

FEM에 의한 차량전면부 사이드부재의 축방향 충격압괴 해석

차천석 · 정진오[†] · 양인영*

순천대학교 기계자동차공학부 · *조선대학교 기계공학부

(2003. 4. 1. 접수 / 2003. 9. 15. 채택)

Axial Impact Collapse Analysis on Front-End Side Members of Vehicles by FEM

Cheon-Seok Cha · Jin-Oh Chung[†] · In-Young Yang*

Division of Mechanical and Automotive Engineering, Sunchon National University

*Division of Mechanical Engineering, Chosun University

(Received April 1, 2003 / Accepted September 15, 2003)

Abstract : The front-end side members of vehicles (spot welded hat and double hat shaped section members) absorb most of the impact energy in a case of front-end collision. In this paper, specimens with various spot weld pitches have been tested with a high impact velocity of 7.19m/sec (impact energy of 1034J). The axial impact collapse simulation on the sections has been carried out to review the collapse characteristics of these sections, using an explicit finite element code, LS-DYNA3D. Comparing the results with experiments, the simulation has been verified; the energy absorbing capacity is analyzed and an analysis method is suggested to obtain exact collapse loads and deformation collapse modes.

Key Words : front-end side members, axial impact collapse, collapse characteristics

1. 서 론

차량의 전면충돌 특성을 실험으로 평가하기 위해서는 준비에서 실험 데이터의 처리까지를 포함하여 수개월의 기간을 요한다. 구조변경을 할 때마다 실험으로 효과를 검증하는 것은 개발기간이나 비용면에서 현실적이지 못하다. 그래서, 차량설계의 초기단계에서는 에너지흡수가 큰 골격부재에 대하여 충돌 시의 압괴특성을 예측하는 것이 행해지고 있다.

전면충돌 사고 시 차량의 앞부분이 소성변형 함으로써 충돌에너지가 흡수되며, 이때 차량전면부 사이드부재라 불리는 강도부재의 에너지흡수가 가장 높다. 사이드부재에 많은 충돌에너지를 흡수시키기 위해서는 축방향 충돌하중을 받은 경우의 압괴특성을 충분히 파악한 뒤에 적절한 설계를 해야만 한다. 이와같은 사이드부재는 모자형 단면을 가진 골격부

재이다. 패널끼리의 접합에는 주로 점용접이 이용되기 때문에 사이드부재의 단면형상은 엄밀하게는 폐단면이 아닌 2장의 패널이 점용접된 의사폐단면 형상이다.

차량전면부 사이드부재인 점용접부재의 압괴특성에 대한 연구는 주로 정적압괴에 대한 실험적 고찰과 점용접부재를 완전한 폐단면을 갖는 부재로 가정하고 평균압괴응력을 이론적으로 해석하였다¹⁻³⁾. 최근에는 슈퍼컴퓨터와 FEM의 급격한 발달로 인해 구조부재의 충돌압괴 특성을 컴퓨터에서 예측하고자 하는 연구가 진행중이다⁴⁻⁶⁾. 그러나, 점용접부재는 용접부를 제외한 나머지는 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면을 갖는 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어려우며 특히, 차량충돌과 같은 고속충격 압괴시 하중-변형 관계나, 플랜지 용접간격과 형상의 변화를 고려한 구조부재의 최적조건을 구하기 위한 연구결과는 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 차량의 전면 충돌시 에너지흡수량이 가장 큰 부재인 사이드부재의 기본형상인 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면

[†]To whom correspondence should be addressed.
jchung@sunchon.ac.kr

부재를 대상으로 축방향 충격(7.19m/sec)압재 하에서 플랜지 용접간격의 변화에 따른 에너지 흡수능력을 해석하고, 압재하중과 변형모드를 정확히 구하기 위한 해석방법을 제시하였다. 해석은 실험과 같은 조건하에서 충격압재 시뮬레이션을 행하여, 충격압재 실험으로는 측정곤란한 복잡한 응력-변형 관계나 압재모드와 같은 파괴메커니즘을 해석하였다.

2. 시험편

SCPI 냉간압연강판을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 Fig. 1과 같이 점용접하여 제작하였으며, Table 1에 시험편의 기호를 나타냈다. 모든 시험편의 치수는 두께 0.78mm, 폭(가로×세로)=(30×30)mm, 플랜지폭 12mm로 동일하게 하였으며, 시험편의 길이는 오일러좌굴을 일으키지 않고 실험 시 압재가 반복하여 나타나는 데 충분한 길이인 120mm로 하였다. 점용접 간격은 이론적인 집힘길이⁷⁾가 약 22mm인 것을 감안하여 18.3mm, 22mm 그리고 27.5mm로 변화를 주었다.

Fig. 2는 인장시험편의 형상을 나타내며, Table 2는 KS B 0802(금속재료인장시험)에 의한 인장실험 결과 얻은 시험편의 기계적 성질을 나타낸다.

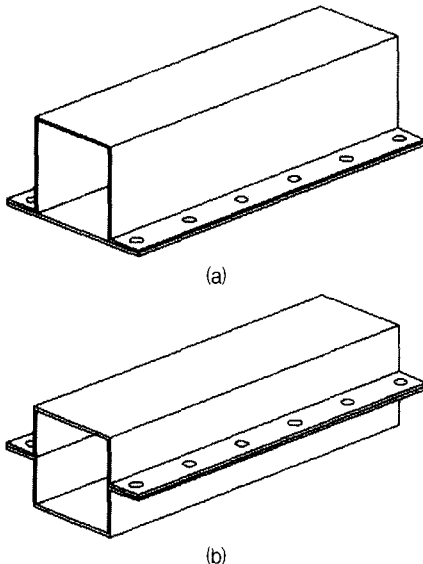


Fig. 1. (a) Configuration of hat-shaped member
(b) Configuration of double hat-shaped member

Table 1. Definition of the specimen

Specimens	Type	Spot weld pitch[mm]
H1	Hat	18.3
H2	Hat	22
H3	Hat	27.5
D1	Double hat	18.3
D2	Double hat	22
D3	Double hat	27.5

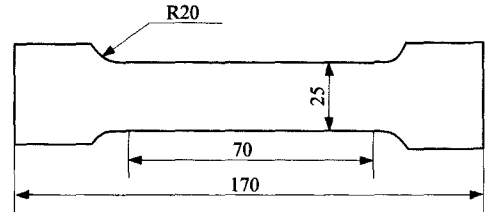


Fig. 2. Configuration of specimen for tensile test

Table 2. Material constants of specimens

Specimen thickness [mm]	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation [%]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio
0.78	166.7	308.4	46.4	203	0.31

3. 충격압재실험

본 실험에 사용한 수직식 충격시험장치는 공기압 가속장치를 사용하여 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 가하는 방식으로써, 실험장치의 모습을 Fig. 3에 나타냈으며, Fig. 4에 충격시스템의 구성도를 나타낸다.

크로스헤드는 2층 구조로써 질량은 40Kg으로 하였으며, 로드셀은 2개의 원판을 원주로 연결한 형태이고, 연강환봉을 절삭하여 제작했다. 위쪽 원판위에 시험편을 올려놓으며, 아랫쪽 원판에 3개의 볼트 구멍을 만들어 베이스플레이트에 고정하였다. 로드셀의 검출부인 원주의 중앙에 반도체 스트레인게이지(KYOWA, KSP-2-120-E4) 2개가 중심축에 대칭으로 부착되어 있다. 이 2개의 게이지를 직렬로 연결함으로써 굽힘의 영향이 제거되도록 하였다.

시험편에 작용하는 충격하중은 로드셀에 부착된 반도체 스트레인게이지로서 충돌시 변형률을 하중으로 환산하여 결정하였으며, 시험편 변위의 측정에는 크로스헤드에 부착된 표적의 이동을 광학식변위계(ZIMMER OHG사, 100F)를 사용하여 측정하였다. 그리고, 충격속도는 크로스헤드가 시험편에 충돌하기 직전의 속도를 레이저를 이용하여 측정하였다.

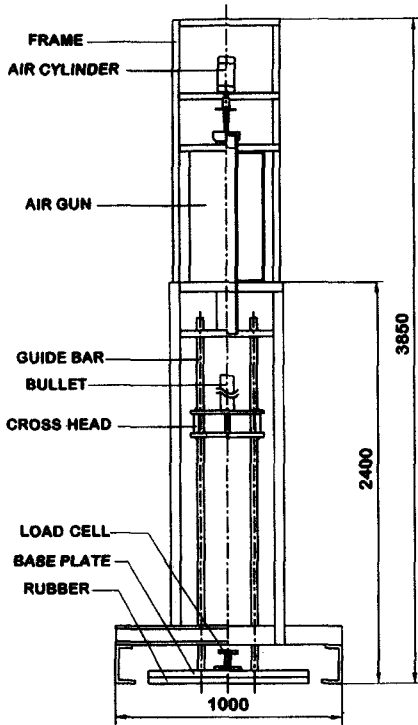


Fig. 3. The vertical crushing testing machine

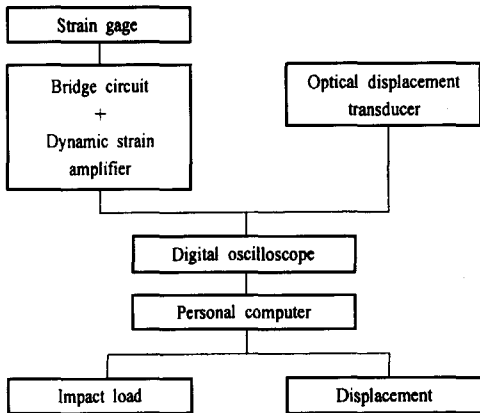


Fig. 4. Diagram of measurement system

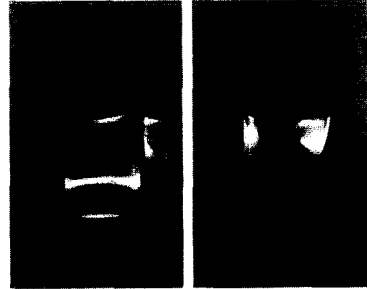
또한, 충격에너지 E_I 는 식 (1)과 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 속도 7.19m/sec에서 약 1034J이다.

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

여기서, m 은 크로스헤드의 질량이며, v 는 충격속도이다.



(a) Hat shaped members, H1



(b) Double hat shaped members, D1

Fig. 5. Shape of collapsed specimen

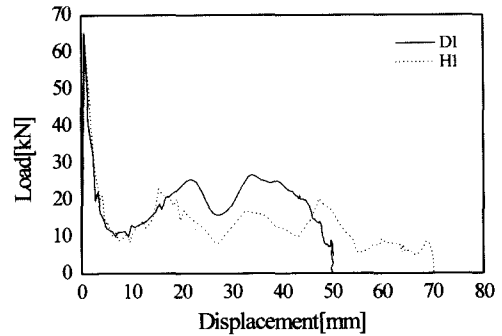


Fig. 6. Relationship between load and displacement

충격압괴실험 후 압괴과정에서의 하중 및 변형을 측정하였다. 측정된 하중 및 변형값에서 시간을 소거하여 충격압괴가 진행하고 있는 과정의 하중-변위선도 즉, Fig. 6과 같은 압괴선도의 면적이 시험편에 흡수된 에너지값이므로 하중-변위선도를 식 (2)와 같이 적분하여 부재내에 흡수된 에너지량을 구하였다. 그리고, 흡수에너지 E_a 를 압괴길이로 나누어 평균압괴하중 P_{mean} 을 구하였다.

$$E_a = \int_{\ell_0}^{\ell} P d\ell \quad (2)$$

여기서, P 는 압괴하중을 나타낸다.

Fig. 5는 충격압괴실험 결과 얻은, 점용접 간격 18.3mm인 경우의 단일모자형 단면부재(Fig. 5(a))와 이중모자형 단면부재(Fig. 5(b))의 압괴후의 형상이며, Fig. 6은 Fig. 5의 시험편에 대한 압괴과정에서 얻은 하중-변위선도이다.

4. 충격압괴 시뮬레이션

본 연구에서 대상이 되는 구조물은 충격하중을 받아 변형량이 크고 탄성변형 및 소성변형을 일으킨다. 대부분의 비선형 충격문제 해석에는 외연적(explicit) 시간 적분법을 이용한 범용 유한요소해석 프로그램들을 사용하는데, 본 연구에서는 차체구조물의 충격해석에 많이 쓰이는 LS-DYNA3D를 사용하였다.

Fig. 7은 충격압괴 시뮬레이션에 사용한 유한요소 모델이며, 충격압괴실험 조건을 수치해석상의 경계 조건으로 나타낸 것이다. 부재모델의 단면치수는 실험에 사용한 것과 동일하다. 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재는 플랜지상의 셸요소 분할과 용접 Node를 고려하고 질량중심의 변경을 막기 위해서 셸요소 $h1 \times h2$ 인 4절점의 Belytschko-tsay shell 요소로 $h1 = h2 = 3mm$ 로 하여 2464개로 분할하였다.

충격압괴실험에 의한 고찰 결과, 대부분 하중을 받는 상단에서부터 압괴가 진전함을 알 수 있었기 때문에, 부재모델의 하단은 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 7.19m/sec로서 하중단에 충격을 가하도록 하였다.

CONTACT의 정의는 가상의 STONE WALL을 MASTER로 설정하고 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하여 정의하였다.

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 Table 2의 재료상수를 부여하였고, 인장실험 결과 얻은 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 Couper Symonds의 식^{8,9)}을 고려하여 해석하였다.

실험과 같은 압괴모드를 얻기 위하여 이중모자형 단면 유한요소 모델에 초기부정으로 ϵ 자 부재축 중앙의 한 NODE점을 안쪽으로 약 0.03% 이동하여 해석하였다. 그러나, 단일모자형 단면 유한요소 모델은 압괴 시 평판축의 좌굴하중이 ϵ 자 부재축보다 낮아 평판축의 압괴에 의하여 전체적인 압괴모

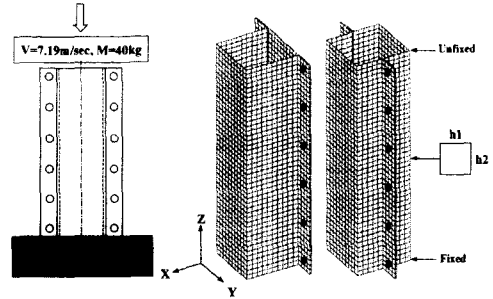


Fig. 7. Boundary conditions in impact collapse

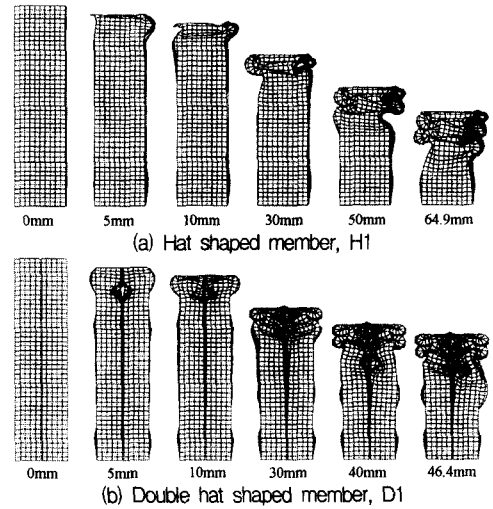


Fig. 8. Collapsing process of specimens

드가 결정되기 때문에 부재모델에 초기조건을 주지 않고 해석하였다.

Fig. 8에 플랜지 용접간격 18.3mm인 단면부재에 대하여 시뮬레이션 결과 압괴과정을 나타내고 있다. Fig. 8(a)는 단일모자형 단면부재(H1)의 압괴과정이며, Fig. 8(b)는 이중모자형 단면부재(D1)의 압괴과정이다. 동일한 충격에너지(1034J)하에서 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 압괴된 변형량이 적음을 알 수 있다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 9는 플랜지 용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재(Fig. 9(a))와 이중모자형 단면부재(Fig. 9(b))에 대하여 충격압괴 시뮬레이션에 의해 얻어진 하중-변위선도를 충격압괴실험 결과와 비교한 것이다. 여기서, 실선은 충격압괴 시뮬레이션 결과의 하

중-변위선도를, 점선은 충격압케실험 결과의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

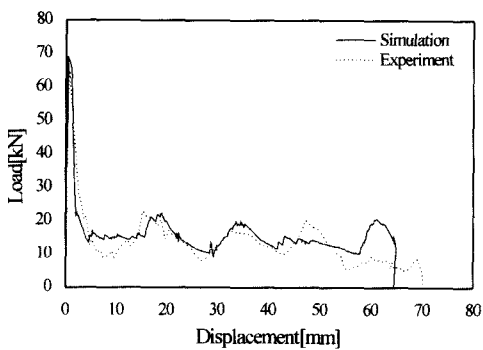
충격압케 과정 시의 변형과 응력분포 상태를 보면, 충격압케하중이 작용한 후 응력분포는 부재에 전체적으로 작용하여 좌굴파형을 일으키며, 그후 응력은 모서리에 집중된다. 모서리의 응력은 좌굴에 의해 접혀진 벽면의 좌굴파형에서 가장 높기 때문에 모서리의 좌굴에 의해 접혀지는 길이가 압케주름의 길이에 해당된다. 최초 벽면이 접혀진 뒤에는 다음의 벽면좌굴과 모서리의 압케가 일어나지만 최초의 벽면좌굴에 의해 부재 전체에 조금씩이나마 변형이 생겼기 때문에 2번째 이후 압케하중의 최대치는 최대압케하중보다 낮아진다. 압케과정 시 단일모자형 단면부재의 변형모드는 평판과 마주보는 π 자 단면부재가 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 평형모드가 나타나며, 이중모자형 단면부재는 압케 시 플랜지부의 영향에 의해 완전한 대칭모드가 아닌 불안정한 대칭모드가 지배적이다. 또한, 충격압케 시뮬레이션에 의해 얻어진 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도에 있어서 하중의 극대치와

극소치가 생기는 경향은 실험결과와 대체적으로 일치하였으며, 충격압케 시뮬레이션의 Peak점(최대압케하중)이 충격압케실험 결과의 Peak점 보다 약간 높고, Peak time도 실험 결과보다 약간 빨리 발생하였다. 이는, 시뮬레이션의 경우는 균질한 시험편이라 고려하여 계산하나 실제 실험에서 사용된 시험편의 경우는 결함 등이 존재하고 또한, 충격압케시 계측기 응답성이 실제보다 늦어지기 때문이라 사료된다.

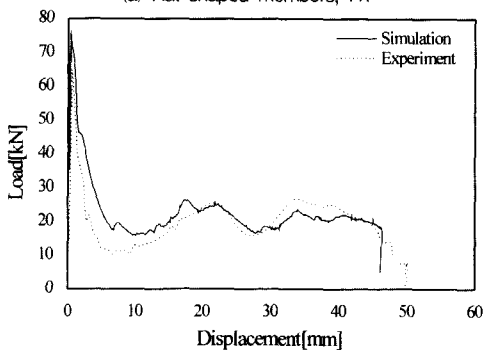
Table 3은 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 플랜지 용접간격의 변화에 따른 충격압케 실험의 평균값과 충격압케 시뮬레이션의 결과값으로써 흡수에너지, 평균압케하중, 최대압케하중 및 변형된 길이를 비교한 것이며, Fig. 10은 Table 3의 데이터값 중 플랜지 용접간격의 변화에 따른 평균압케하중을 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 나타낸 것이며, Fig. 11은 최대압케하중을 비교하여 나타낸 것이다.

Tables 3에서 $(E_d)t$ 는 충격압케실험에 의해 구한 흡수에너지, $(P_{mean})t$ 는 평균압케하중, $(P_{max})t$ 는 최대압케하중 그리고 $(S)t$ 는 변형된 길이이고, $(E_d)s$ 는 충격압케 시뮬레이션에 의해 구한 흡수에너지, $(P_{mean})s$ 는 평균압케하중, $(P_{max})s$ 는 최대압케하중 그리고 $(S)s$ 는 변형된 길이이다. 또한, $(P_{mean})s/(P_{mean})t$ 는 평균압케하중의 비, $(P_{max})s/(P_{max})t$ 는 최대압케하중의 비를 나타내고 있다. 예를들면, 시험편 H1에서 시뮬레이션 결과에서 구한 평균압케하중은 $(P_{mean})s=15.5$ kN이고, 같은 부재의 실험결과는 $(P_{mean})t = 14.0$ kN이다. 그의 비는 $(P_{mean})s/(P_{mean})t = 1.11$ 이고, 시뮬레이션 결과는 실험 결과에 비해 평균압케하중이 11% 큰 값을 의미하고 있다. 똑같이 모든 시험편에 대하여 충격압케 시뮬레이션 결과와 충격압케실험 결과를 비교하면, 시뮬레이션 결과는 실험결과에 비하여 평균압케하중은 약 7.6%, 최대압케하중은 약 11.2% 이내의 오차로 높게 나타났다.

Fig. 10에서와 같이, 플랜지 용접간격의 변화에 따른 평균압케하중은 플랜지 용접간격이 커질수록 실험결과와 시뮬레이션 결과 모두 평균압케하중이 떨어지는 것을 알 수 있다. 이는, 용접간격 사이에서 벌어짐이 생겨 평균압케하중이 떨어지는 원인이 되었다. 특히, 용접간격의 증가에 따른 평균압케하중의 감소폭이 단일모자형 단면부재보다 이중모자형 단면부재에서 더 크게 나타난다. 이는, 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 압케특성 모두



(a) Hat shaped members, H1



(b) Double hat shaped members, D1

Fig. 9. Relationship between load and displacement

Table 3. Collapse test and simulation results for hat and double hat shaped member 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]	
	test	simulation	test	simulation	$(P_{mean})_S$ / $(P_{mean})_T$	test	simulation	$(P_{max})_S$ / $(P_{max})_T$	test	simulation
	$(E_a)_T$	$(E_a)_S$	$(P_{mean})_T$	$(P_{mean})_S$		$(P_{max})_T$	$(P_{max})_S$		$(S)_T$	$(S)_S$
H1	1007.1	1005	14.0	15.5	1.11	64.8	68.9	1.06	72	64.9
H2	995.4	1004	13.1	13.9	1.06	61.9	71.4	1.15	76	72.2
H3	994.4	1007	12.8	13.8	1.08	62.5	68.1	1.09	78	73.2
D1	984.7	1014	19.3	21.9	1.13	66.1	75.6	1.14	51	46.4
D2	1004.8	1016	18.6	19.1	1.03	68.1	74.3	1.09	54	53.2
D3	984.6	1005	15.6	16.3	1.04	62.8	71.3	1.14	63	61.7

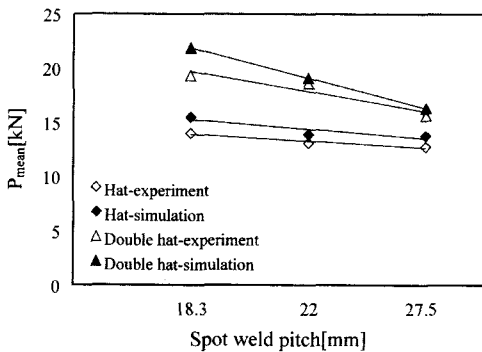


Fig. 10. Relationship between spot weld pitch and mean collapse load

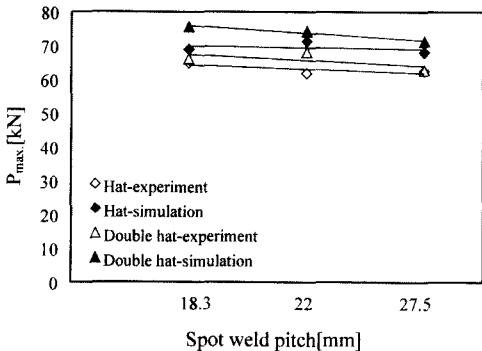


Fig. 11. Relationship between spot weld pitch and maximum collapse load

플랜지 용접간격의 크기에 영향을 받지만, 단일모자형 단면부재는 하중이 작용할 때 용접선이 압케하중 중심선으로부터 일정거리 떨어져 있기 때문에 용접간격의 영향을 크게 받지 않으나, 이중모자형 단면부재는 용접선이 압케하중 작용점에 있기 때문에 압케시 용접간격에 큰 영향을 받아 용접점 사이에 발생하는 벌어짐으로 인해 두 π 자형 부재와 플랜지 사이에 생기는 간섭이 커진다. 이와같은 이유

로, 단일모자형 단면부재는 순차적인 압케가 일어나기 쉬운 반면, 이중모자형 단면부재에서는 순차적인 압케모드를 기대하기 어렵다. 따라서, 이러한 영향이 단일모자형 단면부재에서보다 훨씬 크게 작용하여 용접간격이 커질수록 평균압케하중의 감소율을 크게 하는 원인이 된다.

최대압케하중은 Fig. 11에서와 같이 플랜지 용접간격의 변화에 따라서 특정한 영향을 받지 않고, 단면의 형상(단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재)과 단면적의 크기에 영향을 받는다.

단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 용접간격의 변화에 따른 압케특성을 고찰한 이상의 결과를 정리하면, 충격압케 실험에서는 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 평균압케하중은 약 34.1%, 최대압케하중은 약 4.1% 높았으며, 충격압케 시뮬레이션에서도 충격압케 실험결과와 비슷하게 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 평균압케하중은 약 32.6% 높았고, 최대압케하중은 약 6.1% 높았다.

이상의 결과로부터 충격압케실험 결과와 충격압케 시뮬레이션 결과가 대체적으로 일치하여 시뮬레이션의 타당성이 확인되었다고 생각된다.

6. 결론

차량전면부 사이드부재의 형상인 단일모자형 및 이중모자형 단면부재에 대하여 플랜지 용접간격의 변화에 따른 축방향 충격압케실험과 충격압케 시뮬레이션을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 충격압케 시뮬레이션 결과는 충격압케실험 결과와 압케모드를 포함한 충격압케 특성이 잘 일치하였으며, 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면

부재에 비하여 평균압괴하중은 약 33%, 최대압괴하중은 약 5% 높았다.

2) 플렌지 용접간격이 커질수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 평균압괴하중이 감소하였다. 특히, 이중모자형 단면부재의 감소폭이 컸다. 이와같은 이유로, 단일모자형 단면부재는 순차적인 압괴가 일어나기 쉬운 반면, 이중모자형 단면부재는 순차적인 압괴모드를 기대하기 어렵다.

감사의 글 : 이 논문은 1999년도 순천대학교 공과대학학술재단 연구비에 의하여 연구되었음.

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 압괴특성에 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.Wierzwicki, "Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb foam", Computers & Structures, pp. 333~367, 1998.
- 6) 차천석, 양인영, 전형주, 김용우, 김정호, "점용접된 차체구조용 모자형 단면부재의 축방향 압괴특성", 산업안전학회지, 제15권, 제4호, pp. 20~27, 2000.
- 7) Mahmood, H. F., and Paluzny, A., "Design of thin walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Model of Collapse", Proc. 4rd Instructural Conference on Vehicle Structural Mechanics, Nov. 18-20, Detroit, pp. 7~18, 1981.
- 8) R. H. Grzebieta and N. W. Murray, "Energy absorption of an initially imperfect strut subjected to an impact load", International Journal Impact Engineering, Vol.4, No.4, pp. 147~159, 1986.
- 9) N. Jonse, "Structural impact", Cambridge University press, pp. 403~405, 1989.