

# 최적 충격특성을 갖는 차체구조용 점용접 박육단면부재의 개발

- 충격속도변화에 따른 압괴특성을 중심으로 -

차천석\* · 강중엽\*\* · 양인영†

(2001년 1월 8일 접수, 2001년 4월 17일 심사완료)

## Development of Vehicle Members with Spot Welded Thin-wall Section for Optimum Impact Characteristic

- Based on Collapse Characteristics on the Varied Impact Velocities -

Cheon Seok Cha, Jong Yup Kang and In Young Yang

**Key Words:** Spot Welded(점용접), Hat and Double Hat-Shaped Section(단일 및 이중모자형 단면), Front-End Collision(전면충돌), Spot Weld Pitch(점용접피치), Collapse Characteristics(압괴특성), Simulation(시뮬레이션), Impact Collapse Experiment(충격압괴실험)

### Abstract

This paper concerns the crashworthiness of the widely used vehicle structure, the spot welded hat and double hat shaped section members, which are excellent on the point of the energy absorbing capacity and low production cost. The target of this paper is to analyze the energy absorption capacity of the structure against the front-end collision, and to obtain useful information for designing stage. Changing the spot weld pitches on the flanges, the hat and double hat shaped section members were tested on the axial collapse loads in impact velocities of 4.72m/sec, 6.54m/sec, 7.19m/sec and 7.27m/sec. To efficiently review the collapse characteristics of these sections, the simulation have been carried out using explicit FEM package, LS-DYNA3D. The solutions are compared with results from the impact collapse experiments.

### 1. 서론

매년 자동차사고로 인한 사회적 손실은 부상자 치료비, 자동차 수리비 등 자동차 사고로 지출되는 경제적 손실이 우리나라의 경우 1년에 약 11조원에 달하며 사상자 비율 또한 매우 높아 안전성이 우수한 자동차의 제작이 절실하게 요구되고 있다. 따라서, 자동차의 설계개발시 안전도확보는

교통사고에 의한 인적 및 사회적, 경제적 손실을 절감하는 열쇠가 된다.

자동차 설계개발이란 승차감, 조정안정성, 정숙성, 쾌적성 등 상품으로서의 요건을 만족하면서 법규로 정해진 규격에 적합하도록 종합성능을 실현하는데 있다. 이러한 성능 중 충돌시에 승객을 보호하는 능력을 충돌안전성능이라 하는데 충돌 조건, 차량구조, 승객구속장치 등의 요건으로 결정된다. 특히, 자동차의 충돌에 의한 교통사고는 경사방향을 포함한 전면충돌의 경우가 측면이나 후면으로부터의 충돌에 비해 가장 많이 발생하는 사고형태이기 때문에 전면충돌의 안전성능은 차량개발에서 가장 중요한 문제중의 하나이다.<sup>(1~3)</sup>

\* 회원, 조선대학교 인턴연구원

\*\* 회원, 캐리어(주)

† 책임저자, 회원, 조선대학교 기계공학부

E-mail : iyyang@mail.chosun.ac.kr

TEL : (062)230-7169 FAX : (062)230-7170

차체 앞부분은 엔진이나 현가장치를 지지하고 여러 보조기기를 격납하는 역할도 하지만 전면 충돌시 에너지를 적절히 흡수할 수 있는 구조로 되어야 한다. 많은 차량에서는 차체 앞부분의 내판을 모자형 단면형상의 강도부재로 구성하여 충돌시에 골격부재가 소성변형하여 충돌에너지를 흡수하도록 설계하고 있다. 따라서, 차량의 초기 설계 단계에서는 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고, 간단한 구조부재에 대해서 소성변형에 의한 압케거동과 에너지흡수 특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다.<sup>(4-9)</sup>

본 연구에서는 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 충격압케하에서, 플랜지 용접간격을 변화시키면서 충격속도 변화에 따른 에너지흡수능력을 해석하고자 한다. 특히, 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 경우는 완전한 폐단면의 형상이 아닌 의사폐단면 형상인 관계로 충격압케시, 일정속도 이상에서는 점용접된 의사폐단면 형상의 부재특성으로 인하여 완전한 폐단면 형상의 부재와는 다른 압케특성을 보일 것이라 생각되어 충격속도를 변화시키면서 충격압케 특성을 해석하였다. 해석은 충격압케실험과 범용유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D를 이용하여 수행하였다.

## 2. 시험편 및 충격압케실험

차체 구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다.

단면부재의 치수는 두께 0.78mm, 폭비(가로×세로) 30×30mm, 플랜지폭 12mm로 동일하게 하고, 점용접 간격을 18.3mm, 22mm, 27.5mm로 변화를 주었다. 또한, 시험편의 길이는 오일러 좌굴을 일으키지 않고 시험시 압케가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였으며, 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 같은 치수를 갖는 시험편의 단면적은 동일하다.

Table 1은 KS B 0802(금속재료인장시험)에 근거하여 시험한 결과 시험편의 기계적 성질을 나타냈으며, Table 2는 본 연구에 사용한 시험편 기호에 대하여 나타냈다.

Table 1 Material constants of specimens

Specimen Thickness [mm]	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
0.78	166.7	308.4	46.4

Table 2 Definition of specimens

H(D)	E(F, G)	$I_n$	Type
			H : Hat-shaped
			D : Double hat-shaped
			Spot weld pitch
			E : 18.3mm
			F : 22mm
			G : 27.5mm
			Impact Velocities
			n=0 : 4.72m/sec
			n=1 : 6.54m/sec
			n=2 : 7.19m/sec
			n=3 : 7.27m/sec

본 실험에 사용한 공기압 수직식 충격시험장치는 공기압 가속장치로 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 가하는 방식이다.<sup>(10)</sup>

충격압케실험 후 압케과정에서의 하중 및 변형을 측정하였다. 측정된 하중 및 변형값에서 시간을 소거하여 충격압케가 진행하고 있는 과정의 하중-변위선도 즉, 압케선도의 면적이 시험편에 흡수된 에너지값이므로 하중-변위선도를 식 (1)과 같이 적분하여 부재내에 흡수된 에너지량을 구하였다. 그리고, 흡수에너지  $E_a$ 를 압케길이로 나누어 평균압케하중  $P_{mean}$ 을 구하였다.

$$E_a = \int_{\ell_0}^{\ell} P d\ell \quad (1)$$

여기서,  $E_a$ 는 박육부재에 흡수된 에너지이며,  $P$ 는 압케하중을 나타낸다.

또한, 전흡수에너지  $E_L$ , 최대압케하중  $P_{max}$  및 시험편의 변형된 길이  $S$ 를 구하여 각 부재의 에너지 흡수특성에 관하여 고찰하였다. 특히, 충격압케하에서는 동일한 충격에너지를 가했을 때 모든 시험편의 압케길이가 동일하지 않기 때문에 흡수에너지를 정량적으로 고찰하기 위하여 모든 시험편이 전체길이인 120mm가 압케되었다고 가

정하여, 그 값을 전홉수에너지  $E_L$ 이라고 하였으며,  $E_L$ 은 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$E_L = E_a \bar{J} \quad (2)$$

여기서,  $\bar{J}(=L/S)$ 는 역 스트로크 효율,  $S$ 는 변형된 시험편의 길이,  $L$ 은 변형전 시험편의 길이이다.

충격에너지  $E_L$ 는 식 (3)과 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 속도 4.72m/sec에서는 446J, 6.54m/sec에서는 855J, 7.19m/sec에서는 1034J, 7.27m/sec에서는 1057J이다.

$$E_I = \frac{1}{2} m v^2 \quad (3)$$

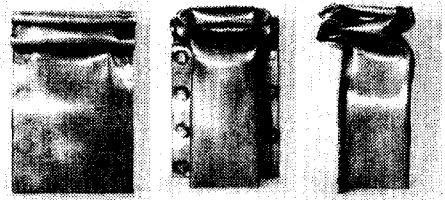
여기서,  $m$ 은 크로스헤드의 질량이며,  $v$ 는 충격압계속도이다.

충격압계실험시, 단일모자형 단면부재의 압계속도는 4.72m/sec, 6.54m/sec, 7.19m/sec로 하였으며, 이중모자형 단면부재의 경우는 6.54m/sec, 7.19m/sec, 7.27m/sec로 하였다. 이는 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 충격압계시 단면부재의 에너지흡수능력 때문에 선택한 속도이며, 더 높은 속도에서는 에너지흡수능력의 한계 때문에 실험을 할 수 없었다.

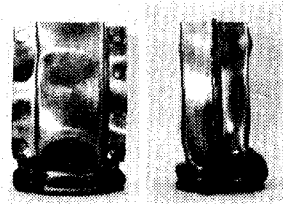
Photo. 1은 플랜지 용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 압계 후형상이다. Photo. 1(a)는 단일모자형 단면부재에 대하여 자유낙하시 속도인 4.72m/sec(충격에너지 446J)로 충격을 가한 후의 형상이며, Photo. 1(b)는 이중모자형 단면부재에 대하여 0.3MPa의 공기압하에서 충격속도 6.54m/sec(충격에너지 855J)로 충격을 가한 후의 형상이다.

### 3. 충격압계 시뮬레이션

본 연구에서 대상이 되는 구조물은 충격하중을 받아 변형량이 크고 탄성변형 및 소성변형을 일으킨다. 대부분의 비선형 충격문제 해석에는 외연적(explicit) 시간적분법을 이용한 범용유한요소해석 프로그램들을 사용하는데, 본 연구에서는 차체구조물의 충격해석에 쓰이는 LS-DYNA3D



(a) HEI<sub>0</sub>



(b) DEI<sub>1</sub>

Photo. 1 Shape of collapsed specimens

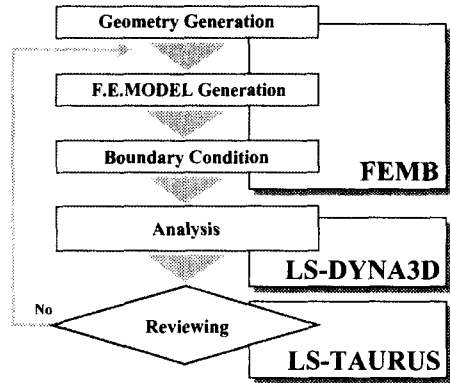


Fig. 1 Procedure of dynamic axial collapse analysis

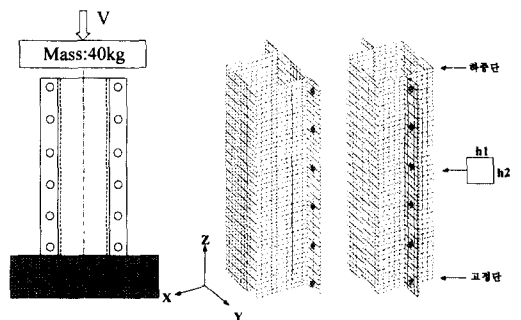


Fig. 2 Boundary condition of impact collapse

를 사용하여, 점용집된 단일모자형 및 이중모자형 단면부재에 대한 충격압력 시뮬레이션을 수행하였다.

시뮬레이션은 FEM에서 가정한 모델을 이용하여 여러가지 조건하에서의 성능을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 구조변경에 의한 효과를 사전에 예측할 수 있기 때문에 개발기간을 단축할 수가 있다. 또한, FEM을 이용하면 극히 짧은 시간에 종료하는 충돌현상으로부터 구조부재의 변형중에 생긴 간섭이나 형상 등의 영향을 정확하게 예측할 수 있으며, 실험으로 측정곤란한 복잡한 응력-변형률 분포를 구할 수도 있다. 이와 같은 충돌현상의 메커니즘을 분석하는 것은 구조부재의 충돌특성을 이해하고, 유효한 정보를 얻음과 동시에 최적의 차체구조설계에 이용하기 위함이다.

Fig. 1은 충격압력 시뮬레이션을 수행하는 과정을 도시한 그림이며, Fig. 2는 충격압력 시뮬레이션의 경계조건을 나타내고 있다.

부재모델의 단면치수는 실험에 사용한 것과 동일하며, 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재는 플랜지상의 셀요소 분할과 용접 Node를 고려하고 질량중심의 변경을 막기 위해서 셀요소  $h1 \times h2$ 인 4절점의 Belytschko-tsay shell요소로  $h1=h2=3mm$ 로 하여 2464개로 분할하였다.

충격압력실험에 의한 고찰결과, 대부분 하중을 받는 상단에서부터 압력이 진전함을 알 수 있었기 때문에 부재모델의 하단을 고정단으로 모든 자유도를 구속하고, 상단은 하중을 받는 단으로서 모든 구속을 자유롭게 하였다. 하중단에서 일정거리 만큼 떨어진 지점에 가상의 강체(STONE WALL)를 정의하여, 질량 40kg, 속도 V로서 부재모델의 하중단에 충격을 가하도록 하였다. 충격속도는 충격 압력실험에서 측정된 속도를 각각의 부재모델에 부여하여 해석하였다.

CONTACT의 정의는 가상의 STONE WALL을 MASTER로 설정하고 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하였고, 접촉형태에 따른 해석 결과의 차이가 미소하고 초기접힘모드 발생이후 접촉문제는 관심대상이 아니므로 AUTOMATIC SINGLE SURFACE를 선택했다.

또한, HOURGLASS ENERGY를 제어하여 HOURGLASS 모드가 어느 정도 영향을 미치는가 확인한 결과, Fig. 3의 에너지선도에서 볼 수 있듯이 HOURGLASS ENERGY는 Internal energy에 비해 1%

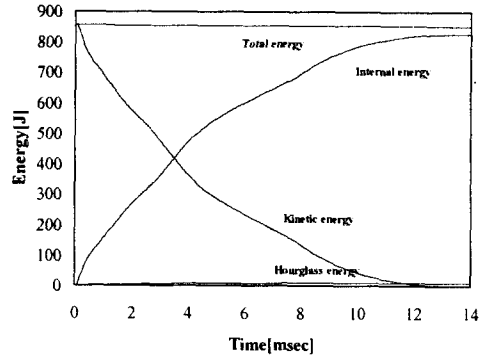
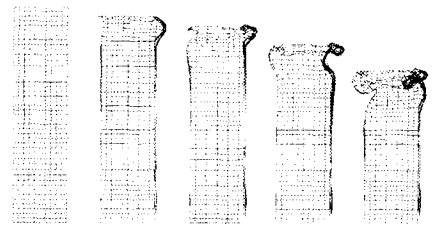
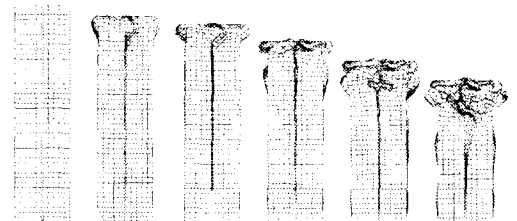


Fig. 3 Relationship between time and energy, DE1



0mm 5mm 10mm 20mm 34.9mm  
(a) HE10



0mm 5mm 10mm 20mm 30mm 41.4mm  
(b) DE1

Fig. 4 Collapsing process of specimens

이내로 HOURGLASS 모드가 변형에너지에 큰 영향을 주지 않는다고 판단된다.

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 인장실험 결과 얻은 재료상수를 부여하였고, 또한, 응력-변형률 관계를 전요소에 부여하여 선형 및 비선형성을 고려한 해석이 되도록 하였다. 특히, 충격압력실험에서 얻어진 최대압력하중은 변형속도 의존성의 영향에 의해 재료의 항복하중보다 높은 값을 나타내었다. 따라서, 시뮬레이션에

서는 재료의 변형속도 의존성을 Couper Symonds 식<sup>(11,12)</sup>을 고려하여 해석하였다.

실험과 같은 압제모드를 얻기 위하여 이중모자형 단면 유한요소 모델은  $\pi$ 자 부재측 중앙의 한 NODE점을 약 0.03% 이동시켜 해석하였으며, 단일모자형 단면부재의 경우는 평판의 좌굴하중이  $\pi$ 자형 부재의 좌굴하중보다 낮기 때문에 평판의 좌굴에 의해서 압제가 진행된다. 따라서, 이중모자형 단면부재와 같이 초기결함을 줄 필요가 없었다.

Fig. 4에 플랜지 용접간격 18.3mm인 단면부재에 대하여 시뮬레이션 결과 압제과정을 나타내고 있다. Fig. 4(a)는 충격압제속도 4.72m/sec(충격에너지 446J)하에서 단일모자형 단면부재의 압제과정이며, Fig. 4(b)는 충격압제속도 6.54m/sec(충격에너지 855J)하에서 이중모자형 단면부재의 압제과정이다.

#### 4. 결과 및 고찰

Tables 3, 4는 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 속도변화와 플랜지 용접간격의 변화에 의한 충격압제실험 결과의 평균값과 충격압제 시뮬레이션의 결과값으로 흡수에너지, 전흡수에너지, 평균압제하중, 최대압제하중 및 시험편의 변형된 길이에 대한 데이터값을 나타냈다.

Figs. 5, 6은 Tables 3, 4의 데이터 값으로서 속도 6.54m/sec와 7.19m/sec에서 용접간격의 변화에 따른 평균압제하중의 변화를 나타내는 그림이며, Figs. 7, 8, 9는 용접간격 18.3mm, 22mm, 27.5mm에 대한 속도변화(충격에너지)에 따른 평균압제하중을 나타내는 그림이다.

Tables 3, 4 및 Figs. 5, 6에서 보면, 각각의 속도에서 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 플랜지 용접간격이 커질수록 실험결과와 시뮬레이션 결과 모두 평균압제하중이 떨어지는 것을 알 수 있다. 이는, 용접간격 사이에서 벌어짐이 생겨 평균압제하중이 떨어지는 원인이 되었다. 또한, 용접간격의 증가에 따른 평균압제하중의 감소폭이 Figs. 5, 6의 기울기들을 보면 알 수 있듯이, 단일모자형 단면부재보다 이중모자형 단면부재에서 더 크게 나타난다. 이는, 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 압제특성 모두 용접간격의 크기에 영향을 받지만, 단일모

자형 단면부재는 용접선이 압제하중 중심선으로부터 일정거리 떨어져 있기 때문에 용접간격의 영향을 크게 받지 않으나, 이중모자형 단면부재는 용접선이 압제하중 작용점에 있기 때문에 압제시 용접간격에 큰 영향을 받아 용접점 사이에 발생하는 벌어짐으로 인해 두  $\pi$ 자형 부재와 플랜지 사이에 생기는 간섭이 커진다. 이와같은 이유로, 단일모자형 단면부재는 순차적인 압제가 일어나기 쉬운 반면, 이중모자형 단면부재에서는 순차압제모드를 기대하기 어렵다. 따라서, 이러한 영향이 단일모자형 단면부재에서보다 훨씬 크게 작용하여 용접간격이 커질수록 평균압제하중의 감소율을 크게 하는 원인이 된다.

Tables 3, 4 및 Figs. 7, 8, 9에서 각각의 용접간격에 대한 속도변화에 따른 평균압제하중의 비교에서는, 실험과 시뮬레이션 결과 모두 단일모자형 단면부재의 경우는 속도가 증가함에 따라 평균압제하중이 증가하고, 이중모자형 단면부재의 경우는 속도가 증가함에 따라 평균압제하중이 감소하였다. 그 이유는, 용접간격의 차이에 의한 압제특성에서도 설명했듯이 단일모자형 단면부재는 용접선이 압제하중 중심선으로부터 일정거리 떨어져있고, 이중모자형 단면부재는 용접선이 압제하중의 작용점에 있기 때문에 단일모자형 단면부재의 경우 속도가 증가하면 운동에너지도 증가하고 따라서 순차적인 압제가 예상대로 진행되었고, 초기 충격시 모서리수가 이중모자형 단면부재의 절반의 수이기 때문에 강성이 높은 이중모자형 단면부재에서 보다는 초기에 전체적인 손상이 적게 일어났다고 생각된다. 그러므로, 단일모자형 단면부재의 경우는 충격압제하중에서 어느 속도 이하에서는 완전한 폐단면의 상자형 부재와 같은 순차적인 압제모드가 발생하여 점용접된 부재의 특성이 크게 나타나지 않는다. 그러나, 이중모자형 단면부재의 경우는 단일모자형 단면부재와 같은 순차적인 압제모드를 기대할 수 없기 때문에 낮은 속도의 충격압제하중에서도 점용접된 부재의 한계성이 나타나 속도가 증가함에 따라 평균압제하중이 감소하였다.

또한, 최대압제하중은 플랜지 용접간격의 변화에 따라서는 특별한 경향을 나타내지 않았으나 충격압제속도가 높을수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 높게 나타났다. 그리고, 실험결과와 시뮬레이션 결과 모두 비슷한 경

향을 보였으며, 시뮬레이션 결과가 실험결과보다 약간 높게 나타났다.

단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 용접간격의 변화와 충격압계속도의 변화에 따른 압계특성을 고찰한 이상의 결과를 정리하면, 단일모자형 단면부재에 비하여 충격압계속도 6.54m/sec하에서 이중모자형 단면부재의 전흡수에너지와 평균압계하중은 실험결과 약 51% 높았고, 최대압계하중은 약 4.7% 높았다. 또한, 충격속도 7.19m/sec하에서는 실험결과 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 전흡

수에너지와 평균압계하중은 약 39%, 최대압계하중은 약 6.5% 높게 나타났다. 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교해보면, 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 단일모자형 단면부재에서 전흡수에너지 및 평균압계하중은 약 11.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압계하중은 약 11.3%의 오차로 높게 나타났다. 또한, 이중모자형 단면부재에서는 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 전흡수에너지 및 평균압계하중은 약 6.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압계하중은 약 12.7%의 오차로 높게 나타났다.

**Table 3** Collapse test and simulation results for hat-shaped section members with flange spot-weld pitches and impact velocities

Spec.	Absorbed energy, $E_a$ [J]		Total absorbed energy $E_L$ [J]			Mean collapse load $P_{mean}$ [kN]			Maximum collapse load, $P_{max}$ [kN]			Deformation $S$ [mm]	
	Test ( $E_a$ ) $t$	Simulat -ion ( $E_a$ ) $s$	Test ( $E_L$ ) $t$	Simulat -ion ( $E_L$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $P_{mean}$ ) $t$	Simulat -ion ( $P_{mean}$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $P_{max}$ ) $t$	Simulat -ion ( $P_{max}$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $S$ ) $t$	Simulat -ion ( $S$ ) $s$
HEI <sub>0</sub>	438.5	435.0	1315.5	1495.7	1.137	11.0	12.5	1.136	59.3	64.6	1.089	40	34.9
HFI <sub>0</sub>	434.5	432.6	1212.4	1380.6	1.139	10.1	11.5	1.139	60.2	65.4	1.087	43	37.6
HGI <sub>0</sub>	424.1	433.3	1156.6	1296.7	1.121	9.6	10.8	1.125	58.6	63.6	1.085	44	40.1
HEI <sub>1</sub>	826.2	832.5	1458.0	1637.7	1.123	12.2	13.7	1.123	61.0	69.7	1.143	68	61.0
HFI <sub>1</sub>	826.5	826.2	1437.4	1594.0	1.109	12.0	13.3	1.109	60.3	69.1	1.147	69	62.2
HGI <sub>1</sub>	824.5	832.2	1355.3	1536.4	1.134	11.3	12.8	1.133	61.4	68.2	1.110	73	65.0
HEI <sub>2</sub>	1007.1	1005.0	1678.5	1864.0	1.111	14.0	15.5	1.107	64.8	68.9	1.063	72	64.7
HFI <sub>2</sub>	995.4	1004.0	1571.7	1668.7	1.062	13.1	13.9	1.062	61.9	71.4	1.154	76	72.2
HGI <sub>2</sub>	994.4	1007.0	1529.8	1650.8	1.079	12.8	13.8	1.079	62.5	68.1	1.089	78	73.2

**Table 4** Collapse test and simulation results for double hat-shaped section members with flange spot-weld pitches and impact velocities

Spec.	Absorbed energy, $E_a$ [J]		Total absorbed energy $E_L$ [J]			Mean collapse load $P_{mean}$ [kN]			Maximum collapse load, $P_{max}$ [kN]			Deformation $S$ [mm]	
	Test ( $E_a$ ) $t$	Simulat -ion ( $E_a$ ) $s$	Test ( $E_L$ ) $t$	Simulat -ion ( $E_L$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $P_{mean}$ ) $t$	Simulat -ion ( $P_{mean}$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $P_{max}$ ) $t$	Simulat -ion ( $P_{max}$ ) $s$	Sim. / Test	Test ( $S$ ) $t$	Simulat -ion ( $S$ ) $s$
DEI <sub>1</sub>	831.0	828.1	2374.2	2400.3	1.011	19.8	20.0	1.010	62.3	71.6	1.149	42	41.4
DFI <sub>1</sub>	833.2	829.0	2221.7	2318.9	1.044	18.5	19.3	1.043	62.4	71.1	1.140	45	42.9
DGI <sub>1</sub>	822.0	823.4	1934.1	2176.4	1.125	16.1	18.1	1.125	63.2	70.5	1.116	51	45.4
DEI <sub>2</sub>	984.7	1014.1	2317.	2622.4	1.132	19.3	21.9	1.132	66.1	75.6	1.144	51	46.4
DFI <sub>2</sub>	1004.8	1016.0	2232.8	2290.4	1.030	18.6	19.1	1.030	68.1	74.3	1.090	54	53.2
DGI <sub>2</sub>	984.6	1005.2	1875.5	1954.6	1.042	15.6	16.3	1.045	62.8	71.3	1.136	63	61.7
DEI <sub>3</sub>	1029.8	1027.3	2168.1	2325.3	1.073	18.1	19.4	1.072	62.0	79.3	1.279	57	53.0
DFI <sub>3</sub>	1026.6	1033.0	2087.9	2144.6	1.027	17.4	17.9	1.026	71.4	78.4	1.097	59	57.8
DGI <sub>3</sub>	1020.6	1024.0	1774.9	1870.3	1.054	14.8	15.6	1.054	70.3	77.3	1.100	69	65.7

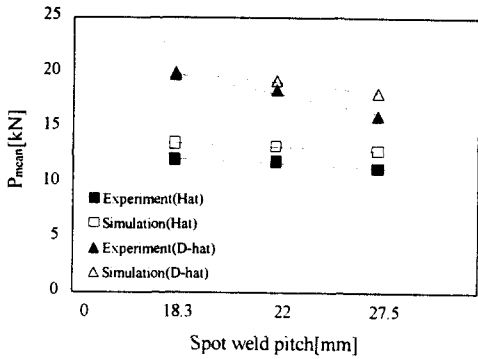


Fig. 5 Relationship between spot weld pitches and mean collapse load on velocity of 6.54m/sec

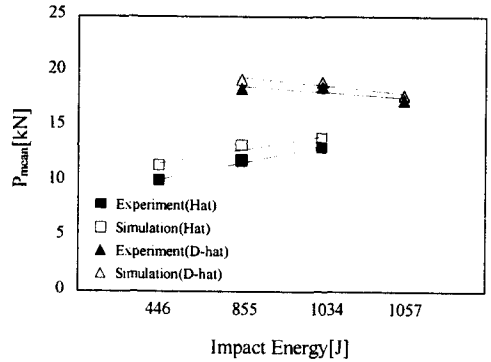


Fig. 8 Relationship between Impact energy and mean collapse load on Spot weld pitch of 22mm

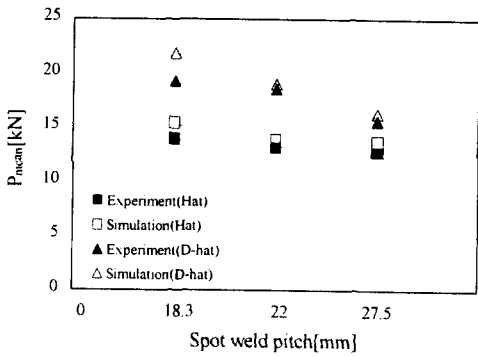


Fig. 6 Relationship between spot weld pitches and mean collapse load on velocity of 7.19m/sec

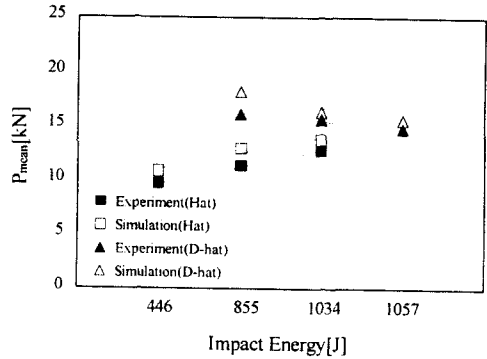


Fig. 9 Relationship between impact energy and mean collapse load on Spot weld pitch of 27.5mm

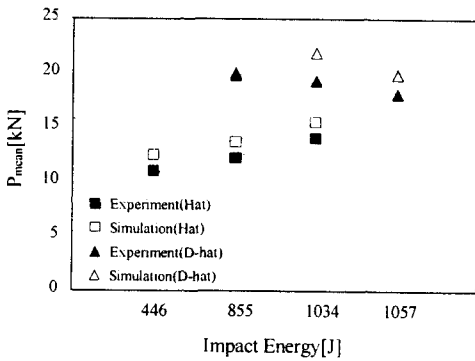


Fig. 7 Relationship between impact energy and mean collapse load on Spot weld pitch of 18.3mm

## 5. 결론

점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 충격압쇄하에서 플랜지 용접 간격의 변화와 충격압쇄속도의 변화에 따른 압쇄 특성을 해석하고자 충격압쇄실험과 FEM을 이용한 충격압쇄 시뮬레이션을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 플랜지 용접간격이 커질수록 전흡수에너지 및 평균압쇄하중은 낮게 나타났다. 또한, 최대 압쇄하중은 플랜지 용접간격의 변화에 따라서 뚜렷한 경향을 찾기가 어려웠다.

(2) 단일모자형 단면부재의 경우는 충격압쇄속도가 커짐에 따라 전흡수에너지 및 평균압쇄하중이 증가하지만, 이중모자형 단면부재의 경우는 전흡수에너지 및 평균압쇄하중이 감소하는 경향을 보였다. 또한, 최대압쇄하중은 충격압쇄속도가 높을수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 높게 나타났다.

(3) 이중모자형 단면부재의 전흡수에너지와 평균압쇄하중은 실험결과 충격압쇄속도 6.54m/sec에서 단일모자형 단면부재보다 전흡수에너지 및 평균압쇄하중은 약 51%, 최대압쇄하중은 약 4.7% 높았고, 충격속도 7.19m/sec하에서는 전흡수에너지 및 평균압쇄하중이 약 39%, 최대압쇄하중이 약 6.5% 높게 나타났다.

(4) 실험결과와 시뮬레이션의 결과를 비교해 보면, 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 단일모자형 단면부재에서 전흡수에너지 및 평균압쇄하중은 약 11.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압쇄하중은 약 11.3%의 오차로 높게 나타났다. 또한, 이중모자형 단면부재에서는 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 전흡수에너지 및 평균압쇄하중은 약 6.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압쇄하중은 약 12.7%의 오차로 높게 나타났다.

## 후 기

이 논문은 사단법인 부품산업 테크노센터의 2000년도 연구비지원에 의해 연구되었음.

## 참고문헌

- (1) John Fenton, 1996, "Handbook of Vehicle Design Analysis," *Society of Automotive Engineers, Inc.*, pp. 9~12.
- (2) Haug E., Clinckemaillie J., Ni X., Pickett A. K. and Queckborner T., 1996, "Recent Trends and Advances in Crash Simulation and Design of Vehicles," *Proceedings of the NATO-ASI*, July, pp. 343~359.
- (3) Syamal P. K. and Bhatti M., 1995, "Rear Full overlap High Speed Car-to-Car Impact Simulation," *SAE Paper No.* 951085.
- (4) 김천옥, 한병기, 임채홍, 1997, "박판 4각튜브의 반실험적 압괴메카니즘 해석," 대한기계학회논문집 A권 제21권, 제1호, pp. 12~21.
- (5) Hanssen A. G., Langseth M. and Hopperstad O. S., 1999, "Static Crushing of Square Aluminium Extrusions with Aluminium Foam Filler," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 41, pp. 967~993.
- (6) Singace A. A., 1999, "Axial Crushing Analysis of Tubes Deforming in the Multi-Lobe Mode," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 41, pp. 865~890.
- (7) Avalle M. and Belingardi G., 1997, "Experimental Evaluation of the Strain Field History During Plastic Progressive Folding of Aluminium Circular Tubes," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 39, No. 5, pp. 575~583.
- (8) White M. D. and Jones N., 1999, "Experimental Quasi-Static Axial Crushing of Top-Hat and Double-Hat Thin-Walled Sections," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 41, pp. 179~208.
- (9) White M. D., Jones N. and Abramowicz W., 1999, "A Theoretical Analysis for the Quasi-Static Axial Crushing of Top-Hat and Double-Hat Thin-Walled Sections," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 41, pp. 209~233.
- (10) 차천석, 강종엽, 김영남, 김정호, 김선규, 양인영, 2001, "모자형 단면부재의 폭비와 플랜지 용접간격에 따른 압쇄특성," 대한기계학회논문집 A권, 제25권, 제1호, pp. 98~105.
- (11) Grzebieta R. H. and Murray N. W., 1986, "Energy Absorption of an Initially Imperfect Strut Subjected to an Impact Load," *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 4, pp. 147~159.
- (12) Jonse N., 1989, "Structural Impact," Cambridge University Press, pp. 403~405.