

단 측벽 구속하에서 압축 및 고압을 받는 고무 오링의 해석

박성한 · 김재훈^{†*}

국방과학연구소 · *충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단

(2007. 7. 5. 접수 / 2007. 8. 13. 채택)

Analysis of an Elastomeric O-ring Seal Compressed and Highly Pressurized Under One-sided Laterally Constrained

Sung-Han Park · Jae-Hoon Kim^{†*}

Agency for Defense Development

*BK21 Mechatronics Group at Chungnam National University

(Received July 5, 2007 / Accepted August 13, 2007)

Abstract : Elastomeric O-ring seals are widely used in static and dynamic applications. A compressed and highly pressurized O-ring seal inserted under laterally one-sided constrained condition has been analyzed experimentally and numerically. The deformed shape and extrusion length of the O-ring under high pressure has been measured by the computed tomography. Through the comparison of experimental and FE results, the numerical analysis technique has been verified. Using verified FE method, the contact stress profiles at sealing surfaces have been investigated and their relevance to the O-ring performance evaluated based on stress-related and displacement-related parameters.

It has been found that the contact stress profiles and deformation behaviors of the seal are affected by friction coefficient, gap clearance, and pressure considerably.

Key Words : O-ring, contact stress profile, finite element analysis, computed tomography, extrusion length, one-side laterally constrained, compressed and pressurized

1. 서 론

기밀 부품(seal 또는 sealing)은 기계적 시스템에 압력이 작용할 때 유체나 가스의 누수를 방지하는 중요한 역할을 한다. 기밀 부품 중에서 고무 오링(O-ring)은 세계 2차 대전 중에 발명되었고 제작 및 사용의 용이성 때문에 대단히 광범위하게 사용되고 있으며, 고압 기밀이 요구되는 다양한 고체 추진기관의 조립부에 널리 적용되고 있다. 특히 압축률(percent compression)의 부족으로 인하여 잠수함 발사 탄도 미사일인 포세이돈 C-3 2단이 폭발된 이후 오링 설계에 대한 중요성이 부각된 바 있다¹⁾.

오링이 기밀 면(sealing surface)과 접촉을 유지하게 하는 중요한 성질은 부과된 압축 변형(compression)에 대한 고무의 탄성 변형 즉 반발력(reaction force)이다. 이 반발력에 의해 오링과 조립부의 접촉

계면에서 접촉 응력이 발생하며, 접촉 응력은 오링의 기밀 성능을 결정하는 지표가 된다고 알려져 있다²⁾. Lindley와 Karaszkiwicz는 오링이 장착될 때 조립부 상면(top wall)과 하면(bottom wall)에서만 접촉이 발생하는 측벽 비구속 압축(laterally unconstrained and compressed, LUC) 문제에 대하여 Hertz 이론 및 탄성론에 기초하여 압축률과 압축 하중, 압축률과 접촉 폭에 대한 관계식을 제시하였다³⁻⁵⁾. 또한 George 등은 LUC 문제에 대하여 유한 요소 해석을 수행하여 기존의 실험 및 근사식으로 계산된 압축 하중, 접촉 응력 및 접촉 폭과 비교하여 근사식의 정확성을 평가하였다⁶⁾. Dragoni 등은 양측벽 구속 압축(both-sided laterally constrained and compressed, BLCC) 문제에 대하여 유한 요소 해석, 광탄성 측정 및 접촉 역학을 이용한 근사해를 제시하였고 기밀 성능, 접촉 응력장 및 내부 응력장에 대하여 논의하였으나⁷⁾ 실제 오링은 양측 벽 구속하에서는 부풀음(swell) 등의 문제 때문에 거의 사용되지 않는다.

[†]To whom correspondence should be addressed.
kimjhoon@cnu.ac.kr

오링의 실제 문제는 단 측벽 구속된 상태에서 압축 및 압력의 복합 하중(one sided laterally constrained, compressed and pressured, LCCP)을 받는 문제이므로 LUC 또는 BLCC 문제보다 훨씬 복잡하며 탄성론을 적용하여 근사해를 얻기가 어렵다. 최근 소수의 연구자들은 LCCP 문제에 대하여 압력 중첩 시 접촉 응력 분포를 근사해 및 실험으로 제시하였으나^{5,8-10} 접촉응력장의 형태에 대해서는 연구자에 따라 서로 다른 접촉 응력장을 주장하고 있다.

대변형 문제의 변형장을 측정하기 위하여 Grid 법, Moire 법 및 photoelasticity 법 등의 실험적 방법이 주로 적용되어왔다¹¹. 오링 문제의 경우 횡 단면적이 작기 때문에 접촉 응력 분포 및 내부 응력 분포를 측정하기 위하여 광탄성 법이 주로 적용되어 왔으나^{12,13} LCCP 문제의 경우 광탄성 법으로는 작은 조립 틈새에 끼인 고무의 응력장을 정확하게 측정하기 어렵다.

고무 유한 요소 해석 기술은 고무가 대 변위, 대 변형 및 비선형 거동을 보일 뿐만 아니라 프와송 비가 0.5에 근접하여 어렵기 때문에 발전이 느리고 해석 결과는 실험에 의한 타당한 검증 없이 신뢰하기 어렵다. 특히 LCCP 문제에서 고압이 중첩될 경우 요소가 심하게 변형하므로 해의 정확성 문제가 더욱 심각해지고 실험 등의 추가 검증 없이 해석 결과를 신뢰하기 더욱 어렵다.

본 연구에서는 단 측벽 구속하에서 압축(one sided laterally constrained and compressed : LCP)을 받는 문제 및 LCCP 문제를 분석하기 위하여 유한 요소 해석을 수행하였고 해석 방법의 정확성을 검증하기 위하여 진산화 단층 촬영에 의해 측정된 결과 및 타 연구자들의 결과들과 비교 분석하였다. 특히 LCC 문제와 LCCP 문제에 대하여 마찰, 조립 틈새(gap) 및 압력이 접촉 응력과 압출 거동에 주는 영향을 분석하였다.

2. 실험 및 유한 요소 해석

2.1. 고무 기계적 성질

고무 유한요소해석에 필요한 변형률 에너지 함수(strain energy function)의 계수를 구하기 위하여 CR(chloroprene rubber)의 인장, 등 이축 및 순수 전단 시험을 상온에서 실시하였다. 압축 시험은 마찰의 영향으로 시험 결과가 부정확하기 때문에 하중 모드가 등가이고 더 정확한 등 이축 시험이 선호된다. CR은 일반적으로 고압용으로 사용되는 오링 고무

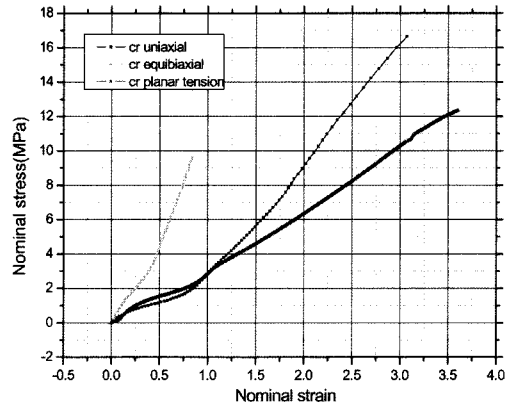


Fig. 1. Uniaxial, biaxial and planar tension test results of chloroprene rubber.

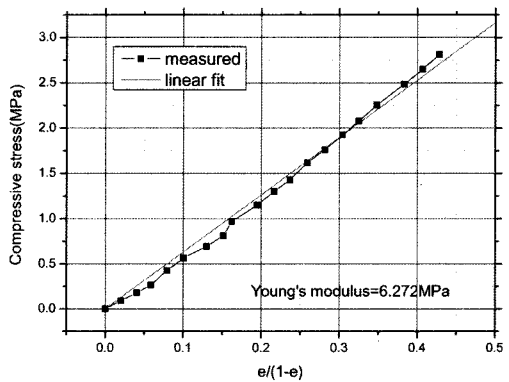


Fig. 2. Young's modulus of chloroprene rubber.

의 경도 수준인 경도(Shore A) 70이다. Fig. 1은 기계적 시험 결과를 나타내고 있다. 시험 결과는 일반적인 고무의 초탄성 특성을 잘 나타낸다.

Fig. 2는 CR 고무의 등 이축 시험 결과를 압축 응력-무차원 변형률 곡선으로 변환하여 최소 사승법으로 구한 영계수(Young's modulus)이다. 이 계수 값은 압축 변형시 증분 강성(incremental stiffness)이며³⁾ 식 (1)로 표시되고 오링의 압축 하중을 근사적으로 계산하는데 사용되었다.

$$\sigma = E(\lambda^{-1} - 1) = E \frac{e}{1-e} \quad (1)$$

λ : stretch ratio, E : Young's modulus,
 e : engineering strain

2.2. 압축하중 측정

선경(d)이 7.0 mm이고 내경(D)이 121.5mm인 실제 크기의 오링을 일반적인 설계 범위인 22.5% 압

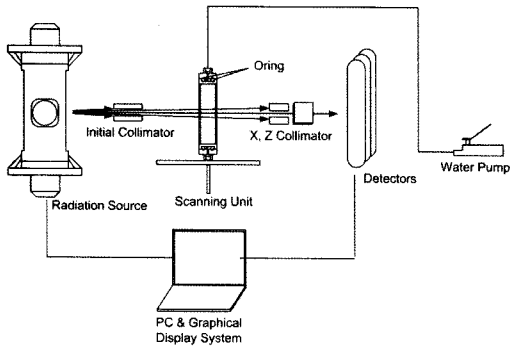


Fig. 3. Schematic of experimental setup for O-ring deformed shape measurement.

측시할 때 소요되는 압축 하중을 압축 응력 이완 (compression stress relaxation) 장비를 이용하여 상온에서 측정하였다.

2.3. 변형 형상 측정

전산화 단층촬영(computed tomography, CT)은 물체에 투과한 방사선을 검출하고 물체의 단면에 대한 선형흡수계수를 사용하여 영상을 재구성하는 시험 기법이며, Fig. 3과 같이 X-ray 발생장치(X-ray generator)와 검출기(detector), 이송장치(scanning unit), 영상장치(graphical display system) 및 컴퓨터로 구성된다. 전산화 단층촬영은 오링에 손상을 주지 않고 변형 형상을 측정할 수 있는 방법이며, 특히 고압 작용시 조립 틈새로 빠져 나오는 고무 압출 길이 및 변형 형상을 정량적으로 평가할 수 있는 시험 기법이다¹⁴⁾. 치구의 조립 틈새 및 그 모서리 반경은 각각 1.0mm와 0.5mm이다.

2.4. 유한 요소 해석

대변형 비선형 문제를 풀 수 있는 범용 구조해석 프로그램 MARC를 이용하고 초탄성(hyperelastic) 재료 모델을 적용하여 오링의 유한 요소 해석을 수행하였다. Fig. 4는 오링의 축 대칭 해석 모델이며 MARC에서 제공하는 full integration quad 80 요소와 updated Lagrangian 에너지 최소화 원리가 적용되었다. 접촉 계면에서의 마찰은 stick-slip 모델을 사용하였으며 마찰 계수(μ) 0.17¹⁵⁾과 1.0을 적용하였다. 계산시간을 감소시키기 위하여 오링을 제외한 구조물들을 강체로 처리하였으며 오링 장착시 작용하는 원주 방향 변형율은 미소하여 무시하였다. 초탄성 재료모델로 Ogden 모델을 사용하였으며 압축만 작용할 경우 인장 및 등 이축 시험 결과를 조

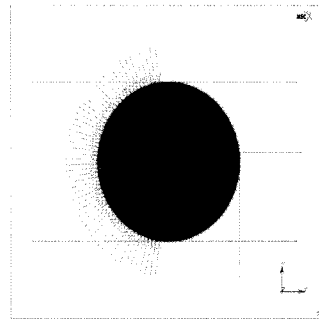


Fig. 4. Axisymmetric FE analysis model of O-ring.

Table 1. Ogden model strain energy constants

μ_1	0.87664	α_1	1.4307	K	40137.9
μ_2	65.8816	α_2	-0.120786		
μ_3	-16.7206	α_3	-0.409349		

합하여 Ogden 변형 에너지 함수의 계수를 결정하였고 압축 및 압력이 중첩될 경우 인장, 등 이축 및 순수전단 모드를 조합하여 계수를 결정하였으며 Table 1은 Ogden 3차 항의 상수를 나타낸다. 복합 하중을 받는 오링의 구조해석은 두 단계의 해석으로 이루어진다. 첫 번째 해석 단계에서는 압축 변형만 적용하고 두 번째 해석 단계에서는 압축이 작용된 상태에서 압력이 중첩된다. 두 번째 해석 단계에서 접촉이 발생하면 압력이 작용하지 않도록 하중 조건을 설정하였고 요소의 변형이 과대하여 메시 재생성을 수행하였다. 해의 정확성을 고려하여 잔차력(residual force) 뿐만 아니라 변위에 대한 수렴 조건을 추가로 적용하였다. 자동 메시 재생성 과정에서 조립 틈새로 빠져나가는 고무의 자유 표면의 형상이 실제 물리적 현상과 다른 뾰족한 모양을 나타내는 문제를 해결하기 위하여 시행착오적으로 메시 재생성 기준을 결정하였다.

3. 결 과

3.1. 압축 하중

Fig. 5는 LUC 조건으로 실제 오링을 압축할 때 필요한 압축 하중의 측정, 해석 및 근사계산 결과를 나타낸 것이다. Lindley³⁾와 Karaszkievicz⁹⁾는 LUC 조건에서 오링을 압축할 때 필요한 압축 하중(F)을 각각 식 (2)와 식 (3)으로 제시하였다.

$$\frac{F}{\pi dDE} = 1.25 \left(\frac{x}{d} \right)^{3/2} + 50 \left(\frac{x}{d} \right)^6 \quad (2)$$

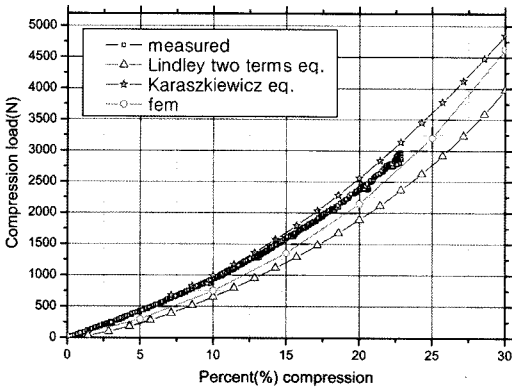


Fig. 5. Load to Compress the O-ring versus compression.

$$\frac{F}{\pi d(D+d)E} = \frac{\pi}{6}(2\varepsilon + 0.13)^2 \quad (3)$$

D : 오링의 내경, d : 오링의 선경,
 x : 압축 변위, ε : 압축률

근사계산에는 Fig. 2에 나타난 CR 고무의 영계수가 사용되었다. 해석 결과는 측정결과 보다 약간 작게 나타났지만 압축률이 증가할수록 해석 및 측정 결과의 차이가 감소하는 경향을 보이며 오링의 설계 범위인 20% 정도의 압축률에서는 그 차이가 10% 정도로 해석 결과를 신뢰할 만하다. 해석 결과 압축 하중은 마찰 계수를 1.0까지 증가시켜도 크게 증가하지 않았다. Karaszkiwicz의 근사계산 결과는 측정값보다 약간 크게 나타났으며 Lindley의 근사계산 결과는 측정값 보다 상당히 작았는데 이는 근사계산에서 고무가 압축될 때 증가되는 접촉 길이가 압축 하중 계산에서 고려되지 않았기 때문이다.

3.2. LCC 변형 형상

Fig. 6은 LCC 조건으로 오링을 압축할 때 각 접촉부에서 접촉 폭에 대한 측정, 해석 및 근사계산 결과를 무차원화하여 나타낸 것이다. 측정값은 22.5% 압축률에서 전산화 단층 촬영으로 측정된 값이며 해석 값은 마지막으로 접촉하는 절점과 접촉하지 않는 절점의 평균 길이로부터 결정되었다.

식 (4)와 식 (5)는 LUC 조건에서 Lindley⁴⁾와 Karaszkiwicz³⁾가 제시한 실험식이다. Fig. 6에서 A, B 및 C는 각각 상면, 하면 및 측면에서의 접촉폭이다.

$$\frac{\pi}{6} \left(\frac{b}{d} \right)^2 = 1.25 \left(\frac{x}{d} \right)^{3/2} + 50 \left(\frac{x}{d} \right)^6 \quad (4)$$

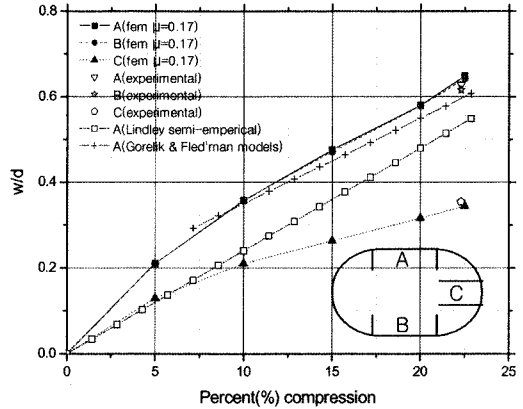


Fig. 6. Normalized contact width comparison with experimental results.

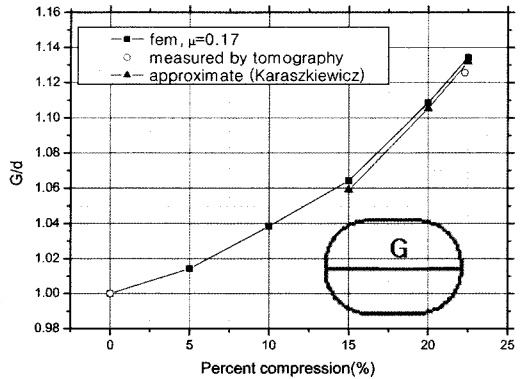


Fig. 7. Normalized expanded length comparison with experimental results.

$$\frac{b}{d} = (2\varepsilon + 0.13), 0.07 < \varepsilon < 0.25 \quad (5)$$

b : 접촉 폭

22.5% 압축률에서 3곳의 접촉 부위에서 접촉 폭에 대한 해석 결과는 측정 결과들과 상당히 잘 맞았으며 Karaszkiwicz가 제안한 식이 Lindley가 제안한 식보다 측정결과에 더 근접하였다.

Fig. 7은 LCC 조건으로 실제 오링을 압축할 때 단층 촬영에 의해 측정된 확장 길이(G), 해석으로 계산된 확장 길이, Karaszkiwicz³⁾가 제시한 근사식으로 부터 계산된 확장 길이를 무차원화하여 나타낸 것이다. 세 결과가 22.5%의 압축률에서 상당히 잘 맞는다는 것을 알 수 있다.

3.3. LCCP 압출 및 팽창 길이

Fig. 8은 조립 틈새 1.0mm, 모서리 반경 0.5mm,

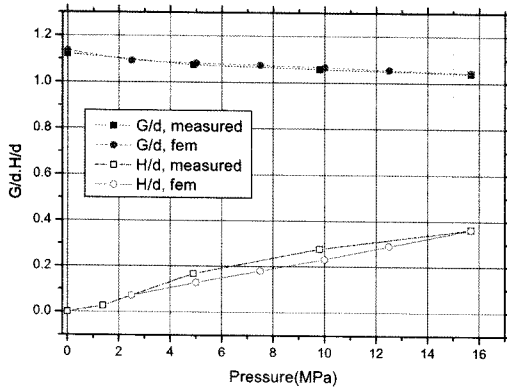


Fig. 8. Normalized extruded and expanded length comparison with experimental results (gap = 1.0mm).

및 22.5% 압축률하에서 압력을 증가시킬 때 해석 및 단층 촬영에 의한 측정 결과를 비교한 것으로 압출 길이 및 팽창 길이를 무차원화하여 나타낸 것이며, 압출 길이(H)는 측벽부터 고무가 조립됨새로 빠져 나간 길이이다. 팽창 길이의 측정 및 해석 결과는 상당히 잘 맞고 압출 길이 해석 결과는 측정 결과와 차이를 나타내나 경향성은 일치한다. 압력 증가에 의해 조립 됨새로 압출이 시작된 후 압출 길이가 증가하면 마찰 및 형상 계수(shape factor)등의 영향으로 압력 증가에 대한 압출 길이의 증가량이 둔화될 것으로 판단되므로 측정 결과가 물리적 현상에 가까운 것으로 판단된다. 압축률 22.5% 및 압력 15.68 MPa에서 압출 시험 후 오링의 손상 흔적은 없었다.

4. 고 찰

4.1. LCC 접촉 응력 분포

Fig. 9는 22.5% 압축률에서 CR 오링의 상하 및 측벽 접촉계면에서 접촉 응력 분포(P_{cy1} , P_{cy2} , P_{cx1})에 대한 해석 결과와 Lindley⁴⁾와 Karaszkiwicz⁵⁾에 의한 근사계산 결과를 나타내고 있다. 계산 결과들은 두 연구자가 제안한 모델로 먼저 최대 접촉 응력을 구하고 접촉 응력 분포가 Hertz 응력 분포¹⁶⁾라고 가정하여 계산된 값이다.

일반적으로 사용되는 마찰 계수 0.17에서 접촉계면에서 접촉 응력 분포(P_{cy1} , P_{cy2} , P_{cx1})의 해석 결과는 전형적인 Hertz 응력 분포를 잘 나타내고 있다. 상하면은 서로 비슷한 접촉 응력 분포를 나타내었으나 측벽의 접촉 응력 크기 및 폭은 상하면에 비하여 상당히 작게 나타났다.

Lindley의 계산 결과는 마찰 계수 0.17에서 해석

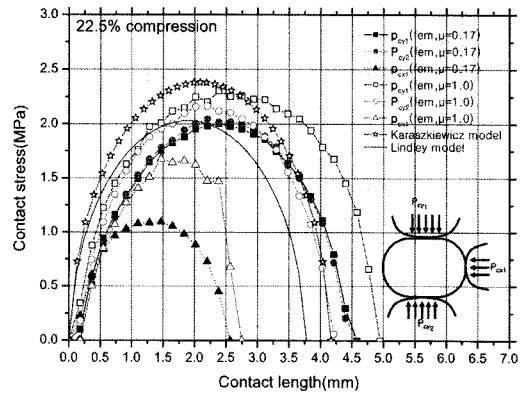


Fig. 9. Contact stress distribution with analytical model.

결과에 비해 접촉 폭은 작으나 최대 접촉응력의 크기는 비슷하였다. 그러나 Karaszkiwicz의 계산 결과는 해석결과에 비해 접촉 폭은 유사하나 최대 접촉 응력은 크게 나타났다. 일반적으로 사용되는 오링의 설계 범위가 압축률 20%란 점과 기밀성 측면에서 보수적 설계를 수행하기 위해서는 Karaszkiwicz가 제안한 접촉 폭에 대한 실험식과 Lindley가 제안한 최대 접촉 응력에 대한 근사식을 적용하면 유용할 것으로 판단된다.

구조 해석 결과에 의하면 마찰 계수가 증가될수록 접촉응력 분포는 Hertz 분포를 약간씩 벗어남을 알 수 있고 측벽에서 이 경향은 더 심하게 나타났다. 상면에서 접촉 폭과 최대 접촉 응력은 하면보다 커지는 경향을 나타내는데 이로부터 힘의 평형을 유지하기 위하여 측벽에서 접촉 응력(P_{cx1})의 전단 성분이 증가한다는 것을 알 수 있다. 측벽에서 접촉 응력 분포(P_{cx1})는 마찰 계수가 증가함에 따라 최대 접촉 응력의 크기가 상당히 증가하며 Hertz 응력 분포를 따르지 않는 것으로 나타났다.

마찰 계수가 증가하면 최대 접촉 응력 크기가 증가하고 상면에서 최대 접촉 응력의 발생 위치는 가스의 흐름 방향(downstream)쪽으로 이동하여 접촉 응력분포의 대칭성이 깨지며 하면에서 접촉 응력의 크기는 약간 증가하나 접촉 폭은 작아지는 경향을 나타내며, Fig. 10에 나타난 바와 같이 오링의 뒤틀림을 유발한다. 최대 접촉 응력의 증가는 기밀 성능 측면에서 유리하게 작용할 것 같으나 오링의 뒤틀림으로 인하여 상하 접촉 계면에서 접촉 폭의 차이가 커져 압력 작용시 상면의 접촉 계면에서 압력누설(blow-by)이 발생할 가능성이 증가¹⁷⁾하므로 기밀 성능 측면에서 오히려 불리하다고 생각된다.

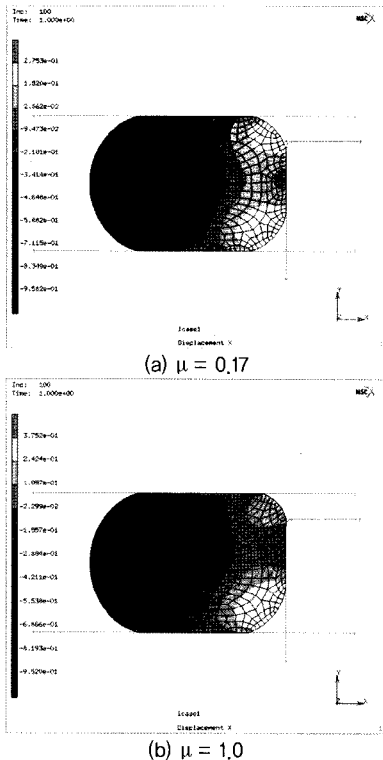


Fig. 10. Deformed shape of O-rings under 22.5% Compression.

4.2. LCCP 조립 틈새와 접촉 응력

Fig. 11은 22.5% 압축률에서 모서리 반경 0.25mm에서, 조립 틈새를 0.1mm, 0.5mm, 1.0mm로 변화시키고 압력 7.84MPa와 15.68MPa를 중첩할 때 상면에서 접촉 응력(P_{cy1}) 분포를 나타내고 있다. 접촉 응력의 분포는 접촉이 시작하는 부위($b/d=0$)에서 압력이 작을한다는 Karaszkiwicz⁵⁾ 결과와 유사하며 Hertz 응력분포를 나타내지 않는다. 무차원화된 접촉 응력비는 압력이 증가할수록 감소하는 경향을 보이는데 이는 초기압축에 의해 발생하는 접촉 응력이 압력의 영향을 받지 않고 일정하기 때문이다. 조립 틈새 0.5mm 이상에서 압력이 증가하면 이 때 고무가 조립 틈새로 빠져 들어가는데 접촉 응력 분포의 대칭성이 깨지며 최대 응력 발생 위치가 조립 틈새의 가스 흐름 방향으로 이동하는 경향을 나타내었다. 조립 틈새가 커질수록 고압에서 접촉 응력이 증가하며 기밀 성능 측면에서 유리함을 알 수 있다. 그러나 이 접촉 응력 증가는 조립 틈새 모서리에서 압출에 반발하는 고무 응력 때문에 발생되므로 역으로 고무의 인장 및 전단 파괴가능성을 증가시킨다.

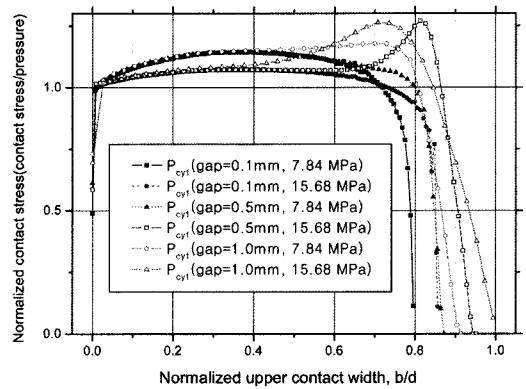


Fig. 11. Contact stress distribution in upper contact interface-pressure under various assembly gaps.

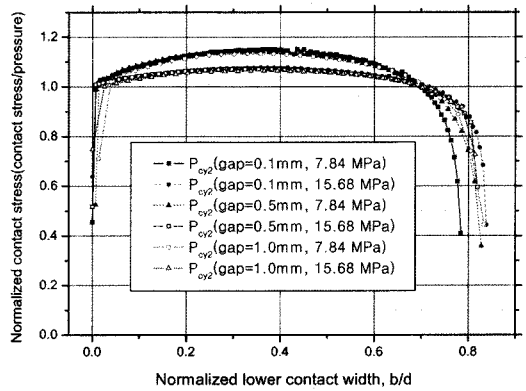


Fig. 12. Contact stress distribution in lower contact interface-pressure under various assembly gaps.

Fig. 12는 Fig. 11과 같은 조건에서 하면에서의 접촉 응력 (P_{cy2}) 분포를 나타내고 있다. 하면의 접촉 응력의 분포는 조립 틈새 및 내압에 무관하게 대칭성을 보이며 압력이 증가할수록 접촉 폭이 증가되는 경향을 나타낸다. 하면에서의 최대 접촉 응력 크기는 작용 압력의 크기와 비슷하게 나타났다. 따라서 복합 하중하에서 하면의 최대 접촉응력의 크기는 압축에서 발생하는 접촉 응력의 최대값과 압력의 단순 중첩으로 근사계산이 가능할 것으로 판단된다.

4.3. LCCP 조립 틈새와 압출 길이

정적으로 사용되는 고압 기밀용 오링의 주된 파손 원인은 조립 틈새로 들어가는 고무의 압출이다. 이 압출을 지배하는 원인으로 압력, 경도 및 조립 틈새 등이 있다. Fig. 13은 모서리 반경 0.25mm에서 조립 틈새를 0.1mm, 0.5mm, 1.0mm, 2.0mm로 변화시키고 15.68MPa까지 압력을 가했을 때 압출량을 무

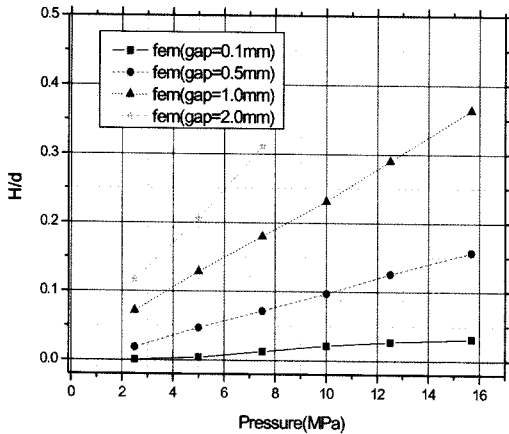


Fig. 13. Normalized extruded length-pressure under various assembly gaps.

차원화하여 나타낸 것이다. 틈새 2.0mm에서 해석 결과는 7.5MPa의 압력 까지만 나타내었는데 이 압력 이상에서 고무의 변형에너지가 외압으로 계산되므로 해석 결과를 신뢰할 수 없다. 압출량은 압력과 선형적인 관계를 보이며 조립 틈새가 증가할수록 그 기울기가 증가하는 경향을 보인다.

5. 결론

단 측벽 구속하에서 압축과 압력을 받는 오링 문제에 대하여 유한 요소 해석을 수행하고 변형 형상을 측정하여 유한 요소 해석 방법의 정확성을 검증하였고 다음의 결과를 얻었다.

1) 압축 문제에서 오링의 기밀성능을 결정하기 위해서는 Karaszkiwicz가 제안한 접촉 폭 식과 Lindley가 제안한 최대 접촉 응력 식을 적용하면 유용할 것으로 판단된다.

2) 압축 문제에서 마찰 계수가 증가하면 상면에서 최대 접촉 응력의 크기는 증가하나 발생 위치가 가스의 흐름 방향(downstream) 쪽으로 이동하고 접촉 응력분포의 대칭성이 깨지며 오링의 뒤틀림이 커진다.

3) 압축 및 압력 중첩 문제에서 조립 틈새 및 압력이 증가될 때 상면에서 접촉 응력 분포의 대칭성이 깨지며 최대 접촉 응력의 발생 위치는 조립 틈새의 downstream으로 이동하고 있다. 또한 조립 틈새가 커질수록 고압에서 접촉 응력이 증가한다. 이는 조립틈새 모서리에서 압출에 반발하는 고무 응력 때문에 유발되므로 역으로 고무의 인장 및 전단

파괴가능성이 증가된다.

4) 압축 및 압력 중첩 문제에서 하면의 최대 접촉 응력의 크기는 압축에서 발생하는 접촉 응력의 최대값과 압력의 단순중첩으로 근사계산이 가능할 것으로 판단된다.

5) 압축 및 압력 중첩 문제에서 압출량은 압력과 선형적인 관계를 보이며 조립 틈새가 증가할수록 기울기가 증가한다.

참고문헌

- 1) Anon, "Rockets Motor Nozzles Space Vehicle Design Criteria", NASA-SP-8115.
- 2) F. H. Theyse, "The Inverse Hydrodynamic Theory and Its Application in the Design of Controlled Leakage Seals between Moving Parts", Proceedings of the Third International Conference on Fluid Sealing BHRA, Cranfield, pp. 17~32, 1967.
- 3) P. B. Lindley, "Load-Compression Relationships of Rubber Units", J. Strain Analysis, Vol. 1, No. 3, pp. 190~195, 1966.
- 4) P. B. Lindley, "Compression Characteristics of Laterally-Unrestrained Rubber O-Rings", J. IRI, Vol. 1, pp. 202~213, 1967.
- 5) Arthur Karaszkiwicz, "Geometry and Contact Pressure of an O-ring Mounted in a Seal Groove", Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 29, pp. 2134~2137, 1990.
- 6) A. F. George, A. Strozzi, and J. I. Rick, "Stress Field in a Compressed Unconstrained Elastomeric O-ring seal and a Comparison of Computer Predictions and Experimental Results", Tribology, Vol. 20, No.5, pp. 237~247, 1987.
- 7) E. Dragoni, and A. Storzzi, "Analysis of Unpressurized, Laterally Restrained, Elastomeric O-Ring Seal", J. Tribology, Vol. 110, pp. 193~200, 1988.
- 8) K. Yokoyama, M. Okazaki, T. Komito, "Effect of Contact Pressure and Thermal Degradation on the Sealability of O-ring", JSAE Review, Vol. 19, pp. 123~128, 1998.
- 9) H. Johannesson, "Calculation of the Pressure Distribution in an O-Ring Seal Contact", Proc. 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, Sep., pp. 379~387, 1978.
- 10) P.G. Molari, "Stresses in o-ring gaskets", 6th Int. Conf. on fluid sealing, Munich, German Federal Republic, pp. B2-15~B2-31, 1973.

- 11) A. J. Durelli, V. J. Parks, and H. Feng, "Experimental Methods of Large Strain Analysis", Int. Journal Non-Linear Mech. (Pergamon Press), Vol. 2, pp. 387~404, 1967.
- 12) A. Strozzi, "Static Stresses in an Unpressurized, Rounded, Rectangular, Elastomeric Seals", ASLE Transaction Vol. 29, pp. 558~563, 1986.
- 13) A. Strozzi, "Experimental Stress-Strain Field in Elastomeric O-Ring Seals", Experimental Stress Analysis(H. Wieringa Ed.), Martinus Nijhoff Pulb., pp. 613~622, 1986.
- 14) 김동륜, 박성한, 이환규, 구형희, "전산화 단층 촬영에 의한 오링 거동 분석", 한국추진공학회 2006년도 춘계학술대회 논문집, pp. 1~5, 2006.
- 15) M. Salita, "A Simple Finite Element Model of O-Ring Deformation and Activation during Squeeze and Activation", AIAA-87-1730, AIAA/SAE/ASME/ASEE 23rd joint propulsion conference, pp. 1~16, 1987.
- 16) H. Hertz, "Über die Berührung fester elastischer Körper", J. reine und angewandte Mathematik, Vol. 92, pp. 156~171, 1882.
- 17) R.G. Wensel, R. Metcalfe, N. E. Pothier, and B.G. Russel, "O-Ring Studies for Space Shuttle Solid Rocket Booster Joints", Canadian Aeronautics and Space Journal, Vol. 34. No. 4, pp. 204~212, 1988.