

U-컵 시일의 밀봉기구에 관한 유한요소해석

최준업* · 전인기* · 김희준** · 김청균*

*홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

**중외메디칼(주)

Finite Element Analysis on the Sealing Mechanism of U-Cup Seals

Joon-Eop Choi*, In-Ki Jun*, Hee-Jun Kim** and Chung-Kyun Kim*

*Tribology Research Center, Hongik University

**Choongwae Medical Co.

Abstract—Minimum clearance between the U-cup seal groove of a piston and a cylinder bore to ensure against extrusion of the U-cup ring and leakage of working fluids is an important design parameter for a seal designer in hydraulic cylinder applications. Therefore, typical U-cup seal of a hydraulic actuator has been analyzed as a function of a sealing gap using the nonlinear FEM software MARC. In this study, the useful design data were presented as a function of the sealing gap and the sealed hydraulic pressure.

1. 서 론

기계장비의 자동화 추세에 따라서 유압식 액추에이터가 널리 사용되고 있으며 유압 실린더용 밀봉장치에 대한 연구도 매우 활발하게 진행되고 있다. 자동화 설비에서 핵심부품인 유압 실린더의 용량, 누설, 수명 등에 직접적인 영향을 주고 있는 시일은[1] 실린더와 피스톤 사이에서 미끄럼 마찰 접촉운동을 하면서 작동유체를 분리시키는 기능을 갖는다.

최근 유압장치의 대용량화, 고성능화 및 장수명화 추세에 따라서 액추에이터 설계자는 유압 실린더용 왕복동형 밀봉장치에 대한 정확한 해석 데이터를 필요로 한다. 유컵링(U-cup ring)의 초기 압축력에 대한 해석을 수행하고, 시일의 크랙킹 파손(cracking failure)이 인장응력 영역에서 발생한다는 사실을 근거로 George 등은[2] 크랙킹 파손과 관련된 인장응력 발생 영역을 해석하였고, Wang 등은[3] 시일의 누설에 관련된 탄성유체윤활(elasto-hydrodynamic lubrication; EHL)에 기초를 둔 접촉면압 해석을 수행하였다. 또한, 유컵시일의 파손원인은 유압 실린더 작동시의 작동유체 압력, 상대접촉 운동속도, 간섭량, 시일소재의 특성 등에 따라서 다르기는 하지만 가장 중요한

원인이 시일의 돌출현상(extrusion)인 것으로 알려져 있다.[4,5] 고무재질의 해석방법은 일반적으로 크게 3가지로 나눌 수 있는데, 이론적인 해석 방법과 유한요소법에 의한 수치적 해석, 그리고 실험에 의한 해석방법이 있다. 이론적인 해석의 경우 고무소재의 낮은 변형률 영역에 대하여 Hertz의 접촉이론을 적용한 해석이 Lindley[6], AWRE[7] 등에 의하여 수행된 바 있고, 최근에는 비선형 재질의 수치적 해석을 위한 여러가지 재질에 대한 해석모델이 제시되어 유한요소법에 의한 시일해석이 매우 활발하게 진행되고 있다.

유압식 액추에이터에서 사용되는 시일재질은 일반적으로 고무계통의 폴리머(polymer) 재질로 구성되어 있는데, 이와 같은 재질은 소재의 특성상 대변형성, 비선형 응력-변형률 관계 등의 비선형 성질 때문에 유한요소해석시 매우 주의깊게 수행되어야 한다. 본 연구에서는 비선형 유한요소해석에 유용한 알고리즘을 제공하는 MARC[8]를 사용하여 밀봉장치의 접촉 거동 해석을 수행하였다.

향상된 성능을 갖는 밀봉장치의 설계나 유압 실린더 개발은 밀봉장치의 내부 응력분포 및 접촉면 응력분포 등에 대한 정확한 해석으로부터 얻어질 수 있다.

그래서 본 연구에서는 유압식 액츄에이터의 밀봉장치로 널리 사용되고 있는 유컵시일(U-cup seals)에 대한 응력분포 및 접촉면압 분포 등을 유한요소법으로 해석하여, 유압식 액츄에이터의 성능향상과 수명연장을 위한 방안으로 유컵시일의 설계변수를 사각 그루브(rectangular groove), 설치깊이(setting depth), 밀봉간극(gap clearance), 작동압력, 초기 간섭량 등에 관한 항으로 제시하고자 한다. 또한 유압 실린더에서 유압의 변동에 따라서 최적의 접촉력을 계산함으로써 유컵시일 선정시 실제적인 데이터를 제공하고자 한다.

2. 수치적 해석

응력해석을 위한 공학적인 해석방법으로는 유한요소법이 가장 대표적인데, 불행하게도 비선형 특성을 갖는 고무재질에 대한 적용은 크게 개발되어 있지 못하다. 이것에는 크게 두가지 이유가 있는데 첫째는 대변형률이고, 두번째는 포와송비가 0.5에 거의 가깝다는 것이다. 시일소재로 널리 사용되고 있는 고무소재와 같이 탄성계수가 대단히 작은 소재에서는 소변형 기하학적 근사법을 사용할 수 없고, 또한 고무재질의 변형이 비선형 응력-변형률 구간에서 일어나므로 단순한 탄성성질을 갖는 모델로써 재질을 대변할 수 없기 때문에 응력변동에 따른 재질의 특성 변화를 대변할 수 있는 새로운 모델 제시를 요구하고는 있으나 아직 모델 개발이 충분치 못한 상태이다.

본 연구에서는 유압식 액츄에이터의 밀봉장치로 널리 사용되고 있는 유컵시일이 재질이나 형상 특성상 해석이 어렵기 때문에 비선형 접촉해석에 매우 용이한 알고리즘을 제공하고 있는 MARC 프로그램과 Neo-Hookian[9] 고무재질 모델을 사용하여 해석하고자 한다.

일반적으로 유한요소법은 적당한 경계조건에 대하여 고무의 변위에 대한 변형에너지를 최소화하는 원리로써 수행된다. 즉,

$$\min | W = \int_{\Omega_0} w(I_1, I_2, I_3) dV_0$$

여기서 dV_0 는 소재가 변형하기 전의 요소 체적, Ω_0 는 변형 전의 요소 공간, w 는 변형률 에너지 밀도 함수, I_1, I_2, I_3 는 1차, 2차, 3차 응력 불변형량을 각각 나타낸다.

Fig.1과 Fig.2에서는 액츄에이터에서 사용되는 유컵링의 일반적인 형상과 수치적 해석을 위하여 구성된 유한요소망 데이터 및 외력에 대한 경계조건을 각각

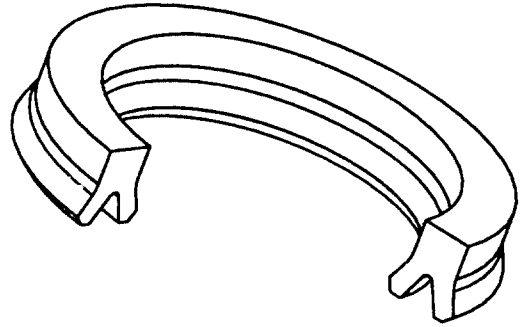


Fig. 1. Typical U-cup seals for a hydraulic actuator.

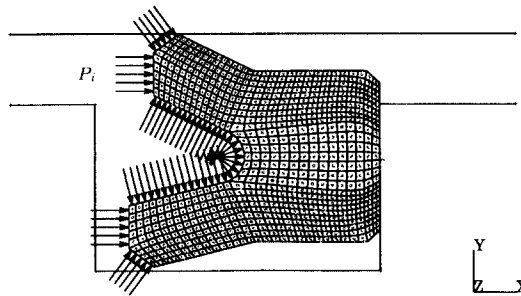
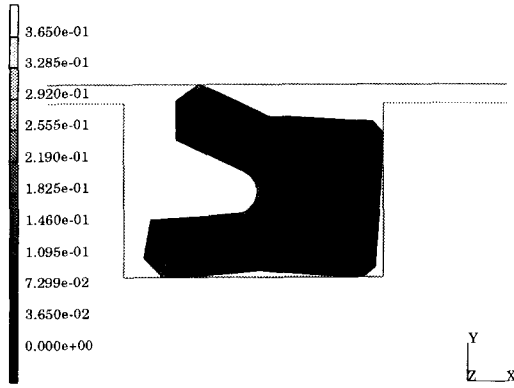


Fig. 2. Undeformed finite element mesh and applied boundary conditions of U-cup seals.

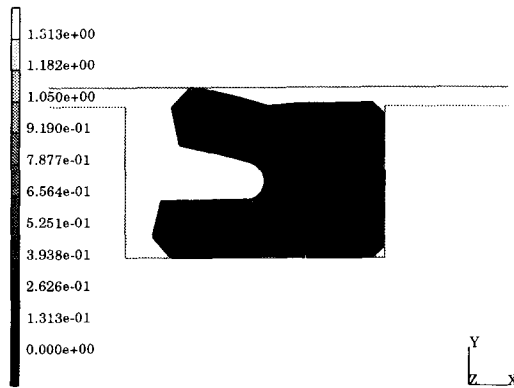
Table 1. Data for a finite element analysis

Material parameter	Values
• Nominal seal diameter, mm	45
• Number of elements	705
• Number of nodes	1484
• Young's modulus, kg/mm ²	2.44
• Shear modulus, kg/mm ²	0.46
• Hardness(Shore A)	93
• Tensile strength, kg/mm ²	5.5
• Density, kg/mm ³	11.1
• Type of element	5-nodes isoparametric quadrilateral ring with extra pressure node and Hermann formulation

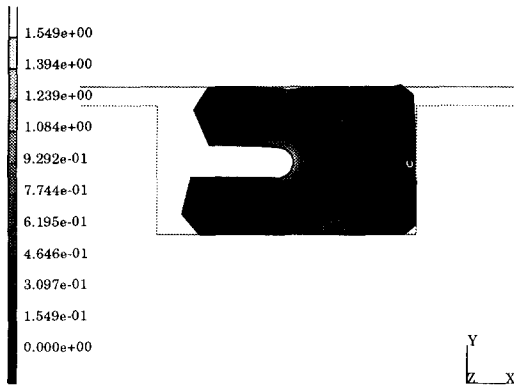
보여주고 있다. 실린더면과 시일 접촉면 사이의 압력분포를 정확히 해석하기 위하여 그 부분의 유한요소를 비교적 조밀하게 구성하였으며, 전체의 유한요소는 등파라메트릭(isoparametric) 요소로 구성하였고, 유컵시일 해석에서 구성된 전체 요소와 요소 절점수는 705, 1484개이다. 경계조건은 Fig.2에서와 같이 유컵



(a) Radial interference = 0.6mm



(b) Radial interference = 1.2mm



(c) Radial interference = 1.8mm

Fig. 3. Equivalent von Mises stress distribution of U-cup seals for a hydraulic actuator with initial radial interference.

시일이 피스톤의 외면과 실린더 내면에 설치시 접촉하게 되고, 시일의 U자형과 선단부 좌면에 유압이 서서히 가해지도록 하였다. 유한요소 데이터 및 사

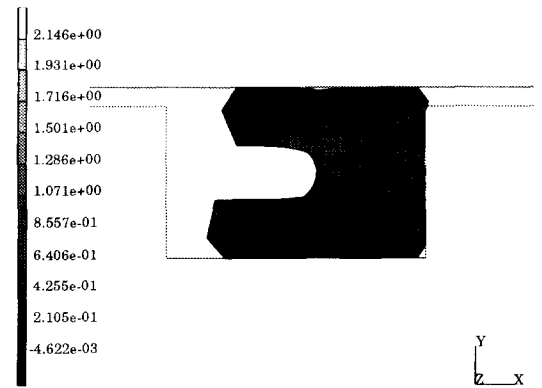


Fig. 4. Equivalent von Mises stress distribution of U-cup seals for a hydraulic actuator with initial hydraulic pressure applied.

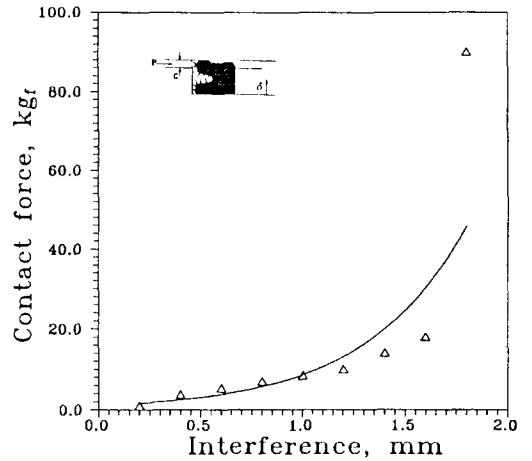


Fig. 5. Contact force of U-cup ring as a function of the interference.

용된 유컵시일 고무재질(NBR)의 물성치는 Table 1에서 제시하고 있다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig.3은 밀봉간극 $G=0.5$ mm에서 유폐킹에 단순히 초기 간섭량 $\delta=0.6, 1.2, 1.8$ mm를 각각 가한 상태에서 압축된 유폐킹 내부의 등가 Von Mises 응력분포와 시일의 접촉변형 상태를 보여주고 있다. 간섭량이 증가할수록 응력 집중부위는 Fig.3에서 보여주는 것처럼 시일립 선단에서 유컵링의 U자형 중심부로 이동하고 있다. 초기간섭량 $\delta=1.2$ mm와 밀봉간극

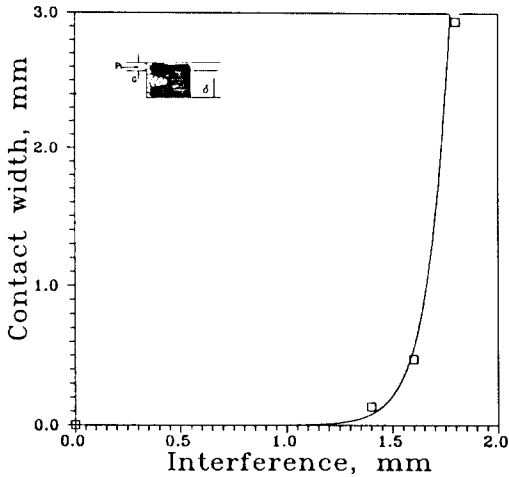


Fig. 6. Contact width of U-cup ring as a function of the interference.

G=0.5 mm이 주어진 상태에서 유압 $P_1=34 \text{ kg/cm}^2$ 을 유컵링에 가하면 등가 von Mises 응력분포도는 Fig. 4의 결과로 나타난다. 실제로 유압이 가해지면 작동 유체의 압력은 유패킹의 립 선단부(lip edge)를 열려서 방향으로 작용하여 초기 간섭량에 의한 접촉응력에 비하여 큰 접촉응력이 립 선단부에 집중되나, 유컵링의 중심부에서는 분명히 유압에 의하여 오히려 응력 집중도가 약간 완화되는 결과를 보여주고 있다. 유컵링에 유압 $P_1=34 \text{ kg/cm}^2$ 을 가하고, Fig. 3(b)의 계산조건을 동일하게 사용한 상태에서 응력 분포도를 비교하면 Fig. 4에서 보여주는 것 처럼 약 1.6배 증가하는 결과를 보여주고 있다. 이것은 립 선단부의 밀봉강화라는 측면에서는 바람직하나, 립 선단부에서의 접촉 마찰조건은 더욱 열악해지는 결과를 가져온다. 유컵시일 단면에서의 응력분포는 비교적 단순압축 상태로 립 선단부 접촉면이나 시일 중심부를 제외한 거의 대부분에서 균일하게 나타나고 있다. 이것은 유컵 시일링에서 압축현상(extrusion)을 제외하면 립 선단부와 립 선단부가 갈리는 U자형 중심부에서의 각도 설계가 대단히 중요함을 반증하는 계산결과이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 유컵시일을 장착해야하는 피스톤과 실린더 사이의 간극, 즉 간섭량의 변화에 따른 유패킹의 접촉력과 접촉폭 크기를 각각 제시하고 있다. 이들 결과는 시일 후단부에서 돌출현상이 없고, 실린더내 작동유체의 압력이 가해지지 않은 상태에서 시일 접촉립 선단부의 간섭량을 증가시키면 접촉력은 완만하게 증가하다가 간섭량이 1.8 mm 정도가 되면

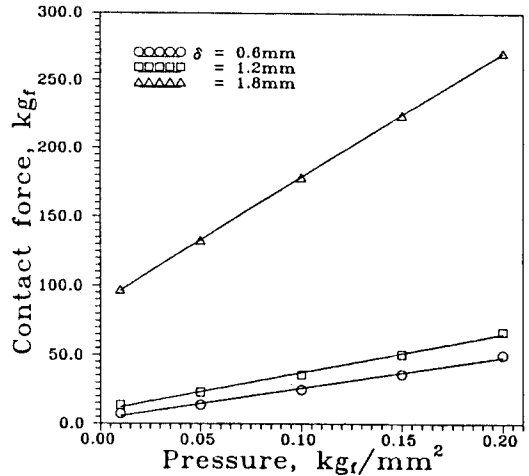


Fig. 7. Contact force of U-cup ring as a function of the hydraulic pressure.

급격하게 증가함을 보여주고, Fig. 6에서는 초기 접촉폭의 변화가 거의 없다가 간섭량이 1.8 mm 정도 이상이 되면 급격하게 증가되는 결과를 보여준다. 이것은 시일 립 선단부 뿐만 아니라 립의 후단부가 접촉하면서 돌출현상에 의한 중첩현상이 일어나기 때문으로 생각된다.

Fig. 7은 밀봉간극이 0.5 mm인 사각 그루브 형상에 유컵링을 설치한 상태에서 실린더내에 유압을 가하게 되면 접촉력의 크기는 제한된 범위내에서 유압이 증가할수록 선형적으로 증가하고 있다. 초기의 간섭량이 0.6 mm나 1.2 mm인 경우는 립 선단부에서만 접촉이 일어나기 때문에 접촉력은 작게 나타나지만, 1.8 mm인 경우는 시일 립의 후단부에서도 접촉이 일어나기 때문에 접촉력의 크기는 상대적으로 크게 증가한다. 초기 간섭량에 의한 접촉력은 최소 밀봉압력을 견디기에 적당하도록 그루브가 설계되어야 하는데, Figs. 5~7은 이에 대한 설계자료를 제시해 준다.

Fig. 8은 실린더 내벽과 피스톤 사이의 밀봉간극에 따라서 돌출이 발생하는 임계압력을 나타내는데 밀봉간극, 간섭량이 작을수록 돌출현상이 발생하는 임계압력은 크게 증가하고 있다. 실제로 유압 실린더용 유패킹에서 가장 중요하고 직접적인 파손원인이 시일립 후단부의 돌출현상임을 고려하면 유압 실린더의 설계시 사용 최고유압에 따라서 돌출이 발생하지 않도록 간극 설계를 최적화시키는 것이 시일의 수명연장 측면에서 대단히 중요하다. 그러나 작동압력이 과대하여 간극의 설계 변경만으로 개선하기 어려울 때는

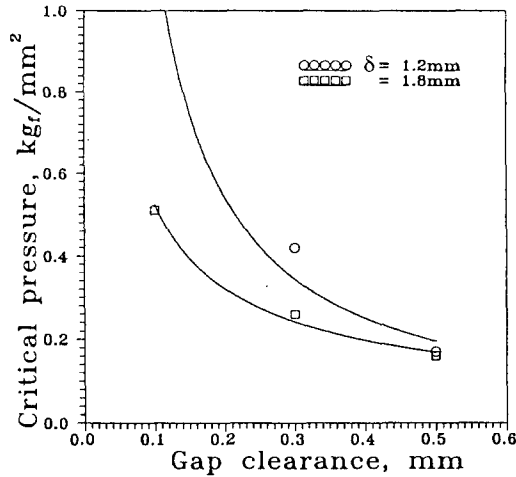


Fig. 8. Critical pressure of U-cup ring as a function of the sealing gap clearance when the extrusion fatigue occurs.

돌출방지용 지지링(back-up ring)이나 다른 형태의 밀봉장치를 사용하여야 한다.[10] Fig. 8에서는 일반적으로 가장 많이 사용되는 유패킹의 시일 립 후단부에서 돌출이 발생될 경우에 대한 임계압력의 크기를 밀봉간극의 향으로 제시해 줌으로써 시일수명을 연장하기 위한 유패킹 그루브 및 간극 설계에 필요한 자료를 제시하고 있다.

Fig. 9는 유컵링에 밀봉압력 $P_t = 14, 24, 42 \text{ kg/cm}^2$ 이 작용할 경우 실린더와 접촉하는 면, 즉 축방향에 따라서 분포하는 접촉력의 크기를 유한요소 해석법을 이용하여 얻은 결과이다. 여기서 초기 간섭량이 1.2 mm이고, 밀봉간극이 0.5 mm으로 주어진 경우에 대한 계산결과로 밀봉압력이 작으면 시일립 선단부에서의 접촉력이 지배적이나, 밀봉압력이 증가하면 특히 시일 후단부에서 돌출현상에 의한 돌출부 압력이 크게 증가하게 되고 이것은 시일에 비틀림으로 작용하게 되어 쉽게 손상이 발생하는 데이터를 보여주고 있다. Fig. 9는 시일 접촉위치나 밀봉압력에 따라서 시일 접촉형상에 접촉력 분포를 수치적으로 해석하여 정확하게 예측함으로써 누설량 및 윤활조건에 대한 해석을 적합하게 수행할 수 있는 자료를 제공해 준다.

4. 결 론

유압 실린더용 유패킹의 접촉력, 접촉폭, 돌출발생

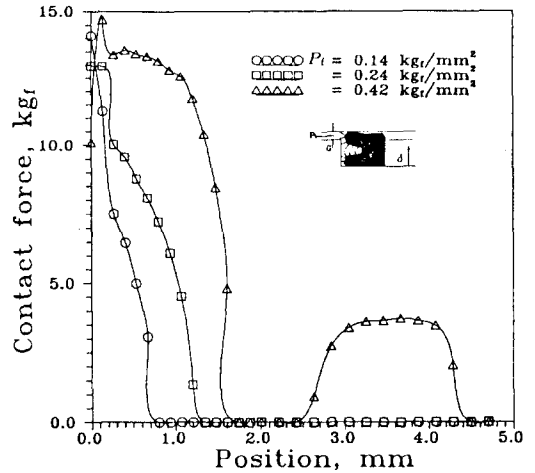


Fig. 9. Contact force as a function of seal contact position against the cylinder bore for $G=0.5$ and $\delta=1.2$ m.

임계압력을 밀봉간극에 대하여 유한요소법을 적용하여 수치적으로 해석하였다. 초기 간섭량이 증가함에 따라 접촉력 및 접촉폭은 급격하게 증가하였다. 그러나 유압이 작용하는 상태에서 밀봉간극이 감소하면 시일의 돌출현상이 발생하는 임계압력은 보다 가파르게 증가함을 확인하였다. 초기 간섭량에 의한 접촉력으로 부터 유압 실린더의 누설에 관련된 사용 최저유압을 연계하여 간섭량이 설계되어야 하고, 돌출발생 임계압력으로 부터는 사용 최고유압과 관련하여 간극이 설계되어야 하므로 이에 대한 수치해석적 설계자료를 제시하였다. 특히 시일 립부의 접촉면을 나타내는 축방향에 따라서 접촉력 분포는 시일립 선단부와 돌출현상에 따른 상호 복잡한 결과의 중요성을 제시하였다. 이 결과는 본 논문에서 해석한 접촉면 압을 윤활해석의 Reynolds 방정식에 대입하여 보정된 밀봉간극을 구하고, 탄성변형에 의한 간극과 함께 계산하여 계산결과를 윤활해석에서의 결과와 탄성해석에서의 결과가 일치할 때까지 해석함으로써 탄성 유체윤활 해석을 통하여 실제 유막두께 해석 및 유동해석을 통하여 누설량 예측 등에 이용될 수 있는 설계자료이다.

후 기

본 논문은 1994년도 홍익대학교 교내 연구비에 의하여 수행되었음.

참 고 문 헌

1. Banks, D. D. and Banks D. S., "Industrial Hydraulic Systems," Prentice Hall, 1988.
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 with Experimental Results," Proc. of 11th BHRA Conf., pp.117-137, 1987.
3. Wang, S. H., Hua, D. Y. and Zhang, H. H., "A Full EHL Solution for Line Contacts under Sliding-Rolling Condition with a Non-Newtonian Rheological Model," Proc. of 13th Leeds-Lyon Symposium, pp. 231-236, 1986.
4. Botto, P., Dragoni, E. and Strozzi, A., "Finite Element Redesign of Reciprocating 'PTFE' Rod Seals," Proc. of 13th BHRA Conf., pp.671-683, 1992.
5. Belforte, G., Raparelli, T., Mazza, L., and Torino, P. D., "Analysis of Typical Component Failure Situations for Pneumatic Cylinders Under Load," Lubrication Engineering, pp. 840-845, Nov. 1992.
6. Lindley, P. B., "Compression Characteristics of Laterally Unrestrained Rubber 'O' Rings," J. of IRI, 1967.
7. AWRE Report No. 0-82/66, "Loads to Deform Elastomer 'O' Seals (Toroidal Sealing Rings) in Grooves and between Plain Flanges," HMSO, 1966.
8. "MARC User's Manual," Version K.5, MARC Analysis Research Co., 1993.
9. O'Neill, G., "Compression of Elastomeric Seal Materials at Pressure up to 3.5 GNm⁻²," National Physical Lab. Report Chem., 54, 1976.
10. Johannesson, H. L. and Kassfeldt, E., "The Influence of Back-up Rings on the Hydrodynamic Behavior of Hydraulic Cylinder Seals," Proc. of 13th Leeds-Lyon Symposium, pp.545-551, 1986.