

# 유체-구조 연성 방법에 의한 단순 탱크 슬로싱 해석

강성종<sup>#</sup>, 서홍재<sup>\*</sup>, 김병주<sup>\*\*</sup>

## Sloshing Analysis of a Simple Tank using Fluid-structure Interface Method

Sung-Jong Kang<sup>#</sup>, Hong-Jae Seo<sup>\*</sup>, Byung-Joo Kim<sup>\*\*</sup>

(Received 27 February 2011; received in revised form 5 July 2011; accepted 8 August 2011)

### ABSTRACT

Fuel tank sloshing noise of vehicle is caused by flow impact on the tank wall during sudden braking, and the sloshing vibration of tank wall is a coupled phenomenon of the fuel inside tank and tank wall structure. Therefore, Fluid-Structure Interface(FSI) analysis technology should be adopted to predict accurately the sloshing vibration. In this study, FSI approach was employed to analyze sloshing phenomenon for a simple tank model with velocity change of the actual vehicle test. First, the simulated results for rigid tank model were compared with those for deformable tank model. Next, influence of baffle location and shape of baffle holes on the acceleration magnitude and the maximum stress of tank wall was investigated. In addition, sloshing analysis for tank with another baffle type was carried out.

**Key Words** : Tank Wall(탱크 벽면), Baffle(배플), Tank Sloshing(탱크 슬로싱), Fatigue Strength(내구강도), FSI (유체구조연성)

### 1. 서 론

차량의 연료탱크(fuel tank)는 외부의 탱크 벽면(tank wall)과 유체유동을 제어하기 위해 내부에 설치된 배플(baffle)로 구성된다. 탱크가 갑자기 정지할 때 내부 유체가 탱크 벽면을 치는 현상을 탱크 슬로싱(tank sloshing)이라고 하며, 최근 전반적인 차량의 진동소음

정숙성이 향상됨에 따라 연료탱크의 슬로싱에 의해 발생하는 소음이 중요한 정숙성 평가의 요소로 부각되고 있다<sup>[1]</sup>.



Fig. 1 Vehicle fuel tank

\* 대구가톨릭대학교 대학원 자동차공학과

# 교신저자 : 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

E-mail : sjkang@cu.ac.kr

\*\* 주)동희산업 중앙연구소

슬로싱 소음은 발생 메커니즘에 따라 3가지 (bubble noise, wave noise, impact noise)로 구분되며, 앞의 두 개 소음은 공기기인 소음(air-borne noise)으로 슬로싱 시 유체의 유동형상과 밀접하게 관계되며, 마지막 소음인 충격소음은 구조기인 소음(structure-borne noise)으로 유체가 탱크 벽면을 쳐서 발생한 벽면 진동이 탱크 주위공기를 가진 하여 공기 전달음으로 실내로 유입되거나 연료탱크가 장착된 차체 리어플로어(rear floor)를 가진함에 의해 실내소음을 야기하게 된다<sup>[2,3]</sup>. 구조기인 소음의 경우 벽면에 대한 유체의 충격력으로 발생하는 과도한 벽면 진동 가속도 크기가 슬로싱 소음과 직접 연계되므로 탱크 벽면의 가속도 크기를 정확히 예측하고 그 크기를 최소화하는 것이 탱크 슬로싱 소음 저감설계를 위한 가장 기본적인 설계 요소이다<sup>[4,5]</sup>.

지금까지 유체-구조 연성 해석기술의 미확보로 연료탱크 생산업체에서는 일단, 벽면 압력의 최소화를 목표로 구조를 강체로 모델링한 모델에 대해 유체 전용 해석프로그램을 이용하여 해석을 수행한 후, 산출된 압력으로부터 별도의 구조해석을 통해 벽면의 진동과 강도 수준을 상대적으로 평가하는 해석기술을 적용하여 왔다. 그러나 연료탱크 내 유체와 벽면은 서로 힘을 작용하면서 연성되므로 신뢰성 있는 유체-구조 연성(FSI : Fluid Structure Interface) 해석기술 확보가 필요하다. 급격한 유체의 유동을 억제하여 슬로싱에 의한 벽면 가속도 크기를 저감시키기 위해서는 구조-연성 해석기술을 적용하여 배플 형태(top view), 위치, 배플 구멍(hole) 등의 형상 최적화를 통해 슬로싱에 의한 벽면 진동 가속도 크기를 최소화하면서 내구강도(fatigue strength)를 확보하는 설계기술이 현장에서 요구된다<sup>[4,5]</sup>.

본 연구에서는 실차 연료탱크 적용을 위한 선행 연구로 단순 탱크 모델에 대해 구조-유체 연성해석 기술을 적용하여 슬로싱 해석을 수행하였다. 먼저 I자 형 배플을 가진 탱크에 대해 구조 강체 모델과 구조 변형체 모델 간의 벽면 압력 결과를 비교한 후, 배플 위치 변화, 배플 내 구멍 개수와 크기를 바꾸어가며 탱크 벽면 가속도 크기와 최대등가 응력 변화를 고찰하였다. 또한, 배플 형태를 V자

형으로 바꾸어 일련의 해석을 수행하여 최종적으로 효과적인 배플 설계안을 산출하였다. FSI 해석 프로그램은 MSC/DYTRAN을 사용하였다<sup>[6]</sup>.

## 2. 이론적 배경

유체-구조 연성 해석기술은 각 시간 스텝마다 라그랑지안 정식화(Lagrangian formulation)에 의해 정의되는 구조 운동방정식과 오일러리안 정식화(Eulerian formulation)에 의해 정의되는 유체 운동방정식을 연성(Euler-Lagrange coupling)시켜 동시에 풀어 해를 구하며, 이때 구조 변형은 오일러 영역의 유체에 대해 움직이는 경계로 작용하며, 유체의 압력은 라그랑지 구조물에 외력으로 작용된다.(Fig. 2) 구조는 유한요소법, 유체는 유한체적법으로 해를 구하며 시간적분은 외연적 방법에 의해 수행된다<sup>[6]</sup>.

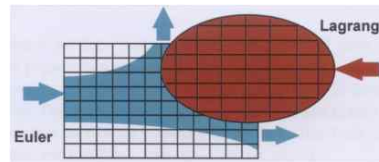
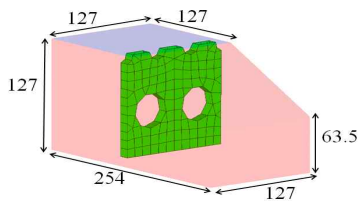


Fig. 2 General coupling : Lagrange mesh overlaps a fixed Euler mesh and move over it<sup>[6]</sup>

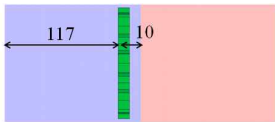
## 3. 기본모델 및 해석조건

Fig. 3은 본 연구에 적용된 연료탱크 모사 단순 탱크의 기본모델(모델명 : Base)을 나타내고 있다. 해석시간 감소를 위해 모델 사이즈를 가로 세로 높이가 254mm×127mm×127mm로 작게 구성 하였으며, 직경 40mm의 두 개 원형 구멍을 갖는 I자 형태 배플을 탱크 상부 벽면에 1개 설치하였다. 모델 크기 대비 고 강성 소재를 적용할 경우 모델링 방법의 미소한 변화에 대해 벽면의 가속도 변화가 크게 나타나 해석결과의 신뢰성이 저하될 수 있으므로 본 연구에서는 탱크벽면과 배플은 강판 대신 두께 3mm의 아크릴판(E=3GPa)으로 가정하였다. 또한, 해

석결과에 영향이 없는 메시(mesh) 사이즈를 파악하기 위한 사전해석 결과로부터 10mm×10mm×10mm를 기준 메시 사이즈로 하여 모델을 구성하였으며 벽면은 1,400여 개, 배플은 300여 개의 셀 요소로 구성하였다. 유체는 탱크 하단으로부터 60mm 높이까지 채워진 것으로 하였으며, 유체는 13,700여 개의 솔리드 요소로 구성하였다. 유체의 특성은 밀도 1,000kg/m<sup>3</sup>를 체적탄성계수(bulk modulus)는 해석 신뢰성이 저하를 최소화하면서 해석시간 단축을 위해 실제 물 체적탄성계수의 1/1000인 2.2MPa를 적용하였다<sup>6)</sup>.



Top view



Baffle

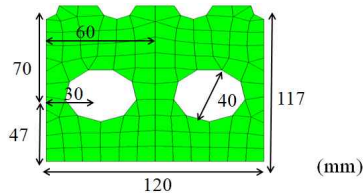


Fig. 3 Simple tank model : Base

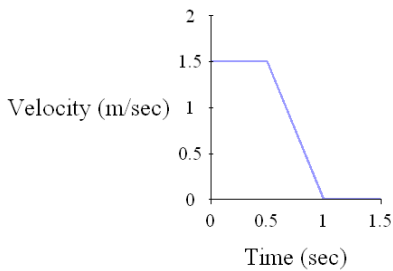


Fig. 4 Tank velocity change

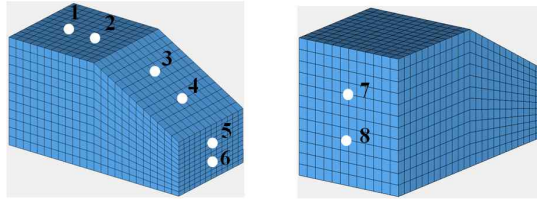


Fig. 5 Position numbers for calculating wall acceleration

탱크는 완성차 연료탱크 시험조건과 동일하게 0.0~0.5sec 구간은 1.5m/s의 등속운동을 한 후 0.5~1.0sec 구간에는 등감속운동(감가속도 3.0m/s<sup>2</sup>)을 시켰다.(Fig. 4) 결과 검토를 위해 Fig. 5에서와 같이 탱크 벽면의 8개 지점에서 가속도 이력(혹은 압력)을 산출하여 비교하였으며, 탱크에 발생하는 최대 등가응력의 크기와 발생지점을 비교 검토하였다.

#### 4. 기본 모델 해석

연료탱크 전문생산업체에서는 유체-구조 연계 해석기술의 미확보로 슬로싱 소음을 고려한 배플 설계과정에서 탱크와 배플 모두 강체(rigid body)로 모델링 한 탱크모델에 대해 유체 전용 해석프로그램을 이용하여 벽면 압력의 최소화를 목표로 해석을 수행하여 왔다.

Fig. 3 탱크모델의 벽면, 배플 모두가 변형체(deformable body)인 모델(모델명 : Base\_F\_body)과 변형이 발생할 수 없는 강체(rigid body)인 모델(모델명 : Base\_R\_body)에 대해 해석을 수행하였으며, Fig. 5의 벽면 중요 점들에서의 압력이력을 Fig. 6에 비교하였다. 가로축은 시간(0~1.60sec)을 세로축은 압력(0~6kPa)을 각각 나타낸다.

해석결과 #5, #6점에서 압력이 크게 나타났으며 두 모델의 전체적 압력 파형은 비슷하나, 피크 값은 크게 다르게 산출되었다. 이러한 경향은 #4, #8 점에서도 관찰되었다. 따라서 강체모델 해석결과인 벽면 압력으로부터 별도의 구조해석을 통해 벽면의 진동과 내구강도를 평가하는 것은 실제와 매우 다른 결과가 도출될 수 있음을 알 수 있다.

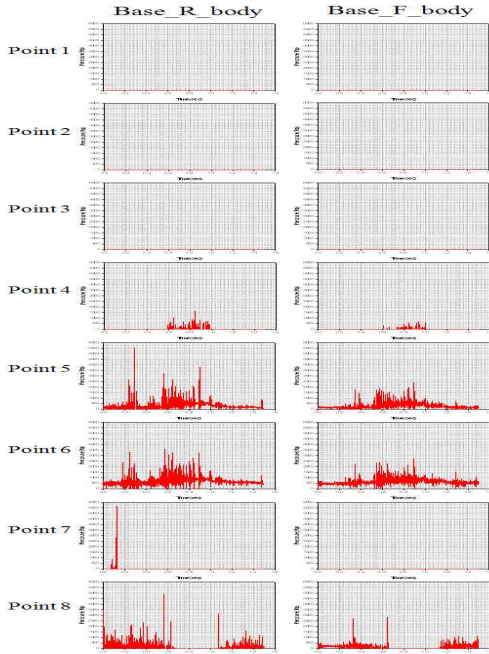


Fig. 6 Wall pressures : rigid tank model vs. deformable tank model

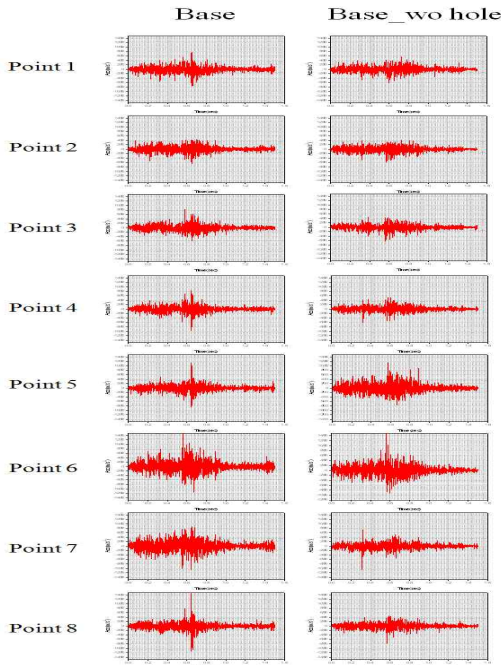


Fig. 7 Accelerations : baffle without hole

Base 모델에서 배플에 구멍을 없앤 모델에 대해 해석을 수행하여 가속도 이력을 Fig. 7에 비교하였다. 가로축은 시간(0~1.60sec)을 세로축은 가속도(-1500~+1500m/sec<sup>2</sup>)를 각각 나타낸다.(이하 가속도 이력 그림 모두 동일) 해석 결과 후실(배플 뒤 탱크 공간)의 유체가 배플 하단과 바닥면 사이를 통해서만 전실(배플 앞 탱크 공간)로 이동되므로 바닥 벽면인 #5, #6 점에서 가속도가 상대적으로 크게 나타났으며, 배플 압력증가로 최대등가응력도 상부 벽면 구조 취약부인 배플 끝단부에서 0.724MPa로 Base 모델(0.451MPa)에 비해 크게 나타났다.(Table 1) 반면 정지 후 후실로의 유체유동이 억제되면서 #7, #8 점에서의 가속도가 작게 나타났다.

### 5. 배플 위치

Base 모델에서 배플의 위치를 각 10mm 전방(모델명 Base\_FR10), 20mm 후방(모델명 Base\_RR20)으로 각각 이동시켜(Fig. 8), 해석을 수행하였으며 Base 모델 결과와 비교하였다.(Table 1, Fig. 9)

동일한 배플을 적용한 경우도 배플이 전후방으로 이동함에 따라 가속도 크기가 변화하고 최대등가응력의 발생위치와 크기도 변하게 된다. 해석 대상 모델을 기준으로 Base\_FR10이 Base 모델에 비해 가속도 크기와 최대등가응력 모든 면에서 우수하게 나타났다. 설계초기에 배플의 위치를 최적화하는 것이 슬로싱 소음을 낮추고 내구강도를 확보하는데 선행 요소임을 알 수 있다. 최대등가응력은 해석시작 후 0.58~0.60sec에서 발생하였으며 모두 하부 벽면에서 발생하였다.(Table 1) 배플이 후방으로 위치함에 따라 최대등가응력 발생부가 전방으로 이동하는 경향이 관찰되었다. 본 연구에서는 고려하지 않았으나 배플의 높이도 중요한 설계요소의 하나일 것으로 판단된다.

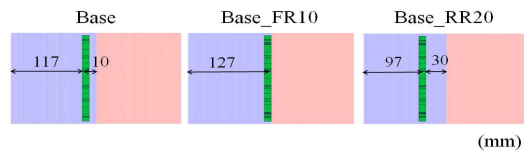
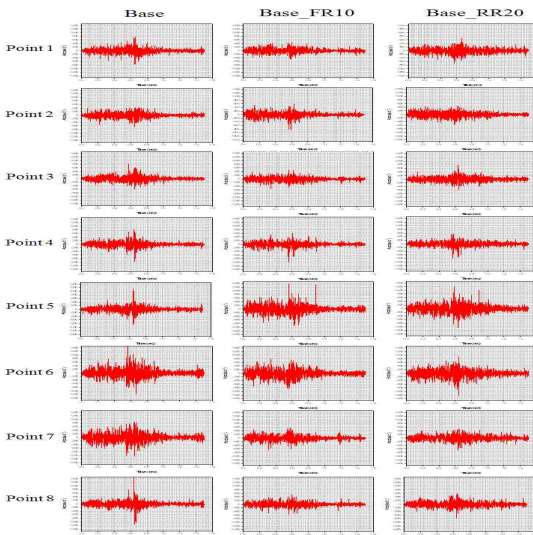


Fig. 8 Change of baffle location

**Table 1 Maximum stress : change of baffle location**

Model	Maximum equi. stress (MPa)	Location (Top view)
Base	0.451	Bottom wall
Base_wo hole	0.724	Top wall
Base_FR10	0.427	Bottom wall
Base_RR20	0.487	Bottom wall

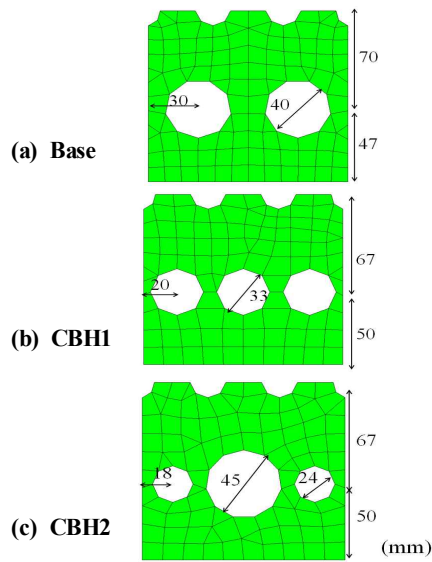


**Fig. 9 Accelerations : change of baffle location**

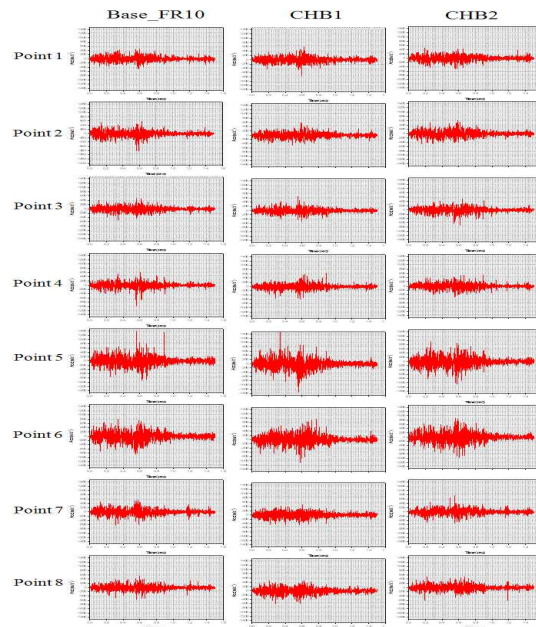
## 6. 배플 구멍 형상 변경

앞서의 해석에서 상대적으로 우수하게 나타난 Base\_FR10 모델에 대해 배플 구멍 형상(개수, 사이즈)을 변화시켜 벽면 가속도 저감을 시도하였다.

Base 모델의 배플(직경 40mm, 구멍 두 개)과 동일한 구멍 전체면적을 적용하는 것을 조건으로 직경 33mm 구멍 3개를 배플에 적용한 모델(모델명: CBH1)과 중심에 직경 45mm의 구멍 그리고 그 양쪽에 직경 24mm의 구멍을 위치시킨 모델(모델명: CBH2)에 대해 해석을 수행하였다.(Fig. 10)



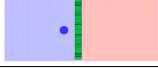

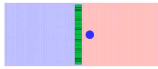
**Fig. 10 Baffle models : shape of baffle holes**



**Fig. 11 Accelerations : shape of baffle holes**

Base\_FR10 모델에 비해 CBH1, CBH2 모델 모두 가속도 크기가 대부분의 점에서 증가되었고(Fig. 11), 최대등가응력의 경우 CBH1 모델은 다소 증가하나 CBH2 모델은 감소하였다.(Table 2)

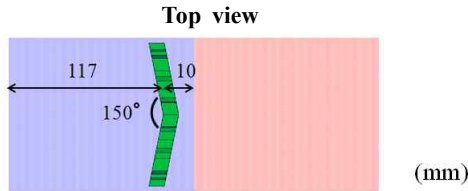
**Table 2 Maximum stress : shape of baffle holes**

Model	Maximum equi. stress (MPa)	Location (Top view)
Base_FR10	0.427	 Bottom wall
CBH1	0.468	 Bottom wall
CBH2	0.406	 Bottom wall

(0.427MPa)보다 다소 증가하였으나 Base 모델 (0.451MPa)과는 비슷하게 나타났다.(Table 3)

### 7. V형 배플 적용

배플 코너부에서 유체의 정체를 감소시켜 전실로의 이동을 원활하게 하게 하고자 앞의 Base 모델에서 배플을 V자 형태로 바꾼 모델(모델명: Base\_V, Fig. 12)에 대해 해석을 수행하여 I자 형 배플 모델 Base\_FR10 해석 결과와 비교하였다.

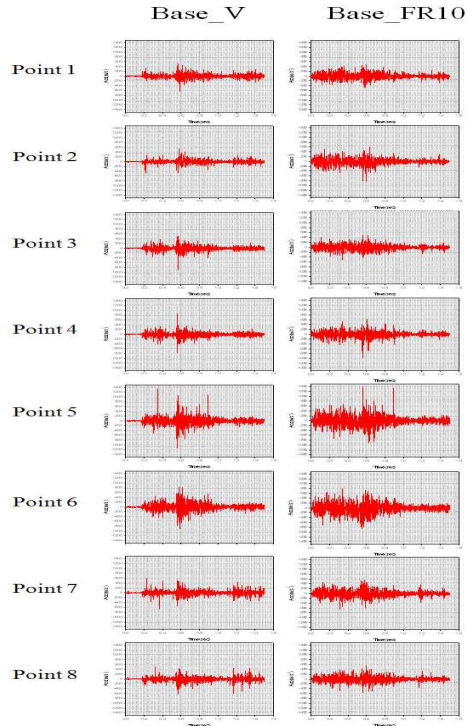


**Fig. 12 Simple tank model : Base\_V**

해석결과 모든 위치에서 Base\_V 모델의 가속도가 상대적으로 뚜렷하게 작게 나타남을 알 수 있으며, 특히, I자 형 배플 초기사양인 Base 모델 결과(Fig. 7, Table 1)와 비교하면 가속도가 대폭 저감됨을 확인할 수 있었다.(Fig. 13)

이는 감속 시작 시 배플 후실 코너부의 유체를 중앙부로 유도하여 유체가 전실로 부드럽고 원활하게 이동하기 때문이라 판단된다. 따라서 배플 형태(top view)와 위치 최적화를 통해 감속 시 후실 내의 일정량의 유체를 원활하게 전실로 이동하게 하여 슬로싱을 억제시키는 것이 중요하다.

최대등가응력은 감속도가 시작된 직후인 0.56sec 부근에서 배플에서 충분히 떨어진 하부 벽면에서 발생하였으며, 크기는 0.456MPa로 Base\_FR10 모델



**Fig. 13 Accelerations : Base\_V vs. Base\_FR10**

Base\_V 모델을 대상으로 앞서의 I자 형 배플에서와 같이(CBH1, CBH2) 배플 구멍 형상을 2가지로 변화시킨 모델들(모델명 : V\_CBH1, V\_CBH2)에 대해 그 영향을 파악하였다.(Fig. 14, Table 3) 두 개의 모델 모두 Base\_V 모델에 비해 가속도 크기와 최대 등가응력이 모두 크게 불리하게 산출되었다.

복잡한 형상을 가진 실 형상 탱크의 배플 설계 시에도 본 해석기술을 활용하여 우선 배플의 형태와 위치를 최적화한 후, 배플 구멍의 형상 최적화를 통해 설계 초기단계에 벽면 가속도 크기와 최대 등가응력을 최소화 시킨 배플 설계가 가능하다.

그러나, 현재 해석시간이 과도하므로(Quad core 2.8GHz PC 기준, 해석 당 45시간 소요) 자동차 연료탱크의 슬로싱 해석을 위해서는 해석프로그램의 해석성능 향상이 필요하다.

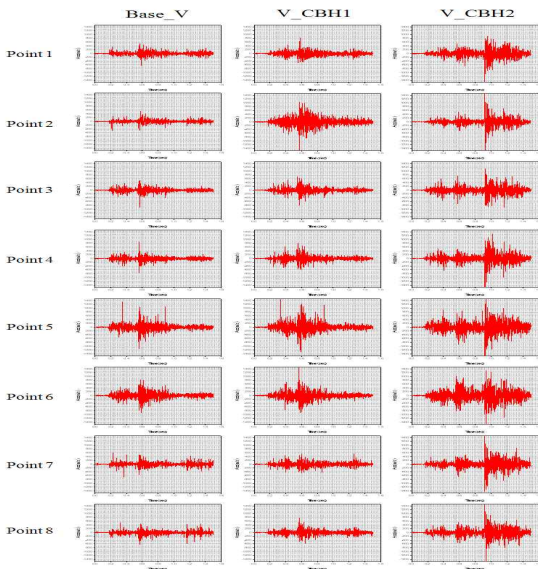
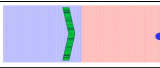
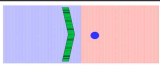
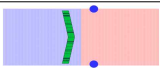


Fig. 14 Accelerations : shape of V\_baffle holes

Table 3 Maximum stress : shape of V\_baffle holes

Model	Maximum equi. stress (MPa)	Location (Top view)
Base_V	0.456	 Bottom wall
V_CBH1	0.525	 Bottom wall
V_CBH2	0.497	 Bottom wall

## 8. 결론

단순탱크 모델에 대해 유체-구조 연성 해석기법에 의한 슬로싱 해석 기술을 연구하였다.

1. 탱크 벽면을 강체로 모델링할 경우 벽면 압력 산출에 큰 오류를 발생시킬 수 있으므로 탱크슬로싱 진동과 내구해석에 유체-구조 연성 해석기술 적용이 필수적이다.
2. 배플의 형태와 위치 변화에 따라 탱크 벽면 가속도 및 최대응력이 크게 상이하게 산출되며 V자

형태 배플을 적절히 배치시키면 벽면 가속도를 대폭 감소시킬 수 있다.

3. 배플 내 구멍 형상(개수와 사이즈)은 동일한 총면적의 경우 직경을 크게 하고 균일하게 배치시키는 것이 효과적이다.
4. 본 해석기술을 활용하면 배플의 형태와 위치를 최적화한 후 구멍 형상 최적화를 통해 설계 초기 단계에서부터 탱크 벽면 가속도와 최대응력을 최소화 시킨 배플 설계가 가능하다.

## 후 기

본 연구는 2009년 대구가톨릭대학교 연구년에 의한 것임.

## 참고문헌

1. J. M. Kang, S. H. Lee, J. Y. Kim, K. J. Lee, D. J. Yum, S. S. Seol, S. Rashed and A. Kawahara, "Sloshing and Structural Response in Ship's Tanks", Proceedings of the 13th MSC Japan User's Conference, 1995.
2. 사공성, 김한길, 자동차 진동소음의 이해, 청문각, pp. 69-91, 2007.
3. Mounir M. Kamal and Joseph A. Wolf, Jr., "Modern Automotive Structural Analysis", Van Nostrand Reinhold Company, pp. 405-407, 1982.
4. Kouji Kamiya, Yoshihisa Yamaguchi and Edwin de Vries, "Simulation Studies of Sloshing in a Fuel Tank", SAE Paper 02AE-3, 2002.
5. Youngho Kim, Junyeop Kim, Daewoon Sung and Junhyun Baek, "Vibration Test Specification for Fuel Tank Assembly Based on Measured Vehicle Load Data", Proceedings of KSAE 2010 Annual Conference, pp. 1613-1618, 2010.
6. MSC/DYTRAN 2010, Theoretical Manual, 2008.