

# LS-DYNA를 이용한 자동차 승객용 에어백 모듈의 헤드 충격 해석

김문생\*, 이준호#, 임동완\*\*

## Analysis of Head Impact Test of the Passenger Air-Bag Module Assembly by LS-DYNA Explicit Code

Moon Saeng Kim\*, Joon Ho Lee# and Dong Wan Lim\*\*

### ABSTRACT

In this study, the dynamic impact analysis for the passenger air-bag(PAB) module has been carried out by using FEM to predict the dynamic characteristics of vehicle ride safety against head impact. The impact performance of vehicle air-bag is directly related to the design parameters of passenger air-bag module assembly, such as the tie bar bracket's width and thickness, respectively. However, the product's design of PAB module parameters are estimated through experimental trial and error according to the designer's experience, generally. Therefore, the dynamic analysis of head impact test of the passenger air-bag module assembly of automobile is needed to construct the analytical methodology. At first, the FE models, which are consist of instrument panel, PAB Module, and head part, are combined to the whole module system. Then, impact analysis is carried out by the explicit solution procedure with assembled FE model. And the dynamic characteristics of the head impact are observed to prove the effectiveness of the proposed method by comparing with the experimental results. The better optimized impact performance characteristics is proposed by changing the tie bracket's width and thickness of module. The proposed approach of impact analysis will provides an efficient vehicle to improve the design quality and reduce the design period and cost. The results reported herein will provide a better understanding of the vehicle dynamic characteristics against head impact.

**Key Words** : Dynamic Characteristics Analysis(동적 특성 해석), Vehicle Head Impact(차량 충돌), Passenger Air-Bag Module(에어백 모듈), FEM(유한요소법), Design Parameter(설계 변수)

### 1. 서론

자동차 산업의 발전에 따라 차량의 주행안전성과

더불어 충돌 안전성에 관한 관심이 높아지고 있다. 이에 따라 세계 각국은 차량 충돌시 승객 보호를 위한 차량 안전성에 관련된 법규를 강화해 나가고

\* 접수일: 2006년 7월 11일; 게재승인일: 2006년 11월 6일

\* 부산대학교 기계공학부

# 교신저자: 부산대학교 기계설계공학과

E-mail 1203LJH@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-3075

\*\* 부산대학교 기계설계공학과

있으며, 또한 일부 지역에서 에어백 장착 법제화 방안이 마련되면서 점차 의무화 되고 있다.<sup>1</sup> 승객이 차량 충돌시에 안전벨트를 착용하지 않았거나 에어백의 결함에 의해서 에어백이 작동되지 않았을 때 승객의 머리가 차량 내부 패널에 직접 충돌하게 된다. 이때 충격으로 인한 손상을 최소화하도록 에어백의 모듈이 설계 되어야한다.<sup>2</sup> 기존의 설계는 대부분 설계자의 경험에 의존한 시행착오적 설계방법이었으며 많은 시간과 비용이 소요된다. 따라서 설계에 소요되는 시행착오를 줄이고 시험 기간과 비용을 최소화하기 위해서 차량 개발 단계에서 시뮬레이션을 이용한 과학적 설계방법의 필요성이 더욱 커지고 있다.<sup>3,4</sup>

본 연구에서는 LS-DYNA를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 그 결과에 의한 충격해석을 수행하여 승용차 승객용 에어백 모듈(PAB, Passenger Air Bag Module)을 설계하는데 필요한 기초 자료를 제공하였다.<sup>5,6</sup> 실제 실험과 동일한 조건 하에서 시뮬레이션하기 위하여 에어백 모듈 및 IP(Instrument Panel)와 Head 부분을 각각 유한요소 모델화하여 전체 시스템으로 결합하였으며 결합된 전체 모델에 대하여 LS-DYNA를 이용하여 충격해석을 수행하였다. 수치해석의 결과 검증을 위하여 실제 시험의 결과와 비교 검토 하였다.

## 2. 해석 모델 및 유한요소해석

### 2.1 해석모델

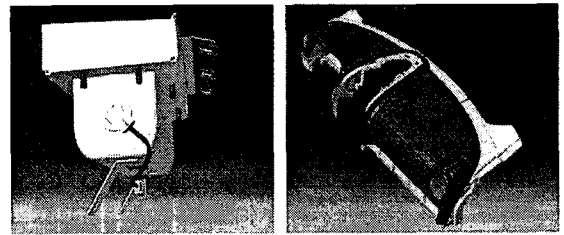
Fig. 1은 본 연구에서 해석하고자 하는 PAB Module Assembly의 기하학적 모델이며 CATIA V5를 이용하여 모델링 하였다. Fig. 1(a)는 에어백 및 에어백을 펼치기 위한 가스팽창 장치를 포함하고 있는 에어백 모듈이며, Fig. 1(b)의 승용차Instrument Panel의 아래쪽에 장착되어 있다. Fig. 1(c)의 Tie Bar가 PAB Module의 아랫부분에 있는 Tie Bar Bracket에 고정되는 구조로 되어있다.

본 연구에서는 PAB Module이나 IP의 구조나 재질의 제약에 의해 Tie Bar와 PAB Module이 연결되는 부분인 Fig. 2의 Tie Bar Bracket의 두께와 폭을 변경하는 방법을 제안하였고, 실제 제품에 적용 가능한 네 가지 경우에 대해서 충격특성이 가장 우수한 것을 채택하고자 하였다.

### 2.2 유한요소 모델링

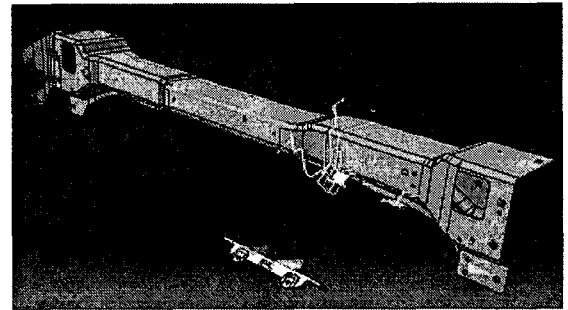
PAB Module의 형상모델을 바탕으로 유한요소 해석을 수행하기 위해서 전처리를 이용하여 유한요소 분할작업을 하였다.

Fig. 3은 유한요소 모델들이다. 해석의 결과에 미소한 영향을 미치는 부분에 대해서는 모델을 간략화 하여 불필요한 요소를 제거하고 구속조건으로 대체하여 해석시간이 지나치게 길어지는 문제를 회피 하였다. Head Part는 사람의 머리부분을 구형으로 가정하였으며 Instrument Panel 및 PAB Module에 비하여 변형이 미소한 것으로 가정하기 위하여



(a) PAB Module

(b) Instrument Panel



(c) Tie Bar

Fig. 1 Geometric Model of PAB Module Assembly

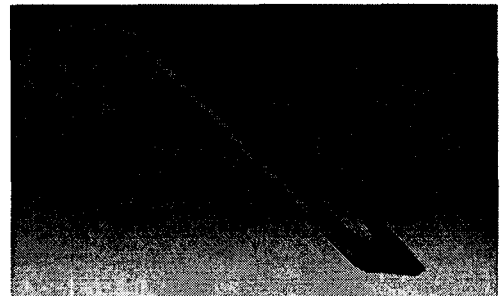


Fig. 2 Tie Bar Bracket Connecting Part

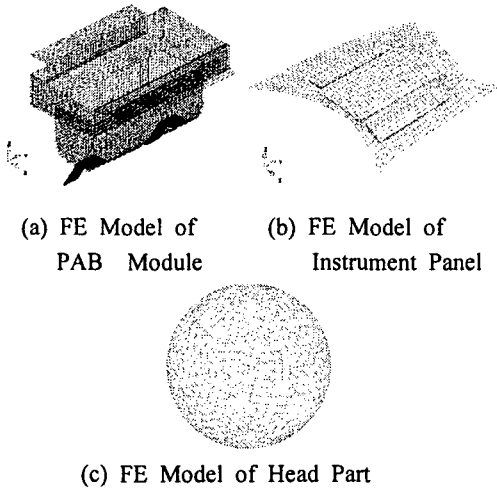


Fig. 3 Finite element model of PAB Module and Head part

영계수(Yong's modulus)를 PAB Module보다 100배 가량 큰 값을 부여하였다. Head Part는 직경 165mm, 무게 6.8Kg을 적용하여 유한요소 모델링을 하였다.

유한요소해석에서 사용된 재료의 물성 값은 Table 1에 나타내었다.<sup>2</sup> 각 부분은 4절점 및 3절점 쉘요소로 나누었으며 충격이 일어날 때 Head와 PAB Instrument에 마찰을 고려하여 0.1의 마찰계수를 적용하였다.<sup>6</sup> Table 2는 각각의 부품에 대한 유한요소모델의 정보를 나타내고 있으며 전체 요소의 수는 13,883개이다. Fig. 4는 Fig.3의 각 부분들을 결합한 모습이며 초기 조건은 Head가 PAB Instrument Panel과 충돌이 일어나기 직전의 상태로 모델을 결합하였다.

### 3. 해석조건

가속도는 SAE(Society of Automotive Engineers)의 Head Impact Test 규정<sup>2</sup>에 의해서 6666.7 mm/sec (24Km/h)로 정하였고 Head가 Instrument Panel에 수직방향으로 충격이 일어난다고 가정하였다. 외연적 방법에서는 접촉처리에 소요되는 계산시간이 전체 계산시간에서 차지하는 비중이 낮으므로 각 부품의 접촉은 "automatic single surface"타입을 이용하여 자동적으로 처리되도록 하였다. 부품간의 체결 시 조임력에 의한 초기 응력 상태가 충격에 의한 제품의 동적거동에 영향을 미칠 수 있

Table 1 Mechanical Properties of Parts

parameter	Yong's modulus [kgf/mm <sup>2</sup> ]	Poissson's ratio	mass density [kg/mm <sup>3</sup> ]
PAB Case	2.07E+04	0.28	7.83E-06
Instrument Panel	2.46E+02	0.40	1.05E-06
Head	2.07E+06	0.50	2.89E-06

Table 2 Analysis model of mechanical parts in a PAB Module

Classification	Element type	Number of elements	Number of nodes
PAB Module	3 or 4 node Shell Element	11,259	11,097
Instrument Panel	3 or 4 node Shell Element	1,609	1,655
Head Part	3 or 4 node Shell Element	1,015	1,013
Total		13,883	13,765

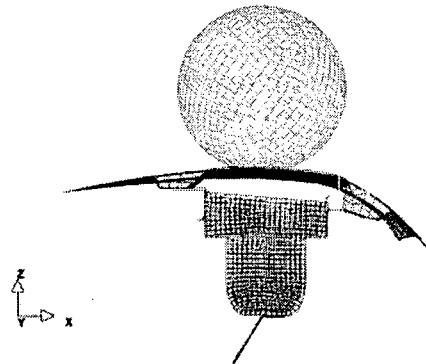


Fig. 4 Finite element model of PAB Module Assembly

다. 이러한 초기 응력 상태는 LS-DYNA 프로그램의 Implicit-to-Explicit Sequential 해석기법을 사용하면 다면 고려하는 것이 가능하지만, 본 해석에서는 해석의 간략화를 위하여 그 영향이 크지 않다고 가정하여 고려하지 않았다.

본 연구에서 사용한 DYNA3D 코드에 적용된 양적해법(explicit solution)은 중앙차분법(central difference method)과 같은 시간적분법을 사용하여 시간  $t_{n+1}$ 에서 식 (1)과 같은 최종적인 방정식을 가지게 되며, 시간 간격에 대한 안정성 문제로 매우 짧은 시간 동안의 동적 해석에는 해석시간이 적당하고 대변형과 재료의 비선형성을 쉽게 처리할 수 있어서 충격 해석에 널리 사용되고 있다.<sup>5</sup>

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{2}{\Delta t} [C]\right)\{u_{n+1}\} = \{F_n^e\} - [k]\{u_n\} + \dots \quad (1)$$

하지만, 해석시 시간 간격의 크기는 가장 작은 요소에 대해 Courant-Friedrichs-Levy 조건에 의해 설정된다. 제품의 상세 모델링을 위해 불가피 하게 사용되어지는 매우 작은 요소는 해석시간을 증가시켜, 제품의 설계를 위한 반복적 해석 작업을 빠른 시간 안에 수행하는 것을 어렵게 만든다. 그렇지만, LS-DYNA에서 제공하는 질량 보정(mass scaling) 방법을 이용하여 크기가 아주 작은 요소들의 질량을 아래 식과 같이 조정함으로써, 매우 작은 해석 시간 간격을 원하는 시간 간격  $\Delta t_{specified}$ 로 변경시킬 수 있다.

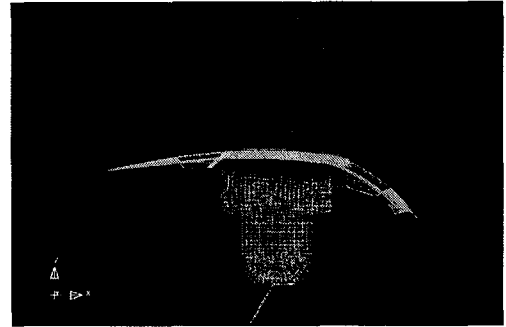
$$\left(\frac{\Delta t_{specified}}{l_i}\right)^2 = \frac{(1 - \nu^2)\rho_i}{E}$$

$$\rho_i = \frac{(\Delta t_{specified})^2 E}{l_i^2 (1 - \nu^2)} \quad \text{for element "i"} \quad (2)$$

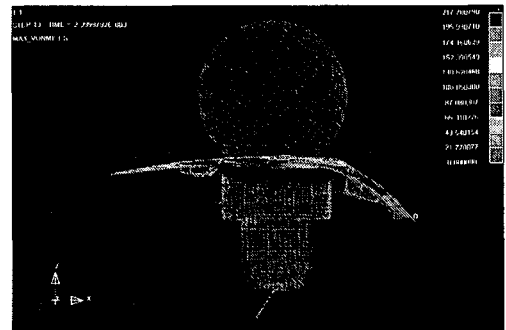
위 식에서  $m$ ,  $\rho_i$ 는 요소  $i$ 의 질량밀도,  $E$ 는 탄성 계수,  $\nu$ 는 Poisson's ratio를 나타내며, 그리고  $l_i$ 는 요소의 특성길이(characteristic length)로서 셀 요소의 경우 다음과 같이 정의된다.<sup>4</sup>

$$l_i = \frac{A}{\max(l_1, l_2, l_3, l_4)} \quad (3)$$

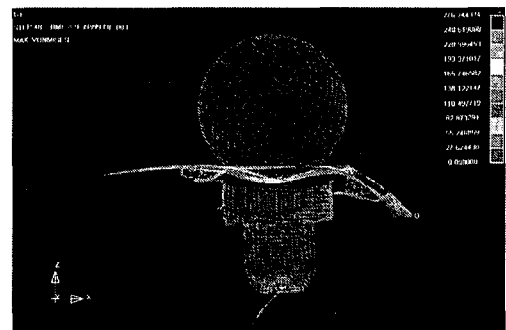
여기서,  $A$ 는 요소의 면적을,  $l_1 \sim l_4$ 는 사각형 셀요소의 4변의 길이를 의미한다. 하지만, 이 방법의 사용시 해당 요소들의 질량이 변하여 해석대상 모델의 질량중심이 변경되므로, 질량 변화량이 해



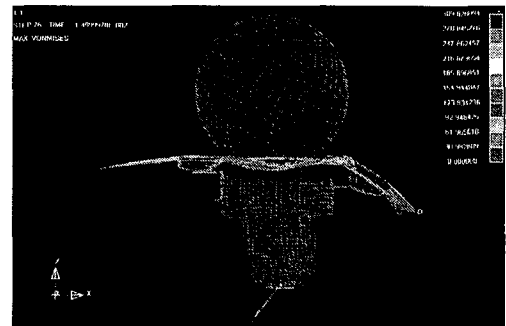
(a) 0sec



(b) 2.4msec



(c) 9.4msec



(d) 15msec

Fig. 5 Simulation Results of PAB Assembly

석결과에 무시할 수준의 영향을 주도록 주의하여야한다. 본 해석모델의 경우 가장 작은 요소에 대한 초기해석 시간 간격이  $0.71 \times 10^{-4}$ msec가 나왔으며 30msec 해석 시 3GHz CPU의 하드웨어에서 11시간 15분정도 소요되었다.

#### 4. 충격해석

해석은 Tie Bar Bracket Connecting Part의 폭이 26mm일 때 두께 1.0mm와 1.2mm인 경우를 폭이 30mm일 때 두께 1.0mm와 1.2mm인 네 가지의 조건에 대하여 수직방향으로 충격해석을 수행하였다. Head Part의 초기 속도는 시험 조건과 같이 6666.7mm/sec(24Km/h)로 하였고 Simulation Time은 30msec (0.03초)로 하였으며 수치해석을 위한 시간 간격은 0.02msec 으로 하였다. Fig. 5는 LS-DYNA를 이용하여 Tie Bar Bracket Connecting Part의 폭이 26mm이고 두께가 1.0mm의 조건에서 충격시뮬레이션을 수행 했을 때 시간에 따른 변화를 나타내었다. 이때 Head 윗부분을 기준으로 가속도 변화를 그래프화 시켰을 때의 가속도 변화는 Fig. 6에서와 같이 나타났다. 여기서 가속도는 선형적으로 증가하다가 시간 2.4msec일 때 첫 번째 극대값이 나타난 후에 감소하였으며 7.0msec에서 다시 증가하다가 9.4msec에서 두 번째 극대값이 나타났다. 첫 번째 최대 가속도의 크기는  $1.34 \times 10^6$ mm/s<sup>2</sup> 으로 나타났으며 두 번째의 최대 가속도의 크기는  $0.663 \times 10^6$ mm/s<sup>2</sup>로 나타났다. 15.0msec 이후에는 가속도는 0에 근접하였다. 또한 속도변화는 Fig. 7에서와 같이 나타났으며 15.0msec일 때 속도변화가 거의 없었다.

Fig. 8에서 폭이 26mm와 30mm인 경우 두께가 각각 1.0mm와 1.2mm의 조건을 주고 각 경우에 대하여 가속도 곡선을 구하여 비교하였다. PAB Module Assembly에서 Tie Bar Bracket의 폭 26mm, 30mm 그리고 Tie Bar Bracket의 두께 1.0mm, 1.2mm에 대하여 네 가지 경우를 서로 비교하여 충격해석 결과를 고찰하였다.

첫 번째 최대 가속도는 Head가 Instrument Panel과의 충돌에 의하여 발생된 것이며 그 크기는 네 가지의 경우에 대하여 거의 동일하게 계산되었다. 이것은 네 가지 경우가 Tie Bar Bracket을 제외한 해석 조건이 모두 동일하며 충돌 후 시간 2.2msec에서 Tie Bar Bracket의 변형이 시작되었다.

Table 3에서처럼 두 번째 최대 가속도의 크기

Table 3 Acceleration of Head at the PAB Assembly

Model	Width (mm)	Thickness (mm)	2nd peak of acceleration (m/s <sup>2</sup> )	Time (msec)
CASE 1	26	1.0	663	9.4
CASE 2	26	1.2	668	9.2
CASE 3	30	1.0	671	9.0
CASE 4	30	1.2	714	6.0

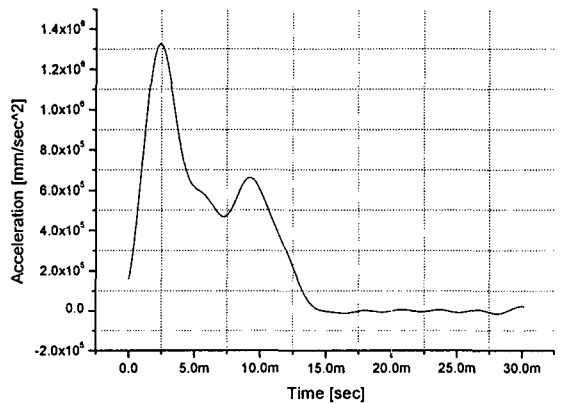


Fig. 6 Acceleration of Head at the PAB Assembly (Tie bar bracket width=26mm, thickness=1.0mm)

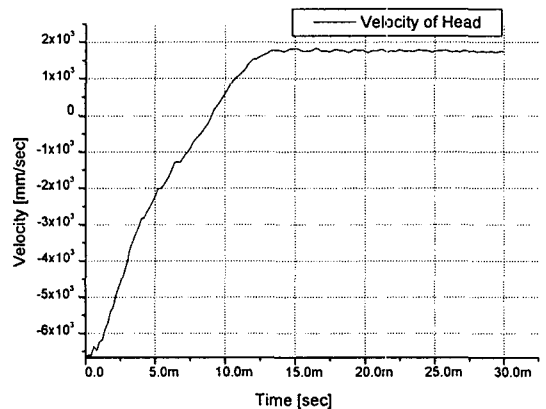


Fig. 7 Velocity of Head at the PAB Assembly (width=26mm thickness=1mm)

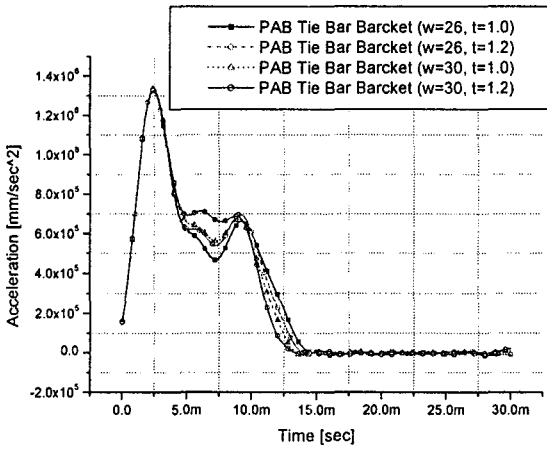


Fig. 8 Acceleration of Head at the PAB Assembly

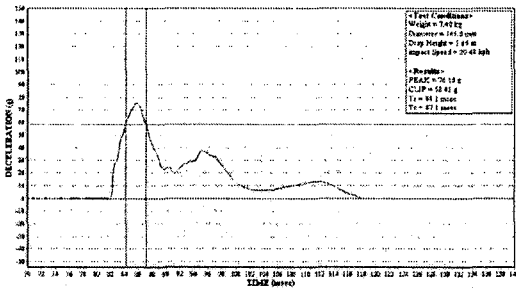


Fig. 9 Acceleration of Head part from real test

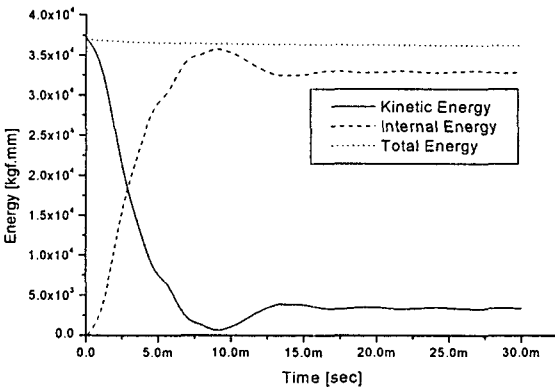


Fig. 10 Energy distribution over time in impact test (Total Energy, Internal Energy, Kinetic Energy)

에 대해서는 Tie Bar Bracket의 폭 26mm 두께 1.0mm 인 경우는 시간 9.4msec 에서 가속도 663m/s<sup>2</sup>의 계산결과가 나왔으며, Tie Bar Bracket의 폭 26mm 두께 1.2mm 인 경우는 시간 9.2msec 에서 688m/s<sup>2</sup>, 폭 30mm 두께 1.0mm 인 경우는 시간 9.0msec 에서 671m/s<sup>2</sup>, 폭 30mm 두께 1.2mm 인 경우는 시간 6.0msec 에서 714m/s<sup>2</sup> 로 계산되었다.

Fig. 9에서는 실제 충돌 시험에서 계산된 가속도 그래프이며, 충격시모레이션 결과와 같은 양상의 감속이 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 수평방향 낙하 시간에 대한 PAB Assembly에 발생하는 에너지 분포를 보여주고 있다. Head Part가 낙하하면서 낙하높이 만큼의 위치에너지가 운동에너지로 바뀌게 되고, 이러한 에너지는 충돌 후 변형에너지로 바뀌게 된다. Head Part가 되 될 때에는 변형에너지 중 일부는 운동에너지로 다시 환원되어 되 튀는데 기여하고, 나머지는 제품의 변형에너지로 남게 된다. Fig. 10의 해석결과로부터 전체적인 에너지 분포가 타당하게 나타나고 있어 본 해석이 제대로 수행되었음을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 차량 충돌시에 승객의 머리가 패널에 직접 충돌하는 경우에 대해서 LS-DYNA를 이용하여 실제 시험과 동일한 조건하에서 충격해석을 수행하였다.

PAB Module의 Tie Bar Bracket의 형상을 변화시킨 경우 Fig. 8과 같이 가속도 그래프에서 첫 번째 최대 가속도를 가지는 구간에서는 네 가지 형상이 거의 동일한 값을 가지므로 Tie Bar Bracket의 영향은 두 번째 최대 가속도 구간이라 할 수 있으며, 폭 26mm, 두께 1.0mm의 경우가 가장 작은 가속도 값을 가지므로 SAE(Society of Automotive Engineers)의 Head Impact Test 규정<sup>2</sup>에 의거하여 충격 흡수 효과가 가장 크다고 할 수 있다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. LS-DYNA를 이용한 충격해석 결과는 실제 충격시 Head와 PAB Module과의 충격 거동을 비교적 잘 묘사하였다.
2. 충격해석을 통하여 실제 충돌 시험에서의 시행착오를 줄이고 사전에 문제점을 파악하여 대안을 제시해 봄으로써 이러한 해석방법이 설계변수를 예

측하는데 유용하다는 것을 알 수가 있었다.

3. 충격해석을 통하여 충격 성능을 미리 예측하여 제작기간의 단축 및 품질향상, 제작비용의 감소 등의 최적설계를 수행할 수 있는 가능성을 보여주었다.

4. 향후 차량모델설계와 실제 설계에서 충격 성능의 사전 예측을 위하여 이러한 동적 충격해석은 더욱 선행되어야 할 것이다.

본 연구는 대우정밀주식회사와 공동으로 수행하였으며 협조해주신 관계자 분께 감사드립니다.

### 후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

### 참고문헌

1. Yoon, S. M., Chun, J. M. and Lee, S. B., "Trends of Airbag Development," KSAE, Vol. 19, No. 2, pp. 58-67, 1997.
2. Society of Automotive Engineers Standard NO. 201, "Occupant Protection in Interior Impact," 2002.
3. Hong, C. S., Oh, C. Y. and Lee, D. C., "Development of a Finite Element Model for Studying the Occupant Behavior of a Mid-Size Truck with a Driver Side Airbag," J of KSPE, Vol. 17, No. 4, pp. 220-225, 2000.
4. Kim, J. G., Lee, J. Y. and Lee, S. Y., "Drop/Impact Simulation and Experimental Verification of Mobile Phone," KSAE(A), Vol. 25, No. 4, pp. 695-702, 2001.
5. LS-DYNA Theoretical Manual., Livermore Software Technology Corporation, 1998.
6. LS-DYNA User Manual. Ver. 970, Livermore Software Technology Corporation, 2001.