

# 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔 형상의 최적 설계

박동규<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>대덕대학 기계자동차학부

## Optimum Shape Design of Bumper Beam Section using Intermediate Response Surface Models

Dong-Kyoo Park<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical and Automotive Engineering, Daeduk University

**요 약** 자동차 범퍼는 충돌 시 차량 충격 에너지를 흡수하여 차체를 보호하는 중요한 부품이다. 따라서 자동차 범퍼 설계의 초기 단계에서 범퍼 충돌 성능을 만족하는 범퍼 빔의 단면을 결정하는 것은 매우 중요한 요구 조건이다. 본 논문에서는 고정벽 충돌 대응용 자동차 범퍼 빔의 최적 단면 계산을 위하여 중간매개반응표면모델을 사용하였다. 자동차 범퍼 충돌 해석의 결과로 나오는 비선형성이 강한 충격력 대 범퍼 빔의 변위 결과 그래프를 중간매개반응표면모델을 사용하여 정도가 확보된 근사화된 그래프를 만들어서 범퍼 충돌 시의 범퍼 빔의 변형 결과를 구하게 된다. 본 연구의 방법을 이용하면 3차원 비선형 유한요소해석에서 요구되어지는 방대한 해석 시간을 획기적으로 줄일 수 있게 된다. 본 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔의 변형 결과는 3차원 유한요소해석 결과와 비교하여 그 결과 정도의 타당성을 검증하였다.

**Abstract** A bumper beam plays the important role of absorbing the bulk of bumper impact energy, so it is extremely important to determine the bumper beam section during the initial stage of car development process. This paper uses the Intermediate Response Surface Models (IRSM) technique for the bumper beam section optimization. By using this method, the nonlinear impact force-deflection curve is changed to an approximated curve. This can avoid the excessive 3D nonlinear FEM analysis during the optimization process. Then, the accuracy of the IRSM models is examined by comparing their results with those of the 3D nonlinear FEM. Finally it is shown that the proposed approach is effective to design the 2.5mph vehicle bumper section.

**Key Words** : Bumper Section, Shape Optimization, IRSM(Intermediate Response Surface Models)

### 1. 서론

자동차 범퍼는 충돌 시 충격 에너지를 흡수하여 차체의 변형을 방지하고 승객의 안전을 확보하는 중요한 부품이다. 범퍼는 차량의 전방과 후방에 장착되어 있으며 구성 부품으로는 충돌 에너지를 흡수하는 범퍼 빔과 범퍼 폼, 범퍼의 외관 형상을 유지해 주는 범퍼 커버 그리고 범퍼 빔과 차체를 연결해 주는 범퍼 스테이 및 Front End Module로 구성되어 있으며 그림 1과 같이 나타낼 수 있다. 범퍼 충격 국내 법규[1]는 차량이 2.5mph 속도로 고정벽 충돌 시 범퍼 빔 및 차체 손상이 없어야 할 것을

요구하고 있다. 이러한 범퍼 구성 부품중 범퍼 빔은 대부분의 차량 충격 에너지를 흡수하는 가장 중요한 부품이기 때문에 범퍼 설계 초기단계에서 범퍼 빔의 단면 사양을 결정하는 것은 매우 중요하다.

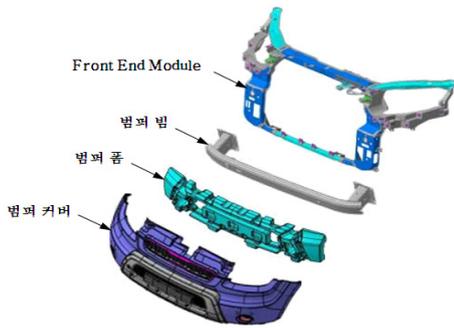
차량 개발은 차량의 외관 디자인이 결정되면 범퍼 빔과 차체와의 공간을 결정하게 되는데 이 때 범퍼 충격 에너지를 충분히 흡수할 수 있는 범퍼 빔의 단면 크기를 결정하게 된다. 지금까지는 3차원 유한요소해석 프로그램을 이용하여 범퍼 빔의 두께 및 형상을 시행착오적인 방법으로 요구 성능을 만족할 때까지 반복적인 해석을 하게 되는데 이는 방대한 해석 시간을 필요로 하게 된다.

\*교신저자 : 박동규(pdongkyou@ddd.ac.kr)

접수일 11년 01월 12일

수정일 11년 02월 11일

게재확정일 11년 03월 10일

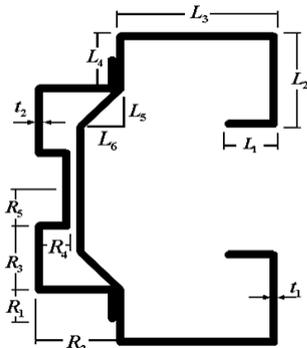


[그림 1] 자동차 범퍼 구성 부품

이러한 문제의 해결을 위하여 범퍼 시스템을 수학적 모델로 단순화하여 빠른 시간 안에 범퍼 빔의 변형 결과를 구하고자 하는 다양한 시도들이 진행되어져 왔다 [2-4].

본 논문에서는 범퍼 충돌 해석 결과로 나오는 비선형적인 특성을 보여주는 범퍼 빔의 힘 대 변위 그래프를 중간매개변수를 사용하여 근사화된 힘 대 변위 그래프를 구하는 중간매개반응표면법[5]을 사용하여 범퍼 빔의 변형을 구하고 최적화 모듈[6]을 사용하여 범퍼 빔의 단면적을 최소화하여 범퍼 중량을 최소화 시켜 최적 범퍼 빔의 단면을 결정하였다. 본 중간매개반응표면법을 사용한 계산 결과는 3차원 비선형 유한요소해석[7] 결과와 비교하여 결과 정도의 타당성을 검증하였다.

## 2. 범퍼 충격 해석



[그림 2] 보강재가 붙은 범퍼 빔 단면

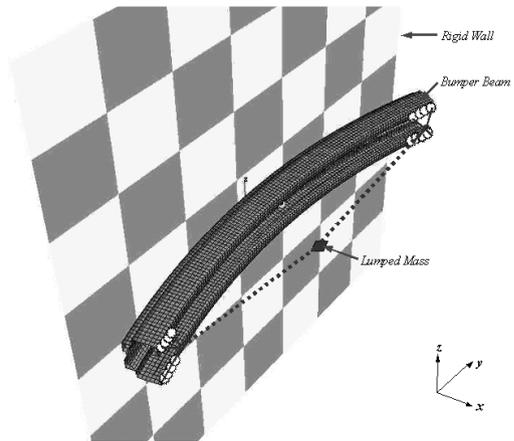
그림 2는 현재 자동차 범퍼 빔으로 많이 사용되고 있는 보강재가 붙은 범퍼 빔 단면이다. 본 범퍼 빔의 해석용 모델 구성을 위하여 범용 유한요소해석용 전·후 처리

기인 Hyperworks[8]를 사용하였고 충격 해석은 범용 비선형 충격해석 프로그램인 LS-DYNA를 사용하였다. 본 해석에 사용된 범퍼 빔의 재질인 SHCP60의 물성 특성은 표 1에 나타나 있다.

[표 1] SHCP60의 재질 특성

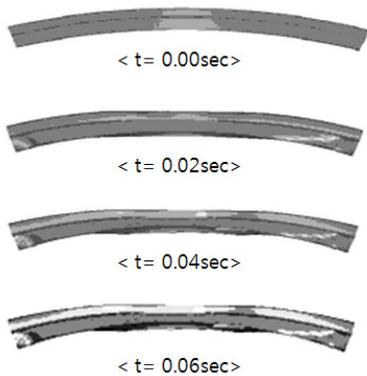
|                   |                        |
|-------------------|------------------------|
| Elastic modulus   | 210 GPa                |
| Yield strength    | 353 MPa                |
| Ultimate strength | 771 MPa                |
| Poisson ratio     | 0.28                   |
| Density           | 7830 kg/m <sup>3</sup> |

범퍼 충돌 해석 모델은 차량 중량을 고려하기 위하여 1,200kgf의 중량을 집중 질량 요소를 이용하여 달았고 차체부와 연결되는 범퍼 스테이부는 x축과 y축을 제외한 나머지 자유도는 구속하였고 구속 조건을 부여하기 위한 양 끝단의 절점들은 강제 요소를 사용하여 연결하였다. 충돌 속도 2.5mph는 모델 전체의 절점에 가해졌다. 해석 모델의 형상은 그림 3과 같다.



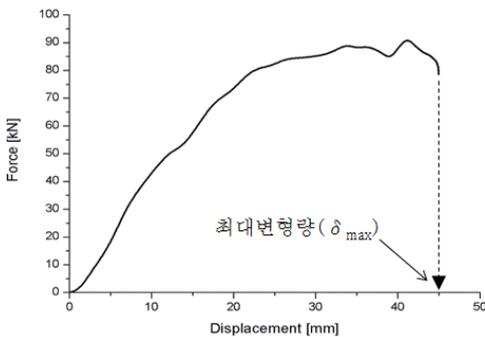
[그림 3] 고정벽 충격 범퍼 해석 모델

고정벽 충돌 유한요소해석 결과는 범퍼 충격이 진행되면서 범퍼 빔 후면부터 편평하게 퍼지면서 최종적으로는 범퍼 빔 중앙부가 전체적으로 곧게 퍼지는 변형 형상을 보여주고 있다. 충분한 충격에너지가 흡수된 다음에는 대부분의 변형은 다시 탄성회복되는 결과를 보여주고 있다. 범퍼 빔의 최대 변형량은 44.8mm이며 충돌 해석 시의 시간대별 변형 결과는 다음 그림 4와 같다.



[그림 4] 고정벽 충돌 해석 시 범퍼 빔 변형 형상

고정벽 충돌 시 범퍼 빔에 작용하는 충격력과 범퍼 빔의 변형량을 그래프로 나타내면 그림 5와 같이 비선형적인 그래프 형상을 나타내준다.



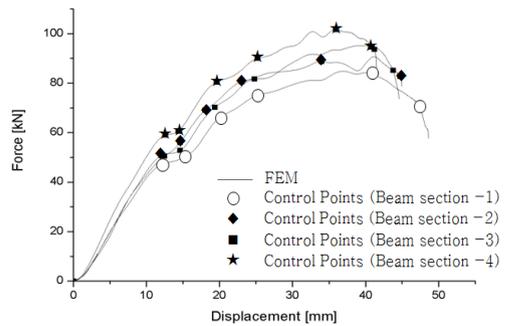
[그림 5] 충격력 대 범퍼 빔 변형량 결과 그래프

### 3. 중간매개반응모델을 이용한 힘 대 변위 그래프의 근사화

#### 3.1 힘 대 변위 그래프의 근사화

비선형 충격 해석은 방대한 양의 해석 시간을 필요로 한다. 특히 비선형 충격의 최적화 해석을 수행할 경우에는 수많은 횟수의 반복적인 비선형 해석을 수행하기 어려운 것이 현실이다. 본 연구에서는 비선형 해석 결과로 나오게 되는 힘 대 변위 그래프를 범퍼 빔의 단면 특성값들에 따라 달라지는 근사화 방법을 사용하였다. 범퍼 빔의 단면 특성값을 나타내는 변수로는 범퍼 빔 단면의 두께 및 단면 치수 등이 있다. 그러나 이러한 범퍼 빔의 단면 특성값들을 사용하게 되면 범퍼 빔의 단면 특성을 나타내주는 변수들이 과다하게 많아지는 문제가 있다.

이 문제를 개선하고자 본 연구에서는 중간매개변수 개념을 사용하여 범퍼 빔의 단면 특성을 나타내었고 이를 이용하여 힘 대 변위 그래프를 근사화 하였다. 중간매개변수로는 범퍼 빔의 단면적 및 관성 모멘트 값을 사용하였다. 이 중간매개변수는 기존의 단면 특성을 나타내주는 변수들로 표현될 수 있다. 즉 저차수의 중간매개변수가 고차수의 단면 특성을 나타내는 변수들로 표현될 수 있는 것이다. 다양한 범퍼 단면들에 대한 비선형적인 특성을 나타내는 비선형 유한요소해석의 힘 대 변위 그래프를 적절한 개수의 조정점(control points)을 조정하면서 근사화시킨 그래프가 그림 6과 같이 나타낼 수 있다.



[그림 6] 범퍼 빔 단면별 힘 대 변위 그래프의 조정점

#### 3.2 힘 대 변위 그래프의 중간매개반응모델

그림 2에서  $L_i$ ,  $R_i$  그리고  $T_i$  는 범퍼 빔의 단면 특성을 나타내주는 형상 변수이다. 이 경우 범퍼 빔의 단면 특성값인  $A$ ,  $I$  그리고  $J$ 는 이러한 형상 변수들로부터 구해진다. 즉 단면 특성값을 사용하여 조정점( $F_i$ ,  $\delta_i$ )을 조절하여 비선형적인 힘 대 변위 커브를 근사화시킨다. 즉 조정점은 형상 변수들의 식으로 다음과 같이 표현되어진다.

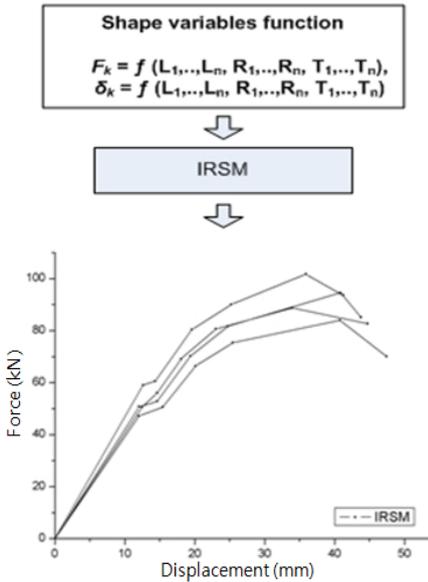
$$F_i = f(A, I, J), \quad I = 1, 2, \dots, n$$

$$\delta_i = f(A, I, J), \quad I = 1, 2, \dots, n$$

여기서  $A = f(L_i, R_i, T_i)$ ,  $I = f(L_i, R_i, T_i)$  그리고  $J = f(L_i, R_i, T_i)$ 이다.

중간매개변수를 사용한 근사화된 힘 대 변위 그래프를 구하는 과정이 그림 7에 나타나 있다.

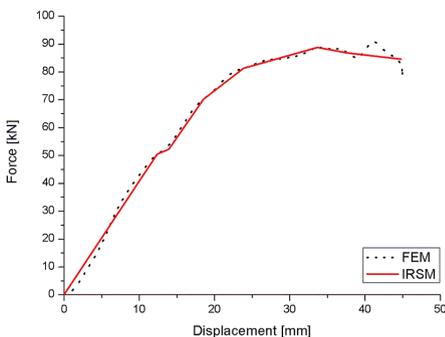
이상의 중간매개변수를 이용하여 새로 입력되는 단면에 대하여 근사화된 힘 대 변위 그래프를 만들게 되며 이를 통하여 범퍼 빔의 변위값을 구하게 된다.



[그림 7] 중간매개변수를 이용한 힘 대 변위 근사화 그래프

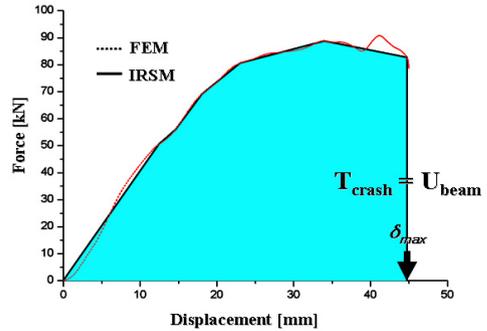
### 3.3 중간매개반응표면모델의 검증

비선형 유한요소해석 결과와 중간매개반응표면모델을 이용한 근사화된 그래프의 결과와 비선형 유한요소해석 결과와의 비교가 그림 8과 같이 나타낼 수 있다. 그림 8의 그래프의 면적은 운동에너지의 크기를 나타낸다. 즉 두 가지 방법의 범퍼 빔의 변위값의 비교는 비선형 유한요소해석 결과 그래프와 중간매개반응표면모델 그래프의 면적이 차량의 초기 운동에너지와 같은 값을 주는 변위값이 범퍼 빔의 최대 변형값으로써 이 값의 비교로서 중간매개반응표면모델의 정도를 검증하게 된다.



[그림 8] 중간매개반응표면모델의 결과 비교

비선형 유한요소해석 결과와 중간매개반응표면모델의 그래프의 면적 비교는 그림 9와 같다.



[그림 9] 범퍼 빔의 최대 변형량 비교

이상의 비선형 유한요소해석 결과와 중간매개반응표면모델을 이용한 결과의 비교가 표 2와 같이 나타낼 수 있다. 계산을 위하여 사용된 컴퓨터 환경으로는 CPU 2.4GHz 및 RAM 3.0G 사양이다.

[표 2] 비선형 유한요소해석 결과와 중간매개반응표면모델의 결과 비교

| 구분      | 중간매개반응모델 | 유한요소해석  | 상대오차  |
|---------|----------|---------|-------|
| 범퍼 빔 변위 | 45.82mm  | 44.80mm | 2.28% |
| 계산 시간   | 1sec     | 1800sec |       |

중간매개반응모델의 범퍼 빔 변형값이 유한요소해석 결과대비 3% 이내의 유사한 결과를 보여주고 있다.

## 4. 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔 단면의 최적화

중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔 단면의 최적화의 목적 함수는 범퍼 빔의 단면을 최소화하는 것이며 구속 조건으로는 범퍼 빔의 최대 변형량이 규제치 이내에 들어가야 한다는 조건은 아래와 같이 표현된다.

목적 함수 : 범퍼 빔 단면적 최소화

변위 구속 조건 :  $\delta_{max} - \delta_{allow} \leq 0$

기하학적인 구속 조건 :

$$x_i^L < x_i < x_i^U$$

$$i = 1, 2, \dots, N_{var}$$

여기서 x는 범퍼 빔의 디자인 변수로써 두께와 단면

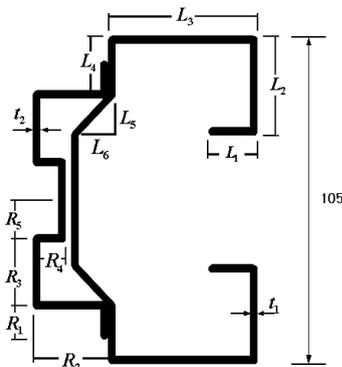
형상을 나타내는 치수로써  $x^l$ 은 하한치 값을  $x^U$ 은 상한치 값을 나타낸다.  $\delta_{max}$ 은 중간매개반응표면모델로 구한 범퍼 빔의 변형량이다.

### 4.1 설계 변수와 구속 조건

최적화를 수행하기 위하여 설계 변수와 구속 조건이 설정되어야 한다. 설계 변수가 모두 표시된 범퍼 빔 단면이 그림 10에 나타나 있다.

범퍼 빔의 설계 변수는 범퍼 빔의 변형에 영향을 크게 미치는 변수들로 택하였고 구속조건인 범퍼 빔의 최대 변형량 규제는 범퍼 빔의 변형 후 차체부와의 간섭이 없게 되는 변형 이내의 값으로 규제하였다.

범퍼 빔 단면의 설계 변수들의 최적화를 위한 초기값과 각 설계 변수들에 대한 하한치(lower bound)와 상한치(upper bound)는 표 3과 같다.



[그림 10] 범퍼 빔의 설계 변수

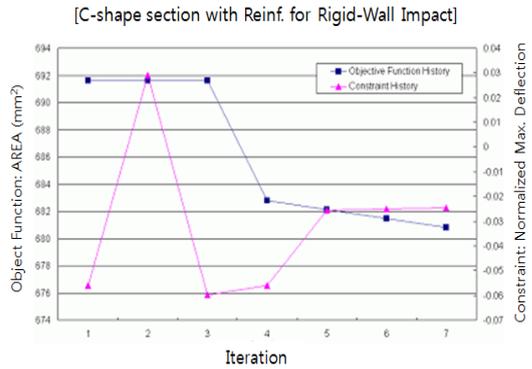
[표 3] 설계 변수 초기값과 범위

| 구분             | 하한치 (mm) | 초기값 (mm) | 상한치 (mm) |
|----------------|----------|----------|----------|
| L <sub>1</sub> | 5        | 10       | 15       |
| L <sub>2</sub> | 20       | 29       | 35       |
| L <sub>3</sub> | 45       | 57.5     | 65       |
| L <sub>4</sub> | 10       | 14       | 20       |
| L <sub>5</sub> | 8        | 12       | 16       |
| L <sub>6</sub> | 9        | 12       | 15       |
| R <sub>1</sub> | 3        | 7        | 12       |
| R <sub>2</sub> | 22       | 28.4     | 34       |
| R <sub>3</sub> | 15       | 20       | 25       |
| R <sub>4</sub> | 3        | 7.5      | 12       |
| R <sub>5</sub> | 6        | 11       | 15       |
| t <sub>1</sub> | 1.0      | 1.5      | 2.0      |
| t <sub>2</sub> | 1.0      | 1.5      | 2.0      |

### 4.2 최적 설계 결과

최적화 해석을 수행하기 위하여 ADS와 SECOPT가 사용되어졌다. 범퍼 빔의 단면적을 최소화시키는 목적 함수와 구속 조건의 수렴성의 진행 과정은 그림 11과 같이 나타난다.

최적화 해석 완료 후의 각 설계 변수의 초기값과 최적값과의 비교 결과는 다음 표 4와 같고 최적화 전·후 범퍼 빔 단면적과 범퍼 빔의 변형량 결과 비교는 표 5와 같다.



[그림 11] 목적 함수와 구속 조건의 수렴성

[표 4] 설계 변수 초기값과 최적값 비교

| 구분             | 초기값 (mm) | 최적값 (mm) |
|----------------|----------|----------|
| L <sub>1</sub> | 10       | 10       |
| L <sub>2</sub> | 29       | 29       |
| L <sub>3</sub> | 57.5     | 57.0     |
| L <sub>4</sub> | 14       | 14       |
| L <sub>5</sub> | 12       | 12       |
| L <sub>6</sub> | 12       | 12       |
| R <sub>1</sub> | 7        | 7        |
| R <sub>2</sub> | 28.4     | 28.0     |
| R <sub>3</sub> | 20       | 20       |
| R <sub>4</sub> | 7.5      | 7.5      |
| R <sub>5</sub> | 11       | 11       |
| t <sub>1</sub> | 1.5      | 1.5      |
| t <sub>2</sub> | 1.5      | 1.5      |

[표 5] 최적화 해석 결과 요약

| 구분                         | 초기값   | $\delta_{allow}$ | 최적값   | 변화율   |
|----------------------------|-------|------------------|-------|-------|
| 범퍼빔 단면적 (mm <sup>2</sup> ) | 683.4 |                  | 680.8 | 0.4%  |
| 범퍼빔 변형량 (mm)               | 44.89 | 40               | 39.02 | 13.1% |

범퍼 빔의 최적화 해석 결과로 범퍼 빔 단면적이 0.4% 감소되었고 범퍼 빔 변형량도 13.1%의 감소율을 보여주었다.

중간매개반응표면모델을 이용한 최적화 해석 결과의 정도 검증에 위하여 비선형 유한요소해석 결과와 비교하였고 그 결과는 1.5% 이내의 정도로 최적화 결과의 정도가 검증되었다. 검증 결과는 표 6과 같다.

[표 6] 중간매개반응표면모델을 이용한 최적화 해석 결과와 비선형 유한요소해석 결과와의 비교

| 범퍼 빔 최대변형량  |            | 상대 오차 |
|-------------|------------|-------|
| 중간매개반응 표면모델 | 비선형 유한요소해석 |       |
| 39.02mm     | 39.61mm    | 1.49% |

## 5. 결론

이상의 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔의 변형량 계산 및 최적화 해석 수행을 통한 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 고정벽 충돌 시 범퍼 빔의 변형량은 비선형 유한요소해석 결과와 비교하여 3% 이내의 정도성을 가진 것으로 검증되었다.
- 2) 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔의 단면적을 최소화하기 위한 최적화 해석이 실시되었고 범퍼 빔의 중량 감소율은 0.4%, 범퍼 빔의 변형량 감소율은 13.1%의 결과를 보여주었다.
- 3) 중간매개반응표면모델을 이용한 범퍼 빔의 최대 변형량은 비선형 유한요소해석 결과와 비교하여 1.5% 이내의 정도로 검증되었다.
- 4) 본 중간매개반응표면모델을 이용한 최적화 해석 기법의 활용은 해석 시간의 획기적 단축을 통하여 차량 개발비 절감에 기여할 수 있을 것으로 기대되어진다.

## 참고문헌

- [1] 국토해양부, "자동차 안전기준에 관한 규칙", 2008.
- [2] 김명훈, 김상하, 하성규, "빔 이론을 이용한 차량용 프런트 범퍼의 구조 해석 및 최적 설계", 대한기계학회논문집, A권, 제23권, 제12호, pp. 2309-2319,

12월, 1999.

- [3] 김명훈, 조성수, 하성규, "차량용 알루미늄 범퍼의 구조 해석 및 설계", 한국자동차공학회 국문논문집, 제7권, 제4호, pp. 217-227, 4월, 1999.
- [4] H. Kim, S. G. Hong, "Optimization of Bumper System Under Various Requirements", SAE Paper No. 2001-01-0354, 2001.
- [5] H. Y. Lee, "Stiffness Analysis and Optimal Design of Thin Walled Beam Structures", M.S. Thesis. Kookmin University, 1995.
- [6] G. N. Vanderplaats, "ADS-FORTRAN Program for Automated Design Synthesis", Engineering Design Optimization Inc., 1985.
- [7] LS-DYNA, "User's Keyword Manual", Version 971, 2007.
- [8] Hyperworks, "User's Manual", Version 8.0, 2007.

박 동 규(Dong-Kyou Park)

[정회원]



- 1990년 2월 : 서울대학교 공과대학원 조선공학과 (공학석사)
- 2010년 8월 : 서울대학교 공과대학원 산업·조선공학과 (공학박사 수료)
- 1995년 12월 ~ 2010년 3월 : 현대기아자동차연구소 책임연구원
- 2010년 4월 ~ 현재 : 대덕대학 기계자동차학부 교수

<관심분야>

충돌해석, 구조강도해석, 최적화해석