

Padé 근사법을 이용한 Zwicker 라우드니스의 계산과 최적화

Computation of Zwicker's loudness and design optimization with Padé approximation

국정환* · Jakob S. Jensen** · 왕세명†

Junghwan Kook, Jakob S. Jensen and Semyung Wang

Key Words : Padé approximation(Padé 근사법), Zwicker's Loudness(Zwicker 라우드니스), Design sensitivity analysis (설계 민감도 해석), Acoustical topology optimization(음향 위상 최적화)

ABSTRACT

The calculation of Zwicker's loudness which is needed for multiple frequency response with a fine frequency resolution using the finite element (FE) procedure usually requires significant computation time since a numerical solution must be obtained for each considered frequency. Furthermore, if the analysis is the basis for an iterative optimization procedure this approach imposes high computational cost. In this work, we present an efficient approach for obtaining Zwicker's loudness via the Padé approximants and applying in an acoustical topology optimization procedure. The paper is focused on an efficient and accurate calculation of Zwicker's loudness, design sensitivity analysis, and the acoustical topology optimization method by using Padé approximants. The paper compares the efficient algorithm to results obtained by a standard FEM. Comparison are made both in terms of accuracy and in terms of CPU-times needed for the calculation.

1. 서 론

소음 측정을 위해 대부분의 현상이나 실험실에서 A-weighted 음압 레벨을 사용해왔다. A-weighted 음압 레벨은 사람의 귀의 민감도가 고주파와 저주파 대역에서 중주파수 대역에 비해 떨어지는 특성을 이용하여 주파수 응답의 보상을 통해 얻어진다. 하지만 많은 사람들이 A-weighted 음압 레벨을 이용한 소음 예측이 주관적으로 느끼는 소음과 서로 잘 맞지 않음을 항의하였고, 게다가 심리 음향가들에 의해 dB(A) 값이 사람의 소음 지각을 잘못 나타낸다는 것이 제기되었다. 특히 광대역 또는 음압 레벨이 높은 소음의 경우 A-weighted 음압 레벨은 더욱 신뢰도가 떨어진다. Hellman 과 Zwicker 는

dB(A) 값이 줄었음에도 불구하고 소음은 더 커질 수 있음을 증명하였다⁽¹⁾. 이러한 A-weighting 음압 레벨의 문제점을 보완하고자 객관적인 음압 레벨로부터 사람의 청감 특성을 수학적으로 모델링하여 인지된 소음의 크기를 예측하는 연구가 Zwicker 와 Fast⁽²⁾에 의해 수행되었다. Zwicker 라우드니스 레벨은 소리의 짜증도를 나타내는 유용한 지표로 현재까지 사용되고 있으며 국제규격 ISO532B (국제 표준 기구)에도 등록되었다⁽³⁾.

유한 요소법(Finite Element Method; FEM)을 이용한 수치 해석적인 기법은 음향 문제를 해석하는데 많이 활용된다. FEM 을 이용한 다중 주파수에 대한 음향 해석은 factorization method or an iterative method 에 의해 구할 수 있다. Zwicker 라우드니스는 넓은 주파수 대역에서의 음압 레벨을 가지고 계산 되는데, 이를 위해 다중 주파수에서 FE 해석은 필요로 하기 때문에 계산에 많은 비용이 든다. 특히, Zwicker 라우드니스를 최소화 하는 최적화 문제에 있어서, 목적함수 계산과 설계 민감도

† 교신저자; 광주과학기술원 기전공학과

E-mail : smwang@gist.ac.kr

Tel : (062) 970-2390, Fax : (062) 970-2384

* 광주과학기술원 기전공학과 박사과정

** 덴마크 공대 기계공학과

해석 (Design Sensitivity Analysis; DSA)과 같은 일련의 스텝 등을 반복해서 구하기 위해 많은 FE 해석을 필요로 하기 때문에 FEM 을 활용한 Zwicker 라우드니스 해석과 최적화는 비싼 비용을 지불 해야 하는 공학 문제가 될 수 있다.

본 연구에서는 FEM 과 Padé 근사법(Padé approximation: PA)를 결합하여 효율적인 계산시간을 위한 수치적 기법을 제안하고 이를 Zwicker 라우드니스 계산과 음향 위상 최적화에 적용하였다. PA 알고리즘은 근사화된 함수의 급수 전개와 분자 분모의 다항식의 항들을 가지는 유리함수(rational function)을 기본 형태로 가진다. 이러한 방법은 asymptotic waveform evaluation (AWE) 라고 불리는데 high-speed circuit analysis 와 전자기 scattering 과동을 빠르고 정확하게 해석하기 위해 개발되었다. PA 를 활용한 음향해석에서 Coyette *et al.*⁽⁴⁾ 는 진동하는 물체로부터 발생하는 소음을 넓은 주파수에서 해석하기 위해 PA 와 경계 요소법 (Boundary Element Method: BEM)를 사용한 음향 해석기법을 발표하였다. Djelloulie *et al.*⁽⁵⁾ 는 PA 를 이용하여 음향 산란과를 계산하고 그 효율성을 Taylor 급수 전개와 비교하고, PA 를 활용한 계산법이 넓은 주파수에서 빠르고 효율적으로 음향 해석을 할 수 있음을 보였다. PA 를 활용한 음향 해석은 효율성과 정확성 측면에서 관련 연구자들이 많이 활용하고 있는데, 이를 반영하듯 범용 음향 해석 툴인 시스노이즈 (Sysnoise)에 PA 를 활용한 근사 해석 기법이 탑재되어있다.

Jensen⁽⁶⁾ 은 동적 구조물의 응답을 PA 를 이용하여 빠르고 정확하게 계산하고, PA 를 기반으로 보조 변수법 (Adjoint Variable Method: AVM) 유도하고 위상최적화 문제에 적용하였다. 그는 넓은 주파수에서 정확한 근사법을 제안하고 PA 식이 많은 설계 변수에 대한 설계 민감도 값을 요구하는 위상 최적화에 활용될 수 있음을 보였다. 본 연구는 Jensen⁽⁶⁾ 의 연구를 음향 문제로 확장하고 Zwicker 라우드니스 문제에 적용하였다. 본 연구에서는 라우드니스를 최소화하기 위해 위상 최적화 기법을 정식화하였다. 먼저 PA 를 이용하여 빠르고 정확하게 라우드니스를 계산하였다. 그리고 PA 의 각 항들과 급수 전개식을 활용하여 AVM 기반 설계 민감도를 유도하였다. 본 연구에서는 음향장치가 설치된 음향 공간을 유한 요소모델로 구성한 다음, 각 유한 요소모델에 설계 변수를 한 개씩 부여하는 방법으로 방음벽의 위상 최적화를 수행하였다. 최적화 과정의 단계에서 유한 요소모델의 각각의 요소가 공

기 또는 강제, 강제 또는 흡음체가 가 될 수 있도록 음향 물성치를 벌칙함수로 보간 하였다. 라우드니스는 ISO 532B⁽³⁾에 따르는 Zwicker 라우드니스를 수음 영역에서 구했으며, 설계변수 개선(update)는 설계민감도 기반의 최적화 기법인 MMA(Method of Moving Asymptotes)를 사용하였다.

2. 본 론

2.1 음향 해석 모델

음압 p 는 식(1)에 나타낸 헬름홀츠 방정식 (Helmholtz equation)과 부가된 경계조건을 이용하여 계산할 수 있다. 음향학적 강제벽과 지면은 경계에서의 음압이 0가 될 수 있게 경계 조건을 식 (2)와 같이 부여하였고, \hat{p}_0 의 음압 크기를 갖는 소음원을 부여하기 위한 경계조건을 식(3)과 같이 각각 적용하였다.

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \hat{p} \right) + \frac{\omega^2}{k} \hat{p} = 0 \quad \text{in } \Omega \quad (1)$$

$$\bar{\mathbf{n}} \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \hat{p} \right) = 0, \quad \frac{\partial \hat{p}}{\partial n} = 0 \quad \text{on } \partial\Omega \quad (2)$$

$$\mathbf{n} \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \hat{p} \right) = 2i \frac{\omega \hat{p}_0}{c \rho} - i \frac{\omega \hat{p}}{c \rho} \quad \text{on } \partial\Omega \quad (3)$$

위 식에서 ρ 는 음향 매질의 밀도, ω 는 진동수, k 는 bulk modulus ($k = \rho c^2$)이다.

유한 요소 모델을 정식화 하기 위해 weighted residual을 이용하여 유한 요소 모델 내에서 계산되는 복소 음압 $\hat{\mathbf{p}}(\mathbf{r})$ 을 구성하였다. 이때, 이산화된 음압 영역은 유한 요소 형상 함수 $\varphi_i(\mathbf{r})$ 를 사용하여 나타낼 수 있다.

$$\hat{\mathbf{p}}(\mathbf{r}) = \sum_{i=1}^M \varphi_i(\mathbf{r}) \hat{p}_i, \quad (4)$$

본 연구에서는 Matlab script 기반 범용 유한 요소 툴인 COMSOL⁽⁷⁾을 이용하여 유한 요소 모델을 수립 하였고, 식 (1)-(3)를 기반으로 하여 유한 요소 방정식을 다음과 같이 구성하였다.

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}) \hat{\mathbf{p}} = \mathbf{F}. \quad (5)$$

여기서 \mathbf{K} , \mathbf{C} , 그리고 \mathbf{M} 은 각각 질량 행렬, 감쇠 행렬, 강성 행렬을 나타내고, \mathbf{F} 는 음향 소스에 의한 외력 벡터를 나타낸다.

2.2 Zwicker 라우드니스 모델

주파수에 대한 물리량의 함수의 형태로 표시되는

전형적인 주파수 응답과는 달리 라우드니스는 임계대역에 대한 specific 라우드니스의 값으로써 표현된다. 임계 대역이란 사람의 청감 특성을 이해하는 중요한 개념이며, 라우드니스를 예측하는 중요한 파라미터다. Specific 라우드니스는 임계 대역 내에 주어진 자극의 함수으로써 자극과 specific 라우드니스 사이의 비선형 관계를 고려함으로써 정의 되는 값이다. 그리고 specific 라우드니스의 임계 대역에 대한 적분 즉 전체 임계 대역에 걸쳐 specific 라우드니스로 둘러싸인 면적을 total 라우드니스라고 한다. Specific 라우드니스는 두 부분으로 구성된다. 하나는 main specific 라우드니스로 임계 대역 내에서 주 자극, 즉 라우드니스 분포 곡선에서 평평한 부분에 해당하는 값을 말하며, 다른 하나는 slope specific 라우드니스로 주 자극으로부터 저 임계 대역 및 고 임계 대역 방향으로 경사진 부분에 해당 된다. 본 논문에서는 main specific 라우드니스에 대해 설계 민감도 및 최적화를 수행하였다. Main specific 라우드니스에 대한 식은 아래와 같이 정의 된다⁽⁸⁾.

$$NM = (0.0635 \cdot 10^{0.025L_{TP}}) \cdot \left[\left[0.75 + 0.25 \cdot 10^{0.1(L_E - L_{TP})} \right]^{0.25} - 1 \right] \quad (6)$$

식 (6) 에서 L_E 는 자극 크기 L_{TQ} 는 사람 귀의 가청 임계 지수를 나타낸다. 자극 및 1/3 옥타브 밴드 값의 정의가 식 (7), (8)에 나와있다. 이 식에서 a_0 는 자유장에서 외이의 전달 지수를 나타내며, c_1 은 1/3 옥타브 밴드 대역과 해당 임계 대역 사이의 차이를 보상하기 위한 상수이다.

$$L_E = P_{band} - a_0 - c_1 \quad (7)$$

$$P_{band} = 20 \log \left[\left(\int_{\Delta\omega} p^2 d\omega / \Delta\omega \right)^{0.5} / p_{ref} \right] dB. \quad (8)$$

그림 1은 음향 시스템에서 객관적 음압 레벨로부터 라우드니스가 얻어지는 과정을 나타내고 있다. 먼저 음압을 실험에 의한 측정 또는 음향 수치 해석 결과로부터 획득 한다. 다음으로 1/3 옥타브 밴드 필터를 통해 각 밴드에 대한 음압을 계산하고 이를 라우드니스 계산식의 입력 변수로 대입한다. 1/3 옥타브 밴드와 임계 대역 사이의 관계 및 사람의 청감 특성을 고려하여 각 임계 대역에 해당되는 specific 라우드니스를 계산하고 주변 임계 대역에 대한 마스킹 효과를 고려함으로써 최종적인 라우드니스 분포 곡선을 얻게 된다.

앞서 언급한 바와 같이 FEM을 기반으로 하여 라우드니스를 계산할 경우, 주파수 응답을 광대역에서 구한 다음, 1/3 옥타브 밴드에서 계산하는

과정을 거쳐야 하므로, 계산 시간이 오래 걸리는데, 제안하고자 하는 방법으로 계산할 경우 많은 계산 시간을 단축할 수 있다.

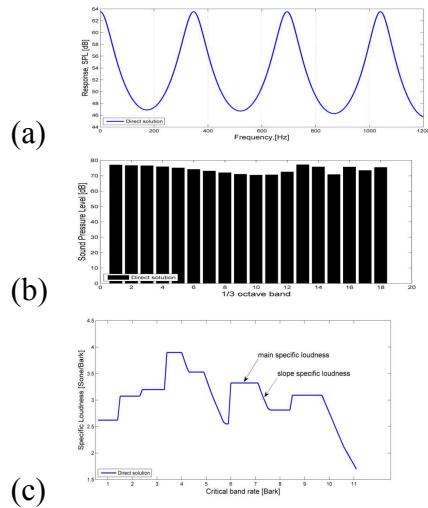


Figure 1 Example describing how loudness can be calculated from the objective SPL. (a) Frequency response function; (b) 1/3-octave band level; (c) Specific loudness pattern in Zwicker's Loudness model

2.3 padé 근사법

확장 주파수 (expansion frequency) 근방의 주파수들에 대한 응답의 정확한 근사를 위해 분자 분모에 확장 항들을 포함한 유리함 수 식을 표현하면 다음과 같다⁽⁶⁾.

$$\hat{p} = \frac{\hat{p}_0 + \sum_{i=1}^N a_i \sigma^i}{1 + \sum_{i=1}^N b_i \sigma^i} \quad (9)$$

위 식은 Padé function 라고 하고, 여기서 N은 확장식의 차수를, a_i 와 b_i 는 확장 항들의 계수를, 그리고 $\sigma = \omega - \omega_0$ 는 확장 주파수 ω_0 와의 근사하고자 하는 주파수 ω 와의 가까운 정도를 의미한다. FEM을 통해 광대역의 주파수에 대한 응답을 구할 경우 식 (5)의 해를 매 주파수마다 구해야 한다. 일반적인 방법으로 해를 구할 때 가장 많이 사용하는 방법이 LU-factorization인데, 큰 사이즈의 문제의 경우 주파수 마다 factorization을 반복해서 구해야 하기 때문에 시간이 많이 소요되지만, 식 (9)를 이용할 경우 몇 개의 선택된 확장 주파수에서만 factorization이 요구 되기 때문에 계산 시간이 많이 줄어든다.

식(9)를 통해 얻은 근사값들의 정밀도는 확장 항들의 계수 a_i 와 b_j 를 구하는 것에 달려있다. 두 계수를 구하는 일련의 과정은 Jensen⁽⁶⁾ 의 논문에 자세하게 언급되어 있어, 여기서는 생략하기로 한다.

(1) 수치 예제 : 3D 차실 모델.

그림 2는 3D 차실 음향 해석 모델이다. 엔진으로부터 음압이 차실로 유입이 되고, 그 때 운전자의 머리 부분에서 계산되는 라우드니스를 계산하는 문제이다. 158243 tetrahedral 요소로 이산화하였고, 관심 주파수 대역 20-460Hz를 1 Hz 간격으로 계산하였다. 일반적인 FEM으로 계산하였을 경우 2389 초의 계산 시간을 소요하는 큰 문제로서 PA의 효율성을 검증하고자 한다.

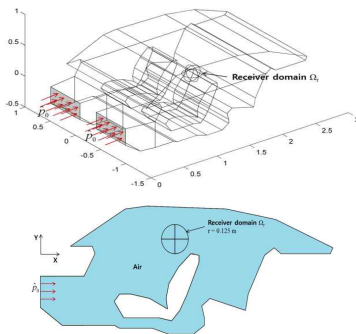


Figure 2 The geometry for the 3D car cavity problem: (a) 3D perspective view; (b) a cutting plane along with $Z = -0.4$ m

그림 3은 PA를 이용한 음향 해석의 결과들과 일반 FEM에서 얻은 결과들(direct solution)을 나타낸 그래프이다. 관심 주파수의 개수가 총 280 개인데, 식(9)의 Padé function 한 개로 광 대역을 모두 근사화하기는 어렵다. 본 예제와 같이 주파수 응답 함수가 복잡할 경우에는 전체 대역을 여러 개의 서브대역(subinterval)으로 분할하여 각각의 분할된 구간에서 Padé function를 이용하여 근사를 하고 다시 전체 구간으로 확장 시키는 것이 정밀도를 높이는 방법이다. 본 예제에서는 5차 확장 항을 이용할 경우에는 43개의 서브대역으로 분할하였고(N=5, NSub=43), 8차 확장 항의 경우에는 총 28개의 서브대역으로 분할하였다.(N=8, NSub=28) 각각의 서브대역에는 10개의 주파수와 15개의 주파수가 포함되도록 하였다.

그림 3에 나타난 것과 같이, PA를 통해 얻은 주파수 응답함수, 1/3 옥타브 밴드, 라우드니스 패턴

이 모두 직접 계산해서 얻은 결과와 일치함을 볼 수 있다. 이때, 계산시간을 보면, N=5, NSub=43의 문제에 대해서는 345 초가 소요되고, N=8, NSub=28의 경우에는 약 269 초가 소요되었다. Direct solution과 비교 시 2000초 이상의 계산 시간의 이득을 보였다.

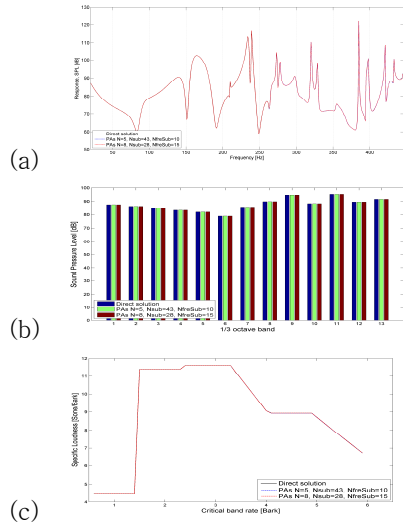


Figure 3 Comparison between direct solution and Padé (a) narrow band level frequency interval [20:460]; (b) 1/3-octave band spectrums; and (c) specific loudness patterns.

2.4 Padé 근사법을 이용한 음향 최적화 문제

(1) 설계 민감도 해석

앞 절에서는 빠르고 정밀한 음향 해석 결과에 대해 언급하였다. 이 절에서는 이를 바탕으로 라우드니스 설계 민감도를 계산하고 위상 최적화 문제를 정식화 하였다.

먼저 라우드니스의 설계 민감도를 계산하기 위해 식(6)을 설계 변수에 대해 미분하고 정리하여 아래 식을 얻었다.

$$\frac{\partial NM}{\partial \gamma} = \frac{\partial NM}{\partial \gamma} + \frac{\partial NM}{\partial L_E} \cdot \frac{dL_E}{d\gamma} \quad (10)$$

$$\frac{\partial NM}{\partial L_E} = 9.13838 \cdot 10^{[0.025L_{TQ} - 0.1(L_E - L_{TQ}) - 4]} \times [0.75 + 0.25 \cdot 10^{0.1(L_E - L_{TQ})}]^{-0.75} \quad (11)$$

$$\frac{dL_E}{d\gamma} = \frac{d}{d\gamma} (P_{band} - a_0 - c_1) \quad (12)$$

식(12)의 1/3 옥타브 밴드의 미분은 trapezoidal

법을 이용하여 1/3 옥타브 밴드를 계산한 후, 각각의 항들을 설계 변수로 미분하여 구하였다. 따라서 최종적으로 얻은 라우드니스의 설계 민감도 값은 식 (13)과 같이 유도되었다.

$$\frac{dNM}{dy} = \frac{9.13838 \cdot 10^{\left[0.025L_{TQ} + 0.1(L_E - L_{TQ}) - 4\right]}}{n \ln 10 \left(\int_{\Delta\omega} p^2 d\omega / \Delta\omega \right)} \times \left(\left[0.75 + 0.25 \cdot 10^{0.1(L_E - L_{TQ})} \right]^{-0.75} \right) \times \left(p(\omega_0) \frac{dp(\omega_0)}{dy} + 2 \sum_{i=1}^{n-1} p(\omega_i) \frac{dp(\omega_i)}{dy} + p(\omega_n) \frac{dp(\omega_n)}{dy} \right) \quad (13)$$

위의 식의 $\frac{dp(\omega)}{dy}$ 은 PA 계산식과 결합하여 효율적으로 계산될 수 있다. 여기서는 그 계산과정이 길고 복잡하여, 생략한다. (Jensen 논문⁽⁶⁾을 참고).

Table 1 DSA results

PAs Parameter		AVM with PAs			Design variable (γ_i)	CDM with PAs ($\Delta\gamma_i=0.1\%$)			Accuracy $\frac{CDM}{AVM} \times 100$
N_p	N_{subs}	Cpu time (s)	NM	Sensitivity	$NM_{\gamma=0}$	$NM_{\gamma=1}$	$\frac{ NM_{\gamma=0} - NM_{\gamma=1} }{2\gamma_i}$		
4	5	62.463	11.39715628	-0.002527678	598	11.397153753	11.397158833	-0.00255001496	100.875
	10	74.412	11.39722686	-0.002919199	14405	11.39723966	11.397229761	-0.00289745625	99.249
	20	115.785	11.39827827	-0.001268476	13143	11.398277008	11.398279544	-0.001268123086	99.972
5	5	71.751	11.39755251	-0.003361548	391	11.397549136	11.397555895	-0.003379073312	100.518
	10	79.967	11.39814118	-0.003344939	10970	11.398137852	11.398144517	-0.003332096872	99.614
	20	122.694	11.39822650	-0.000989096	14531	11.398225516	11.398227499	-0.000991698000	100.262
6	5	73.870	11.39814373	-0.000160999	14912	11.398142717	11.398144740	-0.000101682317	99.563
	10	89.562	11.39820762	-0.000203456	9905	11.398206736	11.398209144	-0.000204349826	100.439
	20	139.063	11.39822914	-0.000268607	4219	11.398226271	11.398232021	-0.002874627608	100.209

3D 차실 모델의 문제에서 3번째 임계 대역(bark)의 specific 라우드니스 값이 최대였기 때문에 이를 최소화 하기 위해 목적으로 하는 라우드니스의 값을 3번째 bark로 선택하고 설계 민감도를 계산하였다. 표 1은 PA를 이용한 라우드니스의 설계 민감도의 결과를 나타내었다. 여러 경우의 PA 인자들에 대해서 결과들을 보여주고 있는데, CDM과 비교 시 100 %의 정밀도를 보여주고 있다. 그 때 계산된 NM의 값이 11.39287866 (sone/bark)인데, PA와 비교 시 거의 같음을 알 수 있다. 계산 시간의 비교 시에 direct solution에 기반으로 한 AVM의 경우 268초가 걸린 반면 PA의 경우 훨씬 적은 시간으로도 정밀한 민감도 값을 계산할 수 있음을 보여주고 있다.

(2) 음향 위상 최적화

3D 차실 모델의 천정과 바닥부분에 라우드니스의를 최소화 하는 최적의 흡음제 설치 위치를 구하기 위해 위상 최적화 문제를 다음과 같이 정식화 하였다.

$$\min_{\gamma} : NM @ 3rd \text{ Bark}$$

$$\text{subject to } \frac{1}{\int_{\Omega_d} dr} \int_{\Omega_d} \gamma(r) dr - \beta \leq 0, 0 \leq \gamma(r) \leq 1 \quad (14)$$

$$\forall r \in \Omega_d$$

설계 영역은 천장과 바닥 그리고 뒷자석 선반을 선택하였다. 음향 위상 최적화 문제는 설계 변수에 따라 설계 영역에 강체벽과 흡음제가 분포할 수 있도록 아래 식과 같은 물질보간 함수를 사용하였다.

$$\frac{1}{\rho(\gamma)} = \frac{1}{\rho_{rigid}} + \gamma \left(\frac{1}{\rho_{abosb}} - \frac{1}{\rho_{rigid}} \right)$$

$$\frac{1}{\kappa(\gamma)} = \frac{1}{\kappa_{rigid}} + \gamma \left(\frac{1}{\kappa_{abosb}} - \frac{1}{\kappa_{rigid}} \right) \quad (15)$$

$$\kappa_{rigid} = 68.7 \times 10^9, \kappa_{abosb} = 7.90 \times 10^6 \quad [N/m^2]$$

$$\rho_{rigid} = 2643, \rho_{abosb} = 30.3945 \quad [Kg/m^3]$$

그림 6은 일반적인 방법으로 구한 음향 위상 최적화 결과를 보여주고 있고, 그림 7은 여러 인자들에 대한 PA로부터 얻은 음향 위상 최적화의 결과를 보여주고 있다. 두 그림에서 볼 수 있듯이 두 경우 최적화 물질 분포가 일치함을 알 수 있다.

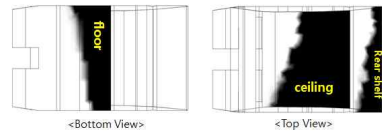


Figure 4 Optimal material distribution by standard method

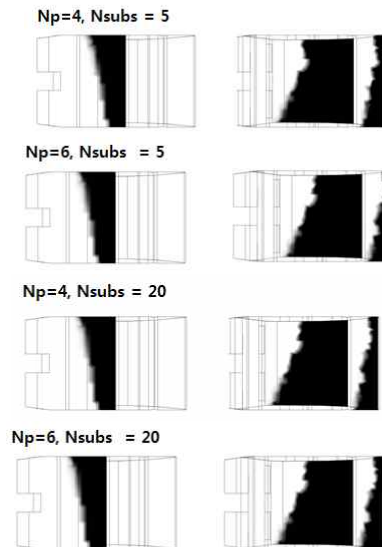


Figure 5 Optimal material distribution by PA

3. 결 론

Table 2 Comparisons standard method with PA

Method	Iteration	Objective function value, NM (Sone/Bark)	Total cpu times (s)	Time per iter (s)
Standard method	38	10.4149	11780	310
PA Np=4, Nsubs = 5	52	10.41252 (10.413184105366563)	3328	64
PA Np=4, Nsubs = 20	57	10.41316 (10.414262088812013)	6612	116
PA Np=6, Nsubs = 5	45	10.41237 (10.414216730056193)	3375	75
PA Np=6, Nsubs = 20	46	10.41319 (10.414288700051400)	6348	138

*The objective value in parenthesis is the objective values recalculated without PAs

표 2는 두 가지 방법으로 얻은 최적화 결과들에 대한 요약이다. 일반적인 방법과 PA와 비교 시 거의 같은 최적화 값을 얻었고, 비슷한 수준에서 iteration에서 최적 해를 찾았다 하지만, 매 iteration마다의 계산 시간이 PA를 이용한 경우가 적으므로 최종적으로 최적화 해를 얻을 때까지 걸린 시간을 보면 PA기반 최적화가 매우 적게 걸린다는 것을 알 수 있다. 그림 6은 최적화 결과를 20-460Hz까지 일반적인 FE법으로 다시 구한 결과를 나타낸 그래프이다. 초기 디자인, 즉 설계 영역에 아무런 흡음제도 부착되어있지 않을 경우에 비해 최적으로 배치된 흡음재를 통해 얻은 라우드니스와 주파수 응답 함수 값이 저감 되었음을 알 수 있다. 또한, 모든 최적화 결과값들이 일치하는 것을 확인할 수 있다.

유한 요소법을 이용한 Zwicker 라우드니스의 계산은 광대역의 주파수의 해석이 필요하기 때문에 계산 비용이 크게 드는 문제점이 있다. 특히, 라우드니스의 저감이 목적함수인 최적화 문제일 경우, 유한 요소해석에 대한 계산 시간의 문제는 더욱 심화된다. 이를 해결하기 위해, 본 연구에서는 유한 요소법과 Padé 근사법을 결합하여 효율적인 계산시간을 위한 수치적 기법을 제안하고 이를 Zwicker 라우드니스 계산과 음향 위상 최적화에 적용하였다.

Padé 근사법을 이용하여 3D 차실 모델의 라우드니스를 계산하고, 음향 위상 최적화를 이용하여 흡음재의 최적 위치를 찾는 문제에 적용하였다. Padé 근사법은 광 대역의 주파수에서 빠르고 정밀한 근사해를 얻을 수 있었고, 음향 위상 최적화는 일반적인 방법과 비교했을 시 같은 위상을 얻는 동시에 많은 계산 시간의 이득을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) R. Hellman, E. Zwicker, 1987, Why can a decrease in dB(A) produce an increase in loudness?, J Acoust Soc Am, Vol. 82 1700-1705.
- (2) Fastl H, Zwicker E. 1990. Psychoacoustics: facts and models. 2nd updated ed.: Springer, Heidelberg
- (3) I.S.O. 532B, Acoustics-Method for Calculating Loudness Level, in, 1975.
- (4) Coyette J-P, Lecomte C, Migeot J-L et al. 1999, Calculation of Vibro-Acoustic Frequency Response Functions Using a Single Frequency Boundary Element Solution and a Pade Expansion. Acta Acustica united with Acustica; Vol. 85: 371-377.
- (5) Djellouli R, Farhat C, Tezaur R. 2001, A Fast Method for Solving Acoustic Scattering Problems in Frequency Bands. Journal of Computational Physics; Vol. 168, 412-432.
- (6) Jensen JS. 2007, Topology optimization of dynamics problems with Padé approximants. International Journal for Numerical Methods in Engineering; Vol. 72, 1605-1630
- (7) COMSOL. 2007 Reference Manual for COMSOL 3.5.
- (8) Zwicker E, Fastl H, Widmann U et al. 1991, Program for calculating loudness according to DIN 45631 (ISO 532B). Journal of the Acoustical Society of Japan; 12: 39-42

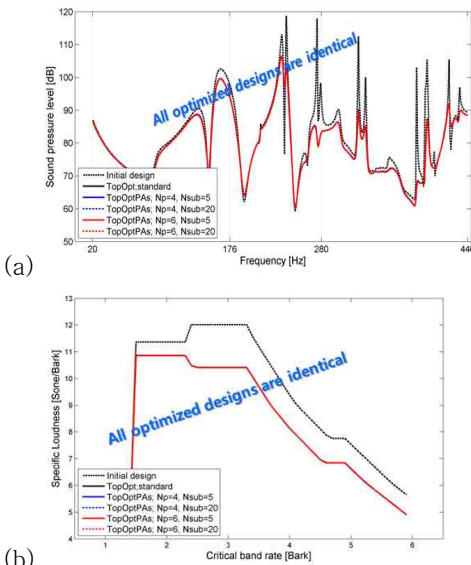


Figure 6 Reanalysis results for standard method and PAs; (a) frequency response function, (b) specific loudness pattern