

다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석

Structure Borne Noise Analysis of a Flexible Body in Multibody System

김 효 식[†] · 김 창 부^{*}

Hyo Sig Kim and Chang Boo Kim

(2003년 9월 18일 접수 : 2003년 10월 28일 심사완료)

Key Words : Structure Borne Noise (구조기인소음), Flexible Multibody Dynamic Analysis (유연 다물체 동역학해석), Dynamic Load (동하중), Acoustic Pressure Coefficient (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 the flexible multibody dynamic analysis and the 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 through a flexible multibody dynamic analysis. And frequency response functions of those time dependent quantities are computed through Fourier transforms. In the 2nd step, acoustic pressure coefficients are obtained through structure-acoustic coupling analyses by the finite element method. 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. 서 론

차실내부의 저주파 소음은 엔진, 헨가 또는 동력 전달 장치의 진동과 도로의 가진으로 생기는 차체구조의 진동으로부터 발생한다. 특히 브레이크, 클러치, 트랜스 미션, 후축기어(rear axle gear) 및 베어링 등과 같은 부품들내 부품들간의 접촉 또는 타이어와 도로의 접촉에 의해서 발생하는 가진력이 전달계내 부품들의 선형 및 비선형 특성에 따라서 증폭 및 감쇠되면서 최종적으로 응답계인 차체의 진동에 영향을 미치고 있으며, 이로부터 발생하는 소음들은 심각한

품질문제를 야기하고 있다.⁽¹⁻³⁾

따라서 차실내 소음문제에 대한 보완방안은 가진원, 전달계 및 응답계에 대해서 통합적으로 도출되어야 하며 이를 위해서는 가진력의 저감방안, 전달특성의 절연방안 및 차체구조의 보완방안이 연계되어 연구되어야 한다.^(4,5) 그러나 가진력에 대한 계측 또는 계산이 어렵기 때문에 가진 특성을 고려하여 전달계에서의 절연 방안 및 차체구조의 보완 방안을 통합적으로 도출하기가 어려운 실정이다.

최근까지 많이 사용되고 있는 구조기인 소음해석방법은 유한요소법(finite element method) 및 경계요소법(boundary element method)을 이용하는 방법이다.^(6,7) 이 방법들은 구조물의 진동과 연성된 구조기인소음의 계산에는 매우 유용하나 부품간의 접촉에 의해서 발생하는 가진력 또는 부품들의 비선형 특성

[†] 책임저자, 정회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : hskim001@kookmin.ac.kr
Tel : (02)910-4819, Fax : (02)910-4718

^{*} 정회원, 인하대학교 기계공학부

에 따른 구조물에 작용하는 전달력을 고려해서 구조기인소음을 계산하는 데에는 어려움을 가지고 있다. 때문에 일반적으로 실험적인 방법을 병용해서 작용력을 직접 계측하거나 가속도를 계측해서 작용력을 산출한 후, 구조기인소음을 계산하고 있으나^(2, 8) 실험적인 방법에 의한 가진력 측정의 어려움, 고비용 및 오차를 고려하면 가진력 및 전달력의 특성을 용이하게 계산하면서도 구조기인소음을 효율적으로 계산할 수 있는 방법이 요구된다.

최근의 활발한 연구를 통하여 부품간의 접촉에 의해서 발생하는 가진력 및 부품의 비선형 특성을 고려한 전달력에 대해서는 유연 다물체 동역학 해석(flexible multibody dynamic analysis)을 통해서 용이하게 계산되고 있다.^(9, 10) 본 연구에서는 구조기인소음 해석방법과 다물체 동역학 해석방법을 연계해서 차량, 선박 및 항공기와 같은 복잡한 다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석을 위한 효율적인 방법을 제안하고자 한다. 제안된 방법은 "유연 다물체 동역학해석과 유한요소법이 연계된 중첩법(superposition method)"으로서 3단계로 수행된다. 먼저 차체와 같은 유연체에 전달되는 동하중, 유연체의 구조모달변수 및 유연체의 강제 거동 등의 시간이력(time histories)들을 유연 다물체 동역학 해석을 수행해서 계산하고 푸리에 변환(Fourier transform)을 수행하여 주파수응답함수(frequency response function)를 구한다. 이어서 유한요소법을 이용한 구조-음향 연성해석(structure acoustic coupling analysis)을 수행하여 1단계에서 계산된 주파수응답함수에 대한 음압계수(acoustic pressure coefficient)를 계산한다. 끝으로 1단계의 주파수응답함수와 2단계의 음압계수를 선형 중첩해서 음압응답(acoustic pressure response)을 구한다.

2장에서는 유연 다물체계내 유연체의 선형 운동방정식에 대해서 알아보고 3장에서는 구조-음향 연성해석에 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 이용하면 다수의 유한요소로 이산화되며 유한요소의 질량과 회전관성은 절점에 분산된다. Fig. 1에서와 같이 공간운동을 하고 있는 유연체내의 절점 N^k 의 고정좌표계 $\{X-Y-Z\}$ 에 대한 위치벡터 \mathbf{r}^k 는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{r}^k = \mathbf{r} + \mathbf{A}\mathbf{s}^k = \mathbf{r} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_0^k + \mathbf{u}^k) \quad (1)$$

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}_0^k 및 \mathbf{u}^k 는 각각 물체좌표계에 대한 변형전 절점 N^k 의 위치벡터 및 병진변형벡터이다. \mathbf{r} 은 \mathbf{r} 가 고정좌표계에 대해서 표현됨을 의미한다.

전체 절점의 탄성변형을 표현하는 절점변위벡터 \mathbf{v} 는 절점 N^k 의 탄성변형을 표현하는 병진변형벡터 \mathbf{u}^k 와 회전변형벡터 $\boldsymbol{\phi}^k$ 을 이용하여 각각 다음과 같이 표현된다.

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

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

여기서 \mathbf{L}_i^k 및 \mathbf{L}_r^k 는 절점 N^k 의 병진 및 회전변위를 전체 절점변위벡터 \mathbf{v} 로 변환하는 직교변환행렬이다.

물체좌표계가 선가속도 $\ddot{\mathbf{r}}$, 각속도 $\boldsymbol{\omega}_B$ 및 각가속도 $\dot{\boldsymbol{\omega}}_B$ 를 가지고 운동하고 있을 때, 유연체 유한요소의 절점변위벡터 \mathbf{v} 의 가상변위에 대한 유연체의 변분 운동방정식에서 각속도 $\boldsymbol{\omega}_B$ 가 매우 크지않고 탄성변

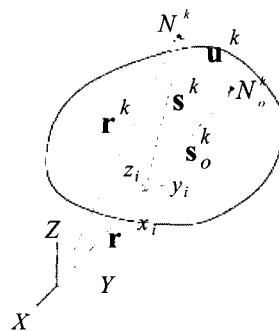


Fig. 1 Kinematics of a flexible body

형은 미소하다고 가정하면 유연체의 운동방정식은 다음과 같이 선형화된다.⁽¹¹⁾ 여기서 감쇠는 비례점성감쇠(proportional viscous damping)로 가정한다.

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{K}_s \mathbf{v} = \mathbf{f}_s + \mathbf{f}_a \quad (4)$$

여기서 $\mathbf{M}_s = \left[\sum_{k=1}^{Nn} m^k \mathbf{L}_i^k \mathbf{L}_i^{kT} \quad \sum_{k=1}^{Nn} \mathbf{L}_i^k \mathbf{J}^k \mathbf{L}_i^{kT} \right]$

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

$$\mathbf{C}_s = \beta \mathbf{K} + \gamma \mathbf{M}$$

여기서 \mathbf{M}_s , \mathbf{C}_s 및 \mathbf{K}_s 는 각각 유연체의 질량행렬, 감쇠행렬 및 강성행렬이며 Nn 은 유연체 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 변형도행렬⁽⁸⁾이고 β 및 γ 는 비례상수이다. 또한, \mathbf{f}_a 는 음향공동내 음압에 의하여 유연체에 작용되는 힘을 의미하는 음향력벡터이고 \mathbf{f}_s 는 유연체에 작용하는 표면력(surface force) 및 체력(body force)를 포함하는 구조력벡터로서 다음과 같이 구성된다.

$$\mathbf{f}_s = \mathbf{f}_B + \mathbf{f}_G + \mathbf{f}_I + \mathbf{f}_C \quad (5)$$

여기서 $\mathbf{f}_B = \left\{ \sum_{k=1}^{Nn} \mathbf{L}_i^k \mathbf{f}_B^k + \sum_{k=1}^{Nn} \mathbf{L}_i^k \mathbf{t}_B^k \right\}$,

$$\mathbf{f}_G = \left\{ \sum_{k=1}^{Nn} \mathbf{L}_i^k \mathbf{f}_G^k \right\}, \quad \mathbf{f}_I = -\mathbf{M}^\circ \left\{ \ddot{\boldsymbol{\omega}}_B \right\}, \quad \mathbf{f}_C = -\mathbf{s}^\circ$$

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

$$\mathbf{s}^\circ = \left\{ \sum_{k=1}^{Nn} m^k \mathbf{L}_i^k \tilde{\boldsymbol{\omega}}_B \tilde{\boldsymbol{\omega}}_B \mathbf{s}_o^k + \sum_{k=1}^{Nn} \mathbf{L}_i^k \tilde{\boldsymbol{\omega}}_B \mathbf{J}^k \boldsymbol{\omega}_B \right\}$$

상기식에서 \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.⁽¹²⁾

$$\hat{a}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} a(t) e^{-i\omega t} dt \quad (6)$$

$$a(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{a}(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (7)$$

여기서 ω 는 주파수 변수이며 i 는 허수이고 \hat{a} 은 시간이력(time history) $a(t)$ 의 푸리에 변환된 주파수 응답(frequency response)을 의미한다.

유연체의 운동방정식을 푸리에 변환한 후 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\mathbf{K}_s + i\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s \right) \hat{\mathbf{v}} = \hat{\mathbf{f}}_s + \hat{\mathbf{f}}_a \quad (8)$$

여기서 $\hat{\mathbf{f}}_s = \hat{\mathbf{f}}_B + \hat{\mathbf{f}}_G + \hat{\mathbf{f}}_I + \hat{\mathbf{f}}_C$

상기식에서 기호 “ $\hat{\quad}$ ”는 대응되는 물리량의 푸리에 변환된 주파수응답을 의미한다.

3. 구조-음향 해석

유연체가 Fig. 2에서 보는 것과 같이 부피 V 의 음향공동(acoustic cavity)을 가지고 있고 공동과 유연체의 경계면은 강체 경계면(S), 탄성 경계면(S') 및 흡음 경계면(S'')으로 구성되어 있다고 하자. 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.^(6,7)

$$\left(\mathbf{K}_a + i\omega \mathbf{C}_a - \omega^2 \mathbf{M}_a \right) \hat{\mathbf{p}} = -\omega^2 \mathbf{S} \hat{\mathbf{v}} + \hat{\mathbf{F}}_a \quad (9)$$

여기서 \mathbf{M}_a , \mathbf{C}_a 및 \mathbf{K}_a 는 각각 음향공동의 질량행렬, 감쇠행렬 및 강성행렬이며 $\hat{\mathbf{p}}$ 는 음향공동의 절점 음압벡터이고 $\hat{\mathbf{v}}$ 는 유연체의 절점변위벡터이다. 또한, \mathbf{S} 는 구조-음향 연성행렬로서 유연체내 경계면의 표면적 보간함수로 표현되고, $\hat{\mathbf{F}}_a$ 는 음향가진력을 의미한다.

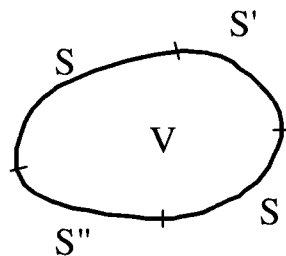


Fig. 2 Flexible body with an cavity

푸리에 변환된 유연체의 선형 운동방정식 (8)에서 구조력벡터 \hat{f}_u 은 구조-음향 연성행렬 s 와 절점음압 벡터 \hat{p} 로 표현되며 이를 고려하여 식 (11)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$(\mathbf{K}_s + i\omega\mathbf{C}_s - \omega^2\mathbf{M}_s)\hat{v} = \hat{f}_s - \frac{1}{\rho}\mathbf{S}'\hat{p} \quad (10)$$

여기서 $\hat{f}_u = -\frac{1}{\rho}\mathbf{S}'\mathbf{p}$

상기식에서 ρ 는 음향공동 매질의 밀도이다.

식 (9) 및 (10)을 하나의 행렬식으로 표현하면 구조-음향 연성식을 얻을 수 있으며 이 식을 사용하면 구조와 음향의 거동이 연성된 음압을 계산할 수 있다. 그러나 s 와 같은 연성행렬이 존재하여 전체계가 대각화되지 않으므로 수치해석을 위해 많은 메모리와 계산시간이 요구된다. 그런데 음향공동내 음압이 유연체의 진동에 큰 영향을 주지 못하는 경우 식 (10)의 $(\frac{1}{\rho})\mathbf{S}'\mathbf{p}$ 항은 무시될 수 있으며 음향기진력 \hat{f}_u 이 없다고 가정한다면 식 (9)의 \hat{f}_u 도 무시되어 구조-음향 연성식은 구조-음향 반연성식⁽⁷⁾으로 단순화된다. 구조-음향 반연성식은 모드변환을 수행하면 음압 및 구조 모드변위벡터 \hat{q}_u, \hat{q}_s 에 대해서 다음과 같이 표현된다.

$$([\omega_u^2] + i[\xi_u \omega_u^2] - \omega^2[\mathbf{I}])\hat{q}_u = -\omega^2\Phi_u' \mathbf{S} \hat{v} \quad (11)$$

$$([\omega_s^2] + i\omega[2\xi_s \omega_s] - \omega^2[\mathbf{I}])\hat{q}_s = \Psi_s' \hat{f}_s \quad (12)$$

여기서 ξ_u 및 ξ_s 는 각각 음향공동의 구조감쇠비 및 유연체의 점성감쇠비이며, Φ_u 및 Ψ_s 는 각각 유연체내 음향공동의 음향모드행렬 및 유연체 구조모드행렬로서 다음을 만족한다.

$$\hat{p} = \Phi_u' \hat{q}_u \quad (13)$$

$$\hat{v} = \Psi_s' \hat{q}_s \quad (14)$$

여기서 $\Phi_u' \mathbf{M}_u \Phi_u = \mathbf{I}$, $\Phi_u' \mathbf{K}_u \Phi_u = \Lambda_u$, $\Psi_s' \mathbf{M}_s \Psi_s = \mathbf{I}$, $\Psi_s' \mathbf{K}_s \Psi_s = \Lambda_s$

상기식에서 절점음압 및 절점변위벡터 \hat{p}, \hat{u} 는 모드변위법을 이용해서 음압 및 구조 모드변위벡터 \hat{q}_u, \hat{q}_s 로 변환되며 Λ_u 및 Λ_s 는 각각 구조모드 및 음향모드의 고유치행렬이다.

절점음압벡터 \hat{p} 는 식 (11)과 식 (13)으로부터 다음

과 같이 구해진다.

$$\hat{p} = \frac{-\omega^2 \Phi_u' \Phi_u' \mathbf{S} \hat{v}}{[\omega_u^2] + i[\xi_u \omega_u^2] - \omega^2 [\mathbf{I}]} \quad (15)$$

또한, 절점변위벡터 \hat{v} 는 식 (12)와 식 (14)를 이 용해서 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{v} = \frac{\Psi_s \Psi_s' \hat{f}_s}{[\omega_s^2] + i\omega[2\xi_s \omega_s] - \omega^2 [\mathbf{I}]} \quad (16)$$

4. 중첩법을 이용한 음압응답

본 연구에서는 다물체계내 유연체의 구조기인 소음을 계산하기 위하여 중첩의 원리를 이용한 방법을 제안하고자 한다. 유연 다물체 동역학 해석과 연계하여 음압을 계산하는 방법에는 식 (15)와 함께 식 (14) 또는 식 (16)을 이용하는 방법이 있다. 먼저 식 (14)와 식 (15)를 이용하는 방법은 식 (12)로부터 구해진 구조모드변위벡터와 이에 대한 음압계수를 중첩해서 음압을 계산하는 방법으로서 다음과 같다.

$$\hat{p} = \mathbf{A}^\Psi \hat{q}_s = \sum_{i=1}^{Nm} \mathbf{A}_i^\Psi \hat{q}_{s,i} \quad (17)$$

여기서 $\mathbf{A}_i^\Psi = \frac{-\omega^2 \Phi_u' \Phi_u' \mathbf{S} \Psi_{s,i}}{[\omega_{u,i}^2] + i[\xi_{u,i} \omega_{u,i}^2] - \omega^2 [\mathbf{I}]}$

상기식에서 Nm은 유연 다물체 동역학 해석시 사용된 유연체의 구조모드 총개수이며 \mathbf{A}_i^Ψ 는 구조모드 $\Psi_{s,i}$ 에 대한 음압계수로서 구조모드변위 $\hat{q}_{s,i}$ 의 단위크기에 대한 음압응답을 의미한다.

음압을 계산하는 두번째 방법으로서 식 (15)와 식 (16)을 이용하는 방법은 유연체에 작용하는 동하중과 이에 대한 음압계수를 중첩해서 음압을 계산하는 방법이다. 식 (16)에서 유연체에 작용하는 구조력벡터 \hat{f}_s 는 $\hat{f}_B, \hat{f}_G, \hat{f}_I$ 및 \hat{f}_C 들로 구성되며 이들은 각각 주파수의존함수(frequency dependent vector) $\hat{a}_B, \hat{a}_G, \hat{a}_I$ 및 \hat{a}_C 와 주파수독립함수(frequency independent matrix) $\mathbf{T}_B, \mathbf{T}_G, \mathbf{T}_I$ 및 \mathbf{T}_C 로 분리하여 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{f}_s = \hat{f}_B + \hat{f}_G + \hat{f}_I + \hat{f}_C \quad (18)$$

$$= \mathbf{T}_i \hat{\mathbf{a}}_i, \quad i=B, G, I, C$$

여기서 $\hat{\mathbf{a}}_G = \mathbf{g}$, $\hat{\mathbf{a}}_I = (\hat{\mathbf{r}}^T \hat{\boldsymbol{\omega}}_B^T)^T$

$$\hat{\mathbf{a}}_C = (\hat{\mathbf{a}}_{Cx} \hat{\mathbf{a}}_{Cy} \hat{\mathbf{a}}_{Cz} \hat{\mathbf{a}}_{Cx} \hat{\mathbf{a}}_{Cy} \hat{\mathbf{a}}_{Cz})^T$$

$$a_{Cx} = \omega_x (\omega_x - \omega_y - \omega_z), \quad a_{Cy} = \omega_x \omega_y$$

$$a_{Cy} = \omega_y (\omega_y - \omega_z - \omega_x), \quad a_{Cz} = \omega_y \omega_z$$

$$a_{Cz} = \omega_z (\omega_z - \omega_x - \omega_y), \quad a_{Cx} = \omega_z \omega_x$$

$$\mathbf{T}_G = \sum_{k=1}^{Nn} m^k \mathbf{L}_t^k, \quad \mathbf{T}_I = -\mathbf{M}^*$$

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

상기식에서 $\hat{\mathbf{a}}_B \in R^6$, $\hat{\mathbf{a}}_G \in R^3$, $\hat{\mathbf{a}}_I \in R^6$ 및 $\hat{\mathbf{a}}_C \in R^6$ 는 각각 경계력, 중력가속도, 관성가속도 및 2차 각속도 동하중의 주파수응답벡터이며 \mathbf{g} 는 중력가속도벡터이고 \dot{s}_y^* ($i = x, y, z; j = x, y, z$)는 $\omega_i = 1, \omega_j = 1$ 및 나머지 ω 성분이 0일때 식 (5)의 s^* 로 구성된다. 절점음압벡터는 식 (15)에 식 (17)과 식 (19)를 대입해서 정리하면 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{p}} &= \mathbf{A}_B^f \hat{\mathbf{a}}_B + \mathbf{A}_G^f \hat{\mathbf{a}}_G + \mathbf{A}_I^f \hat{\mathbf{a}}_I + \mathbf{A}_C^f \hat{\mathbf{a}}_C \\ &= \sum_{j=1}^{Nb} \mathbf{A}_{Bj}^f \hat{\mathbf{a}}_{Bj} + \sum_{j=1}^3 \mathbf{A}_{Gj}^f \hat{\mathbf{a}}_{Gj} \\ &\quad + \sum_{k=1}^6 (\mathbf{A}_{Ik}^f \hat{\mathbf{a}}_{Ik} + \mathbf{A}_{Ck}^f \hat{\mathbf{a}}_{Ck}) \end{aligned} \quad (19)$$

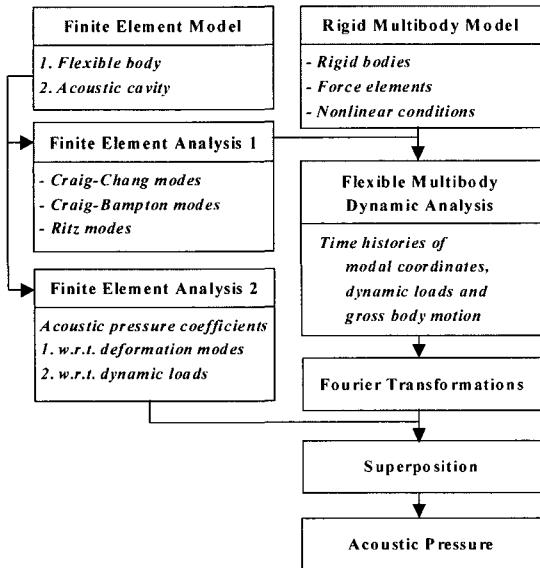


Fig. 3 Computational flowchart

여기서 Nb 는 유연체에 경계동하중의 총개수이고 $\mathbf{A}_i^f, i = B, G, I, C$ 는 동하중에 대한 음압계수로서 $\hat{\mathbf{a}}_y, i = B, G, I, C$ 의 단위 크기에 대한 음압응답을 의미하며 다음과 같다.

$$\mathbf{A}_i^f = \frac{-\omega^2 \Phi_a \mathbf{C} \Psi_s^T \mathbf{T}_i}{\left([\omega_{a1}^2] + i [\xi_a \omega_{a1}^2] - \omega^2 [\mathbf{I}] \right) \left([\omega_{s1}^2] + i \omega [2 \xi_s \omega_{s1}] - \omega^2 [\mathbf{I}] \right)}$$

(20)

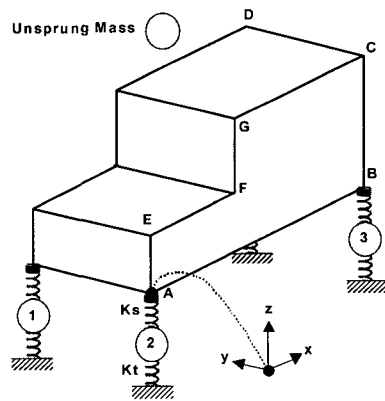
$i = B, G, I, C$

여기서 $\mathbf{C} = \Phi_a^T \mathbf{S} \Psi_s$

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

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)⁽¹³⁾ 유연 다물체 동역학 해석은 RecurDyn (ver 4.3)⁽¹⁴⁾을 사용하였다.



$$\begin{aligned} \overline{AB} &= 975 \text{ mm}, \quad \overline{BC} = 350 \text{ mm}, \quad \overline{CD} = 405 \text{ mm} \\ \overline{CG} &= 580 \text{ mm}, \quad \overline{FG} = 2006 \text{ mm} \end{aligned}$$

Fig. 4 Computational model

다물체 차량모델과 검증용으로 제작된 유한요소 차량모델은 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.

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 25 Hz로서 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(a)의 유한요소 구조모델로부터 계산하여 다물체 차량모델에 입력하였다. 유한요소 구조모델은 총 706개의 절점과 총 704개의 4절점 shell

요소로 구성되며 shell의 두께는 2.0 mm이고 재질은 steel(탄성계수(E) : 2.07E11 Pa, 푸아송비(ν) : 0.29, 밀도(ρ) : 7820 Kg/m³)이다. 차체구조의 변형모드는 자유경계 조건하에서 고유치해석을 수행해서 계산된 250 Hz까지의 강체모드를 제외한 총 31개의 진동정규 모드이며 진동정규모드의 예로서 최저차로부터 3개의 모드가 Fig. 5에 제시되어 있다.

또한, 음압계수를 계산하기 위한 음향공동의 유한요소모델은 Fig. 6(a)에서와 같이 총 235개의 절점과 총 128 개의 8절점 solid요소로 구성되며 음속 340 m/sec, 공기밀도 1.225 kg/m³의 값을 사용하였다. 음압모드는 고유치해석을 수행하여 350 Hz까지 1개의

Table 1 Model data

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
Kx (N/m)	10
Ky (N/m)	10
Kz (N/m)	1000
Krz (Nm/rad)	10
Kx (N/m)	10
Ky (N/m)	10
Kz (N/m)	4000
Krz (Nm/rad)	10

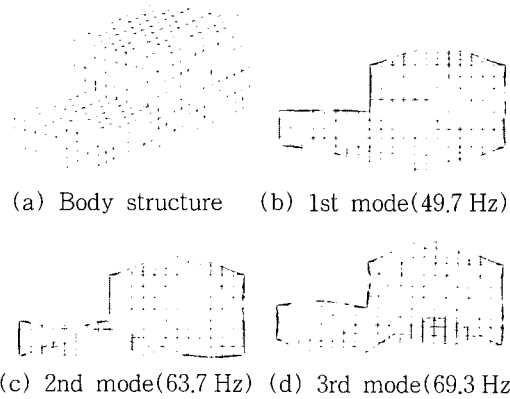


Fig. 5 Finite element model for body structure and vibration normal modes

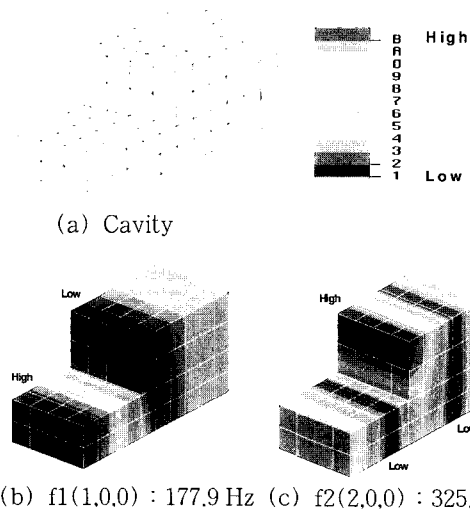


Fig. 6 Finite element model for the acoustic cavity and acoustic normal modes

강체모드와 2개의 음향고유모드를 구하였으며 이 중에서 2개의 음향고유모드가 Fig. 6에 제시되어 있다.

본 수치예제에서는 제안된 음압응답을 계산하는 방법중 식 (20)의 동하중에 대한 음압계수와 동하중을 중첩하는 방법을 이용해서 음압응답을 계산하고자 한다. 먼저 유연 다물체 동역학 해석을 수행하였다. 적분알고리즘은 IMGALPHA⁽¹⁵⁾를 사용하였고 최대 시간증분은 0.001 sec이며 수치감쇠(numerical damping)은 0.01로 하고 3초 동안 시뮬레이션을 수행한 후, 계산된 동하중들의 시간이력을 푸리에 변환하여 각각의 동하중에 대한 주파수응답을 구하였다. 푸리에 변환시 사용된 윈도우는 Hanning 윈도우이며 버퍼 크기는 4096이고 noise floor는 72 dB로 하였다. 음압응답을 계산하는 데 사용된 동하중은 차체구조에 수직방향으로 작용하는 4개의 동하중만을 사용하였으며 이들 동하중에 대한 음향절점(x=0.585, y=0.10125, z=0.25)의 음압계수는 Fig. 7과 같다.

제안된 방법의 정밀성을 검증하기 위해서 기존의 유한요소법만을 이용해서 음압응답을 계산하는 방법은 다음과 같다. 먼저 제작된 유한요소 차량모델은

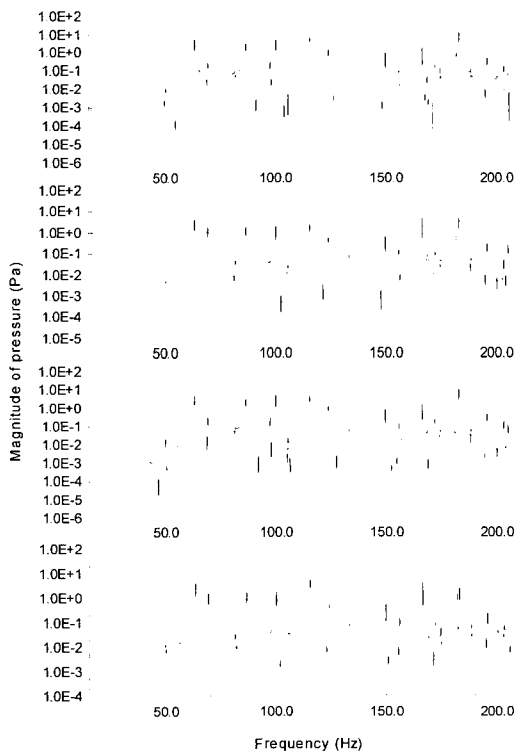


Fig. 7 Acoustic pressure coefficients

Fig. 4와 같으며 차체구조 내부에 Fig. 6(a)의 음향 공동 유한요소모델을 가지고 있다. MSC/NASTRAN을 사용해서 유한요소 차량모델에 대해 모달 주파수 응답해석(modal frequency response analysis, SOL 111)⁽⁹⁾을 수행하고 차체구조에 작용하는 수직방향 동하중의 주파수응답과 음압계수를 중첩하여 음압응답을 계산하였다.

제안된 방법 및 유한요소법에 의해서 계산된 음향 절점의 음압응답이 Fig. 8에 각각 제시되어 있다. 제시된 결과를 보면 주파수 분포의 전체 경향은 동일한 것을 볼 수 있으며 제안된 방법이 시간영역에서 수치적분을 수행해서 계산된 시간이력(time history)들을 푸리에 변환한 후, 선형중첩하여 실내소음을 계산하는 점을 고려해보면, 기존의 모달 주파수응답해석을 이용한 유한요소법에 의한 방법과 근사한 결과를 계산함을 알 수 있다.

Table 2에 정리되어 있는 8개의 피크값을 수치적으로 비교해보면 주파수가 증가함에 따라서 상대오차가 증가하는 것을 볼 수 있으며 200 Hz부근에서 최대

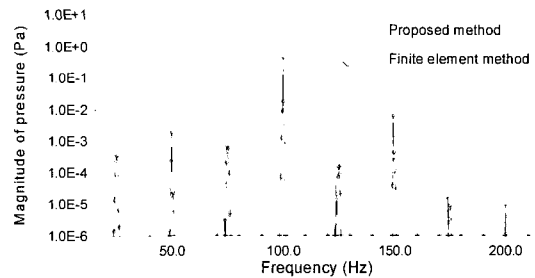


Fig. 8 Comparison of sound pressure level of the proposed method vs. the finite element method

Table 2 Comparison of peaks of sound pressure level

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} × 100

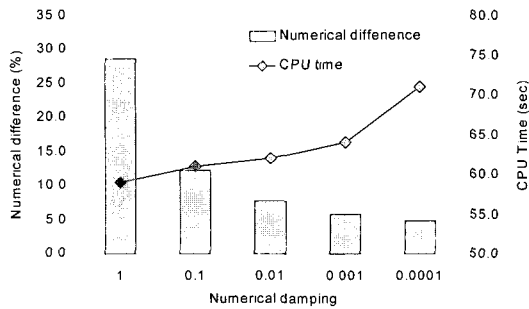


Fig. 1 Numerical difference and CPU time with respect to numerical damping values

7.8%의 오차가 발생하는 것을 알 수 있다. 상대오차가 증가하는 이유는 푸리에 변환의 조건 및 동역학 해석시 사용된 수치적분 알고리즘의 수치감쇠 때문이다. 푸리에 변환조건을 기 사용한 방식대로 고정환 후, 200 Hz부근(199.952 Hz)에서의 음압응답에 대한 수치감쇠의 영향을 검토해 보면 Fig. 9에서 보는 바와 같이 수치감쇠값을 작게 할수록 상대오차가 감소되는 반면 연산시간(CPU time)은 증가하는 것을 볼 수 있다.

6. 결론

본 논문은 다물체계내 유연체의 구조기인 소음해석을 수행하면서 유연 다물체 동역학해석과 유한요소해석이 연계된 중첩법을 제안하였다. 제안된 방법과 기존의 유한요소법에 의해서 계산된 음압응답을 비교해보면 실내소음의 주파수응답함수의 경향이 유사한 것을 볼 수 있었다. 단, 수치적으로 검토해보면 주파수가 증가함에 따라서 상대오차가 증가하는 것을 볼 수 있으나, 동역학 해석시 사용된 수치적분 알고리즘의 수치감쇠값을 조정하면 상대오차는 감소하는 것을 볼 수 있고 제안된 방법이 시간영역에서 계산된 시간이력(time history)들을 푸리에 변환하여 실내소음을 계산하는 점을 고려해보면, 정밀한 결과를 계산할 수 있다. 제안된 방법은 부품간의 접촉에 의해서 발생하는 가진력 및 전달계에서의 비선형 특성 등을 고려하여 기계장치의 구조기인 소음해석을 계산하는 방법으로써 효과적으로 적용될 수 있다.

참고 문헌

(1) 정혁, 1996, "주행중 차실 내부 소음의 평가,"

한국소음진동공학회논문집, 제 6 권, 제 4 호, pp. 499 ~502.

(2) Kang, T. W. and Lim S. G., 1998, "Tools to Understand Interior Noise due to Road Excitation in Cars", 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 6 호, pp. 1158~1165.

(3) 김재철, 1999, "차륜/레일의 접촉에 의한 소음과 저감대책", 한국소음진동공학회논문집, 제 9 권, 제 3 호, pp. 443~450.

(4) Wyckaert, K. and Van Der Auweraer, H., 1995, "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools To Understand Road Noise Problems in Cars", SAE No. 951251.

(5) Hendrics, W. and Vandebroek, D., 1993, "Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization", Proc. Of the 1993 Noise and Vibration Conference, SAE P-264, pp. 647~652.

(6) 김석현, 1987, "승용차 차체구조모델의 진동 및 소음특성에 관한 연구," 서울대학교 공학박사학위논문.

(7) 박동철, 1995, "구조-음향 연성계의 민감도 해석과 최적화 기법을 이용한 차량 소음저감에 관한 연구", 서울대학교 공학박사학위논문.

(8) 김영기, 배병국, 김양한, 김광준, 김명규, 1997, "노면가진소음의 전달경로 파악: 다중기여도합수 및 연결부위의 상대가속도 이용," 한국자동차공학회논문집, 제 5 권, 제 4 호, pp. 84~92.

(9) 박정훈, 유홍희, 황요하, 2000, "접촉하는 강체간의 다물체 동역학 해석," 대한기계학회논문집 A, 24, 2.

(10) 한형석, 허신, 하성도, 1998, "철도차량 동역학 해석을 위한 DADS 차륜/레일 접촉모델 개발," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 706~711.

(11) 김효식, 1999, "다물체계내 유연체의 피로수명예측을 위한 동응력 해석," 인하대학교 공학박사학위논문.

(12) Craig, R. R., Jr., 1981, Structure dynamics, John Wiley & Sons.

(13) MSC/NASTRAN Theoretical Manual, 1983, MacNeal-Schwendler Corp., L.A., CA, U.S.A.

(14) RecurDyn, Theoretical Manual, 2001, Rev. 4.0, Function Bay, Inc.

(15) Chung, J. and Hulbert, G. M., "A Time Integration Algorithm for Structural Dynamics with Improved Numerical Dissipation: The Generalized- α Method", J. of Applied Mechanics, Vol 60, 1993.