판넬기여도와 설계민감도를 이용한 구조기인소음 설계프로세스

A Design Process for Structural Borne Noise using Panel Contribution and Design Sensitivity

김효식† ·김헌희*·조효진*·윤성호*

Hyo-Sig Kim, Heon-Hee Kim, Hyo-Jin Cho and Seong-Ho Yoon

Key Words : Structure-borne Noise(구조기인소음), Transfer Path Analysis(전달경로해석), Structural-Acoustic Coupling Analysis(구조음향 연성해석), Noise Transfer Function(소음전달함수), Panel Contribution Analysis(판넬기여도해석), Design Sensitivity Analysis(설계민감도해석)

ABSTRACT

In this study, we propose a more systematic design process for the structure-borne noise. The proposed way consists of 4 steps: Problem definition, Cause analysis, Development of counter-measure and Validation. Especially, we improved the second step: Cause analysis. According to the PCA(Panel Contribution Analysis), a reduction in vibration of the panels of which panel contribution is positive and larger, results in a reduction in structure-borne noise. We have, however, met the case in which the concept of PCA is no valid in a few vehicle tests. In order to understand this phenomenon, we compared the major panels selected by PCA with the one chosen by DSA(Design Sensitivity Analysis). After investigating the difference between the two results, a more improved process is suggested. The proposed one for the second step in the design process consists of not only the previous way: PCA with deformation analysis results but also DSA. It is finally validated that the proposed design process decreases the sound pressure of the concerned noise transfer function more than 3.5 dB.

1. 서 론

설계 단계에서 20Hz ~ 200Hz의 구조기인소음(structure-borne noise)의 해석 및 설계를 위한 체계적인 프로세스는 평가단계에서의 효율적인 성능확보를 위해서 매우 중요하다. Kim 등[(1)]은 전산모델을 이용해서 구조기인소음을 해석하고 설계하는 4단계 프로세스: 문제정의 (Problem definition), 원인분석 (Cause analysis), 개선안 개발(Development of counter-measure) 및 검증(Validation)를 제안하였다. 또한, Y. K. Zhang등[(2)]은 시험과 전산모델을 함께 사용하는 혼성모델링(hybrid modeling)을 적용해서 5 단계의 프로세스: 근본원인분석(Root cause analysis), 구조 진동 측정(Structure vibration measurement),판넬 음향 기여도해석(Panel acoustic contribution analysis), 설계 수정(Design modification), 실험 검증(Experimental verification)을 제안하였다.

이와 같이 제안된 설계 프로세스들 중에서 공통적으로 원인분석은 크게 시스템 원인분석과 전달계 원인분석으로 나누어 볼 수 있다. 시스템 원인분석은 주요 전달경로의 문제주파수에 대해서 가진계, 연결계 및 전달계의 상대적인 기여도를 분석해서 문제가 되는 시스템을 파악하기 위해서 사용되며 전달계 원인분석은 음향공동(Acoustic cavity)을 포함하는 차체구조 즉, 구조-음향 연성계(Structural-Acoustically Coupled system)의 전달특성에서의 문제를 파악하기 위해서 수행된다.

시스템 원인분석은 전달경로분석(TPA: Transfer Path Analysis)를 이용한 방법[(3)]을 주로 이용해서 수행하고 있다. 반면 전달계 원인분석은 변형형상해석(analysis of deformation shape)[(1,4)], 판넬기여도해석(PCA: Panel Contribution Analysis)[(1,2,5)], 민감도해석(Sensitivity analysis)[(6,7)] 등의 방법들이 제안되었으며 변형형상해석법과 연계된 판넬기여도해석 또는 민감도해석 등을 선택적으로 사용해서 수행하고 있다. 그런데 판넬기여도해석에 따르면 판넬기여도를 이용해서 수정할 판넬들을 선정하고 변형형상을 참조해서 선정된 판넬들의 진동이 감소하도록 구조의 변경 또는 질량감쇠기(Mass damper)의 장착 및 감쇠 재료(damping sheet)의 도포 등을 적용하는 것이다.[(1,2,5)] 그러나 판넬들의 진동이 감소할 지라도 구조기인소음은 증가하는 경우를 해석 또는 실험을 통해서 경험할 수 있었다. 따라서 판넬진동과 구조기인소음의 관계를 보다 명확히 이해할 필요가 있다. 동시에 전달계 원인분석을 위한 프로세스를 체계적으로 수립하기 위해서는 판넬기여도해석과 민감도해석의 차이를 검토하는 것

† 르노삼성자동차 NVH 팀
E-mail : hyosig.kim@renaultsamsungM.com
Tel : (019) 346-9100, Fax : (031) 289-7958

* 르노삼성자동차 NVH팀

이 필요하다.

본 연구는 Kim 등[1] 이 제안한 구조기인소음을 위한 설계 프로세스를 보다 체계적으로 개선하고자 한다. 이를 위해서 먼저 전달계 원인분석을 위한 방법들중 판넬기여도해석을 수행해서 구한 문제 판넬과 민감도해석을 수행해서 구한 문제 판넬을 서로 비교해 보고자 한다. 이어서 두가지 결과의 차이를 검토해서 구조기인소음의 설계에 보다 적합한 프로세스를 제안하고자 한다.

2. 구조음향 연성해석

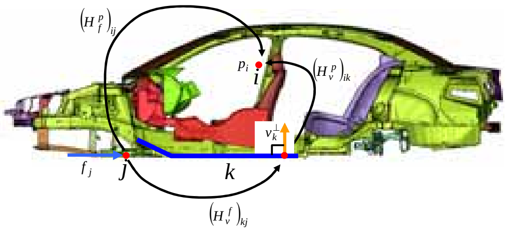


Fig. 1 Pictorial representation of transfer functions

차실내 음압(sound pressure) $\mathbf{p}$ 은 음향공동(acoustic cavity)내 음향가진력이 없는 경우 소음전달함수(noise transfer function) $\mathbf{H}_f^p$ 와 각 전달경로에 대한 구조가진력 $\mathbf{f}_s$ 의 곱으로 다음과 같이 구해진다.[6,8]

$$\mathbf{p} = \mathbf{H}_f^p \mathbf{f}_s$$
$$\Leftrightarrow \quad p_i = \sum_{j=1}^{Ni} \left(H_f^p\right)_{ij} f_j \tag{1}$$

where

$$p_i = p(A, \varphi), \; (H_f^p)_{ij} = H(A, \varphi), \; f_j = f(A, \varphi)$$
$$\mathbf{p} = [\; p_1 \; \cdots \; p_i \; \cdots \; p_{Nr} \;]^{\mathrm{T}}, \qquad \mathbf{p} \in R^{Nr}$$
$$\mathbf{f} = [\; f_1 \; \cdots \; f_j \; \cdots \; f_{Ni} \;]^{\mathrm{T}}, \qquad \mathbf{f} \in R^{Ni}$$
$$\mathbf{H}_f^p = \left[\left(H_f^p\right)_{ij} \right], \qquad \mathbf{H} \in R^{Nr \times Ni}$$

여기서 $\mathbf{p}$, $\mathbf{f}_s$ 및 $\mathbf{H}_f^p$ 는 각각 p_i , f_{si} 및 $\left(H_f^p\right)_{ij}$ 의 벡터를 성분으로 갖는 열행렬 또는 행렬이다. Nr 및 Ni 는 각각 응답 및 입력자유도의 총갯수이며 A 및 φ 는 각각 진폭 및 위상을 의미한다. p_i 는 응답자유도 i 에서의 구조기인소음의 음압벡터이며 f_j 는 입력자유도 j 에서의 가진력벡터이고 $(H_f^p)_{ij}$ 는 입력자유도 i 에서 응답자유도 j 로의 소음진달함수(NTF: Noise Transfer Function)벡터로서 각각 Fig. 1 에 도시되어 있다.

2.1 판넬기여도분석(PCA: Panel contribution analysis)[2]

Fig. 2 와 같이 음향공동을 둘러쌓고 있는 판넬들의 진동 $\mathbf{v}$ 에 의해서 발생되는 구조기인소음 $\mathbf{p}$ 는 다음과 같이 표현된다.

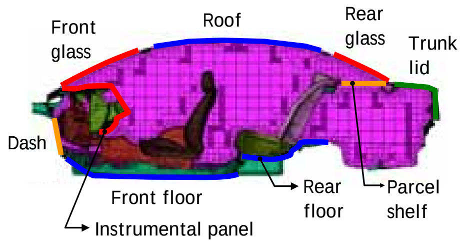


Fig. 2 Acoustic boundary and major panels

$$\mathbf{p} = \mathbf{H}_v^p \mathbf{v}^\perp$$
$$\Leftrightarrow \quad p = \sum_{k=1}^{Np} p_k = \sum_{k=1}^{Np} \left(H_v^p\right)_k v_k^\perp \tag{2}$$

where

$$p_k = p(A, \varphi), \; (H_v^p)_{ik} = H(A, \varphi), \; v_k^\perp = v(A, \varphi)$$
$$\mathbf{v}^\perp = [\; v_1^\perp \; \cdots \; v_k^\perp \; \cdots \; v_{Np}^\perp \;]^{\mathrm{T}},$$
$$\mathbf{v}^\perp = \mathbf{H}_f^v \mathbf{f} \;\Leftrightarrow\; v_k^\perp = \sum_{j=1}^{Nj} \left(H_f^v\right)_{kj} f_j ,$$
$$\mathbf{H}_v^p = \left[\left(H_v^p\right)_k \right] \text{ and } \mathbf{H}_f^v = \left[\left(H_f^v\right)_{kj} \right]$$

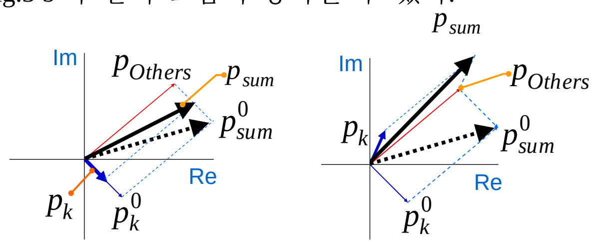
여기서 $\mathbf{v}^\perp$, $\mathbf{H}_v^p$ 및 $\mathbf{H}_f^v$ 는 각각 $v_k^\perp$, $(H_v^p)_{ik}$ 및 $(H_f^v)_{kj}$ 를 성분으로 갖는 열행렬 또는 행렬이다. Np 는 음향공동을 둘러쌓고 있는 판넬들의 총 개수고 Nj 는 가진자유도의 총갯수이다. $v_k^\perp$ 는 판넬 k 의 수직속도벡터이며 $(H_v^p)_{ik}$ 는 판넬 k 에서 응답자유도 i 로의 음향전달함수(ATF: Acoustic Transfer Function)벡터이고 p_k 는 판넬 k 의 진동으로부터 발생되는 구조기인소음벡터이고 $(H_v^f)_{kj}$ 는 가진자유도 j 에서 판넬 k 로의 진동전달함수(VTF: Vibration Transfer Function)벡터로서 각각 Fig. 1 에 도시되어 있다.

판넬기여도 C_k 는 판넬 k 에 의한 구조기인소음의 전체 구조기인소음에 대한 기여도로서 판넬 k 가 발생시키는 음압벡터 p_k 와 총 음압벡터 p 의 내적(scalar product)을 총 음압벡터 p 의 크기로 정규화해서 다음과 같이 구해진다.

$$C_k = \frac{p_k \bullet p}{|p|} \tag{3}$$
$$= |p_k| \cos(\varphi_k)$$

여기서 $|p_k|$ 는 판넬 k 가 발생시키는 음압벡터 p_k 의 진폭(Amplitude)이며 φ_k 는 음압벡터 p_k 의 p 에 대한 상대위상(relative phase)이다.

최근까지 일반적으로 사용되고 있는 구조기인 소음의 저감방법은 판넬기여도를 이용해서 수정할 판넬들을 선정하고 선정된 판넬들의 진동을 감소시키는 방법이다. 이 방법은 Eq. 3 으로부터 구해지는 양의 판넬기여도를 갖는 판넬의 진동을 저감하면 전체 음압이 감소한다는 Eq. 2 를 바탕으로 해서 제안된 방법이다. 그런데 Eq. 2 를 다시 검토해 보면 판넬의 진동 및 소음은 복소수(complex number)로 표현되는 벡터이다. 그러면 또 다른 독립변수인 위상 φ_k 은 구조기인소음에 어떤 영향을 미치는가? 위상 φ_k 이 고정된 상태에서 진폭 $|p_k|$ 이 감소할 경우에는 Fig. 3. a 에서 보는 바와 같이 소음이 감소한다. 그러나 위상이 변하는 경우에는 Fig.3 b 와 같이 소음이 증가될 수 있다.



(a) Reduction of amplitude and fixed phase
(b) Reduction of amplitude and change of phase
Fig. 3 Resultant structure-borne noise according to change of amplitude $|p_k|$ and phase φ_k

2.2 설계 민감도해석(Design sensitivity analysis)

설계변수 x_i 가 구조변경과 관련된 변수이고 구조변경에 따른 Eq. 2 에서의 음향전달함수 $(H^f_v)_k$ 의 변화가 적다고 가정하면 총 음압벡터 p 의 설계변수 x_i 에 대한 민감도는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial p_k(A,\varphi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\{H^p_{v_k}(A,\varphi)\, v^{\perp}_k(A,\varphi)\} \tag{4}$$
$$\cong H^p_{v_k}(A,\varphi)\frac{\partial v^{\perp}_k(A,\varphi)}{\partial x_i}$$

설계대상이 차체구조와 같이 복잡한 경우, Eq. 4 에서 $\frac{\partial v^{\perp}_k(A,\varphi)}{\partial x_i}$ 를 해석적으로 직접 구하는 것은 매우 어려우므로 전향차분법(forward difference technique) 또는 중심차분법(central difference technique)과 같은 유한차분법(Finite difference technique)들을 이용해서 Eq. 4 의 설계민감도(design sensitivity) D_i 를 다음과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

- Forward difference technique

$$D_i = \frac{\partial p(\mathbf{x}^0)}{\partial x_i} \cong \frac{p(\mathbf{x}^0 + \Delta x_i) - p(\mathbf{x}^0)}{\Delta x_i} \tag{5}$$

- Central difference technique

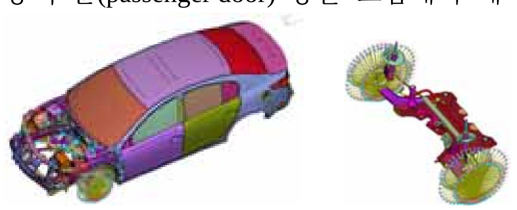
$$D_i = \frac{\partial p(\mathbf{x}^0)}{\partial x_i} \cong \frac{p(\mathbf{x}^0 + \Delta x_i) - p(\mathbf{x}^0 - \Delta x_i)}{2\,\Delta x_i} \tag{6}$$

여기서 $\mathbf{x}^0$ 는 변경 전 차체구조에 대한 설계변수 벡터이며 Δx_i 는 설계변수 x_i 에 대한 유한증분(finite increment)이다.

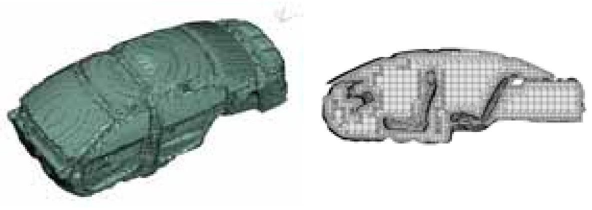
3. 승용차 구조기인 소음 설계

3.1 구조기인 소음해석

유한요소모델을 이용해서 해석할 수 있는 구조기인소음의 주파수 대역은 200Hz 미만의 저주파수(low frequency) 대역과 200Hz 부터 800Hz 까지의 중주파수(medium frequency) 대역으로 구분할 수 있다. 저주파수대역의 구조기인소음을 위한 유한요소해석은 Fig. 4.a 의 구조 유한요소모델과 Fig. 4.b 의 음향공동 유한요소모델을 연성해서 수행된다. 구조 유한요소모델은 차체골격모델(BIW)에 트림(trim) 및 바닥 카펫(floor carpet), 의자(seat), 칵핏(cockpit), 콘솔(console) 및 트렁크 문(trunk door)과 승객 문(passenger door) 등을 조합해서 제작된다.



(a) Structural model including front suspension system



Iso-view　　　　　　　Section view

(b) Acoustic cavity model: Outer and section view

Fig. 4 Finite element models for vibro-acoustic coupling analysis of a passenger vehicle

차체구조의 구조기인소음해석 및 설계과정은 Kim 등[1] 및 Y. K. Zhang등[2]에 의해서 제안된 바 있다. Kim 등[1] 의 논문에서 제안된 4 단계 프로세스: 문제정의(Problem definition), 원인분석(Cause analysis), 개선안 개발(Development of counter-measure) 및 검증(Validation)를 간략히 소개하면 다음과 같다. 먼저 문제정의(Problem definition) 단계에서는 전달경로해석(TPA)를 수행하고 그 결과를 바탕으로 구조기인소음에 영향이 큰 주요한 전달경로들을 선별하고 시스템 설계변수와 전달계 설계변수 등의 여러 가지 설계변수들에 대한 목표치 만족여부를 확인한다. 만약 전달계 설계변수 즉, 차체구조의 소음전달함수가 설계 목표치를 만족하지 못한 경우에는 다음 단계를 수행한다. 두번째 단계로서 원인분석(Cause analysis) 단계에서는 관심 주파수 영역내의 입력점 강성(IPI), 진동전달함수(VTF) 및 소음전달함수(NTF)에 대한 주파수 선도를 검토하여 설계 목표치를 만족하지 못하는 주파수와 음압피크(sound pressure peak)를 찾아낸다. 문제 음압피크에 대해서 구조 및 판넬의 변형형상과 판넬기여도를 이용하여 문제의 원인을 규명한다. 문제의 원인이 규명되면 세번째 및 네번째 단계에서 개선안 개발(Development of counter-measure) 및 검증(Validation)을 수행하여 구조기인소음에 대한 개선안이 제안된다.

본 연구에서는 두번째 단계에서 사용되는 방법, 즉 판넬 변형형상과 판넬기여도를 비교 및 분석해서 문제의 원인을 규명하는 방법에 대해 검토해 보고자 한다. 이어서 설계민감도해석을 병용하는 방법을 제안하고자 하며 실 적용례를 이용해서 제안된 방법의 유효성을 검증해 보고자 한다.

Fig. 4.1.a 의 차체에 대한 구조기인소음을 예측해보면 특정 전달경로에 대한 소음전달함수가 문제가 될 가능성이 있는 것을 알 수 있었다. 문제가 될 수 있는 소음전달함수는 Fig. 5 에서와 같으며 77Hz 의 음압을 3 dB 이상 낮추는 것이 요구되었다. 77Hz 의 음압에 대한 차체구조의 변형형상을 검토해 보면 Fig. 6 에 정의된 판넬중에서 RR WHEL, RRFLR, ROOF, DASH, PSHLF 가 전체 판넬중에서 상대적으로 많이 변형하는 것을 알 수 있다.

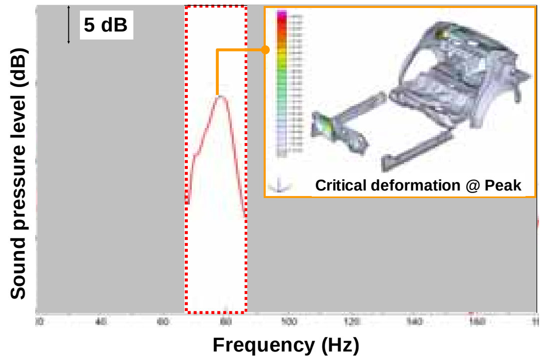


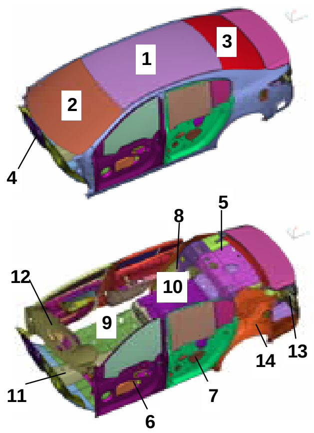
Fig. 5 Critical NTF(Noise Transfer Function) and concerned deformation shape with respect to the peak@ 77Hz

3.2 판넬 기여도해석

Fig. 3.3 에 주어진 소음전달함수의 77Hz 의 음압에 대한 판넬들의 영향을 알아보기 위해서 판넬기여도분석이 필요하다. 음향공동을 둘러싸고 있는 판넬들을 도시하면 Fig. 6 과 같다. Fig. 6 에 정의된 판넬들의 기여도를 Eq. 3 을 이용해서 계산한 후, 기여도가 큰 판넬들과 Fig. 5 에 주어진 변형형상을 서로 비교해 보면 Fig. 7 과 같이 판넬 RRWHEL 과 DASH 가 국부적으로 많이 변형하는 것을 볼 수 있다. 반면 Fig. 7 에 선정된 판넬들에 대해서 합성된 소음벡터(p_{sum})에 대한 판넬기여도를 정리해 보면

$p_{RRWHEL} > p_{RRFLR} > p_{ROOF} > p_{DASH} > p_{PSHLF} > \cdots$

과 같다. 여기서 판넬기여도는 판넬의 변형과 면적에 비례한 다는 사실을 고려해 보면 판넬 RRFLR 과 ROOF 가 판넬 DASH 보다 더 큰 기여도를 갖는 것을 이해할 수 있다.



Abbreviation	Full name	Num
ROOF	Roof	1
FRWIND	Front wind shield	2
RRWIND	Rear wind shield	3
DASH	DASH board	4
PSHLF	Parcel shelf	5
FRDOOR	Front door (LH + RH)	6
RRDOOR	Rear door (LH + RH)	7
TRWALL	Tire wall	8
FRFLR	Front floor	9
RRFLR	Rear floor	10
TUNNEL	Center tunnel floor	11
COCKPT	Cockpit skin in the module	12
RRFENDR	Rear fender	13
RRWHEL	Rear wheel housing	14

Fig. 6 Panel definition for PCA(panel contribution analysis)

최근까지 일반적으로 사용되고 있는 구조기인

소음의 저감방법은 판넬기여도를 이용해서 수정할 판넬들을 선정하고 변형형상을 참조해서 선정된 판넬들의 진동이 감소하도록 구조를 변경하거나 비구조적 방안들을 적용하는 것이다.[1,2,5] 그런데 판넬들의 진동이 감소할 지라도 차실소음은 증가하는 경우를 해석 또는 실험을 통해서 경험할 수 있었다. 따라서 판넬진동과 차실소음의 관계를 보다 명확히 이해할 필요가 있다. 이를 위해서 Fig. 7 에서 양의 판넬기여도를 갖는 판넬중에서 판넬 DASH의 두께를 50% 증가해서 판넬 DASH의 진동을 저감한 후 실내소음의 변화를 검토해 보면 Fig. 8 과 같이 0.4dB가 증가한 것을 볼 수 있다. 이 결과로부터 “양의 판넬기여도를 갖는 판넬의 진동을 저감하면 차실소음이 감소한다는 일반적인 접근방법은 항상 성립하지 않는다”라는 사실을 알 수 있다.

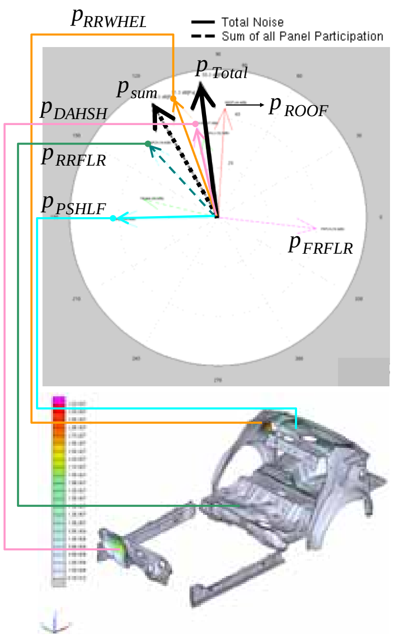


Fig. 7 Critical deformation shape vs. PCA(Panel Contribution Analysis) with respect to the critical NTF(Noise Transfer Function) at 77Hz

3.3 설계 민감도해석

본 연구에서는 설계민감도해석을 이용해서 판넬진동과 차실소음의 관계를 설명하고자 한다. 설계민감도는 Eq. 5 의 전향차분법을 이용해서 계산하였다. 주요 소음전달함수의 77Hz 에서의 값에 대해 판넬들의 두께변화에 따른 설계민감도를 계산하고 판넬기여도 및 변형형상과 비교 및 검토해 보면 6 쪽에 있는 Fig. 9 와 같다. 이 비교로부터 판넬 DASH 는 양의 설계 민감도를 갖는 것을 볼 수 있다. 이로부터 판넬 DASH 의 두께를 증가하면 차실소음이 증가하는 Fig. 8 의 결과를 설명할 수 있다. 또한, 음의 설계민감도를 갖는 판넬들, 즉 RRWHEL 및 PSHLF 등의 두께를 50% 증가하면 차실소음이 3.5dB 이상 감소하는 것을 Fig. 10 에서 확인할 수 있다.

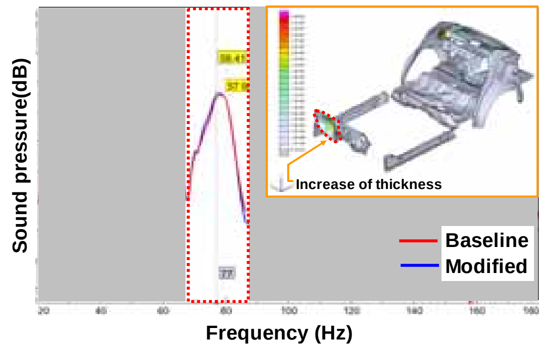


Fig. 8 Comparison of NTF(Noise Transfer Function) according to thickness increase of DASH panel which has positive panel sensitivity with respect to the critical NTF(Noise Transfer Function) at 77Hz

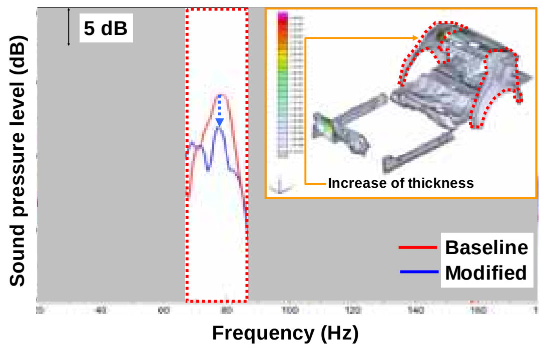


Fig. 10 Comparison of NTF(Noise Transfer Function) according to thickness increase of panels which have negative design sensitivity as well as positive panel sensitivity, with respect to the critical NTF(Noise Transfer Function) at 77Hz

4. 결 론

본 연구에서는 구조기인 소음저감을 위한 설계 프로세스를 개선하면서 구조기인소음에 대한 판넬기여도해석와 연계해서 민감도해석를 이용하는 방법을 제안하였다. 본 연구의 연구결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 양의 판넬기여도가 큰 판넬의 진동을 저감하면 구조기인소음도 저감된다는 개념은 최근까지 적용되어 온 일반적인 개념이었다. 그러나 이 개념은 해석적 또는 시험적인 접근을 통해서 성립하지 않는 경우가 종종 있어 왔다. 본 연구에서도 양의 판넬기여도를 갖는 판넬들중에서 판넬 DASH 의 진동을 저감한 경우 반대로 구조기인소

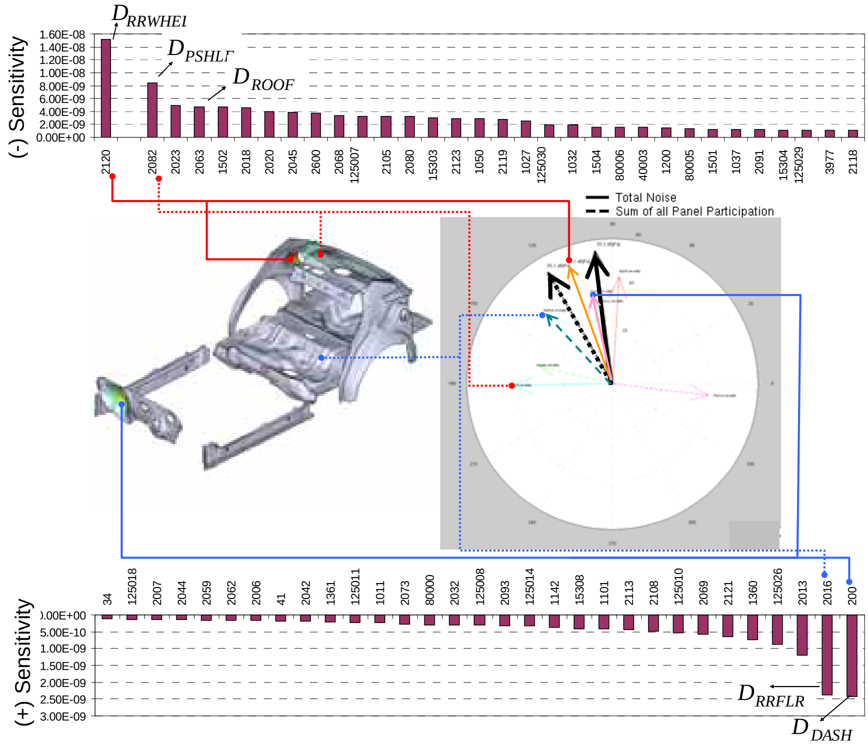


Fig. 9 Comparison of PCA(Panel Contribution Analysis) and design sensitivity of the critical NTF(Noise Transfer Function) at 77Hz with respect to according to panel thickness

음이 증가하는 것을 볼 수 있었다.

2) 민감도해석을 수행해보면 양의 판넬기여도를 갖는 판넬들이 일부는 양의 민감도를 가지고 다른 일부는 음의 민감도를 갖고 있음을 볼 수 있었다. 두께 증가와 같은 구조변경에 대해서 양의 민감도를 갖는 판넬은 소음을 증가시키는 반면 음의 민감도를 갖는 판넬은 소음을 감소시켰다.

3) 판넬 진동의 저감은 일반적으로 판넬 진동의 진폭이 감소되는 것을 의미한다. 그런데 진동 및 소음은 진폭과 위상의 함수이므로 위상에 대한 변화도 고려해야 한다. 위상이 고정된 경우라면 판넬의 진동에 비례해서 소음이 변하게 된다. 그러나 위상이 변하는 경우, 판넬의 진폭이 감소하는 경우에도 소음이 증가할 수 있으며 판넬의 진폭이 변하지 않더라도 위상변화에 따라서 소음이 증가되거나 감소될 수 있다.

참고문헌

(1) H. S. Kim and S. H. Yoon, 2007, “A Design Process using Body Panel Beads for Structure-Borne Noise”, SAE 2007-01-1540

(2) Y. K. Zhang, M. R. Lee, P. J. Stanecki, G. M. Brown, T. E. Allen, J. W. Forbes and Z. H. Jia, 1995, “Vehicle Noise and Weight Reduction using Panel Acoustic Contribution Analysis”, SAE 951338, pp.847-857

(3) Y. K. Kim, B. K. Bae, Y. H. Kim, K. J. Kim and M. G. Kim, 1997, “Transfer Path Identification of Road Noise; Using Multiple Coherence Function and Relative Acceleration”, KSAE NO. 97370072, Vol. 5-4, pp. 84~92.

(4) K. C. Kim and C. M. Kim, 2007, “Process of Designing Body Structures for the Reduction of Rear Seat Noise in Passenger Car”, Int. J. of Auto. Tec., Vol. 8, No. 1, pp. 67–73.

(5) A. Nachimuthu, K. M. Carnago, and F. Haste, 2007, “Panel contribution study: results, correlation and optimal bead pattern for powertrain noise reduction”, SAE 971953.

(6) D. C. Park, 1996, “A Study on the Interior Noise Reduction of Passenger Cars Using the Sensitivity Analysis and Optimization Technique for Structural-Acoustic Coupling System,” Ph. D. Thesis, Seoul university.

(7) Y. S. Park, H. B. Kim, and Y. H. Park, 1996, “Vehicle Interior Noise and Vibration Reduction using Experimental Structural Dynamic Modification”, Int. Sym. On Veh. NVH, pp. 133-145

(8) N. Basavanhalli, 1995, “Reduction of Passenger Car Road Noise using Computational Analysis,” SAE 951092, pp. 103-105.

(9) J. G. Ih and B. K. Kim, 1996, “An Enhanced Acoustic Holographic Reconstruction of Vibro-acoustic Field of Car Panels”, Int. Sym. On Veh. NVH, pp. 91-107.