

스틱모델에 의한 차체 경량화 설계

Light Weight Vehicle Design by Stick Model

김 천 욱*, 김 지 흥**
C. W. Kim, J. H. Kim

ABSTRACT

A method of weight evaluation of the load-bearing structural elements of cars is presented and the weight ratio of the analysis model is investigated. Replacing the materials of floor elements of the car into the high-strength steel, a considerable weight-reduction of the model has been obtained.

The 1500cc model is selected for the present study and the stick model analysis is employed for the structural analysis.

The torsional stiffness of the weight-reduced model is also evaluated and it is shown it has a reasonable rigidity.

The ratio of the weight of the load-bearing structural elements to the unladen vehicle weight of cars is about 0.12 for the 1500cc model and the weight-reduction of this study can be obtained around 17% of the weight of the load-bearing structural elements.

KEY WORDS:

- load-bearing structural element (순수강도 부재)
- high-strength steel (고장력강)
- stick model (스틱모델)
- strength estimation (강도평가)
- unladen vehicle weight (공차중량)
- weight-reduction (중량감소)
- light weight design (경량화설계)
- method of weight evaluation (중량계산법)

1. 서 론

차량의 경량화는 자원의 절약, 연비(燃費) 개선, 동력성능의 향상을 위한 수단 뿐만 아니라 설계의 양분을 판정하는 기준으로도 취급된다. 1970년대 이전까지만 하여도 안전성과 고성능을 위해 차량의 중량은 증가추세에 있었지만 1973년 제1차 오일쇼크로 인하여 연비문제가 심각하게 대두되면서 차량의 중량은 하향곡선을 그리기 시작하였다.¹⁾ 그러나 요즘

* 연세대학교 기계공학과

** 연세대학교 대학원 기계공학과

음은 고성능화와 장비의 충실을 다지기 위해 다시금 조금씩 증가추세를 나타내고 있으나 차량의 중량은 생산비의 절감과 성능향상을 위하여 되도록 가벼운 것을 지향해야함은 이론의 여지가 없다.

경량화를 위한 방법은 구조의 합리화, 경량재의 사용, 소형화(down-sizing) 등이 있는데²⁾ 그 동향은 나라마다 상황에 따라 다르다. 구조의 합리화를 통한 경량화는 고장력강관의 사용확대와 각 부재에 대한 강성배분의 최적화가 기본으로 되어 있다. 일찌기 1950년대에 강성의 효율을 높이기 위한 일환으로 캐딜락의 바닥프레임을 X형태로 한 것에서 그 예를 찾을 수 있다.³⁾ 또한, 1977년 Augustus⁴⁾는 GM승용차 Vega를 통하여 얻은 실험적인 자료로부터 새로운 모델링과 해석을 실시하고 차량중량의 3.4%를 감량하면서 자동차의 구조적 효율성을 높이는 방법으로 경량화의 가능성을 보여 주었다.

1979년 Bennett⁵⁾는 경량화를 다루는 수단 of 한가지로써 수학적으로 처리가 쉬운 구조적 최적기법에 대하여 연구하면서 차체 초기 설계시에는 전체구조를 해석과 처리가 용이한 보요소만으로 나타내는 것이 유효함을 강조하였다.

이러한 연구에 힘입어 GM에서는 소형화, FF화, 재료의 대체 등을 통하여 1978년부터 1986년까지 차량 중중량의 24~31%의 대폭적인 경량화가 이루어져 왔다.⁶⁾ 그러나 86년 이후에는 그러한 대폭적인 경량화가 거의 일 단락되고 요즘은 주로 철저한 구조합리화와 알루미늄이나 복합재 등의 사용을 확대함으로써 경량화문제를 해결하고 있다.

1981년 Fenyas⁷⁾는 이러한 경량재 중에서 고장력강관, 알루미늄, 그리고 graphite epoxy 등 각각에 대한 감량능력을 연구하고 고장력 강관으로의 대체를 위한 방식을 제시하였다. 실제로 GM에서는 알루미늄이나 플라스틱을 사용하여 1970년도의 차중보다 약 37.5%정도가 감소된 차량을 얻게 되었고,⁸⁾ EC국가나 일본의 경우는 소형차가 주종인 관계로 경량화가 용이하지는 않지만, 독일에서는 Benz

의 모델을 새로이 개선하고 부품의 경량화를 통하여 전체중량의 6~9% 정도를 감량하였다.⁹⁾

일본의 경우, 차체해석에 관한 주요한 연구 중 하나는 1963년에 발표된 Ken Kirioka¹⁰⁾의 연구이다. 이것은 항공기 구조해석에서 쓰이는 모노코크구조¹¹⁾ 개념을 도입하여 차체해석에 응용한 것으로써, 그는 판과 보가 결합된 소위 세미모노코크구조를 개구부(cut-out)가 많은 차체의 강도를 담당하는 주요구조로 본 것이다. 그리하여 이 구조로 이루어진 실차모델을 제작하고 이러한 구조의 타당성을 실험으로 확인하면서 차체해석의 한 방법을 제시하였다. 또한 일본은 이미 1949년부터 준비해온 '자동차 강도규준'을 1964년에 '자동차 부하계산기준'¹²⁾으로 완성함으로써 자동차의 설계 및 해석의 기준을 설정해 놓았다. 이러한 강도해석의 발전으로 일본의 경량화동향은 주로 경량재의 사용을 통해 이루어졌는데 1973년 이후로는 일반강의 비율을 줄이고 비철금속 및 합성수지 또는 특수강의 비율을 증가하여¹³⁾ 차체 투영면적당 중량에서 2~5%의 경량화를 추진하여 오고 있다. 한편, 차체의 각 부분에 대한 피로수명을 연구하고 그로부터 경량화문제를 다룬 것이 있는데 Honda¹⁴⁾는 구조변경을 통하여 판재의 두께를 줄이고 輕量空(lightening hole)의 수를 늘리므로써 약 10%정도의 감량비율을 얻게 되었다. 그는 이 방법을 'S-L(Stress-Life)방법'이라 하고 여기에 최적기법을 가미하여 경량화를 위한 새로운 해석적 방법의 하나로 개발하였다.

보통 유한요소법으로 차체를 모델링하여 해석할 때에는 좀 더 정확한 결과를 설계에 반영하기 위하여 연결(flexible joint)이나 부재에 대한 하중의 편심효과 또는 곡률의 영향 등을 고려하는 경우가 있다.¹⁵⁾ 그러나 이와같은 자세한 내용의 모델화방법은 차체와 구성부재의 형상이 이미 갖추어진 상태에서 설계의 수정 또는 보완을 위하여 실시하는 것이므로 전반적인 검토와 평가를 통해 차량의 목표값을 결정하는 초기의 설계단계에서는 오히

러 단순하면서도 변경의 폭이 넓은 모델화 및 해석방법이 더욱 가치를 갖게 된다.

1986년 Chon¹⁶⁾은 차체해석을 위한 새로운 모델로써 소위 스틱모델 (Stick Model)을 제시하였는데 이는 차체를 판 (sheet metal)이 제외된 단지 보 (beam)로만 이루어진 구조물로 보아 해석이 까다로운 차체를 수학적 처리가 용이하도록 바꾼 것이다.

저자들은 Chon이 제시한 스틱모델의 방법에 소위 등가이론¹⁷⁾¹⁸⁾을 이용하여 차체의 기획설계단계시에 부재의 단면을 결정하는 차체 설계법¹⁹⁾을 수립하였다.

차체 설계방법은 각 나라에서 나름대로의 설계법에 의존하고 있는 바²⁰⁾ 이상과 같이 경량화를 다루는 기존의 연구들은 재료의 대체를 통한 중량감소를 파악하기 위하여 이미 알고 있는 도면상의 단면적과 부재길이를 이용하고 있다.

본 연구에서는 저자가 제시한 차체설계법을 이용하여 차체 강도부재의 중량을 계산하므로써 순수강도부재의 중량비율을 파악하고 재료의 변경이 가능한 바닥부분을 고장력강판으로 바꾸어 동일한 설계과정을 거치므로써 대체재료의 감량비율을 연구하여 본 설계법이 경량화설계에 실제로 이용될 수 있음을 보이고자 한다.

2. 강도부재의 중량계산

2.1 중량계산의 목적

차량의 중량은 제작초기의 개념설정시에 차량가격을 결정하는 주요사항입과 동시에 차량의 성능을 좌우하는 요인중의 하나이다. 그중에서도 차체의 강도부재는 차량의 부하를 담당하는 구조물로서 경량화설계의 대상이 되는 부분이므로 이에 대한 중량파악은 더욱 중요한 의미를 갖는다. 경량화문제를 해결하기 위해서는 먼저 경량화의 대상이 되는 부분의 중량이나 총중량에 대한 중량비율을 알아야 하며 재료의 대체로 인한 감량을 타당한방법에 의하여 산출할 수 있어야 한다. 그러나 기존의 연구중에는 이러한 강도부재의 중량을 산

출하는 일련의 방법을 제시한 것이 없으며 중량계산에서 가장 중요한 단면적의 결정은 기지의 값을 사용하는 것이 통례로 되어 있다. 따라서 차체부재의 일부를 재료의 대체를 통하여 경량화하고자 할 때는 먼저 대상부재의 범위를 선정하고 중량비율을 파악한 후 단면의 크기를 결정하여 대체재료의 강도평가를 거치므로써 감량능력을 검토하는 것이 순서이므로 대상부재의 중량계산은 절대적으로 필요한 과정이다.

2.2 강도부재의 중량도출

경량화의 대상이 되는 강도부재의 중량을 알아내기 위하여 승용차의 각 부분별 하중을 파악한다. 순수강도부재의 중량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W_f = W_T - (W_P + W_E + W_S + W_b) \quad (1)$$

여기서 W_f : 순수강도부재의 중량

W_T : 차량 총중량

W_P : Pay Load (승차인원중량 + 하물중량)

W_E : 엔진 및 샤프 부품중량

W_S : 의장품 및 하부스프링중량

W_b : 보디에서의 각종 판넬 및 bracket 중량

따라서 공차중량에 대한 순수강도부재의 중량비율(α)은 다음과 같다.

$$\alpha = \frac{W_f}{W_T - W_P} \quad (2)$$

이 때, W_P 와 W_E 는 집중하중으로, W_S 와 W_b 는 분포하중으로 작용하게 된다.

2.3 부재의 중량계산법

부재의 중량을 계산하기 위해서는 그 단면적과 길이가 결정되어야 하므로 참고문헌¹⁹⁾에서 제시한 방법에 의하여 다음과 같이 구한다.

차체를 하나의 단순보 (simple beam)로 보고 전체하중이 여기에 작용하는 것으로 가정하여 최대굽힘모멘트 (M_{max})를 구한다. 이 때 재료의 허용응력을 σ_a 라 하면 이 때에 요구

되는 보의 단면계수 (Z_0)는 다음과 같다.

$$Z_0 = \frac{M_{max}}{\sigma_a} = \frac{M_{max}}{\sigma_B/S} \quad (3)$$

단, σ_B 는 재료의 인장강도, S 는 안전율
이 때, 보다가 형성되면 보로 가정된 바닥 프레임의 하중분담은 줄어들게 되므로 그 하중분담계수를 β 로 하면 바닥프레임의 소요 단면계수 (Z_f)는

$$Z_f = \beta \cdot Z_0 \quad (4)$$

다음에 보다부재의 단면계수를 구하기 위하여 기존의 차량에서 바닥프레임의 단면계수값에 대한 보다 각 부재의 단면계수값 (Z_i)의 비 λ_i 를 구하여 이용한다. 즉,

$$Z_i = \lambda_i \cdot Z_f \quad (5)$$

여기서 부재의 단면형상은 아직 구체적으로 결정되지 않았으므로 우선 벽두께가 t_i 이고 가로세로의 비가 1:2인 사각관으로 가정하면 강도평가에 필요한 단면값들을 구할 수 있다. 강도평가에서 충분한 결과가 나오게 되면 부재의 단면형상을 가정에서부터 실단면의 형상으로 변환한다. 먼저 기존단면에서 단면계수 (Z_f)와 단면적 (A_f)을 벽두께 (t_f)에 대한 함수로 표시한다. 즉,

$$Z_f = f(t_f), \quad A_f = g(t_f) \quad (6a), (6b)$$

다만, f 와 g 는 함수관계를 나타낸다.

표1 차량 각 부의 도출된 중량

(단위 : kgf)

구 분	중 량	기 호	하중형태	비 고
차 량 총 중 량	1,280.0	W_T		하물포함
승차인원 (5인)	275.0	W_P	집중하중	Pay Load
하 물	50.0			
공 차 중 량	955.0	$W_T - W_P$		
엔진사시부품	311.2	W_E	집중하중	seat 제외
의 장 품	199.5			
하 부 스 포 링	160.0			
보 디	284.3	$W_T - W_P - W_E - W_S$	분포하중	
각종관, 도아등	147.6			
Bracket, 보강재	21.9	W_b		

단면계수의 값이 변환시에 작아지지 않는다는 조건에서 식(4)와 (5)를 식(6a)와 등치하면 각 부재의 변환벽두께 (t_c)를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$t_c = f^{-1}(Z_f) \quad \text{그리고} \quad t_c = f^{-1}(Z_i) \quad (7)$$

그런데 t_c 는 표준두께가 아닐 수도 있으므로 이를 실용두께인 KS 표준두께 t_s 로 바꾸어야 한다. 따라서 식(6b)에 이 값을 대입하고 재료의 비중량과 길이를 각각 γ_i, L_i 라 하면 부재의 중량 (W_e)는 다음과 같이 된다.

$$W_e = \sum_{i=1}^n (2W_i + C_i) = \sum_{i=1}^n [2 \{A_i(t_i = t_s) \cdot L_i \cdot \gamma_i\} + C_i] \quad (8)$$

다만, n 은 부재의 갯수, C_i 는 횡부재중량이다.

이를 식(1)의 W_f 와 비교하여 위의 중량계산이 타당성을 갖는지 검토하게 된다.

2.4 중량계산 예

참고문헌¹⁹⁾에서 사용한 모델 1 (1500 cc)을 예로 들면 각 식에서 필요한 값들은 표 1과 같다.

이것에 의한 곱셈해석의 결과를 통하여 식 (1)부터 (8)까지 계산된 값들을 나타내면 표 2와 같다.

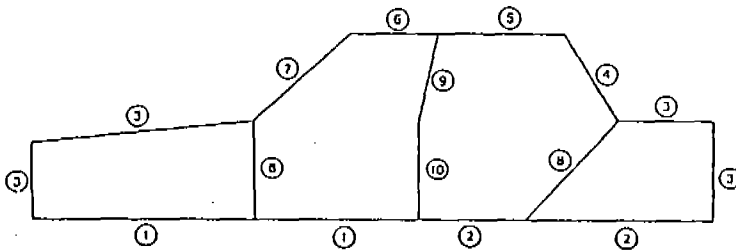
표 2 표 1의 값에 따른 식(1)~(8)까지의 계산 값
(기본단위 : [kgf], [mm])

항 목	계 산 값	항 목	계 산 값
W_f	114.8	S	$3.11 \geq 3$
α	0.12	Z_o	18263.0
M_{max}	164370.0	β	0.5
σ_a	9.0	Z_f	9132.0
σ_B	28.0		

표 1 과 표 2에서 1500cc 모델의 공차중량 955 kgf에 대한 순수강도부재의 중량비율은 12%이고 계산중량은 93.59 kgf 로써 이는 식 (1)의 114.8 kgf 에 대하여 81.5%의 중량비율을 나타낸다. 여기서 오차는 가정상태에서 발생한 차이로 생각되며 체결 및 고정을 위한 볼트와 너트, 나사, sealing, 그리고 각종 보강재 등의 중량을 고려하면 이 결과는 타당한 것으로 사료된다.

부재호칭 번호	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
λ_i	1.0	0.9966	0.6668	0.8548	0.3802	0.3644	0.303	0.8712	0.4434	1.9888
Z_i	9132	9100	6089	7806	3472	3328	2767	7956	4049	18162
$Z_t(\times t^3)$	10301	10301	7609	14143	4890	4890	5033	12622	5498	2299
$A_t(\times t^2)$	385	385	288	400	358.8	358.8	478.8	500	467.9	193.3
t_c	0.96	0.959	0.933	0.823	0.894	0.881	0.824	0.861	0.91	1.994
t_s	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	2.0
$A_t(t_t=t_s)$	385	385	288	400	358.8	358.8	478.8	500	467.9	773.2
L_i	2175	1659	2821	595	708	507	732	1379	519	591
W_i	6.85	5.02	6.38	1.87	2.0	1.43	2.76	5.42	1.91	3.59
γ_i	7.85									
ΣC_i	19.67									
W_e	93.59 (좌우대칭)									

* 부재호칭번호



3. 경량화 설계

본 연구에서의 경량화 설계과정은 참고문헌¹⁰⁾에서 보여준 바에 근거한다. 먼저 경량화의 대상이 되는 부재를 선정하고 대체재료를 결정한다. 그러면 강도부재의 단면적이

식(3)~(8)에 의해 얻어지며 이로부터 강도평가를 실시한다. 강도평가에서 결과가 타당성을 가지면 재질변화에 의한 단면계수값의 감소에 따라서 부재의 단면적이 변하고 결국은 부재의 중량이 감소한다.

이와같은 일련의 과정을 그림 1에서 흐름도

로 보여주고 있다.

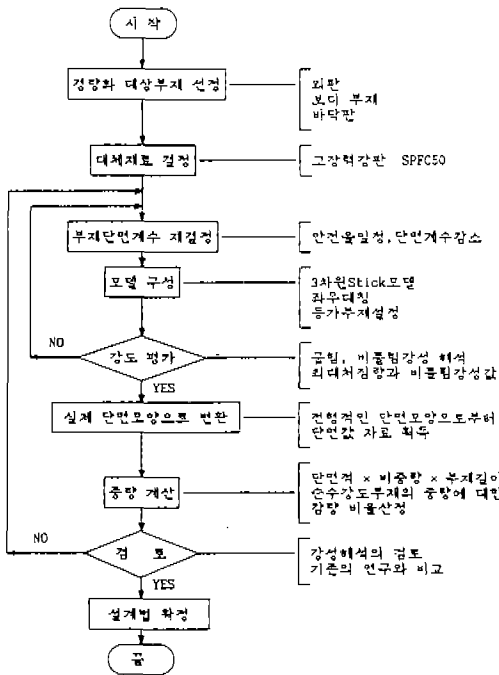


그림 1 경량화설계의 흐름도

4. 경량화설계 예

4.1 대상부재의 선정

본 연구에서 해석의 대상이 되는 차체의 대표적인 형태는 그림 2와 같다.

여기서 차체의 외판(外板)에 속하는 것들로서 지붕, 엔진후드, 트렁크 그리고 도아패널 등이 있으며 이 이외에도 좌우측 전방 펜더와 뒷쪽 측면패널이 있다. 그런데 이들 외판중에는 지붕이나 뒤쪽 측면패널과 같이 강성을 담당하기 위한 것들도 있지만 주요외판이나 내부보호를 위한 것으로서 중량면에서 차량의 약 30%를 차지하는 중량비율을 가지고 있으므로 이에 대한 경량화설계도 중요한 의미를 가질 수 있다.²¹⁾ 보디부재의 경량화는 부재의 단면을 줄이고 연결부분을 보강하므로써 강성을 높이는 방법으로 해결할 수 있는데 고장력강의 도입부는 성형성과 관계되므로 본 연구에서는 바닥부분을 대상으로 하여 경량화 문제를 다루도록 한다.

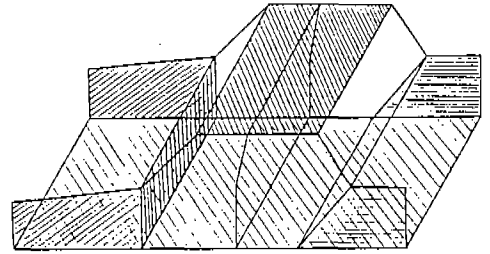


그림 2 패널이 있는 차체구조

표 3 자동차용 냉간압연 고장력강판

(KS D 3617)

종류기호	적용 두께	비고
SPFC 35	0.6 0.7 0.8 0.9	드로잉용
SPFC 38	1.0 1.2 1.4 1.6 1.8 2.0 2.3	
SPFC 40	0.6 이상	가공용
SPFC 45		
SPFC 50		
SPFC 55		
SPFC 60	2.3 이하	저항복비용
SPFC 50 Y		
SPFC 55 Y		
SPFC 60 Y	0.8 이상	저항복비용
SPFC 80 Y		
SPFC 100 Y	1.4 이하	소착경화용
SPFC 35 H	0.6 이상 1.6 이하	

4.2 대체재료의 선정

일반적으로 바닥부분의 경량화 대체재료는 고장력강판을 쓰고 있다. 표 3에서는 자동차용 냉간압연 고장력강판의 종류와 용도를 보여준다.

본 연구에서는 가공용 강판으로 쓰이는 SPFC50($\sigma_b = 50 \text{ kgf/mm}^2$)을 선정하였다.

4.3 부재의 단면값 결정

표 4는 참고문헌¹⁹⁾에서 실시한 바닥부재의 응력해석 결과를 경량화 후의 결과와 비교하여 함께 나타낸 것이다.

표 4 모델 1 (1500 cc)의 응력해석 결과

구분	부재 번호	M _b MOMENT (Kgf·mm)	Z _i (mm ²)	F(Kgf) AXIAL FORCE	AREA		σ _b (M _b /Z _i) (Kgf/mm ²)	σ _t (F/A _o) (Kgf/mm ²)	σ ₁ (σ _b +σ _t)	S	경 양 화 후				
					A _o	A ₁					Z _i	A ₁	σ _b	σ _t	σ ₁
바	6, 7	9028	9132	3.8	364.4	385.0	0.99	0.01	1.0	28.0	5114	251.5	1.78	0.02	1.8
	8, 9	10844	9132	3.8	364.4	385.0	1.19	0.01	1.2	23.3	5114	251.5	2.12	0.02	2.14
	10, 11	26001	9132	3.8	364.4	385.0	2.85	0.01	2.86	9.7	5114	251.5	5.08	0.02	5.1
	12, 13	32985	9132	3.8	364.4	385.0	3.61	0.01	3.62	7.7	5114	251.5	6.45	0.02	6.47
	14, 15	74104	9132	3.8	364.4	385.0	8.1	0.01	8.11	3.4	5114	251.5	14.50	0.02	14.52
	16, 17	76969	9132	3.8	364.4	385.0	8.43	0.01	8.44	3.3	5114	251.5	15.1	0.02	15.12
	18, 19	77089	9132	3.8	364.4	385.0	8.44	0.01	8.45	3.3	5114	251.5	15.1	0.02	15.12
	20, 21	71533	9132	3.8	364.4	385.0	7.83	0.01	7.84	3.5	5114	251.5	14.0	0.02	14.02
	22, 23	22691	9132	3.8	364.4	385.0	2.48	0.01	2.49	11.2	5114	251.5	4.4	0.02	4.42
	24, 25	7483	9132	3.8	364.4	385.0	0.82	0.01	0.83	33.7	5114	251.5	1.46	0.02	1.48
브	26, 27	10695	9132	3.8	364.4	385.0	1.17	0.01	1.18	23.7	5114	251.5	2.09	0.02	2.11
	28, 29	19590	9132	3.8	364.4	385.0	2.15	0.01	2.16	12.9	5114	251.5	3.83	0.02	3.85
	30, 31	25769	9132	3.8	364.4	385.0	2.82	0.01	2.83	9.8	5114	251.5	5.04	0.02	5.06
	32, 33	43896	9132	3.8	364.4	385.0	4.8	0.01	4.81	5.8	5114	251.5	8.58	0.02	8.6
	38, 42	30858	9132	117.4	364.4	385.0	3.38	0.32	3.7	7.5	5114	251.5	6.04	0.56	6.6
	43, 46	30858	9132	117.4	364.4	385.0	3.38	0.32	3.7	7.5	5114	251.5	6.04	0.56	6.6
	53, 54	28675	9100	91.0	363.9	385.0	3.15	0.25	3.4	8.2	5096	251.1	5.63	0.43	6.06
	55, 56	28433	9100	91.0	363.9	385.0	3.12	0.25	3.37	8.3	5096	251.1	5.58	0.43	6.01
	57, 60	19696	9100	91.0	363.9	385.0	2.16	0.25	2.41	11.6	5096	251.1	3.86	0.43	4.29
	67, 68	43533	9100	7.7	363.9	385.0	4.78	0.02	4.8	5.8	5096	251.1	8.54	0.04	8.58
인	69, 70	70793	9100	7.7	363.9	385.0	7.78	0.02	7.8	3.5	5096	251.1	13.9	0.04	13.94
	71, 75	70793	9100	7.8	363.9	385.0	7.78	0.02	7.8	3.5	5096	251.1	13.90	0.04	13.94
	76, 77	66855	9100	7.8	363.9	385.0	7.34	0.02	7.36	3.8	5096	251.1	13.12	0.04	13.16
	81, 82	22544	9100	7.8	363.9	385.0	2.48	0.02	2.5	11.2	5096	251.1	4.42	0.04	4.46

표 5 가정된 바닥프레임 부재의 단면특성치

부재* 호칭번호	단면계수 (mm ³)		벽두께 (mm)	단면적 (mm ²)	단면 2 차모멘트 (mm ⁴)	
	Z _i	Z ₁			I _{1y}	I _{1z}
①	9132	5114	1.105	251.5	69267	202315
②	9100	5096	1.104	251.1	69017	201584

* 표 2 참조

식(3)에서, $\sigma = M_b/Z_i$ 이고 $S = \sigma_b/\sigma = \sigma_b \cdot Z_i/M_b$ 이므로 굽힘 모우멘트 M_b 와 안전율 S 가 일정하고 재료가 SPC28에서 SPFC50으로 바뀔에 따라 σ_b 가 28kgf/mm²에서 50kgf/mm²으로 증가하게 되어 Z_i 는 표 5에서와 같이 Z_1 으로 감소하게 된다.

이 값을 직사각형 관으로 가정한 부재의 단면계수에 대하여 식(7)과 동일한 방식으로 벽두께를 구하면 강도평가를 위한 모든 단면값들은 이로부터 얻을 수 있다. 표 5는 그 결과를 보여준다.

4. 4 강도평가

강도평가를 위한 해석프로그램은 3차원 라멘구조 해석용으로써 보요소에 대한 유한요소 해석에 기초하여 행렬변위법으로 작성하였으

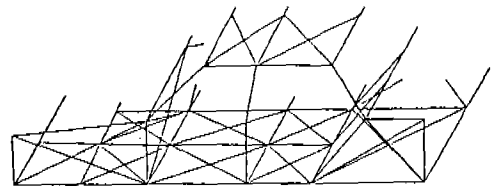


그림 3 해석을 위한 반쪽 스틱모델

며 해석모델은 차체의 중앙면에 대해 좌우대칭으로 보고 각 부재를 그림 3과 같이 강절 (rigid joint)로 연결하였다.

부재의 응력은 안전율이 일정하다는 조건에서부터 출발하였으므로 다시 해석할 필요는 없으나 굽힘 및 비틀림강성은 단면값의 감소로 인하여 변화되었기 때문에 제반하중에 대하여 굽힘해석을 통해 최대처짐을 구하고 비

틀림해석으로 차체의 강성을 검토하여야 한다. 비틀림강성은 양쪽 후륜과 앞쪽 중앙부를 단순지지로 하고 전륜위치에 상하로 각각 100 kgf의 집중하중을 주어 해석하였다.

표 5와 참고문헌¹⁹⁾에서 구한 보디부재의 단면값으로부터 실시한 굽힘해석의 결과는 그림 4와 표 4에, 비틀림해석 결과는 일본 NI-SSAN 자동차의 비틀림강성값²²⁾과 비교하여 그림 5와 표 6에 나타내었다.

4.5 단면의 변환 및 중량계산

이상에서의 부재단면은 가정된 사각관의 형태로 중량계산을 위해서는 실제단면의 형상으로 변환해야 한다. 먼저 식(7)에 의하여 실제단면으로 변환시 필요한 벽두께를 구한후 표준두께로 바꾸고 바닥판에도 동일한 두께 변화비율을 적용한다.

이와같이 하여 얻은 중량변화를 경량화 전, 후로 비교하여 표 7에 나타내었다.

4.6 검토 및 고찰

여기서는 보디부분의 부재는 변화시키지 않고 바닥부분의 프레임, 횡부재, 판에 대해서 경량문제를 다루었다. 여기서 바닥프레임만의 경우 8.36 kgf의 감소로 인해 바닥부분의 전 중량에 대하여 약 15%에 해당하는 감량비율을 얻었으며 바닥부분전체의 경우는 19.43 kgf로서 이는 순수강도부재의 중량 114.8 kgf에 대해서 약 17%정도의 중량이 감소된 결과이다. 이 값은 공차중량에 대하여 약 2% 정도의 중량감소율을 나타낸다.

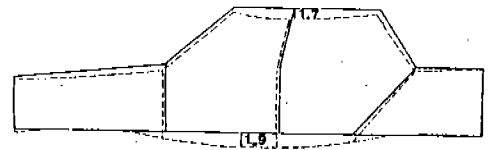


그림 4 굽힘해석에 의한 보디와 바닥부분의 최대처짐량(경량화모델)

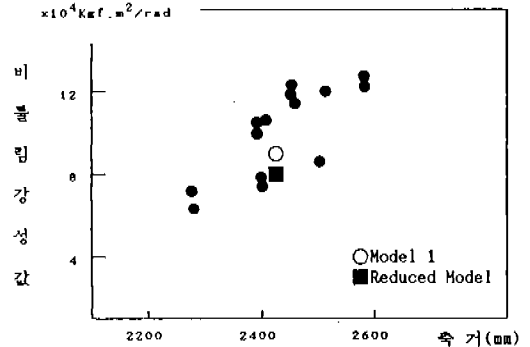


그림 5 경량화모델의 비틀림강성 비교

표 6 경량화모델의 비틀림해석 결과

구 분	경량화 전	경량화 후
비틀림강성값 kgf·m ² /rad	9.1 × 10 ⁴	8.01 × 10 ⁴

강성평가의 결과 감량하기 전보다 차체가 유연한 상태로 되었으나 그림 5에서 보듯이 문제가 될 정도는 아니며 실제 제작시에는 부재연결부위의 보강재나 조합체(assembly)로 인하여 강성이 증가되므로 충분하다고 생각된다.

이상의 결과는 기존의 결과⁷⁾와도 상응하는 것으로 본 연구가 유효함을 보여준다.

표 7 바닥부분의 중량감소

항 목	중량평가	두께 (mm)		단면적 (mm ²)		중량 (kgf)		중량감소량 (kgf)
		전	후	전	후	경량전	경량후	
바닥프레임	①	1.0	0.8	385	246	13.16	8.42	4.74
	②	1.0	0.8	385	246	10.04	6.42	3.62
바닥 횡부재	-	-	-	-	-	9.84	6.29	3.55
바닥 판	-	-	-	-	-	20.9	13.38	7.52
총 계	-	-	-	-	-	53.94	34.51	19.43

5. 결 론

본 연구에서는 경량화를 위한 수단중 고장력강관을 바닥부분에 대체하여 재료의 변경으로 인한 중량감소를 다루었다.

이를 위하여 차량의 중량내역을 산출하고 순수강도부재의 중량비율을 도출하였으며 각 부재의 중량계산을 실시하여 타당한 결과를 얻었다.

경량화의 과정은 참고문헌¹⁹⁾에서 제시한 차체의 설계방법을 따라서 행하였으며 강도평가와 중량계산을 통하여 재료대체에 따르는 중량비율을 알아보고 본 연구의 타당성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 차체 강도부재의 중량계산법을 제시하였다.
- (2) 순수강도부재의 공차중량에 대한 중량비율은 1500cc 급의 경우 12%임을 알았다.
- (3) 바닥부분을 고장력강관으로 대체하여 순수강도부재중량의 약 17%를 감량하였다.

참 고 문 헌

1. 浜田睦宏外, “승용차의 차체구조-보디”, 自動車技術, Vol. 41, No. 8, pp. 867~873, 1987.
2. 式田昌弘, 金山幸雄, “自動車の強度”, pp. 124~144. 山海堂, 일본, 1989.
3. S.L. Milliken & J.R. Parker, “New Cadillac Frame”, SAE J., pp. 20-25, 1957. 3.
4. J.A. Augustitus, M.M. Kamal, L.J. Howell, “Design through Analysis of an Experimental Automobile Structure”, SAE 770597, pp. 2186-2198, 1977.
5. J.A. Bennett, M.F. Nelson, “An Optimization Capability for Automotive Structures”, SAE 790972, pp. 3236-3244, 1979.
6. Makoto Kinutani, Yoshikatsu Hotta, Akio Miyasato, “Trend of Automobile Weight Reduction”, 自動車技術, Vol. 34, No. 10, pp. 1044-1051, 1980.
7. P.A. Fenyas, “Structural Optimization

- with Alternate Materials – Minimum Mass Design of the Primary Structure”, SAE 810228, pp. 992-1001, 1981.
8. Mechanical Engineering Report, “As Cars get smaller, Designing for Safety gets tougher”, Mechanical Engineering, pp. 32-39, 1983. 8.
9. J.H. Josche, “Gesamtkonzept und Fahrgestellaggregat der neuen Mercedes-Benz Baureihe 124”, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, pp. 265-272, 87 (1985). 6.
10. Ken Kirioka, “A Structural Analysis of the Semimonocoque Car Body”, Preprint of JSME, No. 94, pp. 75-78, 1963.
11. 김항욱, “항공기 기체구조론”, 항공대학교, 1980.
12. 일본 자동차기술회, “자동차 부하계산기준”, 일본, 1964.
13. 内藤昂太郎, “승용차의 차체구조-보디”, 自動車技術, Vol. 42, No. 7, pp. 838~844, 1988.
14. Nabuo Honda, Yukio Tanaka, Mikio Sasanabe, “Approach to Vehicle Body Weight Reduction by Fatigue Strength Analysis”, SAE 811391, pp. 4175-4182, 1981.
15. Mounir M. Kamal & Joseph A. Wolf, Jr., “Modern Automotive Structure Analysis”, Van Nostrand Reinhold Company, pp. 116-158, 1982.
16. C.T. Chon and Homa Mohammadtrab and Mohamed EL-Essawi, “Generic Stick Model of a Vehicle Structure,” SAE 860825, pp. 235-241, 1986.
17. 김천욱, 김지홍, 전홍재, “세미모노코크구조의 라멘해석”, 연세대학교 산업기술연구회 논문집, Vol. 21, No. 1(30), pp. 37~43, 1989.
18. 강석철, “사다리꼴 판-보 구조의 등가강성에 관한 연구”, 연세대학교 대학원기계공학과 석사학위논문, 1990. 2.
19. 김천욱, 김지홍, “차체해석법”, 대한기계학회 고체역학부문 학술강연회 초록집,

- pp. 52~59, 1990. 4. 21.
20. 김천욱, “차체강도설계법”, 대한기계학회지, Vol. 30, No. 3, pp. 222~230, 1990.6.
 21. 한승무, “스틱모델에 의한 차체경량화 설계연구”, 연세대학교 대학원 기계공학과 석사학위논문, 1990. 8.
 22. Naganori Itoh and Akira Ochiai, “Body Design of NISSAN PRAIRIE”, 自動車研究, Vol. 5, No. 5, pp. 14-22, 1983. 5.