

# 트리스 코어 형상을 갖는 알루미늄 압출재의 구조 해석

## Structural Analysis of the Aluminum Extrusion Plate with Truss-Core

장 창 두† 이 병 삼\* 하 윤 석\*\* 김 호 경\*\*\* 송 하 철\*\*\*\* 문 형 석\*\*\*\*\*  
Jang, Chang-Doo Lee, Byong-Sam Ha, Yun-Sok Kim, Ho-Gyong Song, Ha-Cheol Mun, Hyung-Suk  
(논문접수일 : 2002년 9월 5일 ; 심사종료일 : 2003년 5월 26일)

### 요 지

샌드위치 판은 질량에 비해 높은 강성과 강도를 갖고 있으므로 매우 효율적인 구조재로서 폭넓게 쓰이고 있다. 알루미늄 압출 샌드위치 판의 적절한 설계를 위하여는 역학적 거동 해석이 선행되어야 하나, 아직 이에 대한 연구는 미비한 상태이다. 코어가 채워져 있지 않은 중공 단면(hollow section)인 샌드위치 판의 역학적 거동 해석에는 일반적으로 상세 유한 요소 해석을 하게 되나, 이는 모델링과 해석에 많은 시간이 소요된다.

본 논문에서는 트리스(truss) 형상의 심재를 갖는 샌드위치 구조 압출재를 이방성의 판으로 치환하여 해석하는 방법을 제시하였다. 적절한 이방성 후판으로의 치환을 위해 등가의 강성을 평가하는 방법을 제안하였으며, 이 등가의 강성을 판 이론에 적용하여 균일 분포 하중을 받는 사변 단순지지 조건의 알루미늄 압출재에 대한 처짐과 응력에 대해 간이 해석식을 개발하였다. 아울러 상용 유한 요소 프로그램을 이용하여 계산한 결과와 비교한 결과 제시한 간이식의 높은 정도와 효율성이 입증되었다.

**핵심용어** : 알루미늄 압출재, 등가 강성, 이방성 판, 중공 단면, 샌드위치 판

### Abstract

The sandwich plate has been widely used as an efficient structural member because it has high strength-to-weight and high stiffness-to-weight ratios. To properly design the aluminum extrusion plate, it is necessary to analyze structural behaviors of the extrusions, however, the aluminum extrusions have been rarely studied until now. In the optimization process through numerous iterative calculations, finite element analysis of the sandwich plate with hollow core section requires a considerable amount of computation time and cost.

In this paper, the aluminum extrusion plate with truss-core is transformed into an equivalent homogeneous orthotropic plate with appropriate elastic constants. The procedure to evaluate accurate equivalent elastic constants is also established. Using these elastic constants, simple theoretical formulas of the stresses and deflection are proposed in case of the simply-supported orthotropic thick plate under uniform pressure. Through the comparison with the results by commercial FEM code(ANSYS), it is verified that the proposed simplified formula has a good efficiency and accuracy.

**Keywords** : aluminum extrusion plate, equivalent stiffness, orthotropic plate, hollow section, sandwich plate

### 1. 서 론

샌드위치 판은 질량에 비해 높은 강성과 강도를 갖고 있

으므로 고속선이나 경량 차체<sup>1)</sup> 등에 매우 효과적인 구조재로서 폭넓게 연구되어 왔다. 그러나 심재가 채워져 있지 않은 중공 단면인 샌드위치 판을 해석하기 위해서 상세 유한

† 책임저자, 정희원 · 서울대학교 조선해양공학과  
전화: 02-880-7328; Fax: 02-882-1433  
E-mail: cdjang@snu.ac.kr

\* 삼성중공업 연구소

\*\* 서울대학교 조선해양공학과 대학원

\*\*\* 서울대학교 조선해양공학과 박사 후 연구원

\*\*\*\* 정희원 · 서울대학교 조선해양공학과 박사 후 연구원

\*\*\*\*\* 한국철도기술연구원 기존철도실용기술개발팀 주임연구원

• 이 논문에 대한 토론을 2003년 9월 30일까지 본 학회에 보내주시면 2003년 12월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

요소 해석을 수행하는 것은 모델링과 해석에 많은 시간을 소요하게 된다. 따라서 설계 변경에 따른 샌드위치 판의 역학적 거동 변화를 신속하게 파악하기 위해서는 간단한 형태의 간이 해석식 개발이 절실히 요구된다. 이러한 관점에서 샌드위치 판을 이상화하여 등가의 강성을 갖는 이방성 후판으로 치환하여 해석하는 연구가 Libove & Batoori<sup>(2)</sup> 등에 의해서 시작되었으며 Allen<sup>(3)</sup> 등에 의해서 연구가 체계화되었다. 최근에는 Fung<sup>(4)</sup>, Tan<sup>(5~7)</sup> 등이 Z-core, C-core 등 여러 가지 형상의 심재를 갖는 샌드위치 평판을 이방성 후판으로 치환하여 등가의 강성을 구하는 연구를 수행하여 왔다.

본 논문에서는 철도 차량의 언더프레임으로 쓰이는 트러스 단면 형상을 심재로 갖는 샌드위치 구조의 압출재를 이방성 후판으로 치환하여 해석하였다. 이방성 후판으로의 성공적인 치환을 위해서는 정확한 등가 강성의 평가가 필요하다. 구한 등가의 강성을 가지고 판 이론으로부터 균일 분포 하중시 사변 단순지지 조건에서 처짐과 응력에 대한 간이 해석식을 개발하였다.

2. 역학적 해석 이론

2.1 해석 대상 모델과 가정

해석하고자 하는 압출재는 Fig. 1과 같이 위 면재와 아래 면재 사이에 트러스(truss)형상의 심재가 있는 샌드위치 구조를 이루고 있다. 또한 심재가 x방향으로는 연속이지만 y방향으로는 2p 간격으로 연결되어 있어 x, y 방향의 강성이 서로 다를 수 있다.

심재에 작용하는 전단력은 일정하고 일반적으로 샌드위치 판에서 심재는 굽힘 강성에 기여하지 않지만 트러스 코어(truss-core)의 경우는 Fig. 1에서 알 수 있듯이 종통 방향의 굽힘 강성에 기여한다. 면재의 아래 위 두께는 일정하고 모든 방향의 변위는 미소하며 z방향의 응력은 무시하는 평면 응력상태이다. 샌드위치 구조의 압출재는 단순 지지되어 있다. Fig. 2는 샌드위치 구조의 압출재의 단면을

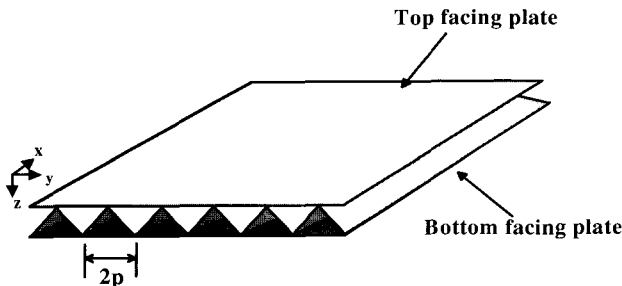


Fig. 1 Truss-core sandwich plate

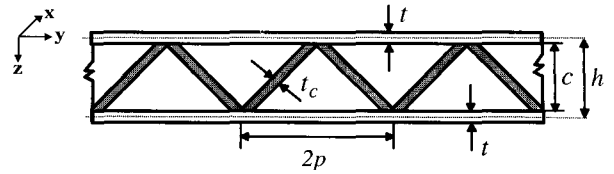


Fig. 2 Typical cross section of plate

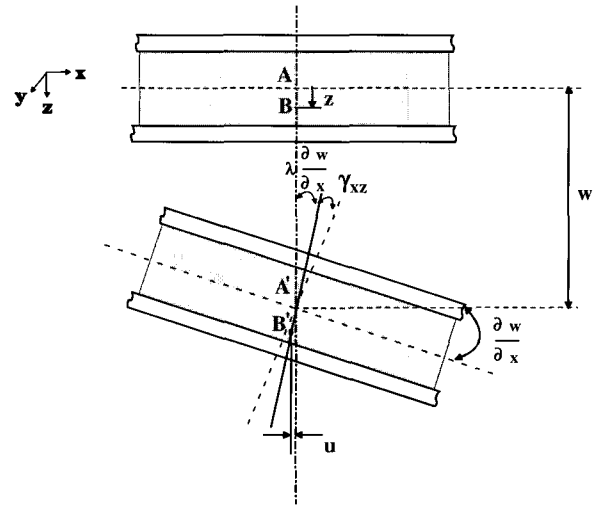


Fig. 3 Displacements and strains of sandwich plate

나타낸 것이고, Fig. 3은 y-z 단면의 변위와 변형도를 도시한 그림이다.

Fig. 3에서 임의의 B점에 대한 변위를 알기 위하여 B점을 지나며 단면에 수직인 선의 중점을 A점이라고 하면 x 방향의 변위 u는 식(1)과 같이 가정할 수 있다. 여기서 굽힘에 의한 회전각은 전체의 λ배라고 가정하자. y방향에 대해서도 마찬가지로 가정하고 굽힘에 의한 회전각을 전체의 μ배라고 가정하면 식(2)를 얻을 수 있다.

$$u = -\lambda z \frac{\partial w}{\partial x} \tag{1}$$

$$v = -\mu z \frac{\partial w}{\partial y} \tag{2}$$

여기서 위의 식으로부터 변형도를 구하면 다음과 같다.

$$\epsilon_x = -\lambda x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \tag{3}$$

$$\epsilon_y = -\mu z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \tag{4}$$

$$\gamma_{xy} = -z(\mu + \lambda) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \tag{5}$$

전단 변형도는 전체 회전각에서 굽힘에 의한 부분을 제외하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} - \lambda \frac{\partial w}{\partial x} = (1 - \lambda) \frac{\partial w}{\partial x} \quad (6)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} - \mu \frac{\partial w}{\partial y} = (1 - \mu) \frac{\partial w}{\partial y} \quad (7)$$

위에서 구한 변형도와 응력과의 관계를 구하면 다음과 같다.

$$\sigma_x = \frac{E}{g} \left( -\lambda z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \mu \nu_y z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (8)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{g} \left( -\mu z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \lambda \nu_x z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (9)$$

$$\tau_{xy} = G \gamma_{xy} = -G(\mu + \lambda) z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (10)$$

여기서,  $g = 1 - \nu_x \nu_y$

### 2.2 전단력과 모멘트 및 평형방정식

전단력과 전단변형도와의 관계는 다음과 같다.

$$Q_x = D_{Qx} \gamma_{zx} = D_{Qx} (1 - \lambda) \frac{\partial w}{\partial x} \quad (11)$$

$$Q_y = D_{Qy} \gamma_{zy} = D_{Qy} (1 - \mu) \frac{\partial w}{\partial y} \quad (12)$$

굽힘 모멘트 ( $M_x, M_y$ )와 비틀림 모멘트 ( $M_{xy}$ )는 다음과 같다.

$$M_x = D_x \left( \lambda \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \nu_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (13)$$

$$M_y = D_y \left( \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \lambda \nu_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (14)$$

$$M_{xy} = D_{xy} (\lambda + \mu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (15)$$

Fig. 4와 같이 균일 분포하중  $q(x, y)$ 가 작용하는 단위 샌드위치 판에 대해서 힘과 모멘트 평형으로부터 구해진 평형방정식은 식(16)~(18)과 같다.

$$\frac{\partial M_y}{\partial y} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} - Q_y = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} - Q_x = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + q(x, y) = 0 \quad (18)$$

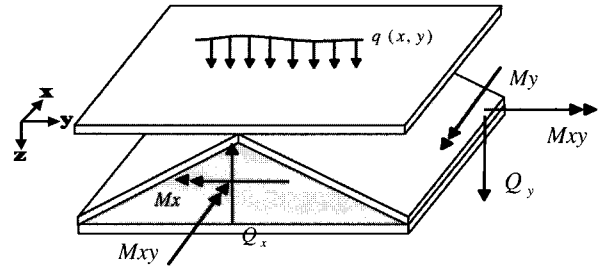


Fig. 6 Internal forces on sandwich unit

식(16)~(18)에 식(13)~(15)의 전단력과 모멘트를 대입하면 평형 방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} D_{Qx}(1 - \lambda) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + D_{Qy}(1 - \mu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + q(x, y) &= 0 \\ \lambda(D_x \alpha^2 + D_{xy} \beta^2 + D_{Qx}) + \mu(\nu_y D_x + D_{xy}) \beta^2 - D_{Qx} &= 0 \\ \mu(D_y \beta^2 + D_{xy} \alpha^2 + D_{Qy}) + \lambda(\nu_x D_y g + D_{xy}) \alpha^2 - D_{Qy} &= 0 \end{aligned} \quad (19)$$

여기서,  $w(x, y) = w_{mn} \sum_{m=1,3,5}^{\infty} \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \sin \alpha x \sin \beta y$

$$q(x, y) = q_{mn} \sum_{m=1,3,5}^{\infty} \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{mn} \sin \alpha x \sin \beta y$$

$$\alpha = \frac{m\pi}{a}, \quad \beta = \frac{n\pi}{b}$$

여기서 식(19)를 연립하여 미지수  $\lambda, \mu, w$ 를 구하는데, 이를 위해서는 등가의 강성인  $D_x, D_y, D_{xy}, D_{Qx}, D_{Qy}$ 가 정확히 평가되어야 한다.

### 3. 등가 강성 계산

#### 3.1 굽힘 강성, 비틀림 강성

$D_x, D_y, D_{xy}$ 는 판 이론으로부터 이 모델에 해당하는 면적 2차 모멘트를 계산하여 다음과 같이 정리된다. 압출재의 심재부분은  $D_x$ 에만 영향을 미치므로 식(20)에서는 상하면과 심재의 2차모멘트를 선형적으로 합산하였고, 식(21), (22)는 상하면의 판재에 대한 2차 모멘트만으로 유도되었다.

$$D_x = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{th^2}{2} + \frac{t_c h^3}{12 p \sin \theta} \right) \quad (20)$$

여기서,  $\theta = \text{Arctan} \frac{h}{p}$

$$D_y = \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{th^2}{2} \quad (21)$$

$$D_{xy} = G \frac{th^2}{2} \tag{22}$$

### 3.2 전단 강성 $D_{Qx}$

전단 강성  $D_{Qx}$ 는  $x-z$  plane 에 작용하는 전단력과 관계하는 상수이다.  $D_{Qx}$ 를 구하기 위해서 전단력  $R$ 이 작용할 때 심재가 종통 방향으로 연속적이므로 보이론을 적용하여 구하면 다음과 같다.

$$\tau = G\gamma_{xz} = \frac{RQ_z}{I_z b} \tag{23}$$

where,  $Q_z$  : 면적의 1차 모멘트  
 $I_z$  : 면적의 2차 모멘트  
 $b$  : 전단 응력이 흐르는 중립축에서의 단면의 폭

심재에서는 전단력이 일정하게 분포한다고 가정하였으므로 식(23)으로 부터  $D_{Qx}$ 를 구하면 다음과 같다.

$$D_{Qx} = \frac{R}{\gamma_{xz}} = \frac{G \frac{2t_c}{\sin \theta} I_z}{Q_z} = \frac{2Gt_c}{Q_z \sin \theta} \left( \frac{th^2}{2} + \frac{t_c h^3}{12p \sin \theta} \right) \tag{24}$$

### 3.3 전단 강성 $D_{Qy}$ 유도

$y$  방향의 전단 강성은 상대적으로  $x$  방향의 강성보다 약한 것을 알 수 있다.  $y$  방향으로 Fig. 5에서 나타난 단위 세그먼트(segment)가 순차적으로 반복되어 전체의 샌드위치 판을 이룬다. 따라서 이 세그먼트에 전단력이 작용할 때  $D_{Qy}$ 를 구하고 이 값은 전체 샌드위치 판의 평균값이라고 생각한다.  $D_{Qy}$  값을 구하기 위해서 Fig. 5의 세그먼트를 이상적으로 모델링하여 단위 폭을 갖는 보가 결합된 구조물로 보고 강체 운동이 일어나지 않도록 아래 판의 가운데

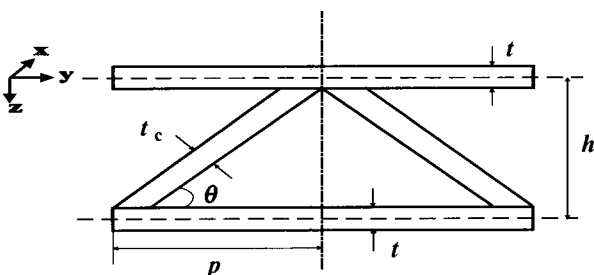


Fig. 7 Representative segment

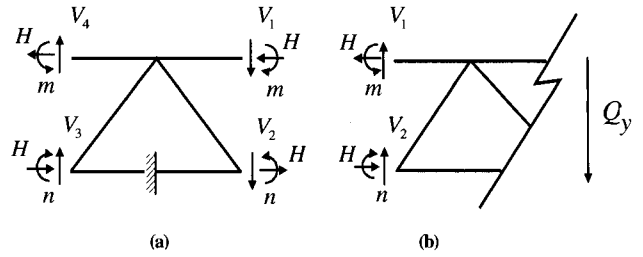


Fig. 8 Internal forces at interfaces

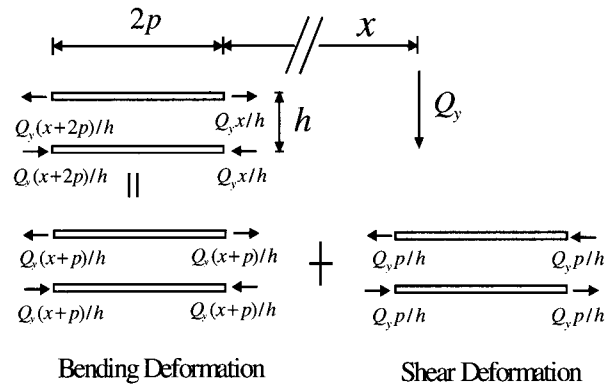


Fig. 9 Decomposition of internal forces

에 부분을 고정한다.

평형 방정식은 대칭조건을 이용하여 그림 6에서부터 전단력( $V$ )에 대한 식(25)이 유도된다.

$$V_1 = V_4, V_2 = V_3 \tag{25}$$

Fig. 6(a)에서 수평방향 힘  $H$ 를 구하기 위해서 Fig. 7에 보는 것과 같이 전단력이 걸린 끝단에서  $x$  만큼 떨어진 부분의 수평방향의 힘을 굽힘에 의한 변형과 전단 변형을 유발하는 성분으로 분해한다. 이때 전단 변형을 일으키는 수평성분만을  $H$ 로 생각한다.

또한 Fig. 6(a)에서 전체 모멘트 평형으로부터 수평 방향의 힘  $H$ 는 다음과 같다.

$$H = \frac{Q_y p}{h} \tag{26}$$

여기서 위 면재와 아래 면재의 전단력을 각각  $V_1, V_2$ 로 주어서 양끝에 걸리는 전체 전단력은 다음과 같다.

$$V_1 + V_2 = Q_y \tag{27}$$

여기서 아직 결정되지 못한 4개의 미지수인 전단력

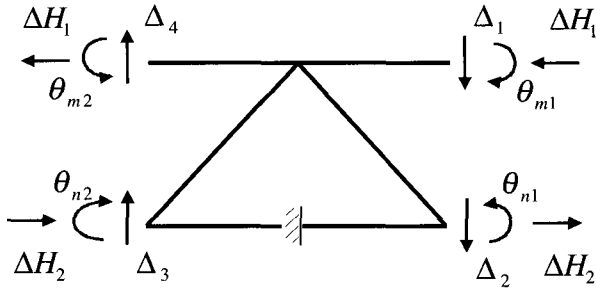


Fig. 8 Displacements in compatibility equations

( $V_1, V_2$ )과 양단 모멘트( $m, n$ )는 적합 조건으로 결정하게 된다.

적합조건은 다음과 같다(Fig. 8).

- ① 위 면재의 양단에서의 상대적인 회전각은 없다.  
 $\theta_{m1} + \theta_{m2} = 0$  (28)
- ② 아래 면재의 양단에서의 상대적인 회전각은 없다.  
 $\theta_{n1} + \theta_{n2} = 0$  (29)
- ③ 양단에서의 상대적인 변위는 같다.  
 $\Delta_2 - \Delta_1 = \Delta_4 - \Delta_3$  (30)

적합 조건에 필요한 변위를 얻기 위해서 카스틸리아노(Castigliano)의 2차 정리를 사용하였다. 이 이론에 의하면 상보 에너지(complementary energy)가 힘  $P_i$ 로 표현되었을 때, 이 힘의 방향의 전체 변위는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta_i = \frac{\partial U^*(P_1, P_2, P_3, \dots, P_i, \dots)}{\partial P_i} \quad (31)$$

상보 변형도 에너지(complementary strain energy)를 적합 조건식에 적용하면 다음과 같다.

$$\theta_{m1} + \theta_{m2} = \frac{\partial U^*(V_1, V_2, m, n, H)}{\partial m} = 0 \quad (32)$$

$$\theta_{n1} + \theta_{n2} = \frac{\partial U^*(V_1, V_2, m, n, H)}{\partial n} = 0 \quad (33)$$

$$\Delta_2 - \Delta_1 - \Delta_4 + \Delta_3 = \frac{\partial U^*(V_1, V_2, m, n, H)}{\partial V_2} - \frac{\partial U^*(V_1, V_2, m, n, H)}{\partial V_1} = 0 \quad (34)$$

위 식(25)~(27)과 식(28)~(30)로부터  $V_1, V_2, m, n$ 을  $Q_y$ 로 표현한다.

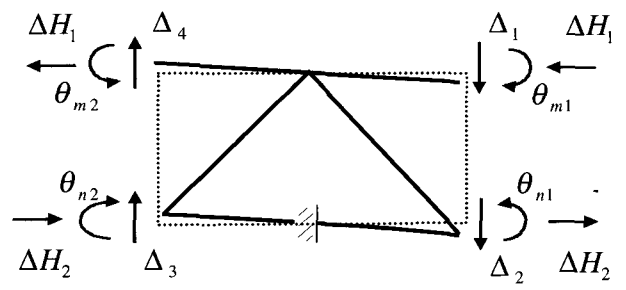


Fig. 11 Relative displacement

Fig. 9에서  $\gamma_{yz}$ 를 구하면 다음과 같다.

$$\gamma_{yz} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4}{4b} + \frac{\Delta_{m1} + \Delta_{m2}}{h} \quad (35)$$

위식과 변위로부터  $D_{Qy}$ 를 정의하면 다음과 같다.

$$D_{Qy} = \frac{Q_y}{\gamma_{yz}} \quad (36)$$

#### 4. 알루미늄 입출재의 구조 해석

사변 단순지지인 샌드위치 판에 균일 분포하중  $q$ 를 가했을 때,  $w_{mn}$ 은 식(19)의  $w(x, y)$ 을 이용하여 식(37)~(39)처럼 전개된다.

$$w_{mn} = \frac{q_{mn}}{D_{Qx}(1-\lambda)\alpha^2 + D_{Qy}(1-\mu)\beta^2} \quad (37)$$

$$\lambda = \frac{\delta_1}{\Psi} \quad (38)$$

$$\mu = \frac{\delta_2}{\Psi} \quad (39)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \delta_1 &= n^2 \pi^2 \left( \frac{D_y}{B_{Qy}} - \frac{D_{xy}}{B_{Qx}} - \nu_y \frac{D_x}{B_{Qx}} \right) + \frac{m^2 \pi^2 b^2}{a^2} \frac{D_{xy}}{B_{Qy}} + 1 \\ \delta_2 &= - \left( \frac{D_y \nu_x}{B_{Qy}} - \frac{D_x}{B_{Qx}} + \frac{D_{xy}}{B_{Qx}} \right) m^2 \pi^2 \frac{b^2}{a^2} + \frac{D_{xy}}{B_{Qx}} n^2 \pi^2 + 1 \\ \Psi &= \frac{\pi^4}{B_{Qx} B_{Qy}} \left\{ D_{xy} D_x \frac{m^4 b^4}{a^4} + D_{xy} D_y n^4 \right. \\ &\quad \left. + \frac{b^2}{a^2} m^2 n^2 (D_x D_y - \nu_y D_{xy} D_x - \nu_x D_{xy} D_y - \nu_x \nu_y D_x D_y) \right\} \\ &\quad + \frac{m^2 b^2 \pi^2}{a^2} \left( \frac{D_x}{B_{Qx}} + \frac{D_{xy}}{B_{Qy}} \right) + n^2 \pi^2 \left( \frac{D_y}{B_{Qy}} + \frac{D_{xy}}{B_{Qx}} \right) + 1 \end{aligned}$$

$$B_{Qx} = b^2 D_{Qx}$$

$$B_{Qy} = b^2 D_{Qy}$$

여기서 구한  $\lambda, \mu$ 는 굽힘 모멘트가 얼마만큼 전체 변형에 기여하는지 알 수 있는 무차원 계수이다. 직관적으로  $y$  방향으로의 전단강성이 상대적으로 작기 때문에  $\lambda$ 가  $\mu$ 보다 큼을 알 수 있다. 식(37)에서 가정한 변위를 앞에서 구한 등가의 하중과 상수로 표현하여 간단한 간이식으로 나타내면 다음과 같다.

$$w = \frac{qb^4}{D_x} \alpha_1 \quad (40)$$

식(8)~(10)에서 구한 응력도 간단한 형태의 간이식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\sigma_x = \frac{qb^4}{D_x} (\alpha_2 + \nu_y \alpha_3) \quad (41)$$

$$\sigma_y = \frac{qb^4}{D_x} (\alpha_3 + \nu_x \alpha_2) \quad (42)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{qb^4}{D_x} \alpha_4 \quad (43)$$

여기서,

$$\alpha_1 = \frac{16}{\pi^6} \sum_{m=1,3}^{\infty} \sum_{n=1,3}^{\infty} \frac{1}{\Phi} \frac{1}{mn} \sin ax \sin by$$

$$\alpha_2 = \frac{16}{\pi^6} \sum_{m=1,3}^{\infty} \sum_{n=1,3}^{\infty} z \frac{Q}{mn} \left( \frac{m\pi}{a} \right)^2 \frac{\delta_1}{\Psi} \sin ax \sin by$$

$$\alpha_3 = \frac{16}{\pi^6} \sum_{m=1,3}^{\infty} \sum_{n=1,3}^{\infty} z \frac{Q}{mn} \left( \frac{n\pi}{b} \right)^2 \frac{\delta_2}{\Psi} \sin ax \sin by$$

$$\alpha_4 = \frac{16}{\pi^6} \sum_{m=1,3}^{\infty} \sum_{n=1,3}^{\infty} z \frac{G}{\Phi} \frac{1}{mn} \left( \frac{m\pi}{a} \right) \left( \frac{n\pi}{b} \right) \frac{\delta_1 + \delta_2}{\Psi} \cos ax \cos by$$

$$\delta_3 = B_{Qx}(\Psi - \delta_1)$$

$$\delta_4 = B_{Qy}(\Psi - \delta_2)$$

$$\delta_5 = \frac{1}{D_x \pi^2} \left( \frac{b^2}{a^2} m^2 \delta_3 + n^2 \delta_4 \right)$$

$$\Phi = \frac{\delta_5}{\Psi}$$

$$Q = \frac{E}{g\Phi}$$

Table 1 과 같은 임의의 샌드위치 구조의 압출재에 대해 처짐과 응력을 본 논문에서 제시한 간이식으로 계산하여 적응적 유한요소 자동생성법<sup>8)</sup>과 상용 구조 해석 프로그램(ANSYS 6)의 결과와 비교하여 보았다. 식(40)으로 최대 처짐을 계산하고 식(41)~(43)로부터 최대 응력을 계산한다.

Table 1 Input data

$E$ (Gpa)	73
$G$ (GPa)	27.44
$q$ (MPa)	10
$\nu_x$	0.33
$\nu_y$	0.33
$p$ (mm)	65
$h$ (mm)	75
$b$ (mm)	2080
$a$ (mm)	$b \leq a \leq 3b$
$t$ (mm)	3
$t_c$ (mm)	2.7

Table 2는 입력된 자료로부터 등가의 강성을 계산한 것으로 상대적으로  $D_{Qy}$ 가 다른 강성에 비해 작은 것을 알 수 있다.

Table 2 Elastic constants(N·m)

$D_x$	$D_y$	$D_{xy}$	$D_{Qx}$	$D_{Qy}$
8.838E5	6.912E5	2.316E5	138.95	50.91

Fig. 10~Fig. 12에서 알 수 있듯이 간이식에 의해서 계산된 결과는 상세 유한 요소 해석 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig. 10에서 나타난 경향을 보면 중횡비의 증가에 따라 처짐 계산 결과가 일정한 값으로 수렴해 감을 알 수 있고 Table 2에서 구한 등가의 강성으로 전단력을 고려하지 않는 박판 이론으로 구한 결과<sup>9)</sup>와 비교하였을 때 좋은 결과를 얻을 수 있다.

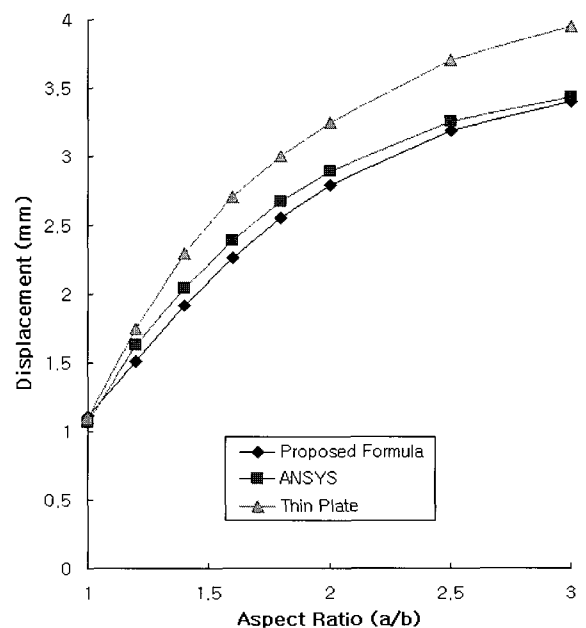


Fig. 11 Deflection of Extrusion Plate

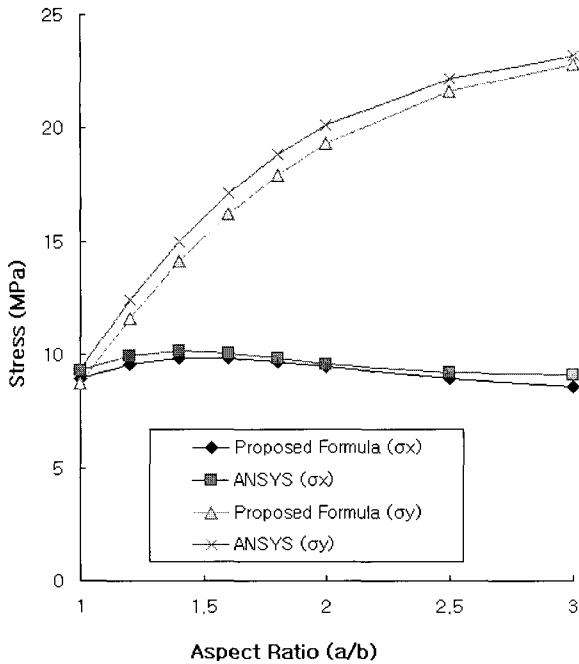


Fig. 12 Normal Stress

Fig. 4에 압축 하중 ( $N_x, N_y$ )이 작용하였을 때 식(35)는 다음과 같이 바뀐다.

$$w_{mn} = \frac{q_{mn}}{D_x \Phi \frac{\pi^4}{b^4} + N_x \alpha^2 + N_y \beta^2} \quad (44)$$

식(44)에서  $N_x = -P_x, N_y = -P_y$ 라하고 분모( $\theta$ )를 정리하면 다음과 같다.

$$\theta = \Phi \pi^2 - \frac{P_x b^2}{D_x} \left( \frac{b^2 m^2}{a^2} + \frac{P_y}{P_x} n^2 \right) \quad (45)$$

위 식(45)에서  $\theta$ 가 영(zero)이 될 때 좌굴이 발생하는 임계 하중(critical load)이 된다. 여기서 간단히 일축 압축의 경우를 생각해 보면  $P_y = 0$ 이므로 식(45)에서  $P_{cr}$ 은 다음과 같다.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2}{b^2} D_x K \quad (46)$$

여기서,  $K = \frac{\Phi}{m^2 b^2 / a^2}$

Fig. 13은  $\rho = \frac{D_x}{b^2 D_{\Phi}}$  값을 변화시키면서 종횡비에

따라서 좌굴 계수를 도시한 그림이다. 좌굴 계수는 모드( $m$ )값에 따라서 변화가 되는데 Fig. 13은 종횡비에 따라서 값이 최소가 되는 좌굴 계수를 나타낸다.

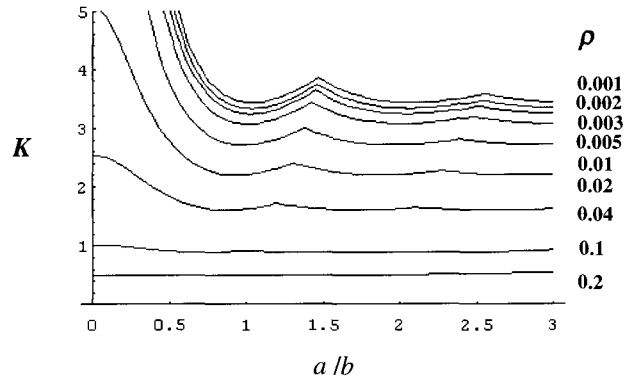


Fig. 13 Buckling coefficient

### 5. 결 론

본 논문에서는 트러스 형상의 심재를 갖는 샌드위치 구조의 압출재를 이방성 후판으로 치환하여 해석하였다. 이를 위해서 필요한 등가의 강성을 평가하는 방법을 정립하였다. 여기서 굽힘 강성과 비틀림 강성은 기존의 판이론으로부터 쉽게 구할 수 있었으나  $x, y$  방향의 전단강성을 구하기 위해서는 적절한 가정이 필요하였다. 특히 상대적으로 작은  $D_{\Phi}$  값을 구하기 위해서는 전체 판에서 대표적인 세그먼트를 선택하여 필요한 경계 조건과 적합 조건을 주었다. 이 조건으로부터 에너지법을 이용하여 전단력에 의한 상대적인 변위를 구하고  $D_{\Phi}$  값을 결정하였다. 이 등가의 강성을 가지고 판 이론으로부터 균일 분포 하중시 사면 단순지지 조건에서 처짐과 응력에 대한 간이 해석식을 개발하였다. 본 논문에서 제시한 간이식으로부터 구한 최대 처짐과 응력을 상용 구조 해석 프로그램의 결과와 비교하여 잘 일치함을 알 수 있었다. 따라서 알루미늄 압출재를 주요 구조재로서 사용할 경우 시간이 많이 소요되는 상세 유한 요소 해석을 수행하지 않고도 본 논문에서 제시한 간이식으로 설계 변경에 따른 거동 변화를 신속하게 파악할 수 있어 경제적이고 효율적이다. 또한 일축 압축 하중에 좌굴이 일어나는 임계하중을 간단한 간이식으로 도출하였다.

### 참 고 문 헌

1. 신정규, 송세일, 이권희, 박경진, "구조 최적설계 기법을 이용한 초경량차체 개념의 경량 자동차 설계", 한국

- 전산구조공학회 논문집, 제14권, 제3호, 2001, pp.277~286
2. C. Libove and S. B. Batoorf, "A General Small-deflection Theory for Flat Sandwich Plates", *National Advisory Committee for Aeronautics* TN 1526, 1948
3. Howard, G. Allen, "Analysis and Design of Structural Sandwich Panels", *Pergamon Press*, 1969
4. T. C. Fung, K. H. Tan, and T. S. Lok, "Elastic Constants for Z-Core Sandwich Panels", *Journal of Structural Engineering*, Vol.120, No.10, 1994
5. T. C. Fung, K. H. Tan, and T. S. Lok, "Shear Stiffness  $D_{\phi}$  for C-Core Sandwich Panels", *Journal of Structural Engineering*, Vol.122, No. 8, 1996
6. K. H. Tan, P. Montague, and C. Norris, "Steel Sandwich Panels: Finite Element, Closed Solution and Experimental Comparisons on a  $6\text{m} \times 2.1\text{m}$  Panel", *The Structural Engineer*, Vol.67, No.9, 1989
7. T. C. Fung, K. H. Tan, and T. S. Lok, "Analysis of C-Core Sandwich Plate Decking", *Proceeding of the Third International Offshore and Polar Engineering Conference*, Vol.4, 1993
8. 장창두, 정진우, 문성춘, "Advancing Front method를 이용한 대변형 셸 구조물의 적응적 유한요소 자동생성법", 한국전산구조공학회 논문집, 제12권, 제3호, 1999, pp.447~456
9. 서승일, 손건호, "알루미늄 압출재의 구조적 거동 특성에 관한 연구", *The Society of Naval Architects of Korea*, Seoul, 1996, pp.358~363