

도브테일 그루브에 장착된 O-링시일의 접촉응력에 관한 연구

김청균 · 황준태

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

Contact Stress Analysis of an O-ring Seal in a Dovetail Groove

Chung Kyun Kim and Jun Tae Hwang

Tribology Research Center, Hongik University

Abstract – The sealing performance of an elastomeric O-ring seal with a temperature gradient has been analyzed for the contact stress behaviors that develop between the O-ring seal and the housing surfaces with which it comes into contact in the dovetail groove. The leakage of an O-ring seal will occur when the pressure differential across the seal just exceeds the initial peak contact stress. The contact stress behaviors that develop in compressed O-rings, in common case of restrained geometry (grooved), are investigated using the finite element method. The FE analysis includes material hyperelasticity and axisymmetry. The computed FEM results show that the contact stress behaviors are related to a compression rate and a temperature gradient between the vacuum chamber with a dovetail groove and the contacting plate with a cooling jacket.

Key words – O-ring seal, dovetail groove, extrusion, compression rate, contact stress, finite element analysis.

1. 서 론

O-링시일(O-ring seal)은 일반적으로 탄성 중합체로 제작되며, 밀봉된 유체의 누설을 방지하고 외부의 이물질이 침입되는 것을 차단하기 위해 사용되는 기계요소 부품으로 진공장치, 압력용기, 피스톤 로드, 밸브 등에서 널리 응용되고 있다.

O-링시일을 장착하기 위해 제작된 그루브(groove)는 O-링이 임의로 변형되는 것을 방지하고, 초기의 밀봉위치에서 밀봉을 안정되게 유지할 수 있도록 설계한 공간으로 O-링의 밀봉성능과 내구성 향상에 크게 기여하고 있다.

O-링을 안정되게 장착하기 위한 그루브가 사각 그루브(rectangular groove)가 일반적이거나, O-링의 사용조건에 따라서는 도브테일 그루브(dovetail groove), 삼각 그루브(triangular groove) 등이 개발되었다. 그루브는 O-링의 입출현상(extrusion)이나 크리프(creep)와 같은 O-링의 손상을 방지하고 내구성을 향상시켜 주는 역할을 한다.

O-링은 복잡한 형상의 그루브에 갖혀서 항상 압축

된 상태로 외부하중, 온도하중 등의 각종 하중조건에 대한 탄성 반발력을 절절히 유지해야 밀봉성능을 안정되게 확보할 수 있다. 즉, O-링시일은 압축력이 가해진 상태에서 소재의 대변형 성질에 의해 밀봉성능을 확보하게 된다.

O-링시일에서 사용된 소재는 비선형의 초탄성체인 관계로 실험적 데이터를 얻기가 대단히 까다롭다. 그래서, 최근에는 비선형 유한요소해석 프로그램의 혁신적인 발전으로 O-링에 대한 수치적 연구가 많이 활성화되었다[1].

George[2]는 유한요소해석 프로그램을 이용하여 Lindley의 이론해석 모델[3]과 비교한 결과가 잘 일치하고 있음을 보여주었다. 또한, Dragoni와 Strozzi[4]가 그루브안에 있는 O-링의 접촉응력에 대해 수행한 유한요소해석 결과도 이들과 유사한 결론을 얻었다. 그러나, 이들의 연구는 주로 그루브에 설치된 O-링에 기계적 하중을 가하고, 그것으로 인해 발생된 접촉응력에 관한 것으로 기하학적 파라미터만을 고려한 제한적 결과를 제시하였기 때문에 아직도 불안전한 해석결과이다.

본 연구에서는 반도체 장비에서 널리 사용되는 도브테일 그루브에 장착되어 온도하중과 압축력을 동시에 받을 경우, O-링시일에서 발생된 온도분포, 열응력 분포, 접촉거동에 관한 문제를 신뢰성이 확보된 비선형 유한요소해석 프로그램 MARC[5]를 사용하여 보다 실제적인 거동문제를 해석하고자 한다.

2. 모델링 및 해석 데이터

Lindley의 해석 모델[3]은 O-링이 15% 정도 압축된 경우에 대하여 성립하지만, Green과 English[1]에 의해 수행된 압축력과 스퀴즈 레벨에 따른 강성도(stiffness)의 연구결과에 의하면 O-링의 압축율은 32%까지 적용하여도 가능하다고 발표하였다. 그래서, 본 연구에서는 O-링시일의 압축율을 29%까지 고려하여 접촉거동 특성 문제를 해석하였다.

또한, O-링 소재로 널리 사용되는 탄성 중합체는 대표적인 비선형 재질로 탄성특성을 사용하여 변형거동을 나타내는 것이 소재의 대변형 특성을 정확하게 표현할 수 있는 것은 아니나, 폴리머와 같은 소재에 대한 변형거동 현상을 엄밀하게 나타내기 위해서는 Mooney-Revlin 상수와 Odgen 상수 등을 고려한 해석도 효과적일 수 있다[6].

Fig. 1은 진공챔버(vacuum chamber)를 밀봉하기 위하여 사용된 O-링시일이 도브테일 그루브에 설치되어 압축되기 이전의 유한요소 그리드 형상을 보여주고 있다. 여기서 사용된 O-링은 외부의 공기가 진공챔버 내부로 침입하는 것을 O-링으로 완벽하게 차단하기 위하여 일정한 압축율로 가한 상태에서 진공챔버내에 있는 열원(heating sources)에 의해 O-링은 온도의 영향을 받게 된다.

O-링은 챔버로부터 유입된 열원에 의하여 열변형 거동에 의한 손상이 발생한다. 또한, O-링시일을 항상 압축하고 있는 상부의 덮개판은 진공챔버내의 이물질 침입을 방지하는 역할을 수행한다. O-링의 손상 방지와 내구성 확보를 위하여 상부 덮개에는 냉각수 챔버가 있어서 진공챔버로부터 전도되는 열원과 특히 O-링에서 오는 열원을 연속적으로 방열시켜서 O-링의 밀봉성능과 내구성을 확보토록 한다.

Fig. 1과 같은 도브테일 그루브에 장착된 O-링시일의 해석에 사용된 유한요소 데이터로는 4-node isoparametric quadrilateral ring과 4-node heat transfer axisymmetric ring을 동시에 사용하였다. 유한요소해

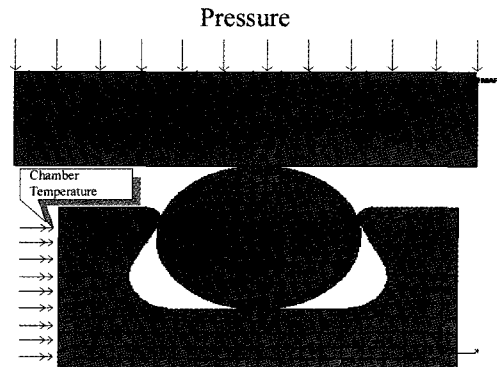


Fig. 1. Mesh generation and boundary conditions of an O-ring seal.

석 모델에서 절점의 개수는 O-링과 진공챔버 하우징, 상부의 덮개판에 대하여 각각 341, 346, 57개이고, 유한요소의 개수는 O-링과 진공챔버 하우징, 상판이 각각 289, 198, 40개이다. 또한, 상부 덮개판에 적용된 경계조건을 표시한 Fig. 1에서 O-링의 상부 덮개판에 하중을 주어서 O-링이 압축되도록 하였고, 진공챔버 내부에는 100~500°C의 고열이 발생하고 있으며, 이곳을 제외한 나머지 경계면은 25°C의 상온이 작용하는 것으로 설계되었다.

본 연구에서는 O-링에 대한 수치적 계산 효율을 증가시키기 위해서 2차원 축대칭 요소(axisymmetric element)를 사용하여 모델링하였다. O-링시일에서 축대칭 요소의 경우, O-링의 중심축으로부터 거리 또한 중요한 해석 변수중의 하나이고, O-링의 단면지름과 중심축과의 거리비가 O-링의 변형거동에 미치는 영향에 대해 많은 연구[4]가 있었지만, 본 논문에서는 형상의 치수를 고정하였기 때문에 이러한 효과를 고려하지 않았다.

O-링의 형상치수는 KS 규격과 기존의 상용제품 규격을 고려하여, 지름은 110 mm, 단면지름은 12.7 mm, 도브테일 그루브의 폭은 단면지름 D의 1.2배인 15 mm로 하여 해석하였다. 비선형 유한요소해석에서 요소 타입은 Full-Hermann formulation quad 82를 사용하였고, 메쉬는 오토메쉬 기능을 이용해 O-링의 요소를 생성한 후에, O-링이 그루브의 측면면과 만나는 곳에서 압출변형을 일으킬 우려가 있는 부분은 메쉬를 세밀하게 나누었다.

O-링 소재는 탄성 변형체이고, O-링과 접촉하는 상단, 하단, 압력을 받는 반대편은 강체와 접촉하는 것

으로 가정하였으며, O-링시일의 상단 덮개판에서는 20스텝의 이송속도를 주어 20%까지를 초기에 압축시키고, 그 이후에는 20스텝 동안 외부의 압력이 O-링의 측면을 따라서 하중이 가해지도록 하였다.

본 연구에서 사용한 O-링시일의 기본 소재는 내식성, 내산성, 내프라즈마 특성이 우수한 과불화 탄성중합체(perfluoroelastomer)로 이들에 대한 물성치를 Table 1에서 제시하고 있다.

3. 해석 결과 및 토의

3-1. 온도 분포

Fig. 2는 도브테일에 장착된 O-링시일을 29% 압축하고, 진공챔버 내부의 온도가 250°C일 때, O-링에

Table 1. Material properties of perfluoroelastomer O-ring seals

Material properties	Values
Young's modulus, Mpa	5.9
Poisson's ratio	0.49
Mass density	2,000
Thermal expansion coef. at 25~250°C, mm/mm · K	$2.3\sim 3.6 \times 10^{-4}$
Thermal conductivity at 50~300°C, W/m · K	0.19
Specific heat, J/kg · K	837.36

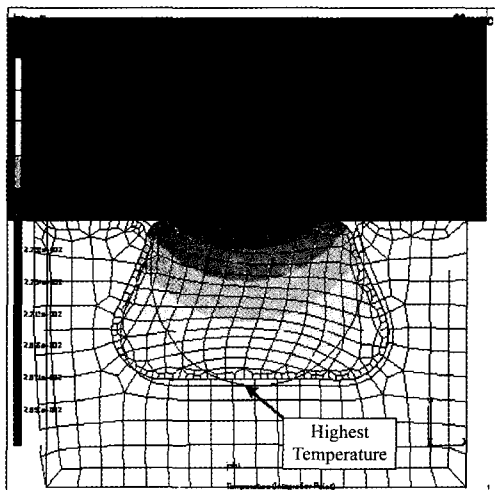


Fig. 2. Temperature distribution of an O-ring seal with a compression rate of 29% and a dovetail grooved housing temperature of 250°C.

서 발생한 온도 분포를 보여주고 있다. O-링 내부의 온도는 좌·우 대칭적으로 분포하고 있는데, 이것은 O-링을 둘러싸고 있는 도브테일 그루브의 재질이 높은 열전도율을 갖는 알루미늄이기 때문에 챔버로부터 유입되는 온도구배가 급속도로 O-링 전체에 전도되는 현상이 발생하고 있기 때문이다. 즉, O-링시일과 도브테일 그루브가 접촉하는 계면에 챔버로부터 전달되는 열이 급속하게 전달되어 Fig. 2에서 보여주는 것처럼 O-링시일의 온도가 매우 균일하게 분포하는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 2에서 최고온도는 O-링과 접촉하는 도브테일 그루브의 하단부 접촉계면에서 발생하고, 덮개판과 접촉하는 O-링의 상부 덮개판에서는 최저온도가 발생하였다. 이것은 O-링을 보호하기 위해서 상부 덮개판에 냉각수 챔버를 설치하여 O-링의 상단 접촉부를 25°C로 일정하게 유지시키는 반면에, O-링의 하단부에는 진공챔버로부터 전달되는 열에 의한 영향이 크기 때문에 최고온도가 발생될 수 밖에 없는 상황이다.

Fig. 3은 진공챔버의 온도가 100~500°C로 변화함에 따라서 O-링시일에서 발생하는 최고온도를 제시한 결과이다. 진공챔버의 온도가 증가할수록 O-링에서 발생된 최고온도는 선형적으로 증가하는데, 이것은 압축율이 클수록 그 증가폭이 더욱 커지고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 결과가 발생한 이유는 상부 덮개판에 의하여 O-링의 압축율이 증가할수록 기계적인 외부하중에 의해 O-링과 하우징간의 접촉 표면적이 증가하면서 하우징으로부터 전도되는 열원이 증가하고, 동시에 O-링 소재가 열원에 보다 많이 노

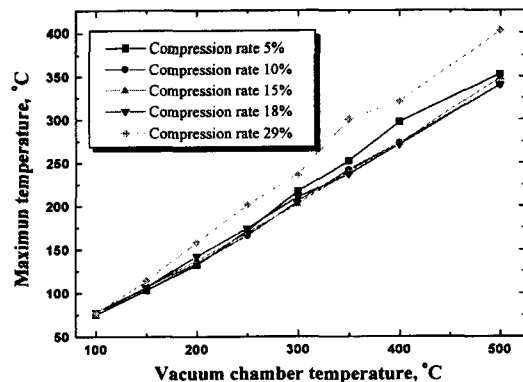


Fig. 3. Maximum temperatures of an O-ring seal as a function of vacuum chamber temperature for various values of compression rates.

출되기 때문이다.

O-링에서 발생된 온도는 진공챔버 하우징으로부터 전도되는 온도가 높고, 상부 덮개판에 의한 O-링의 압축율이 증가할수록 높아지는 경향을 보여주고 있다. 따라서 O-링의 내구성과 밀봉성능을 향상시키기 위해서는 O-링에 분포하는 온도구배를 낮추어야 한다. 즉, 상부 덮개판으로의 방열효과를 증대시키고, 압축되었을 때 하우징과의 접촉면적을 대칭적으로 균일하게 접촉하도록 설계의 최적화가 이루어져야 한다.

Fig. 4는 진공챔버의 온도가 각각 300, 400, 500 °C이고, O-링의 압축율이 10~29%까지 변화할 경우 O-링시일에서 발생된 최고온도를 계산한 결과이다. Fig. 4에서 보여주는 것처럼, 진공챔버의 온도가 변하여도 압축율이 10~18%에서는 O-링에서의 최고온도 변화가 거의 없다. 그러나, O-링의 압축율이 18%를 넘어서면 O-링시일의 최고온도는 완만히 상승하는 결과를 제시하고 있다. 진공챔버의 온도가 300°C인 경우는 압축율이 18%일 때부터 O-링의 최고온도가 상승하기 시작하여 압축율 29%에서는 압축율이 10%인 경우에 비하여 최고온도가 15.6% 상승하였다. 또한, 진공챔버의 온도가 400°C인 경우는 압축율이 18%를 지나면서 O-링의 온도가 상승하기 시작하여 압축율 29%에서는 10%에 비하여 최고온도가 17.6% 상승하였고, 진공챔버의 온도가 500°C인 경우는 진공챔버의 온도가 300°C나 400°C인 경우와 마찬가지로 압축율이 18%를 지나면서 상승하기 시작하여 압축율이 29%에서는 압축율이 10%인 경우에 비하여 18.2%나 크게 증가하였다. 이와 같이 O-링에서 발생

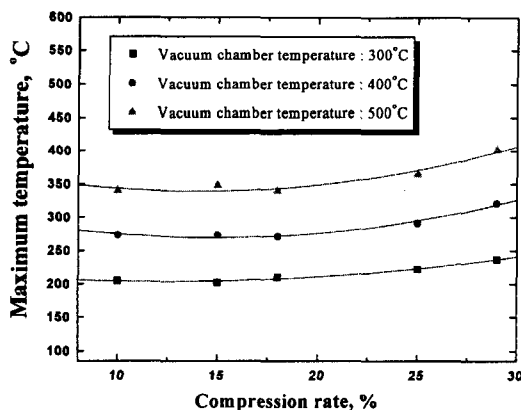


Fig. 4. Maximum temperatures as a function of a compression rate for various values of vacuum chamber temperatures.

한 최고온도는 일정한 압축율까지는 온도 변화가 거의 없다가, 일정 압축율 이상으로 증가하면 완만하게 상승하는데, 진공챔버의 온도가 높을수록 온도의 상승폭은 더욱 증가하는 경향을 보인다.

도브테일 그루브에 설치한 O-링시일에 가해진 압축율은 18%를 기점으로 증가하는 경향을 나타내기 때문에 과불화 탄성 중합체의 최대 압축율을 18% 이하로 유지하는 것이 O-링의 우수한 밀봉특성을 나타낼 것이다.

3-2. 응력해석

압축율이 29%이고, 진공챔버내의 온도가 250°C일 경우, O-링에서 발생한 von Mises 응력분포를 Fig. 5에서 보여주고 있다. O-링시일 내부에서 발생한 응력은 대칭적으로 분포하고, 최대 압축응력은 도브테일 그루브와 O-링이 접촉하는 하단부에 가까운 중심부에서 발생한다. 이것은 O-링의 대변형 특성을 고려하여 그루브의 오른쪽과 왼쪽에 O-링의 대변형성을 고려하여 공간적 여유를 주었기 때문이다. O-링은 탄성 중합체의 대변형 특성을 갖고 있기 때문에 왼쪽과 오른쪽의 공간에서는 비교적 낮은 응력이 걸리고, 그림에서 화살표로 표시한 O-링의 중심부에서 von Mises 최대응력이 발생한다. 또한, O-링을 도브테일 형상의 그루브에 설치하게 되면 그루브의 하단부가 넓어짐으로 인하여 O-링 내부의 응력분포를 고르게 분포하게 하는 긍정적 효과와 O-링을 시계방향

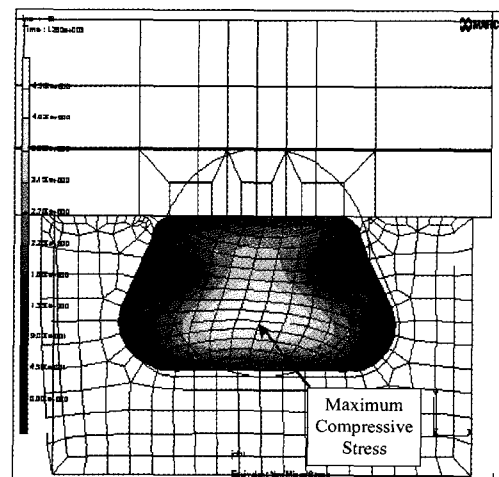


Fig. 5. Von-Mises stress distribution of an O-ring seal with a compression rate of 29% and a dovetail grooved housing temperature of 250°C.

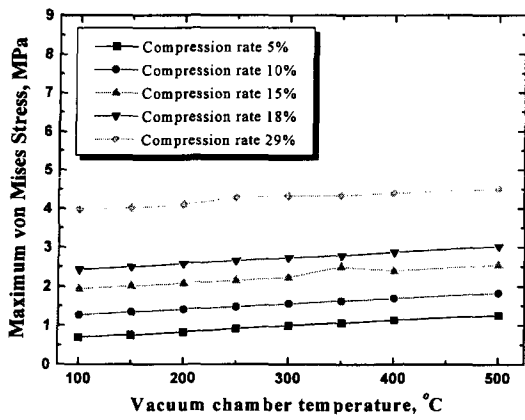


Fig. 6. Maximum stresses of an O-ring seal as a function of a vacuum chamber temperature for various values of compression rates.

으로 회전 변형하려는 뒤틀림 현상을 접촉 마찰력에 의하여 완화되는 효과를 동시에 얻어낼 수 있다.

Fig. 6은 진공챔버의 온도가 변화함에 따라서 O-링시일에서 발생된 von Mises 최대응력을 계산한 결과이다. 진공챔버내의 온도가 증가할수록 O-링시일에서 발생하는 von Mises 응력은 선형적으로 증가한다. 또한, 압축율이 5~29%까지 증가할 경우, 소재 내의 응력도 완만하게 증가하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 7은 O-링시일의 압축율이 29%이고, 진공챔버의 온도가 250°C일 때, 도브테일 그루브가 있는 알루미늄 하우징에서 발생한 von Mises 응력 분포를

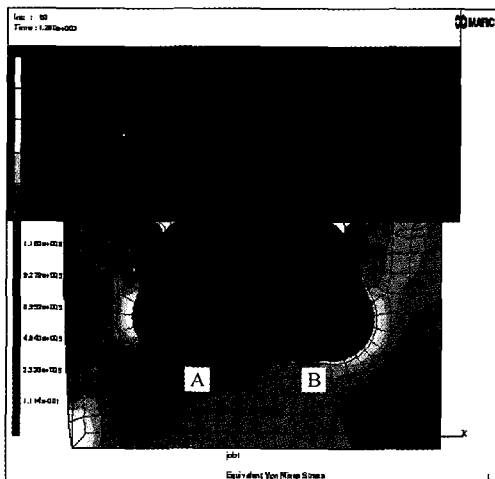


Fig. 7. Von-Mises stress distribution of a dovetail housing with a compression rate of 29% and a housing temperature of 250°C.

보여주고 있다. Fig. 1에서 보여준 것처럼, 진공챔버의 하우징 왼쪽으로부터 100~500°C의 고온 에너지가 전달되고, 나머지 접촉면에서의 초기온도는 25°C이기 때문에 그루브의 좌·우측 모서리 부위에서는 다소 불균일한 von Mises 최대응력이 발생할 수 있다. 이것은 동일한 압축력을 O-링에 가했을 경우는 O-링의 팽창력이 von Mises 최대응력 발생에 영향을 미치고 있다는 사실을 의미한다. 또한, Fig. 7에서 보여준 것처럼 O-링과 접하는 A보다는 B위치에서 상대적으로 높은 응력이 발생하는데, 이것은 O-링이 시계방향으로 회전하려는 경향이 발생하면서 마찰응력이 B위치에서 크게 발생하기 때문으로 생각된다.

Fig. 8은 진공챔버의 온도 변화에 따라서 O-링과 접촉하는 도브테일 그루브에서 발생된 von Mises 최대응력을 보여주고 있다. 계산결과에 의하면 진공챔버의 온도가 증가하면 O-링과 접촉하는 그루브에서의 von Mises 최대응력은 크게 증가하는 경향을 보여주고 있다. 그러나 O-링의 압축율에 의한 영향은 거의 없는 것으로 나타났다. 이것은 상부 덮개판으로부터 O-링에 가해진 압축율이 도브테일 그루브의 알루미늄 하우징에 미치는 영향이 거의 없고, 단지 진공챔버로부터 전도되는 온도에 의한 영향이 크다는 사실이다.

Fig. 6의 결과에 의하면 O-링시일은 진공챔버의 온도와 압축율의 영향을 동시에 받지만, 알루미늄 하우징의 그루브는 O-링의 압축력에 의한 영향은 거의 없고, 단지 진공챔버로부터의 온도에 의한 영향이 대단히 크다는 것을 Fig. 8에서 보여주고 있다.

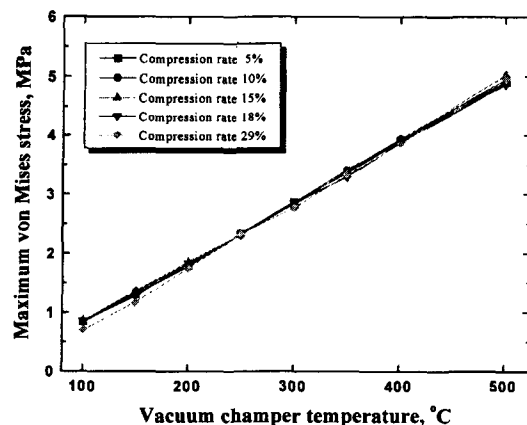


Fig. 8. Maximum stresses of a dovetail groove surface as a function of a vacuum chamber temperature for various values of compression rates.

4. 결 론

참 고 문 헌

도브테일 그루브에 설치된 O-링시일에 전달된 온도하중을 고려할 경우에 대한 비선형 접촉거동의 해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) O-링에서 발생한 온도분포는 O-링의 압축율과 도브테일 그루브에서의 실제 접촉면적이 증가할수록, 그리고 진공챔버로부터 전도되는 열에너지가 클수록 높아진다.

(2) 도브테일 그루브의 왼쪽과 오른쪽, 그리고 냉각챔버를 갖고 있는 덮개판 사이의 온도구배로 O-링에는 대단히 작은 회전 현상이 발생한다. 이와 같은 변형거동 때문에 하우징과 O-링 사이에는 O-링의 오른쪽이 왼쪽에 비하여 상대적으로 높은 마찰응력이 발생한다. 이러한 변형거동을 방지하기 위해서는 O-링을 둘러싸고 있는 접촉면에서의 온도구배를 줄일 필요가 있다.

(3) O-링에서 발생하는 응력은 압축율에 의한 영향보다는 온도에 의해 영향이 더 크고, 도브테일 그루브 형상은 O-링에서 발생하는 응력을 완화시키는 효과가 있다.

1. Green, G. and English, C., "Stress and Deformation of Compressed Elastomeric O-Ring Seals," *14th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA*, pp. 83-95, April 1994.
2. George, A. F., Strozzi, A and Rich., J. I., "Stress Fields in a Compressed Unconstrained Elastomeric O-ring Seal and a Comparison of Computer Predictions and Experimental," *Tribology Int'l.*, Vol. 20, No. 5, pp. 237-247, 1987.
3. Lindley, P. B., "Compression Characteristics of Laterally Unstrained Rubber O-Ring," *J. of IRI*, Vol. 1, pp. 202-213, 1967.
4. Dragoni, E. and Strozzi, A., "Analysis of an Unpressurized, Laterally Restrained, Elastomeric O-Ring Seal," *J. of Tribology*, Vol. 110, pp. 193-199, 1998.
5. MARC Analysis Research Corporation, Computer Program *MARC*, California, USA, 1994.
6. Jun, I. K, Kim, C. K. and Choi, I. H., "On the Contact Pressure of Lip Seals for a Ball Bearing," *Proc. of Int'l Symp on Tribology*, Beijing Tsinghua University, Oct. 1993.