이용하여 추정하고 가진진동수  $f$ 에 대한 동점도의 변화를  $\eta_f$ 를 구한다. 또한, 점성댐퍼는 작동 중에 있어서 에너지를 흡수하는 관계로 유온이 상승하고 이로 인하여 점도가 저하하기 때문에 표준상태(25°C)의 점도에 대한 온도보정이 필요하다. 일반적으로 점성댐퍼를 외부에 설치할 경우에는 댐퍼의 작동온

도를 45°C 이내로 취하고 있다. 따라서, 전단속도, 온도, 가진진동수를 고려하여 표준상태에 있어서 점성댐퍼의 점도를 계산하면 식(5)와 같이 된다.

$$\mu = \eta_t \eta_f \mu_{or} \quad (5)$$

$\eta_t$ : 온도에 따른 점도변화율,

$\eta_f$ : 가진진동수에 따른 점도변화율,

$\mu_{or}$ : 표준상태에서 작동유의 절대점도

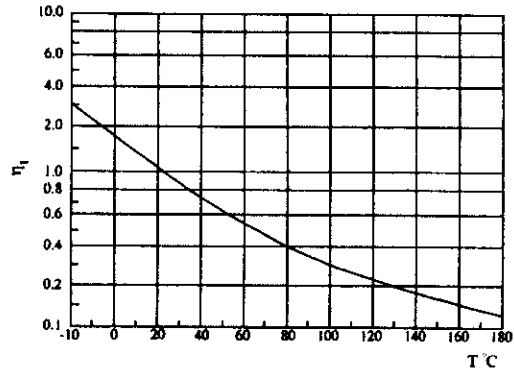


Fig. 2 Correction factor for temperature

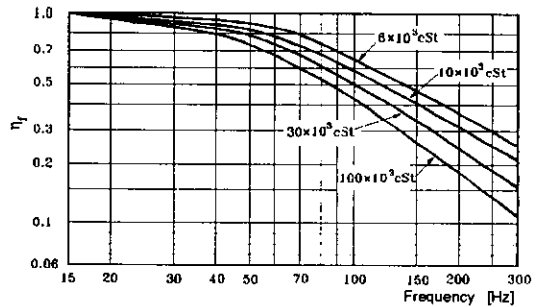


Fig. 3 Correction factor for excitation frequency

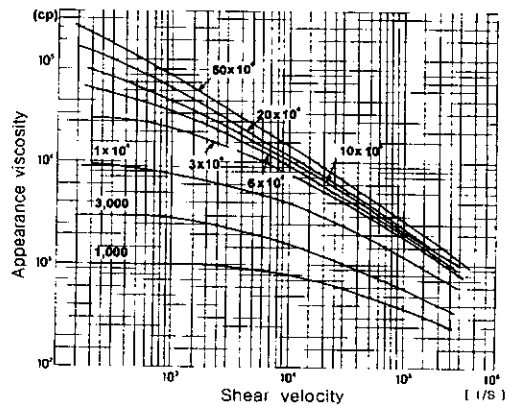


Fig. 4 Results of silicon oil performance test

전단속도, 온도, 가진진동수에 대한 점성댐퍼의 작동유에 작용하는 실효점도 추정은 Iwamoto의 연구결과와 신월화학공업(주)의 실리콘유 성능시험 결과를 이용하였다. 이것을 각각 Fig.2<sup>112)</sup>, Fig.3<sup>111)</sup> 및 Fig.4<sup>111)</sup>에 보인다.

### 3. Duffing형 비선형 다자유도계의 강제진동 해석

#### 3.1 비선형 진동계의 모델링 및 운동방정식

기관축계에서 비선형 특성인 도약현상을 해석하기 위해 비틀림 점성댐퍼를 복소감쇠계수와 상대 각변위의 3승에 비례하는 비선형 강성계수를 도입하여 모델링하면 기관축계는 Fig.5와 같이 비선형 다자유도계로 모델링할 수 있다. 이 진동계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + f(\theta_r) &= 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + c_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) - f(\theta_r) + k_2(\theta_2 - \theta_3) &= 0 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + k_2(\theta_3 - \theta_2) + k_3(\theta_3 - \theta_4) &= T(t) \\ \dots\dots\dots \\ J_{n-1} \ddot{\theta}_{n-1} + k_{n-2}(\theta_{n-1} - \theta_{n-2}) + k_{n-1}(\theta_{n-1} - \theta_n) &= 0 \\ J_n \ddot{\theta}_n + k_{n-1}(\theta_n - \theta_{n-1}) &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)에서  $T(t)$ 는 기관의 각 실린더에서 발생하는 비틀림 기진력이고,  $f(\theta_r)$ 는 비선형 복원력으로 상대 각변위에 비례하는 선형 복원력과 상대 각변위의 3승에 비례하는 비선형 복원력의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\theta_r) = k_d \theta_r + \beta \theta_r^3 \quad (7)$$

$k_d$  : 선형 강성계수 [ $N \cdot m/rad$ ],

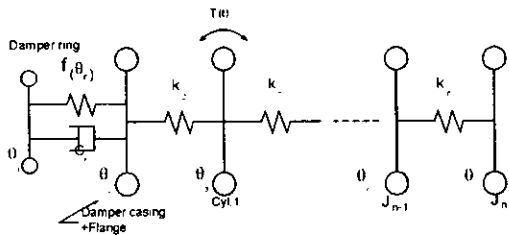


Fig. 5 Multiple-degree-of-freedom system with non-linear torsional stiffness

$\beta$  : 비선형 강성계수 [ $N \cdot m/rad^3$ ],  
 $\theta_r$  : 점성댐퍼 관성링과 케이싱 사이의 상대 각변위[rad]

여기서, 상대 각변위  $\theta_r = \varphi_r e^{j\omega t}$ 로 조화진동을 한다고 가정하고 식(7)에 대입하여 고차항을 무시하면 비선형 복원력은 근사적으로 다음과 같이 표현된다.

$$f(t) \approx \left( k_d + \frac{3}{4} \beta \varphi_r^2 \right) \varphi_r e^{j\omega t} \quad (8)$$

여기서 비선형 해석 과정을 간단하게 설명하기 위하여 비선형 복원력  $f(t)$ 를 갖는 비틀림 진동계의 운동방정식이 식(9)와 같이 된다고 가정한다.

$$J \ddot{\theta} + c \dot{\theta} + f(t) = T(t) \quad (9)$$

식(9)에 식(8)을 대입하여 정리하면 식(10)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} + 2n \dot{\theta} + \omega_n^2(\theta + \mu \theta^3) &= q(t) \\ 2n = c/J, q(t) = T(t)/J, \mu = 3\beta/4k_d, \omega_n^2 = k_d/J, \\ \theta = \varphi \cos(\omega t - \delta) = a \cos \omega t + b \sin \omega t, \tan \delta = b/a \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)에 Ritz 평균화법<sup>10)</sup>을 적용하면 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} -\omega^2 a + 2nb\omega + \omega_n^2 a + \frac{3}{4} \omega_n^2 \mu a A^2 - q_r &= 0 \\ -\omega^2 a + 2na\omega + \omega_n^2 b + \frac{3}{4} \omega_n^2 \mu b A^2 - q_i &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$q_r$  : 기진력 실수부,  $q_i$  : 기진력 허수부,  
 $A^2 = a^2 + b^2$

이 연립방정식은 이하에서 설명하는 비선형 비틀림강제진동 해석법에 이용될 비선형 목적함수로 된다. 위와 같은 방법으로 식(6)의 운동방정식에 비선형 복원력항인 식(8)을 대입하고 Ritz 평균화법을 적용하면 비선형 연립방정식이 유도된다.

#### 3.2 비선형 다자유도계의 해석

다변수를 갖는 비선형 운동방정식의 해석법으로서 준Newton법에 BFGS(Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno)공식<sup>19)~110)</sup>을 적용하여 다음과 같은 방법으로 기관축계의 비선형 비틀림 강제진

동을 해석하였다.

3.1절에서 유도한 기관축계의 비선형 운동방정식의 목적함수를  $T(\theta)$ 라 하면, 다음과 같이 최적해 즉, 최소점을 찾는 문제로 된다. 함수  $T(\theta)$ 의 국소적 최적해  $\theta$ 를 찾기 위해 점  $\theta^{(k)}$ 에서 목적함수를 2차까지 Taylor전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{q}^{(k)}(\theta) &= T(\theta^{(k)}) + \nabla T(\theta^{(k)})^T(\theta - \theta^{(k)}) \\ &\quad + \frac{1}{2}(\theta - \theta^{(k)})^T \nabla^2 T(\theta^{(k)})(\theta - \theta^{(k)}) \end{aligned} \quad (12)$$

점  $\theta^{(k)}$ 로부터의 변위를  $d = \theta - \theta^{(k)}$ 로 나타내고 헤시안 행렬(Hessian matrix)  $\nabla^2 T(\theta^{(k)})$ 를  $B^{(k)}$ 로 두면, 식(12)의 함수  $\bar{q}^{(k)}(\theta)$ 는 식(13)과 같이 된다.

$$\bar{q}^{(k)}(\theta) = T(\theta^{(k)}) + \nabla T(\theta^{(k)})^T d + \frac{1}{2} d^T B^{(k)} d \quad (13)$$

식(13)의 함수  $\bar{q}^{(k)}$ 의 최소점  $d^{(k)}$ 에서  $\nabla \bar{q}^{(k)}(d) = 0$  이고 고차항을 무시하면 식(14)와 같이 된다.

$$d^{(k)} = -(B^{(k)})^{-1} \nabla T(\theta^{(k)}) \quad (14)$$

또한, 행렬  $B^{(k)}$ 의 정정치성(positive definiteness)에 의해

$$\nabla T(\theta^{(k)})^T d^{(k)} = - (d^{(k)})^T B^{(k)} d^{(k)} < 0 \quad (15)$$

가 된다. 식(15)의 벡터  $d^{(k)}$ 는 점  $\theta^{(k)}$ 에서 함수  $T$ 의 강하방향(descent direction)을 의미한다. 적당한 증분  $t^{(k)} > 0$ 을 선택하면 다음과 같다.

$$\theta^{(k+1)} = \theta^{(k)} + t^{(k)} d^{(k)}, T(\theta^{(k+1)}) < T(\theta^{(k)}) \quad (16)$$

따라서, 주어진 각변위  $\theta^{(k)}$ 와 행렬  $B^{(k)}$ 에 대해서 각변위  $\theta^{(k+1)}$ 이 식(16)에 의해 구해지며 헤시안 행렬  $\nabla^2 T(\theta^{(k+1)})$ 는 근사적으로 식(17)과 같이 된다.

$$\nabla T(\theta^{(k+1)}) - \nabla T(\theta^{(k)}) \cong \nabla^2 T(\theta^{(k+1)})(\theta^{(k+1)} - \theta^{(k)}) \quad (17)$$

준Newton 조건은 식(18)에 행렬  $B^{(k+1)}$ 를 치환하여 정리하면 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\nabla T(\theta^{(k+1)}) - \nabla T(\theta^{(k)}) = B^{(k+1)}(\theta^{(k+1)} - \theta^{(k)}) \quad (18)$$

준Newton 조건을 만족하도록 BFGS 공식을 적용하여 다음 식과 같이 헤시안 행렬  $B^{(k)}$ 를 구한다.

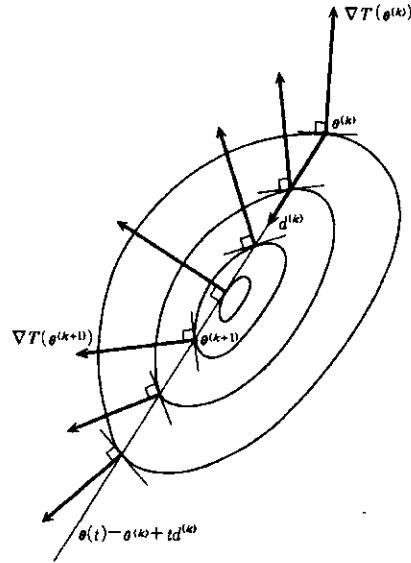


Fig. 6 Gradient vector paths of function  $T(q)$

$$B^{(k+1)} = B^{(k)} + \frac{y^{(k)}(y^{(k)})^T}{(y^{(k)})^T s^{(k)}} - \frac{B^{(k)} s^{(k)}(s^{(k)})^T B^{(k)}}{(s^{(k)})^T B^{(k)} s^{(k)}} \quad (19)$$

$$y^{(k)} = \nabla T(\theta^{(k+1)}) - \nabla T(\theta^{(k)})$$

$$s^{(k)} = \theta^{(k+1)} - \theta^{(k)}$$

여기서, 식(16)에 의해 기울기벡터  $\nabla T(\theta^{(k)})$ 와 강하방향 벡터  $d^{(k)}$ 의 내적은 음이므로,  $\theta^{(l)} = \theta^{(k)} + t d^{(k)} (t \geq 0)$ 으로 표시되는 반직선상에서 함수  $T(\theta)$ 의 기울기벡터는 Fig.6과 같이 변화한다. 즉, 각각의 기울기벡터의  $d^{(k)}$ 와의 내적은 점  $\theta^{(k)}$ 로부터 강하여 최적해를 찾게 된다.

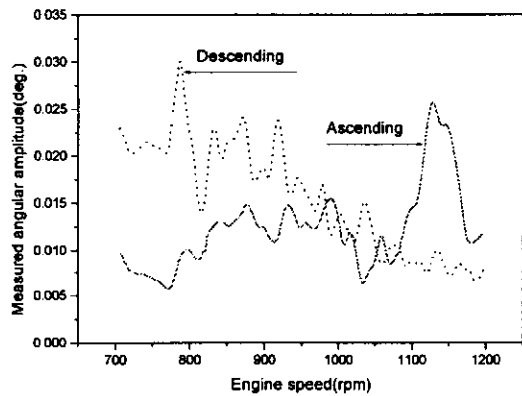
#### 4. 기관축계의 비선형강제 비틀림진동 해석 및 고찰

##### 4.1 기관축계의 비틀림진동 측정 및 분석

해석대상은 발전기용 원동기 축계로서 직접분사식 4행정 8기통 Vee형 과급기관이며, 기관 과점성댐퍼의 주요 사양은 Table1과 같다. 이 기관축계의 비틀림 진동진폭은 비접촉식 레이저 비틀림진동계(B&K2523)를 사용하여 측정하였으며, 이로부터 얻어진 진동신호는 주파수분석기(CF-360)로 분석하였다. 또한, 진동진폭의 차수분석(order tracking)은 트랙킹 필터(CF-0382)를 사

**Table 1. Specifications of engine and viscous damper**

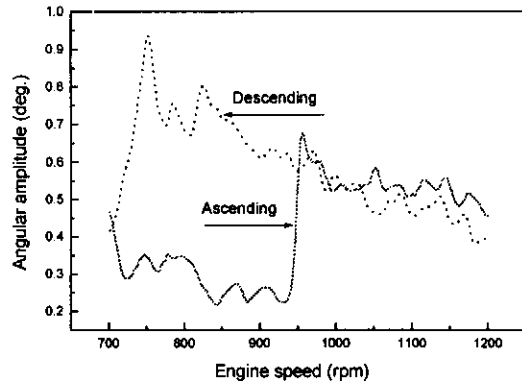
Engine type		Cat3408 DITA
Bore × Stroke(mm)		137 × 152
Con rod. ratio		0.3
Output (BHP × rpm)		357 × 1200
Reciprocating mass/cyl		5.376kg/cyl.
No. of cylinder		8ea
P.M.I at MCR		13bar
Damper type		Viscous 2p-3787
Lumped mass		0.60 Nms <sup>2</sup>
Moment of inertia	Ring	0.64 Nms <sup>2</sup>
	Casing	0.28 Nms <sup>2</sup>
Silicon oil property	Dynamic viscosity	3.2 × 10 <sup>-6</sup> cSt
	Density	993 kg/m <sup>3</sup>
Damper's constant		23.19m <sup>3</sup>



**Fig. 7 The measured angular amplitude on the damper casing(8th order)**

용하였다. 이를 위하여 기관회전수는 기동회전수에서 연속적으로 서서히 최고회전수까지 증가시키면서 측정하고 다시 최고회전수에서 기동회전수까지 연속적으로 서서히 감소시키면서 측정하였다. 측정결과의 신뢰성을 확보하기 위해 기관회전수의 증감은 5회 반복 측정하였다.

Fig.7은 점성댐퍼 케이싱에서 측정한 8차 비틀림 진동진폭이다. 점성은 기관회전수를 증가시키면서, 실선은 기관회전수를 감소시키면서 측정한 결과이다. 이를 검토하여 보면 기관회전수의 증감시 공진점의 위치가 다른 것을 확인할 수 있다. 이는 공진점 근처에 불안정영역이 존재하여 Duffing



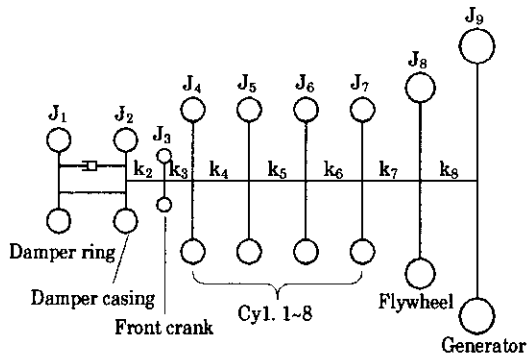
**Fig. 8 The measured angular amplitude on the damper casing(Overall)**

진동계의 전형적인 특성인 도약현상이 775rpm~1140rpm 구간에 나타나고 있다. Fig.8은 점성댐퍼 케이싱에서 측정한 합성 비틀림 진동진폭으로 비선형진동의 도약현상이 어느 특정 차수보다도 더욱 확연하게 나타난다.

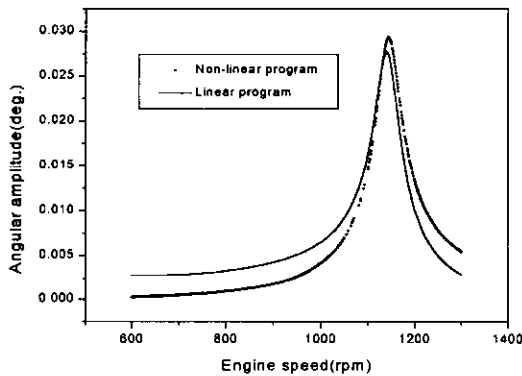
#### 4.2 비선형 비틀림 강제진동 해석 및 고찰

이 절에서는 해석대상의 기관축계를 Fig.9와 같이 비선형 다자유도계로 모델링하고 이에 대한 비선형 비틀림 강제진동을 해석하였다. 여기서, 점성댐퍼에 충전되어 있는 실리콘유의 실효점도는 2장의 결과를 적용하여 전단속도, 온도, 가진진동수에 대해 보정 계산한 결과 3.2 × 10<sup>-6</sup> cSt로 추정된다. 따라서, 점성댐퍼 관성링과 케이싱 사이의 선형 강성계수는 식(1)과 (2)를 이용하여 계산하면 0.098 × 10<sup>6</sup> N · m/rad으로 된다. 그리고 감쇠로는 기관감쇠, 발전기감쇠, 히스테리시스 감쇠를 고려하였다.

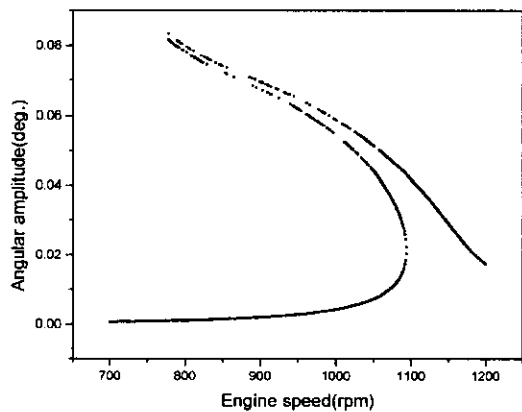
본 연구에서 검토한 비선형 비틀림강제진동 해석법의 신뢰성을 확인하기 위해 먼저 점성댐퍼는 복소감쇠계수만을 갖고 비선형 강성계수 β는 갖지 않는다고 가정하여 비틀림 강제진동을 해석하고 이를 선형 전달매트릭스법으로 해석한 결과와 비교하였다. 이를 Fig.10에 보인다. 이를 검토하여 보면 선형 전달매트릭스법으로 해석한 8차 위험회전수는 1142rpm이고 비선형 해석법으로 해석한 8차 위험회전수는 1143rpm으로 양자가 거의 같은 결과를 나타내고 있어 본 연구에서 제시한 비선형 해석법은 신뢰성이 있는 것으로 판단된다.



**Fig. 9 Equivalent spring-mass system for the shafting system**



**Fig.10 The linearly calculated angular amplitude on the damper casing (8th order)**



**Fig.11 The non-linearly calculated angular amplitude on the damper casing (8th order)**

비선형 비틀림 진동진폭을 해석하기 위해서는 점성댐퍼의 실리콘유에 각변위의 3승에 비례하는 비선형 강성계수  $\beta$ 가 필요하다. 여기서, 비선형 강

성계수  $\beta$ 는 해석적으로 구하는 것이 곤란하여 비틀림 진동진폭 측정 결과로부터  $-1500N \cdot m/rad^3$ 으로 유추하였다.

이상의 결과들을 적용하여 Fig.9와 같이 모델링한 기관축계의 비선형 비틀림강제진동을 해석하였다. Fig.11은 점성댐퍼 케이싱의 8차 비틀림 진동진폭 해석 결과이다. 이를 검토하여 보면 775rpm~1140rpm 부근에 불안정영역이 존재하고 있으며 이는 측정결과와 거의 일치하고 있다. 그러나, 기관 회전수의 감소시 진동진폭의 해석치가 측정치보다 약 2.7배 정도 크게 나타나고 있다. 이는 발전기 원동기의 기진력을 주기관과 같이 해석하여 기진력이 과도하게 평가된 것에 원인이 있다고 생각된다. 이에 대해서는 추후 발전기 무부하 운전애 따른 기진력을 해석하여 적용하면 개선이 가능할 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 고점도의 점성댐퍼를 장착한 기관축계를 비선형 다자유도계로 모델링하여 비틀림 강제진동을 해석하는 방법을 제시하고 이를 실선의 기관축계에 적용하여 해석하고 측정결과와 비교 검토하였다. 이를 요약 정리하면 다음과 같다.

- 1) 고점도의 실리콘유를 갖는 점성댐퍼는 복소 감쇠계수와 각변위의 3승에 비례하는 비선형 강성계수를 갖고 있을 수 있으므로 이를 고려하여 기관축계를 모델링하고 비선형 비틀림 강제진동을 해석하는 것이 바람직하다.
- 2) 비선형 다자유도계의 비틀림 강제진동을 해석하는 방법을 검토하고, 이를 실선의 발전기 용 원동기 축계에 적용하여 비선형 강제진동을 해석하고 측정치와 비교한 결과 도약현상이 발생하는 불안정영역은 실측치와 거의 일치하나 비틀림 진동진폭은 측정치와 상당한 차이가 있었다.
- 3) 본 연구에서 비선형 강성계수  $\beta$ 는 실선의 비틀림진동 측정치를 분석하여 추정하였으나, 축계의 설계단계에서 신뢰성 있는 해석을 위해서는 비선형 강성계수에 대한 이론적 해석법의 개발이 요망된다.

후 기

이 논문은 1998년도 한국학술진흥재단의 자유 공모과제 학술연구비에 의하여 지원되었기에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

[1] 岩本昭一, “粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究(作動油動粘の作動粘度測定 びに測定結果の検討),” 日本船用機關學會誌, 第8卷 第12號, pp.63~76, 1973.

[2] 岩本昭一, Reiner HARTMANN, “ディーゼル機關における粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究(その1: 作動油複素粘度の虛部の效果),” 日本船用機關學會誌, 第17卷 第7號, pp.54~60, 1982.

[3] 岩本昭一, “ディーゼル機關における粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究(その2: 高速機關におけるダンパ作動油の複素粘度),” 日本船用機關學會誌, 第18卷 第10號, pp.25~30, 1983.

[4] 岩本昭一, “ディーゼル機關における粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究(その3: 低速機關におけるダンパ作動油の複素粘度),” 日本船用機關學會誌, 第18卷 第12號, pp.85~91, 1983.

[5] 葉山眞治, “オイルダンパー内粘性力の振動數存在性について,” 日本船用機關學會誌, 第22卷 第8號, p.59, 1987.

[6] 박용남 · 송성욱 · 김의간 · 전효중, “점성댐퍼를 갖는 엔진 축계의 비선형 비틀림강제진동,” 韓國船用機關學會, 第20卷, 第4號, pp.372~380, 1996.

[7] 전진영 · 박용남 · 김정렬 · 김의간, “多自由度系를 갖는 듀핑振動系の 强制振動解析,” 韓國船用機關學會, 第24卷, 第1號, pp.18~23, 2000.

[8] W. WEAVER JR., S.P TIMOSHENKO, D.H. YOUNG, Vibration problems in engineering, WILEY, p.166, 1990.

[9] Singiresu S. Rao, Engineering Optimization, WILEY, pp.333~427, 1996.

[10] Arora, J. S., Introduction to Optimum design, McGraw-Hill, pp.81~104, 1989.

[11] 日本 信越化學工業(株), 技術資料, KF 96 性能試驗結果, p.20, 1994.

[12] 李忠紀 · 全孝重, “크랭크軸 비틀림振動粘性댐퍼의

設計와 댐퍼性能 시뮬레이션 프로그램 開發”, 韓國船用機關學會誌, 第13卷 第1號, pp.77~96, 1989.

저 자 소 개



김수철(金水謙)

1974년 3월생. 1998년 한국해양대학교 기계공학과 졸업. 2000년 한국해양대학교 대학원 졸업(공학석사). 현재 동일선박공업(주) 공무팀 기사



이문식(李文植)

1970년 2월생. 1997년 한국해양대학교 기계공학과 졸업. 1997년 대우중공업(주). 1999년 한국해양대학교 대학원 졸업(공학석사). 1999년 2월~2000년 6월 (주)범한산업. 2000년 7월~현재 신라금속(주).



장민오(張敏吾)

1967년 10월생. 1991년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1995년 한국해양대학교 대학원 졸업(공학석사). 현재 HSD 엔지(주) 설계 2팀.



김의간(金義杆)

1956년 3월생. 1978년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1988년 동경대학교 대학원 졸업(공학박사). 현재 한국해양대학교 기계정보공학부 교수.