

〈논 문〉 SAE NO. 98370022

본 연구는 96년도 교육부 학술 연구조성비(기계공학 ME96-C-01)에 의하여 연구되었음

순수굽힘 시험기개발 및 사각관부재의 굽힘붕괴특성 연구

Development of a Pure Bending Test Machine and Bending Collapse Characteristics of Rectangular Tubes

강 신 유*, 장 인 배**, 김 현 영*
S. Y. Kang, I. B. Chang, H. Y. Kim

ABSTRACT

A 4-point pure bending test machine is developed to evaluate the pure bending moment-rotation properties of the thin-walled tubes without imposing shear and tensile forces. The moment-rotation properties of the thin-walled tubes are measured up to and beyond bending collapse with the pure bending test machine. The test results are compared with those of finite element analyses and existing analytical solution.

주요기술용어 : 4 Point Pure Bending Test Machine(4점 순수굽힘시험기), Bending Collapse(굽힘붕괴), Moment-Rotation(모멘트-회전각), Thin-Walled Tube(박판관)

1. 서 론

박판 사각관 형태의 부재는 비행기와 자동차의 부재와 같이 경량화를 요구하는 곳에 광범위하게 사용된다. 이러한 구조물을 설계할 때에는 부재의 정적인 강도뿐만 아니라 충돌이나 전복사고에 대한 안전성에 대해서도 고려해야 한다. 자동차 충돌사고에 있어서 부재들의 변형은 축방향 압축 붕괴와 굽힘붕괴가 혼합된 변형양상을 보여준다. 그러나 굽힘붕괴의 형태는 대부분의 자동차에 사용되는 박판부재의 주된 붕괴형태임에도 불구하고, 축방향 붕괴보다 관심을 끌지 못하고 있다.

굽힘붕괴가 주가 되는 전복사고의 경우에 있어서 각각의 부재의 붕괴는 굽힘 모멘트에 의하여 발생한 소성 힌지에 의하여 진행된다. 그러므로 설계단계에서 부재가 흡수할 수 있는 변형에너지와 부재의 변형양상을 계산하기 위해서는 굽힘 모멘트를 받는 부재의 붕괴이후 거동에 관한 연구가 필요하다. 또한 만약 부재 재료의 물성치만을 이용한 해석적 방법을 통하여 굽힘붕괴 특성곡선을 계산할 수 있다면 거의 대부분의 부재들은 비선형 스프링 요소¹⁾로 대체될 수 있으며 따라서 유한요소해석 프로그램을 이용하여 전복해석이나 충돌해석을 수행할 경우 모델링과 해석시간을 줄일 수 있다.

현재 널리 사용되는 굽힘 시험방법은 단순지지

* 정희원, 강원대학교

** 강원대학교

보 형태와 외팔보 형태이다. 하중점을 소성힌지가 발생하는 지점과 일치시키는 단순지지보 형태는 하중을 가하는 장치가 소성힌지가 발생하는 것을 방해하기 때문에 붕괴이후 거동을 실험하기에는 적당하지 않은 방법이며, 외팔보 형태에서는 전단응력이 고정단에서 발생하며 소성힌지가 굽힘 모멘트가 최대인 고정단에서 발생하지 않고, 고정단 부근에서 발생하므로 정확한 결과를 얻을 수 없다. 이러한 기존의 방법을 보완하기 위하여 4점 굽힘 시험방법³⁾이 이용되었다. 전형적인 4점 굽힘 시험기의 개념은 Fig.1에 나타나 있다. 그러나 이러한 종류의 시험기는 일반적으로 탄성한도내에서의 부재의 최대굽힘 모멘트를 측정 하기 위해 사용되므로 대변형 시험일 경우 하중점의 기하학적 구속 때문에 순수한 굽힘 모멘트를 발생시키지 못한다.

사각관의 대변형 굽힘 붕괴에 대한 실험적 연구는 Kecman³⁾에 의하여 처음으로 이루어 졌다. 빔의 한쪽단을 완전히 고정하고 모멘트와 회전각의 특성을 계산하여 외팔보 형태의 시험을 하였다. 이 방법의 경우 앞서 언급한 것과 같이 순수굽힘 실험측면에서 문제점이 야기된다. Kyriakides와 Shaw⁴⁾는 4점 굽힘 방법을 이용하여 대변형 시험기로 발전시켰다. 그들은 시편의 양 끝단에 두 개의 풀리를 각각 회전시켜 굽힘 모멘트를 발생시켰다. 이와 같은 방법을 이용함으로써 2)경우의 단점을 해소하였다. Corona와 Vaze⁵⁾ 역시

Kyriakides와 Shaw의 시험기를 통하여 굽힘시험을 수행하고 결과를 이론적 계산결과와 비교하였다. Cimpoeru와 Murray⁶⁾는 Kyriakides와 Shaw의 방법을 수정하여 시편의 양 끝단에서 지지바퀴(Support Wheel)를 사용하였으며, 여기에 짝힘으로 굽힘 모멘트를 생성하기 위하여 두 개의 하중축(Loading Pin)을 장치하였다. 이 시험기에서는 굽힘붕괴시험을 하는 동안에 발생할 수 있는 인장력을 최소화하기 위하여 하나의 지지바퀴를 가로방향으로 움직일 수 있게 하였다.

굽힘 붕괴에 대한 해석적 방법에 대한 연구에 대하여 Kecman은 정적, 동적 소성 힌지 라인을 포함한 단순 붕괴 기구를 제시하였다. 그의 이론은 회전반경(Rolling-Radius)이라 하는 것을 시험에 의하여 계산하였기 때문에 준실험식이나, 현재에도 여러 가지 다양한 한계에도 불구하고 여러 연구자들은 Kecman의 해를 충돌해석등에 많이 사용하고 있다. Abramowicz⁷⁾은 실험적인 데이터를 가지지 않고도 해석할 수 있는 방법을 제시하였다. Wierzbicki⁸⁾는 수치적으로 소성힌지를 모델링하고 모멘트-회전 선도를 계산하기 위하여 굽힘 모멘트가 작용하는 박판 사각부재의 압축면에 super-folding의 개념을 적용시켰다.

본 논문에서 사용한 순수굽힘 시험기는 개념적으로 Cimpoeru와 Murray에 의한 설계에 기초를 두었지만 회전각, 하중의 용량, 시편의 크기를 늘리고, 시험기의 크기를 줄이기 위하여 몇가지를 수정하였다. 이 시험기를 이용하여 여러 가지 사각형 부재에 대하여 시험을 수행하였으며 이 결과를 Implicit 유한요소해석 프로그램(ABAQUS⁹⁾)과 Explicit 유한요소해석 프로그램(PAM-CRASH¹⁰⁾), 및 CRASH-CAD¹¹⁾를 이용하여 해석한 결과와 비교하였다.

2. 순수 굽힘 시험기의 개발

4점 굽힘시험 방법은 접촉면 주위에 변형을 일으키지 않고 굽힘 모멘트를 작용시킬 수 있기 때문에 다른 시험방법보다 정확한 굽힘 붕괴특성을 측정할 수 있다. Cimpoeru와 Murray는 이 개념을 적용시켜 사각관의 붕괴이후의 거동에 대하여 연구하였다. 그러나 이들의 시험기에서는

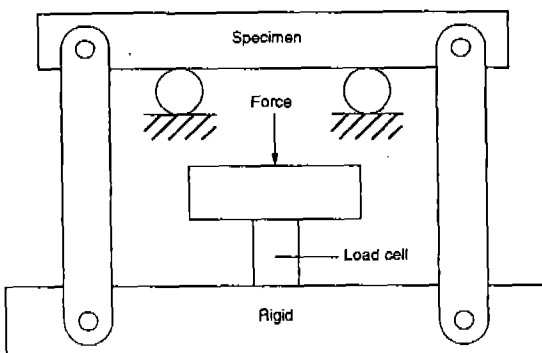
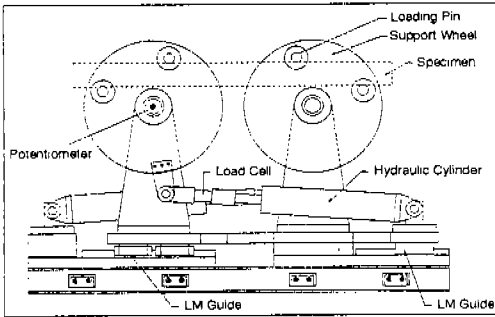
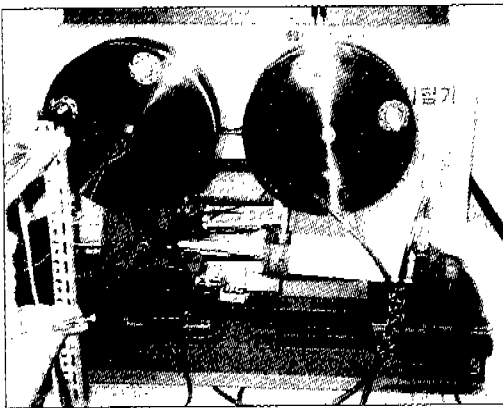


Fig.1 Concept of the 4-point Bending Machine

유압실린더가 지지바퀴의 바깥쪽에 위치하여 기하학적 형태가 넓어졌다. 늘어난 형태의 시험기에서는 지지바퀴의 직경과 지면에서 지지바퀴의 중심까지의 길이에 의하여 유압실린더의 행정과 지지바퀴의 회전각(즉 시편의 변형각)이 결정되어진다. 시험기의 굽힘 모멘트의 용량과 회전각을 늘리기 위해서 본 연구에서는 기하학적으로 새로운 형태의 개념을 도입하였다. 두 개의 유압실린더는 지지바퀴의 아래에 위치하며 각각 반대편의 지지바퀴를 밀게 된다. 따라서 유압실린더의 크기와 지지바퀴 사이의 기하학적 구조는 없어진다. 이 설계 개념은 유압실린더의 크기와 행정의 증가가 지지바퀴의 직경에 영향을 미치지 않게 된다. 따라서 시험기 전체의 크기에도 영향을 주지 않게 된다.



(a) Schematics of Test Machine



(b) Photograph of Test Machine

Fig.2 Pure Bending Test Machine

Fig.2는 시험기의 개략도와 실제의 모습을 보여주고 있다. 시험기에는 지지바퀴의 아래에 있는 유압실린더에 의하여 회전하는 두 개의 지지바퀴가 있다. 각각의 유압실린더는 반대쪽 지지바퀴를 밀어 회전시켜 시편을 굽힌다. 지지바퀴에는 각각 2개의 하중축이 있다. 안쪽의 하중축은 시편을 아래쪽으로, 바깥쪽의 하중축은 시편을 위쪽으로 밀어 두 지지바퀴의 조합으로 접촉면 주위에 변형 부분없이 굽힘 모멘트를 작용시킬 수 있다. 시편이 굽혀지는 동안 시편의 양 끝단의 길이는 줄어들며 시편과 하중축 사이의 접촉점도 변화될 수 있다. 따라서 시험기는 하나의 지지바퀴와 지지바퀴의 지지대가 가로 방향으로 움직일 수 있어야 하며, 모든 하중축은 볼베어링으로 지지되어 자유롭게 회전할 수 있도록 하였다. 유압펌프의 최대 유압은 20MPa이며, 유압실린더의 단면적은 50cm^2 이므로 유압실린더의 최대 하중용량은 100kN이다. 지지바퀴에서 하중축까지의 길이는 0.2m이므로 최대 굽힘 모멘트는 20kN·m이다. 유압실린더의 행정 길이는 270mm이며 70° 이상 회전한다. 시험기는 가로 100mm, 세로 95mm까지의 직사각형 단면을 가진 시편을 굽힐 수 있다. 이 시험기에는 굽힘 모멘트를 측정하기 위해서 두 개의 유압실린더의 피스톤 로드 앞부분에 각각 하나씩의 로드셀이 있으며 회전각도를 측정하기 위해서 두 개의 지지바퀴 중심에 각각 가변저항기를 설치하였다. 양쪽의 지지바퀴에서 얻은 데이터는 서로 약간의 차이점이 있으나 두 결과를 평균하여 결과로 사용하였다.

두 지지바퀴의 굽힘 모멘트와 회전각을 동시에 측정하기 위하여 Fig.3과 같이 데이터 입력장치를 구성하였다. 로드셀로부터 나오는 신호는 스트레인 증폭기를 통과하며, 가변저항기로부터 나오는 회전각 신호는 아날로그 신호 증폭기를 통과한다. 두 아날로그 신호는 A/D 변환기에 의하여 디지털로 바뀌어 개인용 컴퓨터에 저장된다.

3. 굽힘 붕괴 이론

사각관의 굽힘붕괴에 관한 이론은 Kecman과

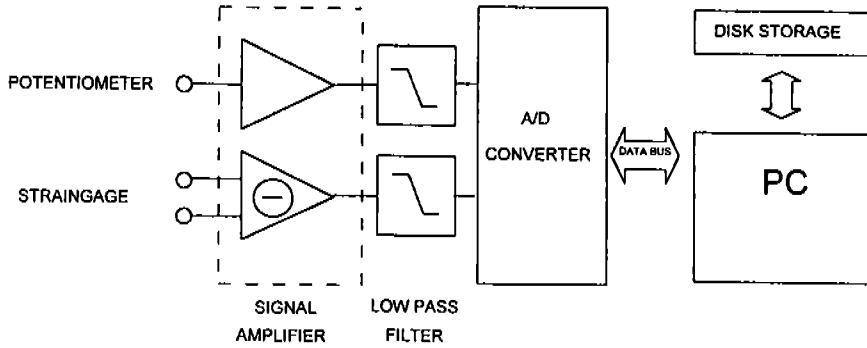


Fig.3 Schematics of the Data Acquisition System

Wierzbicki의 이론이 있다.

Fig.4는 Kecman의 굽힘 붕괴 모델을 나타내고 있다.

부재가 굽힘 모멘트에 의해 붕괴될 때에 각 국부 힌지에서 흡수된 에너지들을 모두 합하면 전체 에너지 $W(\theta)$ 가 구할 수 있다. 각 국부 힌지에서의 에너지 흡수량은 다음과 같다.

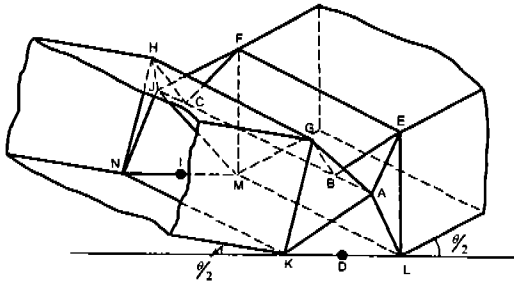


Fig.4 Kecman의 굽힘붕괴 모형

$$W_1 = W_{EF+GH} = 2m_p a \left[\frac{\pi}{2} - \rho - \sin^{-1} \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right]$$

a : 단면의 가로 길이

b : 단면의 세로 길이

$$\rho = \frac{\theta}{2}$$

$2h$: $\min(a, b)$

m_p : 단위 폭당 fully plastic moment

$$W_2 = W_{BC} = m_p a \left[\pi - 2 \sin^{-1} \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right]$$

$$W_3 = W_{AB+C} = 2m_p z_A (\pi - 2\beta)$$

$$= 2m_p (b \sin^2 \rho - h \sin \rho + \sqrt{b \sin \rho (2h - b \sin \rho)})$$

$$\cdot \cos \rho \times \left(\pi - 2 \sin^{-1} \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right) \quad (1)$$

$$W_4 = W_{BC+BE+CH+CF} = 4m_p h \frac{\pi}{2}$$

$$W_5 = W_{GK+EL+MN+FM}$$

$$= 4m_p b \tan^{-1} \left(\frac{z_A}{\sqrt{(h-x_{A2})^2 + (y_{A2}-y_B)^2}} \right)$$

$$W_6 = W_{GA+AE+CH+CF} = 4m_p \frac{h}{\gamma} z_A$$

$$W_7 = W_{KA+LA+NH+MJ} = \frac{8}{3} m_p \frac{z_A}{\gamma} \sqrt{h^2 + y_B^2 + z_A^2}$$

$$W_8 = W_{KN+LM+KL+MN}$$

$$= 2m_p \left[a \rho + 2h \tan^{-1} \left(\frac{z_A}{y_A} \right) \right]$$

위에서 산출한 각 국부힌지의 에너지 흡수량은 총합인 총 에너지 흡수량이 되며, 다음과 같다.

$$W(\theta) = \sum_1^8 W_i(\theta) \quad (2)$$

이를 이용하여 다음과 같이 모멘트가 구해지며

$$M(\theta) = \frac{W(\theta + \Delta\theta) - W(\theta)}{\Delta\theta} \quad (3)$$

따라서 각 변형각에 대한 모멘트를 계산할 수 있다.

Kecman의 식에 표현된 구름반경(Rolling Radius) r 은 실험에 의해 구하여 사용하여야 하며 이것에 따른 $M-\theta$ 선도는 Fig.5와 같다. Fig.5에서 알 수 있듯이 Kecman의 식은 실험을 통하여 적용해야 하는 준실험식이며 구름반경 r 에 따라 굽힘붕괴특성이 많이 차이남을 알 수 있다.

Wierzbicki가 제시한 굽힘 붕괴이론은 Fig.6과 같이 3가지의 형상의 양상을 가지며 일반적으로 철의 경우 (a)의 모드가 나타나는 것으로 되어 있다. Wierzbicki의 굽힘 붕괴이론은 축방향 붕괴이론에 기초하여 모멘트-변위 관계를 구하게 된다. 여기서 사용되는 요소는 슈퍼빔요소(Superbeam Element)라고 하며 전체적인 평형식을 구하기 위하여 압축을 받는 플랜지의 중심에 가해지는 집중하중 P 를 고려하는 것이 편리하다. 요소의 평형은 식(4)에 나타나있으며, 가상일의 정리에 의하여 표현된다.

$$\dot{E}_{ext} = \dot{E}_{int} \quad (4)$$

편심된 하중을 받는 column에 대하여, 외부일은 $P\delta$ 와 같다.

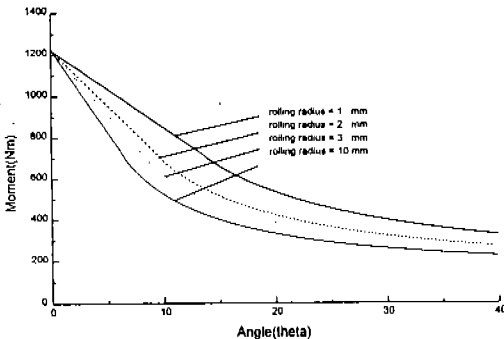


Fig.5 Kecman식의 구름반경에 대한 민감도

$$P\delta = \dot{E}_{cor} + \dot{E}_{rol} + \frac{1}{2} \dot{E}_b + \dot{E}_{w1} + \dot{E}_{w2} + \dot{E}_{ten} \quad (5)$$

위에서 \dot{E}_{cor} 는 corner 변위의 에너지 분산율, \dot{E}_{diag} 는 diagonal 변위의 에너지 분산율, \dot{E}_b 는 수평 힌지 라인의 에너지 분산율, 그리고 \dot{E}_{w1} 과 \dot{E}_{w2} 는 각각 web의 압축부와 팽창부에서의 에너지 분산율을 나타내며, \dot{E}_{ten} 는 tensile flange에서의 에너지 분산율이며 압축을 받는 web 부분에서의 에너지 분산율은 5개의 고정 힌지에 의해서 분산된다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{w1} &= 2M_0 b \dot{\alpha} \left[1 + (2 - \sqrt{2}) \left(\frac{H_b}{b} \right)^2 \right] \\ \dot{E}_{w2} &= \sqrt{2} M_0 b \dot{\alpha} \left[1 + \left(\frac{H_b}{b - \eta} \right)^2 \right] \\ \dot{E}_{ten} &= b t \sigma_0 \dot{u}(s=0) = 4 M_0 \frac{b}{t} \delta \frac{\eta}{b - \eta} \end{aligned} \quad (6)$$

위의 식들을 모두 합하여 보면, 다음의 하중관계식을 구하게 된다.

$$P_b(\alpha) \sin \alpha = M_0 \left\{ 8I_1 + 2I_2 \frac{H_b}{r_b} + 2 \frac{b}{H_b} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{b}{H_b} \right\}$$

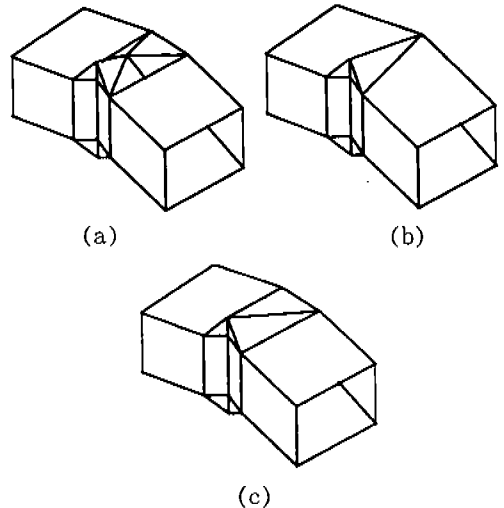


Fig.6 3가지 형태의 굽힘붕괴 모형

$$\left[1 + \left(\frac{H_b}{b} \right)^2 \right] + 4 \frac{b}{t} \frac{\eta}{b-\eta} \sin \alpha + (2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \quad (7)$$

H_b : 굽힘에 의한 접힌 길이

r_b : 굽힘시 구름반경

η : 순간 중립축의 거리

여기서 구해야할 변수는 r_b , H_b 와 η 세가지인데, r_b 와 H_b 를 구하기 위하여 먼저 평균 압괴하중을 구하면 다음과 같다.

$$P_m = M_0 \left(4.64 \frac{r_b}{t} + 2.3 \frac{H_b}{r_b} + \frac{3\pi}{2} \frac{b}{H_b} + 4 \frac{b}{t} \int_0^{\pi/2} \frac{\eta}{b-\eta} \sin \alpha d\alpha + \pi(2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \right) \quad (8)$$

위의 식에서 물리적인 적합성을 위하여 다음식이 성립한다.

$$\frac{\partial P_m}{\partial H_b} = 0$$

$$\frac{\partial P_m}{\partial r_b} = 0 \quad (9)$$

위의 두식을 연립하여 풀면 다음과 같이 r_b 와 H_b 를 구할 수 있다.

$$H_b = 1.276 b^{2/3} t^{1/3}$$

$$r_b = 0.795 b^{1/3} t^{2/3} \quad (10)$$

최종적으로 근사 방법에 의하여 η 를 “0”으로 놓게 되면, 구하고자 하는 모멘트-회전각 관계는 다음 식에 의해 결정된다.

$$M = P \cdot b \quad (11)$$

이 이론은 CRASH-CAD 프로그램에 적용되어 있으며 본 연구에서는 CRASH-CAD 프로그램을 이용하여 실험과 비교하였다.

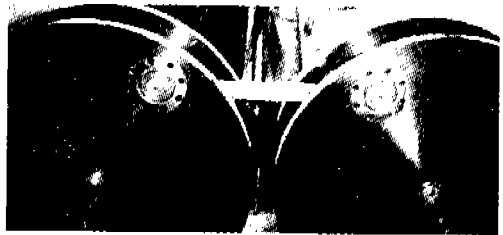
4. 굽힘 붕괴 시험

박판 사각관에 대하여 굽힘 붕괴시험을 수행하였다. 시험에 사용한 시편의 길이는 950mm이며 지지바퀴의 중심사이의 간격은 시험전 550mm로 조정하였다. 하중축이 시편과 접촉한 점에서 생기는 붕괴를 막기위하여 시편의 안쪽 빈공간에 강체로 된 지지대를 넣었다. 이 지지대의 길이는 425mm이며, 따라서 시편의 붕괴영역은 100mm이다.

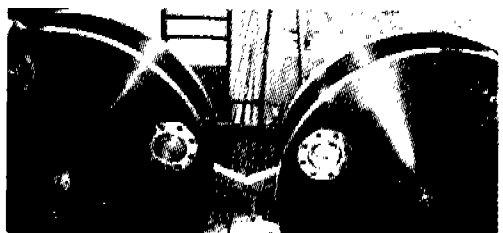
실린더의 유압은 시험 시작시에 대기압 정도로 낮추었다가 최대 굽힘 모멘트가 발생할 때까지 서서히 증가시켰다.

Table 1 Test Specimens

Number	Specimen size[mm]	B/t
1	30×30×2.9	10.3
2	40×40×2.9	13.8
3	50×50×2.9	17.2
4	60×60×2.9	20.7
5	50×50×1.4	35.7
6	50×50×2.1	23.8



(a) Before Test



(b) After Test

Fig.7 Bending Collapse Test

본 논문에서 시험한 시편들은 표1에 나타나 있다. Fig.7(a)는 시험기에 장착된 시편을 보여 주며, Fig.7(b)는 굽힘 붕괴 시험이 끝난후의 시편을 보여주고 있다. 두 그림에서 지지바퀴의 중심 사이의 거리를 비교해 보면 움직이는 지지바퀴 부분이 시편이 굽혀지는 동안 바깥쪽으로 밀렸다는 것을 알 수 있다. 이 이유는 시편의 가운데에 소성힌지가 발생하여 붕괴가 진행되면서 시편의 양단사이의 거리가 줄어든 것보다 두 개의 지지바퀴의 하중축 사이의 거리가 줄어든 것이 크기 때문이다.

Fig.8는 붕괴된 시편이다. Fig.8(a)는 시편의 붕괴된 옆면에서의 사진으로 시편의 소성변형한 부분은 시편의 폭과 거의 일치함을 보여준다. Fig.8(b)는 변형한 시편의 단면을 나타내고 있는데, 윗면은 압축력을 받아 주름이 잡혔으며 아랫면은 인장력을 받아 늘어났다. Fig.8(c)는 시편의 길이방향의 단면을 보여준다. 소성변형 지점 중심에서의 주름이 아랫면까지 내려가있다. 중심에서 양쪽 옆부분은 소성 힌지의 발생에 의하여 위로 튀어나왔다.



(a) Side View



(b) Cross Sectional View

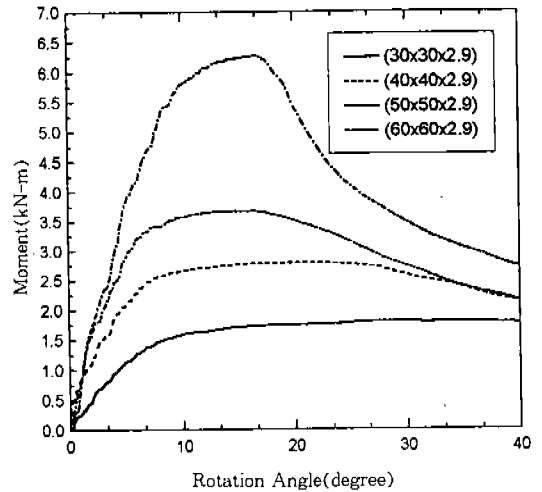


(c) Longitudinal Sectional View

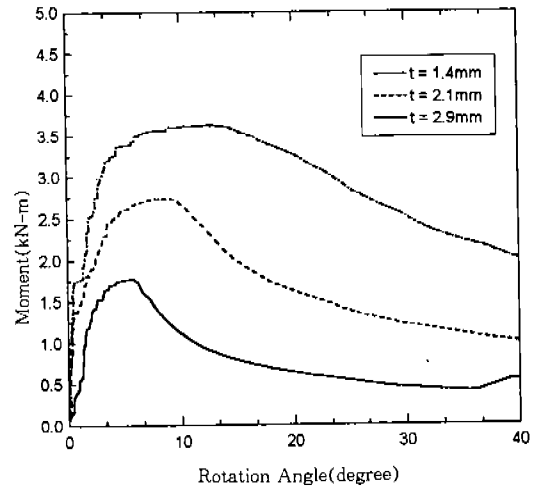
Fig.8 Bending Collapsed Specimen

Fig.9은 여러 가지 시편의 시험 결과를 보여준다. Fig.9(a)는 벽면의 두께가 일정한 여러 가지 크기의 정사각 단면을 가진 사각관의 모멘트-회전 선도를 나타내었다.

폭/두께(b/t)의 비가 작을 때 부재는 지연좌굴(Delayed Buckling)에 의하여 붕괴되며, 폭/두께의 비가 늘어날수록 좌굴형태는 국부좌굴의



(a) Size Variation(Same Thickness)



(b) Thickness Variation(Same Size)

Fig.9 The Moment Rotation Curves for the Various Specimens(Test Results)

형태로 바뀌어 감을 알 수 있다.

Fig.9(b)는 두께가 다른 정사각관에 대한 모멘트-회전 선도를 보여준다. 이 그림은 Fig.9 (a)와 같은 결과를 보여주며, 두께가 늘어남에 따라 최대 굽힘 모멘트도 늘어날뿐만 아니라 폭/두께의 비가 감소하여 국부좌굴형태에서 지연 좌굴형태로 변화함을 나타내고 있다.

5. 수치해석 및 검증

단면의 폭의 길이는 50mm이며 두께는 1.4mm, 2.1mm, 2.9mm인 세가지 형태의 정사각관에 대하여 수치 계산을 수행하였다. 실제의 경우 소성 변형은 국부적으로 발생하므로 관은 길이가 180mm 인 짧은 부분에 대해서만 고려하였다.

Fig.10에서 보는 바와 같이 관은 2개의 대칭면을 포함하고 있다. 따라서 붕괴거동은 길이가 90mm인 1/4모델을 이용하여 예측할 수 있다. 해석 모델은 응력집중이 예상되는 중심부는 1.4mm 요소, 그 외는 2.1mm 크기의 요소가 사용되었다. 시험 시편재료의 물성치를 얻기 위한 인장시험에서 350MPa의 항복응력, 420MPa의 파단응력과 200GPa의 탄성계수를 구하였다. 경계조건은 다음과 같이 1/4 모델의 대칭조건을 설정하여 실제의 전체 관의 대칭거동을 표현하도록 하였다. 또한, 사각관의 끝 절점을 기준점과 강체로 연결하고, 기준점은 축방향으로 구속하지 않았다.

Implicit 프로그램에서는 붕괴를 일으키기 위하여 모든 절점에 Fig.11에서 보여주는 1차 좌

굴모드를 이용하여 초기 불균일을 설정하였다. 초기 불균일의 양은 좌굴모드에서 최대의 변위를 갖는 부분에서는 두께의 1%를 설정하였으며, 변위의 크기에 따라 비례적으로 설정하였다. 모멘트는 대칭면상의 기준점을 회전시켜 발생시켰다.

Explicit 프로그램에서는 기준점의 각속도를 0.0065rad/msec로 하여 준정적 해석을 수행하였다. 계산은 실험에서 30° 변위각도까지인 15° 까지 수행하였다. 재료는 등방성 탄소성 재료로 표현하였으며, 이 모델에서는 변형속도 효과는 무시하였다. 응력-변형률선도는 부분적인 선형 함수의 형태로 입력하였다.

Implicit 프로그램과 Explicit 프로그램을 이용한 해석은 Fig.12와 같은 변형된 형태를 보여준다. 변형된 형상을 비교해 볼 때 Explicit 프로그

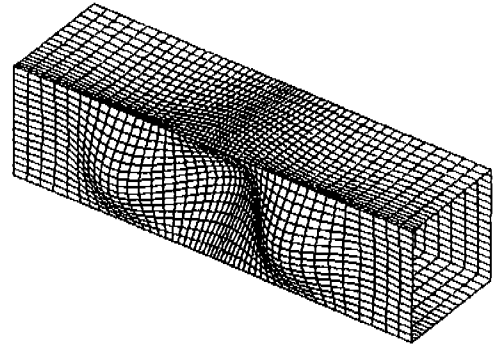


Fig.11 1st Buckling Mode Shape of Specimen #5

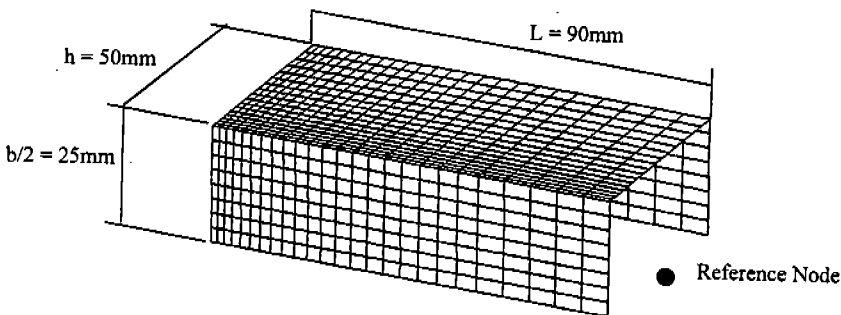
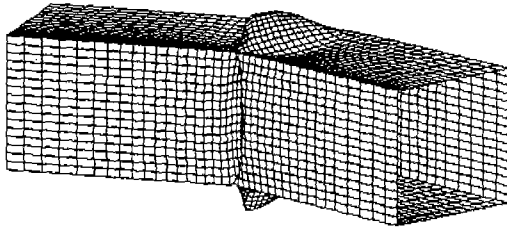
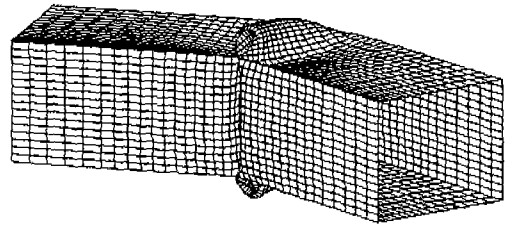


Fig.10 F.E. Model and Geometry



(a) Deformed Shape at IMPLICIT

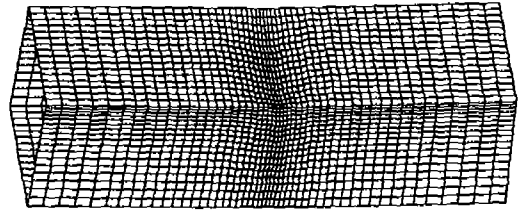


(b) Deformed Shape at EXPLICIT

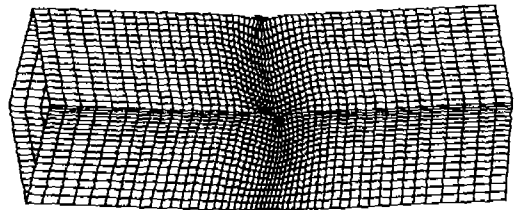
Fig.12 Comparison of Deformed Shapes of Specimen #5



(a) Deformed Shape at 3 Degree



(b) Deformed Shape at 7 Degree



(c) Deformed Shape at 10 Degree

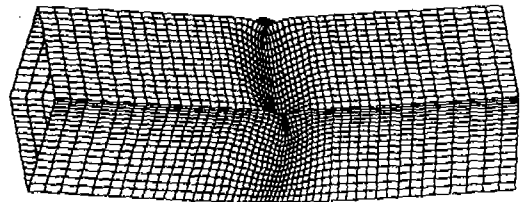


Fig.13 Comparison of Deformation of Tube with Test and Numerical analysis

램을 이용하여 해석한 경우의 변형된 모습이 실제의 경우와 보다 일치함을 보여준다.

Fig.13는 연속된 변형의 형태를 보여주며, 압축력이 작용하는 사각관의 1/4부분은 축방향 붕괴와 비슷하다. 인장력이 작용하는 쪽은 Web의 변형모드에서 인장면의 구속효과가 명확히 나타난다.

해석결과 단면이 50×50×1.5mm인 경우 실험에서는 최대 굽힘 모멘트가 1.76kN·m이었으며 Implicit의 경우 1.63kN·m, Explicit인 경우 1.46kN·m를 얻었다.

Explicit 프로그램을 이용하여 해석하였을 때 준정적 실험과 같은 굽힘 붕괴 해석이 가능하였으며, CPU Time은 Implicit 프로그램의 4배 정도를 단축할 수 있었다.(Implicit : 8,400sec, Explicit : 1,700sec).

Fig.14는 좌굴의 진행과정을 응력분포도를 이용하여 나타내고 있다. (a)는 좌굴이 시작되는 순간 관의 중앙에 응력이 집중되며, 소성힌지가 발달함에 따라 주변의 응력은 감소하고 소성힌지부의 응력만 증가함을 보여준다. 소성힌지가 발

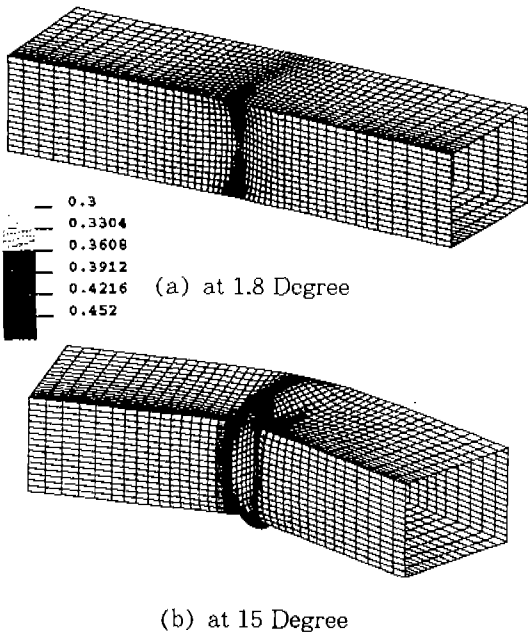


Fig.14 Stress Distribution of Specimen #5

생하여 연속적인 에너지 흡수가 일어나는 것을 응력분포를 통해 나타내었다.

박판 사각관의 국부좌굴은 최대 굽힘 모멘트에 도달하는 전후에 발생하며 최대 모멘트 이후에는, 힌지의 에너지 흡수는 급속하게 감소한다. 지연 좌굴의 형태인 경우 좌굴이 발생한 뒤에도 에너지의 흡수량이 급속히 감소하지 않고 어느 정도의 수준을 유지하게 된다. 이러한 붕괴형태를 충분히 고려하여 설계한다면 부재 단위중량당 에너지 흡수량을 높일 수 있을 것이다.

Fig.15의 모멘트-회전각 곡선은 단면이(50mm×50mm)이며 두께는 2.1mm인 사각단면에 대하여 실험의 결과와 수치해석의 결과와 Kecman의 이론식과 CRASH-CAD 결과를 비교한 것이다. 이 그래프를 보면 최대 모멘트는 거의 일치하지만, 최대 모멘트가 발생하는 각도가 일치하지 않는다.

이렇게 두 개의 결과가 일치하지 않는 이유를 시험기의 자체 변형에서 찾아 보았다. 시험기 자체 변형은 측정하기 위하여 재질이 SM45C, 단면이(60mm×60mm)인 사각봉을 시험기에 장치하고 모멘트를 가하였다(Fig.16). 이 사각봉의 EI값은 2.16×10^{17} 이고 시험한 시편 중 가장 두꺼운 3t인 경우 EI값은 2.28×10^{16} 으로 시편이 사각봉의 10%에 불과하므로 사각봉의 변형은 무시할 정도로 작다고 가정하였다. Fig.17은 사각

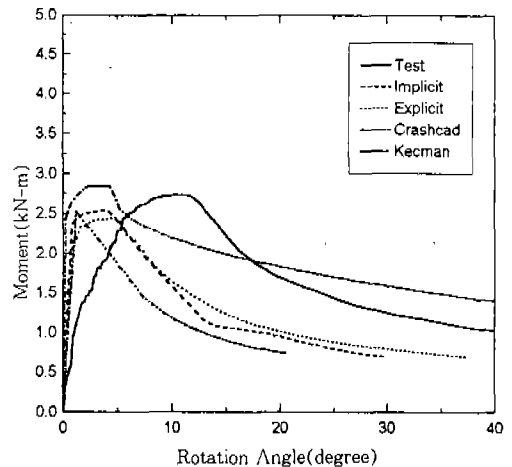


Fig.15 Moment-Rotation Angle Curves



Fig.16 Test Setup for Correction of Test Rig Compliance

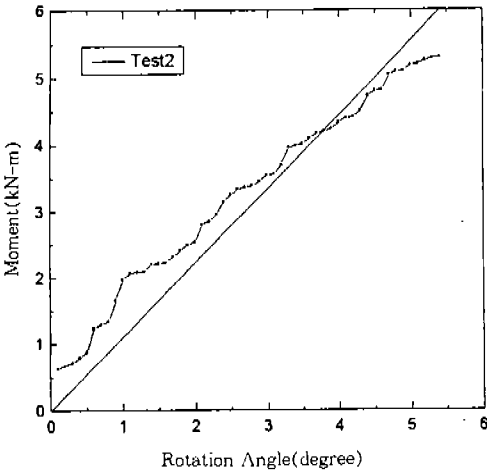
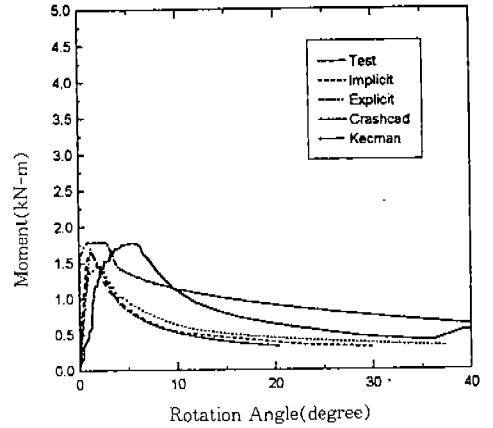


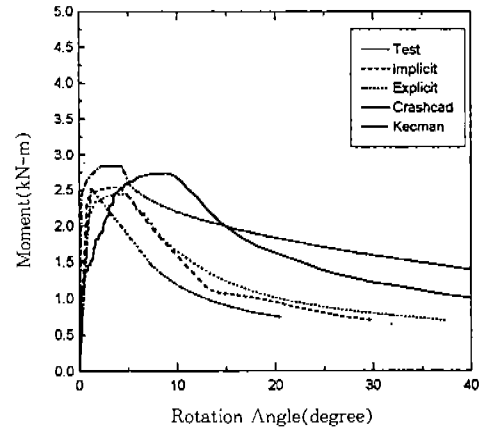
Fig.17 Calibration Curves of Test Rig's Error

봉에 모멘트를 가하였을 때 모멘트와 각도의 관계를 나타낸 선도이며, 실험의 결과를 선형보간법에 의하여 보간한 그래프이다. 따라서 여기에서 변화한 각도가 시험기의 변형에 의하여 나타나는 오차라고 할 수 있다.

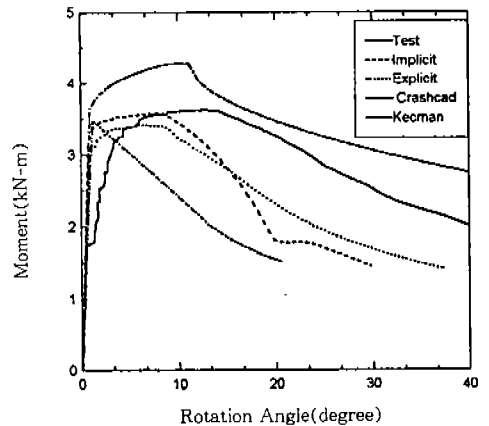
이 결과를 통하여 실험에 의해서 얻은 결과를



(a) $t = 1.4\text{mm}$



(b) $t = 2.1\text{mm}$



(c) $t = 2.9\text{mm}$

Fig.18 Moment-Rotation Angle Curves

보정시켜주면 Fig.18과 같은 그래프가 나타나며, 그 그래프에서 나타나 있듯이 최대 모멘트가 발생하는 각도가 수치해석의 결과에서 나타나는 각도에 많이 접근함을 보여주고 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 순수굽힘붕괴 시험기를 4점 굽힘 개념을 이용하여 제작하였다. 이 시스템은 다양한 크기의 시편에 대하여 굽힘 붕괴 시험을 할 수 있다.

연장으로 된 사각관에 대한 시험의 결과는 국부좌굴의 형태와 지연좌굴의 2개의 붕괴형태로 일어났으며 폭/두께비가 증가할수록 국부좌굴의 형태로 붕괴되었다.

수치해석 결과와 실험결과를 비교해 볼 때 최대 굽힘 모멘트는 잘 일치하였으나, 붕괴가 일어나는 각도는 시험기의 오차를 보정하였음에도 약간의 차이가 있었다. 이 오차의 원인은 부재의 단면이 수치해석에서 모델링한 완전한 사각관의 형태를 가지지 못하며, 사각관의 성형과정에서 발생한 부분적인 잔류응력 때문에 차이를 보이는 것으로 사료된다. 앞으로 이 오차의 규명과 실험에 대한 보다 정확한 수치모델링에 대하여 연구를 진행해 나가려고 한다.

일반적인 해석적 식은 국부좌굴현상에 대하여는 비교적 일치하였으나, 지연좌굴의 경우에는 다소 차이점이 있어 지연좌굴에 대한 실험식 또는 다른 해석적 유도가 필요하다고 판단된다.

참 고 문 헌

1. H.S. Kim, S.Y. Kang, I.H. Lee, S.H. Park and D.C. Han, "Vehicle Frontal Crashworthiness Analysis by Simplified Structure Modeling using Nonlinear Spring and

- Beam Elements", *Int. J. Crashworthiness*, Vol.2, No.1, pp107~117, 1997.
2. T.J. Lardner, R.R.Archer, *Mechanics of Solids*, McGraw-Hill, 1994.
3. D.Kecman, *Bending collapse of rectangular section tubes is relation to the bus roll-over problems*. Ph.D. Thesis. Cranfield Institute of Technology, U.K., 1979.
4. S. Kyriakides and P.K. Shaw, "Inelastic Buckling of Tubes under Cyclic Bending", *J. of Pressure Vessel Technology*, Vol. 109, pp 169~178, 1987.
5. E. Corona and S.P. Vaze, "Buckling of Elastic-Plastic Square Tubes under Bending", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 38, No. 7, pp. 753~775, 1996.
6. S. J. Cimpoeeru and N. W. Murray, "The large deflection pure bending properties of a square thin-walled tube", *Int.J.Mech. Sci.*, Vol. 35, No. 3/4, 1993.
7. W. Abramowicz, "Simplified Crushing Analysis of Thin Walled Columns and Beams", *Engineering Trans.* Vol. 29, pp.3~27, 1983.
8. T. Wierzbicki, W. Abramowicz, T. Gholami and J. Huang, "Stress profiles in thin-walled prismatic columns subjected to crush loading-II BENDING", *Computer & Structure* Vol. 51, No. 6, 1994.
9. *ABAQUS/Standard User's Manual*, Ver.5.6, Hibbit, Karlsson&Sorensen, Inc., 1997.
10. *PAM-CRASH User's Manual*, PAM Systems International, France, 1996.
11. *CRASH-CAD User's Manual*, Ver.3.2, Impact Design, Inc., 1995.