

# 진동 실험에 의한 700 kW 급 선박용 감속기어의 진동 특성 분석

## Vibration Characteristics Analysis of 700 kW Marine Gearbox through Vibration Measurement

김준성\* · 이돈출†  
**Kim Junseong and Lee Donchool**

### 1. 서 론

선박용 감속기어는 주로 주 기관과 프로펠러 사이에 장착되어 선박이 앞뒤로 움직일 수 있도록 전·후진 쉬프팅(shifting)을 수행하고 엔진 사양에 맞는 프로펠러에 효율적인 중감속비로 동력을 전달하는 역할 또한 하게 된다.

동력 전달자로서 중요한 역할을 하는 감속기어는 실험 대상 감속기어의 경우, 3개의 축이 회전을 하게 되고 6개의 테이퍼 롤러 베어링에 의해 지지를 받는다. 입력축(엔진의 크랭크축과 동일선 상에 위치한다.), 후진축(엔진의 크랭크축과 오프셋(offset)을 이룬다.), 출력축(프로펠러축과 동일선 상에 위치)이 그것이다. 감속기어의 구조에 의해 동력 전달 시 항상 맞물려 돌아가는 기어는 3쌍이 된다.

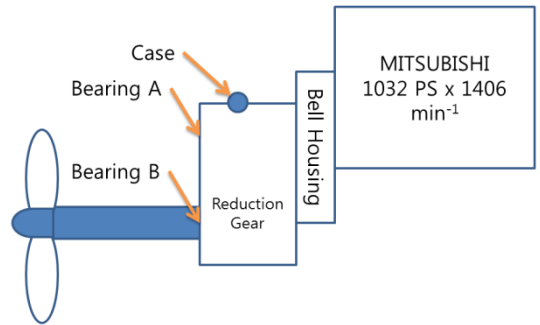
이렇게 기어박스에서 센서를 통해 수집할 수 있는 진동은 엔진에서 전달되는 진동토크와 그에 따라 회전하는 3개의 축, 3쌍의 기어 그리고 6개의 베어링, 프로펠러 기진력 및 기어박스과 선체 자체의 구조진동 등이 주된 요인이 된다.

해상에서의 추진 축계 고장은 치명적일 수 있다. 그 중, 축계에 한 몫을 담당하고 있는 선박용 감속기어의 진동 특성을 확인하고자 700 kW급 감속기어를 대상으로 가속도계를 이용해 취득한 신호의 주파수 기반 분석을 수행하였다. 특히 엔진 그리고 기어박스의 기어, 베어링 및 프로펠러 진동에 초점을 맞추었다.

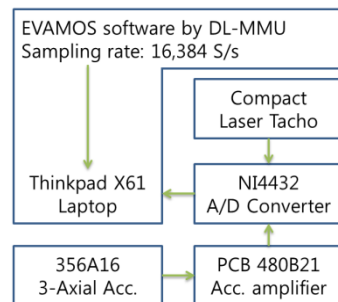
단순히 1대에 대한 진동 결과로 비슷한 용량대의 감속기어를 대변할 수 없지만 이를 바탕으로 데이터를 계속적으로 취득한다면 감속기어 감시 시스템 등 좋은 결실을 맺을 것으로 본다.

### 2. 실험 장치 및 방법

감속기어의 요목은 Table 1과 같고 추진 축계의 구성도를 Fig.1에 보인다. 가속도는 3축을 동시에 측정하였으며, Fig.1과 같이 Bearing A와 Bearing B 그리고 기어박스의 케이스면 상부에서 엔진 회전수를 고정된 상태로 각각 다른 시간대에 계측을 수행하였다. 엔진 회전수는 엔진 풀리(pulley)에서 직접 수집되었다. 엔진은 6 실린더(cylinder), 4 스트로크(stroke) 중속 디젤엔진으로 주 진동 차수는 엔진 회전 주파수의 3차이다. 계측에 사용된 장비와 설정값은 Fig.2에 나타낸다.



**Fig. 1** Schematic diagram of propulsion shafting system and sensor's location



**Fig. 2** Schematic diagram of signal acquisition

† 교신저자: 이돈출, 목포해양대학교 기관시스템공학부

E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

Tel : 061-240-7219

\* 목포해양대학교 기관시스템공학부

3축 가속도계의 주파수 범위는 축마다 다르나 가장 좁은 것은 x축 방향의 값으로 0.5~4500 Hz이고, 최대 측정 가능 진폭은 피크(peak)값으로  $\pm 50$  g이다. 신호 취득 샘플링률은 계측 당시 엔진의 최대 회전수에 대한 클러치 하우징 기어의 잇수(동력을 전달하는 축 위에 장착된 기어 중 잇수가 가장 많다.)를 기준으로 하고, 통상 기어 실패에 의해 발생할 수 있는 기어 이빨 통과 주파수(GMF)의 3차 하모닉(harmonic)까지 고려하여 16,384 S/s로 설정하였다. (1430 / 60 x 44 x 3 = 3146 Hz)

엔진과 감속기 사이에서 적용된 커플링은 700 kW급 감속기어에 일반적으로 사용이 되는 러버블럭이 장착되었다. 러버블럭의 특성은 엔진에서 발생되는 폭발에 의한 진동 토크가 제대로 걸러지지 않고 기어박스로 전달될 수 있다는 것이다.

계측은 엔진 최대 회전수(MCR)를 넘어선 1428  $\text{min}^{-1}$ 에서 진행되었다. 당시 선박은 공선 상태로 엔진 자체에 큰 부하가 걸리지 않는 조건이었으나 프로펠러가 수면을 기준으로 오르락 내리락 하는 상태로 작동을 하였다. 이는 프로펠러가 수면 아래에 잠긴 경우에는 상대적으로 엔진에 부하가 커지고 수면 위로 올라오는 경우에는 상대적으로 엔진에 부하가 작게 걸린다는 것을 의미한다. 즉, 프로펠러에 의한 연속 또는 불연속적인 프로펠러 축방향 하중 변동이 있었다고 예측할 수 있다.

**Table 1** Specification of marine gearbox and propeller

	Driving gear (구동기어)	Clutch housing gear (클러치 하우징 기어)
Number of teeth	30 ( $Z_1$ )	44 ( $Z_2$ )
Reduction ratio	3.56	
No. of blades( $Z$ )	3	

### 3. 진동 신호분석 및 결과

다음은 감속기어의 회전체 중, 베어링, 기어 및 프로펠러에서 발생할 수 있는 진동 주파수에 대한 계산 방법을 보인다. <sup>(1)(2)(4)</sup> 베어링의 경우 내륜이 고정인 것과 외륜이 고정인 것에 대한 계산 방식이 각각 있으나, 실험 대상 기어박스에는 외륜 고정형으로 사용하고 있어서 외륜 고정 기준 계산식을 사용하였다.

$$f_r = \frac{\text{min}^{-1}}{60} \quad \text{-----} \quad (1)$$

$$\text{FTF}(O) = \frac{f_r}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D} \cos \theta\right) \quad \text{-----} \quad (2)$$

$$\text{FTF}(I) = \frac{f_r}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \cos \theta\right) \quad \text{-----} \quad (3)$$

$$\text{BPF}(O) = \text{FTF}(O) \times N \quad \text{-----} \quad (4)$$

$$\text{BPF}(I) = \text{FTF}(I) \times N \quad \text{-----} \quad (5)$$

$$\text{BSF} = \frac{f_r}{2} \cdot \frac{D}{d} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot (\cos \theta)^2\right) \quad \text{---} \quad (6)$$

$$\text{GMF}(f_m) = f_r \cdot Z_1 \quad \text{-----} \quad (7)$$

$$f_g = (f_m \pm k \cdot f_r), \quad (k - 1) \cdot f_m$$

$$(k = 0, 1, 2 \dots) \quad \text{-----} \quad (8)$$

$$\text{BPF} = f_r \cdot Z \quad \text{-----} \quad (9)$$

$f_r$  : Rotational Frequency

$\text{FTF}(O)$  : Fundamental Train(cage) Frequency relative to Outer ring

$\text{FTF}(I)$  : Fundamental Train(cage) Frequency relative to Inner ring

$\text{BPF}(O)$  : Ball Pass Frequency of Outer ring

$\text{BPF}(I)$  : Ball Pass Frequency of Inner ring

$\text{BSF}$  : Ball Spin Frequency

$\text{GMF}$  : Gear Mesh Frequency

$f_g$  : Gear Fault Frequency

$\text{BPF}$  : Blade Pass Frequency

Table 2에 진동 측정위치에 장착된 베어링의 사양을 나타낸다. 테이퍼 롤러 베어링의 경우 베어링 진동 주파수를 계산하기 위해 필요한 접촉각( $\theta$ ), 롤러 직경( $d$ ) 그리고 베어링의 피치 직경( $D$ )을 Fig.3과 같이 정의한다. 테이퍼 롤러 베어링의 롤러는 테이퍼(tapered)의 형태를 하고 있기 때문에 롤러의 유효 직경을 Fig.3과 같이 롤러 높이의 중심 단면에서 정의하고 이를 롤러의 직경이라 한다. <sup>(1)(3)</sup>

**Table 2** Specification of bearings

	Bearing A	Bearing B
Bearing type	TRB(single)	TRB(single)
No. of rollers( $N$ )	16	20
Mean roller diameter(mm)( $d$ )	15.6	27.5
Pitch diameter(mm)( $D$ )	94.81	195
Contact angle(deg)( $\theta$ )	7	12

접촉각은 베어링의 내·외륜의 중심축과 롤러의 중심축이 이루는 각에 의해 정의된다. 그리고 피치 직경은 베어링 내·외륜의 중심축과, 롤러 직경과 롤러

의 중심축이 이루는 교차점 사이의 최단거리에 두 배를 한 값이 된다.

분석 대상 감속기어에 장착된 베어링의 사양을 직접 확인할 수는 없었으나 사용된 베어링의 제조사와 번호를 알고 있어서 제조사 홈페이지에서 제공하는 베어링 CAD 도면을 활용하여 필요 사양을 획득하였다.

1428 min<sup>-1</sup>을 기준 회전으로 한 베어링과 기어 및 프로펠러에 의해 발생할 수 있는 진동 성분들을 Table 3에 나타낸다.

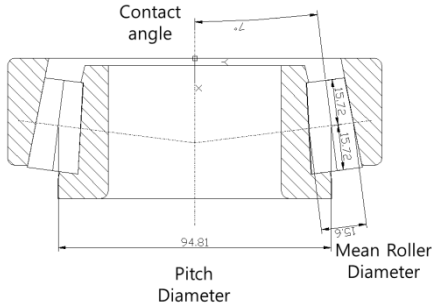


Fig. 3 Schematic of rolling element TRB

Table 3 Vibration frequency of each component

(Hz)	Bearing A	Bearing B
$f_r$	23.8	
FTF(O)	9.95	2.87
FTF(I)	13.84	3.79
BPF(O)	159.30	57.52
BPF(I)	221.49	75.93
BSF	70.39	23.20
(Hz)	Driving gear	Clutch housing gear
GMF	714	1047.2
GMF x 2	1428	2094.4
$f_g$	690.2 / 737.8	1023.4 / 1071
(Hz)	Propeller	
BPF	20.01	

주파수 해상도는 0.5 Hz이며, 수집된 데이터는 Fig.4 같이 2초 간격으로 분할하고 다시 분석 블록의 50 %씩을 왼쪽으로 이동시켜 각각에 대해 FFT를 수행한 후 Contour map으로 만들었다. 이는 오버랩(Overlap) 되지 않은 시간 사이에서도 발생하는 진동의 상태도 함께 관찰하기 위해서 이다. 필요에 따라 더 많은 중첩을 통해 진동 신호를 확인할 수도 있다.

분석 결과, 어느 정도는 진동 신호를 보여줄 것으로 예상했던 베어링 진동 성분들이 보이지 않았다. Fig.5와 같이 일부 시간대의 스펙트럼을 확대해서 확인한 결과 엔진 진동보다 현저히 적은 값이 나타났다.(BPMF: 221 Hz / 0.031 g, BPF0: 159 Hz / 0.021 g) 엔진 및 선체에서 센서로 전달되는 진동값이 상대적으로 크고 비슷한 주파수 영역에 베어링 진동이 존재하기 때문에 베어링에서의 상당한 결함이 진행이 되기 전에는 모니터링을 통해 알아차리기 쉽지 않을 것으로 판단된다. Bearing B의 경우도 비슷한 양상을 보인다.

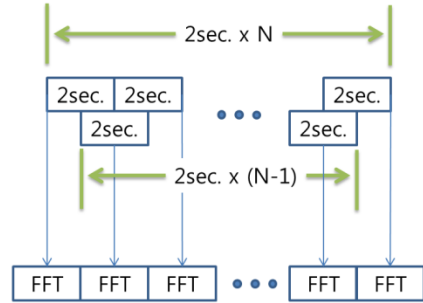


Fig. 4 Schematic of analysis

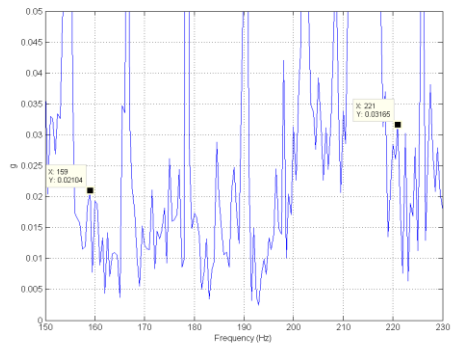
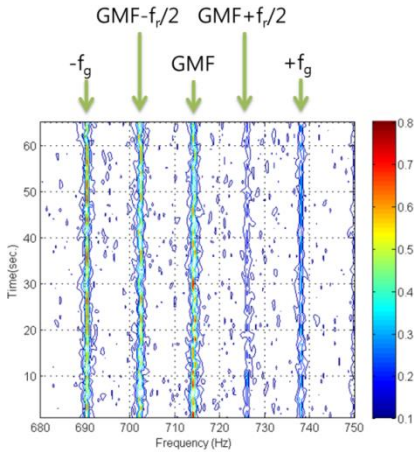


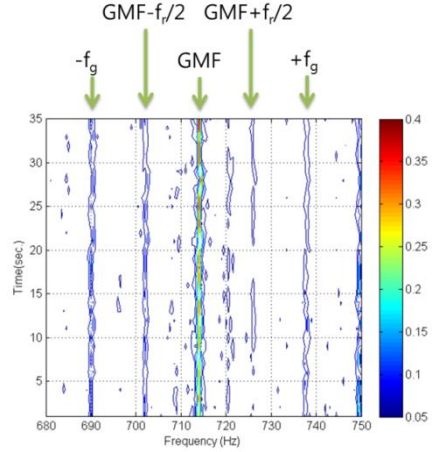
Fig. 5 Bearing vibration spectrum at Bearing A, Transverse direction

Fig.6~11에 분석 결과 중, 기어박스의 각 위치별 측정된 기어 및 엔진의 진동 주파수가 크게 잡힌 그 래프를 대표적으로 보인다.

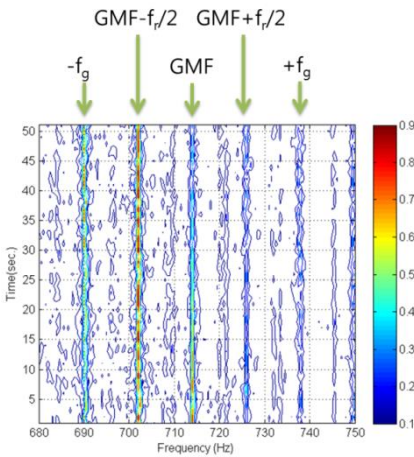
기어의 경우 진동 또는 결함 주파수를 앞의 수식과 같이 정의한다.<sup>(4)</sup> 하지만 이번 계측 결과에는 다른 요소가 드러났다. Fig.6~8에서처럼, GMF 및 기본 결함 주파수에 더해 GMF ±  $f_r/2$ 의 값이 나타났다. 이는 여러 이유가 있을 수 있으나 예상할 수 있는 것은 다음과 같다.



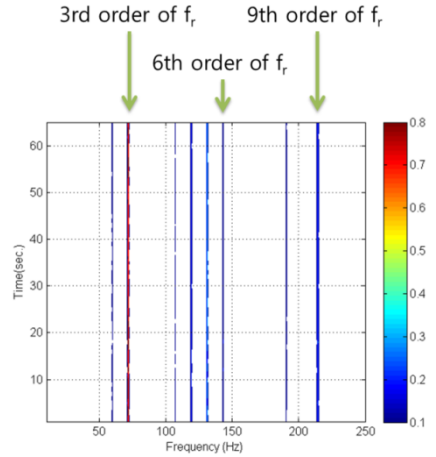
**Fig. 6** Driving gear acc. Contour map at Bearing B, Longitudinal direction (unit:g)



**Fig. 8** Driving gear acc. Contour map at Bearing A, Transverse direction (unit:g)



**Fig. 7** Driving gear acc. Contour map at Case, Vertical direction (unit:g)



**Fig. 9** Bearing B and engine acc. Contour map at Bearing B, Transverse direction (unit:g)

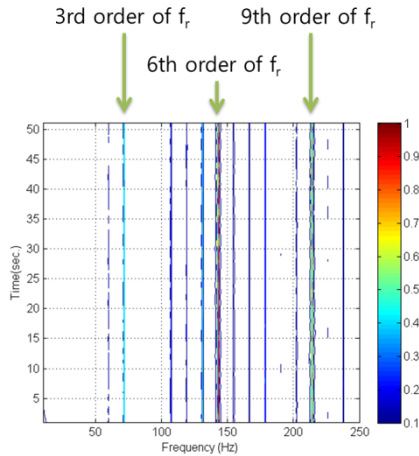
적용 감속기어의 구동기어와 축은 일체로 되어있지 않고 그 사이에 저널베어링이 자리잡고 있어 일정 공차를 유지하고 있는 상태로 작동이 된다. 그리고 토크 변동에 의한 입력축 자체의 변형도 발생을 한다. 즉, 입력축과 구동기어가 유막을 사이에 두고 엔진에서 발생하는 토크 변동으로 인해 연속적으로 misalignment가 발생하고 기어와 기어 사이에 백래쉬량이 변하여 기어의 물림 주기 변화에 의해 주파수 변조가 일어날 수 있다.

또한 백래쉬량의 변화에 의해 기어에 발생하는 충격으로 인한 이빨 자체의 변형도 고려해볼 수 있을 것이다.

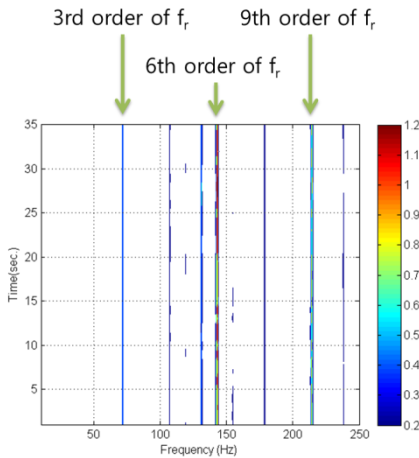
기어박스에서 측정된 엔진 진동은 기어 자체의 발생량보다는 크거나 비슷한 값을 나타내었다.

3개의 위치에서 측정된 값들 중에서 Transverse 방향의 진동이 지배적이었으며, 엔진의 주 진동 차수인 엔진 회전 주파수의 3차와 6차가 크게 나타났고 엔진 회전 주파수의 9차까지도 나타났다.

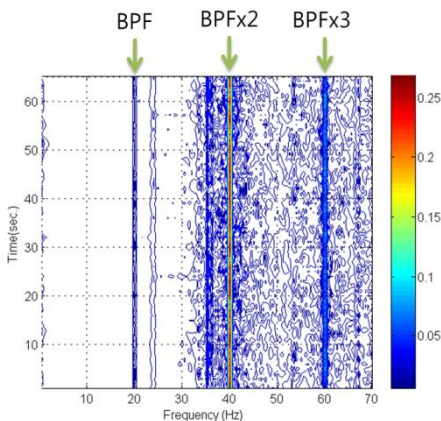
감속기어의 상부보다는 하부의 진동이 작게 나타났다. 이는 감속기 자체가 엔진의 크랭크 축으로부터 아래로 오프셋(offset)이 되어 있고, 중간에 마운팅 브라켓(mounting bracket)이 설치되어 있어 엔진에서 발생한 Transverse 진동이 걸러진 영향이라 생각된다. 그리고 하부는 프로펠러에 의해 발생한 추력을 직접 전달받는 부분으로 Axial 진동에 의한 백터합성의 영향이라고도 생각된다.



**Fig. 10** Engine and gearbox acc. Contour map at Case, Transverse direction (unit:g)



**Fig. 11** Bearing A and engine acc. Contour map at Bearing A, Transverse direction (unit:g)



**Fig. 12** Engine and gearbox acc. Contour map at Bearing B, Longitudinal direction (unit:g)

프로펠러 진동 분석 결과를 Fig.12에 나타낸다. BPF의 2차 성분이 지배적으로 나타났으며, 이는 프로펠러가 수면으로 올라오면서 생기는 프로펠러의 유체 변동력에 의한 영향으로 판단된다.

#### 4. 결 론

1. 내연기관에 직결된 감속기어에 장착된 베어링의 진동 성분을 확인하기는 쉽지가 않다. 엔진, 기어 및 선체 등에서 전달되는 진동의 크기가 상대적으로 크고 주파수 범위가 비슷하게 형성되어 있어 베어링 결함의 감속기어의 구동에 영향을 줄 정도의 결함을 가지기 전까지는 모니터링이 어렵다고 판단이 된다.

2. 대상 감속기어에서 발생된 기어의 진동은 기어 물림 주파수를 중심으로 한,  $GMF \pm f_r$  과  $GMF \pm f_r/2$  의 세 가지 성분이 지배적으로 나타나는 것을 확인하였다.

3. 실험 조건이 공선 선박에 대한 테스트였기 때문에 여러 부하 조건에 대한 결과를 알기 어렵다. 더욱 정확한 감속기어의 회전부품들에 대한 해석을 위해서는 다양한 부하 조건에서 획득한 신호들의 정보가 필수적이라 생각된다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Paula J. Dempsey, Gary Kreider and Thomas Fichter, July 2006, Tapered Roller Bearing Damage Detection Using Decision Fusion Analysis, NASA/TM-2006-214380
- (2) Dr. S. J. Lacey, Nov/Dec 2008, An Overview of Bearing Vibration Analysis, maintenance & asset management vol23 no 6
- (3) Bernard J. Hamrock and William J. Anderson, June 1983, Rolling-Element Bearings, NASA Reference Publication 1150, 13~15
- (4) 양보석, 2006, 기계설비의 진동 상태 감시 및 진단, 인터비전, 328~338, 356~364