

# 스프링-점성형 비틀림 진동댐퍼 설계를 위한 특성연구

## Study on the Characteristics for the Design of a Spring-viscous Torsional Vibration Damper

이동환† · 정태영\* · 김영철\* · 김홍섭\*

Lee, D. H., Chung, T. Y., Kim, Y. C., Kim, H. S.

하여 시작품에서 불가능한 몇 가지 중요한 실험을 수행하였다.

### 1. 서 론

중대형 디젤엔진 축계에서는 운전 시 엔진 크랭크에 작용하는 비틀림 응력을 선급이 규제하는 허용치 이하로 줄이기 위하여 거의 필수적으로 스프링-점성형 비틀림 진동댐퍼가 사용된다. 스프링-점성형 비틀림 진동댐퍼는 동흡진기 원리를 이용하여 판스프링으로 디젤엔진 축계의 주 비틀림 진동모드에 동조(tuning)시키고 진동 시 댐퍼 내에 채워진 오일과 간극에서 발생하는 유체의 흐름에 의한 댐핑력으로 진동량을 저감하여 축계의 비틀림 진동을 제어한다. 그러므로 이 댐퍼를 설계하기 위해서 대상 축계의 비틀림 진동해석을 통하여 동조할 지배적 진동모드 차수를 결정하고 그 주파수에서 모달 해석기법을 이용하여 엔진 축계를 1자유도 모달 질량과 모달 강성으로 정규화 치환하여야 한다. 이후는 동흡진기 이론에 따라 댐퍼의 파라미터 값을 결정하고 그 값을 만족하는 세부 부품들을 설계하는 절차를 취한다.

이상과 같은 절차로 설계되고 제작된 비틀림 진동댐퍼의 실제모델에 대해서 그 성능을 검증하기 어렵기 때문에 제작사에서는 진동 계산서와 엔진타재시험, 선급에서는 주로 진동 계산서와 시운전으로 가름한다. 그 이유는 중대형 디젤엔진 축계용 비틀림 진동댐퍼의 경우에 통상 크기와 관성질량이 너무 커서 Lab.실험이 불가하기 때문이다.

그러므로 이 논문에서는 중대형 비틀림 진동댐퍼를 설계하는 기법을 독자적으로 개발하는 차원에서 상기의 대형 비틀림 댐퍼의 축소모델을 설계, 제작

### 2. 댐퍼 강성 모델링 기법

#### 2.1 대상 비틀림 진동 댐퍼



Fig.1 Prototype of a torsional vibration damper (Inner side and assembly)

대상 디젤엔진 축계는 1800kW급 디젤엔진-제너레이터 축계이고 엔진은 4행정 6기통 900rpm이다. 선급이 정하는 이 축계의 허용 비틀림 진동응력 값은  $30 \text{ N/mm}^2$ 이다. 대상 축계에 상당하는 비틀림 진동댐퍼는 서론에서 설명된 절차에 의거하여 설계한 바 Fig.1과 같고 직경 690mm, 중량 230kg, 관성질량  $13\text{kgm}^2$ , 강성계수  $1.97 \text{ MNm/rad}$ , 감쇠계수  $2.1 \text{ kNms/rad}$ 이다. 이 댐퍼는 2절 4.5차 성분으로 동조되어 설계되었으며 해석 결과 엔진 크랭크의 비틀림 응력은  $18\text{N/mm}^2$ 로 유지되었다.

시작품 댐퍼의 구조는 Fig.1과 같이 24쌍의 스프링이 Inner star의 홈에 끼워져 있고 스프링들은 Outer member와 일체로 고정되어 있다. Inner star와 Outer member 사이에는 O-ring이 끼워져 서로 상대운동을 하며 내부에 실린더유가 채워져 있다.

#### 2.2 축소모델 비틀림 댐퍼

시험이 가능한 축소모델을 설계하기 위하여 스프

† 교신저자; 정회원, 한국기계연구원

E-mail : ldh@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7352 , Fax : 042-868-7440

\* 한국기계연구원

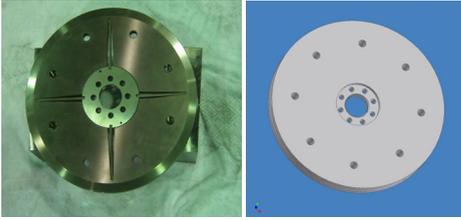


Fig.2 Miniaturized model of the prototype torsional vibration damper

링을 4쌍으로 줄이고, 중량 15kg, 관성질량 0.18인 Fig.2의 모델을 설계, 제작하였다. 이 모델은 시작품 댐퍼를 본 따서 스프링과 Inner star 홈의 경계조건은 동일하며 Mass block과 스프링의 연결은 고정조건으로 하였다.

이 축소모델은 Torsional actuator를 사용하여 공진시험을 수행한 결과 Fig.3과 같이 13Hz에서 공진이 일어났다. 따라서 실험을 바탕으로 역으로 모델의 경계조건을 Fig.4와 같이 찾아내었다.

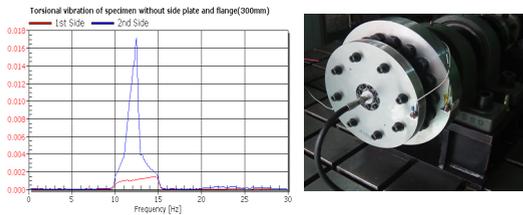


Fig.3 Resonance search test for miniaturized model

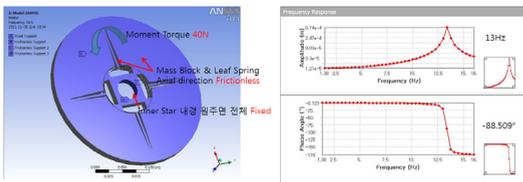


Fig.4 Boundary condition of the model and its Bode plot

### 2.3 시작품 강성 실용화 설계

2.2절과 같이 축소모델에서 얻어진 스프링과 Inner star 홈 간의 경계조건을 시작품 댐퍼에 같은 방식으로 적용하면 모델링 및 Mesh는 Fig.5와 같고, 구속 및 경계조건은 Fig.4와 같다. 모델 해석에서 얻

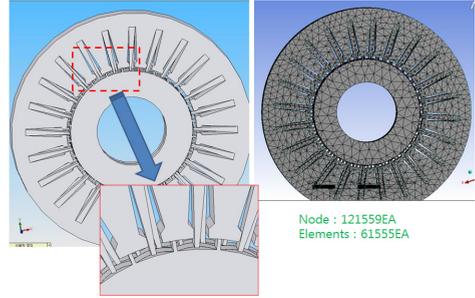


Fig.5 Modeling and mesh of the prototype

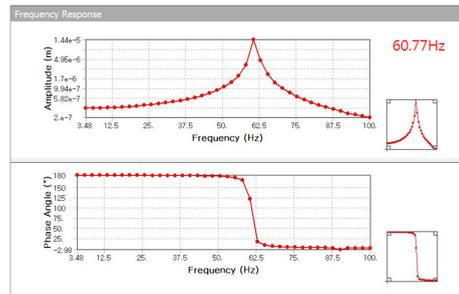


Fig.6 Bode plot of the prototype

어진 Bode plot은 Fig.6과 같다. Fig.6에서 시작품 댐퍼의 공진은 60.77 Hz인데 이것은 다음의 식에 의거하여 1.99 MNm/rad에 해당하여 설계 강성 값인 1.99 MNm/rad에 1%의 오차로 일치한다.

$$k_{\theta} = \omega^2 J = (2\pi \times 60.77)^2 \times 13.6533 = 1.99 \text{ MNm/rad} \quad (1)$$

## 3. 결 론

중대형 디젤엔진 축계용 비틀림 진동댐퍼의 강성 설계를 위하여 축소모델을 설계하여 실험 및 해석을 통하여 경계조건을 찾았고 그것을 시작품에 적용한 결과 설계 값과 잘 일치하였다.

## 후 기

이 연구논문은 산업기술연구회에서 시행한 주요 연구사업의 내용 중 일부입니다.