

CAE를 응용한 차체강성 최적화에 관한 연구

An Study of Optimization on Vehicle Body Stiffness using CAE Application

최명진*, 송명준**, 장승호***
Myung-jin Choi, Myung-jun Song, Seung-ho Jang

ABSTRACT

One of the most important purposes in the design of machines and structures is to produce the most light products of the lowest price with satisfying function and performance. In this study, a scheme of design optimization for the weight down of vehicle body structure is presented. Design sensitivity of vehicle body structure is investigated and design optimization is performed to get weight down with the allowable stiffness of body in white. Stress, deformation and natural frequencies are the constraint of the optimization.

주요기술용어 : B.I.W(Body In White:차체 구조물), FEM(Finite element method:유한요소해석), Joint stiffness(결합강성), Joint stiffness(결합강성), Design sensitivity(설계 민감도 해석), Design optimization(설계 최적화), Mode shape(고유 진동모드), DESVAR(설계변수:Design variable), PFM(Penalty Function Method), FDM(Feasible Directions Method)

Nomenclature

- A : 면적, mm²
- I_{yy} : y축에 대한 관성모멘트, mm⁴
- I_{zz} : z축에 대한 관성모멘트, mm⁴
- J : 비틀림 상수, mm⁴
- E : elastic modulus
- EI : bending stiffness (N·mm³)

Subscripts

- x_j : design Variable, 설계변수
- F(x), $g_i(x)$: 목적함수, 구속함수

1. 서론

기계와 구조물의 설계에 있어서 최고의 목표는 기능과 성능을 만족시키고 동시에 가볍고 싸게 제품을 만드는 것이다. 이에 자동차 또한 마찬가지이다. 세계의 모든 자동차 회사가 원가절감과 저연비를 통한 자동차 시장에서의 판매우위를 확보하고자 차체 구조물의 최적화에 큰 관심을 갖고 있다. 설계 엔지니어 또한 고강성 차체를 갖는, 최적화되고, 경량화된 차체를 설계하고자 노력하고 있으며, 이에 발맞춰 세계의 선진 자동차 회사도 같은 노력을 해오고 있다. 이를 위해서 강도, 강성, 진동문제 등에 대해 유한 요소법에 의한 구조해석이 크게 이용되고 있다.

1979년 이후 많은 자동차 분야에서 연구하는

* 회원, 경희대학교 기계·산업 시스템 공학부 교수
** 회원, 성우 오토모티브(주)
*** 회원, 경희대학교 기계산업 시스템 공학부 교수

사람들은 최적화를 이루기 위하여 유한요소법을 이용한 최적화 논문이 많이 발표되었다. 이러한 논문들은 상대적으로 조악한 모델에 대해서 대부분 이루어져 왔다. 그 예로 Toshihisa Fujiware가 진동 모드 제어로 차체의 최적화 해석을 수행하였다. 뿐만 아니라 여러 가지 단순 모델을 이용하여 최적화를 수행한 논문이 많이 나왔다. 그러한 토대를 바탕으로 한층 더 복잡한 구조물에 있어서는 그 특성과 설계변수(parameter)의 관계를 파악하기 위해서는 유한요소법에 의한 해석을 하지 않으면 얻을 수 없게 되었고, 설계자의 육감과 경험에 의해서 설계목표와 개선을 한다는 것은 한계가 있으므로 이러한 것을 해결하고 구조물의 변경과 개량을 계획적이고 확실하게 하기 위해서는 근래 컴퓨터(Computer)에 의해 최적화를 하여 효율성 있게 설계목표에 달성하게 하는 것이 중요한 관건이 되었다. 따라서 우리는 유한요소를 바탕으로 최적화 해석을 하고자 정량적이고 효율적 방안을 제시하고자 한다.

이 논문에서 우리는 정강성과 고유진동해석을 기본으로 MSC/NASTRAN의 설계 민감도와 설계 최적화를 사용하여 차체 경량화에 관한 고찰방법과 기법에 대하여 기술하고자 한다.

2. 본 론

2.1 차체의 유한요소 모델링

차체 판넬(panel)류를 이루는 부위는 발판(Shell Element)로 모델링하였으며, 멤버(Member)류를 구성하는 부위는 빔(Beam) 요소로 구성하였다. 판넬(panel)류로는 센터 플로어(Center Floor), 리어 플로어(Rear Floor), 카울박스(Cowl Box)이며 멤버(Member)류로는 프런트 사이드 멤버(Front Side Member), (Center Floor Side Member) 등이 있다. 차체 구조물의 사이드 구조물(Side Structure) 각각의 필라(pillar) 류가 만나는 부위, 즉 프런트 필러/로워/업퍼, 센터 필러 로워/업퍼(Front Pillar Lower/Center/Upper Center Pillar Lower/Upper) 부분을 Spring Elements로 모델링하였다.

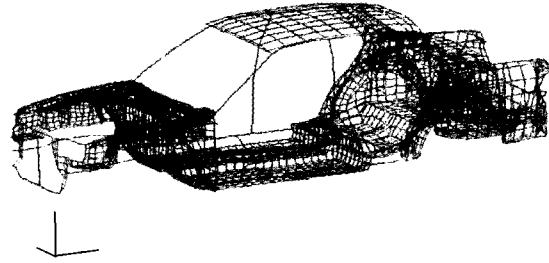


Fig. 1 BIW F.E. model

정강성 모델링 : BIW의 프런트/리어 속업쇼버(Front/Rear Shock Absorber)의 마운팅(Mount'g) 부위를 잡고서 축거(Wheel Base)의 가운데(Center) 부위에 500kgf 하중을 주었다.

고유진동 모델링 : 위에서 설명한 모델과 같고 단지 해석시 60Hz 이하에서 구한 고유진동수를 바탕으로 하였다. 다음의 Fig. 1은 모델링한 차체 그림이다.

2.2 시험방법 및 결과검토

2.2.1 고유진동모드 시험

고유진동모드 시험은 탄성이 매우 높은 것을 차체의 네 모서리 부분에 지탱하도록 하여 프런트 사이드 멤버(Front Side Member) 끝에서 미소 반복하중을 가하여 각부위에 Sensor로부터 고유진동수와 진동모드를 얻어냈다.

2.2.2 정강성 시험

속업쇼버(Shock Absorber)앞과 뒤를 구속한다. 앞쪽은 차에 진행 방향으로만 풀어주고 나머지 자유도는 구속하고 뒤쪽은 차의 진행 방향에 수직인 방향으로 회전 성향만 풀어주고 나머지 방향은 구속하였다.

해석방법 또한 시험방법과 같게 하여 차체강성과 진동수를 얻었다. 다음 Table 1과 Table 2는 시험과 해석의 정강성과 고유진동수의 결과를 보이고 있다.

고유진동수는 시험치와 해석치가 매우 근사함을 알 수가 있다. 그러나 정강성은 다소 오차가 큼을 알 수가 있으나 무게는 시험치와 해석치

Table 1 Natural frequencies

	고유 진동수(Hz)	
	시험치	해석치
비틀림모드	26.6	25.9
굽힘모드(1차)	41.3	39.9
굽힘모드(2차)	42.8	41.6

Table 2 Static stiffness and weight

	정강성 및 무게	
	시험치	해석치
굽힘강성(EI)	25	30
BIW 무게(kg)	280	279

가 거의 유사함을 알 수가 있다. 대체로 시험치와 해석치는 거의 같은 결과를 얻은 신뢰성있는 모델임을 확인하였다.

2.3 최적화의 이론적 배경

구조물의 최적화는 설계상의 제약함수 $g(x) \leq 0$ 을 만족하는 목적함수 $F(x)$ 를 최소화(또는 최대화)하는 것과 같은 설계변수 x 를 찾아내는 여러 가지 문제를 말하고, 일반적으로 다음 식으로 나타내어진다.

$$\text{최소화 } F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

$$\text{제약식 } g_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq 0$$

$$x_{jL} < x_j < x_{jU}$$

구조물의 최적화 문제에는 많은 경우 목적함수 $F(x)$ 를 중량으로 하는 경우가 많아 최소 중량 설계라고도 불린다.

제약함수 $g_i(x)$ 에는 변위나 응력 등을 나타내는 관계식이 주어지는데, 예를 들면 허용변위 u 가 주어지면 $g_i(x, u) = u' - u \leq 0$ 이 된다. 이때 $g_i(x, u)$ 는 어떤 제약치 u_{io} 에 대한 각 설계변수 x_j 의 감도계수를 Λ_{ij} 라고 하면

$$g_i(x) = u_{io} + \sum_{j=1}^n \Lambda_{ij} \cdot x_j$$

$(\{g(x)\} = \{u_o + [\Lambda] \{x\})$ 로 표시된다. 이때 설계변수 x_j 의 의미는 감도계수의 조건 설정에 따라 변하게 된다. 최적 문제를 푸는 방법으로 다음과 같은 두 방법이 주로 적용된다.

1) Penalty Function Method

2) Feasible Directions Method

PFM은 구속조건 문제를 연속된 불구속 조건 문제로 변환하여 최적화를 하는 방법이다. 이 경우에 적용되는 식은 다음과 같다.

$$H(x) = F(x) + \lambda \sum_{j=0}^n \frac{1}{g_i(x)}$$

위에서 λ 는 최적화를 수행하는 동안에 허용하는 변수이다. 이것은 또한 Indirect Methods라고 하기도 한다. 그리고 다음 Fig. 2는 $\lambda \rightarrow 0$ 으로 감에 따라 $g_i(x) < 0$ 에 대하여 $H(x)$ 는 $F(x)$ 로 최소화됨으로써 최적화하는 방법을 도시하였다.

FDM은 최적화를 시작할 때 불구속 위치에서 시작하여 각각의 구속조건이 만날 때마다 각각의 구속조건을 계산하는 방법이다. 이는 한 개의 구속조건이 처리될 때 최적화로 가는 방향이 새롭게 결정되는 방식이다. Direct Method라고 불리기도 하며, 최적화를 찾아가는 방향은 목적함수의 도함수($\partial f / \partial x_i$)와 구속 조건식의 도함수($\partial g / \partial x_i$)에 의하여 결정된다. 다음의 Fig. 3이 최적화를 찾아가는 방식을 그린 그림이다.

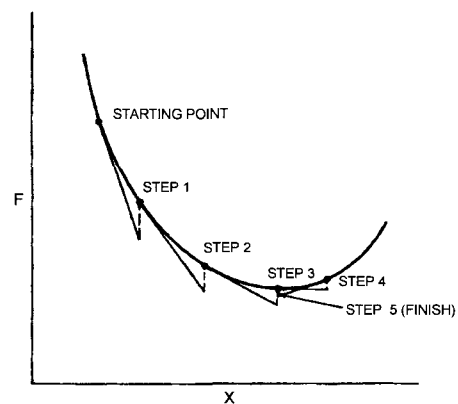


Fig. 2 Optimization on PFM

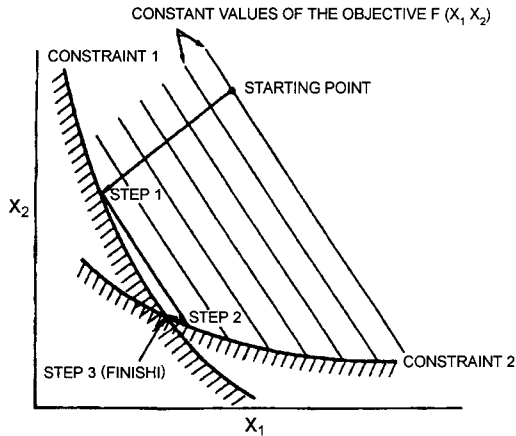


Fig. 3 Optimization on FDM

이들은 모두 설계변수로 정한 설계 공간 내에서 최적치를 찾는 방법이며 그 방향을 찾기 위한 목적함수, 제약함수의 편미분 함수를 필요로 하고 여기에 감도계수를 사용하면 좋은 결과를 얻을 것으로 판단된다.

2.4 최적화 모델링 방법

각각 부재를 설계 파트(parts)에 근거해서 설계 변수로 선정했으며, 패널류는 두께를 멤버(Member)류는 단면적을 설계변수로 잡았다. 그리고 제약조건은 응력과 변위 그리고 고유진동수로 하였다.

이때 면적이 감소 또는 증가하는 경우 관성 모멘트(I_{yy} , I_{zz})와 비틀림 상수(J) 값이 면적의 변화율에 따라 변화하도록 관계시켰다. 그 관계식은 다음과 같다.

$$I_{yy}' = \left(\frac{A'}{A}\right) \times I_{yy}$$

I_{yy} 는 초기 관성 모멘트, I_{yy}' 는 변화후 관성 모멘트, A 는 초기 단면적, A' 는 변화후 단면적을 나타낸다. 전체 설계변수는 두께와 단면적을 포함하여 85개를 설계변수로 잡았다.

설계목적 함수는 설계엔지니어의 주요 관심인 차체 구조물의 무게(Weight)로 하였다. 그리고 정강성 최적화 해석에서는 최대변위와 응력

을 설계구속조건(Design Constraints)으로 잡았으며 고유진동해석에서는 비틀림 모드와 굽힘 모드 1차와 2차를 구속조건으로 잡고서 설계 최적화를 수행하였다.

3. 최적화 해석 결과 및 검토

3.1 정·동적 민감도 계수

3.1.1 최적화의 수렴성

최적화 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.(Fig. 4 참조) 아래 그래프에서 위의 곡선은 정강성 최적화 곡선을 아래 그래프는 동강성 최적화 곡선을 나타낸다. 두 그래프는 최적화 해석시 각각의 단계마다의 차체의 무게 감소를 나타내고 있으며 이것은 최적화가 잘 진행되어가고 있다는 것을 알 수가 있다.

그래프에서 두 그래프가 완만한 곡선을 이루는 것은 차체가 최적화 해석 이전부터 다른 여러 방법을 통하여 경량화 되어 있음을 알 수가 있는 것이다. 따라서 최적화를 이루는 방법에는 다른 여러 가지 방법이 있다는 것을 여기서 말하고자 한다.

3.1.2 민감도 계수

다음 표 3은 정·동적 민감도 계수를 나타낸 것이다.

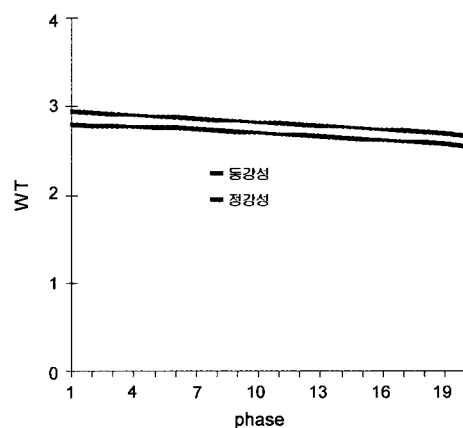


Fig. 4 Convergence for optimization

Table 3 Sensitivity coeff.

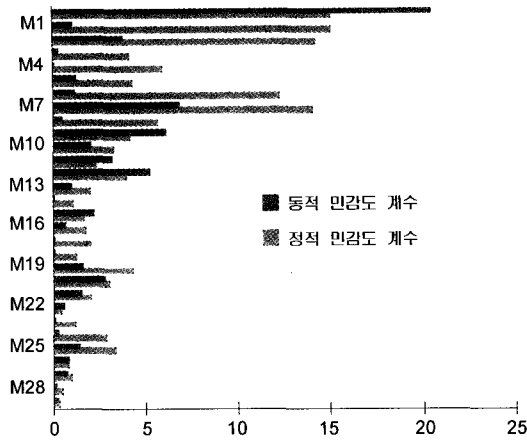


표 3은 최적화 해석에 포함된 정·동적 민감도 계수 85개 중 민감도 계수가 큰 계수 30개를 선정하여 나타낸 것이다. 그래프를 설명하면 Y축은 각각의 차체 부재를 나타내는 설계변수이며 X축은 설계변수의 민감도 계수의 크기를 나타낸다.

여기서 잠깐 민감도 계수에 대하여 설명하면 민감도 계수란 설계변수를 약간만 변경하였을 때, 그 변화에 대한 목적함수가 민감하게 반응하는 척도로써 절대치가 가장 큰 것을 근본으로 하여 설계변수를 결정한다. 즉, 차체의 정·동적 강성은 그대로 유지한 상태에서 차체의 무게를 최적화시키는 설계변수를 결정하는 것이다. 그것이 바로 효율적인 경량화 방안인 것이다.

앞의 민감도 해석결과에서 Panel 류가 주로 민감도 계수가 크게 나타났으며, 그 예로 표에서 맨위의 막대 그래프 부분이 민감도 계수가 가장 크며 그 파트(Part)는 루프판넬(Roof Panel)이며 그 다음이 센터 플로워(Center Floor), 사이드 아웃터 판넬(Side Outer Panel) 순으로 이어진다. 그러나 멤버(Member)류는 강성을 지배하는 주요 요소라서 그런지 민감도 계수가 매우 작게 나왔다. 따라서 설계 민감도 계수 중에서 판넬(Panel) 류가 멤버(Member)류보다 경량화하는 데는 더 효과적이므로 판넬(Panel)의 적절한 두께 분배야말로 차체를 최적화하는데 중요한 이슈(issue)

라는 것을 다시 한번 확인했다. 또한 민감도 계수를 통해서 차체 구조물의 강도·강성 및 고유진동수를 높이는 데는 멤버류가 효과적이고, 특히 차체의 주요 파트(Parts)인 필러(Pillar)류와 프런트 사이드 멤버 리어(Front Side Member Rear) 부위가 차체강성에 중요한 부위임을 증명하였다. 이를 토대로 하여 정·동적 설계 민감도 계수를 분석하여 85개 중 30개를 선정하여 다시 차체에 적용하였다.

3.2 최적화 해석 모델 적용

최적화 해석결과로 얻은 민감도 계수를 통해서 차체 모델에 적용하여 다시 차체의 정·동적 해석을 수행하여 그 최적화 해석결과가 어느 정도 최적화에 효과를 보았는지 알아보고, 초기 모델과의 차이점을 검토하여 보았다. 아래 그림은 정강성 변위 선도의 최적화전과 최적화후의 차체 모델을 나타낸 그래프이다.

위 그래프에서 Y축은 변위를 나타내며, 두 곡선중 위에 있는 것이 최적화되기 전의 변위 그래프이다. 위 곡선은 Under Floor의 Member 류인 Front Side Member에서 Rear Floor Side Member 까지 연결되는 Member류의 강성변위 선도이다. 최적화 후에도 두 그래프가 별차이 없음을 우리는 알 수가 있었다. 다음 표 4, 5는 최적화 후의 강성 변위와 고유진동수를 나타낸 것이다.

표 4는 정적해석에 의하여 최적화 된 결과치

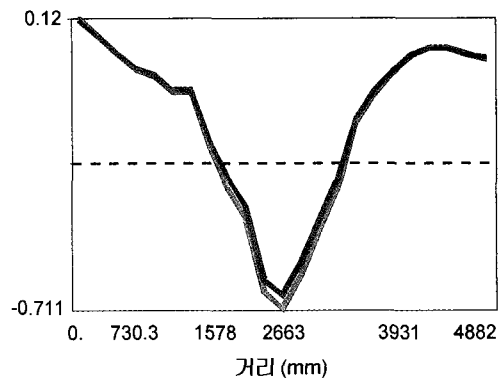


Fig. 5 Displacement on static stiffness

Table 4 Disp. and stress for static

구분	최적전	최적후	측정 위치
변위1	0.53	0.59	Side sill
변위2	0.67	0.74	
변위3	0.63	0.7	
응력1	22.2	22.4	Center floor
응력2	19.8	20.2	

Table 5 Natural frequency & weight after optimization

구분	최적전	최적후	비고
비틀림 모드	25.9	26.1	단위 (Hz)
굽힘모드(1차)	39.9	40.0	
굽힘모드(2차)	42.8	41.6	
무게(kg)	279	264.2	▽14.8

를 나타내고 있으며 변위는 최대변위가 일어나는 곳에서 측정된 것이고, 응력 또한 Center Floor의 최대응력이 발생하는 곳에서 측정된 것이다.

최적화 후에도 고유진동수에 대한 변화가 거의 없다. 이것은 결론적으로 최적화에 대한 해석이 단적이지만 잘 이루어졌음을 알 수가 있다. 정·동적 강성에 의한 차체 최적화 해석을 수행하여 무게를 14.8(kg)를 Down시켰다.

이것은 설계 최적화 해석을 적절한 설계시점에서 계획적이고, 정확하게 이용한다면 제품설계에 충분히 적용될 수 있다고 확신할 수 있다.

4. 결 론

지금까지의 이야기를 결론짓는다면, 차체 구조물의 최적화 해석을 수행하여 14.8(kg)의 무게

감소를 이루었다. 이 논제에서는 단지 최적화 해석만 거론하였지만 변형 에너지법과 각각의 부재의 강성 분배율 등을 통해서 차체뿐 아니라 모든 제품을 정량적이고 최적적인 물건으로 만들 수 있다는 결론에 이르렀다는 것이다. 최적화 해석을 구조설계에 응용할 때의 이점은: 구조물의 평가를 용이하게 할 뿐 아니라 구조해석의 유용성을 높인다는 것을 우린 알았다.

그리고 많은 제약조건을 만족시키면서 동시에 가볍고 저가격의 제품을 설계할 수 있다는 점에서 최적화 해석은 많은 활용이 있을 것으로 확신한다.

차체 구조물의 경량화는 어느 자동차 회사나 주요 관심 분야이며 차량개발의 초기단계에서 BIW의 경량화 해석을 통하여 차체구조의 설계변경을 쉽게 이룩할 수 있으므로 우리는 앞에서 이야기한 최적화 기법을 설계 초기단계에서 최대한 이용하여 차체 구조물의 경량화를 이룩하여야겠다.

참 고 문 헌

- 1) 임홍재, 임상범, "저진동 차체의 필라 설계 및 최적화 기법," 현대자동차 논문집, 1995.
- 2) G. J. Moore, "Msc/nastran Design Sensitivity and Optimization User's Guide," MSC Co., 1993.
- 3) M. Kamal, A. Joseph, Wolf, "Modern Automotive Structural Analysis," A, Wolf, VNA Co. Book, 1995.
- 4) T. Fujiwara et. al., "Optimization Analysis for Vehicle Vibration Mode Control," SAE 860809, 1986.
- 5) H. Miura et. al., "Integrated Panel and Skeleton Automotive Structural Optimization," SAE 811317, 1981.