

## 변위구속조건을 고려한 컴플라이언트 메커니즘 설계

김 영 기\* · 민 승 재†

(2001년 9월 19일 접수, 2002년 6월 17일 심사완료)

### Compliant Mechanism Design with Displacement Constraint

Younggi Kim and Seungjae Min

**Key Words :** Topology Optimization(위상최적설계), Compliant Mechanism(컴플라이언트 메커니즘), Homogenization Design Method(균질화설계법), Mutual Potential Energy(상호포텐셜에너지)

#### Abstract

When the topology optimization is applied to the design of compliant mechanism, unexpected displacements of input and output port are generated since the displacement control is not included in the formulation. To devise a more precise mechanism, displacement constraint is formulated using the mutual potential energy concept and added to multi-objective function defined with flexibility and stiffness of a structure. The optimization problem is resolved by using Finite Element Method(FEM) and Sequential Linear Programming(SLP). Design examples of compliant mechanism with displacement constraint are presented to validate the proposed design method.

#### 1. 서론

컴플라이언트 메커니즘이란 그것을 이루는 부분이나 전체의 유연성을 이용하여 기구의 운동을 얻어내는 기구구조물을 말한다. 이러한 메커니즘의 장점은 기존의 강체와 조인트로 구성된 것과는 달리 마찰, 마모 및 연결부위의 헐거움이 발생하지 않아 높은 내구성을 가지는 것에 있다. 또한 이 기구는 구조의 유연성이 반영되어 일반적인 강체를 이용한 구조보다 에너지 손실이 적어 향상된 출력을 얻을 수 있고, 조립과정이 없어 대량생산에 유리하다. 이와 같은 장점은 초소형 구조이고, 신뢰성을 요구하며, 대량생산에 적합한 MEMS에 적용할 수 있다.

컴플라이언트 메커니즘의 설계는 탄성거동의 복잡성으로 인하여 일반적으로 시행착오를 통한 개발의 어려움 및 많은 비용소모의 문제점이 있었

다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 컴플라이언트 메커니즘의 설계 방법에 대한 연구가 진행되어 왔다. 예를 들면 Howell<sup>(1)</sup> 등은 강체와 조인트로 구성된 기구학적 이론을 기반으로 유사강체모델(pseud o-rigid-body model)을 이용하여 조인트 부분을 유연한 구조로 대체하는 설계 방법을 제안하였다. 그러나 이러한 방법은 기구의 강체부분을 제외한 동작을 하는 조인트 부분만을 유연한 구조로 만드는 방법이므로 기구 전체의 유연성을 이용한 기구형상설계에 적합하지 못하다. 한편 Sigmund<sup>(2)</sup>는 위상최적설계의 기법인 밀도법을 이용하여 목표로 하는 체적을 만족하는 전체구조의 유연성향상을 통한 메커니즘 설계 방법을 제안하였다. 또한 Nishiwaki<sup>(3)</sup> 등은 Bendsøe<sup>(4)</sup> 등이 제안한 균질화 설계법을 적용하여 기구 전체의 유연성을 이용할 수 있는 컴플라이언트 메커니즘 설계방법을 제안하였다. 하지만 이러한 방법들은 입력 부분이나 출력 부분의 의도하지 않았던 방향으로의 동작에 대한 변위 발생을 고려하지 못하였다.

따라서 본 논문에서는 기구 전체의 유연성을 고려하여 원하지 않는 방향의 출력을 최소화하는 컴플라이언트 메커니즘 설계 방법을 제안하고자

\* 한양대학교 대학원 기계설계학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : seungjae@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0457 FAX : (02)2298-4634

한다. 의도하지 않은 방향으로의 동작을 유연성의 관점에서 정식화하고 이 유연성을 최소화하는 것을 기존의 유연성과 강성의 최대화를 목적으로 하는 다목적 최적화 문제에 추가하여 정의하고, 균질화설계법을 이용하여 최적화 알고리즘을 적용한다. 제안한 방법의 타당성을 보이기 위하여 컴플라이언트 메커니즘의 설계에 있어서 변위를 구속하였을 경우와 고려하지 않았을 경우에 대한 구조물의 최적형상 차이를 검토한다.

## 2. 유연성과 강성의 정식화

### 2.1 유연성의 정식화

탄성체를 등방성재료로 가정하였을 때, Fig. 1 과 같이 하중과 경계조건이 주어진 임의의 탄성체 설계영역  $\Omega$ 를 고려한다.  $P_1$  은 입력으로 주어지는 힘  $F_{in}$  이 가해지는 지점이고,  $P_2$  는 출력 변위  $\Delta_{out}$  을 목표로 하는 지점이다. 출력 변위의 방향으로 단위 가상 힘을 적용하면 주어진 설계 영역에서 다음과 같은 구조의 유연성을 나타내는 척도인 상호포텐셜에너지(mutual potential energy, MPE) <sup>(5)</sup>를 구할 수 있다.

$$MPE = \int_{\Omega} \sigma_d^T \epsilon d\Omega \quad (1)$$

여기서  $\sigma_d$  는 단위 가상힘만이 작용했을 때의 응력을 의미하고,  $\epsilon$  은 입력으로 주어지는 힘만이 작용하였을 경우의 변형률이다. 따라서 MPE 를 최대화함으로써 입력  $F_{in}$  이  $P_1$  에 작용하였을 때  $P_2$  에서 출력 변위  $\Delta_{out}$  를 최대화 할 수 있다.

### 2.2 강성의 정식화

Fig. 1 과 같은 설계영역  $\Omega$ 에서 탄성변형의 경우 스트레인에너지(strain energy, SE) <sup>(5)</sup>는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$SE = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma^T \epsilon d\Omega \quad (2)$$

여기서  $\sigma$  는 입력힘만이 작용했을 경우 응력을 의미하고,  $\epsilon$  은 입력힘에 따른 변형률이다. 여기서

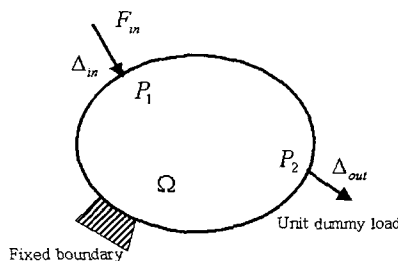


Fig. 1 Design domain

구한 스트레인에너지는 주어진 설계영역에서 구조물의 강성을 나타내는 척도로 SE 를 최소화시킴으로써 입력힘에 대한 강성은 최대화된다.

### 2.3 이산화 및 민감도

앞에서 정식화한 유연성과 강성을 나타내는 MPE 와 SE 를 수치적으로 구하기 위해 유한요소법(finite element method)를 이용한다. 따라서 입력힘  $F_{in}$  에 의해서 구해지는 이산화된 변위  $U$  는 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$KU = F \quad (3)$$

여기서  $K$  는 구조의 강성행렬이고,  $F$  는 입력힘이다. 또한 같은 경계조건에서 단위 가상힘에 의해서 구해지는 변위  $V$  는 다음 식에서 얻어진다.

$$KV = F_d \quad (4)$$

여기서  $F_d$  는 단위 가상힘을 의미한다. 따라서 상호포텐셜에너지나 출력 변위  $\Delta_{out}$  는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$MPE = \Delta_{out} = V^T KU \quad (5)$$

한편 스트레인에너지는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$SE = \frac{1}{2} U^T KU \quad (6)$$

## 3. 균질화설계법<sup>(4,6,7)</sup>

유연성과 강성을 갖는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 위해서 기구구조물의 형상을 미리 추정하는 것은 어려운 일이다. 따라서 구조물이 분포된 설계영역을 설정하고 주어진 탄성거동을 만족하는 구조물을 설계하는 위상최적설계방법이 적합하다. 본 논문에서는 위상최적설계방법 중에서도 복합재 이론인 균질화법에 기초한 균질화설계법을 사용하였다. 균질화설계법은 2 차원의 고정된 설계영역에 무수히 많은 직사각형 미세구조의 다공질체를 형성한 후 그 미세구조의 구멍크기를 변화시켜 다공질의 정도를 결정하고 구멍을 최적방향으로 회전시킴으로써 최적재료분포를 구하여 구조물을 설계하는 방법이다. 이때 어떤 점 근처가 보통의 구조물이라면 미세구조의 구멍이 형성되지 않아 고체영역을 의미하게 되고, 점 근처에 구조물이 형성되지 않으면 그 부분은 미세구조의 구멍만이 있게 되어 완전한 공동을 의미하게 된다. 또한 적당한 다공질이 최적일 경우 미세구조의 구멍크기는 중간값을 가지게 된다.

이 경우 Fig. 2 와 같이 고정된 설계영역에서 미세구조를 대표하는 단위셀의 비어있는 부분과 회전각을 설계변수  $a, b$  와  $\theta$  로 정하고, 구멍이 없

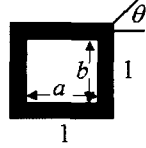


Fig. 2 Unit cell of a microstructure

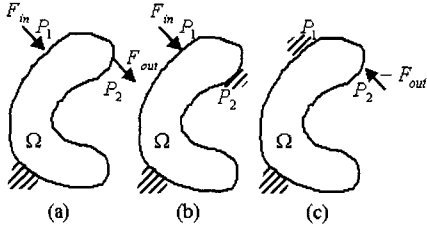


Fig. 3 Specifications for a compliant mechanism

을 경우 ( $a=b=0$ )와 구멍만 있을 경우 ( $a=b=1$ ) 및 중간 크기를 갖는 경우를 표현하여 단위셀을 구멍의 상대적인 크기와 구멍의 최적방향으로 나타낸다. 이러한 단위셀에서 미세구조변형의 특성함수가 포함된 탄성계수관계식을 만족하는 특성함수를 구하고, 계산된 특성함수를 이용하여 미세구조를 대표하는 균질화된 탄성계수  $E^H$  를 구한다. 구해진 균질화된 탄성계수  $E^H$  를 2 차원의 경우 식 (7) 를 이용하여  $\theta$  만큼 단위셀을 회전변환하여 최종적으로 균질화된 탄성계수  $E^G$  를 구한다.

$$E^G = R(\theta)^T E^H R(\theta) \quad (7)$$

따라서 여기서 구한 균질화된 탄성계수  $E^G$  는 미세구조의 단위셀의 설계변수인  $a, b$  와  $\theta$  로 결정할 수 있다.

#### 4. 다목적 최적화문제 정의

##### 4.1 변위구속조건이 없는 문제

컴플라이언트 메커니즘의 설계시 구조는 기구 운동을 위해 충분한 유연성을 가져야 하고, 또한 운동상태를 유지하기 위한 강성이 필요하다.

즉, Fig. 3(a)와 같이 구조는  $P_1$  부분에 작용하는 하중에 대한 변형량이  $P_2$  부분에 나타날 수 있도록 하는 유연성과, (b)와 같이  $P_2$  지점이 고정된 상태에서  $P_1$  부분에 입력힘이 작용할 경우와 (c)와 같이  $P_1$  지점이 고정된 상태에서  $P_2$  지점의 반력에 견딜 수 있는 강성이 요구된다.

따라서 (a) 경우의 유연성에 대한 최적화문제는 상호포텐셜에너지 식 (5)을 최대화함으로써 정의할 수 있다.

$$\max MPE = V^T KU \quad (8)$$

또한 다음의 평형방정식과 체적구속조건을 만족해야 한다.

$$KU = F \quad (9)$$

$$KV = F_d \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^n (1-a_i b_i) \Omega_i \leq \Omega_s \quad (11)$$

where  $0 \leq a_i < 1, 0 \leq b_i < 1$

여기서  $\Omega_s$  는 체적 구속량을 나타낸다.

(b)의 경우 강성에 관한 최적화 문제는 스트레인에너지 식 (6)을 최소화함으로써 정의할 수 있다.

$$\min SE = \frac{1}{2} U^T KU \quad (12)$$

또한 평형방정식 식 (9)와 체적구속조건 식 (11)을 만족해야 한다.

(c)의 경우 강성에 관한 최적화문제는 가상힘  $-F_d$  에 대한 스트레인에너지  $SE_R$  를 최소화함으로써 정의한다.

$$\min SE_R = \frac{1}{2} V_R^T K V_R \quad (13)$$

또한 다음의 평형방정식 식 (14)과 체적구속조건 식 (11)을 만족해야 한다.

$$K V_R = -F_d \quad (14)$$

최적화 문제에서 최적값에 접근할 경우 식 (8)과 식 (12) 값의 큰 차이가 발생하여 두 가지 최적화를 동시에 만족하는 해를 구하기 어렵다. 따라서 변위에 대한 구속조건이 도입되지 않은 경우의 다목적 최적화 문제는 다음과 같이 정의한다.<sup>(3)</sup>

$$\max \frac{MPE}{w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R} \quad (15)$$

여기서  $w_s$  는 강성에 대한 가중치이다. 또한 MPE와 SE의 값이 최적화됨에 따라 차이가 커지게 되므로 log를 취하여 목적함수의 가중치  $W$ 를 적용하면 다목적 최적화 문제를 다음과 같이 일반화할 수 있다.

$$\max W \cdot \log(MPE) - (1-W) \cdot \log(w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R) \quad (16)$$

구속조건은 식 (9), (10), (11), (14)이다.

##### 4.2 변위구속조건이 있는 문제

구속이 있는 경우, 컴플라이언트 메커니즘 설계시 Fig. 4와 같이  $P_1$  부분과  $P_2$  부분에 입력힘과 출력힘에 수직으로 다른 새로운 가상힘  $F_{d1}$ 과  $F_{d2}$

을 추가하여 변형구속을 만들어 낸다. 추가된 가상힘의 방향으로의 변형을 최소화시킴으로써 원하는 방향으로의 변형만을 유도한다. 변형에 대한 구속을 적용하기 위해 입력힘과 추가된 가상힘에 대한 상호포텐셜에너지를 최소화시킴으로써 추가된 가상힘  $F_{d1}$  과  $F_{d2}$  방향의 변형을 구속할 수 있으며, 이는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \min \quad & MPE_1 = V_1^T KU \\ \text{or} \quad & MPE_2 = V_2^T KU \end{aligned} \quad (17)$$

또한 다음의 평형방정식을 만족하여야 한다.

$$KV_1 = F_{d1} \text{ or } KV_2 = F_{d2} \quad (18)$$

식 (17), (18)을 구속이 없는 경우에 정의한 다목적 최적화 문제에 추가하여 구속이 있는 경우를 정의하면 다음과 같다.<sup>(3)</sup>

입력 부분을 구속할 경우

$$\max \frac{MPE}{w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R + w_c \cdot MPE_1} \quad (19)$$

출력 부분을 구속할 경우

$$\max \frac{MPE}{w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R + w_c \cdot MPE_2} \quad (20)$$

여기서  $w_c$  는 변위구속에 대한 가중치이다. 또한 분모 및 분자항에 log 를 취하고 목적함수의 가중치  $W$  를 적용한 일반적인 형태는 다음과 같다.

입력 부분을 구속할 경우

$$\begin{aligned} \max \quad & W \log(MPE) \\ & -(1-W) \log(w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R \\ & + w_c \cdot MPE_1) \end{aligned} \quad (21)$$

출력 부분을 구속할 경우

$$\begin{aligned} \max \quad & W \log(MPE) \\ & -(1-W) \log(w_s \cdot SE + (1-w_s) \cdot SE_R \\ & + w_c \cdot MPE_2) \end{aligned} \quad (22)$$

구속조건은 식 (9),(10),(11),(14),(18)이다.

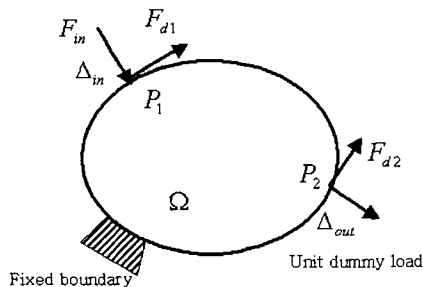


Fig. 4 Design domain of constrained case

### 5. 최적화 알고리즘

#### 5.1 순차적 선형계획법

일반적으로 위상최적설계문제는 최적화알고리즘으로 최적화기준법(optimality criteria method)을 이용한다. 이 방법은 간단한 목적함수와 하나의 구속조건과 많은 설계변수가 있을 경우 매우 효율적이지만, 컴플라이언트 메커니즘 설계와 같이 다목적이고, 복잡한 목적함수의 경우에는 적합하지 않다. 따라서 본 논문에서는 수학적 방법인 순차적 선형계획법(SLP)을 이용하여 최적설계문제를 해결한다. 우선 최적화 문제를 선형화하기 위해 상호포텐셜에너지에 대한 민감도를 설계변수  $x_i$  에 대해서 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial(MPE)}{\partial x_i} = \frac{\partial V^T}{\partial x_i} KU + V^T \frac{\partial KU}{\partial x_i} \quad (23)$$

식 (3)에 따라  $KU$  는 입력힘  $F$  로 나타낼 수 있고 설계변수에 독립적이므로 식 (23)을 다음과 같이 단순화시킬 수 있다.

$$\frac{\partial(MPE)}{\partial x_i} = \frac{\partial V^T}{\partial x_i} K U \quad (24)$$

또한 식 (4)에서  $F_d$  는 설계변수에 독립적이므로 식 (4)를 설계변수  $x_i$  에 대해서 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial V^T}{\partial x_i} K = -V^T \frac{\partial K}{\partial x_i} \quad (25)$$

따라서 식 (24)에 식 (25)를 대입하면 상호포텐셜에너지의 민감도는 다음과 같다.

$$\frac{\partial(MPE)}{\partial x_i} = -V^T \frac{\partial K}{\partial x_i} U \quad (26)$$

여기서  $i$  번째 설계변수는 대응하는 요소강성행렬  $k_i$  에 대해서만 관계하므로 식 (26)을 단순화하면 최종적으로 상호포텐셜에너지의 설계변수에 대한 민감도를 구할 수 있다.

$$\frac{\partial(MPE)}{\partial x_i} = -v_i^T \frac{\partial k_i}{\partial x_i} u_i \quad (27)$$

여기서  $u_i$  와  $v_i$  는 각각  $F$  와  $F_d$  에 의해서 얻어지는 변위이고,  $k_i$  는 그 요소의 강성행렬이다. 앞에서와 유사한 방법으로 스트레인에너지의 설계변수에 대한 민감도를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial(SE)}{\partial x_i} = -\frac{1}{2} u_i^T \frac{\partial k_i}{\partial x_i} u_i \quad (28)$$

이동극한값은 안정적인 수렴을 위하여 설계변수의 10%로 설정하고, 반복과정 중 적절한 해를

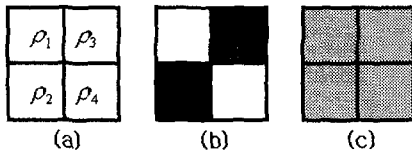


Fig. 5 Checkerboard pattern

찾지 못하는 경우 1/2 만큼 이동극한값을 줄이며, 최종 이동극한값보다 작아지거나 전체 반복횟수에 도달한 경우 종료한다.

5.2 체커보드형태제거

유한요소법을 기반으로 균질화설계법을 사용할 때 최적구조에 체커보드형태(checkerboard pattern)가 자주 나타난다. Diaz<sup>(8)</sup>에 의하면 만약 4 절점 등방성 요소를 사용할 경우 Fig. 5(b)의 경우가 밀도를 1/2 만큼 고르게 분포한 Fig. 5(c)의 경우 보다 강성이 더 커짐을 알 수 있다.

이러한 문제를 해결하기 위해 다음과 같은 체커보드형태 제거 알고리즘<sup>(3,6)</sup>을 사용하였다.

- Fig. 5 (a)와 같이 인접하는 4 개의 요소를 선택하고, 각각의 요소의 밀도  $\rho_i$ 를 다음과 같이 구한다.

$$\rho_i = 1 - a_i b_i \quad (i=1,2,3,4) \quad (29)$$

- 밀도의 최대 및 최소값  $\rho_{max}, \rho_{min}$ 을 구한다.
- 여과된 밀도  $\bar{\rho}_i$ 를 다음 식을 이용하여 계산한다.

$$\bar{\rho}_1 = \frac{1}{4}(3\rho_1 + \rho_2 + \rho_3 - \rho_4) \quad (30)$$

$$\bar{\rho}_2 = \frac{1}{4}(\rho_1 + 3\rho_2 - \rho_3 + \rho_4) \quad (31)$$

$$\bar{\rho}_3 = \frac{1}{4}(\rho_1 - \rho_2 + 3\rho_3 + \rho_4) \quad (32)$$

$$\bar{\rho}_4 = \frac{1}{4}(-\rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + 3\rho_4) \quad (33)$$

- 밀도  $\bar{\rho}_i$  중에서 최대값과 최소값  $\bar{\rho}_{max}, \bar{\rho}_{min}$ 을 구한다.
- 다음과 같은 조건을 만족하면 요소의 밀도를  $\bar{\rho}_i$ 로 갱신하고, 만족하지 않을 경우 갱신하지 않는다.

$$\bar{\rho}_{max} < \rho_{max} \quad \text{and} \quad \bar{\rho}_{min} > \rho_{min} \quad (34)$$

- 밀도가  $\bar{\rho}_i$  값으로 갱신되는 경우  $\bar{a}_i$ 와  $\bar{b}_i$ 는 다음 식으로 계산한다.

$$\bar{a}_i = \left( \frac{1 - \bar{\rho}_i}{a_i b_i} \right)^{1/2} a_i \quad (35)$$

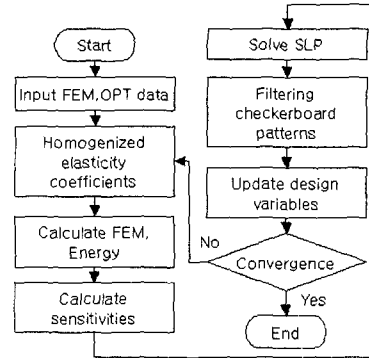


Fig. 6 Flowchart of optimization algorithm

$$\bar{b}_i = \left( \frac{1 - \bar{\rho}_i}{a_i b_i} \right)^{1/2} b_i \quad (36)$$

이러한 체커보드제거 알고리즘은 SLP에 의해서 설계변수를 갱신한 뒤 적용하게 된다. 전체적인 최적화 알고리즘의 순서도는 Fig. 6과 같다.

6. 설계 예

위상최적설계방법을 이용한 2 차원 컴플라이언트 메커니즘 설계 예를 들어본다. 해석에 필요한 모델의 재료상수값으로 영(Young)을 100, Poisson비 0.3을 적용하였으며, 단위하중을 가하여 해석하였다. 가중치  $w_s, w_c, W$ 는 설계 의도에 따라 설계자가 정하는 값으로 본 논문에서는 설계결과가 분명한 형상을 갖는 값으로 제시하였다.

6.1 변위구속조건이 최적해에 미치는 영향

변위구속조건을 고려한 경우 구한 최적해에 주는 영향을 알아보기 위해 Fig. 7과 같은 클램프 구조<sup>(9)</sup>를 예로 하여 위상최적해로부터 실제 형상을 도출하고, 변위구속조건을 고려한 경우의 예와 비교하도록 한다. 클램프는 그립과 경우와 반대로 보통 때는 대상 물체를 잡고 있다가, 하중을 가하면 대상물체를 풀어주는 기구이다.

실제 설계영역은 대칭이므로 반쪽부분만 설계 영역으로 취하고, 클램프의 고정부분과의 결합을 가정해 설계영역의 하부를 완전히 구속하였다. Fig. 7과 같이 하단부분을 고정하고 P1부분에 화살표 방향으로 하중이 가해졌을 경우, P2부분의 화살표 방향의 변위를 최대화하는 동시에 P2부분의 강성을 최대화하는 형상을 변위구속조건을 고려하지 않고 도출하였다. 설계영역은 1650개의 4절점 유한요소로 나누고, 초기설계변수값은 체적 구속조건 20% ( $a=b=0.106, \theta=0$ )로 하고 식 (15)에서

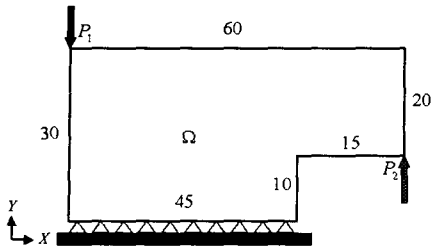


Fig. 7 Design domain of a clamp problem

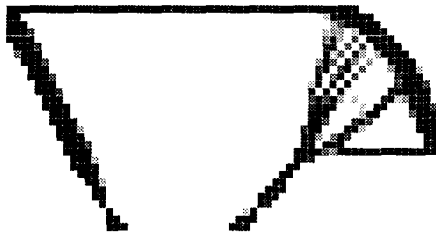


Fig. 8 Optimal solution of the clamp problem (unconstrained case)

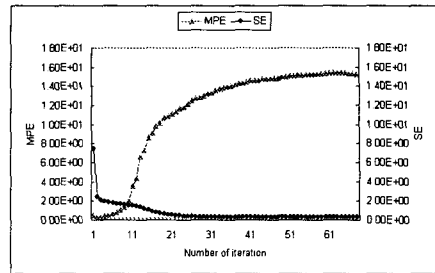
강성에 대한 가중치  $w_s$  는 0.4 로 하여 클램프의 경우 반력에 대한 스트레인에너지 영향을 크게 하여 최적화를 수행하였다.

변위구속조건이 없는 식 (15)의 목적함수를 이용하여 구한 최적해의 형상은 Fig. 8 과 같이 나타났다. 그리고 Fig. 9 는 식 (15)의 분자항 MPE 와 분모항 SE, 목적함수와 식 (11)의 체적구속량의 수렴경향을 보여준다. 클램프설계에서 최적해의 형상을 생성하는데 식 (15)의 목적함수가 최대화됨에 따라 MPE 값은 증가하고, SE 값은 감소하는 설계해를 구할 수 있음을 알 수 있다.

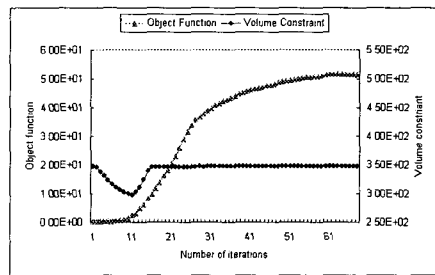
하지만 Fig. 10 과 같이 클램프의 변형을 보면 Fig. 7 에서  $P_2$ 부분의 원하는 변형방향 외에 X 축 방향으로의 변형도 발생됨을 알 수 있다. 이와 같은 문제는 기구에 요구되는 변형 외의 부가적인 변형으로 정확한 기능을 하지 못하는 원인이 될 수 있다

따라서 결과에서 나온 X 축 방향으로의 변형을 최소화하기 위해 Fig. 11 과 같이 Fig. 7 의 설계영역의  $P_2$ 부분에서 발생하는 원하지 않는 방향으로의 변위를 최소로 하는 가상힘을 단위하중으로 추가하여 변위 구속조건을 적용한 클램프 형상의 최적해를 구한다.

식 (22)를 이용하여 변위구속이 없는 경우와 같은 조건과 변위구속에 대한 가중치  $w_c$  를 1.0 으로 하여 변위구속을 최대로 적용하고, 목적함수의 가중치  $w$  를 0.3 으로 하여 변위구속에 대한 상호포텐셜에너지의 영향을 크게 하여 구한 최적해의 형상은 Fig. 12 와 같다. 그리고 Fig. 13 에서 변위구속



(a) Mutual potential energy and strain energy



(b) Object function and constraint

Fig. 9 Convergence history of the clamp problem (unconstrained case)

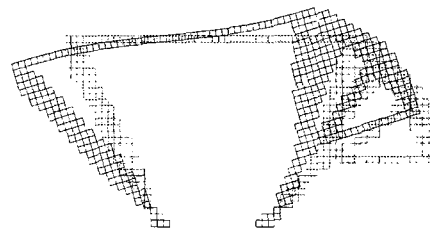


Fig. 10 Deformation of clamp problem (unconstrained case)

이 있는 경우의 MPE 와 SE 의 값의 변화가 구속이 없는 경우와 마찬가지로 MPE 는 증가하고, SE 는 감소함을 알 수 있다. 그러나 원하지 않는 방향으로 변위가 구속된 경우가 구속이 없는 경우보다 MPE 값이 작아지는 것을 알 수 있다. 이것은 원하지 않는 방향으로의 변위를 구속하기 위해 기구구조의 강성이 더 커짐을 알 수 있다. 따라서 기구의 원하는 방향으로의 변위가 구속을 적용하지 않았을 때 보다 줄어들게 된다. 그래서 출력부분을 구속한 경우의 변위는 Fig. 14 와 같고 출력부분의 Y 축 방향 변위는 18.692 로 구속하지 않았을 경우의 변위 35.211 와 비교하여 줄어들었지만 클램프 기능을 하기에 충분한 변위를 가짐을 알 수 있으므로 목적으로 한 방향의 변위를 최대로 하면서 그 외의 방향으로의 변위를 최소화하는 방법이 기존의 방법 보다 향상된 최적해의 형상을 식 (22)에 의해서 구할 수 있음을 알 수 있다.

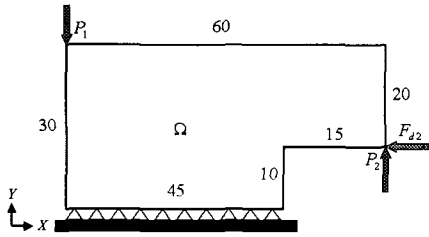


Fig. 11 Design domain of clamp problem (constrained case)

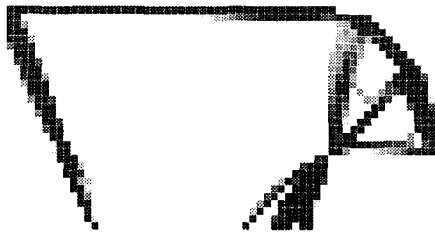
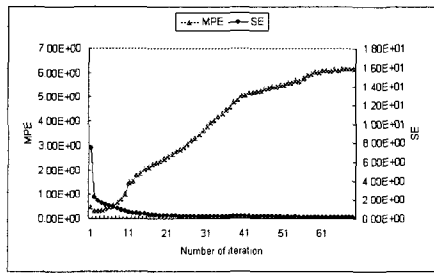
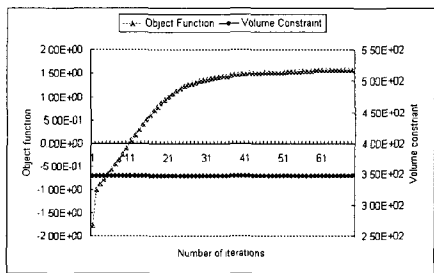


Fig. 12 Optimal solution of the clamp problem (constrained case)



(a) Mutual potential energy and strain Energy



(b) Object function and constraint

Fig. 13 Convergence history of the clamp problem (constrained case)

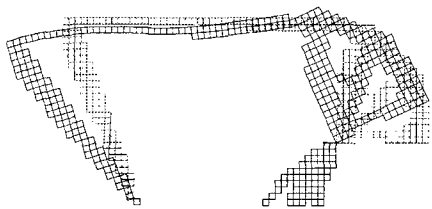


Fig. 14 Deformation of clamp problem (constrained case)

6.2 입력과 출력 변위구속시 최적해의 비교

Fig. 15 와 같이 간단한 구조의 설계영역에서 변위를 구속하지 않은 경우, 입력 변위를 구속한 경우와 출력 변위를 구속한 경우에 대한 최적해의 형상을 각각 비교하도록 한다. 설계영역은 1800 개의 4 절점 유한요소로 나누었고, 입력부분  $P_1$  에 하중이 가해졌을 때 출력부분  $P_2$  에서의 변위가 최대가 되도록 설정하였고, 적용된 하중은 모두 단위 하중이다.

Fig. 16(a)에 나타난 최적해의 형상은 구속조건을 적용하지 않고 체적구속조건 20%, 식 (21)에서 강성에 대한 가중치  $w_s$  를 0.4 로 하여 최적화를 수행한 결과이다. 이 경우 변형이 Fig. 16(b)에서 보는 것과 같이 X 축 방향으로 입력 및 출력 부분에 원하지 않는 방향으로의 변위가 나타남을 알 수 있다.

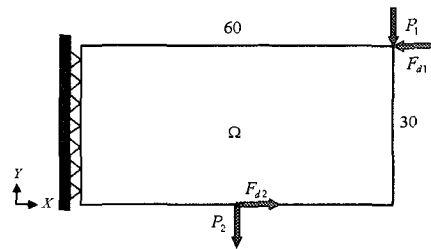


Fig. 15 Design domain for the simple problem

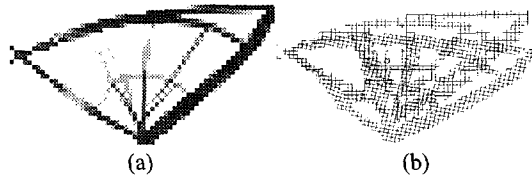


Fig. 16 Optimal solution for the unconstrained case

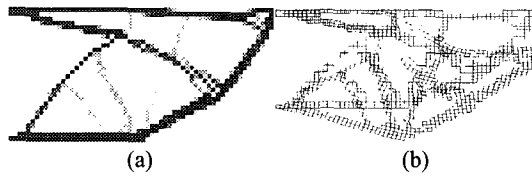


Fig. 17 Optimal solution for the input displacement constrained case

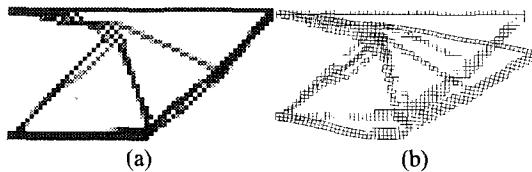


Fig. 18 Optimal solution for the output displacement constrained case

따라서 입력부분의 변위구속조건을 위한 가상 힘  $F_{d1}$  만을 추가하여 체적구속조건 20%으로 식 (21)에 적용하여 변위구속에 대한 가중치  $w_c$  를 1.0 으로 하고 목적함수의 가중치  $W$  를 0.3 으로 하여 입력부분의 변위를 구속하였을 경우의 형상은 Fig. 17(a)와 같이 나타났고, 입력부분의 변위 구속조건이 고려되어 입력부분의 변형이 원하는 방향으로 나타남을 Fig. 17(b)로 알 수 있다. 또한 식 (22)를 이용하여 출력부분의 변위를 구속하기 위해 가상 힘  $F_{d2}$  만을 추가한 경우 최적해의 형상은 Fig. 18(a)와 같고, 출력부분의 변형이 만족됨을 Fig. 18(b)로 알 수 있다.

이러한 설계 예를 통해서 목적으로 하는 방향이 아닌 변위를 구속하는 경우 최적해의 형상은 각각 다른 구조로 나타남을 알 수 있다.

## 7. 결 론

본 논문에서는 강성과 유연성을 고려하여 컴플라이언트 메커니즘 설계에 적용한 경우 목적으로 한 방향으로의 변위 외에 다른 방향으로의 변위가 발생하는 문제에 대한 해결방법을 제시하였다.

구조물의 유연성을 상호포텐셜에너지로 정의하여 최대화하고, 강성을 스트레인에너지를 정의하여 최소화하는 목적함수를 구성하여 최적화하는 방법을 이용하여 컴플라이언트 메커니즘 설계에 적용하여, 발생하는 목적 이외의 방향으로의 변위를 최소화하기 위하여 입력부분과 출력부분에 목적으로 하지 않는 방향으로의 변위를 상호포텐셜에너지로 정의하고, 그 에너지를 최소화하는 함수를 기존의 목적함수에 추가하여 변위를 구속하는 방법을 고안하였다. 이러한 목적함수를 균질화설계법과 순차적 선형계획법을 이용하여 위상최적화 알고리즘을 구현하였다.

설계 예를 통하여 알 수 있는 것과 같이 변위구속을 적용한 경우, 목적함수가 안정적으로 수렴함을 알 수 있었고, 변위 구속을 하지 않은 경우보다 구조의 강성이 증가하여 출력은 감소하지만 목적으로 하는 변위에 더 정확하게 일치하는 결과를 보여주는 최적해를 구할 수 있음을 알 수 있었

다. 또한 변위구속을 입력부분과 출력부분에 각각 적용할 경우, 목적에 따라 다른 최적해의 형상을 본 논문에서 제안한 방법으로 구할 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 컴플라이언트 메커니즘 설계시 설계조건에 따라 원하는 형상의 기구를 만드는 데 이 방법을 적용할 수 있다.

## 후 기

이 논문은 2000 년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음 (KRF-2000-003-E00033)

## 참고문헌

- (1) Howell, L. L. and Midha, A., 1994, "A Method for Design of Compliant Mechanisms with Small-Length Flexural Pivots," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 280~289.
- (2) Sigmund, O., 1997, "On the Design of Compliant Mechanisms Using Topology Optimization," *Mech. Struct. and Mach.*, Vol. 25, No. 4, pp. 493~524.
- (3) Nishiwaki, S., Frecker, M. I., Min, S. and Kikuchi, N., 1998, "Topology Optimization of Compliant Mechanisms Using the Homogenization Method," *Int. J. Numer. Mech. Engng.*, Vol. 42, pp. 535~559.
- (4) 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.
- (5) Saxena, A. and Ananthasuresh, G. K., 2000, "On an Optimal Property of Compliant Topologies," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 19, pp. 36~49.
- (6) Bendsoe, M. P., 1995, *Optimization of Structural Topology, Shape, and Material*, Springer, pp. 5~78.
- (7) Song, Y. J., Min, S. and Kikuchi, N., 1999, Finite Element Method and Structural Optimization CAE, Sungandang, pp. 323~358.
- (8) Diaz, A. and Sigmund, O., 1995, "Checkerboard Patterns in Layout Optimization," *Structural Optimization*, Vol. 10, pp. 40~45.
- (9) Min, S., Nishiwaki, S. and Kikuchi, N., 1997, "Optimum Structural Design Based on Flexibility and Stiffness -Application to Compliant Mechanism Design-", *Transactions of the KSME, A*, Vol. 21, No. 9, pp. 1432~1440.