

종이 앵글 포장재의 재료역학적 특성과 유한요소해석

박종민

Finite Element Analysis and Material Mechanics of Paper Angle

J. M. Park

Abstract

Paper angle, environment friendly packaging material, has been mainly used as an edge protector. But, in the future, paper angle will be applied to package design of heavy product such as strength reinforcement or unit load system (ULS). Therefore, understanding of buckling behavior for angle itself, compression strength and quality standard are required. The objectives of this study were to characterize the buckling behavior by theoretical and finite element analysis, and to develop compression strength model by compression test for symmetric and asymmetric paper angle. Based on the result of theoretical and finite element analysis, as applied load level was bigger and/or the length of angle was longer, increasing rate of buckling of asymmetric paper angle was higher than that of symmetric paper angle. Decreasing rate of minimum principal moment of inertia significantly increased as the extent of asymmetric angle increased, and buckling orientation of angle was open- direction near the small web. Increasing rate of maximum compression strength (MCS) for thickness of angle decreased as the web size increased in symmetric angle. MCS of asymmetric angle of 43×57 and 33×67 decreased 15~18% and 65~78%, and change of buckling increased 12~13% and 62~66%, respectively.

Keywords : Packaging material, Paper angle, Compression strength, Finite element analysis (FEA), Orthotropic material

1. 서론

최근 각 산업분야에서 포장(packaging)의 역할과 중요성이 부각되면서, 이와함께 친환경 포장재의 사용과 포장 폐기물의 감량화에 대한 문제도 중요하게 다루어지고 있다.

지류 앵글은 환경친화적인 포장재로써 corrugated board 앵글과 종이 앵글(paper angle)로 분류되는데, corrugated board 앵글은 완충성이 양호해 제품의 보호재로써의 활용은 좋으나, 강도 보강용으로써는 취약한 단점을 가지고 있다. 반면 종이 앵글은 완충성은 부족한 반면 작은 두께로도 큰 강도를 발휘할 수 있어, 제품의 모서리 보강과 보호재로서의 사용 외에도 상자의 압축강도 보강과 파렛트 화물 구성(palletized freight) 등 중량물 포장 설계에도 적용되고 있다.

종이 앵글은 그림 1에서 보는 바와같이 구성원지의 물리적 특성과 앵글의 웨브(web), 두께 및 길이 등 제치수에 따라 강도적 특성을 달리하며, 특히 앵글의 길이 방향과 웨브의 방향이 각각 구성원지의 MD(machine direction) 및 CD(cross-machine direction) 방향과 일치하는 직교이방성 특성(orthotropic property)을 갖고 있다. 따라서, 앵글이 다양한 제품의 적정포장설계에 적용되고, 앵글의 사용확대를 위해서는 앵글 자체에 대한 강도의 이해와 표준화가 이루어져야 한다.

선진 외국의 사례에서도 종이 앵글은 여러 산업분야에서 다양하게 활용되고 있으며, 특히 임산자원의 고갈을 방지하기 위한 목재의 대체 수단으로 중량물 포장설계에 그 활용이 크게 부각되고 있다. 그러나, 우리나라에서는 종이 앵글의 수요가 주로 제품의 모서리 보호대으로써 국한되어 사용되고 있

The article was submitted for publication in April 2005, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in December 2005. The author is Jong Min Park, Professor, Dept of Mechanical Engineering, Miryang National University, Korea. The corresponding author is Jong Min Park, Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Miryang National University, 50, Cheonghak-ri, Samnangjin-eup, Miryang-si, Gyeongsangnam-do, 627-706, Korea; Fax : +82-55-350-5424; E-mail : <parkjssy@mmu.ac.kr>

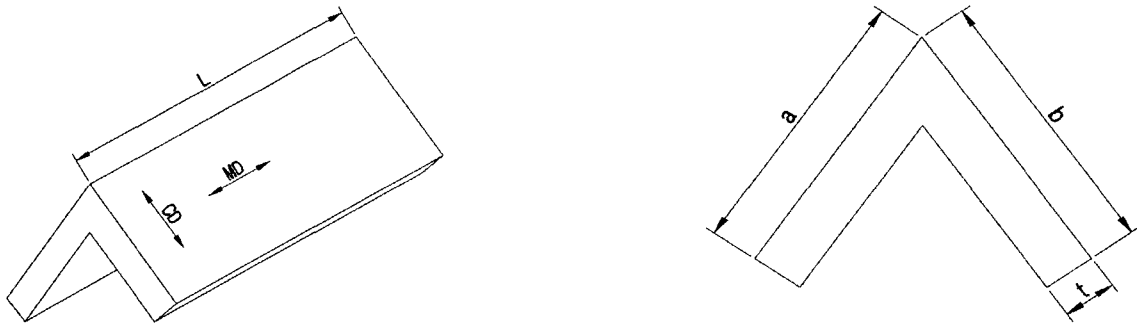


Fig. 1 Orthotropic direction of the paper angle.

는 실정이고, 제품의 활용도를 높이기 위한 어떠한 연구도 진행된 바가 없다.

종이 앵글은 그 사용목적에 따라 다양한 품질 특성이 요구되는데, 특히 앞으로 그 적용이 주목되는 압축강도 보강재나 단위화물적재 시스템에 응용될 때는 앵글의 수직압축강도와 좌굴거동에 대한 객관적 자료화가 무엇보다도 요구된다.

따라서 본 연구의 목적은 종이 앵글에 대한 좌굴 거동 분석과 압축강도 모형을 개발하려는 것으로, 샘플 제작에 따른 시간과 비용을 최대한도로 줄이고, 다양한 실험 변수에 의한 반복적인 결과를 도출하기 위해 유한요소해석이 적용되었고, 최소한의 압축실험도 함께 수행되었다. 보다 구체적인 연구 목적은 다음과 같다.

- (1) 종이 앵글의 구조역학적 특성을 결정짓는 인자로서 주관성 모멘트와 주축각의 분석
- (2) 유한요소해석에 의한 앵글의 체치수 비율에 따른 좌굴의 정성적 비교와 수학적 모델링
- (3) 종이 앵글에 대한 수직압축강도 실험을 통해 앵글의 체치수 비율에 따른 최대압축강도의 분석과 모델링

2. 종이 앵글에 대한 이론분석과 유한요소해석

가. 구조적 특성에 대한 이론분석

종이 앵글이 압축강도 보강재로 사용될 때에는 길이에 따라 긴 기둥과 같이 거동하므로, 직접압축에 의한 파괴 보다는 측면에서 일어나는 휨과 처짐에 의한 파괴가 우선적으로 발생한다. 따라서 종이 앵글의 이러한 거동을 좌우하는 단면성질과 휨강성(flexural stiffness)과의 관계를 파악해 보는 것은 매우 중요하다.

종이 앵글을 이상형 탄성기둥으로 가정할 때, 그 임계하중은 아래의 식 (1)과 같이 휨강성(EI)에 비례하고, 앵글의 길이에 반비례하며, 임계응력은 세장비(slenderness ratio)에 좌우

된다(Gere와 Timoshenko, 1991). 따라서 동일한 조건하에서 관성모멘트의 크기로부터 앵글의 좌굴거동의 정성적인 비교가 가능해 진다.

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 EI}{AL^2} = \frac{\pi^2 E}{\beta^2} \quad (1)$$

종이 앵글의 단면을 나타낸 그림 2에서, 앵글의 도심 위치 (\bar{x}, \bar{y}) , 그 도심에 대한 관성모멘트(I_x, I_y)와 상승모멘트(I_{xy})는 아래의 식 (2)와 (3)으로 각각 나타낼 수 있다.

$$\begin{cases} \bar{x} = \frac{bt + (a-t)(a+t)}{2(b+a-t)} \\ \bar{y} = \frac{b^2 + (a-t)t}{2(b+a-t)} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} I_{x_1} = \frac{tb^3}{12} + bt\left(\bar{y} - \frac{b}{2}\right)^2 + \frac{(a-t)t^3}{12} + (a-t)t\left(\bar{y} - \frac{t}{2}\right)^2 \\ I_{y_1} = \frac{bt^3}{12} + bt\left(\bar{x} - \frac{t}{2}\right)^2 + \frac{(a-t)^3t}{12} + (a-t)t\left(\bar{x} - \frac{a+t}{2}\right)^2 \\ I_{x_1y_1} = (a-t)t\left(\bar{x} - \frac{(a+t)}{2}\right)\left(\bar{y} - \frac{t}{2}\right) + bt\left(\bar{x} - \frac{t}{2}\right)\left(\bar{y} - \frac{b}{2}\right) \end{cases} \quad (3)$$

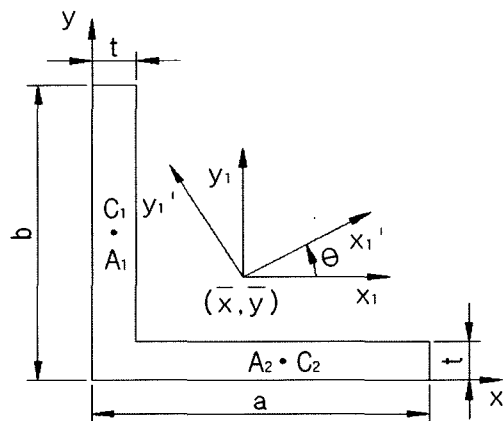


Fig. 2 Cross-section of the paper angle and its principal axes.

기존 축 (x_1, y_1) 을 도심 주위로 θ 만큼 회전시켰을 때의 새로운 축 (x_1', y_1') 에 대한 관성모멘트와 상충모멘트는 축 회전 이론으로부터 식 (4)로 표현된다.

$$\begin{cases} I_{x_1'} = \frac{I_{x_1} + I_{y_1}}{2} + \frac{I_{x_1} - I_{y_1}}{2} \cos 2\theta - I_{x_1 y_1} \sin 2\theta \\ I_{y_1'} = \frac{I_{x_1} + I_{y_1}}{2} - \frac{I_{x_1} - I_{y_1}}{2} \cos 2\theta + I_{x_1 y_1} \sin 2\theta \end{cases} \quad (4)$$

여기서, 도심을 통과하는 임의의 한 쌍의 직교축에 대한 관성모멘트의 합은 항상 일정하며, 이들 값 중에서 최대와 최소가 되는 주관성모멘트 I_u 와 I_v 는 종이 앵글의 좌굴방향과 관련하여 매우 중요하다. 즉, 최소주관성모멘트 I_v 를 낡는 축과 직각의 앵글의 열린 방향으로 좌굴되며, 임계응력(하중) 계산시에도 I_v 가 사용된다. 그 주축각은 다음의 식 (5)로 결정할 수 있다.

$$\frac{dI_{x_1'}}{d\theta} = 0 \rightarrow \theta_p = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{-2I_{x_1 y_1}}{I_{x_1} - I_{y_1}} \right) \quad (5)$$

따라서, 최대주관성모멘트 I_u 와 최소주관성모멘트 I_v 는 식 (6)과 같이 각각 정리된다.

$$\begin{cases} I_u = \frac{I_{x_1} + I_{y_1}}{2} + \sqrt{\left(\frac{I_{x_1} - I_{y_1}}{2} \right)^2 + I_{x_1 y_1}^2} \\ I_v = \frac{I_{x_1} + I_{y_1}}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_{x_1} - I_{y_1}}{2} \right)^2 + I_{x_1 y_1}^2} \end{cases} \quad (6)$$

나. 유한요소해석

1) 유한요소모델링과 해석방법

종이 앵글의 웹 비(a/b), 길이 및 두께 등의 재치수 비율에 따른 좌굴 정도의 정성적인 비교를 위해 유한요소해석을 실시하였다.

종이 앵글을 유한요소모델로 표현하기 위해서, 앵글을 일정한 두께를 가진 plate로 즉, plane stress(with thickness) 조건으로 가정하였다. 이때 각 절점은 각 방향으로 변위(translation)와 회전(rotation)을 자유도로 가지므로, 이에 적합한 3차원 shell 요소를 선정하였다.

3차원 shell 요소의 기본자유도는 절점당 6자유도를 가지며, 이는 각각 x, y, z 방향의 변위와 각 절점에서의 회전자유도가 포함된다(ANSYS Inc., 1998).

그림 3에는 종이 앵글에 대한 유한요소모델의 한 예를 나타내었다.

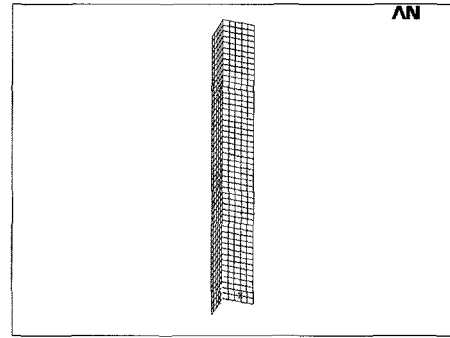


Fig. 3 Finite element model for the paper angle.

유한요소해석 패키지로 ANSYS 5.5.3(1998)을 사용하였으며, 유한요소해석 결과의 신뢰성은 유한요소모델에 얼마나 정확한 재료의 물성 값을 부여하느냐에 달려있다. 본 연구에서는 종이 앵글이 직교이방성 특성을 가지므로, 직교이방성재료의 특성식인 식 (7)을 만족시키는 표 1의 값들을 해석재료의 MD 및 CD 방향의 물성 값으로 각각 적용하였다 (Pilkey, 1994).

$$E_{MD} \mu_{CD} = E_{CD} \mu_{MD} \quad (7)$$

유한요소해석시 구속조건은 그림 4에서 보는 바와같이 종이 앵글이 강도 보강용으로 사용될 때의 조건을 고려해 앵글이 상하에서 압축되는 조건(top-to-bottom)을 상정하였으며, 또한 MD 방향으로 이등분되는 중간 지점을 평면상태로만 이동되는 것으로 가정해 구속조건을 주었다. 한편, 하중조건으로는 여러 하중 수준에 대해, 앵글의 끝단에서 같은 하중 값

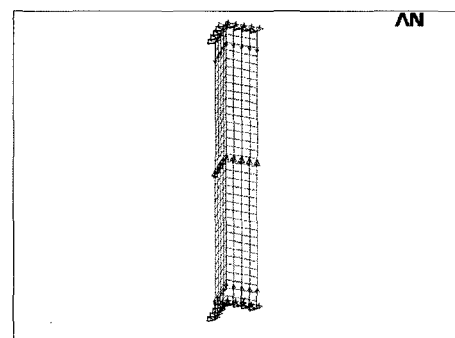


Fig. 4 Loading and boundary conditions under top-to-bottom compression.

Table 1 Material properties applied in FEA of the paper angle

Items	Units	MD	CD
Young's modulus	Pa	2.15×10^9	1.18×10^9
Poisson's ratio	—	0.22	0.12

Table 2 Buckling quantity (mm) at the midpoint of the paper angle by FEA

Designation a×b×t (mm)	L (mm)	Applied load level (kgf)				PMI ¹⁾ (mm ⁴)		OPA ²⁾ θ _p (deg)	SR ³⁾	
		50	100	150	200	I _u	I _v		sr ₁	sr ₂
50×50×5 [a/b=1.00]	300	0.08	0.16	0.24	0.32	179,115	45,891	45	15	31
	700	0.43	0.86	1.28	1.71				36	71
	1,100	1.05	2.11	3.16	4.21				57	112
	1,500	1.96	3.91	5.87	7.82				77	153
43×57×5 [a/b=0.75]	300	0.09	0.18	0.27	0.36	190,650	40,358	29	15	33
	700	0.49	0.97	1.46	1.94				35	76
	1,100	1.20	2.39	3.59	4.78				55	119
	1,500	2.22	4.44	6.66	8.88				75	163
33×67×5 [a/b=0.50]	300	0.13	0.26	0.39	0.53	231,741	24,323	15	14	42
	700	0.71	1.42	2.14	2.85				32	98
	1,100	1.76	3.51	5.27	7.02				50	154
	1,500	3.26	6.52	9.79	13.05				68	210

¹⁾ principal moments of inertia, ²⁾ orientation of principal axis, ³⁾ slenderness ratio

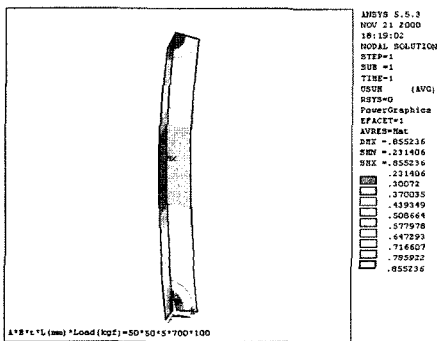


Fig. 5 Deformed shape of a×b=50×50, W=100 kgf.

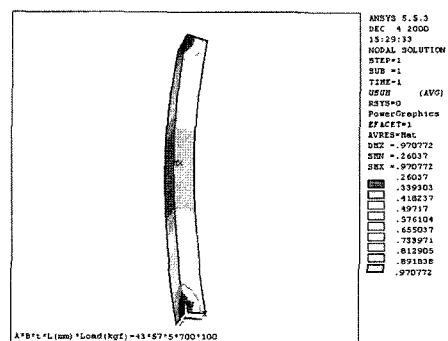


Fig. 6 Deformed shape of a×b=43×57, W=100 kgf.

으로 반력이 작용하므로, 앵글 끝단의 절점수로 나누어진 하중을 절점에 고르게 분포시켜 적용시켰다.

2) 해석결과

종이 앵글 웨브의 총 길이 100 mm(앵글의 두께는 5 mm로 일정)를 a:b=50:50 mm(a/b=1), 43:57 mm(a/b=0.75) 및 33:67 mm(a/b=0.5)로 배분하였을 때, 각 비율에서 앵글의 길이와 작용하중 수준에 따른 유한요소해석을 실시하여, 앵글 중간부분에서의 좌굴량을 분석한 다음 아래의 표 2에 나타내었다.

유한요소해석의 대표적인 예로, 작용하중 100 kgf에 대하여 a:b=50:50 mm, 43:57 mm 및 33:67 mm일때의 각각에 대한 해석결과를 그림 5~7에 나타내었다.

종이 앵글의 길이가 700 mm일 때, 등변 앵글 50×50의 좌굴량 대비 부등변 앵글 43×57과 33×67의 좌굴량이 각각 12.8%, 65.1% 더 컸으며, 작용하중 수준이 클수록 또한 앵글의 길이가 클수록 그 증가율은 더 컸다.

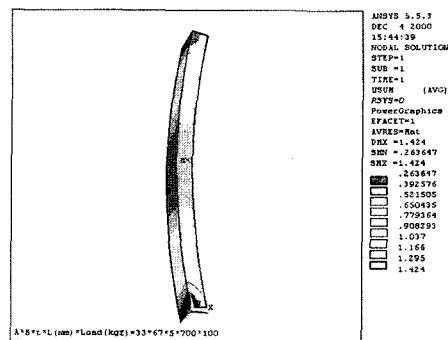


Fig. 7 Deformed shape of a×b=33×67, W=100 kgf.

이론분석 결과, 종이 앵글의 임계하중 결정시 중요한 최소 주관성모멘트 I_v는 등변 앵글 50×50에서 부등변 앵글 43×57, 33×67로 갈수록, 그 감소율이 12%, 47%로 크게 증가하였으며, 한편, 종이 앵글의 좌굴방향은 작은쪽 웨브와 각각 29°, 15°를 이루며 앵글의 열린 방향으로 좌굴되는 것으로 분석되었다.

종이 앵글의 웨브 비, 길이 및 작용하중 수준에 따른 좌굴량의 변화는 아래 식 (8)의 모형으로 잘 나타낼 수 있다. 그러나 이 모형은 유한요소해석의 결과를 기초로한 것으로, 실제 종이 앵글의 좌굴량을 정량적으로 예측하는 데는 다소 오차가 있을 수 있으나, 좌굴량의 변화를 정성적으로 분석하는 데는 매우 중요한 모델이 된다.

$$D_{mp} = -2.9300\alpha + 4.9563 \times 10^{-3}L + 2.2277 \times 10^{-2}W - 2.2623, r^2 = 0.9248 \quad (8)$$

3. 실험적 방법에 의한 강도 모델링

가. 실험설계와 방법

종이 앵글에 대한 압축시험은 크게 2가지 방향으로 실시되었다. 즉, 하나는 등변 앵글에 대한 압축강도 시험으로, 앵글의 웨브 치수가 $a \times b = 50 \times 50$ mm, 60×60 mm 및 70×70 mm 일 때, 이 각각에 대하여 두께가 3, 5 및 7 mm로 변화할 때 앵글의 길이에 따른 시험이고, 다른 하나는 부등변 앵글에 대한 시험으로, 웨브의 총 길이 100 mm에 대하여 이를 $a:b=43:57$ mm($a/b=0.75$) 및 $33:67$ mm($a/b=0.50$)로 배분하였을 때, 이들의 각 경우에 대한 앵글의 길이에 따른 시험이었다.

시험편 종이 앵글의 제작에 사용된 원지의 종류를 표 3에

나타내었으며, 이를 원지의 최소 조합수에 의해 두께 3, 5 및 7 mm의 앵글이 제작되었다.

종이 앵글의 압축시험에 관한 특별한 규정이 없기 때문에, 본 연구에서는 종이 제품의 압축시험에 일반적으로 적용되는 ASTM D642를 참고하여, 하중재하속도(*loading rate*)를 12.7 ± 2.5 mm/min로 하였다. 또한 실험전 종이 앵글 시험편을 온도 23 ± 1 °C, 상대습도 50%의 표준상태로 잘 조성된 항온항습기내에서 48시간 이상 충분히 평형시켰으며(ASTM D685), 각각의 경우에 대하여 5반복 실험하여 그 평균값을 취하였다.

그림 8은 종이 앵글에 대한 압축시험 모습이며, 그림 9는 압축시험기의 유효 스펜 상하에 고정되어, 종이 앵글을 상하에서 지지하는 하중가압판의 형태를 나타낸 것이다. 상하 하중가압판 각각에는 깊이 5 mm, 폭 2~12 mm 범위에서 앵글의 두께에 따라 조정 가능한 ‘L’자형의 홈이 가공되어 있어, 압축시 앵글의 이탈 방지와 앵글 상하 끝부분의 *crushing*으로 인한 실험 오차를 최소화하였다.

나. 압축강도 모델링

등변 앵글의 웨브 치수가 $a \times b = 50 \times 50$ mm, 60×60 mm 및 70×70 mm일 때, 각각에 대한 길이 및 두께에 따른 최대압축강도(*max. compression strength, MCS*) 변화를 그림 10~12

Table 3 Material properties of board constituents in the paper angle

Items	Units	Paperboards			
		C300	C400	C500	C600
Basis weight ¹⁾	g/m ²	300	400	500	600
Bursting strength ²⁾	kgf/cm ²	4.50	5.50	6.50	7.70
Ring crush (MD) ³⁾	kgf	25	30	35	40
Thickness ⁴⁾	mm	0.42	0.59	0.76	0.92

¹⁾ KS M7013, ²⁾ KS M7082, ³⁾ KS M7051, ⁴⁾ KS M7021

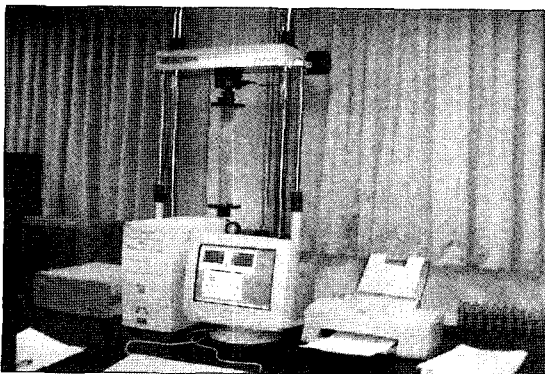


Fig. 8 Experimental setup for measuring MCS of the paper angle.

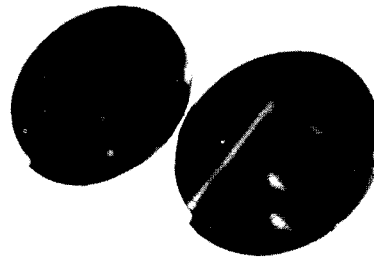


Fig. 9 Upper and lower loading plate.

에 각각 나타내었으며, 이들 각각에 대하여 모델링한 결과를 식 (10)~(12)에 나타내었다.

$$MCS_{50 \times 50} = 131.4756 + 113.1375t - 0.4965L - 0.0500t^2 + 1.3869 \times 10^{-4}L^2 - 0.0206tL, \quad r^2 = 0.9996 \quad (10)$$

$$MCS_{60 \times 60} = 225.2899 + 110.4375t - 0.4995L - 0.0500t^2 + 1.1726 \times 10^{-4}L^2 - 0.0166tL, \quad r^2 = 0.9999 \quad (11)$$

$$MCS_{70 \times 70} = 290.0940 + 112.0250t - 0.4886L - 0.0500t^2 + 9.6429 \times 10^{-5}L^2 - 0.0138tL, \quad r^2 = 0.9997 \quad (12)$$

그림 10~12를 정성적으로 분석해 놓은 그림 13을 살펴보면, 등변 앵글에서 앵글의 길이가 700 mm, 두께 3 mm 앵글의 최대압축강도 대비 두께 5와 7 mm 앵글의 최대압축강도는 각각 $a \times b = 50 \times 50$ 에서는 130%, 260%, $a \times b = 60 \times 60$ 에서는 84.8%, 169.6%, $a \times b = 70 \times 70$ 에서는 66.4%, 132.6% 상승하여, 웨브 치수가 증가할 수록 앵글의 두께에 따른 최대압축강도 증가율은 작았다. 한편, 50×50 앵글의 최대압축강도 대비 60×60 과 70×70 앵글의 최대압축강도는 두께 3 mm 경우는

각각 53.3%, 102.7%, 두께 5 mm 경우는 23.2%, 46.7%, 그리고 두께 7 mm 경우는 14.8%, 30.9% 증가하여, 여기서도 두께가 클수록 최대압축강도 증가율은 작았다.

부등변 앵글의 웨브 총 길이 100 mm(앵글의 두께는 5 mm로 일정)를 43:57 mm과 33:67 mm로 배분하였을 때, 이들 각 경우에 대한 앵글의 길이에 따른 최대압축강도 변화를 아래의 그림 14에 나타내었으며, 이에 대한 모델링한 결과는 식 (13)과 같다.

$$MCS_{t=5/a+b=100} = 870.5000 - \frac{65.1875}{\alpha} - 0.7965L - \frac{115.5000}{\alpha^2} + 1.0625 \times 10^{-4}L^2 + 0.2338 \frac{L}{\alpha}, \quad r^2 = 0.9992 \quad (13)$$

그림 14로부터 앵글의 웨브 비(a/b)가 1인 등변 앵글 대비 부등변 앵글의 정도에 따른 최대압축강도 변화율과 앞에서 분석하였던 좌굴량의 변화를 함께 비교해 놓은 표 4를 보면, 앵글의 길이 300~1,100 mm 범위에서 등변 앵글에 비해 강도면에서는 15~18%, 65~78% 감소하였고, 좌굴면에서는 12~13%, 62~66% 각각 상승하였다.

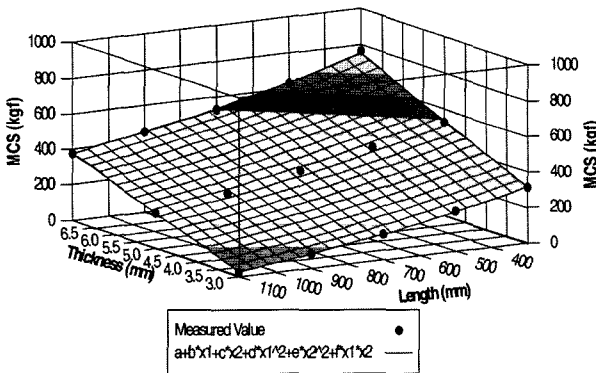


Fig. 10 MCS at thickness and length of the angle, $a \times b = 50 \times 50$.

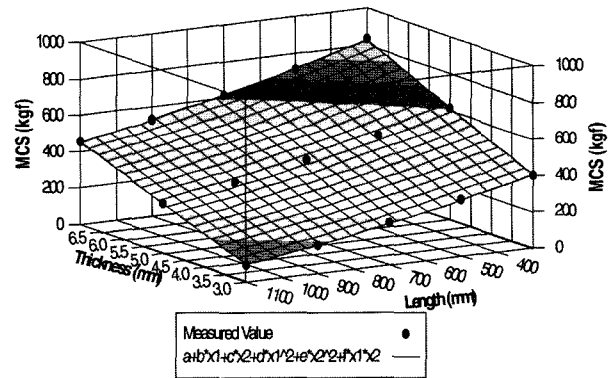


Fig. 11 MCS at thickness and length of the angle, $a \times b = 60 \times 60$.

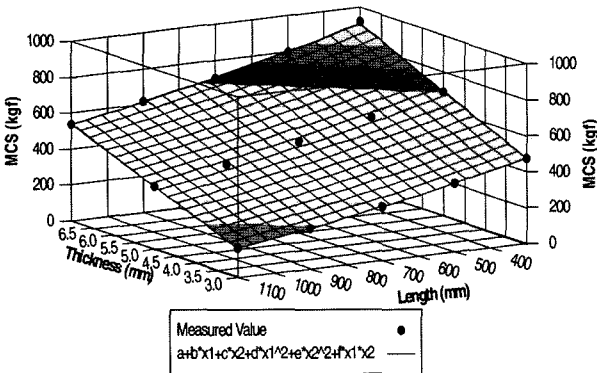


Fig. 12 MCS at thickness and length of the angle, $a \times b = 70 \times 70$.

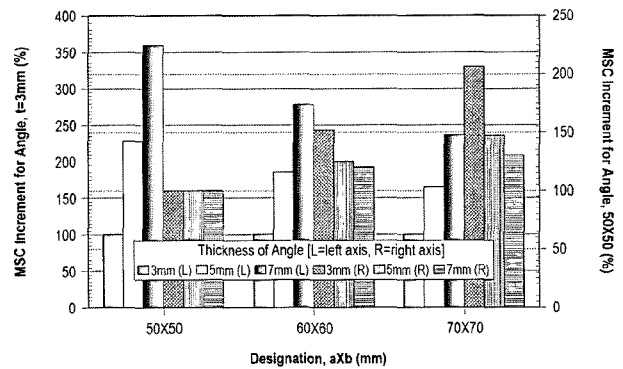


Fig. 13 Variations in MCS of the paper angle.

Table 4 MCS and buckling quantity difference between symmetric and asymmetric angle [L=300~1,100 mm, t=5 mm]

Items	Designation (a×b)	50×50	43×57	33×67	Remarks
MCS decreasing rete (%)		100	115~118	165~178	
Deflection increasing rate (%)		100	112~113	162~166	applied load, 100 kgf

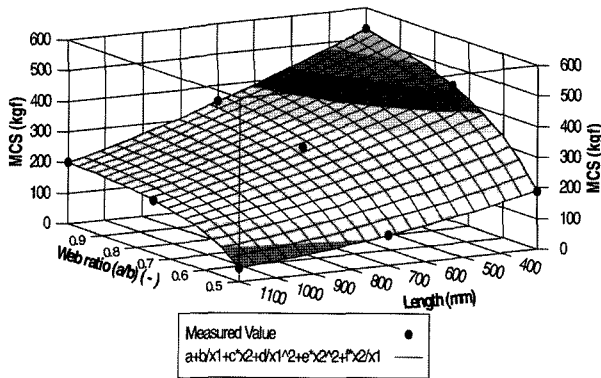


Fig. 14 Variations in MCS of the asymmetrical angle.

4. 요약 및 결론

종이 앵글은 환경친화적인 포장재로써, 현재까지는 주로 제품의 모서리 보호대로서 사용되었지만, 앞으로는 강도 보강용이나 단위화물적재 시스템과 같은 중량물의 포장 설계에의 적용이 크게 주목되고 있다.

종이 앵글이 이러한 목적으로 적절히 사용되기 위해서는 무엇보다도 앵글 자체에 대한 좌굴거동과 압축강도에 대한 이해와 품질규격화가 이루어져야 한다.

이 연구에서는 이론 분석과 유한요소해석을 통해 종이 앵글의 좌굴 거동에 대한 분석이 이루어졌고, 또한 등변 앵글과 부등변 앵글에 대한 압축실험을 통해, 여러 제반 인자로는 최대압축강도 모형이 개발되었다.

앵글에 대한 이론과 유한요소해석결과, 등변 앵글에 비해 부등변 앵글의 좌굴량은 작용하중 수준이 클 수록 또한 앵글의 길이가 클수록 그 증가율은 더 크게 나타났다. 앵글의 임계하중 결정시 중요한 최소주관성모멘트 I_z 는 등변 앵글에서 부등변 앵글로 갈수록, 그 감소율이 크게 증가하였고, 앵글의 좌굴 방향은 작은 웹브와 근접하게 앵글의 열린 방향으로 좌굴되는 것으로 분석되었다.

등변 앵글에서 종이 앵글의 두께에 따른 최대압축강도 증가율은 웹브 치수가 클수록 작았으며, 50×50의 등변 앵글 대비 43×57 및 33×67의 부등변 앵글의 강도와 좌굴량의 변화는 앵글의 길이 300~1,100 mm 범위에서 등변 앵글에 비해 강도면에서는 15~18%, 65~78% 감소하였고, 좌굴면에서는 12~13%, 62~66% 각각 상승하였다.

Nomenclature

- A = Cross-section area of paper angle(m^2)
- a = Web ratio of paper angle(= a/b)
- β = Slenderness ratio of paper angle(= L/r)
- D_{mp} = Buckling quantity of paper angle(mm)
- E = Young's modulus(Pa)
- E_{CD}, E_{MD} = Young's modulus of CD and MD(Pa)
- I = Moment of inertia(m^4)
- L, t = Each Length and thickness of paper angle(m)
- μ_{CD}, μ_{MD} = Poisson's ratio of CD and MD, respectively(-)
- $MCS_{50 \times 50}, MCS_{60 \times 60}, MCS_{70 \times 70}$ = MCS of paper angle, $a \times b = 50 \times 50$ mm, 60×60 mm and 70×70 mm, respectively(kgf)
- $MCS_{t=5/a+b=100}$ = MCS of paper angle, $a+b=100$ mm and $t=5$ mm(kgf)
- P_{cr} = Critical load of paper angle(= $\pi^2 EI/L^2$)(N)
- r = Radius of garation (= $\sqrt{I/A}$)(m)
- S_{cr} = Critical stress of paper angle(Pa)
- t = Thickness of paper angle(m)
- W = Applied load level(kgf)

참고 문헌

1. ANSYS Inc. 1998. ANSYS theory reference. Release 5.5.3.
2. ASTM D642. Standard method for determining compressive resistance of shipping containers, components, and unit loads.
3. ASTM D685. Practice for conditioning paper and paper products for testing.
4. Gere, J. M. and S. P. Timoshenko. 1991. Mechanics of materials. I.T.P.
5. Pilkey, W. D. 1994. Stress, strain and structure matrices. John Wiley & Sons, Inc.
6. KS M7013. Testing method for basis weight of paper and paperboard.
7. KS M7021. Testing method for thickness and bulk density of paper and paperboard.
8. KS M7051. Testing method for ring crush of paperboard.
9. KS M7082. Testing method for bursting strength of paper and paperboard by Müllen high-pressure tester.