

## 저속 2행정디젤엔진의 가이스링거형 비틀림 진동댐퍼 동특성 및 성능에 관한 연구

이돈출\* · 이병운\* · 박용남\*\* · 박병학\*\*\*

A Study on the Dynamic Characteristics and Performance of Geislinger Type  
Torsional Vibration Damper for Two Stroke, Low-speed Diesel Engine

D.C. Lee\* · B.W. Lee\* · Y.N. Park\*\* · B.H. Park\*\*\*

### Abstract

During the last decade, engine makers have developed new types or increasing power rate engines to enlarge their marketing shear in two stroke, low-speed diesel engines. As the results, these engines have increased the additional stresses due to torsional vibration more than old model engines. The torsional vibration dampers are necessary in order to reduce higher additional stresses of intermediate and crank shaft in these engine.

In this paper, the optimum designing of Geislinger type torsional Damper has been carried out, based on the theoretical conception. The dynamic characteristics and performance of dampers are estimated by the measuring results obtained with the monitoring system of dampers and additional stresses of propulsion shafts

### 1. 서 론

유체감쇠형 비틀림진동댐퍼는 기존엔진에서 초창기 개발하여 적용해온 슬리브(sleeve)형 댐퍼와 Dr. Geislinger가 개발한 가이스링거형 댐퍼 두가지로 구분할 수 있다.

전자는 비교적 소형인 4행정디젤엔진에 광범위하게 적용하고 있고 대형 2행정디젤의 경우

성능이 우수한 가이스링거형 댐퍼를 적용하고 있다. 특히 대형디젤엔진의 양대 제작회사인 M.A.N B&W사와 NEW-SULZER가 최근 10여년간에 걸쳐 경쟁적으로 엔진을 개발함으로써 평균유효압력증가와 함께 전반적으로 진동문제들의 해결은 더욱 어렵게 되고 있으며 이중 비틀림진동은 축계설계 뿐 만 아니라 엔진 및 선체진동에도 상당한 영향을 미치므로 초기

\* 현대중공업  
\*\* 한국선급  
\*\*\* 여수수산대학

단계에서부터 면밀히 검토되어야 한다. 비틀림 진동에 대한 설계에서 일반화물선이나 대형 탱커선은 선속이 낮은 반면 프로펠러 효율을 증대시키기 위해 초장행정 4, 5, 6시린더를 채용하고 있어 대부분 중간축에 질점이 있는 1절 비틀림진동이 고려 대상으로 되고 있으며 이때 비틀림진동으로 유기되는 추력변동에 의한 엔진의 L형 진동 및 선체진동 등을 고려하여 가능한 중간축의 직경을 줄여서 주공진점을 인속 최대회전수보다 하향 조정하고 있는 실정이고 선급규제치 및 육상운하등을 드나드는 선박과 같은 운항조건에 따라 운전금지구역을 설정할 수 없을 때는 고성능 비틀림 진동댐퍼인 가이스링거형 댐퍼가 채택되는 경우가 많다.

또한 대형 컨테이너선의 경우와 같이 경쟁력을 갖추기 위해 선속을 증가시킬 경우, 대구경의 8, 9, 10, 12시린더 초대형 엔진을 채용하고 있어 2절 비틀림진동이 고려대상으로 되고 있으며 이때 성능이 우수한 가이스링거형 댐퍼를 적용하고 있다.

본 연구에서는 이러한 선박에 적용되는 가이스링거형 유체감쇠댐퍼의 최적설계 이론, 동특성 및 그 성능을 파악하고자 한다. 여기서는 댐퍼를 설계하기 위한 2절점계의 기초이론과 함께 그 성능을 파악하기 위해서 중간축에 질점이 있는 6시린더 엔진과 크랭크축에 질점이 있는 12시린더 엔진을 모델로 선정하여 실선계측결과를 중심으로 하여 검토하였으며 계측 방법으로 중간축과 크랭크축의 부가응력 및 댐퍼의 내외륜의 비틀림각도를 동시에 계측함으로써 종래의 중간축에서의 비틀림응력이나 크랭크축 선단의 각진폭 계측에만 의존하여 평가한 간접적인 방법과는 달리 댐퍼의 정확한 동적거동을 파악할 수 있어 신뢰도를 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 최적설계를 위한 기초이론

실제 선박에서는 다자유도계나 계산을 단순화하기 위해 엔진과 추진축계 시스템을 Fig. 1에서 보는 바와 같이 등가관성과 등가강성계수로 바꾼다.

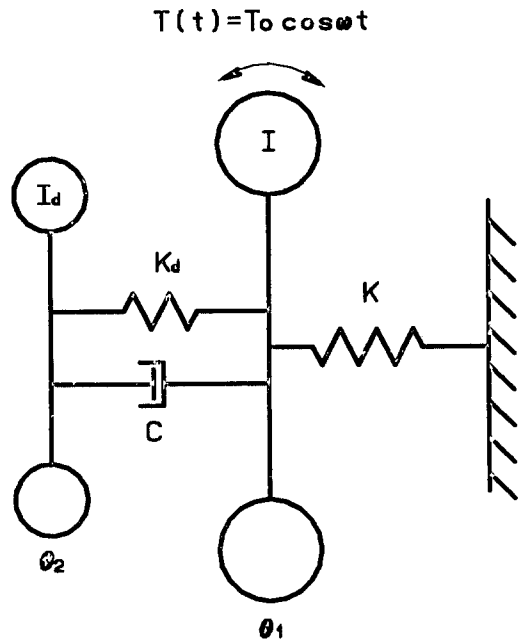


Fig. 1 Two degree model of torsional damper

여기서 댐퍼설계를 위한 해당절점계의 등가 관성 모멘트  $I$ 는  $\sum_{i=1}^n I_i \beta_i^2$ 이고  $k$ 는  $\sum_{i=1}^n k_i (\Delta \beta_i^2)$ 이다. 또한 엔진전체의 진동토크 벡터의 합을 구하면  $\sum_{i=1}^m \beta_i T_{i0} \cos(\omega t + \alpha_i)$ 이고 이를 2절점계 적용을 위해 위상을 무시할 경우  $T_0 \cos \omega t$ 가 된다.

위에서 사용된 기호는 다음과 같은 의미를 갖는다.

- $\omega$  : 각진동수
- $i$  : 절점번호
- $m$  : 시린더수
- $n$  : 선체절점수
- $\beta_i$  :  $i$ 번째 비진폭
- $\Delta \beta_i$  :  $\beta_i - \beta_{i+1}$
- $I_i$  :  $i$ 번째 관성력
- $k_i$  :  $i$ 번째 축의 비틀림 강성계수
- $T_{i0}$  : 각 시린더 절점에 작용하는 기진 토크
- $\alpha_i$  :  $i$ 번째 시린더의 폭발위상각

댐퍼는 주진동계 고유각진동수  $\omega_0 (\sqrt{K/I})$ 와 일치할 경우 공진한다. 이 주진동계에서 감쇠계수가  $c$ 인 대쉬포트와 강성계수  $k_d$ , 관성질량  $I_d$ 인 댐퍼를 부착하고 이때 각각의

각변위를  $\theta_1, \theta_2$ 라 하면 운동에너지( $T$ ), 탄성에너지( $U$ ), 감쇠에너지( $F$ )는 다음 식(1), (2), (3)과 같다.

$$2T = I\dot{\theta}_1^2 + I_d\dot{\theta}_2^2 \quad (1)$$

$$2U = k\theta_1^2 + k_d(\theta_2 - \theta_1)^2 \quad (2)$$

$$2F = c(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)^2 \quad (3)$$

또한 기진력  $T_o \cos \omega t$ 가 질량관성모멘트  $I$ 에 작용할 경우 (1), (2), (3)을 Lagrange방정식

에 대입하여 정리하면 식(4), (5)와 같다.

$$I\ddot{\theta}_1 + k\theta_1 - c(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = T_o \cos \omega t \quad (4)$$

$$I_d\ddot{\theta}_2 + k_d(\theta_2 - \theta_1) + c(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) = 0 \quad (5)$$

강제 진동방정식을 구하기 위해서 실수부만 을 고려하고,  $\theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2$ 를 구하여 식(4), (5)에 대입하여 정리하면 식(6), (7), (8)과 같다.

$$\theta_1 = Re \left\{ \frac{\{(-I_d\omega^2 + k_d) + i\omega c\} T_o e^{i\omega t}}{\{(-I\omega^2 + k)(-I_d\omega^2 + k_d) - I_d k_d \omega^2\} + i\omega c \{-I\omega^2 + k - I_d\omega^2\}} \right\} \quad (6)$$

$$\theta_2 = Re \left\{ \frac{(k_d + i\omega c) T_o e^{i\omega t}}{\{(-I\omega^2 + k)(-I_d\omega^2 + k_d) - I_d k_d \omega^2\} + i\omega c \{-I\omega^2 + k - I_d\omega^2\}} \right\} \quad (7)$$

식(6)에서  $\theta_1$ 의 절대값을 구하면 식(9), (10)과 같다.

$$\theta_2 - \theta_1 = Re \left\{ \frac{I_d \omega^2 T_o e^{i\omega t}}{\{(-I\omega^2 + k)(-I_d\omega^2 + k_d) - I_d k_d \omega^2\} + i\omega c \{-I\omega^2 + k - I_d\omega^2\}} \right\} \quad (8)$$

$$\theta_1 = \left\{ \frac{(-I_d\omega^2 + k_d)^2 + (\omega c)^2}{\{(-I\omega^2 + k)(-I_d\omega^2 + k_d) - I_d k_d \omega^2\}^2 + (\omega c)^2 (-I\omega^2 + k - I_d\omega^2)^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \times T_o \cos(\omega t - \delta) \quad (9)$$

$$\tan \delta_1 = \frac{\omega c (I_d \omega^2)^2}{\{(-I\omega^2 + k)(-I_d\omega^2 + k_d) - I_d k_d \omega^2\} (-I_d\omega^2 + k_d) + (\omega c)^2 (-I\omega^2 + k - I_d\omega^2)} \quad (10)$$

식(6)~(8)을 무차원화된 아래값들을 이용해 간단하게 정리하면 식(11)~(16)과 같이 된다.

$$R = I_d / I \text{ (관성질량비)}$$

$$\omega_o^2 = k / I \text{ (주 진동계의 고유각진동수)}$$

$$\omega_d^2 = k_d / I_d \text{ (댐퍼의 고유각진동수)}$$

$$\lambda = \omega / \omega_o \text{ (강제진동수비)}$$

$$\nu = \omega_d / \omega_o \text{ (고유진동수비)}$$

$$\theta_{st} = T_o / k \text{ (주 진동체의 정적 각변위)}$$

$$c_c = 2I_d \omega_o \text{ (임계감쇠계수)}$$

$$\gamma = c / c_c \text{ (감쇠계수비)}$$

$$\theta_1 / \theta_{st} = A_1 \cos(\omega t - \delta_1)$$

$$\theta_2 / \theta_{st} = A_2 \cos(\omega t - \delta_2)$$

$$(\theta_2 - \theta_1) / \theta_{st} = A_{12} \cos(\omega t - \delta_{12})$$

$$A_1 = \left\{ \frac{(\nu^2 - \lambda^2)^2 + (2\gamma\lambda)^2}{\{(-I\lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2 \{1 - (1+R)\lambda^2\}^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left\{ \frac{(2\gamma\lambda)R\gamma^4}{\{(1-\lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}(\nu^2 - \lambda^2) + (2\gamma\lambda)^2 \{1 - (1+R)\lambda^2\}} \right\} \quad (12)$$

$$A_2 = \left\{ \frac{\nu^4 + (2\gamma\lambda)^2}{\{(1-\lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2 \{1 - (1+R)\lambda^2\}^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left\{ \frac{(2\gamma\lambda)\gamma^2(1-\lambda^2)}{\nu^2 \{(1-\lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\} + (2\gamma\lambda)^2 \{1 - (1+R)\lambda^2\}} \right\} \quad (14)$$

$$A_{12} = \frac{\lambda^2}{[\{(1-\lambda^2)(\nu^2-\lambda^2) - R\nu^2\lambda^2\}^2 + (2\gamma\lambda)^2\{1-(1+R)\lambda^2\}^2]^{1/2}} \quad (15)$$

$$\delta_{12} = \tan^{-1} \left\{ \frac{(2\gamma\lambda)\{1-(1+R)\lambda^2\}}{(1-\lambda^2)(\nu^2-\lambda^2) - R\nu^2\lambda^2} \right\} \quad (16)$$

댐퍼의 사용목적은 주 진동계와 냉파가 공진 함으로써 여기에서 생기는 상대운동을, 즉  $\theta_{12}$  를 가능한 범위내에서 크게하여 감쇠효과를 향상시키는데 있다. Fig. 2는  $R=1/20$ , 고유진동수비  $\nu=1$ , 댐퍼의 감쇠계수비  $\gamma$ 의 값에 대한 동배율  $A_1$ 가  $\lambda(\omega/\omega_0)$ 에 따라 변화하는 것을 나타내고 있다. Fig. 2에서 댐퍼의 감쇠계수가 변하더라도 P, Q를 항상 통하게 된다. 따라서 최적댐퍼를 설계하는 것은 P, Q점의

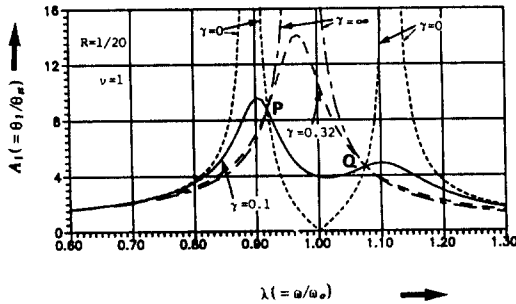


Fig. 2 Effect of vibration damper on the response of the vibratory system

높이가 같고 이들점에서  $A_1$ 이 극대값을 같도록 하는 것이다.  $\gamma=0, \gamma=\infty$ 에서 동배율  $A_1$ 의 값은 식(11)으로부터 식(17), (18)와 같이 된다.

$$(A_1)_{\gamma=0} = \frac{\nu^2 - \lambda^2}{(1 - \lambda^2)(\nu^2 - \lambda^2) - R\nu^2\lambda^2} \quad (17)$$

$$(A_1)_{\gamma=\infty} = \frac{1}{1 - (1+R)\lambda^2} \quad (18)$$

P, Q점의 높이가 같다고 하면  $(A_1)_{\gamma=0}(P \text{ 점}) = -(A_1)_{\gamma=\infty}(Q \text{ 점})$ 로 되고 이를 정리하면 식(19)으로 된다. 여기서 (-)는 공진점을 전후하여 P, Q점에서의 위상이  $180^\circ$ 만큼 반전되기 때문이다.

$$(2+R)\lambda^4 - 2(1+\nu^2+R\nu^2)\lambda^2 + 2\nu^2 = 0 \quad (19)$$

또한  $\gamma=\infty$ 일때 P, Q점에서의  $A_1$ 은 식(18)과 같이되고 이를 정리하면 식(21)로 된다.

$$\frac{1}{1 - (1+R)\lambda_P^2} = -\frac{1}{1 - (1+R)\lambda_Q^2} \quad (20)$$

$$\lambda_P^2 + \lambda_Q^2 = \frac{2}{1+R} \quad (21)$$

식(21)에서  $\lambda_P^2 + \lambda_Q^2$ 는 식(19)의  $\lambda^2$ 에 관한 두근의 합과 같으므로 식(22)가 성립하게 된다.

$$\frac{2}{1+R} = \frac{2(1+\nu^2+R\nu^2)}{2+R} \quad (22)$$

따라서 P, Q점의 높이가 같아지는 고유진동수비는 식(23)과 같이 된다.

$$\nu = \frac{1}{1+R} \quad (23)$$

이때  $\lambda_P, \lambda_Q$ 는 식(19), (23)에서 정리하면 식(24)와 같이되고  $A_1$ 은 식(25)와 같이 된다.

$$\lambda_P^2, \lambda_Q^2 = \frac{1}{1+R} \pm \frac{1}{1+R} \sqrt{\frac{R}{2+R}} \quad (24)$$

$$|A_1|_{P,Q} = \sqrt{1 + \frac{2}{R}} \quad (25)$$

또한 P, Q점의 진폭이 극대값이 되는 조건을 계산하면 다음과 같이된다.

$$\partial A_1 / \partial \lambda = 0$$

$$\gamma_P^2 = \frac{R}{8(1+R)^3} \left[ 3 - \sqrt{\frac{R}{2+R}} \right],$$

$$\gamma_Q^2 = \frac{R}{8(1+R)^3} \left[ 3 + \sqrt{\frac{R}{2+R}} \right] \quad (26)$$

식(23)로 부터 알수 있는 바와 같이 P과 Q점에서의 최적 감쇠계수비는 서로 다른 값을 가지나 이들 값의 평균치를 취하여도  $A_1$ 의 값은 크게 변하지 않으므로 식(27)을 최적감쇠계수비로 취하게 된다.

$$\gamma^2 = \frac{3R}{8(1+R)^3} \quad (27)$$

이상은 일반적인 댐퍼의 최적설계에 대하여 기술하였으나 댐퍼의 내구성도 고려하여 설계하여야 한다. 즉, 댐퍼의 판스프링은 허용 진동토오크 내에 존재해야하며, 이때 발생하는 열을 제거할 수 있도록 오일 배출구의 설계와 진동에 의하여 캐비테이션이 발생하지 않도록 댐퍼내부 판스프링사이의 압력변동보다 큰 압력의 오일 공급이 필요하다.

실제 선박에서 설계요령은 댐퍼를 부착하기 전의 각진동수( $\omega_0$ )보다  $\omega_d(\sqrt{k_d/I_d})$ 를 약간 낮게하여 전체시스템에서 내외륜사이에 공진을 유발시켜 상대각속도를 증가시킴으로써 감쇠의 효과를 증대시킬 수 있다. 각선급의 비틀림진동 허용곡선은 회전수 및 축의 종류에 따라 달라지므로 위에서 설명한 일반적인 댐퍼의 최적설계에 경제적인 최적도 고려하여 P, Q점의 높이를 적절하게 조절하여야 한다. 4시린더의 경우 특히 가변익 프로펠라를 적용할 경우 필수적으로 주공진차수인 4차를 연속최대회전수보다 낮게 조정하게 되는데 이때, 댐퍼의 관성질량모멘트가 커져서 P, Q점사이가 서로 멀어지므로 P점은 연속최대회전수보다 낮게, 그리고 Q점은 연속최대회전수보다 높게 조정하는 방법과 P, Q점을 모두 연속최대회전수보다 낮게 조정하는 방법이 있다. 전자와 같은 방법으로 댐퍼를 설계하는 것은 바람직하지는 않지만 축의 사양, 대구경 엔진 및 운전금지구역 회피를 위하여 필요할 경우에는 관성질량모멘트가 큰댐퍼로 설계하게 되는데 Q점이 연속최대회전수에 접근하게 되어 이로 인한 연속최대회전수 근처의 비공진 영역에서 진동진폭이 크게되므로 유의하여야 하며, 댐퍼의 중량이 크게되므로 엔진 앞쪽에 추가적인 베어링설치가 필요하게 될수도 있다. 후자는 중간축 직경을 줄여서 P, Q점을 가능한 낮게 조정하여 저회전수에서 기진력을 감소시켜 댐퍼의 크기를 줄이는 것이 바람직하며 필요한 경우에는 이를 위해 중간축에 합금강의 적용도 고려할수 있다. 5, 6 시린더의 경우는 4시린더의 후자와 동일하게

설계하게 된다. 2절진동의 경우 크랭크축에 절점이 있으므로 선급의 비틀림진동 허용곡선에 따라 P, Q점을 같은 높이로 설계하는 것이 바람직하다.

신기종개발 엔진의 경우 기진력을 정확하게 파악할 수 없기 때문에 가급적 설계마진을 충분히 고려하여야 한다.

### 3. 실제 엔진의 적용결과 및 계측결과와의 비교

#### 3.1 중간축에 절점을 갖는 1절 비틀림 진동 댐퍼

비틀림진동에 의한 1절 진동의 절점이 중간축에 존재하고 중간축의 부가응력을 줄여 운전금지구역을 설정하지 않기 위해 댐퍼를 검토하였다. 또한 비틀림진동제어를 위해서 점성댐퍼도 가능하나 댐퍼의 크기가 크게되어 엔진의 메인베어링에 과도한 부하가 걸리게 되므로 성능이 우수한 가이스링거형 댐퍼를 선택하였다.

##### 3.1.1 댐퍼 및 추진축계 요목

###### 1) 댐퍼요목

- Type : Geislinger D 270/2
- Outer inertia : 14100 kgm<sup>2</sup>
- Inner inertia : 723 kgm<sup>2</sup>
- Stiffness : 12 MN-m/rad
- Damping coefficient : 215000 N-ms/rad
- Permissible vibratory torque : 324kN-m
- Total weight : 11907 kg

###### 2) 엔진의 주요 요목

- Type : Hyundai B&W 6S70MC
- Cylinder bore×stroke : 700×2673 mm
- MCR : 20940 bhp×88 rpm
- Firing order : 1-5-3-4-2-6
- Reciprocating mass : 8829 kg/cyl.
- Conn. ratio : 0.4360
- Total weight : 597 ton (dry.)

###### 3) 프로펠라

- Type : F.P.P.
- No of blade : 4ea

- Diameter : 8000 mm
- Weight : 34.3 ton
- Moment of inertia :  
 132972 kgm<sup>2</sup>(in water)  
 104775 kgm<sup>2</sup>(in air)

1/30, 1/20, 1/10인 댐퍼를 이용하여 비틀림 진동계산을 수행한 결과는 Fig. 3, Fig. 4에 보인다.

Table. 1에서 large댐퍼의 경우 댐퍼 내부 판스프링의 허용 진동토크는 만족할 만한 값

4) 등가 질량계

No.	Mass name	Inertia (kg.m <sup>2</sup> )	Stiffness (N-m/rad)	Dia.(out/in) (mm)
1	Damper outer	14100, 00	0, 120000E+08	
2	D.inner+Fig.+M.C	5026, 00	0, 239200E+10	784, 0/150, 0
3	Cylinder 1	23548, 00	0, 182800E+10	784, 0/150, 0
4	Cylinder 2	23548, 00	0, 182800E+10	784, 0/150, 0
5	Cylinder 3	23548, 00	0, 182800E+10	784, 0/150, 0
6	Cylinder 4	23548, 00	0, 182800E+10	784, 0/150, 0
7	Cylinder 5	23548, 00	0, 182800E+10	784, 0/150, 0
8	Cylinder 6	23548, 00	0, 237500E+10	784, 0/150, 0
9	Cam.drive+M.C	10018, 00	0, 317400E+10	784, 0/150, 0
10	Turning wheel	8242, 20	0, 981000E+08	550, 0/0, 0
11	Flange	999, 30	0, 267700E+09	680, 0/0, 0
12	Propeller	133475, 19		

3. 1. 2 최적설계

댐퍼가 부착되기 전의 추진축계 비틀림 진동의 1절 고유진동수를 계산하면  $\omega_0$ 는 29.85 rad/s이다. 또한 등가질량  $I$ 는 298300 kgm<sup>2</sup>, 등가강성  $k$ 는 266 MN-m/rad, 1절 6차 위험 회전수인 47.5 rpm에서 6차 성분의 기진토크는 431 kN-m이다. 다질점진동계에서 프로펠러, 엔진, 히스테리시스 감쇠등이 복잡하게 작용하고 있으므로 실제 설계과정에서는 댐퍼의 크기, 강성계수 및 최적감쇠계수를 구하여 비틀림진동에 의한 댐퍼와 중간축의 진동토크를 구할 필요가 있다. 다음의 Table. 1에서 보는 바와 같이  $R(I_d/I, \text{관성질량비})$ 이 1/40,

을 가지나 small과 medium은 판스프링의 허용 진동토크를 초과할 뿐 아니라 댐퍼외륜의 비틀림 각도가 너무 커서 실제로 적용할 수는 없다. 이경우에 댐퍼의 감쇠계수를 증가시키면 중간축에 부가되는 토크는 감소되고 댐퍼 내부 판스프링의 진동토크와 내외륜의 상대각도도 작게 된다. Fig. 5는 small댐퍼의 감쇠계수를 zero, optimum, 100, 150, 200 kN-ms/rad 및 무한대로 바꾸면서 댐퍼 판스프링에서의 진동토크를 계산한 결과이다. Fig. 6은 medium(1)댐퍼의 감쇠계수를 optimum, 125, 188, 250kN-ms/rad, 무한대로 한 경우에 댐퍼 판스프링에 대하여 진동토크를 계산한 결과이

Table. 1 The damper specification for preliminary design

Damper size	$I_d$ (outer) (kgm <sup>2</sup> )	$I_i$ (inner) (kgm <sup>2</sup> )	$k_d$ (MN-m/rad)	$\gamma$	$c$ (optimum) (kN-ms/rad)	$R^{-1}$
small	7500	400	6, 5	0, 0933	41, 8	40
medium(1)	10000	600	8, 6	0, 1060	63, 3	30
medium(2)	15000	800	12, 7	0, 1273	114, 0	20
large	30000	1500	24, 3	0, 1678	300, 5	10

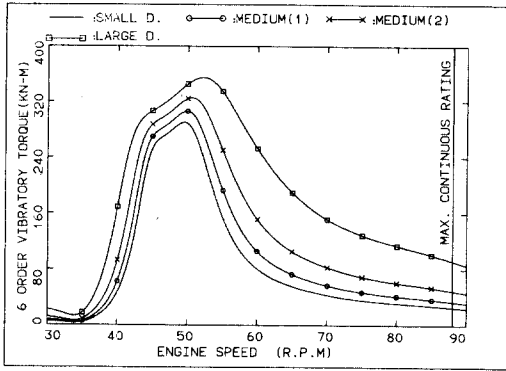


Fig. 3 The 6th order vibratory torque of damper

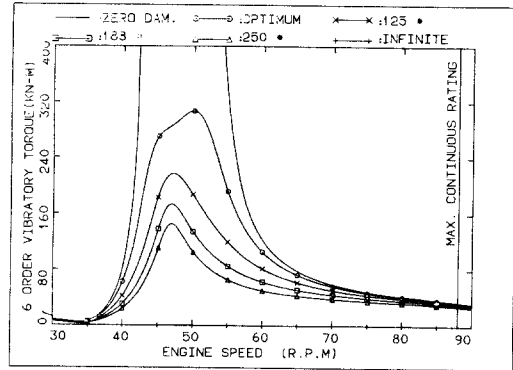


Fig. 6 The 6th order vibratory torques of medium(1) damper (Between outer and inner ring)

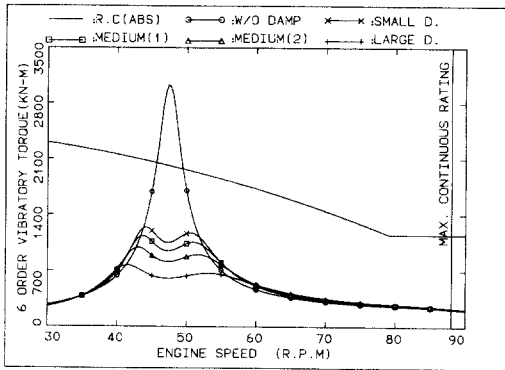


Fig. 4 The 6th order vibratory torque of inter shaft

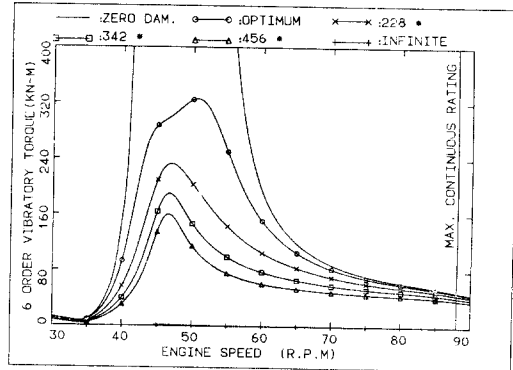


Fig. 7 The 6th order vibratory torques of medium(2) damper (Between outer and inner ring)

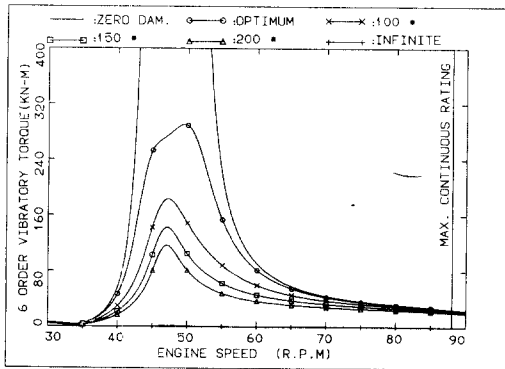


Fig. 5 The 6th order vibratory torque of small damper (Between outer and inner ring)

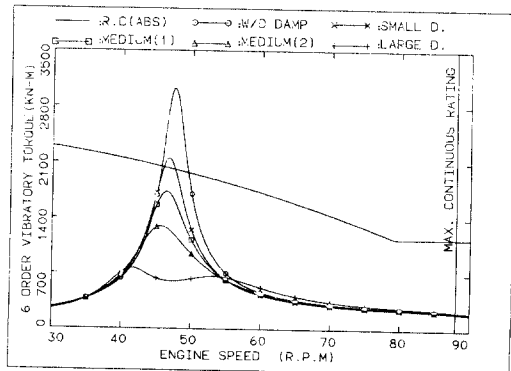


Fig. 8 The 6th order vibratory torque of inter shaft (Between turning wheel and flange)

다. Fig. 7은 medium(2)댐퍼의 감쇠계수를 zero, optimum, 228, 342, 456 kN-ms/rad, 무한대로 한 경우에 댐퍼 판스프링에 대하여 진동토크를 계산한 결과이다. 여기서 댐퍼내부 판스프링의 진동토크가 허용치내에 존재하는

최적 감쇠계수는 small댐퍼의 경우 200, medium(1)댐퍼는 188이고 medium(2)댐퍼는 228 kN-ms/rad이다. Fig. 8은 선급의 비틀림 진동 허용곡선과 댐퍼를 부착하지 않을 경우,

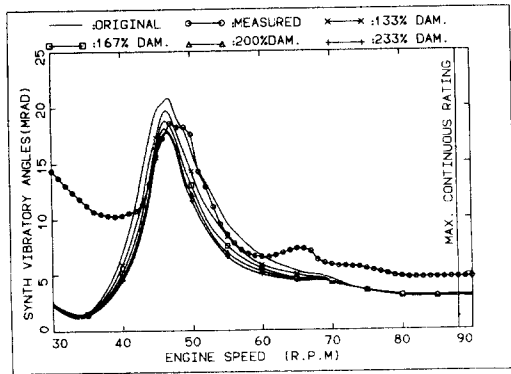


Fig. 9 Synthesized vibratory angles of damper outer part

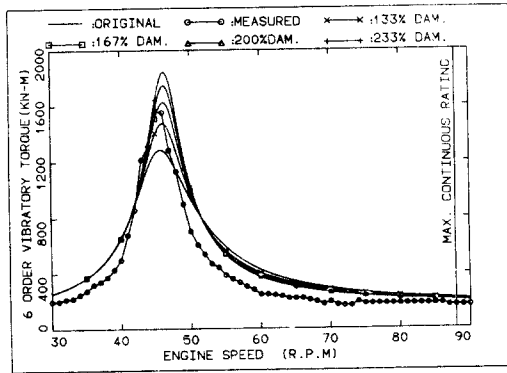


Fig. 10 The 6th order vibratory torque of inter shaft (Between turning wheel and flange)

small댐퍼, medium(1)댐퍼, medium(2)댐퍼는 상기값들을 이용하고 large댐퍼는 최적감쇠계수를 이용하여 계산한 중간축에 걸리는 진동토크를 보여주고 있다. 여기서 small댐퍼는 중간축의 진동토크가 선급의 허용곡선을 초과하고 medium(1)댐퍼는 허용마진이 적으므로 적합하지 않으며 경제적인 최적의 댐퍼는 medium(2)댐퍼로 판단된다. 3.1.1절에서 댐퍼요목은 댐퍼 내부 판스프링의 강성이 표준화된 제품에 의해서 결정되므로 medium(2)댐퍼보다 약간 적게 설계되어 있다.

### 3.1.3 계산결과와 실선계측 결과의 비교검토

진동계측은 댐퍼 내외륜과 중간축에서 실시하였으며 댐퍼의 경우 댐퍼를 보호할 목적으로 최근 개발된 모니터링 시스템을 이용하여 각진

폭을 계측하였고 중간축은 텔레메타 시스템을 이용하여 부가응력을 계측하였다. Fig. 9는 댐퍼외륜의 각진폭의 계측결과와 계산결과 그리고 고 정확한 감쇠계수를 추정하기 위하여 감쇠계수를 증가하면서 시뮬레이션한 결과이다. Fig. 10은 중간축의 6차성분의 부가응력의 계산 및 계측 결과이다.

실제 계측결과에 의하면 외륜의 각 차수 합성치는 6차성분의 계측치 보다 현저하게 큰값을 가지며 외륜의 6차성분의 계측값과 거의 비슷하였다. 그러나 실제 40~50 rpm사이에서 6차 성분 이외의 다른 성분은 거의 합성치에 기여할 수 없을 뿐만 아니라 댐퍼 외륜의 진동속도가 커서 댐퍼내부의 유체의 흐름이 비선형적으로 불규칙하게 운동하므로써 모니터링 내부에 있는 FRI(Finite Impulse Response)필터가 정확하게 모니터링을 할수 없는 것으로 판단되어 본 연구에서는 이들에 대한 영향을 고려하여 합성치와 비교해서 보상을 행하였다.

### 3.2 크랭크축에 절점을 갖는 2절 비틀림 진동 댐퍼

비틀림진동에 의한 2절진동의 절점의 하나가 크랭크축 중간에 존재하는 경우 크랭크축의 부가응력을 줄이기 위하여 댐퍼를 적용하였다. 특히 공진점이 연속최대 회전수 근처에 존재하고 운전금지구역을 설정할 수 없는 경우에는 댐퍼를 필수적으로 부착하여야 한다. 2절진동을 제어하기 위하여 최적의 점성댐퍼를 부착하는 경우 1절진동계 댐퍼보다 감쇠계수가 증가하게 되므로 댐퍼링이 케이싱에 고착할 가능성이 높게 되어 댐퍼의 내구성 및 신뢰성이 문제로 될 수 있으므로 여기에서는 가이스링거형 댐퍼를 부착하여 진동제어를 행하였다.

#### 3.2.1 댐퍼 및 추진축계 요목

##### 1) 댐퍼요목

- Type : Geislinger D 270/7
- Outer inertia : 9680 kgm<sup>2</sup>
- Inner inertia : 1400 kgm<sup>2</sup>
- Stiffness : 61 MN-m/rad
- Damping coefficient : 215000 N-ms/rad



- Permissible vibratory torque : 575kN-m
  - Total weight : 11800 kg
- 2) 엔진의 주요요목
- Type : Hyundai B&W 12K90MC-C
  - Cylinder bore×stroke : 900×2400 mm
  - MCR : 70300 bhp×104 rpm
  - Firing order : 1-8-12-4-2-9-10-5-3-7-11-6
  - Reciprocating mass : 17031 kg/cyl
  - Conn. ratio : 0,364

- Total weight : 1795 ton(dry)
- 3) 프로펠라
- Type : F.P.P.
  - No of Blade : 6ea
  - Diameter : 8200mm
  - Weight : 82 ton
  - Moment of inertia :  
341867 kgm<sup>2</sup>(in water)  
262975 kgm<sup>2</sup>(in air)

## 4) 등가 질량계

No.	Mass name	Inertia (kg.m <sup>2</sup> )	Stiffness (N-m/rad)	Dia. (out/in) (mm)
1	D.outer (M.P.1)	9690,00	0,610000E+08	
2	D.inner (M.P.2)	3862,00	0,471700E+10	980,0/490,0
3	Cylinder 1	32091,00	0,390600E+10	980,0/490,0
4	Cylinder 2	32091,00	0,408200E+10	980,0/490,0
5	Cylinder 3	32091,00	0,411500E+10	980,0/490,0
6	Cylinder 4	32091,00	0,406500E+10	980,0/490,0
7	Cylinder 5	32091,00	0,393700E+10	980,0/490,0
8	Cylinder 6	32091,00	0,478500E+10	980,0/490,0
9	Cam.drive (M.P.3)	15129,00	0,478500E+10	980,0/490,0
10	Cylinder 7	32091,00	0,396800E+10	980,0/49,0
11	Cylinder 8	32091,00	0,393700E+10	980,0/49,0
12	Cylinder 9	34389,00	0,380200E+10	980,0/490,0
13	Cylinder 10	34389,00	0,395300E+10	980,0/490,0
14	Cylinder 11	32091,00	0,392200E+10	980,0/490,0
15	Cylinder 12	32091,00	0,510200E+10	980,0/490,0
16	Thrust shaft	6262,00	0,755300E+10	979,0/150,0
17	Tur.Wh. (M.P.4)	20445,00	0,719580E+09	715,0/ 0,0
18	Inter Sft (M.P.5)	1087,00	0,276400E+09	715,0/ 0,0
19	Flange 1	2202,00	0,247500E+09	715,0/ 0,0
20	Flange 2	2923,00	0,151400E+09	715,0/ 0,0
21	Flange 3	4032,00	0,497400E+09	870,0/ 0,0
22	Propeller	343813,00		

## 3.2.2 최적설계

댐퍼의 일반적인 설계방법은 3.1.2절과 같으나 크랭크축에 절점을 갖는 2절진동의 경우에는 중간축에 절점계이 있는 경우보다는 문제로 되는 차수가 높아 실제 비틀림 진동을 일으키는 기진력(하모닉 계수)이 적을 뿐만 아니라 절점이 크랭크축에 있기 때문에 엔진의 등가질량은 1절진동계에 비해 적고 프로펠라의 비틀

림 각도도 적어 프로펠라 등가질량은 추진축계 전체의 등가질량에 미치는 영향은 작다. 또한 실린더 기진력의 벡터합 역시 같은 위상이 되지 않기 때문에 비교적 엔진 크기에 비해 소형의 댐퍼로도 진동제어가 가능하다. 2절진동의 등가질량은 230200 kgm<sup>2</sup>, 등가강성계수는 1544 MN-m/rad, 그리고 기진토크는 2절9

차의 위험회전수 87 rpm에서 310 kN-m으로 된다.  $k_d$ 는 이론상 공진을 하기 위해서 댐퍼강성계수가  $\infty$ 일때  $\omega$ 는 79.9 rad/s로 되고  $k_d$ 는 62 MN-m/rad로 된다. 여기서  $R$ 은 1/24 정도이고  $\gamma$ 는 0.13824 그리고 최적감쇠계수는 21.8 kN-msec/rad로 된다.

3.2.3 계산결과와 계측결과 비교검토

진동계측은 댐퍼의 내외륜과 엔진내부의 크랭크축 그리고 중간축에서 실시하였으며 댐퍼의 경우 역시 모니터링 시스템을 이용하여 댐퍼의 각진폭을 계측하였고 엔진내부의 경우 Fig. 11에서 보는 바와 같이 텔레메타 시스템을 이용하여 크랭크축에 9차성분의 응력이 가장 많이 걸리는 캠 드라이브축과 실린더 7번사이에서 부가응력을 계측하였다. 중간축의 경우



Fig. 11 Photograph of telemetering system in crankshaft

한 실린더 착화실패에 따른 진동 부가응력을 텔레메타 시스템으로, 각진폭을 에코더 타입으로 계측하였다. Fig. 12에 댐퍼 외륜의 9차 성분을 Fig. 13에 댐퍼 내륜의 9차 성분을, Fig. 14에 크랭크축의 진동토크를 보인다.

본 연구에서는 동시에 계측된 5점에서의 계측치와 계산치가 차이가 나는 원인을 규명하기 위하여 이론적으로 시뮬레이션을 행하였다. 고려 대상으로는 기진력, 댐퍼의 감쇠계수, 강성

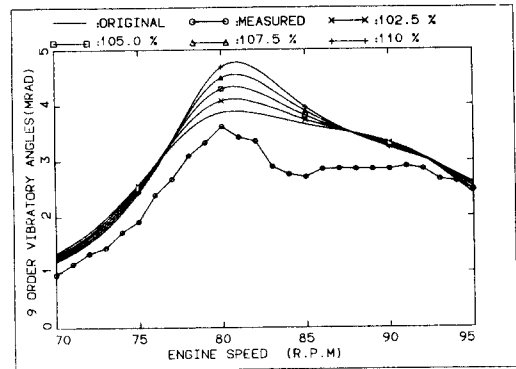


Fig. 12 The 9th order vibratory angles of damper outer part

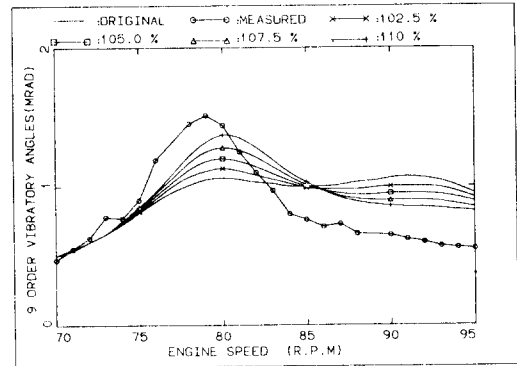


Fig. 13 The 9th order vibratory angles of damper inner part

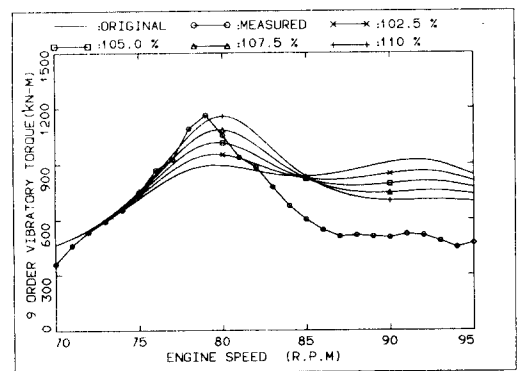


Fig. 14 The 9th order vibratory torque of crankshaft (Between camdrive and Cyl. 7)

계수들을 차례로 바꾸어 가면서 계산한 결과 기진력은 주공진차수인 9차성분이 연속최대화 선수 근처에 있어 평균유효압력이 높아 이론적

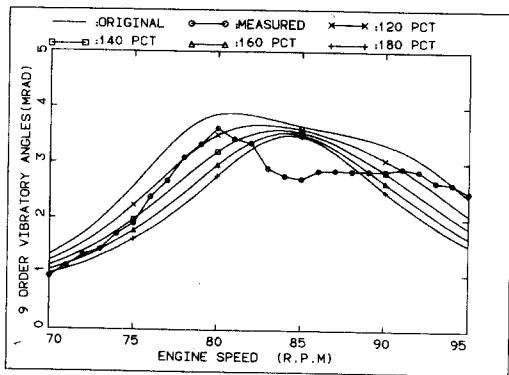


Fig. 15 The 9th order vibratory angles of damper outer part

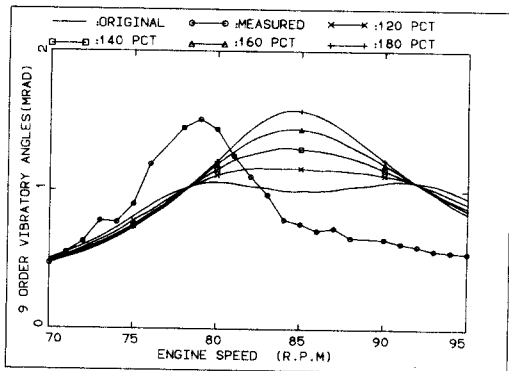


Fig. 16 The 9th order vibratory angles of damper inner part

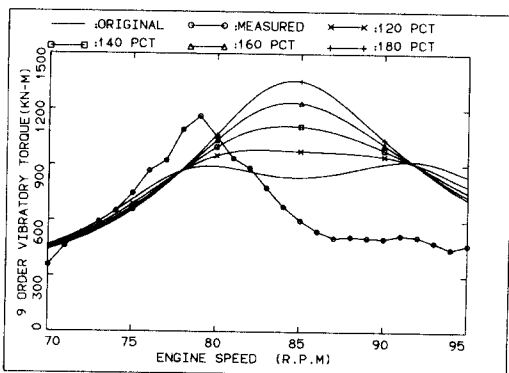


Fig. 17 The 9th order vibratory torque of crankshaft (Between camdrive and Cyl. 7)

계산값과 큰 차이를 보이지 않았다. Fig. 15, Fig. 16, Fig. 17은 감쇠계수를 바꾸어 가면서 댐퍼내외륜과 크랭크축의 9차 성분을 계산한

결과로 감쇠계수가 증가할 경우 절점은 85 rpm에 나타난다. 따라서 댐퍼의 동강성계수를 바꾸어가면서 계측결과와 비교한 값들 Fig. 12 ~ Fig. 14에서 보여주고 있다. 이들의 그림을 검토하여 보면 댐퍼의 감쇠력은 정상적으로 작동되어진 것으로 판단되나 댐퍼의 동강성계수는 설계치보다 약 10%정도 높게 제작되어졌다고 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 최근 고출력의 엔진개발과 함께 점차 적용범위가 확대되어가는 유체감쇠형 비틀림진동댐퍼중 대형저속2행정 엔진에 적용되는 가이스링거형 댐퍼의 최적설계를 위해서 2절점계모델과 실제 응용방법을 제시하였으며, 중간축에 절점이 있는 1절진동계와 크랭크축에 절점이 있는 2절진동계는 댐퍼의 최적설계 개념이 다르므로 이를 검토하였다. 또한 댐퍼의 성능을 파악하기 위하여 내외륜의 각진폭을 모니터링 시스템을 이용하여 계측하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 대형박용디젤엔진에서 1절진동계에 대한 일반적인 최적 감쇠계수를 적용하면 댐퍼내부 판스프링의 진동토크는 허용토크를 초과하므로 감쇠계수를 증가시켜 판스프링의 진동토크를 낮추어야 하며, 2절진동계에 대한 설계는 일반적인 최적설계를 적용할 수 있음을 알 수 있었다.

(2) 본 연구에서 중간축에 절점이 있는 1절진동계에서는 비틀림진동댐퍼 내외륜의 상대변위는 진동이 가장 큰 46rpm에서 11.87mrad정도로 설계되었지만 실제 계측결과는 댐퍼의 감쇠계수가 이론치 보다 증가하여 상대변위는 감소하였다. 이는 판스프링의 상대각속도가 커서 댐퍼내부의 비정상적인 유체흐름에 기인된 것으로 판단되어진다.

(3) 크랭크축 절점계일 경우 내외륜의 상대변위는 진동이 가장 큰 81rpm에서 3.15mrad정도로 설계되어 중간축 절점계와 비교할때 아주 작기 때문에 댐퍼내부의 유체흐름은 모든 구역

에서 정상적으로 작동하였다고 판단되나 동강성계수는 설계치보다 약 10%정도 높게 제작되었다고 판단된다.

### 참고문헌

1. G. Donath & H. Seidmann, "Comparison between Stresses Measured in Crankshafts of Marine Diesel Engines and Stresses Calculated in accordance with a Proposal by the CIMAC Sub-Group Crankshafts", ICMEs, '84
2. C. Arther & A.H. Synd., "Measurement and Assessment of Crankshaft Stress", ICMEs, '84, Trieste Symposium.
3. Lars Bryndum & Stig.B. Jakabsen, "Vibration Characteristics of Two-Stroke Low Speed Diesel Engines", Motor Ship Mar., 12-13, 1987.
4. Shichi Iwamoto, "The Development of the Torsional Vibration Damper of Viscous Type with Controllable Elasticity Effect", M.E.S.J Vol. 15 No. 1, 1987.
5. BICERA, "Handbook of Torsional Vibration", Cambridge University Press, 1958.
6. J.P. Denhartog, "Mechanical Vibration", 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958.
7. Shan S. Kuo, "Computer Applications of Numerical Method", Add'son-Wesley, 1972.
8. Dr. Geislinger Co., "Geislinger Catalogue"
9. 吉井弘, "過去10年の發達とその展望(軸系)", 日本舶用學會誌 第11號, 1986.
10. 富山修, 內燃機關のねじり振動と疲れ強さ, 日本 東京, コロメ社.
11. Y.Honda et al., "Dynamic Characteristics and Optimum Tuning of Torsional Rubber Damper", 日本自動車技術會 論文集 No. 35, 1986.
12. 山田剛二, "トーションナルダンパ", 內燃機關, Vol. 5, No. 48, 1966.
13. 全孝重, "舶用디젤機關 推進軸系の 強制減衰 비틀림振動에 관한 研究", 韓國舶用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1980.
14. 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
15. 전효중, 김의간, 옥류관, 이돈출, "여러개의 분지를 갖는 동력전달장치의 비틀림 진동해석", 한국박용기관학회지, 13권 제2호, 1989.