한국정밀공학회지 제17권 제12호 (2000년 12월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 17, No. 12, December 2000.

FEM에 의한 단일모자형 단면부재의 축방향 충격압궤 해석

차천석*, 강종엽*, 양인영**

Axial Impact Collapse Analysis on Hat-shaped Members by FEM

Cheon Seok Cha*, Jong Yup Kang*, In Young Yang**

ABSTRACT

In the frontal collision the spot welded hat-shaped section side member is the fundamental structure for automobiles and has a great amount of absorbing capacity. For this reason LS-DYNA3D has been used for analyzing impact collapse characteristics on hat shaped section member with respect to the valuables; thickness, width ratio and spot weld pitch on impact load(7.19m/sec, 1034J). By comparing the results from simulation and the experimental results, the utilization of simulation has been certified.

Key Words : Frontal collision(전면충돌), Spot welded(점용접), Hat-shaped section(단일모자형), Impact collapse characteristics(충격압궤특성), Simulation and experiment(시뮬레이션과 실험)

1. 서론

자동차 전면충돌성능에 있어서 중요한 역할을 담당하는 차체전면부 사이드부재는 모자형 단면을 가진 골격부재이다. 패널끼리의 접합에는 주로 점용접이 이용되기 때문에 사이드부재의 단면형상은 엄밀하게는 폐단면의 상자형이 아닌 2장의 패널이 점용접된 의사폐단면 형상이다.

실제 차체구조부재인 점용접부재의 압궤특성에 대한 연구는 주로 정적압궤에 대한 실험적 고찰과 점용접부재를 완전한 폐단면을 갖는 부재로 가정하고 평균압궤응력을 이론적으로 해석하는 정도이다.[1~3] 최근에는 슈퍼컴퓨터와 FEM의 급격한 발달로 인해 구조부재의 충돌압궤 특성을 컴퓨터에서 예측하고자 하는 연구가 진행중이다.[4, 5] 그러나, 점용접부재는 용접부를 제외한 나머지는 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면을 갖는 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어려우며 특히, 차량충돌과 같은 고속충격 압궤시 하중-변형관계나, 플랜지 용접간격과 형상의 변화를 고려한 구조부재의 최적조건을 구하기 위한 연구결과는 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 차량의 전면충돌시에 에너지흡수량이 가장 큰 부재인 사이드부재의 기본형상인 점용접된 단일모자형 단면부재를 대상으로 충격(7.19m/sec)압궤하에서 두께 및 폭비의 변화와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 에너지 흡수능력을 해석하고, 압궤하중과 변형모드를 정확히 구하기 위한 해석방법과 최적의 에너지흡수 성능을 얻기 위한 구조검토를 효과적으로 수행할 수 있는 해석방법을 개발하고자 한다. 또한, 재료가 좌굴을 일으킬 때는 좌굴점에 이를때까지의 하중-변형관계가 비선형이 되기 때문에 재료의 비선형성을 고려하고, 변

* 조선대학교 대학원 기계설계공학과
** 조선대학교 기계공학부

형속도 의존성의 영향을 고려하여 실험과 같은 조건하에서 충격압궤 시뮬레이션을 행하여 측정곤란한 복잡한 응력-변형관계나 압궤모드와 같은 파괴메커니즘을 해석하고자 한다.

본 연구에서의 충격압궤 시뮬레이션은 범용 유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D를 이용하여 해석하고, 충격압궤 시뮬레이션의 결과와 충격압궤 실험 결과를 비교함으로서 충격압궤 시뮬레이션의 타당성을 확인한다.

이와같은 시뮬레이션은 FEM에서 가정한 모델을 이용하여 여러 가지 조건하에서의 성능을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 구조변경에 의한 효과를 사전에 예측할 수 있기 때문에 개발기간을 단축할 수가 있다. 또한, FEM을 이용하면 0.1초 정도의 극히 짧은 시간에 종료하는 충돌현상으로부터 구조부재의 변형중에 생긴 간섭이나 형상등의 영향을 정확하게 예측할 수 있으며, 실험으로 측정곤란한 복잡한 응력-변형률 분포를 구할 수도 있다. 이와같은 충돌현상의 메커니즘을 분석하는 것은 구조부재의 충돌 특성을 이해하고, 유효한 정보를 얻음과 동시에 최적의 차체 구조설계에 이용하기 위함이다.

2. 압궤실험

2.1 시험편

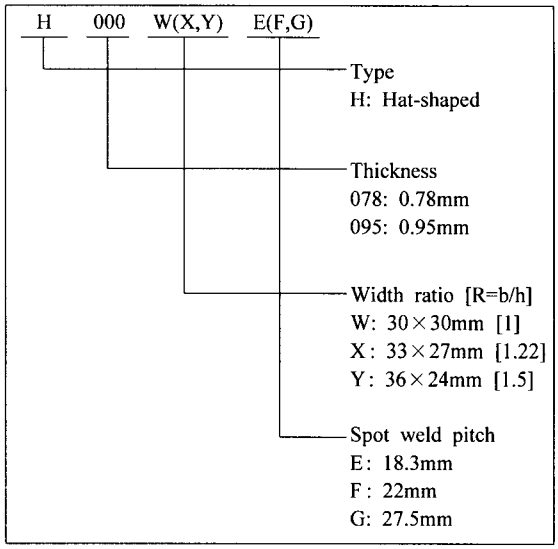
차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 단일모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였으며, Table 1에 시험편의 치수와 기호를 나타냈다. 모든 시험편의 플랜지폭은 12mm로 하였으며 시험편의 길이는 오일러좌굴을 일으키지 않고 실험시 압궤가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였다.

Fig. 1은 KS B 0802(금속재료인장시험)에 의한 13호 시험편의 인장실험 결과 얻은 응력-변형률 선도이며, Table 2는 시험편의 기계적성질을 나타냈다.

2.2 실험장치 및 방법

본 실험에서는 공기압 수직식 충격시험장치[6]를 사용하여 40kg의 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 주었다. 본 실험에서는 공기압 0.4MPa에서 충격속도 7.19m/sec로 하였다. 또한, 충격에너지 E_I는 식 (1)과 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 계산하면 약 1034J이다.

Table 1 Definition of the specimen



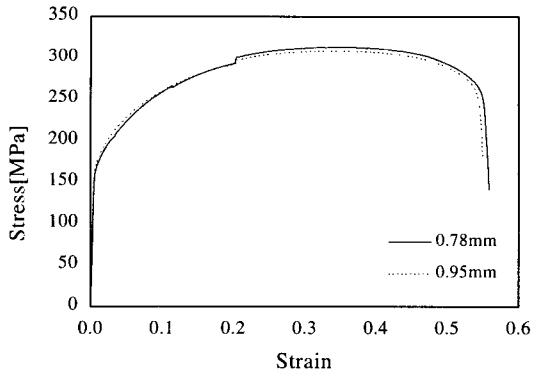


Fig. 1 Relationship between stress and strain from axial tensile test

Table 2 Material constants of specimens

Specimen Thickness [mm]	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
0.78	166.7	308.4	46.4
0.95	172.0	302.82	45.6

$$E_I = \frac{1}{2} mv^2 \quad (1)$$

여기서, m은 크로스헤드의 질량이며, v는 충격압궤속도이다. 충격에너지는 Tables 3, 4의 데이터 값들 중 흡수에너지(Absorbed energy)의 평균값을 구해보면 약 999.8J로써 약 97%가 충격압궤시 시험편이 변형하는데 소요되었다. 약 3%는 시험편의 반발에너지, 미끄럼에너지, 마찰에너지, 열에너지 등으로 소실되었다고 생각된다.

3. 압궤 시뮬레이션

본 연구에서의 LS-DYNA3D는 explicit 적분법과 이를 이용한 Belytschko-Tsay shell 요소를 사용하였다. Belytschko-Tsay shell 요소는 계산시간의 효율성 때문에 선택하였다.[7, 8]

Fig. 2는 충격압궤 시뮬레이션에 사용한 유한요소모델이며 충격압궤 실험조건을 수치해석상의 경계조건으로 나타낸 것이다. 부재모델의 단면치수는 실험에 사용한 것과 동일하다. 단일모자형 단면부재의 유한요소모델은 shell 요소 h1× h2인 4절점의 Belytschko-tsay shell 요소로 h1=h2=3mm로 하여 shell 요소 2464개로 분할하였다.

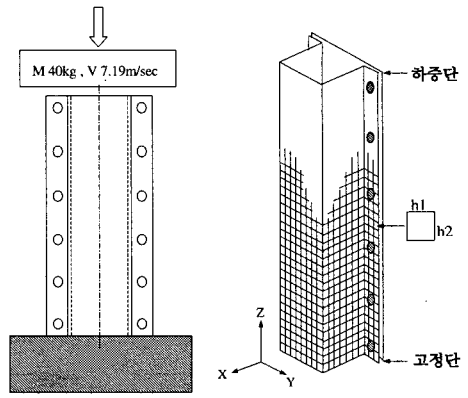


Fig. 2 Boundary condition of impact collapse simulation

단일모자형 단면부재의 변형모드는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있고, 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 평형모드가 나타난다. 또한, 일반적으로 ㄷ자 단면측보다는 평판측의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판측의 좌굴이 계기가 되어서 압궤되므로 부재모델이 실험과 같은 압궤모드를 얻기 위하여 어떠한 초기결함도 부여할 필요가 없다.

부재모델의 한 단은 고정단으로 모든 자유도를 구속하고, 다른 단은 하중을 받는 단으로써 모든 회전경계조건은 자유롭게 하였다. 하중단에서 일정거리 만큼 떨어진 지점에 가상의 강체(STONE WALL)를 정의하여 실험과 같은 조건인, 질량 40kg, 속도 7.19m/sec로 하중단에 충격을 가하도록 하였다. 또한, 충격압궤실험과 동일하게 시뮬레이션에 의한 운동에너지 1034J는 Tables 3, 4의 데이터 값들 중 충격압궤 시뮬레이션에 의한 흡수에너지(Absorbed energy)값들의 평균을 구하면 1003J로써 약 97%가 시험편이 변형하는데 소요되었다. 약 3%는 Hourglass energy, Sliding interface energy, Stone wall energy 등으로 소실되었다.

CONTACT의 정의는 가상의 STONE WALL을 MASTER로 설정하고 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하여 정의하였다. 이때 MASTER와 SLAVE 사이의 마찰계수는 0.12로 하였다.

점용접 부위의 정의는 실제 실험에 사용된 시험편의 경우, 용접부는 압궤시 변형이 되질 않을 만큼 충분한 조건으로 점용접을 하였다. 따라서, 유한요소모델에서의 점용접 부위는 강체로 설정하였다.

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 Table 2의 재료상수를 사용하였고, Fig. 1의 인장실험결과 얻은 응력-변형관계를 전요소에 사용하여 선형 및 비선형성을 고려한 해석이 되도록 하였다. 특히, 충격압궤실험에서 얻어진 최대압궤하중은 변형속도 의존성의 영향에 의해 재료의 항복하중보다 높은 값을 나타내었다. 따라서, 시뮬레이션에서는 재료의 변형속도 의존성을 고려하여 해석하였다. LS-DYNA3D에서 재료의 변형속도 의존성은 식 (2)와 같은 Couper Symonds의 식으로 나타낸다.

$$\sigma_n = \sigma_y \left(1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{D}\right)^{1/P}\right) \quad (2)$$

$$\dot{\varepsilon} = \sqrt{\dot{\varepsilon}_{ij}\,\dot{\varepsilon}_{ij}}$$

여기서, σ_y는 정적항복응력, σ_n은 고속변형

시의 항복응력, $\dot{\varepsilon}$ 은 변형속도, D 및 P는 변형속도 의존성을 나타내는 파라메타이다. 본 연구에서는 차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 고속의 인장 실험에 의해 구한 D=40.4 s^{-1}, P=5를 사용하였다.[9, 10]

4. 결과 및 고찰

점용접된 단일모자형 단면부재에 대하여, 유한요소모델을 이용하여 두께 및 폭비와 플랜지 용접간격을 변화시켜 충격압궤 시뮬레이션을 행하여 흡수에너지 E_a, 평균압궤하중 P_{mean}, 최대압궤하중 $P_{max.}$ 및 변형된 길이 S를 정리하였으며, 충격압궤 실험 결과와 비교함으로서 시뮬레이션의 타당성을 확인하였다. 또한, 충격압궤실험에서는 파악할 수 없는 압궤과정중 변형모드에 대하여 고찰하여 충격 압궤특성을 파악하였다.

시험편에 흡수된 에너지량의 계산은 Fig. 4와 같은 압궤실험에서 얻은 하중-변위선도의 면적이 시험편에 흡수되는 에너지이므로, 하중-변위선도를 식 (3)과 같이 적분하여 구하고, 그 값을 압궤길이로 나눔으로서 평균압궤하중을 구하였다.

$$E_a = \int_{\ell_0}^{\ell} P \, d\ell \qquad (3)$$

여기서, E_a는 박육부재에 흡수된 에너지이며, P는 압궤하중을 나타낸다.

Fig. 3은 두께 0.78mm, 폭비 30× 30mm, 플랜지 용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재(H078WE)에 대하여 충격속도 7.19m/sec에서의 충격압궤 시뮬레이션에 의해 압궤될때의 응력분포를 나타내고 있다. 또한, Fig. 4는 시험편(H078WE)에 대하여 충격속도 7.19m/sec에서 충격압궤 시뮬레이션에 의해 얻어진 하중-변위선도를 충격압궤실험 결과와 비교한 것이고, 실선은 충격압궤 시뮬레이션 결과의 하중-변위선도를, 점선은 충격압궤실험 결과의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

충격압궤 과정시의 응력분포를 보면, 충격압궤 하중이 작용한 후, 응력분포는 부재에 전체적으로 작용하여 좌굴파형을 일으키며, 그후 응력은 모서리에 집중된다. 모서리의 응력은 좌굴에 의해 접혀진 벽면의 좌굴파형에서 가장 높기 때문에 모서리의 좌굴에 의해 접혀지는 길이가 주름의 길이에 해

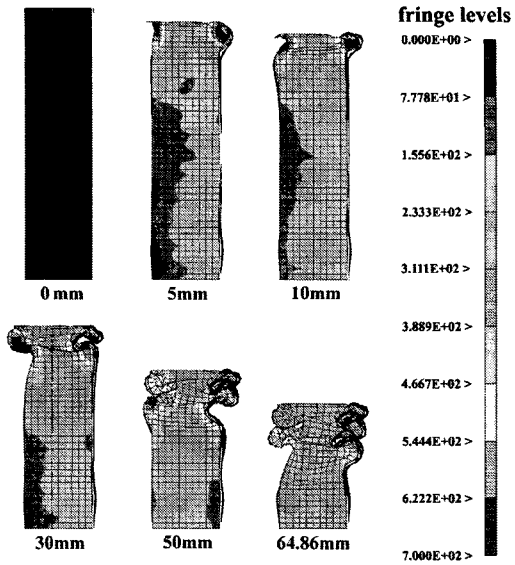


Fig. 3 State of Von Mises stress in simulation for hat-shaped member, H078WE

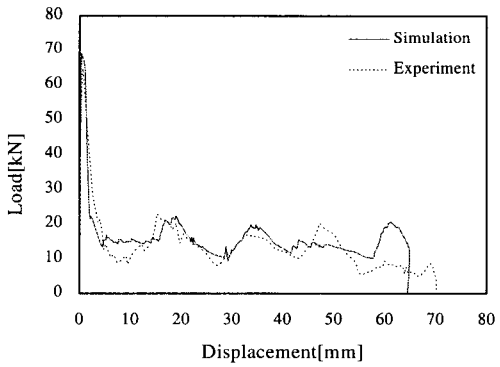


Fig. 4 Relationship between load and displacement for hat-shaped members, H078WE

당된다. 최초 벽면이 접혀진 뒤에는 다음의 벽면좌굴과 모서리의 압궤가 일어나지만 최초의 벽면좌굴에 의해 부재 전체에 조금씩이나마 변형이 생겼기 때문에 2번째 이후 압궤하중의 최대치는 최대압궤하중보다 낮아진다. 또한, 충격압궤 시뮬레이션에 의해 얻어진 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도에 있어서 하중의 극대치와 극소치가 생기는 경향

은 실험결과와 대체적으로 일치하였으며, 충격압궤 시뮬레이션의 Peak점이 충격압궤실험 결과의 Peak 점 보다 약간 높고, Peak time도 실험 결과보다 약간 빨리 발생하였다. 이는, 시뮬레이션의 경우는 균질한 시험편이라 고려하여 계산하나 실제 실험에서 시험편의 경우는 결함 등이 존재하고 또한, 충격속도가 빠를수록 계측기 응답성이 실제보다 늦어지기 때문이라 사료된다.

Tables 3, 4는 단일모자형 단면부재의 폭비와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 충격압궤실험 결과의 평균값과 충격압궤 시뮬레이션의 결과값으로써 흡수에너지, 평균압궤하중, 최대압궤하중 및 변형된 길이를 비교한 것이다.

Fig. 5는 두께 0.78mm 단일모자형 단면부재에 대하여 폭비의 변화에 따른 충격압궤시 평균압궤하중을, Fig. 6은 최대압궤하중을 실험 결과와 시뮬레이션 결과에 대하여 비교한 것이며, Fig. 7은 두께 0.95mm인 단일모자형 단면부재에 대하여 폭비의 변화에 따른 충격압궤시 평균압궤하중을, Fig. 8은 최대압궤하중을 실험 결과와 시뮬레이션 결과에 대하여 비교한 것이다. 또한, Fig. 9는 두께 0.78mm 단일모자형 단면부재에 대하여 플랜지 용접간격의 변화에 따른 충격압궤시 평균압궤하중을, Fig. 10은 최대압궤하중을 실험 결과와 시뮬레이션 결과에 대하여 비교한 것이다.

Tables 3, 4에서 (E_a)s는 충격압궤 시뮬레이션에 의해 구한 흡수에너지, (P_{mean})s는 평균압궤하중, $(P_{max.})$s는 최대압궤하중 그리고 (S)s는 변형된 길이이고, (E_a)t는 충격압궤실험에 의해 구한 흡수에너지, (P_{mean})t는 평균압궤하중, $(P_{max.})$t는 최대압궤하중 그리고 (S)t는 변형된 길이이다. 또한, (P_{mean})s/ (P_{mean})t는 충격압궤 시뮬레이션 결과와 충격압궤실험 결과의 평균압궤하중의 비, $(P_{max.})$s/$(P_{max.})$t는 최대압궤하중의 비를 나타내고 있다.

예를들면, H078WF에서 충격압궤 시뮬레이션 결과의 평균압궤하중은 (P_{mean})s=13.91이고, 같은 부재의 충격압궤실험 결과는 (P_{mean})t=13.10이다. 그의 비는 (P_{maan})s/(P_{mean})t=1.06이고, 시뮬레이션 결과는 실험 결과에 비해 평균압궤하중이 6% 큰 값을 의미하고 있다. 똑같이, 모든 시험편에 대하여 충격압궤 시뮬레이션 결과와 충격압궤실험 결과를 비교하면, 시뮬레이션 결과는 실험결과에 비하여 평균압궤하중은 약 10%, 최대압궤하중은 약 15% 이내의 오차로 높게 나타났다.

또한, 충격압궤실험 결과와 유사하게 충격압궤 시뮬레이션 결과에서도 단일모자형 단면부재의 폭비의 변화에 따른 영향은 특별히 나타나지 않았으나, 플랜지 용접간격이 짧을수록 평균압궤하중이 높게 나타남을 알 수 있었다. 그리고, 최대압궤하중은 단면부재의 폭비나 플랜지 용접간격과 같은 변수에는 영향을 받지 않았다.

이상의 결과로부터 충격압궤실험 결과와 충격압궤 시뮬레이션 결과가 대체적으로 일치하여 시뮬레이션의 타당성이 확인되었다고 생각된다.

Table 3 Collapse test and simulation results for hat-shaped members with width ratio

Spec.	Absorbed energy E_a[J]		Mean collapse load P_{mean}[kN]			Maximum collapse load $P_{max.}$[kN]			Deformation S[mm]	
	simulation $(E_a)s$	test $(E_a)t$	simulation $(P_{mean})s$	test $(P_{mean})t$	$(P_{mean})s$ / $(P_{mean})t$	simulation $(P_{max.})s$	test $(P_{max.})t$	$(P_{max.})s$ / $(P_{max.})t$	simulation $(S)s$	test $(S)t$
H078WF	1004	995.42	13.91	13.10	1.06	71.36	61.86	1.15	72.18	76
H078XF	1007	1005.79	14.25	13.23	1.08	71.27	63.42	1.13	70.69	76
H078YF	993.4	1016.74	14.18	13.04	1.09	70.18	62.18	1.13	70.07	78
H095WF	1003	1012.56	19.65	19.47	1.01	85.67	79.70	1.07	51.04	52
H095XF	999.3	1004.00	19.73	17.93	1.10	83.31	75.67	1.10	50.65	56
H095YF	1004	1019.09	19.61	17.88	1.10	83.17	78.30	1.06	51.19	57

Table 4 Collapse test and simulation results for hat-shaped members with flange spot-weld pitch

Spec.	Absorbed energy E_a[J]		Mean collapse load P_{mean}[kN]			Maximum collapse load $P_{max.}$[kN]			Deformation S[mm]	
	simulation $(E_a)s$	test $(E_a)t$	simulation $(P_{mean})s$	test $(P_{mean})t$	$(P_{mean})s$ / $(P_{mean})t$	simulation $(P_{max.})s$	test $(P_{max.})t$	$(P_{max.})s$ / $(P_{max.})t$	simulation $(S)s$	test $(S)t$
H078WE	1005	1007.09	15.49	13.99	1.11	68.89	64.81	1.06	64.86	72
H078WF	1004	995.42	13.91	13.10	1.06	71.36	61.86	1.15	72.18	76
H078WG	1007	994.38	13.76	12.75	1.08	68.05	62.46	1.09	73.20	78

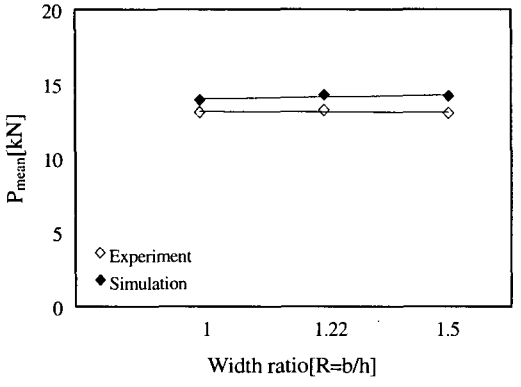


Fig. 5 Relationship between width ratio and mean collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.78mm, Spot weld pitch 22mm)

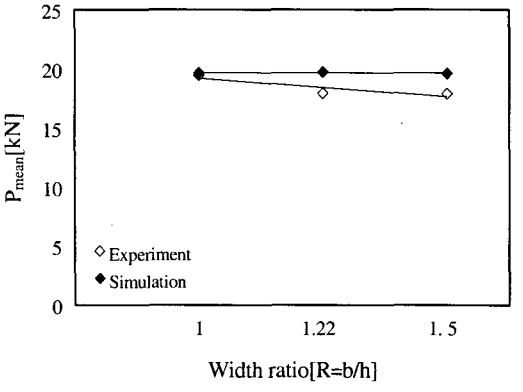


Fig. 7 Relationship between width ratio and mean collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.95mm, Spot weld pitch 22mm)

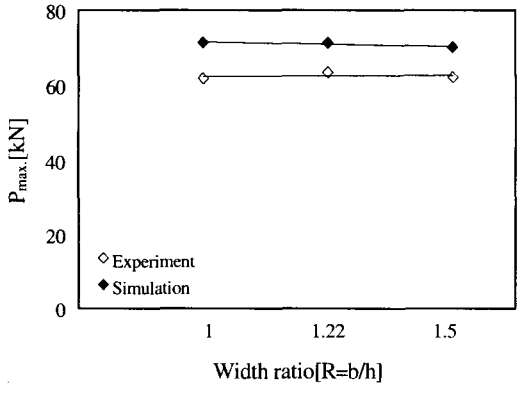


Fig. 6 Relationship between width ratio and maximum collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.78mm, Spot weld pitch 22mm)

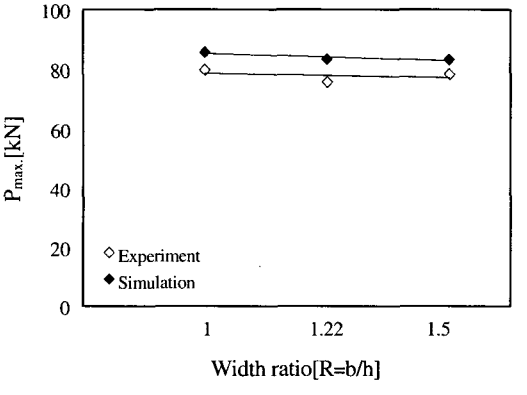


Fig. 8 Relationship between width ratio and maximum collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.95mm, Spot weld pitch 22mm)

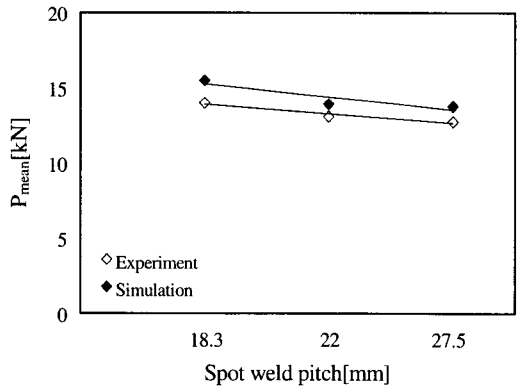


Fig. 9 Relationship between spot weld pitch and mean collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.78mm, Width ratio 30×30mm)

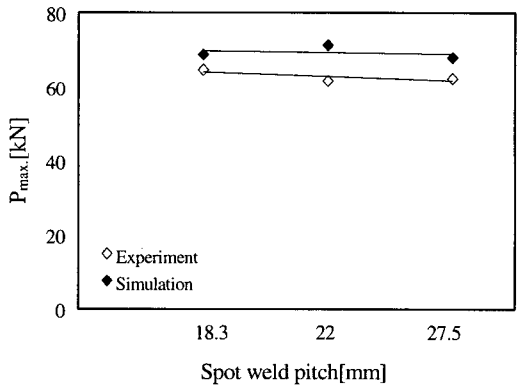


Fig. 10 Relationship between spot weld pitch and maximum collapse load for hat-shaped members (Thickness 0.78mm, Width ratio 30×30mm)

5. 결 론

점용접된 단일모자형 단면부재에 대하여 차량이 충돌하는 것을 상정하여 충격속도 7.19m/sec하에서 두께, 폭비 및 플랜지 용접간격의 변화에 따른 충격압궤 실험과 충격압궤 시뮬레이션을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 충격압궤 시뮬레이션과 충격압궤실험에 있어서, 운동에너지의 약 97%가 시험편이 변형하는데 소요되었으며, 약 3%의 소실된 에너지는 충격압궤실험에서는 시험편의 반발에너지, 미끄럼에너지, 마찰에너지, 열에너지 등으로 소실되었고, 충격압궤 시뮬레이션에서는 Hourglass 에너지, Sliding interface 에너지, Stone wall 에너지 등으로 소실되었다.

(2) 충격압궤 시뮬레이션에 의해 얻어진 하중의 극대치와 극소치가 생기는 경향이 충격압궤실험 결과와 대체적으로 일치하였다.

(3) 충격압궤 시뮬레이션과 충격압궤실험 결과 플랜지 용접간격이 짧을수록 평균압궤하중이 높게 나타났다.

(4) 폭비의 변화와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 충격압궤 시뮬레이션의 결과가 충격압궤실험의 평균값보다, 평균압궤하중은 약 10%, 최대압궤하중은 약 15%이내의 오차로 높게 나타났다.

참고문헌

1. M. D. White, N. Jones, "Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections," International Journal of Mechanical Science 41, pp. 179-208, 1999.
2. M. D. White, N. Jones, 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, pp. 209-233, 1999.
3. 차천석, 김정호, 양인영, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압궤특성에 관한 연구(I)," 한국정밀공학회지, 제17권, 제3호, pp. 192-199, 2000. 3.
4. Koetsu YAMAZAKI, Jing HAN, "Maximization of crushing energy absorption of tubes," The American Institute of Aeronautics and Astronautics, pp. 2708-2717, 1998.
5. S. Santosa, T.Wierzbicki, "Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb foam," Computers & Structures, pp. 333-367, 1998.
6. 차천석, 양인영, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압궤특성에 관한 연구(II)," 한국정밀공학회지, 제17권, 제5호, pp.195-201, 2000. 5.
7. 김헌영, 강신유, 민동균, "사각단면 프레임의 충돌해석과 Hourglass제어," 한국자동차공학회지, Vol. 16, No. 5, pp. 20-29, 1994. 5.

8. Livermore Software Technology Corporation, "LS-DYNA3D theoretical manual," pp. 6.1-6.10, 1993.
9. R. H. Grzebieta and N. W. Murray, "Energy absorbtion of an initially imperfect strut subjected to an impact load," International Journal Impact Engineering, Vol. 4, No. 4, pp. 147-159, 1986.
10. N. Jonse, "Structural impact," Cambridge University Press, pp. 403-405, 1989.