

클러치 마스터실린더 주 컵-시일의 유한요소해석

Finite Element Analysis of Primary Cup-Seal in a Clutch Master Cylinder

임문혁*, 이재천*, 구본은**
Moon-Hyuk Im, Jae-Cheon Lee, Bon-Eun Gu

ABSTRACT

The characteristics of rubber cup seal is highly nonlinear due to the nature of the material's non-linearity and large deformation with frictional contact. And the performance of sealing in master cylinders of automobile is one of the most important factors which affects the safety of drivers. The effects of various shape of the primary cup seal in clutch master cylinder was investigated to reduce oil leakage and to obtain a long reliable life. Deformation and distribution of stresses on the primary cup seal against hydraulic oil pressure were analyzed with changing design parameters such as depth and radius in cup-seal. The obtained results indicate that the depth of cup seal plays a major role on deformation resulting in the sealing force to the wall of clutch master cylinder.

주요기술용어 : Clutch master cylinder(클러치 마스터실린더), Primary cup-seal(주 컵-시일), Finite element analysis(유한요소해석), Stress distribution(응력 분포), Bulk modulus(체적탄성계수)

1. 서론

자동차의 신뢰성 및 작동력의 증대를 목적으로 클러치 시스템과 브레이크 시스템에 유압 실린더가 널리 사용되고 있으며,¹⁾ 그로 인해 유압 실린더의 밀봉장치인 시일(Seal)에 대한 연구도 매우 활발히 진행되고 있다.²⁻⁵⁾ 작동유체의 누설이나 외부 이물질 유입의 차단을 목적으로 하는 시일은 유압 실린더의 핵심부품으로써 수명 및 신뢰성에 직접적인 영향을 준다.

Fig. 1은 자동차 클러치 마스터실린더의 단면 사진이다. 본 연구는 마스터실린더 내 두개의 컵-시일중 동력전달과 직접적인 관계가 있는 주 컵

-시일의 내부 유압 변화와 설계 형상의 국부적 변경에 따른 시일 장착시의 변형 거동과 응력 변화를 해석함으로써 시일 설계의 기초 데이터를 확보하여 신제품 개발 시 이용함을 목적으로 한다. 일부 U형 컵-시일의 접촉력, 접촉폭, 돌출발생 임계압력을 밀봉간극에 대하여 유한요소법을 적용하여 수치해석한 사례가²⁾ 있었으나, 본

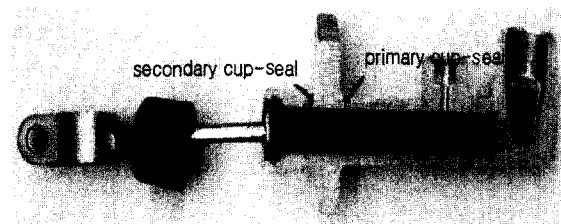


Fig. 1 Section view of master cylinder

* 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

** 회원, 계명대학교 기계자동차공학부 대학원

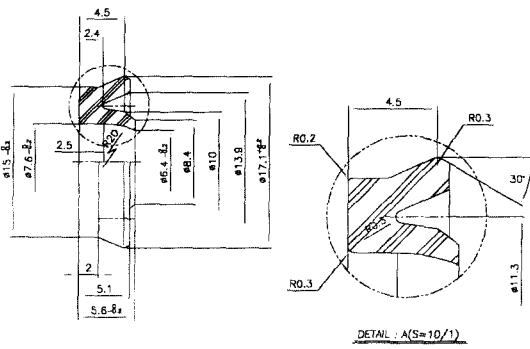


Fig. 2 Drawing of primary cup-seal

연구의 목적은 밀봉간극보다는 컵-시일 각 부분의 형태 변경에 따른 변형거동 및 응력 변화를 관찰함으로써 설계시 주의해야 할 중요 설계 부위를 파악하고 응력 감소를 위한 최적 형태를 파악하는데 있다.

유압 실린더에 사용되는 시일의 재질은 일반적으로 고무계통의 폴리머(polymer) 재질로 구성된다. 이와 같은 재질은 소재의 특성상 대변형성 및 응력-변형률 관계 등의 비선형 성질을 지니며 유한요소 해석시 매우 주의 깊게 고려되어야 한다. 본 연구에서는 유한요소 해석 상용 프로그램인 ANSYS 5.6⁶⁾을 사용하여 시일의 접촉거동을 해석하였다. 또한, 열응력을 고려한 응력해석 결과와 열응력을 고려하지 않은 경우의 시일의 반경방향 응력에 별 다른 차이가 없다는 연구결과³⁾를 바탕으로 본 연구에서는 열응력에 대한 고려는 배제하였다.

본 연구에 사용된 컵-시일의 제원은 Fig. 2와 같다. 이것은 현재 실제로 자동차에 장착되어 사용되어지고 있는 제품으로서, 마스터 실린더에 장착되는 2개의 컵-시일 중 실제 유압력의 작동에 영향을 미치는 주 컵-시일이다. 이 시일의 내부 직경은 9.7mm이며 외부 직경은 16.5mm이다. 고무재질은 EPDM으로 경도는 약 HS 65이다.

2. 이론해석

고무재질은 고탄성 재료로써 매우 큰 탄성변형이 가능하며, 보통 수백%의 변형률이 발생하는

다. 재질 특성상 순수 탄성이기 때문에 에너지 보존성 성질을 가지고 있으며 하중의 적용 경로와 무관한 거동을 보인다.⁷⁾ 고무는 거의 비압축성에 가까운 성질을 가지고 있으며, 보통 0.48~0.5 사이의 프와송비(Poisson's Ratio)를 가진다.⁸⁾

본 연구에서는 공학적으로 고무는 비압축성, 등방성 재질로써 내부에너지 변화 없이 변형된다고 가정하고, 재질의 비선형성은 Mooney-Rivlin 모델을⁶⁾ 이용하였다.

Mooney-Rivlin 모델은 아래와 같이 변형률에 에너지 밀도 함수 W로 주어진다.

$$W(I_1, I_2, I_3) = \sum_{K+L=1}^N a_{KL}(I_1-3)^K (I_2-3)^L + \frac{1}{2} K (I_3-1)^2 \quad (1)$$

여기에서,

a_{KL} : Mooney-Rivlin 상수

I_1, I_2, I_3 : 변형률 불변량(Strain Invariant)

$$K = \frac{2(a_{10} + a_{01})}{(1-2\nu)} : \text{체적탄성계수}$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2$$

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: 주축 방향의 신장비

이때의 Mooney-Rivlin 상수는 Fig. 3과 같은 단축 인장 시험 데이터를 이용하여 구하였으며, 이 경우의 단축 인장시험 데이터는 변곡점이 한군데인 경우로 5개의 Mooney-Rivlin 상수가 구해

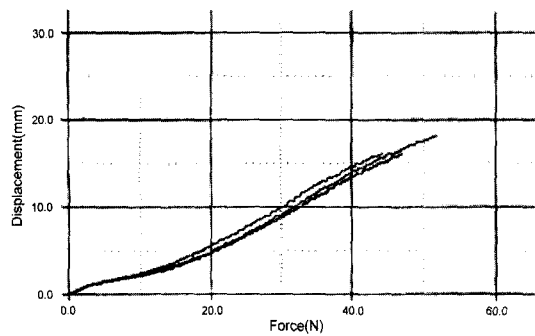


Fig. 3 Tension test result of cup-seal

진다. 시일은 구조상 축 대칭이므로 2차원 축 대칭 요소를 사용하였으며, 축 방향으로의 움직임이 없는 단순 압축 상태로 가정하였다.⁴⁾ 경계조건으로는 시일과 실린더 사이에 마찰을 고려하였으며, 접촉요소(Contact Element)를 사용하여 마찰조건을 주었다. 그리고 내부 실린더 벽면의 변위는 모두 고정하였다.

Fig. 4는 수치적 해석을 위하여 구성된 유한요소망 모델과 압력분포에 대한 조건을 보여주고 있다. 모델 전체의 유한요소의 메쉬(mesh)는 균일하게 하였으며, 컵-시일의 유한요소 모델의 절점수(node)는 1287개, 요소(element)수는 1295개이다. 본 연구에 사용된 고무의 물성치는 Table 1과 같다.

먼저 컵-시일을 마스터 실린더 내에 장착했을

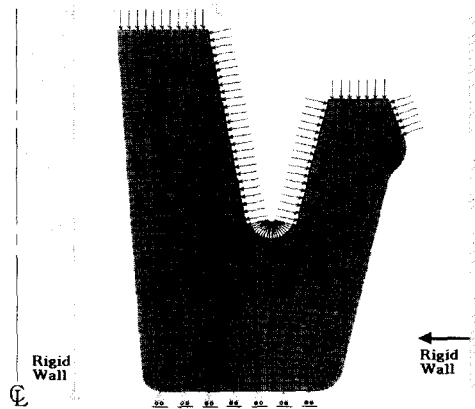


Fig. 4 FEM model for primary cup seal

Table 1 Physical properties

물성치	값
*Mooney-Rivlin 상수	C10 = -0.135974E+00 C01 = 0.314083E-01 C20 = -0.515943E+00 C11 = 0.264628E+00 C02 = -0.205773E+00
*마찰계수	0.1
*프와송 비	0.49
*Type of Element	4-Nodes Hyper56
*절점수	1287
*요소수	1295

때의 구속조건으로 만들기 위해 실린더내벽과 외벽을 강체 요소(Element)로 지정한 후 라인 메쉬(Line Mesh)하였다. 그리고 실린더 장착 시와 같은 조건을 부여키 위해 실린더 외벽요소를 대칭 중심축 방향으로 시일 장착 거리까지 이동시켰다. 그러면 주 컵-시일 유한요소 모델의 형태가 접촉 변형상태에 놓이게 되고 이 변형된 상태의 시일에 0.1~0.4 kgf/mm²의 압력을 단계별로 각각 가하면서 유압의 변화에 따른 시일의 변형 및 응력 변화를 해석하였다. 적용 유압력은 실제 차량에서 15 Kgf의 힘으로 클러치 페달을 밟았을 때 마스터 실린더에 발생한 최대 압력이 0.4 kgf/mm²이내임을 고려한 것이다.

유압은 Fig. 3과 같이 시일 상면부에 균일하게 작용하도록 주었으며, 하면부에는 압력이 걸리지 않는 것으로 가정하였다. 그리고 마찰에 의한 열변형의 영향은 배제하였으며, 단지 정적 상태의 압력에 의한 응력 변화만 해석하였다.

또한 Fig. 5(a),(b),(c),(d)와 같이 시일의 일부형상을 표준설계에서 변경하였을 때의 시일의 변형 거동 및 응력거동을 살펴보았다. 컵-시일 장착 시 가장 많은 응력집중을 받는 U자형 중심부의 깊이를 달리하였을 때의 각 압력에 따른 변화양상을 해석하였으며, 또한 시일 장착 시 가장 먼저 마스터 실린더 내면과 접촉하는 시일의 우측 선단부 곡경(R)을 크거나 작게 변경하였을 때의 경우도 해석하였다.

본 연구에서는 유한요소 상용프로그램인 ANSYS 5.6을 사용하였으며, 프로그램 내부적으로 Newton-Raphson 수치 해법 방법을 사용하여 비선형 방정식을 풀었다.⁶⁾ 이 방법에서 수렴 허용 오차의 기본값은 하중 오차에 대하여 0.5% 이내를 사용하였다. Hardware는 HP사의 Kayak-XW 시스템을 사용하였다.

3. 해석 결과

3.1 표준 주 컵-시일의 응력분포 해석

Fig. 6은 Fig. 2의 체원을 갖는 표준 주 컵-시일 내부의 응력 분포의 변화에 대하여 Von-Mises 응

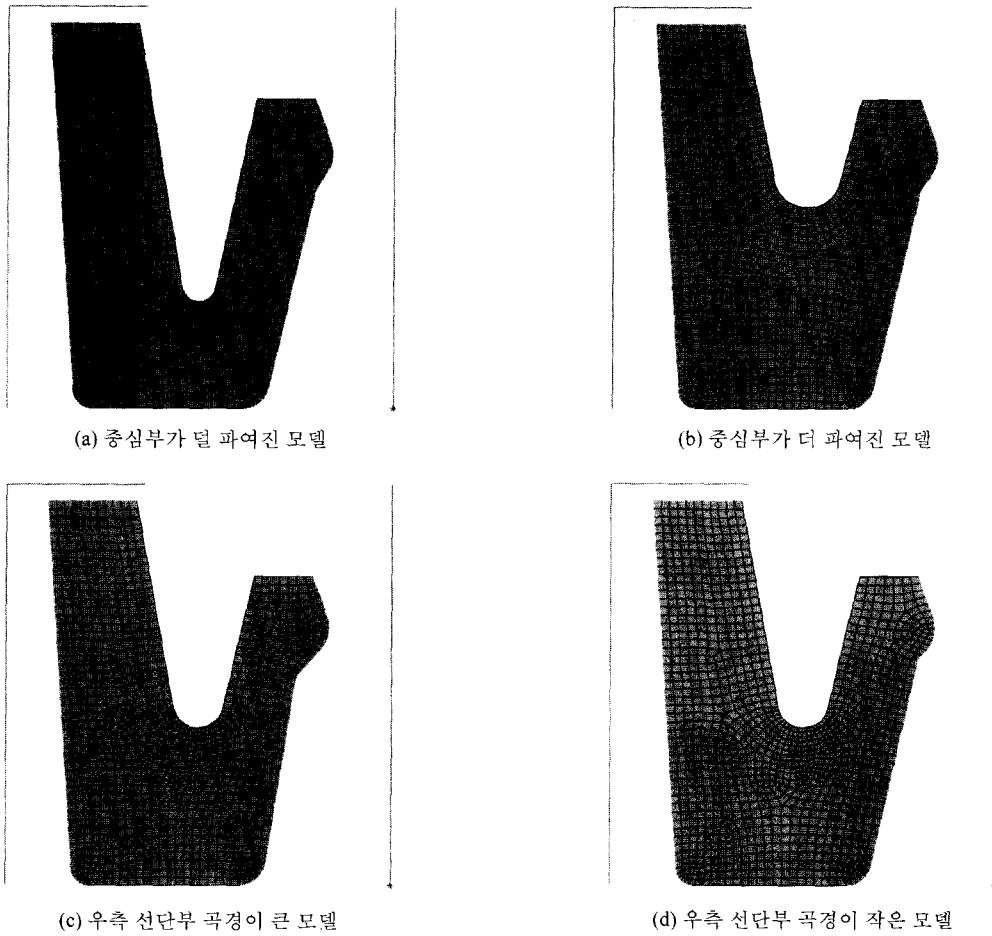


Fig. 5 Various configuration model of primary cup-seal

력 분포와 시일의 접촉변형 상태를 나타내고 있다. 초기 압력이 걸리지 않았을 때의 형상에서부터 유압이 점차 증가함에 따른 Von-Mises 등가 응력분포의 변화 및 컵-시일과 마스터실린더 내면 간의 접촉형태의 변화를 보여주고 있다.

Von-Mises 등가 응력식은 식 (2)와 같다.

$$\sigma_{VM} = \left[\frac{1}{2} \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

식 (2)의 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 는 각 방향의 주응력(principal stress)을 나타내며 Von-Mises 등가 응력에 의하면 각 방향의 주응력(principal stress)이 소재의 항복응력(yield stress)값 보다 크게 되면 소성변형

을 시작하게 된다.

Fig. 6에서 보듯이 컵-시일은 초기 압력이 가해지지 않았을 때에는 우측 선단부위가 실린더 벽에 완전히 밀착하지 못하고 시일과 벽면 사이에 비접촉 되는 작은 공간을 가지고 있으며 응력 집중은 시일의 중심부에서 발생하고 있다. 이와 같이 마스터실린더 피스톤 컵-시일의 작은 공간에 초기 유입된 오일에 의해 클러치 마스터 실린더 스트로크 운동중 실린더 벽면과 컵-시일간의 유체 윤활이 이루어진다.

한편, Fig. 6(b)와 같이 0.1 kgf/mm^2 의 유압이 가해졌을 때 응력 집중의 부위는 변함이 없으나, 시일과 실린더 벽 사이에 있던 비접촉 공간은 완

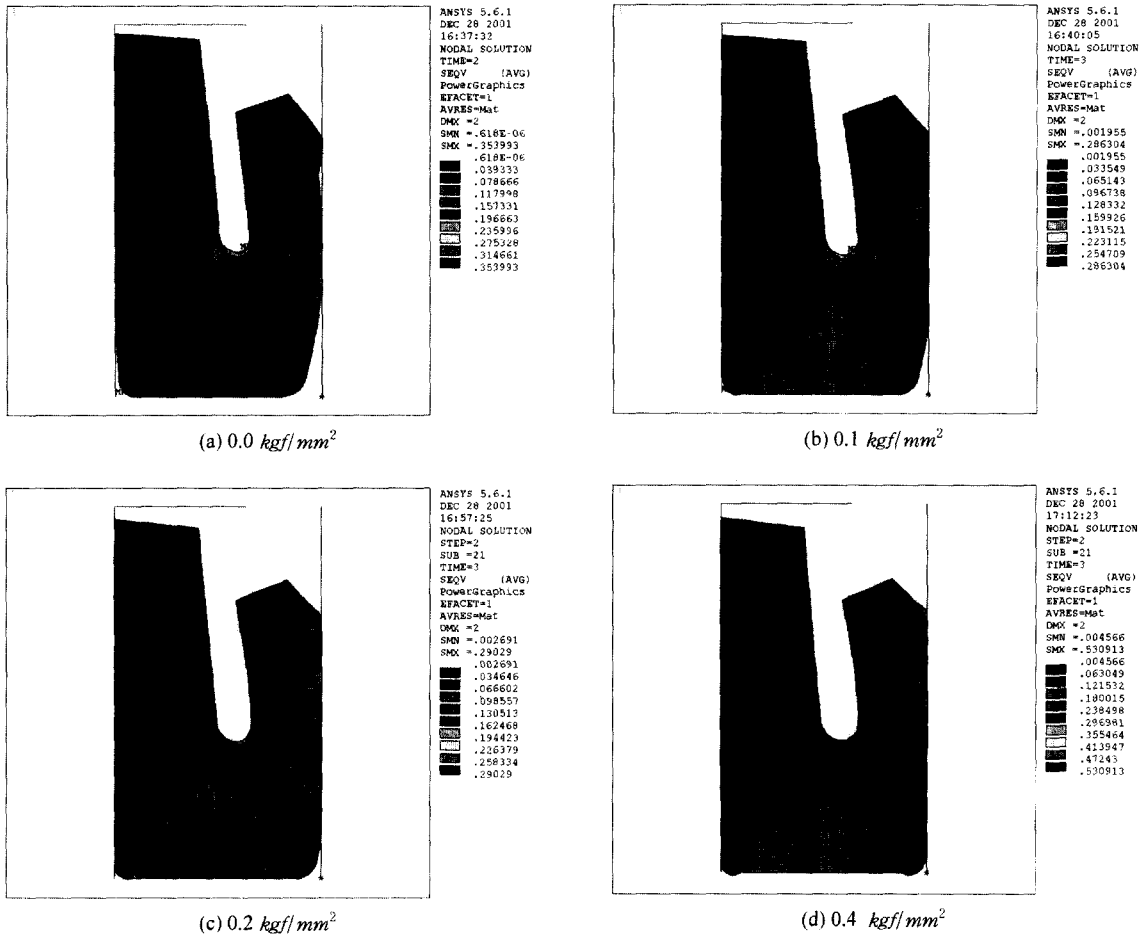


Fig. 6 Analytical results on various pressures

전혀 없어지고 완전 밀착된 상태를 보이고 있다. 그리고 유압이 단계별로 증가함에 따라 시일의 접촉면적은 점점 넓어지고, 응력 집중의 중심부가 U자형의 중심으로부터 좌측 하단의 모서리 부위로 이동하고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 압력이 증가함으로써 시일 표면이 하단부의 실린더 모서리에 밀착, 구속됨으로써 구속된 부위의 응력이 상대적으로 구속되지 않은 상단부보다 높게 나타나는 것이며, 특히 모서리 부위의 각진 형상에 의해 응력 집중의 중심이 모서리 부위로 이동함을 알 수 있다. 그리고 컵-시일의 좌, 우측의 돌출부위는 응력의 변화가 크지 않으면 응력 집중이 발생하지 않고 있다. 따라서 컵-시

일의 설계시 U자형 중심부와 좌, 우측 모서리부의 응력 집중을 최소화하는 방향으로 설계가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

3.2 형상 변경 주 컵-시일의 응력분포 해석결과

Fig. 7은 Fig. 5와 같이 컵-시일 중심부의 변화에 따른 접촉 형상과 응력 분포의 해석 결과를 보여준다.

중심부가 더 파여진 모델의 경우에는 Fig. 6의 (a),(b)의 결과처럼 상용 표준 모델 Fig. 4와 비슷한 응력 집중의 형태를 보이나 응력값의 크기는 표준모델보다 낮게 나타난다. 이것은 중심부가

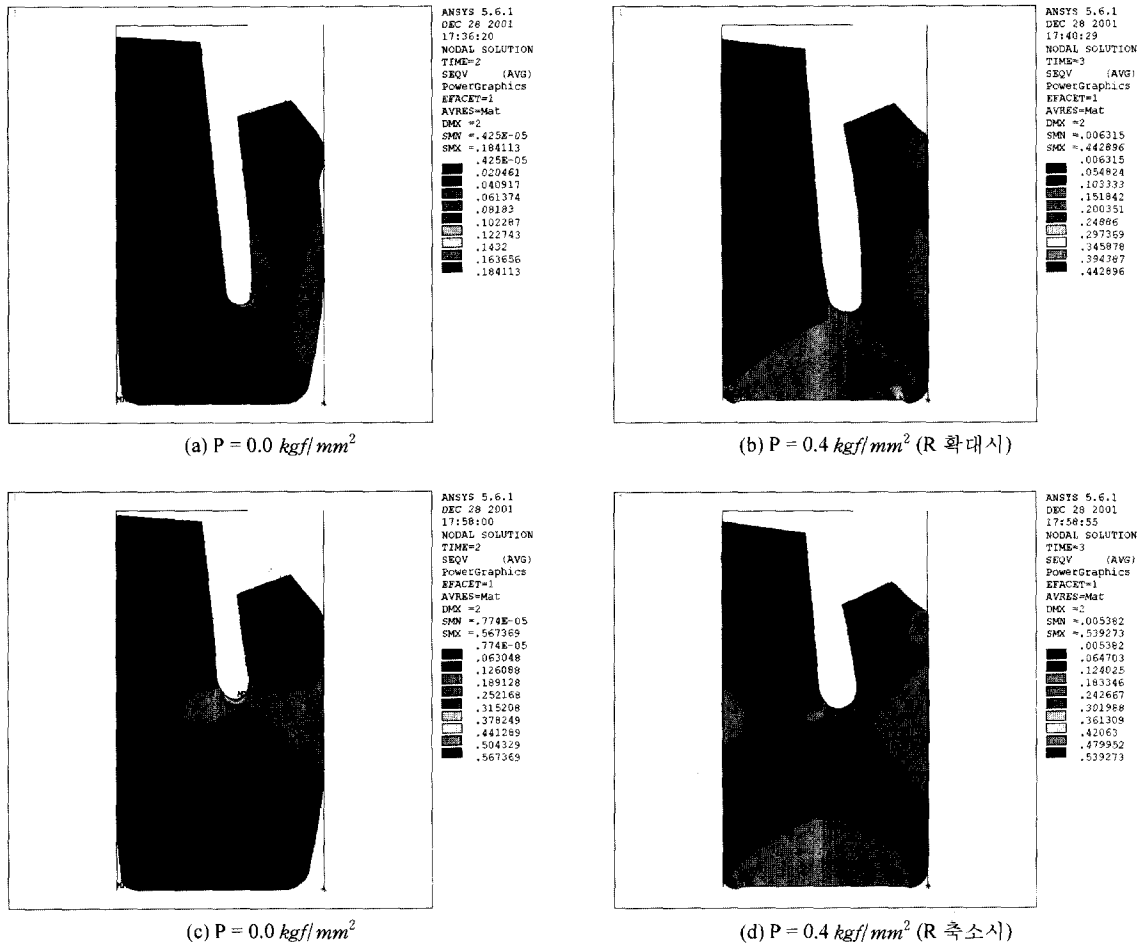


Fig. 7 Analytical results on various center depths

더 파여짐으로써 시일의 유연성이 표준모델보다 좋아져 실린더 외벽으로부터의 응력 영향을 작게 받고 있기 때문이다. 중심부가 덜 파여진 모델 (c),(d)에서는 응력의 크기가 표준보다 크게 나타나며, 응력 집중의 중심부가 하단부로 이동하지 못하고 계속해서 U자형 시일 중심부에 남아 있다. 압력의 증가에 따라 중심부의 응력 값은 작아지나 최대 응력 값의 중심은 이동치 않고 있다. 이것은 시일 중심부가 덜 파여짐으로 인해 유연성이 결여되어 실린더 외벽에 의한 영향이 응력 분포에 지배적 영향을 미치고 있다고 판단된다. 중심부의 응력 값의 크기는 유압이 증가함에 따라 시일이 벽면 쪽으로 밀착함으로써 오히려

작아지는 효과를 가져오고 있다.

Fig. 8은 우측 선단부의 R부를 표준보다 크게 하거나 작게 하였을 경우에 대한 해석 결과이다. Fig. 8의 (a),(b)는 R부가 큰 경우의 해석 결과로서 응력 집중부의 중심부 이동형태는 표준과 같았으며, 그 응력 값의 크기는 작았다. 이 경우는 응력 값의 변화가 U자 중심부 홈을 더 판 경우와 비슷한 결과를 보여주고 있다.

Fig. 8의 (c),(d)는 우측 선단부 R부를 축소하였을 때의 경우로 응력 집중의 거동은 비슷하였고 응력의 크기는 표준모델과 비슷하게 나타났다. 즉 우측 선단부의 형태는 응력의 분포에 별다른 영향을 못 미치고 있음을 알 수 있다. 그러나 중

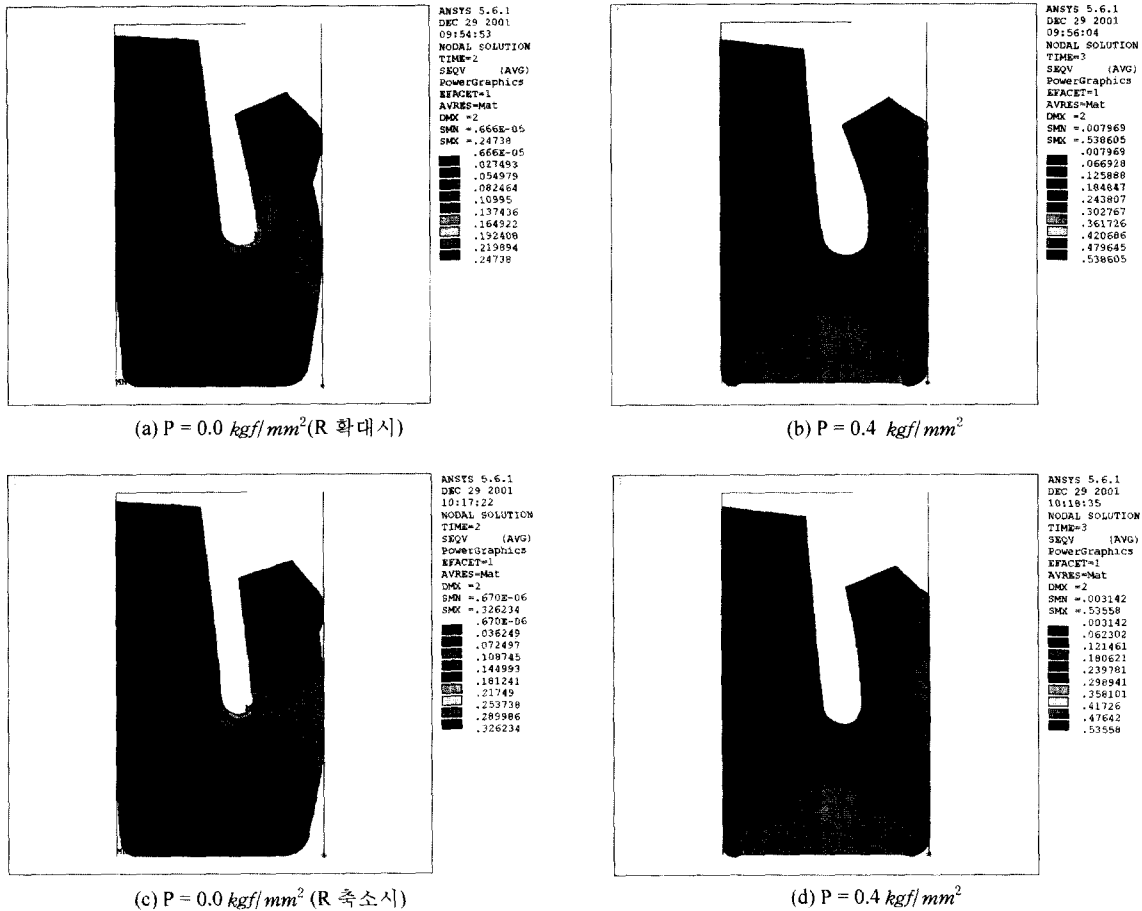


Fig. 8 Analytical results on various radii

심부의 형상은 시일의 응력 분포에 영향을 끼침을 보여준다.

4. 결론 및 고찰

자동차용 클러치 마스터실린더 내 주 컵-시일의 변형 형상 및 응력 분포를 유한요소법을 이용하여 수치적으로 해석하였다. 상용 표준 주 컵-시일의 경우 유압의 증가에 따라 변형 형상이 실린더 외벽과 내벽으로 점점 밀착됨을 보였으며, 응력 집중의 부위도 U자 중심부에서 하단부 모서리로 이동함을 알 수 있었다. 표준 모델의 부분적 형상 변경을 통하여 시일 구조물의 응력 변화에 지배적인 영향을 주고 있는 부위를 알 수 있었으

며, 시일의 형상이 응력 분포와 접촉거동에 지배적인 영향을 주고 있다는 결론을 얻을 수 있었다.

본 연구자료는 관련 부품업체에 이전하여 클러치 마스터실린더 주 컵-시일 설계시 기초자료로 활용되고 있다. 또한 본 연구 결과를 바탕으로 시일 형상의 최적 설계를 위해, 열응력과 마찰응력을 포함한 클러치 작동 사이클에 따른 시일의 동특성 해석을 추진중이다. 아울러 실험검증을 위한 시뮬레이터를 개발중이다.

참고 문헌

- 1) 양보석, "오일 시일의 밀봉성능," 한국윤활학회지, 제3권 제1호, pp.12-17, 1987.

- 2) 최준엽, 전인기, 김희준, 김청균, "U-컵 시일의 밀봉기구에 관한 유한요소해석," 한국윤활학회지, 제10권 제3호, pp.12-17, 1997.
- 3) 김청균, 전인기, "열응력을 고려한 고무 오일 시일 해석," 한국윤활학회지, 제10권 제2호, pp. 39-42, 1994.
- 4) 한승우, 김완두, 이학주, "Water Seal 특성의 전산 해석," 한국기계연구원 연구논문집, 제24책, pp. 175-188, 1994.
- 5) 이재천, 이범수, 김완두, 이학주 "클러치 마스터 실린더의 신뢰성 해석," 한국정밀공학회 춘계학술대회 논문집, pp.507-510, 1999.
- 6) Engineering Systems & Consulting Inc., Nonlinear Analysis Seminar with ANSYS 5.6, 2000.
- 7) MSC.Software Corporation, MSC. Marc Theory and User Information, Version 2000, 2000.
- 8) E. C. Fitch, I. T. Hong, Hydraulic Component Design and Selection, BarDyne, Inc., 1998.
- 9) (주)태성에스엔이, 유한요소해석 입문과 선형 해석, 도서출판 계림, 제3판, 1999.