

가스발생기 뒷마개부의 열/구조 해석

구승희, 이방업, 조원만

국방과학연구소

요 약

액추에이터에 사용되는 터어보 펌프의 터어빈을 구동시키기 위한 가스발생기용 고체연료 추진기관의 뒷마개부에 대하여 열/구조 해석을 수행하였다. 가스발생기는 장시간 연소모타로써 뒷마개에는 단열이 되어 있지 않은 배출튜브가 나사로 체결되어 고온, 고압의 연소가스에 의해 뒷마개 구조물에 작용하는 열 하중이 상당히 클 것으로 판단되므로, 최적설계를 위하여 뒷마개부의 열 및 구조해석을 수행하여 열 하중의 영향을 예측하고 경량화를 위한 설계자료를 얻고자 하였다. 본 논문에서는 해석결과만을 언급하였으며 차후에 수행될 지상시험시에 해석치와 실험치를 비교한 후 좀 더 정확히 모델링을 하여 열/구조 해석 결과를 뒷마개부의 최적설계에 활용하고자 한다. 해석 결과 열하중이 연소관과의 조립부에는 거의 영향을 주지 않았으나, 열과 압력하중이 동시에 작용할 경우에 뒷마개 배출튜브의 조립부 근접한 곳에서 항복응력을 넘는 응력이 발생하여 정확한 구조 해석을 위해서는 탄소성해석을 수행하여야 할 것으로 판단된다.

1. 서 론

가스발생기는 액추에이터 작동을 위한 터어보 펌프의 터어빈을 구동시키는 장치로써 유도탄의 비행시간동안 작동하므로 장시간 연소되어야 하고 체계요구조건에 부합하는 압력과 온도제한 조건이 충족되도록 설계된다. 가스발생기는 장시간 연소를 위하여 단연소(end burning)되도록 내탄도 설계되며, 단연소 특성으로 후방점화기법이 적용되고, 연소가스를 터어빈까지 유도하기 위한 배출튜브가 설치된다. 점화장치와 배출튜브는 Fig.1과 같이 뒷마개에 설치되며 점화장치는 점화기안에 내열재를 접착하여 구조물이 열에 충분히 견디며, 뒷마개 몸체로 열이 전달되지 않도록 설계되었다. 배출튜브는 특성상 필터등이 존재하여 내부에 내열재를 접착할 수 없고, 내열재를 적용할 경우 내열재가 삭마되면 불순물이 생성되어 순수한 연소가스를 얻기 위해서는 내부에 내열재를 접착할 수 없기 때문에 배출튜브와 뒷마개의 조립부가 연소가스에 노출되어 뒷마개부에 상당한 열하중이 작용할 것으로 예상된다. 본 연구는 배출튜브의 조립부에 의해 발생하는 열하중에 의한 뒷마개의 구

조적인 안전성을 평가하고, 구조적 안전성을 보장하기 위한 내열설계 및 구조 설계자료를 도출하여 비행시험에 적용할 수 있는 최적화(경량화)된 가스발생기를 설계하기 위하여 수행하였다. 열/구조 해석 시 연소관은 내열 인슐레이션에 의해 충분히 열차단되었다고 가정하여 뒷마개부에 대해서만 열/구조 해석을 수행하였다. 뒷마개의 모델링은 배출튜브의 조립 형태에 의한 열하중의 비대칭성 때문에 180°를 3차원 모델링하였으며, 뒷마개 내부의 열하중 경계조건은 접착되어 있는 내열재를 통하여 전달되는 열이 구조물에 미치는 영향이 작다고 판단되어 단열조건을 적용하고 단지 배출튜브의 조립부를 통하여 전달된다고 가정하여 배출튜브 내면에 연소가스의 열전달을 고려한 하중 경계조건을 적용하였다. 열해석을 통하여 계산된 온도 분포와 압력하중을 동시에 작용시킨 하중조건으로 구조해석을 수행하였다. 열해석과 구조해석의 모델링과 결과 분석은 HP 735 워크스테이션에 설치된 PATRAN1.4-2를 이용하였으며, 열해석과 구조해석은 Cray Y-MP2E/232에 설치되어 있는 열/구조해석 전용 프로그램 ABAQUS 5.4를 이용하였다.

가스발생기 뒷마개부의 열해석 결과 최대온도는

590.2°C이고, 연소관과 체결되는 부분은 상온에 가까운 값을 보여 구조 설계시 조립부는 압력하중만 고려하여도 됨을 알 수 있었다. 압력하중만 작용하는 경우의 응력이 열하중만 작용하는 경우의 열응력에 비해 약 11%로 상당히 작음을 알 수 있었으며, 열하중과 압력하중이 동시에 작용할 경우에 배출튜브의 조립부 근접한 곳에서 소성역이 발생하여 탄소성해석을 수행하여야 할 것으로 판단된다. 향후에는 뒷마개부의 두께를 줄인 모델을 열/구조해석을 하여 최적 설계조건을 찾고자 한다.

2. 열해석과 구조해석

2.1 해석 모델

모델링에 사용된 요소는 3차원 선형 요소로써 8절점 6면체 요소(Brick element)이며 1032개이고, 절점수는 1692개이며, Fig.3과 같이 요소분할하였다. ABAQUS에서 사용된 열해석요소는 DC3D8이며, 구조해석요소는 C3D8R이다. 뒷마개와 배출튜브에 사용된 재료는 AISI 4140과 SUS 316이며 특히 배출튜브에 사용된 SUS 316은 내열특성이 우수한 재료로 고온, 고압 튜브로 널리 사용되고 있다. 구조재료의 열적 특성 및 기계적 특성^[1,2]은 Table 1,2에 제시하였다.

시간에 따라 온도분포를 해석하는 과도(transient) 열해석 수행시 해의 수렴을 결정하는 최소시간증분값(minimum time increment)은 식(1)과 같이 ABAQUS에서 제시하고 있는데 최소시간증분값은 요소분할의 크기에 비례하므로 해석시 요소를 너무 작게 분할하면 수렴이 좋지 않게 되며 수렴성을 높이기 위해 요소크기를 너무 크게 분할할 경우에는 해의 정확도에 영향을 주기 때문에 열해석시 적당한 요소분할은 매우 중요한 사항이다.

$$\Delta t \geq \frac{\rho c}{6k} \Delta l^2 \quad (1)$$

여기서 Δt : minimum time increment

ρ : density

c : specific heat

k : conductivity

Δl : smallest mesh size

Table 3은 열해석 및 구조 해석시 사용된 최소시간증분값, 시간증분횟수(time increments) 및 Cray의 CPU 사용 시간이다.

2.2 열해석의 경계조건

열해석시 작용하는 열전달 조건은 Fig.2와 같이 뒷마개와 배출튜브의 나사체결면에서 발생하며 연소가스의 유동에 의한 열전달계수(h)는 Bartz식(2)에 의하여 노즐목에서 강제대류 열전달계수(h_t)를 구한 후 식(2)에서 면적비로 환산하여 구한다.

$$h_t = \frac{0.023}{D_t^{0.2}} \left[\frac{C_p \mu^{0.2}}{P_r^{0.6}} \right] \left[\frac{P_c}{C^*} \right]^{0.8} \quad (2)$$

여기서 C_p : specific heat at constant pressure (J/kg.°K)

μ : exhaust gas viscosity (kg/m.s)

P_c : average chamber pressure (Pa)

D_t : throat diameter (mm)

P_r : Prandtl number

C^* : characteristic velocity (m/s)

$$h = h_t \times (A_t/A) \quad (3)$$

여기서 A_t : Cross section area at throat

A : Cross section area at any location

2.3 구조해석의 하중 및 변위 경계조건

구조해석시 작용하는 하중은 열해석에서 구한 온도분포와 Fig.2와 같이 뒷마개 내면에 작용하는 압력하중이며 압력하중은 모든 시간에 작용해야 하므로 시간의 함수로 같은 값을 적용하였다. 최소시간 증분값은 열해석에서와 마찬가지로 0.001 초를 적용하였으며 비선형해석을 수행하여 열해석에서 계산된 시각과는 다른 시각대에서 계산되었다. 연소관과의 조립부에는 축방향 변위 경계조건을 적용하고, 180° 모델링된 대칭부에는 원주방향 대칭 경계조건을 적용하였다. 온도 분포하중은 대칭적으로 작용하지 않기 때문에 정확히 대칭 경계조건을 적용할 수 없지만 대칭경계조건을 적용하여 좀 더 가혹한 조건의 해석을 수행하였다.

구조해석은 ① 압력만 작용하는 경우, ② 열하중만 작용하며 상온의 재료물성을 적용한 경우, ③ 열하중만 작용하며 온도함수의 재료물성을 적용한 경우, ④ 일정한 압력하중과 온도함수의 재료물성을 고려한 열하중을 동시에 적용한 경우의 4가지로 나누어 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 열 해석

Fig.4은 연소후 75초에서 뒷마개부의 온도분포를 보여 주는데 최대 온도는 배출튜브 내면에서 발생하고 있다. Fig.5는 Fig.2의 ㉔-㉔'로 표시된 배출튜브의 내면에서 연소관과의 조립부까지 외면에서의 시간 변화에 따른 온도 분포를 보여 주는데 각 시각에서의 최대 온도값은 SUS재료인 배출튜브의 내면에서 나타나며, 뒷마개부의 최대온도는 배출튜브와의 조립부에서 발생한다. 연소시간 75초에서 배출튜브의 온도가 600-900°C로서 항복강도가 76-23% 감소한다. 뒷마개의 최대 온도값을 연소시간에 따라 표현한 Fig.6에서 보면 75초에서 최대 590.2°C를 보여 항복강도가 23%로 감소하며 온도구배로 보아 상당한 열응력이 발생할 것으로 보인다. 뒷마개부의 온도 변화는 Fig.5에서 알 수 있듯이 연소관과의 체결부로 갈수록 온도가 급격하게 감소하여 75초에서 34.8°C로 상온을 보이고 있기 때문에 설계시에 체결부는 열하중을 고려하지 않은 내부 압력에 의한 응력과 체결부의 변위를 기준으로 설계를 수행하여도 타당함을 알 수 있으며, 재료 물성이 급격히 떨어지는 300°C 이상의 부분은 배출튜브 조립부에서 약 20mm 떨어진 곳까지 형성되므로 구조 설계시 열하중을 고려한 설계가 필요할 것으로 판단된다.

3.2 구조 해석

Fig.7은 Fig.2의 ㉔-㉔'에서 하중조건에 따른 뒷마개의 등가응력분포를 보여 주고 있다. 압력하중만 작용시킨 경우 최대응력이 3.8kg/mm²로 항복강도에 대해 안전계수가 25이며 온도영향이 적은 부분의 구조물 두께를 대폭 감소시킬 수 있다고 판단된다. 압력하중을 고려하지 않고 열하중만 작용하는 경우 최대응력이 58.3 kg/mm²이며, 온도함수의 탄성계수를 적용한 경우 최대응력이 36.3kg/mm²으로 상온의 탄성계수를 적용한 경우의 약 62.3%로 상당히 작게 나타났는데 이는 온도변화에 따른 물성치의 감소로 발생하는 현상으로 판단되며, 600°C에서 항복강도가 21.7kg/mm²이므로 최대응력 발생부위에서 10mm정도 떨어진 곳까지 소성역이 발생할 것으로 예상되어 탄소성 해석을 통한 정확한 해석을 수행한 후 안전율을 계산하여야 할 것이다. 열하중과 압력하중에 의한 응력을 비교하면 최대응력이 발생하는 위치는

다르지만 압력하중에 의한 최대응력이 온도함수의 탄성계수 적용시 열응력의 10.5%정도로 아주 작게 나타났다. 압력하중과 열하중이 동시에 작용할 경우에 응력 분포는 뒷마개의 도움부에서는 열하중만이 작용할 경우보다 1.2 - 1.4kg/mm² 작게 나타나지만 필렛부에서는 열하중에 의한 응력수준이 낮기 때문에 압력하중에 의한 영향이 커지므로 더 크게 나타났으나 그 영향은 최대응력치와 비교하여 상당히 작다.

Fig.8은 열하중과 압력하중이 동시에 작용할 경우에 연소시간에 대한 최대응력의 변화를 보여 주고 있는데 연소초기부터 급격히 응력이 증가하여 22초에서 최대응력을 발생시키는데 그 값은 34.6kg/mm² 로써 연소말기인 75초에 비하여 9% 큰 응력값을 보인다. 이런 현상은 Fig.6에서 약 22초때의 온도구배가 가장 크므로 온도차에 의해 발생하는 열 응력이 가장 크게 나타난 것이다.

Fig.9는 최대 온도구배가 발생하는 22초에서 뒷마개 전체의 열하중에 의한 등가응력분포를 보여 주는데 최대응력이 발생하는 위치는 배출튜브와의 조립부 내부이며 뒷마개와 연소관의 체결부는 6.6 kg/mm²으로 열응력이 상당히 작았다.

Fig.10은 압력하중만이 작용할 경우의 등가응력 분포를 보여 주는데 최대응력은 4.2kg/mm²로써 뒷마개 내부의 필렛부에 작용한다.

열해석시 경계조건으로 적용한 열전달 계수와 외부접촉면에 적용된 단열경계조건은 실제보다 가혹한 조건으로 설정되었으며, 열응력해석에 적용된 대칭경계조건도 변형이 예상되는 원주방향의 변형을 구속하므로써 가혹한 조건으로 적용되어 수치해석으로 계산된 최대 응력은 실제보다 높게 평가된 것으로 판단되므로 계산된 최대응력값이 극한강도에 대한 안전율을 갖지 못하였다. 차후 실험에서 얻어진 온도 측정 결과와 변형을 측정 결과를 검토하여 개선된 열전달계수를 적용하고 탄소성해석을 통하여 더 정확한 구조해석을 수행하여 비행시험용으로 적용할 뒷마개의 설계시 응력값이 낮은 부위의 두께를 대폭 줄이고 응력 집중부위는 보강하므로써 보다 최적화시킬수 있으리라 판단된다.

4. 결론

가스발생기의 뒷마개에 대하여 열해석과 구조해석을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 압력하중은 열하중시 발생하는 최대응력의 10.5%로 뒷마개부의 응력은 열하중의 영향이 압력하중의 영향보다 상당히 크다.
- 2) 열하중에 의한 최대응력은 온도구배가 가장 큰 22초에서 발생한다.
- 3) 뒷마개부와 배출튜브와의 체결부에서 약 10mm부까지 소성변형이 예상된다.
- 4) 연소관과의 체결부는 열하중과 압력하중에 의한 응력이 매우 낮아 두께를 대폭 줄일 수 있다.
- 5) 열응력으로 발생된 소성역의 응력상태를 정확히 예측하기 위해서는 탄소성해석이 필요하다.
- 6) 정확한 열해석을 위해서는 좀 더 정확한 열전달계수가 필요하다.

5. 앞으로 연구 방향

- 1) 소성역에서의 탄소성해석 수행.
- 2) 지상시험시 뒷마개 주요부의 온도를 측정하여 개선된 열전달계수(h) 도출.
- 3) 개선된 열전달계수(h)를 적용한 열/구조해석을 수행하여 경량화된 뒷마개의 구조 설계.

참고문헌

1. MIL-HDBK-5F VOL 2, Nov. 1990
2. 이성규, 손유홍, 김학모, 박철, 구용권, 특수강, 한국 종합특수강 주식회사
3. ABAQUS/standard, User's Manual, v.5.3, volume I, II
4. PATRAN User's Manual, v1.3-2

Table 1. Thermal properties of AISI 4140 and SUS 316 steel

온도 (°C)	밀도 (kg/m ³)		열전도 계수 (W/m.K)		열팽창 계수×10 ⁻⁶ (mm/mm.°C)		비열 (J/kg.K)
	AISI 4140	SUS 316	AISI 4140	SUS 316	AISI 4140	SUS 316	
0			43.1	16.1	6.4	7.6	481.5
25			43.1	16.1	6.4	7.6	481.5
93			43.1	16.1	6.7	7.6	489.1
204			42.2	17.5	7.2	8.5	501.5
316			40.5	18.7	7.5	8.9	558.2
427	7833.4	7971.8	38.8	20.1	7.7	9.1	614.4
537			35.7	21.5	7.9	9.4	670.0
699			31.2	21.5	8.2	9.7	752.0
716			30.3	21.5	7.9	9.4	793.2
799			26.0	21.5	6.6	7.8	1587.7
960			27.0	21.5	7.8	7.8	584.4

Table 2. Mechanical properties of AISI 4140 and SUS 316 steel

온도 (°C)	탄성계수 (Kg/mm ²)		포아송비		항복강도 (Kg/mm ²)		인장강도 (Kg/mm ²)	
	AISI 4140	SUS 316	AISI 4140	SUS 316	AISI 4140	SUS 316	AISI 4140	SUS 316
25	20431	16344			96.0	23.9	114.0	58.0
238	19613	15691			82.1	21.4	106.2	51.9
407	16344	13075			64.6	20.8	88.8	50.5
473	16998	13598			51.4	20.3	73.0	49.4
538	14572	11657	0.29	0.29	36.2	19.2	54.4	46.8
600	12258	9806			21.7	18.2	36.6	44.3
649	-	9272			-	16.4	-	39.7
816	-	7452			-	7.8	-	19.0
900	-	6537			-	5.4	-	13.1

Table 3. Parameters of analysis

	최소시간 증분값	시간증분(회) (time increments)	CPU사용 시간(sec)
과도열해석	0.001	64	496.9
열응력해석	0.001	27	672.2

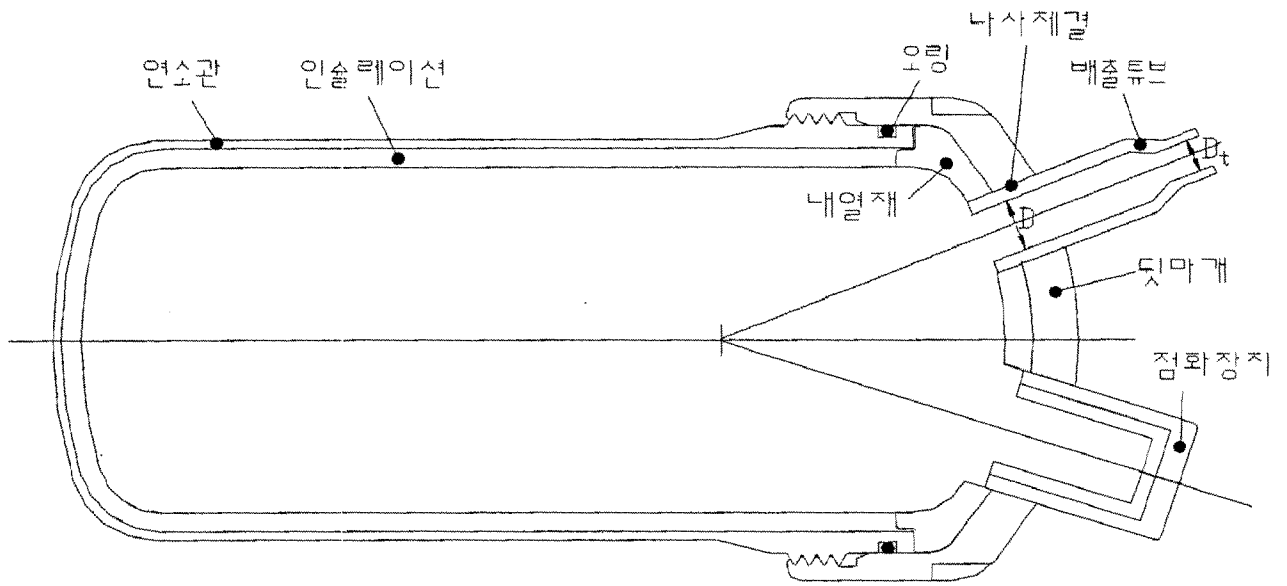


Fig. 1 Configuration of gas generator

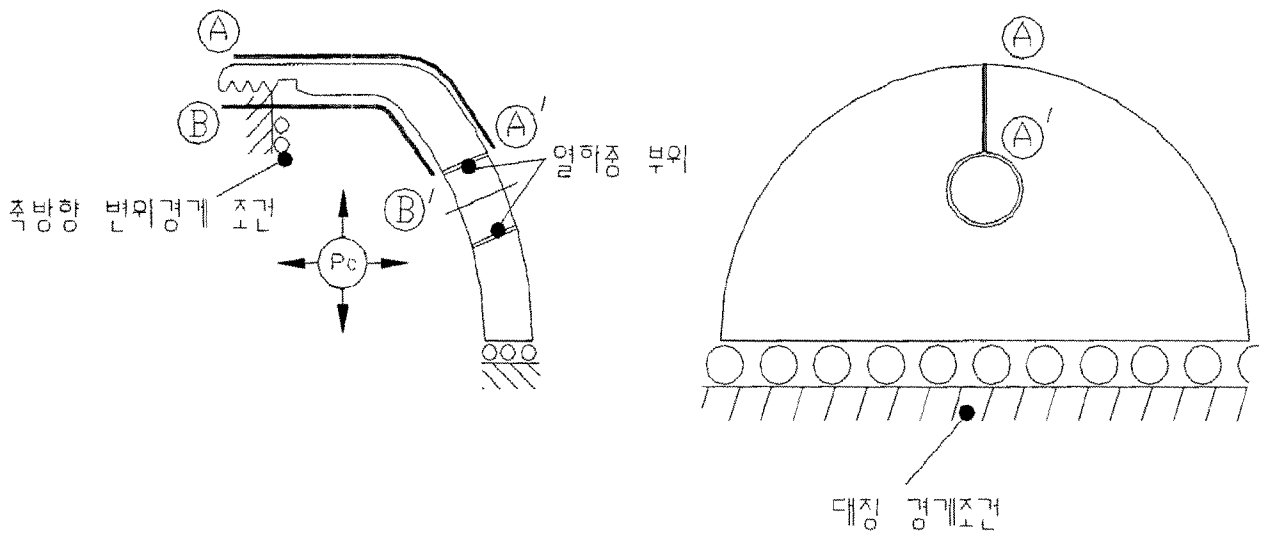


Fig.2 Load and displacement boundary conditions

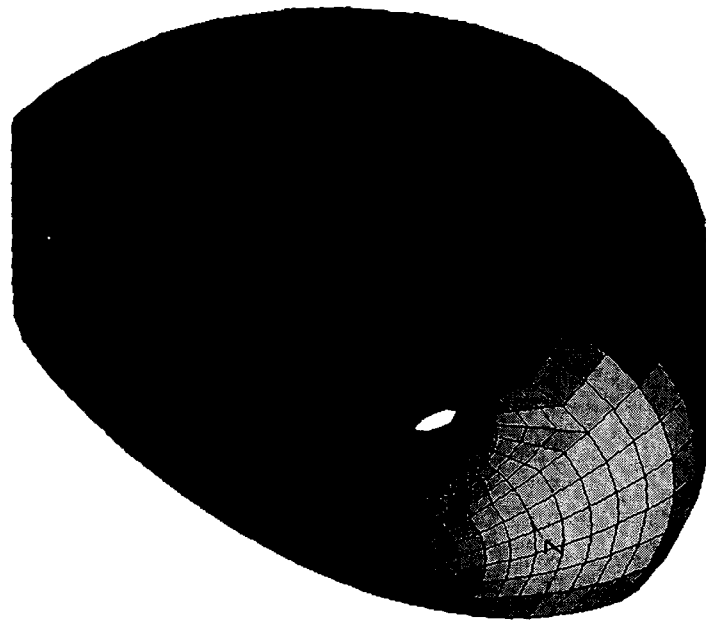


Fig. 3 Configuration of mesh generation for closure

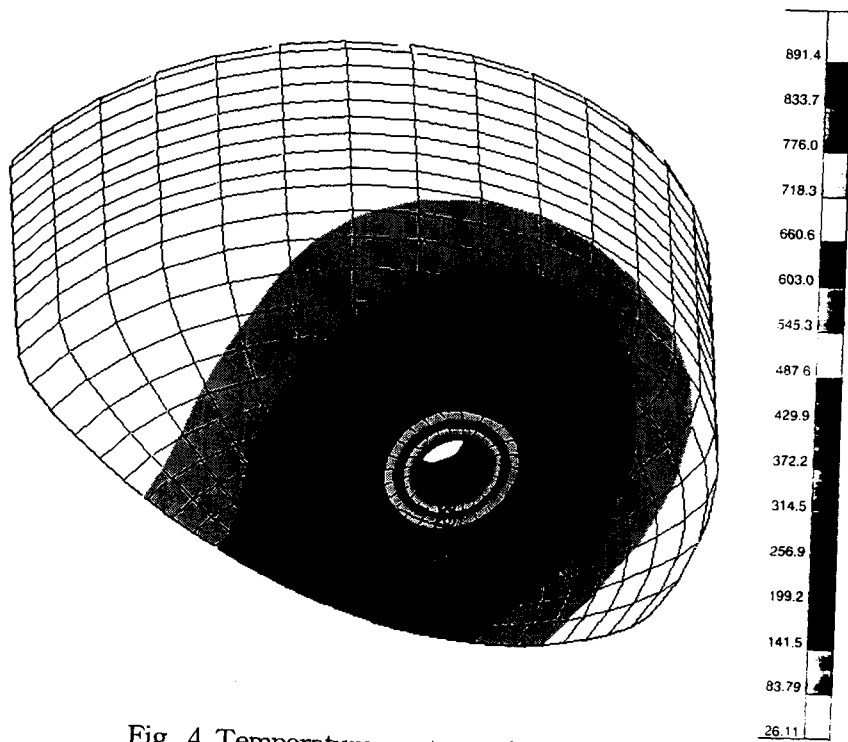


Fig. 4 Temperature contour of closure at 75 sec

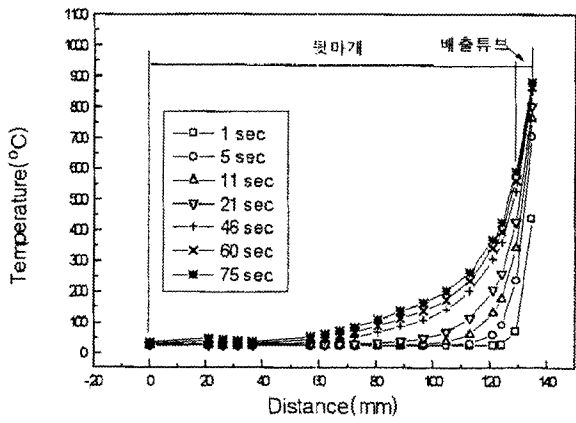


Fig. 5 Temperature distributions along A-A' in fig.2 for several time steps

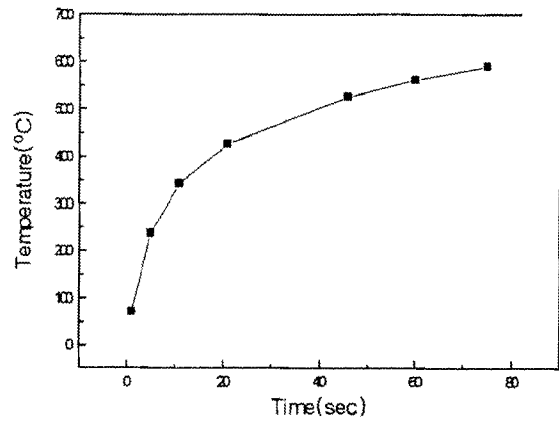


Fig. 6 Max. Temperature variations of closure during combustion

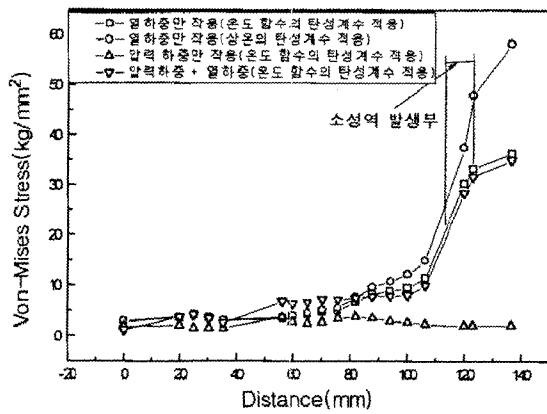


Fig. 7 Distribution of equivalent stress for various load conditions along A-A' in fig.2 at 75 sec

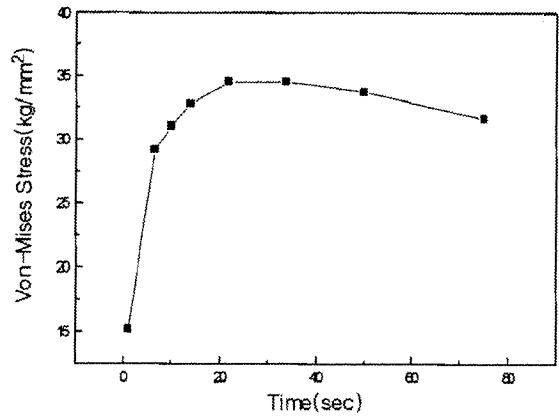


Fig. 8 Max. equivalent stress variations of closure during combustion

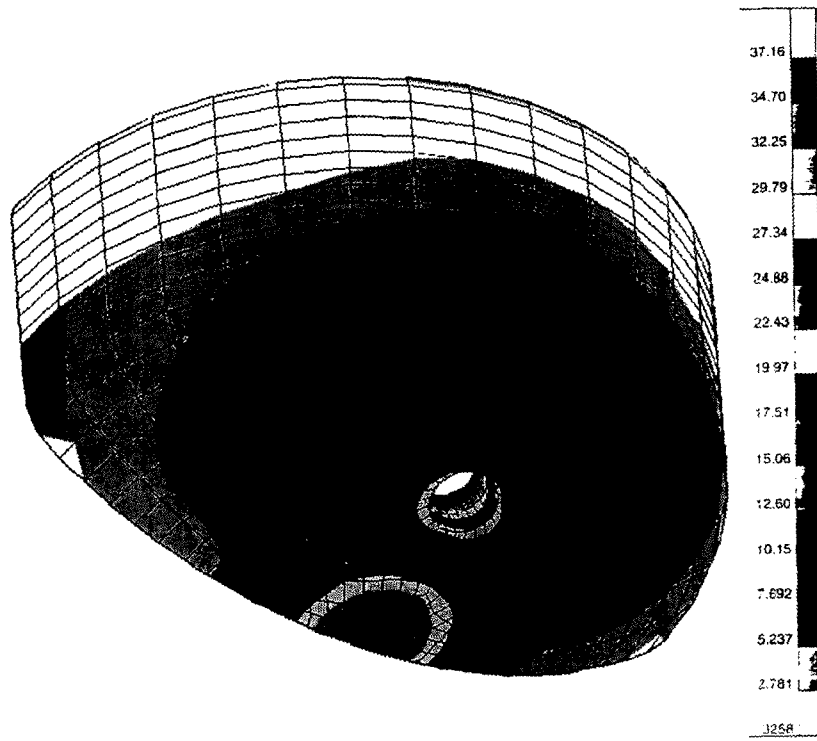


Fig. 9 Thermal stress contour of closure at 22 sec

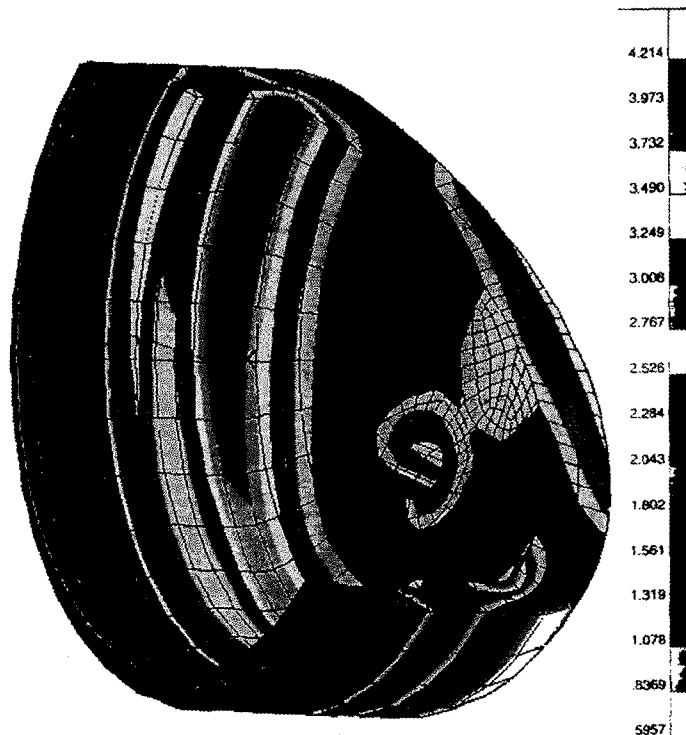


Fig. 10 Mechanical stress contour of closure