

# 다분야 설계 제약 조건을 고려한 알루미늄 스페이스 프레임 차체의 최적 설계

김 범 진<sup>1)</sup> · 김 민 수<sup>2)</sup> · 허 승 진<sup>2)</sup>

현대자동차 차량해석팀<sup>1)</sup> · 국민대학교 기계자동차공학부<sup>2)</sup>

## Aluminum Space Frame B.L.W. Optimization Considering Multidisciplinary Design Constraints

Bum-Jin Kim<sup>1)</sup> · Min-Soo Kim<sup>2)</sup> · Seung-Jin Heo<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Vehicle CAE Team, Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Whasung-si, Gyeonggi 445-706, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 6 September 2004 / Accepted 22 September 2005)

**Abstract** : This paper presents an ASF (Aluminum Space Frame) BIW optimal design, which minimizes the weight and satisfies multi-disciplinary constraints such as the static stiffness, vibration characteristics, low-speed crash, high-speed crash and occupant protection. As only one cycle CPU time for all the analyses is 12 hours, the ASF design having 11-design variable is a large scaled problem. In this study, ISCD-II and conservative least square fitting method is used for efficient RSM modeling. Then, ALM method is used to solve the approximate optimization problem. The approximate optimum is sequentially added to remodel the RSM. The proposed optimization method used only 20 analyses to solve the 11-design variable design problem. Also, the optimal design can reduce the 15% of total weight while satisfying all of the multi-disciplinary design constraints.

**Key words** : ASF(알루미늄 스페이스 프레임), DOE(실험계획법), Response surface model(반응표면모델), Multidisciplinary design constraints(다분야 설계 제약 조건)

### 1. 서론

차체 중량의 경량화를 위해서는 대체 경량 재질의 적용, 새로운 가공 및 조립 기술의 개발, 초기 개발 과정에서의 차체 최적화 설계 기술의 도입 등이 고려될 수 있다. 특히, 대체 경량 재질의 선택과 관련하여 고강도 알루미늄 및 제작기술의 적용을 통한 알루미늄 스페이스 프레임(ASF) 차량의 개발을 대표적인 예로 들 수 있다. 일반적으로 알루미늄<sup>1)</sup> 재질을 이용한 차체는 기존 철재 차체에 비하여 동등한 강성을 만족시키면서 대략적으로 30% 이상의

중량을 줄일 수 있다. 알루미늄 차체는 ASF 단면 두께를 증가시킬 수 있기 때문에 차체의 국부 강도, 내구수명 뿐만 아니라 엔진 공-회전 영역에서 차체 NVH 성능향상에도 기여할 수 있다.<sup>1)</sup> 이러한 고강도 알루미늄의 특성을 충분히 고려한 차체를 설계하려면, 차체의 굽힘 및 비틀림 강성, 진동특성, 충돌안전도 및 경량화 등의 다분야 설계 제약 조건들은 초기설계 단계에 반영시켜야만 한다. 그러나 이들 제약조건을 동시에 고려하는 설계는 매우 복잡하고 어려운 일이기 때문에, 지금까지는 각 분야별 최적설계 안을 도출한 후, 이를 적절히 절충시키는 설계방법을 적용하고 있다. 그런데, 이들 설계치의 상반된 설계 안을 절충하는 데는 많은 시간과 비용

\*To whom correspondence should be addressed.  
sjheo@kookmin.ac.kr

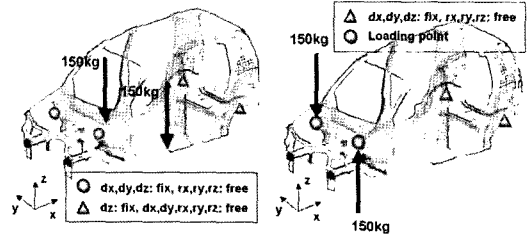
이 소요되었다. 본 논문에서는 ASF 차체를 설계할 때, 초기 설계 단계에 있어서 반드시 고려해야 하는 다분야의 제약조건<sup>2,3)</sup>들을 동시에 고려하는 설계를 제안하고자 한다. 설계 고려사항 들은 정적 강성, 고유 진동수, 저속충돌, 고속충돌, 승객안전도 등이다. 설계변수는 ASF 단면의 11개 두께를 모두 선정한다. 최소 해석을 위하여 불완전축소합성법((ISCD-II: Incomplete Small Composite Design-II)을 그리고 반응표면모델(RSM: Response Surface Model)의 미지수보다 실험점이 부족함으로 인한 특이(singular) 현상을 해결하기 위하여 특이해 분해(SVD: Singular Value Decomposition) 기법 기반 최소자승법을 적용한다. 마지막으로 RSM을 이용한 근사최적설계는 확장 라그랑지 승수(ALM: Augmented Lagrange Multiplier) 기법을 적용하여 순차적인 최적설계를 수행한다.<sup>4-6)</sup>

## 2. ASF Base 모델의 분야별 해석

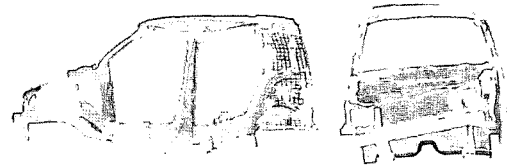
ASF 차체를 최적화하기 위해 초기 설계 단계에서 거치게 되는 다분야 제약 조건인 차체 강성, 고유 진동수, 저/고속 충돌특성, 승객안전도를 고려하여 ASF Base 모델의 각 분야별 해석을 우선적으로 수행하였다.

### 2.1 정적 강성 해석

차체의 강성이란 일반적으로 차체를 휘거나 비틀었을 때 변형을 평가하는 것으로, Fig. 1과 같이 해석 조건을 설정하였다. 굽힘 강성 해석은 실제 시험과 유사한 조건을 부여하기 위하여 Fig. 1(a)와 같이 서스펜션의 결합부에 자유도를 구속하고 좌우 사이드 실(Side sill)에 하중을 가하여 차체의 최대 수직 변위를 측정한다. 비틀림 강성 해석은 Fig. 1(b)와 같이 후방 서스펜션 결합 부를 고정하고 전방 서스펜션 결합부에 서로 반대방향의 비틀림 하중을 가하여 전방 서스펜션 결합부에서의 최대 수직 변위를 측정한다. 정적 강성 평가 해석은 MSC/NASTRAN을 이용하였고, 모델의 유한요소는 54791개의 쉘요소로 구성하였다. 해석시간은 펜티엄 IV 2.8GHz CPU에서 167초 이내이다. 해석 결과는 Fig. 2에서 최대 변형 양상으로 나타내었다. 차체의 굽힘 강성 및 비



(a) Bending stiffness analysis (b) Torsion stiffness analysis  
Fig. 1 Load and boundary conditions for static stiffness analysis of ASF base model



(a) Bending stiffness analysis (b) Torsion stiffness analysis  
Fig. 2 Results of static stiffness analysis of ASF base model

틀림 강성 값 산출을 위한 최대 굽힘 변위 및 비틀림 변위를 살펴보면 ASF 기본 모델의 최대 굽힘 변위는 0.255mm, 최대 비틀림 변위는 1.289mm를 나타내었다.

### 2.2 고유주파수 해석

차체 구조 설계 시, 정적 강성과 관련하여 반드시 함께 고려되어야 할 설계 제약조건은 바로 차체 진동 특성이다. 본 절에서는 ASF 기본 모델의 고유 주파수 및 모드 형상을 기본적으로 규명하기 위하여 자유 진동 해석을 수행하였다. ASF B.I.W 모델은 정적 강성 해석에 이용된 모델과 동일하며 MSC/NASTRAN의 계산시간은 1047초가 소요되었다. Fig. 3은 비틀림과 굽힘의 첫번째 모드이다.

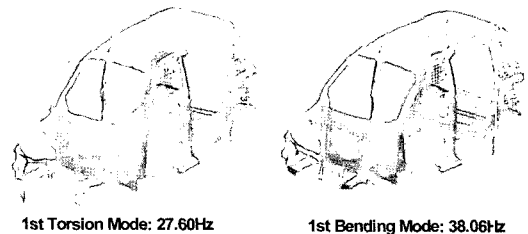


Fig. 3 Results of normal mode analysis of ASF base model

### 2.3 충돌 해석

차량 설계 시, 고려해야 하는 중요한 분야 중 하나는 바로 충돌 설계이다. 이는 저속 및 고속충돌 설계 개념으로 나뉘는데 고속 충돌설계 개념은 충돌 시, 충돌 부재들이 효과적으로 축 방향 혹은 굽힘 변형을 일으켜서 충돌에너지 흡수를 최대화 하고 승객의 상해치를 저감 시키는 것이 관건이다. 반면 저속 충돌설계 개념은 가능한 주요 충돌 부재들의 변형이 없도록 하여 손상성과 수리성을 낮추도록 한다. 따라서, 상반되는 두 가지 설계 개념은 동시에 고려되어야 보다 효과적인 충돌 설계가 이루어질 수 있다. 본 논문에서 고려한 고속충돌 제약조건은 FMVSS 208 시험 인증 기준을 적용하였고, 저속충돌 제약조건은 캐나다의 범퍼 충격흡수 시험 인증 기준인 CMVSS 215를 적용하였다.

#### 2.3.1 고속 충돌 해석

ASF 기본 모델의 충돌특성을 분석하기 위하여 FMVSS 208 시험 인증 기준을 적용하여 충돌해석을 수행하였다. 사용된 ASF 기본 모델의 유한요소는 93389개의 쉘 요소와 1435개의 빔 요소로 구성되며 PAM-CRASH를 이용한 해석시간은 펜티엄 IV 2.8GHz CPU에서 7시간 30분 이었다. Fig. 4는 FMVSS 208 인증 시험에 따른 충돌초기속도 및 경계조건을 나타내며 해석종료 시간은 80 msec로 설정하였다. Fig. 5의 해석결과를 살펴보면 전방 사이드멤버의 축방향 붕괴 및 서브프레임의 굽힘 변형으로 충돌에너지를 흡수하는 구조를 나타내었으며 전체 충돌에너지는 52603J, 사이드멤버가 흡수한 에너지는 17382J를 나타내어 전체 충돌에너지의 약 33%를 사이드멤버가 흡수하였음을 확인하였다.

#### 2.3.2 승객 거동 해석

ASF 기본 모델의 승객 안전도 해석은, 앞 절의 고속 충돌 해석에서 도출된 B-필라 하단의 가속도 파형을 슬레드 모델에 입력하여 승객 거동 해석을 PAM-CRASH를 이용하여 수행하였다. 펜티엄 IV 2.8GHz CPU에서 약 501초의 해석 시간이 소요되었으며 해석결과는 Fig. 6에서 승객 거동 모습과 Fig. 7에서 더미의 머리 및 가슴 가속도 파형으로 나타내었다. 추출된 가속도-시간 파형은 아래 식 (1)을 통하여 더미머리의 상해도 HIC 값을 464.69로 계산하

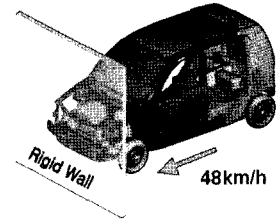


Fig. 4 Initial velocity and boundary condition

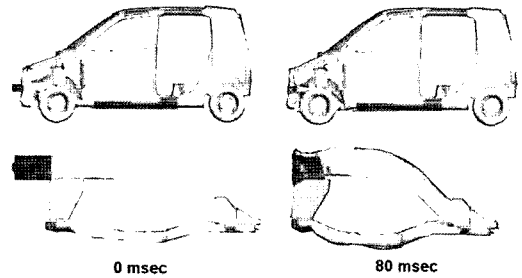


Fig. 5 Results of high speed crash analysis

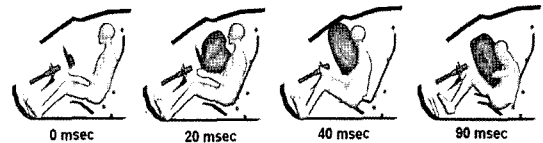


Fig. 6 Occupant behavior during the sled analysis

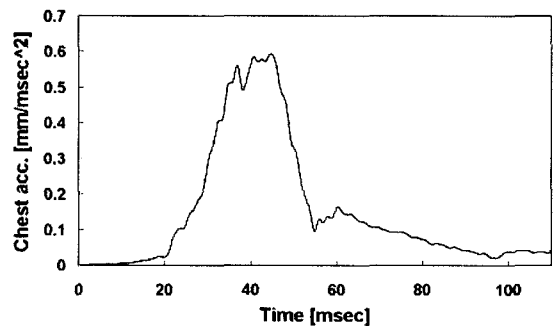
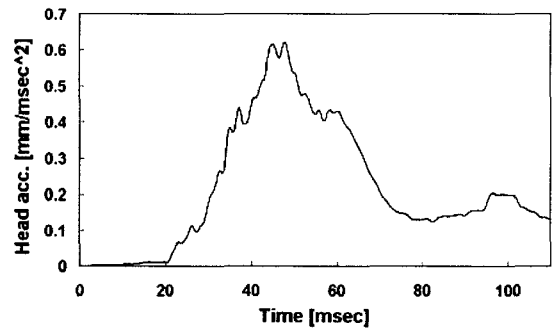


Fig. 7 Head and chest acceleration results

였으며 가슴의 상해는 3msec의 시간 구간에 대해서 가슴부위의 최대 가속도를 중력가속도에 대한 비로서 표현하였을 때, 58.95g를 나타내어 FMVSS 208에서 제시한 상해치 한계 값은 모두 만족하였다.

$$HIC = \max_{t_1/t_2} \left[ \left\{ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right\}^{2.5} (t_2 - t_1) \right] \quad (1)$$

### 2.3.3 저속 충돌 해석

ASF 기본 모델의 5MPH 고정벽 저속충돌 해석은 CMVSS 215 법규에 따라 PAM-CRASH를 이용하여 수행하였다. 해석 시간은 펜티엄IV 2.8 GHz CPU에서 약 3시간 6분이 소요되었으며 해석 결과는 Fig. 8과 Fig. 9에서 범퍼 백-빔의 변형 양상 및 범퍼 백-빔의 변위-시간 선도로 나타내었다. 최대 범퍼 변형 변위는 30.9mm를 나타내었다.

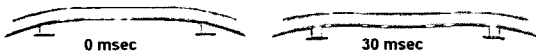


Fig. 8 Bumper back beam deformation behavior during the low speed crash analysis

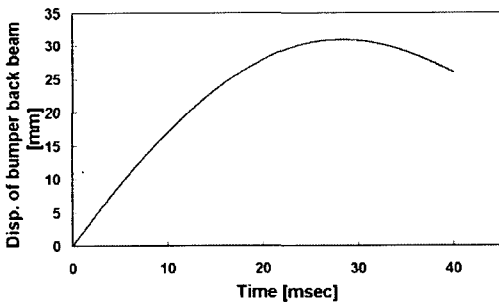


Fig. 9 Bumper back beam displacement

## 3. ASF B.I.W 모델의 다분야 제약 조건을 고려한 최적설계

### 3.1 설계 변수 및 목적함수의 선정

본 절에서는 앞 절에서 살펴본 각 분야별 제약 조건들을 고려한 ASF B.I.W의 최적설계를 수행하였다. 우선적으로 Fig. 10에서 보는 바와 같이 ASF B.I.W 구조 전반에 걸쳐서 11개의 설계 변수를 고르게 선정하였다. 설계 변수는 주조재인 B-필라 두께를 제외하고 모두 알루미늄 압출재 두께로 구성되

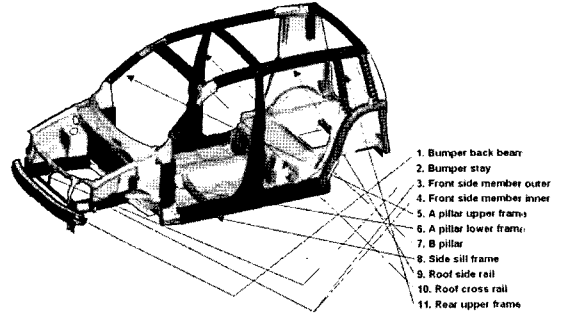


Fig. 10 Design variables for ASF B.I.W optimization

Table 1 Design variables and their limits

Design variable	Component name	Lower bound [mm]	Middle value [mm]	Upper value [mm]
DV1	Bumper	1.0	1.5	2.0
DV2	Bumper stay	1.0	1.5	2.0
DV3	FR/SM outer	1.0	1.5	2.0
DV4	FR/SM inner	1.0	1.5	2.0
DV5	A pillar upper	2.0	2.5	3.0
DV6	A pillar lower	2.0	2.5	3.0
DV7	B pillar	5.0	6.0	7.0
DV8	Side sill	2	3	4
DV9	Roof side rail	2	3	4
DV10	Roof cross member	2	2.5	3
DV11	Qtr upper	1	2	3

며 Table 1에서 각 설계 변수들의 명칭 및 상/하한 값을 제시하였다. 또한, 최적화를 위한 목적함수는 선정된 설계 변수들의 무게 합을 최소화 하는 것이다.

### 3.2 설계민감도 해석

목적함수 및 제약 조건들에 대한 설계변수의 민감도를 평가하기 위해서 Table 2의 ISCD-II 직교배열표와 이에 상응하는 각 분야별 해석 결과를 이용하였다. 그리고 Fig. 11에서는 비틀림 변위와 충돌에너지에 대한 대표적인 민감도 결과만을 제시하였다. 본 절의 설계민감도 해석은 일반적으로 사용되는 DOE의 효과분석 기법(effect analysis)을 적용하였으며 각 설계 변수들의 하한 값, 중간 값, 상한 값에 상응하는 민감도 결과들을 바-차트로 나타내었다. Fig. 11의 민감도 해석 결과들을 살펴보면 비틀림 변위의 경우는 2, 6, 8번 설계변수, 충돌에너지의

Table 2 Basic analysis for the ISCD-II DOE table

	DV 1	DV 2	DV 3	DV 4	DV 5	DV 6	DV 7	DV 8	DV 9	DV 10	DV 11	Bend. Disp. [mm]	Torsi. Disp. [mm]	Freq. Mode [Hz]	Crash Energy [J]	HIC	Chest G	Bump. intru. [mm]	Weight [kg]
Model 1	2	2	1	2	3	3	5	2	2	3	1	0,317	1,251	27.49	18519.47	458.08	57.95	21,35	40.08
Model 2	1	2	2	1	3	3	7	2	2	2	3	0,306	1,243	28.85	16967.81	476.96	60.03	47,73	44.18
Model 3	2	1	2	2	2	3	7	4	2	2	1	0,223	1,253	22.91	17630.02	502.03	61.65	32,52	50.99
Model 4	1	2	1	2	3	2	7	4	4	2	1	0,221	1,307	28.6	16865.71	460.83	59.66	48,65	52.91
Model 5	1	1	2	1	3	3	5	4	4	3	1	0,218	1,254	28.27	16562.65	586.78	61.58	48,25	50.61
Model 6	1	1	1	2	2	3	7	2	4	3	3	0,288	1,291	27.83	16096.37	468.26	62.26	47,55	49.49
Model 7	2	1	1	1	3	2	7	4	2	3	3	0,229	1,359	22.32	16069.76	464.17	58.87	30,71	53.63
Model 8	2	2	1	1	2	3	5	4	4	2	3	0,219	1,21	27.9	17283.47	451.39	57.79	22,28	51.58
Model 9	2	2	2	1	2	2	7	2	4	3	1	0,3	1,338	25.93	17968.92	522.21	60.78	20,67	48.64
Model 10	1	2	2	2	2	2	5	4	2	3	3	0,239	1,336	27.61	13972.03	445.11	59.95	48,36	47.07
Model 11	2	1	2	2	3	2	5	2	4	2	3	0,306	1,393	22.32	16903.45	473.68	59.96	32,64	43.89
Model 12	1	1	1	1	2	2	5	2	2	2	1	0,332	1,431	26.6	14904.59	468.15	60.92	46,42	34.95
Base Design	2	2	2	2	3	3	6	3	3	3	2	0,255	1,289	27.6	17382.7	464.69	58.95	30,9	47.34

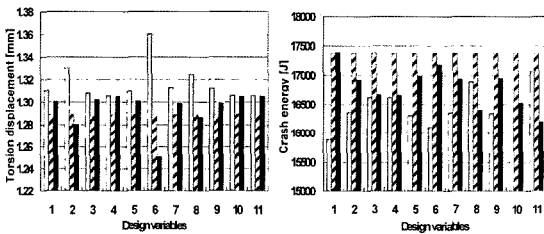


Fig. 11 Design sensitivity results for typical design constraints

경우는 1번 설계변수를 제외한 나머지 설계 변수들이 위로 혹은 아래로 볼록한 형태를 나타내었다. 따라서 이들 모두를 고려한 최적의 설계점을 바-차트에서 구하기는 매우 어려운 현실이므로 다음절에서는 RSM을 이용한 근사 최적 설계를 수행하고자 한다.

### 3.3 순차적 근사 최적화

본 절에서는 반응표면모델을 기반으로 ASF B.I.W의 다분야 제약 조건들을 고려한 최적 설계를 수행하고자 한다. 최적화를 위한 다분야 제약조건들은 2절에서 수행한 ASF 기본 모델의 각분야별 해석 결과들을 고려하여 설정하였다. 따라서, ASF B.I.W의 차체 강성, 진동, 저/고속충돌 및 승객안전도를 고려한 다분야 제약 최적화 정식은 식 (2)~식 (10)과 같이 표현된다.

$$\text{Minimize } mass(T) \tag{2}$$

Subject to

$$\text{Static bending displacement}(T)_{max} \leq 0.29mm \tag{3}$$

$$\text{Static torsional displacement}(T)_{max} \leq 1.3mm \tag{4}$$

$$27Hz \leq \text{Mode 1, Frequency}(T) \leq 28Hz \tag{5}$$

$$\text{Crash energy}(T)_{min} \geq 17000J \tag{6}$$

$$\text{HIC}(T)_{max} \leq 480 \tag{7}$$

$$\text{Chest } g(T)_{max} \leq 60g \tag{8}$$

$$\text{Bumper displacement}(T)_{max} \leq 35mm \tag{9}$$

$$T_i^L \leq T_i \leq T_i^U, (i=1,2,\dots,10,11) \tag{10}$$

상기의 최적화 문제는 Table 2의 ISCD-II 직교배열표와 직교배열표에 상응하는 해석 결과와 R-INOPL<sup>5)</sup>을 이용하여 해결한다. R-INOPL은 미지수의 개수에 비하여 실험점이 절대적으로 부족한 최소자승법을 풀기 위하여 SVD기법을 적용한다. 또한, 근사 최적치의 유용성을 향상시키기 위하여, 사용자의 목적에 따라 근사함수를 보수적으로 생성하는 보수-최소자승법<sup>4)</sup>을 적용한다. 또한, 근사화된 최적화 문제는 ALM기법에 기반을 둔 B-INOPL<sup>6)</sup>을 내부적으로 이용한다.

본 연구에서는 2차식의 반응표면모델을 적용하였고, 다분야 제약조건 중에서 정적 굽힘 변위, 비틀림 변위, HIC, Chest 가속도, 범퍼 백 범의 변위는 과대평가(over-estimate)<sup>4)</sup> 모델로 생성하였고, 충돌에 미치는 과소평가(under-estimate)<sup>4)</sup> 모델로 생성하였

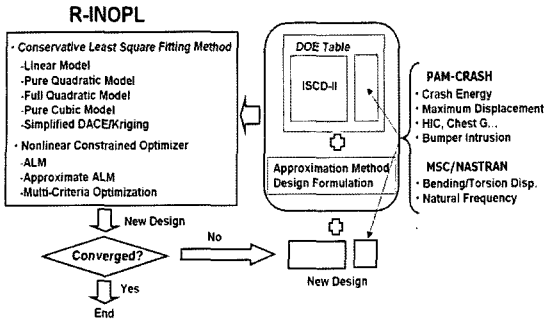


Fig. 12 SAO process using R-INOPL

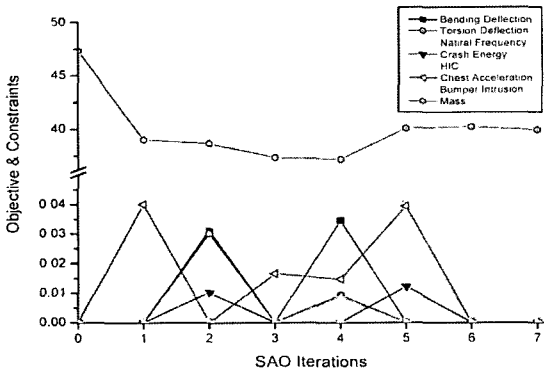


Fig. 13 Convergence history of ASF design optimization

다. Fig. 12는 R-INOPL을 이용하여 다분야 제약조건들을 고려한 최적화 문제를 해결하는 과정을 보여준다.

먼저 R-INOPL 수행을 통하여 최초로 얻어진 최적치에 상응하는 각 분야별 해석들을 수행하고 설계 채택 여부를 결정한다. 이때 결과에 만족하지 않으면 해석 결과들을 R-INOPL 입력과일에 추가하여 R-INOPL을 재수행한다. 이는 모든 제약조건들이 수렴할 때까지 반복하게 되는데 이러한 순차적 근사 최적화(SAO: Sequential Approximate Optimization) 과정을 통해 반응표면모델은 보다 정확한 근사해를 찾게 된다. 본 연구에서는 이러한 반복적인 최적화 과정을 7회 수행하였으며 7회째 수렴한 것을 확인하였다. 이에 상응하는 SAO 결과들을 Table 3과 Table 4에 정리하였다. 또한, Fig. 13에서는 목적함수와 제약조건들의 수렴 과정을 나타내었다. 제약조건들은 각각의 허용치로 정규화 시킨 값으로 나타내었다.

최종적으로 Table 5에서는 ASF 기본 모델과 최종

Table 3 Convergence history of design variables

	DV1	DV2	DV3	DV4	DV5	DV6	DV7	DV8	DV9	DV10	DV11
Base design	1.5	1.5	1.5	1.5	2.5	2.5	6	3	3	2.5	2
SAO 1	1.370	1.574	1.294	1.207	2.033	3.000	5.000	2.482	2.000	2.000	1.448
SAO 2	1.418	1.797	1.000	1.270	2.378	2.236	5.000	2.421	2.038	2.000	1.831
SAO 3	1.434	2.000	1.027	1.221	2.243	2.570	5.000	2.609	2.010	2.000	2.072
SAO 4	1.725	2.000	1.000	1.325	2.150	2.396	5.000	2.360	2.038	2.000	2.379
SAO 5	1.481	2.000	1.001	1.176	2.452	2.451	5.000	2.568	2.107	2.077	2.052
SAO 6	1.363	2.000	1.000	2.000	2.416	2.478	5.226	2.534	2.065	2.079	1.881
SAO 7	1.412	2.000	1.000	1.870	2.212	2.405	5.024	2.634	2.000	2.002	1.888

Table 4 Convergence history of performance indexes

	Bend. disp. [mm]	Torsi. disp. [mm]	1st torsi. freq. [Hz]	Crash energy [J]	HIC	Chest acc. [g]	Bump. disp. [mm]	Mass [kg]
Base design	0.255	1.289	27.60	17382.70	464.69	58.95	30.90	47.34
SAO 1	0.289	1.269	27.85	17419.60	485.30	62.40	33.70	39.03
SAO 2	0.299	1.339	27.15	16828.15	461.82	59.42	30.65	38.66
SAO 3	0.286	1.287	28.00	17017.84	485.21	60.99	30.64	37.38
SAO 4	0.300	1.312	26.77	17337.90	460.95	60.88	26.85	37.21
SAO 5	0.288	1.300	27.73	16793.43	497.04	62.36	29.85	40.08
SAO 6	0.289	1.293	27.700	17021.16	471.22	59.35	32.15	40.23
SAO 7	0.288	1.299	27.550	17063.21	471.13	59.89	32.35	39.92

Table 5 Comparisons of initial and final designs

System	Attribute	Baseline	Target	Final Design Result
Static Stiffness	Bending Disp. [mm]	0.255	≤ 0.29	0.289
	Torsion Disp. [mm]	1.289	≤ 1.3	1.299
Vibration	1 <sup>st</sup> Torsion Mode [Hz]	27.6	27 ≤ f <sub>1</sub> ≤ 28	27.55
Low Speed Crash	Bumper Intrusion [mm]	30.9	≤ 35	32.35
High Speed Crash	Crash Energy [J]	17382.7	≥ 17000	17063.21
	HIC	464.69	≤ 480	471.13
	Chest Acc. [g]	58.95	≤ 60	59.89
	Weight [kg]	47.34	Minimize	39.92

모델을 비교하고 있다. 다분야 제약 조건들을 모두 충족시키면서 초기 기본 모델 대비 약 15%의 중량을 감소시켰음을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 ASF 차체의 정적 강성, 진동 특성, 저/고속 충돌성능 및 승객안전도를 동시에 고려하는 경량화 설계를 수행하였다. 이를 위하여, 설계에 필요한 각 성능지수들을 ISCD-II 실험계획법과 반응표면모델을 이용하여 근사화하고 이를 기반으로 순차적 근사 최적화를 수행하였다. 본 연구의 SAO 방법은 11개의 설계 변수를 고려한 ASF 차체 최적 설계를 20회의 해석만으로도 기존 모델 대비 15%의

경량화를 이루면서, 모든 제약조건 들을 만족시키는 최종 설계를 도출했다.

### References

- 1) H. Y. Kim, J. K. Kim, S. J. Heo and H. Kang, "Design of the Impact Energy Absorbing Members and Evaluation of the Crashworthiness for Aluminum Intensive Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, 2002.
- 2) R. J. Yang, L. Gu, C. H. Tho and J. Sobieszcanski-Sobieski, "Multidisciplinary Design Optimization of a Full Vehicle with High Performance Computing," AIAA Paper AIAA-2001-1273, AIAA/ASME/AHS/ASC, 42nd, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Seattle, Washington, 2001.
- 3) J. Sobieszcanski-Sobieski, S. Kodiyalam and R. J. Yang, "Optimization of Car Body under Constraints of Noise, Vibration, and Harshness(NVH), and Crash," AIAA Paper AIAA-2000-1521, AIAA/ASME/AHS/ASC, 41st, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Atlanta, 2000.
- 4) M. S. Kim and S. J. Heo, "Conservative Quadratic RSM Combined with Incomplete Small Composite Design and Conservative Least Square Fitting," KSME International Journal, Vol.17, No. 5, pp.705-714, 2003.
- 5) M. S. Kim, R-INOPL Ver. 1.5: User's Guide for Response Surface Modeling and Approximate Optimization, 2003.
- 6) M. S. Kim, B-INOPL Ver. 3.0: User's Guide for Constrained Nonlinear Optimization, 2001.