Transactions of KSAE, Vol. 19, No. 5, pp.100-112 (2011)

Copyright © 2011 KSAE
1225-6382/2011/113-14

Box형 차체의 하부구조를 소재대체 한 하이브리드형 차체의 경량화 설계 연구

조 정 길[1)] · 구 정 서[*1)] · 정 현 승[2)]

서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과[1)] · 한국철도기술연구원 철도구조연구실[2)]

A Study on Weight-reduction Design of a Hybrid Bodyshell Made by Substituting Underframe Material in a Box-type Carbody

Jeonggil Cho[1)] • Jeongseo Koo[*1)] • Hyunseung Jung[2)]

[1)]Department of Rolling Stock Engineering, Seoul National University of Science & Technology, Seoul 139-743, Korea
[2)]The Railroad Structure Research Division, Korea Railroad Research Institute, 360-1 Woram-dong, Uiwang-si, Gyeonggi 437-757, Korea

(Received 24 January 2011/ Accepted 27 April 2011)

Abstract : This paper studied on a theoretical approach to predict structural performances and weight -reduction rates of hybrid bodyshells in case that the material of underframe structure is substituted. To choose other light-weight materials to be substituted for the original underframe material, compressive, bending and twisting deformations are considered under constant stiffness and strength conditions, which derive some new weight-reduction indices from a structural performance point of view. Next, these weight-reduction indices were verified using the finite element analyses of some simplified examples. It is shown that the derived indices to estimate the weight-reduction can be utilized as a good criterion for material substitution of the underframe at a basic design stage.

Key words : Material substitution(소재대체), Weight reduction(경량화), Hybrid bodyshell(이종소재 차체 구조), Light-weight materials(경량화 소재), Underframe(하부구조)

Nomenclature

A	: section area, m^2
B	: breadth, mm
H	: height, mm
L	: length, mm
t	: thickness, mm
F	: applied force, kg_f
M	: bending moment, $kg_f \cdot mm$
T	: torque, $kg_f \cdot mm$
ω	: distributed load, kg_f / mm
q	: shear flow, kg_f / mm
ρ	: density, kg/mm^3
m	: mass, kg
σ	: stress, kg_f / mm^2
E	: Young's modulus, kg_f / mm^2
G	: shear modulus, kg_f / mm^2
ν	: Poission's ratio
I	: moment of inertia of area, mm^4
J	: polar moment of inertia of area, mm^4
R	: ratio of a mechanical property per weight
S	: stiffness

Subscripts

c	: compression

*Corresponding author, E-mail: koojs@seoultech.ac.kr

d : displacement allowed
f : failure level
o : original design
b : bodyshell excluding the roof(underframe + wall)
r : roof
u : under-frame
w : wall
B : bending
N : neutral axis
T : twisting
eq : equality

1. 서 론

세계 각국에서는 경제성장을 위해 에너지확보에 대한 관심이 매우 큰 상황이다. 우리나라 역시 에너지 확보를 위해 많은 노력을 하고 있지만 에너지 확보 못 지 않게 중요한 것이 에너지절약이다. 철도산업에서도 에너지절약을 위해 다양한 연구를 하고 있는데 특히 차체의 경량화 연구는 차체의 중량 감소에 따른 연료 소모량 감소로서 운영 에너지를 절감할 수 있는 가장 좋은 방법이다. 또한 궤도 부담력을 감소시킴으로서 선로의 유지 보수비용의 절감 등 다양한 장점을 가지고 있어 앞으로도 경량화에 대한 노력은 계속 될 것으로 보인다.

차체의 경량화를 위해 기존의 강재 소재에서 스테인레스강, 알루미늄 합금재, 복합소재 등으로 변경되는 추세이지만 이렇게 소재를 대체할 경우 발생하는 구조적 문제점,[2,3] 경량화 설계방법,[1,3] 복합소재 응용기술[4,5] 등에 대하여 많은 연구들이 이루어지고 있다. 또 소재선정을 최적화하기 위하여 개념설계 단계에서 소재 대체에 의한 경량화 비율을 체계적으로 예측할 수 있는 방법들도 연구[6-13]되고 있다.

그러나 경량소재를 적용하여 획기적인 경량화를 달성하려면 두 종류 이상의 소재를 적재적소에 배치한 하이브리드형(Hybrid type) 차체구조를 설계하는 것이 이상적이다.[14] 실제 철도기술연구원에서 개발한 틸팅열차의 측면 벽의 일부분을 모재와 다른 복합소재를 적용하여 일부 경량화 효과를 이루었지만 아직은 미흡한 수준이다.

현재의 설계에서 차체구조 중량의 대부분을 차지하는 하부구조에 어떤 소재를 대체하는 것이 경량화에 얼마나 유리한지를 예측할 수 있는 방법이 정립되어 있지 못하다.

본 논문에서는 하부구조에 이종 재료를 적용한 하이브리드 차체구조 개발시 사용할 수 있는 소재대체 경량화 예측 방법을 개발한다. 또 소재대체 된 단순 박스형 차체모델을 유한요소 해석하여 개발된 이론적 방법의 타당성을 검증한다. 이 방법은 하부구조의 소재 대체 경량화 설계시 개념설계 시에 최적 소재 선정과 경량화 설계 및 효과를 예측하는데 사용될 수 있다.

2. 하부구조의 소재대체 경량화 예측

2.1 경량화 예측 모델의 기본 가정 및 설계 개념

차체 구조 설계시 기본적으로 고려할 사항으로 강도와 강성 조건이 있다. 강도 조건은 차체의 정적 안전성에 관한 것으로서 차체에 발생하는 응력들이 허용응력범위 안에 있어야 한다는 조건이다. 강성 조건은 차체의 동적 안정성과 관련된 것으로 굽힘 강성 및 비틀림 강성이 일정 수준에 도달하지 못하게 되면, 주행 중 진동심화 및 승차감 저하 등의 문제점이 발생한다.

차체구조 개념설계를 위한 단순화 모델로 Fig. 1과 같은 사각 튜브(Tube)를 고려한다. 설계변수는 하부구조두께(t_u), 지붕두께(t_r), 측면벽 두께(t_w) 등이고, 이때 고려되는 하중은 압축하중(F_c), 수직분포하중(w), 비틀림 하중(T) 등이다.

이 단순 모델 차체의 개념설계 시 하부구조에 작용하는 압축하중(F_c)으로 발생하는 응력이 허용응력을 초과하지 말아야 한다. 또 수직분포하중(w)에 의해 발생하는 처짐이 허용치를 넘어서는 (또는 허용고유진동수 이하) 안 되며, 이 때 발생하는 응력도 허용응력을 넘어서도 안 된다. 그리고 비틀림하중(T)에 의해 과도한 비틀림이 발생해서는 안 되며, 비틀림에 의해 발생되는 응력이 허용응력 이내이어야 한다.

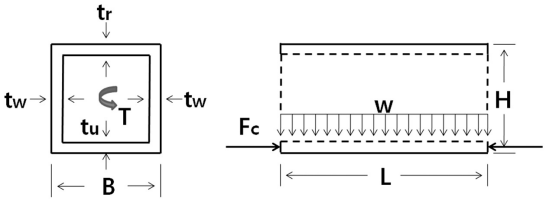


Fig. 1 Simplified bodyshell model and applied loads

철도차량 차체구조의 경량화 설계에는 크게 구조물의 배열, 형상 및 치수의 최적화 방법과 기계적 특성이 우수한 최적의 경량소재를 적용하는 소재대체 방법이 있다. 최근 철도차량 분야에서도 획기적인 경량화를 달성하기 위하여 경량소재 적용 설계가 보편화 되고 있다. 최적화 된 경량소재 적용 방법으로 차체구조를 하이브리드 화하는 설계기술도 개발되고 있는데, 이 방법은 각 소재의 기계적 특성을 고려하여 상이한 소재를 적재적소에 적용함으로써 비용 절감과 아울러 획기적인 경량화를 달성하는 것이다.

본 절에서는 하부구조를 소재 대체하는 하이브리드형 차체설계에서 다양한 대체 소재 적용시 경량화 효과를 예측할 수 있는 방법을 제시하고, 대체 소재 사이의 경량화 효과를 비교 평가한다.

이를 위하여 차체의 구조적 기능과 관련된 굽힘강성, 굽힘강도, 압축강도, 비틀림 강성, 비틀림 강도 등을 일정하게 유지하면서 하부구조의 소재 대체에 의하여 최적의 경량화를 달성할 수 있도록 소재 종류 및 경량화 비율을 체계적으로 분석할 수 있는 이론을 제시한다.

2.2 조건별 하부구조의 소재대체 경량화

2.2.1 일정 굽힘강성 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화

차체가 수직하중을 받는 경우, Fig. 2와 같이 대차 볼스타 상부에서 단순지지 되며 균일분포하중을 받는 튜브형 보로 가정할 수 있다. Euler 보 이론에 의한 전단력 및 굽힘모멘트는 Fig. 3과 같다.

Fig. 2와 같은 하중 및 경계조건을 갖는 보의 중앙부 처짐(δ)은 식 (1)과 같다.

$$\delta = \frac{w\, l_2^2}{384\, EI}\left(5l_2^2 - 24l_1^2\right) \tag{1}$$

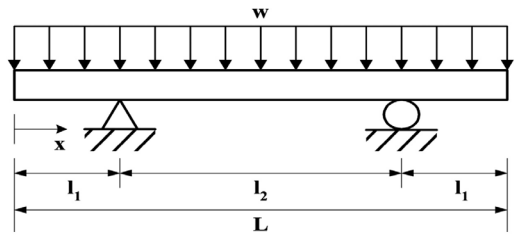
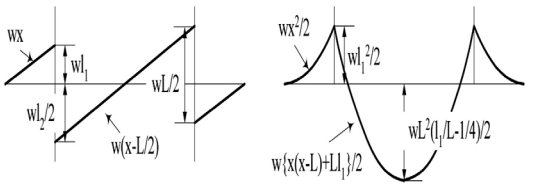


Fig. 2 Rectangular tube model for bodyshells



(a) Shear force (b) Bending moment

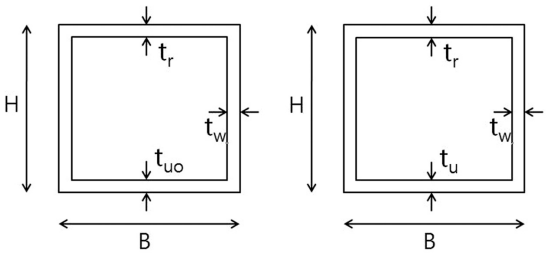
Fig. 3 Shear force and bending moment diagrams

식 (1)로부터 식 (2)와 같이 소재대체 이전의 초기 굽힘강성(S_{Bo})을 구할 수 있다.

$$S_{Bo} = \frac{wL}{\delta} = C_{Bo}EI \tag{2}$$

$$C_{Bo} = \frac{384\, L}{l_2^2(5l_2^2 - 24l_1^2)} \tag{2a}$$

Fig. 4는 하부구조 소재대체 설계의 개념을 설명하기 위한 것이다. 동일 소재로 설계된 Fig. 4(a)의 하부두께 t_{uo} 가 이종소재로 소재대체 설계된 경우 Fig. 4(b)와 같이 하부 두께가 t_u 로 변경된다고 가정한다. 이 때 초기하부 구조의 물성(지붕구조 및 벽구조와 동일하게 밀도: ρ, 탄성계수: E, 허용응력: σ_f)이 대체 소재 물성인 밀도 ρ_u, 탄성계수 E_u, 허용응력 σ_{fu} 로 변경된다고 가정한다.



(a) Initial design (b) Material substitution

Fig. 4 Concept of material substitution for underframe

Fig. 4의 소재 대체 설계에서 차체 단면이 일정한 굽힘 강성($S_B = S_{Bo}$)을 가지려면 식 (2)로부터 EI가 일정한 값을 유지하여야 한다. 그런데 하부구조 외에는 치수나 소재에 변동이 없으므로 차체단면의 중립면에 대한 하부구조의 EI 값만 일정하면 된다. 즉

$$EBt_{uo}Y_N^2 = E_uBt_uY_N^2 \quad (3)$$

이고, Y_N 은 바닥에서 정의한 중립면의 위치이다. 이 식을 정리하면

$$Et_{uo} = E_ut_u \quad (3a)$$

와 같다. 따라서 일정 굽힘 강성 조건으로부터 소재 대체 설계된 하부구조의 소재 두께는 식 (4)와 같다.

$$t_u = \frac{Et_{uo}}{E_u} \quad (4)$$

또한 Fig. 4의 소재대체 경량화 문제는 지붕구조와 벽구조에 변경이 없으므로 하부구조만의 경량화 문제로 단순화 된다. 따라서 하부구조 소재대체 경량화는 식 (5)의 최적화 문제로 표현된다.

$$Min[m_u = BLt_u\rho_u] \text{ for constant } S_B \quad (5)$$

식 (4)를 식 (5)에 대입하면 식 (5a)와 같다.

$$Min[m_u = BL\frac{Et_{uo}}{E_u}\rho_u] = [BLEt_{uo}]\ Min(\frac{\rho_u}{E_u}) \quad (5a)$$

여기서 B, L, E, t_{uo} 은 초기에 정의된 일정한 값을 갖는 상수이므로 일정 굽힘강성 조건하에서 차체중량을 최소화하려면 다음 R_1 을 최대로 하는 소재가 필요하다.

$$R_1 = \frac{E_u}{\rho_u} \quad (6)$$

식 (6)을 대수함수를 사용하여 선형화하면 식 (7)과 같다.

$$\log E_u = \log R_1 + \log \rho_u \quad (7)$$

식 (7)의 특성을 분석하기 위하여 각종 구조재료에 대하여 R_1값을 도식적으로 비교할 수 있도록 대수 스케일로 된 도표를 이용할 수 있다. M. F. Ashby 등은[10,13] 각종재료의 여러 가지 성질(밀도, 종탄성계수, 항복 강도, 파손 강도, 열전도율, 열팽창 계수 등)에 대하여 대수 스케일로 된 도표를 제작하였다. R_1을 최대로 하는 소재는 탄성계수-밀도 도표[10,16]에서 찾을 수 있는데 그 선정 과정을 Fig. 5에 나타내었다. 이 도표에서 E/ρ= 일정인 직선의 기울기에 평행한 사선을 그어서, 이 사선을 기준으로 최상단에 위치하는 재료를 사용할 때 최대 경량화 효과를 얻을 수 있다.

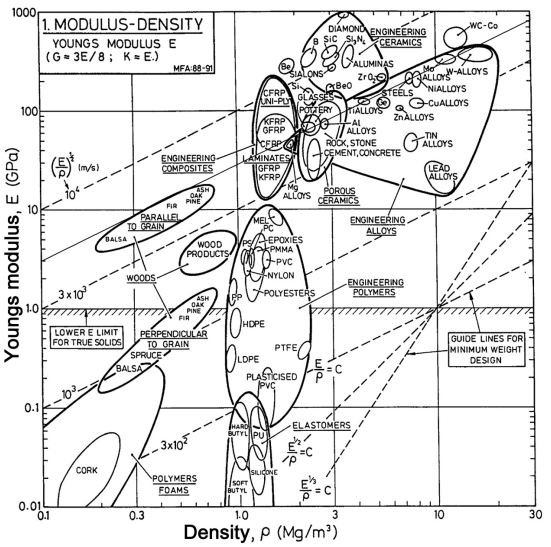


Fig. 5 Young's modulus and density diagram

Table 1 R_1 values of typical materials

차체 소재	R_1 (GPa m^3/Mg)	대표소재의 R_1	경량화 비율
강재	23-28	Carbon steel, R_1=27	0%
		Stainless steel, R_1=25	-8%
Ti합금	24-27	Ti6A1-4V, R_1=26	-3.8%
AI합금	23-27	6082-T6, R_1= 26	-3.8%
CFRP	30-57	C/E (0/90/±45), R_1=42	35.7%
GFRP	15-20	R_1=17	-58.7%
Mg합금	22-24	R_1=23	-17.4%

철도차량 구조에는 높은 강성뿐만 아니라 강도, 내충격성, 내부식성, 가격, 가공성 등 여러 가지 특성이 동시에 필요하므로, 현실적으로 검토될 수 있는 재료는 CFRP, GFRP, Al합금, Ti합금, 강재, Mg합금 등이다. 이들 소재에 대하여 일정 굽힘 강성 조건에서 구한 하부구조의 경량화 비율은 Table 1과 같다.

Table 1에서 대체소재를 보통 강재와 비교하면 스테인레스 강, Ti합금, A1합금, Mg합금, GFRP는 비강성이 부족하여 경량화 효과가 없고, CFRP만 비강성이 우수하여 36% 정도의 경량화 효과를 얻을 수 있다.

2.2.2 일정 굽힘강도 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화

하이브리드 형 차체의 경우, 소재 대체로 인하여 허용 응력과 차체 단면의 중립면 위치가 변하므로 강도조건을 평가하는 것이 다소 복잡하다. 이종 재료를 하부구조에 사용한 경우, 소재 대체된 하부구조보다 중립면에서 가장 먼 곳인 지붕구조에서 허용응력을 초과할 수도 있다. 이러한 현상은 대체 설계된 소재의 허용 변형률과 원래 소재의 허용 변형률과의 관계를 비교하여 판단할 수 있다.

중립면에서 가장 먼 구조 위치(지붕)와 하부구조 위치의 비를 α라 하면 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = Min\left[\frac{Y_N}{H-Y_N}, 1\right] \tag{8}$$

식 (8a) 조건식을 만족하면 원재료의 지붕 또는 하부벽면보다 소재 대체된 하부구조에서 먼저 허용응력에 도달하는 경우이다.

$$\epsilon_{uf} < \alpha\epsilon_f \tag{8a}$$

여기서 ε_{uf} 는 대체 설계된 하부구조 소재의 허용 변형률이며, ε_f 는 본래 구조 소재의 허용 변형률이다. 또한 식 (8b) 조건식을 만족하면 소재 대체된 하부구조보다 지붕구조에서 허용응력에 먼저 도달하는 경우이다.

$$\epsilon_{uf} \geq \alpha\epsilon_f \tag{8b}$$

1) 소재 대체된 하부구조에서 먼저 허용응력에 도달하는 경우

위 식 (8a)의 조건은 Hook의 법칙에 의하여 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\frac{\sigma_{uf}}{E_u} < \alpha\frac{\sigma_f}{E} \tag{9}$$

아래의 Fig. 6은 소재 대체 설계가 이루어진 하부구조의 기계적 특성치와 나머지 구조(벽 구조 및 지붕구조)의 특성치를 표시한 것이다. 여기서 I_b, A_b, Y_b는 하부구조를 제외한 나머지 구조에 대한 면적모멘트, 단면적, 중립면의 위치 등이며, Y_N 은 전체 단면의 중립면 위치이다.

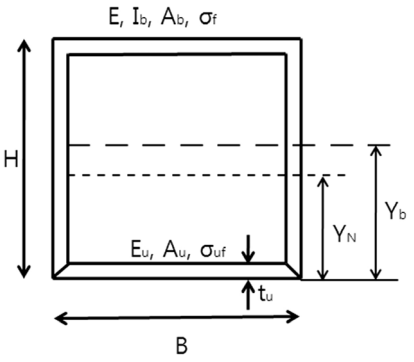


Fig. 6 Definition of sectional properties

전체 단면의 중립면 위치 Y_N은 식 (10)과 같다.

$$Y_N = \frac{EA_bY_b}{EA_b + E_uA_u} \tag{10}$$

여기서 $A_u = t_u \cdot B$ 이다. 또한 보 단면에 작용하는 굽힘 모멘트(M)와 이 때 지붕구조와 하부구조에 발생하는 응력과의 관계는 각각 식 (11a)와 식 (11b)와 같다.

$$\sigma_r = \frac{-E(H-Y_N)M}{E[I_b + A_b(Y_b-Y_N)^2] + E_uA_uY_N^2} \tag{11a}$$

$$\sigma_u = \frac{-E_uY_NM}{E[I_b + A_b(Y_b-Y_N)^2] + E_uA_uY_N^2} \tag{11b}$$

식 (11a)에서 $E_u = E$ 라 두면 하부구조 소재를 변경하기 이전인 초기 상태를 나타내는데, 굽힘 모멘트 M_f가 작용할 때 지붕구조의 응력이 σ_f에 도달한다고 하면 식 (12)와 같은 관계를 구할 수 있다.

$$M_f = -\sigma_f\left[\frac{I_b(A_b+A_{uo}) + A_bA_{uo}Y_b^2}{A_b(H-Y_b) + HA_{uo}}\right] \tag{12}$$

여기서 A_{uo} 는 초기 하부구조의 단면적을 나타낸다.

그런데 굽힘 강도를 고려한 소재대체 설계에서는 식 (12)에서 구한 굽힘 모멘트 M_f가 작용할 때 소재 대체 된 하부구조에 발생하는 응력이 σ_{uf} 되게 A_u을 결정하는 것이다. 식 (12)을 식 (11b)에 적용하면 식

(13)과 같이 A_u 이 구해진다.

$$A_u = \frac{A_b}{I_b + A_b Y_b^2} \cdot [\frac{M_f Y_b}{\sigma_{uf}} - \frac{EI_b}{E_u}] \equiv \frac{C_1}{\sigma_{uf}} - \frac{C_2}{E_u} \quad (13)$$

$$C_1 = \frac{M_f A_b Y_b}{I_b + A_b Y_b^2} \quad (13a)$$

$$C_2 = \frac{EI_b A_b}{I_b + A_b Y_b^2} \quad (13b)$$

이고, C_1, C_2 는 일정한 값을 갖는 상수이다. 따라서 일정 굽힘 강도 조건으로부터 소재대체 설계된 하부구조의 두께는 식 (14)와 같다.

$$t_u = \frac{A_u}{B} \quad (14)$$

한편 일정 굽힘 강도 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화 문제는 지붕구조와 벽 구조에 변경이 없으므로 하부구조만의 경량화 문제로 단순화 된다. 따라서 하부구조 소재대체 경량화는 식 (15)와 같은 최적화 문제로 표현된다.

$$Min[m_u = A_u L \rho_u] \text{ for constant } M_f \quad (15)$$

그리고 식 (13)을 식 (15)에 대입하면 식 (16)과 같은 최적화 문제로 변환된다.

$$Min[m_u = L(C_1 \frac{\rho_u}{\sigma_{uf}} - C_2 \frac{\rho_u}{E_u})] \equiv L \cdot Min[\frac{C_1}{R_2} - \frac{C_2}{R_1}] \quad (15a)$$

$$R_2 = \frac{\sigma_{uf}}{\rho_u} \quad (15b)$$

여기서 L, C_1, C_2 은 일정한 값을 갖는 상수이고, R_1 는 식 (6)과 같다. 이 R_2 지수를 분석하기 위하여 대수함수를 사용하여 선형화하면 식 (15c)와 같다.

$$\log \sigma_{uf} = \log R_2 + \log \rho_u \quad (15c)$$

Fig. 7은 각종 구조재료에 대하여 식 (15b)을 도식적으로 비교할 수 있도록 M. F. Ashby 이 개발한 대수 스케일로 된 도표이다.

Fig. 7의 강도-밀도 선도로부터 강도조건으로 소재대체 설계 시 경량화에 유리한 소재의 우선순위를 구할 수 있다. 또 Table 2는 대표적인 소재에 대하여 일정강도 조건으로 소재대체 설계 시 달성되는 경량화 율이다.

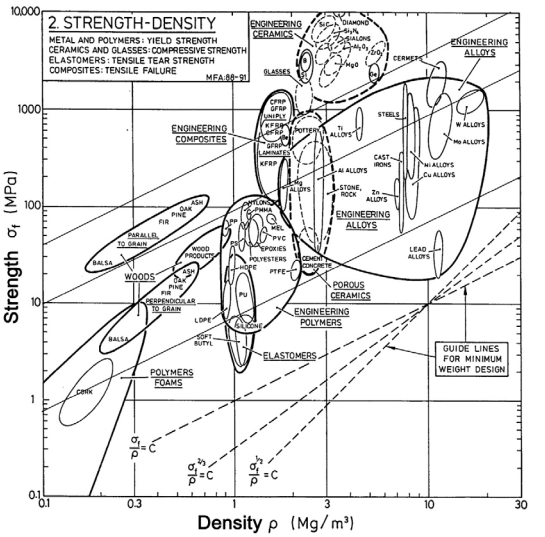


Fig. 7 Strength and density diagram

Table 2 R_2 values of typical materials

차체 소재	R_2 (MPa m^3/Mg)	대표 소재의 R_2	경량화 비율
강재	24-220	Carbon steel, R_2 = 32	0%
		Stainless steel, R_2 = 44	28%
Ti합금	120-220	Ti6A1-4V, R_2 = 205	84%
Al합금	12-220	6082-T6, R_2 = 89	64%
CFRP	200-350	C/E (0/90/±45), R_2 = 326	90%
GFRP	150-250	R_2 = 200	84%
Mg합금	50-170	R_2 = 110	71%

식 (15a)는 Fig. 8의 비탄성계수-비강도 도표로부터 소재 대체 설계 시 경량화에 유리한 소재의 우선순위를 구할 수 있다. 즉 일정 굽힘강도 조건에서 중량을 최소화하려면 R_2 를 최대로 하고 R_1 를 최소(즉 높은 R_2/R_1 비)로 하는 소재가 필요하다. 그러나 이 경우에도 식 (9)의 조건을 만족해야 하므로 Fig. 8에 표시된 기울기가 소재대체 이전 초기 재료의 σ_f / E 의 a 배보다 작은 값을 가져야 한다.

보통 강재인 경우에는 $E = 2.1\times10^4$ kgf/mm^2, σ_f = 21 kgf/mm^2 정도이므로 $\sigma_f / E = 10^{-3}$이다. 따라서 강재 구조를 일정강도 조건에서 소재대체 설계할 때 Table 3을 참조하여, 강재의 $R_2/R_1(\sigma_f / E)$에 a 배에 비해 대체소재의 R_2/R_1이 작은 소재를 대상으로 식 (15a)의 경량화 비율을 계산하여야 한다.

2) 지붕구조에서 먼저 허용응력에 도달하는 경우

하부구조를 소재대체 한 경우, 소재 대체된 하부구조에서 허용응력에 도달하기 전에 중립면에서 가장 먼 지붕 구조에서 먼저 허용응력을 초과할 수 있다. 이 경우는 식 (8b)의 조건을 만족할 때 발생하는데, 여기에 Hook의 법칙을 적용하면 식 (16)과 같다.

$$\frac{\sigma_{uf}}{E_u} \geq \alpha \frac{\sigma_f}{E} \tag{16}$$

앞의 Fig. 6을 참조하면, 차체단면의 중립면 위치 Y_N 은 식 (10)과 같이 구해지고, 보 단면에 작용하는 굽힘 모멘트(M)과 지붕구조에 발생하는 응력과의 관계는 식 (11a)과 같다.

또한 하부구조 소재를 변경하기 이전인 초기 구조에 굽힘 모멘트 M_f 가 작용할 때 지붕구조의 응력이 σ_f 가 된다고 하면 식 (12)과 같은 관계가 구해진다.

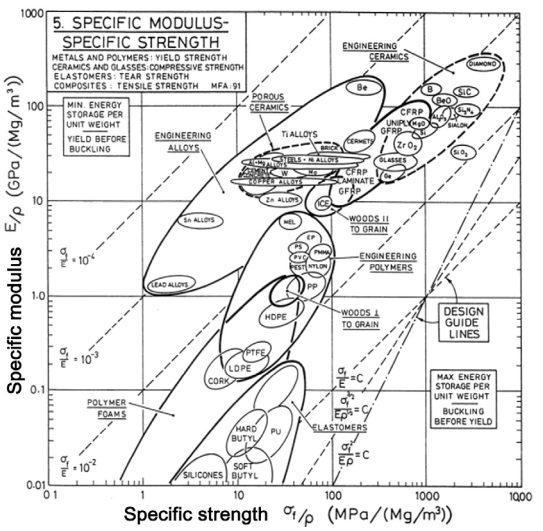


Fig. 8 Specific modulus and specific strength

Table 3 R_2 / R_1 ratio of typical materials

차체 소재	R_1 (GPa m^3/Mg)	R_2 (MPa m^3/Mg)	R_2 / R_1
강재	27	32	1.19
SUS강	25	44	1.76
Ti합금	26	205	7.88
AI합금	26	89	3.42
CFRP	42	326	7.76
GFRP	17	200	11.76
Mg합금	23	110	4.78

일정 굽힘 강도 소재대체 설계에서는 식 (12)의 굽힘 모멘트 M_f 가 작용할 때 소재대체 된 후 지붕구조에 발생하는 응력이 σ_f 되게 A_u 을 결정하는 것이다. 식 (12)을 식 (11a)에 적용하면 식 (17)과 같이 A_u 이 구해진다.

$$A_u = \frac{M_f E_b (H - Y_b) - \sigma_f E_b I_b}{\sigma_f (I_b + A_b Y_b^2) - M_f H} \cdot \frac{1}{E_u} \equiv \frac{C_3}{E_u} \tag{17}$$

$$C_3 = \frac{M_f E_b (H - Y_b) - \sigma_f E_b I_b}{\sigma_f (I_b + A_b Y_b^2) - M_f H} \tag{17a}$$

이고, C_3 은 일정한 값을 갖는 상수이다. 따라서 일정 굽힘 강도 조건으로 구한 소재대체 설계된 하부구조의 두께는 식 (14)와 같다.

또한 일정 굽힘 강도 조건에서 소재대체 할 때 차체구조의 경량화 문제는 지붕구조와 벽 구조에 변경이 없으므로 하부구조만의 경량화 문제로 단순화된다. 따라서 하부구조 소재대체 경량화는 식 (15)와 같은 최적화 문제로 표현될 수 있다. 식 (17)을 식 (15)에 대입하면 식 (18)과 같은 최적화 문제로 변환된다.

$$Min[m_u = \frac{L\rho_u C_3}{E_u}] = C_3 L \cdot Min[\frac{\rho_u}{E_u}] \equiv C_3 L \cdot Min[\frac{1}{R_1}] \tag{18}$$

여기서 L, C_3 는 일정한 값을 갖는 상수이다.

식 (18)은 식 (6)의 R_1을 최대로 하는 소재가 필요함을 의미한다. 식 (6)은 Fig. 5의 종탄성계수-밀도 도표로부터 소재 대체 설계 시 경량화 비율을 구할 수 있다. 그러나 이 경우에도 식 (16)의 조건을 만족하여야 하므로 Fig. 8에 표시된 기울기가 소재대체 이전 초기 재료의 σ_f / E의 α 배보다 큰 값을 가져야 한다.

예시하기 위하여 하부구조의 두께가 10(mm), 지붕구조의 두께 2.3(mm), 벽 구조의 두께 3.5(mm), 차체의 높이 2564(mm), 차체의 폭 3120(mm)의 단면을 가진 강재 차체에 대하여 일정 굽힘강도 조건에서 하부구조의 대체소재별 경량화 비율을 구하는 문제를 예로 들어보자. 보통강재인 경우에는 $E = 2.1\times10^4$ kgf/mm^2, $\sigma_f = 21$ kgf/mm^2 정도이므로 $\sigma_f / E = 10^{-3}$이다.

하부구조를 소재대체 한 하이브리드 타입의 차체

의 경우, 차체단면의 중립면에서 가장 먼 곳인 지붕구조에서 먼저 허용응력에 도달하거나, 지붕구조에서 허용응력에 도달하기 전에 소재 대체된 하부 구조에서 허용응력을 초과할 수 있다. 이는 식 (9)와 식 (16)의 조건에서와 같이 모재와 대체소재와의 변형률을 비교하여 판단할 수 있다.

첫째, 소재 대체된 하부구조에서 먼저 허용응력에 도달하는 경우, 식 (9)의 조건을 만족해야하므로 대체소재의 σ_f/E가 모재의 σ_f/E 의 a 배보다 작은 값을 가져야한다. 즉 모재의 R_2/R_1 에 비해 대체소재의 R_2/R_1 가 1 배보다 작아야 한다. 이러한 사실은 Table 3에서 보듯이 식 (9)의 조건 하에서는 하부구조의 소재 대체로 경량화를 달성할 수 있는 소재가 없다.

둘째, 지붕구조에서 먼저 허용응력에 도달하는 경우에는 식 (16)의 조건을 만족해야하므로 대체소재의 σ_f/E 가 모재의 σ_f/E 의 a 배보다 큰 값을 가져야 한다. 즉 모재의 R_2/R_1에 비해 대체소재의 R_2/R_1가 1 배보다 커야한다. 즉 식 (16)의 조건은 Table 3의 모든 소재가 하부구조의 소재대체 대상임을 의미한다. 동시에 식 (18)의 R_1을 최대로 하는 소재가 필요하다. Table 1의 대체소재들의 R_1을 비교하면 이러한 두 가지 조건을 동시에 고려한 결과, 강재를 대체할 수 있는 소재는 CFRP뿐이며 약 35.7% 경량화가 가능하다.

2.2.3 일정 압축강도 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화

압축하중이 하부구조에만 영향을 준다고 가정하면 쉽게 하부구조의 두께를 구할 수 있다. 하부구조에 작용하는 압축하중은 연결기를 통하여 전달되므로 연결기가 부착된 브라켓 넓이만큼의 폭에서 압축하중(F_c)을 감당할 수 있어야 한다. 연결기 브라켓의 폭을 B^* 이라 하고 이 부분에 균일한 압축응력이 발생한다고 가정하면, 초기에 발생하는 응력(σ)은 다음 식과 같다.

$$\sigma = \frac{F_c}{B^* t_{uo}} \tag{19}$$

소재대체 후 하부구조의 허용응력을 σ_{uf} 라고 하면, 일정 압축강도를 만족하기 위한 최소두께 t_u 는 식 (20)과 같다.

$$t_u = \frac{\sigma t_{uo}}{\sigma_{uf}} \tag{20}$$

Fig. 1과 같이 가정된 튜브형 차체에 대하여 일정한 압축강도조건을 적용한 소재대체경량화 설계는 다음 같이 소재대체 대상인 하부구조의 중량을 최소화하는 문제가 된다.

$$Min(m_u = A_u \cdot L \cdot \rho_u) \text{ for } constant\ F_c \tag{21}$$

여기서 A_u는 하부구조의 단면적, L은 하부구조의 길이, ρ_u는 하부구조의 밀도를 나타낸다. 식 (19)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_u = Bt_u \tag{22}$$

식 (20)과 식 (22)을 식 (21)에 대입하면 다음과 같다.

$$m_u = \left[\frac{BLF_c}{B^*}\right]\left[\frac{\rho_u}{\sigma_{uf}}\right] \tag{23}$$

여기서 B, B^*, L, F_c는 상수 값이므로, 일정압축강도 조건에서 하부구조의 중량을 최소화하려면 다음 지수를 최대로 하는 소재를 선택하면 된다.

$$R_2 = \frac{\sigma_{uf}}{\rho_u} \tag{24}$$

식 (24)를 대수함수로 선형화 하면 다음과 같다.

$$\log\sigma_{uf} = \log R_2 + \log\rho_u \tag{25}$$

식 (25)는 식 (15b)의 R_2를 최대로 하는 재료를 선정하는 것과 동일한 문제가 되어, 결과는 Fig. 7 및 Table 2와 같다.

2.2.4 일정 비틀림 강성 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화

차체의 비틀림 강성은 주행중 좌우 비틀림 진동으로 승차감에 영향을 미치므로 차체 구조 설계시 고려하는 요소이다. Fig. 1과 같이 차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할 때, 전단흐름이 발생한다. 이 전단흐름에 대하여 일정한 비틀림 강성을 가져야 한다는 조건을 적용하여 차체설계를 하게 된다.

비틀림 하중(T)에 의한 차체 비틀림각을 Φ, 비틀림 하중이 가해지는 두 지점 사이의 거리를 l_2이라고

하면, Φ는 식 (26)과 같다.[15)]

$$\Phi = \frac{Tl_2}{4A^2} \oint \frac{ds}{G_i t_i}, \quad (i = r,u,w) \tag{26}$$

여기서, $A=BH$로서 차체의 단면적을 나타내며, G_i와 t_i는 각각 하부, 지붕 및 벽 구조의 전단계수(Shear modulus)와 두께를 나타낸다.

소재대체 이전의 초기 차체구조의 경우,

$$\oint \frac{ds}{G_i t_i} = \left(\frac{B}{Gt_{uo}} + \frac{B}{Gt_r} + \frac{2H}{Gt_w}\right) \tag{27a}$$

이고, 소재대체 이후의 경우,

$$\oint \frac{ds}{G_i t_i} = \left(\frac{B}{G_u t_u} + \frac{B}{Gt_r} + \frac{2H}{Gt_w}\right) \tag{27b}$$

이다. 여기서 G_u은 소재 대체된 하부소재의 전단계수 이다. 식 (27a), (27b)로부터 소재대체 전후에 동일한 비틀림 강성을 가지려면, 다음 식 (28)을 만족하는 두께를 가져야 한다.

$$t_u = \frac{Gt_{uo}}{G_u} \tag{28}$$

Fig. 4 (b)와 같이 소재대체를 하였을 때 차체구조의 경량화 문제는 지붕구조와 벽 구조에 변경이 없으므로 하부구조만의 경량화 문제로 단순화 된다. 따라서 하부구조 소재대체 경량화 설계는 식 (29)와 같은 최적화 문제로 표현될 수 있다.

$$Min[m_u = BLt_u\rho_u] \text{ for constant } S_T \tag{29}$$

식 (28)을 식 (29)에 대입하면 식 (29a)과 같은 최적화 문제로 변환된다.

$$Min[m_u = BL\frac{Gt_{uo}}{G_u}\rho_u] = [BLGt_{uo}]\ Min(\frac{\rho_u}{G_u}) \tag{29a}$$

여기서 B, L, G, t_{uo} 은 일정한 값을 갖는 상수이므로 일정 비틀림 강성 조건에서 차체중량을 최소화하려면 다음 R_3를 최대로 하는 소재가 필요하다.

$$R_3 = \frac{G_u}{\rho_u} \tag{30}$$

그런데 전단계수 G는 종탄성계수 E의 항으로 나타낼 수 있으므로 식 (30)는 식 (6)의 R_1을 최대로 하는 재료를 선정하는 것과 동일한 문제가 되어, 그 결과는 Fig. 5와 Table 1과 같다.

2.2.5 일정 비틀림 강도 조건에서 하부구조의 소재대체 경량화

비틀림 하중(T)을 받는 얇은 튜브에 발생하는 전단흐름 (q)은 식 (31)과 같다.

$$q = \frac{T}{2A} \tag{31}$$

여기서, $A=BH$ 이며 차체 단면의 면적을 나타낸다. 이때 하부에 발생하는 전단응력은 식 (32)와 같다.

$$\tau_u = \frac{T}{2BHt_u} \tag{32}$$

식 (32)는 순수전단 응력상태이므로 Von Mises 항복 조건을 적용하여 소재 대체된 하부의 허용 전단강도를 구하면 식 (33)과 같다.

$$\tau_{uf} = \frac{\sigma_{uf}}{\sqrt{3}} \tag{33}$$

따라서 식 (32), (33)로부터 초기 하부 구조의 비틀림 강도에 해당하는 비틀림 모멘트(T_f)를 견디는 소재 대체 설계된 하부의 두께는 식 (34)와 같다.

$$t_u = \frac{\sqrt{3}\ T_f}{2BH\sigma_{uf}} \tag{34}$$

여기서 초기 하부 구조의 비틀림 강도에 해당하는 비틀림 모멘트(T_f)는 식 (34)에서 소재대체 이전의 하부두께 및 허용응력을 대입하면, 식 (35)와 같다.

$$T_f = \frac{2BH\sigma_f t_{uo}}{\sqrt{3}} \tag{35}$$

따라서 식 (34), (35)로부터 일정 비틀림 강도(T_f) 조건 하에서 소재 대체 설계된 하부두께는 식 (36)과 같다.

$$t_u = \frac{\sigma_f}{\sigma_{uf}} t_{uo} \tag{36}$$

한편 일정 비틀림 강도 조건으로 소재대체 할 때 차체구조의 경량화 문제는 지붕구조와 벽 구조에 변경이 없으므로 하부구조만을 경량화 하는 문제로 단순화 된다. 따라서 하부구조 소재대체 경량화 설계는 식 (37)과 같은 최적화 문제로 표현될 수 있다.

$$Min[m_u = A_u L\rho_u] \text{ for constant } T_f \quad (37)$$

그리고 식 (36)을 식 (37)에 대입하면 식 (38)과 같은 최적화 문제로 변환된다.

$$Min[m_u = LBt_u\rho_u] = BL\sigma_f t_{uo} \cdot Min[\frac{\rho_u}{\sigma_{uf}}] \quad (38)$$

여기서 B, L, σ_f, t_{uo} 는 일정한 값을 갖는 상수이므로 식 (39)의 R_2를 최대로 하는 소재가 일정 비틀림 강도 조건에서 최대 경량화를 달성할 수 있다.

$$R_2 = \frac{\sigma_{uf}}{\rho_u} \quad (39)$$

식 (39)은 식 (15b)와 일치하며, 이를 분석하기 위하여 각종 구조재료에 대하여 R_2를 도식화 한 Fig. 7의 강도-밀도 도표를 이용할 수 있다. 즉 R_2를 최대로 하는 소재는 Fig. 7에서 기울기 σ_f/ρ가 일정한 직선에 평행한 사선을 그어서, 이 사선을 기준으로 최상단에 위치하는 재료를 사용할 때 최대 경량화 효과를 얻을 수 있다.

일정 비틀림 강도 조건하에서 구한 각종 소재의 경량화 수준을 비교하면 Table 2와 같다. Table 2에서 강재, 스테인레스 강, Mg 합금, Al 합금, Ti합금, GFRP, CFRP등의 순서로 비강도가 높고, 보통 강재와 비교할 때 스테인레스 강은 42%, Al 합금은 64%, 그리고 Ti합금, GFRP, CFRP등은 80% 이상 경량화가 가능하다.

3. R_1, R_2 지수를 이용한 하부구조의 소재대체 경량화 설계 사례

하부구조의 두께가 10(mm), 지붕구조 2.3(mm), 벽 구조 3.5(mm)인 어떤 알루미늄 차체에서 하부구조 압축 최대응력이 허용 강도 조건을 정확하게 만족시키고, 굽힘강성(굽힘 처짐량)은 설계 제한 조건에는 30%의 여유가, 그리고 굽힘 및 비틀림의 강도 조건과 비틀림 강성은 충분한 여유가 있을 경우, 하부구조의 소재별 대체 경량화 비율을 구하는 문제를 예로 들어보자.

굽힘 및 비틀림의 강도 조건과 비틀림 강성은 충분한 여유가 있다고 가정하였으므로 소재대체 이론을 적용할 필요가 없다.

압축강도 및 굽힘강성 조건을 고려하여 모재(Al 합금)와 다른 소재를 하부구조에 적용할 때 하부구조의 두께를 구하는 과정은 다음과 같다.

- 굽힘강성이 모재와 같이 설계제한조건에서 30% 여유가 있을 때에는 소재대체 전후에 식 (4)의 $E \cdot t_u$가 일정하다는 조건으로 대체소재들의 두께를 구한다(경우①).
- 굽힘강성이 설계제한조건을 정확히 만족하는 0% 여유조건에서는 식 (1) 처짐량 식의 변수 $E \cdot I$의 값을 이용하여 초기 굽힘강성 여유만큼 추가로 굽힘처짐을 허용한다. 즉 굽힘강성에 30% 여유가 있을 경우, 초기 굽힘 처짐량의 1.3배를 만족하도록 대체소재들의 하부구조 두께를 구한다(경우②).
- 압축강도 여유가 허용 강도 조건을 정확하게 만족시키는 조건은 소재대체 전후에 식 (20)의 $\sigma_f \cdot t_u$가 일정하다는 조건으로 대체소재들의 두께를 구한다.

첫 번째 경우로 알루미늄 차체의 굽힘강성 여유(30%)와 압축강도 여유(0%)를 고려하여 하부구조에 CFRP, GFRP, Mg합금 소재를 대체할 때 얻을 수 있는 경량화 효과는 Table 4와 같이 구해진다.

두 번째 경우로 알루미늄 차체의 굽힘강성 여유(0%)와 압축강도 여유(0%)를 고려하여 하부구조에 CFRP, GFRP, Mg합금 소재를 대체할 때 얻을 수 있는 경량화 효과는 Table 5와 같이 구해진다.

Table 4, 5와 같이 고려중인 대체소재들에 대하여 강도 및 강성의 여유를 산출 비교하여 둘 중 낮은 여유가 경량화 설계를 지배하는 것으로 결정하면 된

Table 4 An example on weight reduction of under-frame (Stiffness margin = 30%)

하부구조	굽힘강성 여유	굽힘강성 경량화 비율	압축강도 여유	압축강도 경량화 비율	설계제한조건 판정	하부구조 경량화 비율
Al합금	30% (t=10)	**0%**	0% (t=10)	**0%**	압축강도	0%
CFRP	30% (t=9.07)	**40%**	0% (t=3.66)	76%	굽힘강성	40%
GFRP	30% (t=23.74)	**-49%**	0% (t=6.32)	60%	굽힘강성	-49%
Mg 합금	30% (t=14.91)	**-10%**	0% (t=9.76)	28%	굽힘강성	-10%

Table 5 An example on weight reduction of under-frame (Stiffness margin = 0%)

하부 구조	굽힘 강성 여유	굽힘 강성 경량화 비율	압축 강도 여유	압축 강도 경량화 비율	설계 제한 조건 판정	하부 구조 경량화 비율
Al합금	0% (t=7)	30%	0% (t=10)	**0%**	압축 강도	0%
CFRP	0% (t=4.19)	**72%**	0% (t=3.66)	76%	굽힘 강성	72%
GFRP	0% (t=10.96)	**31%**	0% (t=6.32)	60%	굽힘 강성	31%
Mg합금	0% (t=6.88)	49%	0% (t=9.76)	**28%**	압축 강도	28%

다. 본 사례의 경우에는 CFRP, GFRP는 강성 여유 값이 Mg합금은 강도 여유 값이 경량화를 제약하는 설계요소이다. 즉 소재대체에 의하여 경량화를 제약하는 설계요소가 변하게 되므로, 초기 설계의 경량화 제약요소에 보상할 수 있는 대체소재를 적용하는 것이 경량화에 유리하다.

본 사례에서 CFRP는 높은 비강성/비강도 값을 가지므로 하부구조를 소재 대체할 경우, 하부구조의 중량을 72%정도 경량화 할 수 있으며 GFRP는 낮은 비강성 값을 가지지만 굽힘강성 여유가 30%일 경우 하부구조를 소재 대체할 경우 하부구조의 중량을 31%정도 경량화 할 수 있다. 반면에 Mg합금은 굽힘 강성 여유를 30%로 고려하더라도 압축강도조건의 여유가 낮기 때문에 28%정도 경량화가 가능하다.

4. 유한요소법을 이용한 하부구조의 소재대체 경량화 설계 사례의 검증

하부구조 소재대체 경량화 예측사례를 검증하기 위해 Altair사의 Hyperworks를 이용하여 Fig. 9와 같이 평균 50mm의 크기의 88,532개의 쉘(shell)요소와 88,759개의 절점을 이용하여 box형 모델을 구성하였고 선형해석을 수행하였다. 다양한 hybrid 모델의 구성 및 해석을 위해 box형 모델(전체 Al합금)에 철도차량에 현실적으로 적용 가능한 CFRP, GFRP, Mg합금을 하부구조에 적용하였다.

Fig. 10과 같이 임의의 대차 연결부위에 구속조건을 부여하였고 Fig. 9와 같이 수직하중은 차체를 단순 box형 모델로 가정하였기 때문에 하부구조와 측

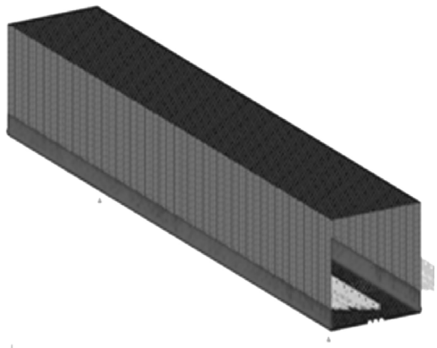


Fig. 9 The simple box model

Fig. 10 Boundary conditions

Table 6 Dimension of the box model

항 목	제 원	항 목	제 원
길 이	19,500(mm)	하부구조두께	10(mm)
폭	3,120(mm)	지붕구조두께	2.3(mm)
높이	2,564(mm)	벽 구조두께	3.5(mm)

Table 7 Loading condition

하중조건	크 기
수직하중	52,640 (kg)

Table 8 Property of the materials

	탄성계수 (kg_f/mm^2)	밀 도 (kg_f/mm^3)	허용응력 (kg_f/mm^2)
Al alloy	7,000	2.7×10^{-6}	21.92
CFRP	7,714	1.8×10^{-6}	59.88
GFRP	2,949	1.7×10^{-6}	34.69
Mg alloy	4,694	2×10^{-6}	22.45

벽구조의 접합부에 작용하였다.

Table 4, 5의 소재별 하부구조의 두께 값을 적용한 하이브리드모델을 이용하여 구조체 하중시험의 수직하중시험조건에서 유한요소해석을 수행하였다.

유한요소법을 이용한 해석결과로 구해진 모델별 하부구조의 총 처짐량은 Table 9와 같다.

Table 9 FEM results

하이브리드 모델	굽힘강성여유(30%)		굽힘강성여유(0%)	
	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)
Al합금	10	4.25	4.615	5.13
CFRP	9.07	4.27	4.187	5.16
GFRP	23.74	4.27	10.958	5.14
Mg합금	14.91	4.27	6.883	5.14

Table 10 Theoretical results for deflection of under-frame

하이브리드 모델	굽힘강성여유(30%)		굽힘강성여유(0%)	
	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)
Al합금	10	2.58	4.615	3.36
CFRP	9.07	2.58	4.187	3.36
GFRP	23.74	2.58	10.958	3.36
Mg합금	14.91	2.58	6.883	3.36

Table 11 Theoretical results for deflection of side wall

하이브리드 모델	굽힘강성여유(30%)		굽힘강성여유(0%)	
	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)	하부구조 두께 (mm)	굽힘 처짐량 (mm)
Al합금	10	2.32	4.615	2.32
CFRP	9.07		4.187	
GFRP	23.74		10.958	
Mg합금	14.91		6.883	

해석결과의 총 처짐량에는 굽힘에 의한 하부구조의 처짐량과 측면 벽 구조에서 수직전단변형에 의한 처짐량이 포함된 것이다. 이를 고려한 굽힘과 수직전단 이론식에 의한 처짐량은 각각 Table 10, 11과 같다.

Table 10에서 하부구조의 처짐량은 식 (1)의 $E \cdot I$에 하부구조에 모재와 다른 이종소재를 적용한 식 (40)의 상당굽힘강성계수 $(E \cdot I)_{eq}$를 이용하여 구할 수 있다.

$$(E \cdot I)_{eq} = E_b \cdot (H - Y_N)^2 \cdot A_r + 2 \cdot E_b [I_{wo} + (\frac{H}{2} - Y_N)^2 \cdot A_w] + E_u Y_N^2 A_u \qquad (40)$$

이론적인 계산결과 예측사례의 굽힘강성(굽힘 처짐량) 여유 30%를 만족시킨다.

그리고 Table 11의 처짐량은 수직전단력에 의한 Al합금 측면벽의 처짐량으로서 일정하며, 식 (41)에 의해 구해진다.

$$\lambda_s = \frac{P_s \cdot \ell}{A \cdot G} \qquad (41)$$

Table 10, 11의 이론적 처짐량의 합과 유한요소 해석결과의 총 처짐량은 유사하며, 또한 하부구조 소재대체 경량화 설계에서 예측되는 경량화율과도 유사한 결과이다.

5. 결 론

본 연구를 통하여 얻은 주요 결과 및 결론은 다음과 같다.

1) 본 연구에서 유도한 소재 대체 경량화 지수(R_1, R_2)는 기본설계 단계에서 하부구조의 소재 변경에 의한 경량화 효과를 정량적으로 분석할 수 있는 수단을 제공해 준다.
2) 본 소재대체 경량화 지수를 이용하면 하부구조를 소재대체 설계할 때에도 강도 및 강성의 설계여유와 R_2/R_1 값을 산출하여 경량화 비율을 예측할 수 있다.
3) 강재 하부구조를 일정 강도 및 강성 조건에서 소재대체 설계할 경우, 경량소재의 낮은 강성특성으로 인하여 CFRP 소재 외에는 경량화를 달성할 수 없다. 그러나 강성조건에 여유가 있는 설계의 경우에는 다른 경량소재 대체로도 추가적인 경량화가 가능하다.
4) 본 연구의 R_1, R_2 지수를 이용한 하부구조 소재대체 경량화 예측 및 최적화 기법은 유한요소 해석결과와 잘 일치하였다.

추후 실제 차체와의 연계성을 높이기 위하여 출입문 등 cut-out 부와 연결기 브라켓 등 응력집중부위를 고려한 소재대체 설계 기법으로 발전시키는 것이 필요하다.

References

1) W. Brocker and R. D. Rosenberger, “Light Weight Potentials in Coach Body Structures of High-speed Trains,” Proceedings of WCRR,

Vol.D, pp.713-721, 1997.
2) D. Swan, C. Nev and J. Carruthers, Affordable Rail Vehicles, Bodyshells Seminar of Advanced Railway Research Center, United Kingdom, 1994.
3) N. Tagawa, H. Yamashiro and K. Kadota, "Development of New Carbody Structure for High Speed Train," Proceedings of the International Conference on Speed-up Technology for Railway and Maglev Vehicles, Vol.1, pp.477-481, 1993.
4) T. 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, pp.65-72, 1993.
5) S. Matsuoka and T. Nakumura, "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) J. S. Koo, "A Study on the Conceptual Design for the Material Substitution of Rolling Stock Structures," Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol.17, No.2, pp.171-181, 2004.
7) J. S. Koo, H. J. Cho, Y. S. Jeon and S. K. Cheong, "A Study on the Conceptual Design of Carbodies with Shell Type Sections for Weight Reduction Using the Material Substitution," Conference Proceedings of Korean Society for Railway, pp.186-186, 2005.
8) G. Dioter, Engineering Design, a Material and Processing Approach, McGraw Hill, Boston, 1983.
9) G. Lewis, Selection of Engineering Materials, Prentice Hall, Inc., USA, 1990.
10) M. F. Ashby, Materials Selection in Mechanical Design, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1999.
11) M. F. Ashby, "Multi-objective Optimization in Material Design and Selection," ACTA Materialia Millenium Issue, Vol.48, pp.359-369, 2000.
12) J. S. Koo and H. S. Jung, "A Study on Material Substitution Design and Evaluation Method for Structural Components of Rolling Stocks," Transactions of KSAE, Vol.12, No.4, pp.74-84, 2004.
13) P. Sirisalee, M. F. Ashby, G. T. Parks and P. J. Clarkson, "Multi-criteria Material Selection in Engineering Design," Advanced Engineering Materials, Vol.6, pp.84-92, 2004.
14) J. S. Koo and H. J. Cho, "A Method to Estimate the Weight-reduction of Hybrid Bodyshells by Material Substitution," The Korean Society for Railway, Vol.9, No.6, pp.635-643, 2006.
15) E. F. Bruhn, Analysis & Design of Flight Vehicle Structures, S. R. Jacobs & Associates, Inc., USA, 1973.
16) D. M. Chun, S. H. Ahn and J. D. Jang, "Construction of Web-based Material Database and Case Study of Material Selection for Automotive Engine Pulley," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.107-114, 2006.