

셀형 단면을 가진 차체구조의 소재대체 경량화를 위한 개념설계 연구
A study on the conceptual design of carbody with shell type sections for weight reduction using the material substitution technique

구정서* 조현직** 전연식** 정성균***
Koo, Jeong-Seo Cho, Hyun-Jig Jeon, Yon-Sik Seong-Kyun Cheong

ABSTRACT

In this paper is studied a theoretical approach to predict structural performances and weight reduction rates of a carbody with shell type sections in case that its materials have to be substituted. For the material substitution design of a carbody, bending, axial and twisting deformations are considered under constant stiffness and strength conditions, which utilizes some new indices derived from a structural point of view. The developed indices to measure the weight reduction by the material substitution give good guidelines on conceptual design of carbodies.

제 1장 서론

철도차량은 승객 1인당 수송에 필요한 차체중량이 승용차, 항공기의 3배, 버스의 2배 수준으로 높아져¹⁾ 소재대체를 이용한 획기적인 경량화 필요성이 제기되고 있다. 최근 철도차량 소재가 강재에서 경량화에 유리한 스테인레스강, 알루미늄합금재, 복합소재 등으로 대체되는 추세이며, 소재대체에서 발생하는 구조적 문제점,^{2,3)} 경량화 효과,^{1,3)} 복합소재 응용기술^{4,5)} 등에 대하여 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러나 철도차량의 소재대체설계 초기에 소재의 선정을 최적화할 수 있는 체계적인 접근방법이 필요하다.

철도차량의 소재대체 설계시, 예비 설계 단계에서부터 적용할 소재의 특성과 그 특성이 설계 후 구조의 기계적 응답에 미칠 영향을 사전에 분석하고,^{6,7)} 경량화 효과를 예측할 수 있는 기술을⁸⁾ 개발하면, 상세 설계 단계에서의 설계 수정을 최소화할 수 있을 뿐만 아니라 다양한 경량소재에 대하여 전체적인 비교 우위를 계량적으로 검토할 수 있어서 궁극적으로 경량소재를 적용한 최적화를⁹⁾ 달성할 수 있다.

논문에서는 알루미늄 압출재 구조나 복합재 구조와 같이 분포형 구조로 된 철도차량차체에 경량소재를 적용하여 설계를 검토할 때, 고려하고 있는 소재의 기계적 성질이 차체구조의 경량화에 미치는 영향과 그 정도를 정량적으로 분석하여 경량화된 차체구조 개념설계를 도출하기 위한 이론적 접근방법을 제시한다. 개념 설계 단계에서 차체를 단순화된 사각 tube 모델로 가정하여 굽힘강성, 굽힘강도, 수직 전단 하중, 비틀림 강성을 고려한 이론식으로 지붕구조, 벽구조, 하부구조의 관 두께를 계산하는 이론적 수식을 도출하고 CFRP, GFRP, AL압출재 등 차체구조 재료에 대하여 상대적인 경량화 효과와 구조강도 측면에서의 장단점을 비교 평가한다.

제 2장 차체구조의 개념설계를 위한 이론식

2.1 기본가정 및 설계 고려사항

차체의 구조 설계시 기본적으로 고려되어야 할 사항으로 강도와 강성에 관한 조건이 있다. 우선 강도에 관한 조건은 차체에 발생하는 응력들이 허용응력범위 안에 있어야 한다는 조건으로 구조물의 정

* 철도전문대학원 교수
** 철도전문대학원 학생
*** 서울산업대학교 교수

적인 안정성에 관한 것이다. 강성에 관한 조건은 차량 구조물의 동적인 안정성과 관련된 것으로 굽힘 강성 및 비틀림 강성이 일정 수준에 도달하지 못하게 되면, 주행 중 진동이 유발되기 쉽고, 승차감을 나쁘게 하는 등 여러 가지 문제점을 유발한다.

차체구조 개념설계를 위한 이상화된 모델로 그림 2.1과 같은 사각 tube를 고려해보자. 설계변수는 underframe의 두께(t_u), 지붕의 두께(t_r), 측면벽의 두께(t_w)이고, 이때 고려되는 하중은 압축하중(F_c), 수직하중(w), 비틀림 하중(T) 등이다. 이상화된 모델의 차체구조의 개념설계시 다음의 사항들이 고려되어야 한다.

- 차체는 underframe level에서 작용하는 압축하중(F_c)에 의해 발생하는 응력이 최대허용응력을 초과하지 말아야 한다.
- 차체는 수직분포하중(w)에 의해 발생하는 처짐이 최대허용치를 넘어서는 (또는 최소허용고유진동수 이하) 안 되며, 발생응력이 최대 허용응력을 넘어서도 안된다.
- 차체는 비틀림하중(T)에 의해 발생하는 비틀림각이 허용치를 넘어서는 안 되며, 비틀림에 의해 발생하는 응력이 최대 허용응력을 초과하지 말아야 한다.

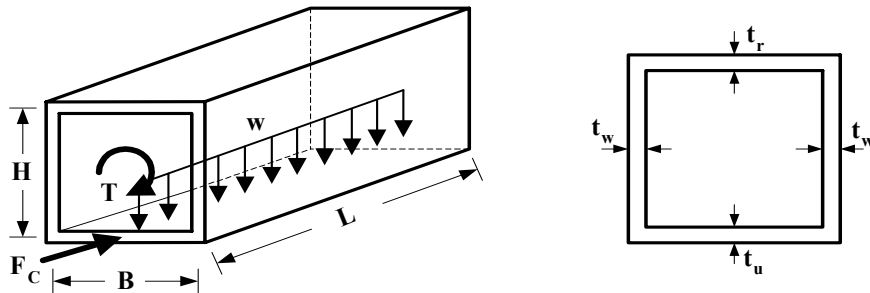


그림 2.1 차체구조 개념설계를 위한 사각 tube 모델

이상화된 차체 모델의 개념설계 순서는 다음과 같다. 먼저, 압축하중이 차체 underframe에만 영향을 준다고 가정하고 압축강도를 만족하는 underframe의 두께를 결정한다. 그 다음 측면벽의 영향을 배제하고 underframe 및 지붕의 영향을 고려하여 굽힘강성을 만족하도록 지붕의 두께를 결정한다. 마지막으로 비틀림강성을 만족하도록 하는 측면벽의 두께를 결정한다. 일단 초기치가 구해지면 구조설계식에 의하여 각 두께를 개선시킬 수 있다.

2.2 압축강도를 만족하는 underframe 두께의 결정

Underframe level에서 작용하는 압축하중은 연결기를 통하여 전달되므로 연결기가 부착된 브라켓 넓이만큼의 폭에서 압축하중을 감당할 수 있어야 한다. 연결기 브라켓의 폭을 B^* 이라 하고 이 부분에 균일한 압축응력이 발생한다고 가정하면, 이때 발생하는 응력(σ)은 다음 식과 같다.

$$\sigma = \frac{F_c}{B^* t_u} \quad (2.1)$$

차체 underframe의 허용응력이 σ_f 라고 하면, 압축강도를 만족하기 위한 최소두께 t_u 는 식 (2)이 같이 구해진다.

$$t_u = \frac{F_c}{B^* \sigma_f} \quad (2.2)$$

2.3 굽힘강성을 만족하는 지붕 두께

수직하중을 받는 차체의 경우, 그림 2.2과 같이 대차 볼스타 상부에서 단순지지되는 균일분포하중을 받는 보로 가정된다. Euler 보이론에 의한 전단력 및 굽힘모멘트는 그림2.4와 같다.

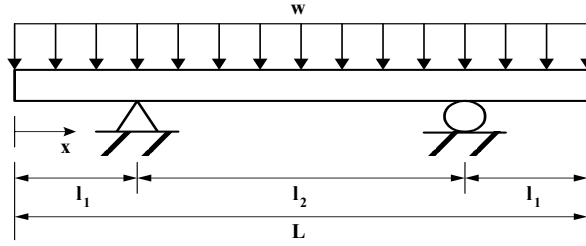
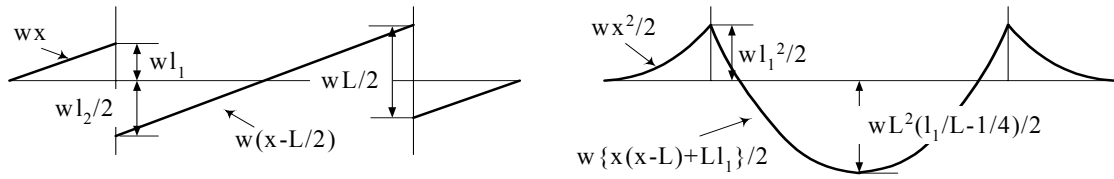


그림 2.2 수직하중을 받는 차체의 보 모델



(a) 전단력 선도

(b) 굽힘모멘트 선도

그림 2.3 전단력 및 굽힘모멘트 선도

그림 2.2과 같은 하중조건과 경계조건을 갖는 보의 중앙에서의 처짐 (δ)은 식(2.3)으로 표현된다.

$$\delta = \frac{w l_2^2}{384 EI} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (2.3)$$

여기서 수직하중에 의한 차체 처짐의 허용치를 δ_b 라고 하면, 차체에 요구되는 최소 굽힘강성 (EI)은 식 (2.4)과 같이 표현된다.

$$EI = \frac{w l_2^2}{384 \delta_b} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (2.4)$$

그림 2.1로부터 차체단면의 이차면적모멘트 I 는 다음과 같이 구해진다.

$$I = \frac{B}{12} (t_u^3 + t_r^3) + \frac{H^2 B (Bt_u + Ht_w)(Bt_r + Ht_w)(t_r + t_u)}{(Bt_r + Bt_u + 2Ht_w)^2} + \frac{H^3 t_w}{6} \quad (2.5)$$

$H \gg t_u, t_r$ 이므로 식 (2.5)는 다음과 같이 근사화될 수 있다.

$$I = \frac{H^2 B (Bt_u + Ht_w)(Bt_r + Ht_w)(t_r + t_u)}{(Bt_r + Bt_u + 2Ht_w)^2} + \frac{H^3 t_w}{6} \quad (2.6)$$

한편 식(2.4) 및 식(2.6)으로부터 허용 처짐량이 δ_b 인 경우에 요구되는 지붕구조의 두께 t_r 이 다음의 식에 의하여 구해진다.

$$B^2(HC_2 - A_0)t_r^2 + B(C_2^2 - 2A_0C_1)t_r + H^2BC_2t_w - A_0C_1^2 = 0 \quad (2.7)$$

여기서 정의된 상수 A_0, C_1, C_2 는 다음과 같다.

$$A_0 = \frac{w l_2^2}{384 E \delta_b} (5l_2^2 - 24l_1^2) - \frac{H^3 t_w}{6} \quad (2.7a)$$

$$C_1 = Bt_u + 2Ht_w \quad (2.7a)$$

$$C_2 = H(Bt_u + Ht_w)$$

초기 설계 생성시에는 벽면의 두께 t_w 의 값을 알 수 없으므로 일단 0으로 두고 추후 축차적으로 이 값을 개선시킬 수 있다. t_w 가 0이라고 가정하면 식 (2.8)과 같다.

$$(t_r + t_u)[(H^2 Bt_u - A_0)t_r - A_0 t_u] = 0 \quad (2.8)$$

따라서 t_r 은 다음과 같이 구해진다.

$$t_r = \frac{A_0 t_u}{H^2 Bt_u - A_0} \quad (2.8a)$$

여기서 A_0 는 다음과 같다.

$$A_0 = \frac{w l_2^2}{384E\delta_b} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (2.8b)$$

한편 굽힘강성은 고유진동수 조건에도 영향을 주는데 차체를 그림 2.3과같이 단순보로 가정하여 구한 고유진동수 f (Hz)는 다음과 같다.

$$f = \frac{\pi}{2l_2^2} \sqrt{\frac{EIg}{w[1 + \frac{\pi^2}{6}(\frac{2l_1}{l_2})^3]}} \quad (2.9)$$

식(2.4)를 식(2.9)에 대입하여 EI를 소거하면 고유진동수와 처짐량의 관계가 구해진다.

$$\delta_b = \frac{\pi^2}{512f^2} \frac{(5 - 24\beta^2)g}{(3 + 4\pi^2\beta^3)} \quad (2.10)$$

여기서 β 는 다음과 같이 정의된다.

$$\beta = \frac{l_1}{l_2} \quad (2.10a)$$

따라서 최대허용 처짐량을 결정할 때, 차체의 허용 처짐량뿐만 아니라 최소 고유진동수까지 고려하면, 식(2.7)로부터 차체의 처짐 조건과 고유진동수 조건을 동시에 만족시키는 굽힘강성 설계를 할 수 있다.

2.4 굽힘강도를 만족하는 지붕 두께

그림 2.1에서 밑면으로부터 정의한 중립면의 위치를 Y_N 이라고 하면, 중립면위 위치는 다음과 같이 구해진다.

$$Y_N = \frac{H(Bt_r + Ht_w)}{(t_r + t_u)B + 2t_wH} \quad (2.11)$$

객차를 박스형 단순보로 가정하여 수직굽힘하중에 의하여 지붕에 발생하는 응력을 구하면 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M_b(H - Y_N)}{I} \quad (2.12)$$

그런데 일반적으로 객차 차체에서는 최대 굽힘응력이 차체중앙부 지붕에서 발생하므로 이때의 응력을 설계제한 굽힘강도(σ_f)로 잡을 수 있다. 이 경우 차체중앙부에 발생하는 굽힘모멘트는 다음과 같다.

$$M_b = -\frac{wL^2}{2} \left(\frac{l_1}{L} - \frac{1}{4} \right) \quad (2.12a)$$

이식에서 M_b 는 σ_f 가 양의 값으로 정의될 수 있도록 양의 값(대차간 길이)가 충분히 긴 경우로 가정을 정의되었다.

식 (2.12)에 식(2.11)과 식(2.12a)을 대입하고 지붕 두께(t_r)에 대하여 정리하면 다음의 2차 방정식이 구해진다.

$$B^2H(6C_2 + H^2t_w)t_r^2 + 2B(3C_2^2 + C_1H^3t_w - 3C_0C_2)t_r + 6BH^2C_2t_u t_w + H^3C_1^2t_w - 6C_0C_1C_2 = 0 \quad (2.13)$$

여기서 C_1, C_2 는 식(2.7a)와 동일하게 정의되며, C_0 , 는 다음과 같다.

$$C_0 = \frac{M_b}{\sigma_f} \quad (2.13a)$$

초기 설계 생성시에는 t_u, t_r, t_w 의 순서로 계산을 진행한다. 따라서 t_w 의 값은 알 수 없으므로 일단 0으로 두고 추후 축차적으로 이 값들을 개선시킬 수 있다. t_w 가 0이라고 가정하면 식 (2.13)은 다음과 같다.

$$(t_r + t_u)(HBt_r - C_0) = 0 \quad (2.14)$$

따라서 식 (2.14)로부터 굽힘강도를 고려할 때 t_r 의 초기치는 다음과 같이 구해진다.

$$t_r = \frac{M_b}{HB\sigma_f} \quad (2.14a)$$

2.5 비틀림 강성을 만족하는 측면벽 두께

비틀림 하중(T)을 받는 얇은 tube의 단위길이당 비틀림각 θ 는 Bredt's law에 의해 다음 식과 같이 표현된다.

$$\theta = \frac{T}{GJ} \quad (2.15)$$

여기서, G 와 J 는 각각 shear modulus와 극이차모멘트이다.

비틀림 하중에 의한 차체 비틀림각의 허용치를 ϕ , 비틀림하중이 가해지는 두 지점 사이의 거리를 l 이라고 하면, 차체에 요구되는 최소 비틀림강성(GJ)는 다음 식과 같이 표현된다.

$$\phi = \frac{Tl}{GJ} \quad (2.16)$$

여기서, 차체 단면의 극이차모멘트 J 는 다음 식과 같다.

$$J = \frac{4A^2}{\oint \frac{1}{t} ds} \quad (2.16a)$$

$$A = BH \quad (2.16b)$$

$$\oint \frac{1}{t} ds = B \left(\frac{1}{t_u} + \frac{1}{t_r} \right) + \frac{2H}{t_w} \quad (2.16c)$$

따라서 식(2.16)을 정리하면 t_w 를 허용 비틀림각에 관한 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{1}{t_w} = \frac{2GB^2H\phi}{Tl} - \frac{B}{2H} \left(\frac{1}{t_u} + \frac{1}{t_r} \right) \quad (2.17)$$

2.6 비틀림 강도를 만족하는 지붕 및 측면벽 두께

비틀림하중(T)을 받는 얇은 tube에 발생하는 전단흐름(q)은 다음과 같이 구해진다.

$$q = \frac{T}{2A} \quad (2.18)$$

여기서, A 는 식 (2.16b)와 동일하다.

이때 발생하는 지붕과 측면벽에 발생하는 전단응력은 각각 다음과 같다.

$$\tau_r = \frac{T}{2BHt_r} \quad (2.19)$$

$$\tau_w = \frac{T}{2BHt_w} \quad (2.20)$$

여기서, 식(2.19), (2.20)은 순수전단 응력상태이므로 Von Mises 항복조건을 적용하여 허용 전단강도를 구하면 다음과 같다.

$$\tau_r = \tau_w = \frac{\sigma_f}{\sqrt{3}} \quad (2.21)$$

따라서 비틀림 강도를 만족하는 지붕 및 측면벽의 최소 두께는 다음과 같이 구해진다.

$$t_r = t_w = \frac{\sqrt{3} T}{2BH\sigma_f} \quad (2.22)$$

2.7 수직전단 강도를 만족하는 측면벽 두께

그림 2.3에 나타난 바와 같이 수직전단하중은 차체의 지지점에서 최대가 된다. 이 때의 수직전단력 크기는 다음과 같다.

$$F_s = \frac{wL}{2} \quad (2.23)$$

이 하중에 의하여 측벽에 발생하는 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau_w = \frac{wL}{4Ht_w} \quad (2.24)$$

여기서, 식(2.24)는 순수전단 응력상태이므로 식(2.21)과 같이 Von Mises 항복조건을 적용하면 측면 벽의 최소 두께는 다음과 같이 구해진다.

$$t_w = \frac{\sqrt{3}wL}{4H\sigma_f} \quad (2.25)$$

식 (2.7), (2.13), (2.17), (2.22), (2.25)에서 구한 지붕구조 및 벽구조의 경우, 공조시스템, 창문이나 출입문 등으로 인하여 다수의 cut-out 이 존재할 수 있다. 이러한 cut-out은 상세설계단계에서 보강재를 사용하여 구조적으로 보강설계를 하게 되지만 그럼에도 불구하고 전체적으로 지붕구조나 벽구조의 강성이나 강도가 약해지는 것은 사실이다. 이러한 강도 및 강성의 저하는 cut-out의 개수, 크기 등에 따라 달라지지만 이후에 이루어질 기본설계 단계에서는 일정 비율로 평균 두께를 증가시켜서 cut-out에 의하여 구조가 약해지는 것을 완화할 수 있다.

2.8 하부구조, 지붕 및 측면벽 두께 계산 알고리즘

앞에서 구한 하부구조, 지붕 및 벽 두께는 압축강도, 굽힘강성 및 강도, 비틀림 강성 및 강도를 동시에 만족시켜야 하므로 먼저 초기치를 생상한 후 축차적으로 수렴하는 값을 구해야 한다.

(1) 초기치 생성

- t_r 과 t_w 를 무시하고 식 (2.2)를 이용하여 t_u 를 생성
- 식(2.8a), (2.14a), (2.22)에 위에서 구한 t_u 를 적용하여 t_r 을 구하고 큰 값을 선택
- 식(2.17), (2.22), (2.25)에 위에서 구한 t_u , t_r 을 적용하여 t_w 를 구하고 큰 값을 선택

(2) 초기치의 개선

- 이미 구해진 t_u 와 t_w 를 식(2.7), (2.13), (2.22)에 적용하여 t_r 를 구하고, 큰 값을 선택하여 t_r 를 개선
- 이미 구해진 t_u 와 t_r 를 식(2.17), (2.22), (2.25)에 적용하여 t_w 를 구하고, 큰 값을 선택하여 t_w 를 개선

이와 같은 과정을 축차적으로 반복하면 상당히 개선된 t_r , t_w 를 구할 수 있다.

여기서 구한 하부구조, 지붕, 벽 등의 두께는 개념설계단계에서 사용할 수 있는 구조체의 평균 두께로서 구조의 국부적인 강성이나 강도를 높이기 위하여 알루미늄 압출재 형상과 같이 다양한 모양 단면 형상을 설계하여 적용할 수 있다.

제 3장 차체구조의 소재대체 설계 방법

3.1 압축강도를 고려한 소재 대체 설계

열차의 연결 운행시 발생할 수 있는 인장력, 압축력 등의 수평 하중은 주로 연결기를 통하여 하부 구조에 작용된다. 그림 2.1과 같이 가정된 박스형 차체에 대하여 일정한 압축강도 조건을 적용한 소재대체 경량화 설계는 다음과 같이 중량을 최소화하는 문제가 된다.

$$Min(m = A_t L \rho) \text{ for constant } F_c \quad (3.1)$$

여기서 A_t 는 차체 단면의 면적, L 은 전체 차체의 길이, ρ 는 밀도를 나타낸다. 또, F_c 는 하부 구조의 압축 강도를 표시하는 매개 변수(압축하중에 의하여 하부구조에 손상이 발생할 때의 작용하중임)인데, 식 (2.1)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_c = B^* \sigma_f t_u \quad (3.2)$$

이 식에 포함되어 있는 σ_f 는 허용압축응력을 나타낸다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 강도나 강성을 일정하게 하기 위하여 차체의 두께를 변경하여야 하는데, 이 경우 하부구조, 벽구조, 지붕구조의 두께를 같은 비율(α)로 변경하는 것으로 가정하면,

$$t_u = \alpha t_{u0}, \quad t_u = \alpha t_{w0}, \quad t_u = \alpha t_{r0} \quad (3.3)$$

$$A_f = \alpha [Bt_{w0} + Bt_{r0} + 2Ht_{u0}] = \alpha A_o \quad (3.4)$$

이다. 여기서 하첨자 0는 소재대체 이전의 원상태를 나타낸다.

식 (3.3)을 식 (3.2)에 대입하면,

$$F_c = \alpha B^* t_{u0} \sigma_f \quad (3.5)$$

가 된다. 식(3.4)와 식(3.5)를 식(3.1)에 대입하여 α 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[\frac{L A_o F_c}{B^* t_{u0}} \right] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (3.6)$$

여기서 A_o, L, B^*, t_{u0} 는 상수 값이므로, 차체의 어느 부위에서도 손상이 발생하지 않는 F_c 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대로 하는 소재를 선택하는 것이다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (3.7)$$

식 (3.7)을 대수함수를 사용하여 선형화 하면 다음과 같다.

$$\log \sigma_f = \log M_1 + \log \rho \quad (3.8)$$

식(3.8)에서 각종 구조 재료에 대하여 최대의 M_1 를 도식적으로 비교할 수 있도록 대수 스케일로 된 차트를 이용할 수 있다. M. F. Ashby⁸⁾는 각종재료의 여러 가지 성질(비중, 종탄성 계수, 항복 강도, 파손 강도, 열전도율, 열팽창 계수 등)에 대하여 대수 스케일로 된 차트를 제작하였다. M_1 를 최대로 하는 소재는 강도-밀도 차트⁸⁾에서 찾을 수 있는데 그 선정과정을 그림 3.1에 나타내었다. 이 차트에서 $\sigma_f/\rho = C$ 직선의 기울기에 평행한 사선을 그어서, 이 사선을 기준으로 최상단에 위치하는 재료를 사용할 때 최대의 경량화 효과를 얻을 수 있다.

차체 구조 설계시에 고려되는 재료의 특성은 우수한 강성뿐만 아니라 강도, 내충격성, 내부식성, 가격, 가공성 등, 여러 가지 특성이 동시에 고려되어야 하므로, 현실적으로 검토될 수 있는 재료는 FRP, Al합금, Ti합금, steels, Mg합금 등이며, 이 중에서 CFRP가 가장 경량화에 효과적임을 알 수 있다. 또 하부구조에 대하여 일정 압축강도 조건하에서 구한 각 소재의 경량화 정도를 비교하면 표 3.1과 같다.

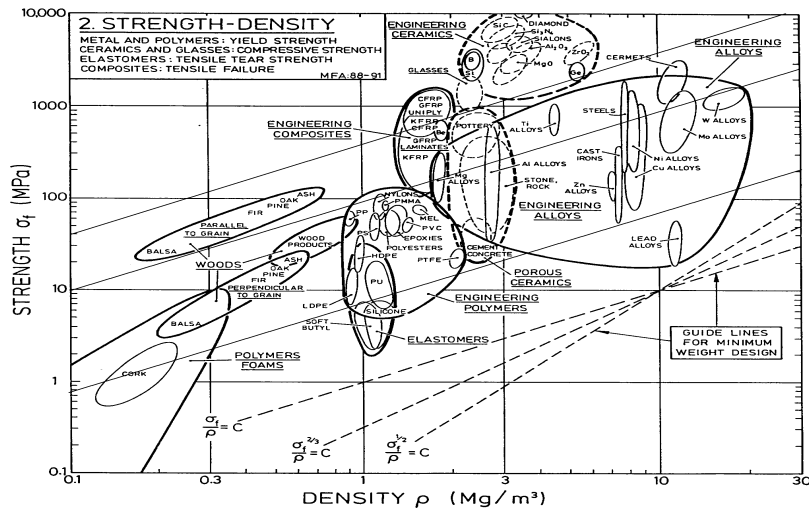


그림 3.1 Strength-Density 관계도

표 3.1의 결과에서 보면, 하부구조의 압축강도에 대해서는 강재, 스테인레스 강, Mg 합금, Al 합금, Ti합금, GFRP, CFRP등의 순서로 비강도가 높으며, 특히 Ti합금, CFRP등은 보통 강재 5배 이상의 우수한 비강도 특성을 가진다.

보통 하부구조에 작용하는 압축하중은 연결기 등을 통하여 집중하중의 형태로 차체에 전달된다. 이

때문에 차체의 끝단부에는 이 집중하중을 차체하부구조에 분산시킬 수 있는 보강재들이 추가되게 된다. 따라서 본 연구의 결과는 충분히 집중하중이 분산된 차체중앙부를 대상으로 하부구조의 질량분포를 예측하는데 활용될 수 있다.

표 3.1 여러 가지 차체 재료의 M_I 값

Materials	M_I (MPa m ³ /kg)	M_2 for typical materials
강재	24-220	Carbon steel, $M_I = 32$ Stainless steel, $M_I = 44$
Ti합금	120-220	Ti6Al-4V, $M_I = 205$
Al합금	12-220	6082-T6, $M_I = 89$
CFRP	200-350	Carbon-epoxy(0/90/±45), $M_I = 326$
GFRP	150-250	
Mg합금	50-170	

3.2 굽힘 강성을 고려한 소재 대체 설계 방법

차체의 강도가 충분히 허용 범위 내에 있어도 강성이 작으면, 주행중 차륜이나 레일에서 발생하는 진동을 받아서 차체의 진폭이 증폭되므로 승차감이 나쁘게 된다. 차체의 굽힘 강성은 굽힘 고유진동수에 직접적으로 영향을 미치므로, 객차의 경우에 대개 10Hz 이상을 유지하여야 하며, 처짐량도 만차 하중에 대하여 지지점간 거리의 1/1000을 넘지 않아야 한다.

일정 굽힘 강성 조건하에서 소재대체 경량화설계는 다음과 같이 부재 전체 중량을 최소화하는 문제로 표현할 수 있다. 즉,

$$\text{Min}(m = A_t L \rho) \text{ for constant } S_B \quad (3.9)$$

식(3.9)의 S_B 는 차체 구조의 굽힘 강성을 나타내는 매개 변수인데, 차체 구조의 길이방향을 x , 단면 폭 방향을 y , 밑변에서 높이 방향을 z 로 정의하면, 식(2.4)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$S_B = \frac{EI}{D_1} \quad (3.10)$$

$$D_1 = \frac{l_2^3}{384} \left[5 - 24 \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \right] \quad (3.11)$$

여기서 D_1 와 l_2 (전후 대차 중심부 사이의 거리)는 상수이다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 강성을 일정하게 하기 위하여 차체의 두께를 변경하여야 하는데, 이 두께 비례상수 α 를 고려하면, 단면 중심에 관한 x 축의 단면 2차 모멘트 I 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$I = \frac{H^2 B (B t_u + H t_w) (B t_r + H t_w) (t_r + t_u)}{(B t_r + B t_u + 2 H t_w)^2} + \frac{H^3 t_w}{6} = \alpha I_o \quad (3.12)$$

여기서 I_o 는 소재대체 설계 이전의 초기 설계에 관한 단면 2차 모멘트이다.

식(3.12)을 식(3.10)에 대입하면 다음과 같다.

$$S_B = \frac{\alpha I_o E}{D_1} \quad (3.13)$$

식 (3.13)에서 소재가 변경되면, α 와 E 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않아야 한다.

식 (3.4)와 식(3.13)을 식(3.9)에 대입하여 두께 비례상수인 α 를 소거하면 다음과 같이 표현된다.

$$m = \left[\frac{S_B A_o L D_1}{I_o} \right] \left[\frac{\rho}{E} \right] \quad (3.14)$$

여기서 A_o, L, D_1, I_o 는 상수 값이므로, 일정한 S_B 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음의 지수 M_2 를 최대로 하는 재료를 선정하면 된다.

$$M_2 = \frac{E}{\rho} \quad (3.15)$$

대수 함수를 도입하면 식(3.15)을 선형화 할 수 있다.

$$\log E = \log M_2 + \log \rho \quad (3.16)$$

식(3.16)의 관계를 이용하면, 종탄성계수-밀도 차트로부터 소재 대체 설계시의 경량화 비율을 비교할 수 있다. 그림 3.2는⁸⁾ 차트를 이용하여 경량화 재료를 비교 선정하는 방법을 나타낸 것이다.

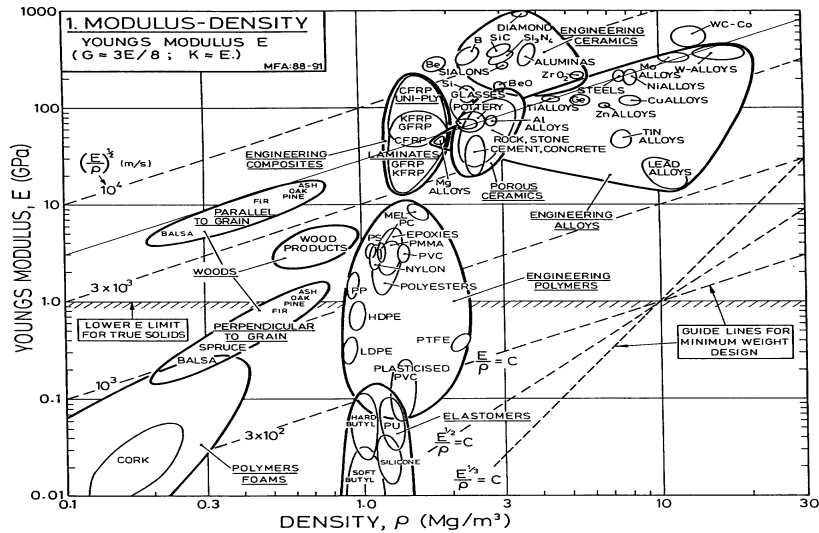


그림 3.2 Modulus-Density 관계도

표 3.2 차체 프레임용 후보 재료의 M_2 값

Materials	M_2 (Gpa m ³ /Mg)	M_2 for typical materials
강재	23-28	Carbon steel, $M_2=27$ Stainless steel, $M_2=25$
Ti합금	24-27	Ti6Al-4V, $M_2=26$
Al합금	23-27	6082-T6, $M_2= 26$
CFRP	30-57	Carbon-epoxy(0/90/±45), $M_2=42$
GFRP	15-20	
Mg합금	22-24	

FRP 복합재, Al합금, Ti합금, 강재, Mg합금 재료들에 대하여 M_2 를 구하여 정리하면 표 3.2와 같다. 표 3.2의 결과에서 보면, 전체 차체 구조의 굽힘 변형에 대해서는 보통 강재에 비하여, 스테인레스강, Ti합금, Al합금, Mg합금이 비슷한 정도의 비강성을 나타내고, CERP는 2배정도, GFRP는 70-80%정도의 비강성을 나타내고 있다.

3.3 굽힘 강도 조건을 고려한 소재 대체 설계

수직하중에 의하여 굽힘 모멘트가 작용될 때 차체 구조에 영구 변형이나 손상이 발생하여서는 안 된다. 따라서 전체 구조가 일정한 굽힘 강도를 유지하면서 소재 대체에 의하여 경량화 될 수 있는 정도는 다음의 최적화 문제로 표현될 수 있다.

$$\text{Min}(m = A_t L \rho) \text{ for constant } F_f \quad (3.17)$$

여기서 F_f 는 차체 구조의 굽힘 강도를 표시하는 매개 변수(굽힘 모멘트에 의하여 차체의 어느 부위에 항복강도 또는 피로강도 이상의 응력이 발생할 때의 작용하중으로 여기서는 wL로 정의됨)인데, 식(2.12)와 식(2.12a)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_f = \frac{I}{D_2} \frac{\sigma_f}{Y_m} \quad (3.18)$$

여기서,

$$D_2 = -\frac{1}{2} \left(l_1 - \frac{L}{4} \right) \quad (3.18a)$$

$$Y_m = H - Y_N \quad (3.18b)$$

이다. 이 식에 포함되어 있는 D_2 , I , Y_m 은 상수이다. 여기서 Y_N 은 밑면에서 차체단면 중립면까지의 높이인데, 식 (2.11)과 같다.

식 (3.18)에 식(3.4)과 식(3.11)을 대입하고 모든 상수항을 D_3 로 간단히 하여 나타내면,

$$F_f = D_3 \alpha I_o \sigma_f \quad (3.19)$$

가 된다. 식(3.19)를 식(3.17)에 대입하여 α 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[\frac{L A_o F_f}{D_3 I_o} \right] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (3.20)$$

여기서 A_o, L, D_3, I_o 는 상수 값이므로, 차체의 어느 부위에서도 항복이 발생하지 않는 F_f 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대로 하는 소재를 선택하는 것이다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (3.21)$$

식 (3.21)은 식(3.7)과 동일하므로 3.1절의 압축강도에 관한 소재대체 설계와 동일하게 취급될 수 있다. 즉 그림 3.1과 표 3.1로부터, 전체 차체의 굽힘 변형에 대해서는 강재, 스테인레스 강, Mg 합금, Al 합금, Ti합금, GFRP, CFRP 등의 순서로 비강도가 높으며, 특히 Ti합금, CFRP등은 보통 강재 5배 이상의 우수한 비강도 특성을 가진다.

이 설계조건인 경우, 일반적으로 차체의 중심이 하부구조 쪽으로 치우쳐져 있음을 감안할 때, 주로 지붕 구조나 측벽의 문/창문 등 cut-out 이 있는 부위에 직접적으로 해당되는 조건이다.

3.4 비틀림 강성을 고려한 소재 대체 설계

차체의 비틀림 강성은 주행중 좌우 방향의 비틀림 진동과 승차감에 영향을 미치는 요소이므로 차체 구조의 설계시, 중요하게 고려해야 하는 요소이다. 그림 2.1과 같은 차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할 때, 전단흐름이 발생한다. 이 전단흐름에 대하여 일정한 비틀림 강성을 가져야 한다는 조건하에서, 재료 선정을 최적화하는 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Min}(m = A_t L \rho) \text{ for constant } S_T \quad (3.22)$$

여기서 S_T 는 차체 구조의 비틀림 강도를 표시하는 매개 변수(차체의 비틀림각이 최대 허용치 도달하게 되는 비틀림 모멘트 값)인데, 식(2.16)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_T = \frac{\Phi}{l_2} GJ \quad (3.23)$$

여기서 Φ 은 차체의 최대 허용 비틀림 량이고, l_2 는 전후 대차 중심부 사이의 거리이다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 비틀림 강성을 일정하게 하기 위하여 차체의 두께를 변경할 때 식(3.3)과 같이 일정한 비례(α)로 하면, 차체단면의 극2차모멘트 J 는 식(2.16a)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$J = \frac{4B^2 H^2 t_r t_u t_w}{B(t_r + t_u)t_w + 2H t_r t_u} = \alpha J_o \quad (3.24)$$

여기서 J_o 는 소재대체 설계 이전의 초기 설계에 대한 차체단면의 극2차모멘트이다.

식(3.24)를 식(3.23)에 대입하고 이 때 계산되는 상수항을 D_4 로 정의하여 나타내면 다음과 같다.

$$S_T = D_4 \alpha J_o G \quad (3.25)$$

여기서 D_4 는 다음과 같다.

$$D_4 = \frac{\Phi}{l_2} \quad (3.26)$$

식 (3.25)에서 소재가 변경되면, α 와 G 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않아야 한다.

식 (3.4)와 식(3.25)를 식(3.22)에 대입하여 두께 비례상수인 α 를 소거하면 다음과 같이 표현된다.

$$m = \left[\frac{S_T A_o L}{D_4 J_o} \right] \left[\frac{\rho}{G} \right] \quad (3.27)$$

여기서 A_o, L, C_5, J_o 는 상수 값이므로, 일정한 S_T 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음의 지수 M_3 를 최대화 하는 재료를 선정하면 된다.

$$M_3 = \frac{G}{\rho} \quad (3.28)$$

전단계수 G 는 종탄성계수 E 의 함수로 나타낼 수 있으므로 M_2 를 최대화 하는 재료를 선정하는 것과 동일한 문제가 되며, 표 3.1의 결과와 동일하다. 즉, 전체 차체 구조의 비틀림 변형에 대해서는 보통 강재에 비하여, 스테인레스 강, Ti합금, Al합금, Mg합금이 비슷한 정도의 비강성을 나타내고, CERP는 2배정도, GFRP는 70-80%정도의 비강성을 나타내고 있다.

3.5 비틀림 강도를 고려한 소재 대체 설계

차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할 때, 전단흐름이 발생하며, 이 전단흐름에 대하여 일정한 비틀림 강도를 가져야 한다는 조건하에서, 재료 선정을 최적화하는 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Min}(m = A_f L \rho) \text{ for constant } T_f \quad (3.29)$$

여기서 T_f 는 차체 구조의 비틀림 강도를 표시하는 매개 변수(비틀림 모멘트에 의하여 차체의 어느 부위에 항복강도 또는 피로강도 이상의 응력이 발생할 때의 비틀림 하중)인데, 식(2.22)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$T_f = \frac{2BH\sigma_f t_i}{\sqrt{3}} = \frac{2BH\sigma_f \alpha t_{io}}{\sqrt{3}}, \quad (i = u, r, w) \quad (3.30)$$

식 (3.30)에서 소재가 변경되면, α 와 σ_f 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않아야 한다.

식 (3.4)와 식(3.30)를 식(3.29)에 대입하여 두께 비례상수인 α 를 소거하면 다음과 같이 구해진다.

$$m = [D_5 L T_f] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (3.31)$$

여기서 D_5, L 는 상수 값이므로, 차체의 어느 부위에서도 항복이 발생하지 않는 T_f 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대화 하는 소재를 선택하는 것이다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (3.32)$$

식 (3.32)는 식(3.7)과 동일하므로 3.1절의 압축강도에 관한 소재대체 설계와 동일하게 취급될 수 있다. 즉 그림 3.1과 표 3.1로부터, 전체 차체의 굽힘 변형에 대해서는 강재, 스테인레스 강, Mg 합금, Al 합금, Ti합금, GFRP, CFRP 등의 순서로 비강도가 높으며, 특히 Ti합금, CFRP 등은 보통 강재 5 배 이상의 우수한 비강도 특성을 가진다.

제 4장 결 론

본 연구에서는 알루미늄 압출재나 복합재 차체와 같이 쉘형 단면으로 된 차체에 경량소재를 적용하여 소재대체 설계를 할 때 효과적으로 경량화를 예측할 수 있는 개념설계 방법을 개발하고자 하였다.

본 연구의 주요 결과 및 결론은 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서 개발한 소재 대체 경량화 설계 방법은 개념설계 단계에서 재료 변경에 의한 경량화 효과를 정량적으로 분석할 수 있는 수단을 제공해 준다.
- 2) 각 변형 모드에 대한 강성 및 강도 조건의 경량화 지수를 구함으로써 각 재료가 가지고 있는 기계적 특성과 장단점을 쉽게 분석할 수 있으며, 각 소재로 설계된 구조의 응답 특성을 사전에 예측할 수 있다.
- 3) 본 연구에서 검토한 경량화 재료인 알루미늄 합금, GFRP, CFRP의 경량화설계 특성을 분석한다.

- 기존 재료인 강재의 경우, 주요 경량화 지수가 $M_1 = 32$ (압축강도, 굽힘강도, 비틀림 강도), $M_2 = 27$ (굽힘강성, 비틀림강성) 임을 고려하면,
- 알루미늄 합금의 경우, $M_1 = 89(278\%)$ 에 비하여 $M_2 = 26(96\%)$ 이 낮아서 굽힘 강성 저하로 인하여 경량화 효과가 크게 제한되므로, 전체 차체의 굽힘 강성을 크게 할 수 있는 기하학적 형상의 설계가 필요하다.
- GFRP의 경우, 높은 $M_1 = 150\sim 250$ (최소 496%)에 비하여 $M_2 = 15\sim 20$ (최대 74%)이 너무 낮아서 전체 차체 구조에 사용하면, 차체의 처짐이 커지고 고유진동수가 낮아져서 승차감에서 큰 문제가 발생할 수 있다. 그러나 M_1 이 높은 값을 가지므로, 차체의 굽힘 강성을 담당하는 주요 골조 부재가 아닌 내장 구조재, 내외판 구조나 출입문 구조 등에 사용될 수 있을 것이다.
- CFRP의 경우, $M_1 = 30\sim 57$ (최소 111%), $M_2 = 200\sim 350$ (최소 625%), $M_3 = 2.2\sim 3.0$ (최소 289%), 로 M_1 과 M_2 가 모두 높기 때문에 경량화를 위한 가장 이상적인 재료이다. CFRP의 경우 재료비가 매우 고가이므로 현재에는 많이 사용되지 않고 있으나 추후 그 활용이 늘어날 전망이다.

참 고 문 헌

1. W. Brocker and R. D. Rosenberger, "Lightweight potentials in coach body structures of high-speed trains", WCRR, Vol. D, 1997, pp. 713-721.
2. D. Swan, C. Nev and J. Carruthers, "Affordable Rail vehicles", Bodysells seminar of Advanced Railway Research Centre, United Kingdom, 1994.
3. 모지즈끼 아사히, "차량의 경량화", R.R.R., June, 1987, pp 10~15.
4. Y. Suzuki, K. Sato and K. Akutsu, "Weight reduction of a railway car body shell by applying new material", Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, Yokonamo, Japan, 1993.
5. S. Matsuoka and T. Nakamura, "Development of carbon fiber reinforced plastic carbody shell", Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, Yokonamo, Japan, 1993.
6. G. Dioter, Engineering design, a material and processing approach, McGraw Hill, 1983.
7. G. Lewis, Selection of engineering materials, Praticce Hall, Inc., USA, 1990.
8. M. F. Ashby, Materials selection in mechanical design, Butterworth-Heinemann, OXFORD, 1999.
9. M. F. Ashby, "Multi-objective optimisation in material design and selection", *ACTA Materialia Millenium Issue*, Vol. 48, 2000, pp. 359-369.