

기계적 프레스 접합의 공정 및 강도 평가

이상훈 · 김호경[†]

서울과학기술대학교 자동차공학과
(2009. 8. 26. 접수 / 2011. 6. 22. 채택)

Process and Strength Evaluation of Mechanical Press Joining

Sang-Hoon Lee · Ho-Kyung Kim[†]

Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology
(Received August 26, 2009 / Accepted June 22, 2011)

Abstract : New methods for joining sheet of metal are being sought. One of the most promising methods is MPJ (mechanical press joining). It has been used in thin metal work because of its simple process and relative advantages over other methods, as it requires no fasteners such as bolts or rivets, consumes less energy than welding, and produces less ecological problems than adhesive methods. In this study, the joining process and static behavior of single overlap joints has been investigated. During fixed die type joining process for SPCC plates, the optimal applied punching force was found. The maximum tensile-shear strength of the specimen produced at the optimal punching force was 1.75 kN. The FEM analysis result on the tensile-shear specimen showed the maximum von-Mises stress of 373 MPa under the applied load of 1.7 kN, which is very close to the maximum tensile strength of the SPCC sheet (= 382 MPa). This suggests that the FEM analysis is capable of predicting the maximum tensile load of the joint.

Key Words : mechanical press joining, equivalent stress, interface failure, pull-out failure, FEM analysis

1. 서론

박판 접합법 중 하나인 기계적 프레스 접합은 Fig. 1에서와 같이 두 판재를 관통하지 않고 오직 판재의 변형만으로 상호 결합력을 형성할 수 있다^{1,2}. 이와 같은 접합은 점용접과 비교하여 코팅된 판재나 이종재료의 접합시 접합강도가 우수하고 접합과정 중 환경오염이 없음을 물론 에너지 소비 측면에서도 장점이 있다². 또한 열변형 없이 접합할 수 있으며, 장비에 있어서도 용접법보다 저렴하고 간단하며, 펀치와 다이의 수명도 용접 전극에 비해 매우 길다³.

기계적 프레스 접합법은 국내에서 아직 적용 검토 단계에 있으나, 해외 자동차 업계에선 폭넓게 사용되고 있다⁴⁻⁶. 그 예로는 자동차 후드 결합체에서 내부 보강재와 외부 강판과의 접합, 플라스틱 재료의 앞 범퍼와 차체와의 접합에서도 볼 수 있으며, 각종 구조물의 보강재 접합에도 이용된다^{4,5}. 또

한 전자제품의 하우징 등에도 폭넓게 활용된다⁶.

국내외를 막론하고 기계적 프레스 접합에 관한 연구는 산업적 활용의 관점에서 진행되고 있다. 즉, 점용접과의 비교연구^{2,7}, 신뢰성확보를 위한 피로

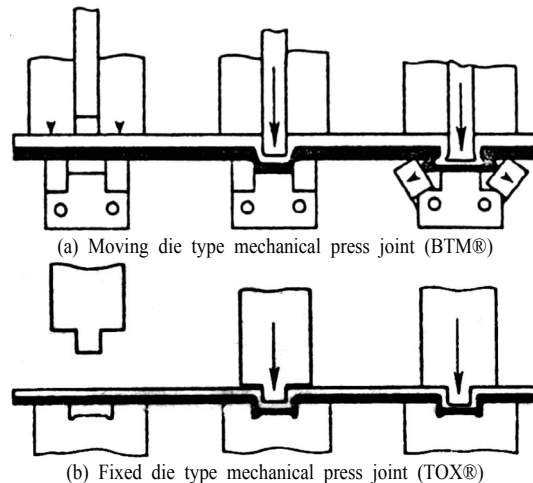


Fig. 1. The principle of mechanical press joining with a round tool.

[†] To whom correspondence should be addressed.
kimhk@snut.ac.kr

강도 평가⁸⁾, 접합강도 예측을 위한 함수해석⁹⁾ 및 최적의 접합강도를 위한 최적화¹⁰⁾ 등으로 연구범위가 다방면으로 확산되고 있다. 그러나 이들 연구의 대부분은 실험적으로 단순 강도를 평가^{2,7,9)}한 것이 대부분이다. 특히 강도 평가시 접합부의 치수 및 형상을 무시하고 파단응력이 아닌 단순하게 파단하중을 평가하여 형상과 치수가 다른 기계적 접합부의 강도를 비교 평가하는데 문제가 있다. 따라서 현장에서의 다양한 접합부의 치수와 형상 그리고 판재의 두께, 재질의 다양성을 고려할 경우 정해진 재질로 제작된 접합부 형상에 대하여 강도를 예측하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 접합공정을 이해하고 최종적으로 파단하중을 예측하는 방법의 적절성을 시도하고자 한다.

본 연구에서는 두께 0.8 mm의 판재에 대한 프레스 접합에 많이 사용하는 TOX사의 펀치직경이 5.4 mm인 고정 다이(fixed die)를 사용하여 제작한 접합부에 대한 인장-전단 하중에서의 정적강도를 평가하였다. 또한 유한요소해석을 통하여 보다 해석적인 접합 공정과 강도를 분석하였다.

2. 실험 및 FEM해석

2.1. 재료 및 시험편

실험에 사용한 재료는 자동차 차체로 사용되는 냉간압연강판(SPCC)으로 재료의 기계적 성질과 화학적 성분은 각각 Table 1, 2에 나타내었다.

본 연구에서는 고정다이 형식의 TOX[®]사 기계적 프레스 접합 방법¹¹⁾을 선택하였다. TOX[®]사의 접합장치는 하중제어가 편리하도록 만능재료시험기(UTM, Instron 8516)에 장착하여 사용하였다. 시험편 제작에 사용된 펀치와 다이는 라운드형(round-type)으로 직경이 각각 5.4 mm, 8.3 mm이다. 고정다이형식 접합부의 단면형상을 Fig. 2에 나타내었고 핵심 형상 인자는 Table 3에 정리하였다.

시험편은 기계적 프레스에 관한 규격이 없으므로 KS B0851에 의거하여 점용접 시험편의 규격과

Table 1. Mechanical properties of the base metal

Material	σ_u (N/mm ²)	σ_y (N/mm ²)	E (N/mm ²)	Elongation (%)
SPCC	382.1	247.1	2.1×10^5	31.8

Table 2. Chemical compositions of the SPCC (wt. %)

Material	C	Mn	P	S	Al	Fe
SPCC	0.04	0.25	0.01	0.005	0.05	bal.

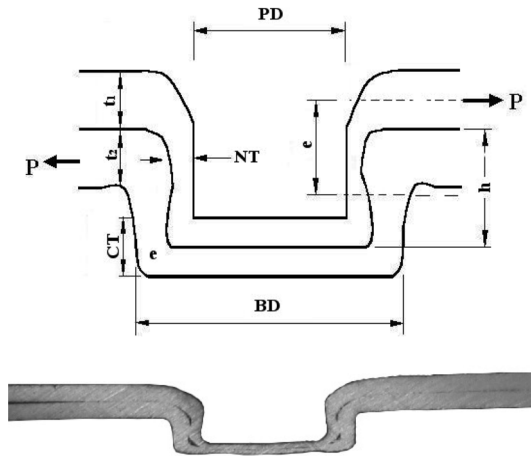


Fig. 2. Cross-section drawing and photo of mechanical press joint.

Table 3. The nomenclature, definition and size(at punching force of 70 kN) of the Fig. 2 drawing

Nomenclature	Definition	Size(mm)
BD	Button diameter	8.3
CT	Cap thickness	0.43
e	Eccentricity	2.38
h	Height	1.9
NT	Neck thickness	0.8
PD	Punch diameter	5.4
t_1	Punch side sheet thickness	0.8
t_2	Die side sheet thickness	0.8

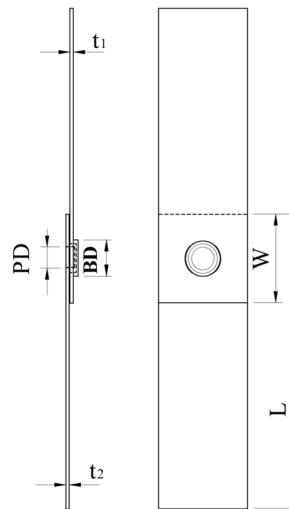


Fig. 3. Configuration of the tensile-shear specimen.

동일한 인장-전단 형태로 제작하였으며, 시험편 형상은^{7,8)} Fig. 3에 나타내었고 치수는 $W = 30$ mm, $L =$

100 mm로 제작하였다. 기계적 프레스 접합부의 인장-전단 실험은 10 ton 용량의 만능재료시험기를 사용하였고, 변위 제어방식으로 2 mm/min의 속도로 수행하였다.

2.2. FEM해석

기계적 프레스 접합공정 해석을 위하여 사용한 펀치와 다이의 형상은 Fig. 4에 나타내었다. 모델링은 상용프로그램인 HyperMesh를 이용하여 전처리

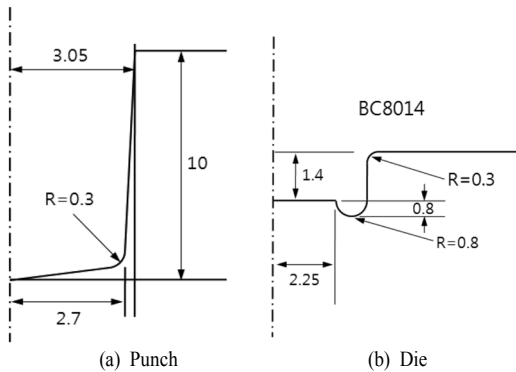


Fig. 4. The shapes of a punch and die for FE models.

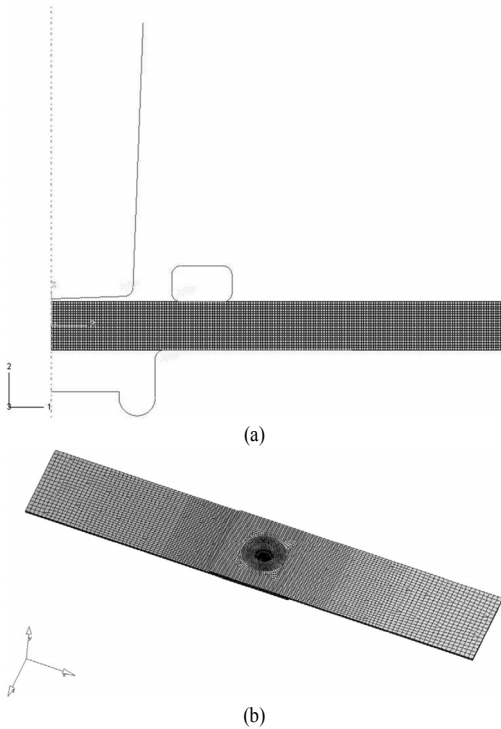


Fig. 5. FE Models setup of the (a) forming process and (b) tensile shear.

하고, 해석은 ABAQUS로 수행하였다.

기계적 프레스 접합공정에 관한 해석의 경우 Fig. 5(a)와 같이 대칭성을 고려하여 축대칭 방법으로 모델을 구성하였으며, 펀치의 강제 변위로 해석을 수행하였다. 요소형태는 축대칭 요소인 CAX4R을 사용하였으며 3,760절점과 2,079개의 요소로 구성하였다. 접촉마찰계수 값은 경강(hard steel)의 마찰계수인 0.2값을 사용하였다. 또한 판재의 잔류응력의 효과는 무시하였다.

인장-전단에 관한 구조해석의 경우 3D CAD 프로그램인 Pro-E로 작업하고 전처리 과정은 HyperMesh를 이용하여 Fig. 5(b)와 같이 모델링하고 해석은 ABAQUS로 수행하였다. 요소형태는 ABAQUS의 HEXA요소인 C3D8, PENTA 요소인 C3D6를 사용하여 48,420개의 절점과 42,956개의 요소로 구성하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 접합공정

고정 다이형 기계적 프레스 접합은 펀치와 다이의 독특한 형상적 특성을 이용하여 펀치로 판재에 힘을 가하여 억지끼움 방식으로 소성 압착시켜 결합력을 생성하는 방식이다¹¹⁾. Fig. 6은 주어진 조건에서 실험을 통하여 기계적 프레스 접합시 펀치작용 하중에 대한 수직변위를 나타낸 것이다. Fig. 6을 통하여 펀치의 수직변위가 1.5 mm 근방까지 하중에 따라 서서히 증가하며 그 이후에 큰 경사도로 거의 선형으로 증가하였다. 수직변위가 약 1.5 mm일 경우 Fig. 4(b)의 다이 단면을 보듯이 다이의 깊이가 1.4 mm로 펀치가 다이 바닥에 도착한 위치에 해당하는 부분으로 펀치가 이 부분에 도달하면 약간의 남은 측면의 r=0.8 mm인 그루브를 채우는 공정에 해당한다. 따라서 수직변위가 약 1.5 mm인 위치에서는 펀치가 단순히 상하판을 빈 공간으로 디프 드로잉으로 밀어 넣는 것이 아닌 남은 그루브 부분을 압축변형으로 채우는 단계이므로 많은 하중이 필요하여 하중이 증가하는 것으로 사료된다. 펀치 작용하중에 대한 접합 정도를 관찰한 결과 50 kN 이후부터 접합정도가 양호한 것으로 나타났으며, 특히 펀치 작용하중이 70 kN 이상인 경우 거시적으로 상판과 하판의 틈새가 거의 없는 것으로 나타났다. 펀치하중이 75 kN 이상의 구간에서는 접합공정이 완료되어 하중증가에 따른 수직변위의 변화가 매우 완만하였다.

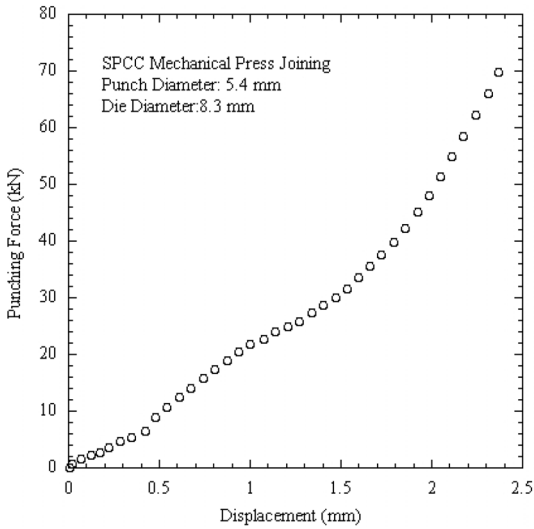


Fig. 6. Punching force against displacement for mechanical joining process.

기계적 프레스 접합공정에서 일정하중에 도달하기까지 펀치의 하중에 따라 결합부위는 응력과 변위가 증가하는데, 작용하중 70 kN 조건에서 유한요소해석 결과는 Fig. 7에서와 같이 최대 응력값 414 MPa, 최대 변형률 1.76로 해석되었다. 응력의 경우 Fig. 7(a)와 같이 접합이 이루어지면서 다이와 펀치사이의 소재에는 많은 압축응력이 발생하는데, 주로 하판의 목 주변부, 버튼 외각부 그리고 펀치와 접하는 상판의 바닥부에서 높은 응력이 발생하였다. Fig. 7(b)의 변형해석의 경우 상판의 목 두께 부근에서 최대변형이 발생하였으며, Fig. 2의 단면사진과 전반적으로 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

3.2. 접합강도

기계적 프레스 접합의 접합강도는 판의 두께, 펀치직경, 재료 및 작용하중 등과 같은 많은 변수가 존재하므로⁷⁻¹⁰⁾ 본 연구에서는 나머지 변수를 고정하고 실용적인 측면에서의 펀치 작용하중을 제어 변수로 변화시키면서 각각의 시험편을 제작하였고 그 후 인장실험을 수행하였다. Fig. 8은 펀치 작용하중을 70 kN으로 제작한 인장-전단 시험편에 대한 전형적인 실험 결과이다.

실험결과 최대접합강도(peak load), 부하강성(load stiffness), 소성한계(plastic limit) 및 제하강성(unloading stiffness)은 각각 1.75 kN, 14.0 kN/mm, 0.70 mm 및 1.3 kN/mm로 평가되었다. 최대접합강도에서 균

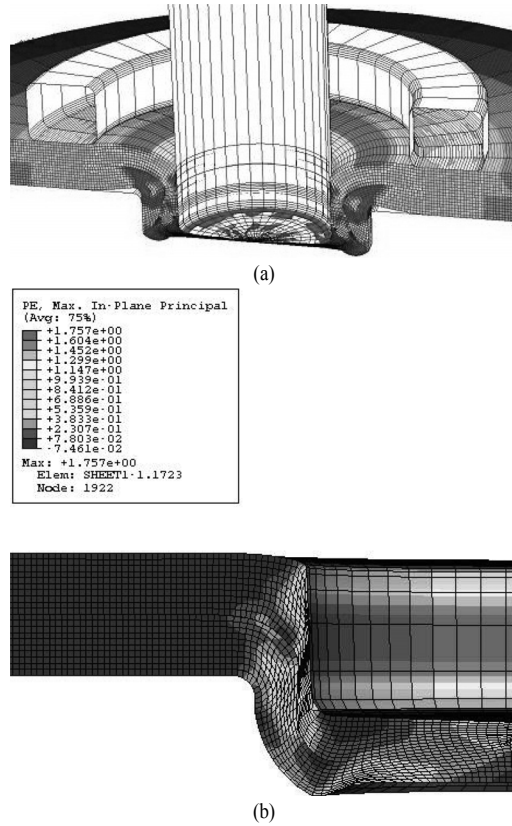


Fig. 7. Analysis result of the mechanical press joining (a) von-Mises stress distribution and (b) strain distribution.

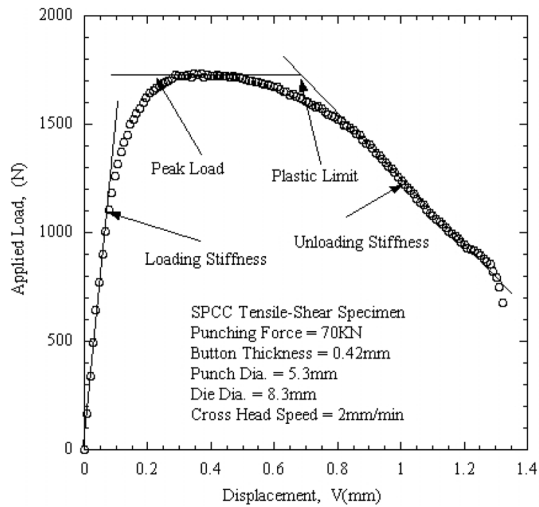


Fig. 8. Displacement curve of the mechanical press joint for tensile-shear.

열발생 후 상판이 하판과 부분적으로 분리되면서 끌려 올라가는 현상 때문에 하중이 바로 감소하지

않고 완만하게 감소하는 경향을 보였다. 이러한 경향은 통상적으로 상판소재의 영향을 받는다고 보고되었다^{7,8)}. 즉, 두껍고 연성거동을 보이는 재료일 경우 뚜렷하게 나타나고, 두께가 매우 얇거나 취성 재료에서는 이런 현상이 나타나지 않는다^{7,8)}. 즉, 판 두꺼운 판재나 연성재료를 사용할 경우에, 접합부에서 가장 취약한 부분인 목두께에 영향을 주는 것으로 판단된다. 각각의 펀치하중에 대한 접합강도를 각각의 펀치하중으로 제작한 시험편에 대한 인장-전단 하중하에서의 실험결과를 토대로 Fig. 9에 정리하였다.

Fig. 9를 통하여 펀치하중 70 kN까지는 선형적인 관계는 아니지만 펀치하중의 증가는 접합강도를 향상시켰고 70 kN 이상에는 다시 감소하므로 본 연구에서 사용한 다이 및 펀치에 대한 최적의 펀치하중은 70 kN로 평가되었다. 70 kN 이상의 펀치하중에서 접합강도가 감소하는 것은 상판과 하판이 다이에서 충분히 채워져 더 이상 충전할 여유가 없어 결과적으로 70 kN 이상의 하중에서는 과도한 소성변형으로 가장 취약한 목부분에서 미시적인 손상이 발생하였다고 판단된다. 기존의 기계적 프레스 접합부의 접합강도는 펀치작용하중의 정확도가 결여된 상태에서 버튼직경, 펀치직경 또는 판두께 등으로 평가되어 신뢰성 있는 강도평가가 곤란하였으나, 이상의 실험결과 펀치하중은 최적의 접합강도를 얻기 위한 필수적인 제어조건으로 평가되었다.

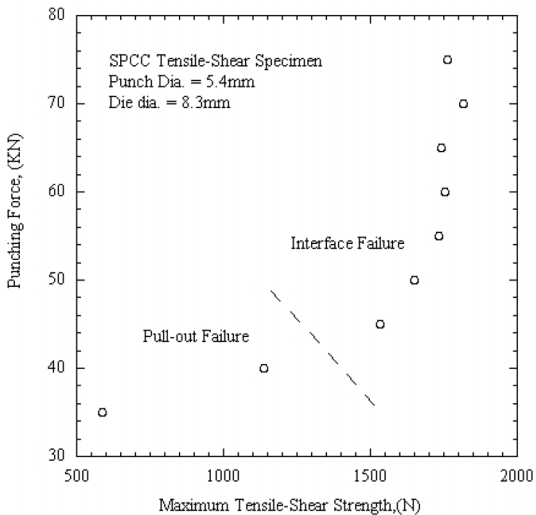


Fig. 9. Punching force against maximum tensile-shear strength.

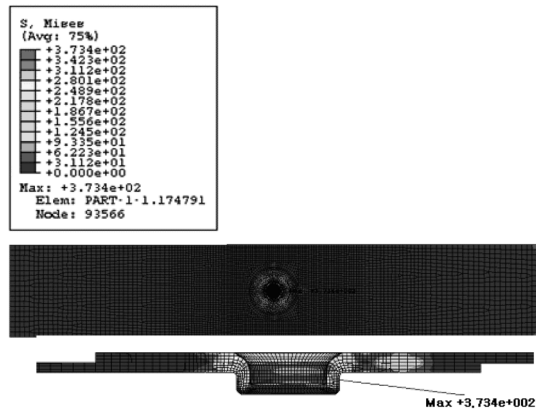


Fig. 10. Analysis result of the tensile-shear at the load of 1.7 kN.

기계적 프레스 접합의 일반적인 파단형태는 크게 두 가지로 나뉘는데^{7,8)}, 첫째는 관통 파단형태(interface failure mode)로 목두께부분에서 파단이 일어나며, 둘째는 분리 파단형태(pull-out failure mode)로서 접합부 버튼의 상·하판이 분리되는 형태이다. Fig. 9에 정리한 실험결과에서 펀치하중이 45 kN 미만에서는 분리 파단형태로 파단 되었는데 이것은 펀치하중이 불충분하기 때문이다. 또한 펀치하중 45 kN 이상에서는 관통파단형태로 파단 되었다. 즉, 펀치작용하중에 따라서 결합이 해체되는 파단형태도 다르게 나타나기 때문에 접합강도 평가시 필수적 고려사항으로 판단된다.

기계적 프레스 접합강도 평가시 접합부 어느 한 부분의 형상 또는 그들의 단순한 조합만으로 접합강도를 정확하게 예측한다는 것은 한계가 있으므로 종합적인 평가를 위하여 FEM해석을 실시하였다. 기계적 프레스 접합부의 인장-전단 시험편 형상에 관한 구조해석 결과는 Fig. 10과 같다.

해석결과 버튼 부분을 중심으로 상판과 하판이 접해있는 목 부위에서 최대응력이 발생하였고 변형률 또한 최대치를 나타내었다. 또한 상판과 하판 하중 작용선상의 편심으로 인하여 목 부위 옆 부분의 응력발생을 볼 수 있는데, 이것은 인장-전단의 기하학적 특성에 기인하는 일반적인 현상이다. 실제로 인장시험에서 시험편이 서서히 늘어남과 동시에 버튼부가 서로 부분적으로 분리되면서 접촉면 반대편이 들려 올라가면서 결합부가 해체되는 현상이 일어난다. 최대 인장-전단 하중에 가까운 하중 1.7 kN 작용시켜 해석한 결과 최대응력 von-Mises 응력은 373 MPa, 최대변형률은 0.0178로 나타났다. 접합부의 최대응력은 373 MPa로 모재인

SPCC의 인장강도 값 382 MPa과 매우 근사하게 해석되었으며, 이것은 기계적 프레스접합에 대한 구조해석을 통하여 신뢰성 있는 파단강도를 예측할 수 있음을 보였다.

4. 결론

본 연구는 산업적 응용에 비하여 체계적인 연구가 미흡한 기계적 프레스 접합의 공정과 접합강도에 신뢰성을 부여하기 위하여 펀치직경이 5.4 mm인 고정 다이를 사용하여 제작한 기계적 프레스 접합부에 대한 인장-전단 하중에서의 정적 강도를 평가하였다. 일련의 실험과 구조해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 기계적 프레스 접합의 공정해석 결과 최대 응력값 414 MPa, 최대변형률 1.76로 해석되었다. 응력의 경우 접합이 이루어지면서 다이와 펀치사이에서 많은 압축응력이 발생하였고, 변형의 경우 실험결과와 유사하게 상판 목두께 부위에서 최대변형이 발생하였다.

2) 기계적 프레스 접합강도 평가시 펀치작용하중에 따라서 결합이 해체되는 파단형태도 변하기 때문에 최적접합강도를 얻기 위한 필수적인 제어 조건으로 평가된다.

3) 인장-전단에 대한 구조해석을 통하여 파단하중이 작용시의 접합부의 최대응력은 모재의 인장강도(= 382 MPa)와 근사한 값으로 해석되어 기계적 프레스접합에 대한 구조해석을 통하여 신뢰성 있는 강도예측이 가능하다.

참고문헌

- 1) Liebig, H. P., Bober, J., and Beyer, R., "Connecting Sheet Metal by Press Joining", *Bänder Bleche Rohre*, Vol. 25, No. 9, pp. 240~244, 1984.
- 2) Sawhill, J. M. Jr. and Sawdon, S. E., "A New Mechanical Joining Technique for Steel Compared with Spot Welding", SAE paper 830128, pp. 1~12, 1983.
- 3) Gao, S. and Budde, L., "Mechanism of Mechanical Press Joining", *Int. J. Mach. Tools Manufact.* Vol. 34, No. 5, pp. 641~657, 1994.
- 4) Muraski, S. J., "American Autos in the Clinch", *Machine Design*, pp. 48~54, 1990.
- 5) Larsson, J. K., "Clinch joining -A Cost Effective Joining Technique for Body in White Assembly", *Advanced Technique & Processes, IBEC'94*, pp. 140~145, 1994.
- 6) Pedreschi, R. F. and Sinha, B. P., "The Potential of Press-Joining in Cold- Formed Steel Structures", *Constr. & Building Materials*, Vol. 10, No. 4, pp. 243~250, 1996.
- 7) Chung, C. S., "A Study on the Fatigue Life Evaluation and Optimum Condition in Spot Welding and Mechanical Press Joining", Ph. D. Dissertation, Hong-Ik Univ., 1999.
- 8) Lee, Y. B., Park, Y. K., Chung, C. S. and Kim, H. K., "An Experimental Study on the Strength Evaluation of Mechanical Press Joint", *Trans. of KSME A*, Vol. 24, No. 2, pp. 438~447, 2000.
- 9) Davies, R., Pedreschi, R. and Shiha, B. P., "The Shear Behavior of Press-Joining in Cold-Formed Steel Structures", *Thin- Walled Structures*, Vol. 25, No. 3, pp. 153~170, 1996.
- 10) Chung, C. S., Cha, B. S. and Kim, H. K., "Optimum Joining Conditions in a Mechanical Press Joint", *Materials and Manufacturing Processes*, Vol. 16, No 3, pp. 387~403, 2001.
- 11) Tox Corporation Tox® System User's Guide.