

알루미늄 압출재를 사용한 철도차량차체의 단위 압출재 최적설계

An Optimal Design for Truss Core Unit of Railway Carbody of Aluminum Extrusion Plate

장창두¹, 하윤석², 조영천³, 신광복⁴

Chang-Doo Jang, Yun-Sok Ha, Young-Chun Jo and Kwang-Bok Shin

Keywords : Aluminum Extrusion Plate(알루미늄 압출재), Equivalent Material Property(등가물성),
Equivalent Stiffness(등가강성), Constrained Optimization(제약이 있는 최적화)

Abstract

To make railway carbody light in weight has advantages at some aspects of both manufacturing and maintenance. Recently, railway carbodys of steel structure have been lightened their weight by using aluminum extrusion plate. For the additional lightening of railway carbody, an optimal design which maintains proper strength and minimizes weight must be achieved. Optimization which is used with finite element analysis for aluminum extrusion plate has the disadvantage of consuming much time.

In this paper, the method of equivalent material property which is available to FEA code is established using the method of equivalent stiffness. This method for plate is expanded into the method for railway carbody structure with plates and shells. An objective function is established for maximum stiffness of unit aluminum extrusion plate using established method of equivalent material property. We performed an multi-objective optimization using the penalty function method. As a result, recommendable shapes and sizes of unit extrusion plate for under-frame of high speed train is presented.

1. 서론

철도 차량의 차체 경량화는 차량의 제작 및 유지·보수의 측면에서 많은 이점이 있다. 차량의 경량화를 위해서는 적정 강도를 유지하며 차체 중량을 최소화 하는 최적 설계가 수행되어야 한다. 최적화 문제에 관한 연구는 활발히 이루어지고 있는 상태이지만, 실제

구조물에 대한 이들의 적용은 아직 미흡한 실정이다.

알루미늄은 강에 비해 구조 경량화의 측면에서 아주 유리하지만, 강성이 강의 약 1/3에 불과하므로 알루미늄 합금 단판을 사용할 경우 과도한 처짐 발생, 좌굴 등의 구조적 문제점이 발생할 수 있다.

이러한 문제점을 해결할 수 있는 방법 중의 하나가 단판에 비해 구조적 강성이 큰 샌드위치 구조의 판을 사용하는 것이다. 현재 국내에서는 광주지하철의 차량에 최초로 알루미늄 압출재를 사용하여 제작·운영될 예정이고, 개발단계에 있는 고속철도차량이나 고속틸팅 차량처럼 복합재료를 주재료로 계획하고 있는 차량들도 언더프레임은 일정한 강성을 유지하기 위해 계속적

1 정회원, 서울대학교 조선해양공학과, 교수

2 비회원, 서울대학교 조선해양공학과, 박사과정

3 비회원, 서울대학교 조선해양공학과, 박사과정

4 정회원, 한국철도기술연구원, 선임연구원

으로 압출재를 이용할 것이므로, 이에 대한 구조해석 및 최적화에 관련한 심도있는 연구가 필요하다.

샌드위치 판은 질량에 비해 높은 강성과 강도를 갖고 있으므로 매우 효과적인 구조재로서 폭넓게 연구되어 왔다. 심재가 채워져 있지 않고 중공 단면(hollow section)인 샌드위치 판의 구조 거동을 해석하기 위해서는 유한 요소 해석을 수행하는 것이 가장 일반적이나, 이를 바탕으로 최적화에 적용하기에는 모델링과 해석에 많은 시간이 소요되는 문제점이 있다[1][2]. 따라서 본 논문에서는 최적화 적용이 용이한 모델 및 해석 방법을 제시하고, 이를 토대로 알루미늄 단위 압출재의 최적단면 형상을 제시하고자 한다.

2. 유한요소해석을 위한 등가물성 산정

Fig. 1은 알루미늄 압출재의 단위 압출재의 형상 및 주요 형상인자를 정의한 것이다. 이러한 형상 구조를 가진 압출재를 이방성으로 생각하여, 판이론을 통한 구조해석을 하는 방법을 등가강성법이라고 하며, 이는 치환법의 일종이다. 등가강성은 크게 굽힘강성과 전단강성으로 나눌 수 있다. 이에 반하여 판의 구조적 거동을 유한요소법으로 해석하는 데에는 직접적인 강성 수치보다는 해석의 입력값인 물성의 자료들이 필요하다. 따라서 이방성인 경우는 각 방향에 따라 등가물성이 필요하게 된다. 이는 탄성계수, 전단계수, 판두께, 포이즌 비 등이 해당된다.

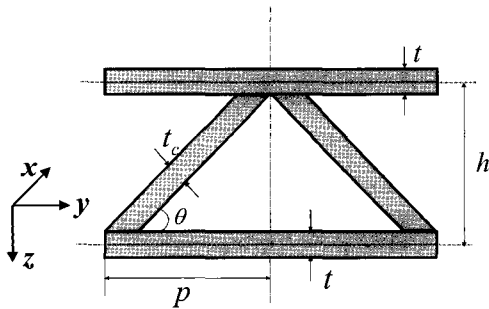


Fig. 1 The truss-core shape of unit segment

- 여기서, t : 상·하판재의 두께
- t_c : 심재의 두께
- h : 상·하판재의 중심간 거리
- p : 단위 압출재의 반폭

위와 같은 형상은 갖는 압출재에 대한 등가의 굽힘

강성은 판 이론으로부터 면적 2차 모멘트를 계산하여 다음과 같이 정리된다.

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

여기서, $\theta = \arctan \frac{h}{p}$

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

$$D_{xy} = G \frac{th^2}{2} \quad (3)$$

또한 등가의 전단강성 D_{Qx} , D_{Qy} 도 최근 연구된 바 있으며, 이들이 생략되고는 정확한 강성평가가 어려운 것으로 밝혀져 있다[1]. 우선 종래부터 밝혀진 세 가지 등가강[13]성에 대한 등가물성(식 5~7)은 쉽게 유도된다. 식(4)는 본 연구에서 실제 구조물의 모델링이 될 압출판의 두께(T)를 유한요소법으로 해석하기 위하여 나타내는 등가물성이다. 이 값은 강성의 계산에 연동되므로 특별한 가정없이 실제 두께를 그대로 사용한다.

$$T = h + t \quad (4)$$

$$E_x = \frac{12D_x(1-\nu^2)}{T^3} \quad (5)$$

$$E_y = \frac{12D_y(1-\nu^2)}{T^3} \quad (6)$$

$$G_{xy} = \frac{6D_{xy}(1-\nu^2)}{T^3} \quad (7)$$

등가의 전단계수 G_{zx} (식 10, 11)에 대해서는 단위 압출재에 대해서 값을 구하였고, G_{yz} 에 대해서는 단위폭에 대해서 구하였다. 두 전단계수는 모두 전단응력(식 8)과 전단강성(식 9)의 정의[1]로부터 구할 수 있다.

$$\tau = G\gamma = \frac{RQ_z}{I_z(2p)} \quad (8)$$

- 여기서, G : 전단 계수
- γ : 전단 변형도
- R : 전단력
- Q_z : 단면 1차 모멘트

I_z : 단면 2차 모멘트
 I_c : 심재의 단면 2차 모멘트

$$D_{Qx} = \frac{G_{xz} t_c}{Q_z \sin \theta} (I_c + th^2)$$

$$D_{Qy} = \frac{R}{\gamma} \tag{9}$$

$$G_{zx} = \frac{3D_{Qx} \int_{-\frac{T}{3}}^{\frac{T}{3}} Q_x dz}{(h+t)^4 p^2} \tag{10}$$

$$G_{yz} = \frac{12D_{Qy} \int_{-\frac{T}{3}}^{\frac{T}{3}} Q_y dz}{(h+t)^4} \tag{11}$$

여기서, 단면 1차 모멘트는

$$Q_x = p \left(\frac{T^2}{4} - z^2 \right)$$

$$Q_y = \frac{1}{2} \left(\frac{T^2}{4} - z^2 \right)$$

등가물성을 유한요소해석에 적용하기 위해서는 판재에 수직인 방향의 탄성계수도 도출되어야 한다. 상하력에 대해 좌우(Fig. 2)의 수축량이 같다는 가정으로부터 z방향 탄성계수 식(12)을 유도하였다. 마지막으로 세 방향의 포와송의 비를 결정하여야 한다. 이를 위하여는 첫째, Betti의 법칙(식 13)을 사용하였고, 둘째, 세 방향의 포와송 비의 평균값은 원래의 물성과 같다고 가정하였다. 이를 통해서 나온 값이 탄성학적 한계치인 0.5를 넘지 않도록 식(14)로 구성하였다.

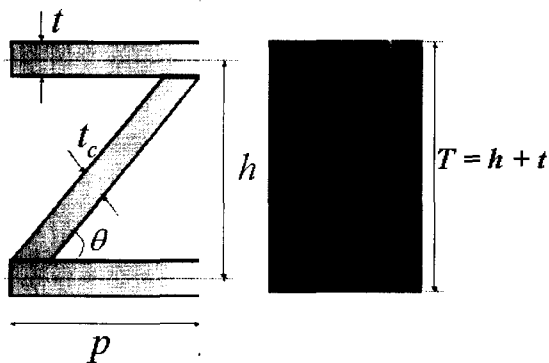


Fig. 2 Equivalent elastic modulus of z-direction

$$E_z = \frac{(h+t)E}{2t + \frac{p(h-t)\sin \theta}{t_c}} \tag{12}$$

$$\nu_1 E_2 = \nu_2 E_1 \tag{13}$$

$$\nu_{xy} = \frac{E_z}{E_x + E_y + E_z} \times \max \left[\frac{E_x}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_y}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_z}{E_x + E_y + E_z}, 0.5 \right]$$

$$\nu_{yz} = \frac{E_x}{E_x + E_y + E_z} \times \max \left[\frac{E_x}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_y}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_z}{E_x + E_y + E_z}, 0.5 \right]$$

$$\nu_{zx} = \frac{E_y}{E_x + E_y + E_z} \times \max \left[\frac{E_x}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_y}{E_x + E_y + E_z}, \frac{E_z}{E_x + E_y + E_z}, 0.5 \right] \tag{14}$$

최근 연구에서 사용한 알루미늄 압출재의 사양을 Table 1에 나타내었고, 위의 방법을 따라 사용된 등가의 물성을 Table 2에 나타내었다.

3. 실제 구조물 해석을 통한 등가물성의 검증

기존의 이방성 판요소를 위한 등가강성법에 관한 연구는 판단위의 모델에 대한 검증으로써 실제 변경 가능한 변수들(폭, 높이, 상하 판재의 두께) 및 여러 가지 종류의 하중(분포, 집중, 선하중)들, 여러 가지 구속조건(고정단, 단순지지)에서의 결과 비교를 통해 충분히 검증되었다[4].

Table 1 Material properties and principle dimensions of aluminum truss-core

| | |
|---------------|------|
| $E(kgf/mm^2)$ | 7300 |
| $G(kgf/mm^2)$ | 2744 |
| ν | 0.33 |
| $p(mm)$ | 85.0 |
| $h(mm)$ | 70.0 |
| $t(mm)$ | 3.0 |
| $t_c(mm)$ | 2.3 |

Table 2 Result of equivalent material properties (kgf/mm²)

| Ex | Ey | Ez | Gxy | Gyz | Gzx |
|--------|-------|-------|-------|-------|-----|
| 1939.1 | 845.6 | 306.8 | 282.6 | 148.9 | 0.6 |

본 연구에서는 기존의 등가강성의 연구결과와 본 연구에서 제안하는 일부 물성들의 계산 결과들을 이용하여, 실제 철도차량형태의 구조물에 대하여 압출재 형상으로 만들어진 모델과 이방성 판재로 이루어진 모델(등가물성 모델)에 대한 유한요소해석을 수행하여 해석결과를 비교하려고 한다. 이 결과가 좋은 일치를 보인다면 본 연구내용을 바탕으로 유한 요소 해석 과정을 간소화한 부분은 최적화를 수행하는데 매우 도움이 될 것이다.

모델링 및 해석에 사용한 코드는 범용유한요소해석 프로그램인 ANSYS 7.0이다.

3.1 정사각단면 구조물에서의 검증

Fig. 4은 평판으로 연결된 정사각단면의 모델을 구현한 것이다. 이 모델은 변형량 비교를 용이하게 하기 위하여 차량한계[3](Fig. 3)에 가장 근접하는 정사각의 단면으로 구현되었다. 모델은 1/4 대칭모델을 사용하였다.

위의 두 모델에 동일한 값의 수직하중을 언더프레임(Fig. 4의 하부구조물)에 분포하중으로 주었다. 하중 값은 4.01×10^{-4} kgf/mm²이며 이는 실차실험시 가하는 하중과 동일한 값이다. Fig. 5는 계산된 굽힘하중에 대하여 각각 압출재 모델과 등가물성 모델의 바닥면 중앙부의 길이방향 변형량을 나타낸 것이다.

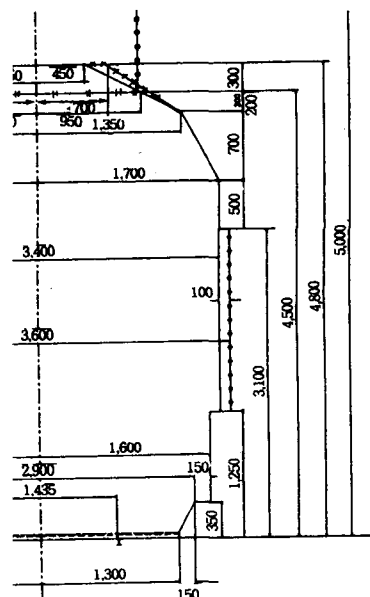


Fig. 3 Size-Limitation of Railway Carbody (mm)

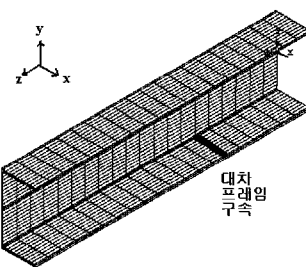
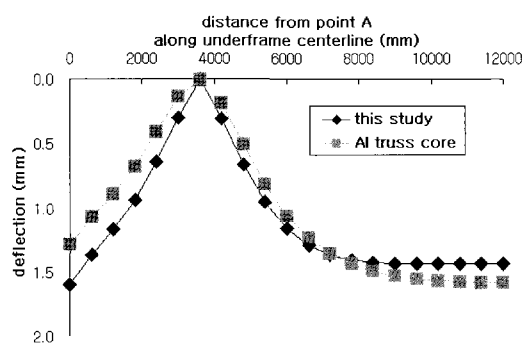


Fig. 4 Equivalent material property model of rectangular cross-section



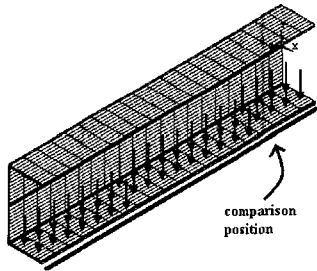


Fig. 5 Bending deflection along underframe centerline

Fig. 6은 열차 중앙부 바닥면의 폭방향 처짐량을 비교한 그림이다.

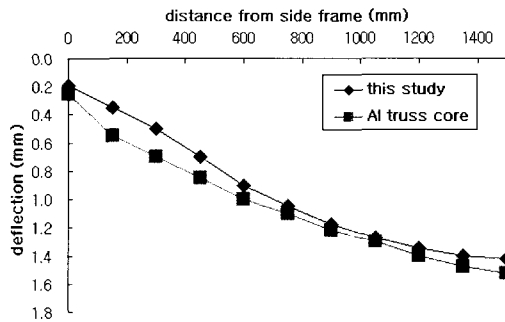


Fig. 6 Bending deflection along underframe sideline

비틀림중에 의한 처짐도 비교하였다. 비틀림중은 언더프레임과 사이드프레임이 만나는 곳에 4tonf·m(Z방향 모멘트)[14]와 등가가 되도록 단면 중심과 작용점을 잇는 선분에 수직인 방향으로 하중을 주었다. Fig. 7은 바닥면 중앙부의 길이방향 처짐량을 비교한 그림이다.

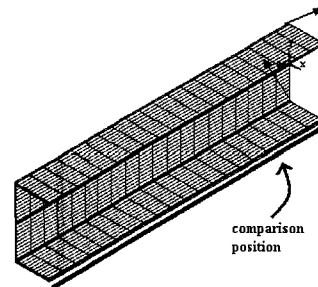
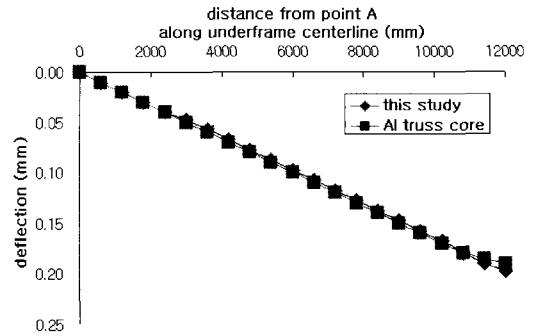


Fig. 7 Bending deflection along underframe centerline

3.2 곡면모델에서의 검증

실제 객차에서는 곡면 판재도 사용되기 때문에 그에 대한 검증을 위해 곡률을 갖는 판재의 모델도 구현하여 해석결과를 비교하였다.

현재 설계가 이루어지고 있는 고속철도 철도차량의 예를 들면, 세부설계에는 최소반경 500mm까지의 각재(shell)가 포함[10]된다. 따라서 곡률반경 500mm의 119° 정도의 실린더형 모델을 만들어 보았으며 이는 Fig. 10에 나타내었다. 해석을 위한 경계조건으로는 한 변을 고정시키고 반대쪽 모서리에 100kgf의 집중하중을 주었다. 이는 종래의 연구[4]에서 고정단의 지지조건과 집중하중이 작용했을 때, 두 모델사이의 처짐 결과의 차이가 가장 좋지 않은 결과를 주었기 때문이다.

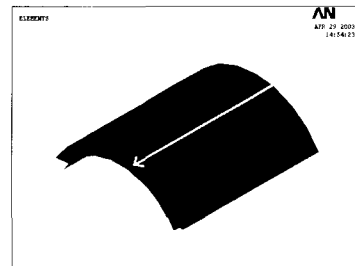


Fig. 8 Cylindrical model of Aluminum truss-core

Fig. 9는 Fig. 8에 표현된 부분의 처짐량을 비교한 것이다.

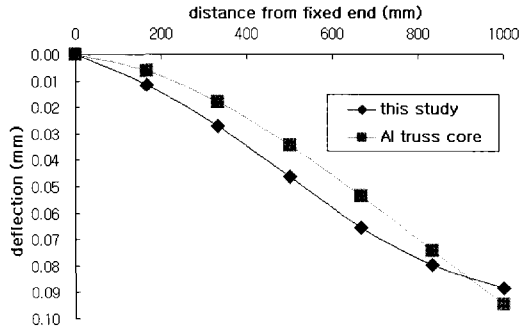


Fig. 9 Displacement along the line in Fig. 8

3.3 타 요소와의 결합성을 검증

검증단계의 마지막으로 등가물성 요소와 타 요소와의 결합성을 알아보았다. 현재의 압출기술로는 객차의 치수처럼 큰 단위의 압출을 할 수 없으므로 압출 구조물의 용접은 필수적이다. 컨테이너 형의 압출기를 사용한 압출가능한 최대폭은 580~650mm로 알려져 있고[5], 압출재로 하부설계를 기획하고 있는 고속틸팅열차의 경우, 차량의 폭은 2868mm이므로[10] 5-6개의 압출판이 용접되어야만 한다.

따라서 실제 철도차량 압출형상을 등가물성으로 치환할 때, 용접부위에는 그에 맞는 추가적인 요소를 결합하여 해석해야 타당할 것이다. 본 논문에서는 용접부에 해당하는 강성을 보로 치환하여 등가물성 요소에 결합, 그 변형량 정도를 비교하여 검증하였다. Fig. 10은 용접체결부위와 함께 모델링된 압출재를 보여주며, 이와 함께 역시 등가물성의 보를 갖고 있는 등가물성 판을 모델링 하였다. 좌표축이 표현된 곳과 대각선 맞은편이 1/4 대칭점이고, Fig. 10에 보이는 두 용접선 중, 중심에서 가까운(처짐이 큰) 용접선의 처짐을 Fig. 11에서 비교하였다. 해석은 판의 4변을 단순지지하고 분포하중으로 주어서 비교하였다. 분포하중은 기존의 압출재 구조해석 연구[1]시 사용한 $1.0 \times 10^{-4} \text{ kgf/mm}^2$ 를 사용하였다.

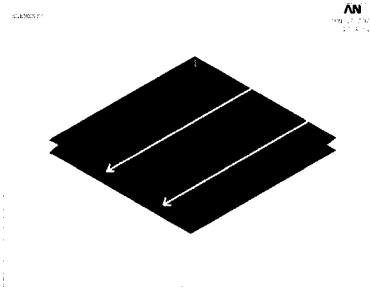


Fig. 10 Aluminum truss-core underframe model including welding

Fig. 11은 두 용접부에서의 압출재 모델과 등가물성 모델 사이의 처짐량을 비교한 결과이다.

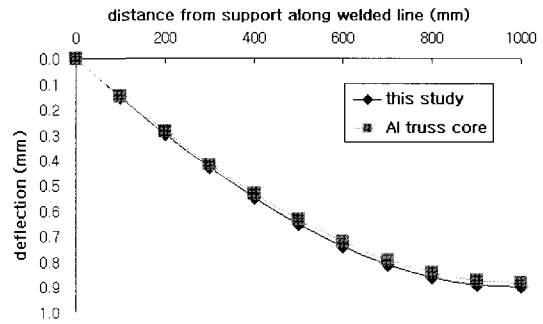


Fig. 11 Deflection along the welding line

본 연구에서 제안한 등가물성을 이용한 간이 유한 요소 해석법으로 Fig. 6, 7과 Fig. 11의 경우는 처짐의 결과가 잘 일치한다. Fig. 5와 Fig. 9의 경우는 전자보다는 못하지만, 이 정도의 경향성으로 종래의 연구[4]는 증가의 강성으로 구조물의 해석이 가능[4]함을 밝힌 바 있다. 따라서 본 연구는 제안된 증가의 물성들의 효용을 기대할 수 있다고 판단하고, 이 방법을 Z-core 단위 압출재 구조 최적화의 효율적인 도구로 사용하려고 한다.

4. 압출재 단면 형상의 최적화

4.1 최적화 문제로의 구성

압출재는 모두 알루미늄이라는 동일 재료로 이루어져 있으므로 단위 공간상의 질량으로 목적함수(식 15)로 삼을 수 있다[13]. 압출재의 설계에 따른 제약조건은 여러 가지를 생각할 수 있겠는데, 그 중 본 연구

에서는 압출기술의 한계(식 16), 설계 경험에 의한 권고사항(식 17), 일정 강성의 유지(식 18)를 제약으로 삼으려고 한다. 특히 마지막의 강성 유지에 대해서, 본 연구에서는 수직방향의 처짐을 작게 하는 쪽에 관심을 두고 있다. 그런데 각 강성은 이러한 처짐에 대하여 미치는 공헌도가 서로 매우 틀리다. 본 연구에서는 각 등가강성을 일정량만큼 늘렸을 경우, 처짐의 변화량을 각 등가강성의 공헌도라고 가정하여, 각각의 변화량의 값을 각 등가강성에 곱하여 모두 합한 값을 처짐에 대항하는 구조물의 가상의 강성수치기준으로 제안하기로 한다. 구조물의 응력에 대하여는 우선은 제한조건에서 제외하고, 구조물의 최적해를 얻은 후에 응력을 평가하였다. 그 이유는 등가물성 요소에서 나타나는 응력상태가 그 부위의 깊이방향의 평균응력을 나타낼 뿐, 실제 국부적인 응력값을 줄수는 없기 때문이다.

본 연구에서 최적화 대상으로 삼은 고속철도 하부구조 단위압출재의 경우, 설계수치가 상세히 존재한다. 따라서 그 설계로부터 계산된 본 연구의 기대 강성수치를 밑돌지 않는 것을 기준으로 하여, 하부구조의 최소중량을 이끌어낼 수 있는 단위 압출재의 설계를 하려고 한다. 식 (18)이 그것을 나타내며, Fig. 12는 식 (18)의 각 강성에 곱해진 공헌도의 계산결과를 나타내는데, 전단강성을 결코 무시할 수 없음을 볼 수 있다.

심재각(식 17)의 경우, 0.75 라디안이 단위 압출재 폭의 권고사항인 170mm[5]에 다다르게 하는 최소 한계값이다. 식 (16)의 경우, 압출이 가능한 최소 두께비라는 것이 정확히 정의되지는 않고, 해당기술은 점진적으로 발전하는 중이다. 주름 판넬에 대한 등가물성에 관한 연구 중, 서 등[13]은 상하판재와 심재의 두께비로 두께 2mm이상의 판재에 대해 0.74라는 값을 최적해로 계산한 바 있으며, 최근에는 두께 2mm이하의 판재를 포함할 때, 장 등[8]이 두께비의 최소값으로 0.76까지를 계산한 바 있다. 본 연구에서는 후자의 값을 현재의 압출 기술로 가능한 최소값이라고 상정하기로 한다.

최적화의 변수로는 상하판재의 두께(t), 심재의 두께(t_c), 그리고 상하판재에 대한 심재의 각도(θ)로 결정하였다. 우선 전자의 경우, 상하판재의 두께는 서로 같은 것을 사용한다는 것을 가정한 것인데, 신뢰성에 기반된 생산성을 고려하면 이렇게하여 압출재 적재의 방향성을 줄여주는 것이 도움이 된다[7]. 또한 심재가

기울어진 각도는 단위 압출재의 폭(2p)과 함수관계에 있다. 이 둘 중에 각도를 택한 이유는 응력완화 요인이 적용된 압출재 설계에 대한 지침으로 압출재의 심재는 상하판재 외피하 1mm 선(Fig. 13)과 만나는 점에서 12mm 간격을 유지하라고 권고되어 있는 바[6], 압출재의 폭(2p)을 단순적용하는 것이 어려우므로 θ 를 선택하는 것이 식 전개가 이해하기 쉬워진다. 가장 중요한 전체높이 T는 차량설계의 전고와 내고에 따라 결정되므로, 본 연구의 최적화는 주어진 T에 대한 최소중량을 결정하는 것이 되겠다.

고속철도 객차의 언더프레임의 경우, 상하판재에 2.8mm, 심재에 2.6mm인 것을 사용[5]하였고, 압출재의 총 두께는 70mm이며, 심재의 각도는 43.76°이다. 이 경우 단위 길이와 단위 폭에 대하여 알루미늄 합금은 9.2mm이며, 사용된 압출재가 A6005A[5]이므로 이에 해당하는 질량은 0.024472g이다. 고속철도 객차의 경우 두께비는 0.92875 이고 심재각은 0.76376 라디안이다.

$$\text{Minimize } F(t, t_c, \theta) = 0.0266 \left(2t + \frac{t_c}{\cos \theta} \right) \quad (15)$$

제약은

$$0.76 t_c - t \leq 0 \quad (16)$$

$$\theta - 0.75 \leq 0 \quad (17)$$

$$74180 - 0.001D_x(t, t_c, \theta) + 0.0014D_y(t, t_c, \theta) + 0.0003D_{xy}(t, t_c, \theta) + 2.0475D_{qx}(t, t_c, \theta) + 1.1809D_{qy}(t, t_c, \theta) \leq 0 \quad (18)$$

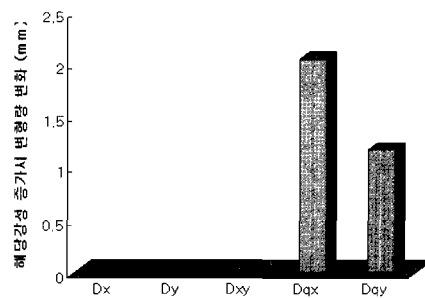


Fig. 12 Contribution of each equivalent stiffness against deflection

4.2 Panelty Function Method로의 정식화

정식화된 최적화 문제를 각 변수에 대하여 일변수 해석을 거치면 심재각과 심재 두께의 변수에 대해서는 모두 극값을 보여주지 못한다. 이는 Z-core 압출재

가 중심축으로부터 먼 곳에 질량을 분포시켜 강성을 얻기 위해 고안된 구조이므로, 심재의 두께가 줄고 심재각이 줄어들수록 좋은 효과가 있을 것을 예상할 수 있다. 따라서 이것은 또한 최적화 문제의 해가 어느 특정한 제약조건 상에 있다는 뜻이 된다. 본 연구에서는 제약이 있는 최적화 문제의 해결법 중 Transformation method의 하나인 내부벌칙함수법을 이용하였다. 이는 강성에 대한 까다로운 제약조건이 존재하는 본 문제의 경우, 중간에 계산이 멈추는 경우에는 그때까지의 계산과정이 의미를 잃어버리는 외부벌칙함수보다는 내부벌칙함수가 합리적[11]이라고 판단했기 때문이다. 주어진 세 개의 제약조건을 벌칙함수 처리하여 최적화를 제약이 없는 식(19)와 같이 정의하고, Newton 법으로 계산하되 gradient나 Hessian은 유한차분을 통해 얻은 값으로 사용하였다.

$$\text{Minimize } F(t, t_c, \theta) = r \sum_{j=1}^n \frac{1}{g_j(t, t_c, \theta)} \quad (19)$$

식(19)의 r값을 순차적으로 작은 order로 바꾸어 최적해를 검색(SUMT:연속 무제약 최소화 기술)[6]해 나가면 심재각 0.76, 상하판재 2.95mm, 심재 두께 2.24mm의 해를 얻을 수 있으며, 이때의 압출재 중량은 기존의 설계보다 2.27% 감소하게 된다.

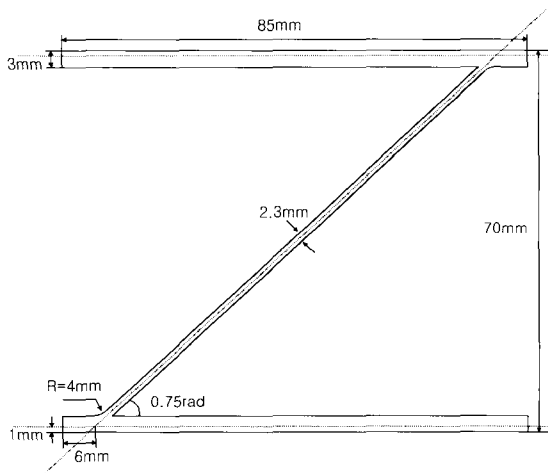


Fig. 13 Example of an optimal design for Al-truss core plate (T=70mm)

식 (15)와 식(18)을 뒤바꾸어 최대 강성을 피하면서, 기존 중량이하를 유지하는 다른 최적화 문제를 풀어 보면, 심재각 0.75, 상하판재의 두께는 3.0mm, 심재판

의 두께는 2.3mm를 얻을 수 있었다. 이 경우 강성은 설정된 목적함수(제안된 수직 처짐에 대한 가상의 강성수치) 기준으로 2.1%가 증가하는 효과를 갖게 된다. Fig. 13은 이 경우의 해를 도시한 그림이다.

4.3 도출된 최적해의 응력평가

응력의 평가는 압출제의 가장 약한 부위인 용접부가 떨어지나간 상황을 상정하여, 심재가 등분포하중에 의하여 굽힘과 압축의 복합하중을 받는 상황을 가정하였다.

실차시험에 쓰이는 수직하중은 알루미늄 차체의 경우, 기존선 고속화 텀팅차량의 경우 36.064 tonf를 사용하고 해석시에는 차체 하중이 포함되어 43.604 tonf를 사용한다. 이 하중을 전폭 2,970mm와 전장 23,030mm[12]에 분포시킨다. 이 폭은 17개의 단위 압출재를 포함하고, 단위압출재는 반폭당 그리고 단위길이당 0.0557kgf의 힘을 받게 되며, 이로 인한 내력으로 심재는 0.0848kgf의 압축력과 한쪽끝에서 0.0423kgf의 수직하중에 해당하는 굽힘모멘트를 받게된다.

최소중량의 최적화 해로 얻어진 판두께에 대하여 심재가 받게 되는 최대응력은 3.739kgf/mm이다. 이 결과는 안전 계수 1.5[9]를 곱한 결과인 5.608kgf/mm에 대해서도 재질 A6005A의 항복응력 21.9 kgf/mm에 훨씬 미치지 못한다. 심재의 비교기준으로 항복응력보다 낮은 피로강도를 적용시킬 수도 있다. 가장 터프한 조건인 응력비 '-1' 에서 2×10⁶cycle의 2.3% 파손확률의 모재 피로강도는 7.3 kgf/mm²[5]의 값이 최근의 실험결과로 있으며, 계산결과는 이보다 작은 값을 나타내고 있다.

상하판재의 경우, 분포하중 하에서 단위 압출제의 중앙부에 가장 큰 모멘트가 걸리므로 이 때의 평가된 응력은 1.567 kgf/mm이다. 이는 안전계수 곱에 의하여도 심재에 비하여는 파손확률이 매우 낮다.

본 연구에서는 모재의 피로강도 수준까지를 허용하는 또다른 해를 계산해보았다. 응력 평가가 모재의 피로강도에 걸리도록 설계를 한다면 심재의 두께는 1.93mm를 얻을 수 있다. 이 경우, Iteration으로 최소 중량 최적화 과정을 반복계산하면, 상하판의 두께 3.2mm의 경우가 모재강도의 경계치에서 최소중량이 도출됨을 알 수 있다. 이는 상하판재와 심재의 두께비가 0.62에 달하므로 상하판재와 심재의 두께차가 상당히 나는 경우에도 압출이 무조건 가능하다고 본

경우의 이상적인 해에 해당한다.

본 연구는 기존 설계자료를 바탕으로 제한조건을 설정하여 압출재 두께 70mm에 대한 최소 중량 단위 압출재의 구조 최적화를 수행하여 보았다. 압출 차량의 한 단면내에서도 여러 가지 다른 두께의 압출재가 존재하는 바, 이 과정과 마찬가지로 방법으로 압출재 두께의 치수가 결정 되는대로 각 frame의 최적 단위 압출재의 형상을 도출할 수 있을 것이다.

5. 결 론

이상의 연구결과를 토대로 본 논문에서는 다음과 같은 결론을 제시하고자 한다.

1. 철도차량형 등가물성 모델의 유한요소 해석을 위하여 10가지 등가물성에 대한 정식화를 하였다.
2. 실제 하중시험조건과 유사한 하중들에 대하여 용접된 판구조물이나 곡면 수준에서도 등가물성 모델링이 훌륭한 대안이 될 수 있음을 변형량 비교도를 이용해 보였다.
3. 등가강성 알고리즘을 사용하여 최소중량을 피하고자 하는 압출재 단면 형상 결정을 위하여, 기존의 강성유지를 위한 각 강성에 단위량 만큼의 증분으로 치짐량의 차를 가중치로 삼아 수직치짐에 저항하는 기준 강성을 제안하여 제약조건으로 삼았다.
4. 최적화의 결과로 기존 고속철도 설계에 대하여 동일강성을 유지할 때, 약 2.27%의 중량 감소가 가능한 압출재 모델을 제시하였다. 또한 압출 기술 발전시 더 좋은 효과를 줄 수 있는 모델도 제시하였다.

참 고 문 헌

1. 장창두, 이병삼, 하운석, 김호경, 송하철, 문형석, "트러스 코어 형상을 갖는 알루미늄 압출재의 구조 해석," 한국전산구조공학회 논문집, 제16권, 제2호, pp133-140, 2003
2. 이상윤, 이우식, "평판형 주름판넬에 대한 등가 연속체 모델링기법," 한국철도학회지, 제3권, 제2호, pp.43-50, 2000
3. 백남욱, 장경수, 김효식, 강부병, "철도차량총서," 기전연구사, 1997
4. 서울대학교, "철도차량 차체의 경량화를 위한 최적구조 설계시스템 개발," 한국철도기술연구원 결과보고서, 2003
5. 한국철도차량주식회사, "고속전철 객차개발(2단계 2차년도 보고서)," 건설교통부, 과학기술부, 산업자원부, 2001

6. S. S. Rao, "Engineering Optimization : Theory and Practice," Wiley-Interscience, 1994.
7. M. Raines, K. G. Swift, "Designing Capable and Reliable Products", J. D. Booker, 2001
8. 장준호, 이상윤, 홍성철, 이우식, "고속전철용 주름판넬 구조의 등가평판모델 및 방사소음," 한국철도학회지, 제2권, 제3호, pp. 26-35, 1999
9. 서승일, 최성호, 임영호, 이정수, "표준화된 알루미늄 전동차의 개발," 한국철도학회지, 제2권, 제3호, pp. 54-60, 1999
10. 차량 한계 검토서(개발 기술 자료), 문서번호 KDT01 - 00002, 코디텍 엔지니어링(주)
11. 황철호, "최적화 이론을 이용한 복합재료 평판날개의 공력탄성학적 테일러링", 서울대학교 박사학위논문, 1989
12. ETC-T 기존선 고속 텀팅열차 차량 시스템기술 사양서 (S-2130-SE-0001 REV.2A), 한국철도기술연구원, 2002
13. 서승일, 손건호, "알루미늄 압출재의 구조적 거동 특성에 관한 연구", Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, pp. 358-363, 1996
14. 鐵道車輛構體の荷重試驗方法, JIS E 7105, 日本規格協會, 1989