Check for updates

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 36(5) : 482~489, 2026
https://doi.org/10.5050/KSNVE.2026.36.5.482

한국소음진동공학회논문집 제 36 권 제 5호, pp. 482~489, 2026
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

과도진동에 대한 평판 음향블랙홀 점탄성 물질 위상최적설계

Topology Optimization of Viscoelastic Damping Treatment on an Acoustic Black Hole–embedded Plate for Transient Vibration Reduction

김 선 용†

Sun-Yong Kim†

(Received August 12, 2026 ; Revised October 3, 2026 ; Accepted October 14, 2026)

Key Words : Transient Vibration(과도진동), Acoustic Black Hole(음향블랙홀), Viscoelastic Material(점탄성 물질), Topology Optimization(위상최적설계)

ABSTRACT

This study applies topology optimization to determine the optimal layout of a viscoelastic damping layer on an acoustic black hole (ABH) plate under transient excitation. The element densities of the damping layer are defined as design variables using the Solid Isotropic Material with Penalization (SIMP) model. The objective function is the time-integrated displacement at a target node, and its sensitivity is computed efficiently using the adjoint variable method. Because the viscoelastic layer induces phase shifts and time delays in the incident waves, the location of maximum displacement differs depending on whether damping is considered. Optimization is therefore performed for both cases under volume constraints of 5 % and 10 %, yielding distinct optimal layouts. At the target node, the optimal layouts using only 5 % and 10 % of the damping material achieve 42.0 % and 52.8 %, respectively, of the damping performance obtained by fully covering the ABH region.

1. 서 론

최근 자동차, 조선 및 항공우주 산업이 급격히 발전함에 따라 구조물의 경량화와 고성능화에 대한 요구는 지속적으로 증가하고 있다. 그러나, 구조물의 경량화는 필연적으로 진동 및 소음 문제를 야기하며, 이는 시스템의 내구성 저하, 오작동, 그리고 사용자의 불쾌감을 유발하는 주된 원인이 된다.

기존의 진동 및 소음 저감 기술은 점탄성 물질을 부착하는 수동적 제어방식이나, 센서 및 액추에이터를 활용하는 능동적 제어방식에 의존해 왔다. 그러나 능동적 제어 방식은 시스템 구성이 복잡하고 유지보수 비용이 높으며, 별도의 전력 공급이 필요하다는 한계가 있다. 반면, 수동적 제어 방식은 감쇠 성능 확보를 위해 점탄성 물질을 과도하게 사용할 경우 구조물의 중량 증가를 초래하여 경량화 요구 조건을 만족하기 어렵다는 단점이 있다.

이러한 한계를 극복하기 위해 최근 주목받고 있는 혁신적인 수동형 진동 저감 기술이 음향블랙홀(acoustic black hole, ABH)이다[1,2]. ABH 효과는 구조물의 두께를 멱법칙(power-law)에 따라 점진적으로 감소시킴으로써 구현된다. 이때 구조물을 따라 전파되는 굽힘파(flexural wave)의 위상속도는 두께가 얇아질수록 점차 감소하여, 이론적으로는 두께가 0이 되는 부위

† Corresponding Author ; Member, Sunchon National University, Professor.
E-mail : sykim5814@scnu.ac.kr

‡ Recommended by Editor Jong-Seok Oh

ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에서는 0에 수렴되어 무반사 조건을 만족하게 된다.

그러나, 실제 가공 기술의 한계로 인해 두께를 완전히 0으로 제작하는 것은 불가능하여, 필연적으로 절단 두께(truncated thickness)가 존재하게 된다. 이러한 한계를 보완하기 위해 절단 두께 영역에 점탄성 물질을 부착하는 방법이 제안되었다. 이를 통해 선단부에 집중된 굽힘파의 진동 에너지를 효율적으로 소산시킬 수 있으며, 높은 감쇠 성능을 확보함으로써, ABH 기술을 다양한 산업 분야에 적용할 수 있는 대안으로 활용할 수 있다.

하지만, 기존의 수동적 제어 방식과 마찬가지로, ABH 구조 또한 가공 한계로 인해 절단 두께 영역에 점탄성 물질을 부착해야 하므로 중량 증가를 초래하는 한계가 있었다. 따라서 제한된 질량 조건 내에서 점탄성 물질을 보다 효율적으로 배치하여 감쇠 성능을 극대화하는 연구가 필요하다.

따라서, 이 연구에서는 ABH 구조의 가공 한계를 보완하기 위해 필연적으로 사용되는 점탄성 물질의 효율성을 극대화하고자 한다. 이를 위해 제한된 질량 조건하에서 구조물의 감쇠성능을 극대화할 수 있는 최적의 댐핑 부착 위치를 수치해석적으로 검증하고자 하며, 효율적인 부착 위치 선정을 위한 방법으로 위상최적설계 기법을 도입한다[3,4].

2. 과도응답 위상최적화 정식화

2.1 과도응답 지배방정식

Fig. 1에 개략적으로 나타낸 바와 같이, 호스트 구조물 표면에 부착된 댐핑층의 최적 분포를 고려한다. 이 구조물은 과도 가진력 $F(t)$에 의해 진동이 발생한다. 동적 시스템의 유한요소 모델에 대한 지배 방정식은 식 (1)과 같다.

$$M(x)\ddot{u}(t)+C(x)\dot{u}(t)+K(x)u(t)=F(t)$$
$$\dot{u}|_{t=0}=v_0,\qquad u|_{t=0}=u_0 \tag{1}$$

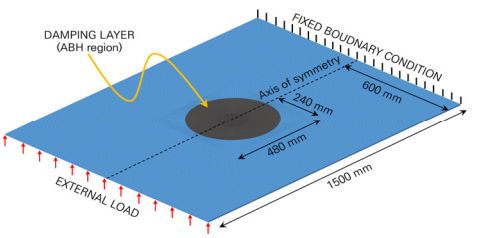
여기서, $M(x)$, $C(x)$ 그리고 $K(x)$는 각각 질량행렬(mass matrix), 댐핑행렬(damping matrix) 그리고 강성행렬(stiffness matrix)이다. $\ddot{u}(t)$, $\dot{u}(t)$ 그리고 $u(t)$는 과도 가진력에 대한 각각 가속도, 속도 그리고 변위를 나타내는 것이며, v_0과 u_0는 초기속도와 초기변위이다.

대상 구조물은 호스트 구조물(host structure)과 댐핑층으로 구성되어 있기에, 질량행렬, 댐핑행렬 그리고 강성행렬은 $M(x)=M_h+M_d(x)$, $C(x)=C_h+C_d(x)$ 그리고 $K(x)=K_h+K_d(x)$로 구성되어 있으며, 여기서 하첨자 h와 d는 각각 호스트 구조물과 댐핑층을 의미한다.

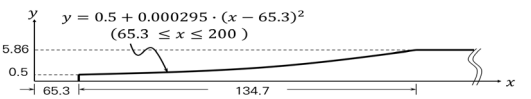
위상최적설계의 목적은 주어진 설계 영역(design domain) 내에서 제한된 재료를 활용하여 최적의 형상을 도출하는 것이다. 이를 위해 설계 영역을 요소(element)로 분할하고, 각 요소의 존재 여부를 나타내는 상대 밀도를 하나의 설계 변수(design variable)로 정의하여 최적의 형상을 제시한다. 이때 설계 변수의 범위는 $x_{\min}\le x_e\le 1$로 제한되며, $x_e=x_{\min}$의 경우는 재료가 존재하지 않는 공극(void) 영역이고, 반대로 $x_e=1$의 경우는 재료가 존재하는 고체(solid) 영역이다. 위상최적설계에서 효율적인 설계 변수 선정을 위해 다양한 수치적 모델이 존재하지만, 이 연구에서는 가장 널리 사용되는 기법 중 하나인 SIMP (solid isotropic material with penalization) 모델을 적용하였다[4,5]. SIMP 기법은 각 요소의 재료 특성을 상대 밀도의 패널티 함수로 정의하며, 식 (2)와 같은 관계식을 갖는다.

$$E_e(x_e)=x_e^pE_0,\quad (0<x_{\min}\le x_e\le 1) \tag{2}$$

여기서, E_e는 e번째 요소의 유효 탄성계수를 의미하며, E_0는 탄성계수(Young's modulus)이다. x_e는 각 요소의 상대 밀도이며, 패널티 계수 $p=3$으로 선정하였다. 또한, 강성 행렬의 특이성(singularity)을 방지



(a) Schematic of the ABH embbed plate with boundary and loading conditions



(b) Cross-sectional thickness profile of the circular ABH region

Fig. 1 ABH plate with damping layer

하기 위해 $x_{\min}=0.01$로 설정하였다.

SIMP모델을 적용한 질량, 댐핑 그리고 강성행렬은 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} M(x) &= \sum_{e=1}^{N_h} \overline{M_h^e} + \sum_{e=1}^{N_e} x_e \left(\overline{M_d^e} \right) \\ C(x) &= \sum_{e=1}^{N_h} \overline{C_h^e} + \sum_{e=1}^{N_e} (x_e)^p \left(\overline{C_d^e} \right) \\ K(x) &= \sum_{e=1}^{N_h} \overline{K_h^e} + \sum_{e=1}^{N_e} (x_e)^p \left(\overline{K_d^e} \right) \end{aligned} \tag{3}$$

여기서, $\overline{\bullet}$는 각 요소의 내부가 빈 공간이 없는, 즉, 위상최적설계에서 상대밀도를 고려하지 않은 상태를 나타내는 것이다. N_h와 N_e는 각각 호스트 구조물과 댐핑층의 요소 수이다. 또한, 이 연구에서는 댐핑층의 댐핑 행렬을 Rayleigh 댐핑 모델로 정의하였으며, 식은 식 (4)와 같다.

$$\overline{C_d^e} = \alpha \overline{M_d^e} + \beta \overline{K_d^e} \tag{4}$$

댐핑을 정의하는 상수 α와 β는 Table 1에 나타내었다[6].

2.2 위상최적설계 모델링

구조물의 구조응답함수가 다음과 같은 형태 $g=g(u(t),t)$를 갖는다고 가정하면, 위상최적설계의 목적함수는 식 (5)와 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\min. f = \int_{T_1}^{T_2} g(u(t),t)\,dt = \int_{T_1}^{T_2} u_{\text{target}}^2(t)\,dt \\ &\text{subject to } M(x)\ddot{u} + C(x)\dot{u} + K(x)u = F \\ &\dot{u}|_{t=0} = v_0,\ u|_{t=0} = u_0 \\ &\sum_{e=1}^{N_e} x_e V_e - f_v \sum_{e=1}^{N_e} V_e \le 0 \end{aligned} \tag{5}$$

Table 1 Material properties of ABH plate and damping layer

		ABH Plate	Damping layer
Young's modulus		69 GPa	16.5 MPa
Density		2,700 kg/m^3	697 kg/m^3
Rayleigh Damping	α	-	-1.30×10^{-1}
	β	-	1.69×10^{-2}
Poisson's ratio		0.3	0.49

여기서, u_{target}은 특정 노드의 변위이며, 설계변수는 제한된 질량 조건 내에서 구조물의 감쇠 성능을 극대화할 수 있도록 댐핑 재료의 요소별 밀도로 정의하였다.

2.3 민감도 해석

이 연구에서는 부수 변수법(adjoint variable method)을 적용하여 설계 변수에 대한 목적함수의 민감도를 도출하면 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial f}{\partial x_e} = \frac{\partial \int_0^{T_2} g(u(t),\ t)dt}{\partial x_e} - \frac{\partial \int_0^{T_1} g(u(t),\ t)dt}{\partial x_e} \tag{6}$$

여기서, 우변의 두 항은 종료시간이 다르지만 식의 형태는 같으므로, $f=\int_0^T g(u(t),\ t)dt$의 민감도만을 고려하면 된다. 따라서, 라그랑주 함수(Lagrangian function)의 형태는 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned} L(u,\ \lambda) &= \int_0^T g(u(t),\ t)dt \\ &+ \int_0^T \lambda^T \left[M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku - F(t) \right] dt \end{aligned} \tag{7}$$

연쇄 법칙(chain rule)을 사용하여 식 (7)의 라그랑주 함수를 설계변수에 대해 미분하면 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial x_e} &= \int_0^T \frac{\partial g}{\partial u}\frac{\partial u}{\partial x_e} dt \\ &+ \int_0^T \lambda^T \left(\frac{\partial M}{\partial x_e}\ddot{u} + \frac{\partial C}{\partial x_e}\dot{u} + \frac{\partial K}{\partial x_e}u - \frac{\partial F(t)}{\partial x_e} \right) dt \\ &+ \int_0^T \lambda^T \left(M\frac{\partial \ddot{u}}{\partial x_e} + C\frac{\partial \dot{u}}{\partial x_e} + K\frac{\partial u}{\partial x_e} - \frac{\partial F(t)}{\partial x_e} \right) dt \end{aligned} \tag{8}$$

식 (8)의 마지막 항을 부분적분하고, 초기 조건이 설계변수에 독립적임을 고려하면 식 (9)와 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\int_0^T \lambda^T \left(M\frac{\partial \ddot{u}}{\partial x_e} + C\frac{\partial \dot{u}}{\partial x_e} + K\frac{\partial u}{\partial x_e} - \frac{\partial F}{\partial x_e} \right) dt \\ &= \lambda^T(T) M \frac{\partial \dot{u}(T)}{\partial x_e} - \dot{\lambda}^T(T) M \frac{\partial u(T)}{\partial x_e} \\ &+ \int_0^T \ddot{\lambda}^T M \frac{\partial u}{\partial x_e} dt + \lambda^T(T)\, C \frac{\partial u(T)}{\partial x_e} \\ &- \int_0^T \dot{\lambda}^T C \frac{\partial u}{\partial x_e} dt + \int_0^T \lambda^T \left(K\frac{\partial u}{\partial x_e} - \frac{\partial F}{\partial x_e} \right) dt \end{aligned} \tag{9}$$

식 (9)를 식 (8)에 대입하면 라그랑주 함수는 식 (10)과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned}\frac{\partial L}{\partial x_e} = &\int_0^T \lambda^T \left(\frac{\partial M}{\partial x_e}\ddot{u} + \frac{\partial C}{\partial x_e}\dot{u} + \frac{\partial K}{\partial x_e}u - \frac{\partial F}{\partial x_e} \right) dt \\ &+ \int_0^T \left(\frac{\partial g}{\partial u} + \ddot{\lambda}^T M - \dot{\lambda}^T C + \lambda^T K \right) \frac{\partial u}{\partial x_e} dt \\ &+ \lambda^T(T) M \frac{\partial \dot{u}(T)}{\partial x_e} \\ &+ \left(\lambda^T(T) C - \dot{\lambda}^T(T) M \right) \frac{\partial u(T)}{\partial x_e}\end{aligned} \tag{10}$$

식 (10)이 임의의 $\lambda(t)$에 대해 성립하므로, 부수 벡터(adjoint vector)는 식 (11)의 해로 선택될 수 있다.

$$\begin{cases} \ddot{\lambda}^T M - \dot{\lambda}^T C + \lambda^T K = -\dfrac{\partial g}{\partial u} \\ \lambda^T(T) = 0 \\ \dot{\lambda}^T(T) = 0 \end{cases} \tag{11}$$

종단 조건(terminal conditions)이 있는 식 (11)은 시간 매핑 $\tau = T - t$를 사용하여 먼저 초기값 방정식으로 변환되며 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{cases} \dfrac{d^2\hat{\lambda}^T}{d\tau^2} M + \dfrac{d\hat{\lambda}^T}{d\tau} C + \hat{\lambda}^T K = -\dfrac{\partial g}{\partial u} \\ \hat{\lambda}^T(0) = 0 \\ \dfrac{d\hat{\lambda}^T}{d\tau}(0) = 0 \end{cases} \tag{12}$$

여기서, $\hat{\lambda}(\tau) = \lambda(T - t)$로 새롭게 정의할 수 있으며, 이 연구의 목적함수 형태인 경우 식 (13)과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{cases} \dfrac{d^2\hat{\lambda}^T}{d\tau^2} M + \dfrac{d\hat{\lambda}^T}{d\tau} C + \hat{\lambda}^T K = -2u_{\text{target}} p \\ \hat{\lambda}^T(0) = 0 \\ \dfrac{d\hat{\lambda}^T}{d\tau}(0) = 0 \end{cases} \tag{13}$$

여기서, $p = \{0, \cdots 0, 1, 0, \cdots, 0\}$으로 목적함수로 하는 u_{target}에 해당하는 DOF는 1이고 나머지는 0이 된다. 이를 기반으로 최종 민감도는 식 (14)와 같다.

$$\frac{\partial f}{\partial x_e} = \int_0^T \lambda^T \begin{Bmatrix} \overline{M_d^e}\,\ddot{u} + p x_e^{p-1}\left(\overline{C_d^e}\right)\dot{u} \\ + p x_e^{p-1}\left(\overline{K_d^e}\right) u \end{Bmatrix} dt \tag{14}$$

위상최적설계는 설계변수의 수가 매우 많아, 모든 설계변수에 대해 변위의 미분을 계산하는 직접 민감도 해석은 비효율적이다. 반면 부수 변수법은 설계변수의 수와 관계없이 하나의 부수 과도 방정식만 추가로 풀면 되므로 훨씬 효율적이다.

3. 수치해석

3.1 과도진동해석 유한요소 모델링

해석대상은 Fig. 1(a)에 나타낸 바와 같이 평판 중앙부에 ∅400.0 크기의 음향블랙홀 영역이 형성되어 있으며, 점탄성 물질이 1.0 mm의 두께로 부착되어 있다. 가운데 절단 두께는 0.5 mm로 크기는 ∅130.6이다. 또한, 평판의 한쪽 끝단에는 고정 경계조건이 적용되었으며, 반대쪽 끝단에는 외부 가진이 부여되었다. ABH 영역에 대한 상세 형상 및 치수는 Fig. 1(b)에 나타내었으며, 좌표계의 원점은 음향블랙홀 영역의 중심부로 설정하였다.

과도진동해석을 위해 상용 유한요소 해석 소프트웨어인 ANSYS에서 제공하는 APDL을 이용하였다. 요소 타입은 평판과 점탄성 물질 모두 SOLSH190을 적용하였으며, 해석의 효율성을 높이기 위해 대칭 경계조건을 부여하여 절반 크기의 유한요소 모델을 구성하였다. 유한요소 모델에서 평판의 요소 수는 8740개, 점탄성 물질의 요소 수는 2440개로 구성하였다. 또한, 점탄성 물질의 요소 수는 추후 위상최적설계의 설계 변수로 사용되며, 이에 따라 설계 변수의 개수를 점탄성 물질의 요소 수와 동일하게 설정하였다.

위상최적화 기법에서의 설계 변수의 업데이트를 위한 최적화 알고리즘은 GCMMA(globally convergent method of moving asymptotes)를 사용하였으며[8], 수렴 조건은 식 (15)와 같다.

$$\left| \frac{f_{n-1} - f_n}{f_n} \right| < 0.01 \tag{15}$$

여기서, n은 n번째 축차과정을 나타낸다. 위상최적설계 적용 시 체커보드 패턴(checkerboard pattern)과

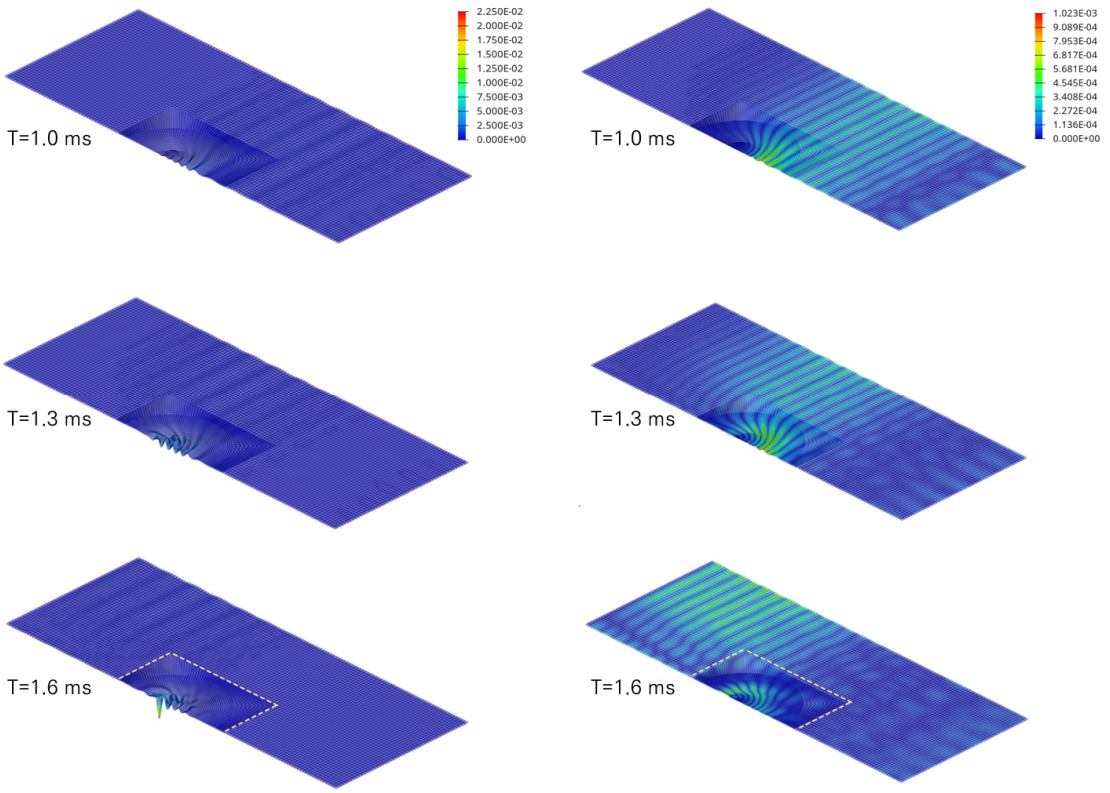
요소 사이즈에 따른 최적 결과의 상이한 한계를 극복하기 위해 민감도 필터링(sensitivity filtering)을 적용하였으며, 이를 위해 필터링 반경($r_{\min}$)은 1.5로 설정하였다.

3.2 과도진동해석

이 연구에서의 총 해석 시간은 두께 5.86 mm의 기준 평판을 대상으로 설정하였다. 10 kHz의 외부 하중을 인가하였을 때, 한쪽 경계면에서 발생한 굽힘파가 평판을 따라 전파하여 반대쪽 경계면에 도달한 직후, 즉 반사되기 직전까지의 물리적 시간으로 정의하였다. 또한 식 (5)의 목적함수에서 u_{target}는 평판형 음향 블랙홀 구조물 내에서 시간에 따른 변위의 합이 최대가 되는 지점으로 설정하였다.

Fig. 2는 10 kHz의 주파수를 가진 5주기 단위 해닝창(Hanning-window)함수를 외력으로 인가하였을 때, 시간에 따른 평판형 음향 블랙홀의 변위 분포를 나타낸 것이다. Fig. 2(a)는 댐핑을 고려하지 않은 평판에 음향 블랙홀만 존재하는 경우이며, Fig. 2(b)는 음향 블랙홀 영역 전체에 댐핑 물질을 부착한 경우를 나타낸다. 초기에는 두 경우 모두 비슷한 형태를 보이다 T=1.3 ms가 경과한 시점에서는 음향 블랙홀 효과로 인해 파동의 진폭이 구조물의 특정 영역에 집중되는 현상이 뚜렷하게 관찰된다. 나아가 T=1.6 ms 시점에서는 대부분의 파동 에너지가 구조물의 특정 영역에 더욱 강하게 국소화되는 양상이 명확히 확인된다. 댐핑을 고려한 경우의 최대 변위는 1.02×10^{-3} mm로, 댐핑을 고려하지 않은 경우 최대 변위는 2.22×10^{-2} mm이다. 이를 통해 댐핑물질에 의해 변위가 저감되었음을 알 수 있다.

한편, 두 조건 모두 최대 변위 발생 지점은 음향블랙홀 중앙에서 파동 진행 방향으로 편향(offset)되어 관찰되었다[7]. 댐핑 미적용 및 적용 시의 위치는 각각 검은색과 붉은색 삼각형으로 Fig. 2에 표시하였으며,



(a) Undamped ABH structure (b) Eamped ABH structure

Fig. 2 Time-varying displacement field under the external load

두 조건에서 발생하는 최대 변위의 위치가 서로 달라 목적함수에 해당하는 u_{target}는 두 가지 경우로 나누어 위상최적설계를 진행하였다.

3.3 민감도 해석 검증

위상최적설계는 수많은 설계변수를 고려하므로 민감도 해석은 필수이다. 과도진동해석 시 수치적 정확도와 안정성을 확보하려면 적절한 시간 간격을 설정하는 것이 필수적이다. 특히 민감도 계산의 정확도가 시간 간격에 크게 좌우되므로, 이 연구에서는 6.94×10^{-7} s로 지정하여 해석을 수행하였다. 민감도 해석의 수치적 정확성을 검증하기 위해, 임의로 선정된 6개 요소에 대하여 유한차분법(finite difference method, FDM)을 통해 계산된 민감도 값과 직접 비교를 수행하였으며, 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 두 결과가 잘 일치하여 민감도 계산의 정확성과 안정성을 확보하였다.

Table 2 Comparison of sensitivity analysis with the finite difference method

FDM	Sensitivity	Comparison (FDM/sensitivity×100 %)
-5.73×10^{-6}	-5.79×10^{-6}	98.96 %
1.97×10^{-5}	1.98×10^{-5}	99.49 %
-9.89×10^{-5}	-9.82×10^{-5}	100.71 %
-2.04×10^{-5}	-2.02×10^{-5}	100.99 %
-1.13×10^{-6}	-1.14×10^{-6}	99.12 %
7.13×10^{-5}	7.01×10^{-5}	101.71 %

3.4 위상최적설계 결과 분석

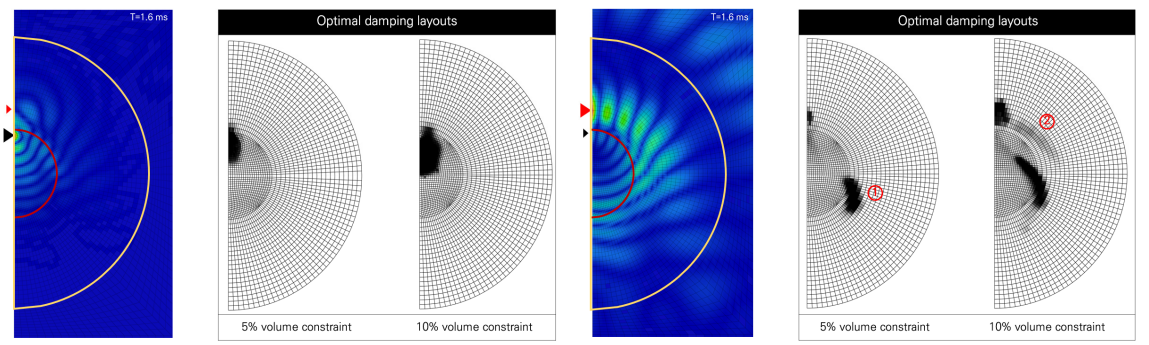
이 연구에서는 음향블랙홀 영역 내 댐핑 물질의 효율적인 부착 위치를 선정하고자 위상최적설계를 적용하였다.

댐핑 적용 여부에 따라 목적함수 노드의 위치가 달라지는 것은, 점탄성 물질의 부착에 따른 부가 질량과 감쇠로 인해 ABH 영역에서 입사파의 위상속도가 달라지고 위상 변화와 시간 지연이 생기기 때문이다. 실제로 T=1.0 ms 이전 두 경우의 입사파에 대한 변위가 동일하지만, 댐핑층이 부착된 ABH 영역을 통과한 이후(T=1.3 ms)에는 에너지가 집중되는 위치가 달라진다.

Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)는 Fig. 2에서 점선으로 표시한 영역(T=1.6 ms 변위 분포)을 확대하여 나타낸 것으로, 댐핑 체적 제한조건 5 % 및 10 %인 경우에 대한 댐핑 물질의 부착 위치를 보여준다. 변위 분포도 좌측의 검은색 및 빨간색 삼각형 표시는 각각 댐핑 미고려 시와 고려 시의 최대 변위의 발생 위치를 나타내며, 댐핑 적용 유무에 따른 최대 변위 위치의 변화를 비교하기 위해 명시하였다. 또한, 붉은색 반원 영역의 두께는 0.5 mm로 일정하게 유지된다.

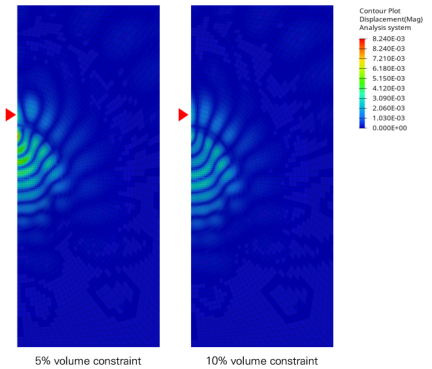
Fig. 3(a)의 경우 최적화된 댐핑 물질은 목적함수 지점을 중심으로 그 주변에 도포된 경향을 보였다. 체적 제한조건이 10 %인 경우 역시 5 %일 때와 유사하게, 목적함수 노드 주변으로 댐핑 물질이 더 넓게 분산되어 배치되는 형상을 나타냈다.

Fig. 3(b)의 결과는 댐핑 미고려(Fig. 3(a))와 동일하게 목적함수 노드를 중심으로 댐핑 물질이 집중되었다. 또한, 입사파가 음향블랙홀을 통과할 때 두께 변

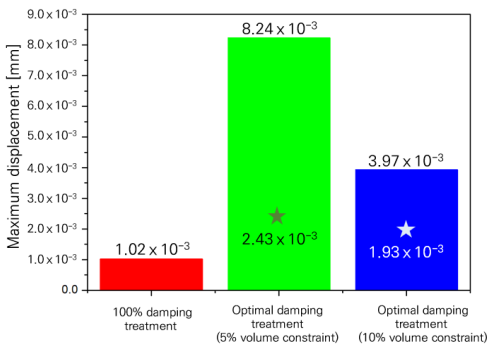


(a) Undamped ABH structure (b) Eamped ABH structure

Fig. 3 Optimal damping layouts w.r.t. volume constraints



(a) Displacement fields corresponding to the 5 % and 10 % optimal damping layout, respectively



(b) The comparisons of the maximum displacements w.r.t. 100 %, 5 % and 10 % damping treatment

Fig. 4 Transient vibration response analysis according to damping treatment layouts

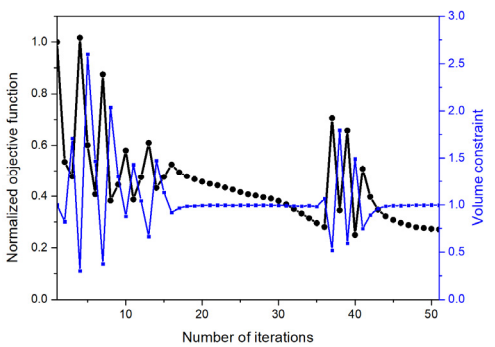


Fig. 5 The history of the normalized objective function and 5 % volume constraint with damping considered

화 영역과 일정 두께 영역 사이에 발생하는 파동 속도 차이가 시작하는 영역에도 댐핑 물질이 분포하는 것을 알 수 있다(①). 이는 Fig. 3(a)와 상이한 결과이다. 또한, Fig. 3(b)의 위상최적설계 결과는 10 %의 체적 조건인 경우는 5 %일 때의 결과를 기준으로 댐핑영역만 늘어난 것이 아니라, 목적함수 노드 방향으로 입사되는 파동 방향에 따라 추가적인 댐핑 영역(②)이 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 4(a)는 Fig. 3(b)의 최적의 댐핑물질 분포도를 기반으로 T=1.6 ms에서 변위를 나타낸다. 목적함수 선정 노드에서의 변위는 현저히 감소한 것으로 확인되며, Fig. 4(b)는 각 경우에서의 최대 변위를 비교한 것이다. 붉은색, 녹색 그리고 파란색 막대 그래프는 각각 음향블랙홀 영역 전체에 댐핑 물질을 도포했을 경우와 5 % 및 10 %의 체적 제한조건을 적용한 위상최적설계 결과에 기반하여 댐핑 물질을 도포한 경우의 최대 변위를 비교한 것이다. 5 %와 10 % 조건에서 막대 그래프의 별 표시는 각 조건에서 목적함수 노드의 변위를 나타내며, 댐핑으로 인해 변위가 확연하게 감소했음을 보여준다. 또한, 각 조건에서 최대 변위는 서로 다른 위치에서 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 목적함수 노드를 기준으로 댐핑 물질을 전체 영역에 도포한 경우와 비교했을 때, 댐핑 물질 5 % 및 10 % 사용으로 전체 댐핑 물질 도포(1.02×10^{-3} mm) 대비 변위 비율(전체 도포 변위/최적 분포 변위)은 각각 42.0 %와 52.8 %이다.

Fig. 5는 댐핑 고려 시 목적함수를 선정하여 체적 제한조건 5 %일 때의 정규화 목적함수와 체적 제한조건을 축차 과정(iteration)에 따라 나타낸 것이다. 37번째에서 42번째 축차 사이에 구간의 비단조적 구간은 제약조건이 일시적으로 위반되었다가 회복되는 과정에서 목적함수 또한 비단조적으로 변화한 것으로 판단된다.

4. 결 론

이 연구는 음향블랙홀 적용 시 에너지 소산을 집중시키기 위해 댐핑 물질이 많이 사용되는 상황에서, 댐핑 물질의 효율적인 부착 위치를 선정하기 위해 위상최적설계 기법을 적용하였다. 위상최적설계를 적용하기 위한 목적함수로는 특정 시간까지의 변위의 합이 가장 큰 노드를 선정하였고, 이를 위해 과도진동해석을 수행하였다.

목적함수 노드를 선정하기 위해 두 가지 경우로 나

누어 분석하였다. 첫 번째는 도포되지 않은 경우이며, 두 번째는 음향블랙홀 영역에 댐핑 물질이 도포된 경우이다. 각 경우에서 최대 변위의 위치는 상이하게 나타났다. 각 경우에 대해 댐핑 물질 5 %와 10 %를 적용하여 분석한 결과, 댐핑 물질을 고려하지 않은 경우에는 목적함수 노드를 중심으로 댐핑 물질이 분포되었으나, 댐핑 물질을 고려한 경우에는 목적함수 노드뿐만 아니라 두께 변화 영역과 일정 두께 영역 사이에도 댐핑 물질이 분포되어 있음을 알 수 있었다.

또한, 목적함수 노드를 기준으로 비교했을 때 5 %의 댐핑 물질로 약 42.0 %의 성능을 기대할 수 있었으며, 10 %의 댐핑 물질의 사용으로 약 52.8 %의 성능을 기대할 수 있었다. 이는 효율적인 댐핑 물질의 부착 위치 선정으로 목적함수 노드의 응답을 효과적으로 저감할 수 있음을 시사한다. 하지만, 이 연구에서는 특정 노드의 변위만을 목적함수로 고려하였기 때문에, ABH의 다른 노드에서 최대 변위가 발생하는 한계가 있다.

이 연구는 수치해석에 기반한 결과이므로, 향후 실험적 검증을 통해 과도진동 기반의 위상최적설계 결과의 유효성을 확인할 필요가 있다. 또한 이 연구에서 사용한 Rayleigh 감쇠계수는 10 kHz 대역에서 현실적이지 않은 감쇠비를 주며, 실제 점탄성 물질은 주파수 및 온도 의존적 특성을 가지므로 시간영역 점탄성 모델의 도입이 요구된다. 나아가, 이 연구의 목적함수는 단일 주파수 가진 조건에서 특정 노드의 변위로 정의되어 댐핑 분포에 따라 목적함수 노드가 달라지는 한계가 있으므로, ABH 영역 전체의 에너지를 목적함수로 정의하고 다양한 가진 주파수 및 입사 방향을 고려하고, 최소 형상 크기와 연결성 등 제작성 제약을 반영한 위상최적설계로 확장할 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 2025년 국립순천대학교 학술연구비(과제번호: 2025-0299) 공모과제로 연구되었음.

References

(1) Mironov, M. A., 1988, Propagation of a Flexural Wave in a Plate Whose Thickness Decreases Smoothly to Zero in a Finite Interval, Soviet Physics: Acoustics, Vol. 34, No. 3, pp. 318~319.

(2) Krylov, V. V. and Tilman, F. J. B. S., 2004, Acoustic ‘Black Holes’ for Flexural Waves as Effective Vibration Dampers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 274, No. 3~5, pp. 605~619.

(3) Dahl, J., Jensen, J. S. and Sigmund, O., 2008, Topology Optimization for Transient Wave Propagation Problems in One Dimension, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 36, pp. 585~595.

(4) Zhang, X. and Kang, Z., 2014, Dynamic Topology Optimization of Piezoelectric Structures with Active Control for Reducing Transient Response, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 281, pp. 200~219.

(5) Kim, S. Y., 2017, RDVM Topology Optimization for Optimal Damping Treatment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 1, pp. 72~79.

(6) Yusuf, A. I. and Amin, N. M., 2015, Determination of Rayleigh Damping Coefficient for Natural Damping Rubber Plate Using Finite Element Modal Analysis, Proceedings of the InCIEC, pp. 713~725.

(7) Kim, S. Y. and Lee, D., 2018, Numerical Analysis of Wave Energy Dissipation by Damping Treatments in a Plate with Acoustic Black Holes, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 32, pp. 3547~3555.

(8) Svanberg, K., 2002, A Class of Globally Convergent Optimization Methods Based on Conservative Convex Separable Approximations, SIAM Journal on Optimization, Vol. 12, No. 2, pp. 555~573.