

유한요소법에 의한 사각형 튜브의 충돌에너지 흡수거동 II

The energy absorption behavior of square tube by F.E.M

강 대민*, 윤 명균**, 황 종관**

ABSTRACT

This paper describes the energy absorption of a square tube under axial compression by using the finite element method. The overall deformations and buckling modes of tube was discussed by "plastic hinge concept". Force-displacement function was plotted to show various state that depended on time. Also, mean crush load was expressed as a type of section geometry and material property using dimensional analysis.

To verify the energy absorption and the effects of dimensions, The standards were used as related density and specific energy, mean crushing load and the results were discussed by the relation between crush load and deformation, the relation between related density and specific energy, the relation between crush load and mean crush load, the relation between mean crush load and specific energy.

주요기술용어 : related density(상대밀도), specific energy(비 에너지), mean crushing load(평균붕괴하중), The plastic hinge theory(소성 힌지 이론)

1. 서론

자동차의 안전에 관한 연구는 객실의 변형 제한과 승객의 감속도 축소를 위한 여러 가지 구조 부재의 에너지 흡수능력 및 흡수 메커니즘을 연구하는데 초점이 맞추어져 왔다. 그 이유는 충돌사고 시에 인명을 보호하기 위해서는 차체변형에 의한 물리적 접촉의 회피 뿐 아니라 충돌에너지를 적절히 흡수 및 조절하여 충돌력을 감소시키도록 구조부를 설계함으로써 충돌안전성이 확보되기 때문이다.¹⁾

각 국은 신차 개발비용의 절감을 위하여 설계단계에서 차체의 충돌안전성을 고려하게

된 것은 1968년 미국의 연방 자동차 안전기준이 공고되고 난 이후 본격적으로 시작되었다. 신차 개발이나 모델의 변경 등을 시도하기 위하여, 정규부하에 대한 강도 해석은 탄성해석으로 쉽게 이루어 질 수 있으나, 비정규 부하인 충돌 특성에 대한 해석은 Mass-Spring Model에 의한 해석과 유한요소법에 의한 해석방법이 널리 응용되고 있고 초기 개념설계단계에서는 Stick Model 해석방법이 유용한 방법으로 제시되었다.

Kamal³⁾은 차량의 정면충돌 시뮬레이션을 위해 3개의 Lumped mass 와 8개의 비선형 스프링 요소로써 차체를 모델링 하였다. 스프링 요소의 힘-변위 특성은 Crush test를 통해 준 정적상태 하에서 측정되었으며 변형

* 부경대학교 교수

** 부경대학교 대학원

속도를 고려한 경형식을 이용하여 동적 특성을 환산하여 사용하였다.

한편 정면 충돌 시 발생하는 충격에너지를 흡수 및 완화하기 위한 장치 중 사이드레일 (side rail)을 부착함으로써 구조적으로 강도를 보강 할 수 있다. 사이드레일과 더불어 정면충돌 시 충돌에너지를 흡수하고 내부를 보호하는 범퍼(bumper)는 시속 5마일 이하의 저속 충돌 시 탄성에너지로서 충격에너지를 흡수하는 역할을 하지만 그 이상의 고속 충돌 시는 사이드레일이 충돌에너지를 흡수한다. 이와 같은 연구로는 P. H. Thornton 과 R. A. Jeryan (1988)⁴⁾등이 충돌에너지의 60~70%를 부재의 연속적인 대변형에 의한 소성 변형에너지에 의해 흡수한다고 발표하였다. 또한 이들의 연구에서는 정면충돌 시 효율적으로 에너지흡수가 일어나도록 하기 위해서는 가능한 한 안정적 변형상태를 유지해야 한다고 하였다.

C. W. Kim⁵⁾ 등은 일반적인 금속재는 소성변형으로 에너지를 흡수하고 이때의 붕괴 양상은 작용하중에 따른 붕괴의 형상으로 분류를 하였다. 에너지 흡수의 능력면에서 정규 압괴 모드로 붕괴가 일어나도록 유도하는 것이 유리하다는 연구결과를 발표하였다.

W. J. Jun(1993)⁶⁾는 변형에너지는 오직 소성 힌지에서 소성 힌지 모멘트의 작용으로 흡수하고 보의 다른 부분은 강체 운동을 한다는 소성 힌지 이론(The plastic hinge theory)을 도입하여 Box Beam의 에너지 흡수 거동을 해석하였다.

또한 G. W. Park⁷⁾ 은 충돌 시 차실의 변형량을 예측하는 방법으로 충돌역학의 기본식을 사용하여 수식화 하였다.

축 대칭 하중을 받는 박판 사각 튜브의 압괴 거동은 인접한 판과의 상호 연관성에 의존한다는 좌굴판의 개념을 Bleich⁸⁾는 도입하였다.

한편, 박판 사각 튜브의 정규모드의 압괴 특성을 예측할 수 있는 단순화된 기하학적 해석 방법이 Hayduk¹²⁾등에 의해 개발되었는데 비 확장 변형요소와 확장요소의 기본 접힘 요소들의 조합으로 이루어진다고 하였다.

사각튜브의 압괴 시의 거동에 대한 중요한

연구가 1983년 Wierzbicki와 Abramowicz¹³⁾에 의해 행해졌다. 그들은 강체의 변형 영역 사이에서 기하학적 연속성을 부여한 기본 접힘 메커니즘을 제시하고 평균 붕괴 하중 및 반파장 압괴 주름 길이를 해석적으로 구하였고, 이것은 Aya와 Takahashi¹⁴⁾등에 의하여 실험적으로도 입증하였다.

김 천욱¹⁵⁾등은 1995년 연구에서 사각튜브의 압괴 과정에서 주름이 형성되어 가는 과정을 외측과 내측 접힘 현상을 고려한 연속적인 접힘 메커니즘을 구성하여 압괴 기구를 해석하고 하중-변위 관계를 이론적으로 제시하였다. 따라서 임의의 압괴 거리가 주어진 경우 평균 붕괴 하중과 압괴 주름의 개수에 의해 에너지 흡수능력을 예측할 수 있는 이론식을 제시하였다.

본 논문에서는 변의 길이가 같은 사각 튜브와 두께는 일정하고 변의 길이가 다양한 사각형 튜브모델의 충돌에너지 흡수 거동을 여러 가지의 비교인자로서 고찰하기 위하여 외연적 시간적분법과 Hourglass mode 제어를 이용한 PAM-CRASHTM 상용코드를 사용하여 구하고자 하였다.

2. 해석

2-1. 비교 인자

충돌 시 차실의 변형량을 예측하는 방법으로 충돌역학의 기본식이 사용되어진다. 이를 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{2} MV^2 = F \cdot S \quad (1)$$

여기서, M : 물체의 중량, V : 충돌직전의 속도

F : 평균붕괴하중, S : 차체 변형량

식 (1)에서 좌변의 항은 차량 충돌에너지를 나타내고 우변의 항은 변형에너지를 나타낸다. 여기서 충돌 시 차체 변형량을 줄이려면 차체의 평균붕괴하중을 크게 하여야 한다.

에너지의 흡수에 대한 관점에서는 여러 종류의 사각형 튜브의 재료, 혹은 치수에 따른 부피 등이 틀리므로 서로간의 비교가 어렵기 때문에 서로간의 에너지 흡수에 관한 비교가 가능한 인자가 필요하다.¹⁶⁾

여기서는 일반적으로 많이 사용하고 있는 비 에너지(specific energy)와 평균붕괴하중

(mean crush load)을 사용하였다. 비 에너지(E_s)란 부재가 흡수한 에너지를 붕괴된 부분의 질량으로 나눈 값으로 구조물의 단위 질량 당 흡수할 수 있는 최대에너지이고 식 (2)로 정의된다.¹⁷⁾

$$E_s = \frac{\int_0^\delta P dx}{\rho A \delta} \quad (2)$$

여기서 P 는 붕괴가 발생한 후의 하중이고 A 는 부재의 단면적, ρ 는 밀도, δ 는 붕괴가 진행된 거리를 나타낸다.

평균붕괴하중 (mean crush load)은 붕괴가 시작된 후 위치에 따라 변화하는 하중의 평균하중을 나타내고 식 (3)와 같이 정의된다.¹⁸⁾

$$F_m = E_s \rho A \quad (3)$$

그리고 각각의 모델은 상대밀도로 분류되는데 상대밀도(related density)란 정사각형 튜브일 경우 4개의 변의 길이가 같으므로 상대밀도의 1/4은 두께(t)와 한 변의 길이(C)의 비로 정의된다.

$$\phi = 4 \frac{t}{C} \quad (4)$$

2-2. 유한요소 모델링

유한요소 해석을 위한 FEM 모델의 치수 및 상대 밀도는 아래의 Table 1에 나와 있다. 제 1모델은 한 변의 길이를 일정(35mm)하게 하고 두께를 각각 다르게 하여 상대 밀도의 차이를 주었으며 제 2모델은 일정한 두께 (1.2mm)를 주고 변의 길이는 일정범위에서 변화 시켰다. 해석 모델은 쉘(shell)로 모델링을 하였고 두께 방향의 적분점 (number of integration point)은 3으로 주었다. code 의 특성상 요소(element)내의 적분점은 1개이다. table 1-2는 해석에 사용된 1/4 모델의 절점수와 요소수를 나타낸다

Table 3 symmetric displacement boundary condition for FEM model

(d.b.c : displacement boundary condition)

Item	x-dis	y-dis	z-dis	x-rot	y-rot	z-rot
x	fixed	free	free	free	fixed	fixed
y	free	fixed	free	fixed	free	fixed

Table 1 제 1모델의 1/4 FEM 모델의 치수 및 상대밀도 (C =일정)

상대 밀도 ($\frac{\phi}{4} = \frac{t}{C}$)	질량	두께 t	변의 길이 C	단면적 ($A=t \times C \times 2$)
	(kg)	(mm)	(mm)	(mm ²)
0.01714	0.105505	0.6	35	42
0.02286	0.140673	0.8	35	56
0.02857	0.175841	1.0	35	70
0.03429	0.211009	1.2	35	84
0.04000	0.246177	1.4	35	98
0.04571	0.281346	1.6	35	112
0.05143	0.316514	1.8	35	126

Table 2 제 2모델의 1/4 FEM 모델의 치수 및 상대 밀도 (t=일정)

상대 밀도 ($\frac{\phi}{4} = \frac{t}{C}$)	질량	두께 t	변의 길이 C	단면적 ($A=t \times C \times 2$)
	(kg)	(mm)	(mm)	(mm ²)
0.01714	0.422014	1.2	70	168
0.02286	0.315006	1.2	52	124.8
0.02857	0.253211	1.2	42	100.8
0.04000	0.180864	1.2	30	72
0.04571	0.15256	1.2	26.25	63
0.05143	0.14067	1.2	23.33	56

2-3. 경계 조건

전체 모델의 해석에는 많은 시간이 소요되므로 적절한 Symmetric displacement boundary condition 의 정의로 1/4 모델로 해석을 수행하였다. 전체 모델과 1/4 모델은 Fig.1에 나타나 있다. 모델의 아래쪽방향으로 Rigid wall 이 정의되어 있으며 stationary로 정의하였고 크기는 무한하다. Table 3는 x ,y 방향의 대칭 경계에서의 경계조건이다.

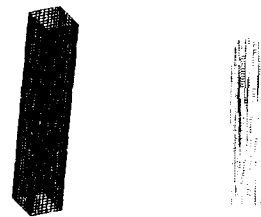


Fig. 1 Full F.E model and 1/4 F.E model

2-4 동적 조건

모델에서 한쪽 끝 부분의 각각의 절점에 0.01 kg의 부가적인 질량을 달았고 초기속도는 100 mm/ms의 속도로 정의하였다. 강체벽의 마찰 계수는 마찰력을 없애기 위해 free(마찰계수 0)로 하여 해석하였고 계산시간은 1.5 msec로 하였다.

2-5. contact

심한 대변형이 발생하는 비 선형 동적 해석 문제에 있어서는 시간의 경과에 따라 접촉면의 부위가 바뀌는 경우가 빈번하게 발생한다. 접촉충격 현상은 서로 다른 구조들 사이에서 발생 할 수 있고, buckling 모드에 의한 셀 구조의 붕괴와 같이 동일한 구조내의 서로 다른 부분들이 접촉함으로써 발생할 수도 있다.

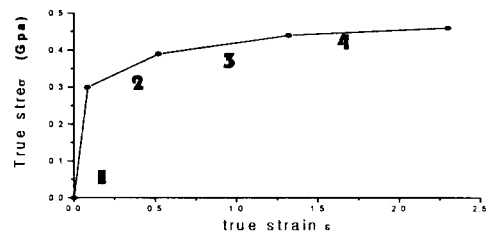
본 논문에서 사각형 튜브의 경우 axial folding 해석이므로 slave segment로 정의된 각각의 segment 들이 서로 접촉되는 경우가 발생하게 된다. 즉 master segment와 slave segment를 확연히 구분하기 힘든 경우나 master segment와 slave segment 가 계속 변하는 경우 등이 발생하므로 이에 적절한 접촉을 정의해 주어야 한다. 본 논문의 해석을 위해서 contact type36 - Sel contact을 사용하였다.

2-6. 재료 물성치

해석에 사용된 재료의 정의는 Elastic Plastic material (type 102)로 정의하였고 재료의 물성치는 아래의 Table 4과 같다. 해석에 사용된 진응력과 진변형률의 관계는 Fig. 2에 나타나 있는데 입력의 형식은 standard로 하였고 그래프 아래에 나타난 것은 각각의 구간의 Tangent modulus를 나타낸 것이다.

Table 4 Material property of analyzed model

Item	Property
Density(kg/mm ³)	7.85e-06
Young modulus (Gpa)	210
Yield Strength (Gpa)	0.265
Poisson's ratio	0.3



1 : 3.629, 2: 0.75
 3: 0.3333, 4: 0.2
 단위 (GPa)

Fig. 2 true stress curve and true strain curve

3.결과

3-1 충돌 메커니즘과 에너지 흡수

사각 튜브의 충돌에너지 흡수 거동(한 번의 길이 일정)을 해석한 결과에서 Membrane V.M stress의 분포를 contour로 나타낸 것이 Fig. 3과 Fig. 4이다. Fig. 3과 Fig. 4에서 알 수 있듯이 사각튜브의 코너부에서 응력이 가장 크게 발생함을 알 수가 있다. 이는 사각튜브의 소성 한지 이론을 도입하여 에너지 흡수 거동을 해석할 수 있다.

재료의 변형을 경화 현상이 전혀 없는 완전 소성 재료로 가정하고 Fig. 5에서 B 부분의 고정 한지와 C, D 부분의 이동 한지에서 모든 에너지가 흡수된다. A 부분은 강체 운동을 하는 부분이고, B,C,D의 각 한지에서 충격에너지가 흡수된다.

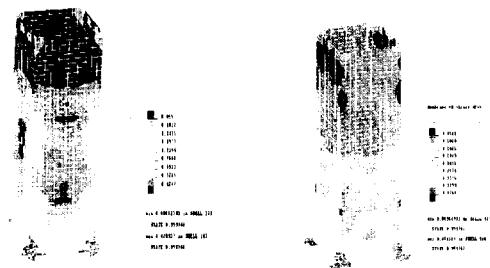


Fig. 3 A membrane V.M stress contour after crush test (t=0.6mm, 1.8mm)

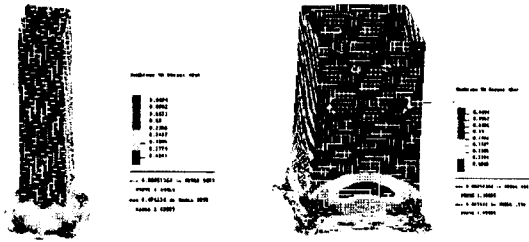


Fig. 4 A membrane V.M stress contour after crush test (C=23.33mm, 70mm)

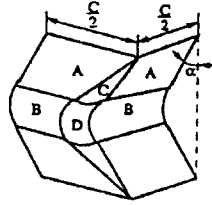


Fig. 5 A collapse mechanism of square tube

3-2 충격 하중과 변형량의 관계

다양한 상대밀도를 가진 모델에 대한 충격 시험을 시행하여 붕괴 중 발생하는 하중과 변형량의 관계를 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 6은 변의 길이가 일정한 모델에서의 그래프이며 상대밀도가 높을수록 초기 충격 하중이 크고 또한 변형량이 작게 나타남을 알 수 있다.

그러나 상대밀도가 작을수록 붕괴 모드가 안정되는 경향이 있는 것으로 관찰되었다.

Fig. 7은 두께가 일정한 모델의 그래프인데 변의 길이가 일정한 모델과는 다르게 상대밀도가 증가에 따른 충돌 하중의 증가는 보이지 않고 변의 길이가 대략 30에서 40의 구간을 경계로 이분화 되는 것을 볼 수 있다. 이 경계보다 큰 상대 밀도구역(C=23.33mm, 26.25mm)에서는 상대 밀도가 커짐에 따라 초기 충격 하중도 증가함을 볼 수 있고 변형량도 감소함을 볼 수 있었으나 경계보다 낮은 상대밀도구역(C=42mm, 52mm, 70mm)에서는 상대밀도가 감소하더라도 충격 하중이 증가함을 볼 수 있었고 변형량도 감소하지 않음을 알 수가 있다. 이는 특정치수의 두께를 가진 사각튜브는 고유의 경계를

기준으로 변형모드의 특징이 이분화 되는 것을 알 수가 있다.

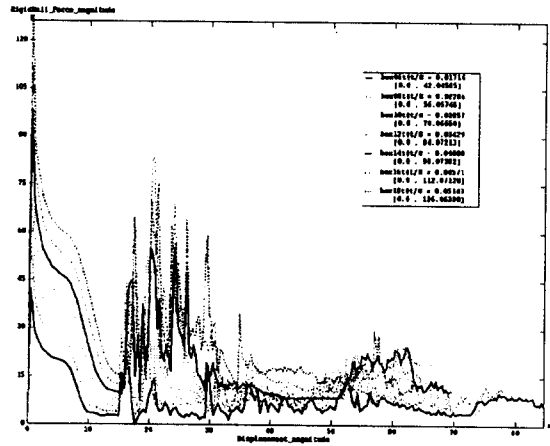


Fig. 6 The Relationship between crush loa and deformation in compression

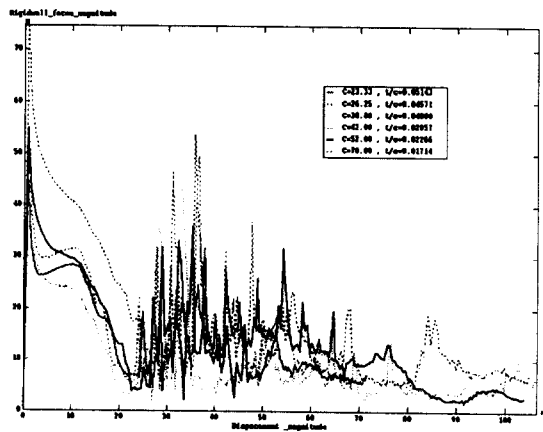


Fig. 7 The Relationship between crush loa and deformation in compression

3-3 상대 밀도와 비 에너지의 관계

Table 5~6과 Fig. 8~9는 상대 밀도와 비 에너지 값을 나타내었다. 변의 길이가 일정한 모델에서는 상대밀도가 증가하면 할수록 비 에너지가 증가한다는 것을 알 수 있다. 그러나 두께가 일정한 모델에서는 경계구역을 기준으로 확연히 에너지 흡수능력의 차이를 볼 수가 있다. 이것은 특정 두께의 사각 튜브에는 경계구역을 기준으로 에너지 흡수 능력 또한 크게 양분되는 경향이 있는 것으

로 관찰된다.

Table 5 The relation between related density and specific energy (C=35)

상대 밀도 ($\frac{\Phi}{4} = \frac{t}{S}$)	비 에너지 (E_s) ($kN \cdot mm/kg$)
0.01714	1.78E+04
0.02286	1.88E+04
0.02857	1.93E+04
0.03429	2.07E+04
0.04000	2.20E+04
0.04571	2.32E+04
0.05143	2.55E+04

Table 6 The relation between related density and specific energy (t=1.2)

상대 밀도 ($\frac{\Phi}{4} = \frac{t}{S}$)	비 에너지 (E_s) ($kN \cdot mm/kg$)
0.01714	1.21E+04
0.02286	1.17E+04
0.02857	1.10E+04
0.04000	1.16E+04
0.04571	3.16E+04
0.05143	3.17E+04

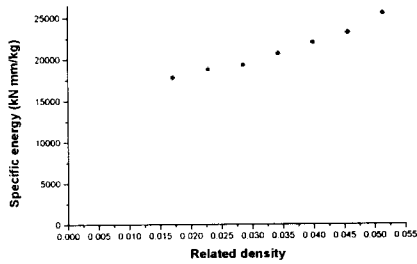


Fig. 8 Energy absorption curve (the first model)

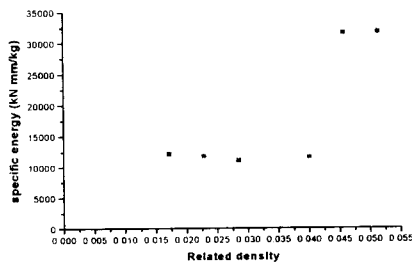


Fig. 9 Energy absorption curve (the 2nd model)

3-4 상대밀도와 평균붕괴하중과의 관계

변의 길이가 일정한 모델과 두께가 일정한 모델의 상대밀도와 평균붕괴하중과의 관계는 Table 7~8과 Fig. 10~11에 나타내었다. 변의 길이가 일정한 모델의 상대 밀도가 증가함에 따라 평균붕괴하중도 증가함을 알 수가 있다. 그러나 구역별 차이는 있으나 두께가 일정한 모델의 상대밀도가 감소할수록 평균붕괴하중이 증가함을 알 수가 있다. 이는 두 개의 모델에서 상대 밀도보다는 직접적으로 충격을 받는 순간의 단면적이 붕괴하중과 보다 밀접한 관계가 있다고 사료된다.

Table 7 The relation between related density mean crush load

상대 밀도 ($\frac{\Phi}{4} = \frac{t}{S}$)	평균붕괴하중 (GPa) (mean crush load)
0.01714	5.85
0.02286	8.265862902
0.02857	10.5943603
0.03429	13.6229123
0.04000	16.9152558
0.04571	20.3647122
0.05143	25.22961

Table 8 The relation between related density mean crush load

상대 밀도 ($\frac{\Phi}{4} = \frac{t}{S}$)	평균붕괴하중 (GPa) (mean crush load)
0.01714	16.0371944
0.02286	11.5277464
0.02857	8.77743251
0.04000	6.5779987
0.04571	15.6179769
0.05143	14

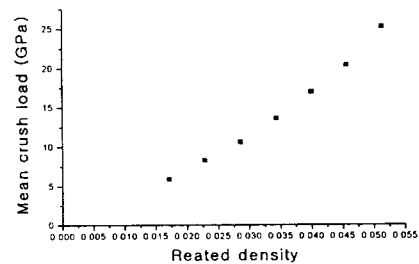


Fig. 10 Related density and mean crush load curve (the first model)

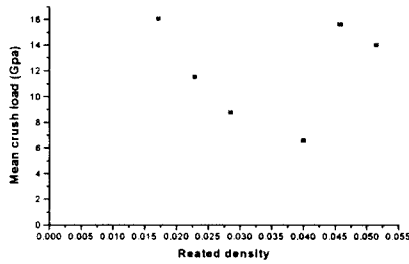


Fig. 11 Related density and mean crush load curve (the first model)

4. 결론

1. 사각 튜브의 충돌 후 코너 부에서 소성변형이 가장 큰 것으로 나타나 에너지 흡수에서 중요한 부분으로 사료된다.

2. 충격하중과 변형량의 관계에서는 사각 튜브의 치수에 따라 다른 형태의 변형 영역 구간이 발생함을 알 수 가 있었다.

3. 모델의 조건에 따라 차이는 있으나 상대밀도가 큰 모델이 비 에너지의 값이 큰 것으로 나타났다.

4. 상대밀도와 평균붕괴하중과의 관계에서 상대밀도가 증가함에 따라 평균붕괴하중도 증가하였으나 평균붕괴하중에는 모델의 단면적이 큰 영향을 미치는 것으로 사료된다.

참조 문헌

1) Research Trends on the Automobill crush 自動車工學會誌/Vol.18, No.4. 1996
C. W. Kim, B. K. Han, J. J. Won, C .H Lim

2) Body Structure for the Front Impact o One-Box Car 自動車工學會誌/Vol.13 No.3. 1991/ Gyu Whan Park)

3) Kamal, M. M., "Analysis and Simulatio of Vehicle to Barrier Impact"

SAE,700414.

4) P.H. Thornton and R.A. Jeryan, "Cras Energy Management in Composite Auto-motive Structures", Int J. Impact Engng Vol. 7, No. 2, pp. 167-180, 1988

5) C. W. Kim " Research Trends on th Automobile Crush", 自動車工學會誌 Vol 18, No.4 1996/1

6) W. J. Jun "Impact Energy Absorptio Characteristics for Metal and Compos Members", 自動車工學會誌 Vol. 15, No.5 1993

7) G. W. Park "Body Structure for th Front Impact of One-Box Car", 自動車工學會誌 Vol. 13. No.3, 1991

8) Bleich, F., 1952, Buckling Strength o Metal Structures, McGraw-Hill Book C New York.

9) Yamaki, N., "Post-buckling Behavior Rectangular Plates with Small Initia Curvare Loaded in Edge Compression", J Appl.Mech. Vol. 27, pp. 335~342,1960.

10) Ohkubo, Y., Akamatsy, T. an Shirasawa, K., "Mean crushing Strengt of Closed Hat Section Members", SA 740040.

11) Mahmood, H. F. and Paluszny A., "Design of Thin Walled Columns fo Crash Energy MManagement-The Strength and Mode of Collapse", SA 811302.

12) Hayduk, Robert J., Wierxbicki, T.

"Extensional collapse modes of structural members", Computers & Structures Vol. 18, No.3, pp.447~458, 1984.

13) Wierzbicki, T. and Abramowicz, W. "On the Crushing Mechanics of Thin-walled Structures", J. Applied Mechanics Vol. 50, No. 4, pp 727~734, 1983,

14) Aya, N. and Takahashi, K., "Energy Absorption Characteristics of Vehicle Body Structure", Transactions of the Society of Automotive Engineers.

15) 김천욱, 한병기, 원종진, 임채홍, " 박판 4각 튜브의 압괴메카니즘 해석", 대한 기계학회 1995년 춘계학술대회 논문집, 제 1권 pp.615~620, 1995

16) Body Structure for the Front Impact of One-Box Car 自動車工學會誌/Vol.13 No.3. 1991/ Gyu Whan Park

17) J. M. Margolis, Advanced Thermose Composites, Van Nostrand Reinhold Co 1986.

18) G. L. Farley, "Effect of Specimen Geometry on the Energy Absorption Capability of Composite Materials" , J Comp. Mat., Vol. 20, pp. 390~400, Jun 1986.