

금속오링셀의 컴플라이언트 메커니즘 위상최적설계

김근홍* · 이영신**† · 양형렬*

* 국가핵융합연구소, ** 충남대학교 기계설계공학과

Compliant Mechanism Topology Optimization of Metal O-Ring

Geun-Hong Kim*, Young-Shin Lee**† and Hyung-Lyeol Yang*

* National Fusion Research Institute,

** Dept. of Mechanical Design Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

(Received November 1, 2012 ; Revised December 9, 2012 ; Accepted December 10, 2012)

Key Words: Topology Optimization(위상최적화), Compliant Mechanism, Metal O-ring Seal(금속오링셀), Elastic Recovery(탄성복원력), Design Domain(설계영역)

초록: 금속셀의 탄성복원력은 기밀성능을 결정하는 매우 중요한 요소이다. 본 연구는 장시간 운전조건에서 기밀성능을 유지할 수 있는 금속오링셀의 구조, 즉 탄성복원력이 우수한 구조를 얻기 위하여 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화법을 도입하였다. 진화구조최적화법의 위상최적화 알고리즘이 사용되었으며, 강성 및 유연성을 동시에 고려하는 두 가지 종류의 목적함수가 사용되었다. 금속오링셀의 외형을 고려하여 원형의 최적화 설계영역이 고려되었으며 최적화 결과로 나타난 위상의 탄성복원력은 상용품의 탄성복원력과 비교되었다.

Abstract: The elastic recovery of a metal seal is a factor that can be used to assess its sealing performance. In this study, a compliant mechanism topology optimization has been performed to find a structure of a metal O-ring seal that can maintain excellent sealing performance with a maximized elastic recovery over extended operation. An evolutionary structural optimization (ESO) was used as a topology optimization algorithm with two different types of objective functions considering both flexibility and stiffness. In particular, a circular design domain was adopted to consider the outer shape of the metal O-ring seal. The elastic recovery of the optimal topology was calculated and compared to that of a commercial product.

1. 서 론

금속셀(seal)은 고무셀을 적용할 수 없는 고온, 고압, 초저온, 초고진공 등의 극한 환경에서 효과적으로 사용되고 있다. 반면 금속셀의 탄성복원력은 고무셀에 비해 매우 낮고 열이나 방사화 등에 의해 쉽게 소실된다.⁽¹⁾ 탄성복원력은 기밀성능을 결정하는 매우 중요한 인자로 장시간 운전조건에서 뛰어난 성능을 유지하기 위해서는 탄성복원력을 개선할 필요가 있다.

금속셀의 단면 구조를 변경하는 것으로 금속셀의

탄성복원력이 개선될 수 있다. 이것은 강성이 높은 정육면체 또는 구(球)의 구조에 비해 상대적으로 유연한 구조가 탄성에너지를 많이 저장할 수 있는 원리와 같다. 이러한 구조는 최적설계 기법^(2,3)을 통해 찾아볼 수 있으며, 특히 초기 레이아웃을 결정하는 위상최적화법이 효과적이다.

위상최적화 설계법은 크게 구조물을 단단하게 설계하는 강성 위주의 최적화법⁽⁴⁾과 구조물을 유연하게 설계하는 컴플라이언트 메커니즘 최적화법⁽⁵⁾으로 분류된다. 높은 탄성에너지를 필요로 하는 금속셀 설계는 강성보다 유연성이 중요하므로 유연성 설계를 위한 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화법이 적합하다.

본 연구는 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화법으로 우수한 탄성복원력을 갖는 금속오링셀의 단

† Corresponding Author.; leeys@cnu.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

면형상을 구하고자 하였다. 요소 추가 방식의 진화구조최적화법이 사용되었으며, 유연성 및 강성을 동시에 고려하는 두 가지 종류의 목적함수가 고려되었다. 특히, 본 연구에서는 금속오링씰의 외형을 고려하여 원형의 설계영역이 사용되었다. 최적화 수행을 통해 얻은 최적화 위상의 압축/복원 특성은 탄소성해석으로 얻었으며, 압축/복원 특성으로부터 계산된 최적화 위상의 탄성복원력의 개선 정도는 상용품의 탄성복원력과 비교되었다.

2. 기밀의 원리 및 특성

씰을 이용한 기밀의 원리는 두 플랜지면 사이에 씰을 삽입하고 틈새를 좁혀 누설을 방지한다.⁽⁶⁾ 씰은 압축력 F 에 의해 Fig. 1과 같이 변형하며, 이때 씰에는 본래의 모습으로 돌아가기 위한 탄성복원력이 작용한다. 이 탄성복원력으로 씰과 플랜지면이 접촉되어 기밀이 유지된다.

Fig. 2는 금속오링씰의 압축/복원 특성을 나타낸다. 기밀 유지는 압축하중 Y_0 에서 나타나며 하중을 지속해서 증가하면 위·아래 플랜지가 서로 맞닿는 안착하중 Y_2 에 도달한다. 안착하중은 씰의 최고의 성능을 낼 수 있도록 설계된 값으로 플랜지 홈(groove)의 깊이에 의해 결정된다. Y_1 은 하중을 서서히 제거함에 따라 기밀이 파괴되는 누설하중이며, e_0 는 압축하중에 의해 씰에 발생한 소성변형량이다. $e_1 \sim e_2$ 는 기밀유지에 영향을 미치는 유효 탄성 복원 구간이다. 씰의 장시간 기밀성능은 기밀유효탄성에너지에 의해 결정된다.

3. 컴플라이언트 메커니즘

컴플라이언트 메커니즘은 핀이나 슬라이더 등의 조인트 없이 단일구조체의 유연성을 이용하여 힘이나 운동을 전달하는 기구를 말한다.⁽⁷⁾ 컴플라이언트 메커니즘은 별도의 조립 구조를 요구하지 않기 때문에 소형으로 제작가능하며, 정밀한 기구운동을 구현할 수 있어 주로 미세전자기계시스템(MEMS)에서 효과적으로 사용되고 있다.⁽⁸⁾

3.1 강성 및 유연성

구조체의 강성 및 유연성은 변형에너지(strain energy)와 상호위치에너지(mutual potential energy)로 설명할 수 있다.⁽⁹⁾ 어떠한 구조물에 외력이 작용할 때 구조물에 저장된 변형에너지가 작을수록 구조체는 강성이 높다. 변형에너지는 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$\text{Strain energy} = \int_{\Omega} \frac{1}{2} \sigma \epsilon \, d\Omega \quad (1)$$

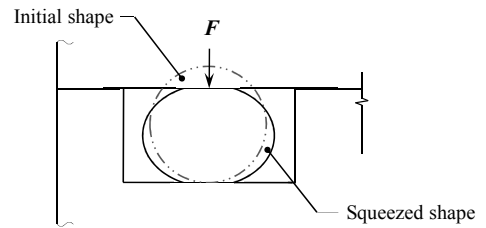
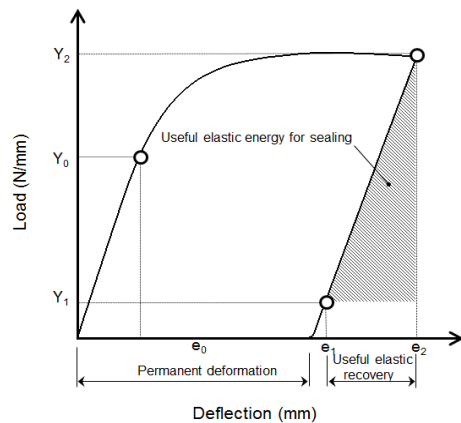


Fig. 1 Squeezed shape of seal by compression load



Y0: Load which leak rate is at required level
Y1: Load which leak rate exceeds required level
Y2: Seating load at optimum compression e_2

Fig. 2 Characteristic curve of metal O-ring seal by loading and unloading

여기서 σ 는 입력부에 힘이 작용할 때의 응력장을 의미하며, ϵ 은 입력부에 작용하는 힘에 의한 변형률이다. 연속체의 변형에너지를 유한요소모델로 나타내면 식 (2)와 같다.

$$U_{SE} = \frac{1}{2} \{U\}^T [K] \{U\} = \frac{1}{2} \sum_{e=1}^N \{u\}_e^T [k]_e \{u\}_e \quad (2)$$

여기서 $\{U\}$ 와 $[K]$ 는 전역변위 및 강성행렬, $\{u\}_e$ 와 $[k]_e$ 는 요소의 변위 및 강성행렬이다. 구조물의 유연성은 상호위치에너지로부터 측정할 수 있으며, 출력부의 변위 방향으로 단위 가상힘을 적용하여 계산할 수 있다. Fig. 3(a)와 같은 어떠한 경계조건을 가진 연속체 입력부 P_1 에 하중 F_{in} 가 작용할 경우 출력부 P_2 의 특정한 방향으로의 변위가 발생한다. 이때의 변위 u_{out} 를 상호위치에너지로 정의할 수 있다.

$$\text{Mutual potential energy} = \int_{\Omega} \sigma_d \epsilon \, d\Omega \quad (3)$$

여기서 σ_d 는 Fig. 3(b)의 출력부 P_2 에 단위가상

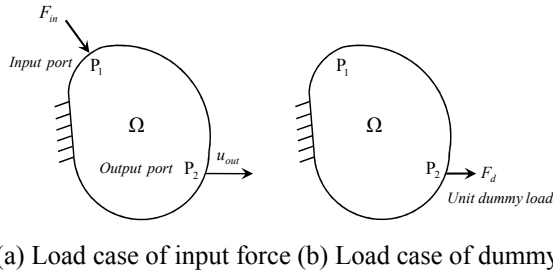


Fig. 3 Two different load cases to calculate mutual potential energy

힘 F_d 만을 고려했을 때의 응력장을 나타내며, ϵ 는 입력부에 가해지는 실제 하중 F_{in} 에 의해 발생한 변형률이다. 상호위치에너지를 식 (4)의 유한요소 모델로 나타낼 수 있다.

$$U_{MPE} = \{V\}^T [K] \{U\} = \sum_{e=1}^N \{v\}_e^T [k]_e \{u\}_e \quad (4)$$

여기서 $\{U\}$ 는 하중 F_{in} 에 의해 발생한 변위벡터이며, $\{V\}$ 는 단위가상하중이 작용할 때의 변위벡터이다. 그러므로 $\{U\}$ 와 $\{V\}$ 는 행렬형태의 평형방정식으로 나타낼 수 있으며 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} [K] \{U\} &= \{F\}_{actual} \\ [K] \{V\} &= \{F\}_{dummy} \end{aligned} \quad (5)$$

3.2 요소 강성행렬

컴플라이언트 메커니즘 위상최적화에서 목적함수로 사용되는 변형에너지 및 상호위치에너지는 유한요소 평형방정식의 전체강성행렬 및 변위행렬로부터 계산된다. 전체강성행렬은 각각의 요소 강성행렬을 관련된 성분끼리 더해서 구할 수 있는데 요소 강성행렬은 요소의 종류 및 크기, 평면응력 또는 평면변형률 문제에 따라 결정되며 식 (6)과 같다.

$$[k] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D] [B] |J| d\xi d\eta \quad (6)$$

여기서 $[B]$ 는 변위-변형률(displacement-strain)행렬이며, $[D]$ 는 평면응력 또는 평면변형률 문제의 구성행렬(constitutive matrix), 그리고 $|J|$ 는 자코비언(Jacobian)행렬이다.

3.3 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화 및 ESO 법

실질적인 컴플라이언트 메커니즘 설계는 기구운동을 위해 충분히 유연해야 하며 기구의 안정성을 위한 강성까지 고려되어야 한다. 예를 들어 어떠한 물체를 잡는 Fig. 4(a)의 기구를 설계하고자 할 때

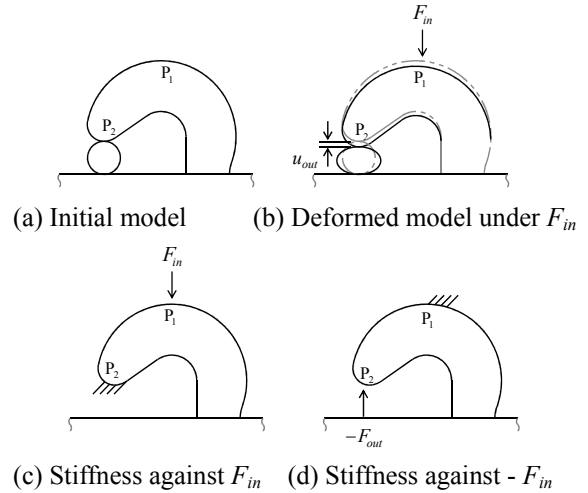


Fig. 4 Compliant mechanism with consideration of stiffness

기구는 Fig.4(b)와 같이 입력부 P_1 에 작용하는 힘 F_{in} 에 의해, 출력부 P_2 에 변위 u_{out} 가 나타날 수 있도록 유연성이 필요하며, P_1 에 작용하는 힘 F_{in} 에 의해 Fig. 4(c)의 경계조건과 P_2 에 작용하는 반발력 $-F_{out}$ 에 의해 나타나는 Fig. 4(d)의 경계조건에 대해 충분히 강해야 한다. 이와 같이 유연성 및 강성을 고려한 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화의 목적함수는 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{Maximize} && \frac{U_{MPE}}{U_{SE1} + U_{SE2}} \\ &\text{Subject to} && \sum_{i=1}^N V_i \rho_i / V_0 \leq f, \rho_i \in (1, 0) \\ &&& [K] \{U\} = \{F_d\} \\ &&& [K] \{V\} = \{F_d\} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 V_i 와 ρ_i 는 사용되는 i 번째 요소의 체적 및 밀도를 나타내며, N 은 설계영역을 구성하는 요소의 전체수량이다. V_0 는 밀도가 1인 설계영역의 체적이며, f 는 설계에 사용되는 재료의 체적비(volume fraction)이다. ESO 법은 요소 밀도를 1 또는 0으로 지정한다. 하지만 비어있는 요소에 0을 대입할 경우, 수치적으로 불안정하기 때문에 0.001과 같은 작은 값을 사용한다. 진화구조 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화법은 요소 추가법을 사용한다.

Fig. 5는 요소 추가 방식의 진화구조 컴플라이언트 메커니즘 위상최적화 과정을 설명한다. 재료가 분포할 수 있는 최대 설계영역을 정의하고 경계조건 및 하중조건을 부여한다. 이후, 사용하고자 하는 재료의 체적비를 결정하고, 반복연산에 따른 요소의 추가비 등 진화 구조 최적화법에서 필요한 매개변수를 설정한다.

최적화가 시작되면 상호위치에너지와 변형에너지를 구하고 목적함수를 계산한다. 이후 요소민감도를 계산한 후 필터링 기법으로 요소민감도를 재정의한다. 여기서 반복계산마다 요소의 추가 비율을 고려하여 민감도가 높은 요소가 추가된다. 최적화 수행은 설계영역 범위 내에서 목표로 한 부피가 채워질 때까지 반복된다. 이때 요소의 추가 기준을 결정하기 위한 민감도는 식 (5)의 유한요소 평형방정식에서 유도할 수 있으며 추가된 요소로 인해 변형된 유한요소 평형방정식의 상호위치에너지 및 변형에너지를 변화⁽¹⁰⁾는 다음의 식으로 정의된다.

$$\Delta U_{MPE} = -\{\mathbf{u}\}_e^T [\mathbf{k}]_e \{\mathbf{v}\}_e \quad (8)$$

$$\Delta U_{SE1} = -\frac{1}{2}\{\mathbf{u}\}_e^T [\mathbf{k}]_e \{\mathbf{u}\}_e \quad (9)$$

$$\Delta U_{SE2} = -\frac{1}{2}\{\mathbf{v}\}_e^T [\mathbf{k}]_e \{\mathbf{v}\}_e \quad (10)$$

3.4 필터링 기법

연속체의 설계영역을 유한요소로 이산화하면 민감도는 요소를 경계로 불연속이 된다. 이때, 위상최적

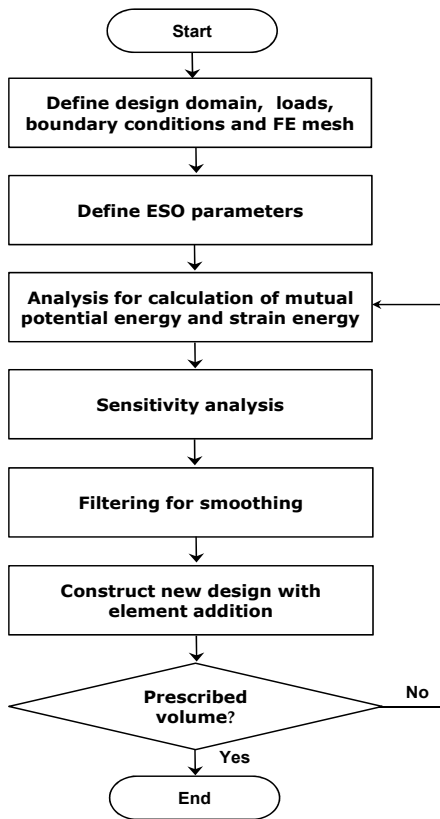


Fig. 5 Flow chart of evolutionary optimization procedure by element addition

화 결과는 수치적으로 불안정한 체커보드 무늬 (checkerboard pattern) 및 요소 종속(mesh dependency) 현상이 나타난다.⁽¹¹⁾ 이러한 현상은 주로 낮은 차수의 요소를 사용하거나 요소 크기에 종속되어 나타나는 현상으로 식 (11)의 필터링 기법⁽¹²⁾을 적용하면 체커보드 무늬 및 요소 종속 현상은 해결될 수 있다.

$$\hat{\alpha}_i = \frac{\sum_{j=1}^K w(r_{ij})\alpha_j^n}{\sum_{j=1}^K w(r_{ij})} \quad (11)$$

여기서 K 는 Ω_i 내부에 존재하는 절점의 개수이며, $w(r_{ij})$ 는 가중치로 식 (12)로 정의된다.

$$w(r_{ij}) = \begin{cases} r_{\min} - r_{ij} & r_{ij} < r_{\min} \\ 0 & r_{ij} \geq r_{\min} \end{cases} \quad (j=1, 2, \dots, K) \quad (12)$$

여기서 r_{ij} 는 i 번째 요소의 중심으로부터 j 번째 절점까지의 거리이며, 가중치는 거리가 가까울수록 요소민감도가 절점민감도에 큰 영향을 미친다. 절점민감도는 요소민감도를 부드럽게 하는 역할을 하며, 필터의 영향은 반경 r_{\min} 에 의해 결정된다. r_{\min} 은 i 번째 요소민감도를 결정하며, 이것은 Fig. 6 과 같이 i 번째 요소 중심에서 반경 r_{\min} 의 Ω_i 을 갖는 원으로 설명할 수 있다. Ω_i 에 포함된 절점들은 식 (12)로부터 i 번째 요소민감도를 개선하는데 사용된다. 절점민감도는 요소민감도 α_i^e 를 식 (13)와 같이 평균하여 구할 수 있다.

$$\alpha_j^n = \sum_{i=1}^M w_i \alpha_i^e \quad (13)$$

여기서 M 은 j 번째 절점에 연결된 모든 요소의 수량을 의미하며, w_i 는 i 번째 요소의 가중치이다.

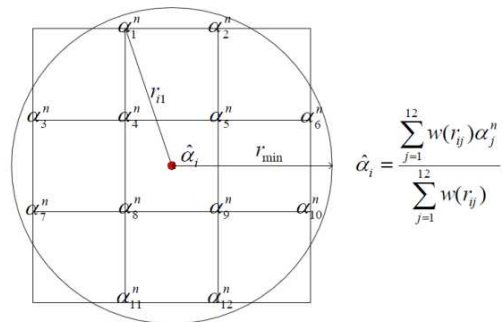


Fig. 6 Filter scheme to improve the sensitivity of the i th element using the nodes in the sub-domain Ω_i

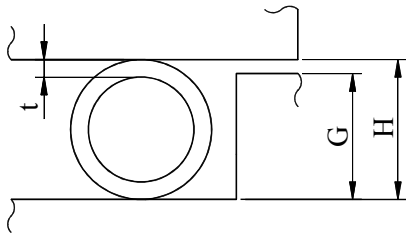


Fig. 7 Seal dimensions of metal O-ring and groove

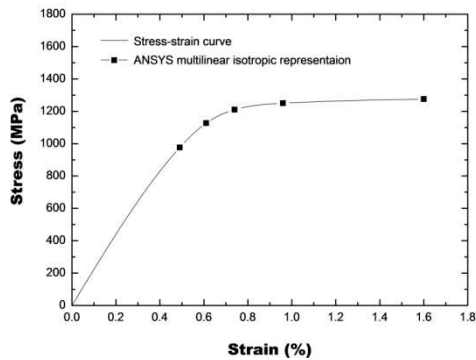


Fig. 8 Stress-strain curve of Inconel 718 alloys for elasto-plastic analysis

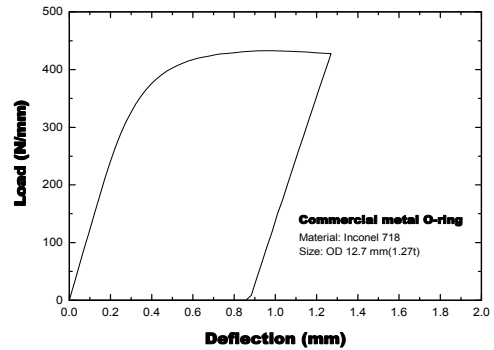


Fig. 9 Load versus deflection curve for commercial metal O-ring seal

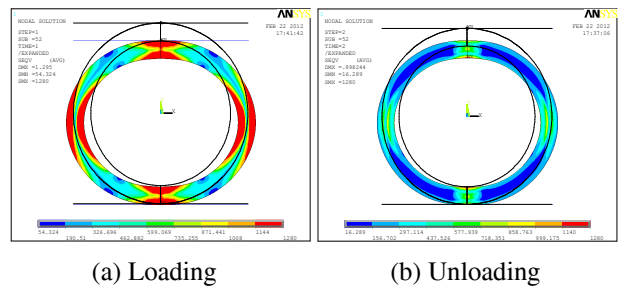


Fig. 10 Von Mises stress contour and deformed shapes of commercial metal O-ring seal

4. 금속오링셀의 위상최적화

금속오링셀은 SS304, SS316 등의 스테인리스 스틸 재료 또는 Alloy X-750, Alloy 718, Monel 400 등의 합금으로 제조된다. 금속오링셀의 단면 규격은 Fig. 7의 단면치름과 두께로 결정되며, 본 연구에서 비교 대상으로 선정된 금속오링셀은 Inconel 718 재질로 단면치름이 12.7 mm, 두께는 1.27 mm의 제품이다. 홈의 깊이는 11.43 mm로 1.27 mm가 압축된다.

4.1 금속오링셀의 탄소성해석

본 연구에서 최적화 결과의 비교 대상으로 선정된 상용품의 압축/복원 특성을 얻고자 탄소성해석이 수행되었다. 해석은 ANSYS 및 2 차원 4 절점 요소(PLANE 182)로 수행되었다. 좌우 대칭조건을 고려한 1/2 모델, 그리고 683 개의 요소와 729 개의 절점이 사용되었다. 탄성계수 및 푸아송비는 각각 200 GPa, 푸아송비는 0.3이 적용되었으며 재료특성의 비선형성은 Fig. 8의 응력-변형률 선도⁽¹³⁾가 적용되었다.

Fig. 9는 탄소성해석으로부터 얻은 상용 금속오링셀의 압축/복원 특성을 나타낸다. 안착하중 Y_2 및 소성변형량은 각각 427 N/mm와 0.86 mm로 계산되었다. 상용품에 대한 탄소성해석 방법은 최적화 위상에 대해 동일하게 적용되며, 해석결과는 비교 지표로 활용된다. Fig. 10은 압축 및 제하 시의 응력분포

를 나타낸다.

4.2 최적화 설계영역 및 경계조건

Fig. 11과 같은 원형의 물체를 압축하면 물체는 타원형으로 찌그러진다. 이러한 조건에서 가장 유연한 구조는 변위 u_{out} 가 하중 F_{in} 의 반대방향으로 클수록 유리하다. 그러나 물체 x 축을 따라 모든 절점이 y 방향으로 구속될 경우, x 축을 기준으로 상·하 대칭조건이 된다. 이때 입력부의 변위는 물체의 부피가 증가할수록 압축하중 F_{in} 에 대해 저항하는 성질이 강해지므로 입력부의 변위는 감소한다. 이를 위해 변위 u_{out} 가 하중의 반대 방향으로 최대화될 수 있도록 x 축의 최 외각 절점만 y 방향으로 구속되었으며, x 방향으로는 슬라이딩이 일어날 수 있도록 하였다.

원형의 설계영역은 좌·우 대칭을 고려하여 실제 최적화 수행에는 1/2 모델이 사용되었으며, 총 1,176 개의 요소와 1,233 개의 절점이 사용되었다. 접촉이 일어나는 부위의 압축하중 F_{in} 은 1 N, 그리고 출력부의 단위 가상 하중 F_d 역시 1 N이 적용되었다. 탄성계수 및 푸아송비는 앞서 수행한 탄소성해석과 동일하게 적용되었다.

4.3 원형의 설계영역 및 동적 필터

원형의 설계영역에는 서로 다른 요소가 존재할 수

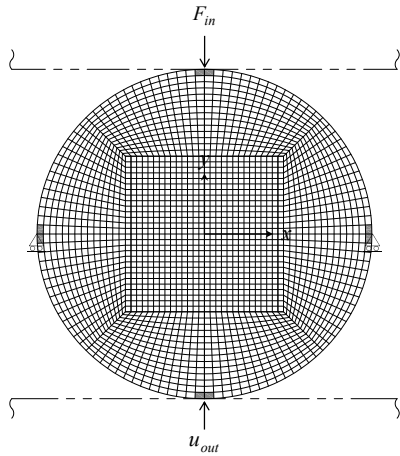


Fig. 11 Design domain discretized with 1176 elements and boundary conditions

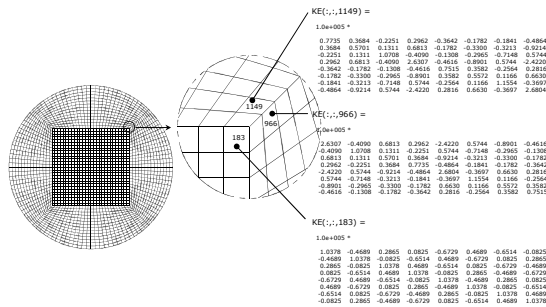


Fig. 12 Different elements and their element stiffness matrixes in circular design domain

밖에 없다. 요소의 크기 및 형상이 서로 다를 경우, 요소강성행렬이 변하기 때문에 변형에너지와 상호변형에너지 계산을 위해 다소 복잡한 과정이 요구된다. 이러한 이유로 원형의 설계영역을 사용한 킴플라이언트 메커니즘 위상최적화 수행사례는 거의 찾아볼 수 없다. 본 연구는 금속오링셀의 외형을 고려하여 원형의 설계영역을 적용하였다.

Fig. 12는 본 연구에서 실제로 사용된 요소 및 요소 강성행렬을 나타낸다. 위상최적화 문제에서 사각형의 설계영역을 사용할 경우 필터 반경 r_{min} 은 모든 요소에 대하여 동일하게 적용되기 때문에 균일한 필터링 효과가 나타난다. 그러나 원형의 설계영역에서 분할된 서로 다른 요소에 대하여 균일한 필터링 효과를 기대할 수 없으므로 원형의 설계영역을 사용하는 금속오링셀의 최적화 문제에서 요소의 크기나 형상에 따른 영향을 최소화할 수 있는 동적 필터가 제안되었다.

본 연구에서 제안된 동적 필터는 해당 요소의 크기에 비례하여 필터의 반경이 결정된다. 필터의 반경은 요소의 면적이 원으로 환산된 후, 추가 반경 r_a 를 더하는 방법으로 식 (14)와 같다.

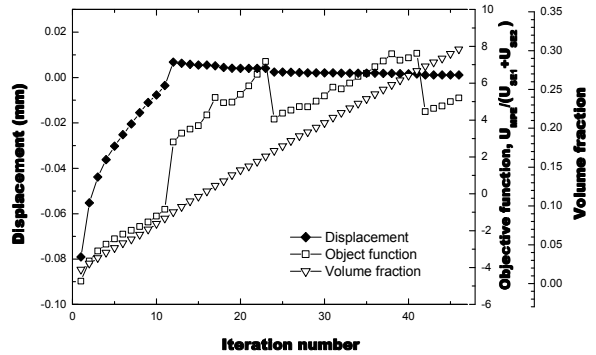


Fig. 13 Optimization history for objective function of $U_{MPE}/(U_{SE1}+U_{SE2})$

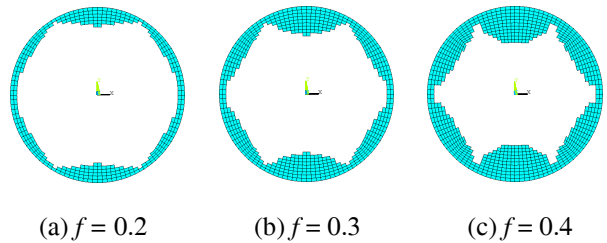


Fig. 14 Optimal topologies with volume fraction of 0.2, 0.3, and 0.4

$$(r_{min})_i = \frac{\sqrt{4 A_i^e / \pi}}{2} + r_a \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (14)$$

여기서 A_i^e 는 i 번째 요소의 단면적이며, N 은 요소의 개수를 나타낸다.

4.4 최적화 수행 및 결과

금속오링셀의 탄성복원력을 높이기 위하여 금속오링셀의 유연성을 높이는 것도 중요하지만, 기밀 유지에 필요한 탄성반발력이 충분히 확보될 필요가 있다. 본 연구에서는 유연성과 강성을 동시에 고려하는 두 종류의 목적함수가 사용되었다. 첫 번째 목적함수는 유연성 및 강성의 비율이 1:1 인 식 (7)의 경우이며, 다른 하나는 지수를 이용하여 유연성과 강성의 출력비를 제어할 수 있는 목적함수이다.

첫 번째 목적함수를 이용한 최적화는 재료의 체적비를 0.2부터 0.1씩 증가해 가면서 최적화 위상을 구한 후, 압축/복원 특성을 얻는 것으로 하였다. 매회 연산이 반복될 때마다 재료의 추가비는 0.005로 설정되었으며, 체커보드무늬 제거를 위해 사용된 동적 필터의 추가 반경 r_a 는 0.24로 설정되었다. Fig. 13은 재료 추가 비율에 따른 목적함수 및 출력부 변위 u_{out} 의 추이를 나타낸다. 최적화 수

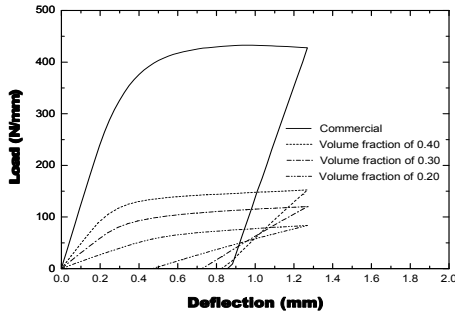


Fig. 15 Load versus deflection curves for optimal topology and commercial shape

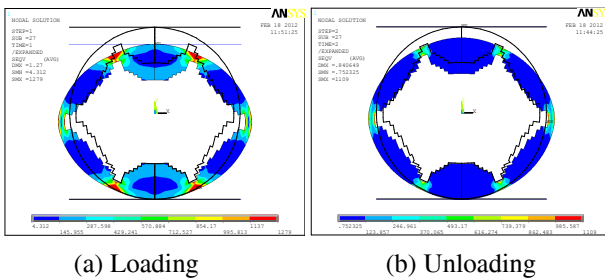


Fig. 16 Von Mises stress contour and deformed shapes of optimal topology

행 최초에는 출력부의 변위 u_{out} 가 0.08 mm였으며, 하중과 같은 방향(-)으로 나타났다.

반면 변위는 점차 감소하여 반복연산 12 회에서 하중의 반대방향(+)으로 나타났다. 이때 입력부 하중의 반대방향으로 나타난 최대변위는 0.007 mm였다. 이후 변위는 다시 감소하는 경향을 보였는데 이것은 부피의 증가에 따라 유연성이 점차 감소하기 때문으로 보인다.

목적함수는 재료가 추가됨에 따라 증가하다가 반복연산 23~24 회에서 감소하였다. 그리고 다시 증가하는 경향을 보였으며, 이 같은 현상은 반복연산 41~42 회에서 같게 나타났다. 그리고 재료의 추가비가 직선으로 나타나지 않고 다소 굽은 형태로 나타났다. 이것은 서로 다른 크기의 요소를 사용함으로써 나타나는 현상이다.

Fig. 14는 재료의 체적비가 각각 0.2, 0.3 및 0.4 일 때의 위상을 나타내며, Fig. 15 및 Table 1은 각각의 위상에 대한 압축/복원 특성 및 주요 결과들을 나타낸다. 압축/복원 특성을 통하여 알 수 있듯이 체적이 증가함에 따라 탄성복원량은 감소하고 안착하중 Y_2 는 증가하는 경향을 보였다. 소성변형량은 상용품에 비해 우수하게 나타났지만 안착하중은 상용품 427 N/mm 보다 현저히 낮게 나타났다.

상용품 수준의 안착하중을 얻기 위해서는 힌지(hinge) 주변의 요소가 추가되어야 하지만 컴플라

Table 1 Results of elasto-plastic analysis for optimal topologies and commercial geometry

| Volume fraction | Volume (mm ²) | Y_2 (N/mm) | e_0 (mm) |
|-----------------|---------------------------|--------------|------------|
| 0.2 | 25.34 | 84 | 0.42 |
| 0.3 | 38.00 | 119 | 0.72 |
| 0.4 | 50.67 | 152 | 0.82 |
| Commercial | 45.60 | 427 | 0.86 |

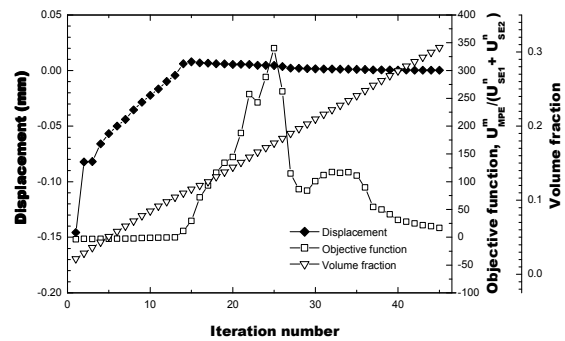


Fig. 17 Optimization history for objective function of $U_{MPE}^m / (U_{SE1}^n + U_{SE2}^n)$

이언트 메커니즘 특성은 유연성이 우선시 되므로 체적을 증가하더라도 힌지 부근의 요소는 쉽게 추가되지 않는 것을 알 수 있다. 이를 통해 식(7)의 목적함수는 금속오링셀 설계에 적합하지 않은 것으로 나타났다.

Fig. 16은 체적비 0.4의 최적화 위상에 대한 압축 및 제하 시의 등가응력 과 잔류응력 분포를 나타낸다. 유연성을 위해 나타나는 힌지는 압축하중에 의해 응력이 집중되어 소성변형이 나타나며, 이것으로 기밀유지에 필요한 반발력은 매우 제한적일 수밖에 없다. 안착하중을 상용품 수준으로 높이기 위하여 상호위치에너지와 변형에너지의 출력비 조절할 수 있는 식 (15)의 목적함수가 적용되었다.

$$\text{Maximize } \frac{U_{MPE}^m}{U_{SE1}^n + U_{SE2}^n} \quad (15)$$

여기서 m 과 n 은 각각 상호위치에너지 및 변형에너지의 출력비를 조절할 수 있는 지수이다. 요소민감도 α_i^e 는 위의 목적함수를 미분함으로써 구할 수 있으며 식 (16)과 같다.

$$\alpha_i^e = \frac{m \Delta U_{MPE}^{m+1} (U_{SE1}^n + U_{SE2}^n) - U_{MPE}^m (n \Delta U_{SE1}^{n-1} + n \Delta U_{SE2}^{n-1})}{(U_{SE1}^n + U_{SE2}^n)^2} \quad (16)$$

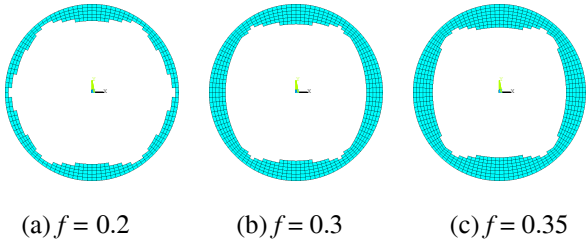


Fig. 18 Optimal topologies with volume fraction of 0.2, 0.3, and 0.35

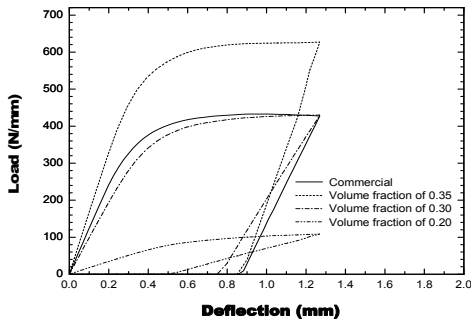


Fig. 19 Load versus deflection curves for commercial shape and optimal topologies

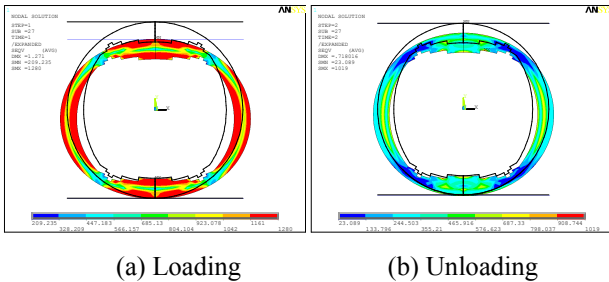


Fig. 20 Von Mises stress contour plots of optimal topology

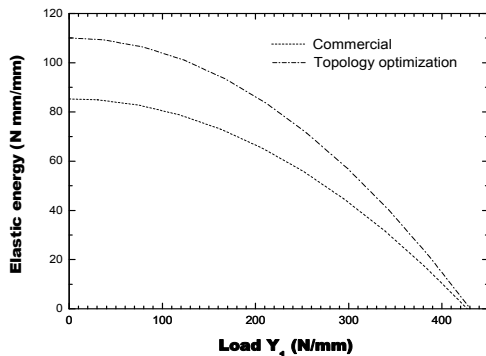


Fig. 21 Elastic energies stored in commercial and optimal geometries according to variation of Y_1

유연성 및 강성을 결정하는 지수 m 과 n 은 각각 1.5 와 1.8 로 설정되었으며, 이 값들은 시행착오법으로 결정되었다. 최적화 수행법은 재료의 체적비 V_0 를 0.2 에서부터 0.05 씩 증가해 가면서 최

Table 2 Results of elasto-plastic analysis for optimal topologies and commercial geometry

| Volume fraction | Volume (mm ²) | Y_2 (N/mm) | e_0 (mm) |
|-----------------|---------------------------|--------------|------------|
| 0.2 | 25.34 | 108 | 0.49 |
| 0.3 | 38.00 | 429 | 0.74 |
| 0.35 | 44.34 | 627 | 0.85 |
| Commercial | 45.60 | 427 | 0.86 |

Table 3 Comparison between commercial geometry and optimal design

| Result | Commercial | Optimal | Deviation (%) |
|-------------------------------------|------------|---------|---------------|
| Y_2 (N/mm) | 427 | 429 | 0.5 |
| e_0 (mm) | 0.86 | 0.74 | 13 |
| Elastic energy at 43 N/mm (N·mm/mm) | 84.3 | 108.9 | 22 |

적화 위상을 구하고 상용품 수준의 안착하중 427 N/mm 를 얻을 때까지 반복한다. 매회 연산이 반복될 때마다 재료의 추가비는 0.005 로 설정되었으며, 동적 필터의 추가 반경 r_a 는 0.3 으로 고려되었다.

체적변화에 따른 및 목적함수와 변위 u_{out} 의 추이는 Fig. 17 에서 나타내었다. 출력부에 발생하는 반복연산 15 회때 최대변위 값은 0.007 mm 로 앞서 수행한 최적화 변위결과와 같게 나타났다. 체적비가 0.3 일때의 변위는 0.0002 mm 로 앞서 수행한 변위결과 0.001 mm 에 비해 1/20 가량 낮게 나타났다. 이것은 강성증가로 유연성이 감소한 결과로 볼 수 있다.

Fig. 18 은 재료의 사용량이 각각 0.2, 0.3, 그리고 0.35 일 때의 최적화 위상을 나타내며, Fig. 19 는 각각의 최적화 위상에 대한 압축/복원 특성이다. Table 2 는 각각의 위상 및 상용품에 대한 주요 결과들을 정리한 것이다. 재료의 사용 체적비가 0.3 일 때의 안착하중은 429 N/mm 로 상용품과 거의 유사한 수준으로 나타났으며, 소성변형량은 0.74 mm 로 상용품 0.86 mm 보다 13% 개선되었다. 또한, 상용품 수준의 재료를 사용할 때 안착하중은 627 N/mm 로 상용품에 비해 200 N/mm 더 높게 나타났다. Fig. 20 은 최적화 위상에 대한 응력분포를 나타낸다. 압축할 때의 응력분포를 보면 두께방향의 내·외측은 항복응력을 지나서 소성변형 되었다. 그러나 두께 중앙부에는 탄성영역의 띠가 원주방

향을 따라 나타났다. 이 탄성영역의 띠로 인해 최적화 위상의 탄성복원력이 상용품에 비해 우수하게 나타난 것으로 보인다.

기밀성능에 영향을 미치는 탄성복원력은 기밀이 파괴되는 누설하중 Y_1 까지 저장된 탄성에너지량에 의해 결정된다. 여기서 기밀시험을 하기 전에는 누설하중을 알 수 없기 때문에 기밀에 유효한 탄성에너지 또한 정확히 알 수 없다. 따라서 참고문헌⁽¹⁴⁾의 연구결과를 참고하여 안착하중 Y_2 의 1/10을 누설하중으로 가정하여 기밀유효 탄성에너지는 계산하였다. Fig. 21은 상용품 및 최적화 위상에 대한 기밀유효탄성에너지량을 누설하중 Y_1 의 변화에 따라 나타낸 것이며, Table 3은 상용품 및 최적화 위상에 대한 주요 비교결과를 나타낸다.

5. 결론

본 연구는 장시간 운전조건에서 기밀성능을 유지할 수 있는 우수한 탄성복원력을 갖는 금속오링셀의 구조를 찾고자 컴플라이언트 메커니즘 위상최적설계를 수행하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 원형의 설계영역에서, 서로 다른 요소들로 나타나는 불규칙한 필터링 효과를 최소화하기 위해 요소 크기에 의해 필터의 반경이 변하는 동적 필터가 제시되었다.

(2) 위치에너지 및 변형에너지의 비가 1:1인 목적함수 $U_{MPE}/(U_{SE1}+U_{SE2})$ 는 소성변형량을 줄이는 데 효과가 있었으나 상용품 수준의 안착하중을 얻는데 부적합하였다.

(3) 상호위치에너지 및 변형에너지의 출력비를 조절할 수 있는 목적함수 $U_{MPE}^m/(U_{SE1}^n + U_{SE2}^n)$ 는 소성변형량의 감소와 상용품 수준의 안착하중을 얻는데 적합하였다. 이를 통해 금속오링셀 설계는 유연성 및 강성의 조절이 가능한 목적함수가 필요함을 알 수 있다.

(4) 안착하중의 1/10을 누설하중으로 고려할 때 최적화 위상의 기밀유효탄성에너지는 상용품에 비해 22% 개선되었다.

컴플라이언트 메커니즘 위상최적설계로부터 향상된 탄성복원력을 가지는 금속오링셀의 위상을 얻을 수 있었다. 위상최적설계를 통해 얻은 계단모양의 위상최적화 결과는 제작성 및 제작비용 측면에서 매우 비현실적이기 때문에 보다 실질적인 형상을 얻기 위해서는 스플라인 등을 이용한 형상최적설계가 후속과제로 고려될 필요가 있다.

참고문헌

- (1) Nonogaki, H., 2003, "Long-Term Performance Evaluation of a Metal Gasket TRYPACK," *Valqua Technology News*, No. 6, pp. 1~5.
- (2) Kim, H. S. and Lee, Y. S., 2008, "Optimization Design Technique for Reduction of Sloshing by Evolutionary Methods," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, No. 1, pp. 25~331.
- (3) Kim, G. H., Lee, Y. S. and Bak, J. S., 2004, "A Study on the Supporting Location Optimization for a Structure Under Non-Uniform Load Using Genetic Algorithm," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 28, No. 10, pp. 1558~1565.
- (4) Lee, Y. S., Ryu, C. H. and Myung, C. M., 2001, "A Study on the Ranked Bidirectional Evolutionary Structural Optimization," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 25, No. 9, pp. 1444~1451.
- (5) Sigmund, O., 1997, "On the Design of Compliant Mechanism using Topology Optimization," *Mechanics of Structures and Machines*, Vol. 25, pp. 493~524.
- (6) Roth, A., 1970, "The Influence of the Surface Roughness on the Specific Leak Rate of the Gasket Seals," *Vacuum*, Vol. 20, pp. 431~435.
- (7) Erdman, G. G. and Sandor, G. N., 1991, "Mechanisms Design: Analysis and Synthesis," Prentice Hall.
- (8) Hetrick, J. A., 1999, "An Energy Efficiency Approach for Unified Topological and Dimensional Synthesis of Compliant Mechanisms," Doctoral Dissertation, University of Michigan.
- (9) Howell, L. L., 2001, "Compliant Mechanisms," John Wiley & Sons.
- (10) Ansola, R., Vequeria, E., Canales, J. and Tarrago, J. A., 2007, "A Simple Evolutionary Topology Optimization Procedure for Compliant Mechanism Design," *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 44, pp. 53~62.
- (11) Sigmund, O. and Petersson, J., 1998, "Numerical Instabilities in Topology Optimization: A Survey on Procedures Dealing with Checkerboards, Mesh Dependencies and Local Minima," *Structural Optimization*, Vol. 16, pp. 68~75.
- (12) Huang, X. and Xie, Y. M., 2010, "Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures," John Wiley & Sons.
- (13) Clevel, M. and Pineau, A., 1982, "Fatigue Behavior of Two Nickel-base Alloys I: Experimental Results on Low Cycle Fatigue, Fatigue Crack Propagation and Substructures," *Material Science and Engineering*, Vol. 55, pp. 157~171.
- (14) Kim, G. H., Bak, J. S. and Lee, Y. S., 2006, "Performance Evaluation of Metallic Seal for KSTAR Vacuum Vessel," *Journal of the Korea Physical Society*, Vol. 49, pp. 292~296.