

차량승객실의 최적설계

이 종 선*

Optimal Design of Vehicle Passenger Compartment

Jong-Sun Lee*

Abstract

This study is to develop design sensitivity analysis method based on continuum theory for the actual buckling load of vehicle passenger compartment with respect to sizing design variables. For nonlinear structural analysis, both geometric and material nonlinear effects are considered. The total Lagrangian formulation for incremental equilibrium analysis and one-point linear eigenvalue problem for buckling analysis are utilized. Numerical methods are presented to evaluate design sensitivity expressions, using structural analysis results from FEM code. Optimal design of vehicle passenger compartment with buckling constraint is solved using Gradient projection method.

Keywords : Vehicle Passenger Compartment(차량승객실), Strain Energy Density(변형에너지밀도), Sizing Design Sensitivity Analysis(치수설계민감도해석), Design Variable(설계변수), Gradient Projection Method(미분벡터투영법)

1. 서론

차체를 설계할때는 충돌사고시 운전자와 승객의 안전을 확보하기 위하여 충돌하중에 대한 좌굴특성을 정확히 파악하여 설계에 반영하여야 한다. 재료와 제작방법의 복잡성이 증대됨에 따라 차체는 경량화되고 좌굴현상과 같은 비선형거동을 보이며 파손되는 경향이 있다. 따라서 차량 승객실 설계시 비선형구조물에 대한 최적설계기법을 도입해야한다.

비선형구조계의 최적설계시 구조물은 전체작용하중보다 낮은 하중에서 붕괴될 수 있다. 이 경우 전체작용하중에 관련된 목적함수와 구속함수를 평가하기 위한 정보가 없어 통상적인 설계과정은 계속될 수 없으므로 설계는 구조물이 붕괴되지 않도록 개선되어야 한다. 따라서 좌굴하중의 설계민감도해석은 비선형구조계의 설계를 위하여 필수적이다.

Mallet과 Marca⁽¹⁾는 전체포텐셜에너지의 2차변분이

* 대전대학교 기계설계공학과

임계한계점에서 0이 되는 사실을 이용하여 비선형고유치문제를 제시하였다. Brendel과 Ramm⁽²⁾, Rammers-tofer⁽³⁾, Borri와 Hufendiek⁽⁴⁾ 등은 한개의 하중단계를 갖는 일점 선형고유치문제를 수식화하였다.

Kamat, Khot와 Venkayya⁽⁵⁾ 등은 최소포텐셜에너지 방법을 이용하여 실제좌굴하중에 대한 수식을 유도하였으며 Choi와 Santos⁽⁶⁾는 비선형구조계의 설계민감도해석을 위한 연속체방법을 제안하였다.

본 논문의 목적은 차량승객실에 대해 정적해석을 수행하고 굽힘강성과 비틀림강성이 허용강성범위에 부합하는지 검토한 후 변형에너지밀도평가방법을 이용하여 차량승객실에 일정한 변형에너지가 분포되도록 한다. 변형에너지밀도평가방법의 결과를 바탕으로 설계민감도해석을 수행하여 차량승객실의 부재에 대한 설계민감도를 평가한다. 설계민감도 결과를 미분벡터투영법을 이용한 최적화코드에 입력자료로 활용하여 최적설계를 수행하였다.

2. 이론

2.1 평형해석

가상일의 원리를 이용하여 시간 $t + \Delta t$ 에서 평형형상의 영역 ${}^{t+\Delta t}\Omega$ 와 경계 ${}^{t+\Delta t}\Gamma$ 를 갖는 물체에 대한 평형방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\int \int_{{}^{t+\Delta t}\Omega} {}^{t+\Delta t}\sigma_{ij} {}^{t+\Delta t}\bar{e}_{ij} {}^{t+\Delta t}d\Omega = {}^{t+\Delta t}R \text{ for all } \bar{z} \in Z \quad (1)$$

여기서 ${}^{t+\Delta t}\sigma_{ij}$ 과 ${}^{t+\Delta t}\bar{e}_{ij}$ 는 각각 Cauchy 응력텐서의 직교좌표성분과 형상에 관한 가상변위에 대응하는 미소변형률텐서의 성분, \bar{z} 는 가상변위, Z 는 가상변위의 공간, ${}^{t+\Delta t}R$ 은 가상변위 \bar{z} 에 의한 가상일량이다.

전체 Lagrange수식화에 있어서 모든 정적변수와 변형역학변수들은 시간 0에서의 초기형상과 관련되며 식 (1)은 다음과 같이 변환된다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} a_u({}^{t+\Delta t}\bar{z}, \bar{z}) &= \int \int_{{}^0\Omega} {}^{t+\Delta t}S_{ij} {}^{t+\Delta t}\bar{\epsilon}_{ij} {}^0d\Omega \\ &= \int \int_{{}^0\Omega} {}^{t+\Delta t}f_i \bar{z}_i {}^0d\Omega \\ &+ \int \int_{{}^0\Gamma} {}^{t+\Delta t}T_i \bar{z}_i {}^0d\Gamma \\ &\equiv l_u(\bar{z}), \text{ for all } \bar{z} \in Z \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 ${}^{t+\Delta t}z$ 는 전체변위, \bar{z}_i 는 가상변위 \bar{z} 의 x_i 방향 성분, ${}^{t+\Delta t}S_{ij}$ 는 2차 Piola-Kirchhoff응력텐서의 직교좌표성분, ${}^{t+\Delta t}\epsilon_{ij}$ 는 Green-Lagrange 변형률텐서의 직교좌표성분, ${}^{t+\Delta t}f_i$ 와 ${}^{t+\Delta t}T_i$ 는 각각 외부작용 물체력성분과 표면력성분이다.

증분구성법칙과 비선형 증분변형률의 선형화를 이용하면 증분평형방정식은 다음과 같다.

$$\int \int_{{}^0\Omega} {}^0C_{ijrs} {}^0e_{rs} {}^0\bar{e}_{ij} {}^0d\Omega + \int \int_{{}^0\Omega} {}^0S_{ij} {}^0\bar{\eta}_{ij} {}^0d\Omega \quad (3) = l_u(\bar{z}) - \int \int_{{}^0\Omega} {}^0S_{ij} {}^0\bar{e}_{ij} {}^0d\Omega, \text{ for all } \bar{z} \in Z$$

여기서 ${}^0C_{ijrs}$ 는 증분재료성질텐서, ${}^0\bar{e}_{ij}$ 와 ${}^0\bar{\eta}_{ij}$ 는 각각 선형과 비선형 증분변형률텐서이다.

선형변형률에너지형태 A_u 와 비선형변형률에너지형태 D_u 의 음의 값을 각각 식 (3)의 좌변 첫째 항과 둘째 항으로 정의하면 선형화된 전체변형률에너지형태 a^*u 는 다음과 같다.

$$a^*_u({}^0z; {}^0z, {}^0\bar{z}) \equiv A_u({}^0z; {}^0z, {}^0\bar{z}) - D_u({}^0z; {}^0z, {}^0\bar{z}) \quad (4)$$

식 (3)에 구성법칙과 Green-Lagrange 변형률-변위관계를 사용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_u({}^0z; {}^0z, {}^0\bar{z}) &\equiv \int \int_{{}^0\Omega} {}^0C_{ijrs}({}^0z_{r,s} {}^0\bar{z}_{i,j} \\ &+ {}^0z_{k,i} {}^0z_{r,s} {}^0\bar{z}_{k,j} + {}^0z_{k,r} {}^0z_{k,s} {}^0\bar{z}_{i,j} \\ &+ {}^0z_{k,r} {}^0z_{i,i} {}^0z_{k,s} {}^0\bar{z}_{l,j}) {}^0d\Omega \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} D_u({}^0z; {}^0z, {}^0\bar{z}) &\equiv -\frac{1}{2} \int \int_{{}^0\Omega} {}^0C_{ijrs}({}^0z_{r,s} \\ &+ {}^0z_{s,r} + {}^0z_{m,r} {}^0z_{m,s}) {}^0z_{k,i} {}^0\bar{z}_{k,j} {}^0d\Omega \end{aligned} \quad (6)$$

2.2 좌굴해석

Fig. 1과 같은 평형경로를 갖는 불안정구조계를 고려하면 임계한계점은 비선형 하중-변위곡선상에서 최대점이며 전좌굴과 후좌굴 평형경로사이의 경계로 정의된다.

가상일의 원리를 이용하면 전좌굴평형방정식은 다음과 같다.

$$a_u({}^{t+\Delta t}\bar{z}, \bar{z}) = l_u(\bar{z}), \text{ for all } \bar{z} \in Z \quad (7)$$

최종 전좌굴평형형상에서의 전체변형률에너지형태 a_u 와 전체작용하중벡터 P_{t0} 에 의한 가상일량인 하중형태 l_u 로 식 (7)을 다시 나타내면 다음과 같다.

$$a_u(tz, \bar{z}) = \beta_u l_u(\bar{z}), \text{ for all } \bar{z} \in Z \quad (8)$$

여기서 실제좌굴하중계수 β_u 는 전체작용하중벡터 P_{t0} 에 대한 좌굴하중벡터 $P_{cr} = t_p$ 의 크기의 비로서 다음과 같다.

$$\beta_u = \frac{P_{cr}}{P_{t0}} \quad (9)$$

2.3 치수설계민감도해석

전체변형률에너지형태 a_u 와 하중형태 l_u 의 미분가능성과 함께 식 (8)의 1차변분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a'_{\delta u}(tz, \bar{z}) + a'_u(tz; \bar{z}, \bar{z}) \\ = \beta' l'_u(\bar{z}) + \beta_u l'_{\delta u}(\bar{z}) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 a'_u 는 a_u 의 1차변분이다.

식 (10)은 일점선형고유치문제에 최소고유치에 상응하는 고유함수이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} a'_{\delta u}(tz, y) + a'_u(tz; z, y) \\ = \beta' l'_u(y) + \beta_u l'_{\delta u}(y) \end{aligned} \quad (11)$$

식 (4)와 변형률에너지형태의 대칭을 이용하면 식 (11)의 a'_u 는 다음과 같다.

$$a'_u(tz; z, y) = A_u(tz; y, z) - D_u(tz; z, z) \quad (12)$$

결과적으로 식 (12)의 좌변은 임계한계점에서 0이 된다.

$$a'_u(tz; z, y) = 0 \quad (13)$$

식 (11)과 (13)을 이용하면 최종 전좌굴평형형상에서 실제좌굴하중계수 β_u 의 설계민감도식은 다음과 같다.

$$\beta' = \frac{1}{l'_u(y)} [a'_{\delta u}(tz, y) - \beta_u l'_{\delta u}(y)] \quad (14)$$

여기서 $'z$ 는 최종 전좌굴평형형상에서의 변위이다.

최종적으로 식 (9)를 이용하면 좌굴하중의 치수설계민감도식은 다음과 같다.

$$P'_{cr} = P_{t0} \beta' = \frac{P_{t0}}{l'_u(y)} [a'_{\delta u}(tz, y) - \beta_u l'_{\delta u}(y)] \quad (15)$$

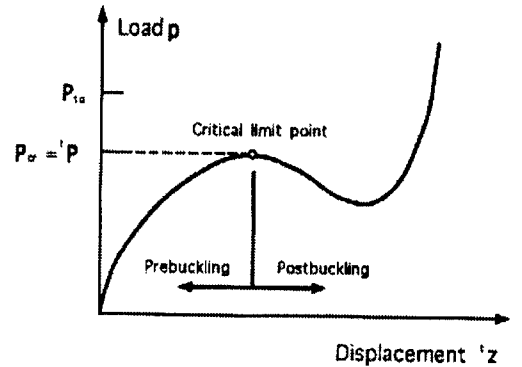


Fig. 1 Equilibrium path of nonlinear structural system

3. 차량승객실의 정적해석

3.1 강성해석

강성은 굽힘강성과 비틀림강성이 있으며 이들은 Fig. 2와 같은 차량승객실을 하나의 단순보 또는 단일축으로 보고 강성을 산출한다.⁽⁹⁾

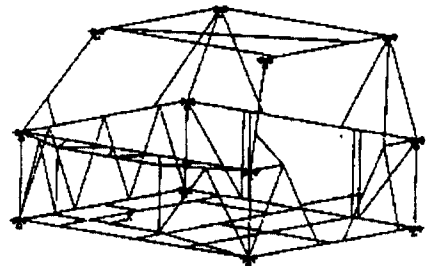


Fig. 2 Vehicle passenger compartment of FE-analysis

이때 주어지는 하중의 크기는 굽힘시험의 경우 300kgf를 중앙에 가하고, 비틀림시험의 경우 앞차축의 위치에 240kgf·m의 모멘트를 작용시켜 강성을 구한다.

굽힘강성은 전륜과 후륜에서 단순지지되고 축거 B_w 의 중앙에 집중하중을 받을 때 바닥의 최대처짐 δ 가 발생하면 차량승객실을 등가보로 볼 때 굽힘강성계수는 다음과 같다.

$$EI = \frac{P \cdot B_w^3}{48 \delta} \quad (16)$$

비틀림강성은 비틀림모멘트 M_t 를 앞차축위치에 상하 집중하중으로 주면 하중이 작용하는 부분의 폭을 T_r 이라 할 때 $M_t = P \cdot T_r$ 이고 하중점의 최대처짐 δ_t 가 구해지면 비틀림각 $\theta = 2 \cdot \delta_t / T_r$ 이다. 축의 비틀림 강성계수는 다음과 같다.

$$GJ = \frac{M_t}{\theta / B_w} = P \cdot T_r^2 \cdot \frac{B_w}{2 \delta_t} \quad (17)$$

강성해석의 결과치를 참고문헌⁽¹⁰⁾과 비교하여 Fig. 3~Fig. 4에 나타내며 강성의 결과치가 허용강성영역에 일치함을 알 수 있다.

3.2 변형에너지밀도평가방법

차량승객실의 최적설계시 모든 구조요소에 유사한 내부하중이 작용될 수 있도록 한다. 즉, 동일한 변형에너지 밀도가 분포되도록 설계하여야 한다.

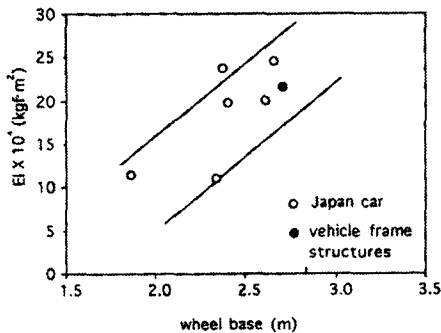


Fig. 3 Comparison of bending rigidity with foreign car

따라서 ANSYS의 구조해석의 결과인 변형에너지를 바탕으로 각 구조요소의 평균변형에너지밀도를 계산한 후 변형에너지밀도평가방법을 사용하여 각 구조요소의 평균 변형에너지밀도에 준하는 단면형상 h , b , t 를 계산하고 각 구조요소가 평균변형에너지밀도에 근사한 변형에너지

밀도를 갖도록 한다.

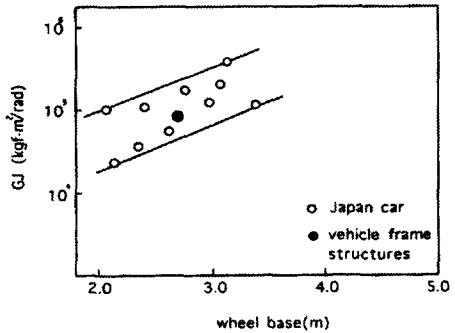


Fig. 4 Comparison of torsional rigidity with foreign car

변형에너지밀도평가방법에 의한 결과에 대하여 강성해석을 수행하여 굽힘강성과 비틀림강성의 결과치가 허용강성범위에 부합하는지 검토한 후 이 결과를 토대로 차량승객실의 횡단면적을 구하여 좌굴해석의 입력자료로 활용한다. Fig. 5~Fig. 6에는 굽힘해석과 비틀림해석에 의한 변형에너지 밀도의 분포를 나타내며 이들의 최종변형에너지 밀도가 균일하게 분포됨을 알 수 있다.

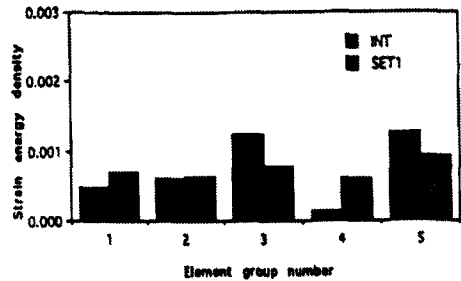


Fig. 5 Strain energy density distribution(bending)

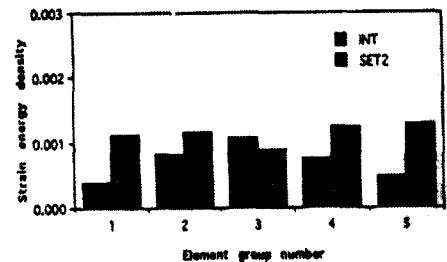


Fig. 6 Strain energy density distribution(torsion)

4. 차량승객실의 설계민감도해석

차량승객실의 설계민감도를 구하기 위하여 변형에너지 밀도평가방법을 이용한 횡단면적을 바탕으로 FMVSS에 따라 가장 일반적인 하중조건인 정면충돌과 후면충돌에 대하여 충돌해석을 수행하였다.

좌굴하중에 대한 차량승객실의 설계민감도 수치해법은 ANSYS의 구조해석결과를 이용하고 해석모델은 12개의 비선형 회전스프링요소와 129개의 탄성보요소로 된 유한요소모델을 사용하였다.

설계변수로는 5개 보요소의 횡단면적을 설정하였으며 보요소의 재질은 고강도 알루미늄(Al 6061-T6)으로서 물성치는 다음과 같다.

$$\text{Modulus of elasticity : } E = 7.0 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Mass density : } \rho = 2700 \text{ kg/m}^3$$

차량승객실에서 12개의 비선형 회전스프링에 대한 모멘트-회전각관계는 Fig. 7과 같다.

Table 1 Volume and constraint history of vehicle passenger compartment optimization

Front crash				Iter	Rear crash			
d _{cr} /g	Violation	Volume (cm ³)	Volume reduction		d _{cr} /g	Violation	Volume (cm ³)	Volume reduction
13.76	0.312	46306.00	0	1	56.23	-1.8115	46306.00	0
23.64	-0.182	49819.91	3513.91	2	40.23	-1.0115	41772.20	-4533.8
21.80	-0.090	45257.88	-4562.03	3	31.70	-0.585	36788.41	-4983.79
20.76	-0.038	43118.00	-2139.88	4	27.42	-0.371	33157.86	-3630.55
20.07	-0.0035	42548.58	-569.42	5	24.91	-0.2455	30188.67	-2969.19
20.01	-0.0005	42493.82	-54.76	6	23.47	-0.1735	28088.13	-2100.54
20.00	0.0000	42487.17	-6.65	7	22.69	-0.1345	26870.39	-1217.74
				8	21.94	-0.097	25491.66	-1378.73
				9	21.38	-0.069	24400.50	-1091.16
				10	20.90	-0.045	23457.53	-942.97
				11	20.50	-0.025	22648.22	-809.31
				12	20.21	-0.0105	22059.31	-588.91
				13	20.00	0.0000	21675.31	-384.00

Table 2 Design variable history of vehicle passenger compartment optimization (unit : cm²)

Front crash					Iter	Rear crash				
A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅		A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
6.50	9.16	10.21	5.41	11.69	1	6.50	9.16	10.21	5.41	11.69
8.69	9.06	10.23	5.45	12.47	2	6.87	6.84	9.89	5.93	10.35
8.00	7.90	9.72	4.93	11.39	3	6.21	5.37	9.46	5.80	9.03
7.65	7.37	9.49	4.69	10.89	4	5.50	4.56	9.08	5.38	8.17
7.48	7.29	9.44	4.64	10.74	5	4.80	4.05	8.71	4.88	7.51
7.47	7.28	9.44	4.64	10.73	6	4.32	3.74	8.42	4.48	7.04
7.46	7.28	9.44	4.64	10.73	7	4.02	3.57	8.25	4.25	6.76
					8	3.68	3.40	8.04	3.97	6.45
					9	3.41	3.27	7.87	3.75	6.19
					10	3.17	3.16	7.73	3.57	5.97
					11	2.97	3.07	7.61	3.41	5.78
					12	2.82	3.00	7.52	3.30	5.64
					13	2.72	2.95	7.46	3.22	5.55

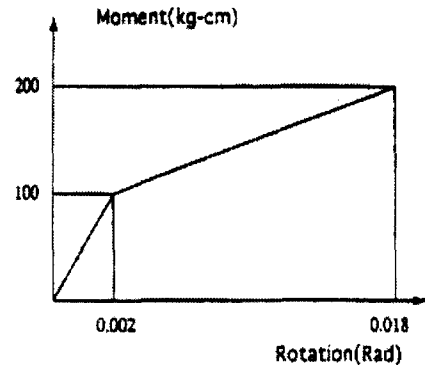


Fig. 7 Moment-rotation relation of joints

5. 차량승객실의 최적설계

5.1 최적설계문제의 수식화

좌굴하중에 대한 정확한 설계민감도를 구하여 최적설계 시 이용하며 하중조건은 정면충돌과 후면충돌시 평균감속도 20g⁽¹¹⁾이다.

본 논문의 최적설계문제는 다음과 같이 수식화할 수 있다.

설계변수: $A_i, i = 1, 5$

목적함수: $\phi^0 = \sum_{i=1}^5 L_i A_i$

좌굴구속조건: $\phi^1 = 1 - \frac{d_{cr}}{20g} = 0$ (18)

여기서 L_i 와 A_i 는 각각 i^{th} 번째 설계그룹의 길이와 횡단면적으로서 $L_1=1140.85\text{cm}$, $L_2=1365.50\text{cm}$, $L_3=612.18\text{cm}$, $L_4=635.74\text{cm}$, $L_5=1429.17\text{cm}$ 의 값을 가지며 A_i 는 변형에너지밀도평가방법에 의한 차량승객실의 횡단면적 결과치를 이용하였다.

차량승객실의 비선형성, 제한조건 등을 고려하여 최적 설계시 미분벡터투영법⁽¹²⁾을 사용하였다.

5.2 최적설계의 결과 및 검토

최적설계는 정면충돌시 7회, 후면충돌시 13회 반복후에 수렴한다. 상세한 목적함수와 최적화과정의 좌표구속이력을 Table 1에 나타내며 충돌하중을 작용시킨 결과 정면충돌과 측면충돌시 체적이 감소하며 후면충돌시 체적의 감소량이 정면충돌시 보다 크다.

목적함수의 이력은 Fig. 8과 같고 Table 2에 5개 설계변수의 이력을 나타내었다. 변형에너지밀도평가방법에 의한 횡단면적의 결과치에 대한 최적설계에서 정면충돌시 A_5 인 Side pillar frame member의 횡단면적이 가장 크고 A_4 인 Roof frame member의 횡단면적이 가장 작음을 알 수 있고, 후면충돌시 A_3 인 Rear side frame member의 횡단면적이 가장 크고 A_1 인 Windshield frame member의 횡단면적이 가장 작음을 알 수 있다.

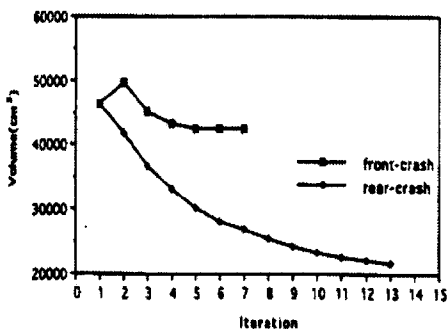


Fig. 8 History of volume for vehicle passenger compartment optimization

6. 결론

차량승객실의 구조해석결과를 이용하여 설계민감도해석을 수행하고 설계민감도 해석결과를 입력자료로 활용하여 최적설계를 수행한 결과는 다음과 같다.

- (1) 강성해석을 통하여 차량승객실이 비교대상 차량의 허용강성범위에 포함됨으로서 정적해석의 타당성을 입증하였다.
- (2) 변형에너지밀도평가방법에 의한 횡단면적을 이용하여 설계민감도를 수행한 결과 차량승객실 각 부재의 설계민감도를 평가할 수 있었다.
- (3) 설계민감도 해석결과를 토대로 최적설계를 수행함으로써 차량승객실의 설계정보를 얻을 수 있었으며 충돌해석시 체적이 감소하며 후면충돌시 체적감소량이 큼을 알 수 있었다.
- (4) 실제 자동차실험에 설계민감도 해석을 이용한 최적설계 기법을 사용하면 시간과 경비의 절감을 이룰 수 있다.

참고 문헌

- (1) Mallet, R. H. and Marcal, P. V., "Finite Element Analysis of Nonlinear Structures", Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 94, No. ST9, Proc. Paper 6115, pp. 2081-2105, 1968.
- (2) Brendel, B. and Ramm., E., "Linear and Nonlinear Stability Analysis of Cylindrical Shell", Computers and Structures, Vol. 12, pp. 549-558, 1980.
- (3) Rammerstofer, F. G., "Jump Phenomena Associated with the Stability of Geometrically Nonlinear Structures", Recent Advances in Nonlinear Computational Mechanics, Eds. E. Hinton, D.R.J. Owen, and C. Taylor, University College of Swansea, U. K., pp. 119-153, 1982.
- (4) Borri, C. and Hufendiek, H. W., "Geometrically Nonlinear Behavior of Space Beam Structures", Journal of Structural Mechanics, Vol. 13, No. 1, pp. 1-26, 1985.
- (5) Kamat, M. P., Khot, N. S., and Venkayya, V. B., "Optimization of Shallow Trusses Against Limit Point Instability", AIAA Journal, Vol. 22, No. 3, pp. 403-408, 1984
- (6) Choi, K. K. and Santos, J. L. T., "Design Sensitivity Analysis of Non-linear Structural Systems Part I: Theory", International

- Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 24, pp. 2039-2055, 1987
- (7) Hibbit, H. D., Marcal, P. V., and Rice, J. R., "A Finite Element Formulation for Problems for Large Strain and Large Displacement", International Journal of Solids and Structures, Vol. 6, pp. 1069-1086, 1970.
- (8) Bathe, K. J., Ramm, E., and Wilson, E. L., "Finite Element Formulations for Large Deformation Dynamic Analysis", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 9, pp. 353-386, 1975.
- (9) Augustitus, J. A., Kamal, M. M. and Howell, L. J., "Design Through Analysis of an Experimental Automobile Structure", SAE Transactions, pp. 2186-2198, 1977.
- (10) 式田昌弘, 金山幸雄, 自動車の強度, 山海堂, 1989.
- (11) Kamal, M. M. and Lin, K. -H., "Collision Simulation", Modern Automotive Structural Analysis, Eds. M. M. Kamal and J. A. Wolf, Van Nostrand Reinhold Co, 1981.
- (12) Haug, E. J. and Arora, J. S., Applied Optimal Design, John Wiley & Sons, Inc, 1979.