

<논 문>

# 혼합모델을 이용한 차체 단면의 최적화 방법에 관한 연구

## Optimization of Body Section using Hybrid Model

고 병 식\*

Byeongsik Ko

(1999년 12월 9일 접수 ; 2000년 4월 24일 심사완료)

**Key Words** : Body Structure(차체), Vibration(진동), Finite Element Method(유한요소법), Section(단면), Joint(결합부), Design Sensitivity Analysis(민감도해석), Hybrid Model(혼합모델), Optimization(최적화)

### ABSTRACT

The optimal design problem for increasing dynamic stiffness using hybrid model, which composed of original detailed BIW(body in white) and impinged beam elements, is investigated. Using the characteristics of the beam elements and design sensitivity analysis, this approach utilizes an optimization technique to determine the optimal section properties of beam elements. The constraint is to increase the first natural frequency by five percent compared with original one. The results show that the first torsion and bending natural frequencies are increased by five percent using hybrid model and optimization. These results indicate that this optimization method can be employed to enhance the dynamic stiffness of vehicle body structure in design concept stage.

### 1. 서 론

저진동, 저소음 차량에 대한 소비자의 요구가 증대되는 추세에 따라 차량의 설계는 초기 개발 단계에서부터 여러 가지 해석기법을 이용하여 진동, 소음을 저감하기 위한 해석이 수행된다. 차량의 진동을 유발하는 가진원으로는 엔진의 폭발력에 의한 진동 및 차량의 주행시 노면으로부터의 가진이 주된 것이며, 이와 같은 가진력에 의하여 차량을 구성하는 차체, 현가, 조향장치 등 여러 가지 시스템이 각각의 강성(stiffness)을 유지하도록 설계되어야 한다. 이를 위해서는 각 시스템들 자체의 강성해석 및 동특성 해석을 통하여 목표 강성을 유지함과 동시에 가진 주파수 및 각 시스템들의 고유진동수 사이에 공명(resonance)에 의한 진동이 유발되지 않도록 설계를 하거나, 각 시스템 사이의 연결부위 고무(bush)의 강성 및 감쇠(damping)를 적절히

조절하여야 한다. 이러한 진동 특성을 만족함과 동시에 질량을 감소시켜야 하므로 최적화(optimization) 기법을 적용한 진동해석이 수행된다<sup>(1)</sup>.

차체(BIW or body-in-white)는 전체 차량의 강성을 좌우하므로 적절한 강성이 유지됨과 동시에 가벼워야 한다. 따라서 개념 및 상세설계단계에서 차체 각 부재의 단면 특성에 대한 연구가 수행되며, 중요 부재가 만나는 결합부의 강성(joint stiffness)에 대한 해석이 이루어진다. 이들 자료를 바탕으로 개념모델(concept/skeleton model) 및 상세차체 모델(detailed model)을 사용하여 정적 해석과 동특성 해석이 수행되며, 최적화 기법을 이용하여 질량이 최소로 되면서 강성을 유지할 수 있는 차체를 설계한다.

차체 및 부품의 초기 설계 및 설계 변경시, 각 설계 변수의 변화에 따른 차체 및 부품의 동특성을 반복된 시험이나 시행오차법(trial and error)을 이용한 재해석을 통하여, 최적의 설계변수 값을 결정하는 것은 많은 시간과 경비를 필요로 한다. 따라서 효율적인 저진동 차량 설계를 위하여 설계 변수의 변화에 따른 설계 민감도(design sensitivity)

\* 정회원, 미래산업 연구소

를 구하는 것이 필요하며, 이를 위해 유한요소법에 최적화 이론을 적용하여 최적의 설계변수를 결정하는 구조물 최적화 방법(structural optimization technique)이 효과적이다<sup>(2)</sup>.

저진동 차체를 구현하기 위한 동특성 최적화는 설계 초기 단계에서 개념모델을 대상으로 주요 단면을 결정하는 최적화 및 상세 설계 단계에서 상세차체모델에 대하여 최적화로 분류할 수 있다. 차체의 강성은 차량 전체의 강성에 중요한 영향을 미친다. 차체는 여러 개의 구조패널(panel) 및 보강재(reinforcement)가 용접으로 결합되어 있으므로, 각각의 부재 및 연결 부위가 차체의 특정한 강성에 얼마만큼 기여하는지를 파악해야만 효율적인 설계 개선을 구할 수 있다.

실제 차량을 운전시 신체가 느끼는 진동의 영향은 해당 차량의 전체적인 상품성 및 제품경쟁력에 많은 영향을 끼칠 만큼 중요하다. 따라서 차량진동의 최소화는 차량 설계 초기 단계에서부터 필수적이며 이를 위해 자동차 제작사들의 노력이 집중되고 있다. 이와 관련해 제작하고자 하는 차량의 초기 설계단계에서의 평가 수단이 요구되어 왔으며, 최근에는 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 설계 기법이 주로 이용되고 있다<sup>(3)</sup>.

새로운 차량의 개발을 위한 차체설계에서는 새로운 개념의 차대 또는 하부구조(platform)의 적용보다는 기존의 차량구조나 차대를 이용한 대규모 변경(major change) 개념의 설계변경을 이용하는 경우가 빈번하다. 예를 들면, 기존에 개발된 세단차량을 변경하여 컨버터블 형태(convertible type)의 차량을 개발한다거나 동적/정적인 강성의 보강 및 성능개선을 위하여 차체의 구조를 변경하고자 하는 경우가 이러한 경우이다. 이러한 설계를 위해서는 설계비용절감과 개발기간을 단축하려는 목적으로 변경대상(baseline) 차량의 해석모델을 이용한 컴퓨터를 이용한 해석(computer simulation) 작업이 필수적이다. 그 중 특히, 진동소음특성과 강성측면에서 매우 중요한 차체(BIW or Body in White)의 골격을 이루는 각 단면(section)의 특성계수가 차체(body) 전체에 미치는 영향을 분석하는 것은 매우 중요하다. 그러나 과거에 이러한 해석과정을 반복적으로 수행함에 있어서, 차체의 개발목표(target)가 되는 강성을 확보하기 위하여 필요한 최적의 크기를 가지는 단면을 보다 객관적으로 수치화하여 설계하는 데에 많은 어려움이 있었다.

따라서, 이 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위한 보다 정형화된 해석방법을 개발하고자, 기존차체의 골격을 이루는 주요 단면 내에 매우 작은 단면특성계수를 가지는 보 요소(beam element)를 삽입하여, 이러한 보 요소의 단면특성계수를 설계변수로 하여, 새롭게 요구되는 강성을 만족시키기 위한 최적설계에 관한 연구를 수행하였다. 이

러한 과정에서 혼합형태(hybrid type)의 상세차체 구조해석모델(detailed BIW finite element model)을 이용한 최적 설계방법이 제안되었다.

## 2. 민감도 해석과 최적화 이론

민감도 해석(sensitivity analysis)은 구조물의 설계변수(design variable) 변화에 대한 구조물의 목적함수(objective function) 또는 구속조건(constraint)의 변화를 나타내는 것으로 정의될 수 있다. 주파수응답에 대한 민감도해석을 하기 위해 사용하는 구조물의 진동 방정식은 일반적으로 다음과 같이 나타난다.

$$[[K] - \lambda_i [M]] \{ \psi_i \} = \{ 0 \} \quad (1)$$

여기에서  $[K]$ 는 강성행렬(stiffness matrix),  $[M]$ 은 관성행렬(inertia matrix),  $\lambda_i$ 은  $i$ 번째 고유치(eigenvalue)이며  $\{ \psi_i \}$ 은  $i$ 번째 정규 고유모드벡터(eigenvector)이다. 식 (1)에 대해  $j$ 번째 설계변수  $b_j$ 에 대한 미분을 취하면 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$[[K] - \lambda_i [M]] \left\{ \frac{\partial \psi_i}{\partial b_j} \right\} + \left[ \left[ \frac{\partial K}{\partial b_j} \right] - \lambda_i \left[ \frac{\partial M}{\partial b_j} \right] \right] \{ \psi_i \} - \frac{\partial \lambda_i}{\partial b_j} [M] \{ \psi_i \} = \{ 0 \} \quad (2)$$

식 (2)의 앞에  $\{ \psi_i \}^T$ 를 곱하고 (pre-multiplying) 정규직교조건(orthonormal condition)을 이용하면 설계변수의 변화에 대한 고유치의 변화량은 다음과 같은 수식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial b_j} = \{ \psi_i \}^T \left[ \left[ \frac{\partial K}{\partial b_j} \right] - \lambda_i \left[ \frac{\partial M}{\partial b_j} \right] \right] \{ \psi_i \} \quad (3)$$

위와 같은 민감도해석을 통해 얻어진 결과를 이용하면 구조물의 진동특성을 향상시키기 위해 어떤 부분을 변경하여야만 하는가를 판단할 수 있으나 이의 결과를 구체적으로 설계에 반영시키려면 상당히 경험이 많은 설계자가 아니면 매우 어려운 사항이다. 또한 민감도해석의 결과는 현재의 설계변수를 기준으로 계산되었기 때문에 설계변수를 변경하였을 경우에는 민감도가 변경되기 때문에 다시 민감도해석을 수행하여 설계변수를 변경하여야 한다. 최적화 기법은 이러한 일련의 과정을 자동적으로 수행하여 실제 요구되는 목적함수를 최소화하기 위한 설계변수의 변화량을 구체적으로 제시하는 방법이다. 최적화문제는 다음과 같은 수식으로 표현되며, 이는 상태방정식에 의해 구속되는 설

계변수로서 표현되는 목적함수를 최소화하는 작업을 최적화기법을 이용하여 반복적으로 수행하여 이루어진다<sup>(4)</sup>.

Minimize  $\Psi_0$

Design Variables  $\mathbf{b} = \{ b_1, b_2, \dots, b_n \}$

Subject to  $G_i \leq 0$  where  $i=1, 2, \dots, ncons$

$b_j^l \leq b_j \leq b_j^u$  where  $j=1, 2, \dots, nvar$  (4)

여기에서  $b_j$ 는 설계변수,  $\Psi_0$ 는 목적함수,  $G_i$ 는 제한조건,  $b_j^l, b_j^u$ 는  $j$ 번째 설계변수에 대한 하한치와 상한치를 나타낸다. 또한  $nvar$ 과  $ncons$ 는 설계변수의 수와 제한조건의 수를 나타낸다. 이에 관한 다수의 상용 프로그램중에서 본 연구에서는 NASTRAN의 최적화 모듈을 사용하였다<sup>(5)</sup>.

### 3. 해석모델 및 해석방법

#### 3.1 해석모델의 구성

일반적으로 컨버터블 차량은 필라부(pillar)를 포함한 루프(roof) 구조가 개방되어 있으므로 구조강성 측면에서 세단형 차량에 비해 상당히 취약하다. 따라서 이로 인한 진동특성이 세단형 승용차와는 상당히 차이가 있으며, 특히 저주파 영역에서의 진동 특성이 불리할 것으로 예상된다.

본 연구에서는 최적해석을 위한 모델로서 소형 컨버터블 차량의 상세차체모델(detailed BIW model)을 이용하였다. 이 차량모델은 기존 세단(sedan)차량을 이용하여 컨버터블 차량으로 변경하기 위한 사양으로서, 기존에 설계된 단면 특성계수(section property)로는 루프(roof)와 상부의 측면 구조(upper side structure)가 없는 컨버터블 방식에서 요구되는 강성을 충분히 만족할 수 없는 상태이다. 우선 최적설계를 수행하기 위한 유한요소 모델링(finite element modeling)을 위하여 단면 내부에 보 요소를 추가하였다(Fig. 1 참조).

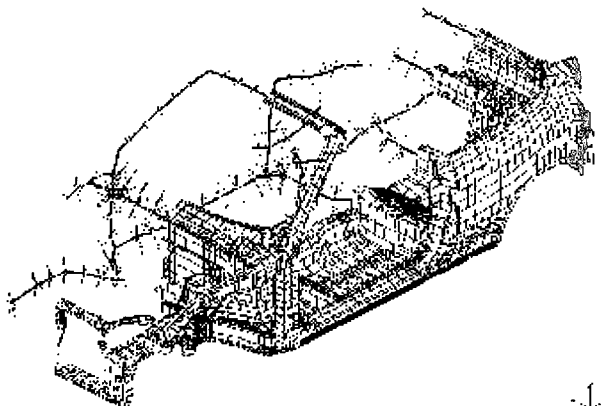


Fig. 1 Hybrid type detailed BIW FE-model

보 요소는 단면 내부의 중앙(center of gravity)에 위치하며, 보 요소 자체의 강성이 차체의 강성에 직접적인 영향을 주지 않도록 매우 작은 단면 특성계수를 가지도록 하였다. 보 요소의 길이는 유한요소의 평균적인 길이를 가지도록 모델링 하였으며, 보 요소의 노드(node)에서 나타나는 거동은 연결된 셸 요소(shell element) 단면의 각 노드에서 나타나는 거동의 합(summation)으로 정의되도록 하였다. 이러한 방법을 이용하면, 강체요소(rigid element)를 이용하여 구속할 때와는 다르게, 단면의 강성에 단순히 보의 강성이 대수적으로 합하여진 효과를 보이게 되며, 초기에 설정한 보의 강성이 매우 작으므로 단면 자체의 강성은 거의 변화가 없게 된다. 그러나 보의 강성을 설계변수로 하여 이를 증가 시킬 경우에는 단면의 강성이 증가되는 효과를 가지게 되므로, 셸 요소로 구성된 상세차체모델의 형상을 설계변수로 하는, 상대적으로 매우 복잡하고 어려운 최적해석방법을 거치지 않고도 보다 단순화 되고 가시적인 해석결과를 얻을 수 있다.

이러한 혼합차체모델을 이용한 최적설계 해석방법을 제시하기 전에는 단면의 구조에 대한 최적설계를 위하여 여러 가지 간접적인 방법이 수행되어 왔다. 상세차체모델을 이용하여 각 부재의 두께를 설계변수로 이용하는 최적설계 해석과 개념모델(concept model)을 이용하여 각각의 보 요소의 단면특성계수를 설계변수로 이용하는 해석방법이 그것이다. 그러나 상세차체모델을 이용하는 경우 설계자가 설계변경을 하기 위한 자유도가 작아지는 단계이므로 설계변경을 반영하기 어려운 점이 있고 개념모델의 경우 경향성을 추적하여 중량감소(weight reduction)와 강성보강을 위한 방향을 제시할 수는 있지만, 새로운 보강재를 추가하거나 기존 보강재의 형태를 변경하는 경우처럼 여러 개의 부재가 결합된 단면의 강성을 평가하고 변경하는 데에 필요한 자료를 효과적으로 제시하지는 못하는 단점이 있다.

#### 3.2 해석방법

정규모드(normal mode) 해석과 최적화 해석을 위하여 상용 프로그램인 MSC/NASTRAN의 고유치 해석과 최적설계기법을 이용하였다. 설계변수(design variable)로는 주요 단면의 내부에 모델링된 보 요소의 단면특성계수를 사용하였으며, 1차 비틀림모드(1st torsion mode)와 1차 굽힘모드(1st bending mode)의 고유진동수를 5% 이상 증가 시키는 것을 최적화의 구속조건으로 설정하였다. 강성의 증대를 위해서는 보 요소의 단면특성계수 중에서 면적관성모멘트(area moment of inertia)인  $I_x, I_y, J$  값의 증가가 필수적이므로 설계변수를  $I_x, I_y, J$ 로 이용하였다. 상대적으로 매우 작은 단면특성계수를 가지는 보 요소를 정의함에 있어서는 Table 1에 나타난 것과 같이 면적관성모멘트인  $I_x$

Table 1 Initial beam section properties

Beam section property	Value
Area M.O.I (mm <sup>4</sup> ) $I_x$	1.0
Area M.O.I (mm <sup>4</sup> ) $I_y$	1.0
Torsional constant $J$ (mm <sup>4</sup> )	2.0
Product of inertia $I_{xy}$ (mm <sup>4</sup> )	0.0

Table 2 해석모델의 구성

Number of GRID	20000
Number of CQUAD4 & CTRIA3	19000
Number of design variables	54 or 63

와  $I_y$ 의 값이 모두 1.0 mm<sup>4</sup>을 가지는 보 요소를 이용하였다. 또한 Table 2에는 해석모델의 구성요소를 나타내었다.

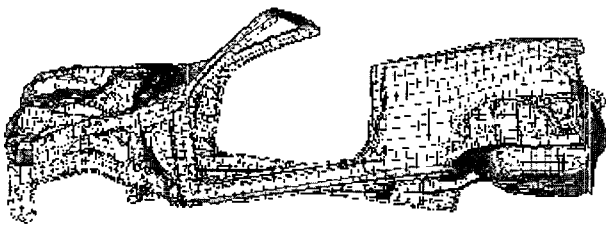
## 4. 해석결과

### 4.1 고유모드 해석

기존의 상세차체모델에 대하여 상용프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 정규모드해석(normal mode analysis)을 수행하였으며 결과를 Table 3에 나타내었다. 컨버터블 차량의 상부 및 측면 구조의 취약성으로 인해 세단 차량에 비해 1차 비틀림모드가 매우 낮은 값을 보이고 있는 것을 알 수 있다. Figs. 2와 3에 비틀림모드와 굽힘모드의 형상을 나타내었다.

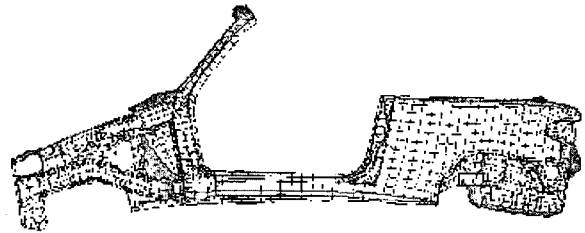
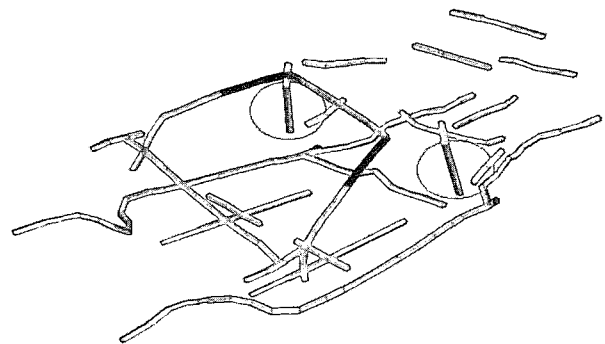
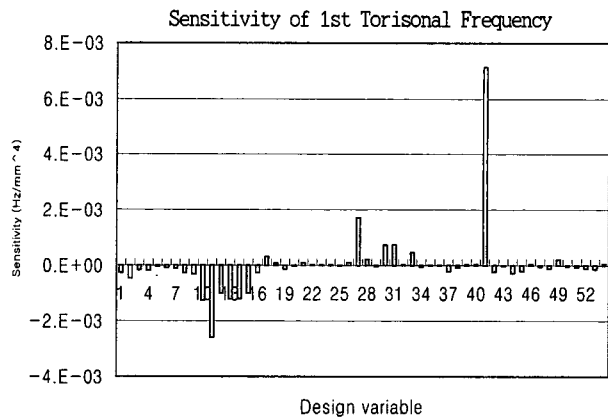
Table 3. Normal mode 해석결과 (baseline)

Mode No.	Mode shape	Frequency
1	1st torsion	11.09 Hz
2	1st bending	19.34 Hz
3	Front torsion	28.58 Hz
4	Front lateral	32.29 Hz

Fig 2. BIW normal mode result-1<sup>st</sup> torsion mode

### 4.2 민감도 해석

보 요소의 단면특성계수를 설계변수로 설정하고 1차 비틀림모드와 굽힘모드에 대한 모드 민감도해석을 수행하였다. 민감도 해석결과를 바탕으로 상대적으로 민감할 수 밖에 없는 힌지필라 결합부(hinge pillar joint)와 B-필라하단 결합부(B-pillar lower joint) 부위에 민감도가 집중되어 나타나는 것을 알 수 있었다. 이는 다음 절의 최적화 해석결과에서도 볼 수 있다. 그러나 결합부(joint) 부위는 보 요소를 이용하여 민감도를 판단할 경우, 구해진 결과를 이용한 설계적용이 매우 어렵고, 결합부 강성에 의한 영향이 무시되므로 정확한 결과를 얻을 수가 없다. 이러한 이유로 결합부 부위에는 보 요소를 이용하여 연결은 하되, 설계변수로 설정하지 않고 다시 민감도해석을 수행하였다. 그 결

Fig 3. BIW normal mode result-1<sup>st</sup> bending modeFig. 4 BIW torsion mode sensitivity result  
gray scale: white < sensitivity value < black

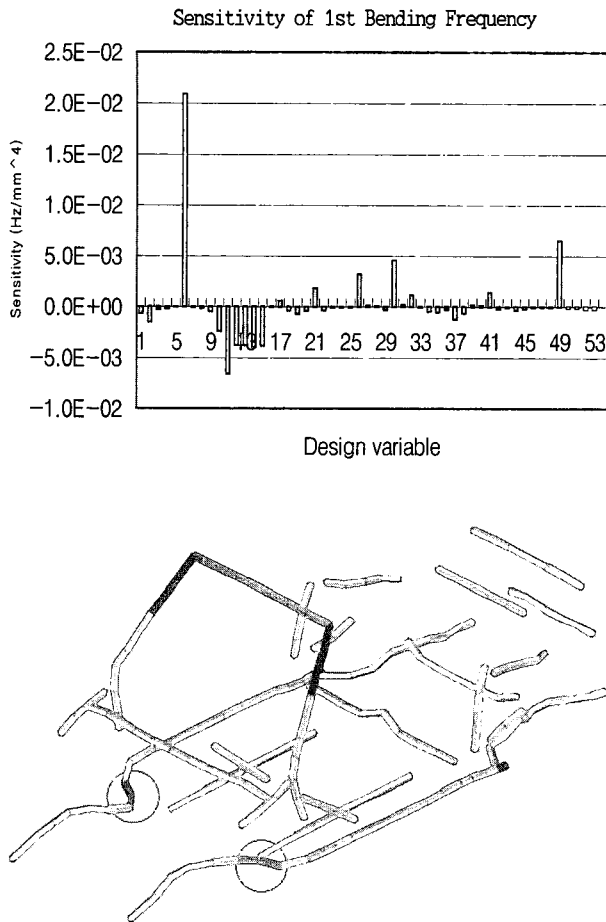


Fig. 5 BIW bending mode sensitivity result  
gray scale: white <sensitivity value <black

과, 비틀림모드에 대한 해석결과는 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 B-필라 단면(B-pillar section) 부위의 민감도가 가장 높게 나타났으며, 굽힘모드에 대한 해석결과는 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 전방종방향부재(front longitudinal member)의 꺾인 부분(A-필라 하단부의 앞쪽)에서 민감도가 높게 나타났다.

### 4.3 최적화 해석

민감도 해석의 결과를 토대로 결합부의 보 요소를 설계 변수로 이용한 경우(case 1)와 이용하지 않은 경우(case 2, case 3)로 나누어 각각 최적화 해석을 수행하였다. 최적화 해석 조건은 비틀림모드와 굽힘모드의 주파수를 증가 시키는 것을 최적화의 구속조건으로 설정하였으며, 결합부를 설계변수로 설정하지 않은 경우 보 요소의 단면특성계수의 변화범위에 따라 Case 2와 Case 3로 나누어 해석을 수행하였다(Table 4참조).

Table 4 설계변수의 설정범위

	Case 1	Case 2	Case 3
$x, I_y(\text{mm}^4)$	$1.0 < I < 8.33\text{E}+4$	$1.0 < I < 8.33\text{E}+4$	$1.0 < I < 2.08\text{E}+4$
$J(\text{mm}^4)$	$2.0 < J < 1.67\text{E}+5$	$2.0 < J < 1.67\text{E}+5$	$2.0 < J < 4.16\text{E}+4$
Design variable range	Joint 부위를 design variable로 설정	Joint 부위를 design variable로 설정하지 않음	
No. of design variables	63	54	

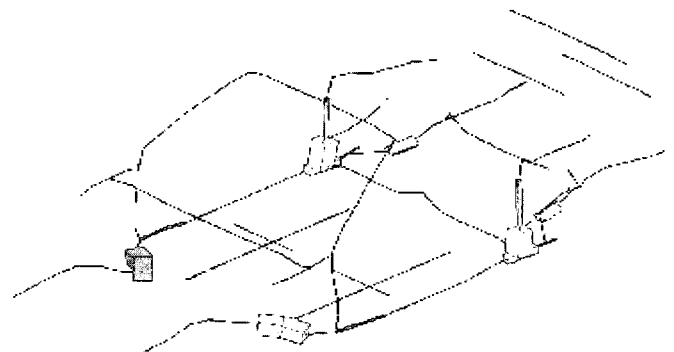
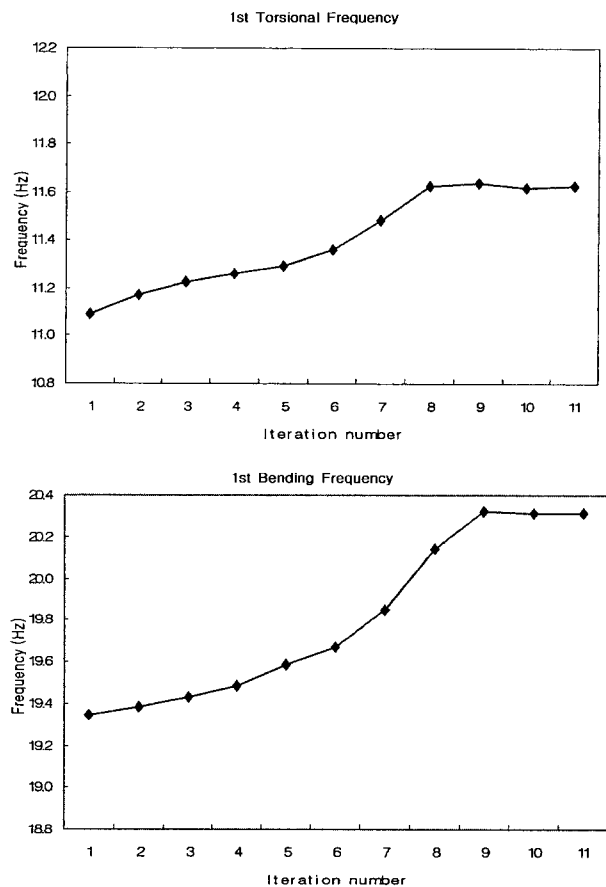


Fig. 6. Case 1-optimization result  
 $1.0 < I < 8.33\text{E}+4$

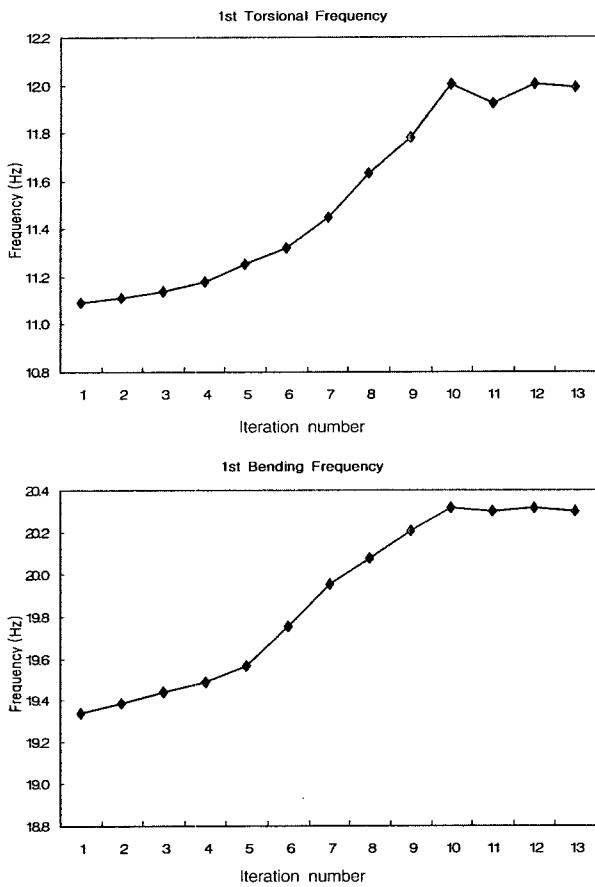


Fig. 7 Case 2-optimization result  
 $1.0 < I < 8.33E+4$

Case 1의 경우 해석결과는 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 B-필라 하단 결합부(B-pillar lower joint) 부위와 전방 종방향 부재(front longitudinal member)의 굽은 부분(힌지필라 결합부)의 단면특성계수들이 증가하는 것으로 나타났다. 이는 민감도 해석에서 나타난 것과 같은 경향을 나타내고 있다. 최적화후의 주파수는 1차 비틀림 모드의 경우 11.63 Hz, 굽힘 모드는 20.32 Hz로 나타났다. Case 2의 경우 Fig. 7에 나타나듯이 Case 1에서는 미미한 변화를 보이던 로커

(rocker)부위와 후방종방향부재(rear longitudinal member)의 단면특성계수의 증대가 두드러지게 나타났다. 최적화 후의 주파수는 1차 비틀림 모드의 경우 12.00 Hz, 굽힘 모드는 20.31 Hz로 나타났다. Case 3의 경우에는 Fig. 8에서 볼 수 있듯이 로커와 전/후방종방향부재(front & rear longitudinal member)의 단면특성계수가 case 2 보다 넓은 범위에서 증가하는 양상을 관찰 할 수 있다. 이는 case 3가 case 2인 경우보다 설계변수의 상한치를 낮게 수정하여서 전방종방향부재와 후방종방향부재의 변화가 설계변수의 상

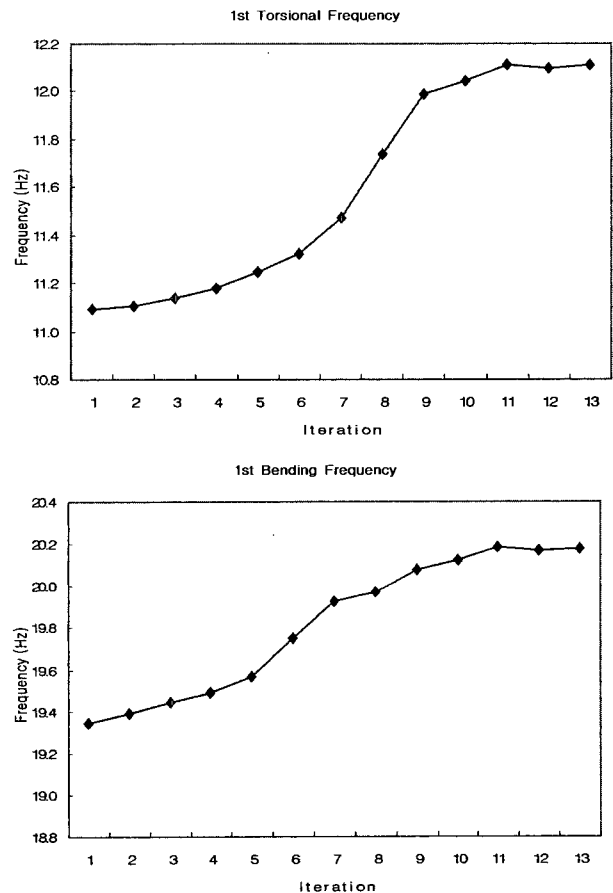
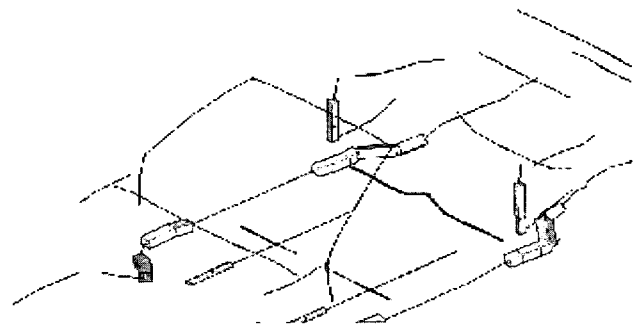


Fig. 8 Case 3-optimization result  
 $1.0 < I < 2.08E+4$



한치에 도달하였기 때문이다. 최적화후의 주파수는 1차 비틀림 모드의 경우 12.11 Hz, 굽힘 모드는 20.19 Hz로 나타났다. 이와 같은 세가지 경우들의 결과를 비교해 볼 때 설계 변수의 선정 범위와 변화될 수 있는 상한치의 설정여부에 따라서 결과는 상이한 양상을 보일 수 있음을 알 수 있다.

## 5. 결 론

상세차체모델에 보 요소를 삽입한 혼합형 차체모델의 최적화 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 차체의 주요골격을 이루는 단면보다 상대적으로 매우 작은 강성을 가지는 보 요소를 삽입하여 민감도 해석을 수행함으로써, 각 단면특성계수의 변화가 차체의 전체적인 동적강성에 미치는 영향을 보다 쉽고 가시적으로 평가할 수 있었다.

(2) 결합부 부위의 단면특성계수는 결합부강성의 변화때문에 발생하는 오차와 설계적용의 어려움을 감안하여 설계 변수에서 제외되어야 하며, 설계변수의 상한치도 적용 가능한 범위에서 적절히 선정되어야 한다.

(3) 본 연구를 통하여 혼합형 차체모델에 대한 최적해석이 가능함을 알게 되었다. 이는 설계초기단계에서 차체단면이 용접 가능한 범위 내에서 단면의 형상을 변경하거나 단면 내에 보강단면을 추가하기 위해 매우 유용한 방법이

될 수 있음을 알았다. 그러나 이를 실제적인 설계에 적용하기 위해서는, 기존의 단면 구조를 최적해석의 결과를 이용하여 적절히 변경시키는 방법에 대한 연구와 그러한 설계변경이 차체의 동적강성 증대에 어떠한 영향을 주는지에 대한 검증과정이 필요할 것으로 판단된다.

## 참 고 문 헌

- (1) Kamal, M. M. and Wolf, J. A., 1987, Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Co.
- (2) 임홍재, 이상범, 1995, 저진동 차체의 필라 설계 및 최적화 기법, 한국소음진동학회지, 제 5 권 제 3 호, pp. 395 ~ 402.
- (3) Todd Schiller and Tatsuo Osawa, 1992, Incorporation of Analytical Simulations into the NVH Design and Development Process of the Nissan Quest, SAE922121.
- (4) Haug, E. J. and Arora, J. S., 1979, Applied Optimal Design : Mechanical and Structural Systems, John Wiley & Sons.
- (5) Gregory J. Moore, 1994, MSC/NASTRAN User's Guide.