

입· 출력변위비를 고려한 컴플라이언트 메커니즘 설계

김 영 기*, 민 승 재†

(2002년 9월 24일 접수, 2003년 3월 17일 심사완료)

Compliant Mechanism Design with Geometrical Advantage

Younggi Kim and Seungjae Min

Key Words : Compliant Mechanism(컴플라이언트 메커니즘), Geometric Advantage(입· 출력변위비), Topology Optimization(토폴로지 최적화), Homogenization Design Method(균질화 설계법)

Abstract

To control the motion generated by a compliant mechanism the design method using specified geometrical advantage is proposed. The optimization problem is formulated to minimize the difference between the specified and the current geometrical advantage of a mechanism and topology optimization is applied to determine the layout of a mechanism. The results of several test problems including a displacement converter design and a gripper design are compared with a multi-criteria model and show that the design of an accurate compliant mechanism with specified geometrical advantage can be obtained.

1. 서 론

컴플라이언트 메커니즘이란 그것을 이루는 부분이나 전체의 유연성을 이용하여 기구의 운동을 얻어내는 기구구조물을 말한다. 이러한 탄성변형을 통하여 기구의 기능을 하게 되기 때문에 기존의 강체와 조인트로 구성된 기구와 달리 연결부위의 마모, 마찰 및 헐거움이 발생하지 않는 장점이 있다. 또한 마찰에 의한 에너지 손실이 발생하지 않아 출력이 향상되고, 조립 및 생산과정이 단순화되어 생산비용을 줄일 수 있는 장점이 있다. 이러한 장점은 반도체 제작공정을 이용한 MEMS 구조설계에 적용할 수 있고, 자동차 및 항공기 등의 부품을 단순화하여 대체할 수 있다.

탄성변형을 이용하여 기구의 운동성을 얻어내므로 목적으로 하는 기능을 만족하는 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위해서는 기존의 강체기구와는 달리 많은 시행착오의 반복을 통하여 기구를

설계해야 하는 문제점이 있었고, 이러한 복잡한 설계과정을 체계화하기 위한 방법에 대한 연구가 진행되어 왔다. 예를 들면 Howell⁽¹⁾ 등은 강체와 조인트로 구성된 기구를 기반으로 의사강체모델(pseudo-rigid-body model)을 이용하여 조인트 부분을 유연한 구조로 대체하는 설계방법을 제안하였다. 그러나 이러한 방법은 강체기구를 기반으로 하였기 때문에 기구 전체의 유연성을 반영한 기구의 새로운 레이아웃을 설계할 수 없었다. 한편 Sigmund⁽²⁾는 토폴로지 최적화기법 중에 하나인 밀도법을 이용하여 전체 구조의 유연성을 고려하고, 목표로 하는 체적을 만족하며 기구의 입·출력비(mechanical advantage)를 최대화함으로써 설계하는 방법을 제안하였다. 또한 Nishiwaki⁽³⁾ 등은 Bendsøe와 Kikuchi⁽⁴⁾가 제안한 균질화설계법을 적용하고, 다기준모델(multi-criteria model)을 이용하여 상호평균컴플라이언스(mutual mean compliance)를 최대화하는 방법으로 기구전체의 유연성을 이용할 수 있는 컴플라이언트 메커니즘 설계방법을 제안하였다. 또한 Saxena⁽⁵⁾ 등은 상호위치에너지(mutual potential energy)를 최대화하는 목적으로 프레임 요소를 사용하는 방법을 제안하였고, Lau⁽⁶⁾ 등은 밀도법을 이용하여 기구의 성능을 나타내는 입·출력비, 입·

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail: seungjae@hanyang.ac.kr

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

출력변위비(geometrical advantage) 등을 최대화하는 설계방법을 제안하였다. 그러나 이러한 방법들은 컴플라이언트 메커니즘의 중요한 요소인 입·출력 변위비를 고려하지 않아 특정한 입·출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘의 구조를 초기설계과정에서 얻어낼 수 없어 설계결과의 수정에 따른 추가적 비용소모가 불가피한 문제점이 있다.

따라서 본 논문에서는 설계자가 원하는 특정한 입·출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘의 레이아웃을 얻기 위해 목표 입·출력변위비와의 차이를 최소화하는 문제와 입력부분의 하중과 출력부분의 반력에 따른 기구의 강성유지를 위한 문제를 다목적 최적화 함수로 구성하고, 설계영역의 설정에 따라 입·출력부분에서 원하지 않는 방향으로의 변위발생의 문제점을 해결하기 위해 변위를 최소화하는 최적화 문제를 다목적 최적화 함수에 추가하여 구성하였다. 또한 유연구구조설계를 위하여 토폴로지 최적화기법중의 하나인 균질화설계법을 적용하였다. 최적화 문제는 순차적선형계획법을 이용하여 해를 구하고, 체커보드형태를 제거하는 알고리즘을 추가하였다. 본 논문의 방법을 이용하여 구한 컴플라이언트 메커니즘의 설계 예제들을 기존의 방법을 사용한 결과와 비교하여 좀 더 목적에 부합되는 설계가 가능함을 입증하였다.

2. 입·출력변위비의 정의

입·출력변위비(GA)는 일반적인 종래의 강체기구에서 사용되던 용어로 Fig. 1에서 보는 바와 같이 입력하중 F_{in} 이 가해진 경우에 입력부분에서 발생하는 변위를 u_{in} 이라고 하고 출력변위가 발생되기를 원하는 부분의 변위를 u_{out} 이라 할 때 입력부분의 변위와 출력부분의 변위의 비로서 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$GA = \frac{u_{out}}{u_{in}} \quad (1)$$

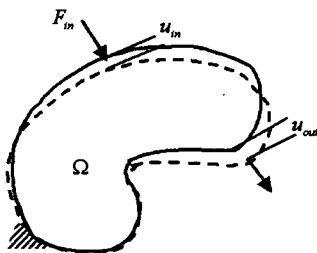


Fig. 1 Geometrical advantage

3. 변위 및 강성의 정식화

3.1 변위의 정식화

Fig. 2와 같은 설계영역에서 입력힘 P_1 이 작용할 때 출력변위가 발생하는 부분에 원하는 방향으로 가상힘 P_2 를 추가하여 입력힘만이 가해진 응력상태에서의 변형률 $\epsilon(u_1)$ 과 가상힘만이 가해진 경우의 변형률 $\epsilon(u_2)$ 을 이용하여 가상하중법(dummy load method)을 적용하면 원하는 방향으로의 출력 변위 u_{out} 을 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$u_{out} = \frac{\int_{\Omega} \epsilon(u_1)^T E \epsilon(u_2) d\Omega}{P_2} \quad (2)$$

또한 입력변위 u_{in} 는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u_{in} = \frac{\int_{\Omega} \epsilon(u_1)^T E \epsilon(u_1) d\Omega}{P_1} \quad (3)$$

3.2 강성의 정식화

기구의 강성을 표현하기 위해서 평균컴플라이언스(mean compliance) 개념⁽³⁾을 이용한다. Fig. 3과 같은 설계영역에서 입력힘 P_1 이 가해진 응력상태에서의 변형률 $\epsilon(u_1)$ 을 이용하여 평균컴플라이언스 $L(u_1)$ 를 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$L(u_1) = \int_{\Omega} \epsilon(u_1)^T E \epsilon(u_1) d\Omega \quad (4)$$

여기서 평균컴플라이언스를 최소화하는 경우 구조물의 강성이 커지게 된다.

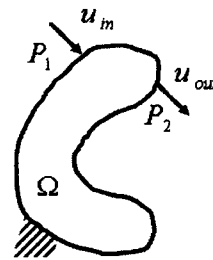


Fig. 2 Design domain with applied loads

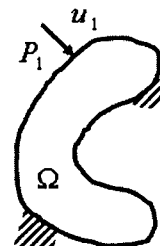
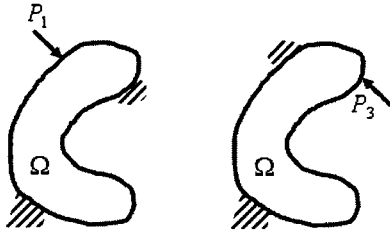


Fig. 3 Design domain for mean compliance





Case (a) Case (b)
Fig. 5 Design domain for stiffness

$$\text{minimize } L(u_1) \quad (9)$$

또한 출력부분에서 발생하는 반력이 Fig.5(b)와 같을 때 평균컴플라이언스 $L(u_3)$ 의 최소화는 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{minimize } L(u_3) \quad (10)$$

따라서 입·출력부분에서 하중의 영향을 모두 고려하기 위하여 식 (9), (10)에 가중치 w 를 추가하여 최적화문제를 정식화하면 식 (11)과 같다. 가중치 w 가 0.5보다 클 경우 출력부분의 반력이 기구의 강성에 미치는 영향보다 입력힘에 의한 영향이 클 경우를 나타낸다.

$$\text{minimize } wL(u_1) + (1-w)L(u_3) \quad (11)$$

따라서 입·출력변위비를 고려한 컴플라이언트 메커니즘을 설계하기 위하여 목적으로 하는 입·출력변위비와의 차이를 최소화하는 목적함수 식 (8)과 (11)에 가중치 W 를 추가하여 다목적 최적화 함수를 다음과 같이 정식화 할 수 있다. 이 경우 가중치 W 의 설정에 따라 다목적 최적화문제가 설정한 특정한 입·출력변위비에 수렴가능의 여부가 결정된다.

$$\text{minimize } W \left(GA^* - \frac{u_{out}}{u_{in}} \right)^2 + (1-W)(wL(u_1) + (1-w)L(u_3)) \quad (12)$$

5.3 변위구속을 포함한 목적함수 구성

앞에서 구한 특정한 입·출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 위한 다목적 최적화 함수 식 (12)를 이용할 경우 설계영역의 설정에 따라 입력힘이 가해질 때 Fig. 6과 같이 입력부분과 출력부분에서 원하지 않는 P_5 와 P_6 의 방향으로 변위가 발생할 수 있다. 이러한 변위는 특정한 입·출력변위비를 만족시키지 못하는 결과를 발생하게 되므로 이러한 원하지 않는 방향으로의 변위발생을 최소화하기 위하여 Fig. 6에서 보는 바와 같이 입력부분과 출력부분에 각각 원하지 않

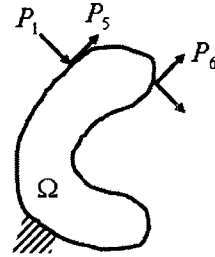


Fig. 6 Design domain with constrained displacements

는 방향으로의 가상힘 P_5 와 P_6 를 추가하여 그 방향으로의 변위를 최소화하는 함수⁽⁷⁾를 구성한다. 먼저 입력부분에 발생하는 원하지 않는 변위의 방향으로 가상힘 P_5 만이 가해질때의 변형률 $\epsilon(u_5)$ 을 식 (2)에 적용하여 그 방향변위 \tilde{u}_{in} 의 발생을 최소화하는 문제를 식 (13)과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{minimize } \tilde{u}_{in} = \frac{\int_{\Omega} \epsilon(u_1)^T E \epsilon(u_5) d\Omega}{P_5} \quad (13)$$

또한 출력부분의 원하지 않는 변위발생방향으로 가상힘 P_6 를 추가하여 그 방향변위 \tilde{u}_{out} 의 발생을 최소화하는 식은 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{minimize } \tilde{u}_{out} = \frac{\int_{\Omega} \epsilon(u_1)^T E \epsilon(u_6) d\Omega}{P_6} \quad (14)$$

따라서 입력부분 변위구속 식 (13)에 가중치 w_{in} 과 출력부분 변위구속 식 (14)에 가중치 w_{out} 을 포함하여 앞에서 구한 목적함수 식 (12)에 추가하면, 식 (15)와 같은 다목적 최적화 문제를 구성할 수 있다.

$$\text{minimize } W \left(GA^* - \frac{u_{out}}{u_{in}} \right)^2 + (1-W)(wL(u_1) + (1-w)L(u_3)) + w_{in}\tilde{u}_{in} + w_{out}\tilde{u}_{out} \quad (15)$$

5.4 구속조건

토폴로지 최적화는 구조최적설계문제를 최적재료분포문제로 전환하여 레이아웃을 생성함으로써 구조물을 구성하는 고체부분의 체적을 지정하여 이것이 설계영역의 체적보다 적어야 한다. 따라서 설계영역의 고체부분 체적의 상한값 Ω^* 를 지정하여 식 (16)과 같은 구속조건⁽⁹⁾을 고려한다.

$$g = \int_{\Omega} \rho_0 d\Omega - \Omega^* \leq 0 \quad (16)$$

여기서 ρ_0 는 구조물의 재료밀도, Ω^* 는 목표로 하는 구조의 총질량을 의미한다.



(a) Checkerboard pattern (b) Uniform density pattern
Fig. 7 Material distribution

6. 최적화 알고리즘

6.1 순차적 선형계획법

특정 입·출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 위한 최적설계의 목적함수가 다 목적함수이며 또한 복잡하기 때문에 일반적으로 사용되는 최적화기준법(optimality criteria method)을 적용하기에는 어려움이 있다. 따라서 수학적 방법인 순차적선형계획법(sequential linear programming, SLP)을 사용하였다.

우선 목적함수와 구속조건을 선형화하기 위하여 설계변수에 대한 설계민감도를 구한다. 초기 이동극한값은 안정적인 수렴을 위하여 설계변수 최대 크기의 10%로 설정하고, 반복과정에서 적절한 해를 찾지 못하는 경우 설정된 이동극한값을 1/2씩 줄이며 해를 찾는다. 따라서 최종 이동극한값에 도달하거나, 설정한 반복횟수에 도달하면 종료한다. 본 논문에서 SLP프로그램은 SLATEC의 DSPLP⁽⁹⁾를 사용하였다.

6.2 체커보드형태제거

균질화설계법의 결과 구조물에서 체커보드형태(checkboard pattern)가 나타날 수 있는데, 이는 4절점 등방성요소를 사용할 경우 Fig. 7에서 보는 바와 같이 인접한 4개의 요소의 경우 Fig. 7(a)의 경우처럼 대각 방향으로 밀도를 분포한 경우가 같은 밀도를 4개의 요소에 고루 분포한 경우인 Fig. 7(b)의 강성보다 더 커지게 되기 때문이다. 이러한 문제를 해결하기 위한 체커보드형태 제거 알고리즘⁽³⁾을 사용하였다. 전체적인 최적화 과정은 Fig. 8의 순서도와 같다.

7. 설계 예

7.1 변위변환기 설계

변위변환기(displacement inverter)란 입력부분의 변위에 따라 출력부분의 변위 방향을 반대로 바꿔주는 기구이다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 입력부분에 P_1 의 하중이 가해질 때 같은 방향으로의 입력변위가 발생되고 출력부분에서는 입력부분과 반

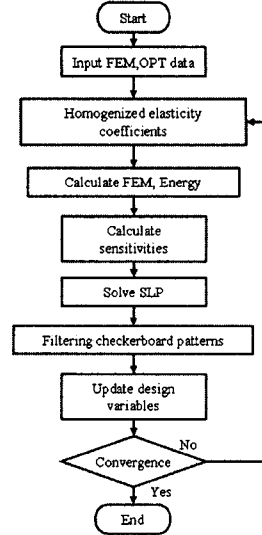


Fig. 8 Flowchart of optimization algorithm

대인 P_2 방향으로의 변위가 발생하는 기구이다. 이 기구의 특징은 입·출력변위비에 따라 다른 기능을 할 수 있는데 입·출력변위비가 1.0보다 클 경우는 입력변위보다 큰 출력변위를 발생시키는 변위증폭 기능을 하게 되고, 1.0보다 작을 경우 입력변위보다 작은 출력변위를 발생시키는 변위감소 기능을 하게 된다.

설계영역은 대칭조건을 이용하여 1/2영역을 설정하였고, 1800개의 4절점 유한요소로 나누고, 해석에 필요한 모델의 재료상수값으로 영(Young)률은 100 Pa, 포아송(Poisson)비는 0.3을 적용하였으며 입력힘 P_1 과 출력부분의 반력은 단위하중을 가하였다. 목적함수 식 (15)에서 특정 입·출력변위비와의 차이를 최소화하는 부분의 가중치 w 는 0.9로 하여 입·출력변위비를 만족하는 부분에 가중치를 크게 하였고, 입력부분과 출력부분의 하중에 의한 강성고려는 입력힘과 반력의 영향을 동일하게 고려하여 가중치 w 는 0.5를 설정하였다. 또한 대칭조건을 설정하여 입력 및 출력부분에 Y방향으로 원하지 않는 방향의 변위가 발생되지 않으므로 Y방향으로의 변위구속에 대한 가중치 w_{in} 과 w_{out} 는 각각 0으로 설정하였다. 또한 목표체적을 전체 설계영역의 20%로 정하고, 각 요소의 초기 설계변수는 목표체적을 만족하는 값으로 동일하게 ($a = b = 0.106, \theta = 0$) 설정하였다.

따라서 앞에서 언급한 조건에 따라 입 출력변위비가 0.5로 출력변위를 감소시키는 경우와 1.0으로 입·출력변위가 동일한 경우, 1.5로 출력변위를 증폭하는 3가지 경우에 대하여 변위변환기 기구

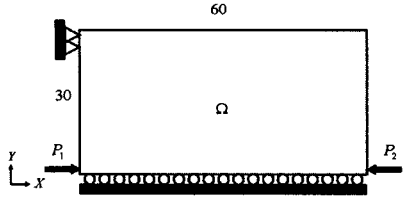
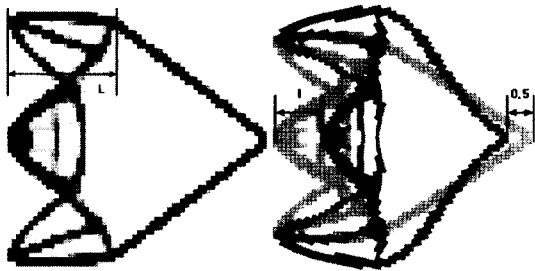
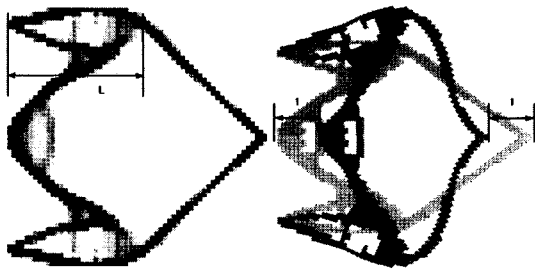


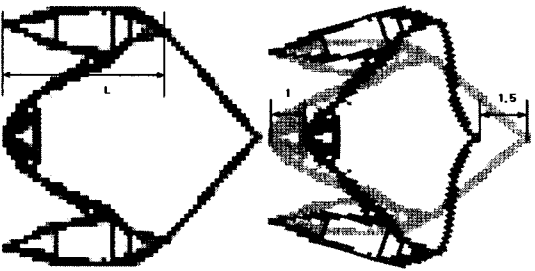
Fig. 9 Design domain of a displacement inverter



(a) Displacement inverter with GA=0.5



(b) Displacement inverter with GA=1.0



(c) Displacement inverter with GA=1.5

Fig. 10 Optimal solution and deformation of a displacement inverter

설계를 수행하였다.

Fig. 10은 제안된 방법에 의해 설계된 최적기구 형상 및 변형을 나타낸다. 최적해의 형상에서 입·출력변위비가 0.5에서 1.5로 커짐에 따라 기구운동의 축역할을 하는 부분의 길이 L 이 커짐을 알 수 있다. 변형형상을 통하여 기구가 설계의도대로 작동함을 알 수 있다. Fig. 11은 입·출력변위비가 0.5인 경우 목적함수의 수렴과정을 나타낸다.

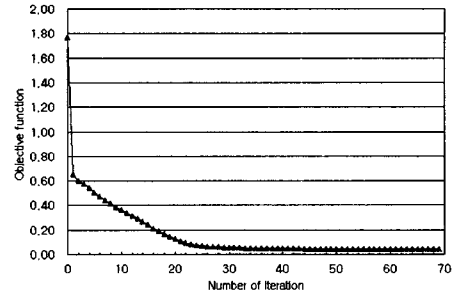


Fig. 11 Convergence history of the objective function (GA = 0.5)

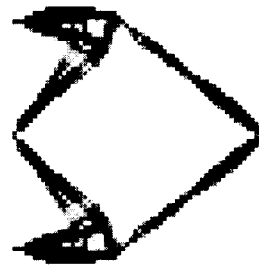


Fig. 12 Optimal solution of a displacement inverter (multi-criteria model)

또한 비교를 위해서 같은 조건에서 Nishiwaki⁽³⁾ 등이 제안한 상호평균컴플라이언스를 최대화하는 다기준모델을 이용한 설계 결과는 Fig. 12와 같은 한가지 설계 해만을 구할 수 있는데 그 경우 입·출력변위비가 0.71로 출력변위를 증폭하는 기능을 하는 변위변환기를 설계하기 위해서는 구해진 해의 반복적 수정과정이 불가피하다.

7.2 가중치에 따른 수렴성 비교

컴플라이언트 메커니즘의 설계를 위하여 본 논문에서 정식화한 목적함수가 다목적함수이므로 가중치의 설정에 따라 다른 결과가 나올 수 있다. 따라서 본 예제에서는 입·출력변위와 강성항과의 가중치 W 의 설정에 따른 목적함수의 수렴성에 대해서 비교한다.

설계영역은 앞에서 언급한 변위변환기의 경우 입·출력변위비를 1.0으로 설정한 경우에 대해서 입·출력변위비에 대한 가중치로 식 (15)에서 W 를 0.5, 0.7, 0.9로 설정한 경우에 대해서 최적화과정을 수행하였다.

Fig. 13에서 나타난 바와 같이 가중치 W 가 0.9인 경우 입·출력변위비가 목적으로 한 1.0에 일치하는 수치해에 빠른 속도로 수렴함을 알 수 있었고, 가중치가 0.7인 경우 느린 수렴속도와 목적으로 한 입·출력변위비가 1.0에 미치지 못하고 0.9

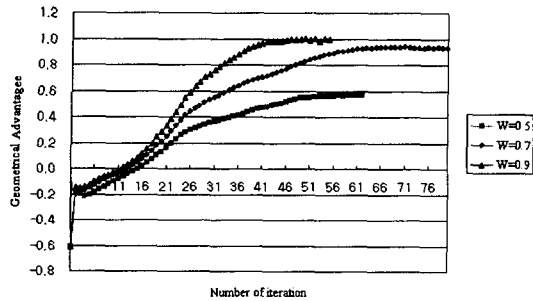


Fig. 13 Comparison of convergence with a weighting factor

에서 종료함을 보인다. 또한 가중치를 0.5로 설정한 경우 가장 늦은 수렴속도와 목표값에 크게 미치지 못하는 0.6정도에서 종료됨을 알 수 있다. 이것은 가중치 W 의 값이 작을 경우 다목적 함수 중 강성에 대한 항에 가중치가 크게 부여됨으로써 목적으리한 입·출력변위비에 도달하지 못하고 평균 컴플라이언스가 먼저 최소화하게 되는 결과가 발생하기 때문이다. 따라서 본 논문의 목적함수로서 기구를 설계하기 위해서는 가중치를 0.9이상의 큰 값으로 설정해야 함을 알 수 있다.

7.3 그리퍼기구 설계

그리퍼기구(gripper mechanism)란 입력힘이 가해질 때 출력부분에서 대상물체(workpiece)를 잡는 기능을 하는 기구이다. Fig. 14에서 보는 바와 같이 입력부분에 P_1 의 힘이 가해질 때 출력부분에서 P_2 방향으로 대상물체를 잡아주는 기능을 하게 된다. 이 경우 입력부분의 변위가 일정하다고 하면, 기구의 입·출력변위비를 알 수 있는 경우 출력부분의 변위를 예상할 수 있는데 발생하는 출력변위와 대상물체사이의 여유간격에 따라 기구에 문제점이 발생한다. 출력부분의 변위가 대상물체사이의 여유간격보다 과다하게 클 경우, 대상물체에 접촉한 후 출력부분의 변위가 충분히 발생하지 못하게 되므로 그에 따라 기구에 과다한 응력이 발생하여 기구에 영구변형이 생기거나, 기구나 대상물체가 파손되는 경우가 발생할 수 있다. 또한 여유간격보다 작은 변위가 발생될 경우 기구의 기능을 하지 못하게 된다.

설계영역은 대칭조건을 이용하여 1/2영역을 설정하였고, 1650개의 4절점 유한요소로 나누었다. 해석을 위한 물성치는 앞의 예제와 동일하게 설정하였고 입력힘과 반력은 단위하중을 가하였다. 식 (15)에서 가중치 W 와 w 도 앞의 예제와 동일하게 설정하고, 설정한 설계영역의 경우 입력부분과 출

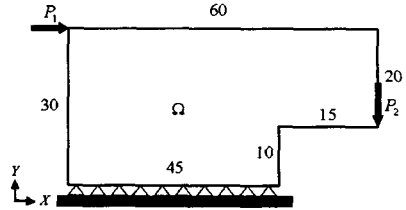
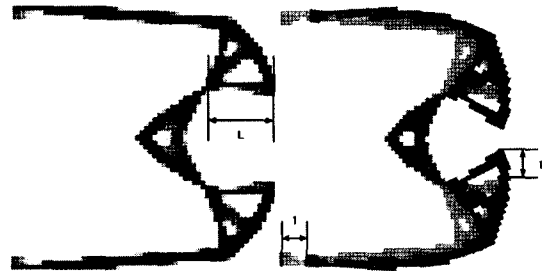
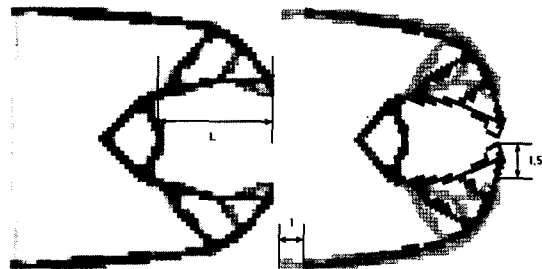


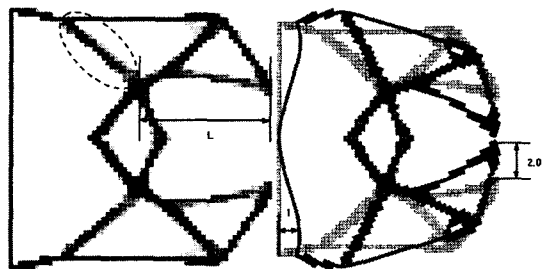
Fig. 14 Design domain of a gripper mechanism



(a) Gripper mechanism with GA=1.0



(b) Gripper mechanism with GA=1.5



(c) Gripper mechanism with GA=2.0

Fig. 15 Optimal solution and deformation of a gripper mechanism

력부분에 원하지 않는 방향으로의 변위가 발생할 수 있으므로, 입력부분에는 양의 Y방향, 출력부분에는 양의 X방향으로 가상 단위하중을 추가하여 그 방향으로의 변위를 구속하는 가중치 w_{in} 과 w_{out} 를 모두 선택하여 1로 설정하였다. 그리고 체적구속조건을 20%로 설정하여 입·출력변위비가 1.0, 1.5, 2.0의 경우에 대해서 설계를 수행하였다.

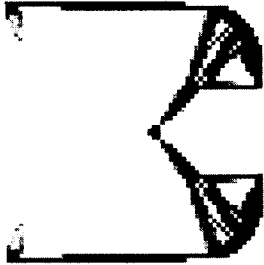


Fig. 16 Optimal solution of a gripper mechanism (multi-criteria model)

Fig. 15는 제안된 방법에 의해 설계된 그리퍼 기구의 형상 및 변형을 나타낸다. 입· 출력변위비가 1.0에서 2.0으로 커짐에 따라 기구운동의 축역할을 하는 부분인 L의 길이가 커짐을 알 수 있었고, 또한 입· 출력변위비가 2.0인 경우 점선으로 된 타원영역에 있는 구조가 다른 결과와 달리 생성되었는데 이것은 작은 입력변위에도 큰 출력변위를 얻을 수 있게 하는 기능과 입력부분의 변위구속의 기능을 한다. 기구의 작동은 변형형상을 통하여 확인할 수 있다.

또한 비교를 위해서 다기준모델을 이용하여 같은 조건으로 설계할 경우 Fig. 16과 같은 설계해만을 구할 수 있고, 입· 출력변위비가 0.86의 경우 밖에 구할 수 없으므로 출력변위가 입력변위보다 커야 할 경우 설계결과를 수정해야 한다.

8. 결론

본 논문에서는 특정 입· 출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘의 설계를 위상최적설계를 이용하여 수행하였다.

입· 출력변위비를 계산하기 위한 변위 및 강성을 정식화하여 목적으로 하는 입· 출력변위비와의 차이를 최소화하는 목적함수를 구성하고 입·출력부분의 하중에 따른 기구의 강성유지를 위한 함수를 이용하여 다목적 최적화 함수를 구성하였다. 또한 설계영역의 설정에 따라 발생하는 원하지 않는 방향으로의 변위발생을 최소화하는 함수를 구성한 다목적 최적화 함수에 추가하였다. 기구전체의 유연성을 반영하기 위하여 위상최적설계방법인 균질화설계법을 적용하였고, 최적화문제를 순차적 선형계획법을 이용하여 최적해를 구하였다. 설계해에서 발생하는 체커보드형상을 제거하는 알고리즘을 추가하여 목적으로 하는 입· 출력변위비를 만족하는 컴플라이언트 메커니즘 설계를 수행하였다.

본 연구는 특정한 입· 출력변위비만을 만족하는 컴플라이언트 메커니즘의 설계방법에 대해서만 고려하였으나, 현실적으로는 입력부분이나 출력부분에서 특정변위를 가지는 컴플라이언트 메커니즘의 설계방법이 필요하다. 입· 출력변위비가 고려되었기 때문에 입력부분이나 출력부분의 변위중 하나의 변위를 고려한 설계가 가능하다면 설계의 과정이 크게 줄어들 수 있다. 따라서 향후 입· 출력변위비와 입·출력변위의 크기를 동시에 고려하는 방법에 관한 연구가 필요하다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 지원에 의해 수행되었습니다.

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) Bendsøe, 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) Lau, G. K., Du, H. and Lim, M. K., 2001, "Use of Functional Specifications as Objective Functions in Topological Optimization of Compliant Mechanism," *Computer Method in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 190, pp. 4421~4433.
- (7) Kim, Y. and Min, S., 2002, "Compliant Mechanism Design with Displacement Constraint," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 26, No. 9, pp. 1779~1786.
- (8) Song, Y. J., Min, S. and Kikuchi, N., 1999, Finite Element Method and Structural Optimization CAE, Sungandang, pp. 323~358.
- (9) Hanson, R. J., and Hiebert, R. B., 1981, "A Sparse Linear Programming Subprogram," *Technical Report SAND81-0297*, Sandia National Laboratories.