한국소음진동공학회 2009년 춘계학술대회논문집, pp.504~508

# 드릴쉽 디젤엔진 발전기의 진동에 관한 연구

## Study on the Vibration of Diesel Engine Generator of Drill Ship

진봉만† · 박형식* · 도천수* · 공영모* · 김노성*

Jin Bong Man, Park Hyung Sik, Do CheonSooKong, Young Mo and Kim Nho Seong

**Key Words :** F.E. Model(유한요소 모델), ODS(Operational Deformed Shape), Modal test(모달 테스트) Structural Impedance(구조 임피던스)

ABSTRACT

To obtain high power, diesel engines continuously increase combustion pressure and mean effective pressure each cylinder, and the excitation sources and noisy sources are increased, too. Moreover, to reduce the costs, shipyards make hull structures weaker than before. As above reasons, it is more difficult to control the vibration phenomenon nowadays.

In this study, it was investigated why diesel generator sets reached the vibration allowable limits during the FAT and heavy vibration phenomenon of diesel generator sets using ODS test during onboard tests. Also, it is found out the stiffness of deck and common bed using the test result of their structural impedance. To find out the vibratory characteristics of diesel generator sets, MODAL tests were carried out. From the sensitivity analysis after above tests, it was selected points to be reinforced and studied troubleshooting to solve heavy vibration phenomenon of diesel generator sets.

## 1. 서 론

디젤엔진은 고출력을 얻기 위해 실린더 내 연소 압력과 평균 유효 압력이 꾸준히 증가 되고 있어 엔진에서 발생하는 기진력이 증가하고 있지만 조선소에서는 생산비용을 줄이기 위해 엔진과 관련된 선체 구조를 종전보다 경량화하고 있어 이를 지지하는 선체 구조는 상대적으로 약해져 진동을 제어하기가 힘들어지고 있고 또한 디젤엔진의 고출력화로 소음원도 커지고 있다.(1)(2)(3)

하지만 관련 규정은 점점 더 엄격해 지고 또 선원들의 생활 수준이 향상되고 있어 근무환경이 안 좋을 경우 승선을 기피하고 있다.

디젤엔진은 선박 및 해양플랜트의 핵심부로 설계 초기 각종 진동과 소음의 특성을 파악하고 적절한 방진 대책을 세워져야 하므로 조선소로 납품하기 전에 FAT(Factory Acceptance Test)를 수행하여 진동과 소음 및 다른 의장관련 사항과 성능을 점검 후 납품하게 되는데 본 논문의 대상 디젤엔진의 FAT 시 100% load 에서는 진동허용치에 근접한 결과를 나타내었지만 onboard 에 설치 후 허용치를 초과하는 진동이 발생하였다.

본 논문은 FAT 때 진동허용치에 근접한 결과가 나온 이유와 onboard 에 설치 후 디젤엔진 발전기의 과도진동 현상을 ODS 방법을 사용하여 규명하고 common bed 와 장비가 설치되는 하부 deck 의 structural impedance 를 계측하여 강성을 평가하였으며 과도진동 문제를 해결하기 위해 modal test 를 수행하여 디젤엔진의 진동특성을 분석하여 강성관점에서 sensitivity 를 계산하여 보강에 적합한 지점을 선택하여 과도진동을 해결 할 수 있는 대책을 검토하였다.

† 교신저자; 대우조선해양㈜
E-mail : bmjin@dsme.co.kr
Tel : (055) 680-5552, Fax : (055) 680-2142
* 대우조선해양㈜

## 2. 본 론

### 2.1 디젤엔진 발전기의 진동현상

디젤엔진 발전기는 주요 장비로 조선소로 납품하기 전에 POS 에 준하는 성능이 나오는지를 FAT 때 검사를 수행하게 되는데 이때 진동레벨이 디젤엔진의 alternator 의 cooler 와 bearing 에서 당사의 POS 를 조금 초과하는 결과가 나와 보완작업을 수행 후 납품하기로 하였으나 선박에 설치 후 onboard test 에서 alternator 의 cooler 와 bearing 진동이 각각 73.5mm/sec, peak, 33.0mm/sec, peak 로 각각의 허용치 25.0 mm/sec, peak, 21.0mm/sec, peak 를 많이 초과하는 결과가 나타났으며, onboard 조건에서 6 대의 디젤엔진 발전기에 대한 계측 결과를 Table 1 에 정리하였다.

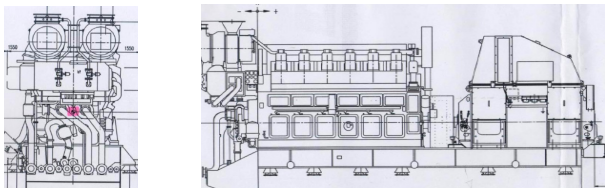
Figure 1 에 디젤엔진 발전기의 형상별 도면을 나타내었다. Figure 1 (A)는 conventional type 의 디젤엔진 발전기로 디젤엔진과 alternator 가 common bed 상부에 설치되며 common bed 하부와 선체 사이는 resilient mount 를 사용하여 지지되는 구조이고, Figure 1 (B)의 alternator 는 common bed 에 직접 체결되고 디젤엔진

만 resilient mount 를 이용하여 common bed 위에 놓이고 common bed 는 선체에 직접 체결되는 구조로 본 논문에서 다룬 과도진동이 발생한 디젤엔진 발전기 형상이다.

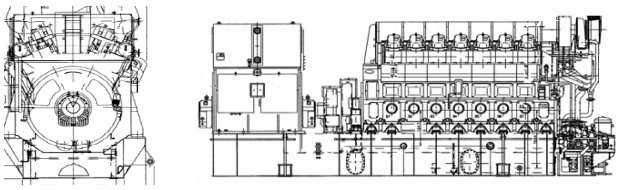
Table 1 Vibration results during onboard tests

Unit(mm/s, peak)

| DG No | Onboard | | | FAT (Alt. Bear.) |
|---|---|---|---|---|
| | Eng. Bear. | Alt. Bear. | Cooler | |
| 6 | 4.8 | 24.7 | 71.5 | (12.0) |
| 5 | 11.4 | 18.2 | 51.5 | (14.1) |
| 4 | 7.4 | 13.6 | 20.7 | 7.9 |
| 3 | 3.3 | 33.0 | 73.5 | 21.1 |
| 2 | 6.1 | 13.8 | 70.7 | (14.1) |
| 1 | Flexible Hose Broken | | | (12.4) |



(A) Conventional Type



(B) MAN B&W 14V32/40

Figure 1 Drawing of Diesel Engine

## 2.2 해석에 의한 장비하부 강성 검토

설계 단계에서 장비의 Foundation 과 Foundation 하부 선체 구조와의 진동검토를 수행하였으나, 문제해결을 위해 보다 세심한 진동해석이 요구되어, 상세한 진동해석용 유한요소모델을 만들어 진동해석을 수행하였다. 사용된 유한요소모델을 Figure 2 에 나타내었다.

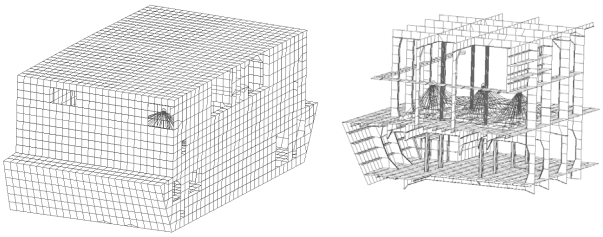


Figure 2 F.E. model of Hull & D/G foundation

해석결과에 의하면, onboard test 시 계측된 높은 spectrum 이 나타나는 주파수에는 주요 공진모드가 존재하지 않았으며, 1 차 고유모드의 주파수는 28.3Hz 에 존재하였으며, 디젤엔진 발전기 deck 가 국부적으로 진동하는 모드는 1 차 고유모드보다 높은 곳에 존재하는 것을 확인할 수 있었다. 각각의 주요 모드는 Figure 3~5 에 나타내었다.

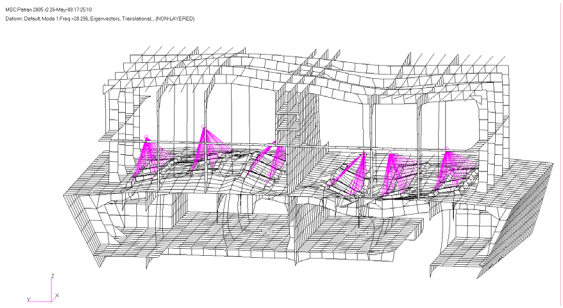


Figure 3 fundamental mode shape at 28.3Hz

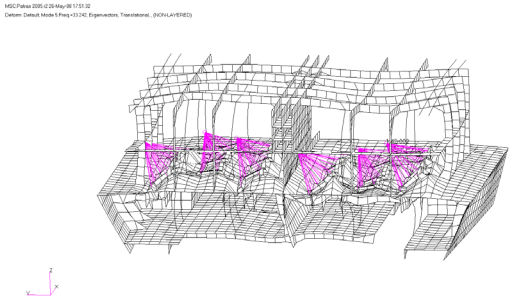


Figure 4 local mode shape at 33.2Hz

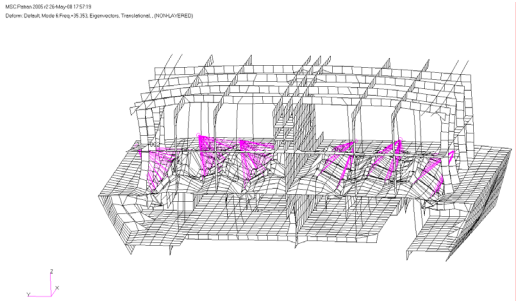


Figure 5 local mode shape at 35.4Hz

## 2.3 계측에 의한 장비하부 강성 검토

장비하부 deck 의 강성과 디젤엔진의 common bed 의 강성을 비교하기 위하여 두 곳의 structural

impedance 를 계측하였다. 계측한 결과를 Figure 6 과 Table 2 에 나타내었다.

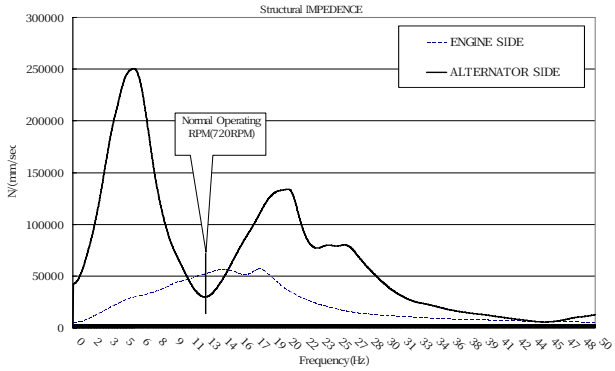



Figure 6 Comparison between common bed and deck

정상운전 조건하에서 deck 의 structural impedance 가 common bed 의 강성에 비해 약 1.6 배 이상 크게 나타나고 있어 업체에서 이야기한 조선소의 Deck 강성이 약하다는 근거가 없는 것으로 나타났다.

Table 2 Compare with the Structural Impedance

Unit: N/(mm/sec)

| | Common Bed | Deck under Common Bed |
|---|---|---|
| Structural Impedance | 31754 | 50297 |

당시, 후속선의 디젤엔진 발전기를 FAT 할 수 있는 기회가 생겨 하부조건을 onboard 조건과 동일 하게 만들어 수행할 것을 요청하였으나 업체의 shop 조건상 힘들다고 하여 common bed 하부와 shop 의 test bed 를 고정하는 clamp 수를 조절하여 디젤엔진의 고유진동수 이동을 확인하고자 하였다.

shop 에서는 기본 8 곳을 clamp 로 체결하여 수행한다고 하여 운전 중 governor 를 조절하여 RPM 를 sweep 시켜 공진점이 9.7Hz 에 있음을 확인한 후 4 곳의 clamp 를 풀고 재 측정한 결과 공진점이 9.3Hz 로 낮아지는 것을 확인 하였다. 이러한 변화는 Figure 7 에 나타내었다.

이러한 변화의 의미는 연결부를 더 많은 곳을 clamp 로 체결하면 고유진동수가 12Hz 로 변경될 수 있다는 의미이며 또 디젤엔진 발전기의 고유진동수가 기진원 주파수 보다 같거나 낮은 주파수에 존재함을 나타내는 것이다.

저속회전체의 경우 고유진동수를 기진원 주파수 보다 높게 설계하는 것이 보편적이지만 이를 만족하지 못하였다.

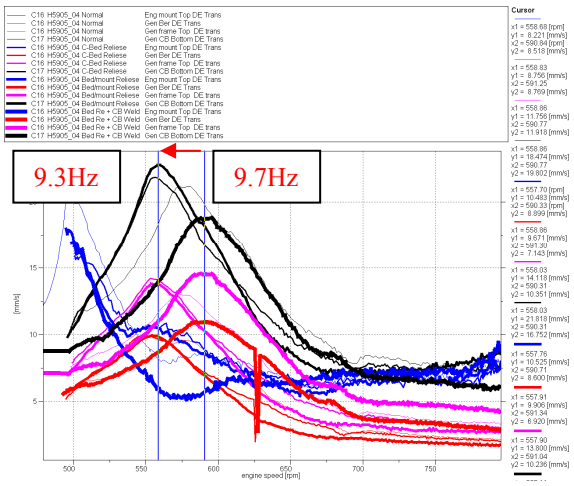



Figure 7 Change of freq. due to the number of clamp during FAT

## 2.4 디젤엔진 발전기의 진동 특성 평가

운전 중 장비의 진동거동을 파악하기 위해 ODS test 를 수행하였다. Test 를 위한 계측포인트는 Figure8 에 나타내었다.

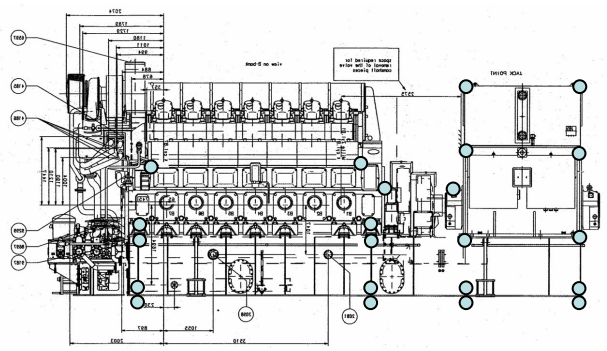


Figure 8 Measuring points for ODS test

운전 중 파악된 장비의 진동 거동은 Figure 9 과 같다.

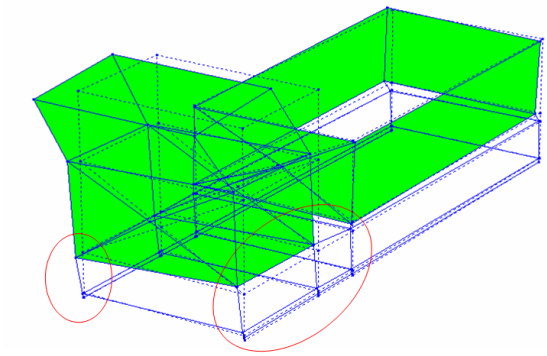


Figure 9 Deformed shape at Normal Operation

원으로 마크한 곳의 common bed 의 진동거동이 디젤엔진 common bed 보다 많은 것을 확인 할 수 있다.

그리고 진동특성을 평가하기 위해 modal test 를 수행하여 평가하였다.

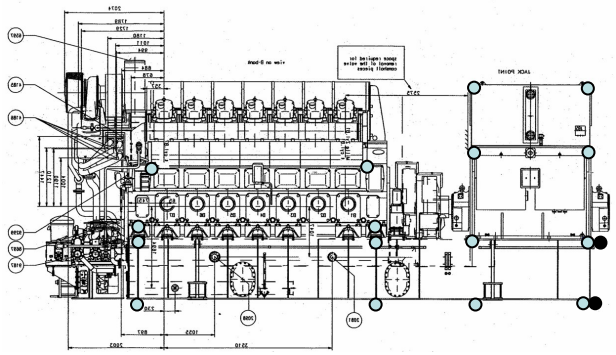


Figure 10 Measuring and impact points for Modal test

이 때 계측포인트와 가진포인트는 Figure 10 에 나타내었으며, 모달 테스트 결과로 12.3Hz 에서 고유진동수가 존재함을 확인하였다. 모달 테스트로 얻어진 고유모드는 Figure 11 에 나타내었다. 여기서 알 수 있듯이 alternator 하부의 common bed 부터 많은 진동거동이 발생하는 것을 알 수 있었다.

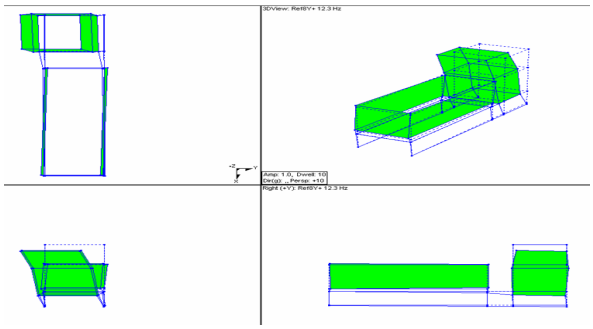


Figure 11 Mode shape of 12.3Hz

## 2.5 보강위치 선정을 위한 Sensitivity Analysis

Alternator 나 cooler 부분을 supporter 를 이용하여 강성을 높을 수도 있지만 선주의 반대로 Common bed 의 강성을 증가시켜 문제해결을 하고자 하였고, 어느 부위를 보강하는 것이 효율적인지 평가하기 위하여 강성측면에서 sensitivity analysis 를 수행하였다. Sensitivity analysis 는 아래의 식(1)에서 시작된다. (4)

$$\left(p^2[M]+p[C]+[K]\right)\{X(p)\}=[Z(p)]\{X(p)\} =\{F(p)\}, \quad \cdots\cdots (1)$$

여기서, $[M]$ : 질량 행렬, $[C]$ : 감쇠 행렬
$[K]$ : 강성 행렬, $[Z(p)]$ : 동강성 행렬
$\{F(p)\}$ : 힘 벡터, $\{X(p)\}$ : 응답 벡터

식(1)은 고유치 문제를 풀기 위해 식(2)로 바꿀 수 있다.

$$(p[A]+[B])\{Y\}=\{0\} \quad \cdots\cdots (2)$$

여기서,

$$[A]=\begin{bmatrix}[0] & [M]\\ [M] & [C]\end{bmatrix}, \quad [B]=\begin{bmatrix}-[M] & [0]\\ [0] & [K]\end{bmatrix}, \quad \{Y\}=\begin{Bmatrix}p\{X\}\\ \{X\}\end{Bmatrix}$$

식(2)를 켤레복소수가 있는 항으로 변환하면 식(3)으로 바꿀 수 있다.

$$(\lambda_i[A]+[B])\{\Phi\}_i=\{0\} \quad \cdots\cdots (3)$$

여기서, $\lambda_i=\sigma_i+j\omega_i$, $\{\Phi\}_i=\begin{Bmatrix}\lambda_i\{\psi\}_i\\ \{\psi\}_i\end{Bmatrix}$

식(3)에 $\{\Phi\}_i^T$ 을 곱하여 미분한 것을 정리하면, 식(4)와 같다.

$$\frac{\partial\{\Phi\}_i^T}{\partial u}(\lambda_i[A]+[B])\{\Phi\}_i+\{\Phi\}_i^T\frac{\partial(\lambda_i[A]+[B])}{\partial u}\{\Phi_i\} +\{\Phi\}_i^T(\lambda_i[A]+[B])\frac{\partial\{\Phi\}_i}{\partial u}=0 \quad \cdots\cdots (4)$$

행렬의 직교성을 고려하여 시스템 pole i 의 sensitivity 및 모드 형상의 sensitivity 를 모드형상 벡터 $\{\psi\}_i$ $\{\psi\}_i$ 로 정리하면 식(5), (6)과 같다.

$$\frac{\partial\lambda_i}{\partial u}=-\frac{1}{a_i}\{\psi\}_i^T\left(\lambda_i^2\frac{\partial[M]}{\partial u}+\lambda_i\frac{\partial[C]}{\partial u}+\frac{\partial[K]}{\partial u}\right)\{\psi\}_i \quad \cdots\cdots (5)$$

$$\frac{\partial\{\psi\}_i}{\partial u}=-\frac{1}{2a_i}\{\psi\}_i^T\left(2\lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial u}+\frac{\partial[C]}{\partial u}\right)\{\psi\}_i\{\psi\}_i +\sum_{r=1,r\neq i}^{2n}\frac{1}{\lambda_r-\lambda_i}\frac{1}{a_r}\{\psi\}_r^T\left(\lambda_i^2\frac{\partial[M]}{\partial u}+\lambda_i\frac{\partial[C]}{\partial u}+\frac{\partial[K]}{\partial u}\right) \{\psi\}_i\{\psi\}_i \quad \cdots\cdots (6)$$

이 때, 두 개의 자유도 k 와 l 의 선형 강성은 식(7)로 정리할 수 있다.

$$\frac{\partial\lambda_i}{\partial k_{kl}}=-\frac{(\psi_{ki}-\psi_{li})^2}{a_i} \quad \cdots\cdots (7)$$

위의 수식에 의해 sensitivity analysis 를 수행한 결과, Figure 12 에 small pipe 를 부착한 곳과 100A 를 보

강한 곳이 가장 효율이 높게 나타났고 small pipe 만 추가했을 때 13.8Hz 로 고유주파수가 증가되었고 여기에 100A angle 을 추가했을 때 14Hz 로 증가되었다.

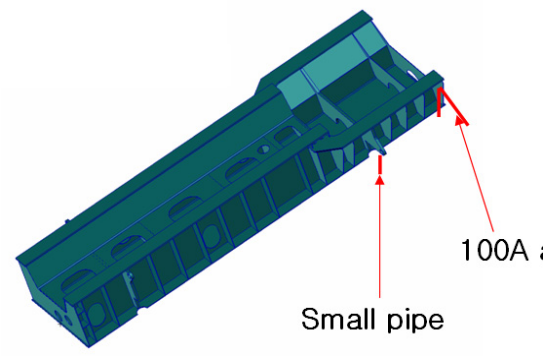



Figure 12 Test method for troubleshooting

하지만 안전성 측면에서 alternator 하부 common bed 의 6 곳에 추가 보강재를 Figure13 와 같이 부착하였다.

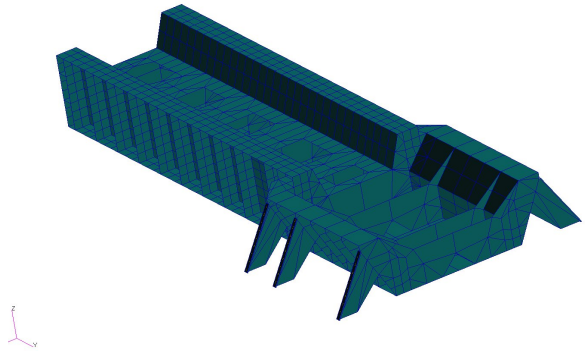


Figure 13 Final modification of common bed

보강 후 계측을 다시 수행하여, 그 결과 고유진동수는 Figure 14 와 같이 16.4Hz 로 증가되었고 각

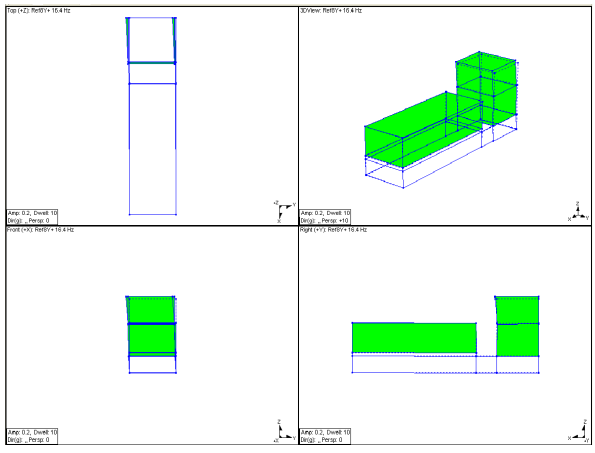


Figure 14 Mode shape of 16.4 Hz after modification

부위의 진동레벨도 Table 3 에 보는 바와 같이 허용치를 만족하는 것을 확인할 수 있었다.

Table 3 Comparison between before and after modification

Vibration levels of D/G sets onboard (mm/s, RMS), [Transverse direction]

| D/G No. | Before reinforcement | | | After reinforcement | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Alternator Bearing (DE) | Alternator Bearing (NDE) | Cooler | Alternator Bearing (DE) | Alternator Bearing (NDE) | Cooler |
| 6 | 16.5 | 17.5 | 50.6 | 3.8 | 5.6 | 6.0 |
| 5 | 10.9 | 12.9 | 36.4 | 2.7 | 4.0 | 6.0 |
| 4 | 4.5 | 9.6 | 14.6 | 1.4 | 1.4 | 2.3 |
| 3 | 17.0 | 23.3 | 52.0 | 3.7 | 5.1 | 6.0 |
| 2 | 8.2 | 9.8 | 50.0 | 3.0 | 4.6 | 7.1 |
| 1 | Flexible Hose Broken | | | 3.5 | 4.6 | 5.9 |

## 3. 결 론

본 논문은 선박에 탑재된 디젤엔진의 alternator 와 cooler 의 과대진동 문제를 제한된 시간과 조건 하에서 최적의 보강안을 강구하는 것이다. 따라서 아래와 같은 해석 및 각종 test 수행을 통하여 최적의 보강안을 도출할 수 있었다.

1) F.E Analysis 를 통하여 장비 하부 선체의 고유진동수를 파악 및 기진진동수와의 공진여부 예측 및 보강안에 대하여 모의시험을 수행.

2) ODS 및 Modal Test 를 통하여 선체와 장비자체의 고유진동수를 파악한 결과 common bed 가 기진원 진동수와 공진가능성이 있음을 파악

3) sensitivity analysis 를 통한 보강안의 위치 선정

4) 최종보강 후 진동계측을 통하여 문제해결 확인.

보다 효율적인 방진대책으로는 FAT 단계에서 이와 같은 문제점을 발견하여 shop 에서 해결하여 선박에 탑재하는 것이다. 이를 위하여 shop 에서의 계측조건과 onboard 와 유사한 조건을 형성하기 위한 노력이 필요하다.

## 참 고 문 헌

(1) Lee, D. C., M.J. Brennan and B.R. Mace, 2006, “A Design Criterion for the vibration Isolation of a Marine Diesel Generator sets”, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol.16, No.4, pp.329~338.

(2) Kim, Y. W., Bae, Y. C., Bae, C. H., Lee, Y. S., 2007, “High Vibration Phenomena due to Cylinder Explosion Pressure of Low-speed Diesel Engine with 7 Cylinder installed on Land”, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol.17, No.9, pp.826~834.

(3) Yoo, K. T. and Park, J. G., 1998, “Vibration Characteristics and anti-vibration method of 4 cycle medium sized diesel engine”, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 392~398.

(4) Ward Heylen, Stefan Lammens, Paul Sas, 1997, Modal Analysis Theory and Testing, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium