

## 복합재 로켓 모터 케이스 구조해석

박 지상, 홍 창선 (한국과학기술원)  
윤 성호, 조 원만 (국방과학연구소)

### 1. 서론

복합재 모터케이스는 연속 섬유들을 맨드릴(mandrel) 위에 원하는 형태와 각도로 와인딩하여 제작하는 필라멘트 와인딩(filament winding) 공법에 의해 제작되는 일종의 압력용기이다. 그러나 모터케이스는 그 특수한 목적에 의해 일반 압력용기와는 다른 구조적 특징을 갖는다. Fig.1은 복합재 모터케이스의 형태를 개략적으로 나타낸 것이다. 복합재 모터케이스는 복합재 원통(cylinder)과 돔(dome) 그리고 금속재 보스(boss)로 구성되며 후미의 복합재 원통에 금속재 노즐이 연결되어 있다.

복합재 로켓 모터는 재래식 금속 모터에 비해 단위 무게당 강도를 현저히 향상시킬 수 있고[1], 파손시 급격한 폭발에 앞서 기지균열에 의한 압력누출 현상이

발생하여 폭발 위험성을 줄일 수 있는 장점이 있다. 그러나 복합재 모터케이스는 이질적인 보스의 존재, 실린더와 돔의 접속부위에서 곡률의 불연속으로 인한 불연속 응력의 집중, 이질적인 노즐과의 결합 등으로 인한 구조적 취약성을 갖는다. 또한 모터케이스는 고유의 특수한 목적을 위해 돔 부위에 원공이 존재하는 경우가 있다[3]. 이러한 구조적 취약 부위는 구조물 전체의 성능을 결정하게 되므로 효율적인 복합재 모터케이스의 설계 개발을 위해서는 상대적 취약 부위인 돔 부위와 금속재 노즐과의 체결부위의 구조거동을 명확히 해석하고 이해하는 것이 필수적이라 할 수 있다. 그러나 복합재 모터케이스는 재료의 이방성과 비균질성, 두께와 섬유 방향의 연속적 변화, 곡률의 연속적 변화와 원공의 존재로 인한 기하학적 복잡성, 이질적인 보강재의 존재, 그리고 거동의 비선형성, 등의 구조

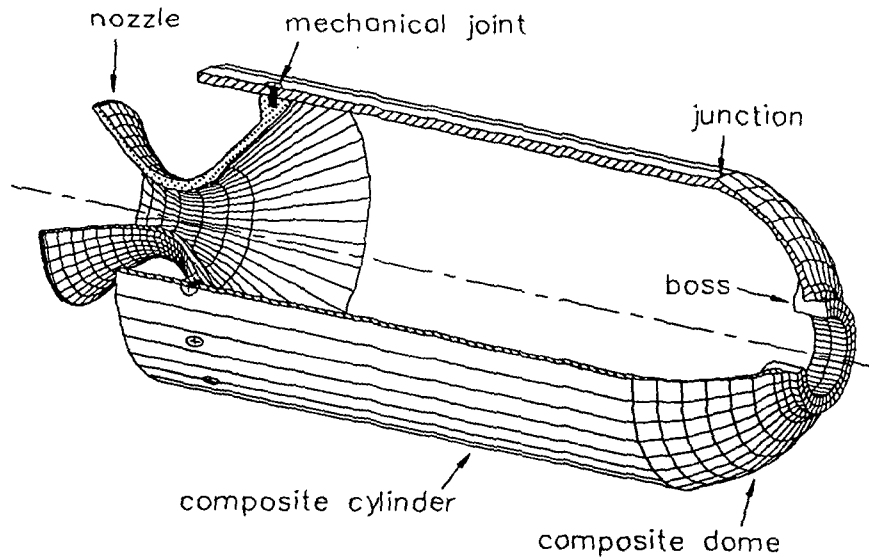


Fig. 1 A typical composite motor case.

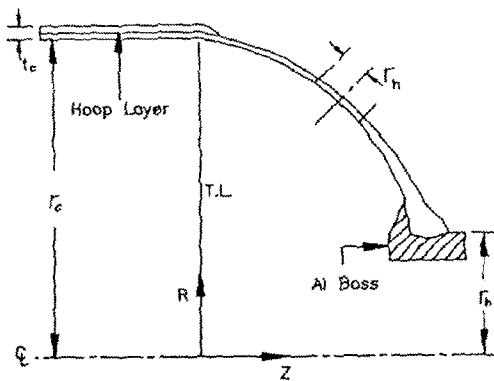


Fig. 2 Cross section of the filament wound motor case.

적 특징으로 인해 그 해석이 매우 어렵고[2], 구조해석 방법이 아직까지 체계적으로 정립되어있지 않다.

본 논문은 복합재 모터케이스의 상대적 취약 부위인 돔 부위와, 기계적 체결 부위에 대한 유한요소해석 방법을 제시하고 간단한 적용 예를 보이고자 한다.

## II. 돔 부위의 구조해석

### 2.1 구조적 특징

복합재 모터케이스의 돔 부위의 단면은 Fig. 2와 같다. 모터케이스는 알루미늄 보스, 복합재 돔과 실린더 부분의 구조 요소로 구성되어 있다. 모터케이스의 돔 부위의 두께와 섬유 방향은 Fig. 2와 Fig. 3에서 보는 바와 같이 자오선 방향으로 가면서 연속적으로 변화하며, 돔의 최내면 형상이 결정되면 R 또는 Z의 함수로 주어진다[2].

### 2.2 유한요소 모델링

#### 2.2.1 요소정보

유한요소 모델에서 복합재 실린더와 돔은 쉘 요소를 이용하여 모델링할 수 있다. 여기서는 8 절점 응축 쉘 요소를 이용하였다. 돔에서 구조물의 두께는 각 요소단위로 정의하고 섬유의 방향은 각 요소의 중심에서 요소의 국부좌표계에 대해 정의함으로써 돔부위에서의 두께 및 섬유방향의 연속적 변화를 모두 고려하여야

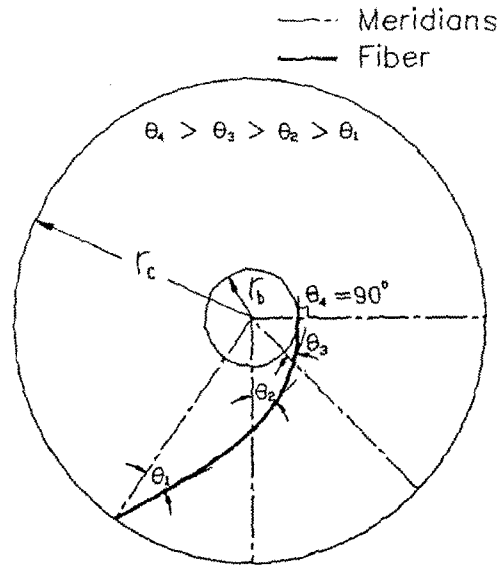


Fig. 3 Fiber angle variation on the dome.

한다[2]. 본 연구에서는 모터케이스의 돔 부위에 대한 유한요소 모델링을 위하여 범용 코드인 PATRAN 을 이용하였다. 그러나 PATRAN 을 포함한 대부분의 범용 코드에서는 두께와 섬유방향이 연속적으로 변화하는 쉘 구조물에 대한 유한요소 모델링은 매우 어렵기 때문에 모터케이스의 유한요소 모델링을 위해서는 요소 분할된 돔의 유한요소 모델로부터 각 요소의 두께와 섬유방향의 정보를 작성할 수 있는 또다른 전처리 프로그램이 필요하다. 본 논문에서는 모터케이스의 유한요소 모델링을 위해 전용화된 PREDOME 을 개발하여 이용하였다.

금속재 보스는 3차원 고체 요소를 이용해야 한다. 3 차원 요소가 이용되게 되면 계산량과 시간이 급격히 증가하므로 이 때 요소 수가 너무 많아지지 않도록 주의해야 한다.

#### 2.2.2 모델 및 경계조건

돔 부위에 특별한 원공등이 없는 경우는 모든 R-Z 평면이 동일한 조건을 가지므로 Fig. 4와 같이 전체 모델의 일부만을 모델링할 수 있다. 복합재 모터케이스는 +θ 층과 -θ 층이 함께 얹혀 있는 (±θ) 균형 단층 (balanced laminate) 들이 여러번 반복되는 필라멘트 와인

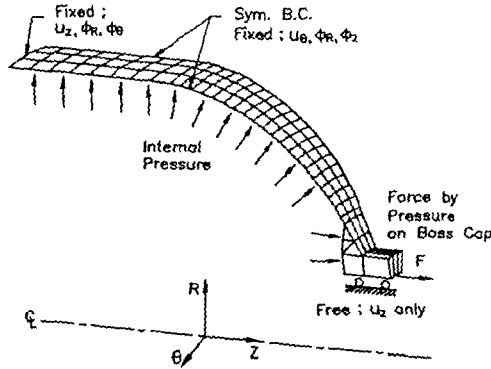


Fig. 4 Finite element modelling for the dome.

돔의 제작상의 특성으로 인해, 굽힘-비틀림 연계강성 (bending-twisting coupling stiffness)의 효과를 무시하고 근사적으로 축대칭 구조물로 가정하여, Fig. 4에서 보는 바와 같이 경계조건을 가한다.  $\theta$ 에 수직인 동일 평면 상에 존재하는 경계면에는  $\theta$ 에 수직인 평면에 대한 대칭 경계조건을 가한다. 실린더 부분의 끝에서는 모터케이스의 길이가 충분히 길다고 가정하여 Z축에 수직인 평면에 대한 대칭 경계조건을 가한다. 보스에서 보스캡과 연결되는 부분에 대해서는 보스캡의 강성이 매우 크다고 가정하여 Z 방향의 변위만을 허용하고, 보스캡에 작용하는 내압에 의한 축방향 하중 F를 가한다. 그리고 마지막으로 모터케이스의 내벽면에 해당하는 모든 면에 내압을 가한다.

이러한 방식으로 열요소와 축대칭 경계조건으로 필라멘트 와인딩 구조물을 해석할 경우 굽힘-비틀림 연계강성의 효과를 최소화하기 위해 열요소의 적층수를 충분히 많게 해야한다. 또한 충분히 많은 적층 수에도 굽힘-비틀림 연계 거동은 완전히 사라지지 않기 때문에 모델의 축대칭 경계에서의 응력값은 경계조건에 영향을 받으므로, 전체 모델의 중심각의 크기도 너무 작지 않도록 해야한다. 검증에 위한 수차례의 계산을 통해 적층수는 10 장 정도, 중심각은 30° 정도면 충분한 것으로 나타났다.

### 2.2.3 비선형 해법

내압을 받는 돔의 기하학적 비선형 거동은 잘 알려

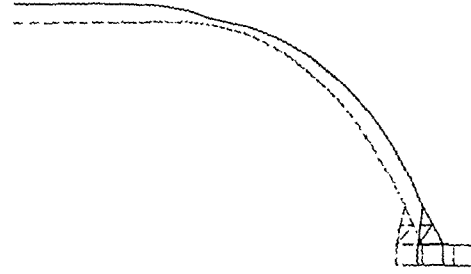


Fig. 5 Deformed shape of the dome.

져 있다. 따라서 모터케이스 등의 유한요소 해석은 기하학적 비선형 해석이 수행되어야 한다. 여기서는 유한요소 해석을 위해 비선형 전용 상용 코드인 ABAQUS를 이용하였다. 비선형 해석은 흔히 자동하중증가 (automatic time stepping) 알고리즘을 이용하게 된다. 이 경우 사용자가 초기 하중증분만을 적절히 제시하면 계산을 효율적으로 할 수 있는데, 구조물의 비선형성의 정도 등을 고려하여 선택되어야한다. 여러번의 실험 결과 복합재 모터케이스의 경우는 약 3-5 MPa 정도면 적당한 것으로 나타났다.

### 2.3 결과

Fig. 5는 돔 부분의 변형형상을 나타낸 것이다. 실린더와 돔의 접속 부위에서 심한 모멘트 집중으로 변형형상의 곡률이 반전되는 현상을 보이고 있다. 이러한 현상은 실린더와 돔의 접속부위에서 곡률과 강성의 급격한 변화에 기인하는 것으로 실린더 반경에 대한 보스 반경의 비가 커질 수록 더욱 심하게 나타난다. 이러한 곡률의 반전은 이 부위에 심한 응력집중을 유발할 것으로 예측할 수 있다. Fig. 6은 모터케이스 최내면과 최외면에서의 응력 분포를 나타낸 것인데 접속부위 이외에서 응력분포는 거의 균일하여 등장력 돔의 특성을 잘 반영하고 있으나, 역시 접속부위에 심한 응력집중 현상을 보이고 있다. 이러한 응력집중 현상은 실린더에서 hoop winding 층의 두께 등의 조건을 최적화하고 접속부위의 조건을 변화시킴으로써 상당히 감소시킬 수 있다. Fig. 7은 접속부위에서 hoop winding 끝단의 조건을 변화시킴으로써 접속부위의 불연속 응력을 감소시킬 수 있음을 잘 나타내고 있다.

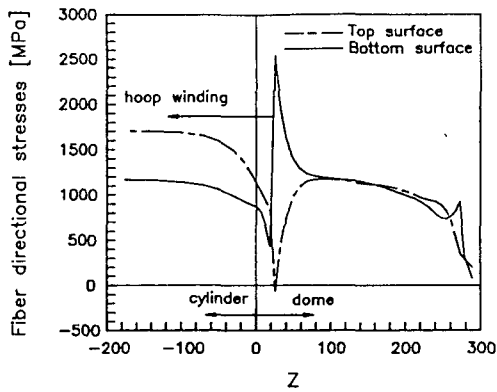


Fig. 6 Distributions of stresses in fiber direction.

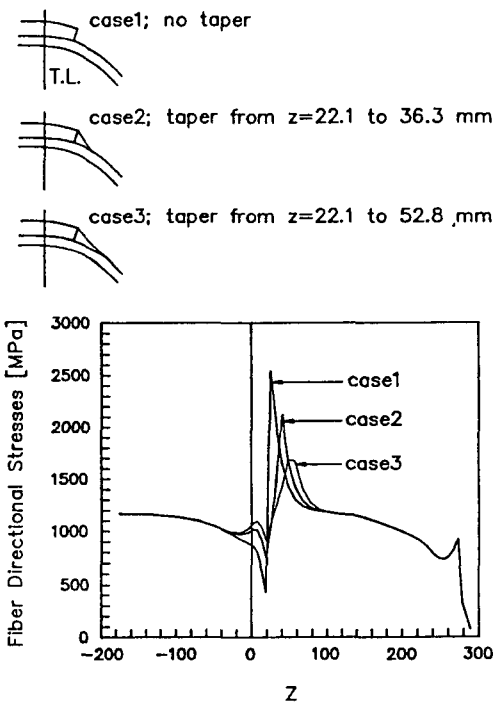


Fig. 7 Comparison of stress distribution between different hoop winding conditions.

### III. 모터케이스와 노즐의 기계적 체결부위 해석

기존의 금속제 모터케이스를 복합재 모터케이스로 대체 개발하는데 가장 큰 문제점 중의 하나는 금속제 노즐과의 볼트등에 의한 기계적 체결이다. 복합재 모

터케이스와 노즐을 기계적 체결방법으로 결합하면 결합부위에서 재료의 불연속과 기하학적 불연속으로 인한 높은 응력집중이 발생하여 구조적으로 매우 취약하게 된다[6]. 복합재 모터케이스의 경우에는 내압을 받는 원통형 구조물이므로 기존의 단축 인장하중 하의 평판에 대한 연구결과를 그대로 사용할 수 없다. 또한 복합재의 이방성과 비균질성으로 인해 그 파손 양상이 더욱 복잡하고 다양하므로 기존의 금속재의 체결부위에 대한 설계 기준을 그대로 이용할 수 없다.

#### 3.1 유한요소 모델링

보통의 경우 금속제 노즐은 복합재 실린더에 비해 강성이 크고 두껍기 때문에 완전 강체로 가정하여 복합재 실린더만을 쉘요소를 이용하여 간단히 모델링할 수 있다. 여기서는 8절점 일차전단변형 쉘 요소[6]를 이용하였다. 모터케이스와 노즐의 결합 부위에는 볼트가 원주방향을 따라 주기적으로 배열되어 있다. 결합 부위가 주기적 축대칭 구조물이므로 Fig. 9와 같이 한 주기의 절반만을 모델링 할 수 있다. 유한요소 모델의 전체 길이  $L$ 은 원공 주위의 응력 및 변형상태에 영향을 미치지 않을만큼 충분히 길게 한다.  $L_p$ 는 내압을 받는 부분의 길이를 의미한다. 유한요소 모델의 경계 조건은 Fig. 10 과 같다. 대칭 경계면에는 원주 방향 대칭 경계조건을 가하고, 하중은 내압  $P$ 와 더불어 축방향으로  $PR/2t$ 를 가한다. 볼트 주위의 경계조건은 볼트

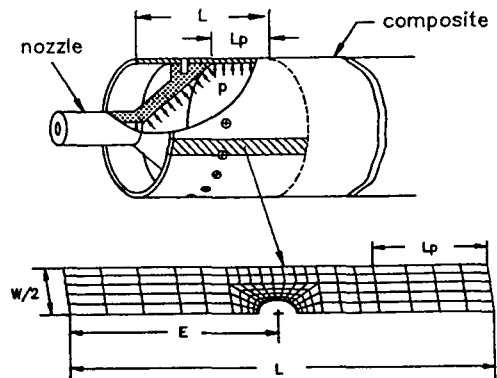


Fig. 9 Finite element model for the joint of motor case and nozzle.

가 완전강체이고 복합재 원공과의 마찰을 무시하여 볼트와 원공과의 접촉각을 90° 라고 가정하면, Fig. 10 에서와 같이 원공 주위의 접촉면에 해당하는 굽은 실선상의 절점들에 대해 원공의 반경방향 변위를 고정시키는 방법으로 묘사할 수 있다. 그리고 볼트머리 자체가 복합재 모터케이스를 고정지지하는 역할을 하므로 볼트머리로 구속되는 빗금 친 지역에 대해서 모든 회전 자유도를 구속하고 R방향 변위를 고정한다.

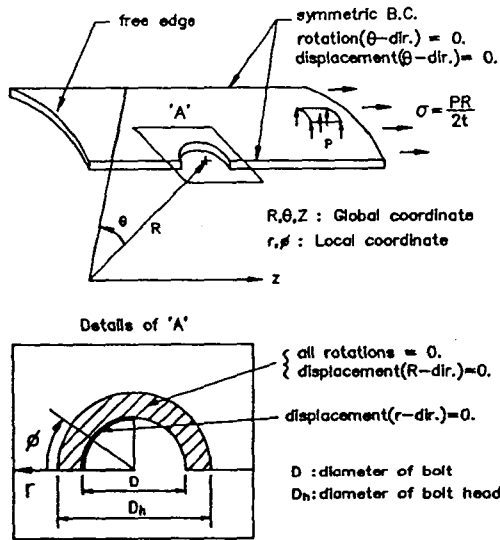


Fig. 10 Boundary conditions for the finite element model of bolted joint.

### 3.2 파손 판정

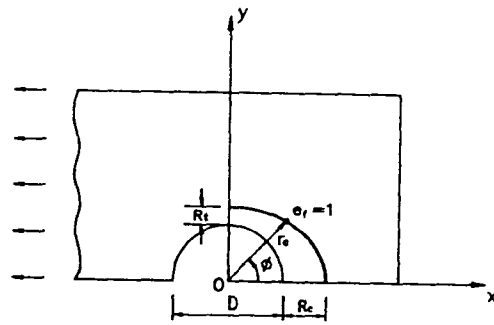
복합재 구조물의 기계적체결부위는 비교적 낮은 하중상태에서 모재균열, 층간분리 등과같은 거시적인 파손이 발생한 후에 이들이 상호 영향을 미치면서 부품 파손에 이르게 된다. 체결부위파손은 하중과 수직인 방향으로 인장하중에 의해 파단되는 인장파손(net tension failure), 전단하중에 의한 전단파손(shear-out failure), 볼트나 핀이 하중을 전달하는 위치에서 적층판에 발생한 압축하중에 의해 발생하는 압축파손(bearing failure), 그리고 볼트나 핀이 적층판에 하중을

전달하는 위치에서 인장하중에 의해 발생하는 벽개파손(cleavage failure) 등이 있다. 이외에도 면외하중이나 굽힘하중 등에 의해 볼트나 핀이 적층판의 면외방향으로 빠져 나가는 형태의 파손과 볼트나 핀 자체의 파손도 기계적체결부위의 파손양상으로 분류된다. 실제로는 몇가지의 파손양상이 조합되어 분명히 구분할 수 없는 경우도 많다.

파손 평가는 Chang등[8]이 사용한 다음 식(1)과 같이 표현되는 특성곡선 개념을 이용한다.

$$r_c = D/2 + R_c + (R_c - R_t) \cos \theta \quad (1)$$

여기서 D는 원공의 직경이며, R<sub>t</sub>와 R<sub>c</sub>는 각각 인장과 압축에 대한 특성길이인데 실험에서 결정된다.



$\theta = 0 \sim 15$	{ bearing cleavage [B/C]
$\theta = 15 \sim 30$	{ shear out bearing [B/S]
$\theta = 30 \sim 60$	shear out [S]
$\theta = 60 \sim 75$	{ shear out net tension [N/S]
$\theta = 75 \sim 90$	net tension [N]

Fig. 11 Failure estimation for bolted joint.

Fig. 11 은 특성곡선을 이용한 파손 판정 개념을 설명한 것이다. 특성곡선 상에서 파손식을 적용하여 파손 판정값  $c_r$ 를 구한 후  $c_r$ 의 최대값이 파손식을 만족할 때, 즉 1 이 될 때의 하중을 파손 하중으로 취하고,  $c_r$ 가 최대가 되는 점의 위치와 응력성분에 따라 Fig. 11 과 같이 파손 모우드를 결정한다. 파손식은 비교를 위해

최대응력 파손식, 최대변형을 파손식, 그리고 Yamada-Sun 파손식(9)을 사용하였다. Yamada-Sun 파손식은 전 췌거동에는 그다지 영향을 미치지않는 횡방향 파손의 항을 무시한 것이다. 한편 각 단층에 대한 파손판정을 통해 각 단층의 파손하중이 구해지면, 이들 중 파손 하중이 가장 낮은 층의 파손하중이 FPF(first ply failure) 파손 하중이고 가장 높은층의 파손하중이 LPF(last ply failure) 파손 하중이 된다. FPF는 실제 파손 하중의 하한값으로 LPF는 상한값으로 간주될 수 있다.

### 3.3 결과

Fig. 12는 체결부위의 총 볼트 갯수 또는 볼트의 간격이 변화함에 따른 FPF 파손 압력의 변화를 나타낸 것이다. 55° 층이 FPF층이며 파손압력이 볼트갯수가 늘어남에 따라 증가하였는데 이는 볼트 한개당 지지하는 하중이 점차 감소하기 때문이며 계속 볼트 갯수를 증가시키면 다시 감소할 것으로 예상된다. 한편 Fig. 12에서는 세가지 파손식에 따른 파손하중의 차이를 비교 하였다. Yamada-Sun 파손식에 비해 최대 응력과 최대 변형을 파손식이 상당히 낮은 파손하중을 보이는데 이는 후자의 경우 횡방향 파손까지 고려되기 때문이다. 실제 구조물의 경우 횡방향 파손은 구조적 거동에 큰 영향을 미치지 않으므로 최대 응력과 최대 변형을 파

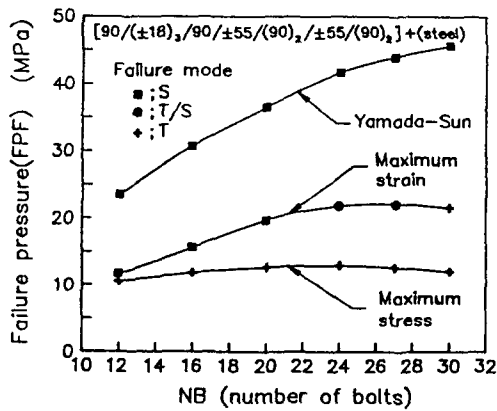


Fig.12 Failure pressure of the joint for various number of bolt.

손식이 파손하중을 다소 과소 평가하고 있다고 할 수 있다. Fig. 13은 끝단까지의 길이 E의 변화에 따른 파손압력의 변화를 나타낸다. E/D가 증가함에 따라 파손

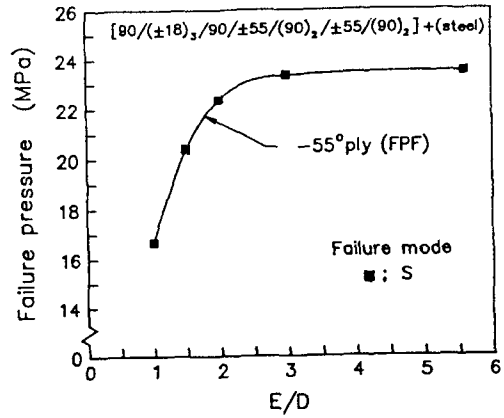


Fig.13 Failure pressure of the joint for various edge distance.

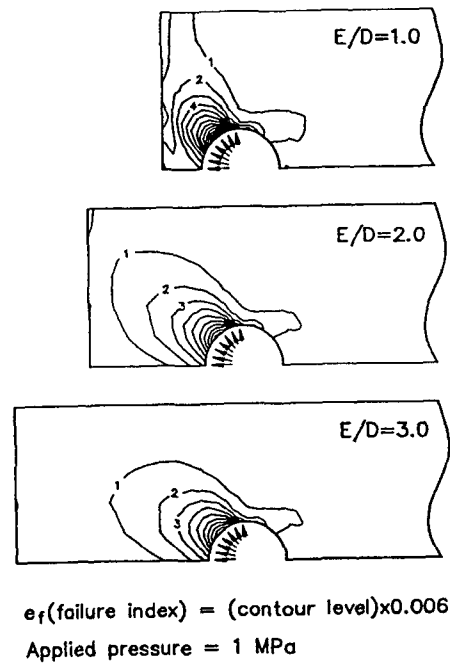


Fig. 14 Failure contour for various edge distance.

압력이 증가하다가 대략 3 이상이면 파손압력이 더 이상 증가하지 않는데 그 이유는 Fig. 14를 보면 명확히 알 수 있다. Fig. 14는 Yamad-Sun강도비의 분포를 나타낸 것인데 볼트에서 어느정도 떨어지면 구배가 거의 없으며 실제로 하중을 거의 받지 않음을 알 수 있다.

#### IV. 맺음말

복합재 모터케이스의 상대적 취약 부위인 전방 돔 부위와, 후미의 복합재 실린더와 노즐의 기계적 체결 부위에 대한 비교적 간단한 구조 해석 방법을 기술하였다. 여기서는 돔 부위의 해석 모델에서 금속재 보스를 3차원 고체 요소로 모델링하였으나 보스에 근접한 지역의 구조 거동을 제외하면 보스가 강성이 크다는 가정하에 보스의 효과를 경계조건으로 대치하여 더욱 간단한 모델로도 근사적 해석을 수행할 수 있다. 반대로 보스등의 금속재와의 접합 부위가 주 관심의 대상인 경우는 이 부위에 대한 더욱 자세한 모델링이 필요할 것이다. 또한 돔 부위의 파손 판정을 위해서는 더 많은 연구가 진행되어야 할 것이다.

노즐과의 기계적 체결 부위에 대한 구조해석은 간단한 선형 해석과 특성곡선을 이용한 파손판정 개념을 이용하였는데 이는 실제 구조 설계시 매우 간단히 적용할 수 있는 방법이다. 더욱 자세한 파손 하중과 파손 모드들의 평가를 위해서는 초기 파손 후 적절한 강성저하를 이용한 점진적 파손 해석이 이용될 수 있으나 이 경우는 재료 비선형 문제를 풀어야한다.

#### 참고 문헌

1. N. Christensen and E. Wolcott, "Development and Fabrication of a Graphite/Epoxy Motor Case for Air Launch Missile Applications," *Design Methods in Solid Rocket Motors, Lecture Series*, No. 150, 1988.
2. 권진희, 홍창선 외, "필라멘트 와인딩 압력용기의 비선형 유한요소 해석," *한국항공우주학회지*, 20권, 4호, 1992, pp. 71-81.
3. 주상건, 홍창선 외, "원공이 존재하는 필라멘트 와인딩 압력용기의 응력해석," *한국복합재료학회지*, 5권, 2호, 1992, pp. 53-65.

4. 홍창선 외, "섬유강화 복합재료의 개발과 응용 (FRP 압력용기의 개발)," *과학기술처 연구보고서*, 1984.
5. N. L. Newhouse and W. D. Humphrey, "Development of the Standard Test and Evaluation Bottle (STEB)," *SAMPE Journal*, March/April, 1986, pp. 12-15.
6. 박지상, 홍창선 외, "원통 복합재 구조물의 볼트 체결부위 응력해석," *한국항공우주학회지*, 20권, 2호, 1992, pp. 55-66.
7. C.S. Hong, "Stresses Around Pin-Loaded Hole in Finite Orthotropic Laminates," *Trans. JSCM*, Vol.6, No.2, 1980, pp.50-55
8. F.K. Chang, R.A. Scott, and G.S. Springer, "Failure of Composite Laminates Containing Pin Loaded Holes - Method of Solution," *Journal of Composite Materials*, Vol.18, 1984, pp.255-278
9. S.E. Yamada and C.T. Sun, "Analysis of Laminate Strength and Its Distribution," *Journal of Composite Materials*, Vol.12, 1978, pp.275-284.