

구조 조인트 강성의 구조기인소음 설계민감도 해석

Design Sensitivity Analysis of Structural Joint Stiffness for Structure-Borne Noise

김효식†
Hyosig Kim

1. 서론

연비개선 또는 CO₂ 저감등을 위해 차체구조의 중량을 저감하면서 동시에 구조기인 차실소음을 저감할 수 있는 상반된 설계요구를 만족하기 위해서는 차체구조의 정적 및 동적 고강성화가 요구된다.

초기설계시 200Hz 까지의 구조기인소음을 저감하기 위해서는 먼저 차체구조의 문제 진동을 규명하고 대응되는 진동 설계목표를 정의하는 것이 중요하다. 이를 위해서 차체구조내 판넬들의 음압에 대한 설계민감도해석 또는 판넬기여도분석 등이 주로 사용되고 있는데 이 방법들을 판넬들의 국소변형들이 주로 발생하는 중고주파수 대역에서 효과적이다. 반면 중저주파수대역에서는 판넬의 진동은 골격의 진동과 연성되어 발생되므로 판넬의 진동을 저감하기 위해서는 먼저 골격의 문제 진동을 규명하고 조절해야 한다. 최근까지의 연구를 살펴보면 판넬의 소음 민감도해석은 연구가 많이 되어왔으나 골격의 진동을 지배하는 구조조인트 동강성의 소음 민감도해석은 관련 연구가 필요한 실정이다.

2000년대 초반까지 차체구조의 강성 설계는 차체구조 BIW(Body In White)의 조인트부위를 빔-셸-스프링 (beam-shell-spring) 또는 등가의 빔요소 (beam element)를 사용해서 모델링한 후, 조인트 정강성 (static stiffness)에 대한 차체구조 BIW의 굽힘 또는 비틀림 모드들의 주파수를 증대하는 방식으로 제한적이지만 활발히 진행되어 왔다. 그러나 2000년대 중반부터는 주로 셸요소로 구성된 차체 BIW 또는 차량모델을 대상으로 판넬두께에 대한 최적설계, 위상 최적화 (topology optimization) 또는 반복적인 계산을 통해서 구조를 보강하는 방법들이 주로 사용되고 있다.

이 연구방법들은 중저주파수 대역의 구조기인 차실소음을 개선하기 위한 설계프로세스, 즉 전체 차체구조의 골격강성을 정하고 이로부터 주요 구조조인트들의 강성을 최적으로 배분하는 방식에 적용되기 어렵다. 왜냐하면 조인트 강성과 같은 주요 특성인자에 대한 연구를 수행하기 위해서는 사용되는 모델이 연구목적에 맞도록 단순화되어야 하고 고주파수 대역까지의 동특성을 정밀하게 표현할 수 있어야 한다.

본 연구에서는 설계초기단계에서 중저주파수대역의 구조기인소음에 대한 차체골격의 동강성 (dynamic stiffness)에 대한 구조기인 실내소음의 설계민감도해석

방법을 제안한다.

2. 본론

구조(Structure)의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{u}}_s + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{u}}_s + \mathbf{K}_s \mathbf{u}_s = \mathbf{f}_s \quad (1)$$

여기서 \mathbf{M}_s , \mathbf{C}_s 및 \mathbf{f}_s 는 각각 구조의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬 및 구조력열행렬이며 \mathbf{u} 는 구조내 절점의 변위열행렬이다. 아래첨자 s 는 구조 물리량을 의미한다.

구조절점의 변위 \mathbf{u}_s 는 다음과 같이 구해진다.

$$\mathbf{u}_s = [\alpha(\omega)]_s \mathbf{f}_s \quad (2)$$

$$[\alpha(\omega)]_s = [\mathbf{K}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s + i\omega \mathbf{D}_s]^{-1} \quad (3)$$

여기서 $[\alpha(\omega)]_s$ 는 구조의 동특성에 관련된 정보를 포함하는 구조리셉턴스행렬 (structural receptance matrix)이다.

구조의 동강성 (dynamic stiffness) 행렬, $\hat{\mathbf{K}}_s^D$ 은 구조리셉턴스의 역 (inverse) 으로서 다음의 식 (4)와 같이 표현되고 정강성 (static stiffness) 행렬, $\hat{\mathbf{K}}_s^S$ 는 동강성행렬에서 질량 및 감쇠행렬을 무시하고 강성행렬만을 고려해서 식 (5)와 같다.

$$\hat{\mathbf{K}}_s^D = [\alpha(\omega)]_s^{-1} = \mathbf{K}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s + i\omega \mathbf{D}_s \quad (4)$$

$$\hat{\mathbf{K}}_s^S = \mathbf{K}_s \quad (5)$$

구조 음향 연성계의 운동방정식은 구조 운동방정식과 음향 운동방정식을 연성해서 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} [\alpha(\omega)]_s & \frac{1}{\rho_a^2} \mathbf{S}^T \\ \omega^2 \mathbf{S} & [\alpha(\omega)]_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_a \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 ρ_a 는 음향공동내 공기의 밀도이며 \mathbf{S} 는 구조 음향 연성행렬이고, \mathbf{p} 는 음압열행렬이며 \mathbf{f}_a 는 음향력열행렬이다. $[\alpha(\omega)]_a$ 는 공동 (cavity) 내 음향계의 동특성에 관련된 정보를 보여주는 음향리셉턴스행렬 (acoustic receptance matrix)이다.

설계변수에 대한 음압의 민감도는 유한차분법 (finite difference method) 을 이용해서 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial p}{\partial x_k} = \frac{p(x^0 + \Delta x_k) - p(x^0)}{\Delta x_k} \quad (7)$$

여기서 x_k 는 설계변수이며 Δx_k 는 설계변수의 유한차분이고 p 는 음향공동내 특정 위치의 절점에 발생하는 음압레벨(SPL: Sound Pressure Level)을 의미한다.

세단형 승용차의 차체구조는 Figure 1 에서 보는 바와 같이 좌우 각 8 개씩 총 16 개의 조인트를 갖는다. 조인트의 기본모델은 셸 유한요소와 기타 연결요소들로 모델링되어 있으며 조인트강성 설계를 위해서 빔-스프링(Beam + Spring) 또는 빔-빔(Beam + Beam) 유한요소모델을 이용한 등가모델로 대체된다. 차체구조의 정적 및 동적특성 목표를 체계적으로 달성할 수 있는 설계프로세스는 크게 두 단계로 구성되는데, 먼저 등가모델을 이용해서 제작된 차체구조에 대해서 최적화기법을 이용해서 설계목표를 만족하는 조인트들의 강성을 구한 후, 각 조인트의 강성을 만족하는 조인트형상을 만드는 단계로 수행된다.

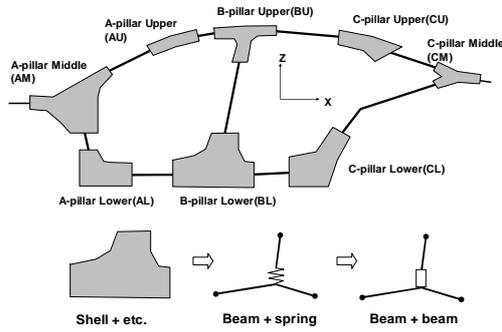


Figure 1. Schematic description of structural joints in a passenger car and design models equivalent to a physical joint

조인트의 모델링에 따른 동특성의 차이를 AL(A-pillar Lower)조인트의 예를 들어 설명하면 다음과 같다. AL 조인트의 기본모델은 박판부재들이 셸 유한요소로 모델링된 Figure 2.a 이며 조인트 강성설계를 위해서 사용되는 기존의 방법은 Eq. 5 의 조인트 정강성을 이용한 Figure 2.b 의 빔-스프링 모델이고 본 연구가 제안하는 방법은 Eq. 4 의 조인트의 동강성을 이용한 Figure 2.c 의 빔-스프링 모델이다.

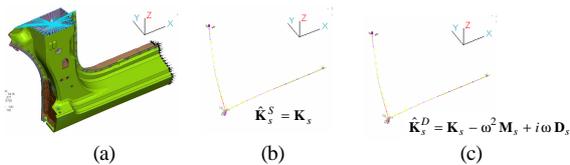


Figure 2. Finite element models of structural joint connecting A-pillar and Rocker. ((a): Full shell model, (b) Conventional method: Beam-spring model with static stiffness, (c) Proposed method: Beam-spring model with dynamic stiffness)

Figure 3 에서 조인트 구조모드의 주파수를 비교해보면 기존의 정강성 빔-스프링 모델(Static Stiffness in Fig.3)은 구조모드의 차수가 증가함에 따라서 기본 모델(Full Shell in Fig.3)대비 점점 더 큰 오차를 가지는 것을 볼 수 있으며, Figure 4 에서 입력점 리셉턴스(input DOF receptance)를 비교해보면 기존의 정강성 빔-스프링 모델(Static Stiffness in Fig.4)은 1 차 구조모드에 대응되는 진폭 및 위상부터 큰 오차를 갖는 것을 볼 수 있다. 이와는 상대적으로 동강성 빔-스프링 모델(Dynamic Stiffness in Fig.4)은 정밀하게 기본

모델(Full Shell in Fig.4)을 근사하는것을 알 수 있다.

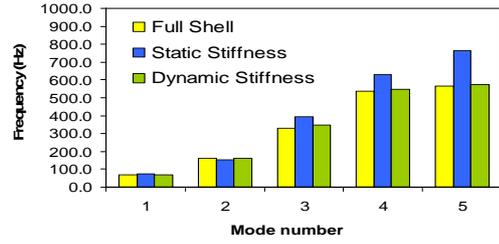


Figure 3. Comparison of modal frequencies of joint models. (Full shell: Fig. 2. a, Static stiffness: Fig. 2.b, Dynamic stiffness: Fig. 2.c)

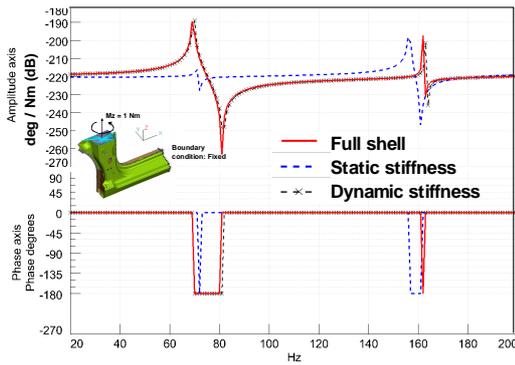


Figure 4. Comparison of input DOF(Degree of Freedom) receptance among joint models. (Full shell: Fig. 2. a, Static stiffness: Fig. 2.b, Dynamic stiffness: Fig. 2.c)

동강성 빔-스프링 모델을 차체구조에 적용한 후, 조인트 동강성에 대한 차실내 구조기인소음의 민감도를 비교해보면 다음의 그림과 같다.

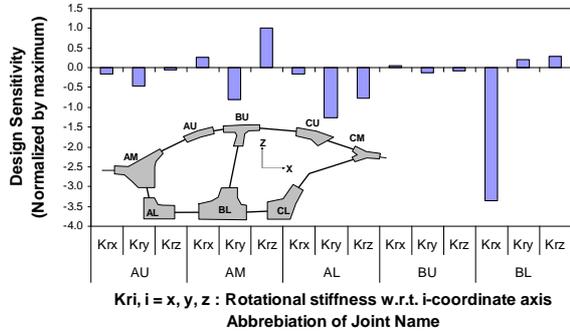


Figure 5. Design sensitivity of joint dynamic stiffness with respect to sound pressure level in a drivers' ear position at 30Hz

3. 결론

본 연구에서는 동강성 빔-스프링 모델을 조인트 강성설계를 위한 모델로 사용하는 방법을 제안하였다. 조인트의 구조모드와 입력점 리셉턴스를 비교해보면 정강성을 이용하는 기존의 방법은 오차가 커서 전체 차체구조의 동강성을 표현하기 어려운 반면, 제안된 방법은 고주파수 대역까지 기본모델의 거동을 정밀하게 근사하는 것을 볼 수 있으며 따라서 고주파수 대역의 차실소음에 대한 설계민감도 또는 최적설계용 모델로 적합하다.