

재료 비선형 유한요소해석을 이용한 탄지지대의 구조특성 평가

윤성호* (금오공대 기계공학과)

황태경, 정발 (국방과학연구소)

1. 서론

방공유도 무기체계에 적용되는 탄지지대는 발사관 내에 저장된 유도탄의 원주방향을 따라 설치되어 발사관 내에 저장된 유도탄을 지지할 뿐 아니라 발사관을 이탈하는 유도탄의 초기탄도를 유지시켜 주는 역할을 한다. 이러한 탄지지대가 충분한 기능을 발휘하도록 하기 위해서는 다음과 같은 설계조건들이 고려되어야 한다. 첫째, 유도탄의 수송시 가해지는 진동하중과 충격하중을 견딜 수 있는 구조적 강도를 가져야 한다. 둘째, 발사관을 이탈하는 유도탄의 진행경로에서 충분히 벗어나 유도탄의 날개와 충돌하지 않아야 한다. 셋째, 발사관과의 마찰계수가 작아 유도탄의 진행에 악영향을 주지 않아야 한다. 넷째, 제작시 치수 안정성 등의 제작성이 고려되어야 한다.

기존의 방공유도 무기체계에 적용되고 있는 탄지지대는 분리방법에 따라 크게 2가지로 구분된다. 첫째, 그림 1(a)와 같이 공기역학적인 형상을 가지고 있어 발사관을 이탈하는 순간 공기력에 의해 유도탄에서 분리되도록 하는 방법이다. 이러한 탄지지대를 개발하기 위해서는 분산효율을 극대화할 수 있는 공기역학적인 최적 형상의 결정이 결정되어야 하며 탄지지대의 중량을 최소화할 수 있는 제작공법에 대한 연구가 필요하다. 둘째, 그림 1(b)와 같이 탄지지대와 유도탄 사이에 스프링을 끼워 넣어 유도탄이 발사관을 이탈하는 순간 스

프링에 의한 외력으로 탄지지대를 유도탄에서 분리시키는 방법이다. 이러한 탄지지대를 개발하기 위해서는 분산효율을 극대화할 수 있는 적절한 스프링 강성과 스프링 장착위치가 결정되어야 하며 탄지지대의 중량을 최소화할 수 있는 제작공법에 대한 연구가 요구된다.

본 연구에서 고려하고자 하는 탄지지대는 하단부에 분산성능의 향상을 위한 스프링 장착 구멍과 무게감소를 위한 구멍들이 형성되어 이론적인 방법으로는 하중지지능력을 정량적으로 평가하기 어려우며 탄지지대의 형상을 변경하는 경우에도 형상변경이 구조성능에 미치는 영향을 정확하게 판단하기 어렵다.

본 연구에서는 유리섬유가 보강된 나일론 66로 제작된 탄지지대에 대해 실험적인 방법과 재료 비선형 해석을 통해 얻은 결과들을 비교함으로써 설계/해석/제작/시험평가의 반복시간을 최소화하고 구조성능을 정확하게 예측하고자 하였다. 이를 위해 탄지지대의 재료특성 및 제작방법을 간단히 살펴 보았으며 실험적인 방법을 통해 하중지지능력을 평가하였다. 또한 입체모형화를 통해 탄지지대의 기하학적 특성을 조사하였으며 재료 비선형해석을 수행함으로써 재료 비선형해석의 필요성을 조사하였다. 마지막으로 최대 변형률에너지 파단이론을 적용한 구조성능의 예측기법을 제시하였다.

2. 탄지지대의 재료특성 및 제작방법

탄지지대의 재료는 유리섬유가 33% 보강된 나일론 66으로서 Dupont사의 Zytel 80G-33L을 사용하였다. 그림 2에는 사용재료의 전형적인 응력-변형률 선도가 나타나 있다. 이는 ASTM D638-91a의 인장시험 규정[1]에 따라 수행된 시험결과로서 응력-변형률 선도는 초기의 선형부를 제외하면 넓은 영역에 걸쳐 비교적 큰 재료 비선형성을 나타낸다. 이때 선도의 초기 선형부에서 평가된 인장강성과 포와송비는 각각 621.6 kgf/mm^2 과 0.41이고 인장강도는 9.76 kgf/mm^2 , 파단변형률은 6.2%이다. 표 1에는 유리섬유가 보강된 나일론 66의 재료상수들이 나타나 있다.

탄지지대의 제작과정은 크게 (i) 금형 준비단계, (ii) 사출기 정비단계, (iii) 사출성형단계, (iv) 가공 및 편 조립단계, (v) 검사단계로 구분된다. 특히 사출성형의 세부적인 내용은 다음과 같다.

(1) 펠렛(Pellet) 형태로 된 소재를 80℃에서 5시간 동안 건조시킨 다음 후퍼에 투입한다. 투입된 원료는 고온에서 용융되어 규정된 형상으로 가공되어 있는 금형에 고압으로 주입된다. 이와 같은 과정은 매 사이클마다 자동적으로 이루어진다.

(2) 규정된 사출성형조건을 적용하여 성형한다. 이때 사용된 사출기의 용량은 10온스로서 규정된 성형조건은 다음과 같다.

- 실린더 온도 : 260~270℃
- 금형온도 : 80℃
- 사출압력(1차/2차) : 90/120 kgf/mm^2
- 형체압력 : 150 kgf/mm^2
- 사출시간 : 20초

3. 압축성능시험

본 연구에서 고려된 탄지지대는 그림 3에 나타나 있다. A형 탄지지대는 성형후 외면을 가공하지 않은 상태이며 B형 탄지지대는 외면

을 규정된 치수로 가공을 한 것이다.

그림 4에는 탄지지대의 압축성능시험에 적용한 하중장치와 시험치구가 나타나 있다. 압축성능시험은 탄지지대의 아랫면과 동일한 곡률을 가진 시험치구 위에 탄지지대를 올려 놓고 탄지지대의 윗면과 동일한 곡률을 가진 시험치구로 하중을 작용한다. 하중장치는 Instron 1125로서 2mm/min의 변위제어상태로 하중을 작용하였으며 x-y 기록계를 이용하여 하중-변위 선도를 기록하였다.

표 2에는 A형과 B형의 탄지지대에 대한 압축성능시험의 결과들이 나타나 있다. 여기에서 보면 A형 탄지지대에 대한 최대하중의 평균은 7320kgf, 분산은 217.8kgf이며 B형 탄지지대에 대한 최대하중의 평균은 2443kgf, 분산은 57.6kgf이다. 이들 탄지지대를 절단하여 단면을 관찰하면 내부에 형성된 기포 등은 없으며, 시험결과와 분산 정도도 비교적 낮아 성형상태는 양호함을 알 수 있다.

4. 입체모형화 및 유한요소 구조해석

입체모형화에는 IDEAS Solid Modeling을 적용하였으며 유한요소 구조해석에는 IDEAS Finite Element Modeling과 ANSYS를 사용하였다. 이때 IDEAS Solid Modeling[2]은 탄지지대의 기하학적 특성 - 표면적, 체적, 무게, 무게중심, 관성모멘트 - 등에 관한 정보를 제시해 주며, IDEAS Finite Element Modeling[3]은 비교적 간단한 절차에 의해 3차원 유한요소 모델링과 해석결과와 도식화가 가능하고 ANSYS[4]를 이용하면 재료 비선형 해석이 가능하여 탄지지대의 구조성능을 판단하는 정보를 얻을 수 있다.

표 3에는 IDEAS Solid Modeling을 이용해 얻은 A형 탄지지대와 B형 탄지지대의 기하학적 특성에 관한 정보들이 나타나 있다. 여기에서 보면 A형 탄지지대의 체적은 188646.8 mm^3 으로 비중이 1.33인 경우를 고려하면 무

게는 250.9g이고 무게중심은 탄지지대의 하단 중앙부를 기점으로 y축 방향을 따라 16.9mm 떨어진 지점에 있다. 관성모멘트는 무게중심에 대해 I_{xx} 가 121.0kg-mm²이고, I_{yy} 가 300.8kg-mm²이며, I_{zz} 는 298.7kg-mm²이다. B형 탄지지대의 체적은 149808.5mm³이며 무게는 199.2g이고, 무게중심은 탄지지대의 하단 중앙부를 기점으로 y축 방향을 따라 13.1mm 떨어진 지점에 있다. 관성모멘트는 무게중심에 대해 I_{xx} 가 85.5kg-mm²이고, I_{yy} 가 244.3kg-mm²이며, I_{zz} 는 229.7kg-mm²이다. 특히 이와 같은 무게에 대한 정보를 이용하면 탄지지대의 성형시 존재할 가능성이 있는 기포의 형성 여부와 치수안정성 여부를 간접적으로 판단할 수 있으며, 무게중심과 관성모멘트에 관한 정보를 이용하면 탄지지대의 분리 성능을 결정할 수 있다.

탄지지대의 구조해석에는 기하학적 대칭성을 고려하여 전체의 1/4만을 고려하였으며 유한요소 모델링에는 1174개의 3-D Isoparametric Solid Element와 1739개의 절점을 사용하였다. 하중은 탄지지대의 윗면에 압축성능시험을 통해 평가된 압축하중 7320kgf를 IDEAS Finite Element Modeling에서 제공하는 Data Surface 기법을 이용하여 탄지지대의 윗면에 존재하는 각 절점에서의 유효절점 하중으로 변환시켰다. 경계조건은 탄지지대의 기하학적 대칭성을 고려하여 대칭면에서의 수직방향 변위를 구속시켰으며 압축치구와 접하는 탄지지대의 하단부는 반경방향의 변위를 구속시켰다.

그림 5에는 선형해석을 통해 얻는 A형 탄지지대의 변형, 수직응력, 최대주응력 등의 등응력선도들이 나타나 있다. 하중은 압축성능시험에서 평가된 파단하중인 7320kgf를 작용시켰다. 여기에서 보면 탄지지대에 하중이 작용된 경우 탄지지대의 중앙하단부에는 최대변형이 발생하며 최대값은 0.79mm이다. 탄지지대의 중앙하단부에 형성된 인장응력은 탄지지대

의 파손에 가장 큰 영향을 미치는 응력성분으로 중앙하단 외면부의 구멍부위에는 21.15 kgf/mm²의 최대인장응력과 21.24 kgf/mm²의 최대주응력이 발생되고 중앙하단 내면부의 구멍부위에는 19.11 kgf/mm²의 최대인장응력과 19.38 kgf/mm²의 최대주응력이 발생된다. 이와 같이 탄지지대의 파단이 예상되는 부위에 발생된 최대인장응력과 최대주응력의 크기는 서로 유사하여 탄지지대에 발생된 다른 응력 성분들은 수직응력에 비해 미소함을 알 수 있다.

그림 6에는 재료 비선형해석을 통해 얻는 A형 탄지지대의 변형, 수직응력, 최대주응력 등의 등응력선도들이 나타나 있다. 사용재료의 재료 비선형성은 인장시험을 통해 얻은 응력-변형률 선도를 적용하였으며 하중은 압축성능시험에서 평가된 파단하중인 7320kgf를 작용시켰다. 여기에서 보면 탄지지대에 하중이 작용된 경우 선형해석에서와 마찬가지로 탄지지대의 중앙하단부에서 최대변형이 발생하고 이때 최대값은 1.28mm로서 선형해석에 비해 62% 정도 더 크게 나타난다. 탄지지대의 중앙하단 외면부의 구멍부위에는 9.84kgf/mm²의 최대인장응력과 10.00kgf/mm²의 최대주응력이 발생되며 중앙하단 내면부의 구멍부위에는 12.04 kgf/mm²의 최대인장응력과 12.36 kgf/mm²의 최대주응력이 발생된다.

5. 탄지지대의 구조성능 예측

압축성능시험에서 평가된 파단하중을 작용시켜 얻은 선형해석과 재료 비선형해석의 결과들을 최대 변형률에너지 파단이론에 적용하여 탄지지대의 구조성능을 예측하였다. 최대 변형률에너지 파단이론에 따르면 단위체적당 발생된 변형률에너지가 사용재료의 임계변형률에너지에 도달하면 구조물의 파단이 발생한다 [5]. 이때 단위체적당 변형률에너지는 등가응력의 제곱에 비례하고 임계변형률에너지는 파

단강도의 제공에 비례한다. 따라서 최대 변형률에너지 파단이론을 응력의 관점에서 달리 표현하면 식(5.1)과 같은 등가응력과 식(5.2)와 같은 사용재료의 파단강도를 서로 비교하면 된다.

$$2\sigma_{eq}^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (5.1)$$

$$2\sigma_u^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (5.2)$$

이때 σ_{eq} 는 등가응력, σ_u 는 파단강도, 그리고 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 는 주응력성분으로 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ 라고 가정한다.

그림 7와 그림 8에는 각각 선형해석과 재료 비선형해석을 통해 얻은 두께방향을 따라 탄지지대의 중앙부(x=0)에 발생된 등가응력의 분포가 나타나 있다. 여기에서 보면 재료 비선형성을 나타내는 탄지지대의 경우 선형해석의 결과는 응력-변형률 선도의 초기 직선부의 과도한 강성이 사용재료의 강성으로 적용되어 재료 비선형해석의 결과와는 차이가 난다. 이때 선형해석에 의해 구한 탄지지대의 중앙하단 외면부에 존재하는 구멍부위의 최대 등가 응력은 20.68 kgf/mm², 중앙하단 내면부에 존재하는 구멍부위의 최대등가응력은 19.27 kgf/mm²이며, 재료 비선형해석에 의해 구한 탄지지대의 중앙하단 외면부에 존재하는 구멍부위의 최대등가응력은 10.07 kgf/mm², 중앙하단 내면부에 존재하는 구멍부위의 최대 등가응력은 9.91 kgf/mm²이다. 따라서 이들 해석의 결과로 판단하면 탄지지대 중앙하단 외면부의 구멍부위에 발생된 최대등가응력은 중앙하단 내면부의 구멍부위에 발생된 최대 등가응력보다 높게 나타나며 파단은 중앙하단 외면부의 구멍부위에서 먼저 발생할 가능성이 높다. 또한 재료 비선형해석에 의한 최대등가 응력과 파단판정의 기준인 파단강도와의 차이도 3% 정도로 재료 비선형성을 나타내는 탄

지지대의 구조성능을 정확하게 평가하기 위해서는 재료 비선형해석이 수행되어야 함을 알 수 있다.

6. 결론

탄지지대의 구조성능을 예측하기 위해 수행된 본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, A형 탄지지대에 대한 최대압축하중의 평균값은 7320kgf이고 B형 탄지지대에 대한 최대압축하중의 평균값은 2443kgf이다. 이들 탄지지대를 절단하여 관찰해 보면 내부에 형성된 기포는 관찰되지 않으며 이로 미루어 판단하면 사출성형시 탄지지대의 내부에는 유리 섬유들이 비교적 균일하게 분포되어 있다.

둘째, 비교적 큰 재료 비선형성을 나타내는 유리섬유 충전재가 보강된 탄지지대의 기계적 거동을 정확하게 예측하기 위해서는 응력-변형률 선도의 전체를 고려한 재료 비선형해석이 수행되어야 하며 이들 결과들을 최대 변형률에너지 파단이론에 적용하면 구조물의 성능을 정확하게 평가할 수 있다.

참고문헌

1. ASTM Standard D638-91a, "Standard Test Method of Tensile Properties of Plastic (Metric)," Annual Book of ASTM Standards, Vol. 08.01, 1992.
2. IDEAS Solid Modeling User's Guide, Structural Dynamics Research Corporation, 1990.
3. IDEAS Finite Element Modeling User's Guide, Structural Dynamics Research Corporation, 1990.
4. DeSalvo, G.J. and Gorman, R.W., Ansys Engineering Analysis System User's Manual for Ansys Revision 4.4,

Swanson Analysis System, Inc.,
Houston, PA., 1989.

- Ugural, A.C. and Fenster, S.K.,
Advanced Strength and Applied
Elasticity, Elsevier, New York, 1981.

Table 1. Material properties for this study.

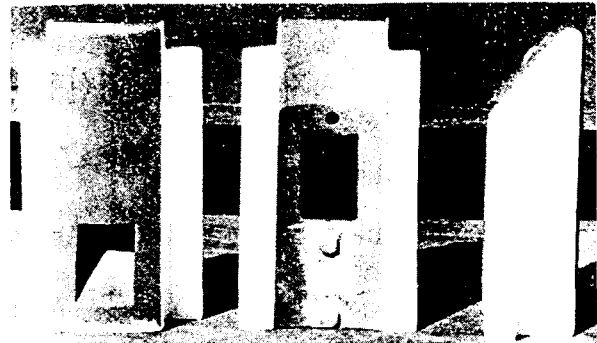
Type	Unit	Value
Density	kg/mm ³	1.33 × 10 ⁻⁶
Tensile modulus	kgf/mm ²	621.6
Poisson's ratio	-	0.41
Failure strain	%	6.2
Tensile strength	kgf/mm ²	9.76
Flexural strength	kgf/mm ²	12.98

Table 2. Experimental results of compressive load bearing capability for sabots.

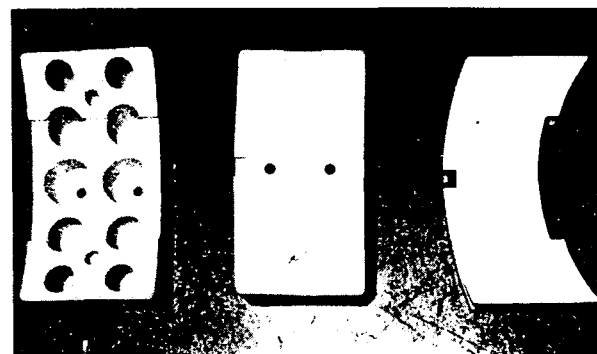
Serial No.	Type	Material	Max. compressive load(kgf)	
			Value	Mean (S. D.)
92031	Type A	Reinforced Nylon 66	7600	7320 (217.8)
92032			6930	
92033			7330	
92034			7330	
92035			7400	
92041	Type B	Reinforced Nylon 66	2440	2443 (57.6)
92042			2500	
92043			2480	
92044			2350	

Table 3. Geometric characteristics for sabots.

	unit	Type A	Type B	
Surface area	mm ²	42066.7	40021.5	
Volume	mm ³	188646.8	149808.5	
Density	kg/mm ³	1.33 × 10 ⁻⁶	1.33 × 10 ⁻⁶	
Mass	kg	250.9	199.2	
Ceter of gravity about origin	mm	(0.0, 103.9, 26.0)	(0.0, 100.1, 26.0)	
Moments of inertia about c. g.	I _{xx}	kg·mm ²	121.0	85.5
	I _{yy}	kg·mm ²	300.8	244.3
	I _{zz}	kg·mm ²	298.7	229.7



(a) Aerodynamic separation mechanism



(b) Spring force separation mechanism

Fig.1 Types of sabot separation mechanism

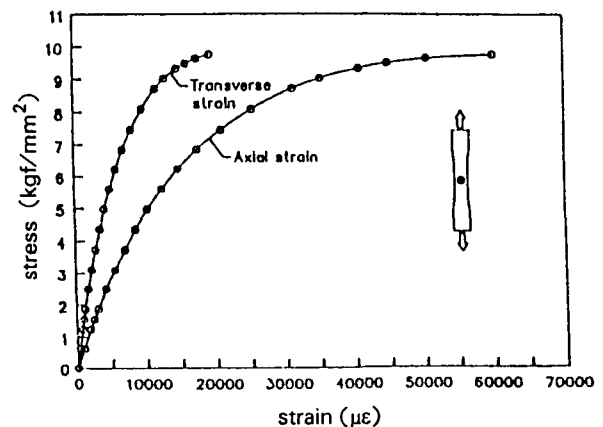
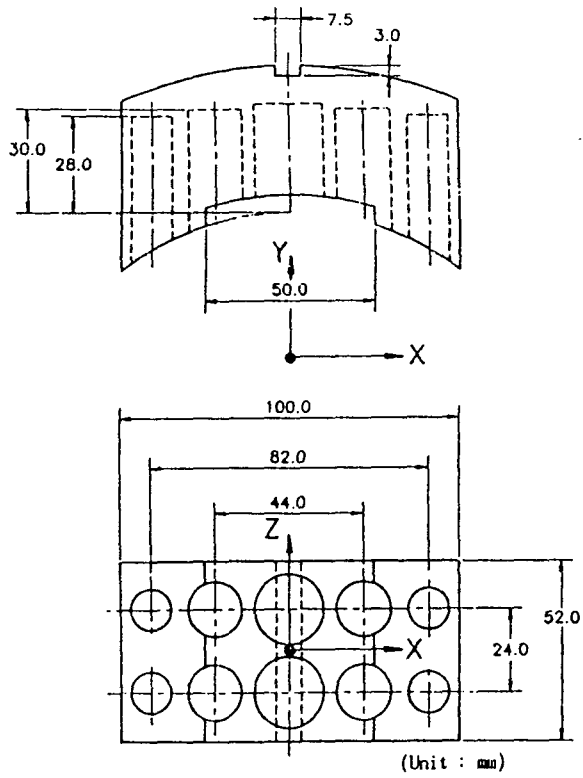
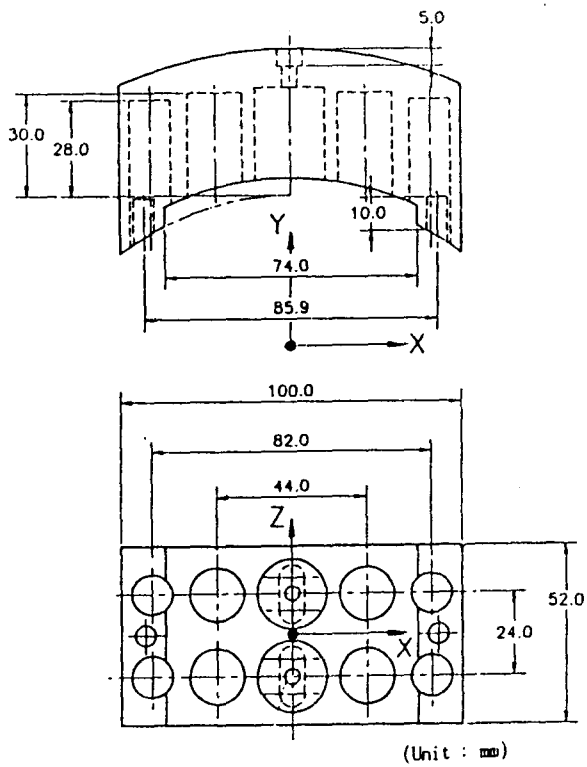


Fig.2 Typical stress-strain curves



(a) Sabot Type A



(b) Sabot Type B

Fig.3 Configuration of sabots

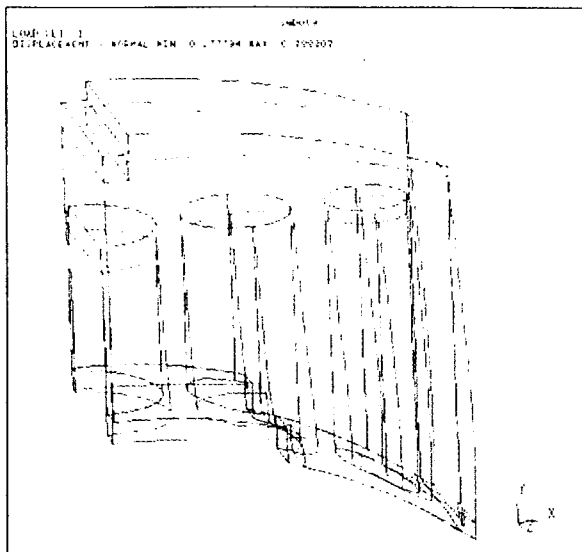


(a) Overview of test set-up

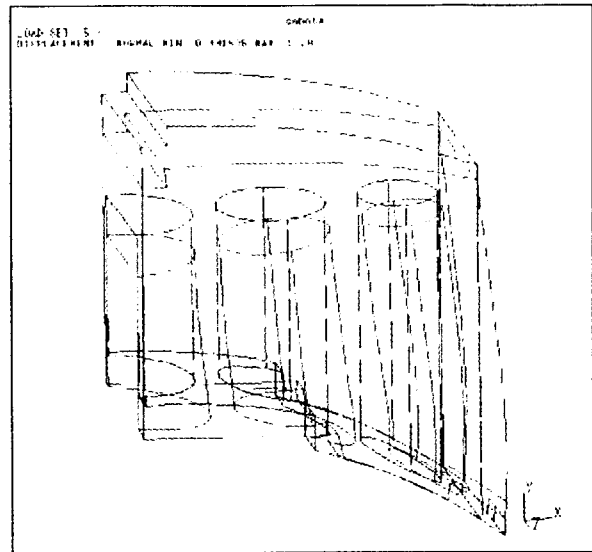


(b) Enlarged view of compressive test fixture

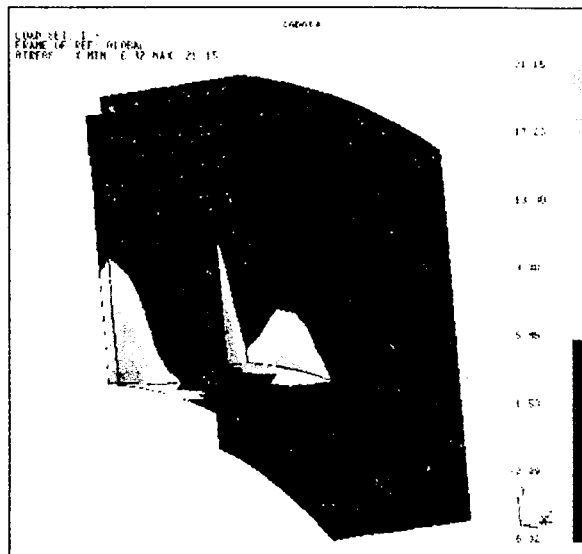
Fig.4 Test set-up for experiments



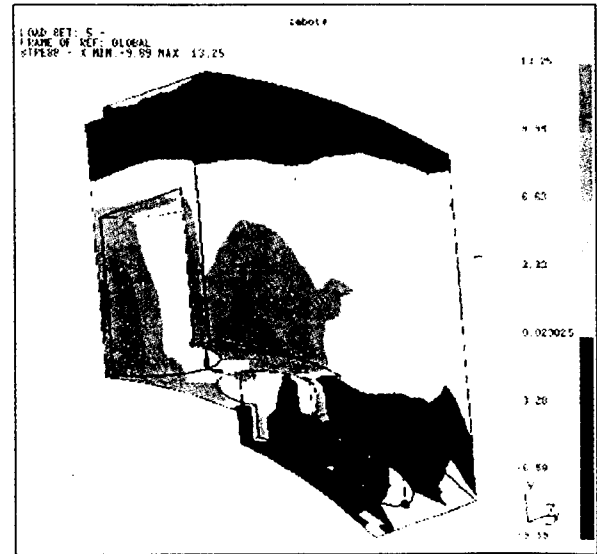
(a) Deformed shape (scale factor=4)



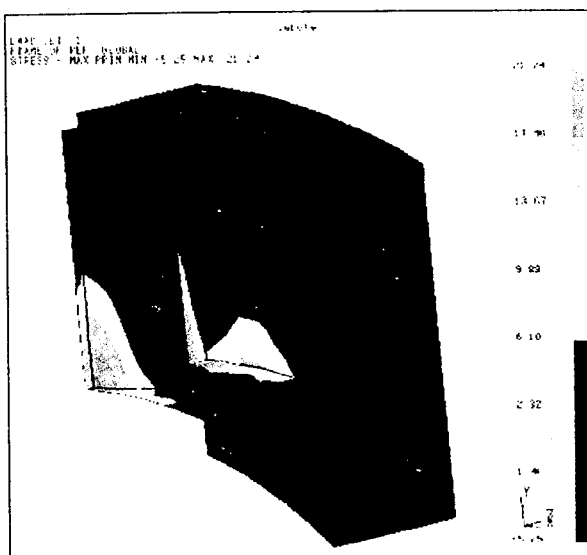
(a) Deformed shape (scale factor=4)



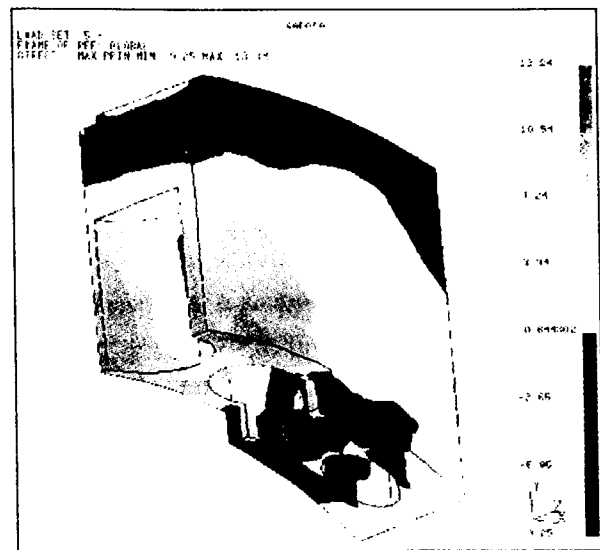
(b) Distribution of normal stresses



(b) Distribution of normal stresses



(c) Distribution of maximum principal stresses



(c) Distribution of maximum principal stresses

Fig.5 Linear analysis results

Fig.6 Material nonlinear analysis results

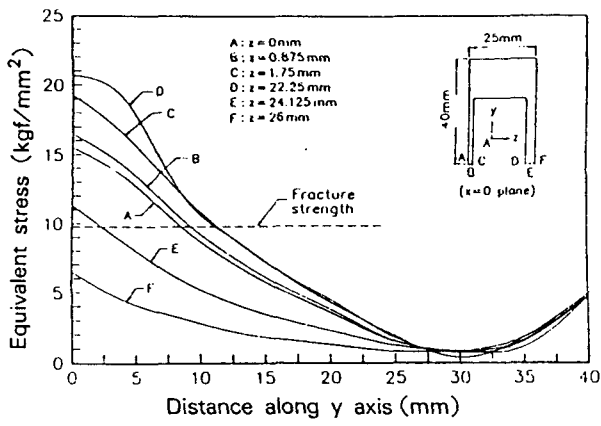


Fig.7 Equivalent stress variations along y-direction at x=0 through the linear analysis

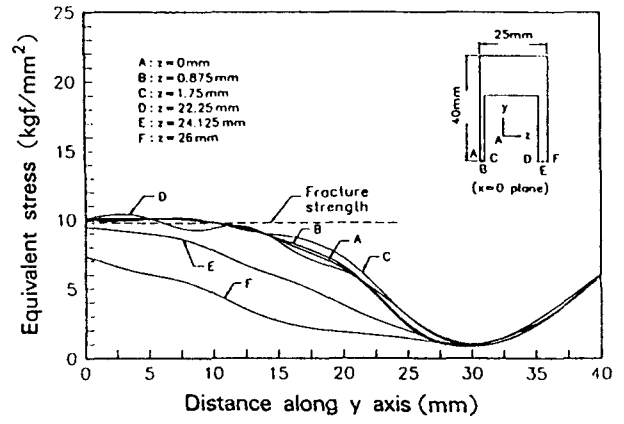


Fig.8 Equivalent stress variations along y-direction at x=0 through the material nonlinear analysis