

설계민감도해석을 이용한 자동차후드 보강경로 최적설계

이태희* · 이동기** · 구자겸*** · 한석영* · 임장근*
(1998년 11월 11일 접수)

Optimization of the Path of Inner Reinforcement for an Automobile Hood Using Design Sensitivity Analysis

Tae Hee Lee, Dongki Lee, Jakyum Koo, Seog-Young Han and Jang-Keun Lim

Key Words: Design Sensitivity Analysis(설계민감도해석), Optimum Design(최적설계), Path of Reinforcement(보강경로), Inner Reinforcement of Hood(후드 보강판 설계), Topology Optimization(위상최적화)

Abstract

Optimization technique to find a path of an inner reinforcement of an automobile hood is proposed by using design sensitivity informations. The strength and modal characteristics of the automobile hood are analyzed and their design sensitivity analyses with respect to the thickness are carried out using MSC/NASTRAN. Based on the design sensitivity analysis, determination of design variables and response functions is discussed. Techniques improving design from design sensitivity informations are suggested and the double-layer method is newly proposed to optimize the path of stiffener for a shell structure. Using the suggested method, we redesign a new inner reinforcement of an automobile hood and compare the responses with the original design. It is confirmed that new design is improved in the frequency responses without the weight increasement.

1. 서론

두께에 비해 상대적으로 면적이 넓은 셸 및 판 구조물은 횡진동이나 횡하중에 매우 취약하므로 일반적으로 구조물 내부에 보강재를 부착하여 강성을 보강하고 있다. 그러나 단순한 정적·동적 강성평가에 의한 직관적인 보강경로의 설계는 정해진 경계조건에서 가장 적은 중량의 보강으로 최적의 강성증대 효과를 보장하지 못한다. 그러므로 주어진 경계조건하에서 최적의 강성증대 설계결과를 얻기 위해서 정적·동적인 강성평가와 함께 보강부재의 궤적에 대한 설계민감도 해석(design sensitivity analysis)과 같은 최적설계개념이

도입되어야 한다.^(1,2)

Kikuchi 등은 최적의 재료분포 개념을 적용한 균질화법(homogenization method)을 이용하여 정적 및 동적 문제의 위상최적화(topology optimization) 연구를 수행하였다.^(3~5) 그러나 대부분 상용 유한요소해석 프로그램은 재료의 물성치에 대한 설계민감도 해석을 제공하고 있지 않으므로 균질화법을 이용한 최적설계 수행에 어려움이 있다. 또한 판구조물 보강재의 초기 형상을 주고 이의 형상최적설계를 수행하여 보강경로 최적설계를 찾는 형상최적설계 방법이 제안되었으나 이 방법은 최종 최적보강 경로가 초기 형상에 의존하게 된다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 셸구조물인 Fig. 1과 같은 자동차후드(automobile hood)의 외장판(outer panel)을 모델로 하여 강성 보강재인 내장 보강재(inner reinforcement)의 최적경로를 상용 유한요소 프로그램인 MSC/NASTRAN의 설계민감도해석을 이용하여 구하는 방법을 제시한다. 여기서 보강경로의 초기형상을 주지 않고 최적의 보강경로를 찾

* 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : thlee@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0449 FAX : (02)298-4634

** 대우자동차(주)

*** 엔브이에이치코리아(주)

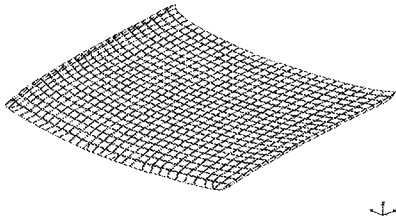


Fig. 1 FE model for the outer panel of an automobile hood

는다. 또한 기존의 설계와 비교하여 본 연구의 타당성 및 효용성을 검토한다.

2. 설계민감도해석

2.1 유한요소해석 모델

셀구조물인 자동차 후드의 설계민감도 해석을 수행하기 위해서 다음과 같이 유한요소해석 모델을 구성하였다. 승용차후드 판과 엔진룸의 밀착을 위해서 후드 내부 보강재의 테두리에는 엔진룸과의 실링이 필요하다. 이러한 설계상의 제한조건인 보강재 테두리 실링면의 바깥쪽은 단면의 형상 및 크기의 변경 이외의 보강형상 궤적의 변경은 불가능하다. 그러므로 이러한 제한조건을 고려하여 본 연구에서는 후드 판의 보강재는 기존의 설계안에서 실링면의 바깥쪽 부분을 그대로 두고 안쪽 부분을 모두 제거하여 Fig. 2와 같이 유한요소 모델링하였다. 유한요소해석 모델의 기하학적 사양과 물성치는 Table 1과 같다.

2.2 설계변수 설정

승용차후드 판과 엔진룸의 밀착을 위해서 후드 내부 보강재의 테두리와 엔진룸의 실링이 필요하므로, 이런 설계상의 제한조건인 보강재 테두리의 실링면의 바깥쪽은 단면의 형상 및 크기의 변경 이외의 보강형상 궤적의 변경은 허용되지 않는다. 실링선 외부보강재는 보강형상 궤적의 변경이 불가능하므로 설계변수로 사용할 수 없다. 그러므로 실링선 내부보강재의 보강 궤적을 얻기 위해서 실링선 안쪽 영역의 판 두께를 설계변수로 설정하였다. 따라서 본 연구에서는 자동차 후드 실링선 내부의 모든 셀요소의 두께를 설계

Table 1 Geometric and material properties of the hood

Thickness	Outer Panel	1.2 mm
	Inner Panel	1.2 mm
	Reinforced Bracket	1.2 mm
Young's Modulus		2.07×10^8 N/mm ²
Poisson's Ratio		0.29
Mass Density		7.82×10^{-6} kg/mm ³

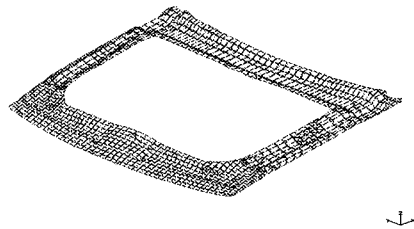


Fig. 2 Initial FE model of the inner panel

변수로 정의한다. 참고로, 보강경로의 최적화를 위한 설계변수는 탄성계수나 밀도와 같은 물성치가 사용된 경우도 있지만,⁽³⁻⁵⁾ MSC/NASTRAN의 설계민감도 해석은 물성치를 설계변수로 설정할 수 없다.⁽⁷⁾

2.3 목적함수 설정

승용차 후드의 내구 및 강성 시험표준에 따라 한쪽 코너에 정적 집중하중을 작용시키면 비틀림 변형이 발생하며, 이 변형량의 설계민감도 해석을 수행하였다. 그러나 이 경우의 설계민감도 계수값의 분포는 집중하중 작용점과 후드의 고정부분을 중심으로 국부적으로 나타났으며 나머지 대부분 영역에서는 영으로 계산되었다. 즉 후드 실링선 안쪽의 내부 보강재가 후드의 비틀림 강도에 거의 영향을 주지 않는다는 것을 관찰할 수 있었다.

또, 후드의 중앙부에 수직하중을 가했을 때 나타나는 오일캐닝(oil canning) 현상을 방지하기 위해서는 보강재가 반드시 필요하나 이 경우에도 설계민감도 해석 정보로부터 궤적을 찾는 데는 같은 어려움이 있다. 결국 설계민감도 값이 국부적으로 집중되어 나타나는 구속조건인 특정위치의

Table 2 NASTRAN input file for modal design sensitivity analysis

MAT1	1	2.07E+8		0.29000	7.82E-6	1.17E-5	0.0	0.0	MAT0001
PSHELL	10	1	0.35000	1	1.00000	1	8.33333	0.0	PSH0010
PSHELL	11	1	0.35000	1	1.00000	1	8.33333	0.0	PSH0011
.....									
CQUAD4	10	10	25	19	1	5	0.0		
CQUAD4	11	11	20	26	6	2	0.0		
.....									
\$ DVSET	...	DVID	...	TYPE	...	FIELD	...	PREF	...
DVSET	10010	PSHELL	4		1.0	10			+T000010
DVSET	10011	PSHELL	4		1.0	11			+T000011
.....									
\$ DVAR	...	VID	...	LABEL	...	DELTAB	...	VID1	...
DVAR	10010	PSH0010	0.02		10010				
DVAR	10011	PSH0011	0.02		10011				
.....									
DSCONS	101	MODE1	FREQ	1		0.0			MAX
DSCONS	102	MODE2	FREQ	2		0.0			MAX
.....									

변형량은 보강경로를 찾기 위한 위상최적설계의 목적함수로서는 적절하지 않다.

다음은 후드의 고유진동수로부터 최적의 보강 경로를 구하기 위하여 자유단 경계조건과 고정단 경계조건에서 각각 고유모드에 대한 설계민감도 계수의 분포를 조사하였다. 이 때 고유진동수의 설계민감도 값은 후드 내부 전체에서 넓게 분포하는 것을 관찰할 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 주어진 경계조건하에서 시스템의 동적강성을 표현하는 모드설계민감도 해석을 이용하여 보강경로 최적설계 방법을 찾아보았다. 설계민감도 해석을 위해 모드해석에서 중요하게 고려되는 1-2차 고유진동수를 목적함수로 설정하였다.

2.4 MSC/NASTRAN을 이용한 민감도해석

고유진동수에 대한 설계민감도 해석을 수행하기 위해서 Table 2와 같이 셀요소 물성치를 정의하는 PSHELL의 고유번호와 셀요소를 정의하는 CQUAD4/CTRIA3⁽⁷⁾의 고유번호를 동일하게 놓고 셀요소의 두께를 설계변수로 인식하였다. 설계변수는 DVSET 및 DVAR 명령문을 이용하여, 목적함수인 1차 및 2차 고유진동수는 DCONS 명령문을 이용하여 지정하였다. MSC/NASTRAN 설계민감도 해석 모듈을 이용하여 모드설계민감도 해석을 수행하면 각 모드에 대하여 설계민감도 계수를 구할 수 있다. 하나의 설계변수에 대한 설계민감도 계수가 양인 경우 이 요소의 두께를 증가시키면 그 모드의 고유진동수가 상승(동적강성이 증대)하게 되는데 이런 설계변수를 순방향 설계변수라 한다. 반대로 음의 값은 정 반대의 효과를 보여서, 설계변수값을 감소시키면 고유진동

수가 증가하며 이를 역방향 설계변수라 한다. 따라서 설계민감도 계수값을 이용하면 동적강성의 증가시키기 위한 셀구조물의 두께 변화 경향을 찾을 수 있다. 그러나 응답해석 모델의 동적강성을 결정하는 고유주파수가 두개 이상 가지고 있는 시스템이라면, 각 목적함수에 대한 설계민감도 계수의 값이 서로 상충되는 영역이 존재할 수 있다. 이런 영역에서 설계변수 값의 변경방향을 결정하는 데 어려움이 있으므로 이에 대한 충분한 고찰이 이루어져야 한다.

3. 보강경로 최적설계

본 연구에서는 MSC/NASTRAN의 최적설계 모듈을 이용하지 않고 자동차후드의 1-2차 고유진동수가 증가하도록 후드의 두께를 조절하여 내부 보강경로의 최적배치를 구한다. 1-2차 고유진동수의 설계민감도 값을 이용하여 설계변수로 이용된 각 요소의 두께를 적절히 정한 규칙에 따라 변경하고 이를 다시 모드해석 및 설계민감도 해석을 위한 입력 데이터로 이용한다. 이와 같은 과정을 반복적으로 수행하면서 각 단계에서 시스템의 하중 변화와 각 모드에 대한 고유진동수 값의 수렴도를 관찰하였다. 설계민감도 해석 정보를 이용한 보강경로 최적설계 과정은 Fig. 3에 도시하였다.

3.1 설계방향 결정

순방향 설계변수들의 값을 증가시키고 역방향 설계변수들의 값을 감소시키는 방법으로 설계개선 효과를 얻을 수 있다. 그러나 목적함수가

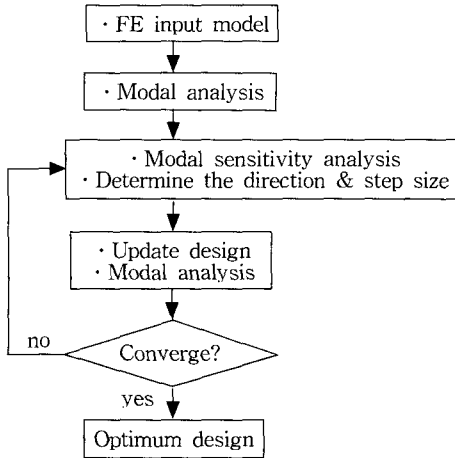


Fig. 3 Optimization process generating the path of inner reinforcement

두 개 이상인 경우는 설계민감도 계수의 부호가 서로 상충되는 설계영역이 존재하며 이 영역에서 설계 증감방향의 결정방법이 요구된다. 설계 증감방향이 상충되는 경우 설계변수를 변경하지 않는 방법도 있다. 또, 각각의 응답함수에 대하여 설계변수의 설계민감도 계수의 양과 음의 평균제곱근(Root Mean Square: RMS) 값을 구한 후, 이 값을 기준으로 하여 이 값보다 큰 값의 설계민감도 계수만을 고려하여 설계변수 변경방향을 정할 수 있는 방법이 있다. RMS 값은 설계변경의 방향이 상충되는 변수로부터 순방향 설계변수와 역방향 설계변수로 분리해서 상대적으로 작은 설계민감도를 갖는 설계변수들을 제거하는 효과가 있다. 따라서 여기서 제시한 설계변경 방법을 조합하면 Table 3의 6가지 방법을 제안할 수 있다.

Table 3은 제시된 각각의 방법을 이용하여 후드의 보강경로 최적화를 수행한 결과이며 이의 상세한 설명은 다음과 같다.

방법 1은 설계민감도 계수값이 서로 상충되는 영역의 설계변수 값을 설계변경하지 않는 경우로, 보강경로는 다른 방법에 비해서 상대적으로 명확하게 구현되는 장점이 있으나, 최적설계의 중요한 판단기준인 중량감소 및 고유진동수 증가 효과가 상대적으로 적은 것으로 나타났다.

방법 2는 설계민감도 계수값이 서로 상충되는 영역에서 설계변수의 증감 방향을 RMS 값과 비교하여 결정하는 경우로 중량감소 및 고유진동수 증가 측면에서는 좋은 효과가 있었으나, 최적 보강경로 궤적은 명확하게 정의되지 않는 단점이 나타났다.

방법 3·4는 설계변수 값을 감소시키는 방향만 고려하는 경우로 설계민감도 계수값이 서로 상충되는 영역과 증가되어야 할 영역이 구분되지 않는다. 결과적으로 시스템의 각 모드에 대해 공통적으로 강성증대에 역효과를 보이는 영역만이 제거된 보강경로가 구해지므로 경로는 상대적으로 명확하게 나타났다. 그러나 중량감소 및 고유진동수 증가에서는 비교적 미미한 효과를 나타내고 있다.

방법 5·6은 설계변수 값을 증가시키는 방향만 고려하는 경우로 시스템의 강성증대에 역효과를 보이는 영역에 대해 설계변수 값을 감소시킬 수 없으므로, 이러한 역효과를 보이는 영역이 제거되어야 하는 최적화와는 다소 다른 결과를 보이게 된다. 또한 중량감소의 효과를 얻을 수 없다는 단점도 있다.

Table 3 Methods for design direction using design sensitivity coefficients

METHOD		1	2	3	4	5	6
Sign of Sensitivity Coefficients	+	up ¹⁾	up	keep	keep	up	up
	-	down ²⁾	down	down	down	keep	keep
	+/-	keep ³⁾	RMS up/down	keep	RMS down	keep	RMS up
Weight Reduction		fair	good	fair	good	none	none
Freq. Improvement		fair	good	fair	good	fair	good
Path Visibility		good	bad	fair	bad	bad	bad

¹⁾ up: 설계변수 값의 증가
²⁾ down: 설계변수 값의 감소
³⁾ keep: 설계변수 값 유지

3.2 설계변수 값의 증감량 결정

설계변수의 증감 방향이 결정이 되면 다음 단계는 설계변수 증감량의 결정이다. 이를 위하여 다음의 세 가지 방법을 고찰하였다.

3.2.1 등차증감

등차증감은 가장 간단한 설계변수의 증감량 결정법으로 순방향 또는 역방향에 따라 다음과 같이 일정한 양을 증감시키는 방법이다.

$$V_i^{(n)} = V_i^{(n-1)} + \Delta V \times \text{sign}[C_i^{(n)}] \quad (1)$$

$$\text{sign}[x] = \begin{cases} 1 & \text{if } x > 0 \\ 0 & \text{if } x = 0 \\ -1 & \text{if } x < 0 \end{cases} \quad (2)$$

여기서 상첨자 (n)은 설계단계, $V_i^{(n)}$ 은 설계변수 i의 값, ΔV 는 설계변수의 증분, $C_i^{(n)}$ 은 설계변수 i의 설계민감도 계수를 나타낸다.

3.1절의 방법 1과 같이 설계변수 값의 증가와 감소가 동시에 필요할 경우 증량감소의 경향을 쉽게 관찰할 수 있는 장점이 있다. 그러나 설계변수 값이 일정한 크기로 계속 감소할 경우 설계변수는 영에 가까운 값까지 떨어져 시스템의 강성이 급격히 감소하여 모드형태가 전이되는 현상이 발생할 수 있다. 이런 경우 최적화 과정이 발산할 가능성이 있으므로 설계변수 값의 하한치를 설정해야 한다.

3.2.2 등비증감

식 (1)의 경우처럼 설계변수의 등차증감을 수행하면 설계변수의 급격한 변화가 발생할 우려가 있다. 따라서 이런 단점을 보완하기 위해서 식 (3)과 같이 설계변수의 증감을 설계변수에 비례하여 변화시킨다.

$$V_i^{(n)} = V_i^{(n-1)} \times R^{\text{sign}[C_i^{(n)}]} \quad (3)$$

여기서 R은 증가비이다. 이 경우는 일정 비율로 설계변수값이 증감하므로 등차증감과 같은 설계변수의 급격한 변화가 발생할 가능성은 줄어든다. 그러나 설계변수 값의 증가와 감소가 동시에 이루어 질 경우에 증량감소 효과를 관찰하기 어려운 단점이 있다. 따라서 설계변수 값의 증가와 감소 중 한 방향만을 적용한 해석에 사용하는 것이 바람직하다. 만약, 동시에 양방향으로 설계변수 값을 변경시키는 해석에 적용할 경우는 설

계변수의 상한치와 하한치를 설정하여야 한다.

3.2.3 비례증감

비례증감은 하나의 고유진동수에 대한 설계민감도 계수의 RMS값 또는 최대값에 대한 각 요소의 설계민감도 계수값의 비를 이용해 설계변수값을 일정한 한도 내에서 비례적으로 변경시키는 방법으로 적은 계산스텝으로 최적해에 접근할 수 있는 장점이 있다.

$$V_i^{(n)} = V_i^{(n-1)} \times R^{\text{sign}[C_i^{(n)}]} \times \frac{C_i^{(n)}}{C_{RMS}^{(n)}} \quad (4)$$

여기서 $C_{RMS}^{(n)}$ 는 설계단계 (n)에서 설계민감도 계수의 RMS값을 나타낸다.

본 연구에 의하면 하나의 목적함수에 대해서 식 (4)를 적용하면 그 효과가 매우 크게 나타났다. 그러나 다중목적인 1-2차 고유진동수에 적용할 경우에는 각각의 조건에 대한 민감도 계수값들 사이의 가중치를 설정해야 하는 어려움이 있다. 그러므로 다중 목적함수에 대한 해석에는 적용이 바람직하지 않다고 판단된다.

4. 복층법(Double-Layer Method)

셀구조물의 보강경로 최적설계를 위해서는 우선 설계민감도 해석이 수행되어야 하며, 이 결과로부터 설계민감도 계수값이 다중 목적함수에서 모두 음의 값을 갖는 설계영역에서는 해당 설계변수 값을 감소시킨다. 그러나 반복적으로 최적값을 찾아가는 해석과정에서 구조의 특성상 어느 특정한 값 이하로 설계변수의 값이 감소되지 않는 영역이 나타나는 경우를 만나게 된다. 또한 설계민감도 계수가 모든 목적함수에서 양의 값을 갖는 경우 이에 해당하는 설계영역에서 설계변수 값이 일정 이상으로는 증가하지 않는 영역을 만나게 된다. 이러한 현상이 나타나면 최종 결과에서 뚜렷한 보강경로의 파악이 매우 어려우며 반복적으로 축적된 오차로 인해 예상치 못한 결과가 나올 수 있다.

셀구조물에 내부보강재가 적용되는 경우에 보강재가 외장판의 형상과 구조에 영향을 주지 않으면서 단지 추가만 된다는 것을 알 수 있다. 이런 점을 착안하여 두 장의 동일한 형상의 판을 서로 절점을 공유하는 복층 셀구조물로 모델링한 후, 한 층의 두께만 보강경로 생성을 위한 설

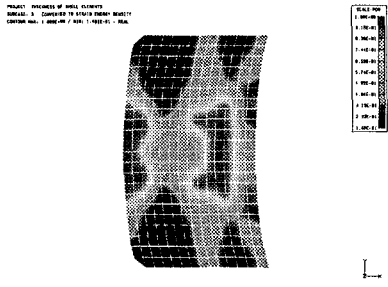


Fig. 4 Optimum path under free boundary

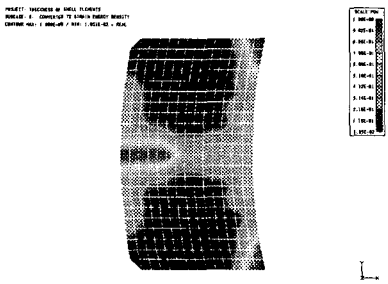


Fig. 5 Optimum path under fixed boundary

계변수로 설정하고 다른 한 층의 두께는 변하지 않게 하는 복층법을 개발하였다. 이 복층법을 이용하여 반복적인 최적해석을 수행한 결과, 설계 변수 값 증감 부위가 뚜렷이 구분되어 보다 명확한 보강경로를 얻을 수 있었으며, 또한 이 해석 결과는 최종 보강셀 구조물과 일치하여 실제 구조물과 설계에 적용된 모델과 잘 일치됨을 알 수 있다.

최적화 방법은 보강재 형상의 궤적을 쉽게 구현하기 위해서 설계방향은 방법 1 을 적용하였으며, 설계 증감량은 등비증감을 이용하였다. 증가비(R)는 50%로 하였고 설계변수로 설정된 층의 초기 두께는 0.5mm로 하였으며 두께의 상한치는 초기두께의 2배(1.0mm), 하한치는 0.001mm로 설정하였다. 경계조건은 자유경계(free boundary)와 고정경계(fixed boundary)의 두 가지 조건을 적용하여 최적화를 수행하였다.

복층법을 이용하여 양쪽 끝단과 체결부(latch)를 고정시킨 후드의 보강경로 최적해석을 반복적으로 수행하여 설계변수로 사용된 각각의 요소들의 변화된 두께에 대해 다음과 같은 결과를 얻을 수

Table 4 Comparison of the modal analyses

		Original Model	w/o Inner Reinforce	Optimized Model
Weight		23.3 kg	20.8 kg	23.0 kg
Free Boundary	Mode 1	12.6 Hz	10.6 Hz	14.6 Hz
	Mode 2	48.8 Hz	41.0 Hz	49.5 Hz
Fixed Boundary	Mode 1	32.4 Hz	35.8 Hz	37.8 Hz
	Mode 2	56.2 Hz	52.1 Hz	58.0 Hz

있었다. 보강경로 궤적의 형상은 처음 1~2 회의 설계단계에서 거의 결정되고 최적화 단계가 진행됨에 따라 빠르게 수렴하였다. Fig. 4는 자유단 경계조건에 대한 설계결과이며 Fig. 5는 고정단 경계조건에 대한 설계결과이다. 이 그림으로부터 판의 두께가 증가한 부분을 따라서 궤적을 형성할 수 있다. 그러나 자유단 경계조건의 경우 (Fig. 5)와는 달리 고정단 경계조건의 경우 (Fig. 6)의 보강궤적은 일반적인 후드 내부 보강재의 형상과는 매우 다른 결과를 보여주고 있다.

5. 결과 및 고찰

내부 보강재의 추가가 동적강성의 변화에 미치는 영향을 평가하기 위해 실링선 내부를 제거한 후드의 유한요소 모델(without inner reinforce)을 고정단과 자유단 경계조건에서 노말모드 해석을 수행하였다. 이 결과 Table 4에서 보는 것처럼 고정단 경계조건의 경우 내부 보강재가 고유진동수를 감소시킨다는 사실을 알았다. 따라서 실링선을 고려한 후드 모델에서는 자유단 경계조건의 설계민감도해석 결과로부터 구한 보강 궤적이 동적강성의 보강측면이 고려된 설계로 이용될 수 있음을 알 수 있었다.

Fig. 6은 본 연구의 결과로부터 설계한 내부 보강궤적을 유한요소 모델링한 것이다. 이 궤적은 Fig. 4를 기초로 설계자의 설계지식을 반영하여 상대적으로 두께가 증가한 부분의 궤적이 서로 끊어지지 않게 연결하여 구하였으며, 재 설계된 보강재의 궤적은 구해진 궤적과 정확히 일치하지는 않다. Table 4의 최적모델(optimized model)은 새롭게 구성된 보강재를 부착한 후드의 노말모드 해석 결과이다. 여기서 기존의 내부 보강재를 이용한 후드 (Fig. 7)의 동적강성과 그 값을 비교

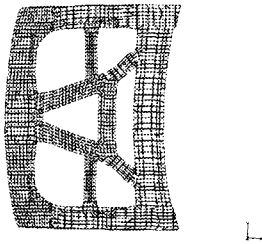


Fig. 6 FE model of optimized inner reinforcement

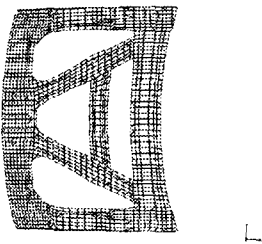


Fig. 7 FE model of original inner reinforcement

해 보면 최적모델이 무게의 증가가 없이 자유단과 고정단의 경우에 모두 1-2차 고유진동수가 증가되었음을 보여준다. 또한 고정단 경계조건에서 보강재가 없는 경우와 비교하여도 1차 고유진동수가 증가되었음을 관찰할 수 있다.

6. 결론

설계민감도 해석을 이용하여 두께에 비해 상대적으로 면적이 넓은 셸구조물인 자동차후드의 횡방향 강성증대를 위해서 내부 보강재의 궤적을 구하는 방법을 제시하였다. 이를 위하여 설계변수 및 목적함수의 선정 기준을 제시하였으며, 최적의 보강경로를 얻기 위한 최적화과정을 제시하였다. 최적의 보강경로를 구현하기 위해서 내부 보강재의 구조가 외부 셸구조물의 형상에 영향을 주지 않는다는 점을 착안하여 복층법을 개발하였으며, 이 방법을 적용하여 자동차후드의 최적 보강경로를 설계하였다.

여기서 개선된 모델은 기존 모델의 동적강성과 비교하여 무게의 증가가 없이 자유단과 고정단

경계조건 모두의 경우 1차 및 2차 모드에서 동적강성이 증가되었음을 알 수 있었다. 이러한 결과로부터, 본 연구에서 적용된 해석방법과 설계개선 방법은 일반적인 셸구조물의 보강계획이나 위상최적설계 문제에 적용할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 과학기술중점연구비 (과제번호: 1998-018-E0053) 지원으로 이루어진 것으로, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이태희, 윤광수, 1998, "NASTRAN을 이용한 고유치문제의 설계민감도해석 외부 모듈 개발," 대한기계학회논문집 A, 제22권, 제5호, pp. 909~920.
- (2) 박석주, 최창우, 오창근, 완지석, 정재현, 1996, "보강재를 이용한 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구," 한국소음공학회지, 제6권, 1호, pp. 57~66.
- (3) Suzuki, K. and Kikuchi, N., 1991, "A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization," *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 93, pp. 291~318.
- (4) Ma, Z. D., Kikuchi, N. and Cheng, H. C., 1995, "Topological Design for Vibrating Structures," *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 121, pp. 259~280.
- (5) Ma, Z. D., Kikuchi, N., Cheng, H. C. and Hagiwara, I., 1995, "Topological Optimization Technique for Free Vibration Problems," *ASME J. Applied Mechanics*, Vol. 62, pp. 200~207.
- (6) Lund, E., 1994, Finite Element Based Design Sensitivity Analysis and Optimization, Ph.D. Dissertation, Aalborg University, Denmark.
- (7) *MSC/NASTRAN Design Sensitivity and Optimization User's Guide*, MSC Co., CA.