

〈논 문〉 SAE NO. 96370052

박판 사각튜브의 에너지 흡수 특성

The Energy Absorption Characteristics of Thin-walled Rectangular Tubes

김 천 옥,* 한 병 기,** 원 종 진,*** 임 채 홍****
C. W. Kim, B. K. Han, J. J. Won, C. H. Lim

ABSTRACT

This paper investigates the energy absorption characteristics of thin-walled rectangular tubes. In the compact mode, the crushing process of a thin-walled tube is analyzed into 3 parts by the ratio of outward to inward fold length. The mean crush load and the half-wave folding length are determined by using minimum energy principle. The effective crush distance can be determined when half-wave folding length is known, and the number of folds is derived when crush distance is given. Thus when the crush distance is given, energy absorption capacity can be estimated with mean crush load and number of folds. And the theoretical value is proven experimentally.

주요기술용어 : Crushing mechanism(압괴 기구), Mean crush load(평균압괴하중), Energy absorption capacity(에너지 흡수능력), Effective crush distance(유효압괴거리)

기 호 설 명

a : 튜브의 길이
b : 직사각튜브의 장폭
c : 직사각튜브의 단폭
 E_{ext} : 외부에너지

E_{int} : 내부에너지
H : 반파장 압괴주름길이
k, l, m, n : 횡방향 접힘길이 비
 L_h, L_v : 수평힌지선 및 수직힌지선의 길이
M : 합모멘트
N : 함용력
P : 순간압괴하중
 P_m : 평균압괴하중
r : 이중곡면요소의 단반경
t : 튜브의 두께
 $\alpha, \beta, \gamma, \eta$: 접힘각

* 정회원, 연세대학교 기계공학과

** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

*** 정회원, 국민대학교 기계설계학과

**** 정회원, 현대자동차

δ : 압피거리
 n_c : 압피주름의 갯수

1. 서 론

자동차의 정면충돌시 대부분의 충돌에너지는 차체 앞부분의 엔진레일 및 사이드 멤버와 같은 종방향 부재들의 소성변형으로 대부분 흡수되며, 굽힘보다는 압피에 의한 변형으로 많은 에너지를 흡수할 수 있다. 따라서 이들 단면을 이루고 있는 박판 4각튜브의 에너지 흡수 특성에 대한 연구는 매우 중요한 문제이다.

박판 4각튜브는 평판으로 구성되는데, 1962년 Gerard¹⁾는 압축하중을 받는 평판의 미분방정식을 구하였고, 4변이 단순지지된 판의 좌굴거동시 용력분포가 균일하지 않음을 보였으며 최대압피하중은 대변형에 의한 영향을 고려하여 구해야 한다고 하였다. 박판 4각튜브의 압피거동에서 압축하중이 탄성좌굴하중 이상으로 증가하면 튜브의 벽면에 소성힌지가 발생한다. 이 힌지가 확장되면 벽면 일부가 회전하면서 규칙적인 주름이 접히는 정규 압피모드(compact mode)와, 압피시 접힘(folding)과 굽힘(bending)이 함께 작용하여 불규칙적인 주름이 일어나는 비정규 압피모드(noncompact mode)가 발생하는데, 1981년 Mahmood 등²⁾은 반경험적 접근을 통해 압피모드가 분기되는 임계후폭비를 제시하였다.

Alexander³⁾는 박판 원형튜브의 재질을 강철-소성으로 가정하고 가공경화효과를 무시하여 굽힘과 신장에 의한 에너지 소산량으로부터 정규 압피모드에서의 평균압피하중을 구하였다. Aya 등⁴⁾은 4각튜브의 압피기구를 이용하여 모서리좌굴하중을 구하고 실험계수를 도입하여 평균소성좌굴하중을 구하였다. 1974년 Ohkubo 등⁵⁾은 정규압피 모드가 발생하는 박판 4각튜브의 하중-변위곡선이 주기적으로 변동함을 발견하고, 평균압피강도를 에너지법과 실험을 통해 제시하여 이후의 연구에 크게 기여하였다. Magee 등⁶⁾은 소성힌지의 개념보다는 비에너지와 인장강도 사이에 비례관계가 존재한다는 점에 중점을 두고 다양한 단면부재의 평균압피하중을 구하였다. 또

한 Mahmood 등²⁾은 모자형 단면부재의 평균압피하중을 최대압피강도의 함수형태로 취급하며 직4각 모자형 단면부재의 압피거동 전반을 설명하였다. Wierzbicki 등⁷⁾과 Mamalis 등⁸⁾은 소성힌지의 이동에 따른 흡수에너지를 고려하여 평균압피강도를 구하고 실험과 비교하였으며, 특히 Wierzbicki 등⁷⁾은 아코디언 모양의 압피 주름에 대해 기하학적 모델을 제시하여 주름길이(folding length)를 계산하였고 에너지 평형조건에 의해 정적 평균압피하중을 구하였다.

지금까지의 연구에서는 평균압피하중의 산출에 초점이 맞추어져 압피시 주름이 형성되어 진행되는 과정에 대한 압피 메카니즘의 해석이 부족하며, 임의의 압피거리에 대한 에너지 흡수능력의 평가에 있어서 큰 오차를 나타낸다.

본 연구에서는 4각튜브의 압피과정에서 주름이 형성되어가는 과정을 외측(outward) 및 내측(inward)접힘현상을 고려한 1차, 2차, 3차 압피 메카니즘으로 구성하고 최소에너지원리를 사용하여 평균압피하중과 압피주름길이를 결정한다. 또한 반파장 압피주름길이를 이용하여 유효압피거리를 결정하고, 1개의 주름이 형성될 때의 유효압피거리를 이용하여 압피주름의 갯수를 예측한다. 따라서 임의의 압피거리가 주어질 경우 평균압피하중과 압피주름의 갯수에 의해 에너지 흡수능력을 예측할 수 있는 식을 제시한다. 또한 여러 단면 형상비를 갖는 시편을 시험하여 평균압피하중, 반파장 압피주름길이, 유효압피거리 및 에너지 흡수능력을 해석결과와 비교 검토함으로써 본 연구의 타당성을 입증한다.

2. 이 론

2.1 해석모델

해석모델은 연속적인 접힘이 일어나는 경우 외측 및 내측 접힘이 번갈아 형성되므로 접힘과정을 3개의 기하학적인 모델로 이상화한다⁹⁾.

4각튜브는 압피시 기본적으로 변형의 기하학적 연속조건을 만족하려면 Fig.1과 같이 1의 사다리꼴 요소, 2의 수평원통면 요소, 3의 경사원추면 요소 및 4의 이중곡면 요소(toroidal sur-

face)로 구성되어야 하며, 기하학적인 상관관계를 유도하기 위해 소성현지선만으로 구성된 모델은 Fig.2와 같다⁷⁾.

압괴 과정의 총 에너지 소산율(total energy dissipation rate)은 연속과 불연속 속도장에 기인하므로 다음과 같다.

$$\dot{E}_{int} = \int_S (M \dot{\kappa} + N \dot{\lambda}) ds + \int_L M_0 \dot{\theta} dL \quad (1)$$

여기서 처음 적분항은 이중곡면 요소의 연속적인 소성거동영역에서의 에너지 소산율이며 다음 적분항은 수평원통면 요소와 경사원추면 요소에서의 불연속적인 에너지 소산율이다.

따라서 1/4 모델의 이중곡면 요소에서의 에너지 소산율은 다음과 같다⁹⁾.

$$\begin{aligned} \frac{\dot{E}_1}{4} &= \int_0^\epsilon \{2 \dot{\omega} r \sin \varphi [N_0 r + M_0]\} d\varphi \\ &= 8M_0 \frac{Hr}{t} D_1(\alpha) \dot{\alpha} \end{aligned} \quad (2)$$

수평현지선 길이는 상수 L_h 이며 원통면의 단면은 각속도 $\theta = \dot{\alpha}$ 를 가지고 사다리꼴 단면에 관해 회전하므로 수평원통면 요소의 에너지 소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{E}_2}{4} = 2M_0 L_h \dot{\theta} = 2M_0 L_h \dot{\alpha} \quad (3)$$

경사진 현지의 길이 L_v 는 $H/\sin \chi$ 이므로 원추면 요소의 에너지 소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{E}_3}{4} = M_0 L_v \dot{\theta} = M_0 \frac{H^2}{r} D_3(\alpha) \dot{\alpha} \quad (4)$$

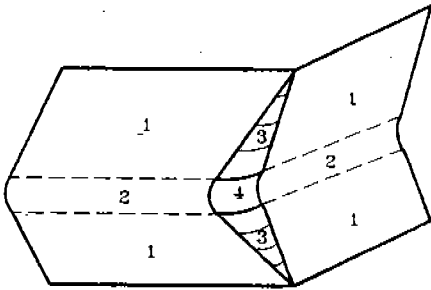


Fig.1 A fully consistent collapse mechanism

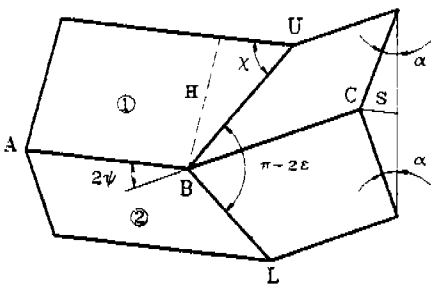


Fig.2 Global geometry of the basic folding mechanism

2.2 평균압괴하중

2.2.1 1차 평균압괴하중

1차 압괴메카니즘은 6개의 사다리꼴 요소, 4

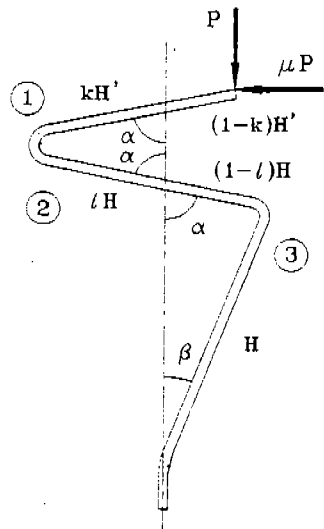


Fig.3 Segment model of first crushing mechanism

개의 수평원통면 요소, 3개의 경사원추면 요소, 2개의 이중곡면 요소로 구성되며, 접합각이 α 일 때의 1차 압괴메카니즘은 Fig.3에서와 같이 ①, ②, ③ 판넬이 동시에 압괴과정을 형성한다.

판넬 ①은 모서리를 경계로 $k : (1-k)$ 의 비율로 나누어지며 판넬 ②는 $l : (1-l)$ 로 나누어진다. 여기서 k 와 l 은 판넬 ① 및 판넬 ②에서의 외측접합길이와 반파장 압괴주름길이의 비를 나타낸다. 판넬부재 ①, ②, ③은 $0 \leq \alpha \leq \pi/2$, $0 \leq \beta \leq \beta'$ 의 각도 변화를 가지며 β' 는 α 가 $\pi/2$ 일때의 접합각이다. 실험적으로 $k=0.8$ 이고 $H'=0.75H$ 이므로 기하학적 관계로부터 $l=0.6$ 이 되고, $\beta = \sin^{-1}[(1-l)\sin\alpha]$ 이므로 각도 $\beta = 0.13\pi$ 가 된다.

튜브의 압괴시에 Fig.1에서 보여주는 바와 같이 이중곡면 요소, 수평원통면 요소, 경사원추면 요소에서의 총 내부에너지 소산율⁹⁾을 구하기 위하여 위에서 구한 값들을 대입하고 각도 α 에 대하여 0부터 $\pi/2$ 까지 적분을 수행하면, 소산된 내부에너지는 다음과 같이 구하여진다.

$$E_{int} = 4M_0 \left[6.56 \frac{Hr}{t} + 3.26\pi L_h + 2.20 \frac{H^2}{r} \right] \quad (5)$$

또한 튜브와 압력판과의 마찰을 고려하여 계산된 외부에너지 소산율⁹⁾은 각도 α 에 대하여 적분함으로써 구하여질 수 있으며, 이때 소산된 에너지는 선도의 면적에 해당하므로 순간압괴하중의 대표값으로 평균압괴하중 P_m 을 도입하면 다음과 같다.

$$E_{ext} = P \int_0^{\pi/2} H \sin \alpha \left[\left(1 - \frac{\mu(1-k)}{\tan \alpha}\right) \frac{H'}{H} + 1 + \frac{(1-l^2) \cos \alpha}{\sqrt{1-(1-l)^2 \sin^2 \alpha}} \right] d\alpha$$

$$= P_m H [1.83 - 0.3\mu] \quad (6)$$

여기서 P 는 순간압괴하중(instantaneous crushing force)이고, μ 는 압력판과 튜브사이의 마찰계수인데 외부에너지에는 별로 영향을 주지 않는다.

에너지 평형을 고려하면 $E_{ext} = E_{int}$ 이므로 식 (5)와 식 (6)으로부터 다음식을 얻는다.

$$\frac{P_m}{M_0} = \frac{4}{1.83 - 0.3\mu} \left(6.56 \frac{r}{t} + 3.26\pi \frac{L_h}{H} + 2.20 \frac{H}{r} \right) \quad (7)$$

최소에너지원리를 이용하여 평균압력하중 P_m 에 대한 함수, 식 (7)을 미지변수 H 와 r 에 대하여 각각 편미분하여 0으로 놓고 연립하여 풀면, 반파장 압괴주름길이 H 와 이중곡면 요소의 단반경 r 이 구하여 진다.

$$H_{1st} = 1.93^3 \sqrt{L_h^2 t}$$

$$= 1.93b \left[\frac{1}{4} \left(\frac{t}{b} \right) \left(1 + \frac{c}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

$$r_{1st} = 0.80^3 \sqrt{L_h^2 t} \quad (9)$$

이를 식 (7)에 대입하면 1차 압괴메카니즘에서의 평균압괴하중 (P_m)_{1st}이 구하여 진다. 여기서 $M_0 = \sigma_0 t^2/4$ 이므로

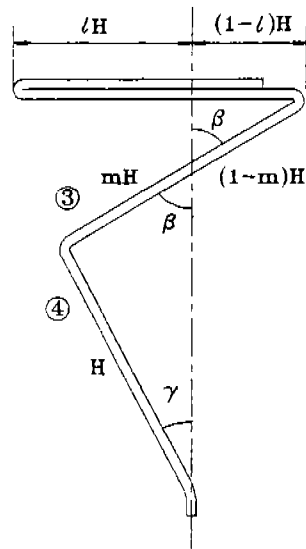


Fig.4 Segment model of second crushing mechanism

$$(P_m)_{1st} = \frac{21.15}{1.83 - 0.3\mu} \sigma_0 t^{\frac{5}{3}} L_h^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

2.2.2 2차 평균압괴하중

2차 압괴메카니즘은 Fig.4에서와 같이 판넬부재 ①과 ②는 압괴가 완료된 상태이고 판넬부재 ③과 ④는 압괴과정 중에 있다. 판넬부재 ③과 ④는 $\bar{\beta} \leq \beta \leq \pi/2$, $0 \leq r \leq \bar{r}$ 의 각도 변화를 가지며 기하학적 관계에서 $r = \sin^{-1}[m \sin \beta]$ 이고 \bar{r} 는 β 가 $\pi/2$ 일때의 접힘각이다. 1차 평균압괴하중에서 $\ell = 0.6$ 이므로 각도 β 가 최종적으로 $\pi/2$ 까지 변화되었을 때 $m = \ell = 0.6$ 이 되고 각도 $\bar{r} = 0.20\pi$ 가 된다.

1차 압괴메카니즘에서와 마찬가지로 2차 압괴메카니즘에서 소산된 내부에너지는 내부에너지 소산율⁹⁾로부터 각도 β 에 대하여 0.13π 부터 $\pi/2$ 까지 적분을 수행함으로써 얻을 수 있다.

$$E_{int} = 4M_0 \left[3.75 \frac{Hr}{t} + 1.89\pi L_h + 1.37 \frac{H^2}{r} \right] \quad (11)$$

또한 외부에너지 소산율⁹⁾을 각도 β 에 대하여 적분함으로써 소산된 외부에너지를 구할 수 있으며, 평균압괴하중 P_m 을 도입하면 다음과 같다.

$$E_{ext} = \int_{0.13\pi}^{\frac{\pi}{2}} PH \sin \beta \left[1 + \frac{m \cos \beta}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \beta}} \right] d\beta = 1.12 P_m H \quad (12)$$

따라서 식 (11)과 (12)로부터 다음과 같이 평균압괴하중이 구해진다.

$$\frac{P_m}{M_0} = 13.39 \frac{r}{t} + 6.74\pi \frac{L_h}{H} + 4.89 \frac{H}{r} \quad (13)$$

그리고 반파장 압괴주름길이 H , 이중곡면 요소의 단반경 r 과 평균압괴하중 $(P_m)_{2nd}$ 은 다음과 같다.

$$H_{2nd} = 1.89^3 \sqrt{L_h^2 t} = 1.89b \left[\frac{1}{4} \left(\frac{t}{b} \right) \left(1 + \frac{c}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

$$r_{2nd} = 0.83^3 \sqrt{L_h t^2} \quad (15)$$

$$(P_m)_{2nd} = 11.14 \sigma_0 t^{\frac{5}{3}} L_h^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

2.2.3 3차 평균압괴하중

3차 압괴메카니즘에서는 Fig.5에서와 같이 판넬부재 ③까지는 압괴가 완료된 상태이고 판넬부재 ④와 ⑤는 압괴과정 중에 있다.

판넬부재 ④와 ⑤는 $\bar{r} \leq r \leq \pi/2$, $0 \leq \eta \leq \bar{\eta}$ 의 각도 변화를 가지며 $\bar{\eta}$ 는 r 가 $\pi/2$ 일때의 접힘각이다. 각도 r 가 최종적으로 $\pi/2$ 까지 변화되었을 때 $n = \ell = 0.6$ 이 되고 각도 $\bar{\eta} = 0.13\pi$ 가 된다.

1차 압괴메카니즘에서와 마찬가지로 3차 압괴메카니즘에서 소산된 내부에너지는 내부에너지 소산율⁹⁾로부터 각도 r 에 대하여 0.20π 부터 $\pi/2$ 까지 적분을 수행함으로써 얻을 수 있다.

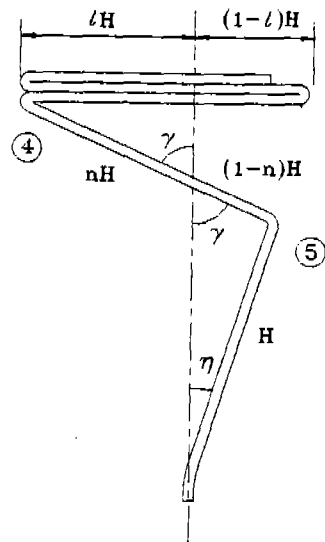


Fig.5 Segment model of third crushing mechanism

$$E_{int} = 4M_0 \left[2.65 \frac{Hr}{t} + 1.44\pi L_h + 0.93 \frac{H^2}{r} \right] \quad (17)$$

또한 외부에너지 소산율⁹⁾을 각도 r 에 대하여 적분함으로써 소산된 외부에너지를 구할 수 있으며, 평균압괴하중 P_m 을 도입하면 다음과 같다.

$$E_{ext} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{0.20\pi} PH \sin r \left[1 + \frac{(1-n) \cos r}{\sqrt{1-(1-n)^2 \sin^2 r}} \right] dr$$

$$= 0.88 P_m H \quad (18)$$

에너지 평형을 고려하면 식 (17)과 (18)로부터 다음식을 얻는다.

$$\frac{P_m}{M_0} = 12.04 \frac{r}{t} + 6.54\pi \frac{L_h}{H} + 4.20 \frac{H}{r} \quad (19)$$

그리고 반파장 압괴주름길이 H , 이중곡면 요소의 단반경 r 과 평균압괴하중 $(P_m)_{3nd}$ 은 다음과 같다.

$$H_{3nd} = 2.02^3 \sqrt{L_h^2 t}$$

$$= 1.89b \left[\frac{1}{4} \left(\frac{t}{b} \right) \left(1 + \frac{c}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

$$r_{3nd} = 0.84^3 \sqrt{L_h t^2} \quad (21)$$

$$(P_m)_{3nd} = 10.12 \sigma_0 t^{\frac{5}{3}} L_h^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

한편 첫번째 주름이 형성된 후부터는 2차 및 3차 압괴메카니즘이 교차 반복되므로 반복되는 한 주기의 평균압괴하중과 반파장 압괴주름길이는 산술평균값으로 정의할 수 있으므로 다음과 같다.

$$P_m = 10.63 \sigma_0 t^{\frac{5}{3}} L_h^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

$$H_m = \frac{H_{2nd} + H_{3rd}}{2} \quad (24)$$

2.3 유효압괴거리

실제로 변형된 모서리선은 $R=0.27H$ 의 원호를 가지며 남아 있는 변위는 R 이므로 유효압괴거리(effective crushing distance) δ_e 는 다음과 같이 유도된다.

$$\delta_e = H - R = 0.73H \quad (25)$$

따라서 각 메카니즘에서의 유효압괴거리는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

- 1차 압괴 메카니즘

$$\delta_{1st} = 0.73 \left[H' \left(1 - \cos \frac{\pi}{2} \right) + H \left(1 - \cos \frac{\pi}{2} \right) + H \left(1 - \cos \bar{\beta} \right) \right] \quad (26)$$

- 2차 압괴 메카니즘

$$\delta_{2nd} = 0.73 \left[H \left(\cos \bar{\beta} - \cos \frac{\pi}{2} \right) + H \left(1 - \cos \bar{\gamma} \right) \right] \quad (27)$$

- 3차 압괴 메카니즘

$$\delta_{3rd} = 0.73 \left[H \left(\cos \bar{\gamma} - \cos \frac{\pi}{2} \right) + H \left(1 - \cos \bar{\eta} \right) \right] \quad (28)$$

또한 1차 압괴메카니즘에서 한개의 주름이 형성된 후부터는 2차 및 3차 압괴메카니즘이 교차 반복되므로 한 주기당의 평균유효압력괴거리 $2\delta_m$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$2\delta_m = \delta_{2nd} + \delta_{3rd} \quad (29)$$

2.4 에너지 흡수능력

1차 압괴메카니즘에서 유효압괴거리가 δ_{1st} 일 때 압괴주름의 갯수가 1개이고 유효압괴거리가 $2\delta_m$ 만큼 증가함에 따라 1개씩 늘어남으로 압괴주름의 갯수 n_c 와 유효압괴거리 δ 와의 관계는 다음과 같다.

$$n_c = \frac{(\delta - \delta_{1st})}{2\delta_m} + 1 \quad (30)$$

4각튜브에서 1차 주름이 완전히 형성될 때는 압괴주름길이 $H_{1st} + H'_{1st}$ 가 필요하고 2차 주름 이후에는 주름이 하나씩 형성될 때마다 압괴주름길이 $2H_m$ 이 필요하므로 사각튜브의 길이가 a 인 경우 완전히 형성된 주름의 갯수는 다음과 같다.

$$(n_c)_{max} = \frac{a - H_{1st}'}{2H_m} \quad (31)$$

따라서 압괴시 흡수하는 에너지는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

Table 1 Mechanical properties of tube specimens (unit : kgf/mm²)

Young's modulus E	2.1×10^4
Poisson's ratio ν	0.3
Yielding strength σ_y	21.8
Ultimate strength σ_u	29.9

Table 2 Dimensions of thin-walled tube specimens (a = 240mm)

No.	b(mm)	c(mm)	t(mm)
S1	40	40	1.6
S2	50	50	1.6
S3	50	50	1.2
S4	60	60	1.6
S5	60	30	1.2
S6	50	30	1.2
S7	60	36	1.6
S8	70	35	1.6
S9	70	42	2.0
S10	50	35	1.2
S11	50	35	1.6
S12	60	42	2.0
S13	50	40	2.0
S14	50	45	1.2
S15	50	45	1.6
S16	50	45	2.0

$$E_{ab} = (P_m)_{1st} \delta_{1st} + 2P_m \delta_m (n_c - 1) \quad (32)$$

3. 실험

시험편의 재질은 절곡가공 및 간단한 가공용에 적합한 냉연강판이며 기계적 성질은 KSB 0801 인장시편 5호 시험편을 사용하여 실험으로 측정 한 값을 Table 1에 나타내었다.

시험편은 절곡기를 이용하여 'C'자 단면으로 접은 후, 2개를 TIG용접하였고, 또한 시험편의 양단에 판을 대고 모서리에 아아크 용접을 하여 균일 압축하중을 받게 하였다.

시험편의 치수는 정규모드로 압괴되는 후폭비를 가지며, 각 시험편의 단면치수는 Table 2에 나타내었다.

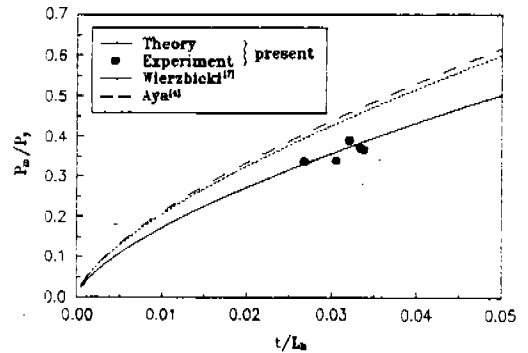


Fig.6 Variation of nondimensionalized mean crush load P_m/P_y with ratio of thickness to mean width t/L_h ($L_h = 50\text{mm}$)

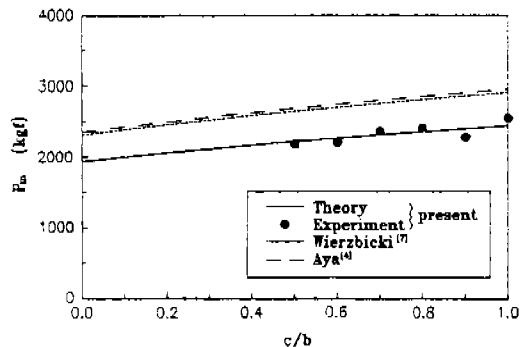


Fig.7 Variation of mean crush load with aspect ratio c/b ($b = 50\text{mm}$, $t = 1.6\text{mm}$)

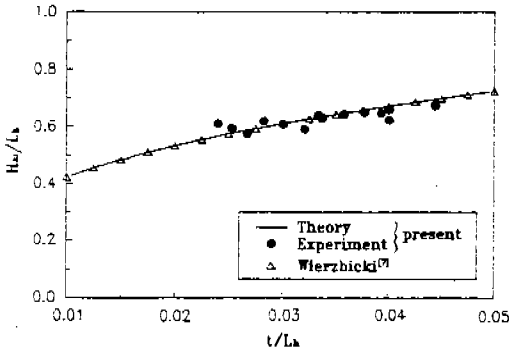


Fig.8 Variation of nondimensionalized half wave folding length H_m/L_h with thickness to mean width t/L_h

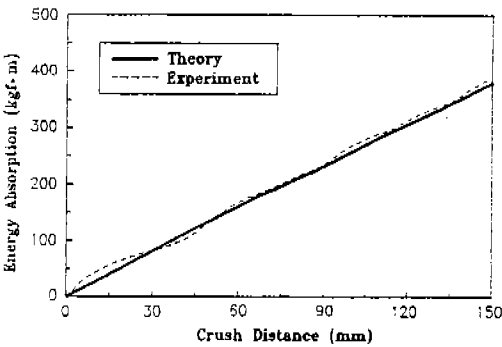


Fig.9 Energy absorption capacity for S2 specimen

4. 실험결과 및 검토

4.1 평균압력하중

평균압력하중에 관한 식을 보면 가공경화재질인 경우 소성유동응력 σ_0 의 영향을 받게 되며, 본 연구에서는 $\sigma_0 = 0.92\sigma_u$ 를 사용하여 이론값을 계산하였다.

Fig.6에서는 4각튜브의 평균폭길이 $L_h = 50\text{mm}$ 일때 후폭비(t/L_h)에 따른 이론적인 무차원 평균압력하중의 변화와 실험값을 나타내었다. 4각튜브의 두께가 두꺼워질수록 평균압력하중은 상승하여 에너지 흡수를 더 많이 할 수 있으며, 외측 및 내측의 횡방향 접힘길이의 차이를 고려

Table 3 Comparison with theoretical and experimental result for number of folds and energy absorption

Specimen	n_c		$E_{ab}(\text{kgf}\cdot\text{m})$	
	Eq.(30)	Exp.	Eq.(32)	Exp.
S2	3.45	3	364	380
S12	3.12	3	536	566

하여 본 연구에서 제시한 평균압력하중이 기존의 이론보다도 실험값에 잘 부합함을 알 수 있다.

Fig.7은 $b = 50\text{mm}$, $t = 1.6\text{mm}$ 인 경우 단면종횡비 c/b 에 따른 평균압력하중의 변화를 다른 연구자들의 이론값과 비교하였으며, 단면종횡비가 증가할수록 평균압력하중은 증가하고 있음을 알 수 있다.

4.2 압피주름길이

Fig.8은 후폭비(t/L_h)에 따른 무차원 반파장 압피주름길이 H_m/L_h 를 실험값과 함께 이론값을 도시한 것이다. 본 연구에서 제시한 반파장 압피주름길이는 Wierzbicki의 연구결과와 실험값과 잘 일치하며, 4각튜브의 후폭비가 증가할수록 반파장 압피주름길이는 증가한다.

4.3 에너지 흡수능력

Table 3에서는 시편 S2 및 S12에 대해 최대 유효압피거리를 150mm까지 압피시켰을 때 압피주름의 갯수 및 에너지 흡수량을 실험과 비교하여 나타낸 것이다.

Fig.9는 시편 S2에 대해 유효압피거리가 150mm까지 진행할 때의 이론적인 에너지 흡수량의 예측 및 실험에 의한 에너지의 흡수량을 함께 도시한 것이다.

5. 결 론

정규접힘모드가 발생하는 박판 4각튜브의 압피과정을 외측 및 내측 접힘현상을 고려하여 3개의 메카니즘으로 나누어 해석하였다. 기하학적 관계와 최소에너지원리를 이용하여 평균압피하

중과 반파장 압괴주름길이를 결정하였으며, 이 결과로부터 유효압괴거리 및 압괴주름의 갯수를 예측하여 에너지흡수능력을 예측할 수 있도록 하였다. 본 연구에서 제시된 식의 타당성을 입증하기 위해 다양한 시편의 실험을 실시하였으며 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 평균압괴하중은 소성유동응력, 평균폭길이 및 두께의 함수이다.
- 2) 4각튜브의 후폭비가 증가할수록 반파장 압괴주름길이는 증가한다.
- 3) 유효압괴거리를 지정할 경우, 압괴주름의 갯수를 산출할 수 있으며 평균압괴하중을 이용하여 에너지흡수량을 구할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Gerard, G., Introduction to Structural Stability Teheory, McGraw-Hill Book Co., New York, 1962.
2. Mahmood, H. F. & Paluszny, A., "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management Their Strength and Mode of Collapse", SAE 811302.
3. Alexander, J. M., "An Approximate Analysis of the collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading", Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Vol. 3, pp. 10~15, 1959.
4. Aya, N. and Takahashi, K., "Energy Absorption Characteristics of Vehicle Body Structure", Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, No. 7, May, 1974.
5. Ohkubo, Y., Akamatsu, T. & Shirasawa, K., "Mean Crushing Strength of Closed Hat Section Members", SAE 740040.
6. Magee, C. L. and Thornton, P. H., "Design Considerations in Energy Absorption by Structural Collapse", SAE 780434.
7. Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures", J. Applied Mechanics, Vol. 50, No. 4, pp. 727~734, 1983
8. Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Viegelaun, G. L. & Minarecioglou, S., "The inextensional axial collapse of thin plastic double top-hat sections", Int. J. Vehicle Design, Vol. 10, No. 3, pp. 269~283, 1989.
9. 임채홍, "박판 4각튜브의 압괴 메카니즘 해석", 연세대학교 대학원 박사학위 논문, 1995.