

속도변화에 따른 점용접된 모자형단면부재의 에너지흡수 특성

심재기⁺, 차천석⁺⁺, 양인영^{*}

(논문접수일 2006. 9. 19, 심사완료일 2006. 11. 15)

Energy Absorption Characteristics for Spot Welded Hat-shaped Section Members at Various Velocities

Sim Jae Ki⁺, Cha Cheon Seok⁺⁺, Yang In Young^{*}

Abstract

Front-end side members of vehicles are structures with the greatest energy absorbing capability in a front-end collision of vehicles. This paper was undertaken to analyze the energy absorption characteristics of spot welded hat and double hat-shaped section members under the axial collapse. The experiments were performed with respect to the various collapse velocities. It was expected that para-closed sections would show collapse characteristics which be quite different from those of perfectly closed sections. The collapse velocities were selected as follows: the velocities in the hat-shaped section members were 0.00017m/sec, 0.017m/sec, 4.7m/sec, 6.5m/sec, 6.8m/sec, 7.2m/sec, and 7.3m/sec those in the double hat-shaped section members were 0.00017m/sec, 0.017m/sec, 6.5m/sec, 6.8m/sec, 7.2m/sec, 7.3m/sec, and 7.9m/sec. In the program system presented in this study, an explicit finite element code, LS-DYNA3D, is adopted for simulating complicated collapse behavior of the hat and double hat-shaped section members under the same condition of the collapse test. The validity of simulation was confirmed by the comparison between the simulation result and the collapse experiment.

Key Words : Spot welded(점용접), Hat and double hat-shaped section member(단일모자형 및 이중모자형 단면부재), Energy absorption characteristics(에너지흡수 특성), Collapse test(압괴실험), Simulation(시뮬레이션)

1. 서론

자동차사고로 인한 사회적 손실은 부상자 치료비, 자동

차 수리비 등 자동차 사고로 지출되는 경제적 손실뿐만 아니라 사상자 비율 또한 매우 높아 안전성이 우수한 자동차의 제작이 절실하게 요구되고 있다. 따라서 자동차의 설계개발

+ 조선대학교 메카트로닉스공학과
++ 조선대학교 첨단소재부품 금형기술인력양성 사업단
* 교신저자, 조선대학교 기계설계공학과 (iyyang@chosun.ac.kr)
주소: 501-759 광주광역시 동구 서석동 375번지

시 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 충돌조건, 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⁽¹⁻³⁾.

차체 앞부분의 사이드부재는 전면충돌시 가장 많은 에너지를 흡수하는 부재로서 전면충돌시 에너지를 적절히 흡수할 수 있는 구조로 되어야 한다⁽⁴⁻⁶⁾. 차체 앞부분의 사이드부재는 많은 차량에서 모자형 단면형상의 강도부재로 구성되어 충돌시에 골격부재가 소성변형하여 충돌에너지를 흡수하도록 설계하고 있다. 따라서 차량의 초기설계 단계에서는 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고, 간단한 구조부재에 대해서 소성변형에 의한 압괴거동과 에너지흡수 특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다⁽⁷⁻¹³⁾.

본 연구에서는 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 축압괴 실험과 시뮬레이션을 행하여 압괴특성을 해석하였다. 특히, 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 경우는 완전한 폐단면의 형상이 아닌 의사폐단면 형상인 관계로 압괴시 일정속도 이상에서는 점용접된 의사폐단면 형상의 부재특성으로 인하여 완전한 폐단면 형상의 부재와는 다른 압괴특성을 보일 것이라 생각되어 압괴속도를 변화시키면서 압괴특성을 해석하였다.

2. 시험편

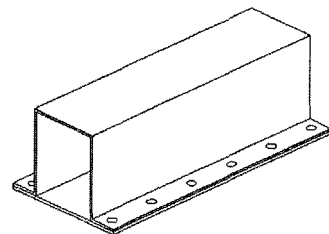
실제 차량전면부 사이드부재의 치수는 두께 1.2~1.8mm의 고장력강으로서 폭(가로×세로)=(100~140)×(50~100)mm, 길이=500~700mm가 사용되고 있다. 그러나 본 연구에서는 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다.

본 연구에서 사용한 시험편의 치수는 두께 0.78mm, 폭(가로×세로)=(30×30)mm, 플랜지폭 12mm로 동일하게 하였다. 이와 같이 실제 차량전면부 사이드부재에 비하여 약 1/4 치수의 시험편을 사용한 이유는 본 연구에서 사용한 충

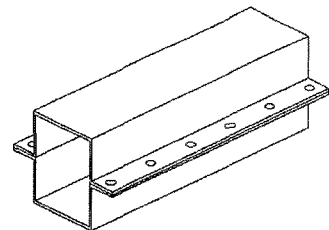
격시험장치의 충격력의 한계 때문이다. 더 이상 큰 치수의 시험편은 충격압괴시 변형이 충분히 되질 않아 압괴특성을 파악하는데 문제가 있다. 물론, 실제 사이드부재와 본 연구에서 사용한 시험편에 대한 압괴특성의 차이는 있겠지만, 본 연구에서 제안한 단면형상(단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재)과 압괴속도변화에 따른 에너지흡수특성을 파악하는 데는 큰 어려움이 없을 것이라고 생각한다. 따라서 이러한 차량전면부 강도부재에 대한 여러종류의 재질 및 치수에 대한 연구가 행하여지고 있다⁽⁴⁻¹³⁾.

점용접 간격은 점용접부재에 대한 접힘길이의 이론이 없기 때문에 완전한 폐단면형상인 상자형 단면부재의 접힘이론을 적용하여, 이론적 접힘길이⁽¹¹⁾인 약 22mm로 하였다. 또한, 점용접타점은 직경 6mm로 하여 상하 대칭이 되도록 하였다. 그리고 시험편의 길이는 120mm로 하였으며, 모든 시험편의 단면적은 동일하다.

Table 1에는 시험편의 기계적 성질을 나타냈다.



(a) Hat-shaped section member



(b) Double hat-shaped section member

Fig. 1 Configuration of specimens

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

3. 압괴실험

3.1 정적 및 준정적압괴실험

UTM(Universal Testing Machine)을 사용하여 축 방향으로 정적(0.00017m/sec) 및 준정적(0.017m/sec)압괴실험을 행하였다. 시험편의 압괴길이는 전체길이(120mm)의 58.3%(70mm)까지 변위를 제어하면서 압괴시켰다.

시험편에 흡수된 에너지의 계산은 Fig. 2와 같은 압괴실험에서 얻은 하중-변위선도의 면적을 흡수에너지로 하여, 하중-변위선도를 식 (1)과 같이 적분하여 구하고, 그 값을 압괴된 길이로 나눔으로서 식 (2)와 같이 평균압괴하중을 구하였다.

$$E_a = \int_{S_0}^S PdS \quad (1)$$

$$P_{mean} = \frac{E_a}{S} \quad (2)$$

여기서, E_a 는 흡수에너지, P_{mean} 는 평균압괴하중, P 는 압괴하중, S 는 압괴된 길이를 나타낸다.

Fig. 2는 정적(0.00017m/sec)압괴 실험결과 얻어진 하중-변위선도이며, 실선은 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도를, 점선은 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

3.2 충격압괴실험

본 실험에 사용한 공기압 수직식 충격시험장치는 공기압 가속장치로 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 가하는 방식으로써 실험장치의 개략도를 Fig. 3에 나타냈다⁽⁹⁾.

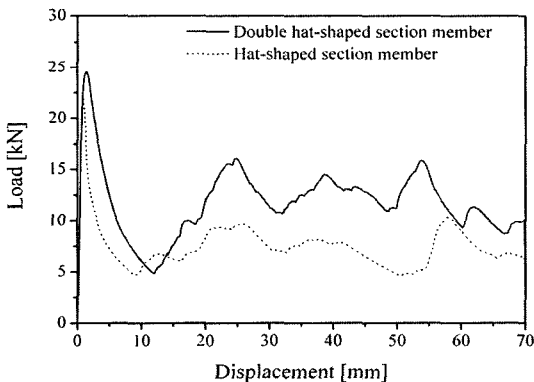


Fig. 2 Relationship between load and displacement under the static collapse experiment

충격압괴속도는 단일모자형 단면부재의 경우는 이중모자형 단면부재에 비하여 강성이 작기 때문에 동일한 압괴속도(충격에너지)하에서 더 많은 변형이 이루어지며, 충격실험장치의 허용한도를 고려하여 결정하였다. 단일모자형 단면부재는 4.7m/sec, 6.5m/sec, 6.8m/sec, 7.2m/sec, 7.3m/sec 하에서 실험을 행하였으며, 이중모자형 단면부재는 6.5m/sec, 6.8m/sec, 7.2m/sec, 7.3m/sec, 7.9m/sec의 압괴속도하에서 실험을 행하였다.

충격압괴시험 후 압괴과정에서의 하중 및 변형을 측정하였다. 측정된 하중-시간선도와 변위-시간선도에서 시간을 소거하여 하중-변위선도를 구하였다. 흡수에너지는 정적 및 준정적압괴실험과 같은 방식을 통하여 하중-변위선도의 면적을 시험편의 흡수에너지로 하여 계산하였으며, 흡수 에너지를 압괴된 길이로 나누어 평균압괴하중을 구하였다.

Fig. 4는 충격압괴속도 6.5m/sec하에서 시험편에 대한 압괴 후 형상으로서 여러 방향에서 본 그림이다.

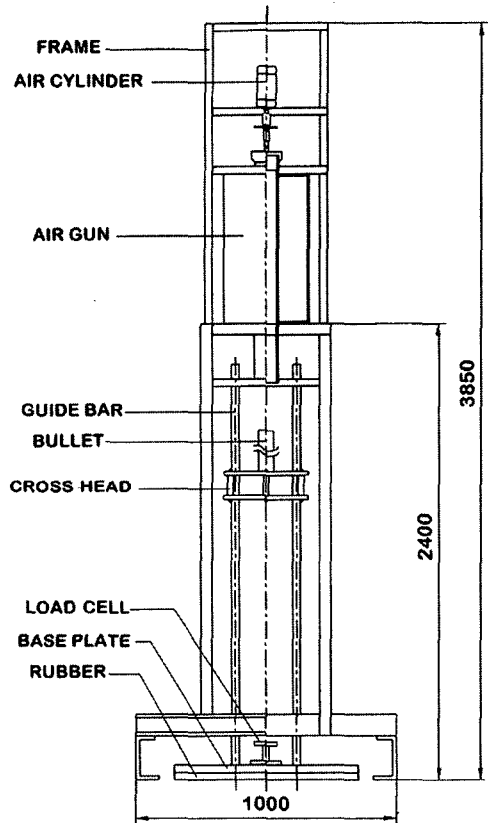
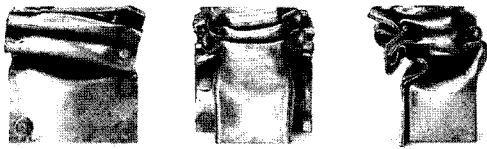
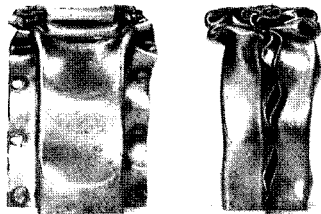


Fig. 3 Impact testing setup for crushing

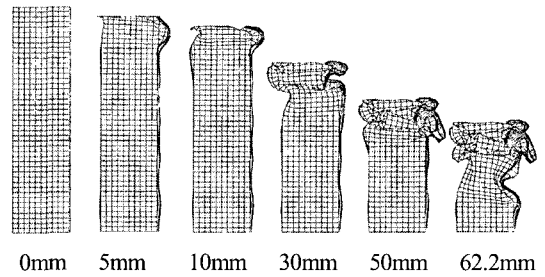


(a) Hat-shaped section member

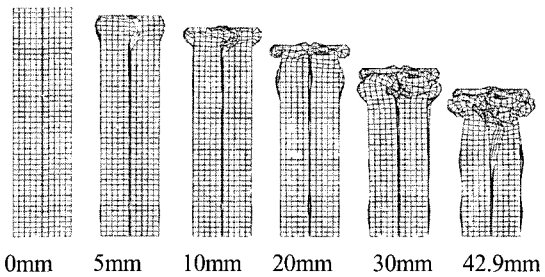


(b) Double hat-shaped section member

Fig. 4 Shape of collapsed specimens after the impact collapse experiment



(a) Hat-shaped section member



(b) Double hat-shaped section member

Fig. 5 Collapsing process of specimens after simulating

4. 압괴 시뮬레이션

본 연구에서는 비선형 범용유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D를 사용하여, 점용접된 단일모자형 및 이중모자형 단면부재에 대한 준정적압괴 및 충격압괴 시뮬레이션을 행하였다. 그리고 정적 시뮬레이션은 해석시간이 너무 많이 소요되기 때문에 현실적으로 불가능하므로 해석대상에서 제외하였다.

부재모델의 단면치수는 실험에 사용한 것과 동일하며, 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재는 플랜지상의 셸요소 분할과 용접 Node를 고려하고 질량중심의 변경을 막기 위해서 4절점의 Belytschko-tsay shell요소로 약 2464개로 분할하였다.

준정적 및 충격압괴실험에 의한 고찰결과 대부분 하중을 받는 상단에서부터 압괴가 진전함을 알 수 있었기 때문에 부재모델의 하단을 고정단으로 모든 자유도를 구속하고, 상단은 하중을 받는 단으로서 모든 구속을 자유롭게 하였다. 이때 준정적압괴시뮬레이션의 경우는 하중단과 접한 평판이 축 방향으로 일정한 속도로 진행함으로써 부재가 압괴되도록 하였으며, 압괴속도는 압괴실험 조건과 동일하게 0.017 m/sec로 하였다. 또한 하중단과 접한 평판의 재질을 강체로 설정하고 강제적으로 시간-변위에 따라 압괴길이가 70mm

가 될 때까지 변위제어를 하여 실험과 같이 축 방향으로 진행시켰다. 그리고 충격압괴 시뮬레이션의 경우는 하중단에서 일정거리 만큼 떨어진 지점에 가상의 강체(STONE WALL)를 정의하여, 질량 40kg, 속도 V로서 부재모델의 하중단에 충격을 가하도록 하였다. 충격속도는 충격압괴실험에서 측정 한 속도를 각각의 부재모델에 부여하여 해석하였다.

CONTACT은 충격실험장치의 크로스헤드를 가상의 STONE WALL로 정의하여 MASTER로 설정하고, 부재모델 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하였으며, AUTOMATIC SINGLE SURFACE를 선택했다.

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 인장실험 결과 얻은 재료상수를 부여하였고, 또한, 응력-변형을 관계를 전요소에 부여하여 선형 및 비선형성을 고려한 해석이 되도록 하였다. 특히, 충격압괴실험에서 얻어진 최대압괴하중은 변형속도 의존성의 영향에 의해 재료의 항복하중보다 높은 값을 나타내었다. 따라서, 시뮬레이션에서는 재료의 변형속도 의존성을 고려하여 해석하였다. DYNA3D에서 재료의 변형속도 의존성은 식 (4)와 같은 Couper Symonds의 식으로 나타낸다.

$$\sigma_n = \sigma_y \left(1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D}\right)^{1/P}\right) \quad (4)$$

$$\dot{\epsilon} = \sqrt{\epsilon_{ij} \epsilon_{ij}}$$

여기서, σ_y 는 정적항복응력, σ_n 은 고속변형시의 항복응력, $\dot{\epsilon}$ 은 변형속도, D 및 P 는 변형속도 의존성을 나타내는 파라메타이다. 본 연구에서는 차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 고속의 인장실험에 의해 구한 $D=40.4s^{-1}$, $P=5$ 를 사용하였다⁽⁷⁾.

Fig. 5에 압괴속도 6.5m/sec하에서 단면부재에 대하여 시뮬레이션 결과 얻은 압괴과정을 나타내고 있다.

5. 결과 및 고찰

먼저 압괴모드에 관하여 고찰하면, 상자형 단면부재가 완전한 폐단면을 가진것에 반해서, 단일모자형 단면부재는 ㄷ자 단면부재와 평판이 조합되어져 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진 이유로 변형모드는 상자형 단면부재와는 다른 형태를 보인다.

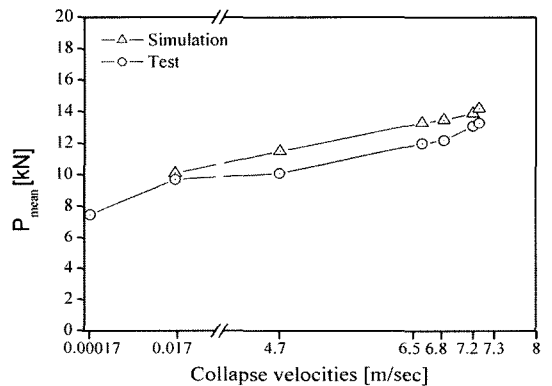
이중모자형 단면부재도 단일모자형 단면부재와 같이 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진다.

상자형 단면부재의 변형모드는 중심축에 대해서 대칭인 아코디언상 모드를 나타내지만, Figs. 4, 5에서 보듯이 단일모자형 단면부재의 변형모드는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있고, 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 내측 방향으로 변형하는 평형모드가 나타난다. 또한, 단일모자형 단면부재에서는 일반적으로 ㄷ자 단면축보다 평판축의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판축의 좌굴이 계기가 되어서 압괴된다. 그러나 이중모자형 단면부재의 변형모드는 단일모자형 단면부재의 평형모드와 다른, 상자형 단면부재와 유사한 압괴모드를 보이나, 압괴시 플랜지부의 간섭에 의하여 중심축에 대하여 불안정한 대칭모드가 지배적이다.

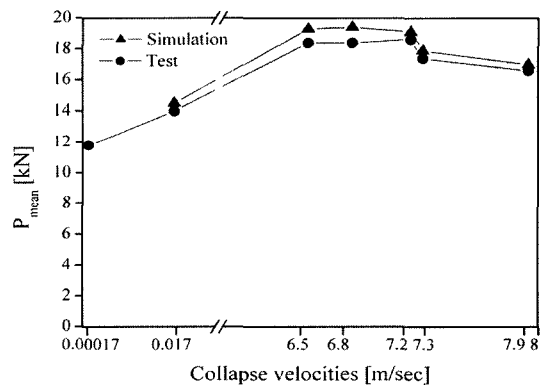
Figs. 6, 7은 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 실험결과와 평균값과 시뮬레이션의 결과값으로 압괴속도 변화에 따른 평균압괴하중과 최대압괴하중의 변화를 나타내는 그림이다. 본 논문에서의 정적 및 준정적압괴는 변위를 제한한 결과 값이며, 충격압괴는 속도(충격에너지)을 제한한 결과 값이다. 따라서 흡수에너지 측면보다는 압괴된 단위 길이당 흡수에너지인 평균압괴하중 측면에서 분석하였으며, 데이터 값은 정적 및 준정적압괴실험은 3-4회, 충격압괴실험은 6-7회 실험결과와 평균값이다.

Fig. 6을 보면 압괴속도변화에 따른 평균압괴하중은, 단일

모자형 단면부재의 경우는 완전한 폐단면형상인 강도부재와 같이 정적압괴 및 준정적압괴를 포함하여 압괴속도의 증가에 비례하여 증가하였다. 그러나 이중모자형 단면부재의 경우는 정적압괴, 준정적압괴 그리고 충격압괴로 압괴속도가 증가함에 따라 평균압괴하중이 증가하였으나, 충격압괴에서는 완전한 폐단면 부재와 다르게 충격압괴속도의 증가에 따라 평균압괴하중이 감소하는 경향을 보였다. 이와 같은 이유는, 단일모자형 단면부재는 용접선이 압괴하중의 중심선으로부터 일정거리 떨어져 있어 압괴속도가 증가하면 재료의 변형경화현상과 더불어 충돌에너지의 증가에 따라서 충격압괴에서도 완전한 폐단면형상인 강도부재와 같은 순차적인 압괴모드가 발생하여 점용접부재의 특성이 크게 나타나지 않는다. 그러나 이중모자형 단면부재의 경우는 용접선이 압



(a) Hat-shaped section member



(b) Double hat-shaped section member

Fig. 6 Relationship between collapse velocities and mean collapse load on collapse test and simulation results

래하중의 작용점에 있어 충격압궤에서 용접부 사이의 벌어짐에 따른 영향이 크고, 순차적인 압궤모드를 기대할 수 없기 때문에 낮은 속도의 충격압궤에서도 점용접된 부재의 한계성이 나타나 속도가 증가함에 따라 평균압궤하중이 감소한다. 따라서 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 모든 압궤속도에서 높은 평균압궤하중을 보이지만, 압궤속도가 증가할수록 그 차이가 작아짐을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 충격압궤하중에서는 강성을 크게하여 하중값을 증가시키는 것도 중요하지만 그보다는 순차적인 압궤모드를 유도하여 압궤길이를 증가시키는 것이 에너지흡수 측면에서 중요하다는 것을 보여주는 것이다.

또한, Fig. 7에서와 같이 최대압궤하중은 충격압궤속도가 클수록 재료의 변형경화현상에 의해 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 높게 나타났다. 그리고, 실험결과

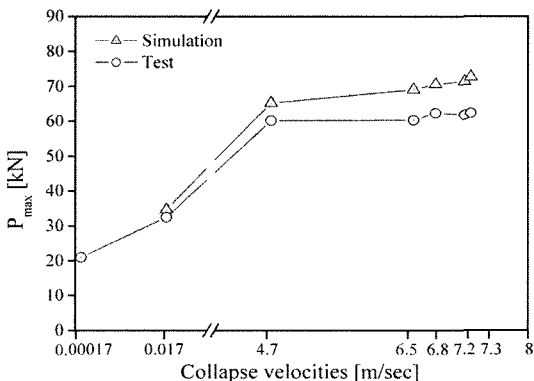
와 시뮬레이션 결과 모두 비슷한 경향을 보였으며, 시뮬레이션 결과가 실험결과보다 약간 높게 나타났다.

실험결과와 시뮬레이션의 결과를 비교해 보면, 시뮬레이션의 결과가 실험결과에 비해 단일모자형 단면부재에서 평균압궤하중은 약 8.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압궤하중은 약 13%의 오차로 높게 나타났다. 또한, 이중모자형 단면부재에서는 시뮬레이션의 결과가 실험결과에 비해 평균압궤하중은 약 3.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압궤하중은 약 9.3%의 오차로 높게 나타났다.

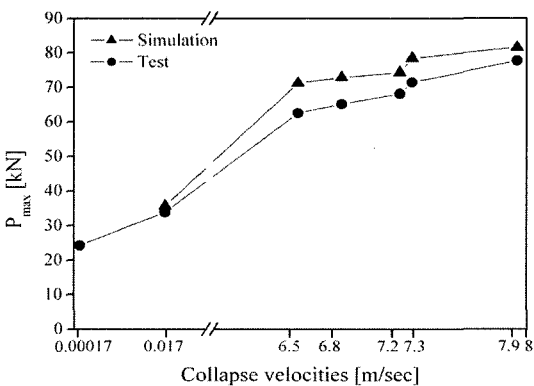
6. 결론

점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 압궤속도의 변화에 따른 에너지흡수특성을 해석하고자 정적, 준정적 및 충격압궤실험과 FEM을 이용한 준정적 및 충격압궤 시뮬레이션을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압궤모드를 보면, 단일모자형 단면부재는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있고, 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 내측 방향으로 변형하는 평형모드가 나타난다. 그러나 이중모자형 단면부재는 상자형 단면부재와 유사한 압궤모드를 보이나, 압궤시 플랜지부의 간섭에 의하여 중심축에 대하여 불안정한 대칭모드가 지배적이다.
- (2) 압궤속도변화에 따른 평균압궤하중은, 단일모자형 단면부재의 경우는 정적압궤 및 준정적압궤를 포함하여 충격압궤에서 압궤속도가 증가함에 따라 증가하였다. 그러나 이중모자형 단면부재의 경우는 정적압궤, 준정적압궤 그리고 충격압궤로 압궤속도가 증가함에 따라 평균압궤하중이 증가하였으나, 충격압궤에서는 압궤속도의 증가에 따라 평균압궤하중이 감소하는 경향을 보였다. 또한, 최대압궤하중은 압궤속도가 높을수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 높게 나타났다.
- (3) 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 모든 압궤속도에서 높은 평균압궤하중(흡수에너지)을 보였으나, 압궤속도가 증가할수록 그 차이가 작아짐을 알 수 있었다. 이와 같은 결과는 충격압궤하중에서는 강성을 크게하여 하중값을 증가시키는 것도 중요하지만 그보다는 순차적인 압궤모드를 유도하여 압궤길이를 증가시키는 것이 에너지흡수 측면에서 중요하다는 것을 보여주는 것이다.



(a) Hat-shaped section member



(b) Double hat-shaped section member

Fig. 7 Relationship between collapse velocities and maximum collapse load on collapse test and simulation results

(4) 압괴 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교해 보면, 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 단일모자형 단면부재에서 평균압괴하중은 약 8.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압괴하중은 약 13%의 오차로 높게 나타났다. 또한, 이중모자형 단면부재에서는 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 평균압괴하중은 약 3.7%의 오차로 높게 나타났으며, 최대압괴하중은 약 9.3%의 오차로 높게 나타났다.

후 기

이 연구는 2005년도 조선대학교 연구보조비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

(1) John, F., 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) 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.

(5) 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.

(6) Avale, 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.

(7) 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.

(8) 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.

(9) Cha, C. S., Kang, J. Y. and Yang, I. Y., 2001, "Axial Impact Collapse Analysis of Spot Welded Hat Shaped Section Members," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 2, pp. 180~131.

(10) 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.

(11) Mahmood, H. F. and Paluzny, A., 1981, "Design of thin walled columns for crash energy management-their strength and model of collapse," *Proc. 4rd International Conference on Vehicle Structural Mechanics*, Nov.18-20, Detroit:7-18.

(12) Lee, J. S., Kim, Y. R. and Lee, K. S., 1996, "Sensitivity Analysis and Optimal Design of Plane Vehicle Frame Structures," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 5, No. 4, pp. 74~81.

(13) Choi, G. H., 1999, "A Study on the Lightweight Design of a Seat Frame in Automotive Vehicles," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 8, No. 5, pp. 83~89.