

# 자기장에 의한 조화가진을 받는 구조물의 위상 최적화

유 정 훈\*

(2001년 2월 28일 접수, 2001년 7월 6일 심사완료)

## Topology Optimization of a Structure under Harmonic Excitation caused by Magnetic Fields

Jeonghoon Yoo

**Key Words:** Topology Optimization(위상최적화), Homogenization Design Method(균질화법), Magnetic Harmonic Force(자기조화력), Maxwell Stress Method(맥스웰 응력법)

### Abstract

This study is focused on the application of the homogenization design method (HDM) to reduce the vibration level of a structure excited by magnetic harmonic forces. This is accomplished by obtaining the optimal material distribution in a design domain to minimize the frequency response caused by the magnetic harmonic excitation. The Maxwell stress method is used to compute the magnetic force and the HDM is applied for the optimization. The developed method is applied to a simple pole model that is excited by the harmonic bending force caused by the current around an adjacent stator. Results shows that the HDM is valid to minimize the frequency response.

### 1. 서론

모터와 같은 고속 회전하는 전기기계는 전자기장에 의해 발생하는 힘을 구동력으로 한다. 그러나 이러한 힘의 발생은 또한 주기적인 조화가진으로 작용하여 전기기계 진동의 원인이 된다. 과거 이러한 문제의 해결은 전기적 관점에서의 접근과 기계적 관점의 접근이 서로 독립되어 이루어져 왔다. 그러나 대부분의 전기기계의 해석은 기계적 방법과 전기적 방법을 모두 고려하여 해석할 필요가 있다.

저주파수 대역에서의 자기장에 의한 진동은 고정자와 회전자간의 자속의 흐름이 주된 원인이며 이러한 자속의 흐름에 의해 가진력이 발생한다.

그러므로 전기기계의 진동해석을 위해서는 자속에 의해 발생된 힘을 정확히 계산할 수 있는 방법의 선택이 중요하다. 맥스웰 응력법(Maxwell stress method)은 계산을 위한 유한요소의 크기에 결과가 크게 좌우되지 않으며 또한 만족할만한 결과를 제공한다는 점에서 널리 이용되고 있다.<sup>(1-3)</sup> 그러나 정확한 결과를 얻기 위해서는 힘의 계산을 위한 적분경로가 적절히 선정되어야만 한다.<sup>(4,5)</sup>

전기회전기계에 발생하는 진동을 최소화하기 위한 최적설계를 위한 연구는 주로 코깅 토크(cogging torque)를 감소시키기 위한 최적형상설계의 방법이 사용되어왔다.<sup>(6)</sup> 일반적으로 모터와 같은 회전 전기기계의 경우 반지름 방향의 변형이 진동의 주원인이나<sup>(7)</sup> 이러한 연구에서는 기계적 변형이 고려되지 않고 있다.

본 연구에서는 회전 전기기계의 진동을 감소시키기 위하여 맥스웰 응력법에 의하여 자기장에 의한 힘을 구하고 그에 의한 구조물의 기계적 변형, 즉 주파수 응답을 고려하여 균질화법에 의한

\* 회원, 연세대학교 기계전자공학부  
E-mail : yoojh@yonsei.ac.kr  
TEL : (02)2123-2859 FAX : (02)362-2736

위상최적화를 시도하였다. 균질화법은  $Ma^{(8)}$  등에 의해 주파수 응답에서의 최적위상 설계에 도입된 적이 있으며 컴플라이언트 메커니즘의 설계에도 적용되고 있다.<sup>(9)</sup> 최근에 와서는 자기에너지를 극대화하여 전기기계의 성능을 향상시키는 연구에 까지 그 적용 범위를 넓혀가고 있다.<sup>(10,11)</sup> 개발된 설계방법을 전기자에 의해 발생하는 자기장에 의해 주기적인 굽힘력을 받는 고정자에 적용시켜 회전자의 최적위상을 도출한다.

### 2. 자기력의 계산

맥스웰 응력법은 유한요소법에 의해 자속밀도를 구하여 그 값을 바탕으로 자기력을 계산한다. 이 방법은 선형 특성과 비선형 특성을 가진 재질에 대해 모두 적용시킬 수 있다. 그러나 계산을 위한 적분 경로는 구조물 상이 아닌 공간상에 위치해야 하며 철고도질(ferromagnetic) 재질로부터 멀리 위치할수록 효과적이다. 그럼에도 불구하고 이 방법을 이용하면 만족할만한 결과를 얻을 수 있으며 그 결과는 실험에 의한 결과와 잘 일치한다. 맥스웰 응력법을 이용한 체적력 밀도는 다음과 같이 정의된다.

$$f_v = \nabla \cdot \tau \quad (1)$$

여기에서  $\tau$ 는 맥스웰 응력텐서이며 그 각 성분은 자속밀도를 이용하여 구해진다.

$$\tau = \frac{1}{\mu_0} \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} = \frac{1}{\mu_0} \begin{bmatrix} B_x^2 - \frac{1}{2} |B|^2 & B_x B_y & B_x B_z \\ B_y B_x & B_y^2 - \frac{1}{2} |B|^2 & B_y B_z \\ B_z B_x & B_z B_y & B_z^2 - \frac{1}{2} |B|^2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기에서  $\mu_0$ 는 자유공간의 자기투과도이며  $B_x, B_y, B_z$ 는 각각  $x, y, z$  방향으로의 자속밀도를 나타낸다. 자기력의 계산은 식 (2)를 체적에 대하여 적분하여 이루어진다.

$$F = \int_V \nabla \cdot \tau \, dv \quad (3)$$

위 식은 발산이론에 의해 면적분으로 표현된다.

$$F = \int_S \tau \cdot dA \quad (4)$$

따라서 자속밀도를 유한요소법으로 구하고 맥스웰 응력텐서를 구하면 식 (4)에 의해 자기력을 계산할 수 있다.

### 3. 탄성체의 균질화법

구조물의 위상최적화 문제 해결을 위해서 균질화법을 사용한다. Fig.1에서 표시된 바와 같이 설계영역  $\Omega$ 는 트래션 하중  $t$ 와 자체하중  $f$ 를 받으며 경계조건  $\partial \Omega_d$ 를 가지고 있다. Fig. 2는 균질화법에 따른 3차원 단위셀(unit cell)을 나타내고 있으며 각 단위셀의 구멍의 크기  $a, b, c$ 와 전각도  $\theta, \phi, \phi$ 가 설계변수가 된다. Fig. 1에 나타난 바와 같이 단위셀의 구멍의 크기에 따라 설계영역의 물질분포가 결정된다. 여러 개의 단위셀을 가진 구조물의 평형방정식은 물질의 분포여부를 결정하는 특성함수를 이용하여 다음과 같이 표시된다.

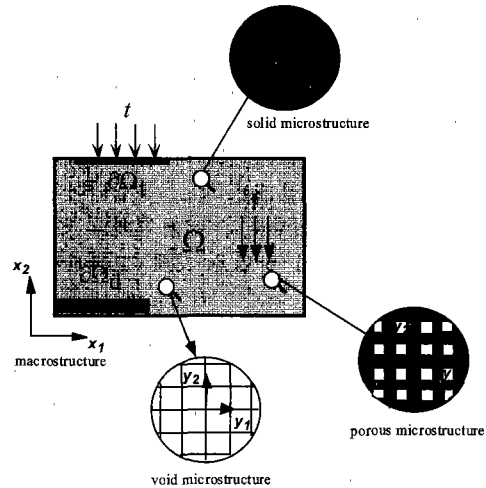


Fig. 1 Macro design domain and porous microstructure

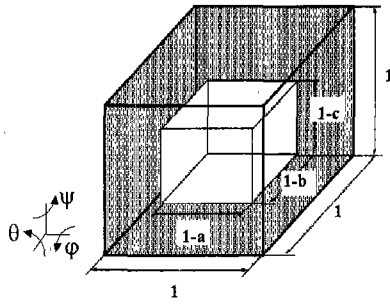


Fig. 2 Unit cell of a microstructure

$$\int_{\Omega} \chi E_{ijkl}^0 \frac{\partial u_i^\varepsilon}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_l} d\Omega + \int_{\Omega} \chi \rho_0 \frac{\partial^2 u_i^\varepsilon}{\partial t^2} d\Omega$$

$$= \int_{\Omega} f_i^0 v_i d\Omega + \int_{\Gamma} t_i v_i d\Gamma \quad \text{for } \forall v_i \in V \quad (5)$$

여기서  $u_i^\varepsilon$  평형상태에서의 변위,  $v_i$ 는 가상 변위,  $t_i$ 는 경계트랙션을 나타낸다.  $E_{ijkl}^0$ ,  $\rho_0$ ,  $f_i^0$ 는 각각 탄성계수, 질량밀도, 자체하중을 표시한다.  $V$ 는 아래와 같이 표시되는 Sobolev 공간의 부분공간이다.

$$V = \{v \mid v \in H^1(\Omega), v = 0 \text{ on } \Gamma_d\}$$

특성함수  $\chi$ 의 값은 물질이 존재하는 경우에는 1, 그렇지 않은 경우는 0의 값을 갖는다.  $E_{ijkl}^0$ ,  $\rho_0$ ,  $f_i^0$ 는 설계영역에서 균질하지 않으므로 매크로 영역과 마이크로 영역에서의 해석을 통하여 균질화된 값을 구한다.<sup>(12)</sup>

$$E_{ijkl}^H = \frac{1}{|Y|} \int_Y \left( E_{ijkl}^0 - E_{ijpq}^0 \frac{\partial \chi_p^{kl}}{\partial y_q} \right) dy \quad (6)$$

$$\rho^H = \frac{1}{|Y|} \int_Y \rho^0 dy \quad (7)$$

$$f_i^H = \frac{1}{|Y|} \int_Y f_i^0 dy \quad (8)$$

여기에서  $Y$ 는 미세구조물의 단위셀을 나타내며  $|Y|$ 는  $Y$ 의 체적을 표시한다.  $\chi_p^{kl}$ 은 다음의 식으로 계산되는 단위셀의 특성 변위를 나타낸다.<sup>(12)</sup>

$$\int_Y \left( E_{ijkl}^0 - E_{ijpq}^0 \frac{\partial \chi_p^{kl}}{\partial y_q} \right) \frac{\partial v_i}{\partial y_j} dY = 0$$

for  $\forall v_i \in V_Y \quad (9)$

공간  $V_Y$ 는 미세영역  $Y$ 에서 다음과 같이 표시된다.

$$V = \{v(\mathbf{y}) \in H^1(\Omega) \mid v(\mathbf{y}) \text{ is } Y\text{-periodic}\}$$

균질화된 탄성계수, 질량밀도, 자체하중을 이용하면 식 (5)에 표시된 평형방정식은 아래와 같이 표현된다.

$$\int_{\Omega} E_{ijkl}^H \frac{\partial u_i^0}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_l} d\Omega + \int_{\Omega} \rho^H \frac{\partial^2 u_i^0}{\partial t^2} d\Omega$$

$$= \int_{\Omega} f_i^H v_i d\Omega + \int_{\Gamma} t_i v_i d\Gamma \quad (10)$$

여기서  $u_i^0$ 는 마이크로 영역에서의 평균 변위이다. 위와 같이 평형방정식은 균질화된 물성치를 사용하여 표시되고 이를 바탕으로 평균컴플라이언스(mean compliance)를 정의한다. 단위셀의 구멍의 크기에 따라 식(6)-(8)에서와 같이 균질화된 물성치가 정의되고 회전 설계변수와와의 관계는  $E_{ijkl}^H$ 를 회전변환행렬  $R(\theta)$ 를 이용하여 변환한다.

$$E = R(\theta)^T E^H(D) R(\theta) \quad (11)$$

따라서 균질화된 탄성 계수는 미세 단위셀의 모든 설계변수가 고려되어 결정된다.

#### 4. 최적화 과정

##### 4.1 최적화 문제의 형식화

균질화법에 의한 구조물의 최적화 과정은 가상 일 원리에 의한 구조물의 탄성에너지를 기반으로 구성된다. 자기장에 의해 가해지는 자기력이 주파수가  $\omega$ 인 조화가진으로 주어진다 가정하면 식 (9)에서 표시된 변위, 자체하중, 경계트랙션은 다음과 같이 표시된다.

$$u_i^0 = U_i e^{i\omega t}$$

$$f_i^H = F_i e^{i\omega t} \quad (12)$$

$$t_i = T_i e^{i\omega t}$$

식 (4)에 의해 구해진 자기력은 조화가진의 크기

이며 가진주파수  $\omega$ 는 전기기계의 회전속도에 의해 결정된다. 평형 상태에서의 가상변위는 평형 상태에서의 변위와 일치하며 이를 이용하여 평형 방정식을 정의한다.

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) = \mathcal{K}(\mathbf{u}) \quad (13)$$

여기서 왼쪽이 항은 탄성에너지, 오른쪽 항은 평균컴플라이언스를 정의한다. 식 (10)과 (12)의 결과를 이용하면 탄성에너지와 평균컴플라이언스를 구할 수 있다.

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) = \int_{\Omega} E_{ijkl}^H \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega - \omega^2 \int_{\Omega} \rho^H U_i \cdot U_i d\Omega \quad (14)$$

$$\mathcal{K}(\mathbf{u}) = \int_{\Omega} F_i U_i d\Omega + \int_{\Gamma_i} T_i U_i d\Gamma \quad (15)$$

최적화 과정은 조화가진에 따른 변위의 최소화를 목적으로 이루어지고 이는 평균컴플라이언스를 최소화시키는 목적함수를 이용하여 구할 수 있다. 최적화 과정은 최적기준법(optimality criteria method)에 의해 이루어지며 이를 이용할 경우 민감도에 의해 구해지는 효과율(effectiveness)의 값이 양의 값을 가져야 한다. 그러나 식 (14)에서 보여지는 바와 같이 가진 주파수의 크기가 큰 경우에 민감도는 음의 값을 가지게 된다. Ma 등의 연구에서는 변환 매개변수를 이용한 해법을 제시하고 있으나<sup>(8)</sup> 이 방법은 민감도에 따른 변환 매개변수의 계산 과정을 추가로 요구한다. 본 연구에서는 목적함수를 평균컴플라이언스의 제곱항으로 표시한다.

$$\text{minimize } \mathcal{K}(\mathbf{v})^2 \quad \mathbf{v} \in S_k \quad (16)$$

여기에서  $S_k$ 는 운동학적 변위조건을 만족하는 공간을 표시한다. 이를 이용하여 평형상태에서의 전체 상호 위치에너지는 다음과 같이 정의한다.

$$F_f(\mathbf{u}) = 2 \left( \frac{1}{2} a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) \right)^2 - \mathcal{K}(\mathbf{u})^2 = -\frac{1}{2} \mathcal{K}(\mathbf{u})^2 \quad (17)$$

따라서 평균컴플라이언스를 최소화시키는 것은 전체 상호 위치에너지를 최대화시키는 것과 같으며 이 관계를 이용하여 민감도를 구할 수 있다 설계변수를  $\mathbf{X}$ 로 가정하면 전체 상호 위치에너지의 이에 대한 민감도는 아래와 같다.

$$\frac{\partial F_i}{\partial X_m} = 2 \left( \int_{\Omega} E_{ijkl}^H \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega - \omega^2 \int_{\Omega} \rho^H U_i \cdot U_i d\Omega \right) \cdot \left( \frac{1}{2} \int_{\Omega} \frac{\partial E_{ijkl}^H}{\partial X_m} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega - \frac{1}{2} \omega^2 \int_{\Omega} \frac{\partial \rho^H}{\partial X_m} U_i \cdot U_i d\Omega \right) \quad (18)$$

식 (17)과 (18)을 이용하여 목적함수로 사용되는 평균컴플라이언스의 민감도를 구한다.

$$\frac{\partial \mathcal{K}(\mathbf{u})^2}{\partial X_m} = - \left( \int_{\Omega} E_{ijkl}^H \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega - \omega^2 \int_{\Omega} \rho^H U_i \cdot U_i d\Omega \right) \cdot \left( \frac{1}{2} \int_{\Omega} \frac{\partial E_{ijkl}^H}{\partial X_m} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega - \frac{1}{2} \omega^2 \int_{\Omega} \frac{\partial \rho^H}{\partial X_m} U_i \cdot U_i d\Omega \right) \quad (19)$$

#### 4.2 최적화 알고리즘

균질화법에 의한 최적화 과정에서의 설계변수의 수는 구속조건의 수에 비해 월등히 많으며 이러한 경우에는 최적기준법이 효과적인 최적화 알고리즘으로 사용될 수 있다. Lagrangian 함수와 Kuhn-Tucker 조건을 이용하면 정체점(stationary point)에서의 필요조건을 구할 수 있다.

$$e_i = \frac{1}{\lambda} \left( -\frac{\partial f}{\partial x_i} / \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) = 1 \quad \text{for } x_i^l < x_i < x_i^u \quad (20)$$

여기서  $f$ 는 식 (16)에서 나타낸 목적함수이며  $h$ 는 설계영역에 대한 체적구속조건을 나타낸다.  $x_i$ ,  $e_i$ 는  $i$ 번째 반복과정에서의 설계변수와 효과율을 표시한다. 식 (16)에 의한 목적함수를 사용하고

균질화된 탄성계수가 단위셀의 구멍의 크기에 대해 비선형적인 특성을 가지고 있음을 고려하여 식 (20)에 의해 표시되는 효과율이 양의 값을 가질 수 있는 조건을 구하면 다음과 같다.

$$\int_{\Omega} E_{ijkl}^H \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega / \int_{\Omega} \rho^H U_i \cdot U_i d\Omega \leq \omega^2$$

and

$$\int_{\Omega} \frac{\partial E_{ijkl}^H}{\partial X_m} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} d\Omega / \int_{\Omega} \frac{\partial \rho^H}{\partial X_m} U_i \cdot U_i d\Omega \leq \omega^2 \quad (21)$$

따라서 식 (16)에 의해 정의된 목적함수는 재료에 따라 사용 가능한 주파수의 범위가 제한되며 그 범위는 금속의 경우 일반적으로 50Hz 이상이 된다. 모터 등의 회전기에서 진동-소음의 원인이 되는 모우드의 고유주파수는 1kHz 이상의 고주파수로 나타나며<sup>(13,14)</sup> 이를 고려할 경우 위에서 제시된 목적함수는 제한적이지만 효과적으로 사용될 수 있다.

각 반복과정에는 효과율의 값과 이전 과정에서의 설계변수의 값을 이용하여 새로운 설계변수 값이 구해진다.

$$x_i^{k+1} = \begin{cases} x_i^l & \text{for } (e_i^k)^\eta x_i^k \leq x_i^l \\ (e_i^k)^\eta x_i^k & \text{for } x_i^l \leq (e_i^k)^\eta x_i^k \leq x_i^u \\ x_i^u & \text{for } x_i^u \leq (e_i^k)^\eta x_i^k \end{cases} \quad (22)$$

여기서  $x_i^k$ 는 k번째 반복과정에서의 설계변수 값이며  $x_i^{k+1}$ 는 k+1번째 반복과정에서의 설계변수 값을 나타낸다.  $\eta$ 는 가중인자(weighting factor)를 표시하며 0.5-1.0의 값을 갖는다.  $x_i^l$ ,  $x_i^u$ 는 설계변수의 하한치, 상한치를 각각 표시한다.

### 5. 수치해석 예

제시된 최적설계 방법을 Fig. 3에 도시된 3차원 구조물에 적용시킨다. (a)는 한 개의 고정자에 의한 자기력을 받는 구조물이며 (b)는 같은 구조물이 양쪽에 위치한 전기자에 의해 힘을 받는 경우

를 나타내고 있다. 전기자 주위에 감겨진 권선에 의해 자속이 발생하며 이에 의해 발생된 힘이 공극(air-gap)을 통해 구조물에 작용한다. 전기자의 위치가 한쪽 단이 구속된 구조물의 끝단에 위치하므로 발생된 힘은 압힘력으로 작용하게 된다. 적용례에서의 가진 주파수는 100Hz이다.

Fig. 4는 유한요소법에 의해 해석된 자속의 흐름을 보여주고 있다. (b)의 경우에는 구조물의 양쪽에 위치한 전기자에 의해 (a)의 경우와는 달리 자속의 흐름이 구조물에 대해 대칭적으로 발생하며 자기력 또한 같은 경향을 나타낸다. Fig. 5는 공극에 위치한 적분경로를 통해 계산된 자기력을

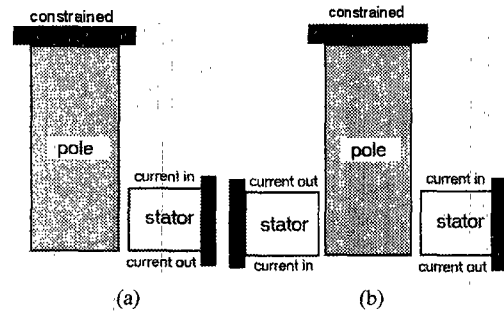


Fig. 3 Shape of applied structures

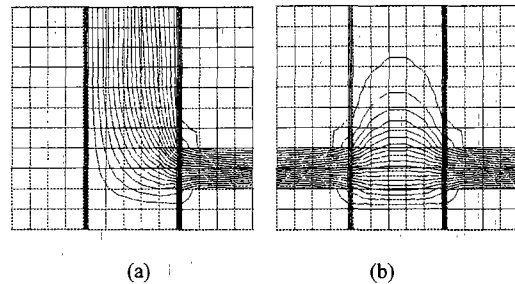


Fig. 4 Flux flow

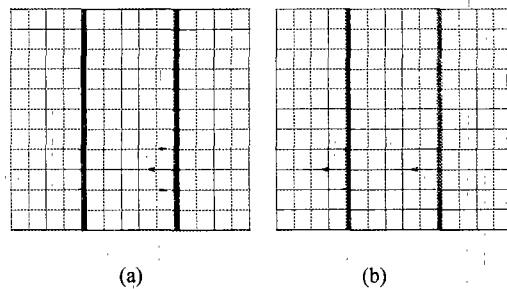


Fig. 5 Magnetic forces computed at the air-gap

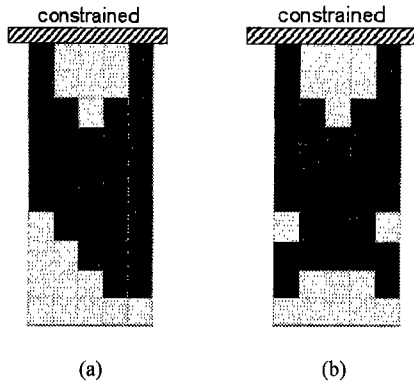


Fig. 6 Optimal topology of the structure

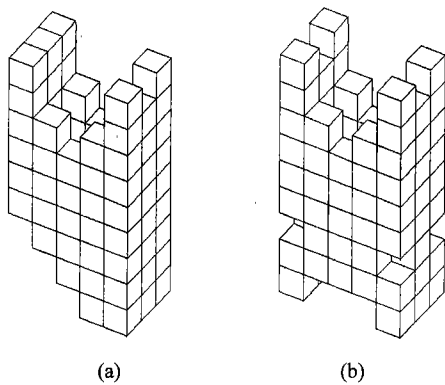


Fig. 7 Optimal topology of the structure for three-dimensional cases

나타내고 있다. 전기자가 구조물의 하단부에 위치한 관계로 발생된 자기력은 구조물에 대해 굽힘력으로 작용하고 있다.

위상최적화의 과정은 구조물에 해당되는 부분을 설계영역으로 하여 이루어진다. 설계 영역은  $5 \times 10 \times 3$  개의 3차원 육면체요소(hexahedral elements)로 구성된다. 균질화법을 사용할 경우 밀도법에 비하여 도출된 최적형상이 설계영역의 유한요소의 밀도에 큰 영향을 받지 않는다.<sup>(15)</sup> 이는 Fig.1에 표시된 바와 같이 균질화법에 사용되는 설계영역 내의 요소가 무한개의 미소단위셀로 구성되었다는 이론적 배경에 근거한다. Fig. 6은 체적구속조건을 60%로 하였을 때의 균질화법에 의한 구조물의 최적물질분포를 보여주고 있다. (a)는 전기자가 한쪽에 위치한 경우를, (b)는 양쪽에 위치한 경우의 결과를 나타내며 설계영역의 물질의 밀도가 높은 부분이 검은 색으로 표시된다.

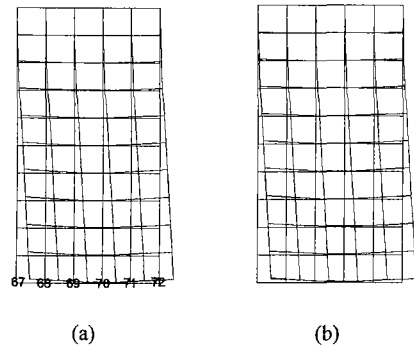


Fig. 8 Frequency response shape for original models and node locations for comparison

자속의 흐름과 마찬가지로 전기자의 영향이 대칭적으로 작용하는 경우는 최적물질분포도 대칭적으로 나타내어지고 있다. 최종 분포를 얻기 위한 반복 계산 횟수는 목적함수의 수렴조건에 따라 차이가 있으며 본 계산의 경우 수렴한도를  $1.0E-05$ 로 하여 양 경우 모두 25-30회의 반복 후에 수렴하였다. Fig. 7은 각 경우에 있어서 설계영역에서 밀도가 상위 60% 되는 부분을 3차원적으로 나타내고 있다. Fig. 8은 물질을 변환시키기의 원래의 모델에서의 주파수 응답을 보여주고 있다. 전기자가 한쪽에 위치한 (a)의 경우와 양쪽에 위치한 (b)의 경우가 비슷한 변형을 보여주고 있으나 실제의 변위의 크기는 (b)의 경우가 (a)의 경우에 비해 2배정도 큰 값을 나타낸다. Fig. 6과 7에서 보여지는 위상 최적화의 결과를 측정하기 위해 변위량이 가장 크게 나타난 구조물의 끝단에 위치한 67-72번 절점의 변위량을 비교한다.

실제 자기장 내의 구조물을 설계함에 있어서 Fig. 7과 같은 위상을 가진 구조물을 설계할 경우에는 경량화의 효과는 있을 수 있으나 구조물의 중간에 간극이 발생할 경우 전자기적 성능의 저하를 가져오게 된다. 따라서 전자기적 성능을 유지하면서 동시에 진동감소의 효과를 얻기 위해서 Fig. 6에 나타난 저밀도 부분의 재질은 유지하면서 고밀도 부분의 재질을 전기적 도체의 성질을 가지며 탄성계수가 높은 재료로 변환시킨다. 본 연구에서는 고밀도 부분의 탄성계수를 20%, 50%씩 증가시켜서 그에 따른 주파수 응답을 유한요소법을 이용하여 구하고 그 결과를 기존의 구조물과 비교하였다. 이와는 반대로 Fig. 6에서 백색으로 나타난 저밀도 부분의 탄성계수를 50%증가

6. 결론

본 연구에서는 자기장에 의한 영향으로 조화가진력을 받는 구조물의 위상최적설계 방법을 제시하였다. 맥스웰 응력법을 이용한 자기장에 의한 힘의 계산을 먼저 수행한 후 균질화법을 이용한 위상최적화를 수행하였다. 구조물의 평형 방정식에 의거한 평균컴플라이언스를 정의하고 이의 제곱항을 최소화시키는 목적함수를 설정하였다. 이 방법은 적용 주파수 범위가 제한되는 한계를 가지고 있으나 저주파수대를 제외한 대부분이 주파수 대역에서는 적용이 가능하며 기존의 변환 매개변수법에 비하여 알고리즘이 단순하여 그에 따른 계산량의 감소를 기대할 수 있다.

위상최적화의 과정을 통하여 제시된 최적형상을 구조물의 설계에 그대로 적용시키는 것은 구조물의 전자기적 성능을 위해서는 한계가 있으나 본 연구에서 제시된 바와 같이 보강의 개념으로 설계방법을 전환함으로써 전자기적 성능을 유지하면서 조화가진에 의한 진동의 감소를 이룰 수 있다. 제시된 설계방법을 간단한 전자-고정자 모델에 적용하여 최적설계 형상을 도출하고 유한요소 해석을 통하여 그 유용성을 입증하였다. 본 연구에서 제시된 결과를 현실화하는데는 제작상의 어려움, 경제성의 추구에서 어려움이 예상되나 공간적 설계변동의 여지가 거의 없고 초정밀을 요구하는 기기의 설계 변경의 방법으로 제시하였다.

본 연구에서 제시된 설계방법에서는 자기장에 의한 영향과 기계적 효과를 비연성시켜 해석하였으나 전자기적 에너지를 기반으로 하는 위상최적화의 설계방법<sup>(10,11)</sup>과의 통합을 통하여 전자기적 성능과 기계적 성능을 동시에 만족시키는 설계방법의 개발을 추구할 수 있다. 본 연구는 이러한 연구 발전 단계의 일부로써 궁극적으로는 다중목적함수를 이용한 기계-전자기적 문제의 결합이 요구되며 이 경우 구조물의 위상 변화를 통한 경량화의 효과도 기대할 수 있다. 이러한 설계방법은 전자기장에 의한 진동 등의 기계적 영향을 받으면서 동시에 그에 의한 효율이나 구동력의 증가를 필요로 하는 정밀전자기기, 예를 들면 모터, 액추에이터 등의 설계에 효과적으로 적용될 수 있을 것으로 기대한다.

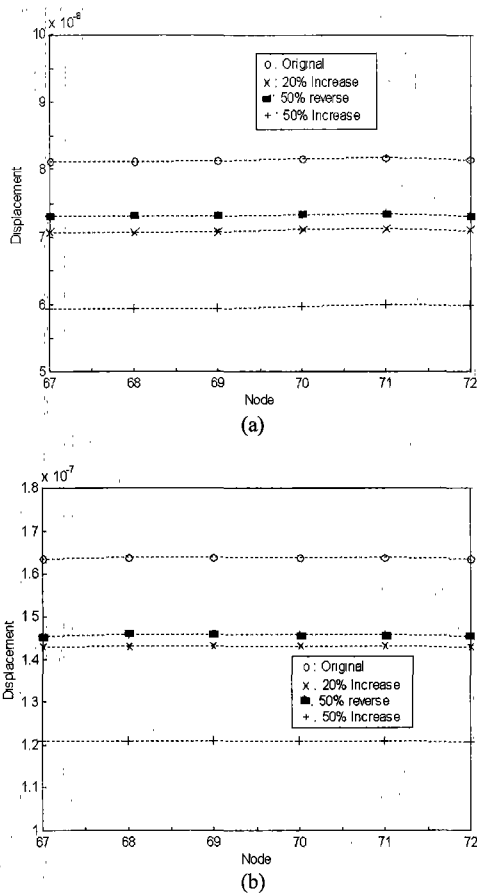


Fig. 9 Comparison of displacements

시킨 구조물의 주파수 응답을 구하여 위의 결과와 비교함으로써 구해진 최적물질분포의 타당성을 검토하였다. Fig. 9(a)는 전기가 한쪽에 위치한 경우, (b)는 양쪽에 위치한 경우의 측정 절점에서의 주파수 응답에 따른 변위량을 보여준다. 구조물의 일부분의 탄성계수를 증가시키는 것은 증가 부위에 관계없이 주파수 응답의 향상, 즉 변위량의 감소를 가져온다. 그러나 Fig. 9에서 보여진 바와 같이 감소의 효과는 위상최적설계를 통하여 얻어진 부분의 탄성계수를 증가시키는 것 -20%, 50% Increase-이 그렇지 않은 경우 -50% Reverse-에 비하여 월등히 높게 나타난다. 이러한 결과를 통하여 위상최적설계를 이용한 설계방법이 조화가진을 받는 구조물의 진동을 감소시키는데 효과적임을 알 수 있다.

## 참고문헌

- (1) Kabashima, T. and Goto, T., 1988, "Force Calculation using Magnetic Currents," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 24, No. 1, pp. 451~454.
- (2) Ito, M., Tajima, F. and Kanazawa, H., 1990, "Evaluation of Force Calculation Methods," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 26, No. 2, pp. 1035~1038.
- (3) Hamler, A. and Hribernik, B., 1996, "Impact of Stator Pole of one Phase Brushless Motor on Cogging Torque," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 32, No. 3, pp. 1545~1548.
- (4) Mizia, J., Adamiak, K., Eastham, A. R. and Dawson, G. E., 1988, "Finite Element Force Calculation: Comparison of Methods for Electric Machines," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 24, No. 1, pp. 447~450.
- (5) Hamler, A., Kreca, B. and Hribernik, B., 1992, "Investigation of the Torque Calculation of a DC PM motor," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 28, No. 5, pp. 2271~2273.
- (6) Chung, T. K., Kim, S. K. and Hahn, S., 1997, "Optimal Pole Shape Design for Reduction of Cogging Torque of Brushless DC Motor using Evolution Strategy," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 33, No. 2, pp. 1908~1911.
- (7) Cameron, D. E. and Lang, J. H., 1992, "The Origin and Reduction of Acoustic Noise in Doubly Salient Variable-reluctance Motors," *IEEE Transactions on Industrial Applications*, Vol. 28, No. 6, pp. 1250~1255.
- (8) Ma, Z. D., Kikuchi N. and Hagiwara I., 1993, "Structural Topology and Shape Optimization for a Frequency Response Problem," *Computer Mechanics*, Vol. 13, pp. 157~174.
- (9) 민승재, 西脇眞二, 菊池昇, "1997, "유연성과 강성을 고려한 최적구조설계 - 컴플라이언트 메카니즘설계에의 적용," 대한기계학회논문집 A권, 제21권, 제9호, pp. 1432~1440.
- (10) Yoo, J. and Kikuchi, N., 2000, "Topology Optimization in Magnetic Fields Using the Homogenization Design Method," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.48, Issue 10, pp. 1463 ~ 1479.
- (11) Yoo, J., Kikuchi, N. and Volakis, J. L., "Structural Optimization in Magnetic Fields Using the Homogenization Design Method," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol.36, No.3, pp. 574~580.
- (12) Bendsoe, M. P. and Kikuchi, N., 1988, "Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, pp. 197~224.
- (13) Cameron, D. E., Lang, J. H., 1992, "The Origin and Reduction of Acoustic Noise in Doubly Salient Variable-Reluctance Motors," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 28, No. 6, pp. 1250~1255.
- (14) Colby, R. S., Mottier, F. M., Miller, T. J. E., 1996, "Vibration Modes and Acoustic Noise in a Four-Phase Switched Reluctance Motor," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 32, No. 6, pp. 1357~1364.
- (15) Nishiwaki, S., 1998, "Optimum Structural Topology Design Considering Flexibility," *Ph.D. Thesis*, University of Michigan.