

TPA 방법을 이용한 연료탱크의 슬로싱 소음에 관한 민감도 해석 Sensitivity Analysis using TPA for Slosh Noise of Fuel Tank

차희범† · 윤성호*

Hee-Bum Cha and Seong-Ho Yoon

Key Words : Fuel Tank(연료 탱크), Slosh Noise(슬로싱 소음), Transfer Path Analysis(전달경로 해석)

ABSTRACT

Fuel sloshing in a vehicle fuel tank generates a reluctant low frequency noise, called slosh noise. To reduce slosh noise, whilst many approaches have used the Computational Fluid Dynamics method to first identify fuel behavior in a fuel tank, this paper applies the Transfer Path Analysis method. It is to find contribution of each transfer path from noise transfer function, vibration transfer function and acceleration. Then the final goal is to attenuate slosh noise by controlling them. To this aim, two types of models are studied. One is the decoupled model in which some of connection points of the fuel tank with the vehicle underbody are separated. The other is the modified model which is created by changing noise transfer function and acceleration from the original model. The analysis and validation test results show that the transfer path analysis can be an approach to enhancing slosh noise.

1. 서론

차량 운행 중 발생하는 많은 소음 중에서 연료탱크의 슬로싱 소음은, 차실내의 배경소음이 비교적 낮은 차량 정차시 발생하는 소음으로 운전자와 승객이 이상 소음으로 느낄 수 있는 충격음이다. 특히 가속과 정지를 반복하는 주차장과 같은 조용한 환경에서 슬로싱 소음은 더욱 문제가 될 수 있다.

이 소음은 차량 정차시 연료탱크 내부의 연료가 관성작용으로 탱크의 벽면과 충돌할때 발생하는 탱크의 진동이 차체로 전달되어 발생된다. 그동안 슬로싱 소음을 감소시키기 위해 여러가지 해석과 실험들이 진행되어 왔는데, 대부분의 연구는 CFD (Computational Fluid Dynamics)를 이용하여 연료 유동을 이해한 뒤 탱크 벽면에 작용하는 가진력을 줄일 수 있도록 격벽(baffle)과 탱크의 표면형상을 설계하는 것에 집중되어 있다.^(1~3)

최근의 연료 탱크의 재질로는, 가격, 무게 및 부식성에 장점이 있는 플라스틱이 많이 선택되고 있다. 그러나 증공 성형(blow molding) 방법으로 제조하기 때문에, 탱크 내부의 격벽 설치가 강판 탱크에 비해 용이하지 않아서, 플라스틱 연료

탱크의 경우에 소음 저감의 중요성이 부각되고 있다. 본 연구에서는 차량의 소음개선을 전달경로분석을 통해 실시하도록 해 주는 TPA (Transfer Path Analysis) 방법을 이용하였다. 이를 통해 소음과 진동전달함수 그리고 가속도를 이용하여 실제 발생 소음을 재구성하고, 각 인자를 조절하여 슬로싱 소음을 저감하는 방법을 제시하였다.

2. TPA 를 이용한 전달 경로 해석

2.1 차량 연료 슬로싱 소음의 측정

본 연구에서는 연료의 슬로싱 소음을 정확히 측정하기 위해 엔진 및 차량의 모든 전원이 꺼진 상태에서 Fig. 1 과 같이 차량이 경사진 도로를 타행으로 주행하다 장애물로 인해 정지하는 방법을 사용하였다.

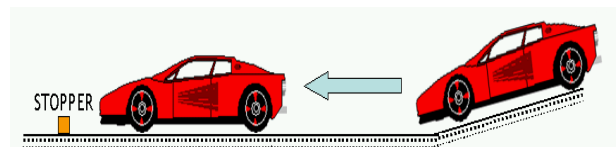


Fig. 1 Vehicle fuel slosh noise test method

슬로싱으로 인해 발생하는 차실내 소음의 시간 이력은 Fig. 2 와 같다. 첫번째 발생하는 피크는 연료와 탱크 벽간의 1 차 충격음이며, 두번째 이상의 피크들은 연료와 탱크 벽면간의 반복되는 2 차 이

† 책임저자; 정회원, 르노삼성자동차 NVH 팀
E-mail : heebum.cha@renaultsamsungM.com
Tel : (031) 289-7965, Fax : (031) 289-7958

* 정회원, 르노삼성자동차 NVH 팀

상의 충격음 성분들이다. 여기서 1차 충격음이 차량의 승객에게 큰 불편감을 주는 부분이다.

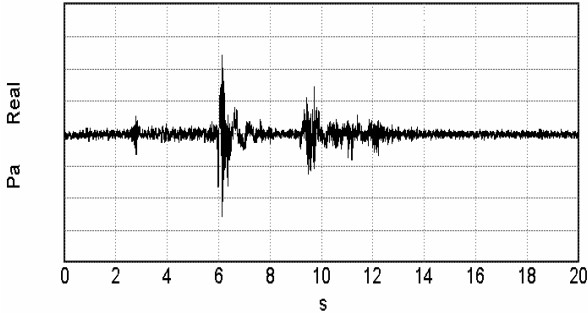


Fig. 2 Time history of slosh noise

Fig. 2에 나타난 슬로싱 소음의 시간 이력에 대한 주파수 스펙트럼은 Fig. 3과 같다. 운전석의 슬로싱 소음의 목표값과 비교하여 100~400 Hz 대역의 소음수준이 높으므로, 이 부분을 주된 관심주파수 대역으로 설정하였다.

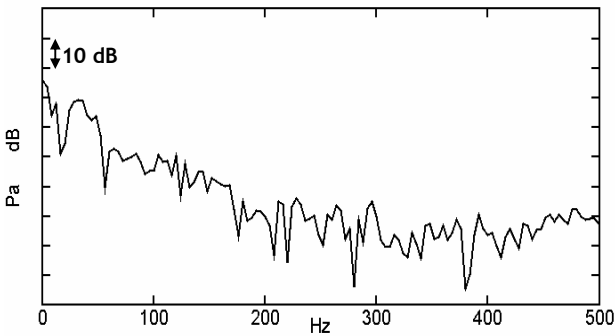


Fig. 3 Frequency spectrum of 1st slosh noise

2.2 전달경로해석 모델의 구성

TPA는 차량에서 구한 가진력과 전달함수를 재구성하여 실내소음을 유추하는 방법으로, 식 (1)과 같이 표현할 수 있다. TPA 결과의 정도는, 해석하고자 하는 시스템의 소음 발생 현상의 이해의 정도, 적절한 경계 설정 그리고 정확한 측정을 통해 결정된다.

$$\begin{aligned}
 p_i(f) &= \sum_{i=1}^n (H_i(f) f_i(f)) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{p_i(f)}{f_i(f)} f_i(f) \right) \\
 &= \sum_{i=1}^n \left(\frac{p_i(f)}{f_i(f)} \left(\frac{a_i(f)}{f_i(f)} \right)^{-1} a_i(f) \right) \quad (1)
 \end{aligned}$$

$p_i(f)$: 연료 슬로싱으로 인한 차량의 실내소음

$H_i(f)$: 연료탱크 부착 위치와 차량 실내와의 소음전달함수 ($H_i(f) = p_i(f)/f_i(f)$, NTF)

$a_i(f)$: 연료 슬로싱으로 인한 탱크 부착 위치에서의 가속도

$f_i(f)$: 연료 슬로싱으로 인한 연료탱크 부착위치에서의 가진력

여기에서는 슬로싱 소음의 고체전달음만을 고려하였으며 실험에 사용된 차량은 차체와 연료탱크간에 12개의 연결점을 갖고 있다(Fig. 4). 1~8번에서는 탱크의 윗면과 차체가 제진재를 통해 밀착된 부위이며, 9~12번은 강철띠로 탱크를 차체에 고정시킨 지점이다.

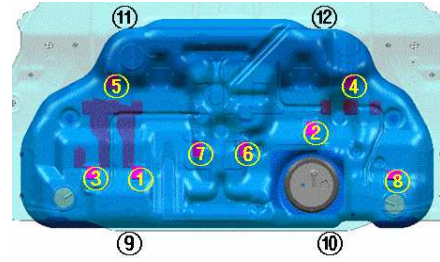


Fig. 4 Connection points between vehicle body and fuel tank

이 지점들에 대해 식(2)와 같이 실험으로 구한 가속도와 전달함수를 이용하여 간접적으로 가진력을 구하는 방법을 사용하였으며, 주파수응답함수 행렬은 가진점과 응답점의 수가 같은 정방행렬로 구성하였다.

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{a} \quad (2a)$$

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1m} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{m1} & A_{m2} & \cdots & A_{mm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{Bmatrix} \quad (2b)$$

\mathbf{f} : 탱크부착 위치에서의 가진력 벡터

\mathbf{A} : 탱크부착 위치에서 측정된 주파수응답함수(Accelerance)행렬

\mathbf{a} : 탱크부착 위치에서 측정된 가속도 벡터

위와 같은 방법으로 구해진 가진력과 식(1)의 소음전달함수를 통해 계산된 실내소음은 Fig. 5에 나타나 있다. 실제 측정값과 비교하면 400 Hz 이하 구간에서 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

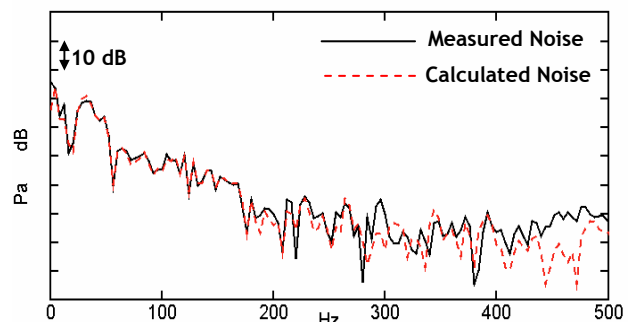


Fig. 5 Comparison of measured and calculated noise

400 Hz 이상 구간에서 실제 측정값과 계산값 사이에서 발생하는 음압 차이는 슬로싱 소음의 공기 전달음에 의해 발생하는 오차이다.

2.3 슬로싱 소음의 주요 전달 경로

연료탱크와 차체간의 12 개의 연결점에서의 가진력과 소음전달함수로 재구성된 실내소음 중, 주요 전달경로는 Fig. 6 과 같이 BODY:1, 2, 5 연결점들로 선정되었다. 이들은 전체 재구성된 소음에서 기여하는 음압의 크기와 위상을 바탕으로 선정된 것이다.

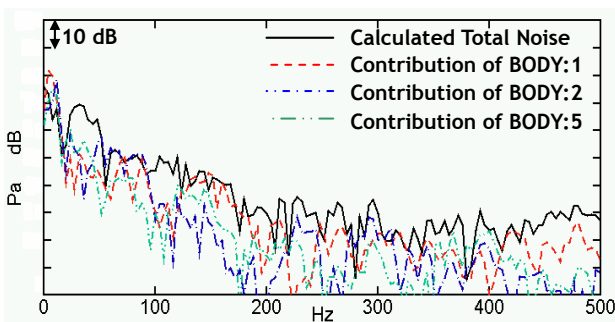


Fig. 6 Contribution of connection points to interior noise

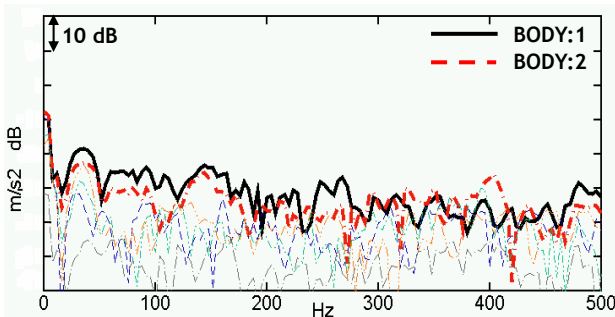
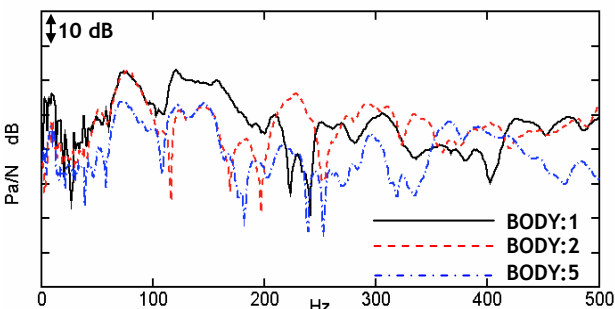
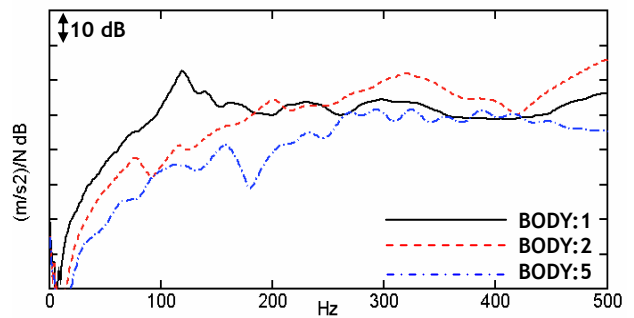


Fig. 7 Accelerations applied at body attachment point

선정된 위치들의 실내소음 기여에 대한 원인 분석을 위해 각 위치에서 차체로 전달된, 슬로싱으로 인한 가속도 값을 비교하였는데(Fig. 7) BODY:1, 2 지점이 상대적으로 높게 나타났다.



(a) Noise transfer function



(b) Vibration transfer function (accelerance)

Fig. 8 Frequency characteristics of vehicle body

또한 차체 특성을 살펴보면 Fig. 8 과 같이 각 지점 소음과 진동전달 함수들이 관심 주파수 영역에서 높은 값으로 나타남을 알 수 있다. 특히 BODY:1 지점은 전달경로분석에 사용된 가속도와 전달함수 모두에서 높은 값을 가지므로, 이 지점에 대한 차체 특성 변경이 슬로싱 소음에 가장 민감하게 영향을 미칠 것으로 판단된다.

3. TPA 를 이용한 민감도 해석

실제 소음 측정값과 비교된 TPA 모델에 의한 소음 결과를 이용하여, 차체의 특성값들에 대한 민감도 해석을 진행하였다. 연료탱크와 차체 사이의 12 개의 연결점들 중에서 앞서 선정된 세 지점의 연결을 분리하여 취약한 차체 특성을 갖는 위치로 가진력이 전달되지 않도록 해석을 진행하였다. 또한 차체의 소음전달함수와 가속도의 값을 낮추어 전체 실내의 음압이 낮아지는 방향으로도 해석을 진행하였다.

3.1 민감도 해석-가속도가 문제되는 연결부위의 제거

운전석 위치에서의 소음에 기여도가 큰 세 지점을 제외한 나머지 아홉지점의 소음과 진동전달함수의 값들을 바탕으로 예상되는 실내소음을 Fig. 9 에서 확인 할 수 있다. 125~200 Hz 대역에서는 기존의 모델에 비해 변동이 없었으나, 그 외의 주파수 영역에서는 2~3 dB 가량 개선된 결과를 볼 수 있다.

3.2 민감도 해석-소음과 진동전달함수 변경

문제되는 세지점과 관련된 소음전달함수와 가속도값을 설계목표치로 낮춘 다음, 운전석에서의 실내소음을 계산한 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. 100 Hz 이하 구간에서는 악영향이 발생하나, 100

Hz 이상에서는 2~6 dB 가량의 개선효과를 얻을 수 있다.

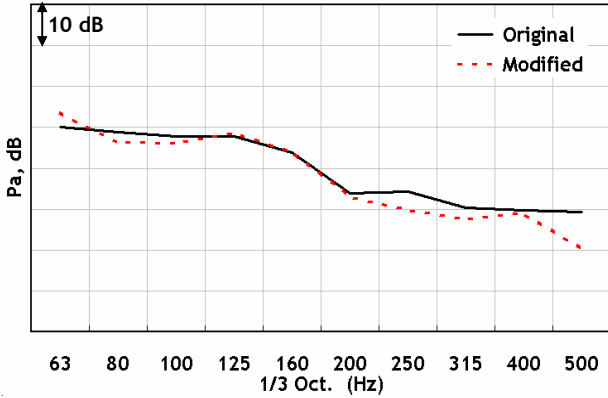


Fig. 9 Sensitivity analysis result through TPA model by decoupling 3 points : BODY 1,2 and 5

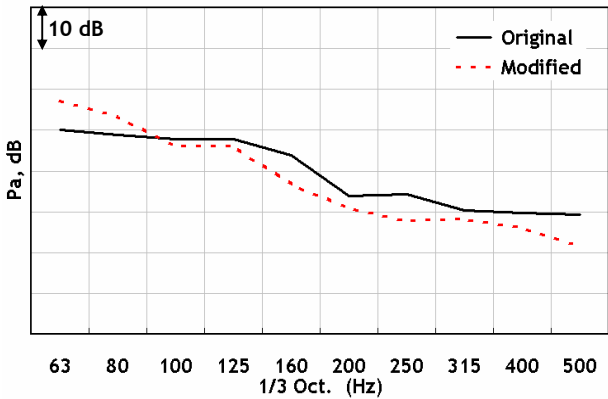


Fig. 10 Sensitivity analysis result through TPA model by modifying NTFs and accelerations for BODY 1, 2 and 5

4. 민감도 해석에 대한 검증 실험

앞서 해석하였던 두 가지 경우에 대해 실차 확인 실험을 진행하였다. 연결점 분리의 경우, 선정된 세점들은 차체와 연료탱크가 제진재로 연결되어 있는 부분이므로 이를 제거하여 탱크와 차체를 분리하여 장착하였다. Fig. 11은 연결점 분리에 대한 시험결과로서 TPA 해석 결과(Fig. 9)와는 다르게 80~200 Hz의 넓은 영역에 걸쳐 개선효과가 나타났다. 이는, 접촉하는 아홉점에 발생하는 연료슬로싱에 의한 가진력의 분포가 가진력을 동일하게 유지한 채, 차체의 연결점의 수만 감소시킨 TPA 해석과는 다르게 분포하였기 때문에 다른 결과가 나타난 것으로 판단된다. 그러나 해석과 실험결과 모두 연결점 감소가 차 실내의 슬로싱 소음 감소에 효과적인 것을 보여주었다.

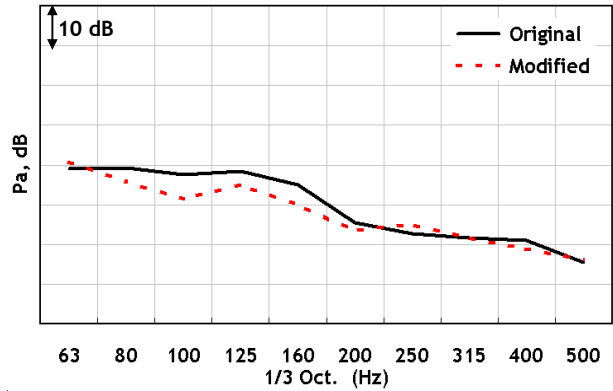


Fig. 11 Sensitivity test result through test by decoupling 3 points : BODY 1, 2 and 5

Fig. 12는 문제되는 차체의 세 점들(BODY:1, 2, 5)의 소음전달함수와 가속도를 설계목표치로 변경한 경우에 대한 시험결과이다. TPA 해석결과(Fig. 10)와 비교하면, 변경된 차체로 인한 효과의 정도는 다소 차이가 있지만 개선효과가 발생하는 구간(100~400 Hz)은 비슷하게 분포함을 알 수 있다. 따라서 이 실험과 TPA 해석을 통해 차체 구조 특성을 변화시켜 슬로싱의 구조 기인 소음을 줄일 수 있음을 확인하였다.

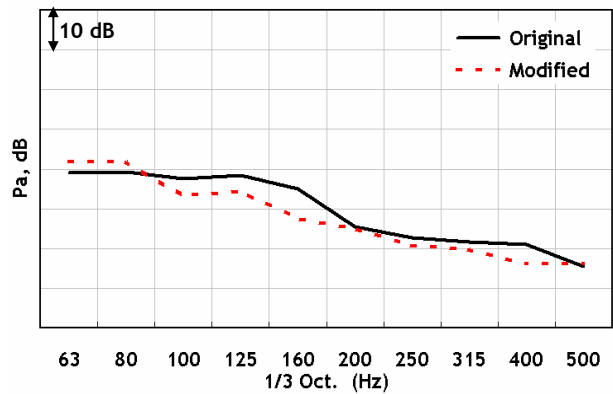


Fig. 12 Sensitivity test result through test by modifying NTFs and accelerations for BODY 1, 2 and 5

5. 결론

차량에서 발생하는 순간적인 소음 현상 중 하나인 연료 슬로싱 소음에 대해 TPA 방법을 통해 실내소음을 재구성해 보았고, TPA 모델의 구성 인자들을 수정하여, 실험에 앞서 결과를 예측해 보았다. TPA를 통해 수행된 두 가지 민감도 해석 가운데 연결점 삭제의 경우는, TPA 모델 수정이 간편한 반면 정확한 가진력 분포를 고려하여야 정확한 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 한편

소음전달함수와 가속도를 설계목표치로 변경한 경우는, 비교적 비슷한 주파수 특성을 얻을 수 있었다. 또한 이 연구를 통해 그간 지속적으로 연구되고 있는 탱크 형상 및 탱크 내부의 격벽 설계에 의한 소음 개선과 더불어 차체의 특성 변화를 통한 연료 슬로싱 소음의 개선도 가능하다고 판단된다.

6. 후 기

이 논문의 차량실험과 토론에 도움을 주신 Inergy Automotive System 사의 Dr. Pierre De Man 에게 감사의 뜻을 전합니다.

참고문헌

- (1) IU, Hoi Sum, Cleghorn, W. L. and Mills, J. K., 2004, "Design and Analysis of Fuel Tank Baffles to Reduce the Noise Generated from Fuel Sloshing", SAE paper 2004-01-0403
- (2) Roh, W. J, Cho, S. H and Jae, I. P., 2005, "Simulation of Sloshing in Fuel Tanks and Parametric Study on Noise Reduction by Decreasing Impact Pressure", SAE paper 2005-01-1913
- (3) Kamiya, Kouji, Yamaguchi, Yoshihisa and De Vries, Edwin, 2002, "Simulation Studies of Sloshing in a Fuel Tank", SAE paper 2002-01-0574