

< 논 문 >

유한요소법을 이용한 수중 예인 선배열의 모델링 및 VIM 진동 해석

Modeling of Towed Line Array using Finite Element Method and Vibration Analysis of VIM

함 일 배* · 배 수 룡* · 정 의 봉**

Il-Bae Ham, Soo-Ryong Bae and Weui-Bong Jeong

(1997년 6월 13일 접수 ; 1997년 9월 30일 심사완료)

Key Words : Finite Element Method(유한요소법), Substructure Synthesis Technique(부분구조합성), Characteristic Wave(특성파), Towed Line Array(예인 선배열), Structure-Fluid Interaction(구조-유체 상호작용), Vibration Analysis(진동 해석), VIM(진동차단모듈, Vibration Isolation Module)

ABSTRACT

This paper presents a new technique of mathematical treatment using a finite element model for analyzing the vibration of the towed line array. Since the towed line array has the axisymmetry, axisymmetric elements are used in finite element modeling for the towed array structure. The fluid-structure interaction is also considered. The array consists of a series of identical substructures which can include internal structures such as spacers, hydrophones and ropes. That periodicity of substructures permits the substructure synthesis technique using characteristic wave guide for analyzing the response of towed array system. This synthesis technique can reduce the cost of computing the array response. It is suggested that a response of towed array can be computed by the finite element method and substructure synthesis technique using wave guide. Several experiments for towed array were performed to verify the present computation technique. The predicted vibration for the towed array shows good agreement with the measured result.

1. 서 론

수중에서 저주파수의 음향탐지를 위하여 사용되는 예인형 선배열 소나는 경사진 예인케이블에서 와류동(vortex shedding)에 의한 유동유기진동(flow induced vibration)이 발생하며 이의 주파수 성분은 100Hz

이하에 존재한다. 이 진동은 Fig. 1에서와 같이 음향 센서가 있는 음향모듈(Acoustic Module, AM)에 전달되어 음향센서의 자체소음을 증가 시키므로 보통의 경우 예인케이블과 음향모듈사이에 진동차단모듈(vibration isolation module, VIM)을 설치하여 진동에 의해서 발생하는 음향센서의 자체소음을 감소시킨다. 예인케이블에서 발생한 진동성분중 횡방향 진동(transverse vibration)은 파장이 짧아 선배열을 따라 전파되면서 급격히 감소하나⁽¹⁾, 종방향 진동(longitudinal vibration)은 파장이 매우 길어 선배열

* 정희원, 국방과학연구소

** 정희원, 부산대학교 공과대학 정밀기계학과

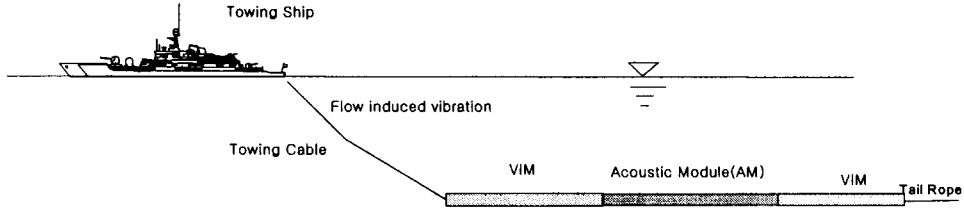


Fig. 1 Typical configuration of a towed array system

을 따라 먼 거리까지 잘 전달된다.

예인 선배열은 고무나 폴리우레탄 재질의 호스, 내부충진유(fill fluid), 하이드로폰, 스페이서(spacer), 그리고 예인시 발생하는 인장력을 견디기 위한 인장부재(strength member) 등으로 구성되며, 동일한 부분구조물이 일정한 간격으로 계속 반복되는 형태로 구성된다. 선배열의 진동 전달특성을 해석하는 방법은 크게 해석적인 방법과 유한요소법 등을 이용하는 수치해석적인 방법이 있다. 내부구조가 복잡한 경우에 대한 해석의 어려움과 관심 주파수범위에서 스페이서 사이의 간격이 전달 특성파의 파장보다 짧고 호스 내부에 있는 충진유의 음파 산란 등의 이유로 인한 해석적인 방법의 문제점을 개선하기 위하여 선배열의 진동 및 자체소음 해석에 유한요소법을 이용하는 방법이 개발되고 있다⁽¹⁻³⁾. 그러나, 선배열 전체를 유한요소법으로 모델링하여 해석할 경우 계산상한 주파수를 100 Hz로 할 경우 선배열의 자체소음과 진동전파 현상에 중요한 벌지파(bulge wave)의 전파속도가 50 m/s~100 m/s 정도⁽²⁾임을 감안하면 한 요소의 길이가 10 cm 정도로 모델링 되어야 한다. 결국, 예인 선배열의 전체 길이(250~400 m)의 모델링을 위하여 매우 많은 요소를 필요로 하게 되며, 또한 구조-유체 상호작용의 항이 포함됨에 따라 시스템 행렬들이 일반행렬의 형태로 되므로 수치계산의 어려움과 계산시간이 매우 길어지는 단점이 있다. 따라서 이러한 단점을 극복하기 위하여 계속적으로 반복되는 부분구조물(substructure)을 유한요소로 모델링한 후 전달 행렬법(transfer matrix)과 특성파를 이용한 부분구조합성법^(1,4)이 이용되고 있다.

본 연구에서는 예인 선배열이 수중에서 예인될 때 VIM을 포함한 예인 선배열의 모델링과 진동 특성 해석을 목적으로, 동일한 부분구조물이 연속적으로 연결되는 형태인 예인선배열의 부분구조물을 유한요소법으로 모델링한 후 특성파를 이용한 부분구조 합성법을 적용하여 매우 긴 길이의 예인 선배열의 진동 특성을 매우 효과적으로 해석할 수 있는 기법을 제시하였다. 유한요소 모델링시 선배열은 축대칭 구조이므로 축대칭 요소를 사용하였으며, 호스는 정

확한 모델링이 가능한 두꺼운 원통 셸⁽²⁾, 내부충진유는 음압요소, 그리고 스페이서는 강제요소로 모델링하였다. 또한 호스나 강제요소와 같은 구조물과 음압요소 사이에 발생하는 구조-유체 상호작용을 고려하기 위한 관계식도 유도하였다. 또한 본 연구에서 제시된 기법을 이용하여 선배열의 한 구성요소인 VIM의 재질, 제원 등의 변경에 따른 진동 전달특성의 변화를 분석하였으며, 진동 전달특성의 예측결과는 해상시험을 통하여 계측된 결과와 비교하여 잘 일치하여 본 연구에서 제시된 기법의 타당성을 확인할 수 있었다.

2. 선배열의 유한요소 모델링

2.1 호스의 모델링

선배열은 외부호스와 내부분구조물 등으로 구성된 축대칭 구조이므로 축대칭 요소를 사용하여 2차원 문제로 해석할 수 있다. 또한 외부호스에 의한 진동 전파와 호스의 원주방향의 0차 모드(breathing mode, bulge wave)가 호스내부 음압에 큰 역할을 하는 것으로 알려져 있어⁽¹⁾ 호스는 최소한 0차 모드를 포함한 2차원 축대칭 구조로 모델링 하여야 한다.

호스는 미소변형을 한다고 가정하여 3절점 축대칭 두꺼운 원통형 셸 요소^(1,2)로 모델링되며 Fig. 2와 같이 정의된다. 요소내 임의의 위치 x , r 와 변위 u , w 는 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁵⁻⁷⁾.

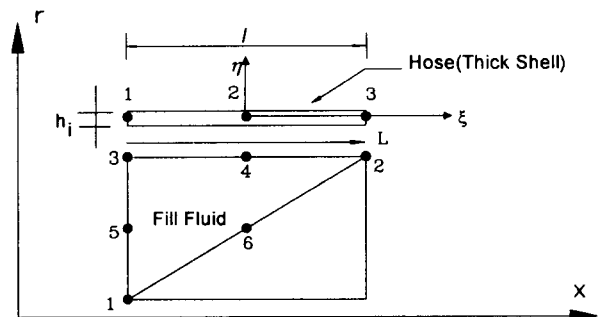


Fig. 2 Axisymmetric cylindrical thick shell and acoustic finite element

$$\begin{Bmatrix} x \\ r \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^3 n_i(\xi) \begin{Bmatrix} x_i \\ r_i \end{Bmatrix} + \sum_{i=1}^3 n_i(\xi) \frac{h_i}{2} \eta \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^3 \begin{bmatrix} n_i(\xi) & 0 & \eta \frac{h_i}{2} n_i(\xi) \\ 0 & n_i(\xi) & 0 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} u_i \\ w_i \\ \alpha_i \end{Bmatrix} = [M] \{q\}_e \quad (2)$$

$\{q\}_e^T = [u_1 \ w_1 \ \alpha_1 \ u_2 \ w_2 \ \alpha_2 \ u_3 \ w_3 \ \alpha_3]$
 여기서 $\{q\}_e$ 는 절점의 변위행렬을 나타내며, u_i, w_i, α_i 는 각각 절점에 대한 축방향 변위, 반경방향 변위, 법선의 회전을 나타낸다. 그리고 형상함수 n_i 는 무차원 특성좌표계 ξ 의 2차 함수로 요소길이의 중앙에 좌표의 원점을 두었을 때 요소의 양 끝단인 절점 1과 3에서 각각 -1, 1이 되며 다음과 같이 정의된다.

$$n_1 = \frac{\xi^2 - \xi}{2}, \quad n_2 = 1 - \xi^2, \quad n_3 = \frac{\xi^2 + \xi}{2}, \quad (3)$$

요소의 변형율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon \\ \epsilon_w \\ \epsilon_\theta \\ \epsilon_{xr} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_{,x} \\ w_{,r} \\ w \\ r \\ w_{,x} + u_{,r} \end{Bmatrix} = [B] \{q\}_e \quad (4)$$

여기서 $[B]$ 는 응력-변형률 관계행렬이며, 하첨자 x 와 r 는 편미분을 나타낸다. 요소의 변형률-응력 관계식은 다음과 같이 정의할 수 있으며 식 (4)에서 원통형 셀일 경우에는 ϵ_u 는 0으로 된다.

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} \quad (5)$$

여기서,

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2k} \end{bmatrix} \quad (6)$$

ν : Poisson 비

E : 탄성계수

k : 전단보정계수

요소에 대한 두꺼운 축대칭 원통형 셀에 대한 질량행렬, 강성행렬, 외력벡터는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$[M]_e = \int_{V_e} [M]^T [M] dV_e \quad (7)$$

$$[K]_e = \int_{V_e} [B]^T [D] [B] dV_e \quad (8)$$

$$\{F\}_e = \int_{V_e} [M]^T \{f\} dV_e \quad (9)$$

호스에 축방향 인장력이 작용하고 호스의 감쇠를 고려할 경우에 대한 축대칭 두꺼운 원통형 셀의 유한요소 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M] \{\dot{q}\} + ([K] + [K]_e + j[R]) \{q\} = \{F\} \quad (10)$$

여기서, $[K]_e$ 는 축방향 인장력에 대한 요소의 초기 응력 강성행렬이고, $[R]$ 은 감쇠행렬로 호스의 손실 계수 μ (loss factor)로 표현되는 복소탄성 계수 $E(1+j\mu)$ 로부터 구할 수 있다.

2.2 내부충진유의 모델링

내부충진유의 점성이 물과 거의 같아 점성의 영향을 무시^(1,2)할 수 있으며 점성을 고려하지 않을 경우 내부충진유의 지배방정식은 다음과 같다.

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (11)$$

여기서 c 는 유체의 음파속도를 나타낸다.

점성을 무시할 경우에 경계조건식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \frac{\partial V_n}{\partial t} \quad (12)$$

여기서 V_n 은 경계의 법선방향 속도성분을 나타낸다.

유체의 압력은 형상함수 N_{ai} 를 사용하여

$$p = \sum_{i=1}^m N_{ai} p_i \quad (13)$$

로 표시할 수 있고 p_i 는 음압요소 절점에서의 음압을 나타낸다.

요소의 형상함수는 6개의 절점을 가지는 축대칭 삼각형 음압요소를 사용하면 요소내의 임의의 점에 음압은 다음과 같이 표현할 수 있다.^(5, 8)

$$p(x, r) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 r + \alpha_4 x^2 + \alpha_5 x r + \alpha_6 r^2 \quad (14)$$

삼각형 요소의 경우 면적좌표계 ξ 를 사용하여 요소의 음압을 6개 절점의 음압으로 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$p = [M]_a \{P\}_e \quad (15)$$

형상함수는 다음과 같이 정의된다.

$$[M]_a = [\xi_1(2\xi_1-1)\xi_2(2\xi_2-1)\xi_3(2\xi_3-1) \quad (16)$$

$$4\xi_2\xi_3 \quad 4\xi_3\xi_1 \quad 4\xi_1\xi_2]$$

Galerkin의 가중잔여법(weighted residual equation)

을 이용하면 식 (11)은 다음과 같이 된다.

$$\int_R N_{ai} \left(\nabla^2 \sum_j N_{aj} p_j - \frac{1}{c^2} \sum_j N_{aj} \ddot{p}_j \right) dR = 0 \quad (17)$$

여기서 R은 고려되는 영역이다. Green 정리를 이용하여 정리하면 식 (17)은 유한요소법의 행렬형태로 나타낼 수 있다.

$$[H]\{\dot{p}\} + [Q]\{\ddot{p}\} = \{P_{ext}\} \quad (18)$$

이때 식 (18)에서 나타나는 계수행렬들의 요소는 다음과 같이 정의된다.

$$h_{ij} = \int_{Re} \left(\frac{\partial N_{ai}}{\partial x} \cdot \frac{\partial N_{aj}}{\partial x} + \frac{\partial N_{ai}}{\partial y} \cdot \frac{\partial N_{aj}}{\partial y} + \frac{\partial N_{ai}}{\partial z} \cdot \frac{\partial N_{aj}}{\partial z} \right) dR \quad (19)$$

$$q_{ij} = \frac{1}{c^2} \int_{Re} N_{ai} N_{aj} dR \quad (20)$$

$$P_{ext,i} = \int_{Se} N_{ai} \frac{\partial p}{\partial n} dS \quad (21)$$

여기서 Re 와 Se 는 각각 한 요소의 내부영역과 외부 경계를 의미한다.

2.3 구조-유체 상호 작용

구조물과 유체가 접하고 있을 경우 구조물이 진동을 하면 유체 입자를 교란시키고 교란된 유체입자는 구조물에 음압으로 작용하여 구조물을 가진시키는 구조-유체 상호 작용^(9,10)이 발생한다. 이러한 구조-유체의 상호작용을 고려한 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ -\rho_a C^T & Q \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K + jR + K_s & C \\ 0 & H \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ P_{ext} \end{Bmatrix} \quad (22)$$

여기서 상첨자 T는 전치행렬(transpose matrix)임을 나타내며, C는 구조물과 유체계의 상호작용을 나타내는 결합행렬(coupling matrix)로서 다음과 같이 정의된다.⁽⁹⁾

$$[C] = \int \{M\}_s p dS \quad (23)$$

선배열과 관련된 구조-유체 상호작용은 호스와 유체의 상호작용, 강체로 모델링되는 스페이서와 충전 유체의 상호작용 2가지가 있다. 축대칭 두꺼운 원통형 셀과 축대칭 유체계가 Fig. 2와 같이 결합되면 결합행렬 [C]는 다음과 같이 구해진다.

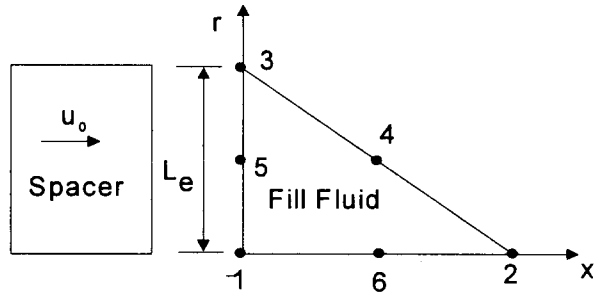


Fig. 3 Acoustic finite element driven by constant axial displacement

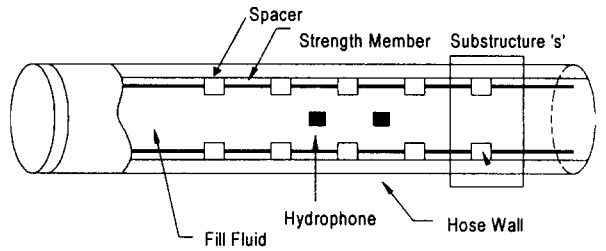


Fig. 4 A series of identical substructures in the towed array model

$$[C] = 2\pi r_0 \int \{M\}_s \{M\}_a^T dL \quad (24)$$

여기서 r₀는 음압요소의 바깥지름, {M_s}는 음압요소의 형상함수로 열벡터이며, {M_a}는 구조요소 셀의 형상함수로 열벡터이며, ρ_a는 음압요소의 밀도, L은 음압요소와 구조요소가 결합되는 길이 방향 좌표를 나타낸다.

Fig. 3과 같이 강체요소가 축방향의 변위 u₀로 음압요소를 가진하는 경우 강체요소와 음압요소 사이의 결합관계도 위와 같은 방법으로 구할 수 있다.

2.4 특성파를 이용한 부분구조합성

일반적으로 예인 선배열은 Fig. 4와 같이 동일구조물이 반복적으로 나타나므로 이를 특성파를 이용한 부분구조합성법^(1,4)을 이용하면 전체 계를 유한요소법으로 해석하는 것보다는 계산시간의 단축과 계의 특성을 용이하게 파악할 수 있는 장점이 있다. Fig. 4와 같은 구조물을 Fig. 5와 같이 블록 다이어그램으로 나타내면 부분구조물 's'의 왼편 절점들의 힘과 변위를 {F₁}, {U₁}, 중간 절점들의 힘과 변위를 {F₂}, {U₂}, 오른편 절점들의 힘과 변위 {F₃}, {U₃}로 나누어 유한요소 운동방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

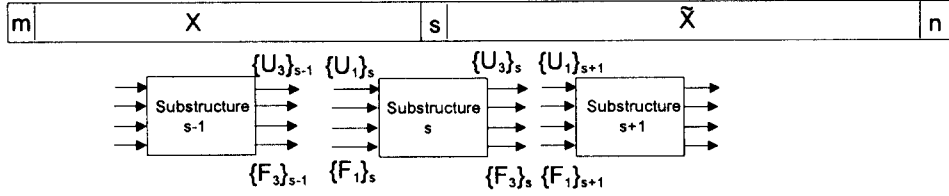


Fig. 5 Block diagram of periodic substructures

$$[-\omega^2 M_s + K_s + iR_s] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (25)$$

식 (25)의 운동방정식을 왼편절점과 오른편 절점요소로 재배열하면 계속 합성이 가능하므로 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$A \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_s + B \begin{Bmatrix} -F_3 \\ U_3 \end{Bmatrix}_s = \bar{G}_s \quad (26)$$

여기서, A와 B는 부분구조물 s의 특성에 의해 결정되며 \bar{G}_s 는 외력에 의해 결정된다. 이 경우 부분구조물 s와 부분구조물 s+1의 경계에서 힘의 방향은 반대이고 변위는 같은 방향을 가져야 하므로 다음과 같은 경계조건이 만족된다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_{s+1} = \begin{Bmatrix} -F_3 \\ U_3 \end{Bmatrix}_s \quad (27)$$

위의 식을 이용하면 식 (26)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_{s+1} - T_s \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_s = B_s^{-1} \bar{G}_s(k) e^{-ikx} \quad (28)$$

여기서 $T_s = -B_s^{-1}A_s$ 이며 k 는 파수(wave number)를 나타낸다.

길이 l 의 동일한 부분구조물이 m 에서 n 으로 반복되면 부분구조물에서 T_s , B_s , $\bar{G}_s(k)$ 는 일정하고, $x_{s+1} = x_s + l$ 이므로 m 에서 n 으로 전달되는 힘과 변위의 관계는 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} -F_3 \\ U_3 \end{Bmatrix}_n - T^{n-m+1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_m = (T^{n-m+1} e^{-ikx} - e^{ik(x_s+l)}) (T - e^{-ikl})^{-1} B^{-1} \bar{G}(k) \quad (29)$$

식 (29)에서 T 의 고유벡터를 X 라 하고 고유치를 λ 라 하면 고유벡터와 고유치는 특성파의 상대적인 크기, 세그먼트 양단의 증폭률과 위상의 변화등 물리적 특성을 표시하게 된다. 부분구조물이 무한

히 많다고 가정하면 파의 전파는 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_{s+1} = [\lambda_{ij} \delta_{ij}] \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_s \quad (30)$$

$$\delta_{ij} = 1 \text{ if } i=j \text{ and } 0 \text{ if } i \neq j$$

이 때 λ_{ij} 는 전달행렬 T 의 고유치이다. 만약 세그먼트가 좌우 대칭의 형상을 가지면 고유치는 상반쌍(reciprocal pair)으로 되므로, 고유치를 오른쪽으로 진행하는 파 ($|\lambda| < 1$)와 왼쪽으로 진행하는 파 ($|\lambda| > 1$)로 나누어 정리할 수 있다. 식 (29)를 정규화하기 위하여 다음과 같이 놓을 수 있다.

$$\alpha_m = X^{-1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}, \beta_n = X^{-1} \begin{Bmatrix} -F_3 \\ U_3 \end{Bmatrix}, \quad (31)$$

$$\gamma(k) = X^{-1} B^{-1} \bar{G}(k)$$

또한 고유치를 다음과 같이 두 개의 대각행렬로 나눌 수 있으며, 이에 따라

$$\Lambda(+) = \{\lambda \mid |\lambda| < 1\}, \Lambda(-) = \{\lambda \mid |\lambda| > 1\}$$

특성파를 오른쪽으로 진행하는 것과 왼쪽으로 진행하는 파로 나누어 정리하면 식 (29)는 오른쪽으로 전파하는 파와 왼쪽으로 전파하는 파에 대한 두 개의 식으로 나누어 쓸 수 있다.

$$\beta(+)_n = \Lambda(+)^{n-m+1} \alpha(+)_m + (\Lambda(+))^{(n-m+1)} \times e^{-ikx_n - e^{-ik(x_s+l)}} (\Lambda(+)-e^{-ikl})^{-1} \gamma(+)$$

$$\alpha(-)_m = \Lambda(-)^{m-n-1} \beta(-)_n + (\Lambda(-))^{(m-n-1)} \times e^{-(ikx_s+l) - e^{-ikx_n}} (\Lambda(-)-e^{-ikl})^{-1} \gamma(-)$$

Fig. 5와 같이 부분구조물 s가 그림과 같이 두 개의 균일섹션(homogeneous section) 사이에 위치하고, (m+1)과 (s-1) 사이의 부분구조물은 고유벡터 X 를, (s+1)과 (n-1) 사이의 부분구조물이 고유벡터 \bar{X} 를 가진다고 하면, 다음과 같은 새로운 좌표계를 도입할 수 있다.

$$\alpha_s = X^{-1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_s, \quad \beta_s = \bar{X}^{-1} \begin{Bmatrix} -F_3 \\ U_3 \end{Bmatrix} \quad (34)$$

부분구조물 s의 경계점에서의 적합조건 $\alpha_s = \beta_{s-1}$ 과 $\beta_s = \alpha_{s+1}$ 의 조건으로부터 위의 식 (34)의 고유벡터를 특성파의 방향에 따라 분리하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$C_s \begin{Bmatrix} \alpha(+)_s \\ \beta(-)_s \end{Bmatrix} + D_s \begin{Bmatrix} \alpha(-)_s \\ \beta(+)_s \end{Bmatrix} = \bar{G}_s e^{-ikx_s} \quad (35)$$

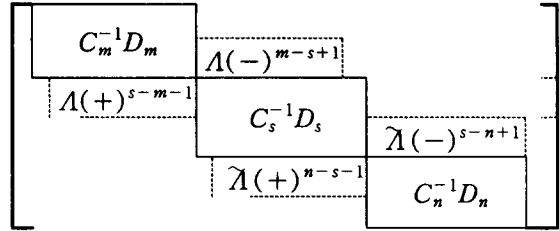
여기서 행렬 $D_s^{-1}C_s$ 는 부분구조물 s에 입사되는 특성파에 대한 복소 반사계수와 복소 전달계수의 물리적 의미를 갖는 항들을 포함하게 된다.

식 (32), 식 (33)과 식 (35)를 이용하여 부분구조물 m과 s 사이의 파의 전파 방정식, 부분구조물 s와 n 사이에 전달되는 파의 방정식, 부분구조물 s의 경계 조건등을 결합하면, Fig. 5와 같은 모델의 해석을 위한 특성파의 전파 방정식을 다음과 같은 1차 행렬 방정식으로 나타낼 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\begin{Bmatrix} \alpha(+)_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \beta(-)_n \end{Bmatrix} + [S_m] \begin{Bmatrix} \alpha(-)_m \\ \beta(+)_m \\ \alpha(-)_s \\ \beta(+)_s \\ \alpha(-)_n \\ \beta(+)_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_m^{-1} \bar{G}_m(k) e^{-ikx_m} \\ C_s^{-1} \bar{G}_s(k) e^{-ikx_s} \\ C_n^{-1} \bar{G}_n(k) e^{-ikx_n} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} 0 \\ (\Lambda(-)^{m-s+1} e^{-ik(x_{s-1} + D)} - e^{-ikx_{m+1}}) \\ (\Lambda(+)^{s-m-1} e^{-ikx_{m+1}} - e^{-ik(x_{s-1} + D)}) \\ (\tilde{\Lambda}(-)^{s-n+1} e^{-ik(x_{n-1} + \Gamma)} - e^{-ikx_{s+1}}) \\ (\tilde{\Lambda}(+)^{n-s-1} e^{-ikx_{s+1}} - e^{-ik(x_{n-1} + \Gamma)}) \\ 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} (\Lambda(-) - e^{-ikl})^{-1} \gamma(-) \\ (\Lambda(+))^{-1} \gamma(+)^{-1} \\ (\tilde{\Lambda}(-) - e^{-ik\tilde{l}})^{-1} \tilde{\gamma}(-) \\ \tilde{\Lambda}(+) - e^{-ik\tilde{l}})^{-1} \tilde{\gamma}(+) \end{Bmatrix} \quad (36)$$

여기서 행렬 $[S_m]$ 은 다음과 같이 된다.

$$[S_m] =$$



식 (36)을 이용하여 예인케이블의 유동유기진동이 예인 선배열에 가해질 때 예인 선배열의 진동과 호스 내부의 음압을 계산할 수 있다. 또한 위의 식 (36)을 이용하여 부분구조물 m에 진동이 가해질 때 부분구조물 s와 n의 응답을 구할 수 있으며, 만약 부분구조물 s와 n 사이의 다른 부분구조물에 대한 응답을 구하려면 위의 유도 과정과 동일한 방법을 이용하면 계산이 가능하다.

식 (36)에서 보는 바와 같이 부분구조물이 r개 떨어진 거리에서 응답을 구하기 위해서는 행렬 T를 r번 곱하거나 혹은 $X^{-1} \lambda_{ij}^r X$ 로 계산할 수 있으나 이 방법은 고유치의 절대치가 1보다 클 경우 큰 수치오차가 발생되나, 전달행렬 T의 고유치 사이의 $\Lambda(+)=\frac{1}{\Lambda(-)}$ 의 관계를 이용하면 계산에 사용되는 고유치의 절대치가 1보다 작으므로 $\Lambda(+)^{(s-m-1)}$ 를 계산하는 경우와 같이 되어 수치계산의 안정성을 이룰 수 있는 장점이 있다.

3. 해석 및 실험결과와의 비교/고찰

본 연구에서 제시된 기법을 적용하고 그 결과를 검증하기 위하여 실제 수중 예인 선배열에 대하여 진동해석을 수행하였으며, 예인함을 이용한 해상시험에서 얻어진 측정결과를 해석결과와 비교하였다. 해상시험에 이용된 수중 예인 선배열의 기본구성은 Fig. 6과 같으며 VIM 1의 시작점과 끝나는 지점에 가속도계(PCB 342A)가 길이 방향으로 설치되어 있으며 측정된 결과는 A/D 컨버터와 믹스를 통하여 예인함으로 전송된다. VIM 1은 VIM-A와 VIM-B 두 종류의 모델이 교체 시험되었으며, Fig. 7에서 나타난 것과 같이 VIM-A는 인장부재인 나일론 로프

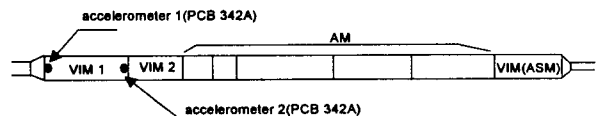


Fig. 6 Towed array model for sea test

가 스페이서에 120° 간격으로 3개가 연결되어 있으며, VIM-B는 스페이서의 중앙에 1개의 케블라 로프가 연결되어 있다. VIM-A와 VIM-B의 유한요소 모델링에서는 VIM에서 진동의 주요 전달경로가 호스임을 감안하여 로프는 모델링 하지 않았다.

Fig. 7에서 보는 바와 같이 VIM-A의 유한요소 모델링을 보면, 호스의 절점은 1-2-3과 4-5-6이고, 호스의 절점 3과 4는 강제요소인 스페이서에 연결되어 있으므로 강체와 같이 운동을 하게 된다. 구조-유체 상호작용의 결합의 예로, 호스의 절점 1-2-3과 음압요소의 절점 7-8-9가 서로 상호작용을 하며, 이 중 절점 2의 반경 변위성분과 음압요소 8번이 가장 강하게 서로 작용을 한다.

VIM-A와 VIM-B의 주요 제원 및 물성치는, 호스의 바깥지름을 D_o , 두께를 t 라고 하면 $D_o/t = 22.86$, 충진유(Fill fluid)의 밀도를 ρ_f 라 하고 호스의 밀도를

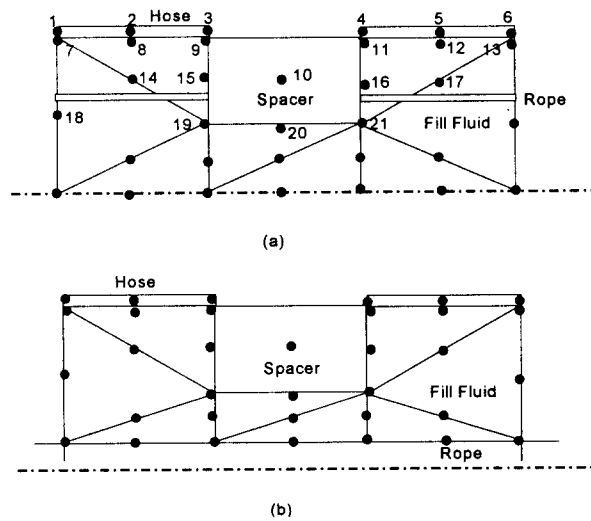


Fig. 7 Finite element model of towed array segment ((a) : VIM-A, (b) : VIM-B)

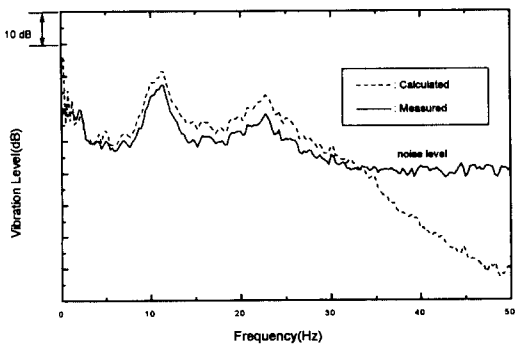


Fig. 8 Comparison between the measured and calculated vibration level for VIM-A

ρ_h 라 하면 $\rho_h/\rho_f = 1.09$, 그리고 예인 선배열의 진동에 가장 중요한 역할을 하는 물성치인 호스의 탄성계수와 감쇠계수는 실험으로 구하였다. 예인 선배열의 나머지 구성요소인 VIM 2와 AM들은 형상에 따라 대표적인 부분구조물에 대하여 적절하게 유한요소로 모델링 하였다.

2.4절에서 유도된 식을 보면 진동해석을 위해서는 복소수에 대한 역행렬 계산, 고유치 계산, 1차 선형 방정식의 계산 등 많은 연산이 필요하다. 역행렬 계산 등을 위하여 본 연구에서는 IMSL 패키지를 이용하였으며 HP 735에서 계산을 수행하였다. 그리고 측대칭 두꺼운 원통형 셸과 음압요소의 유한요소 코드, 구조-유체 상호작용 등은 참고문헌의 계산결과나 실험결과와 비교하여 검증되었다⁽⁵⁾.

예인 선배열을 수중에서 예인할 때 VIM에 설치된 가속도계로부터 측정된 진동수준과 예인 선배열을 모델링 하여 계산한 예측결과가 Fig. 8과 9에 나타나 있으며, 이 결과들로부터 2~3dB(dB ref. 1m/s²) 정도의 오차로 정확하게 진동수준이 예측되었음을 알 수 있다. Fig. 8과 9에서 35Hz 이상에서 측정된 결과는 예

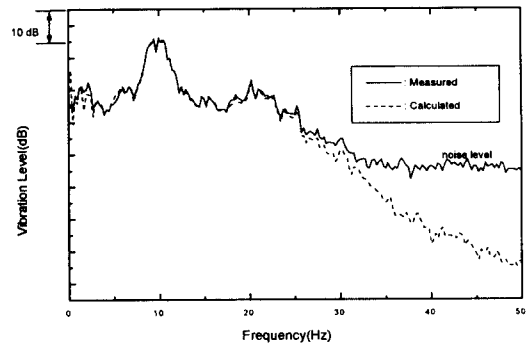


Fig. 9 Comparison between the measured and calculated vibration level for VIM-B

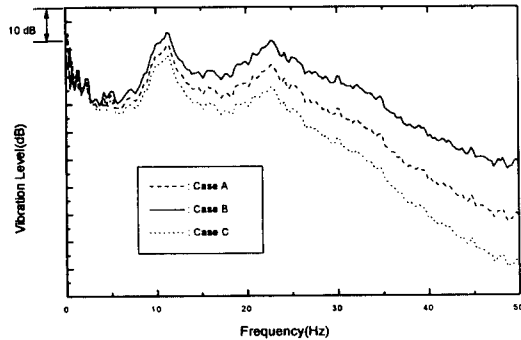


Fig. 10 Effect of hose material properties in vibration response

측결과와 매우 다르게 나타나고 있는데, 이는 가속도계 증폭기의 고정 계인과 계측기 들의 다이내믹 범위(dynamic range)가 제한되기 때문에 발생하는 것으로써, 35 Hz 이하의 경향일치와 예인 선배열의 고유진동수가 극히 저주파수(1 Hz 이하)에 있으며 다른 모델에서 측정된 결과를 참고로 할 때 35 Hz 이상의 주파수 구역에서도 예측결과가 매우 잘 일치할 것으로 판단된다.

예측결과와 시험결과가 잘 일치하여 본 연구에서 제시된 예인 선배열의 모델링과 해석 기법의 타당성이 확인됨에 따라, 이를 이용하여 예인 선배열의 진동 전달특성에 영향을 파라미터들의 변화에 따른 진동 전달특성을 해석 하였다. 예인 선배열의 진동 전달특성을 좌우하는 인자는 호스의 재질, 내부충진유의 특성 등이 있으나, 호스의 재질 특성을 제외한 내부충진유 등의 특성 변화는 진동 전달특성에 큰 영향이 없음이 계산⁽¹¹⁾이나 다른 참고문헌⁽²⁾을 통하여 확인되었다. 이에따라, 진동전달에 가장 중요한 파라미터인 호스의 재질 변화에 따른 진동 전달특성의 변화를 시뮬레이션한 결과가 Fig. 10에 나타나 있다. Fig. 10은 E_0 , μ_0 를 기존에 사용되고 있는 호스의 탄성계수와 호스의 손실계수라 할 때, 호스의 재질의 특성이 다음의 세가지 경우로

Case A : $E=3.79E_0$, $\mu=\mu_0$

Case B : $E=E_0$, $\mu=\mu_0$

Case C : $E=E_0$, $\mu=1.456 \mu_0$

되었을 경우, VIM 상단에서 측정된 결과를 입력으로 하여 VIM이 끝나는 점에서 진동수준을 예측한 결과이다. 계산결과를 보면 주파수가 높아질수록 탄성계수와 손실계수의 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 본 연구에서의 제시된 해석기법을 이용하면 예인 선배열을 구성하는 주요 요소들에 대한 파라미터릭 연구로 진동차단 성능이 우수한 선배열(VIM)의 설계가 가능하므로 음향모듈의 자체소음을 감소시킬 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 길이가 매우 긴 수중 예인 선배열의 모델링과 진동해석을 위하여 유한요소법, 구조-유체 상호작용, 전달행렬법, 부분구조합성을 이용하였다. 본 연구에서 제시된 해석기법을 사용하여 계산한 예측 결과는 해상에서 예인시험을 통하여 측정된 결과와 잘 일치하여 예인 선배열의 모델링과 해석 기법의 타당성을 확인할 수 있었다. 예인 선배열의 경우 호스의 재질 특성에 따라 진동 전달특성이 크게 변화하였으며, 호스의 재질 특성을 변경함으로써 음향모듈로 전달되는 진동수준을 감소시켜

자체소음의 감소를 기할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- (1) R.R. Smith, D. Barach, L.E. McCleary and J.L. Johnson, 1976, "A Finite Element Model for Analyzing Self-Noise Levels in Geophysical Towed Line Arrays," ASME, Paper No. 76-PVP-27, pp. 1~7
- (2) S. Berlin, 1984, "Towed Array Exploratory Development Compendium Report Volume II : Simplified Towed Array Modeling Modules I(STAMM I) Program," Report No. TR6817-II (Confidential)
- (3) P. Grigman and J.C. Rodet, 1991, "Finite Elements Modeling Software for Towed Arrays Self Noise," UDT, pp. 376~379
- (4) M.F. Yeo and L.J. Schmid, 1989, "Wave Propagation in Solid and Fluid Structures Using Finite Element Transfer Matrices," J. of Sound and Vibration, 130(3), pp. 439~452
- (5) 배수룡, 신구균, 함일배, 이현곤, 1994, "구조물-유체 상호작용을 고려한 두꺼운 원통형 쉘의 유한요소 진동해석," '94 한국소음진동공학회 추계 학술대회 논문집, pp. 295~299
- (6) C.T.F. Ross, 1984, "Finite Element Programs for Axisymmetric Problems in Engineering," John Wiley & Sons
- (7) William Weaver, Jr. and Paul R. Johnston, 1987, "Structural Dynamics by Finite Element," Prentice-Hall, Inc.
- (8) Y. Kagawa, T. Yamabuchi and A. Mori, 1977, "Finite Element Simulation on as Axisymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall," J. of Sound and Vibration, 53(3), pp. 357~374.
- (9) O.C. Zienkiewicz and R.E. Newton, 1969, "Coupled Vibrations of a Structure Submerged in a Compressible Fluid," Proc. Int. Sym. Finite Element Techniques, pp. 360~379
- (10) M. Petyt and S.P. Lim, 1978, "Finite Element Analysis of the Noise Inside a Mechanically Excited Cylinder," Int. J. for Num. Methods in Eng., Vol. 13, pp. 109~122
- (11) 배수룡, 함일배, 1994, "유한요소법을 이용한 TASS 선배열의 동특성 해석", 국방과학연구소, ATRC-517-941102