

접수 전선 모델을 이용한 장비 받침대 모빌리티 평가

이동섭¹·조대승¹·김국현^{2,†}
부산대학교 조선해양공학과¹
동명대학교 조선해양공학과²

Mobility Assessment of Equipment Foundation using Fluid-loaded Whole Ship Model

Dong-Sup Lee¹·Dae-Seung Cho¹·Kookhyun Kim^{2,†}
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University¹
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Tongmyong University²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The fluid loading effect has been investigated for the shipboard equipment foundation mobility with finite element model. For the purpose, two kinds of finite element models for 60m class ship have been developed: global and local model. The former is for low frequency range and the latter for middle frequency range. These finite element models contain added mass explaining fluid loading effect. Added mass has been implemented with virtual mass matrix derived from Laplace equation governing fluid surrounding ship hull. The mobility assessment result for diesel generator foundation of the objective model shows that the fluid loading effect should be considered, especially in low frequency range, to more accurately assess shipboard equipment foundation mobility.

Keywords : Fluid-loaded whole ship model(접수 전선 모델), Equipment foundation(장비 받침대), Mobility(모빌리티), Mode superposition method(모드 중첩법), Virtual fluid mass(가상유체질량)

1. 서론

선박 및 해양구조물에 탑재되는 주기류 및 보기류는 운용 중 가진력에 의한 진동에너지를 발생시키며, 이는 장비 받침대, 배관, 선체 구조 등 다양한 경로를 통해 구조물 전체에 전달되어 공기음, 구조진동음 그리고 수중방사소음을 유기한다. 이에 대한 저감 대책으로써, 장비와 이의 받침대 사이에 탄성 마운트를 이용한 진동절연, 점탄성 재료를 이용한 감쇠 조정, 그리고 전달 경로 변경 등이 적용되고 있다 (KR, 1997).

한편, 진동·소음 저감을 위해 장비를 탄성 마운트 등으로 지지할 경우, 마운트 고유의 절연능력이 발휘되기 위해서는 하부구조를 포함한 장비 받침대가 탄성마운트에 비해 충분히 낮은 모빌리티(mobility) 값을 갖도록 설계되어야 한다. 이에 선박 설계 및 건조단계에서 장비 받침대에 대한 충격 시험(impact test), 가진기 시험(exciter test) 등의 실험적 방법 (Aatola, 2002), 유한요소법(finite element method)을 기반으로 한 수치해석적 방법 (Kim, et al., 2008; Kim, et al., 2010), 경험식(empirical formula, Petersson, 1980) 등을 이용한 모빌리티 평가 등 다양한 평가 방법이 적용되고 있다.

특히, 최근 컴퓨터 성능 및 해석 기술의 발달로 수치해석적 방

법을 이용한 장비 받침대 모빌리티 평가방법이 설계 단계에서 실무적으로 활용되고 있으며, 실험 결과와의 비교를 통한 정확도 향상이 지속적으로 이루어지고 있다. Kim, et al. (2008)은 선박용 냉동기 받침대에 대한 유한요소해석을 수행하여 모빌리티를 평가하고, 그 결과를 충격시험 결과와 비교하여 유한요소해석이 받침대 모빌리티 평가에 유용하게 적용될 수 있음을 확인한 바 있다. 또한, Kim, et al. (2010)은 실선 장비 받침대의 충격 시험 방법 및 절차를 참고하여 유한요소법 기반의 장비 받침대 모빌리티 평가 방법과 절차를 정립하고 유한요소 모델링 범위와 요소 크기, 감쇠 등 해석인자들의 설정 방안을 제시한 바 있다. 이와 같은 연구에도 불구하고 수치해석적 방법을 이용한 장비 받침대 모빌리티 평가는 선박구조물 전체가 아닌 블록(block) 또는 받침대 규모의 수치해석 모델을 대상으로 이루어져 왔으며, 접수효과 또한 고려되지 않아 왔다.

이에 본 연구에서는 접수 전선 모델(fluid-loaded whole ship model)을 이용한 장비받침대 모빌리티 평가를 통해 해석모델 규모에 따른 접수효과를 수치해석적으로 고찰하고자 한다. 이를 위해 60m급 실선에 대한 전선규모의 유한요소모델을 생성하고 이를 이용해 비접수 및 접수 조건에 대한 디젤발전기 장비 받침대의 모빌리티 평가를 수행한다. 또한, 수치해석결과 고찰을 통해

접수 조건이 장비 받침대 모빌리티 평가 결과에 미치는 영향을 검토한다.

2. 해석 이론

장비 받침대 모빌리티는 식 (1)에 나타낸 바와 같이 단위 힘 가진 시의 속도 응답으로 정의되며, 실무적으로는 식 (2)에 나타낸 모빌리티 레벨(mobility level)이 주로 사용된다.

$$Y(\omega) = V(\omega)/F(\omega) \quad (1)$$

$$L_Y(\omega) = 20\log_{10}|Y(\omega)/Y_0| \quad (2)$$

여기서, $Y(\omega)$, $F(\omega)$, $V(\omega)$ 는 각주파수 ω 에서의 모빌리티(m/Ns), 기진력(N), 속도(m/s)를 각각 나타내며 Y_0 는 기준 모빌리티(reference mobility, $1m/Ns$)이다.

수치해석 기반의 장비 받침대 모빌리티 평가는 Fig. 1에 도시한 바와 같이 유한요소모델 생성, 자유진동해석에 의한 고유진동수 해석, 모드 중첩법에 의한 강제진동 해석, 속도 응답을 이용한 모빌리티 계산의 절차를 따라 수행된다 (Kim, et al., 2010).

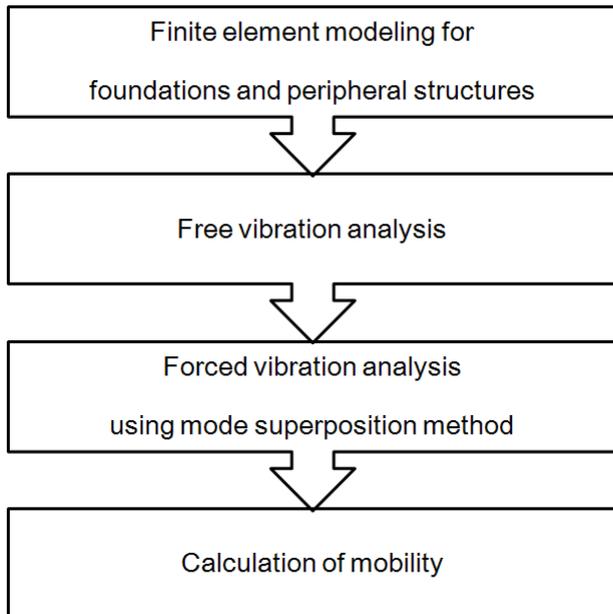


Fig 1. Mobility assessment procedure by finite element analysis

또한, 주파수 대역별 장비 받침대 모빌리티는 식 (3)에 나타낸 바와 같이 해당 옥타브 밴드 구간의 모빌리티 평균값으로 산정한다.

$$Y_{f_c} = \left(\sum_{m=1}^M Y_m \right) / M \quad (3)$$

여기서, Y_{f_c} 는 중심주파수가 f_c 인 옥타브 밴드 내 평균 모빌

리티, Y_m 는 m 번째 해석주파수에서의 모빌리티, M 은 해당 옥타브 밴드에서의 모빌리티를 평가한 주파수 개수이다. 본 연구에서는 주파수 대역별 장비받침대 동강성 평가를 위해 1/3-옥타브 밴드를 적용한다.

본 연구에서는 모빌리티 해석에 의한 속도 주파수 응답을 구하기 위해 모드 중첩법(mode superposition method)을 적용하되, 접수에 의한 구조-유체 연성문제를 고려하기 위해 가상유체질량(virtual fluid mass; MSC, 2010) 개념을 적용한다.

선박을 유한개의 자유도를 갖는 유한요소모델로 이산화하고 조화운동을 가정하면, 주파수영역에서의 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$\{-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K]\}\{u(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (4)$$

여기서, $[M]$ 은 질량행렬로써, 구조질량행렬 $[M_s]$ 와 가상유체질량행렬 $[M_f]$ 의 합으로 구할 수 있으며, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬을 나타낸다. 또한, $\{u(\omega)\}$ 는 변위벡터, $\{F(\omega)\}$ 는 외력벡터, j 는 단위허수, ω 는 각주파수를 나타낸다.

이 때, 가상유체질량행렬은 식 (5)로부터 구할 수 있다 (MSC, 2010).

$$[M_f] = [T][A][X]^{-1} \quad (5)$$

여기서, $[T]$ 는 접수면에 수직으로 작용하는 압력을 각 절점에서의 변위벡터 영역에 상응하는 힘으로 투영하는 변환행렬이다. 또한, $[A]$ 와 $[X]$ 는 유체영역에서의 속도포텐셜(velocity potential)에 대한 라플라스 방정식(Laplace equation)으로부터 유도된 정방행렬이며, 각각의 행렬요소는 식 (6) 및 식 (7)로부터 계산된다.

$$A_{lk} = \int_{A_k} \frac{e_{lk}}{|r_l - r_k|^2} dA_k \quad (6)$$

$$X_{lk} = \int_{A_k} \frac{\rho_w e_{lk}}{|r_l - r_k|} dA_k \quad (7)$$

이 때, r_l 과 r_k 는 점 l 또는 점 k 의 위치벡터, A_k 는 k 번째 유한요소면적, ρ_w 는 해수 밀도($=1,025 \text{ kg/m}^3$)이다. 또한, e_{lk} 는 점 k 으로부터 점 l 로의 방향벡터를 의미한다.

한편, 식 (4)를 모드 좌표계(modal coordinates)로 변환하고, 해를 구하면 변위벡터 $\{u(\omega)\}$ 는 식 (8)로부터 계산할 수 있게 된다.

$$\{u(\omega)\} = [\phi]\{\xi(\omega)\} \quad (8)$$

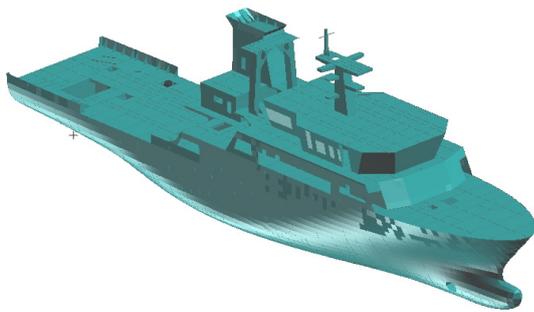
여기서, $[\phi]$ 는 고유벡터행렬을 의미하며, 식 (4)에 대한 비감쇠계($[C] = [0]$)의 고유치문제를 풀어 구한다. 또한, $\{\xi(\omega)\}$ 는 모드 좌표값이며, 각 요소는 식 (9)로부터 계산된다.

$$\xi_i(\omega) = \frac{f_i(\omega)}{-m_i\omega^2 + ic_i\omega + k_i} \quad (9)$$

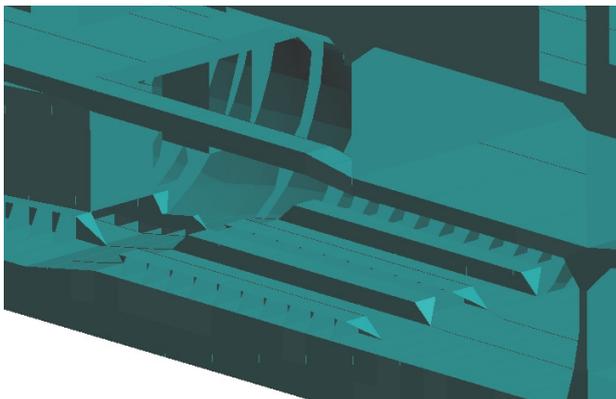
이 때, f_i , m_i , c_i , k_i 는 모드 힘(modal force), 모드 질량(modal mass), 모드 감쇠(modal damping), 모드 강성(modal stiffness)을 각각 의미한다.

3. 수치해석 및 고찰

모빌리티 평가는 60m급 선박용 주추진 디젤발전기 받침대를 대상으로 수행하였으며, 이를 위해 Fig. 2에 보인 바와 같이 대상 선박 전체를 50,782개의 절점과 80,587개의 요소로 구성된 유한요소모델을 생성하였다. 수치해석은 MSC/NASTRAN (MSC, 2010)을 활용하여 수행하였다. 적용된 재료 물성치는 Table 1에 보인 바와 같다.



(a) Whole ship model



(b) Perspective view of main diesel generator foundation

Fig. 2 Whole ship finite element model of 60m class ship

Table 1 Material properties for finite element model

Elastic Modulus	21000 kg/mm^2
Poisson Ratio	0.3
Structural Density	7.85E-06 kg/mm^3
Damping ratio	0.02

해석은 1/3 옥타브 중심 주파수 기준으로 10Hz에서 500Hz까지 수행하되, 접수효과를 검토하기 위해 비접수 조건(dry condition)과 접수 조건(wet condition)을 구분하였다. 이 때, 기진력은 Fig. 3에 표시한 각각의 마운트 위치에 대해 수직방향으로 1kN의 단위 기진력이 작용하도록 하였다. 마운트별 기진점(excitation position)과 응답점(response position) 위치는 Fig. 4에 보인 바와 같이 해당마운트 접합면의 중심점으로 설정하였다.

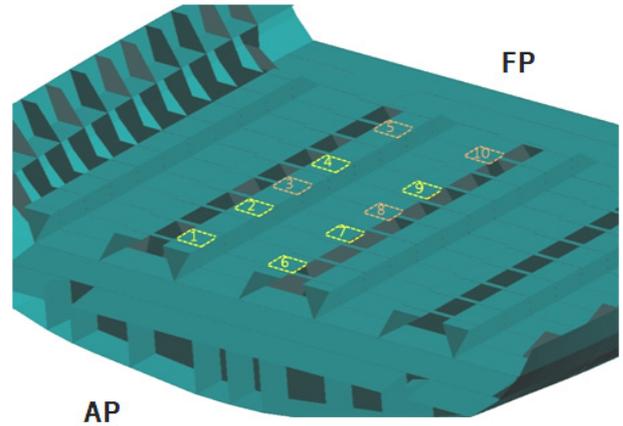


Fig. 3 Mount numbering of main diesel generator foundation

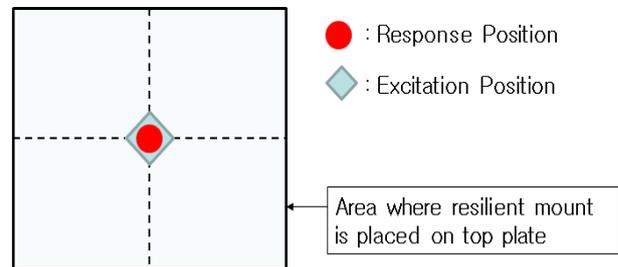


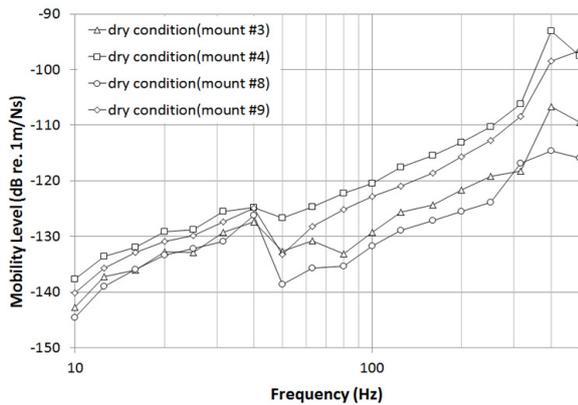
Fig. 4 Excitation and response position

마운트 위치별 하부구조에 따른 모빌리티 특성을 살펴보기 위해 총 10개 마운트 위치에 대한 수치해석을 수행하였으며, 대표적으로 3번, 4번, 8번 및 9번 마운트 위치에 대한 모빌리티 레벨 평가 결과를 비접수 조건(dry condition)과 접수 조건(wet condition)으로 구분하여 Fig. 5에 도시하였다. 참고로, 3번과 8번 마운트 위치는 강지지(strongly supported)부에 해당하며, 4번과 9번 마운트 위치는 약지지(weakly supported)부에 해당한다.

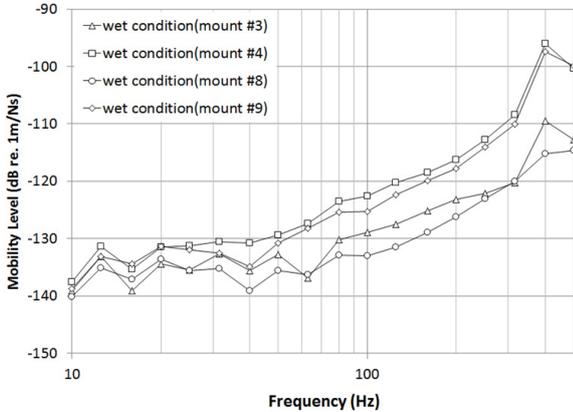
비접수조건인 경우(Fig. 5a)엔 Kim, et al. (2010)의 연구결과와 마찬가지로 강지지부에서의 모빌리티가 약지지부에 비해 낮게 나타나고 있다. 50Hz 미만의 주파수 영역에서보다 그 이상의 주파수 영역에서의 차이가 더욱 크게 나타난다. 비접수 조건 하에서 선체 거더와 연성된 받침대 1차 고유모드가 약 38Hz에서 발생하였음을 감안할 때, 50Hz 미만 주파수 영역에서는 선체 거더의 영향이, 그 이상 주파수 영역에서는 마운트 하부지지 구조를 포함한 받침대 국부 구조의 영향이 지배적이기 때문인 것으

로 판단된다. 또한, 400Hz에서 피크를 보이는데, 이는 장비 받침대 상면(top face)의 국부 고유모드에 기인한 결과로 확인되었다.

접수 조건의 경우(Fig. 5b)엔 강지지부에서의 모빌리티가 약지 지부에 비해 낮으며, 고주파수 영역에서 그 영향이 보다 크고 400Hz에서 피크가 발생하는 등 비접수 조건에서의 결과와 유사한 양상을 보이고 있다. 다만, 비접수 조건에서 나타난 40Hz에서의 피크가 완화되었으며, 10Hz와 16Hz에서의 모빌리티가 비접수 조건 대비 오히려 증가하는 현상도 나타났다. 이는 접수 조건 하에서 부가수질량 효과로 인해 선체 거더와 연성된 받침대 1차 고유진동수가 38Hz에서 28Hz로 낮아져 발생한 현상으로 판단된다.



(a) Dry condition



(b) Wet condition

Fig. 5 Mobility level of representative mounting locations on major diesel generator foundation

한편, 선체 접수 조건이 장비 받침대 모빌리티 전반 특성에 미치는 영향을 살펴보기 위해 전체 마운트의 평균 모빌리티 Y_a 를 식 (8)에 의거하여 계산하고 그 결과를 Fig. 6에 도시하였다.

$$Y_a = \left(\sum_{n=1}^N Y_n \right) / N \quad (8)$$

여기서, Y_n 는 n 번째 마운트에서의 모빌리티 값이며, N 은 마운트 개수이다.

Fig. 5에서와 마찬가지로, 10Hz와 16Hz에서는 접수조건에 대한 모빌리티 값은 비접수 대비 높은 값을 보인 반면, 20Hz 이상의 주파수 영역에서는 접수조건에 대한 모빌리티 레벨이 비접수 대비 전반적으로 낮게 나타나며, 40Hz 이하의 저주파수 영역에서는 최대 7dB, 40Hz를 초과하는 고주파수 영역에서는 1~2dB의 차이를 보인다. 이는 접수효과를 고려하지 않을 경우 받침대 모빌리티가 실제보다 높게 평가될 수 있음을 의미한다.

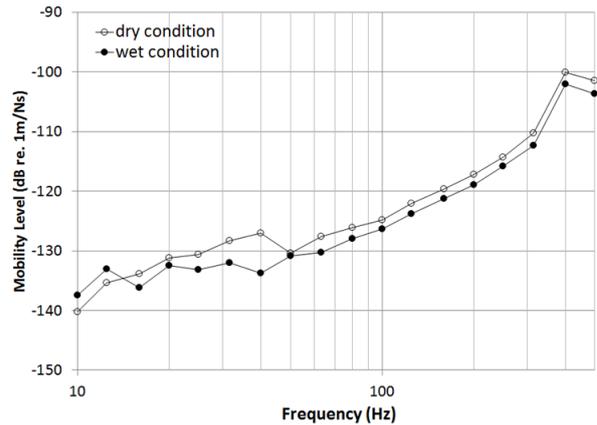


Fig. 6 Averaged mobility level of diesel generator foundation

4. 결론

본 연구에서는 60m급 선박의 전선모델을 대상으로 접수효과를 고려한 장비 받침대 모빌리티를 평가하고 선체 접수 조건이 장비 받침대 동강성 평가 결과에 미치는 영향을 고찰하였다.

비접수 조건 및 접수 조건 공히 마운트 위치에 따라 모빌리티 특성은 크게 변화하였다. 선체 거더와 연성된 받침대의 1차 고유진동수를 기점으로 고주파수 영역에서는 받침대 하부구조의 영향이 지배적으로 나타났다. 또한, 접수 조건을 고려할 경우, 선체 거더와 연성된 받침대 1차 고유진동수가 낮아져 비접수 조건에 대한 모빌리티 특성과 다른 양상을 보임도 확인하였다. 한편, 장비 받침대 전체 평균 모빌리티는 선체 거더와 연성된 받침대의 1차 고유진동수를 기점으로, 고주파수 영역에서는 접수 조건이 비접수 조건에 비해 1~2dB 낮은 모빌리티 레벨을 보인 반면, 저주파수 영역에서는 접수 조건이 비접수 조건에 비해 2dB 높거나 7dB 낮은 모빌리티 레벨을 보였다.

이상의 결과로부터 받침대 동강성 평가에 있어서 저주파수 영역에서의 선체 거더의 동강성이 고려될 수 있도록 전선 규모의 수치해석 모델이 적용되어야 하며, 접수효과 또한 고려되어야 할 수 있다. 다만, 비접수 조건하에서 받침대 모빌리티가 높게 평가됨을 감안할 때, 접수효과를 고려하지 않는 것이 보수적 설계관점에서 타당한 접근 방법이 될 수 있을 것으로 사료된다.

향후, 전선 유한요소모델에 대해 수치해석적 방법을 이용한 정도 높은 장비 받침대 동강성 평가를 위해서는 실선을 대상으로 한 동강성 시험결과와의 비교연구가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

References

- Aatola, S., 2002. *Measurement of Vibration Power Transmission from Ship Main Engine*. Espoo: VTT Industries Systems.
- Kim, H.S. Kim, B.K. Lee, D.H. Lee, K.D. & Byun, J.W., 2008. Impedance analysis of chiller foundation for ships. *Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Spring Conference*, Gangwon-do, 17-18 April 2008, pp.106-109.
- Kim, K. Kim, Y.H. Choi, T.M. Choi, S.W. & Cho, D.S., 2010. A Study on the Finite Element Modeling and Analytical Parameters for the Dynamic Stiffness Evaluation of Shipboard Equipment Foundations. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 47(6), pp.808-812.
- Korean Register of shipping (KR), 1997. *Guideline for Control of Ship Vibration and Noise*. Korean Register of shipping: Daejeon.
- MSC, 2010. *MSC.Nastran 2010 Dynamic Analysis User's Guide*. MSC.Software: Santa Ana.
- Pettersson, B., 1980. *Structure-borne Sound Transmission from Machinery to Foundation*. Göteborg: Chalmers University of Technology.



이동섭



조대승



김국현