

다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석

Structure Borne Noise Analysis of a Flexible Body in Multibody System

김 효 식

Kim Hyo Sig

Key Words : Structure borne noise (구조기인 소음), Flexible multibody dynamic analysis(유연 다물체 동역학 해석), Dynamic load (동하중), Acoustic pressure coefficients(음압계수), Fourier transform(푸리에 변환), Structure-acoustic coupling analysis(구조-음향 연성해석)

ABSTRACT

This paper presents the method for structure borne noise analysis of a flexible body in multibody system. The proposed method is the superposition method using flexible multibody dynamic analysis and finite element one. This method is executed in 3 steps. In the 1st step, time dependent quantities such as dynamic loads, modal coordinates and gross body motion of the flexible body are calculated efficiently through flexible multibody dynamic analysis. And frequency response functions are computed using Fourier transforms of those time dependent quantities. In the 2nd step, acoustic pressure coefficients are obtained through structure-acoustic coupling analysis by finite element analysis. In the final step, frequency responses of acoustic pressure at the acoustic nodes are recovered through linear superposition of frequency response functions with acoustic pressure coefficients. The accuracy of the proposed method is verified in the numerical example of a simple car model.

1. 서론

차실내부의 저주파 소음은 엔진, 현가 또는 동력 전달 장치의 진동과 도로의 가진으로 생기는 차체구조의 진동으로부터 발생한다.^(1,2) 특히, 브레이크, 트랜스 미션 및 후축기어(rear axle gear)와 같은 부품간 접촉 또는 타이어와 도로의 접촉에 의해서 발생하는 가진이 차체에 전달되어 발생하는 소음들은 심각한 품질문제를 야기할 수 있다.⁽³⁾ 그러나 가진력에 대한 계측 또는 계산이 매우 어렵기 때문에 가진특성을 고려하여 전달계에서의 절연방안 및 차체구조의 보완 방안을 효율적으로 도출하기가 어려운 실정이다. 최근의 활발한 연구를 통하여 접촉에 의해서 발생하는 기진력들에 대해서는 유연 다물체 동역학 해석⁽⁴⁾을 통해서 정밀하게 계산되고 있고 전통적으로 구조기인소음⁽⁵⁾은 유한요소법 및 경계요소법을 이용해서 유용한 결과를 얻어내고 있다.

본 연구에서는 이러한 방법들을 연계해서 차량, 선박 및 항공기와 같은 복잡한 다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석을 위한 효율적인 방법을 제안하고자 한다. 제안된 방법은 "유연 다물체 동역학해석과 유한요소법이 연계된 중첩법"으로서 3단계로 수행된다. 먼저 차체와 같은 유연체에 전달되는 동하중 시간이력, 유연체의 모

달변수 시간이력 및 유연체의 강체 거동등을 유연 다물체 동역학 해석을 수행해서 계산하고 푸리에 변환(Fourier transform)을 수행하여 주파수 응답함수(frequency response function)를 구한다. 이어서 유한요소법을 이용한 구조-음향 해석을 수행하여 1단계에서 계산된 주파수 응답함수에 대한 음압계수(acoustic coefficient)를 계산한다. 끝으로 1단계의 주파수 응답함수와 2단계의 음압계수를 선형중첩해서 음압응답(acoustic response)을 구한다.

2장에서는 유연 다물체계내 유연체의 선형 운동방정식에 대해서 알아보고 3장에서는 구조-음향 해석에 대해서 기술하며 4장에서는 선형 중첩의 원리를 이용해서 유연 다물체 동역학 해석과 연계해서 음압응답을 계산하는 두가지 방법을 제안한다. 제안된 방법의 유효성은 5장 수치 예제에서 단순 차량 모델을 대상으로 제안된 방법과 기존의 유한요소법을 이용해서 구한 음압응답을 서로 비교 및 검토해서 검증하고자 한다. 그리고 6장에서 결론으로 끝맺는다.

2. 유연체의 선형 운동방정식

유연체는 유한요소법을 이용하여 다수의 유한요소로 이산화되며 요소의 질량과 회전관성은 절점에 분산된다.

Fig. 1에서와 같이 운동을 하고 있는 유연체내의 절점 N^k 의 고정좌표계 $\{X-Y-Z\}$ 에 대한 위치벡터 \mathbf{r}^k 는 다음과 같이 표현된다.

* 현대자동차

E-mail : hskim001@hyundai-motor.com
Tel: (031)369-6179, Fax: (031)369-6199

$$\mathbf{r}^k = \mathbf{r} + \mathbf{A} \mathbf{s}^k = \mathbf{r} + \mathbf{A} (\mathbf{s}_o^k + \mathbf{v}^k) \quad (1)$$

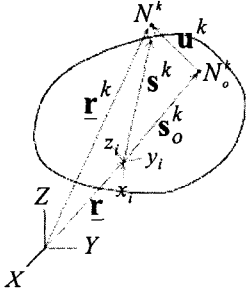


Fig. 1 Kinematics of a flexible body

여기서 \mathbf{r} 은 유연체와 함께 운동하는 물체좌표계 $\{x_i - y_i - z_i\}$ 의 원점에 대한 위치벡터이며 \mathbf{A} 는 회전 변환행렬이고 \mathbf{s}_o^k 및 \mathbf{v}^k 는 각각 물체좌표계에 대한 변형전 절점 N^k 의 위치벡터 및 병진변형벡터이다. \mathbf{a} 은 a 가 고정좌표계에 대해서 표현됨을 의미한다.

절점 N^k 의 탄성변형을 표현하는 절점변위벡터 \mathbf{u} 는 병진변형벡터 \mathbf{v}^k 와 회전변형벡터 $\boldsymbol{\phi}^k$ 및 직교변환행렬 \mathbf{L}_i^k 및 \mathbf{L}_r^k 로 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{v}^k = \mathbf{L}_i^k \mathbf{u} \quad (2)$$

$$\boldsymbol{\phi}^k = \mathbf{L}_r^k \mathbf{u} \quad (3)$$

또한, 절점변위벡터 \mathbf{v} 는 변형모달행렬 $\boldsymbol{\Psi}_s$ 와 모달변위벡터 \mathbf{q}_s 로 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{v} = \boldsymbol{\Psi}_s \mathbf{q}_s \quad (4)$$

여기서 $\boldsymbol{\Psi}_s$ 는 유연체의 변형모달벡터 ψ_{si} ($i=1, \dots, Nm$) 로 구성되며 Craig-Chang 모드, Craig-Bampton 모드 및 Ritz 모드 등⁽⁶⁾이 사용될 수 있다.

탄성변형은 미소하다고 가정하면 절점 N^k 의 각속도 $\boldsymbol{\omega}^k$ 및 각가속도벡터 $\dot{\boldsymbol{\omega}}^k$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\boldsymbol{\omega}^k = \boldsymbol{\omega}_B + \dot{\boldsymbol{\phi}}^k \quad (5)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}^k = \dot{\boldsymbol{\omega}}_B + \dot{\boldsymbol{\omega}}_B \dot{\boldsymbol{\phi}}^k + \ddot{\boldsymbol{\phi}}^k \quad (6)$$

물체좌표계가 선가속도 $\ddot{\mathbf{r}}$, 각속도 $\boldsymbol{\omega}_B$ 및 각가속도 $\dot{\boldsymbol{\omega}}_B$ 를 가지고 운동하고 있을 때, 절점의 가상병진변형 $\delta \mathbf{u}^k$ 및 가상회전변형 $\delta \boldsymbol{\phi}^k$ 에 대한 유연체의 변분 운동방정식에서 물체의 각속도 $\boldsymbol{\omega}_B$ 가 매우 크지않고 탄성변형은 미소하다고 가정하면 변형으로 인한 코리올리스력과 원심력이 무시되어 유연체의 운동방정식은 선형화된다. 여기에 감쇠(structure damping)를 고려하면 유연체의 선

형 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{K}_s \mathbf{v} = \mathbf{f}_s + \mathbf{f}_a \quad (7)$$

$$\text{where } \mathbf{M}_s = \left[\sum_{k=1}^{Nm} m^k \mathbf{L}_i^k \mathbf{L}_i^{kT} \quad \sum_{k=1}^{Nm} \mathbf{L}_i^k \mathbf{J}^k \mathbf{L}_r^{kT} \right]$$

$$\mathbf{K}_s = \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B}$$

여기서 \mathbf{M}_s , \mathbf{C}_s 및 \mathbf{K}_s 는 각각 절점의 가상병진변형 $\delta \mathbf{u}^k$ 및 가상회전변형 $\delta \boldsymbol{\phi}^k$ 에 대해 일반화된 질량행렬, 감쇠행렬 및 강성행렬이며 Nm 은 유연체의 유한요소모델의 총 절점수이고 m^k 와 \mathbf{J}^k 는 각각 절점 N^k 에 분산된 유한요소의 질량과 회전관성행렬이다. \mathbf{B} 및 \mathbf{D} 는 탄성행렬 및 선형 변형도행렬이다. 또한, \mathbf{f}_a 는 음압에 의하여 유연체에 작용되는 가진력을 의미하는 음향 가진력 벡터이고 \mathbf{f}_s 는 외력벡터로서 다음과 같이 구성된다.

$$\mathbf{f}_s = \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_G + \mathbf{f}_I + \mathbf{f}_C \quad (8)$$

where

$$\mathbf{f}_B = \left\{ \sum_{k=1}^{Nm} \mathbf{L}_i^k \mathbf{f}_B^k + \sum_{k=1}^{Nm} \mathbf{L}_r^k \mathbf{t}_B^k \right\}, \mathbf{f}_G = \left\{ \sum_{k=1}^{Nm} \mathbf{L}_i^k \mathbf{f}_G^k \right\}$$

$$\mathbf{f}_I = -\mathbf{M}^* \left\{ \ddot{\mathbf{r}} \right\}, \mathbf{f}_C = -\mathbf{s}^*$$

$$\mathbf{M}^* = \left[\left[\sum_{k=1}^{Nm} m^k \mathbf{L}_i^k \right] \mathbf{A}^T \quad \sum_{k=1}^{Nm} \left[-m^k \mathbf{L}_i^k \tilde{\mathbf{s}}_o^k + \mathbf{L}_r^k \mathbf{J}^k \right]^T \right]$$

$$\mathbf{s}^* = \left\{ \sum_{k=1}^{Nm} m^k \mathbf{L}_i^k \tilde{\boldsymbol{\omega}} \tilde{\boldsymbol{\omega}}_o^k + \sum_{k=1}^{Nm} \mathbf{L}_r^k \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{J}^k \boldsymbol{\omega} \right\}$$

여기서 \mathbf{f}_B , \mathbf{f}_G , \mathbf{f}_I 및 \mathbf{f}_C 는 각각 경계력, 중력, 관성력 및 원심력 벡터이며 \mathbf{M}^* 및 \mathbf{s}^* 는 각각 선형 질량행렬 및 선형 원심력벡터이다.

시간의존변수 $a(t)$ 에 대한 푸리에 변환(Fourier transform)과 역변환(inverse transform)은 다음과 같이 정의된다.⁽⁷⁾

$$\hat{a}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} a(t) e^{-i\omega t} dt \quad (9)$$

$$a(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{a}(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (10)$$

여기서 ω 는 주파수 변수이며 i 는 허수이고 \hat{a} 은 $a(t)$ 의 푸리에 변환을 의미한다.

선형 운동방정식 (7)을 푸리에 변환한 후 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\mathbf{K}_s + i\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s \right) \hat{\mathbf{v}} = \hat{\mathbf{f}}_B + \hat{\mathbf{f}}_G + \hat{\mathbf{f}}_I + \hat{\mathbf{f}}_C + \hat{\mathbf{f}}_a \quad (11)$$

3. 구조-음향 해석

유연체가 Fig. 2에서 보는 것과 같이 부피 V의 공동(cavity)을 가지고 있고 공동과 유연체의 경계면은 강체 경계면(S), 탄성 경계면(S') 및 흡음 경계면(S'')으로 구성되어 있다고 하자

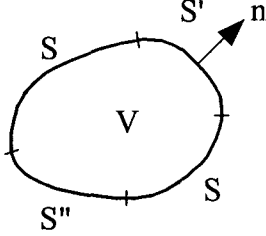


Fig. 2 Flexible body with an cavity

또한, 유연체내의 음압장이 균질의 등방성 및 완전 탄성이며 미소진폭의 진동을 한다고 가정하면 음압 p 는 헬름홀츠(Helmholtz)방정식과 경계조건으로부터 결정되며 이를 만족하는 근사해는 유한요소법을 이용하면 다음과 같이 구해진다.⁽⁵⁾

$$(\mathbf{K}_a + i\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a)\hat{\mathbf{p}} = -\omega^2\mathbf{S}\hat{\mathbf{u}} + \hat{\mathbf{F}}_a \quad (12)$$

여기서 \mathbf{M}_a , \mathbf{C}_a 및 \mathbf{K}_a 는 각각 공동의 유한요소절점에 대한 질량행렬, 감쇠행렬 및 강성행렬이며 $\hat{\mathbf{p}}$ 는 음향계의 절점 음압벡터이고 $\hat{\mathbf{u}}$ 는 유연체 유한요소절점의 변위벡터이다. 또한, \mathbf{S} 는 구조-음향 연성행렬로서 유연체내 경계면의 표면적 보간함수로 표현되고 $\hat{\mathbf{F}}_a$ 는 음향 기진력을 의미한다.

식(11)의 음압에 의한 구조가진력 $\hat{\mathbf{f}}_a$ 은 구조-음향 연성행렬 \mathbf{S} 와 음압 $\hat{\mathbf{p}}$ 로 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{\mathbf{f}}_a = -\frac{1}{\rho}\mathbf{S}^T\hat{\mathbf{p}} \quad (13)$$

여기서 ρ 는 매질의 밀도이다.

상기식 (13)을 식(11)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$(\mathbf{K}_a + i\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a)\hat{\mathbf{u}} + \frac{1}{\rho}\mathbf{S}^T\hat{\mathbf{p}} = \hat{\mathbf{f}}_s \quad (14)$$

상기식(12) 및 (14)를 하나의 행렬식으로 표현하면 구조-음향 연성식을 얻을 수 있으며 이 식을 사용하면 구조와 음향의 거동이 연성된 음압을 계산할 수 있다. 그러나 \mathbf{S} 와 같은 연성행렬이 존재하여 전체계가 대각화되지 않으므로 수치해석을 위해 많은 메모리와 계산시간이 요구된다. 그런데 폐공간내에 있는 음향 에너지는 구조물의 진동에 큰 영향을 주지 못하므로 식(14)의 $(\frac{1}{\rho})\mathbf{S}^T\hat{\mathbf{p}}$ 항은 무시될 수 있다. 또한, 음향 기진력 $\hat{\mathbf{F}}_a$ 이

없다고 가정한다면 식(12)의 $\hat{\mathbf{F}}_a$ 도 무시되어 구조-음향 연성식은 단순화되고 모달변환을 수행하면 다음과 같다.

음압 및 변위벡터는 음압 및 구조 모달변수 $\hat{\mathbf{q}}_a$, $\hat{\mathbf{q}}_s$ 로 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{\mathbf{p}} = \Phi_a\hat{\mathbf{q}}_a \quad (15)$$

$$\hat{\mathbf{u}} = \Psi_s\hat{\mathbf{q}}_s \quad (16)$$

where $\Phi_a^T\mathbf{M}_a\Phi_a = \mathbf{I}$, $\Phi_a^T\mathbf{K}_a\Phi_a = \Lambda_a$

$$\Psi_s^T\mathbf{M}_s\Psi_s = \mathbf{I}, \Psi_s^T\mathbf{K}_s\Psi_s = \Lambda_s$$

여기서 Ψ_s 는 식(4)의 유연체 변형모드행렬이며 Φ_a 는 음향 고유모드행렬이며 Λ 는 고유치 대각행렬이다.

모달변환을 수행하면 식(12)와 (14)는 음압 및 구조 모달변수 $\hat{\mathbf{q}}_a$, $\hat{\mathbf{q}}_s$ 로 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\sqrt{\omega_a^2}\right) + i\left[\sqrt{\xi_a}\omega_a^2\right] - \omega^2[\mathbf{I}]\hat{\mathbf{q}}_a = -\omega^2\Phi_a^T\mathbf{S}\hat{\mathbf{u}} \quad (17)$$

$$\left(\sqrt{\omega_s^2}\right) + i\left[\sqrt{\xi_s}\omega_s^2\right] - \omega^2[\mathbf{I}]\hat{\mathbf{q}}_s = \Psi_s^T\hat{\mathbf{f}}_s \quad (18)$$

여기서 감쇠는 구조감쇠로 가정하고 ξ_a 및 ξ_s 는 각각 음향계 및 구조계의 구조 감쇠비이다.

음압벡터 $\hat{\mathbf{p}}$ 는 식(15)와 식(17)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{\mathbf{p}} = \frac{-\omega^2\Phi_a\Phi_a^T\mathbf{S}\hat{\mathbf{u}}}{\left[\sqrt{\omega_a^2}\right] + i\left[\sqrt{\xi_a}\omega_a^2\right] - \omega^2[\mathbf{I}]} \quad (19)$$

상기식에서 변위벡터 $\hat{\mathbf{u}}$ 는 식(16)으로부터 구할 수 있으며 식(16)과 식(18)을 이용해서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\hat{\mathbf{u}} = \frac{\Psi_s\Psi_s^T\hat{\mathbf{f}}_s}{\left[\sqrt{\omega_s^2}\right] + i\left[\sqrt{\xi_s}\omega_s^2\right] - \omega^2[\mathbf{I}]} \quad (20)$$

4. 중첩법을 이용한 음압응답

본 연구에서는 다물체계내 유연체의 구조기인 소음을 계산하기 위하여 중첩의 원리를 이용한 방법을 다음과 같이 제안하고자 한다. 유연 다물체 동역학 해석과 연계하여 음압을 계산하는 방법에는 식(19)와 함께 식(16)또는 식(20)을 이용하는 방법이 있다. 먼저 식(16)과 식(19)을 이용하는 방법은 구조모달변수와 이에 대한 음압계수를 중첩해서 음압을 계산하는 방법으로서 다음과 같이 음압을 계산한다.

$$\hat{\mathbf{p}} = \sum_{i=1}^{Nm} \mathbf{A}_i^\Psi \hat{\mathbf{q}}_{s,i} \quad (21)$$

where $\mathbf{A}_i^\Psi = \frac{-\omega^2\Phi_a\Phi_a^T\mathbf{S}\Psi_i}{\left[\sqrt{\omega_a^2}\right] + i\left[\sqrt{\xi_a}\omega_a^2\right] - \omega^2[\mathbf{I}]}$

여기서 \mathbf{A}_i^Ψ 는 구조모드에 대한 음압계수로서 $\hat{\mathbf{q}}_{s,i}$ 의 단

위크기에 대한 음압응답을 의미한다.

음압을 계산하는 두번째 방법으로서 식(19)와 식(20)을 이용하는 방법은 유연체에 작용하는 동하중과 이에 대한 음압계수를 증첩해서 음압을 계산하는 방법이다. 유연체에 작용하는 동하중의 주파수 응답 \hat{f}_B , \hat{f}_G , \hat{f}_I 및 \hat{f}_C 는 각각 주파수의존함수(frequency dependent vector) \hat{a}_B , \hat{a}_G , \hat{a}_I 및 \hat{a}_C 와 주파수독립함수(time independent matrix) T_B , T_G , T_I 및 T_C 로 분리하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{f}_i = T_i \hat{a}_i, \quad i = B, G, I, C \quad (22)$$

where

$$\begin{aligned} \hat{a}_G &= \mathbf{g}, \quad \hat{a}_I = (\hat{\mathbf{r}}^T \hat{\omega}_B^T)^T \\ \hat{a}_C &= (\hat{a}_{Cx} \hat{a}_{Cy} \hat{a}_{Cz} \hat{a}_{Cyx} \hat{a}_{Cyz} \hat{a}_{Czx})^T \\ \hat{a}_{Cx} &= \omega_x (\omega_x - \omega_y - \omega_z), \quad \hat{a}_{Cyx} = \omega_x \omega_y \\ \hat{a}_{Cyy} &= \omega_y (\omega_y - \omega_z - \omega_x), \quad \hat{a}_{Cyz} = \omega_y \omega_z \\ \hat{a}_{Czz} &= \omega_z (\omega_z - \omega_x - \omega_y), \quad \hat{a}_{Czx} = \omega_z \omega_x \end{aligned}$$

$$T_G = \sum_{k=1}^{Nn} m^k L_k^k, \quad T_I = -M^*$$

$$T_C = -(\mathbf{s}_{xx}^* \mathbf{s}_{yy}^* \mathbf{s}_{zz}^* \mathbf{s}_{xy}^* \mathbf{s}_{yz}^* \mathbf{s}_{zx}^*)$$

상기식에서 $\mathbf{a}_B \in R^{Ns}$, $\mathbf{a}_G \in R^3$, $\mathbf{a}_I \in R^6$ 및 $\mathbf{a}_C \in R^6$ 는 각각 경계력, 중력가속도, 관성가속도 및 2차 각속도 동하중의 주파수 응답벡터이며 Ns 는 유연체에 작용하는 구속력과 힘요소에서 유연체에 작용하는 작용력등으로 구성되는 경계동하중의 총개수이다. \mathbf{g} 는 중력가속도벡터이며 \mathbf{s}_{ij}^* ($i = x, y, z; j = x, y, z$)는 $\omega_i = 1$, $\omega_j = 1$ 및 나머지 ω 성분이 0일때 식(9)의 \mathbf{s}^* 로 구성된다. 음압은 식(20)과 식(22)를 이용하면 다음과 같이 계산된다.

$$\hat{\mathbf{p}} = \sum_{i=1}^{Nb} \mathbf{A}_{Bi}^f \hat{a}_{Bi} + \sum_{j=1}^3 \mathbf{A}_{Gj}^f \hat{a}_{Gj} + \sum_{k=1}^6 (\mathbf{A}_{Ik}^f \hat{a}_{Ik} + \mathbf{A}_{Ck}^f \hat{a}_{Ck}) \quad (23)$$

여기서 \mathbf{A}_{ij}^f , $i = B, G, I, C$ 는 동하중에 대한 음압계수로서 \hat{a}_{ij} , $i = B, G, I, C$ 의 단위 크기에 대한 음압응답을 의미하며 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{A}_i^f = \frac{-\omega^2 \Phi_a \mathbf{C} \Phi_s^T \mathbf{T}_i}{\left(\left[\omega_a^2 \right] + i \left[\xi_a \omega_a^2 \right] - \omega^2 [\mathbf{I}] \right) \left(\left[\omega_s^2 \right] + i \left[\xi_s \omega_s^2 \right] - \omega^2 [\mathbf{I}] \right)}$$

$i = B, G, I, C$

$$\text{where } \mathbf{C} = \Phi_a^T \mathbf{S} \Psi_s, \quad (24)$$

제안된 유연 다물체 동역학 해석과 연계된 구조기인 소음해석의 전산흐름도가 Fig. 3에 제시되어 있다.

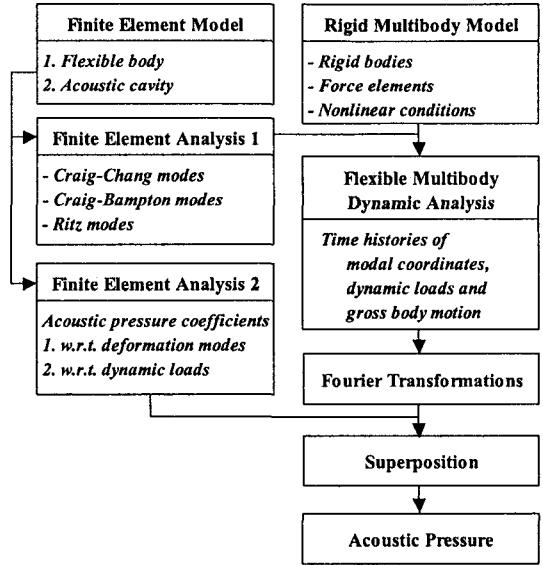


Fig. 3 Computational flowchart

5. 수치 예제

Fig. 4와 같은 단순 차량 모델을 대상으로 주행중 차륜의 불균형으로 인한 조화가진에 의해서 차체구조가 가진되고 이로 인해서 발생하는 차실내 음압응답을 계산하여 제안된 방법의 유효성을 검증하고자 한다. 제안된 방법의 정확성은 제안된 방법과 기존의 유한요소법을 이용해서 구한 음압응답을 서로 비교 및 검토해서 검증하고자 한다. 해석에 사용된 소프트웨어로서 유한요소해석은 MSC/NASTRAN (ver 70.0)⁽⁸⁾, 유연 다물체 동역학 해석은 RecurDyn (ver 4.3)⁽⁹⁾을 사용하였다.

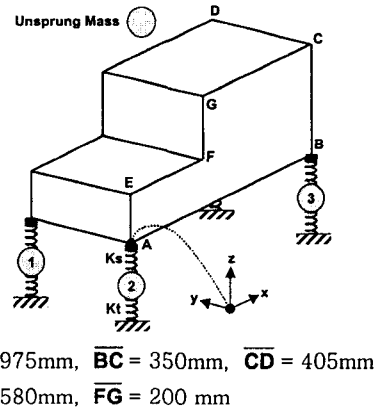


Fig. 4 Computational model

다물체 차량모델과 검증용으로 제작된 유한요소 차량 모델은 Fig. 4에서와 같이 1개의 차체구조, 4개의 질량

(unsprung mass), 차체와 질량을 연결하는 4개의 스프링 및 질량과 노면을 연결하는 4개의 스프링으로 구성된다. 각각의 물성 데이터는 다음의 Table 1과 같다.

Parameter	Value
Mass (Kg)	25.02009
Center of Gravity	
x (m)	5.35770E-01
y (m)	2.02500E-01
z (m)	1.47940E-01
Moments of Inertia w.r.t. the reference coordiante system	
Ixx (kgm ²)	2.57016E+00
Iyy (kgm ²)	1.04509E+01
Izz (kgm ²)	1.10813E+01
Mass	1.0
Moments of Inertia w.r.t. C.G.	
Ixx (kgm ²)	1.00E-05
Iyy (kgm ²)	1.00E-05
Izz (kgm ²)	1.00E-05
Ks	
Kx (N/m)	10
Ky (N/m)	10
Kz (N/m)	1000
Krz (Nm/rad)	10
Kt	
Kx (N/m)	10
Ky (N/m)	10
Kz (N/m)	4000
Krz (Nm/rad)	10

주행시 휠의 불균형 질량에 의한 조화가진을 4개의 사시질량(unsprung mass)에 수직방향으로 작용하였으며 전방 작용력(f_{front}) 및 후방 작용력(f_{rear})의 기본 주파수(f_0)는 25Hz로서 다음과 같다.

$$f_{front} = 1.0 \times \sum_{i=1}^8 \sin((2\pi f_0) \times i \times t), \quad f_0 = 25 \text{ Hz}$$

$$f_{rear} = 0.5 \times \sum_{i=1}^8 \sin((2\pi f_0) \times i \times t), \quad f_0 = 25 \text{ Hz}$$

다물체 차량모델에서 차체구조의 유연성을 고려하기 위하여 차체구조는 유연체로 모델링하였으며 유연성 특성치는 Fig. 5.a의 유한요소 구조모델로부터 계산하여 다물체 차량모델에 입력하였다. 유한요소 구조모델은 총 706개의 절점과 총 704개의 4절점 shell요소로 구성되며 shell의 두께는 2.0 mm이고 재질은 steel(탄성계수(E) : 2.07E11 Pa, 포아손비(ν) : 0.29, 밀도(ρ) : 7820 Kg/m³)이다. 차체구조의 변형모드는 자유경계 조건하에서 고유치해석을 수행해서 계산된 250Hz까지의 강제모드를 제외한 총 31개의 진동정규모드이며 진동정규모드의 예로써 3개의 모드가 Fig. 5에 제시되어 있다.

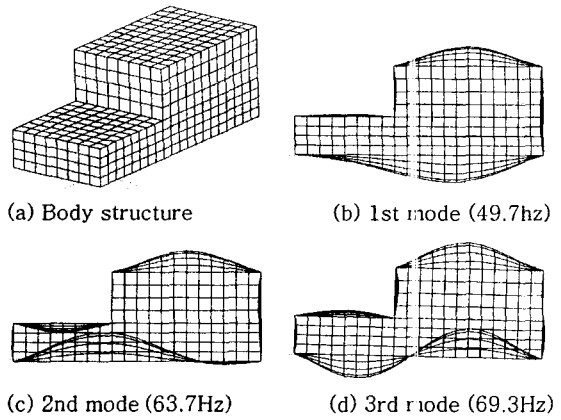
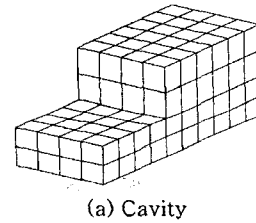


Fig. 5 Finite element model for body structure and vibration normal modes

또한, 유한요소 차량모델 및 음압계수를 계산하기 위한 구조-음향 모델에 사용되는 차실공동의 유한요소 음향모델은 Fig. 6(a)에서와 같다. 유한요소 음향모델은 총 235개의 절점과 총 128개의 8절점 solid요소로 구성되며 음속 340m/sec, 공기밀도 1.225 kg/m³의 값을 사용하였다. 음압모드는 고유치해석을 수행하여 350Hz까지 1개의 강제모드와 2개의 음향고유모드를 구하였으며 음향고유모드가 Fig. 6에 제시되어 있다.



(a) Cavity



(a) f1(1,0,0) : 177.9Hz (b) f2(2,0,0) : 325.6 Hz

Fig. 6 Finite element model for the acoustic cavity and acoustic normal modes

본 수치예제에서는 제안된 음압응답을 계산하는 방법중 식(23)의 동하중에 대한 음압계수와 동하중을 중첩하는 방법을 이용해서 실내음압을 계산하고자 한다. 먼저 유연 다물체 동역학 해석을 수행하였으며, 계산된 동하중들의 시간이력을 푸리에 변환하였다. 푸리에 변환시 사용된 윈도우는 Hanning 윈도우이며 버퍼 크기는 4096 이고 noise floor는 -72dB로 하였다. 실내음압을 계산하는 데 사용된 동하중은 차체구조에 수직방향으로 작용하는 4개의 동하중을 사용하였으며 이들 동하중에 대한 음향절점(x=0.585, y=0.10125, z=0.25)의 음압계

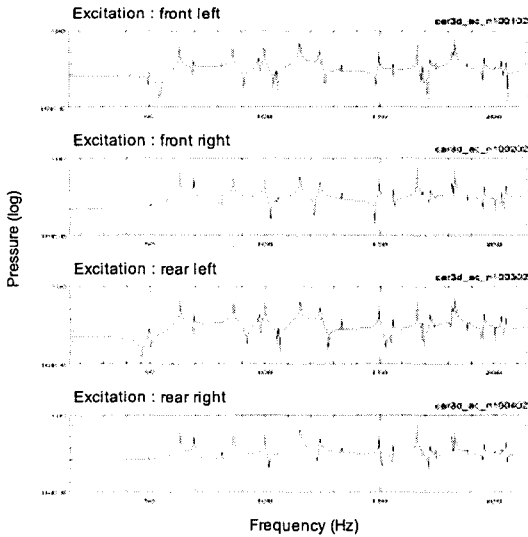
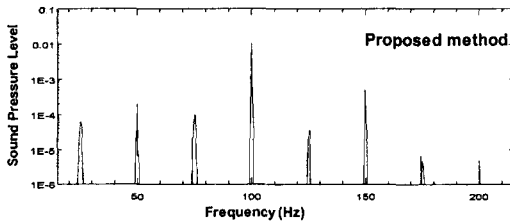
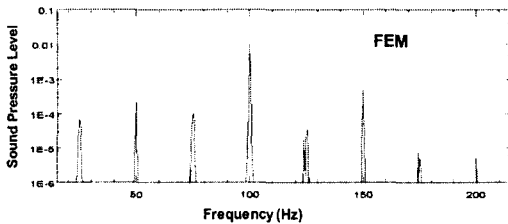


Fig. 7 Amplitudes of acoustic pressure coefficients



(a) Proposed method



(b) FEM

Fig. 8 Comparison of acoustic pressure response

Table 2 Comparison of acoustic pressure response

Frequency (Hz)	Amplitude (Pressure)		Error (%)
	FEM	MBD	
24.902	6.56453E-05	6.49988E-05	1.0%
49.805	2.09994E-04	2.07588E-04	1.1%
74.951	1.01687E-04	1.00558E-04	1.1%
99.854	1.08225E-02	1.05679E-02	2.4%
124.756	2.09278E-05	2.03532E-05	2.7%
149.903	7.69294E-05	7.34708E-05	4.5%
174.805	3.73933E-06	3.52063E-06	5.8%
199.952	5.82607E-07	5.37276E-07	7.8%

※ Error (%) = {(FEM - MBD) / FEM} x 100

수는 Fig. 7과 같다.

제안된 방법 및 유한요소법에 의해서 계산된 음향절점의 음압응답이 Fig. 8의 (a)와 (b)에 각각 제시되어 있으며 8개의 피크값이 Table 2에 정리되어 있다. 여기서 유한요소법에 의한 방법은 MSC/NASTRAN을 사용해서 유한요소 차량모델에 대해 모달 주파수 응답해석(SOL111)을 수행하고 제안된 방법과 동일한 조건으로 실내음압을 계산한 결과이다. 제시된 결과를 보면 주파수 스펙트럼의 전체 경향은 매우 유사한 것을 볼 수 있다. 그러나 주파수가 증가함에 따라서 상대오차가 증가하는 것을 볼 수 있으며 200Hz까지 최대 7.8%의 오차가 발생하는 것을 알 수 있다.

6. 결 론

본 논문은 다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석을 수행하면서 유연 다물체 동역학해석과 연계된 중첩법을 제안하였다. 제안된 방법에 의해서 계산된 실내음압과 기존의 유한요소법에 의한 결과를 비교해보면 주파수가 증가함에 따라서 상대오차가 증가하는 것을 볼 수 있으나 전체 주파수 응답함수의 경향은 매우 유사한 것을 볼 수 있었다. 제안된 방법은 접촉현상에 의한 소음해석 및 비선형성을 갖는 부품등이 장착된 기계장치의 구조기인 소음해석을 위해서 효과적으로 적용될 수 있다. 향후 푸리에 변환방법, 감쇠특성 및 위상차에 의한 영향 등에 관한 연구를 수행할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) 정혁, 1996, "주행중 차실 내부 소음의 평가", 한국소음진동 공학회지 제6권 제4호, pp.499-502.
- (2) Kang, T. W., and Lim S. G., 1998, "Tools to Understand Interior Noise due to Road Excitation in Cars", J. of KSNEV, Vol. 8, No. 6, pp. 1158 ~ 1165.
- (3) 김재철, 1999, "차륜/레일의 접촉에 의한 소음과 저감대책", 한국소음진동공학회지 제9권 제3호, pp. 443-450.
- (4) Yoo, W. S. and Haug, E. J., "Dynamics of Articulated Structures, Part I. : Theory," J. of Struc. Mech., Vol 14, No. 1, pp. 105-126, 1996.
- (5) 박동철, 1995, "구조-음향 연성계의 민감도 해석과 최적화 기법을 이용한 차량 소음저감에 관한 연구", 서울대학교 공학박사학위논문.
- (6) Craig, R. R., Jr., 1981, Structure dynamics, John Wiley & Sons.
- (7) Harris, 1988, C. M., "Shock Vibration", McGraw Hill Book Company.
- (8) MSC/NASTRAN Theoretical Manual, 1983, MacNeal-Schwendler Corp., L.A., CA, U.S.A.
- (9) RecurDyn, Theoretical Manual, 2001, Rev. 4.0, Function Bay, Inc.