

3차원 잠수구조물의 유체탄성 진동해석

Hydroelastic Vibration Analysis Of Three Dimensional Submerged Structure

정 기 태*
 강 호 승**
 김 영 복**

1. 개요

해양구조물이나 선박과 같은 잠수구조물의 진동 해석은 육상구조물과는 달리 구조의 일부 또는 전부가 물과 접해 있기 때문에 유체-구조 상호작용을 파악해야만 가능해진다. 따라서 유체역과 구조역을 각각 독립적인 지배방정식과 경계조건을 갖는 계로 정의하고 잠수면에서의 적합조건을 이용하여 두 계를 연성시켜 풀게된다.

이때 구조계는 유한요소법으로 이상화한 운동방정식에 의해 표현하는것이 일반적이다. 유체계에는 계의 지배방정식을 표현하는 변수에 따라 구조의 경우와 같이 유체 변위 및 응력을 변수로 사용하는 Lagrange해법과 유체 압력이나 유체 속도포텐셜을 변수로하여 해를 구하는 Euler해법이 쓰이고 있다[1, 2].

Lagrange해법의 경우는 구조의 경우와 같이 유체역 전부를 유한요소로 이상화 하기 때문에 그 자유도수가 매우 크게 된다는 단점과, 해양과 같은 경우에 해석영역의 경계를 어디에 설정하는가 하는 문제점이 있게 된다[10, 11].

반면 Euler해법의 경우 지배방정식의 가중적분을 두번 부분적분한 inverse formulation에 기초한 경계요소법을 적용하면 해석자유도가 경계면으로 제한되며, 특히 자유표면 및 해저등의 경계조건을 만족하는 Green function을 가중함수로 사용함으로써 잠수구조표면의 자유도만으로 유체역의 평형방정식을 표현할 수 있기 때문에 매우 경제적이다. 그러나 Lagrange해법에서는 인접 자유도만의 연성폭을 갖는 부가수질량 행렬로 표현된 운동방정식인데 비해 이 경우에는 부가수질량이 잠수구조표면에서 모두 연성된다는 단점도 갖게 된다. 따라서 실제 해양구조물이나 선박의 진동해석에는 유체-구조 연성효과를 파악하기 위해 전통적으로 비연성해석을 수행해 오고 있다.

실제 해양구조물이나 선박의 설계에는 내부의 주요 추진기나 발전기기들로부터 유기되는 주파수와 공진회피가 가장 중요하므로 십여 Hz 미만의 진동수 범위에서 유체-구조 상호작용만이 문제시된다. 이러한 주파수역에서는 유체에 의한 간섭효과는 유체관성력만으로 나타나기 때문에 구조 가속도에 비례하는 부가수질량을 구조질량에 추가하여 연성효과를 나타낼 수 있다.

실제로 앞에서 설명한 Euler방법에 의해 부가수

* 정회원 (사) 한국선급 기술연구소 구조연구실장
 ** (사) 한국선급 기술연구소 연구원

질량을 구해보면 이는 접수구조의 자유도 모두에 연성된 완전 연성행렬형태로 구해진다. 그러나 선박과 같은 세장비가 큰 구조물에서 주요 기진원과 구조의 공간은 매우 낮은 주파수역에서 일어나므로 주로 구조 전체의 진동모드에만 관심이 있게 되며, 이 경우 임의 단면의 고차 진동모드는 유발되지 않는다고 가정할 수 있다. 이러한 가정아래 부가수질량은 단면의 2차원 부가수질량에 길이방향 모드의 영향을 고려해 주는 3차원 수정계수를 곱하여 사용하는 것이 보통이다[3].

본 논문에서는 2차원이나 3차원 부가수질량을 구하는 경계치문제의 해석은 참고문헌[2, 4, 5]을 인용하고 위에서 설명한 접수구조물의 전통적 진동해석법과 유체-구조 상호작용을 고려한 진동해석에 재해석(reanalysis)기법을 응용한 경제적이고 효율적인 방법을 제시하고, 이 방법의 타당성과 효율성을 3차원 잠수구조물의 진동해석을 통해 검증하였다.

2. 구조계의 동특성 재해석방법

2.1 직접재해석방법[6]

유한요소법에 의해 이상화한 임의 구조물에 대해 운동방정식은

$$M_{ij}\ddot{X}_j + C_{ij}\dot{X}_j + K_{ij}X_j = F_i \quad (i, j=1, \dots, n) \quad (2.1)$$

와 같이 표현되며, 여기서 M , C , K 는 각각 구조의 질량, 감쇠 및 강성행렬을 나타내고, F 는 외력 벡터를 나타내며, n 는 구조의 자유도를 나타낸다. 이 방정식에 대해 비감쇠계를 가정해 구한 진동수벡터와 정규화모드행렬(normalized modal matrix)을 각각 ω 및 ϕ 라고 하면 구조의 변위벡터는 일반좌표계 벡터 z 를 이용하여

$$X_j = \phi_{jk}z_k \quad (j=1, \dots, n; k=1, \dots, n_f)$$

와 같이 표현되며 여기서 n_f 는 구하고자 하는 모드수를 나타낸다. 이제 원구조에 δM , δC 나 δK 와 같은 구조변경이 있다면 이때의 운동방정식은

$$\begin{aligned} (M_{ij} + \delta M_{ij})\ddot{X}_j + (C_{ij} + \delta C_{ij})\dot{X}_j + \\ (K_{ij} + \delta K_{ij})X_j = F_i \end{aligned} \quad (2.2)$$

와 같이 된다. 이 식에 식(2.2)를 대입하고 ϕ^T 를 곱해주면

$$m_{ik}\ddot{z}_k + c_{ik}z_k + k_{ik}z_k = f_k \quad (i, k=1, \dots, n_f) \quad (2.4)$$

$$m_{ik} = I_{ii} + \phi_{ij}\delta M_{ij}\phi_{jk}$$

$$c_{ik} = 2\zeta_k\omega_{ii}^2 + \phi_{ij}\delta C_{ij}\phi_{jk} \quad (i, j=1, \dots, n)$$

$$k_{ik} = \omega_{ii}^2 + \phi_{ij}\delta K_{ij}\phi_{jk}$$

$\zeta_k = k$ -th critical damping factor

가 되며 식(2.4)의 고유치를 구하기 위해 일반좌표계 z 를 다시 변경된 구조의 일반좌표계 z' 로 변화시키면 다음과 같다.

$$z_k = U_{kp}z'_p \quad (k, p=1, \dots, n_f) \quad (2.5)$$

이를 식(2.4)에 대입하여 변경된 구조의 진동수 벡터 ω' 와 모드함수 U 를 구할 수 있다. 식(2.5)를 식(2.2)에 대입하면 구조의 모드벡터 ϕ' 는 다음과 같이 구해진다.

$$X_j = \phi_{jk}U_{kp}z'_p = \phi'_{jp}z'_p \quad (j=1, \dots, n) \quad (2.6)$$

이상에서 변화된 구조에 대한 ϕ' 와 ω' 는 근사치가 아닌 정확한 해로서 구해진다.

2.2 섭동법을 이용한 재해석방법[7, 9]

식(2.3)으로 부터 임의의 고유치 ω_k^2 의 1차 변화량 $\delta\omega_k^2$ 은 다음과 같이 구해진다.

$$\delta\omega_k^2 = \phi_{ik}(\delta K_{lp} - \omega_k^2\delta M_{lp})\phi_{pk} \quad (k=1, \dots, n_f) \quad (2.7)$$

$$(l, p=1, \dots, n)$$

이로부터 변경된 구조의 고유치는 다음과 같이 구해진다.

$$\omega_k'^2 = \omega_k^2 + \delta\omega_k^2 \quad (2.8)$$

이와같은 방법으로 모드함수의 일차 변화량 $\delta\phi$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\delta\phi_{jk} = \phi_{jl}C_{kl}$$

$$C_{kl} = \frac{1}{\omega_k'^2 - \omega_l^2} \phi_{pk}(\delta K_{pq} - \omega_k'^2\delta M_{pq})\phi_{ql} \quad (2.9)$$

$$(C_{kk}=0; k, l=1, \dots, n_f)$$

$$(j, p, q, =1, \dots, n)$$

여기에서 $\omega_k = \omega_1$ 인 경우에는 $\delta\phi$ 를 구할 수 없다는 것을 알 수 있다. 그러나 구조변경 후에 $\omega_k = \omega_1$ 인 것을 알 수 있다면 $C_{kl} = C_{lk} = 0$ 을 대입하여 $\delta\phi$ 를 구할 수 있으며, 변경된 구조의 모드함수는 다음과 같이 구해진다.

$$\phi_{jk}' = \phi_{jk} + \delta\phi_{jk} \quad (j=1, \dots, n; k=1, \dots, n_f)$$

$$(2.10)$$

그러나 이 방법은 2.1절의 직접 재해석기법에 비해 고유치 및 고유벡터의 1차 변화량만을 고려해 주기 때문에 구조변경이 극히 작은 경우에만 근사해를 주며 계산시간면에서도 오히려 불리한 방법임을 알 수 있다.

3. 접수구조물의 진동해석

3.1 2차원 부가수질량을 이용한 진동해석

세장비가 큰 선박과 같은 접수구조물의 임의 단면에 대한 2차원 부가수질량을 m_{f2D} 라 하면 이는 Lewis의 사상함수[4], Frank의 close-fit-method[5] 및 경계요소법[2]등을 이용해 구할 수 있다. 각 단면의 m_{f2D} 를 접수표면에 분포시키면 부가수질량행렬 M^f 가 구해진다. 즉,

$$M_{ii}^f = m_{f2D} \quad (\text{접수표면})$$

$$(3.1)$$

$$= 0 \quad (\text{비접수표면}) \quad (i=1, \dots, n)$$

결국 M^f 는 선박 자체가 2차원 거동 즉, 강체운동을 하는 것으로 가정한 결과가 되며 실제 구조가 진동하게 되면 3차원 유체 흐름의 영향으로 M^f 는 감소하게 된다. 이 영향은 선박진동학에서는 선박과 동일한 세장비를 갖는 주상체나 타원체에 대해 이론적으로 구한 3차원 수정계수 J 로서 나타내어 준다. 즉, 임의의 k 번째 진동모드에 대한 부가수질량 행렬은

$$M_{ii}^{f,k} = M_{ii}^f \cdot J_k \quad (k=1, 2, \dots, n_f)$$

$$(3.2)$$

와 같이 구해진다. 이제 접수구조계의 운동방정식은

$$(M_{ij}^S + M_{ii}^{f,k})\ddot{X}_j + C_{ij}\dot{X}_j + K_{ij}X_j = F_i \quad (i, j=1, \dots, n)$$

$$(k=1, \dots, n_f)$$

$$(3.3)$$

와 같이 되며 M_{ij}^S 는 구조만의 질량 행렬이다. 이 운동방정식은 매 진동모드마다 해를 구해 주어야 함을 알 수 있다. 그러나 그것은 계산시간이 방대하여 비현실적이다. 또한 n_f 개의 진동모드는 서로 직교성이 유지될 수 없다. 따라서 전통적으로 사용되고 있는 기준차수법과 효율적인 재해석기법을 아래에서 설명하고자 한다.

(1) 기준차수법[8]

이제 n_f 모드중 임의 기준차수에 대해 식(3.3)을 쓰면

$$M_{ij}^S + M_{ii}^f J_{ref} \ddot{X}_j + C_{ij}\dot{X}_j + K_{ij}X_j = F_i$$

$$(3.4)$$

와 같이 되며 이 식의 해로부터 구한 고유진동수 벡터와 모드함수를 각각 ω^{ref} 및 ϕ^{ref} 라 하면

$$\omega_j = \sqrt{\frac{M_s + M_F J_{ref}}{M_s + M_F J_j}} \omega_j^{ref}$$

$$(3.5)$$

$$\phi_{ij} = \phi_{ij}^{ref} \quad (i=1, \dots, n)$$

$$(j=1, \dots, n_f)$$

$$(3.6)$$

$$M_s = \sum_i M_{ii}^S = 8833.75 \text{ kg}$$

$$(3.7)$$

$$M_F = \sum_i M_{ii}^f = 5549.4 \text{ kg}$$

와 같이 근사해를 구할 수 있다. 식(3.6)에서 보듯이 부가수질량의 진동차수에 따른 변화의 영향이 진동모드에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 가정되어 있음을 알 수 있다. 이방법으로 구한 해는 3차원 수정계수의 정확도에 따라 좌우되며, 연직모드와 수평-비틐모드같이 독립적인 모드는 분리하여 따로 구해 주어야 하는 단점이 있다.

(2) 재해석기법을 이용한 진동해석법

기준차수법의 단점을 보완하고 경제적이고 정확한 해석을 위해 각 모드별 3차원 수정계수를 대각선 행렬로 나타내면

$$J_{kk} = J_k \quad (k=1, \dots, n_f)$$

$$(3.8)$$

와 같이 쓸 수 있다. 또한 재해석기법을 이용하기 위해 식(2.3)에

$$M_{ij} = M_{ij}^s$$

$$\delta M_{ij} = M_{ij}^f \quad (3.9)$$

를 대입하면 접수구조물의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(M_{ij}^s + M_{ij}^f)\ddot{X}_j + C_{ij}\dot{X}_j + K_{ij}X_j = F_i \quad (3.10)$$

$$(i, j=1, \dots, n)$$

여기에서 주의할 것은 이 식은 M^f 가 2차원 부가수질량으로 부터 구한 것이기 때문에 강제운동모드에만 적용할 수 있는 식이란 점이다.

이제 비접수구조물에 대해 미리 구한 진동수벡타와 모드행렬을 ω 와 ϕ 라 하고 $X_i = \phi_{ij}z_j$ 를 대입하여 ϕ^T 를 곱해주면

$$(I_{kk} + \phi_{ik}M_{ij}^f\phi_{jk})\ddot{z}_k + 2\zeta_k\omega_k z_k + \omega_k^2 z_k = \phi_{ik}F_i \quad (3.11)$$

$$(k=1, \dots, n_f; i=1, \dots, n)$$

와 같이 된다. 여기에서 질량의 두번째 항은 실제로는 k 번째 모드에 해당하는 모드 부가수질량행렬이라야 하므로 다음과 같이 바꿔 주어야 한다.

$$(I_{kk} + \phi_{ik}M_{ij}^f\phi_{jk})\ddot{z}_k + 2\zeta_k\omega_k z_k + \omega_k^2 z_k = \phi_{ik}F_i \quad (3.12)$$

$$(i=1, \dots, n)$$

$$(k=1, \dots, n_f)$$

이 식으로 부터 재해석기법을 이용하면 실제 접수구조의 ω' 와 ϕ' 를 구할 수 있다. 이 방법은 각각의 모드에 해당하는 부가수질량을 고려해 주기 때문에 기존의 기준차수법에 비해 연직모드와 수평-비틐 모드를 분리하여 해석할 필요가 없고 각 모드간의 직교성이 유지되는 모드행렬을 구할 수 있어 훨씬 더 효율적이다.

3.2 3차원 부가수질량을 이용한 진동해석

3.1절에서 설명한 2차원 부가수질량을 응용하는 방법은 3차원 수정계수가 미리 알려진 경우에만 적용 가능하며 실제 근사적인 값을 사용하기 때문에 오차가 클 수 밖에 없다. 또한 현재 진동해석

에 널리 쓰이고 있는 3차원 수정계수는 선체 저차진동모드에 대해서만 구해져 있기 때문에 고차진동에는 적용할 수가 없다. 이러한 단점을 극복하고 접수구조의 고차진동해석에 적용할 수 있는 해법을 설명한다.

경계요소법에 의해 구한 부가수질량행렬 M_{ij}^f ($i, j=1, \dots, n$)는 완전연성행렬이 되며 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$(M_{ij}^s + M_{ij}^f)\ddot{X}_j + C_{ij}\dot{X}_j + K_{ij}X_j = F_i \quad (3.13)$$

$$(i, j=1, \dots, n)$$

이식은 부가수질량행렬이 접수구조표면의 전 자유도에 연성되어 있기때문에 기존의 범용 구조해석 프로그램을 이용할 경우 연성폭이 너무 커서 비경제적이고 선박구조와 같은 거대한 모델에 대해서 적용하기는 현실적으로 불가능하다. 따라서 재해석기법을 적용하기 위해 식(2.3)에

$$M_{ij} = M_{ij}^s \quad (3.14)$$

$$\delta M_{ij} = M_{ij}^f \quad (i, j=1, \dots, n)$$

을 대입하면 2.1절에 설명한 재해석기법으로 정확한 해를 구할 수 있게 된다. 즉, 비접수 구조물에 대한 진동수벡타 ω 와 모드함수 ϕ 를 이용하여 모드운동방정식을 구하면

$$(I_{kk} + \phi_{ik}M_{ij}^f\phi_{jk})\ddot{z}_k + 2\zeta_k\omega_k z_k + \omega_k^2 z_k = \phi_{ik}F_i \quad (3.15)$$

$$(i, j=1, \dots, n)$$

$$(k=1, \dots, n_f)$$

와 같이 되어 이로부터 접수구조물의 진동수벡타 ω' 와 모드행렬 ϕ' 를 구할 수 있다.

4. 재해석기법의 검증

2절에서 설명한 직접재해석기법과 섭동법에 의한 재해석기법의 정확도 및 효율성을 검증하고 접수구조물 진동해석에 적용하기 위한 최적의 재해석기법을 찾기 위해 그림 4.1과 같은 4 자유도의 집중질량 스프링지지구조에 대해 자유진동해

석을 수행하였다.

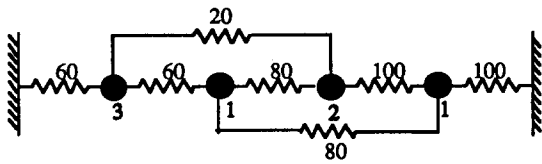


그림 4.1 스프링-질량 구조계

4.1 재해석기법의 정확도 비교

직접재해석기법과 섭동법에 의한 재해석기법의 정확도를 비교하기 위해 δM 을 원래 질량행렬의 백분율로 10%–100%까지 증가시켜 가며 다음과 같은 세가지 방법에 의해 진동수를 구하여 이중 4절 진동수를 그림 4.2에 제시하였다.

① $M = M_0 + \delta M$ 인 전체 질량 행렬 M 을 이용한 직접 해석법

② 직접재해석기법

③ 섭동법에 의한 재해석기법

이 결과로부터 직접재해석기법에 의한 해는 직접재해석법에 의한 해와 정확히 일치하고, 섭동법에 의한 해석은 20%정도 이하의 질량 변화에 한해서만 근사해를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서는 직접재해석기법을 채택하였다.

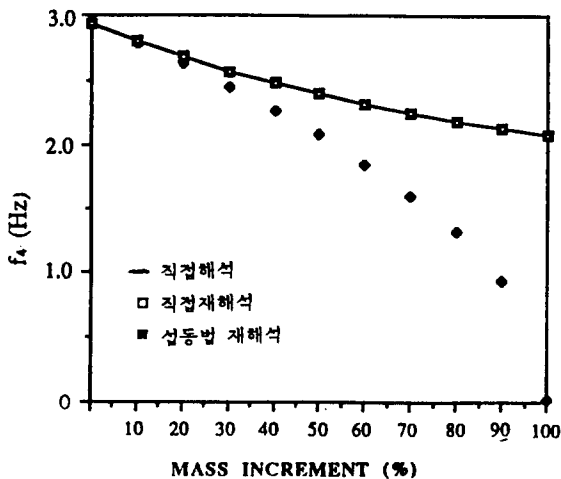


그림 4.2 해석기법에 따른 진동수의 비교

4.2 접수구조계의 진동해석을 위한 재해석기법의 적용 가능성 검토

접수구조계에 대한 고차 진동해석의 경우, 부가수질량 행렬이 완전 연성행렬이므로 위 스프링지지구조에 대해 다음과 같은 연성 질량을 추구한 경우를 고려해 보았다.

$$\delta M = \begin{bmatrix} 2.0 & -0.5 & -0.5 & -0.5 \\ -0.5 & 2.0 & -0.5 & -0.5 \\ -0.5 & -0.5 & 2.0 & -0.5 \\ -0.5 & -0.5 & -0.5 & 2.0 \end{bmatrix}$$

그림 4.1 해석방법에 따른 고유진동수 비교

Mode	Original Structure	Modified Structure	
		Direct Analysis	Reanalysis
1	0.69766	0.61305	0.61305
2	1.25165	0.87371	0.87372
3	2.39007	1.40254	1.40254
4	2.93504	0.60264	0.60264

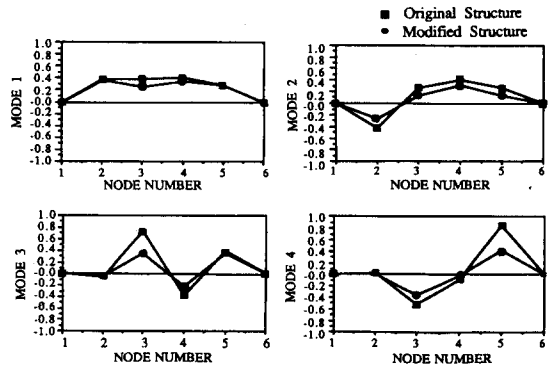


그림 4.3 재해석에 의한 모드함수의 변화

도표 4.1에 각각 해석방법에 의한 고유진동수가 비교 되었으며 그림 4.3에 원구조물과 변화된 구조물의 재해석에 의한 모드함수를 나타내었다. 이 해석결과로부터 직접 재해석기법에 의한 해는 연성질량 행렬이 추가된 경우에도 정확한 해임을 알 수 있다.

5. 3차원 잠수체에 대한 진동해석 결과 및 고찰

본 논문에서 제시한 재해석기법에 의한 접수구조물의 진동해석 예로서 무한수심속에 잠겨있는

3차원 주상체를 택하였다. 이 모델의 주요 제원 및 재료 특성은

그림 5.1 3-D 잠수주상체의 진동해석 결과 비교 (단위: Hz)

$L(\text{길이})=18\text{ m}$ $t(\text{외곽 셸 두께})=0.01\text{ m}$
 $d(\text{지름})=2\text{ m}$ $E(\text{탄성계수})=98.1\sigma\epsilon+0\sigma\text{N/m}^2$
 $\rho_s(\text{구조 밀도})=7850\text{kg/m}^3$ $\rho_f(\text{유체 밀도})=10$
 0kg/m^3

와 같다.

그림 5.1에서 보는 바와 같이 주상체 외곽은 36개의 6절점 쉘요소로 이상화하였고 주상체 내부에는 중심선을 따라 9개의 봉요소가 배치되어 있으며 각 절점마다 방사형으로 8개의 봉요소가 외곽 절점을 연결하고 있다. 이러한 잠수구조물에 대한 고유 진동해석을 아래와 같은 세 방법에 의해 수행하였다.

- ① 기준차수법
- ② 2차원 부가수질량을 이용한 재해석기법
- ③ 3차원 부가수질량을 이용한 재해석기법

도표 5.1에 각각 해석방법에 따른 고유진동수 및 VAX6210에서의 CPU time을 비교하였다. 진동모드는 질량변화에 그리 민감하지 않고 서로

차수	모드	비점수 진동	3차원 부가수질량			2차원 부가수질량			
			재해석 결과	J^{**}	J^{**}	J^{**}	재해석* 결과	기준차수법(J_w)	
								직접 계산*	수정 계산*(식3.5)
1	V2	0.8629	0.6814	0.96	0.787	0.73	0.7143	0.7310	0.7151
2	H2	0.8684	0.6856	0.96	0.787	0.73	0.7188	0.7356	0.7187
3	T2	1.888	1.888	0.0	0.0	0.0	1.888	1.685	1.988
4	V3	2.081	1.686	0.859	0.731	0.67	1.755	1.772	1.754
5	H3	2.086	1.691	0.859	0.731	0.67	1.760	1.777	1.757
6	L2	3.313	3.313	0.0	0.0	0.0	3.313	3.312	3.312
7	T3	3.575	3.575	0.0	0.0	0.0	3.575	3.202	3.779
8	V4	3.589	2.975	0.767	0.703	0.625	3.069	3.069	3.069
9	H4	3.593	2.978	0.767	0.703	0.625	3.072	3.072	3.072
10	T4	5.228	5.228	0.0	0.0	0.0	5.228	4.697	5.543
11	V5	5.250	4.441	0.680	0.687	0.57	4.553	4.500	4.557
12	H5	5.248	4.440	0.680	0.687	0.57	4.552	4.499	4.556
13	L3	6.148	6.148	0.0	0.0	0.0	6.148	6.148	6.148
14	T5	6.764	6.764	0.0	0.0	0.0	6.764	6.093	7.190
15	V6	6.969	5.997	0.607	0.676	0.511	6.133	5.985	6.145
16	H6	6.969	5.998	0.607	0.676	0.511	6.134	5.986	6.146
CPU시간		1157.19	1223.64	-	-	-	1213.42	1216.06	-

*1 Kumai가 반잠수 주상체에 대해 이론적으로 구한 3차원 수정계수 [3]

*2 Townsin이 반잠수 타원체에 대해 실험적으로 구한 3차원 수정계수 [3]

*3 J^{**} 과 2차원 재해석 결과* 및 식(3.5)에 의해 구한 수정계수.

* J^{**} 를 이용한 계산결과임.

거의 유사하기 때문에 ③에 의한 진동 모드만을 그림 5.2에 실었다. 여기에서 V 는 연직모드, H 는 수평모드, T 는 비퇴모드, L 은 종모드로 나타낸다.

도표 5.1의 해석결과를 보면 3차원 수정계수 J 가 구해져 있는 7Hz미만의 저차진동 모드만을 구려했기 때문에 전후 단면에서는 강제 모드만이 나타나는 L -모드의 경우는 해석방법에 관계없이 진동수가 같다.

유체부가관성력이 V -모드와 H -모드의 부가관성력의 벡타곱으로 나타나게 되는 T -모드의 경우는 정확히 없어지게 되므로 $J_T=0$ 로 놓은 재해석결과와 3차원 부가수질량에 의한 재해석결과가 정확히 일치하나 기준차수법에 의한 결과는 J_w 를 기준으로 계산했기 때문에 5-7%의 오차를 보여준다. 이로부터 기준차수법을 이용한 선박진동해석의 경우는 서로 독립적인 V -모드와 H/T -모드의 진동해석을 분리수행하여야 하기 때문에 이에 비해 J_{ii} 를 이용한 재해석기법이 훨씬 효율적

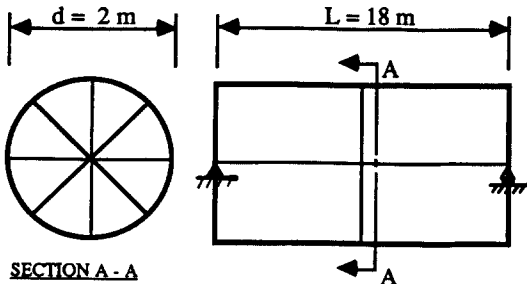


그림 5.1 3차원 잠수구조물 모델

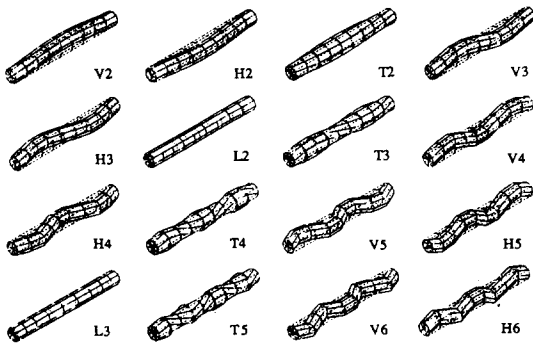


그림 5.2 유체-구조 상호작용을 고려한 재해석기법에 따른 진동모드

이며 이보다 3차원 부가수질량행렬을 이용한 재해석기법이 뛰어난 해법임을 알 수 있다.

그밖에 V -모드와 H -모드의 경우에는 3차원 수정계수 J 의 정확도에 따라 해가 좌우되는데 본 논문에서는 참고문헌 [3]에서 반잠수 주상체에 대해 Kumai가 이론적으로 구한 J 값을 사용하였으며 완전잠수체에 대한 종 및 비퇴 3차원 감소는 없는것으로 가정하였다. J 의 예로서 [3]에서 반잠수 타원체에 대해 Townsin이 실험적으로 구한 J 값도 함께 제시하였다.

- Kumai : $J_{v2}=0.730, J_{v3}=0.670,$

$$J_{v4}=0.625, J_{v5}=0.570,$$

$$J_{v6}=0.511(\text{반잠수주상체})$$

- Townsin : $J_{v2}=0.787, J_{v3}=0.731,$

$$J_{v4}=0.703, J_{v5}=0.687,$$

$$J_{v6}=0.676(\text{반잠수타원체})$$

$$J_{hi}=J_{vi}, J_T=J_L=0.0$$

해석 결과 3차원 부가수질량을 이용한 재해석결과와 1-3% 정도 주파수 차이를 나타내고 있다. 이것은 본 예제의 경계조건이 양단 단수지지이고 Kumai가 구한 반잠수모델의 경우는 복원력에 의한 탄성지지이므로 노드길이(nodal length ; L_{node})가 아래와 같이 차이가 나기 때문이다.

- 잠수체 : $L_{node}=2L/(N-1)$

- 반잠수체 : $L_{node}=2L'/(N-1)$ (5.1)

• $L>L'$; N =절점수 ; L, L' = 양 끝 절점간의 거리

따라서 진동차수가 높아질수록 두 경우의 노드 길이가 근접하기 때문에 해석결과도 일치해 감을 볼 수 있다.

실제 선박과 같이 복잡한 구조물에 대해 재해석을 수행한 후 이 결과로부터 정확한 3차원 수정계수 J 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$J_i = \frac{\phi_{ki} M_{ki} f^{3D} \phi_{li}}{\phi_{ko} M_{kk} f^{2D} \phi_{ko}} \quad (5.2)$$

$$(k, l=1, \dots, n; i=1, \dots, n_i)$$

ϕ_0 : 비정규 강제운동 모드함수

본 논문에서는 완전잠수체를 택하였으므로 선박의 경우와 같은 자유표면 효과로 인한 복원력이 없으므로 $\omega_0=0$ 가 되고, 구조의 경계조건을 양단 단수지지된 주상체로 택했기 때문에 윗식을 적용할 수 없으며, 따라서 J 를 이용한 해석결과를 M^{3D} 를 이용한 해석결과와 비교하여 식(3.5)를 이용해 3차원 수정계수를 구했고 이를 표 5.1에 나타내었다. 흥미있는 것은 위와 같이 새로이 구한 J^{*3} 를 M^{3D} 에 곱하여 재해석을 수행하면 정확히 M^{3D} 를 이용한 재해석결과를 얻을 수 있다는 점이다. 이 예로부터 반잠수체의 경우는 Kumai 등과 비교할 수 있는 정확한 J 값을 구할 수 있음을 알 수 있다.

CPU time을 비교해보면 M^{3D} 를 이용하더라도 J 를 이용하는 경우에 비해 거의 계산시간의 증가가 없다는 점을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 유체-구조 상호작용해석의 일종의 3차원 접수구조물의 진동해석을 효과적으로 수행하기 위한 해석방법을 제시하기 위하여 동적 재해석기법을 검토하였다. 접수구조물의 유체-구조 상호작용해석결과는 구조진동의 관심 주파수 영역에서는 3차원 연성 부가수질량으로 표현되는 관성력으로 나타난다. 따라서 구조질량행렬에 부가수질량 행렬이 더해져서 전체 관성력으로 표현된다. 이 부가수질량을 추가질량으로 보고 재해석기법을 응용하는 방법을 수치실험을 통해 검증하였다. 이때 재해석기법이 갖추어야 할 조건은 원구조의 질량과 거의 같은 정도의 질량이 추가되고 또한 완전 연성질량이 추가된 경우에도 정확한 해를 주어야 한다는 것이다. 이를 검증하기 위해 직접재해석기법과 섭동법을 이용한 재해석기법으로 4질량 스프링지지구조에 대한 해석을 수행한 결과 직접재해석기법의 응용이 적합함을 쉽게 입증할 수 있었다.

접수구조물의 예로는 3차원 잠수주상체에 대해

접수진동해석을 수행하였으며 그결과 선체진동해석에 전통적으로 이용되고 있는 2차원 부가수질량과 3차원 수정계수를 사용한 기준차수법에서는 수지모드와 수평-비틐 연성모드와 같이 서로 독립적인 모드에 대해서는 따로 진동해석을 수행해 주어야 하는 단점이 발견되었다. 이 단점을 보완한 각 모드의 3차원 수정계수행렬을 이용한 재해석기법을 도입하여 모드에 상관없이 동시에 해를 구할 수 있었다. 그러나 이방법은 3차원 수정계수가 구해져 있는 경우에 한해서만 적용 가능하며 실제 선체진동의 경우에는 10Hz 미만의 저차 주선체 진동에 한해서만 적용 가능한 방법이다.

고차의 진도옴드에는 3차원 수정계수를 구할 수 없기 때문에 유체-구조 상호작용 해석결과로부터 얻은 3차원 연성 부가수질량을 이용하게 되며 이때 이 행렬이 접수구조 표면의 전 자유도와 연성되어 있기 때문에 방대한 방장식을 풀어야 하지만 직접재해석기법을 적용하므로써 정확한 해를 구할 수 있었다. 또한 3차원 부가수질량을 이용한 직접재해석기법은 종래의 2차원 부가수질량과 3차원 수정계수를 이용한 방법에 비해 해석 시간 면에서도 전혀 불리한 점이 없는 경제적 방법임이 밝혀졌다. 앞으로 Slamming 혹은 수중 폭파 등의 충격하중에 의한 선이 구조응답 해석을 위한 효과적인 방법에 대해서도 연구결과를 발표할 계획이다.

참 고 문 헌

1. O.C.Zienkiewicz and P. Bettles, "Fluid-Structure Dynamic Interaction and Wave Forces,

An introduction to Numerical Treatment", Numerical Methods in Engineering, Vol. 13, pp.1-16, 1978.

2. K.T.Chung, "On the vibration of the Floating Elastic Body Using Boundary Integral Method in combination with Finite Element Method", SNAK, Vol.24, No.4, 1987.

3. Nippon Kaiji Kyokai, Guide to Ship Vibration, pp.9-14, 1984

4. F.M.Lewis, "The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship", Transactions of Society of Naval Architects and Marine Engineers, Vol.37, 1929.

5. W.Frank, "On the Oscillation in or below the free Surface of Deep Fluids; Report 2375, NSRDC, Washington, DC., 1967.

6. B.P.Wang, "Reanalysis of Structural Dynamic Models", AMD-Vol.76, ASME, 1986.

7. E.J.Haug, K.K. Choi and V. Komkov, "Design Sensitivity Analysis of Structural Systems", Academic Press, 1986.

8. M.K.Hakala and J.Matusiak, "A Practical Approach for the Estimation and Verification of Ship Vibration Response", The 2nd Intl. Sym. on Practical Design in Shipbuilding, PRADS 83, Tokyo & Seoul, 1983.

9. J.Kim and M.M.Bernitsas, "Redesign of Marine Structures by Perturbation", Marine Structures, Vol.1, No.2, 1988.

10. ADINA User's Manual, Report AE81-1, ADINA Engineering, 1981.

11. K.J.Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, 1982.