

# 동하중을 받는 원통형 액화연료 탱크의 배플에 따른 슬로싱 저감 특성

## Sloshing Reduction Characteristics to Baffle for Cylindrical Liquefied Fuel Tank subject to Dynamic Load

구 준 효\* · 조 진 래\*\* · 정 의 봉† · 김 당 주\*\*\*

Junhyo Koo, Jinrae Cho, Weuibong Jeong and Dangju Kim

(2009년 7월 3일 접수 ; 2009년 8월 17일 심사완료)

**Key Words** : Sloshing Suppression Effect(슬로싱 억제효과), Baffle(배플), Liquefied Fuel Tank(액체연료 탱크), Fluid-structure Interaction(유체-구조 연성), Coupled FEM-FVM Analysis(FEM-FVM 연계해석), Parametric Evaluation(파라메트릭 특성 평가)

### ABSTRACT

Liquid fluctuation called sloshing within liquid-storage tank gives rise to the significant effect on the dynamic stability of tank. This liquid sloshing can be effectively suppressed by installing baffles within the tank, and the suppression effect depends strongly on the design parameters of baffle like the baffle configuration. The present study is concerned with the parametric evaluation of the sloshing suppression effect for the CNG-storage tank, a next generation liquefied fuel for vehicles, to the major design parameters of baffle, such as the baffle configuration, the installation angle and height, the hole size of baffle. The coupled FEM-FVM analysis was employed to effectively reflect the interaction between the interior liquid flow and the tank elastic deformation.

### 1. 서 론

석유 자원의 고갈화와 그에 따른 고유가화에 기 인하여 천연가스(natural gas, NG)의 수요가 날로 급증하고 있다. 그 중에서도 액화수소(liquefied hydrogen, LH)와 압축천연가스(compressed natural gas, CNG)는 차량용 대체 에너지로 각광을 받고 있는 실정이다. 특히, 액화수소는 수소가스가 액화 될 때 그 체적이 엄청나게 줄어들기 때문에 저장능 력 측면에서 엄청난 장점을 지니고 있다<sup>(1,2)</sup>.

액화수소는 거의 대부분 원통형 저장탱크에 저장 되어 자동차의 트렁크에 탑재되고, 가스 주입에 필 요한 시간과 경비를 감안하여 일반 석유탱크 보다 그 크기가 크다. 따라서, 차량 주행시 연료탱크 내 부의 액화된 연료의 출렁임(fluctuation)은 자동차의 주행 안정성(maneuvering stability)을 저해시킬 수 있다. 특히, 급작스런 차량 주행에 따른 내부 액화 연료의 과도한 동수압(hydrodynamic pressure)은 차 체에 심각한 동하중과 동모멘트를 부과하게 된다.

슬로싱(sloshing)이라 불리는 유체의 출렁임을 억 제시키기 위한 연구는 이미 오래전부터 진행되어 왔다. 슬로싱을 억제시키기 위한 방안들 중에서 격 막이라 불리는 배플(baffle)은 단순한 구조와 간단한 설치에 비해 그 효과가 높기 때문에 가장 많이 적 용되고 있다. 배플에 의한 슬로싱 억제의 원리는 유 체의 유동을 적절히 분산시키거나 혹은 방향을 진

† 교신저자; 정희원, 부산대학교 기계공학부  
E-mail : wbjeong@pusan.ac.kr

Tel : (051)510-2337, Fax : (051)510-3805

\* 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\* 부산대학교 기계공학부/(주)마이다스아이티

\*\*\* (주)로커스

환시켜 유체표면의 출렁임을 약화시키는 것이다<sup>(3)</sup>. 따라서, 슬로싱 억제효과는 배플의 형상, 설치위치 및 간격, 내공 등에 영향을 받기 때문에 주요 설계 인자들에 대한 특성을 파악하는 것이 필수적이다.

배플에 따른 슬로싱 억제에 관한 연구는 크게 실험과 수치해석에 의하여 수행되어 왔다<sup>(4-7)</sup>. 후자의 경우는 탱크 및 배플을 강체로 가정한 단순한 유동 해석<sup>(8)</sup>과 구조물의 탄성 변형(elastic deformation)과 슬로싱 유동의 상호작용(interaction)을 고려한 유체-구조 연계해석(coupled fluid-structure analysis)<sup>(9,10)</sup>으로 대별된다.

이 연구는 자동차용 액화수소 연료탱크를 대상으로 내부에 설치된 배플에 따른 슬로싱 저감 특성에 대한 수치해석적 분석을 다루고 있다. 지금까지의 연구는 거의 대부분 유체 유동에 수직 방향으로 설치한 배플에 집중되어 왔다<sup>(9,11)</sup>. 따라서 이 연구에서는 이러한 배플과 다른 몇 가지 유형의 배플을 대상으로 배플인자에 따른 슬로싱 저감특성을 분석하고자 한다. 유체-구조 연계해석을 위해 3차원 연계 FEM-FVM 기법을 적용하고, 구조물과 내부 유동간의 상호연계는 Euler-Lagrange 연계기법으로 처리하였다<sup>(12)</sup>.

## 2. 슬로싱을 수반한 유체-구조 연성 문제

### 2.1 문제 정식화

Fig. 1은 액화 연료를 저장하는 전형적인 원통형 탱크를 도시하고 있으며, 그 내부에 수평형 배플이 설치되어 있다. 탱크가 외부로부터 동적 하중을 받게 되면 내부의 액화 연료는 슬로싱을 수반한 유체 유동을 일으킨다. 그 결과 내부 액화 연료의 유동과 탱크의 변형은 상호 작용을 일으키는 유체-구조 연성문제로 귀결된다. 배플과 탱크를 동일한 재질의 선형 탄성체  $\Omega$ 로 가정하면, 관심 응답구간  $T$  동안 외부 하중과 내부 유체의 동압  $p(\mathbf{x};t)$ 에 따른 변위장  $\mathbf{u}(\mathbf{x};t)$ 은 다음의 운동방정식과

$$\sigma_{ij}(\mathbf{u})_{,j} + \rho(f_i - \ddot{u}_i) = 0 \text{ in } \Omega \times (0, T] \quad (1)$$

초기조건

$$\mathbf{u}(\mathbf{x};0) = \mathbf{u}^0(\mathbf{x}), \quad \dot{\mathbf{u}}(\mathbf{x};0) = \dot{\mathbf{u}}^0(\mathbf{x}) \quad (2)$$

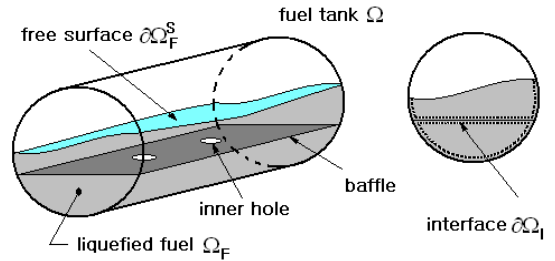


Fig. 1 Baffled cylindrical tank partially filled with liquefied fuel

그리고 다음의 경계조건에 의해 지배된다.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x};t) = \hat{\mathbf{u}}(\mathbf{x};t) \text{ on } \partial\Omega_D \times (0, T] \quad (3)$$

$$\sigma_{ij}(\mathbf{x};t)n_j n_i = -p(\mathbf{x};t) \text{ on } \partial\Omega_I \times (0, T] \quad (4)$$

위 식들에서  $\sigma_{ij}$ 는 Cauchy 응력,  $\rho$ 는 구조물의 밀도,  $\mathbf{f}$ 는 자중, 그리고  $\mathbf{n}$ 은 탄성체의 경계  $\partial\Omega$ 에 수직인 단위벡터를 나타낸다. 그리고  $\partial\Omega_D$ 는 탄성체의 변위 경계영역 그리고  $\partial\Omega_I$ 는 내부 유동과의 공통 경계영역을 나타낸다.

내부 액화연료의 유동을 비점성 비압축성의 이상 유동으로 가정하면, 유동의 속도장  $\mathbf{v}(\mathbf{x};t)$ 는 다음의 연속방정식과

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \text{ in } \Omega_F \times (0, T] \quad (5)$$

운동량방정식

$$\rho_F \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \rho_F (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}^F \text{ in } \Omega_F \times (0, T] \quad (6)$$

그리고 다음의 초기 및 경계조건으로 표현된다.

$$\mathbf{v}(\mathbf{x};0) = 0 \quad (7)$$

$$\mathbf{v}(\mathbf{x};t) \cdot \mathbf{n}^F = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \cdot \mathbf{n}^F \text{ on } \partial\Omega_F \times (0, T] \quad (8)$$

$$\sigma_{ij}^F n_j^F = \hat{t}^F \text{ on } \partial\Omega_F^S \times (0, T] \quad (9)$$

여기서,  $\Omega_F$ 와  $\partial\Omega_F^S$ 는 각각 시간에 따라 변하는 내부 액체가 차지하는 영역과 자유표면을 나타낸다. 그리고  $\mathbf{n}^F$ 는 유체 표면에 수직인 단위벡터, 그리고  $\hat{t}^F$ 는 비점성 유체일 경우 무시할 수 있는 자유표면에 작용하는 표면 인장력을 나타낸다<sup>(13)</sup>.

2.2 연계 FEM-FVM 근사화

배플과 탱크의 동적 변위장  $\mathbf{u}(\mathbf{x};t)$ 를  $N$ 개의 등매개(isoparametric) 기저함수로 구성된  $(3 \times 3N)$  행렬  $\Phi$ 를 이용하여 다음과 같이 유한요소 근사화 한다.

$$\mathbf{u}^h(\mathbf{x};t) = \Phi(\mathbf{x}) \cdot \bar{\mathbf{u}}(t) \tag{10}$$

이 전개식을 식 (1)의 변분정식화에 대입하면 다음의 유한요소 행렬 방정식으로 귀착된다.

$$\ddot{\mathbf{M}}\bar{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\bar{\mathbf{u}} = \mathbf{F} \tag{11}$$

여기서 탄성체의 자중과 내부 액체의 동압에 의한 하중벡터  $\mathbf{F}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mathbf{F} = \int_{\Omega} \Phi^T(\rho\mathbf{f})dV + \int_{\partial\Omega_i} \Phi^T \mathbf{p} ds \tag{12}$$

질량행렬 대각화를 활용한 외연적(explicit) 시간적분 기법<sup>(14)</sup>인 중앙차분법(central difference method)을 식 (11)에 적용하면, 이산화 시점  $n$ 에서의 가속도  $\ddot{\mathbf{u}}^n$ 은 다음과 같이 계산되고,

$$\ddot{\mathbf{u}}^n = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{F}^n - \mathbf{K}\bar{\mathbf{u}}^n) \tag{13}$$

이로부터 이산화 된 속도와 동변위는 각각 다음과 같이 계산되어 진다.

$$\dot{\mathbf{u}}^{n+1/2} = (1-\alpha)\dot{\mathbf{u}}^{n-1/2} + \Delta t \ddot{\mathbf{u}}^n \tag{14}$$

$$\bar{\mathbf{u}}^{n+1} = \bar{\mathbf{u}}^n + \Delta t \dot{\mathbf{u}}^{n+1/2} \tag{15}$$

여기서,  $\Delta t$ 는 시간 간격(time step)을 그리고  $\alpha$ 는 수치해석의 안정성을 확보하기 위한 계수로서  $\alpha \approx 1.67\omega_{\max}\Delta t$ 의 값을 가진다( $\omega_{\max}$  ~ 탄성체의 유한요

소 격자망에 의한 최대 고유진동수를 의미). 한편, 수치해석의 수렴성을 확보하기 위하여 시간 간격의 크기는  $\Delta t \leq 2/\omega_{\max}$ 를 만족하여야 한다.

Fig. 2와 같이 탱크 내에서 유동이 가능한 전체 내부를 확장된 유체영역  $\tilde{\Omega}_F$ 로 정의한다. 한편 식 (5)와 (6)은 다음과 같이 일반화 된 수송 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Lambda\psi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\Lambda v_j\psi) = S_\psi \text{ in } \tilde{\Omega}_F \times (0, T] \tag{16}$$

여기서, 작업변수(working variable)  $\psi$ , 계수  $\Lambda$  그리고 소스 항(source term)  $S_\psi$ 는 각각 다음과 같다. 식 (5)의 경우  $\psi = 1$ ,  $\Lambda = \rho_F$  그리고  $S_\psi = 0$ 이고, 식 (6)의 경우에는  $\psi = v_j$ ,  $\Lambda = \rho_F$  그리고  $S_\psi = -\partial p/\partial x_j$ 이다.

내부 유체의 슬로싱에 따른 과도한 유체 유동을 근사화하기 위해 라그랑지 기반의 유한요소법(FEM)을 적용하면 요소의 극심한 찌그러짐을 직면하게 된다. 따라서 이러한 수치해석 상의 어려움에 직면하지 않고 효과적으로 내부 유동을 근사화 하기 위해 오일러 기반의 유한체적법(FVM)<sup>(15)</sup>을 적용한다.

확장된 유체영역  $\tilde{\Omega}_F$ 를 Fig. 3에 도시한 유한개의 3차원 제어 체적요소(control volume element)들로 그리드(grid)를 구성하고, 식 (16)의 시간적분을 위해 2차 오일러 기법을 적용한다. 그리드 포인트가  $P$ 이고 체적  $\delta V$ 와 전체 표면적  $A$ 를 가지는 임의 제어 체적요소에 대해, 시간 이산화 된  $\psi_P^{n+1}$ 를 계산하기 위한 방정식은 다음과 같다.

$$\Lambda \frac{\delta V}{\Delta t} (\psi_P^{n+1} - \psi_P^n) + \int_A \Lambda v_j \psi^{n+1} n_j ds = \bar{S}_\psi \tag{17}$$

여기서,

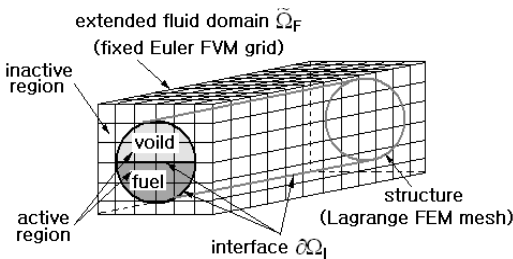


Fig. 2 Incompatible Euler-Lagrange coupling between structure and interior sloshing flow

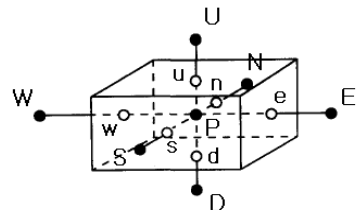


Fig. 3 A control volume element within 3-D Euler grid of extended liquid region

$$\overline{S_\psi} = \int_{\delta V} S_\psi dv = \overline{S_C} + \overline{S_P} \Psi_P \quad (18)$$

로서  $\Psi$ 와 무관한  $\overline{S_C}$ 와 나머지 항으로 구성된다.

표면  $A$ 를 통한 인접한 제어 체적요소들과 상관 관계를 반영하면,  $nb$ 개의 제어 체적요소들로 구성된 유체 그리드에서 시점  $n+1$ 에서  $\Psi_P^{n+1}$ 은 다음과 같이 계산된다.

$$a_P \Psi_P^{n+1} = \sum_{nb} a_{nb} \Psi_{nb}^{n+1} + \overline{S_C} + a_P^0 \Psi_P^n \quad (19)$$

$$a_P = \sum_{nb} a_{nb} + a_P^0 - \overline{S_P} \quad (20)$$

여기서,  $a_P^0 = \Lambda \delta V / \Delta t$ 이고 계수  $a_{nb}$ 는 작업변수  $\Psi$ 의 함수이며, 그 구조는 근사화 기법과 그리드 구조에 좌우된다.

유동의 시간응답 결과에 있어 수치소산(numerical dissipation)과 같은 불안정성을 방지하기 위하여 시간 간격은 다음 조건을 만족하여야 한다.

$$\Delta t \leq h / (c + u) \quad (21)$$

여기서,  $c$ 는 유동 속에서의 음속,  $u$ 는 유동속도 그리고  $h$ 는 인접한 그리드 포인트 간의 최소 거리를 의미한다.

### 2.3 자유표면 추적 및 연계처리

라그랑지 기반<sup>(13)</sup>과는 달리 오일러 기반에서는 유동의 자유표면 추적을 위한 별도의 기법이 추가적으로 요구된다. 이를 위해서 확장된 유체영역  $\tilde{\Omega}_F$ 내 각 제어 체적요소 별 유체의 체적분율(volume fraction)  $F \in [0, 1]$ 를 계산하여 자유표면을 추적한다. 확장된 유체영역 내 체적분율  $F$ 는 다음의 수송 방정식을

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla F \text{ in } \tilde{\Omega}_F \times (0, T) \quad (22)$$

초기조건  $F(\mathbf{x}; 0) = F_{ini}(\mathbf{x})$ 을 이용하여 계산할 수 있다.

체적분율은 Fig. 4(a)와 같이 각 제어 체적요소 내에서 일정한 값을 가지며, 이렇게 이산화 된 값들에 선형 보간법(linear interpolation)을 적용하여 연속적이고 완만한 자유표면을 구해낼 수 있다<sup>(16)</sup>.

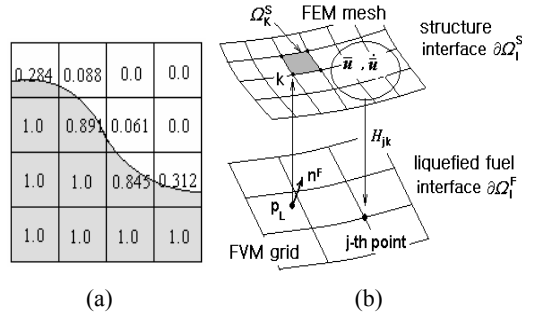


Fig. 4 Illustration: (a) free surface interpolation (b) non-matching fluid-structure coupling

Fig. 4(b)는 탱크와 내부 유동의 공통계면  $\partial\Omega_I$ 에서의 상호 연계를 도식적으로 나타내고 있다. 두 매질은 공통계면에서 다음의 운동학적 그리고 접촉응력 구속조건들을 만족해야 한다.

$$(\mathbf{v} - \dot{\mathbf{u}}) \cdot \mathbf{n}^F = 0, \quad p n_i = \sigma_{ij} n_j \text{ on } \partial\Omega_I \quad (23)$$

Fig. 4(b)를 참조하여 유체 그리드 내  $j$ 번째 포인트에 접하는 탱크 요소망 내 패치에 속하는 요소들의 변형은 유체 경계를 재조정한다. 반면, 그리드 내 유체의 동압은 접하는 탱크 구조물의 하중 경계 조건으로 반영된다.

연계해석은 일반적으로 지그재그형 반복계산(staggered iterative calculation) 기법으로 수행된다. 보다 상세한 설명과 해석 알고리즘은 Sigrist와 Abouri<sup>(17)</sup> 및 Cho 등<sup>(12)</sup>을 참고하기 바란다.

### 3. 수치해석 결과

이 연구에서는 3가지 유형의 배플을 원통형 연료 탱크 내부에 설치하고 탱크에 미치는 유체의 합력과 합모멘트를 통하여 슬로싱 저감특성을 파라메트릭하게 분석하였다. 여기서, 합력은 구조물의 노드에서 산출된 시간이력 데이터를 모두 합한 값이며, 합모멘트는 구조물의 무게중심에서 모든 노드의 거리를 계산한 후 노드에서 산출된 힘의 시간데이터를 곱하고 모두 합하여 합모멘트를 산출하였다. Fig. 5는 Z축을 중심으로  $\alpha$ 만큼 경사지게 설치된 내부에 구멍을 가진 평판형 배플을 도시하고 있다. 이 형상의 배플을 통해 배플의 변형, 설치각도 및 설치높이 그리고 구멍의 직경  $d$ 에 따른 슬로싱 저감특성을 우선

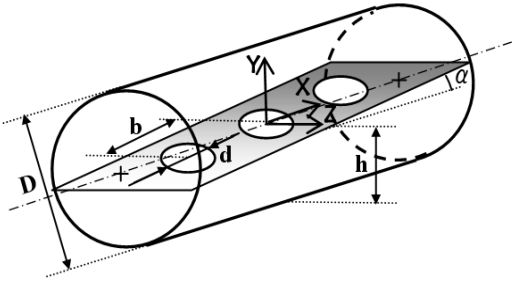


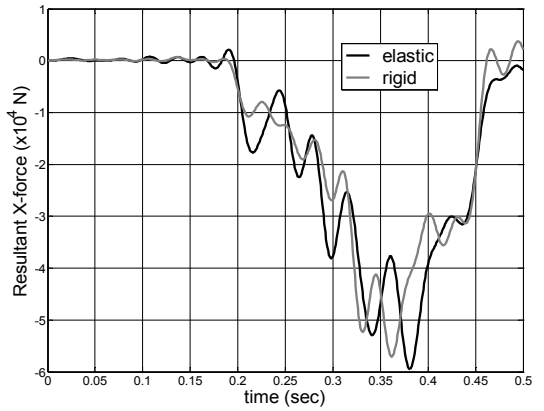
Fig. 5 Fuel-storage tank with inclined plate baffle with internal holes

분석하였다. 탱크와 배플의 밀도는  $7,850 \text{ kg/m}^3$ , 탄성 계수는  $2.0 \times 10^{11} \text{ Pa}$ , 푸아송비는 0.3으로 설정하였다. 탱크의 직경은 0.7 m, 길이는 2.0 m, 두께는 5 mm로 설정하였다. 내부 유체는 오일러 요소로 이루어져 있으며, 탱크 내부 체적의 60%로 채워져 있다. 상부에 비워진 40%의 공간은 void요소로 처리하였다. 유체의 밀도는  $1,000 \text{ kg/m}^3$ , 체적계수(bulk modulus)는  $2.2 \times 10^9 \text{ N/m}^3$ 로 설정하였다. 중력은 -Y방향으로 작용하며, 탱크 전체는 +X방향으로 0.25 sec 까지는 6 g로 등가속하고, 그 이후 0.5 sec 까지는 6 g로 등감속하는 운동조건을 부여하였다.

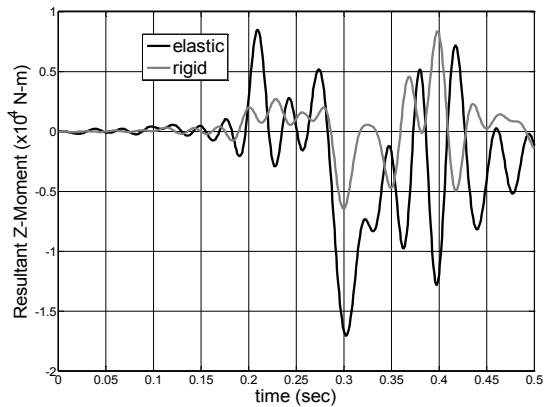
### 3.1 탱크 및 배플 변형의 영향

Fig. 5를 참고하여 배플의 설치각도는  $\alpha = 1^\circ$ , 세내공의 직경은  $d = 0.3 \text{ m}$  그리고 간격은  $b = 0.55 \text{ m}$ 로 설정하였다. 구조물의 연성 효과를 분석하기 위하여 강체로 가정한 경우와 비교 해석을 수행하였다.

Fig. 6(a)는 연료탱크와 배플이 강체일 때와 탄성체일 때 탱크 진행방향(X방향)으로 탱크 전체에 작용하는 합력의 시간이력을 나타낸다. 탱크가 탄성체일 경우가 강체일 경우보다 다소 큰 값을 보이나 전반적으로 비슷한 시간이력을 나타냄을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 6(b)로부터 탱크의 무게중심을 원점으로 하는 Z축을 중심으로 탱크를 회전시키려는 합모멘트의 시간이력은 0.2 sec 이후 변형에 따라 다소 큰 차이를 나타낸다. 변형을 고려한 경우가 변형을 무시한 경우에 비해 큰 합모멘트를 나타내며, 연료탱크의 슬로싱 저감특성 분석을 위해서는 반드시 탄성을 고려해야 함을 확인할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 연료탱크 및 배플에 연성을 반영하여 수치해석을 수행하였다.



(a)



(b)

Fig. 6 Effects of the flexibility : (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

### 3.2 배플의 설치 각도 및 내공 크기의 영향

다음으로 배플의 설치각도를 평가하기 위하여 배플 내 세 개의 구멍의 직경을  $d = 0.3 \text{ m}$ 로 고정하고 설치각도를  $0^\circ, -5^\circ, -10^\circ, -15^\circ$ 로 변화시키면서 파라메트릭 해석을 수행하였다. 내부 유체의 채움률은 앞의 예제와 같이 60% 그리고  $b = 0.55 \text{ m}$ 로 각각 고정시켰다. 합력의 시간이력을 나타내는 Fig. 7(a)를 살펴보면,  $\alpha = 0^\circ$ 인 경우는 배플을 설치하지 않은 경우에 비해 다소 낮은 최대값을 보이지만 전반적으로 현저한 슬로싱 저감을 보이지는 않는다. 그리고 설치각도가 증가함에 따라 뚜렷한 슬로싱 현상이 나타나는 시점이 0.2sec로 지연되기는 하지만, 최대값은 오히려 배플을 설치하지 않은 경우보다 더 커짐을 볼 수 있다. 합 모멘트의 경우에는 배플

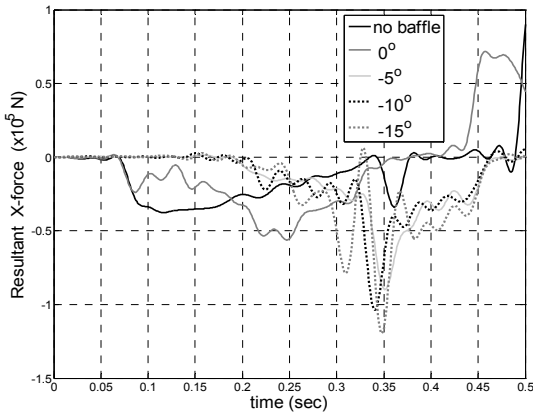
을 설치하지 않은 경우에 비해서 슬로싱이 저감되지만 설치각도를 증가시킴에 따른 저감능능 향상을 살펴볼 수 없다. 특히 설치각도가  $-15^\circ$ 인 경우에는 오히려 최대값이 배플을 설치하지 않은 경우와 비슷한 수준의 최대값을 보인다.

따라서, 설치각도를 마이너스(-)로 하였을 경우에는 배플 설치에 따른 슬로싱 저감을 기대하기는 힘들다. Fig. 7의 마이너스(-) 설치각도에 대한 결과를 토대로 이번에는 설치각도를 양으로 하여  $+1^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+5^\circ$ 의 적은 변화에 따른 슬로싱 저감 특성을 파라메트릭하게 분석하였다. 하지만 유체의 채움률, 내공의 개수, 간격 그리고 직경은 변화시키지 않았다.

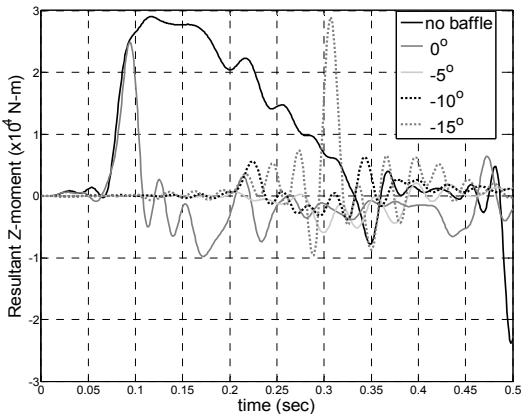
Fig. 8(a)의 합력의 시간 이력을 살펴보면 설치각도를 미세하게 기울여도 슬로싱이 시작되는 시점이

지연될 뿐만 아니라 최대값에 있어서도 큰 감소를 보인다. 각도 증가에 비례하여 최대값이 감소하기는 하지만 미미한 수준이다. 이러한 경향은 Fig. 8(b)의 합모멘트에서도 동일함을 알 수 있다. 따라서 배플의 기울임 각도는 정방향이 적당하며 조금만 기울여도 뚜렷한 슬로싱 저감효과를 얻을 수 있다.

세 번째 파라미터로서 배플 내부 홀의 직경  $d$ 를 0.2, 0.3, 0.4, 0.5m로 변화시키면서 슬로싱 저감 특성을 수치해석적으로 평가하였다. 배플은 정방향으로  $\alpha = 1^\circ$ 로 하고, 구멍의 개수와 간격 그리고 유체 채움률은 앞의 예제와 같이 설정하였다. Fig. 9(a)와 9(b)를 살펴보면, 슬로싱이 발생하는 시점은 0.2 sec로 같고 직경이 증가할수록 합력은 비례적으로 증가하지만 합모멘트는 비례적으로 감소하는 상반되는 경향을

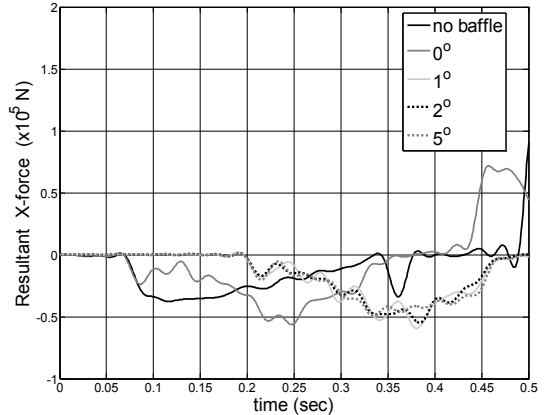


(a)

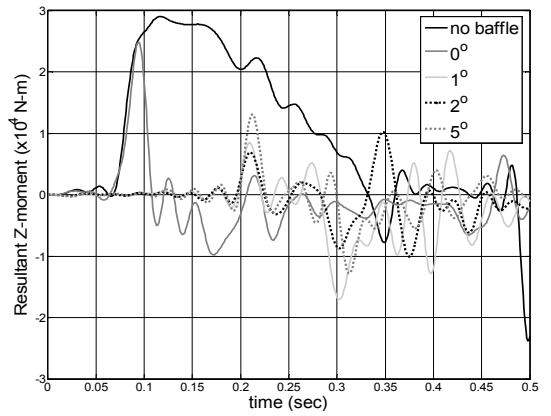


(b)

**Fig. 7** Negative installation angles: (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

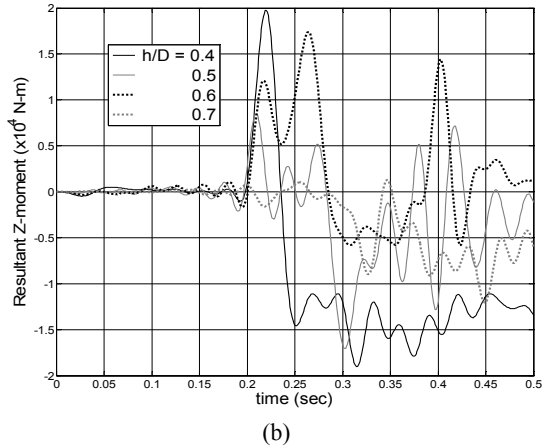
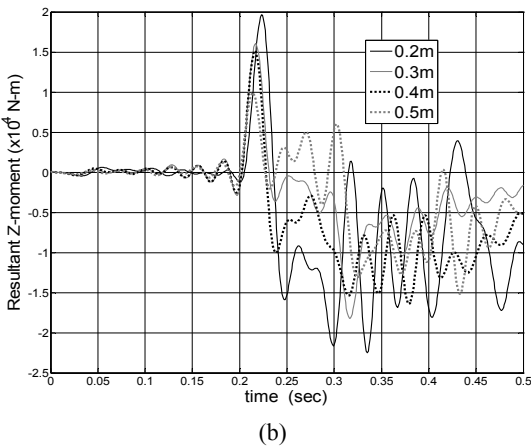
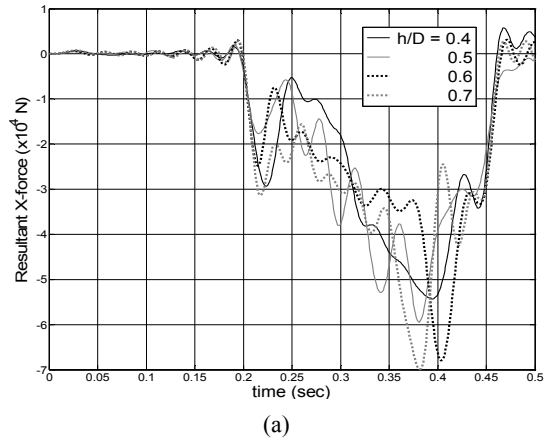
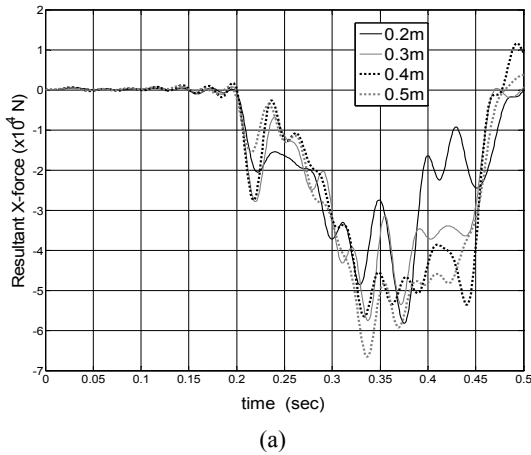


(a)



(b)

**Fig. 8** Effects of the installation angle: (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment



**Fig. 9** Effects of the hole diameter : (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

**Fig. 10** Effects of the relative baffle height : (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

보인다. 이러한 상반되는 경향은 내공의 크기에 따라 배플의 윗부분으로 빠져나가는 유체 량과 배플을 중심으로 분리된 상하 부위 유체 흐름의 차이에 기인한 것이다. 다시 말해 상부로 빠져 나가는 유체 량이 증가할수록 합력은 증가하지만 상하부 유동의 차이는 합모멘트 측면에서 안정적인 결과를 제공할 수 있다.

### 3.3 배플의 설치높이 및 형상의 영향

배플의 상대 설치높이  $h/D$ (탱크 바닥면으로부터 배플 중심까지 수직거리의 탱크 직경에 대한 상대비)와 배플 형상이 슬로싱 저감에 미치는 영향을 분석하였다. Fig. 10(a)와 10(b)는 앞의 예제와 동일한 유체 채움률과 동일한 기울기 각도, 내공의 직경

및 개수를 가진 배플의 상대 설치높이에 따른 파라메트릭 특성을 보여주고 있다. 배플의 위치가 낮아짐에 따라 합력은 점차적으로 줄어드는 반면, 합모멘트는 대체적으로 증가하는 경향을 나타냄을 확인할 수 있다. 이러한 상반된 경향은 배플의 위치가 낮아질수록 배플의 상하로 유동을 보다 잘 분리하여 전반적으로 유속을 감소시키는 반면, 배플의 상하면에 작용하는 유압은 점차적으로 커져서 합모멘트가 증가하는 것으로 유추된다.

내공을 가진 기울어진 판상형 배플의 주요 설계인자들 중에서 설치방향을 연료탱크를 중심으로 하여 좌우로 달리한 경우를 분석하기 위해 Fig. 11과 같은 V자형 배플을 고려하기로 한다. 유체 채움률, 배플의 개수와 간격은 앞의 예제와 동일하게 고정

하고 내공의 직경은  $d=0.3\text{ m}$ 으로 설정하였다. 파라메트릭 해석을 위한 변수로는 좌우 양 측의 기울임 각도를 동일하게  $1^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $5^\circ$ 로 변화시키면서 파라메트릭 해석을 수행하였다.

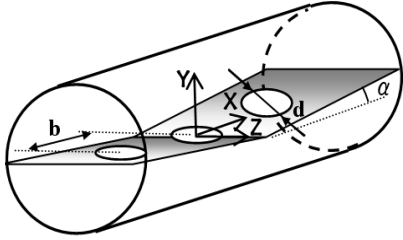
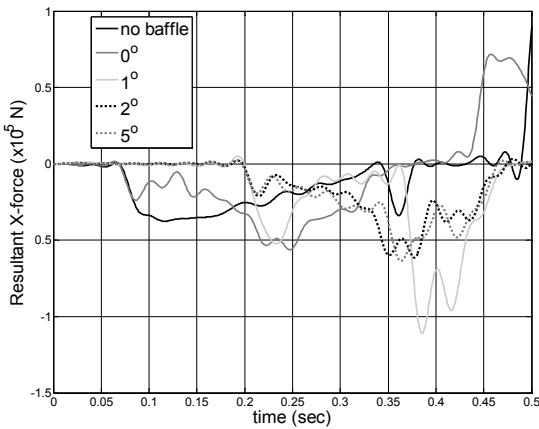
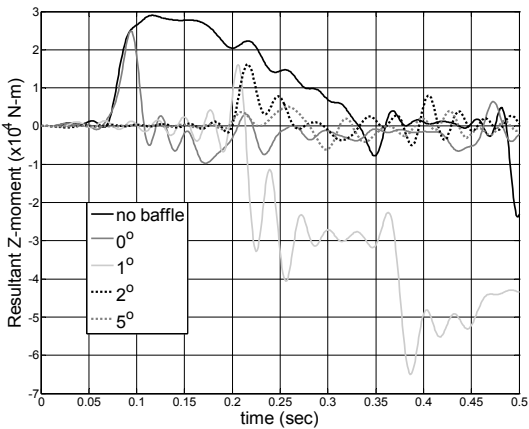


Fig. 11 Fuel-storage tank with V-shape plate baffle



(a)



(b)

Fig. 12 Effect of the inclination angle: (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

Fig. 12(a)와 Fig. 12(b)를 살펴보면  $1^\circ$ 일 경우는 배플이 없는 경우나 수평으로 설치한 경우에 비하여 뚜렷한 슬로싱이 시작되는 시점이  $0.2\text{ sec}$ 로 지연되기는 하지만 최대값 측면에서는 비슷하거나 아니면 현저한 나쁜 특성을 나타낸다. 배플의 영향이 오히려 슬로싱을 더 크게 하는 현상을 볼 수 있다. 하지만 기울임 각도가  $2^\circ$  그리고  $5^\circ$ 일 경우에는 현저한 슬로싱 저감특성을 보인다. 하지만 V자가 아닌 정방향으로 설치된 Fig. 8과 유사한 최대값과 각도 변화에 따른 경향을 나타낸다.

Fig. 13은 직경이  $d=0.6\text{ m}$ 인 탄성체 반구형 배플을 바닥에 설치한 연료탱크 모델을 도시하고 있다. 유체 채움 높이는 앞의 경우와 동일하며, 반구가 하나일 경우에는 탱크의 중심에, 두 개일 경우에는 반구 사이의 간격을  $b=1.2\text{ m}$ 로, 그리고 세 개인 경우에는  $b=0.6\text{ m}$ 의 등간격으로 설치하였다.

Fig. 14(a)와 Fig. 14(b)를 살펴보면 배플이 없는 경우 보다 슬로싱이 시작되는 시점이 지연되는 현상과 안정화 시간이 빨라지는 현상을 볼 수 있다. 합력의 시간이력을 살펴보면 반구가 한 개 일 때보다 두 개, 세 개로 증가할수록 슬로싱 저감성능이 향상됨을 볼 수 있다. 합모멘트의 경우에도 뚜렷한 저감성능을 확인할 수 있으며 특히 세 개인 경우에는 현저한 저감성능을 나타낸다.

따라서 V자형 평판형 배플이나 반구형 배플에 있어서는 특정한 기울임 각도와 반구 개수에 있어 슬로싱 저감성능이 특정한 시점에서 크게 나빠지거나 크게 개선되는 현상을 나타낸다. 이러한 특성은 탱크 내부의 유체 유동과 관련된 것으로 특정한 배플 인자의 값에서 유체의 흐름이 특정한 시점에서 국부적으로 큰 동압을 발생시키거나 서로 상쇄되기 때문인 것으로 유추된다.

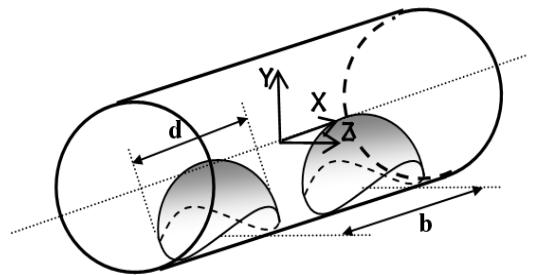
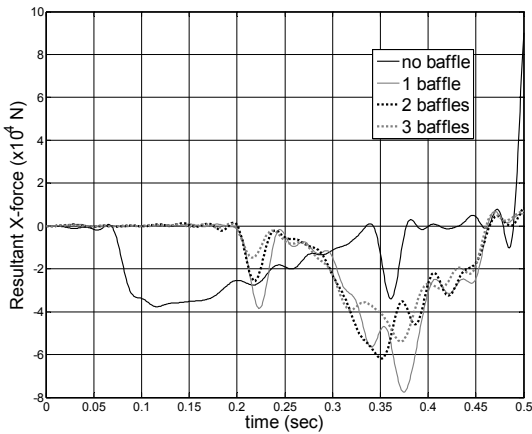
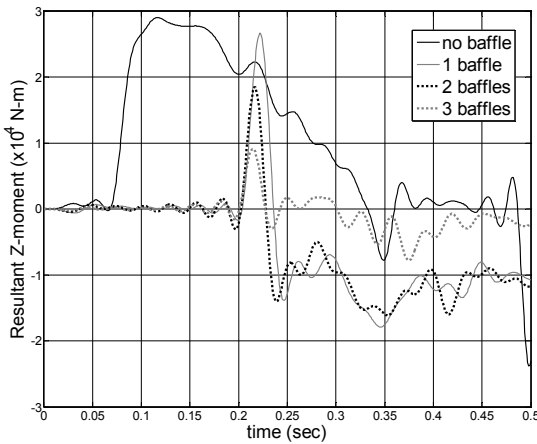


Fig. 13 Fuel-storage tank with half spherical baffles





(a)



(b)

**Fig. 14** Effects of spherical baffle number: (a) time history of resultant X-force (b) time history of resultant Z-moment

#### 4. 결 론

내공을 갖는 평판형 배플의 기울기 방향과 각도, 홀의 직경에 따른 연료탱크 전체에 작용하는 합력과 합모멘트의 시간 이력을 통해 세 가지 사실을 확인할 수 있었다. 기울임 방향은 탱크의 무게중심을 원점으로 하는 Z축을 중심으로 양의 각도를 가지는 것이 바람직하다. 기울임 각도가 없을 때는 슬로싱 시간 지연효과와 안정시간의 단축 현상을 제외하고는 뚜렷한 슬로싱 억제 효과를 볼 수 없었으나 약간의 기울임 각도만 주어도 현저한 슬로싱 저감 성능을 나타내었다. 홀의 직경이 작을수록 합력은 낮아지는 반면 합모멘트는 증가하는 상반되는 경향을

보였다. 배플의 설치위치가 낮아질수록 합력은 감소하는 반면 합모멘트는 대체로 증가하는 상반된 경향을 확인하였다. 배플의 기울임 방향에 따른 효과를 보다 세부적으로 확인하기 위한 V자형 배플에 있어서는 기울임 각도가 1°까지는 오히려 나쁜 영향을 보였지만 그 이상의 각도에서는 뚜렷한 슬로싱 억제효과를 나타내었다. 마지막으로 반구형 배플의 경우에는 배플의 개수가 증가할수록 유체의 유동을 방해하여 합력과 합모멘트 공히 뚜렷한 저감 특성을 나타내었다.

#### 후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

#### 참 고 문 헌

- (1) Cho, J. R. and Cha, J. K., 2007, "Hydroelastic Characteristics Analysis of Ultra-low Temperature LH Tank to Vehicle Motion," Spring Meeting of Korean Society of Mechanical Engineers, pp. 351~356.
- (2) Lee, S. W., 2004, "Next Generation Low Emission Vehicle Project," Journal of Korean automotive Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 52~56.
- (3) Ikeda, M. and Nakagawa, N., 1997, "Non-linear Vibrations of a Structure Caused by Water Sloshing in a Rectangular Tank," Journal of Sound and Vibration, Vol. 201, No. 1, pp. 23~41.
- (4) Welt, F. and Modi, V. J. 1992, "Vibration Damping through Liquid Sloshing, Part 2: Experimental Results," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp.17~23.
- (5) Modi, V. J. and Munshi S. R., 1998, "An Efficient Liquid Sloshing Camper for Vibration Control," Journal of Fluids and Structures, Vol. 12, pp. 1055~1071.
- (6) Lee, Y.-S., Kim, H.-S., Lee, J.-H. and Ko, S.-H., 2003, "A Study on the Sloshing of the Rectangular Tank Partially Filled with Fluid Under Translational Motion," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 8,

pp. 591~597.

(7) Park, K. J. and Yoon, S. H., 2003, "Sloshing Minimization Technique in Liquid Fuel Tank By the Use of Baffle," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 917~920.

(8) Faltinsen, O. M., 1978, "A Numerical Non-linear Method of Sloshing in Tanks with Two-dimensional Flow," Journal of Ship Research, Vol. 18, No. 4, pp. 224~241.

(9) Cho, J. R. and Lee, S. Y., 2003, "Dynamic Analysis of Baffled Fuel-storage Tanks using the ALE Finite Element Method," International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 41, pp. 185~208.

(10) Mitra, S. and Sinhamahapatra, K. P., 2008, "2D Simulation of Fluid-structure Interaction using Finite Element Method," Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 45, pp. 52~59.

(11) Abramson, H. N. and Garza, L. R., 1964, "Some Measurements of the Effects of Ring Baffles in Cylindrical Tanks," Journal of Spacecraft Rockets, Vol. 1, No. 5, pp. 560~564.

(12) Cho, J. R., Park, S. W., Kim, H. S. and Rashed S., 2008, "Hydroelastic Analysis of Insulation

Containment of LNG Carrier by Global-local Approach," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 76, pp. 749~774.

(13) Cho, J. R. and Lee, H. W., 2004, "Non-linear Finite Element Analysis of Large Amplitude Sloshing Flow in Two-dimensional Tank," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 61, pp. 514~531.

(14) Hu, N., 1997, "A Solution Method for Dynamic Contact Problems," Computers and Structures, Vol. 32, No. 6, pp. 1387~1401.

(15) Ferziger, J. H. and Peric, M., 1999, "Computational Methods for Fluid Dynamics," Springer, Berlin.

(16) Hirt, C. W. and Nichols, J. E., 1981, "Volume of Fluid Method for the Dynamic of Free Boundaries," Journal of Computational Physics, Vol. 39, pp. 201~225.

(17) Sigrist, J. F. and Abouri, D., 2006, "Numerical Simulation of a Non-linear Coupled Fluid-structure Problem with Implicit and Explicit Coupling Procedure," Proc. ASME Pressure and Vessel and Piping Division Conference, Vancouver, Canada, pp. 23~27.