

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0129

박판보 구조물의 최적설계 시스템 개발에 관한 연구

A Study on Design Optimization System for Thin Walled Beam Structures

편성돈*, 이상범**, 임홍재***
Sung Don Pyun, Sang Beom Lee, Hong Jae Yim

ABSTRACT

In this paper, an optimization method of thin walled beam structures is proposed. Stiffnesses of a thin walled beam are characterized by the thickness of thin plates and the shape of the typical section of the beam. Explicit formula for section properties such as area, area moment of inertia, and torsional constants are derived using the response surface method. The explicit formula can be used for the optimal design of a structural system which consists of complicated thin walled beams. A vehicle structural system is optimized to demonstrate the proposed method.

주요기술용어 : Thin walled beam (박판보), Design optimization (최적설계), Shape optimization (형상최적설계), Response surface method (반응표면법), Section property (단면계수)

1. 서론

자동차에는 복잡한 형상의 단면을 가지는 박판보(thin walled beam) 구조물이 많이 사용되고 있다. 이러한 보 구조물의 동특성은 보의 단면계수들에 의해 결정되어지고, 이들 단면계수들은 보의 단면형상에 의하여 결정되어진다.

특히 자동차의 필라 구조물과 같은 보 구조물

의 단면은 여러 개의 얇은 강판들의 프레스 가공, 용접으로 폐단면 또는 개단면을 형성하는데 이런 복잡한 단면의 형상이 보 구조물의 진동특성, 정역학적 특성을 결정한다.¹⁾ 따라서 이런 보 구조물을 설계한다는 것은 바로 보 구조물의 단면형상을 설계하는 것이 되며, 단면형상을 설계한다는 것은 단면을 구성하는 판재의 두께 및 단면의 크기 그리고 단면의 기하학적 형상을 결정하는 것이다.^{2,3)}

박판보 구조물의 대표적인 예는 자동차 차체의 B.I.W.(body in white) 모델이다. 차량의 기본 골격이 되는 차체 B.I.W. 모델은 여러 개의 박판보

* 현대자동차 차체설계2팀

** 회원, 국민대학교 자동차공학 전문대학원

*** 회원, 국민대학교 기계자동차공학부

구조물로 이루어져 있다. 그러므로 박판보 구조물의 최적설계 기술 즉, 전체 차량 동특성에 큰 영향을 미치는 주요 필라의 단면형상을 최적화할 수 있는 시뮬레이션 기법이 개발된다면, 차체 설계시 소요되는 시간과 노력을 효율적으로 저감시켜 줄 것이다.

현재 국내의 자동차 회사들은 다년간의 노력으로 차체진동 해석기술 등은 확보하고 있으나 효율적인 설계를 위한 주요 필라의 최적화 기법에 대해서는 아직 많은 연구를 하고 있는 상태이다. 기존에 나와 있는 박판보 구조물의 단면 최적화 기법은 사이즈 최적설계방법으로 단품인 상태의 박판보의 단면적을 최소화하면서 관성 모멘트나 비틀림 상수 등을 설계구속조건으로 하여 단면형상을 최적설계 하였다.^{4,5)} 그러나, 실제 설계에 직접 반영되기 위해서는 구조물 전체 동특성에 미치는 영향을 고려한 박판보 단면 최적화 방법이 요구된다.

본 연구에서는 이러한 요구에 맞추어 구조물 전체의 진동 및 강성 특성을 고려한 박판보 단면형상 최적화 설계기법을 개발하고자 한다. 이에 따른 연구 내용은 다음과 같다.

(1) 구조물 전체의 동특성을 고려한 박판보 단면형상의 최적설계를 위해서는 해석 프로그램과 최적화 프로그램이 필요하다. 본 연구에서는 해석 프로그램으로 이미 검증되어 있는 상용 유한요소 해석프로그램인 MSC/NASTRAN을 사용하고 최적화 프로그램으로는 MSC/NASTRAN에서 제공하고 있는 DOT와 공개 프로그램인 ADS를 이용한다.⁶⁻⁹⁾ 또한 단면을 이루는 각 절점의 좌표값으로부터 단면계수값(section properties : area, moment of inertia, torsional constant)을 계산해 주는 단면계수 해석프로그램⁴⁾을 이용하여 박판보로 이루어진 구조물의 전체 진동특성을 고려한 주요 단면형상 최적설계 기법을 개발한다.

(2) 단면형상 최적설계 기법을 개발하기 위해서 단면형상을 이루고 있는 절점의 좌표를 Scale vector로 표현하여 최적설계의 설계변수로 이용한다. 또한, 범용 유한요소해석 프로그램인

MSC/NASTRAN과 데이터 호환을 위해서 반응표면법(RSM : response surface method)¹⁰⁾을 이용하여 설계변수들과 단면계수 값들의 관계를 명시적인 함수로 표현해서 사용한다.

(3) 본 연구에서 개발된 최적설계 기법을 대표적인 박판보 구조물에 적용하여 개발된 기법의 활용방안을 제시하고 개발된 최적설계 기법을 검증한다.

2. 박판보 구조물의 최적설계 기법

본 연구에서는 대표적인 박판보 구조물인 차체 주요 필라의 설계에 적용할 수 있는 최적설계 기법을 제안하고자 한다.

구조물 전체의 진동을 고려한 박판보 단면형상 최적화에서 목적함수는 구조물 전체의 질량이고, 박판보를 구성하는 판재의 두께, 박판보의 단면형상을 나타내는 각 점의 좌표값들이 설계변수가 된다. 이때 구속조건은 구조물의 특정 진동 모드의 고유진동수에 대하여 정의된다. 구조물의 최적설계를 위해 유한요소해석을 수행할 수 있는 해석 프로그램과 최적설계를 수행하는 최적설계 프로그램이 필요하다.

여기에 몇 가지 문제점이 발생될 수 있다. 첫 번째로는 차체 초기 설계시 사용되는 유한요소해석모델에서, 차량의 각 필라는 빔요소(beam element)로 모델링이 된다. 유한요소해석에서 빔요소의 입력 데이터는 단면의 형상을 이루는 각 절점의 좌표값이 아니라 그 단면계수 값들을 사용한다. 여기서 최적설계 프로그램과 유한요소해석 프로그램간의 데이터 호환이 필요하다. 두 번째로는 실제 차량의 설계시 차량 외부와 내부 형상변경은 여러 가지 제약을 받게되므로 단면의 형상을 이루는 각 점들의 좌표 값을 설계변수로 설정하여 최적설계를 수행할 수 없다. 그러므로 단면형상의 좌표 값을 설계변수로 사용하는데 문제가 생기게 된다. 또한 유한요소해석 프로그램을 이용한 구조물의 최적설계시 단면계수 값들에 대한 최적설계만 제공하고 있으므로 단면형상 최

다.

Fig. 2는 $\theta = 90^\circ$ 일 때 외판의 형상을 나타내는 4개 절점의 좌표 값을 Scale vector(SV1)값에 따라 변하는 형상을 보여준다.

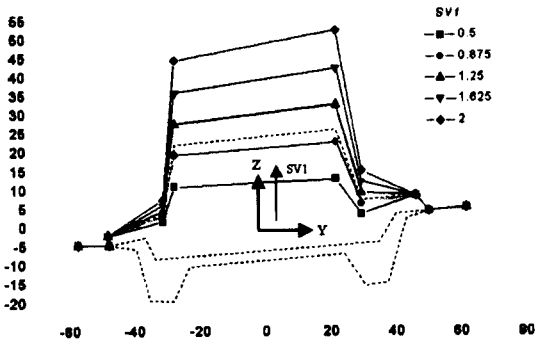


Fig. 2 Section shapes with variable scale vectors

2.2 반응표면법(RSM)의 적용

반응표면법은 주로 실험을 통해서 얻은 데이터 값으로부터 명시적 함수를 얻기 위해 사용하는 방법이다. 변수와 함수값과의 관계식을 얻어내기 위한 방법으로써 근사적인 함수를 가정하고 이 근사함수의 계수값들을 연립방정식을 세워서 수치적으로 풀어내는 방법도 있으나, 본 논문에서는 단순한 매트릭스의 연산에 의한 연립방정식의 풀이가 아닌 최적화 방법을 이용하여 관계식을 얻어내고자 한다. 즉, 실제값과 선정한 식으로부터 나온 값의 오차를 목적함수로 하고 선정한 식의 계수값을 설계변수로 하여 최적화를 수행하게 되면 목적함수인 실제값과의 오차를 최소한으로 하는 설계변수, 즉 함수의 계수값들을 얻어낼 수 있게 된다. 근사식을 구하는데 최적설계 방법을 응용하게 되면, 반응표면법에서 가장 중요한 부분인 근사적인 함수를 반복적인 계산을 통해 좀 더 실제에 가까운 함수를 찾아 낼 수 있게 되고, 또한 연립방정식의 풀이에서 미지수가 늘어남에 따라 기하 급수적으로 늘어나는 해석 시간을 줄

일 수 있다.

본 연구에서 사용될 단면계수 값들을 계산해주는 프로그램에서는 Fig. 3과 같이 각 요소를 하나의 직사각형 단면으로 가정하고 Table 1처럼 면적과 관성 모멘트, 비틀림 상수를 계산하게 된다.

반응표면법에서 가장 중요한 근사함수 선정에 있어서 판두께 t 의 경우, Table 1을 참조하여 Table 2처럼 선정하였다. 설계 변수 중 Scale vector와 단면계수값들과의 상관관계를 유추하기 위해서 Fig. 4와 같이 각각 Scale vector의 변화에 따른 단면계수값들의 변화를 그래프로 그려서 그 경향을 살펴보았다. Scale vector와 각 판의 두께와의 연성향을 포함하여서 근사식을 구해본 결과, 연성향의 계수값들이 거의 0에 가까운 값이 나오거나 포함시키지 않았을 때의 함수값과 큰 차이가 없었으므로 두께와 Scale vector간의 연성향은 근사함수에 포함시키지 않았다. 각 판두께와 Scale vector, 즉 설계변수를 근사함수로 가정한 결과가 Table 2에 표시되어 있다.

Table 2에서 결정한 근사함수를 Fig. 2의 단면에 적용하여 식 (3)과 같이 단면계수 값들과 설계변수와의 관계를 나타내는 명시적 함수를 구하였다.

$$\begin{aligned}
 I_{yy} = & (1.099E+4)t_1 + (0.000E+0)t_1^3 \\
 & + (2.002E+3)t_3 + (0.000E+0)t_3^3 \\
 & + (4.893E+3)SV + (2.820E+4)SV^2 \\
 & + (0.000E+0)
 \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 설계변수는 내판 두께 t_1 과 보강판 두께 t_3 , Scale vector SV이고, Scale vector의 최대 회전 각도는 90° 이며, 외판의 4개의 좌표값을 설정하였다. Table 3에 결과 중 일부를 나타내었다.

설계변수와 단면계수값들과의 관계를 나타낼 수 있는 명시적인 함수를 구함에 있어서 Table 2에서 가정한 근사함수가 실제적인 관계를 충분히 반영하고 있음을 확인할 수 있었다.

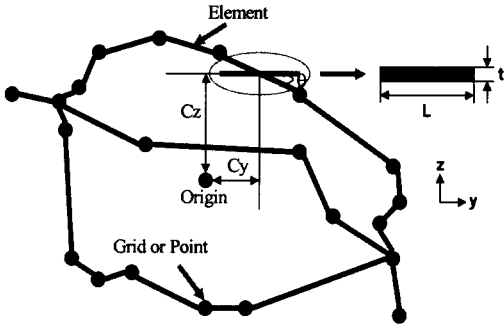


Fig. 3 Finite elements for section analysis

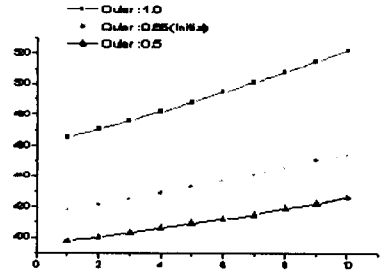
Table 1 Formula for section properties

		Area (A)	
Open & closed section		$\Sigma (L t)$	
		Moment of inertia (I_{yy}, I_{zz}, I_{yz})	
Open & closed section		$I_{yy} = \Sigma \left\{ \frac{L t^3}{12} \cos^2 \theta + \frac{L^3 t}{12} \sin^2 \theta + t L c_y^2 \right\}$	
		$I_{zz} = \Sigma \left\{ \frac{L t^3}{12} \sin^2 \theta + \frac{L^3 t}{12} \cos^2 \theta + t L c_z^2 \right\}$	
		$I_{yz} = \Sigma \left\{ \frac{L^3 t}{24} \sin 2\theta + t L c_y c_z \right\}$	
		Torsional constant (J)	
Open section		$J = \Sigma \frac{L t^3}{3}$	
Closed section	Single cell	$J = \frac{4 \bar{A}^2}{\oint \frac{dL}{t}}$	
	Multi cell	$J = \Sigma 2 \bar{A}_j q_j$	

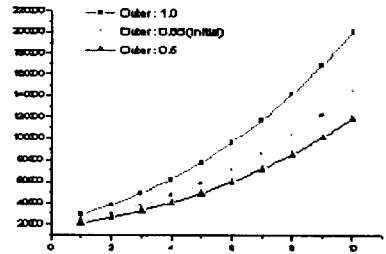
단, q_j 는 Shear flow, \bar{A} 는 폐단면의 면적, j 는 폐단면의 갯수

Table 2 Parameters for approximate function of section properties

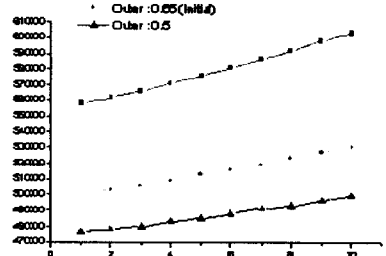
Section properties		Design variables	
		Thickness (t)	Scale vector (SV)
Area (A)	Open & single & multi cell section	t_i	SV
Moment of inertia (I_{yy}, I_{zz}, I_{yz})	Open & single & multi cell section	t_i, t_i^3	SV, SV^2
Torsional constant (J)	Open & single cell section	t_i^3	SV, SV^2
	Multi cell section	t_i, t_i^2, t_i^3 (연성항 포함)	SV, SV^2



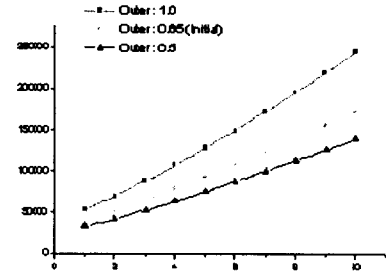
(a) B pillar upper - Area



(b) B pillar upper - I_{yy}



(c) B pillar upper - I_{zz}



(d) B pillar upper - J

Fig. 4 Section properties of various scale vector

Table 3 Parameter study with various design variables

No.	Design variables			Real value (mm ²)	Approx. value (mm ²)	Error (%)
	Inner (t ₁)	Reinf. (t ₂)	SV			
1	0.933	0.733	0.667	2.748E+4	2.752E+4	-0.15
2	1.367	1.367	1.000	5.125E+4	5.085E+4	0.77
3	1.367	0.733	1.333	7.449E+4	7.315E+4	1.80
4	0.933	1.367	0.667	2.903E+4	2.879E+4	0.81
5	0.933	0.733	1.000	4.385E+4	4.482E+4	-2.20
6	1.367	1.367	1.333	7.655E+4	7.441E+4	2.79
7	1.367	0.733	0.667	3.215E+4	3.229E+4	-0.42
8	0.933	1.367	1.000	4.581E+4	4.609E+4	-0.60
9	0.933	0.733	1.333	6.716E+4	6.838E+4	-1.82
10	1.367	1.367	0.667	3.359E+4	3.356E+4	0.11
11	1.367	0.733	1.000	4.964E+4	4.958E+4	0.11
12	0.933	1.367	1.333	6.993E+4	6.965E+4	0.40

3. 프로그램 개발

위에서 개발된 기법을 실현하기 위해서 다음과 같이 두 종류의 프로그램을 개발하였다.

1) Pre-processor : MSC/NASTRAN SOL 200 최적설계의 입력 데이터로 사용되어질 단면 계수 값들과 설계변수와의 관계를 나타내는 함수를 구해 주는 프로그램.

2) Post-processor : MSC/NASTRAN SOL 200 최적설계를 수행한 후 계산되어진 설계변수에 따른 각 단면의 좌표값들과 단면계수값들을 계산해 주는 프로그램.

Pre-process 과정에 추가적으로 MSC/NASTRAN SOL 200의 입력 데이터 형식에 맞는 Bulk 데이터를 생성해 주도록 하였다. 기존에 개발된 단면계수 계산 프로그램과 ADS의 호환을 위해서 FORTRAN 코드를 사용하여 프로그램을 작성하였고, PC와 유닉스 기반의 워크스테이션에서 모두 사용 가능하도록 하였다.

본 연구에서 개발한 프로그램의 구성도는 Fig. 5와 같다.

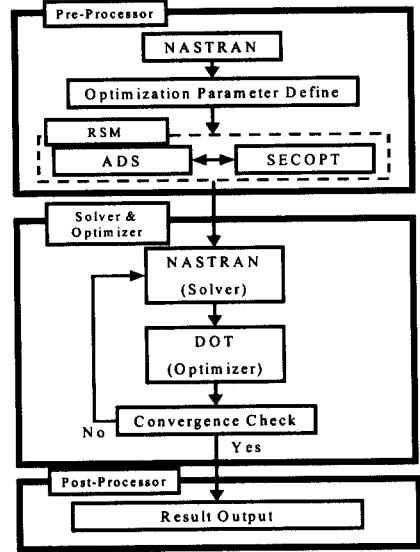


Fig. 5 Design optimization procedure

4. 개발된 최적설계 기법의 적용 및 검증

4.1 적용모델

개발된 최적설계 기법을 적용할 모델은 Fig. 6과 같은 중형크기의 차량이다. Table 4는 최적설계 수행전의 모델의 재원을 나타낸다.

실제 해석에 이용되는 MSC/NASTRAN 데이터에는 단면형상에 대한 정보가 없기 때문에 개발된 최적설계 기법을 이용하기 위해서 7개의 주요 보 구조물의 단면 형상을 만들어서 사용하였다.

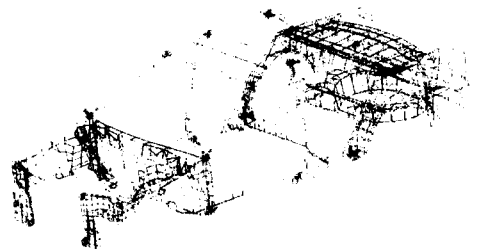


Fig. 6 B.I.W. finite element model

Table 4 Model specification

Total mass (Kg)	291.2
Total element number (EA)	2862
1st torsional mode frequency (Hz)	31.7
1st bending mode frequency (Hz)	47.4

4.2 설계변수와 구속조건의 결정

차량에서 1차 비틀림 모드와 1차 굽힘 모드에 주된 영향을 미치는 주요 보 구조물 중 7개의 단면에 대해서 Table 5와 같이 설계변수와 범위를 결정하여 최적설계를 수행하였다. 그리고 최적설계에 이용될 총 범요소의 수는 36개이다.

구속조건은 Table 6에서 보는 바와 같이 최적설계 수행전의 모델에서의 1차 비틀림 모드의 주파수와 1차 굽힘 모드의 주파수보다 큰 값을 최저값으로 주었다. 즉, 목적함수인 차체 전체의 무게를 줄이면서 가능하면 각 모드의 주파수를 올리는 것을 목표로 최적설계가 수행되도록 하였다.

Table 5 Design variables definition

Section name	Design variable	Design name	Lower bound	Initial	Upper bound
A pillar upper & middle	Inner panel thickness	T1	0.5	0.75	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.6	2.0
	Scale vector	SV1	1.0	1.0	1.5
A pillar lower	Inner panel thickness	T1	0.5	0.75	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.6	2.0
	Scale vector	SV1	0.8	1.0	1.5
B pillar upper	Inner panel thickness	T1	0.5	1.0	1.8
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.4	2.0
	Scale vector	SV1	0.5	1.0	1.5
B pillar middle	Inner panel thickness	T1	0.5	1.0	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.4	2.0
	Scale vector	SV1	0.8	1.0	1.5
B pillar lower	Inner panel thickness	T1	0.5	1.0	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.6	2.0
	Scale vector	SV1	-2.0	1.0	2.0
Body side outer	Inner panel thickness	T2	0.1	1.2	2.0
	Reinforcement panel thickness	T3	0.1	1.6	2.0
	Scale vector	SV1	-2.0	1.0	2.0
Rear roof rail	Inner panel thickness	T1	0.5	0.75	1.5
	Reinforcement panel thickness	T2	0.5	0.75	1.5
	Scale vector	SV1	0.5	1.0	2.0

Table 6 Constraint definition

Constraint	Lower bound	Upper bound
1st torsional mode frequency (Hz)	32	100
1st bending mode frequency (Hz)	48	100

4.3 최적설계 결과

Fig. 7에 목적함수의 이력을 나타내었으며, Fig. 8~9에 구속조건의 이력을 나타내었다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 실제로 가장 작은 목적함수 값은 3번째 계산에서 나왔으나 구속조건 결과에서 보듯이 1차 비틀림 모드의 경우 3번째의 구속조건 값보다는 마지막의 구속조건 값이 더 크므로 마지막 값을 최적값으로 결정하였다.

최적설계 전후의 단면형상을 Fig. 10~12에 나타내었다. 또한 최적설계 수행 후 총정리한 결과를 Table 7에 표시하였다.

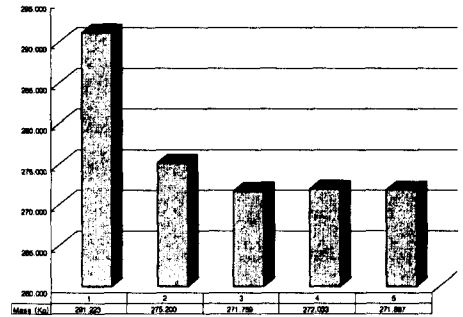


Fig. 7 Objective function history

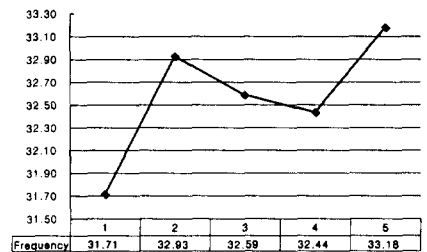


Fig. 8 Constraint history (1st torsional mode)

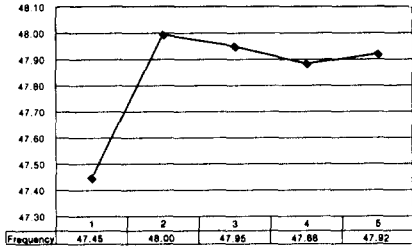


Fig. 9 Constraint history (1st bending mode)

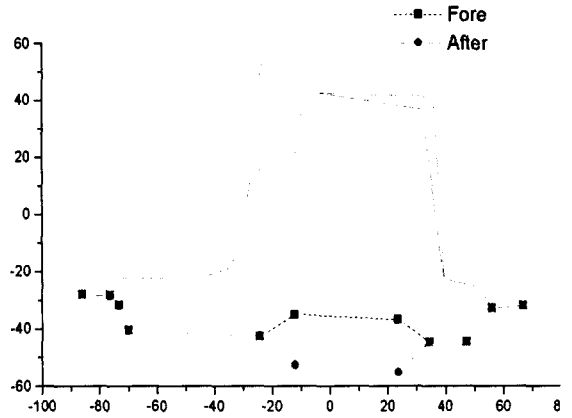


Fig. 12 Optimized B pillar middle section

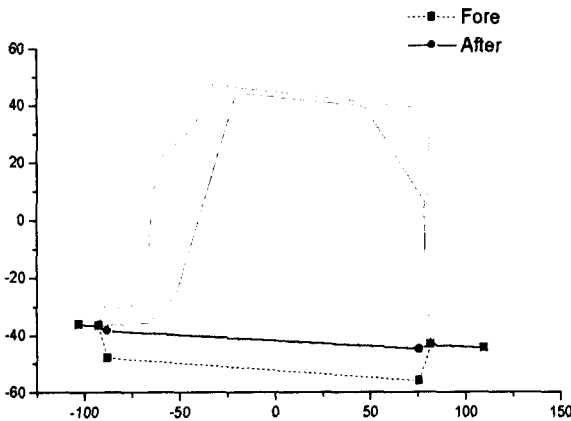


Fig. 10 Optimized A pillar lower section

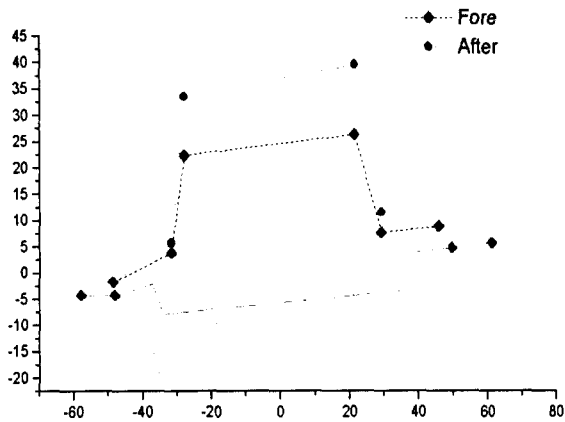


Fig. 11 Optimized B pillar upper section

Table 7 Design optimization result

Objective function		Initial	Optimum	
Total mass (Kg)		291.2	271.9	
Constraint		Initial	Optimum	
1st torsional mode frequency (Hz)		31.7	33.2	
1st bending mode frequency (Hz)		47.4	47.9	
Design variables				
Section name	Design variable	Design name	Initial	Optimum
A pillar upper & middle	Inner panel thickness	T1	0.75	0.5
	Reinforcement panel thickness	T3	1.6	0.1
	Scale vector	SV1	1.0	1.0
A pillar lower	Inner panel thickness	T1	0.75	0.5
	Reinforcement panel thickness	T3	1.6	0.1
	Scale vector	SV1	1.0	0.8
B pillar upper	Inner panel thickness	T1	1.0	1.065
	Reinforcement panel thickness	T3	1.4	1.530
	Scale vector	SV1	1.0	1.5
B pillar middle	Inner panel thickness	T1	1.0	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	1.4	0.208
	Scale vector	SV1	1.0	1.5
B pillar lower	Inner panel thickness	T1	1.0	1.5
	Reinforcement panel thickness	T3	1.6	2.0
Body side outer	Inner panel thickness	T2	1.2	1.712
	Reinforcement panel thickness	T3	1.6	0.1
	Scale vector	SV1	1.0	1.550
Rear roof rail	Inner panel thickness	T1	0.75	0.5
	Reinforcement panel thickness	T2	0.75	0.5
	Scale vector	SV1	1.0	1.270

5. 결론

본 연구에서는 박판보로 이루어진 차체 주요 필라의 최적설계를 위해서 형상최적설계에 대한 새로운 최적설계 기법을 제안하였고, 이 기법을 수행하기 위해 필요한 Pre/post processor 프로그램을 개발하였다. 또한, 개발된 최적설계 기법과 프로그램을 실제 차체모델에 적용하여 최적설계를 수행한 후 개발된 기법을 검증하였다. 본 연구에서 수행한 중요한 내용을 요약하면 다음과 같다.

1) 박판보로 이루어진 차체 주요 필라의 형상 최적설계를 위해서 Scale vector를 도입하여 최적설계의 설계변수로 사용할 수 있도록 하였다.

2) 설계변수와 단면계수값들의 관계를 명시적인 함수로 표현하기 위해서 반응표면법에 최적화 기법을 도입하였다. 또한, MSC/NASTRAN SOL 200 최적설계 모듈을 사용할 수 있도록 개발된 기법들을 적용하여 Pre/post processor 프로그램을 개발하였다.

3) 개발된 최적설계 기법 및 프로그램의 유용성과 타당성을 검증하기 위해서, 실제 차체모델에 대해서 최적설계를 수행하였다. 목적함수는 차체의 총질량이고, 설계변수는 차체 주요 필라를 이루고 있는 내판, 외판, 보강판 등의 두께와 설계변수로 제안한 Scale vector를 사용하였다. 구속조건으로는 1차 비틀림/굽힘 모드의 주파수를 초기 모드 해석시 나온 값 이상으로 설정하였다.

4) 최적설계 수행결과 원하는 진동 모드의 주파수는 증가하면서 차체의 총질량은 감소시키는 개선된 모델을 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 국민대학교 자동차공학 전문대학원을 통한 BK21 자동차공학 특화분야 사업 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- 1) 한국자동차공학회 공역, *자동차 기술 핸드북 ① 기초 · 이론편*, 한국자동차공학회, pp.259~276, 1996.
- 2) 이상범, "단순유한요소모델을 이용한 차체구조 최적설계기법에 관한 연구", 국민대학교 박사학위 논문, 1996.
- 3) Kamal, M. M., and Wolf, J. A., *Modern Automotive Structural Analysis*, Van Nostrand Reinhold Co., 1987.
- 4) 이호용, "박판보 구조의 강성도 해석 및 최적설계", 국민대학교 석사학위 논문, 1995.
- 5) 임홍재, 이상범, "저진동 차체의 필라 설계 및 최적화기법", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, Vol.2, pp.99~104, 1995.
- 6) *MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis User's Guide*, The Macneal Schwendler Co., 1997.
- 7) Moore, G. J., *MSC/NASTRAN Design Sensitivity and Optimization User's Guide*, The Macneal Schwendler Co., 1993.
- 8) Vanderplaats, G. N., *ADS - A Fortran Program for Automated Design Synthesis*, Engineering Design Optimization Inc., 1985.
- 9) Vanderplaats, G. N., *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill Publishing Co., 1984.
- 10) Haftka, R. T., and Gurdal, Z., *Elements of Structural Optimization*, Third Revised and Expanded Edition, Kluwer Academic Publishers, pp.209~254, 1992.