

# 차체구조용 SCP1 강도부재의 점용접간격이 압괴특성에 미치는 영향

차 천 석\* · 박 제 웅\* · 양 인 영\*\*

\*조선대학교 항공·조선공학부

\*\*조선대학교 기계공학부

## Influence of Spot Weld Pitches on Collapse Characteristics for SCP1 Vehicle Members

Cheon-Seok Cha\*, Jae-Woung Park\* and In-Young Yang\*\*

\* Division of Aerospace and Naval Architectural Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

\*\* Division of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

### Abstract

Front-side members are structures with the greatest energy absorbing capability in a front-end collision of vehicles. This paper was performed to analyze initial collapse characteristics of spot welded hat and double hat-shaped section members, which are basic shape of side members, on the shift of flange weld pitches. The impact collapse tests were carried out by using home-made vertical air compression impact testing machine, and impact velocity of hat-shaped section members is 4.17m/sec and that of double hat-shaped section members is 6.54m/sec. In impact collapse tests, the collapsed length of hat-shaped section members was about 45mm and that of double hat-shaped section members was about 50mm. In consideration of these condition, axial static collapse tests(0.00017m/sec) of hat and double hat-shaped section members were carried out by using UTM which was limited displacement, about 50mm. As the experimental results, to obtain the best initial collapse characteristics, it is important that stiffness of vehicle members increases as section shapes change and the progressively folding mode induces by flange welding pitch.

(Received April 4, 2002)

Key Words : Front-side members, Spot welded, Collapse characteristics, Spot weld pitches, Impact and static collapse test

### 1. 서 론

자동차사고로 인한 사회적 손실은 부상자 치료비, 자동차 수리비 등 자동차 사고로 지출되는 경제적 손실뿐만 아니라 사상자 비율 또한 매우 높아 안전성이 우수한 자동차의 제작이 절실히 요구되고 있다. 따라서, 자동차의 설계개발시 안전도 확보는 교통사고에 의한 인적 및 사회적, 경제적 손실을 절감하는 열쇠가 된다.

자동차 설계개발은 승차감, 조정안정성, 정숙성, 쾌적성 등 상품으로써의 요건을 만족하면서 법규로 정해진 규격에 적합하도록 종합성능을 실현하는데 있다. 이러한 성능 중 충돌시에 승객을 보호하는 능력을 충돌안전 성능이라 하는데 충돌조건, 차량구조, 승객구속장치 등의 요건으로 결정된다. 특히, 자동차의 충돌에 의한 교

통사고는 경사방향을 포함한 전면충돌의 경우가 측면이나 후면으로부터의 충돌에 비해 많이 발생하는 사고형태이기 때문에 전면충돌의 안전성능은 차량개발에서 가장 중요한 문제의 하나가 되고 있다<sup>1-3)</sup>. 특히, 초기 충돌에 의한 충격력은 승차자의 안전에 치명적인 상해를 가하기 때문에 반드시 해석되어야 할 문제이다.

자동차의 전면 충돌사고시 충돌에너지의 대부분을 차량전면부 사이드부재가 소성변형하여 충돌에너지를 흡수하도록 설계하고 있다. 이러한 사이드부재는 주로 단일모자형 단면형상의 강도부재로서 점용접에 의해 이루어진 부재이다. 따라서, 차량의 초기설계 단계에서는 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고, 간단한 강도부재에 대한 압괴특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다<sup>4-7)</sup>. 그러나, 이러한 사이드부재는 완전한 폐단면의

형상이 아닌 점용접부를 제외한 의사폐단면의 형상인 관계로 압괴특성을 정확히 파악하기는 어렵다<sup>8-10)</sup>.

본 연구에서는 사이드부재의 기본형상인 점용접된 단일모자형 단면부재와 더불어 단면형상을 변화시킨 이중모자형 단면부재에 대하여, 플랜지부 점용접간격의 변화에 따른 압괴시 좌굴전까지 초기 축방향 압괴특성을 해석하였다. 해석은 자체 제작한 수직식 공기압 충격실험장치를 이용하여, 단일모자형 단면부재는 충격속도 4.17m/sec로, 이중모자형 단면부재는 충격속도 6.54m/sec로 충격압괴실험을 행하였다. 또한, 충격압괴실험 결과를 감안하여 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재를 UTM을 이용하여 50mm가 압괴될때까지 변위 제어를 하여 축방향 정적(0.00017m/sec)압괴실험을 행하였다.

## 2. 시험편

차량의 전면충돌시 가장 많은 에너지를 흡수하는 실제 Front side member는 두께 1.2~1.8mm의 고장력강으로써 폭(가로×세로)=(100~140)×(50~100)mm, 길이=500~700mm가 사용되고 있다. 그러나, 본 논문에서는 자동차 바디에 주로 사용하고 있는 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 Fig. 1에서 나타낸 바와같이 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다. 점용접은 정치식 점용접기를 사용하여 전극선단  $\phi 13\text{mm}$  DR형으로 수차례 예비실험을 통하여 압괴시 용접부가 떨어지지 않을 조건인 용접전류 8500A, 가압력 230kgf, 통전시간 1/6sec로 모든 시험편에 동일하게 유지하였다.

본 연구에서 사용한 시험편의 치수는 두께 0.78mm, 폭(가로×세로)=(30×30)mm, 플랜지폭 12mm로 동일하게 하였다. 이와같이 실제 차량의 Front side member에 비하여 약 1/4 치수의 시험편을 사용한 이유는 본 연구에서 사용한 충격시험장치의 충격력의 한계 때문이다. 더 이상 큰 치수의 시험편은 충격압괴시

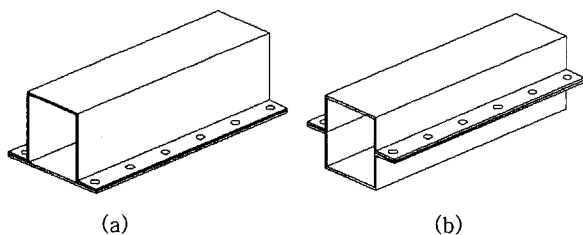


Fig. 1 (a) Configuration of hat-shaped member (b) Configuration of double hat-shaped member

변형이 충분히 되질 않아 압괴특성을 파악하는데 문제가 있다. 물론, 두께 0.78mm와 1.2~1.8mm 및 고장력강과 일반 냉간압연강판에 대한 압괴특성에 대한 차이는 있을 수 있겠지만, 본 연구에서 제안한 단면형상(단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재)과 플랜지부 용접간격의 변화에 따른 압괴특성을 파악하는데는 큰 어려움이 없을 것이라고 생각한다. 따라서, 이러한 전면부 강도부재에 대한 여러종류의 재질 및 치수에 대한 연구가 행하여지고 있다. 특히, SCP와 같은 연강에 대하여 여러 설계변수의 변경에 따른 압괴특성에 관한 많은 연구가 진행되고 있다<sup>8-12)</sup>.

점용접 간격은 이론적 접합길이<sup>11)</sup>가 약 22mm인 것을 감안하여 18.3mm, 22.0mm 그리고 27.5mm로 변화를 주었다. 또한, 시험편의 끝부분은 점용접이 가능하지 않기 때문에 시험편의 점용접은 시험편의 끝부분으로부터 5mm떨어진 위치에서 시작하였고, 점용접 타점은 직경 6mm로 하여 상하대칭이 되도록 하였다. 그리고, 시험편의 길이는 오일러좌굴을 일으키지 않고 실험시 압괴가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였다.

Table 1에는 KS B 0802(금속재료인장시험)에 의하여 실험한 시험편의 기계적 성질을 나타냈으며, Table 2는 시험편의 기호에 관해서 나타냈다.

Table 1 Material constants of specimens

Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Elongation [%]
166.7	308.4	203	0.31	46.4

Table 2 Definition of the specimens

H(D)	E(F, G)	In
Type		
H : Hat-shaped		
D : Double hat-shaped		
Spot weld pitch		
E : 18.3mm		
F : 22.0mm		
G : 27.5mm		
Collapse Velocities		
n=0 : 0.00017m/sec		
n=1 : 4.72m/sec		
n=2 : 6.54m/sec		

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 정적압괴실험

UTM을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여, 플랜지 점용접간격을 변화시켜 축 방향으로 정적(0.00017m/sec) 압괴실험을 행하였다. 실험시 여러번의 예비실험을 실시하여 실험결과 재현성이 좋도록 하였으며, 시험편의 변형량은 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재 모두 50mm까지 변위를 제어하면서 압괴시켰다.

시험편에 흡수된 에너지량의 계산은 Fig. 2와 같은 압괴실험에서 얻은 하중-변위선도의 면적이 시험편에 흡수되는 에너지이므로, 하중-변위선도를 식 (1)과 같이 적분하여 구하고, 그 값을 압괴길로 나눔으로써 평균압괴하중을 구하였다.

Fig. 2는 플랜지 점용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 정적압괴 실험 결과 얻어진 하중-변위선도이며, 실선은 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도를, 점선은 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

$$E_a = \int_{l_0}^l P dl \quad (1)$$

여기서,  $E_a$ 는 단면부재에 흡수된 에너지이며,  $P$ 는 압괴하중을 나타낸다.

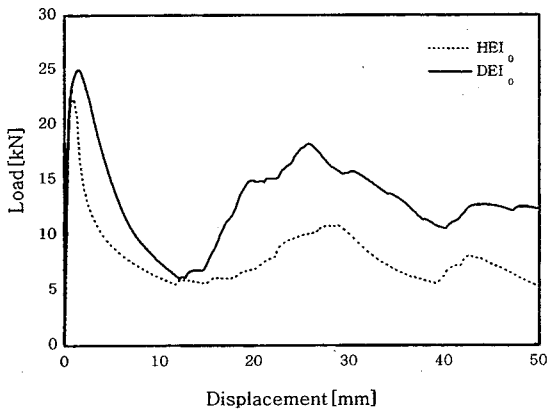


Fig. 2 Relationship between load and displacement

#### 3.2 충격압괴실험

충격압괴실험은 Fig. 3과 같은 자체 제작한 수직형 공기압식 충격실험장치를 사용하였다. 공기압에 의해 가속된 무게 40kg의 크로스헤드는 가이드바를 따라 수직 이동하게 되고, 로드셀 위에 위치한 시험편에 충격하중을 가하게 된다. 로드셀의 검출부인 원주의 중앙에

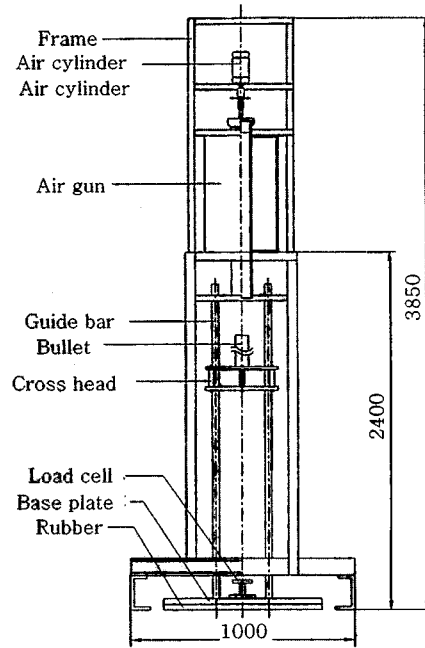


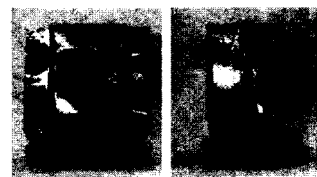
Fig. 3 The vertical crushing testing machine

반도체 스트레인게이지 2매를 중심 축에 대칭으로 부착하고 반도체 스트레인게이지의 저항 변화를 환산하여 하중을 결정하였으며, 크로스헤드에 부착한 표적(Target)의 이동량을 비접촉식 광학변위계(ZIMMER OHG사, 100F)가 인식하고, 얻어진 볼트 값을 환산하여 변위를 측정하였다. 또한, 측정된 하중-시간선도와 변위-시간선도에서 시간을 소거하여 하중-변위선도를 구하였고, 그 면적을 시험편의 흡수에너지로 하여 계산하였으며, 정적압괴실험과 같은 방식을 통하여 평균압괴하중을 구하였다.

Fig. 4는 플랜지 용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 충격압괴 후 형상이다. Fig. 4(a)는 단일모자형 단면부재에 대하여 충격속도 4.72m/sec(충격에너지 446J)로 충격을 가한 후



(a) HEI<sub>1</sub>



(b) DEI<sub>2</sub>

Fig. 4 Shape of collapsed specimens

형상이며, Fig. 4(b)는 이중모자형 단면부재에 대하여 충격속도 6.54m/sec(충격에너지 855J)로 충격을 가한 후 형상이다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서 대상으로 한 강도부재는 점용접에 의해서 결합된 모자형 단면부재이다. 따라서, 상자형 단면부재와 같은 완전한 폐단면의 형상이 아닌 의사폐단면 형상을 갖는 부재인 관계로 압쇄시 점용접간격의 변화에 의해서 압쇄특성이 크게 좌우된다.

좌굴전까지 즉, 초기압쇄시 변형모드를 보면 상자형 단면부재는 중심축에 대해서 대칭인 아코디언상 모드를 나타내지만, Fig. 6(a)에서와 같이 점용접된 단일모자형 단면부재는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있어 플랜지는 부재 외측방향으로 접혀서 굽혀지고, 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 안정적인 평형모드가 나타난다. 또한, 단일모자형 단면부재는 일반적으로 ㄷ자 단면측보다 평판측의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판측의 좌굴이 계기가 되어서 압쇄된다. 점용접 타점은 평판을 ㄷ자 단면부재에 의해 지지하는 구속조건이 되기 때문에 타점간격은 평판의 좌굴변형에 영향을 주어 결과적으로 단일모자형 단면부재 전체의 변형모드를 좌우하게 된다. 그러나, 이중모자형 단면부재는 Fig. 7(a)에서와 같이 단일모자형 단면부재와 같은 평형모드를 이루지 않고, 상자형 단면부재와 비슷한 중심축에 대해서 대칭인 압쇄모드를 보인다. 이와 같은 압쇄현상은 정적압쇄와 충격압쇄시 비슷한 경향을 보인다.

Fig. 5는 용접간격 22.0mm인 경우의 정적 및 충격 압쇄시 흡수에너지-변위선도이다. 용접간격 18.3mm와 27.5mm인 경우의 흡수에너지-변위선도 또한 Fig. 5

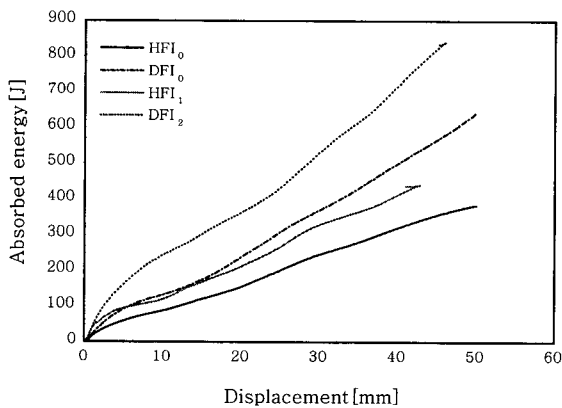
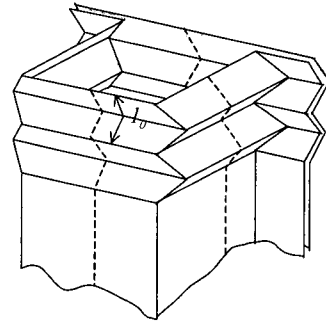
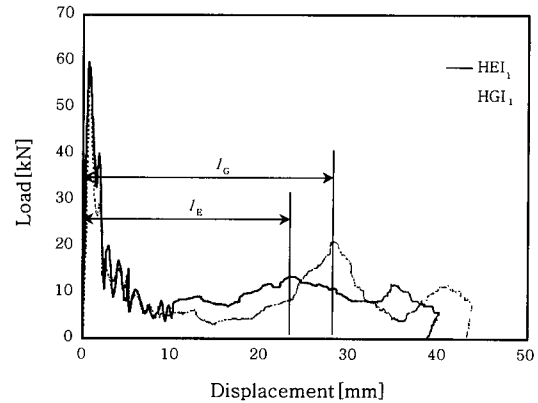


Fig. 5 Relationship between absorbed energy and displacement on spot weld pitch of 22.0mm



(a) Collapse Mode of hat shaped section member



(b) Relationship between load and displacement

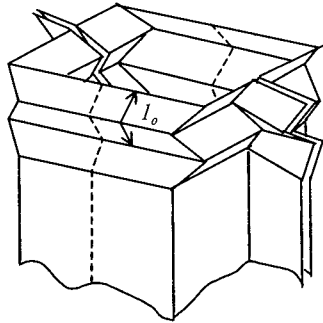
Fig. 6 The first folding lengths of HEI1 and HGI1

와 같은 경향을 나타냈다. 즉, 이중모자형 단면부재가 현재 주로 사용되고 있는 단일모자형 단면부재에 비하여 정적 및 충격압쇄시 에너지흡수능력이 우수함을 보이는 것이다.

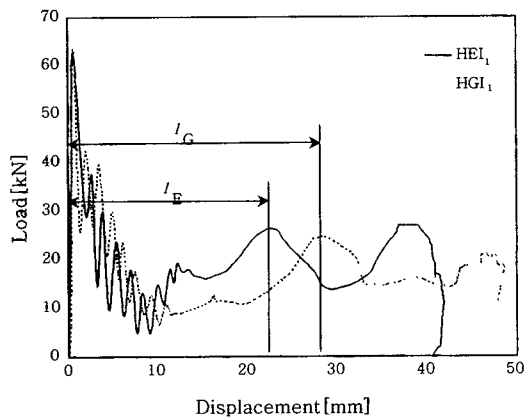
Fig. 6은 단일모자형 단면부재의 충격압쇄시 초기 압쇄모드와 초기 접힘길이를 나타낸다. Fig. 6(a)에서  $l_0$ 는 Fig. 6(b)의  $l_E$ ,  $l_G$ 의 크기를 나타내고,  $l_E$ 는 용접간격 18.3mm,  $l_G$ 는 용접간격 27.5mm를 의미한다. Fig. 7은 Fig. 6과 동일하게 용접간격 18.3mm와 27.5mm의 이중모자형 단면부재의 초기 압쇄모드와 초기 접힘길이를 비교한 그림이다. 그리고, Table 3은 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 정적 및 충격압쇄하에서 플랜지 용접간격의 변화에 의한 실험 결과의 평균값으로 흡수에너지( $E_a$ ), 평균압쇄하중( $P_{mean}$ ), 최대압쇄하중( $P_{max}$ ) 및 시험편의 변형된 길이( $S$ )에 대한 데이터 값을 나타낸다. 또한, Fig. 8은 Table 3의 데이터 값 중 용접간격의 변화에 따른 최대 압쇄하중의 변화를 나타내는 그림이며, Fig. 9는 용접간격의 변화에 따른 평균압쇄하중을 비교한 그림이다.

Table 3 및 Figs. 8, 9에서 보면, 정적 및 충격압쇄하에서 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 플랜지 용접간격이 커질수록 평균압쇄하중이 떨어지는 것을 알 수 있다. 이는, 압쇄시 용접간격 사이에서

벌어짐이 생겨 평균압력하중이 떨어지는 원인이 되었다. 그리고, Figs. 6, 7에서와 같이 용접간격의 영향으로 초기 접힘길이의 크기가 서로 다르게 나타난다. 이는, 용접간격이 짧은 단면부재는 초기 접힘길이가 짧아서 압력시 그의 강성이 용접간격이 긴 단면부재보다 크기 때문에 높은 평균압력하중을 보여주고 있다.



(a) Collapse Mode of double hat shaped section member



(b) Relationship between load and displacement

Fig. 7 The first folding lengths of DEI<sub>2</sub> and DGI<sub>2</sub>

Table 3 Collapse test results for hat and double hat-shaped section members with spot weld pitches on the flanges and Collapse Velocities

Spec.	Ea(J)	P <sub>mean</sub> (kN)	P <sub>max</sub> (kN)	S(mm)
HEI <sub>0</sub>	400.0	8.0	22.7	50
HFI <sub>0</sub>	382.9	7.7	21.0	50
HGI <sub>0</sub>	366.5	7.3	19.2	50
HEI <sub>1</sub>	438.5	11.0	59.3	40
HFI <sub>1</sub>	434.5	10.1	60.2	43
HGI <sub>1</sub>	424.1	9.6	58.6	44
DEI <sub>0</sub>	661.4	13.2	25.0	50
DFI <sub>0</sub>	640.7	12.8	24.2	50
DGI <sub>0</sub>	602.2	12.0	23.8	50
DEI <sub>2</sub>	831.0	19.8	62.3	42
DFI <sub>2</sub>	833.2	18.5	62.4	45
DGI <sub>2</sub>	822.0	16.1	63.2	51

그리고, 정적압력시는 충격압력시에 비하여 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재 모두 안정적인 압력모드를 이루기 쉽기 때문에 용접간격의 변화에 의한 강성증가의 효과도 크나, Figs. 5, 8, 9에서와 같이 단면형상의 변화에 의한 효과가 컸다. 즉, 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 최대압력하중이 약 16% 높았으며, 평균압력하중이 약 65% 높게 나타났다. 그리고, 충격압력시는 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 충격압력시 압력속도가 다르기 때문에 직접적인 비교는 어려우나, 정적압력시와 비슷한 경향으로써 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 최대압력하중 및 평균압력하중이 높게 나타남을 알 수 있었다. 이와같이 현재 주로 사용되고 있는 단일모자형 단면부재에 비하여 단면형상을 변화시킨 이중모자형 단면부재가 좋은 압력특성을 보이는 이유는, 단일모자형 단면부재는 모서리 수가 4곳, 이중모자형 단면부재는 모서리 수가 8곳으로써 압력하중이 작용할 때 하중의 대부분을 모서리 부분에서 흡수하기 때문에 이중모자형 단면부재의 강성이 단일모자형 단면부재보다 커 최대압력하중 뿐만 아니라 평균압력하중도 높게 나타났다. 또한, 충격압력시 최대압력하중은 플랜지 용접간격의 변화에 따라서 특별한 경향을 나타내지 않고, 정적인 경우보다 재료의 변형률효과에 의해 충격적인 경우가 약 2.5~3배 높게 나타났다.

특히, 충격압력시에는 용접간격의 증가에 따른 평균압력하중의 감소폭이 Fig. 9의 기울기를 보면 알 수 있듯이 단일모자형 단면부재보다 이중모자형 단면부재에서 더 크게 나타난다. 이는, 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 압력특성 모두 용접간격의 크기에 영향을 받지만, 단일모자형 단면부재는 용접선이 압력하중 중심선으로부터 일정거리 떨어져 있고, 압력시 평판부재의 좌굴하중이  $\delta$ 자 단면부재의 좌굴하중보다 낮기 때문에 평판의 좌굴에 의해서 압력이 진행되기 때문

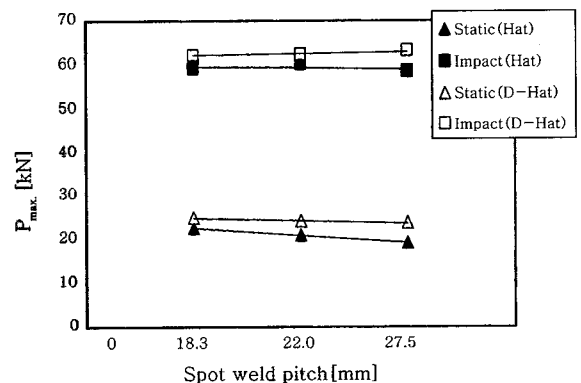


Fig. 8 Relationship between spot weld pitches and maximum collapse load

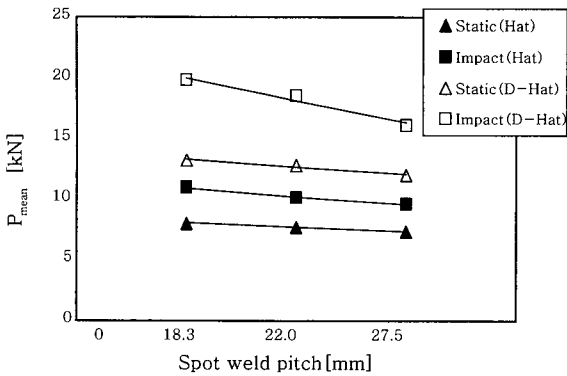


Fig. 9 Relationship between spot weld pitches and mean collapse load

에 용접간격의 영향을 크게 받지 않으나, 이중모자형 단면부재는 용접선이 압쇄하중 작용점에 있기 때문에 압쇄시 용접간격에 큰 영향을 받아 용접점 사이에 발생하는 벌어짐으로 인해 두  $\sigma$ 자 단면부재와 플랜지부 사이에 생기는 강성이 커진다. 이와같은 이유로, 단일모자형 단면부재는 순차적인 압쇄가 일어나기 쉬운 반면, 이중모자형 단면부재에서는 순차적인 압쇄모드를 기대하기 어렵다. 따라서, 이러한 영향이 단일모자형 단면부재에서보다 훨씬 크게 작용하여 용접간격이 커질수록 평균압쇄하중의 감소율을 크게 하는 원인이 된다. 그러므로, 충격압쇄하중을 받는 곳에 이중모자형 단면부재를 사용하여 좋은 압쇄특성을 얻기 위해서는 적절한 플랜지 용접간격을 선택하여 순차적인 압쇄모드를 이루게 해야한다.

본 연구에서는 플랜지 용접간격이 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 압쇄특성에 미치는 기본적인 사항만을 다루었으나, 향후 이중모자형 단면부재의 순차적인 압쇄모드의 유도는 용접간격의 변화에 따른 추가적인 연구뿐만 아니라, 여러 가지 방법에 의해 많은 연구가 이루어져야만 할 것 같다.

### 5. 결 론

차량전면부 강도부재로 쓰이는 점용접된 단일모자형 단면부재와 더불어 단면형상을 변화시킨 이중모자형 단면부재에 대하여 플랜지 점용접 간격의 변화에 따른 축방향으로 좌굴전까지 정적 및 충격압쇄실험을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 정적압쇄시 단일모자형 단면부재의 압쇄모드는 안정적인 평형모드를 이루며, 이중모자형 단면부재 또한 안정적인 대칭모드를 이루었다. 그러나, 충격압쇄시 단일모자형 단면부재의 압쇄모드는 안정적인 평형모드를 이루어 순차적인 압쇄를 이루나, 이중모자형 단면부재

는 불안정한 대칭모드가 지배적이어서 순차적인 압쇄를 기대하기 어렵다.

2) 플랜지 용접간격의 감소에 따라 강성이 증가하여 정적 및 충격압쇄시 모두 흡수에너지와 평균압쇄하중이 증가하였다. 특히, 충격압쇄시에는 이중모자형 단면부재는 순차적인 압쇄모드를 기대하기 어렵기 때문에 플랜지 용접간격의 증가에 따른 흡수에너지와 평균압쇄하중의 저하가 컸다. 그리고, 플랜지 용접간격의 변화에 따른 최대압쇄하중의 영향은 없었다.

3) 정적압쇄하중이 작용하는 경우는 플랜지 용접간격의 증가에 따른 효과보다 단면형상을 변화시켜 강성의 증가에 따른 흡수에너지와 평균압쇄하중을 증가시키는 효과가 컸다. 즉, 현재 주로 사용되고 있는 단일모자형 단면부재보다는 이중모자형 단면부재가 초기압쇄특성이 우수하였다. 그러나, 충격압쇄하중이 작용하는 경우는 단면형상을 변화시켜 강성의 증가에 따른 효과도 컸으나, 적절한 플랜지 용접간격에 의한 순차적인 접힘모드를 유도한다면 단일모자형 단면부재에 비하여 이중모자형 단면부재의 사용이 초기압쇄특성을 크게 향상시킬 수 있을 것이라 사료된다.

### 후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

### 참 고 문 헌

1. John Fenton : Handbook of vehicle design analysis, Society of Automotive Engineering, 1996, 9-12
2. E. Haug et al. : Recent Trends and Advances in Crash Simulation and Design of Vehicles, Proceedings of the NATO-SAI, July 1996, 343-359
3. P.K. Syamal and M. Bhatti : Rear Full overlap High Speed Car-to-Car Impact Simulations, SAE Paper, 1995, No. 951085
4. S. Li and S.R. Reid : Relationship Between the Elastic Buckling of Square Tubes and Rectangular Plates, International Journal of Applied Mechanics, 57(1990), 969-973
5. C.A. Krauss and D.H. Laananen : A Parametric Study of Crush Initiators for a Thin-Walled Tube, International Journal of Vehicle Design, 15(1994), 385-401
6. M. Avalle and G. Belingardi : Experimental Evaluation of the Strain Field History During Plastic Progressive Folding of Aluminium Circular Tubes, International Journal of Mechanical Science, 39-5(1997), 575-583
7. A.A. Singace : Axial Crushing Analysis of Tubes

- Deforming in the Multi-Lobe Mode, International Journal of Mechanical Science, 41(1999) 865-890
8. M.D. White and N. Jones : Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections, International Journal of Mechanical Science, 41(1999), 179-208
  9. M.D. White, N. Jones and W. Abramowicz : A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections, International Journal of Mechanical Sciences, 41(1999), 209-233
  10. Cheon Seok Cha, Jeong Ho Kim and Young Yang In : A Study on the Collapse Characteristics of Hat-Shaped Members with Spot Welding under Axial Compression, Korean Society of Precision Engineering, 17-3(2000), 192-199(in Korean)
  11. H.F. Mahmood and A. Paluzny : Design of thin walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Model of Collapse, Proc. 4rd Instructural Conference on Vehicle Structural Mechanics, 1981, 7-18
  12. Chon Wook Kim, Byoung Kee Han and Byeongsam Kim : A study on crushing characteristic of hatted section tube, The Korean Society of Automotive Engineers, 10-2(2002), 212-219(in Korean)