2002 추계학술발표회 논문집
한국원자력학회

유한요소해석을 이용한 점성유체 속에 잠긴 임의 단면형상 구조물의 유체 부가질량 및 감쇠 결정

Determination of Fluid Added Mass and Damping for Arbitrary Structures Submerged in Confined Viscous Fluid by FEM

구 경 회, 이 재 한
한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

일반적으로 유체-구조물 상호작용을 고려한 유체속 구조물들의 지진 및 진동해석에는 주어진 시스템에 대한 유체부가질량을 추정하여 구조물과 연계하는 단순해석방법을 주로 사용한다. 실제로 유체속 구조물의 응답특성은 유체부가질량 뿐만 아니라 유체점성으로 인한 감쇠영향을 받으며 이들은 모두 연계항을 갖는 복잡한 행렬형태로 나타난다. 본 연구에서는 비점성 유체에 대한 유한요소 정식화 유도와 점성유체에 대한 Navier-Stokes 지배방정식의 선형화를 통한 유한요소 정식화를 유도하여 임의 단면형상을 갖는 구조물에 적용할 수 있는 FAMD(Fluid Added Mass and Damping) 유한요소해석 코드를 개발하였다. 개발된 해석코드의 정확성을 검증하기 위하여 동축 원통구조물에 대한 해석을 수행하고 Fritz 등이 제안한 이론해와 비교하였다. 그리고 6 각형 단면특성을 갖는 액체금속로 노심에 대하여 노심집합체 사이의 유체간격과 레이놀즈수 변화에 따른 유체부가질량과 유체감쇠 특성해석을 수행하였다. 해석결과 노심집합체 사이의 유체간격이 줄어들수록 유체부가질량은 유체점성의 영향을 크게 받고 유체감쇠는 점성으로 인하여 레이놀즈수의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다.

ABSTRACT

In general, simple fluid added mass method is used for the seismic and vibration analysis of the immersed structure to consider the fluid-structure interaction effect. Actually, the structural response of the immersed structure can be affected by both the fluid added mass and damping caused by the fluid viscosity. These variables appeared as a consistent matrix form with the coupling terms. In this paper, finite element formula for the inviscid fluid case and viscous fluid case are derived from the linearized Navier Stoke's equations and the FAMD(Fluid Added Mass and Damping) finite element analysis code, which can make a solution for arbitrary structure, is developed. To verify the FAMD code, the analysis for the cocentric cylindrical shell is carried out and the results are compared with those of analytical solutions by Fritz. For the actual application, the characteristics of fluid added mass and damping of the hexagon core structure of the liquid metal reactor are carried out to investigate the effect of fluid gap, Reynolds number, viscosity, and so on. From the analysis results, the viscosity effect and the Reynolds number effect are more significant as the fluid gap size decrease.

1. 서 론

일반적으로 액체금속로 노심은 핵연료, 블랭킷, 중성자 차폐체 등으로 이루어진 수백개의 덕트집합체로 구성되어 있으며 모두 소듐 냉각재 속에 잠겨있다. 이들 덕트집합체는 6 각형 단면을 가진 얇은 실린더이며 수 mm 간격을 갖고 서로 아주 가까이 밀집해 있다[1]. 이들 덕트집합체들 사이에 존재하는 얇은 유체영역은 지진 또는 진동 발생시에 유체관성과 점성으로 인해 유체-구조물 상호작용을 일으키며 응답특성에 크게 영향을 미치게 된다[2-4].

실제로 유체-구조물 상호작용이 구조물 응답에 미치는 영향은 구조물 해석시에 유체부가질량 효과만을 고려함으로써 단순히 해결해 왔으며 Fritz 등은 다양한 단면형상에 대한 유체부가질량 계산 공식들을 해석적으로 유도한 바 있다[5]. 그러나 이러한 공식들은 비점성 유체의 경우에 적용되며 유동장이 점성으로 인해 복잡하게 되는 점성유체의 경우에는 적용이 곤란하다. 또한 동축원통과 같이 단순한 시스템의 경우에는 점성유체에 대해서도 해석적인 방법으로 엄밀해 등을 구할 수 있으나[6] 단면형상이 복잡하고 여러 개의 구조물이 유체속에 잠겨 있을 경우에 해석적인 방법으로 유체부가질량을 결정하는 것은 거의 불가능하다. 이러한 경우에는 유한요소해석법 등과 같은 수치적인 접근법이 매우 유용하다[7].

본 연구에서는 점성유체에 대한 Navier-Stokes 지배방정식의 유한요소 정식화 과정을 유도하고 임의 단면형상 구조물에 대한 유체부가질량 및 감쇠를 평가할 수 있는 유한요소 해석프로그램인 있는 FAMD(Fluid Added Mass and Damping) 코드를 개발하였다. 유한요소 정식화에는 8 절점 사각요소를 사용하였으며 수치해석시 발생할 수 있는 해의 변동(Oscillation)을 없애기 위하여 유체속도 변수의 형상함수가 유체압력 변수보다 1 차수 높은 Mixed interpolation method[8]를 사용하였다. 해석에 필요한 유한요소 입력자료인 절점좌표과 요소생성 그리고 유체경계영역의 절점정보 생성 등은 상용 유한요소해석 코드인 ANSYS[9]의 전처리 기능을 활용하였다.

2. 지배방정식에 대한 유한요소 정식화

2.1 비점성 유체의 경우

비점성 유체에 잠긴 강체구조물에 대한 유체부가질량은 강체구조물이 조화운동(Harmonic motion) 형태의 단위가속도 거동을 할 때 강체와 유체의 경계영역에 발생되는 유체압력을 구함으로서 결정될 수 있다. 이러한 조건들을 만족하는 비압축성, 비점성 유체에 대한 적절한 지배방정식은 강체구조물 주위의 유체영역, V 와 강체구조물과 유체의 경계영역, A 에서의 유체압력을 나타내는 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$\nabla^2 p = 0, \qquad \text{in V} \tag{1}$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho\, a_n, \qquad \text{on A} \tag{2}$$

위의 식에서 ∇는 Laplace 연산자이고 하첨자 n 은 강체와 유체의 경계영역, A 에 수직방향을 나타내며 ρ 는 유체밀도 a_n 은 강체의 가속도를 나타낸다.

식 (1)과 식 (2)에 대한 유한요소 정식화를 위하여 강체와 유체의 경계영역에서 임의값을 갖는 가중함수 p^*를 사용한 Weighted residual 유한요소법을 적용하면 다음과 같은 적분형태를 얻을 수 있다.

$$\int_V \left(\nabla^2 p\right) p^*\, dV = \int_A \left(\frac{\partial p}{\partial n} + \rho\, a_n\right) p^*\ dA \tag{3}$$

위의 식 (3)에 대해 그린정리(Green’s theorem)를 적용하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\int_V \frac{\partial p}{\partial n}\frac{\partial p^*}{\partial n}\, dV = -\int_A \rho\, a_n\ p^*\, dA \tag{4}$$

유체속에 잠긴 강체구조물이 Fig. 1 과 같이 주좌표계에 대하여 X_1 또는 X_2 방향으로 조화함수형태의 가속도 거동을 한다고 가정하면 식 (4)에 주어진 유체압력에 대한 해는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p(x_i, t) = \sum_{m=1}^{M} \psi^m(x_i)\, p^m\, e^{i\omega t} \quad , \quad i = 1, 2 \tag{5}$$

$$p^*(x_i,t)=\sum_{m=1}^{M}\psi^{m}(x_i)\,p^{*m}\,e^{i\omega t}\quad,\quad i=1,2 \tag{6}$$

위의 식에서 M 은 요소의 총절점수를 나타내며 절점좌표 x_i 는 주좌표계 x_1 과 x_2 를 가진다.

식 (5)와 식 (6)을 식 (4)에 대입하면 각 요소(Element)에 대한 다음과 같은 최종 적분형태를 구할 수 있다.

$$\left[\int_V \frac{\partial\psi}{\partial x_i}\frac{\partial\psi^T}{\partial x_i}\,dV\right]p=-\int_A \rho\,a_n\psi\,dA \tag{7}$$

본 연구에서는 위의 식 (7)에 대한 유한요소 근사해를 위하여 4 절점 사각요소를 사용하였으며 Guass quadrature 를 사용하여 각 요소에 대한 적분을 수행하였다. 구해진 4 X 4 각 요소행렬들은 기존 유한요소기법을 사용하여 Global Assemble 된다. 최종적으로 구해진 시스템행렬과 주어진 경계면에서의 단위 가속도벡터로부터 Gaussian Elimination 기법을 사용하여 유체압력을 계산할 수 있으며 강체구조물에 작용하는 유체부가질량은 경계영역에 작용하는 유체압력을 적분함으로써 결정될 수 있다.

2.2 점성유체의 경우

점성유체에 대한 Navier-Stokes 지배방정식의 유한요소 정식화를 위하여, 1) 밀도, ρ 와 동점성, μ 를 갖는 균질 비압축 유체, 2) 강체구조물과 유체가 접하는 경계영역에서 주파수, ω와 미소 크기를 갖는 단순 조화진동, 3) 모든 유체영역의 평면거동 등을 가정하였다. 주어진 가정하에서 Navier-Stokes 지배방정식과 연속방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\rho\frac{\partial v_i}{\partial t}=\rho\,f_i+\frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) \tag{8}$$

여기서

$$\tau_{ij}=-p\delta_{ij}+\mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j}+\frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right)\quad,\qquad \frac{\partial v_i}{\partial x_i}=0 \tag{9, 10}$$

위의 식 (8) ~ (10)에서 v_i 는 X_i 방향의 속도성분을 나타내고 f_i 는 체력(Body force) 벡터, p 는 압력, τ_{ij} 는 응력텐서 그리고 δ_{ij} 는 Kronecker delta 를 나타낸다.

유한요소 정식화를 위하여 v_i^*를 속도가 주어지는 경계면에서는 영이 되고 그 외에는 임의 값을 갖는 가중함수라고 하고 위의 식 (8)과 곱한 다음에 유체영역 전체에 걸쳐 적

분하면 다음과 같은 적분식을 얻을 수 있다.

$$\int_V \rho v_i^* \frac{\partial v_i}{\partial t} dV = \int_V \rho v_i^* f_i dV + \int_A \tau_{ij} v_i^* n_j dA - \int_V \tau_{ij} \frac{\partial v_i^*}{\partial x_j} dV \quad , \quad i = 1, 2 \tag{11}$$

위의 식에서 나타낸 A 는 강체구조물과 유체가 접하는 유체경계 영역을 나타낸다.

유체경계 영역, A 에서 임의 값을 갖는 가중함수, p^* 를 식 (10)과 곱하고 유체영역 전체에 걸쳐 적분하면 다음과 같은 적분식을 얻을 수 있다.

$$\int_V p^* \frac{\partial v_i}{\partial x_i} dV = 0 \tag{12}$$

식 (9)를 식 (11)에 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\int_V \rho v_i^* \frac{\partial v_i}{\partial t} dV - \int_V p \frac{\partial v_i^*}{\partial x_j} \delta_{ij} dV + \int_V \mu \frac{\partial v_i^*}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) dV = \int_V \rho v_i^* f_i dV + \int_A \tau_{ij} v_i^* n_j dA \tag{13}$$

유한요소 정식화를 위하여 유체속도와 압력변수가 각 요소마다 다음과 같은 근사해를 갖는다고 가정한다.

$$v_i(x,t) = \sum_{n=1}^{N} \phi^n(x) v_i^n e^{i\omega t} \quad , \quad p(x,t) = \sum_{m=1}^{M} \psi^m(x) p^m e^{i\omega t} \qquad (14, 15)$$

위의 식에서 ϕ 와 ψ 는 각각 유체속도와 압력에 대한 형상함수를 나타내고 상첨자 m 과 n 은 각각 절점 m 과 n 에서의 국부 절점값 임을 나타낸다. 그리고 N 과 M 은 각각 형상함수ϕ 와 ψ 의 총 형상함수 개수를 나타낸다.

같은 방법으로 가중함수 v_i^* 와 p_i^* 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$v_i^*(x,t) = \sum_{n=1}^{N} \phi^n(x) v_i^{*n} e^{i\omega t} \quad , \quad p^*(x,t) = \sum_{m=1}^{M} \psi^m(x) p^{*m} e^{i\omega t} \qquad (16, 17)$$

식 (14) ~ (17)을 식 (12)와 (13)에 대입하면 정리하면 각 요소에 대하여 다음 식과 같은 행렬형태의 선형화된 Navier-Stokes 방정식을 얻을 수 있다.

$$
\begin{bmatrix} 2\mathbf{A}_{11} + \mathbf{A}_{22} + \mathbf{i}\omega\mathbf{G} & \mathbf{A}_{21} & -\mathbf{C}_1 \\ \mathbf{A}_{12} & \mathbf{A}_{11} + 2\mathbf{A}_{22} + \mathbf{i}\omega\mathbf{G} & -\mathbf{C}_2 \\ -\mathbf{C}_1^{\mathbf{T}} & -\mathbf{C}_2^{\mathbf{T}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_1 \\ \mathbf{F}_2 \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \tag{18}
$$

여기서

$$
\mathbf{A}_{11} = \Big[\int_V \mu \frac{\partial \phi}{\partial x_1} \frac{\partial \phi^T}{\partial x_1} dV \Big]_{N \times N}, \quad \mathbf{A}_{22} = \Big[\int_V \mu \frac{\partial \phi}{\partial x_2} \frac{\partial \phi^T}{\partial x_2} dV \Big]_{N \times N}
$$

$$
\mathbf{A}_{21} = \mathbf{A}_{12}^{\mathbf{T}} = \Big[\int_V \mu \frac{\partial \phi}{\partial x_2} \frac{\partial \phi^T}{\partial x_1} dV \Big]_{N \times N}, \quad \mathbf{G} = \Big[\int_V \rho \phi \phi^T dV \Big]_{N \times N}
$$

$$
\mathbf{C}_1 = \Big[\int_V \frac{\partial \phi}{\partial x_1} \psi^T dV \Big]_{N \times M}, \quad \mathbf{C}_2 = \Big[\int_V \frac{\partial \phi}{\partial x_2} \psi^T dV \Big]_{N \times M}
$$

$$
\mathbf{F}_1 = \Big[\int_V \rho \phi f_1 dV + \int_A \phi (\tau_{11} n_1 + \tau_{12} n_2) dA \Big]_N
$$

$$
\mathbf{F}_2 = \Big[\int_V \rho \phi f_2 dV + \int_A \phi (\tau_{21} n_1 + \tau_{22} n_2) dA \Big]_N
$$

위의 식 (18)에 유도된 강성행렬은 정방형(Square), 대칭(Symmetric), 복소(Complex) 행렬이며 indefinite 하다. 본 연구에서는 주어진 유체영역을 수렴과 적합성 요건들이 충분한 C^0-type 8 절점 quadratic quadrilateral 요소로 이산화 하였다. 식 (18)에 나타난 것과 같이 지배방정식에서 유체속도 변수에 대한 미분차원은 압력변수에 비하여 1 차원 높게 나타난다. 이 경우에 속도와 압력에 대한 형상함수의 차원을 같게 하면 식 (18)의 해를 구하는데 있어서 수치적 변동이 발생하게 된다. 이러한 현상을 피하기 위하여 본 연구에서는 혼합형상함수법(Mixed interpolation method)[8]을 사용하였다. 따라서 Fig. 2 와 같이 유체압력 변수에 대한 형상함수는 4 군데 꼭지 절점에서만 정의되고 유체속도 변수에 대한 형상함수는 모든 절점에서 정의되며 따라서 요소당 자유도는 20 개가 된다

2.2.1 유체부가질량 및 감쇠 계산방법

유체속에 잠긴 강체구조물 들에 작용하는 유체부가질량과 감쇠는 먼저 하나의 강체가 단위크기의 진동을 하고 나머지 다른 강체들은 정지해 있는 조건하에서 결정될 수 있다. 이때 각 강체들은 자체 진동시 야기되는 열수력학적 반력과 다른 강체들의 진동에 의해 발생되는 반력을 가지게 된다. 따라서 계산되는 유체부가질량과 감쇠는 복잡한 연계항(Coupling terms)을 갖는 행렬형태로 나타난다.

강체의 단위진동시에 체력항과 유체경계 영역에서의 전단력은 무시될 수 있으며 따라서 식 (18)에서 F_1 과 F_2 는 영이다. 강체구조물에 작용하는 유체부가질량과 감쇠를 구하기

위하여 조화진동하는 강체와 접하는 유체경계 영역에 다음과 같은 단위속도를 부가한다.

$$v_i = U_i e^{i\omega t} \quad \text{on fluid boundary at moving body}$$

$$v_i = 0 \quad \text{on all remaining fluid boundaries}$$

최종적으로 각 강체 구조물에 작용하는 수력학적 반력은 식 (9)로 부터 유체경계 영역을 따라서 다음 식과 같이 적분함으로써 결정된다.

$$R_i = \int_A \tau_{ij} n_j dA = \int_A \left\{ -p\delta_{ij} + \mu(\partial v_i / \partial x_j + \partial v_j / \partial x_i) \right\} n_j dA \tag{19}$$

식 (19)로 부터 구해진 반력은 복소수 값을 가지며 따라서 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$R_i = Q_i \cos\omega t + i P_i \sin\omega t \tag{20}$$

위의 식 (20)에서 허수부인 $P_i \sin\omega t$ 는 가속도와 위상을 같이하는 성분이며 실수부인 $Q_i \cos\omega t$ 는 속도와 위상을 같이하는 성분이다. 따라서 이들 성분들로 부터 유체부가질량, M_f와 감쇠, C_f 는 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$M_f = \frac{P}{\omega U} \quad , \quad C_f = \frac{Q}{U} \tag{21, 22}$$

한정된 점성유체 속에 잠긴 N 개의 강체구조물을 갖는 시스템에 대하여 유체부가질량 및 감쇠 행렬을 구하기 위해서는 2(N+1) 번의 해를 구하는 과정이 수행되어야 하며 식 (19)을 이용한 $4(N+2)^2$ 번의 적분이 요구된다.

유체부가질량과 감쇠에 대한 무차원적인 특성평가를 위하여 다음과 같은 유체부가질량 계수, C_m과 유체감쇠 계수, C_v을 정의할 수 있다.

$$C_m = \frac{P}{\rho A\omega U} \quad , \quad C_v = \frac{Q}{\rho A\omega U} \tag{23, 24}$$

3. 적용 예

3.1 동축 원통구조물

본 연구의 적용 예로서 물속에 잠긴 동축 원통구조물에 대한 유체부가질량 및 감쇠 특성을 평가하였다. 해석에 사용된 점성유체의 동점성(Dynamic viscosity)은 상온에서 $9.54x10^{-4}$ $N \cdot s/m^2$, 밀도는 $1000kg/m^3$ 이다. 사용된 동축 원통실린더에서 내부원통 직경은 15cm 이며 내부원통과 외부원통의 직경비는 $D/d = 3/\sqrt{3}$ 이다.

Fig. 3 은 평가에 사용된 동축 원통구조물의 유한요소 해석모델을 나타낸다. 해석에 필요한 절점좌표 생성과 요소 생성은 상용 유한요소 해석프로그램인 ANSYS 5.6 를 사용하였다.

Fig. 4 는 레이놀즈수 $\mathrm{Re} = \rho(\omega d^2/\mu)$ 에 따른 내부원통의 유체부가질량 및 감쇠특성 평가결과를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 레니놀즈수가 작은 영역에서는 점성영향에 의해 유체부가질량이 비점성 유체에 비해 증가하며 레이놀즈수가 증가할 수록 유체부가질량은 비점성 유체의 결과에 접근함을 알 수 있다(비점성 유체의 경우 유체부가질량은 강체구조물의 진동주파수에 무관). 그리고 유체감쇠계수, C_v 는 레이놀즈수가 증가할수록 급격히 감소하여 영에 접근함을 알 수 있다.

Table 1 은 제안된 유한요소접근법의 정확성을 검증하기 위하여 비점성 유체의 경우에 대해 Fritz 등이 제안한 이론해와의 비교결과를 나타낸 것이다. 표에서와 같이 제안된 유한요소접근법은 이론해 결과와 매우 잘 일치하며 요소 개수를 증가할 수록 유한요소 해석결과는 이론해와 거의 일치함을 알 수 있다.

3.2 액체금속로 노심집합체 구조물

액체금속로에 사용되는 노심은 6 각형 덕트실린더 내에 핵연료봉이 채워지는 덕트집합체들로 구성되어 있다.

Fig. 5 는 단일 덕트집합체에 대해 유체-구조물 상호작용 특성평가를 위한 유한요소 해석모델을 나타낸 것이다. 그림에서 덕트 직경은 d=15cm 이며 덕트와 외부원통 직경비는 앞절에서 사용한 동축원통과 동일한 $D/d = 3/\sqrt{3}$ 을 사용하였다. Fig. 6 은 레이놀즈수에 따른 단일 덕트집합체의 유체부가질량 및 감쇠특성 평가결과를 나타낸 것이다. 덕트집합체의 유체-구조물 상호작용 특성은 전반적으로 앞절의 동축원통 결과와 유사하지만 Fig. 7 의 비교결과 그림에서와 같이 원통실린더에 비하여 6 각형 실린더 형상에 부가되는 유체질량이 약 22% 크게 나타났다.

Fig. 8 은 7-덕트집합체 시스템에 대한 유한요소 해석모델을 나타낸 것이다. Table 2 는 유체간격비 g/r=0.06 (0.45mm), 레이놀즈수 Re=500 인 경우에 대한 X_1 방향의 유체부가질량계수, C_m 평가결과를 나타낸 것이며 Table 3 은 유체감쇠계수, C_v 평가결과를 나타낸 것이

다. Fig. 9 는 레이놀즈수 Re=500 의 경우 유체간격에 따른 중심부 덕트집합체(1 번)에 대한 유체부가질량계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 유체간격이 작을수록 비점성유체 해법과 점성유체 해법에 의한 결과가 크게 발생하며 이는 유체간격이 작을 수록 유체부가질량에 미치는 점성의 영향이 점점 커짐을 의미한다. 실제로 액체금속로 노심 덕트집합체간의 간격은 0.3 ~ 0.5mm 정도로 설계되며 이 경우 유체점성의 영향이 지진 및 진동특성에 영향을 미칠 수 있다[3,4,7]. Fig. 10 은 유체간격에 따른 중심부 덕트집합체(1 번)의 유체감쇠계수 변화를 나타낸 것으로 유체간격이 작을수록 레이놀즈수의 영향을 크게 받으며 유체간격비 g/r=0.3 이상이 되면 강체구조물의 진동주파수에 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 비점성 유체에 대한 유한요소 정식화 유도와 점성유체에 대한 Navier-Stokes 지배방정식의 선형화를 통한 유한요소 정식화를 유도하고 임의 단면형상을 갖는 구조물에 적용할 수 있는 FAMD(Fluid Added Mass and Damping) 유한요소해석 코드를 개발하였다. 개발된 해석코드의 정확성을 검증하기 위하여 동축 원통구조물에 대한 해석을 수행하고 Fritz 가 제안한 이론해와 비교한 결과 매우 잘 일치하였다. 6 각형 단면특성을 갖는 액체금속로 노심에 대하여 노심집합체 사이의 유체간격과 레이놀즈수 변화에 따른 유체부가질량과 유체감쇠 특성해석을 수행한 결과 노심집합체 사이의 유체간격이 줄어들수록 유체부가질량은 유체점성의 영향을 크게 받고 유체감쇠는 점성으로 인하여 레이놀즈수의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부의 원자력연구 개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. G.H. Koo, H.Y Lee, B.Yoo, “Seismic Isolation Effects on Core Seismic Responses of KALIMER,” SMIRT-15 Conference, Vol. IX, pp.351- 358, 1999.
2. 구경회, 이재한, “유체속에 잠긴 동축원통 구조물의 진동특성 및 지진응답에 대한 유체부가질량영향,” 한국지진공학회 논문집, 제 5 권 제 5 호, pp. 25-33, 2001.
3. T.C. Su, “The Effect of Viscosity on the Forced Vibrations of Fluid-Filled Elastic Shell,” Journal

of Applied Mechanics, Vol. 50, pp. 517-524, 1983.

4. T.M. Mulcahy, “Fluid Forces on Rods Vibrating in Finite Length Annular Regions,” Journal of Applied Mechanics, Vol. 47, pp. 234-240, 1980.
5. R.J. Fritz, “The Effect of Liquids on the Dynamic Motions of Immersed Solids,” Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, pp. 167-173, 1972.
6. S.S. Chen, M.W. Wambsganss, and J.A. Jendrzejczyk, “Added Mass and Damping of a Vibrating Rod in Confined Viscous Fluid,” Journal of Applied Mechanics, Vol. 98, pp. 325-329, 1976.
7. C.I. Yang and T.J. Moran, “Calculations of Added Mass and Damping Coefficients for Hexagonal Cylinders in a Confined Viscous Fluid,” Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 102, pp.152-157, 1980.
8. Zienkiewicz and Taylor, The Finite Element Method, Fourth Edition, Volume 2, Solid and Fluid Mechanics, Dynamics and Non-linearity, McGRAW-HILL, 1991.
9. ANSYS User’s Manual for Revision 5.6, Volume I, II, III.

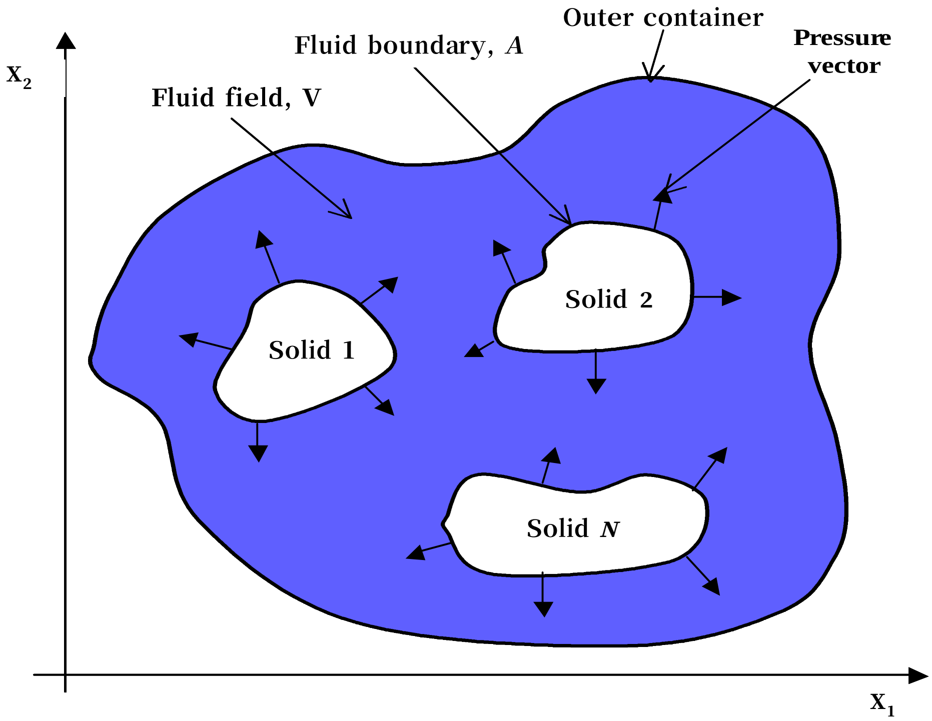

Fig. 1 Two-Dimensional Fluid Field with Cross Sections of Immersed *N* Solid Bodies

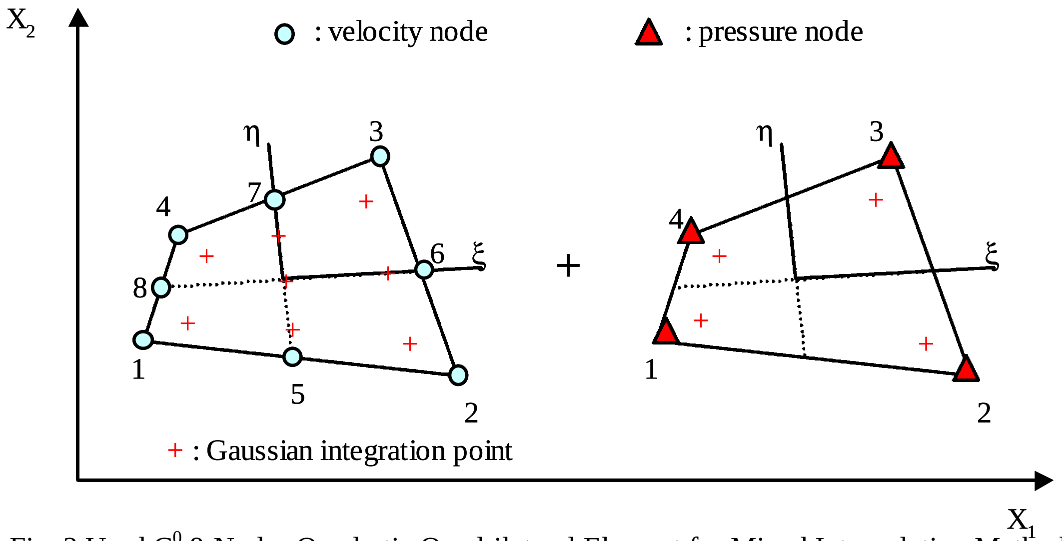

Fig. 2 Used C^0 8-Nodes Quadratic Quadrilateral Element for Mixed Interpolation Method

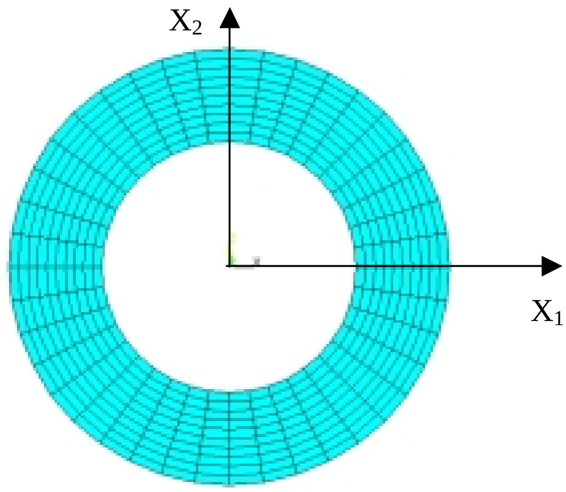

Fig. 3 Finite Element Model of Concentric Cylindrical Shell

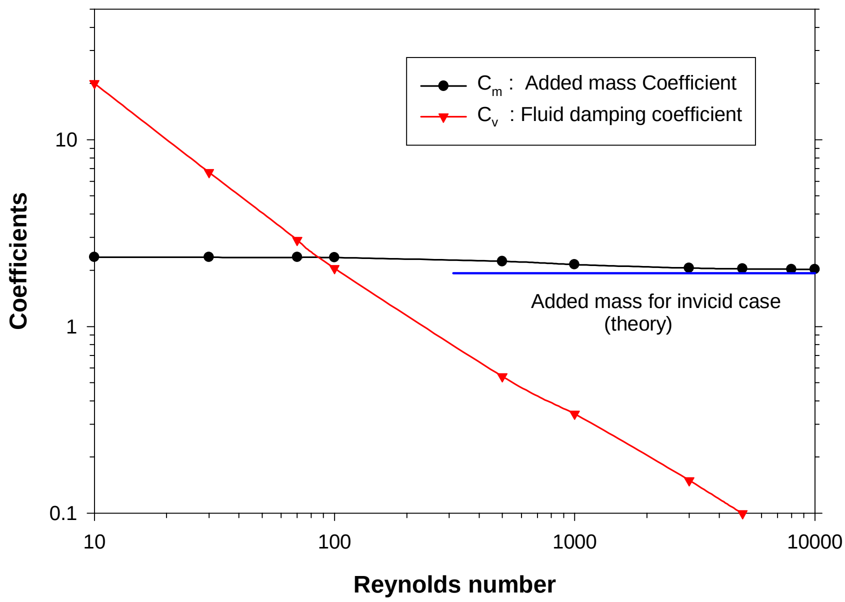

Fig. 4 Calculated Fluid Added Mass and Damping for Concentric Cylindrical Shell

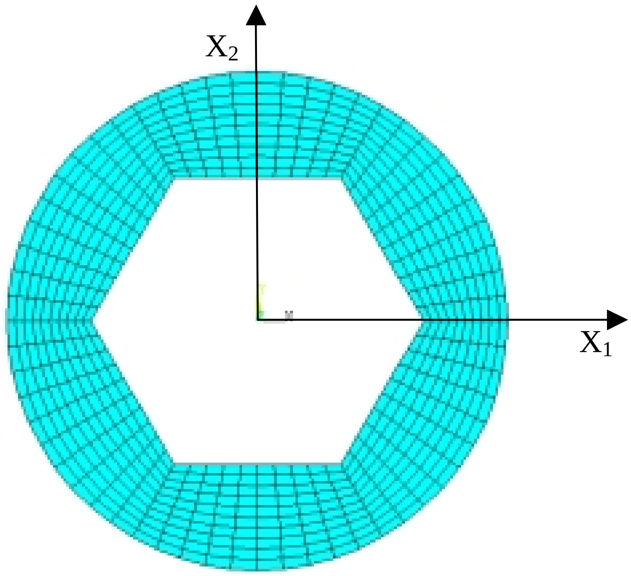

Fig. 5 Finite Element Model of Single Hexagon System

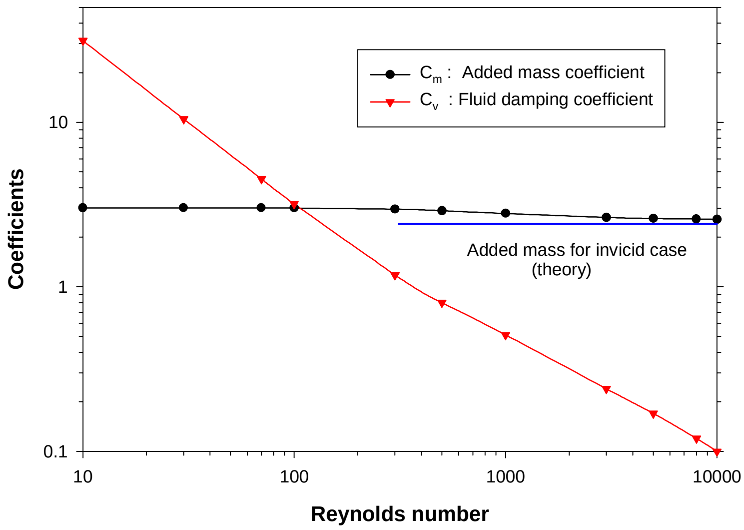

Fig. 6 Calculated Fluid Added Mass and Damping for Single Hexagon System

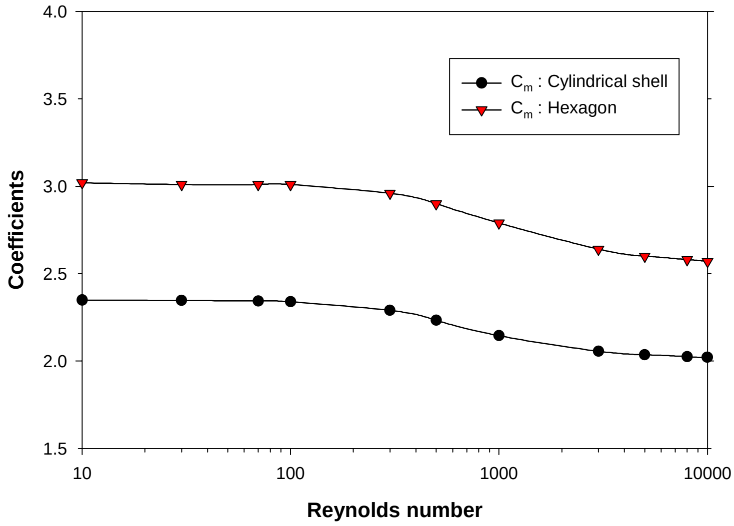

Fig. 7 Comparison of Fluid Added Mass between Concentric Cylindrical Shell and Hexagon

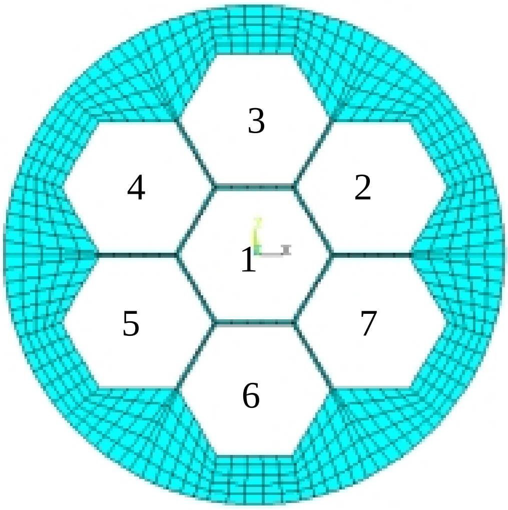

Fig. 8 Finite Element Model of 7-Hexagons System

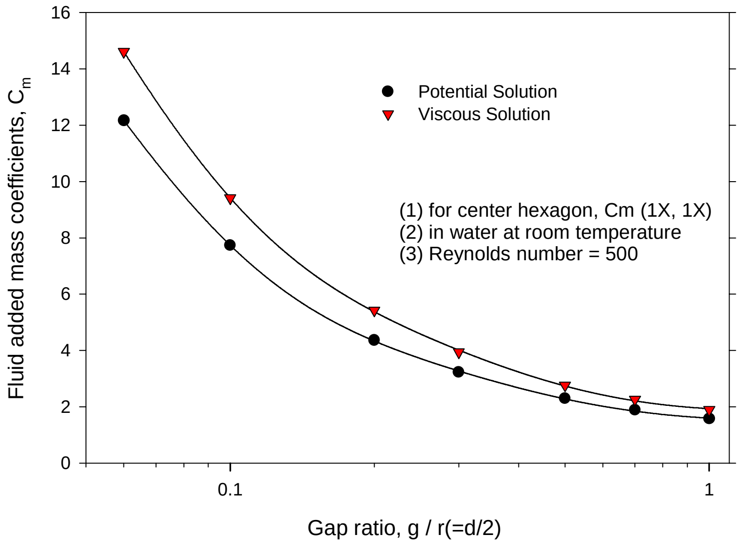

Fig. 9 Fluid Added Mass Coefficient vs. Fluid Gap Ratio for 7-Hexagon System

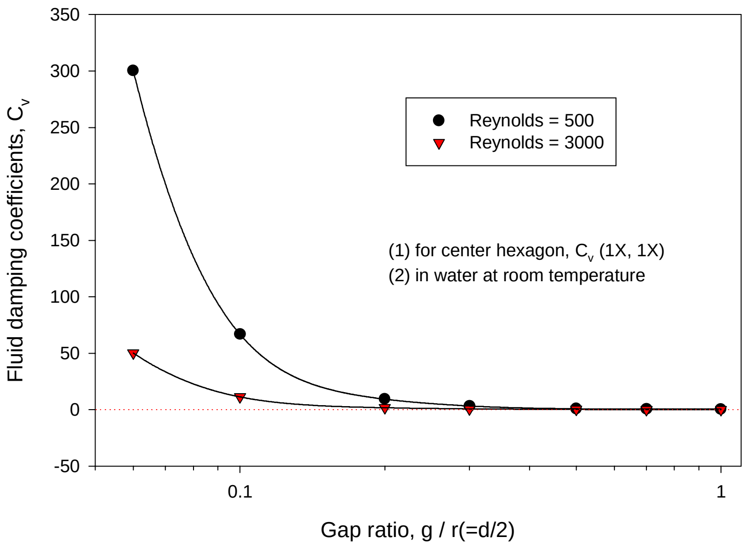

Fig. 10 Fluid Damping Coefficients vs. Fluid Gap Ratio for 7-Hexagon System

Table 1. Fluid Added Mass Matrix of Concentric Cylindrical Shell for Inviscid Fluid Case

		1-X			1-Y			2-X			2-Y		
		100	400	900	100	400	900	100	400	900	100	400	900
1-X	100	34.3						-51.7					
	400		35.1						-52.7				
	900			35.2 (35.4)						-52.9 (-53.0)			
1-Y	100				34.3						-51.7		
	400					35.1						-52.7	
	900						35.2 (35.4)						-52.9 (-53.0)
2-X	100	-51.7						103.8					
	400		-52.7						105.5				
	900			-52.9 (-53.0)						105.8 (106.0)			
2-Y	100				-51.7						103.8		
	400					-52.7						105.5	
	900						-52.9 (-53.0)						105.8 (106.0

Note, ( ) : Theoretical Solutions, 100, 400, 900 : # of elements, X, Y : Global Directions

Table 2. Fluid Added Mass Coefficient, C_m of 7-Hexagon for Viscous Fluid Case

	1-X	2-X	3-X	4-X	5-X	6-X	7-X
1-X	14.6						
2-X	-3.6	8.6					
3-X	3.1	-1.6	5.7				
4-X	-3.6	-2.0	-1.6	8.6			
5-X	-3.1	-0.8	0.3	3.6	8.6		
6-X	3.1	0.2	0.8	0.2	-1.6	5.7	
7-X	-3.6	3.6	0.3	-0.8	-2.0	-0.5	8.6

Table 3. Fluid Damping Coefficient, C_v of 7-Hexagon for Viscous Fluid Case

	1-X	2-X	3-X	4-X	5-X	6-X	7-X
1-X	300.						
2-X	-95.0	151.					
3-X	40.6	-41.4	49.8				
4-X	-95.0	-44.7	-38.9	151.			
5-X	-95.0	-23.1	-5.7	59.1	151.		
6-X	40.6	-5.9	2.1	-5.9	-41.4	49.8	
7-X	-95.0	59.1	-5.7	-23.1	-44.7	-38.9	151.