

접수구조물의 연성손실계수 변화에 관한 연구

°류정수 *, 전재진 *

A Study on the Characteristics of Coupling Loss Factor associated with Fluid Loading

(Jeong-Suh Ryu, Jae-Jin Jeon)

1. 서론

함정의 수중방사소음은 적함에 의한 피탐지 여부를 결정짓는 중요한 요소이며, 수중방사소음을 감소시키기 위해서는 기계류에서 발생되어 선체로 전달되는 진동수준을 예측하는 작업이 필수적이다. 중, 고주파수 대역에서 통계적인 방법을 이용하여 진동 에너지의 평균적인 변화를 예측하는 통계에너지법(Statistical Energy Analysis, SEA) [1]이 제시되어, 복잡한 기계구조물의 고주파수 대역 진동 및 소음 해석에 널리 이용되고 있다.

SEA에 사용되는 매개변수는 모드밀도(modal density), 내부손실계수(internal loss factor), 연성손실계수(coupling loss factor)이며, 이 중 연성손실계수는 세부시스템 간의 에너지 흐름을 해석한다는 SEA의 기본 가정에서 유도된 중요한 인자이다. 본 연구에서는 접수로 인한 연성손실계수의 변화를 산출하고, 접수시 연성손실계수 변화가 세부시스템의 진동에 미치는 영향을 살펴보았다. 해석을 위한 요소모델로는 평판으로 연결된 'L'형 선결합, 'T'형 선결합을 선정하였고 구조물에서 연성손실계수 변화에 의한 효과를 살펴보기 위하여 구조모델로 내부에 격벽을 가진 steel box를 해석하고 그 결과를 분석하였다.

2. 결합 형태에 따른 접수시 연성손실계수

2.1. SEA 기본 이론

N개의 세부시스템으로 이루어진 전체시스템에 대한 파워평형식은 다음과 같다[1].

$$W_{i,in} = W_{i,diss} + \sum_{j=1}^N (W_{ij} - W_{ji}) \quad (1)$$

$$W_{i,diss} = \omega \eta_i E_i = \omega \eta_i n_i \Delta \omega E_i^m \quad (2)$$

$$W_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i = \omega \eta_{ij} n_j \Delta \omega E_i^m \quad (3)$$

여기서, $W_{i,in}$ 는 세부시스템 i 에 입력되는 파워, $W_{i,diss}$ 는 세부시스템 i 에서 소실되는 파워, W_{ij} 는 세부시스템 i 에서 j 로 전달되는 파워, η_i 는 세부시스템 i 의 내부손실계수, η_{ij} 는 세부시스템 i 와 j 의 연성손실계수, n_i 는 세부시스템 i 의 모드밀도, ω 는 주파수 밴드의 중심주파수, $\Delta \omega$ 는 주파수 밴드폭, E_i 는 세부시스템 i 의 에너지, E_i^m 는 세부시스템 i 의 모드당 에너지이다. 식(3)에서 세부시스템 i 와 j 사이에는 다음과 같은 가역 정리가 성립된다.

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (4)$$

식(1)~(4)를 이용하여 한 밴드 내의 파워평형식을 행렬식으로 표현하면, 식(5)를 얻을 수 있다.

$$\omega [a_{ij}] [E_i^m] = [W_{i,in}] \quad (5)$$

$$a_{ij} = n_i \sum_{k=1}^N \eta_{ik} \quad (i=j) \\ = -n_i \eta_{ij} \quad (i \neq j) \quad (6)$$

식(5)로부터 구한 각 세부시스템의 속도는

$$\langle v_n^2 \rangle = \frac{E_i}{m_i} \quad (7)$$

이다. 여기서 m_i 는 세부시스템 i 의 질량이다. 식

* 국방과학연구소

(7)에서 속도는 세부시스템의 수직방향 속도성분(normal velocity)으로 시간과 공간에 대해 평균화된 값이다.

2.2 선결합된 평판 구조의 연성손실계수

평판이 수직하게 연결된 선결합 구조에서 입사파가 결합선에 수직하게 입사된다고 가정하면 입사파는 결합부를 통해 굽힘파(bending wave)와 종파(longitudinal wave)의 두가지 진동 형태로 표현되므로 식(5)에 정의된 파워평형식을 간단히 정리할 수 있다[2].

선결합을 이루는 두 세부시스템에 전달파 이론[3]을 이용하여 얻은 연성손실계수 η_{ij} 는

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{2\pi^2 f S_i} \tau_{ij} \quad (8)$$

이다. τ_{ij} 는 파워투과계수, C_g 는 그룹속도, L 은 결합길이, f 는 주파수(Hz), S 는 세부시스템의 면적이다. 그룹속도는 접수시 발생하는 평판의 모드밀도 변화에 의해 영향을 받으며, 굽힘파인 경우 접수효과는 아래 식으로 표현된다[4].

$$C_g = 2C_b = \omega^{1/2} \left(\frac{D}{\rho h (1 + \epsilon)} \right)^{1/4} \quad (9)$$

$$\epsilon \approx \frac{\rho_0 C_l}{\sqrt{12(1-\nu^2)} \rho c_0} \frac{1}{M_f} \quad (10)$$

$$M_f = \sqrt{\frac{\omega}{\omega_c}} \quad (11)$$

여기서 C_b 는 굽힘파 전파속도, ϵ 은 접수시 부가질량, D 는 굽힘강성, h 는 평판의 두께, ν 는 프와송비, M_f 는 굽힘파 Mach수로써 음속에 대한 평판 굽힘파의 전파 속도비이다. 접수된 steel plate에서 전파되는 굽힘파의 그룹속도 변화를 Fig. 1에 나타내었다.

파워투과계수 τ_{ij} 는 세부시스템의 재질, 두께 및 선결합 형태에 따라 달라진다. 결합 형태에 따른 세부시스템의 파워투과계수는 Wohle[5] 등이 제시한 모델링 방법을 이용해 산출하였다. 평판의 길이에 비해 두께가 두껍지 않은 경우, 진동 에너지는 대부분 굽힘파의 형태로 투과되므로

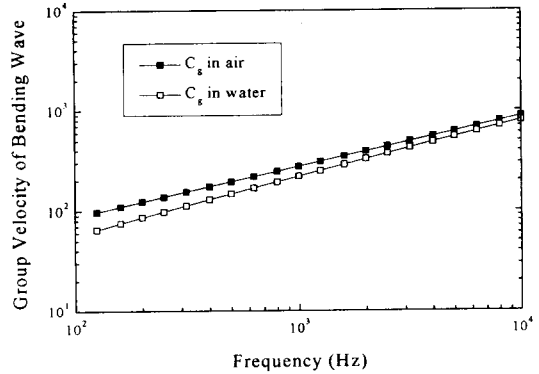


Fig.1 The group velocity of the bending wave in steel plate ($h=2 \text{ mm}$, $S=1 \text{ m}^2$)

본 연구에서도 굽힘파에 의한 파워 투과만을 계산하였다. 이하의 내용에서 연성손실계수의 하첨자 a 는 공기를, w 는 접수를 의미한다.

2.2.1 'L'형 선결합 구조

'L'형 선결합 구조의 결합부 모델과 각 세부시스템의 좌표는 Fig. 2에 나타내었다. 크기 v_0 의 굽힘파가 세부시스템 1에 입사될 때 결합부를 통하여 각 세부시스템에 전달되는 굽힘파의 속도 성분은 식(12), 식(13)으로 표현된다.

$$v_{y1} = v_0 [e^{-ik_1 x_1} + r e^{ik_1 x_1} + r_d e^{-k_1 x_1}] \quad (12)$$

$$v_{y2} = v_0 [t_2 e^{-ik_2 x_2} + t_{2d} e^{-ik_2 x_2}] \quad (13)$$

여기서 r 은 반사계수, r_d 는 감쇠파 반사계수, t 는 투과계수, t_d 는 감쇠파 투과계수이며, k 는 굽힘파의 파수이다. 숫자로 표시된 하첨자는 세

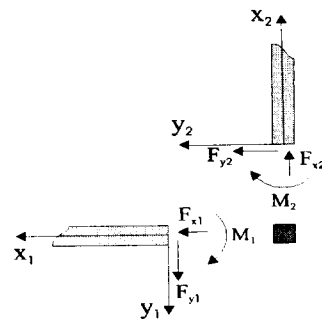


Fig. 2 The 'L' type line connection modeling

부시스템을 가리킨다. 결합부에서 가지는 경계 조건은 아래 식으로 주어진다.

$$v_{x1} = v_{y2} \quad , \quad v_{y1} = -v_{x2} \quad (14)$$

$$F_{x1} + F_{y2} = 0 \quad , \quad F_{y1} - F_{x2} = 0 \quad (15)$$

$$M_{z1} + M_{z2} = 0 \quad , \quad \omega_1 = \omega_2 \quad (16)$$

평판에 작용하는 힘 F_x, F_y 와 모멘트 M_z 는 다음 관계식으로 표현된다.

$$\frac{\partial F_x}{\partial t} = -m' C_l^2 \frac{\partial v_x}{\partial x} \quad , \quad F_y = -\frac{\partial M_z}{\partial x} \quad (17)$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial t} = -D \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} \quad , \quad D = \frac{m'}{\omega^2} C_b^4 \quad (18)$$

여기서 E 는 평판의 영계수, m' 는 단위면적당 질량, C_l 은 종파전파속도이다. 이상의 식으로부터 'L'형 선결합이 가지는 반사계수와 투과계수를 얻을 수 있다.

'L'형 선결합의 두 세부시스템이 모두 물과 접하고 두 세부시스템의 형상이 동일할 때 연성손실계수의 비는 Fig. 3과 같다.

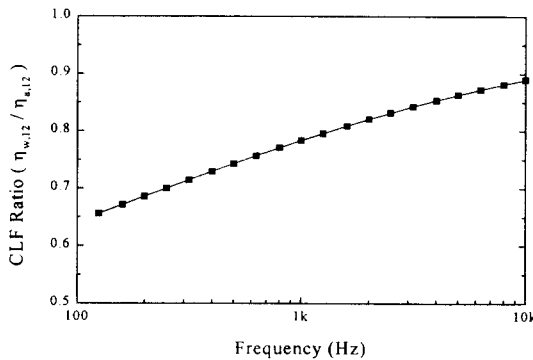


Fig. 3 The CLF ratio of 'L' type junction ($h=2 \text{ mm}$)

2.2.2 'T'형 선결합 구조

'T'형 선결합 구조는 세부시스템 3이 Fig. 2의 세부시스템 2와 수직하게 연결되는 구조로 모델링하였다. 세부시스템 1과 3은 구조물 외부의 물과 접하고 세부시스템 2는 구조물 내부의 공기와 접하는 접수형태를 취하였다. 연성손실계수 산출 과정은 'L'형 선결합에서 언급한 것과 동일하다.

'T'형 선결합 구조가 접수되었을 때는 $\tau_{w,12}$ 와 $\tau_{w,13}$ 의 차가 $\tau_{a,12}$ 와 $\tau_{a,13}$ 보다 더욱 커지게 된다. 이는 접수에 의한 부가질량으로 인해 세부시스템 1과 3의 단위면적당 질량($m' = \rho h$)이 증가하기 때문이다. 따라서, 접수시 세부시스템 2로 투과되는 파워는 감소하고 세부시스템 3으로 투과되는 파워는 증가하게 된다. Fig. 4에는 접수로 인한 연성손실계수의 비를 표현하였다. 접수로 인한 연성손실계수 변화는 저주파수에서 크게 발생하고 있다. 특히, 전 주파수 대역에서 $\eta_{w,12}$ 는 접수로 인해 $\eta_{a,12}$ 보다 현저히 크게 변하고 있다. 이러한 현상은 위에서 언급한 것과 같이 접수로 인한 파워투과계수와 그룹속도 변화를 통

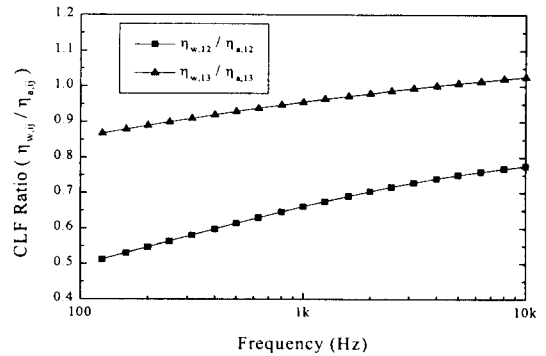


Fig. 4 The CLF ratio of 'T' type junction ($h=2 \text{ mm}$)

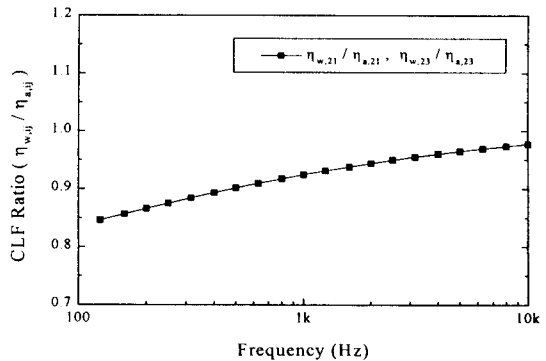


Fig. 5 The CLF ratio of 'T' type junction ($h=2 \text{ mm}$)

해 이해할 수 있다. $\eta_{w,13}$ 은 접수로 인해 파워투과계수가 증가되지만 그룹속도는 감소되므로, 접

수로 인한 연성손실계수의 변화가 거의 없게 되는 것이다. 이와는 반대로 $\eta_{w,12}$ 는 파워투과계수와 그룹속도가 모두 감소하므로 $\eta_{a,12}$ 와 비교해 상당한 차이를 가지게 된다. 이러한 결과로부터 세부시스템 1에서 세부시스템 2, 3으로 파워가 투과되는 경우, 연성손실계수에 접수의 영향이 크게 나타남을 확인할 수 있다.

접수된 'T'형 선결합에서는 세부시스템의 두께가 같더라도 접수 효과에 의해 $\tau_{w,12}$ 와 $\tau_{w,21}$ 이 다른 값을 가지게 된다. 세부시스템 2에서 세부시스템 1과 3으로 파워가 투과되는 경우, 접수로 인한 연성손실계수의 변화율을 Fig. 5에 표현하였다. η_{21} 도 접수로 인해 저주파수에서 큰 변화를 보이며 고주파수로 갈수록 줄어드는 경향을 가진다.

3. 'L'형, 'T'형 선결합 구조를 가진 steel box 모델링

접수로 인한 연성손실계수의 변화가 전체 구조물의 진동에 미치는 영향을 살펴보기 위해 선결합으로 이루어진 Fig. 6과 같은 steel box를 모델링하였다. box 모델은 한 변의 길이가 1 m인 11개의 정사각형 평판으로 구성되며, 세부시스템들은 두께가 2 mm, 면적이 1 m²으로 모두 동일하다. 입력파워는 1/3 옥타브 밴드로 전 주파수 대역에서 60 dB(re 1x 10⁻¹² watt)이며, 세부시스

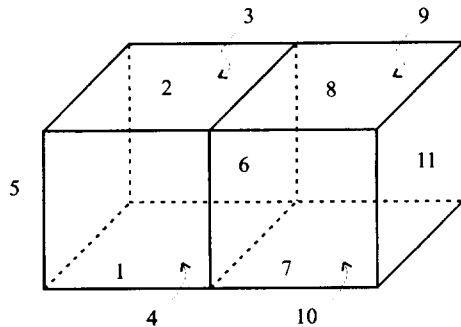


Fig. 6 The steel box model with the 'T' and 'L' type junction

템 6에 주어진다 가정하였다.

평판의 모드밀도는 아래 식으로 주어진다.

$$n(f) = \frac{\sqrt{3}S}{hC_l} \quad (19)$$

평판이 접수되면 부가 질량이 발생하여 굽힘파 전파 속도가 달라지게 된다. 접수시 평판에서 전파되는 굽힘파 전파 속도는 식(9)에 표현하였다. 평판에서 굽힘파 전파 속도와 종파 전파 속도는 식(20)과 같은 관계를 가진다.

$$C_l = \frac{\sqrt{3}C_b^2}{\pi f h} \quad (20)$$

따라서, 식(20)을 이용해 접수시 평판의 모드밀도를 계산할 수 있다.

접수된 세부시스템의 내부손실계수는 세부시스템이 가지는 감쇠에 의한 감쇠손실과 주위 매질의 음향 방사에 의한 부가손실로 쓸 수 있다. 세부시스템의 감쇠손실은 Yoshiko[6]가 제시한 실험식을 이용하였다.

$$\eta_d = 0.041 f^{-0.7} \quad (21)$$

세부시스템에서 수중으로 방사되는 음향 파워에 의한 부가손실은 Maidanik의 방사효율(σ)을 이용하여 표현된다[7].

$$\eta_{rad} = \frac{\rho_0 C_0 \sigma}{\omega m'} \quad (22)$$

위의 모드밀도, 내부손실계수, 연성손실계수를 이용하여 세부시스템의 속도를 계산하였다. 접수된 steel box에 $\eta_{a,ij}$ 와 $\eta_{w,ij}$ 를 사용하여 구한 세부시스템 1, 5, 6의 속도는 Fig. 7에 표현하였다. 해석 결과, $\eta_{a,ij}$ 를 이용해 구한 세부시스템 1과 5의 속도가 $\eta_{w,ij}$ 를 이용해 구한 속도보다 높게 나타났다. 앞에서 살펴보았듯이 세부시스템이 모두 동일한 두께를 가질 경우, 구조물이 접수되면 연성손실계수가 감소한다. 연성손실계수가 낮아진다는 것은 세부시스템들 사이에 전달되는 파워가 줄어든다는 것을 의미한다. 따라서,

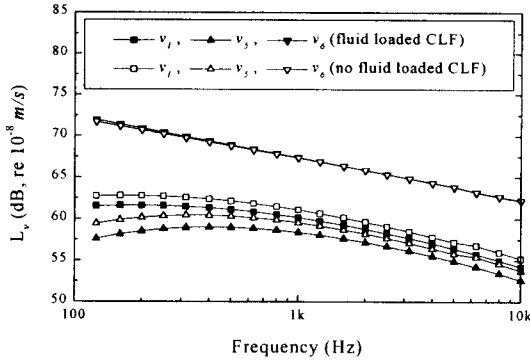


Fig. 7 The velocity variations of the subsystem caused by the difference between the fluid loaded CLF and no fluid loaded one ($h=2$ mm, $S=1$ m²)

$\eta_{w,ij}$ 로 구한 세부시스템 1과 5의 속도가 $\eta_{a,ij}$ 로 구한 것보다 낮아지며, 그 차이는 약 2~3dB 정도이다. 그러므로, 접수 구조물에 대한 SEA 해석 오차를 줄이기 위해서는 $\eta_{w,ij}$ 를 사용해야 한다. 더욱이, 접수로 인한 연성손실계수 변화는 저주파수에서 크게 나타나므로, 저주파수 대역 해석 오차를 줄이기 위해서는 $\eta_{w,ij}$ 의 사용이 필수적이라 하겠다.

4. 결론

본 연구에서는 연성손실계수가 구조물의 진동에 미치는 영향을 살펴보았다. 세부시스템의 두께가 동일할 경우 평판으로 이루어진 구조물이 접수되면 연성손실계수가 감소하게 된다. 특히, 저주파수 대역에서 연성손실계수가 크게 낮아졌다. 그 주된 원인은 접수로 인해 평판에서 전파되는 굽힘파의 그룹속도가 줄어들기 때문이며, 접수로 인한 파워투과계수의 변화는 크지 않았다. 내부에 격벽을 가진 steel box에 공기중 연성손실계수와 접수시 연성손실계수를 적용하여 세부시스템의 속도를 구한 결과, 공기중 연성손실계수를 이용하여 구한 속도가 접수시 연성손실계수를 이용하여 구한 속도보다 약 2~3dB 정도 높게 나타났다. 선박과 같은 복잡한 구조물인 경우 연성손실계수에 의한 속도 차이는 더욱 커질 것

으로 추정된다. 따라서, SEA를 이용한 접수 구조물의 진동 해석에서 해석오차를 줄이기 위해서는 연성손실계수에 접수의 영향을 고려해 주어야 함을 확인하였다. 특히, 접수효과가 고려된 연성손실계수를 사용하면 SEA가 큰 오차를 보이는 중, 저주파수 대역에서 해석 결과에 대한 신뢰성을 높일 것으로 판단된다.

5. 참고 문헌

1. R. H. Lyon, *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems*, MIT, 1975.
2. Vibro-Acoustic Sciences Ltd., *AutoSEA Theory and Quality Assurance Manual*, Vol. 1, 1995.
3. L. Cremer and M. Heckl, *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1973.
4. D. Ross, *Mechanics of Underwater Noise*, Peninsula Publishing, Los Altos, 1987.
5. W. Wohle, TH. Beckmann and H. Schreckenbach, Coupling Loss Factors for Statistical Energy Analysis of Sound Transmission at Rectangular Structural Slab Joints, Part I, J. Sound Vib. 77, pp323-334, 1981.
6. Yoshiko Irie, "Prediction of Structure Borne Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis," Bulletin of the M.E.S.J., Vol.13, pp60-73, 1984.
7. F. Fahy, *Sound and Structural Vibration*, Academic Press, 1985.