

직교배열표를 이용한 승용차 앞 범퍼의 최적설계

Optimum Design of an Automobile Front Bumper Using Orthogonal Array

이 권 회*, 주 원 식*
Kwon-Hee Lee, Won-Sik Joo

ABSTRACT

Bumpers are structural components to reduce physical damage to the front and rear ends of a passenger motor vehicle from low speed collisions. Damage assessment and the protectiveness are the commonly used designing criteria but in this study, relative displacements of the bumper are examined. To absorb the crash energy without significant damage to the bumper itself, foam material is installed between fascia and beam. However, it is not easy to predict the exact displacements generated in bumper structures through FEM because the compressive stress-strain curve of a foam material depends on strain rates that deviates significantly on each trial. Under this uncertain condition, a range of displacements is calculated and the optimum design is performed using the design of experiments. The result will be used to find the design that minimizes the weight within displacement constraints. The orthogonal array of L9 is introduced to find the optimum of the design variables that considers the thickness of inner beam, outer beam and stay. This study will suggest the design procedure of a front bumper using the uncertain stress-strain curve of a foam material.

주요기술용어 : Front bumper(앞 범퍼), Optimum design(최적설계), Design of experiments(실험계획법), Orthogonal array(직교배열표), Foam(폼), Sensitivity(민감도), Variance(분산)

1. 서 론

범퍼는 차체의 전, 후방에 각각 설치되어 차량의 저속 충돌 시 차체, 차체 부속 및 승객을 보호해 주는 역할을 하는 부품이다. 범퍼는 크게 빔 (beam), 스테이(stay), 충격흡수재, 페시아(fascia)로 구성된다. 빔은 주로 두 개의 판을 각각 프레스 또는 롤 포밍 작업을 한 후 용접을 하여 완성되며, 스테이는 범퍼와 차체를 연결시켜 주는 역

할을 한다.¹⁾ 그리고 충격흡수재는 외관상 장착되는 페시아와 빔 사이에 설치되어 충격을 흡수하는 역할을 한다. 빔의 재질은 강, 알루미늄, 플라스틱, 복합재 등이 사용되고 있으며 개발되는 차량의 등급 및 용도에 따라 재질이 선택되고 있다. 반면에 충격흡수재로는 저밀도 폼(foam)재료가 사용되고 있다.²⁻⁵⁾

범퍼 설계는 차량의 개발 초기에서부터, 점차 증대되는 안전성의 요구와 함께 연비 향상을 위한 경량화를 이루어야 하는 제약이 있다. 범퍼의

* 회원, 동아대학교 기계산업시스템공학부

성능을 평가하기 위한 시험조건은 우리나라의 경우 자동차안전기준 시행세칙에 명시하고 있다. 그리고 미국의 경우에는 고속도로안전국(NHTSA)의 49CFR(code of federal regulations) Part 581에, 캐나다에서는 CMVSS 215, 유럽은 ECE 규정 42번에 명시하고 있다. 특히 미국고속도로안전보험연구소(IIHS)에서는 별도의 시험조건을 가지고 있으며 등급별 차종에 대하여 저속충돌 시 요구되는 수리비를 발표하고 있다. 즉, 정량적인 비용으로 여러 회사의 범퍼 성능을 비교하여 보험료 산정에 반영하고 있다.

차체의 외관이 결정되고 범퍼의 개념설계가 완성되면 안전성에 대한 전산모사 해석을 수행할 수 있다. 본 연구에서는 이것을 위해 유한요소해석을 수행하였으며 진자(pendulum)시험조건과 고정벽(barrier) 시험조건을 적용하였다. 대상범퍼는 5MPH(mile/hour)용 승용차 앞 범퍼(front bumper)이다.

각 시험조건에 대하여, 관심 있는 첫번째 반응치는 충돌 시에 진자 또는 고정벽이 차체의 라디에이터 앞면을 가격하게 되는지를 판단하기 위해 결정된다. 두번째 반응치는 충돌 시에 범퍼가 차체의 언더바디 부분과 접촉이 되는지를 판단하기 위해 결정된다. 각 반응치의 허용값은 차체개발 시 결정되는 크기이다. 이러한 강성기준의 만족은 저속충돌로 인한 수리비를 최소화한다.

유한요소 해석을 통한 범퍼해석은 폼재료로 구성되는 충격흡수재를 포함할 경우, 정확한 강성값을 예측할 수 없다. 그 주요한 이유는 폼재료가 가지는 물성치의 불확실성(uncertainty)을 들 수 있다. 즉, 저밀도 폼재료의 기계적인 특성인 응력-변형률 곡선은 변형률 속도(strain rate)에 영향을 받으며 강재에 비해 동일시험조건에서도 결과가 큰 산포를 갖는다. 따라서 범퍼해석 시 폼재료의 일정한 응력-변형률 선도를 고려하여 변위를 구한 후 강성기준을 비교한다는 것은 무리가 있다. 따라서 본 논문에서는 폼재료의 응력-변형률 곡선의 불확실성을 포함하여 강성을 평가하고자 한다. 이것을 위해서 각 상대변위의

근사적인 분산(variance)을 평가하여 그 산포도를 예측한다.^{6,7)}

초기의 설계로부터 범퍼를 구성하고 있는 내측빔, 외측빔, 스테이의 두께를 설계변수로 선정하여 중량을 최소화하면서 각 하중조건에서 강성기준을 만족하는 최적해를 결정한다. 각 부재의 설계변수로 설정된 두께는 임의로 결정되는 것이 아니라 기존의 제품군으로부터 선정이 되어야 하므로 이산설계(discrete design)이다. 이러한 특성과 비선형해석의 계산시간으로 인해 연속설계를 위한 최적설계를 적용하는 것은 개발 초기 단계에서 불가능한 접근방법이다. 따라서 최적두께를 결정하기 위한 방법으로 실험계획법의 일종인 직교배열표(orthogonal array)⁸⁻¹⁰⁾를 적용하여 해결하였다. 직교배열표는 최적설계에서 정의되는 제한조건함수를 고려할 수 없으므로 특성함수(characteristic function)를 정의하여 이를 해결하였다.

본 연구에서는 범퍼의 개발초기 단계에 적용할 수 있는 일련의 설계기법을 제시하였으며, 최종 산출된 결과는 허용기준을 만족하지 못했던 초기설계를 개선할 수 있었다. 범퍼의 충돌해석을 위해 사용된 소프트웨어는 PAM-CRASH이다.¹¹⁾

2. 범퍼의 유한요소 해석

2.1 유한요소 모델 및 해석

범퍼의 성능을 평가하기 위한 범퍼의 충격흡수 시험은 크게 진자시험과 고정벽시험으로 구성된다. 진자시험 및 고정벽시험은 Table 1과 같은 하중조건이다. 여기서 차체의 원점에서 차의 길이방향이 x, 차폭방향이 y, 높이방향이 z이다. 각 좌표는 Fig. 1에 표시하였다. 충격선(impact line)의 좌표는 진자의 중심이 충돌하는 차체의 위치이다. 그리고 Table 1에서 충돌속도는 E, F를 제외하고 5MPH이다. 하중조건 E, F는 모서리 충격시험으로써, 진자는 길이방향, x에 대해 30° 경사진 수직면($\theta x=30$)에 위치하며 충돌속도는 3MPH이다.¹²⁾

범퍼해석 시, Table 1의 7가지 하중조건에 대하여 유한요소해석을 수행한 후 관심 있는 반응치를 검토한다. Fig. 1은 대칭 하중을 받는 범퍼의 대칭 유한요소모델을 표시하고 있다. 범퍼의 부품중 페시아를 제외한 폼재료, 내외측 빔, 스테이, 사이드부재가 모델링 되었으며 차체공차중량의 나머지 중량은 Fig. 1의 점 P에 집중질량으로 고려하였다.

Table 1 Loading conditions for bumper analysis

Type	Impact line(mm, °)	Vel.(mile/h)
Pendulum impact	A y=0, z=407	5.0
	B y=0, z=508	5.0
	C y=300, z=407	5.0
	D y=300, z=508	5.0
	E ?x=30, z=407	3.0
	F ?x=30, z=508	3.0
Barrier impact	G	5.0

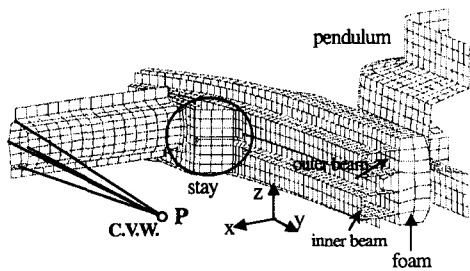


Fig. 1 Finite element model of a front bumper

Table 2 Initial relative displacements(mm)

Type	Relative disp.1(h ₁)	Relative disp.2(h ₂)
Pendulum impact	A 54	14
	B 57	13
	C 64	18
	D 67	20
	E 32	-
	F 33	-
Barrier impact	G 66	59

각 하중조건별 시험 시 강성관점에서 검토되어야 하는 것은 범퍼가 진자 또는 고정벽과 충돌하면서 범퍼 이외의 차체에 진자와 고정벽이 접촉하지 않아야 한다는 것이다. 이러한 조건이 설정된 이유는 시험 후 차량의 상태가 규정의 상태를 만족하기 위함이다. 진자 시험에서 관심있는 반응치는 Fig. 1에서 공차중량이 집중적으로 작용하는 점과 진자와의 x방향 상대변위와 공차중량이 집중적으로 작용하는 점과 내측빔과의 x 방향 상대변위이다.

반면에, 고정벽 시험의 경우 고정벽이 이동하지 않으므로 관심있는 반응치는 공차중량이 집중적으로 작용하는 점의 x방향 변위와 공차중량이 집중적으로 작용하는 점과 내측빔과의 x방향 상대변위이다. 단, 이러한 상대변위가 모든 차폭 방향을 따라 기준치를 초과하는지를 검토해야 하지만 중심부에서의 상대변위가 제일 크게 발생하므로 y=0 지점에서만 강성을 검토한다. 각 시험에서 첫번째 상대변위를 h₁, 두번째 상대변위를 h₂라고 한다. 이때 초기설계의 반응치는 Table 2와 같다. 모든 경우 50msec에서 최대치가 발생하고 있다.

상대변위 h₁에 대한 허용변위는 D₁, 상대변위 h₂에 대한 허용변위를 D₂라고 할 때, 고정벽의 경우 h₁은 안전한 반면 h₂는 허용변위와 매우 근접한 상태이다. 여기서 D₁, D₂는 개발단계에서 결정되는 값이다. 따라서 고정벽의 하중조건에 대하여 설계검토를 하고, 그 이후에 나머지 하중조건에 대해서 검토를 한다.

2. 2 폼 재료의 불확실성을 고려한 해석

폼재료는 압축변형 시, 에너지를 효과적으로 흡수하며 밀도가 작은 특징을 갖고 있다. 따라서 충격으로부터 보호해야 하는 구조물에 설치시 중량에 대한 부담이 없고 단지 부피만이 문제가 된다. 이러한 폼재료의 특성 때문에 폼재료는 범퍼의 페시아와 빔사이에 설치가 되며 저속충돌시 상당량의 충격량을 흡수하는 역할을 한

다.^{1,4,5)} 그러나 폼재료의 기계적 특성인 응력-변형률 곡선은 변형률 속도에 의존하고 있으며 일정한 변형률 속도에서도 시험마다 그 편차가 매우 심한 편이다.^{2,5)} 따라서 폼재료의 일정한 응력-변형률 곡선을 가지고 범퍼의 충돌시 발생하는 상대변위를 계산함으로써 기준 허용값과 비교하여 범퍼의 성능을 판단하는 것은 문제점이 있다.

본 연구에서는 폼재료의 응력-변형률 곡선이 가지는 불확실성을 고려하여 강성을 계산할 수 있는 방법을 제시하였다. 특정 변형률속도에서 15배 발포 폼재료의 응력-변형률 곡선은 Fig. 2와 같다. Fig. 2(a)의 곡선을 보면, 초기의 변형률이 0.03~0.04까지는 선형탄성변형을 보이고 있다. 그 이후 변형률이 0.5~0.6까지는 일정한 기울기를 갖고 응력과 변형률이 증가하며 변형률이 0.8 이상 되면 응력이 급격히 증가하여 더 이상 충격 흡수재로서 역할을 하기 어려운 영역이 된다.²⁾

이 곡선은 초기의 탄성계수, E에 따라서 곡선의 형태가 결정되는 양상을 보이고 있다. Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)중 변형률이 0.7까지의 구간을 확대한 것이다. Fig. 2(b)에서 응력-변형률 관계가

선형인 구간을 세로실선으로 표시하였다. 그림에서 실선의 선형구간 기울기는 탄성계수의 불확실성으로 인해 점선과 같이 일정 비율만큼 증가할 수 있다. 즉 초기에 탄성계수에 대한 불확실성을 갖게 되면 Fig. 2(b)와 같이 비선형구간에서부터, 기울기의 증감 비율만큼이 변형률에 해당하는 응력도 증감하는 양상을 보이는 것이다. 이것을 응력-변형률 곡선의 첫번째 불확실성으로 정의하였으며 그 변수를 δ_1 이라 한다.

하중제거 시, 응력-변형률 곡선은 Fig. 2의 응력-변형률 곡선으로부터 전체에너지와 소산에너지(dissipated energy)의 비인 하중제거시 에너지 소산계수(unloading energy dissipation factor) α 에 의해 결정된다.¹¹⁾ 이 계수 역시 정확한 값을 산출하기 어려우므로 이 계수에 대한 불확실성도 고려하는 것이 바람직하다. 이것을 응력-변형률 곡선의 두번째 불확실성으로 정의하였으며 δ_2 로 표시한다. 즉, 승용차 앞 범퍼의 충돌 성능을 보다 엄격히 예측하기 위하여 폼재료의 응력-변형률 곡선의 불확실성을 고려한다.

범퍼해석을 통해 가장 극악한 조건으로 판명된 고정벽 시험조건에서, h_1 및 h_2 는 다음 식으로 표시된다.

$$h_1(\delta_1, \delta_2) = -d_1(\delta_1, \delta_2) \tag{1}$$

$$h_2(\delta_1, \delta_2) = d_2(\delta_1, \delta_2) - d_1(\delta_1, \delta_2) \tag{2}$$

여기서 d_1 은 공차중량이 집중적으로 작용하는 점의 차질이 방향인 x방향 변위, d_2 는 y=0에서 내측빔의 x 방향변위이다. 즉, 폼재료의 응력-변형률 곡선에 대한 불확실성 δ_1, δ_2 에 의해 상대변위 h_1, h_2 는 변동을 갖는다. 불확실성을 고려하지 않은 경우의 h_2 는 Fig. 3과 같은 시간-변위 곡선을 갖는다.

진자 시험조건일 경우, h_1 은 다음과 같이 결정된다. 반면에 h_2 는 식 (2)와 동일하다.

$$h_1(\delta_1, \delta_2) = d_3(\delta_1, \delta_2) - d_1(\delta_1, \delta_2) \tag{3}$$

여기서 d_3 는 진자의 x방향 변위이다.

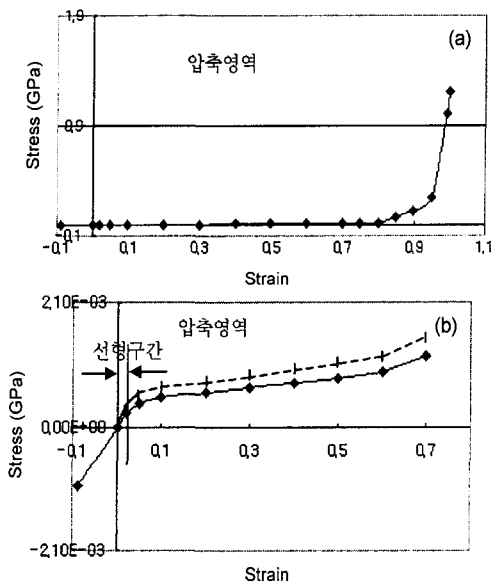


Fig. 2 Stress-strain curve of a foam material

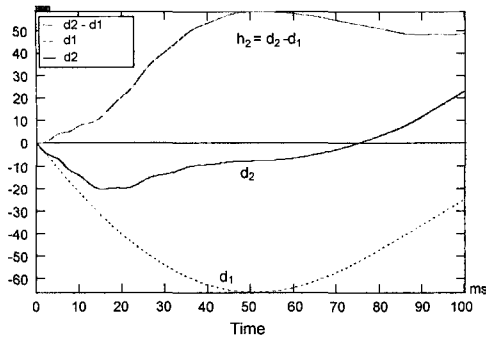


Fig. 3 Time-displacement curve

식 (2)에 대하여 불확실성에 관한 변수 δ_1, δ_2 에 대하여 1차 테일러급수 전개를 하면 식 (4)와 같이 표시할 수 있다.¹³⁾

$$h_2(\delta_1, \delta_2) = d_2(\delta_{10}, \delta_{20}) + \frac{\partial d_2}{\partial \delta_1}(\delta_1 - \delta_{10}) + \frac{\partial d_2}{\partial \delta_2}(\delta_2 - \delta_{20}) - d_1(\delta_{10}, \delta_{20}) - \frac{\partial d_1}{\partial \delta_1}(\delta_1 - \delta_{10}) - \frac{\partial d_1}{\partial \delta_2}(\delta_2 - \delta_{20}) \quad (4)$$

여기서 δ_{10}, δ_{20} 는 각각 변수 δ_1, δ_2 의 평균값을 의미한다. 식 (2)의 상대변위에 대한 기대값은 식 (2)에 식 (4)를 대입하면 식 (5)와 같이 표시할 수 있다.

$$\mu_{h_2} \approx d_2(\delta_{10}, \delta_{20}) - d_1(\delta_{10}, \delta_{20}) \quad (5)$$

상대변위, h_2 의 분산은 식 (6)과 같이 표시된다.

$$\sigma_{h_2}^2 = E[h_2(\delta_1, \delta_2) - \mu_{h_2}]^2 \quad (6)$$

식 (6)에 식 (4), (5)를 대입하고 δ_1, δ_2 가 통계적으로 독립(statistically independent)이라고 하면 상대변위, h_2 에 대한 분산은 다음과 같이 요약할 수 있다.

$$\sigma_{h_2}^2 \approx \left(\frac{\partial d_2}{\partial \delta_1}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_1}^2 + \left(\frac{\partial d_2}{\partial \delta_2}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_2}^2 + \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_1}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_1}^2 + \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_2}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_2}^2 - 2\left(\frac{\partial d_2}{\partial \delta_1}\right)_{\delta_0} \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_1}\right)_{\delta_0} \sigma_{\delta_1}^2 - 2\left(\frac{\partial d_2}{\partial \delta_2}\right)_{\delta_0} \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_2}\right)_{\delta_0} \sigma_{\delta_2}^2 \quad (7)$$

여기서 $\sigma_{\delta_1}^2, \sigma_{\delta_2}^2$ 은 각각 δ_1, δ_2 의 분산을 의미한다. 이 값은 $3\sigma_{\delta_1}, 3\sigma_{\delta_2}$ 가 δ_1, δ_2 의 기존의 평균값에 대하여 최대 20%의 값을 포함하도록 고려하였다. 즉, $3\sigma_{\delta_1} = 4\sigma_{\delta_1}, 3\sigma_{\delta_2} = 4\sigma_{\delta_2}$ 인 관계가 있다.

식 (7)은 각 변위에 대한 변수 δ_1, δ_2 의 민감도를 알 경우 상대변위, h_2 에 대한 분산을 계산할 수 있는 식이다. 고정벽 시험에서, h_1 의 분산은 식 (7)에서 d_2 에 관련된 항을 무시하면 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\sigma_{h_1}^2 \approx \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_1}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_1}^2 + \left(\frac{\partial d_1}{\partial \delta_2}\right)_{\delta_0}^2 \cdot \sigma_{\delta_2}^2 \quad (8)$$

식 (7), (8)에서 각 민감도 값은 유한차분법을 이용하여 구해질 수 있다. Table 3은 현재설계점에서 각 변위에 대한 민감도 값을 표시한 것이다.

Table 3 Sensitivities of displacements(barrier case)

Disp. type	$ \partial d_i / \partial \delta_1 $	$ \partial d_i / \partial \delta_2 $
i=1	947.22	2.32
i=2	522.44	5.82

따라서 Table 2의 상대변위는 식 (7), (8)에서 구해지는 분산을 고려함으로써, 최악조건(worst case)의 상대변위는 다음과 같이 계산된다.

$$h_i = h_{i0} \pm 3\sigma_{h_i}, \quad i=1, 2 \quad (9)$$

여기서 h_{i0} 는 불확실성을 고려하지 않은 경우의 상대변위이다.

식 (9)를 이용하면 현재 설계점에서 h_1 은 상대변위의 허용값 D_1 을 만족하고 있지만 h_2 는 상대변위의 허용값인 D_2 를 14%초과하고 있다.

3. 직교배열표를 이용한 최적설계

3.1 직교배열표 및 특성함수의 정의

범퍼설계 시, 개발 초기 단계에서는 주어진 외형에 대하여 각 부품의 두께에 대한 강성 성능을 검토한다. 본 논문에서는 각 부품에 대한 두께의 최적조합을 결정하기 위한 방법으로 직교배열

표를 이용하였다.

설계변수는 내측빔의 두께 T_1 , 외측빔의 두께 T_2 , 스테이의 두께 T_3 로써 모두 세 개이다. 그리고 각 변수가 가질 수 있는 수준은 세 개로써, 강판의 규격표에서 현재값, 현재값을 기준으로 위, 아래 값으로 선정하였다. 이것을 Table 4에 표시하였다. 설계변수와 수준수가 각각 3개이고 모든 조합을 고려하면 27회의 경우의 수가 검토되어야 한다. 그리고 각 경우의 수에 대하여 유한차분법을 이용한 민감도를 산출하기 위하여 2회의 해석이 추가적으로 필요하므로 한 경우에 3회의 해석이 요구된다. 따라서 모든 경우의 수를 고려할 경우 $3 \times 3^3 = 81$ 회의 해석이 필요하다. 실험횟수를 줄이기 위해서 본 연구에서는 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표를 이용하였다. 여기서 각 변수간의 교호작용(interaction)은 무시하였다. 따라서 이 직교배열표를 이용하면 27회의 해석을 필요로 한다.

Table 4 Levels of design variables(mm)

Level	T_1	T_2	T_3
1	1.0	1.0	1.8
2	1.2	1.2	2.0
3	1.4	1.4	2.3

직교배열표의 실험으로부터 얻어지는 특성치는 최적설계에 취급되는 제한조건을 포함하고 있지 않다. 범퍼설계 문제를 최적설계의 정식화로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && W(T_1, T_2, T_3) \\ & \text{Subject to} && h_1(T_1, T_2, T_3) \leq D_1 \\ & && h_2(T_1, T_2, T_3) \leq D_2 \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 W 는 범퍼빔과 스테이의 중량을 표시한다. 직교배열표의 각 실험에서 제한조건의 유용성(feasibility)이 포함될 수 있도록 특성함수(characteristic function)를 정의한다. 먼저 식 (11)과 같이 제한조건함수의 유용성을 처리할 수 있는 벌칙함수, $P(T_1, T_2, T_3)$ 를 정의한다.

$$P(T_1, T_2, T_3) = \sum_{i=1}^2 \beta \cdot \text{Max} \left[0, \frac{h_i}{D_i} - 1 \right] \quad (11)$$

여기서 β 는 제한조건에 대한 조절계수를 의미한다.⁸⁾ 즉, 식 (10)에서 제한조건을 만족시킬 경우에는 벌칙함수는 0이 되며, 만족시키지 못할 경우에는 $\beta(h_i/D_i)$ 만큼의 값을 갖게 된다. 여기서, h_i 는 식 (9)로부터 구해진 불확실성을 고려한 극악조건의 상대변위이다. 이것으로부터 특성함수는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\Psi(T_1, T_2, T_3) = \frac{W(T_1, T_2, T_3)}{W_0} + P(T_1, T_2, T_3) \quad (12)$$

여기서 W_0 는 초기 중량을 의미한다. 식 (11)의 조절계수 β 는 목적함수 및 벌칙함수의 영향도를 조절하는 역할을 한다.

3.2 직교배열표를 이용한 실험 및 최적값

범퍼의 내측빔, 외측빔, 스테이의 두께를 Table 4의 수준값과 대응시켜 L_9 를 작성하면 Table 5와 같다. L_9 의 직교배열표에서 첫번째, 두번째 열은 독립적인 변수를 배치할 수 있는 열들이며 세번째와 네번째 열은 첫번째와 두번째에 배치된 변수의 교호작용 효과가 나타나는 열들이다. 식 (12)로 표시되는 특성함수는 설계변수, T_1, T_2, T_3 에 대하여 교호작용이 존재하지만 실험 전에 이것에 대한 영향을 무시할 수 있는지, 아니면 무시할 수 없는지 판단하는 것은 불가능하다. 따라서 본 논문에서는 교호작용을 무시하였고 각 설계변수에 대한 배치는 Table 5와 같다.

이 결과를 가지고 평균분석을 함으로써 최적수준을 결정하였으며 그 과정은 생략하기로 한다. 최적값은 $[T_1 \ T_2 \ T_3] = [1.0\text{mm} \ 1.4\text{mm} \ 2.3\text{mm}]$ 로 산출이 되었으며 이 조합은 우연히 L_9 의 3번째 실험과 일치한다. 따라서 확인실험은 필요하지 않다. Fig. 4는 특성함수에 대한 각 설계변수의 제곱합¹⁰⁾을 표시한 것이다. 즉 총변동에 대하여, 관심수준 영역내에서는 외측빔의 효과가 가

Table 5 $L_9(3^4)$ orthogonal array

Exp.	T ₁	T ₂		T ₃	Weight(kg)	Cha. Fun.
1	1(1.0t)	1(1.0t)	1	1(1.8t)	3.129	1.105
2	1(1.0t)	2(1.2t)	2	2(2.0t)	3.450	1.153
3	1(1.0t)	3(1.4t)	3	3(2.3t)	3.796	1.022
4	2(1.2t)	1(1.0t)	2	3(2.3t)	3.526	1.184
5	2(1.2t)	2(1.2t)	3	1(1.8t)	3.659	1.194
6	2(1.2t)	3(1.4t)	1	2(2.0t)	3.979	1.072
7	3(1.4t)	1(1.0t)	3	2(2.0t)	3.709	1.219
8	3(1.4t)	2(1.2t)	1	3(2.3t)	4.056	1.092
9	3(1.4t)	3(1.4t)	2	1(1.8t)	4.189	1.128

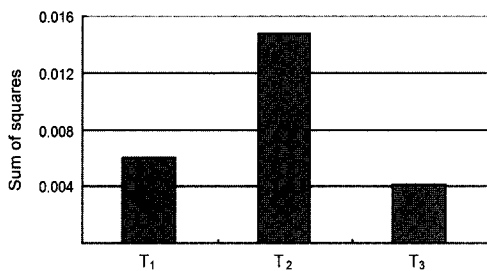


Fig. 4 Sum of squares of design variables

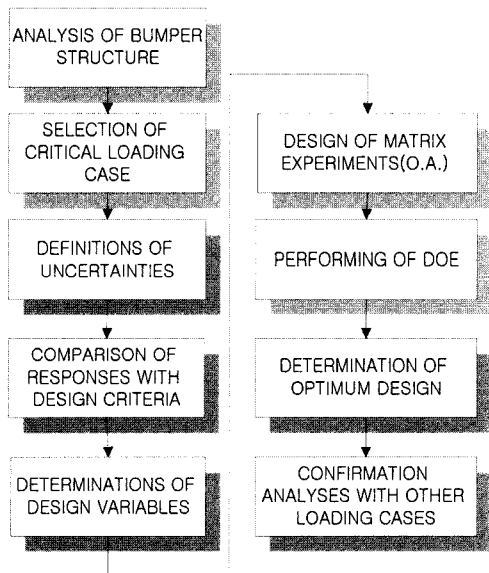


Fig. 5 Design process for a bumper structure

장 크게 나타남을 알 수 있다. 최적두께를 가지고 고정벽시험 이외의 하중조건에 대하여 해석을 수행한 결과 허용값 D_1 , D_2 를 만족시키고 있

다. 지금까지의 설계과정을 정리하면 Fig. 5와 같다.

4. 결론

1) 범퍼의 초기단계 설계 시, 유한요소프로그램을 이용하여 성능을 검토하기 위한 과정을 제시하였다.

2) 폼재료가 가지는 기계적특성의 불확실성을 고려함으로써 예측되는 범퍼의 강성값을 현실적으로 산출하였다.

3) 특성함수를 정의하고 직교배열표를 이용함으로써 주요 부재의 두께에 대한 최적값을 제시하였다.

4) 보다 적극적인 범퍼의 성능 개선을 위해서는 빔단면의 형상을 동시에 고려하는 것이 필요하다.

후 기

이 논문은 2002학년도 동아대학교 학술연구비(신진과제)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- 1) 강성중, "충돌성능을 고려한 승용차 범퍼빔 단면의 최적화," 한국자동차공학회논문집, 제6권 제6호, pp.276-284, 1998.
- 2) 김원택, 최형연, "저밀도 폴리우레탄 폼재료의 유한요소 모델링," 한국자동차공학회 논문집, 제4권 제2호, pp.183-188, 1996.
- 3) F. S. Chang, J. O. Hallquist, D. X. Lu, B. K. Shahidi, C. M. Kudelko, J. P. Takelly, "Finite Element Analysis of Low-Density High-Hysteresis Foam Materials and the Application in the Automotive Industry," SAE 940908, 1994.
- 4) M. T. Powers, "Material Characterization of Polyurethane Foam Under Hydrostatic Loading," 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, AIAA2002-0011, 2002.
- 5) J. Fenton, Handbook of Vehicle Design

- Analysis, SAE, pp.102-113, 1996.
- 6) K. H. Lee, G. J. Park, "Robust Optimization Considering Tolerances of Design Variables," *Computers & Structures*, Vol.79, No.1, pp.77-86, 2001.
 - 7) 이권희, 주원식, "실험계획법을 이용한 승용차 앞 범퍼의 최적설계," *한국자동차공학회 춘계학술대회논문집 II*, pp.542-547, 2002.
 - 8) K. H. Lee, G. J. Park, "Robust Optimization in Discrete Design Space for Constrained Problems," *AIAA J.*, Vol.40, No.4, pp.774-780, 2002.
 - 9) W. Y. Fowlkes, C. M. Creveling, *Engineering Methods in Technology and Product Development*, Addison-Wiley, pp.221-226, 1995.
 - 10) 박성현, *현대실험계획법*, 민영사, 1991.
 - 11) *PAMCRASH User's Manual Ver. 1995*, ESI, 1995.
 - 12) *자동차안전기준시행세칙*, 건설교통부, 1999.
 - 13) 황광현, 이권희, 박경진, 이병렬, 조용철, 이석한, "공리적설계를 이용한 비대칭내부집벌을 가진 진동형 자이로스코프의 강건설계," *대한기계학회논문집 A*, 제 26권 제5호, pp.914-923, 2002.