

편심압축하중을 받는 사각튜브의 최대압괴하중

Maximum Crippling Load in Eccentrically Compressed Rectangular Tubes

김 천 욱*, 한 병 기**, 정 창 현***, 김 지 흥****
Chonwook Kim, Byoungkee Han, Changhyun Jeong, Jihong Kim

ABSTRACT

This paper describes the collapse characteristics of the rectangular tube under eccentric compressive load. Local buckling stress and maximum crippling load are investigated. A thin-walled tube under load is controlled by local buckling or yielding of material according to the ratio of thickness to width (t/b) of the cross section, and subsequent collapse of the section. This relationship can be divided into three regions : elastic , post-buckling and crippling. The load-displacement relationship is theoretically presented in each region by introducing the stress distribution of the cross section in the loading process. And the maximum load carrying capacity is derived in the closed form as a function of normal stress on the flange and web.

주요기술용어 : Local buckling (국부좌굴), Overall buckling (전체좌굴), Eccentric compressive load (편심압축하중), Yielding (항복), Crippling (붕괴)

1. 서론

점용접되어 모자형 단면으로 구성된 엔진레일, 사이드멤버 등은 승용차의 주요 구조요소로서 정면 충돌시 이들 종부재들은 압괴에 의한 변형을 일으키며 충돌에너지를 흡수한다. 이때, 어느 정도

의 편심하중은 불가피하게 작용하며 그 결과 이 부재들은 압축과 굽힘의 복합적인 하중을 받으며 붕괴하게 된다. 또한 실제 이들 종부재들은 엔진이나 구동계와 같은 다른 요소들과의 간섭을 피하기 위하여 굴곡을 가진 곡관(曲管)의 모양을 하고 있으므로 붕괴거동해석에 편심하중의 연구는 필수적이다. 압축과 굽힘의 조합 하중을 받는 부재들의 거동에 대한 연구로서 Ishiyama 등^[1]은 소성 해석법을 이용하여 편심량에 따른 최대압괴하중의 변화와 붕괴거동을 예측하였다. Usami 등^{[2],[3]}은 편심하중하의 부재의 거동을 유한요소법으로 해석하고 유효폭 개념을 도입하여 예측하였다. 또한 Kitazawa^[4]는 짧은 박판4각튜브에 편심 하중을

* 정회원, 연세대학교 기계공학과

** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

*** 연세대학교 기계공학과 대학원

**** 정회원, 경기공업대학교

가해 그때의 좌굴응력을 실험적으로 구하였다. 한편, Shanmugam^[5,6]등은 양단 편연결된 4각튜브의 편심압축실험을 하고 유효폭식을 제안하였으며, 그 결과를 설계곡선으로 제시하였다. 이외에 많은 연구^{[7]-[10]}가 박판 4각튜브가 순수압괴 혹은 순수굽힘하중을 받을 때의 거동에만 관심을 두었으며, 편심하중에 대한 연구의 경우에도 최대압괴 하중 이후의 붕괴거동에 대해서는 명백히 밝혀주지 못하고 있다. 그에 대한 연구로 본 저자는 편심 압축하중을 받는 사각튜브의 붕괴거동에 대한 연구^[16]를 수행한 바 있다. 이때는 편심으로 인한 굽힘붕괴(bending collapse) 모드를 가정하고 정사각튜브에 한정하였기 때문에 에너지 흡수측면에서 유리한 축붕괴(axial collapse) 모드에 대한 연구가 미흡하였다.

본 연구에서는 직4각튜브가 편심압축하중을 받을 때 일어나는 붕괴거동에 대한 고찰을 하기 위하여 먼저 편심량의 변화에 따른 국부좌굴응력(local buckling stress)과 최대압괴하중(maximum crippling load)의 변화를 해석적인 방법으로 구한다. 또한 하중을 받는 직4각튜브는 후폭비(t/b)에 따라 후좌굴(postbuckling) 혹은 항복(yielding)이 일어나면서 붕괴하는데 하중-변위 관계를 가하중 시 부재 단면의 응력분포를 도입하여 이론식을 제시한다. 그리고 편심압괴시험을 수행하여 얻은 결과를 해석결과와 비교함으로써 제시한 이론식의 타당성을 보여준다.

2. 이론

2.1 박판 직4각튜브의 압괴

2.1.1 초기결함이 존재하는

직4각튜브의 압괴

초기결함이 없는 완전한 평판으로 이루어진 4각튜브가 Fig. 1과 같이 압축응력을 받을 때 판이 얇으면 모서리가 근사적으로 단순지지 조건을 만족하므로 탄성좌굴응력(elastic buckling stress)은 다음과 같이 주어진다.^[11]

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EK}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad (1)$$

여기서 K 는 탄성좌굴계수 (elastic buckling coefficient)로서 $c=b$ 일 때 4이다.^[12]

Bleich^[12]는 폭이 넓은 판을 좌굴판(buckling plate)으로, 폭이 좁은 판을 구속판(restraining plate)으로 정의하고 좌굴판의 모서리가 단순지지 아니고 탄성적으로 구속된 판문제로 취급하여 4각튜브의 탄성좌굴계수 K 에 대한 근사해를 제시하였다. Fig. 2는 4각튜브의 두께가 일정할 경우 단면중형비(c/b)에 대한 K 의 값을 나타낸다.

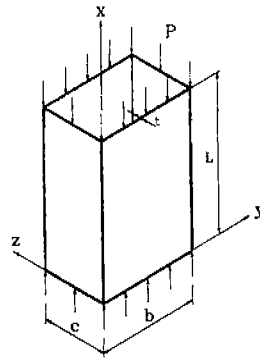


Fig.1 A thin-walled rectangular tube subjected to uniform axial load

Gerard^[13]는 4각판의 후좌굴 거동에 대하여 이론과 실험으로 4각튜브의 최대압괴응력에 관한 실험식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\sigma_{max} = 0.73 \left[\frac{KE(t/b)^2}{(1-\nu^2)} \right]^{0.4} \sigma_y^{0.6} \quad (2)$$

여기서 σ_{max} 는 최대압괴강도 (Maximum crippling strength)라 한다.

4각튜브의 각 패널이 평평하지 못하고 파형의 초기결함(initial imperfection)이 존재할 경우 탄성좌굴응력은 감소되며, 최대압괴강도도 감소하게 된다. 이때 초기결함의 영향은 초기결함 수정계수 ϕ 를 다음과 같이 도입함으로써 고려되어진다.^[14]

$$\sigma_{\max} = 0.73 \left[\frac{\Phi K E (t/b)^2}{(1-\nu^2)} \right]^{0.4} \sigma_y^{0.6} \quad (3)$$

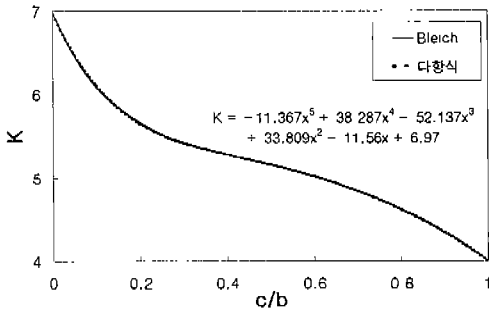


Fig. 2 Buckling coefficient K as a function of section aspect ratio(c/b) of a thin-walled rectangular tube

2.1.2 편심압축하중을 받는 직4각튜브의 압괴

Fig. 3과 Fig. 4에서처럼 편심량 e 가 존재하는 압축하중을 받는 박판 직4각튜브의 내면에서 균일 응력상태(uniform stress state)의 두변을 플랜지(flange, 폭 b), 불균일응력상태(non-uniform stress state)의 두변을 웨브(web, 폭 a)라 하면, 최대압괴강도는 식(3)에 의하여 구할 수 있다. 이때 플랜지와 웨브에 작용하는 하중 특성이 달라 탄성좌굴계수 K 를 선택하는데 어려움이 발생한다.

플랜지의 최대압괴강도는 식(3)을 이용하여 구하고 탄성좌굴계수는 Fig. 2에서 형상비(a/b)에 해당하는 K 값을 구할 수 있다. 하지만 웨브의 최대 압괴응력은 플랜지와 달리 응력상태에 따라 변화하는데 Fig. 5는 웨브에 작용하는 응력상태가 가해지는 하중의 편심량에 따라 순수 압축 모드에서 굽힘 모드로 변화하는 모습을 보여주고 있다.

Fig. 6은 응력상태에 따른 K 값^[15]을 보여주는 데 이때 K_s 와 K_c 는 각각 단순지지조건과 고정지지조건에서 평판의 탄성좌굴계수를 의미한다. 직4각튜브의 패널 요소인 웨브부에 대한 탄성좌굴계수는 모서리가 탄성적으로 구속된 경우로 볼 수

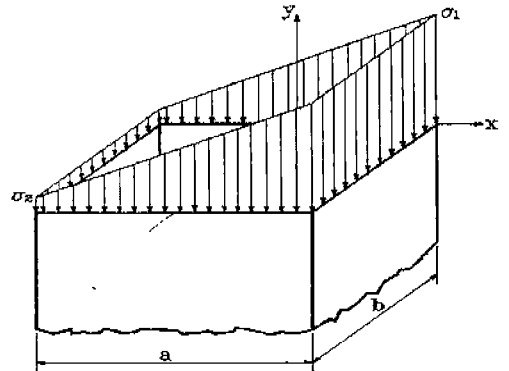


Fig. 3 Stress distribution of cross section in elastic region

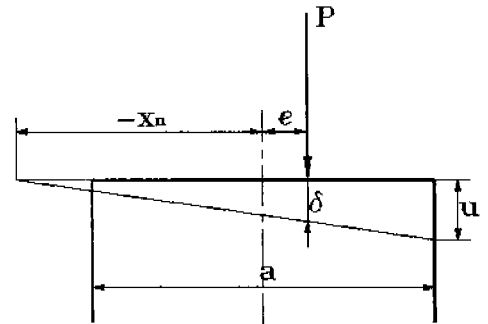


Fig. 4 Load point in elastic region

있으며 따라서 본 연구에서는 Bleich^[12]가 제안한 탄성구속조건을 사용하기로 한다. 이와 같은 방법으로 구한 웨브의 탄성좌굴계수 K_w 를 식(3)의 K 에 대체함으로써 웨브의 최대압괴응력을 구한다.

직4각튜브가 편심압축하중을 받을 때(편심 $e=0$ 인 동심하중도 포함) 축봉괴가 일어나서 순차적으로 주름이 생기려면 응력상태가 탄성좌굴응력 σ_{cr} 에 도달하여 국부적인 좌굴이 발생한 후 후좌굴거동을 보이고 적어도 마주보는 한쌍 이상의 패널이 동시에 붕괴되어야 한다. 만일 어느 한 패널만이 먼저 붕괴된 후 나머지 다른 패널들도 붕괴가 일어난다면 붕괴의 불안정성으로 인하여 굽힘붕괴가 발생하게 된다.

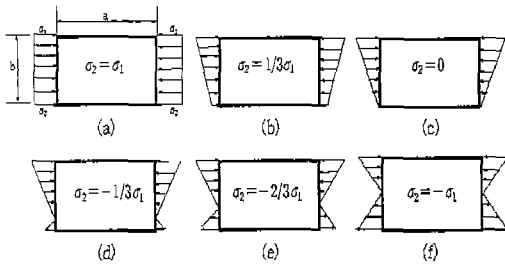


Fig. 5 Stress state of long flat plates under compression and bending

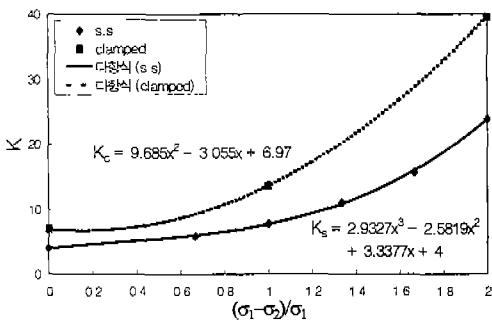


Fig. 6 Buckling coefficients for long flat plates under compression and bending

동심하중을 받는 직4각튜브는 네 패널이 같은 응력상태에 있게되고, 따라서 폭이 넓은판은 후폭비가 작으므로(두께가 일정하다면) 낮은 응력상태에서 먼저 좌굴이 일어나면서 붕괴된다.

하지만 편심하중을 받는다면 플랜지의 압괴강도 $\sigma_{max,f}$ 는 편심량에 관계없이 일정하지만 웨브의 압괴강도 $\sigma_{max,w}$ 는 편심량이 증가함에 따라 증가한다. 즉 어떤 편심비 $2e/a$ 이상에서는 $\sigma_{max,f} < \sigma_{max,w}$ 이 되므로 플랜지는 후폭비가 크면서도 웨브보다 먼저 붕괴가 일어날 수 있다. 이때 웨브는 구속판의 역할을 한다.

하지만 단순히 $\sigma_{max,f}$ 와 $\sigma_{max,w}$ 만을 비교하여 좌굴판과 구속판을 결정하는데는 문제가 있다. 플랜지에서의 응력상태는 패널 전체에 걸쳐 균일하게 $\sigma_{max,f}$ 에 도달할 수 있지만, 웨브에서의 응력상태는 선형적으로 변하므로 웨브의 편심방향 모서

리 부근에서만 최대값 $\sigma_{max,w}$ 에 도달한다. 또한 웨브에서 국부좌굴이 발생하였다고 해도 붕괴에 이르는데는 더 높은 하중이 필요할 수 있다. 결국 어떤 패널에서 먼저 좌굴이 발생하느냐보다는 어떤 패널에서 먼저 붕괴점(압괴하중)에 도달하느냐가 더 중요하다고 볼 수 있다. 예로써 정4각튜브는 플랜지와 웨브의 후폭비가 동일하므로 편심하중을 받는다면 압괴강도는 항상 $\sigma_{max,f} < \sigma_{max,w}$ 와 같은 관계를 갖지만 실제 실험을 통해 관찰한 바로는 축붕괴가 일어나기도 한다. 이는 튜브의 네 패널이 동일한 하중조건에 있지 않고 편심하중으로 인하여 불균일한 응력상태에 있을 때는 압괴강도만을 기준으로 붕괴여부를 결정하는 것이 불충분함을 말해준다.

플랜지와 웨브의 압괴하중은 다음과 같이 얻을 수 있으며, P_f 와 P_w 를 비교하여 작은쪽이 먼저 붕괴가 일어난다고 본다.

$$P_f = \sigma_{max,f} \times A_{effective,f} : \text{flange의 압괴하중}$$

$$P_w = \sigma_{max,w} \times A_{effective,w} : \text{web의 압괴하중}$$

우선 $P_f > P_w$ 일 때는 웨브가 먼저 붕괴되며 이때는 앞에서 언급했듯이 쌍으로 존재하는 응력과 변형으로 인해 주름도 쌍으로 발생하고 축붕괴 모드로 붕괴된다. 반대로 $P_f < P_w$ 일 때는 플랜지가 먼저 붕괴되며 이때는 붕괴의 불안정성으로 인해 급험붕괴 모드로 붕괴된다.

편심압축하중을 받는 직4각튜브의 최대압괴하중은 다음과 같으며, 여기서 σ_{max} 는 P_f 와 P_w 중 작은 쪽의 압괴강도이고, $A_{effective}$ 는 튜브 전체의 유효 단면적이다.

$$P_{max} = \sigma_{max} \times A_{effective}$$

이제까지 다소 개념적인 유효단면적을 도입하여 압괴하중을 설명하였는데 실제로 압괴하중을 구하기 위해서는 비교적 복잡한 연산을 수행하게 된다. 바로 다음절에서 구체적인 수식을 유도하는데 가하중 시 부재 단면의 응력분포를 고려하여 하중을 구하고있다.

2.2 편심압축하중을 받는

박판 직4각튜브의 하중-변위 관계

박판 직4각튜브가 편심압축하중을 받을 경우 일반적인 하중-변위 관계는 Fig. 7과 같다. 여기서 하중-변위 관계는 세 구간으로 나눌 수 있다. OA 구간은 부재가 선형적인 거동을 하는 탄성구간이고, AB구간은 부재가 국부좌굴이나 항복에 의해 비선형거동을 하는 후좌굴구간(postbuckling region) 또는 비탄성구간(inelastic buckling region)으로 후폭비(t/b)에 따른다. 그리고 BC구간은 붕괴구간으로 여기서는 굽힘붕괴가 일어나는 경우를 보여준다.

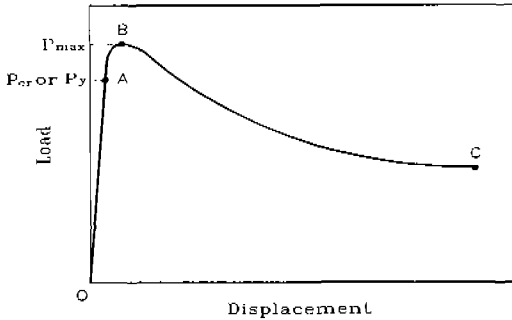


Fig. 7 Fig. 1 Load-displacement relationship of a thin-walled tube under eccentric load

2.2.1 선형 구간

이 구간은 탄성구간으로서, 편심방향 플랜지의 수직응력(σ_1)이 σ_{cr} 혹은 σ_y 에 도달하기 전의 단면의 응력상태는 Fig. 3과 같다. 부재에 작용하는 압축력 P 및 모멘트 M 은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$P = \int_A \sigma dA = (a+b)(\sigma_1 + \sigma_2)t \quad (4)$$

$$M = \int_A \sigma x dA = (\sigma_1 - \sigma_2) \left(\frac{a^2 t}{6} + \frac{abt}{2} \right) \quad (5)$$

$$M = P \cdot e \quad (6)$$

윗식들로부터 σ_1 과 σ_2 는 다음과 같은 관계를

가지며 압축력 P 를 σ_1 만의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{a(a+3b) - 6(a+b)e}{a(a+3b) + 6(a+b)e} \quad (7)$$

$$P = \sigma_1 \frac{2at(a+b)(a+3b)}{a(a+3b) + 6(a+b)e} \quad (8)$$

이때 변위 δ 는 Fig. 4으로부터 구할 수 있으며 σ_1 과의 관계는 아래와 같이 주어진다.

$$\delta = u \frac{-x_n + e}{-x_n + \frac{a}{2}} = \frac{\sigma_1 L}{E} \frac{2I + 2A}{2I + aA} \frac{e^2}{e} \quad (9)$$

식(8)과 (9)로부터 하중-변위 관계식은 다음과 같이 얻어진다.

$$P = \frac{E}{L} \cdot \frac{2at(a+b)(a+3b)}{a(a+3b) + 6(a+b)e} \cdot \frac{2I + aAe}{2I + 2Ae^2} \delta \quad (10)$$

2.2.2 비선형 구간

후좌굴 구간 박판 직4각튜브의 후폭비가 상대적으로 작은 경우($t/b < (t/b)_{cr}$ ^[14]) 국부좌굴에 의해 응력상태가 비선형이 되면서 판의 일부분이 하중 저항능력을 잃게 된다. 따라서 압축판이 좌굴응력을 넘어선 후에는 모서리부분에서 상대적으로 큰 응력이 발생하고 중앙부에서 응력이 감소하는 비선형변형상태를 보이는데 이를 유효폭(effective width)개념을 사용하여 선형으로 증가시키는 연구는 여러 연구자에 의해 이루어졌다. 여기서는 박판 직4각튜브가 편심압축하중을 받을 때 후좌굴 구간에서의 응력상태를 가정하는데 플랜지부와 웨브부에 각각 Winter^[9]와 Usami^[3]의 유효폭식을 사용한다.

플랜지부의 유효폭 b_e 는 다음 식과 같이 Winter^[9]가 제시한 다음 관계식을 사용한다.

$$b_e = b \left(0.7 \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_1} + 0.3 \right) \quad (11)$$

Fig. 8에서처럼 웨브부의 양모서리 끝단에 작용하는 수직응력이 서로 다른 경우 Usami^[3]는 다음과 같이 그 유효폭을 제안하였다.

$\sigma_1 = \sigma_2$ 일 때 ;

$$\frac{a_e}{a} = C \sqrt{\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_1}} \quad (12)$$

$\sigma_1, \sigma_2 > 0$ 일 때 :

$$a_{e1} = \frac{a_e}{2}, a_{e2} = \left[1.44 - 0.44 \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right] a_{e1} \quad (13)$$

$\sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0$ 일 때 :

$$a_{e1} = \frac{a_e}{2}, a_{e2} = 1.44 a_{e1} \quad (14)$$

한편 판의 좌굴응력은 식(1)에 주어졌다.

응력상태는 Fig. 8(a)와 같이 편심량이 상대적으로 작아 네면이 모두 압축응력을 받는 경우와 Fig. 8(b)와 같이 편심량이 커서 한면이 인장을 받는 경우로 나누어서 생각한다.

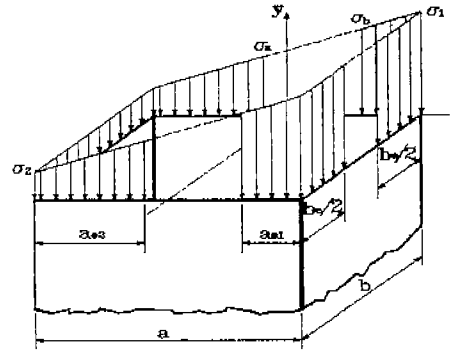
Fig. 8(a)의 경우 σ_a 와 σ_b 는 σ_1 과 σ_2 를 잇는 직선의 방정식으로부터 σ_1, σ_2 의 함수로 표현되며, 식(4)~(6)으로부터 σ_1 과 σ_2 의 비례 m 은 다음과 같이 구해진다.

$$m^4 + a_3 m^3 + a_2 m^2 + a_1 m + a_0 = 0 \quad (15)$$

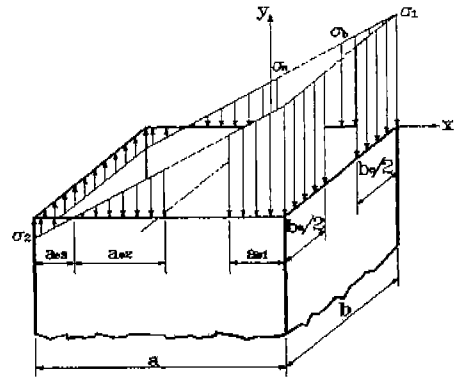
(단, $m = \sigma_2 / \sigma_1$)

여기서 a_0, a_1, a_2, a_3 는 유효폭들의 함수인 상수값들이다. 그리고 하중 P 와 변위 δ 는 다음과 같이 구해진다.

$$P = \sigma_1 t \left[a_e + b_e + 0.2684 \frac{a_e^2}{a} + \left(b + 1.44 a_e - 0.5852 \frac{a_e^2}{a} \right) m + \left(0.3652 \frac{a_e^2}{a} - 0.44 a_e \right) m^2 - 0.0484 \frac{a_e^2}{a} m^3 \right] \quad (16)$$



(a) $\sigma_1, \sigma_2 > 0$



(b) $\sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0$

Fig. 8 Stress distribution of cross section in post-buckling region

$$\delta = \frac{\sigma_1 L [a(m+1) + 2e(1-m)]}{2aE} \quad (17)$$

식(16)과 (17)로부터 하중-변위 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$P = \left[a_e + b_e + 0.2684 \frac{a_e^2}{a} + \left(b + 1.44 a_e - 0.5852 \frac{a_e^2}{a} \right) m + \left(0.3652 \frac{a_e^2}{a} - 0.44 a_e \right) m^2 - 0.0484 \frac{a_e^2}{a} m^3 \right] t \times \frac{2aE}{L [a(m+1) + 2e(1-m)]} \delta \quad (18)$$

같은 방법으로 Fig. 8(b)에 대하여 하중-변위 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$P = \left[-\frac{am^2}{(m+1)} + \left(0.2684 \frac{a_e^2}{a} - b \right) m + a_e + b_e + 0.2684 \frac{a_e^2}{a} \right] t \quad (19)$$

$$\times \frac{2aE}{L[a(1-m) + 2e(m+1)]} \delta$$

비탄성 구간 부재의 후폭비가 상대적으로 큰 경우 ($t/b > (t/b)_{cr}^{[14]}$) 재료의 항복응력을 초과하게 되어 비선형거동을 나타낸다. 항복응력 이후의 비선형거동을 해석하기 위하여 재료의 실제 응력-변형률 관계를 Fig. 9에서 보는 바와 같이 빗금 친 두 영역의 면적이 같도록 하여 실제 선도를 단순화한다.^[10] η 는 탄성구간 기울기에 대한 선형소성 경화 구간 기울기의 비를 나타낸다. 비탄성거동의 경우 전체단면에 유효하다고 보면 단면의 응력상태는 Fig. 10과 같이 가정할 수 있다. 이 경우 응력은 비선형분포를 보이지만 변위에 의한 변형률은 선형이므로 양쪽 플랜지의 변형률을 ϵ_1, ϵ_2 라고 두면 두점을 잇는 직선의 방정식을 구할 수 있다. 이 직선의 방정식으로부터 탄성역과 소성역을 구분하는 점의 x좌표를 알 수 있다. 단면의 도심으로부터의 거리를 x_p 라 하면

$$x_p = \frac{\eta a(\sigma_y - \sigma_2)}{\sigma_1 - \sigma_y + \eta(\sigma_y - \sigma_2)} - \frac{a}{2} \quad (20)$$

선형구간에서와 마찬가지로 방법으로 식(4)~(6)을 이용하여 정리하면 다음과 같은 σ_2 의 3차식을 얻을 수 있다.

$$c_3 \sigma_2^3 + c_2 \sigma_2^2 + c_1 \sigma_2 + c_0 = 0 \quad (21)$$

여기서 c_1, c_2, c_3, c_4 는 상수값으로 구해지며 Fig. 10에서 하중 P는 다음과 같이 구해진다.

$$P = (\sigma_1 + \sigma_2)bt + (\sigma_y + \sigma_1) \left(a - \eta a \frac{(\sigma_y - \sigma_2)}{\sigma_1 - \sigma_y + \eta(\sigma_y - \sigma_2)} \right) t \quad (22)$$

$$+ \frac{(\sigma_y + \sigma_2) \eta a (\sigma_y - \sigma_2)}{\sigma_1 - \sigma_y + \eta(\sigma_y - \sigma_2)} t$$

이 때의 변위 δ 는 ϵ_1 과 ϵ_2 를 잇는 직선의 방정식에서 변형률이 0인 위치를 알고 Fig. 4의 방법으로 구하면 다음과 같다.

$$\delta = \frac{L}{\eta a E} \left(\left(\frac{a}{2} + e \right) (\sigma_1 + (\eta - 1) \sigma_y) + \eta \left(\frac{\eta}{2} - e \right) \sigma_2 \right) \quad (23)$$

이로써 비탄성구간에서의 박판 직각각류브의 하중-변위관계가 각각 편심방향 플랜지의 수직응력 σ_1 의 함수로 구해진다.

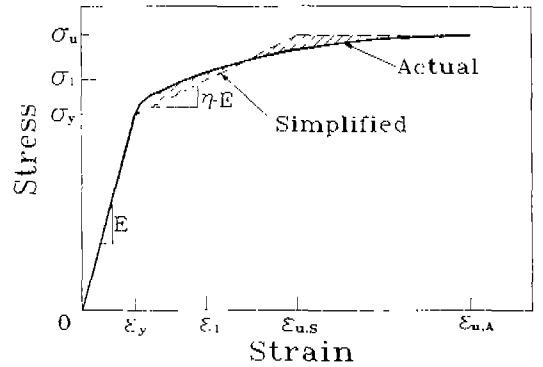


Fig. 9 Simplified stress-strain curve

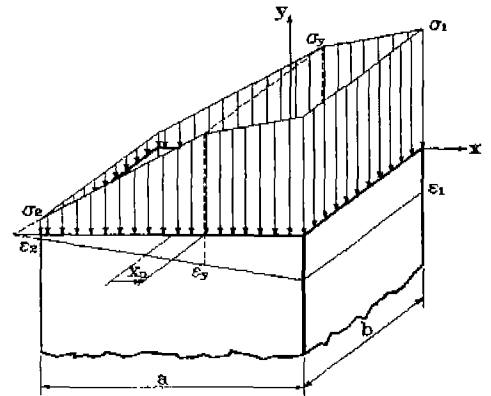


Fig. 10 Stress distribution of cross section in inelastic region

Table 1 Calculation of maximum crippling load

Strength of flange plate	Strength of web plate
i) Properties, geometry data 입력. ii) $(t/b)_{cr}$ 계산. iii) 후좌굴 거동과 비탄성 거동의 판단. iv) $\sigma_{max,f}$ 계산. v) P_f 계산.	i) Properties, geometry data 입력. ii) 비탄성 거동 가정. iii) K_{wl} 가정 : $\sigma_{max,w}$, σ_{cr} , σ_2 , K_{ul} 계산. iv) 가정된 K_{wl} 와 구한 K_{ul} 값 비교 (iii의 과정반복) v) $(t/b)_{cr}$ 계산 : ii의 가정 확인. vi) P_w 계산. vii) v에서 후좌굴 거동으로 판단시 ii ~ vi과정 반복.

3. 수치결과 및 검토

지금까지 제시한 이론식과 해석방법으로 편심 압축하중을 받는 직4각튜브의 최대압괴하중을 구할 수 있다. 이를 위해서는 플랜지와 웹부부의 강도를 구하고, 각각의 압괴하중을 비교함으로써 국부좌굴의 붕괴모드, 즉 축붕괴 모드와 굽힘붕괴 모드를 예측할 수 있다.

Table. 1에서는 최대압괴하중을 플랜지와 웹부부의 강도를 기준으로 구하는 과정을 각각 보여준다.

이들 해석결과를 검증하기 위한 실험에서 시편 제작법과 실험방법은 참고문헌^{[16],[17]}을 참조바라며 여기서는 결과만을 보여준다.

Fig. 11은 40*40*1.45t 의 일반 구조용강으로 된 완제품의 정사각튜브 시험편에 대한 실험결과와 해석결과를 보여준다. 재료의 항복응력과 인장응력은 인장실험으로부터 각각 $\sigma_y = 33.5 \text{ kgf/mm}^2$, $\sigma_u = 36.7 \text{ kgf/mm}^2$ 이다. 이러한 튜브는 동심하중을 받으면 일반적으로 정규모드(compact mode)로 압괴가 일어난다. 그러나 편심하중을 받게되면 축붕괴가 발생하지 않고 전체좌굴이 발생됨을 실험결과에서 알 수 있다. 그리고 전체좌굴하중값은 축붕괴하중이 편심량에 따라 감소하는 특성과 유사하게 감소하고 있는 경향을 보임을 알 수 있다. 따라서 이 결과로부터 축붕괴하중이 전체좌굴하중이 동시에 고려되어야 하며 두께가 두꺼운 튜브의 축붕괴하중은 전체좌굴하중보다 높은 값을 예측할 수 있다.

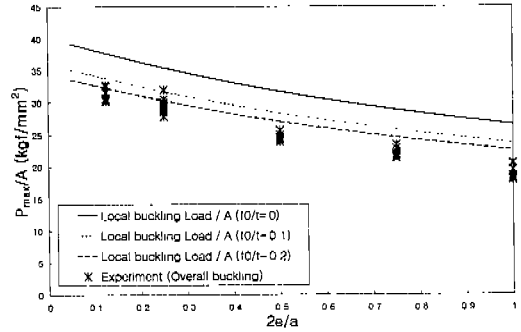


Fig. 11 Decrease of maximum load carrying capacity for compact mode type specimen

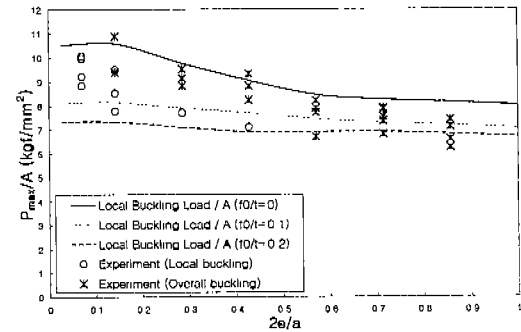


Fig. 12 Decrease of maximum load carrying capacity for noncompact mode type specimen

Fig. 12는 일반용 SCP1으로서 절곡가공 및 간단한 가공에 적합한 냉연강관으로 제작한 70*70*0.8t의 정사각튜브에 대한 실험결과와 해석결과를 보여주며, 이때 재료의 항복응력과 인장응력은 각각 $\sigma_y = 18.6 \text{ kgf/mm}^2$, $\sigma_u = 31.5 \text{ kgf/mm}^2$ 이다. 판의 두께가 폭에 비하여 작은 튜브는 동심하중을 받으면 일반적으로 비정규모드

(noncompact mode)로 압괴가 일어난다.

Fig. 11과 마찬가지로 해석결과와 실험결과가 유사한 경향을 보이고있다. 그러나 Fig. 11에서는 실험값이 모두 전체좌굴을 보이지만 여기서는 국부좌굴에 의한 축붕괴 모드를 관찰할 수 있다는 사실이다. 즉, 국부좌굴최대하중이 전체

좌굴하중보다 작으면 축붕괴가 발생됨을 확인할 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12를 통해 알 수 있는 또 다른 중요한 사실은 부재의 초기결함량은 동심하중을 받을 때와 마찬가지로 편심하중이 가해질 때도 사각튜브의 최대압괴하중을 감소시키므로, 최대압괴하중을 정확하게 예측하기 위해서는 초기결함이 반드시 고려되어야 함을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 부재의 길이에 영향을 받지 않는 단주영역에서 편심압축하중을 받는 박판 직4각튜브의 국부좌굴응력(최대압괴하중)을 연구하였다.

직4각튜브가 편심압축하중을 받을 때에는 단면의 후폭비에 따라 후좌굴 혹은 항복이 발생하고 최대압괴하중에 도달한 후 붕괴로 이어진다. 이때 편심방향 플랜지의 수직응력과 웨브의 수직응력을 고려하여 최대압괴하중을 제시하였다. 그리고 탄성구간으로부터 최대압괴하중을 받을 때까지의 하중-변위 관계식을 제시하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 박판 직4각튜브가 편심압축하중을 받을 때에는 단면의 후폭비에 따라 후좌굴 혹은 항복이 발생하고 최대압괴하중에 도달한 후 붕괴로 이어진다.
2. 편심압축하중을 받는 박판 직4각튜브에서 탄성구간으로부터 최대압괴하중을 받을 때까지의 하중-변위 관계식을 제시하였다.
3. 편심압축하중을 받는 박판 직4각튜브의 최대압괴하중은 초기결함의 영향을 고려하여 구

해야 함을 알 수 있다.

4. 일반적으로 편심압축하중을 받는 직4각튜브의 최대압축하중은 국부좌굴과 전체좌굴을 함께 고려하여야 구할 수 있으며, 상대적으로 매우 얇은 ($t/b < \text{약} 0.015$) 튜브에서는 국부좌굴에 의한 축붕괴가 발생하나 두꺼운 튜브에서는 전체좌굴하중이 국부좌굴하중보다 낮아 전체좌굴거동만 발생함을 알 수 있다.

참고 문헌

1. Ishiyama, S., Takaki, J., Mori, N., Fujimoto, M. and Aoyama, S., "Collapse Behavior of Some Vehicle Structural Members under Combined Compressive and Bending Loads", 자동차기술회 논문집 (일본), No.16, pp.83-91, 1978.
2. Rerkshanandana, N., Usami, T. and Karasudhi, P., "Ultimate Strength of Eccentrically Loaded Steel Plates and Box Sections", Computers & Structures, Vol.13, No.4, pp.467-481, 1981.
3. Usami, T. and Fukumoto, Y., "Welded Box Compression Members", J. Structural Engng., Vol.110, No.10, pp.2457-2470, 1984.
4. Kitazawa, T. and Kako, I., "Basic Experimental Studies on the Local Buckling Strength of Carbon Steel Thin-Walled Square Pipes Subjected to Eccentric Compressive Load", Bull. JSME, Vol.29, No.254, pp.2376-2381, 1986.
5. Chiew, S.P., Lee, S.L. and Shanmugam, N.E., "Experimental Study of Thin-Walled Steel Box", J. Structural Engng., Vol.113, No.10, pp.2208-2220, 1987.
6. Richard Liew, J.Y., Shanmugam, N.F. and Lee, S.L., "Local Buckling of Thin-Walled Steel Box Columns", Thin-Walled

- Structures, Vol.8, No.2, pp.119-145, 1989.
7. Harvey, J.M. and Rhodes, J., "Design of Thin Walled Beam" , Conf. Exp. Stress Analysis in Design, Cambridge, pp.159-167, 1970.
 8. Mahmood,H.F., Saha,N.K. and Paluszny,A., "Stiffness and Crash Strength Characteristics of Thin Walled Plate Components" , Computers in Engineering, pp.501-508, 1985.
 9. Winter, G.," Strength of Thin Steel Compression Flanges" , Cornell University Engineering Exp. Stn., Reprint No.32,1947.
 10. Meadows, D.J., Seeds, A.D., McGregor, I.J. and Kenyon, M.," Aluminium Crash Members in Axial and Bending Collapse" SAE 922113.
 11. Mahmood, H.F. and Paluszny, A., "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management -Their Strength and Mode of Collapse", SAE 811302.
 12. Bleich, F., Buckling Strength of Metal Structures, McGraw-Hill Book Co., New York, 1952.
 13. Gerard, G., Introduction to Structural Stability Theory, McGraw-Hill Book Co., New York, 1962
 14. 김천욱, 한병기, 임채홍, "초기결합이 압괴 모드에 미치는 영향", 대한기계학회논문집, 제19권 제11호 pp2750~2756, 1995.
 15. Bruce G. Johnston, Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, John Willey & Sons, Inc., New York, 1976.
 16. 김천욱, 한병기, 김지홍, "편심압축하중을 받는 박판4각튜브의 붕괴거동 연구", 대한기계학회 96년도 추계 학술대회 논문집 A, pp 421~428, 1996.
 17. 최규실, "편심압축하중을 받는 박판4각튜브의 붕괴거동 연구", 연세대학교 대학원 석사학위논문, 1996.