

단순 측면충돌해석에 의한 센터필러의 최적설계

배기현¹⁾ · 송정환¹⁾ · 허훈^{*1)} · 김세호²⁾

한국과학기술원 기계공학과¹⁾ · 대구대학교 자동차 · 산업 · 기계공학부²⁾

Optimum Design of a Center-pillar Model with a Simplified Side Impact Analysis

GiHyun Bae¹⁾ · JungHan Song¹⁾ · Hoon Huh^{*1)} · SeHo Kim²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Science Town, Daejeon 305-701, Korea

²⁾School of Automotive, Industrial and Mechanical Engineering, Daegu University, Gyeongbuk 712-714, Korea

(Received 8 April 2005 / Accepted 7 September 2005)

Abstract : This paper is concerned with optimum design of a center-pillar assembly induced by the high-speed side impact of the vehicle. In order to simulate deformation behavior of the center-pillar assembly, simplified finite element model of the center-pillar and a moving deformable barrier are developed based on results of the crash analysis of a full vehicle model. In optimization of the deformation shape of the center-pillar, S-shaped deformation is targeted to guarantee reduction of the injury level of a driver dummy in the crash test. Tailor-welded blanks are adopted in the simplified center-pillar model to control the deformation shape of the center-pillar assembly. The thickness of each part which constitutes the simplified model is selected as a design parameter. The thickness of parts which have significant effect on the deformation mechanism are selected as design parameters with sensitivity analysis based on the design of experiment technique. The objective function is constructed so as to minimize the weight and lead to an S-mode deformation shape. The result shows that the simplified model can be utilized effectively for optimum design of the center-pillar members with remarkable saving of computing time.

Key words : Side impact(측면충돌), Simplified center-pillar model(단순 센터 필러 모델), S-mode deformation shape(S형 변형형상), Response surface method(반응표면법), Crashworthiness(충돌성능)

1. 서론

환경오염에 대한 사회적인 관심으로 자동차 배기가스 및 연비에 대한 규제가 강화되고 있으며 충돌 안전성에 대한 규제 역시 강화되고 있다. 이에 대응하여 각국의 자동차 업계는 가볍고 충돌 안전성이 우수한 자동차를 개발하기 위하여 노력하고 있다. 차량 경량화는 이러한 상황에 대응하여 충돌

안전성의 확보를 동반해서 수행되어야 한다. 자동차 측면충돌은 정면충돌에 비해 충돌에너지 흡수할 수 있는 구조물이 많지 않고, 운전자와 차량 사이에 제한된 공간으로 인하여 운전자에게 치명적인 상해를 줄 수 있다. 최근 측면충돌에 의한 사고의 빈도가 증가하고 있기 때문에 미국, 유럽 등에서는 이에 대한 법규를 지정하였고, 충돌 안전성에 관한 상품성 시험은 충돌 법규보다도 엄격하게 실시되어 자동차에 등급을 부여하고 있다. 차체 구

*To whom correspondence should be addressed.
hhuh@kaist.ac.kr

조물은 측면충돌 시 충돌에너지를 흡수할 수 있는 구조물이 많지 않고 측면 구조물의 변형이 운전자의 상해치에 큰 영향을 미친다. 따라서 측면 충돌에 관련한 상품성을 높이기 위해서는 센터필러와 같은 측면 부재의 최적 변형형상을 유도하여 운전자의 안전 공간을 확보함과 동시에 경량화의 요구를 만족하여야 한다.

충돌해석 문제의 최적화는 실험계획법 등을 이용한 반응표면법이 주로 사용된다. 반응표면법을 충돌 문제의 최적화에 적용한 연구로 Yamazaki와 Han¹⁾은 간단한 원통형 튜브의 형상 최적화를 수행하였으며, Kutaran 등²⁾은 Yamazaki의 원통형 튜브 문제, 단순 차량 모델의 충돌 최적화 및 고속도로 콘크리트 장애물의 형상 최적화를 수행하였다. Marklund와 Nilsson³⁾은 측면충돌의 최적화 수행을 위하여 시간에 따른 경계조건을 적용하여 사각관 형상의 단순 모델을 구성하였으며, 센터필러 모델의 형상 최적화를 수행하였다. 그러나 수행한 대부분의 충돌 문제는 단순 단위에서 이루어졌고, 차체 연결부를 고정된 단순 경계조건을 적용하였다. 차량 제작사에서 개념 및 레이아웃 설계 시에 필러모형을 탄성-강소성체로 가정하여 고체역학적인 관점에서 설계를 수행하고 있으나 이 방법을 이용할 경우 실제 재료의 물성 및 충돌의 정확한 고려가 매우 어려운 문제점이 발생한다. 따라서 충돌상황 및 재료물성 등의 보다 정확한 고려 및 신속한 해석 결과의 도출을 위한 단순모델의 개발이 필요하다.

본 논문에서는 측면충돌 시 운전자의 안전 공간 확보와 차체의 안전기준 및 상품성을 향상시키기 위하여 센터필러 부재들의 두께 변화를 통하여 S형 변형형상을 유도하고, 경량화를 목표로 측면 부재의 최적화를 수행하였다. 최적화 과정에서 효과적인 변형형상의 유도를 위하여 재단용접강판(Tailor-welded blank)을 도입하여 부재를 세분화하였다. 기본적으로 최적화를 수행하기 위해서는 반복적인 계산이 요구되므로 차체모델 전체를 이용하여 최적화를 수행하는 경우 시간의 효율성이 떨어지게 된다. 따라서 해석 시간을 단축하는 동시에 차체모델 전체와 등가 작용을 하는 단순 측면 모델을 제안하여 최적화를 수행하였다. 제안된 단순모델을 바탕으로

민감도 해석을 수행하여 주요 설계변수를 선정하였으며 선정된 설계변수를 바탕으로 반응표면을 구성하여 최적화를 수행하였다. 단순모델을 통한 최적화 수행 결과를 실차 해석에 재적용하여 단순 모델을 통한 최적화의 타당성을 검토하고 측면충돌에서 변형형상의 향상도를 정량적으로 평가하였다.

2. 최적화를 위한 측면 충돌부재의 단순모델 결정

2.1 측면충돌 상품성 및 차체 모델

차체의 측면충돌에 관한 상품성은 북미 도로교통안전청(NHTSA)의 US-SINCAP(US-Side Impact New Car Assessment Program) 시험법⁴⁾과 유럽의 EURO-NCAP 측면충돌 시험법⁵⁾이 대표적인데 본 논문에서는 US-SINCAP 시험법에 근거하여 해석을 수행하였다. 북미 측면충돌 상품성 시험법은 27°의 경사를 가진 이동대차(MDB: Moving Deformable Barrier)가 정지차량의 측면을 38.5 mph (62 km/h)의 속도로 충돌하는 시험 방법이다. Fig. 1에 측면충돌해석에 사용된 차체모델을 도시하였다.⁶⁾ 해석은 외연적 유한요소 프로그램 LS-DYNA3D v970을 사용하여 US-SINCAP 상품성 시험법에 의거 측면충돌해석을 수행하였다.

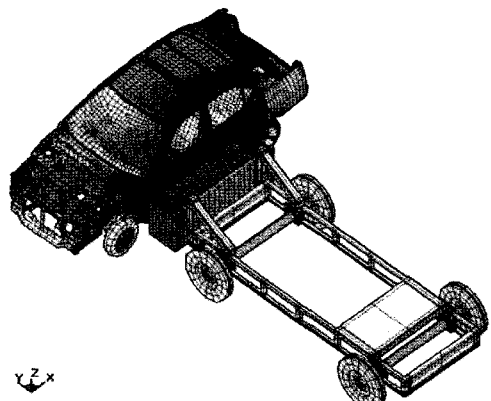


Fig. 1 Finite element models used in the side impact analysis

2.2 측면부재의 단순모델 결정

측면충돌에서는 대부분의 충돌에너지를 센터필러가 흡수하고 나머지 부분은 변형이 거의 없이 강

체 운동을 하게 되므로 계산 시간의 효율을 고려하여 센터필러 부분을 중심으로 한 단순모델을 제안하여 효율적인 최적화의 수행을 용이하게 할 수 있다. 또한 충돌 안전성과 상품성 평가에서는 운전자의 안전 공간 확보가 중요한 문제이며 센터필러의 변형 모드가 안전 공간의 확보에 중요하므로 최적화 수행을 위한 단순모델은 센터필러가 중심이 되어야 한다. 차체 전체모델의 해석결과 지붕부를 지지하는 측면부재는 충돌하중의 지지에 큰 기여를 하지 못하며 바닥부를 지지하는 측면부재는 충돌하중의 지지에 중요한 역할을 하는 것으로 평가되었다. 단순모델의 결정에 있어서 이러한 지지부의 역할을 모사하기 위하여 본 논문에서는 비탄성 불연속 스프링 요소를 사용하여 지붕부와 바닥부를 등가의 경계조건을 적용하여 대체하였다. 비탄성 불연속 스프링요소는 하중이 가해지는 단계에서는 하중-변위 곡선으로 강성을 표현하며, 하중이 제거되는 단계에서는 상수를 사용하여 표현한다. 스프링 요소는 고정된 절점과 연결하여 각 방향의 거동을 독립적으로 표현할 수 있도록 하였다. Fig. 2에 센터필러의 단순모델과 경계조건으로 주어지는 스프링 요소를 도시하였다. 대차모델은 센터필러의 충돌에 관여하지 않는 부분을 질량요소로 대체하였다. 또한 범퍼부는 센터필러와의 충돌을 고려하여 폭을 줄였다. 스프링 요소는 하중이 가해지는 단계에서의 강성을 표현하기 위하여 단순모델 선정의 단계에서 제외한 부분의 단면과 지붕부 및 바닥부에 연결된 지지부에서의 절점에 추가하였으며 실차 해석을 통하여 절단부분 하중 및 변위의 결과를 얻어 하중-변위 곡선을 구성하였다. 실차해석의 결과

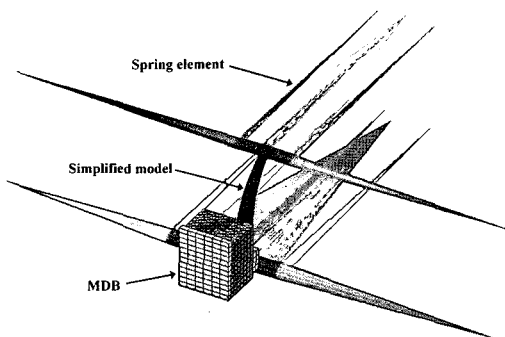


Fig. 2 Simplified model of center-pillar and MDB

는 진동을 포함하고 있으므로 정해진 기준으로 필터링(Filtering)할 필요가 있다. 본 논문에서는 SAE J211⁷⁾에 제시된 필터링 기준 중 CFC 60 클래스를 사용하여 Fig. 3과 같이 하중 및 변위의 진동을 필터링하였다. 이를 사용하여 각 절단부분의 하중-변위곡선을 구하였으며, 지붕부 절단면의 하중-변위 곡선을 Fig. 4에 예시하였다. 하중이 제거되는 단계에서는 실차시험이나 해석에서는 발생되지 않지만 단순모델의 스프링 특성에 의해 되튀김 현상이 발생하므로 이를 방지하며 실차해석과 같은 경계조건을 부가하기 위하여 하중 제거 단계에 상대적으로 큰 상수값을 스프링 강성으로 부가하였다. 결정된 단순모델에 대하여 측면충돌해석을 수행하고 실차 모델과의 변형형상 비교를 위하여 Fig. 5와 같이 외판부재와 내판 부재를 절단하였다. 내판 부재는 운전자의 안전을 고려하기 위하여 운전석에 가까운 쪽을 절단하였으며 단면의 변형형상은 Fig. 6에 도시

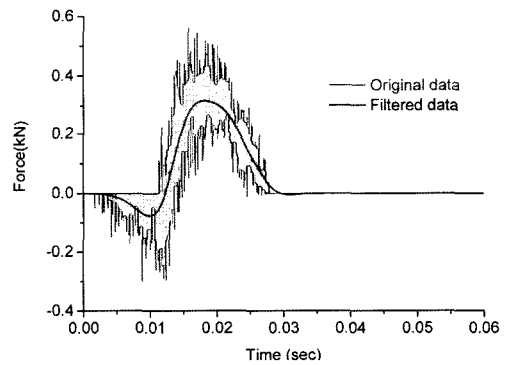


Fig. 3 Data Filtering with CFC 60 class(roof)

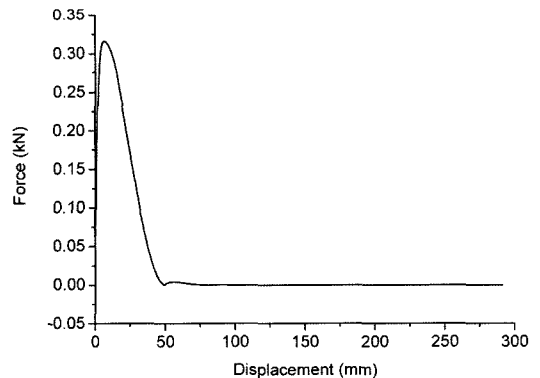


Fig. 4 Load-displacement curve(roof)

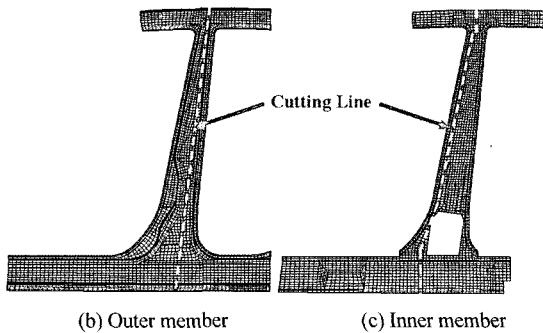
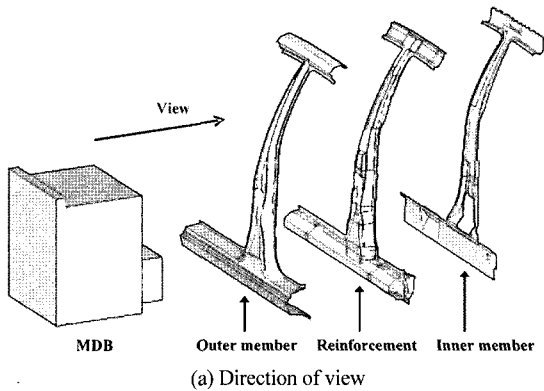


Fig. 5 Description of the section cut

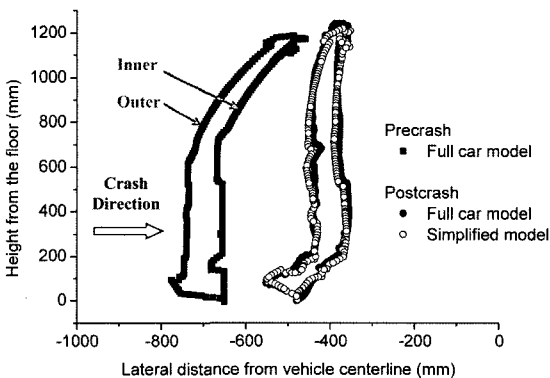


Fig. 6 Comparison of the deformed shape between the full car analysis and the simplified model analysis

하였다. 센터필러 하단부의 변형양상을 모사할 수 있는 정확한 해석을 위하여 센터필러의 충돌에 관여하지 않는 부분을 질량요소로 대체하였으며 범퍼부는 센터필러와의 충돌을 고려하여 폭을 줄였다. 단순모델은 실차모델과 비교하여 중량과 충돌 흡수 부재 등에서 차이가 있으므로 이를 고려한 대차의 물성 및 중량의 수정이 필요하다. 중량을 제외한다

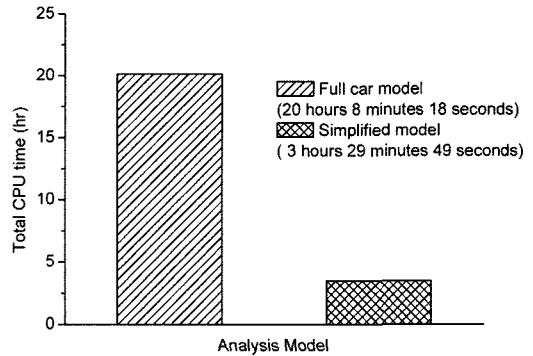


Fig. 7 Comparison of the analysis time with the full car and simplified model

른 물성의 수정은 매우 어려우므로 본 연구에서는 중량을 줄여 실차해석과 유사한 하중 및 변형형상을 얻고자 하였다. 단순모델의 변형형상을 고려하여 대차의 중량을 10%로 낮추었고 이에 맞추어 단순 필라 모델의 경계를 지지하는 스프링 요소의 강성을 10%로 낮추었다. 이를 통하여 유사한 변형형상을 얻었으며 단순모델의 신뢰성을 확보하였다. 충돌해석은 IBM p690에서 이루어졌고 2CPU를 사용하였다. Fig. 7은 해석모델에 따른 총 CPU 시간을 도시한 것이며 약 83% 정도의 계산시간을 단축할 수 있었다. 변형형상의 비교를 통하여 확보된 신뢰성을 바탕으로 시간의 효율성을 고려한 단순모델을 이용하여 최적화를 수행하였다.

3. 센터필러의 변형형상 최적화

두께가 일정하게 설계된 부재의 경우 국부적 소성변형에 따른 변형형상의 유연한 변화를 유도하기 힘들기 때문에 재단용접강판을 도입하여 부재를 세분화하였다. 세분화된 부재의 두께 변화를 통하여 충돌에 의한 굽힘 변형이 원하는 방향으로 발생할 수 있도록 하였다. 센터필러의 변형에 가장 크게 기여하는 보강재들을 선정하여 재단 용접강판을 적용하였고, 차량의 외부로 노출되는 센터필러 외관 부재는 외관상, 제조상에서 재단용접강판을 적용하기 부적절한 면이 있으므로 적용대상에서 제외하였다. 최적화를 위한 설계변수 선정을 위하여 실험계획법을 사용하여 민감도 해석을 수행하였다. 설계 변수들의 조합에 따라 설계행렬을 구성하였고 이를 바

탕으로 실행 목록을 작성하였다. 실행목록의 해석 결과를 바탕으로 회귀곡선을 구성하고 각 변수의 기여도를 분산분석표(ANOVA table: Analysis of Variance Table)로 구성하여 기여도가 높은 변수를 선정하였다. 최적화 수행은 전역 최소점 및 최대점의 경향 파악에 유리한 반응표면법(Response Surface Method)을 사용하였다. 본 논문에서는 최적화의 정밀도를 높이기 위하여 2차의 회귀곡선을 사용하여 근사하였다.

3.1 두께 최적화

3.1.1 민감도 해석을 통한 두께 설계변수의 선정

이동대차는 Fig. 8과 같이 1차적으로 범퍼부가 필러 하부에 충돌하고, 2차적으로 대차면의 상단부와 필러 중심부가 충돌하게 된다. 따라서 측면부재는 2차 충돌부를 기준으로 변형기구가 구분되어지는 경계영역인 ±100 mm 의 위치에서 용접선을 설정하였다. 용접선을 기준으로 세분화된 12개 부재들의 두께를 1차적인 설계변수로 선정하였으며 이를 Fig. 9에 도시하였다. 각 부재들의 초기 두께와 사용된 재

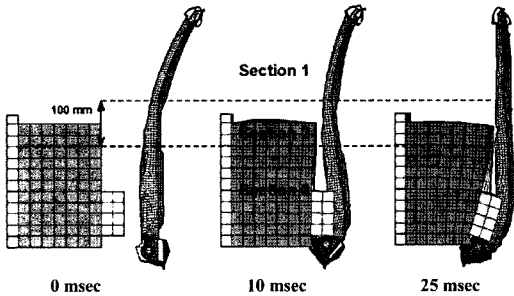


Fig. 8 Determination of welding line considering the contact mechanism of center-pillar and MDB

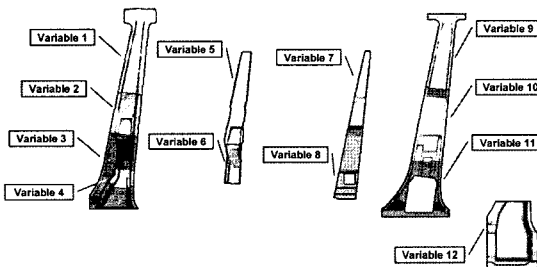


Fig. 9 Initial design variables of the thickness

Table 1 Initial Thickness and material property(static)

Variable	Thickness (mm)	Material Name	E (GPa)	ν	σ_y (MPa)	σ_u (MPa)
1, 2, 3	1.4	SPRC35	207	0.29	197	350
4	3.7	SAPH38	207	0.29	268	380
5, 6	2.3	SPRC35	207	0.29	197	350
7, 8	2.0	SPRC35	207	0.29	197	350
9, 10	1.2	SPRC35	207	0.29	197	350
11	2.8	SPRC35	207	0.29	197	350
12	1.6	SAPH38	207	0.29	268	380

료의 정적 물성치는 Table 1과 같다. 불필요한 변수들을 제거하는 과정을 통하여 이에 의해 소요되는 최적화의 시간을 줄이고 최적화 수행에 필요한 두께 설계변수들을 선정하기 위하여 민감도 해석을 수행하였다. 민감도 해석은 Hyperstudy 7.0을 사용하였으며 두께 설계변수의 선정을 위하여 초기치에 0.2 mm 의 섭동량을 두고 초기값, 상한값, 하한값을 고려한 3 수준의 요인설계법을 사용하였다. 유연한 최적 변형형상을 얻기 위하여 바닥부의 높이를 기준으로 차고방향(Z) 100 mm 간격으로 부재의 좌표값을 반응으로 선정하였으며 경량화를 고려하여 어셈블리의 중량도 반응으로 선정하여 민감도 해석을 수행하였다. 해석 결과를 바탕으로 각 반응에 대하여 최소자승법(Least Square Method)을 통하여 2차 회귀곡선을 구성하였다. 회귀곡선 식의 각 변수에 해당하는 항의 기여도를 평가하고 이를 바탕으로 분산분석표를 구성하였다. 두께 설계변수의 선정을 위해 각 반응들의 기여도의 평균값을 사용하였으며 5%의 기여도를 두께 설계변수 선정 기준으로 정하였다. 기준 아래에 있는 두께 설계변수들은 각각의 반응에서도 큰 기여도를 갖지 못하는 경향을 보였으며, 이 기준을 통하여 최종의 두께 설계변수를 선정하였다. 민감도 해석의 결과는 Fig. 10에 도시하였다. 이상의 방법으로 7개의 설계변수를 선정하였으며 Fig. 11에 도시하였다.

3.1.2 반응표면법을 통한 두께 최적화

본 논문에서는 측면 충돌 시 차체 측면부재의 변형을 S형으로 유도하여 운전자의 안전 공간을 확보함과 동시에 경량화를 달성하는 것을 목표로 목적

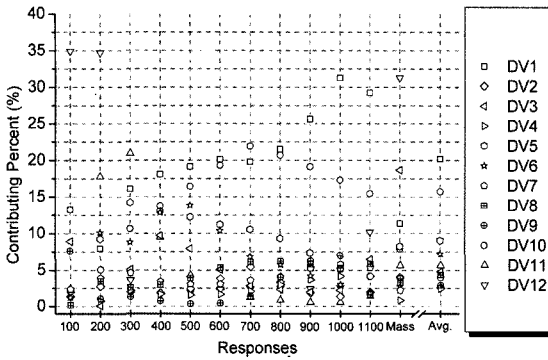


Fig. 10 ANOVA table using the result of sensitivity analysis

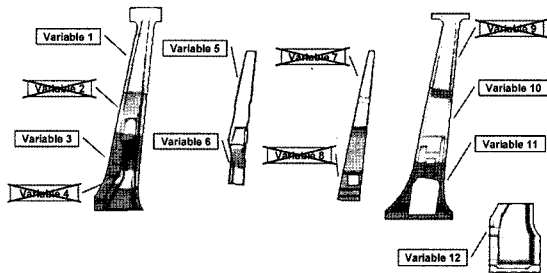


Fig. 11 Selection of design variables of the thickness

함수를 구성하고 이를 최소화 하여 S형 변형형상을 유도하였다. 변형형상을 정의하기 위하여 민감도 해석에서 선정된 부재의 좌표값을 사용하였으며 원하는 변형형상을 정의하기 위하여 Fig. 12에 도시한 IIHS(Insurance Institute of Highway Safety)⁸⁾에서 사용하는 구조 등급 기준을 참고하였다. 단순모델 해석 결과, 골반부에서 최대 침입량이 나타나므로 이를 넘지 않도록 하고 두부와 흉부에서는 최대 20 mm의 안전 공간을 확보할 수 있도록 Fig. 13과 같이 내관 부재 쪽의 목표 형상을 설정하였다. 제한조건으로는 운전자의 안전 공간 확보의 설정을 위하여 인체모델을 착좌시켰을 때 골반부 높이에 해당하는 부분의 변형 후 좌표는 IIHS 기준인 125mm를 넘지 않도록 하고 흉부 높이에 해당하는 부분의 변형 후 좌표는 공간 확보를 위하여 초기 좌표보다 작지 않도록 부가하였다. 또한 중량은 최적화의 대상으로 선정된 부재를 기준으로 한 것이며 경량화를 위하여 초기 중량의 95%를 중량 상한선으로 선정하여 제한조건을 부가하였다. 본 논문에서는 위의 조건을 고려하여 식 (1)을 구성하였다.

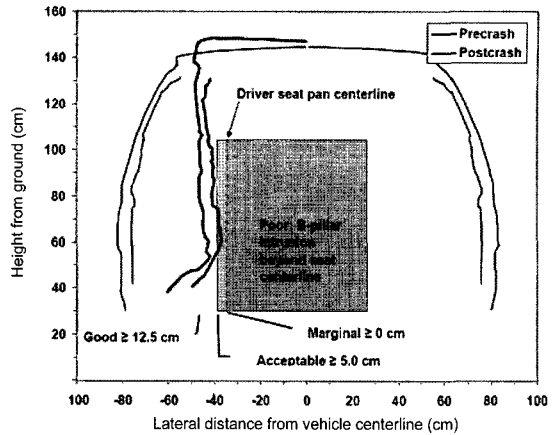


Fig. 12 Criterion of the structural rating (IIHS)

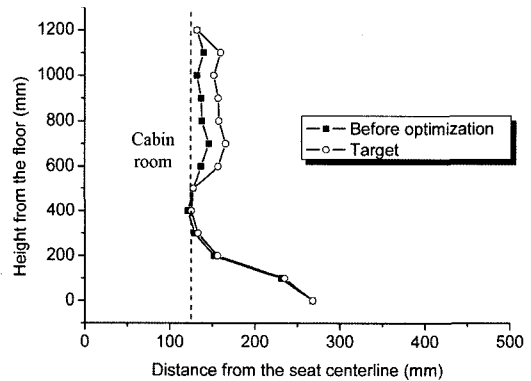


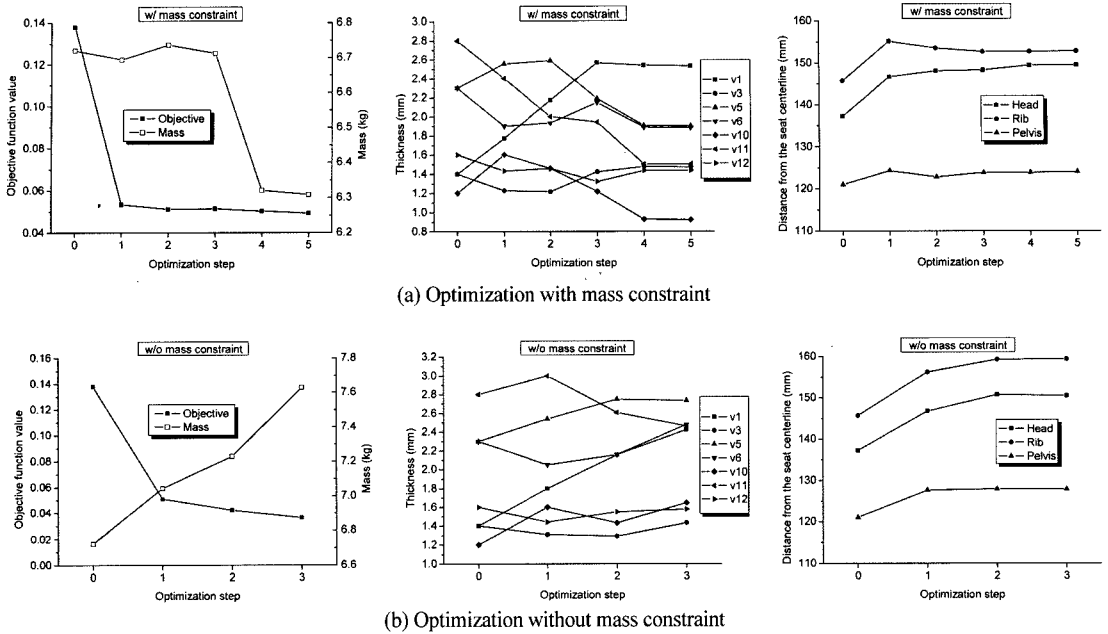
Fig. 13 Target shape of the simplified center-pillar model

$$\text{minimize } \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{y}{y_i}\right)^2 \quad (1)$$

$$\text{subject to } \begin{aligned} 125.00 \text{ mm} &\leq y_p \\ 145.70 \text{ mm} &\leq y_r \\ m &\leq 0.95m_i \end{aligned}$$

- where y_i : distance of the target from seat centerline
- y_p : distance of the pelvis from seat centerline
- y_r : distance of the rib from seat centerline
- i : point number ($n=13$)
- m_i : initial mass of the selected parts

민감도 해석을 통하여 선정된 7개의 두께 설계변수는 0.4 mm의 침투량을 사용하여 실험계획법 반복계산을 수행하였고 반응표면을 2차의 회귀곡선



(a) Optimization with mass constraint

(b) Optimization without mass constraint

Fig. 14 Optimization process

으로 근사하였다. 두께의 변화에 따른 부재의 강도가 재배치되면서 골반부의 침입량은 기준으로 정한 125mm를 유지하면서 흉부와 두부의 침입량도 목표 형상에 근접하여 전체적으로 운전자 안전 공간이 효율적으로 확보됨을 확인하였다. 중량의 제한조건을 부가한 경우와 부가하지 않은 경우의 최적화 결과는 Fig. 14에 도시하였다. 이를 통하여 얻은 각 설계점의 최적 형상은 Fig. 15와 같고 Table 2에 두께의 최종적인 최적값을 보였다. 최적화의 결과로 목적함수의 값이 작아지면서 두부, 흉부, 골반부의 침입량이 최적화 전 보다 개선되었다. 중량의 제한조건을 부가한 경우와 부가하지 않은 경우 두께 최적화를 수행하여 두 경우 개선되는 변형형상을 비교하였다. 목적함수의 값은 중량의 제한조건을 부가하지 않은 경우가 제한조건을 부가한 경우보다 더 작은 값으로 수렴하게 된다. 또한 중량의 증가로 인한 강도의 효율적인 배치는 변형형상의 개선에서 보다 유리함을 확인할 수 있다. 중량의 제한조건을 부가한 경우 변형형상이 보다 개선됨과 동시에 6.13%의 경량화를 달성하였다. 최적화 수행의 결과를 정량적으로 Table 3에 정리하였다. 이동대차가 충돌하면서 1차 충돌부의 부재에 충돌 에너지의 흡수와 변형

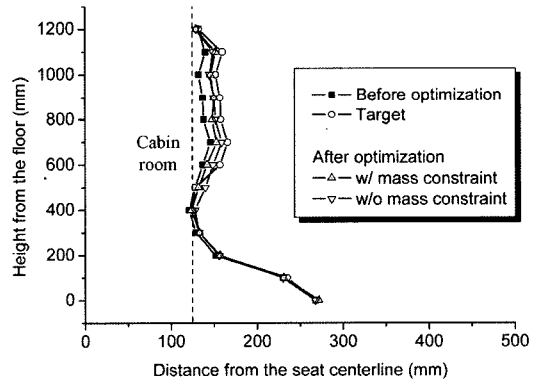


Fig. 15 Comparison of the deformed shape after optimization

Table 2 Thickness changes in each variable

Variable number	Before optimization (mm)	After optimization	
		w/ mass constraint (mm)	w/o mass constraint (mm)
1	1.4	2.53279	2.42110
3	1.4	1.47201	1.42987
5	2.3	1.90156	2.73219
6	2.3	1.88330	2.47744
10	1.2	0.92457	1.64509
11	2.8	1.50266	2.46092
12	1.6	1.43755	1.57651

Table 3 Result of the thickness optimization

Result	Before optimization		After optimization	
			w/ mass constraint (mm)	w/o mass constraint (mm)
Distance from the seat centerline	Head	137.22	149.56 (+12.34)	150.50 (+13.28)
	Rib	145.70	152.89 (+7.19)	159.39 (+13.69)
	Pelvis	121.03	124.11 (+3.08)	127.95 (+6.92)
Objective	0.13791		0.04933 (-0.88580)	0.03629 (-0.10162)
Mass	6.721		6.309 (-6.13%)	7.628 (+13.50%)

이 집중된다. 또한 외관 쪽의 부재들은 이동대차와 근접하게 위치하여 내관 쪽의 부재들에 비하여 많이 변형하게 된다. 따라서 1차 충돌부의 외관 쪽 부재들은 목표 형상을 만족하기 위한 강도를 유지하면서 흉부와 두부의 공간 확보를 위하여 상부의 외관 쪽 부재가 두꺼워지는 두께 변화의 경향으로 강도가 재배치되는 현상을 확인할 수 있다.

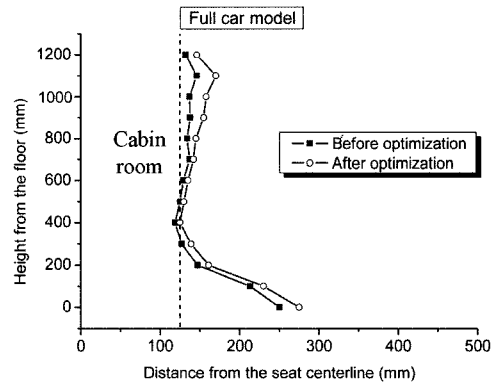
3.3 최적화 결과의 실차해석 적용

본 절에서는 단순모델의 최적화 결과를 실차해석에 적용하여 효용성을 평가하였다. 전체 모델과 단순모델의 해석 결과는 Fig. 16과 같다. 최적화 결과의 재적용은 경계조건의 변화로 인한 차이가 존재하지만 단순 모델의 최적화에서 얻었던 결과와 마찬가지로 실차해석에서도 개선된 변형형상을 얻음과 동시에 S형 변형형상의 경향을 확인하였다. 이를 정량적으로 Table 4에 정리하였다.

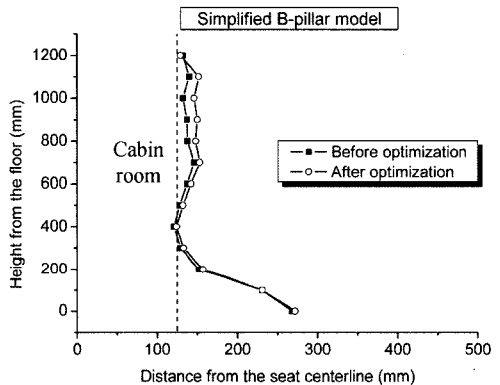
추가적으로 생산되는 강관의 두께를 고려하여 0.1 mm 단위로 반올림하여 두께의 값을 정규화하였다. 정규화된 값을 실차해석에 적용하였으며 이를 정규화 이전의 해석결과와 비교한 결과는 Fig. 17과 같으며 Table 5에 개선된 양을 정리하였다. 두께 변화에 따른 변형형상의 차이가 발생하지만 S형 변형형상의 경향은 그대로 유지되는 것을 확인하였다.

4. 결론

본 연구에서는 운전자 안전 공간의 확보와 경량화를 달성하기 위해 센터필러 부재를 최적화 대상



(a) Full car model



(b) Simplified center-pillar model

Fig. 16 Comparison of the deformed shape when applying optimal thickness

Table 4 Result of full car analysis with the optimal thickness

	Analysis model	Head	Rib	Pelvis
Variation of the distance from the seat centerline	Simplified center-pillar	+12.34	+7.19	+3.08
	Full car	+16.99	+5.00	+7.44

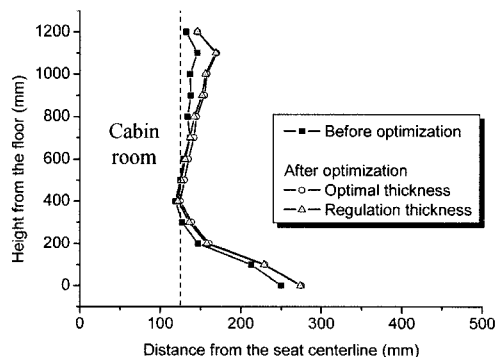


Fig. 17 Comparison of the deformed shape

Table 5 Result of full car analysis with regulation thickness

	Regulation	Head	Rib	Pelvis
Variation of the distance from the seat centerline	Before	+16.99	+5.00	+7.44
	After	+14.00	-0.02	+4.59

으로 선정하여 두께 최적화를 수행하였다. 설계초기 측면에서 빠른 최적화 해를 얻고자 하는 목적과 최적화의 시간 효율을 높이고자 하는 목적으로 실차 충돌 시의 변형기구를 고려한 단순모델을 제안하였으며 실차해석의 변형형상과 비교를 통하여 신뢰성을 확보하였다. 변형형상을 원하는 대로 용이하게 변경하기 위하여 재단 용접강판을 적용하였고 실험계획법을 통한 민감도 해석을 수행하여 주요 두께 설계변수를 선정하였다. 선정된 설계변수를 바탕으로 이상적인 변형형상을 유도하기 위해 최소자승법의 방법으로 목표 변형형상과의 차이를 최소화하는 목적함수를 제안하고 주요부위의 침입량과 중량을 고려한 제한조건을 부가하여 최적화 해석을 수행하였다. 그 결과 최적의 변형형상을 유도함과 동시에 경량화를 달성할 수 있었으며 경량화를 위한 제한조건을 제거하였을 때 중량은 증가하지만 보다 개선된 변형형상을 유도할 수 있었다. 최적화 수행의 결과를 실차해석에 적용하여 단순모델에서 얻은 결과와 유사한 경향을 확인하였으며 단순모델의 실효성을 검증하였다.

References

- 1) K. Yamazaki and J. Han, "Maximization of the Crushing Energy Absorbtion of Cylindrical Shells," *Advances in Engineering Software* 31, pp.425-434, 2000.
- 2) H. Kurtaran, A. Eskandarian, D. Marzougui and N. E. Bedewi, "Crashworthiness Design Optimization Using Successive Response Surface Approximations," *Computational Mechanics*, Vol.29, pp.409-421, 2002.
- 3) P. O. Marklund and L. Nilsson, "Optimization of a Car Body Component Subjected to Side Impact," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol.21, pp.383-392, 2001.
- 4) NHTSA, *Laboratory Test Procedure for New Car Assessment Program Side Impact Testing*, 2002.
- 5) EuroNCAP, *Side Impact Test Protocol*, 2004.
- 6) H. Huh, J. H. Lim, J. H. Song, K. S. Lee, Y. W. Lee and S. S. Han, "Crashworthiness Assessment of Side Impact of an Auto-Body with 60Trip Steel for Side Members," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.4, No.3, pp.149-156, 2003.
- 7) SAE, *Instrumentation for Impact Test - Part 1: Electronic Instrumentation J2111/1*, 2003.
- 8) IIHS, *IIHS Side Impact Test Program Rating Guidelines*, 2004.