

접촉요소(Contact Element)를 적용한 나사체결부(Thread joint)의 구조해석

구송희, 이방엽, 조원만, 이환규
국방과학연구소

요 약

로켓모타의 연소관은 구조적인 편의성 및 경량화를 위하여 도움-실린더부와 실린더-노즐부에 나사체결방법을 많이 적용하고 있는데, 나사의 골부위에 집중응력이 발생하여 인장강도를 넘는 응력이 발생하는 경우가 있다. 본 연구에서는 나사의 골부위의 응력수준을 좀 더 정확히 예측하기 위하여 나사체결시 작용하는 조립 토크에 의한 초기하중을 고려한 구조해석을 수행하였으며, 나사부위에 발생하는 응력이 항복강도를 초과하므로 정확한 해석을 위하여 탄소성해석을 수행하였다. 조립 토크에 의한 초기하중은 나사체결 멈춤부에 음(-)의 접촉 간극을 부여하여 모델링하였으며, 조립 토크의 크기는 나사체결 근접부에서 변형률을 측정하여 모사하였다. 해석결과 초기하중을 고려하여 구조해석을 수행하면 최대예상 작동압력에서 초기하중의 영향은 거의 나타나지 않았으며, 마찰계수를 감소시키면 최대응력이 감소하여 구조적 안전성이 증가할 것으로 판단된다.

1. 서론

본 연구의 나사체결 방법은 로켓모타의 구성요소인 도움, 실린더, 노즐 등에 적용하는 체결방법으로 일반적으로 사용되고 있는 볼트, 커플링 체결방법보다 조립부의 구조가 간단하여 제작이 간편하고, 연소관의 무게를 줄일 수 있는 체결방법이다. 경량화를 위하여 적용된 나사체결 방법은 조립부의 두께를 최대한 작게 설계하기 때문에 두께가 얇은 나사의 골부위에 집중응력이 발생하여 구조해석 결과 인장강도를 넘는 응력이 발생하는 경우가 자주 발생한다. 나사부를 현실적으로 해석하기 위해서 나사 형상을 모델링하여 접촉부에 접촉요소를 적용하였으며, 나사부에 발생하는 응력이 항복강도를 넘기 때문에 탄소성해석을 수행하였다.

해석 모델링과 결과분석은 HP735 워크스테이션에 설치된 PATRAN 5.0을 이용하였으며, 응력 해석은 Cray Y-MP2E/232에 설치되어 있는 구조해석 전용 프로그램 ABAQUS 5.5를 이용하였다.

나사조립부의 구조해석시 고려해야 할 중요사항은 나사 조립시 적용하는 조립토크 의한 초기하중 적용 방법, 나사 조립면의 마찰계수 선정 방법, 탄소성해석시 소성역에서 정확한 재료거동의 적용등이다.

본 연구에서는 조립토크에 의한 초기 하중을 적용하기 위하여 나사체결 멈춤부에 음(-)의 접촉간극(Fig. 1)이 되도록 모델링^[4]하여, ABAQUS code의 overclosure기능을 이용하여 구조해석을 수행하였으며, 해석시 overclosure 크기를 변화시켜 가며 나사체결 근접부에서 계산한 변형률과 조립실험시 측정된 나사체결 근접부의 변형률을 비교하여 적절한 overclosure 양을 선정하였다. 나사조립부의 마찰계수^[1]는 단조강과 단조강의 접촉시 소량의 윤활유를 도포한 경우에 정지 마찰

계수인 0.13을 적용하였다. 탄소성해석시 소성역에서의 재료거동은 실제 재료의 응력-변형을 거동이 모사되도록 multi-linear한 소성 접선계수(Fig. 2)를 적용하였다.

초기하중과 내부압력을 고려한 해석결과 초기하중의 영향은 압력이 증가하면서 감소하여 최대 예상작동압력에서는 영향이 없었으며, 최대응력은 인장강도의 98.8%이고, 마지막 나사의 골부위에 발생하였다.

2. 해석 모델

로켓모타 연소관의 형상은 Fig. 1에 나타내었다. 사용된 재료의 기계적 성질은 Table 1과 Fig. 2에 표시하였다.

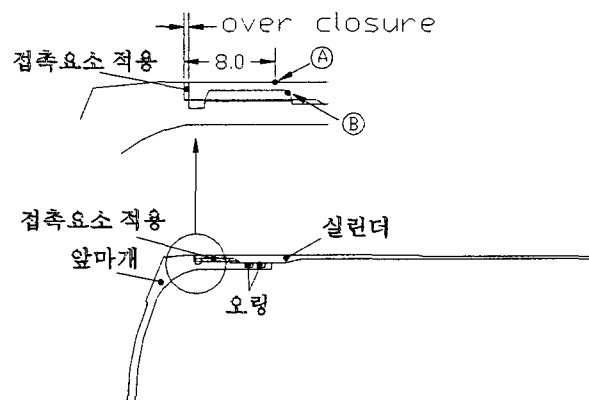


Fig. 1 Configuration of thread part of rocket motor case

Table 1. Mechanical properties

	재 료	탄성계수 kg/mm ²	포아송비	항복강도 kg/mm ²	인장강도 kg/mm ²
앞마개	AISI 4130 Steel	20390	0.3	110.8	130.4
실린더	Maraging Steel	18980	0.3	201.24	207.43

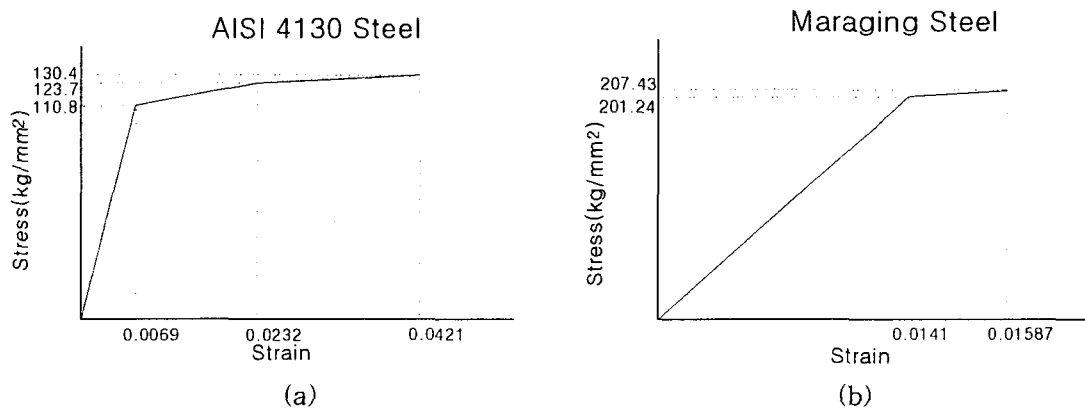


Fig. 2 Elastic-plastic stress-strain behaviour

해석 모델은 실린더 부위에 균일한 응력분포를 갖게 하기 위해 실린더를 충분히 길게 모델링하여 끝단부의 영향을 최소화하였고, 압력은 Edge pressure로 1차 O-링부까지 작용시켰다. 해석시 사용된 요소는 ABAQUS 코드에서 제공하는 축대칭 선형요소 CAX4 (Axisymmetric quadrilateral linear element)를 적용하였으며, Fig. 1의 나사부 접촉부위는 접촉요소 INTER2A (Inter element)를 적용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 초기하중에 의한 구조해석 결과

Fig. 3, 4은 조립토크에 의한 초기하중을 모사하기 위하여 조립토크에 의한 해석치와 실험치의 변화를 보여주고 있는데, 마찰계수 0.13에서 overclosure 양을 0.01~0.03mm까지 변화시켰을 때 변형률의 변화와 앞마개와 실린더를 조립할 때 조립토크를 0~100 foot-lbs까지 변화시켜가면서 나사조립부 외면(Fig. 1 ㉔)에서 원주방향과 축방향의 변형률을 측정하여 나타내었다. 실험과 해석에 의하여 얻어진 Fig. 3, 4에서 일치하는 점이 조립토크와 overclosure 양을 모사할 수 있는 값으로 판단되며, 선정된 모사값을 Table 2 표시하였다. 해석에서 얻어진 원주방향 변형률과 축방향 변형률이 실험치와 최대 4%내에서 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 2 Simulation of assembling torque in experiments by overclosure in analyses

overclosure (mm)	마찰계수	조립토크(foot-lbs)	
		원주방향	축방향
0.01	0.13	24	25
0.02	0.13	50	52
0.03	0.13	78	80

Fig. 5는 마찰계수의 변화에 따른 나사부의 응력상태를 보여주는데, 마찰계수가 증가하면 첫번째 나사부의 최대응력은 증가하지만 나머지 나사부는 반대로 응력수준이 낮아지는 것을 알 수 있다. 이 현상을 Fig. 6에서 보면 첫 번째 나사부를 제외한 나머지 나사부에서의 하중분담률(= $\frac{N-1\text{st 나사부위등가응력}}{\text{최대응력발생나사부위등가응력}}$)이 마찰계수가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있는데, 마찰계수가 작을수록 나사에 작용하는 응력이 고루게 분포되므로 나사 조립시 나사부에 윤활제를 적용하면 구조적인 안전성이 증가함을 알 수 있다.

3.2 초기하중과 압력하중이 동시에 작용할 경우 해석 결과

Fig. 7, 8은 overclosure 0.02mm, 마찰계수 0.13에서 초기하중 유무에 따른 나사부(Fig. 1 ㉔)의 원주 및 축방향 변형률을 보여 주고 있다. 실험치와 해석치는 원주방향의 경우 42.4%, 축방향의 경우는 44.4%의 오차를 보여주고 있는데, 그 이유는 변형률 측정 부위에서의 나사부 두께변화 및 실제 제품의 가공상태의 차이에 의하여 크게 나타난 것으로 판단된다. 조립토크에 의해 발생한

나사부의 초기하중은 압력하중이 증가함에 따라 감소하는데, 내부 압력이 $1.1\text{kg}/\text{mm}^2$ 이 되면 초기 하중에 의한 영향은 없어지기 시작하여, 최대 예상작동압력 $1.9\text{kg}/\text{mm}^2$ 에서 초기하중을 고려하여 내부 압력을 가한 경우와 내부압력만 작용한 경우에 변형률이 같게 나타나므로, 작동압력이 증가함에 따라 초기하중의 영향이 감소됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 마찰계수 0.13, 조립토크 51foot-lbs(overclosure=0.02mm)의 조립 조건에서 실린더 나사조립부의 등가응력분포를 보여주고 있다. 최대응력은 마지막 나사의 골부위에서 발생하며, 최대응력은 $205.0\text{kg}/\text{mm}^2$ 으로 인장강도($207.43\text{kg}/\text{mm}^2$)의 약 98.8%의 집중응력이 발생할 것으로 예측된다.

Fig. 10은 최대응력이 발생하는 마지막 나사의 골 부위(Fig.1 ㉔)에서 내부압력의 변화에 따른 등가응력분포를 보여주고 있는데, 내부압력이 $0.7\text{kg}/\text{mm}^2$ 을 넘으면 초기하중의 영향이 없어짐을 알 수 있으며, 내부 압력 $1.6\text{kg}/\text{mm}^2$ 부터 최대응력 발생부위에 소성변형이 발생되기 시작한다. 이상의 결과에서 높은 압력을 받고 있는 로켓모타 연소관은 조립 토크에 의한 초기 하중이 작동 압력에서 연소관에 구조적으로 영향을 주지 않는다고 판단되며, 로켓연소관의 이동중 풀림 방지를 위한 조립토크의 적용이 가능 할 것으로 판단된다.

Fig. 11은 최대응력이 발생하는 나사부내면에서 마찰계수의 변화에 따른 등가응력을 보여주고 있는데, 마찰계수가 증가하면 나사부의 응력수준은 낮아지지만, 마찰계수가 0.0→0.2로 증가하면 마지막 나사부에 발생하는 최대응력은 약 2.5% 감소하는데, 비록 그 값은 크지 않지만, 최대응력이 인장강도의 98.8%인 것을 감안하면 안전율이 약 2.4% 증가하므로 마찰계수를 최대한 줄이는 것이 구조 안전성 측면에서 유리할 것으로 판단된다.

Fig. 12는 마찰계수가 나사산에 미치는 영향을 좀더 관찰하기 위하여 나사부에서 발생하는 하중 분담률을 표현한 것으로, 마찰계수가 작아질수록 각 나사부의 하중분담률이 높아지는 것을 알 수 있다.

4. 결론

로켓모타 연소관에 적용한 나사체결부에 대하여 구조해석과 구조시험을 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 조립토크에 의한 초기하중은 해석시 나사머춤부의 overclosure 양으로 모사가 가능하였다.
- 2) 초기하중을 고려한 해석의 경우 마찰계수 0.13, 조립토크 51 foot-lbs에서 최대등가응력은 인장강도의 98.8%이다.
- 3) 내압이 작용하는 경우에 마찰계수가 0.2에서 0.0으로 작아지면, 최대등가응력은 약2.5% 감소하고, 나사부 하중 분담률은 증가하여 구조적 안전성은 증가한다.
- 4) 작동압력이 증가함에 따라 초기하중의 영향이 감소되며, 최대예상 작동압력에서 조립토크에 의한 초기하중의 영향은 거의 나타나지 않았다.

참고문헌

1. 小栗富士雄, 小栗達男, 표준기계설계 도표 편람, 24-14 (1991)
2. ABAQUS/standard, User's Manual, v.5.5, volume I, II
3. PATRAN User's Manual, v5.0
4. 이병채, 김영곤, 유한요소 접촉 해석법에 의한 나사체결부 설계 개선에 관한 연구
대한 기계학회논문집 제13권, 제3호, pp. 353-361, 1989

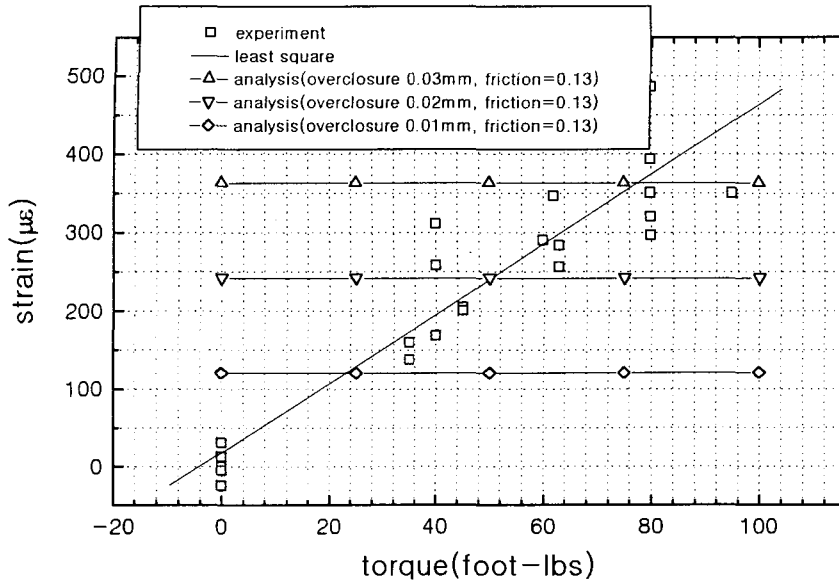


Fig. 3 Effects of various overclosures on hoop strains at friction coefficient of 0.13

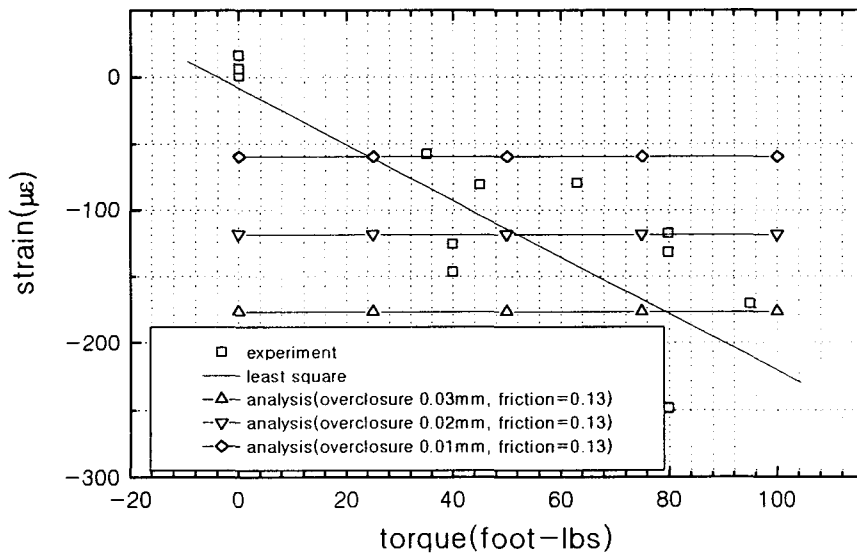


Fig. 4 Effects of various overclosures on axial strains at friction coefficient of 0.13

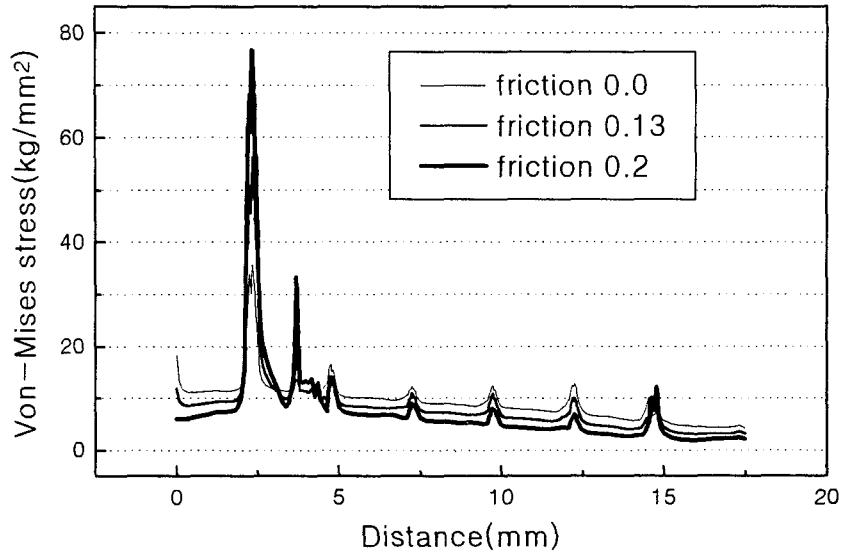


Fig. 5 Effects of friction coefficients on equivalent stress distributions at preload of thread parts (overclosure=0.02mm)

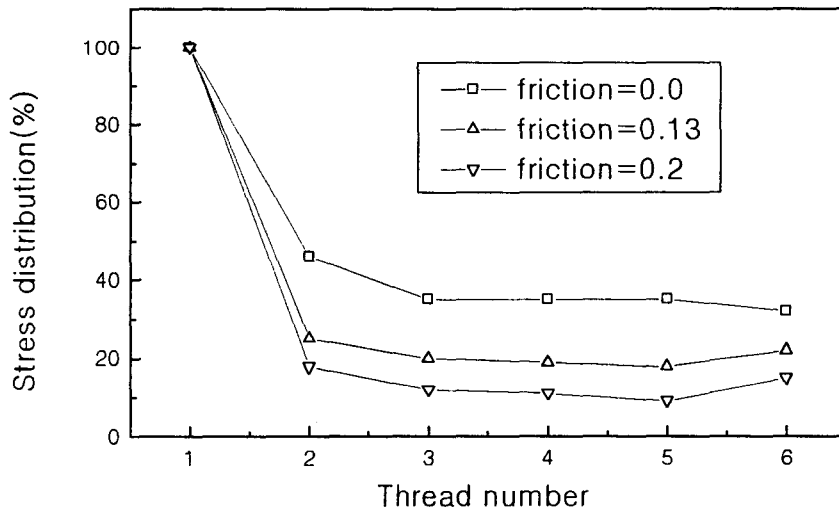


Fig. 6 Stress distributions on the threads of various friction coefficients at preload (overclosure=0.02mm)

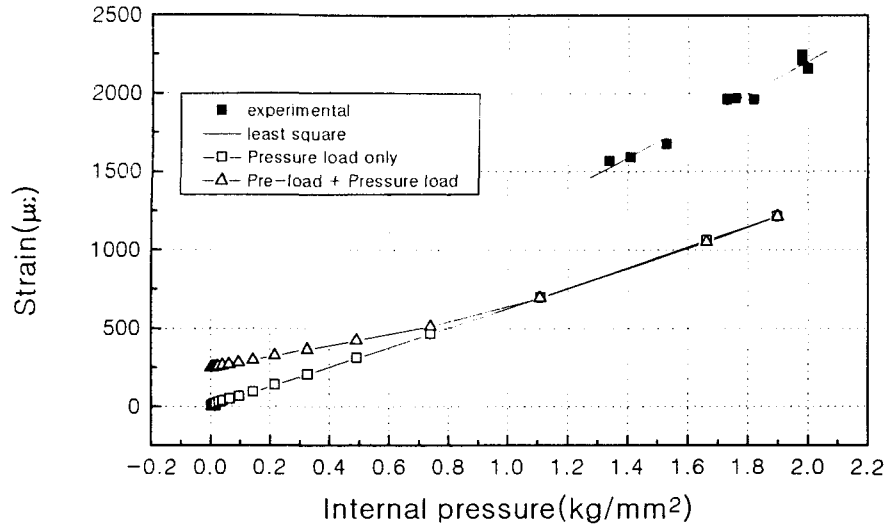


Fig. 7 Effects of loading conditions on hoop strain at outer thread part in Fig. 1 Ⓐ (overclosure=0.02mm, friction coefficient=0.13)

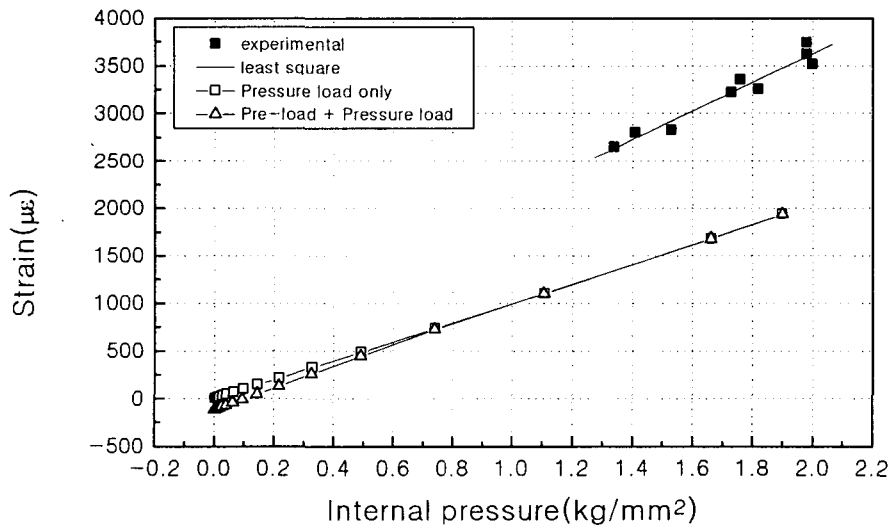


Fig. 8 Effects of loading conditions on axial strain at outer thread part in Fig. 1 Ⓐ (overclosure=0.02mm, friction coefficient=0.13)

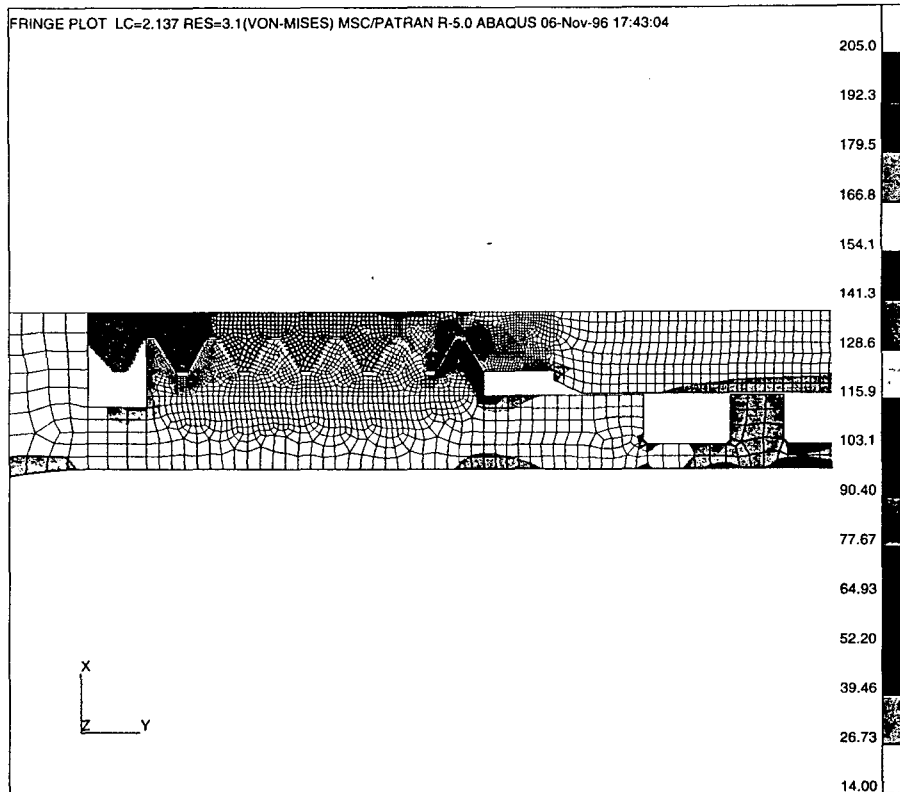


Fig. 9 Effective stress contour of thread parts in rocket motor case (friction coefficient=0.13, overclosure=0.02mm)

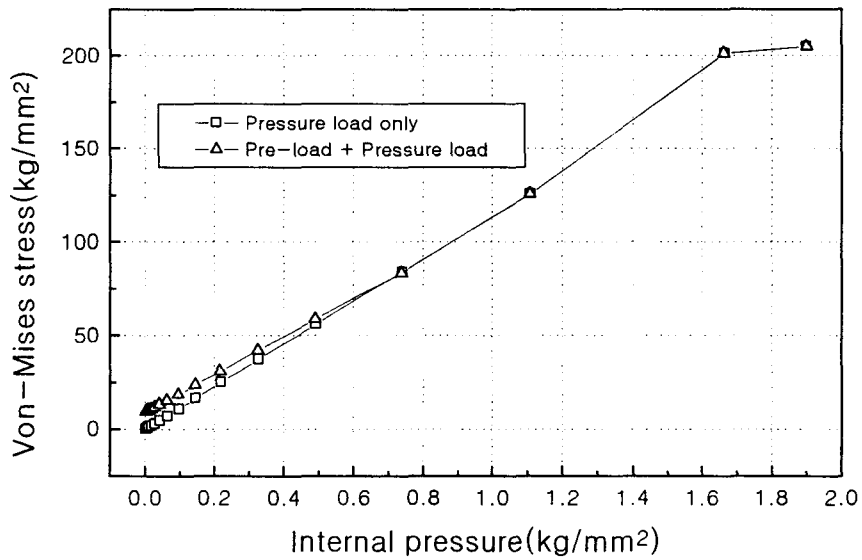


Fig. 10 Effects of loading conditions on equivalent stress at outer thread part in Fig. 1 ② (overclosure=0.02, friction coefficient=0.13)

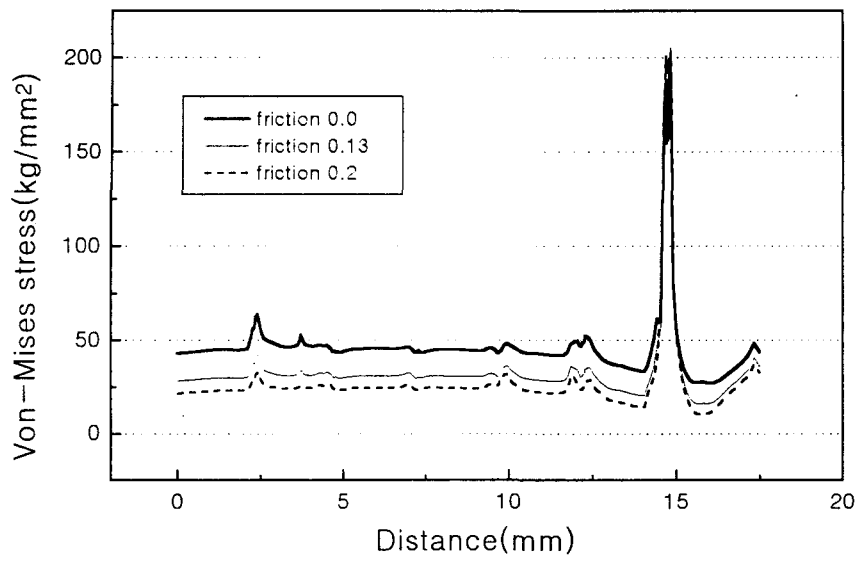


Fig. 11 Effects of friction coefficients on equivalent stress distributions on thread parts at preload and internal pressure (overclosure=0.02mm)

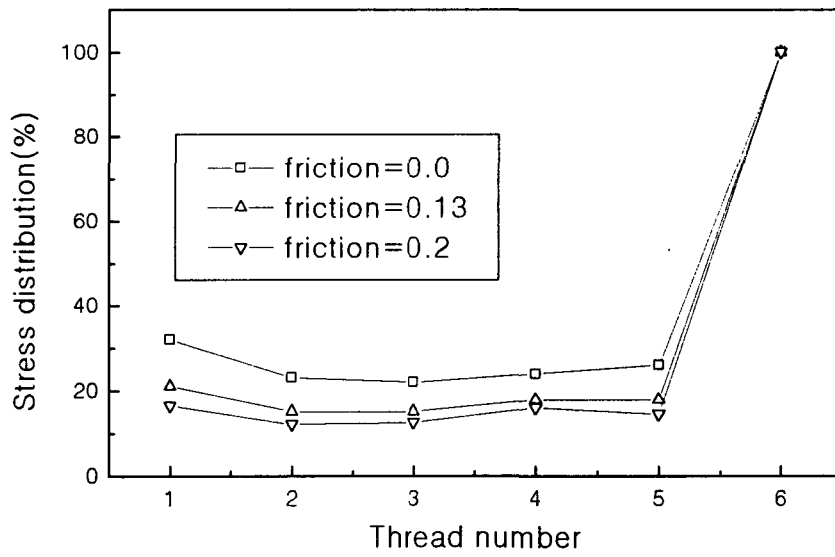


Fig. 12 Stress distributions of various friction coefficient on thread parts at preload and internal pressure (overclosure=0.02mm)