

좌굴해석을 이용한 리드프레임 타발용 펀치의 보강설계

고대철*, 이인수**, 김병민#, 안병환***

Design of the Stiffened Punch for Stamping of Lead Frame by Buckling Analysis

Dae-Cheol Ko*, In-Soo Lee**, Byung-Min Kim# and Byung-Hwan Ahn***

ABSTRACT

The lead frame manufactured by stamping process plays an important role in connecting semiconductor to PCB board. As a result of the miniaturization of semiconductor, its corresponding lead frame punch has been narrow. In case of the punch with high slenderness ratio such as lead frame punch, the punch can be broken suddenly due to buckling. To prevent the fracture of lead frame punch, some manufacturers have experientially attached stiffeners to weak parts of punch. The purpose of this study, therefore, is to suggest the guideline for design of stiffened punch. The optimal position and the number of stiffeners to be attached to punch are investigated by elastic buckling analysis. The elastic buckling analysis consists of the eigenvalue buckling analysis and nonlinear buckling analysis. The critical buckling load of elastic buckling analysis is compared with that of buckling test. Finally, the guideline for attaching stiffeners is suggested through analysis of cross section of lead frame punch such as moment of inertia and eccentricity.

Key Words : Lead Frame(리드프레임), Inner Lead Pitch(ILP, 리드간격), Elastic Buckling Analysis(탄성좌굴해석), Critical Buckling Load(좌굴임계하중), Stiffener(보강살)

1. 서론

리드프레임은 반도체 칩과 외부회로(PCB 기판)를 연결시켜 주는 전선역할과 반도체를 기판에 고정시켜 주는 역할을 한다. Fig. 1 에 나타난 리드프레임은 블랭킹(blanking), 노칭(notching), 피어싱(piercing), 트리밍(trimming) 등의 여러 공정이 순차적으로 이루어지는 프로그래시브(progressive) 금형

을 통해 생산된다.¹ 이러한 리드프레임은 반도체의 고집적화, 소형화로 인해 리드프레임의 이너리드피치(inner lead pitch, ILP)가 미세화되기 때문에 펀치의 두께도 얇아져 정밀금형의 개발이 상당히 중요한 문제로 대두되고 있다.

일반적으로 리드프레임의 타발에 있어서 금형에 발생하는 가장 큰 문제는 반복적인 마찰에 의한 금형의 마모이며, 이것에 의해 금형의 수명이 좌

☞ 접수일: 2006년 2월 21일; 게재승인일: 2006년 7월 26일

* 부산대학교 동남권부품소재산업협력혁신연구소

교신저자: 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구소

E-mail bmkim@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-3074

** 부산대학교 대학원 정밀기계공학과

*** 삼삼우테크

우되었다. 그러나 ILP가 점점 미세화됨에 따라 Fig. 2와 같이 타발공정중에 펀치가 갑자기 파손되는 문제가 발생하였으며, 이와 같은 파손의 문제는 한 순간에 펀치의 기능을 잃어버리기 때문에 대단히 심각한 문제가 아닐 수 없다.

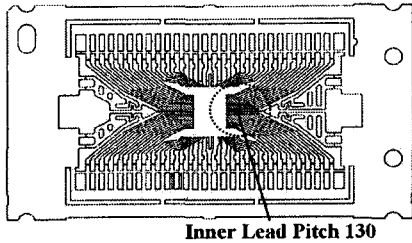


Fig. 1 Drawing of ILP 130 lead frame

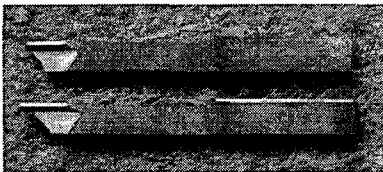


Fig. 2 Breakage of lead frame punch

리드프레임 펀치와 같이 축 방향 하중을 받고 세장비가 큰 부재는 좌굴에 의해 파손이 일어나기 쉽다. 따라서 펀치는 좌굴에 의한 파손을 가정할 수 있으며, 좌굴임계하중이 타발저항력보다 적을 경우 펀치는 좌굴을 일으킨다.² 부재의 전체좌굴에 대한 좌굴하중은 부재의 단면형상과 부재의 길이에 의해 정의되는 세장비, 재료의 탄성계수, 경계조건에 의해 결정되며, 이에 대한 이론적 해석은 Euler에 의해 최초로 이루어졌다.³ Euler에 의해 제시된 부재의 좌굴이론식은 세장비가 큰 범위에서 임계하중을 예측하는데 유용하게 사용되고 있다. 또한 좌굴에 대한 최적부재에 관한 연구는 Lagrange⁴에 의해 처음 수행되었으며, 그후 많은 연구가 이루어졌다.⁵⁻¹¹

일반적으로 리드프레임 펀치재료는 압축력에 강한 초경을 사용하므로 압축항복강도에 이르러 파손되는 경우는 발생하기 어렵다. 따라서 리드프레임 펀치와 같이 세장비가 큰 경우는 압축항복강도에 이르기 전에 좌굴에 의한 파손이 있을 수 있다. 실제 현장에서는 이러한 펀치파손의 문제를 극복하기 위하여 펀치에 보강살(stiffener)을 부착하고 있다. 그러나 펀치 보강살의 위치와 개수를 현장

숙련자의 경험에 의존하여 시행착오로 결정하고 있으므로 금형개발에 많은 시간과 비용이 소요되고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 실제 생산현장에서 경험에 의존하고 있는 리드프레임 펀치의 보강설계를 체계화하기 위해 유한요소법을 활용한 좌굴해석을 수행하고자 한다. 좌굴해석을 통해 펀치의 좌굴임계하중에 대하여 단면의 관성모멘트와 편심량과 같은 펀치 인선부 단면형상의 영향을 분석하여 보강살을 부착하는 최적의 위치와 개수를 결정하고자 한다. 이러한 좌굴해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 해석에서 고려된 여러가지 종류의 펀치를 제작하여 좌굴실험을 실시하였다. 유한요소법을 활용한 좌굴해석과 실제 좌굴실험을 통하여 현장에서 쉽게 활용 가능한 리드프레임 펀치의 보강살 설계지침(guideline)을 제시하고자 한다.

2. 펀치의 좌굴 해석

2.1 Euler의 좌굴하중식에 따른 경계조건

Euler에 의해서 제시된 부재의 좌굴이론식은 세장비가 큰 범위에서 임계하중을 예측하는데 유용하게 사용될 수 있으며, 식(1)로 표현된다.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_x}{L_{eq}^2} \quad (1)$$

여기서, P_{cr} 은 좌굴임계하중, E 는 탄성계수, I_x 는 단면의 관성모멘트, 그리고 L_{eq} 은 펀치의 유효길이이다.¹²

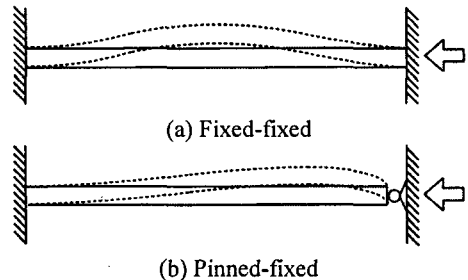


Fig. 3 Boundary condition for buckling analysis of lead frame punch

리드프레임 펀치의 좌굴해석을 수행하기 위해서는 경계조건의 설정이 매우 중요하다. 경계조건에 따라 펀치의 유효길이가 달라져 좌굴임계하중

이 크게 달라지기 때문이다. 리드프레임의 타발공정에서 예상될 수 있는 펀치의 경계조건은 Fig. 3 과 같이 (a) 고정단-고정단(fixed-fixed), (b) 핀-고정단(pinned-fixed) 의 2 가지 경계조건이 고려될 수 있으며, 이러한 경계조건은 타발공정동안 변화하게 된다. 타발공정 초기에 펀치와 소재가 접촉하는 순간은 핀-고정단의 경계조건($L_{eq} = 0.7L$)이며, 펀치가 소재를 압입하기 시작하면 고정단-고정단의 경계조건($L_{eq} = 0.5L$)으로 변화하면서 좌굴임계하중은 증가하게 된다. 또한 펀치가 소재를 압입하는 양이 증가함에 따라 펀치의 유효길이가 짧아지기 때문에 좌굴임계하중은 계속 증가할 것이다.

펀치 좌굴임계하중의 관점에서 보면 펀치는 핀-고정단 경계조건에서 가장 낮은 좌굴임계하중을 가지기 때문에 본 연구에서의 펀치 좌굴해석은 핀-고정단 경계조건하에서 수행하였다. 또한 식(1)의 Euler 의 좌굴하중식은 리드프레임 타발용 펀치와 같이 길이에 따라 단면형상이 변화하고 생크부에 곡률이 있는 경우, 복재(web member)와 같이 부재의 피할 수 없는 편심 때문에 이 식을 적용하기에는 무리가 있으므로 보다 정확한 해석이 요구된다.

2.2 좌굴해석 모델

본 연구에서 고려한 리드프레임 펀치는 ILP130 가공용 펀치이며, 재질은 초경이다. 펀치의 형상은 Fig. 4 와 같이 크게 인선부, 생크부, 체결부로 구분될 수 있다. 인선부 길이는 8 mm, 두께는 0.1~0.3 mm, 생크부 곡률은 38 mm 이며, 펀치의 총 길이는 55 mm 이다. 체결부에는 펀치 플레이트에 펀치를 고정하기 위한 단차가 있다. Table 1 에 펀치 재료의 물성치를 나타내었다.

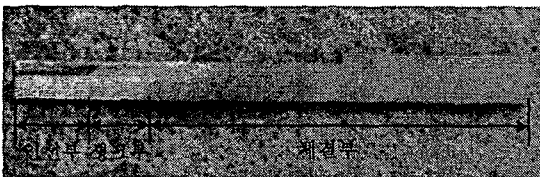


Fig. 4 Configuration of lead frame punch

2.3 유한요소해석에 의한 좌굴하중 평가법

유한요소법을 이용한 좌굴특성해석에는 고유치 좌굴해석방법(eigenvalue buckling analysis method)과 비선형 좌굴해석방법(nonlinear buckling analysis method)이 있다.

Table 1 Material properties of lead frame punch

Material	WC
Elastic Coefficient [GPa]	630
Transverse Rupture Strength [MPa]	2250
Compressive Yield Strength [MPa]	5600
Poisson Ratio	0.28

고유치 좌굴해석방법은 다음의 식(2)와 같은 시스템행렬의 고유치 문제로부터 이상적인 선형탄성구조물의 이론적인 좌굴강도를 예측하는 방법이다.

$$([K] + \lambda[S])\{\psi\} = 0 \quad (2)$$

여기서 $[K]$ 는 시스템 강성행렬, $[S]$ 는 응력 강성행렬, λ 는 좌굴하중을 결정하는 고유치(또는 하중계수) 그리고 $\{\psi\}$ 는 좌굴모드를 나타내는 고유벡터를 나타낸다.¹³ 이 방법은 전통적인 접근방법으로 Euler 방법을 이용하여 계산한 것과 같은 결과를 얻을 수 있다. 하지만 실제 구조물의 초기형상결함(imperfection), 재료 비선형성의 영향을 좌굴강도에 적용할 수 없다.

비선형 좌굴해석방법은 적용하중 또는 변위를 점차적으로 증가시키는 비선형 정적해석을 수행하여 구조물이 불안정해지는 영역에서의 하중수준을 좌굴하중으로 결정하는 방법이다. 이 방법은 초기형상결함, 소성거동, 대변형응답 등을 고려할 수 있다. 따라서 고유치 좌굴해석방법에 비하여 비교적 정확한 좌굴하중을 산출할 수 있지만 비선형성이 커질수록 해석시간이 길어지는 단점이 있다.

2.4 펀치 좌굴에 관한 유한요소해석

리드프레임 펀치는 탄성계수가 매우 큰 취성 재료이기 때문에 좌굴을 고려할 때 재료의 소성영역에서 일어나는 비선형성은 무시할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 탄성좌굴해석(elastic buckling analysis)을 수행하였다. 또한 좌굴에 의한 고유모드는 고유치 좌굴해석방법으로 구하고, 펀치 형상의 초기결함을 고려하기 위해서 Arc-Length Method 를 사용하여 대변형을 고려한 비선형 좌굴해석을 실시하였다.

좌굴해석에는 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하였으며, 해석모델은 Fig. 5 와 같이 먼저 보강살없이 초기에 설계된 펀치형상을 고

려하였다. 좌굴해석을 위해 펀치형상은 6 자유도 4 면체 요소로 분할하였고 요소의 개수는 65000~75000 개 정도이며, 체결부의 끝단면에는 고정단 경계조건을 인선부의 끝단면에는 핀 경계조건을 부여하였다. 압축하중은 균일한 단위압력을 인선부의 끝단면에 부여하여 고려하였다.

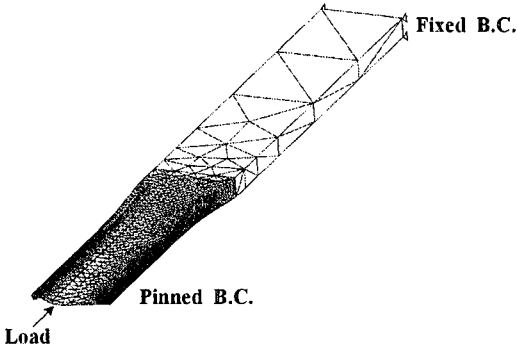


Fig. 5 FE-modeling of lead frame punch for buckling analysis

비선형 좌굴해석으로부터 압축거리에 따른 하중 그래프의 결과를 Fig. 6 에 나타내었다. 펀치의 압축거리가 증가함에 따라 펀치에 가해지는 하중이 0.04 mm 까지는 선형적으로 증가하다가 최고값에 이른 후 갑자기 감소함을 볼 수 있다. 이때 최고값인 434.8 N 이 펀치의 좌굴임계하중이 된다.

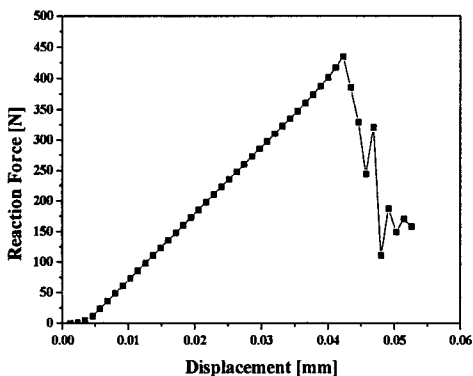


Fig. 6 Reaction force-displacement curve

3. 펀치의 보강설계

3.1 펀치형상 및 보강설계 방법

펀치의 인선부는 체결부와 비교해 볼 때 두께가 얇아 강도가 취약하므로 인선부와 생크부에 보

강살(stiffener)을 부착하는 방식으로 보강설계가 행해진다. 본 연구에서는 보강살의 형상을 원형으로 가정하였으며, 리드프레임의 타발에 지장을 주지 않기 위해 인선부 끝면의 3 mm 지점부터 시작되며 곡률(R38)을 주어 응력집중을 피하려 하였다. Fig. 7 에 펀치 인선부의 단면형상과 보강살의 부착형태를 나타내었다.

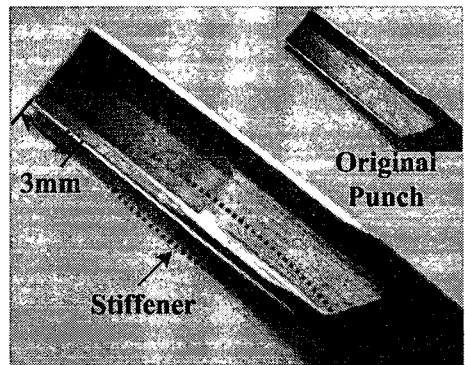


Fig. 7 Configuration of the stiffened punch

3.2 단측보강 펀치의 좌굴해석

펀치 인선부와 생크부의 취약부위에 Fig. 8 과 같이 보강살을 1 개만 부착하는 보강설계를 고려해 보았다. Fig. 8 은 펀치를 인선부쪽에서 정면으로 보았을 때 보강살이 부착된 그림으로 펀치의 취약부위에 등간격으로 1 개씩 부착한 경우들을 고려하였으며, 각각을 구별하기 위해 각 경우에 번호를 붙여 나타내었다. 이러한 12 개의 펀치에 대하여 고유치 및 비선형 좌굴해석을 실시하여 좌굴 고유모드 및 좌굴임계하중을 구할 수 있었다. Fig. 9 에 좌굴해석으로 구한 12 개 펀치의 좌굴임계하중과 펀치의 최대 굽힘량을 나타내었다.

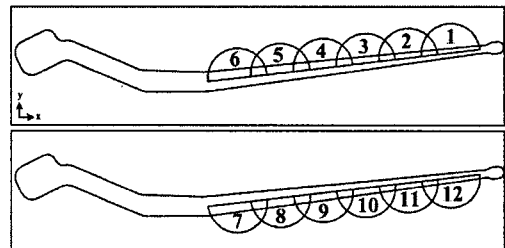


Fig. 8 Section of punch with single-side stiffener

Fig. 9 에서 좌굴임계하중은 1 번과 12 번 펀치에서 크게 나타남을 볼 수 있다. 이는 Fig. 10 에서

볼 수 있듯이 좌굴임계하중이 편치 인선부 단면의 주축에 대한 단면의 관성모멘트(I_1, I_2) 중에 작은 값인 I_1 에 의해 결정됨을 의미한다. 본 연구에서는 편치의 전단도심과 면적도심과의 차이에 의한 회전은 무시하였다. Fig. 9에서 최대 굽힘량은 7번 편치가 가장 작게 나타났으며, 이는 Fig. 10의 편심량과 그 경향이 유사함을 알 수 있다. 편심량은 편치 체결부 도심과 인선부 도심의 차이를 의미하며, 편치 인선부 단면에 하중이 균일한 압력으로 가해진다고 가정하면 길이에 따라 단면의 형상이 다르기 때문에 편심량이 생길 수 밖에 없다. 본 연구에서는 편치의 변형이 쉽게 일어나는 y 축에 대한 편심(e_y)을 고려하였다. Fig. 9에서 1번과 12번 편치는 좌굴임계하중이 크지만 편심량은 오히려 더 크게 나타나기 때문에 단순히 좌굴임계하중만을 고려하여 보강살의 위치가 최적이라고 판단하기에는 무리가 있다.

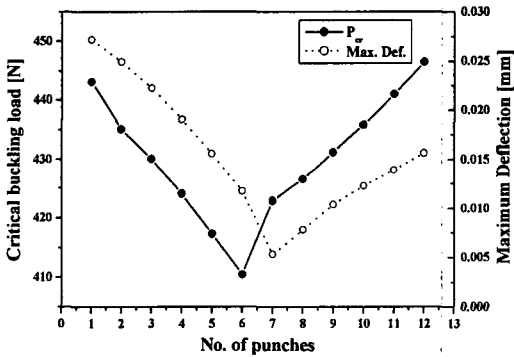


Fig. 9 Critical buckling load and maximum deflection for punch with single-side stiffener

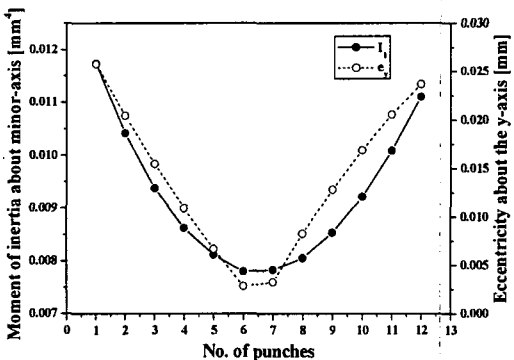


Fig. 10 Moment of inertia on x-axis and eccentricity on y-axis for punch with single-side stiffener

3.3 양측보강 편치의 좌굴해석

Fig. 11과 같이 보강살을 위·아래 같은 위치에 원형으로 붙이는 경우를 고려하였으며, 좌굴해석의 결과를 Fig. 12, 13에 나타내었다.

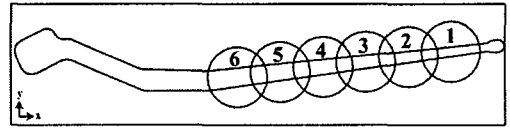


Fig. 11 Section of punch with double-side stiffener

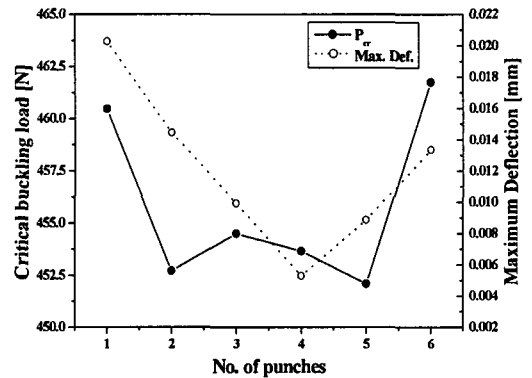


Fig. 12 Critical buckling load and maximum deflection for punch with double-side stiffener

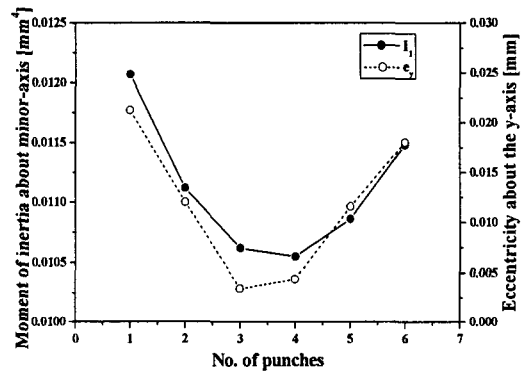


Fig. 13 Moment of inertia on x-axis and eccentricity on y-axis for punch with double-side stiffener

Fig. 12와 13에서 3.2 절의 보강살이 한 개만 붙은 경우보다는 좌굴하중이 증가함을 볼 수 있다. 그러나 보강살을 1개만 고려한 경우와 마찬가지로 좌굴임계하중이 큰 편치가 편심량이 크게 작용하여 부적합함을 알 수 있다.

3.4 복합보강 펀치의 좌굴해석

3.2 절에서 보강살을 1 개만 부착했을 때 좌굴임계하중이 크게 나타났던 Fig. 8 의 1 번과 12 번의 위치에 보강살을 고정하고 Fig. 14 와 같이 보강살을 1 개 더 추가하여 설계하는 방안에 대해 좌굴해석을 수행하였다.

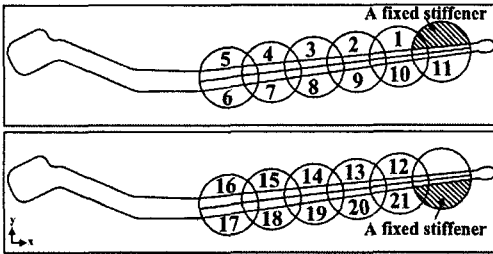


Fig. 14 Section of punch with two stiffeners

Fig. 15 와 같이 보강살을 서로 다른 위치에 2 개를 붙였을 경우, 6 번 펀치에서 좌굴임계하중이 가장 크게 나타남을 알 수 있다. 또한 Fig. 16 에서 볼 수 있듯이 y 축에 대한 편심량도 작음을 볼 수 있다. 이상의 해석결과로부터 주축 관성모멘트(I_y)가 크고 체결부와 인선부의 y 축 도심차가 작게 설계된 6 번 펀치가 최적의 보강설계로 판단된다.

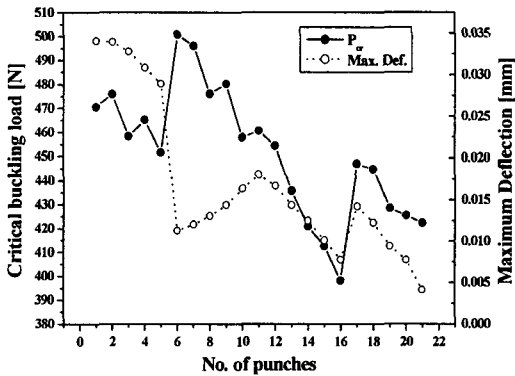


Fig. 15 Critical buckling load and maximum deflection for punch with two stiffeners

4. 펀치의 좌굴실험

4.1 좌굴 실험체 개요

3 절에서 유한요소법을 이용하여 여러가지 형태로 보강된 펀치의 좌굴임계하중을 평가하였고, 이를 검증하기 위해 좌굴실험을 실시하였다.

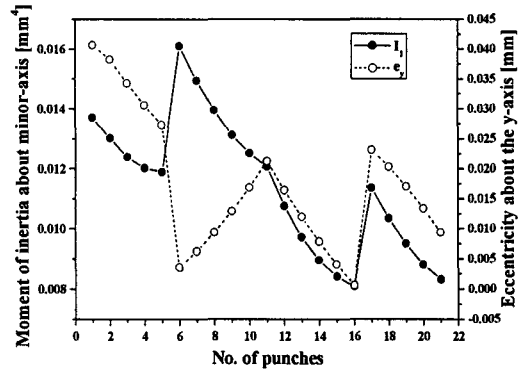


Fig. 16 Moment of inertia on x-axis and eccentricity on y-axis for punch with two stiffeners

3.2, 3.3, 3.4 절에서 각각 FEM 을 통해 나온 좌굴임계하중이 최대/최소값이 되거나 좌굴임계하중 그래프가 꺾임 및 변곡을 가지는 지점의 10 종류 펀치(3.2 절의 1,6,7,12 번 펀치, 3.3 절의 1,4 번 펀치, 3.4 절의 5,6,11,16,17 번 펀치)와 보강살이 없는 펀치를 제작하여 실험에 사용하였다. 실험을 위해 제작된 펀치의 형상 및 단면형상은 Fig. 17 과 같다. 펀치 번호 1 번은 보강살이 없는 펀치로 사진은 생략하였다.

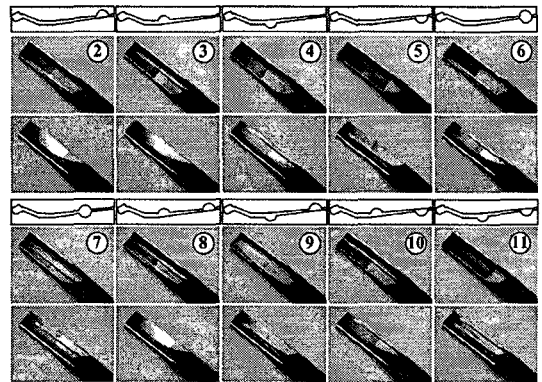


Fig. 17 Punch specimens for buckling test

좌굴실험에 사용된 실험장치는 Fig. 18 과 같으며, 최대용량 10 ton 의 유압식 재료시험기(MTS)와 펀치 고정을 위한 지지장치가 이용되었다. 펀치에 압축하중을 가하기 위해 0.001 mm/sec 의 일정속도로 재료시험기의 램 변위를 제어하였다.

보강살이 없는 펀치의 압축 후 하중-변위 그래

프를 Fig. 19 에 나타내었다. 앞서 Fig. 6 의 유한요소 해석으로 얻은 결과와 비교해 볼 때, 전좌굴거동 (prebuckling behavior)과 좌굴임계하중은 매우 유사한 경향을 나타내고 있다.

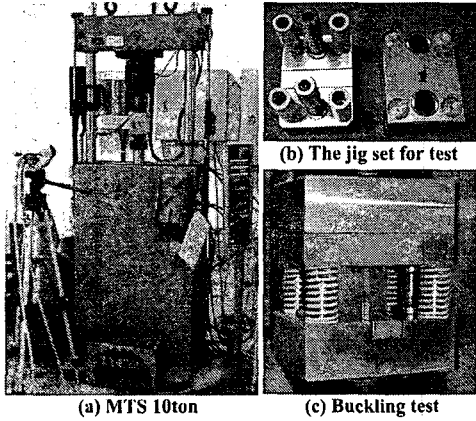


Fig. 18 Setup of buckling test

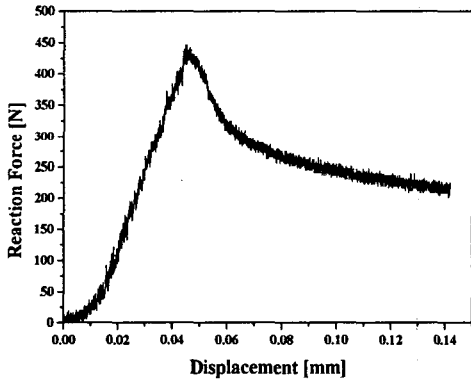


Fig. 19 Reaction force-displacement curve by experiment

Fig. 20 에 나타낸 것처럼 좌굴모드도 유한요소 해석을 이용한 좌굴해석과 비슷함을 볼 수 있다. 보강살이 있는 나머지 10 종류의 펀치에 대해서도 좌굴임계하중을 측정하여 유한요소해석으로 구한 값과 비교하여 Fig. 21 에 나타내었다. Fig. 21 에서 볼 수 있듯이 그 결과가 대단히 잘 일치함을 볼 수 있다. 따라서 3.4 절에서 고려된 6 번 펀치(좌굴 실험에서 9 번 펀치)가 가장 양호한 보강설계안으로 판단된다. 이상과 같은 좌굴해석 및 실험결과로부터 보강살의 부착위치와 개수는 펀치 인선부 단면의 길이방향에 대한 단면의 관성모멘트를 크게 하고 펀치 인선부 단면과 체결부 단면의 두께방향

으로의 도심차가 작도록 설계하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

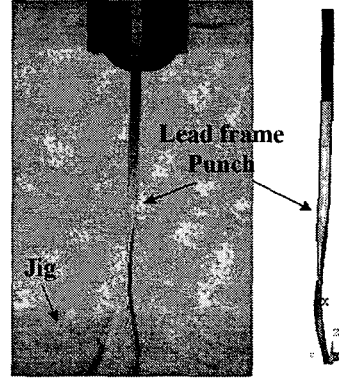


Fig. 20 Comparison of buckling mode between FE-analysis and buckling test

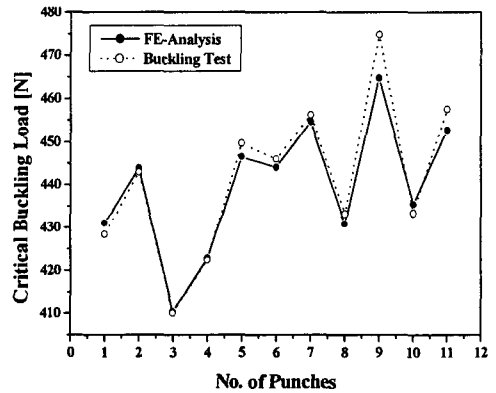


Fig. 21 Critical buckling load obtained from buckling test

5. 결론

본 연구에서는 이너리드피치가 미세한 펀치의 보강설계절차를 체계화하기 위해 유한요소법을 활용한 좌굴해석으로부터 좌굴임계하중을 구하였으며, 리드프레임 펀치의 인선부와 체결부의 단면형상 분석을 통하여 최적의 보강살 부착위치와 개수를 결정하였다. 이러한 좌굴해석결과와 타당성을 좌굴실험을 통해 검증함으로써 다음과 같은 리드프레임 펀치의 좌굴에 관한 보강설계지침을 제시할 수 있다.

- (1) 리드프레임 펀치와 같이 세장비가 큰 펀치는 좌굴에 취약점을 가지고 있으며, 특히 체결부

와 인선부 단면의 도심차에 의한 편심량이 필연적으로 존재하므로 좌굴에 대한 편심량의 영향을 반드시 고려해야 한다.

- (2) 리드프레임 펀치에 단측 또는 양측으로 1 개의 보강살을 부착할 경우에는 좌굴임계하중은 증가하나 편심량이 증가하여 펀치의 변형측면에서는 불안정하다.
- (3) 리드프레임 펀치에 양측으로 2 개의 보강살을 부착할 경우에는 좌굴임계하중과 편심량 측면에서 모두 양호한 결과를 얻을 수 있다.
- (4) 리드프레임 펀치의 보강살 위치와 개수는 펀치 인선부 단면의 길이방향에 대한 단면의 관성모멘트를 크게하고 펀치 인선부와 체결부 단면의 두께방향으로의 도심차가 작도록 설계하는 것이 바람직하다.

상기의 리드프레임 펀치의 좌굴에 관한 보강설계지침은 실제 현장에서 유용하게 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2005 년도 지역산업공통기술개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Lim, S. H., Suh, E. K. and Shim, H. B., "A Study on the Characteristics of the Precision Blanking of Lead Frame (1): Influences of Blanking Process Variables," Transactions of Materials Processing, Vol. 10, No. 5, pp. 425-432, 2001.
2. Kim, Y. Y. and Lee, D. H., "Local Buckling Analysis of the Punch in Stamping Die and Its Design Modification," Journal of KSPE, Vol. 16, No. 3, pp. 25-29, 1999.
3. Timoshenko, S. P. and Gere, J. M., "Theory of Elastic Stability," McGraw-Hill, New York, pp.212-250, 1988.
4. Todhunter, I. and Pearson, K., "A History of the Theory of Elasticity and of Strength of Materials," Cambridge Press, pp. 66-67, 1886.
5. Keller, J. B., "The Shape of the Strongest Column," Archive for Rational Mechanics and Analysis, Vol. 5, pp.275-285, 1960.
6. Tadjbakhsh, I. and Keller, J. B., "Strongest Columns and Isoperimetric Inequalities for Eigenvalues," Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 29, pp. 159-164, 1962.
7. Niordson, F. I., "On the Optimal Design of a Vibrating Beam," Quarterly of Applied Mathematics, Vol. 23, pp. 47-53, 1965.
8. Taylor, J. E., "The Strongest Column: An Energy Approach," Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 34, pp. 486-487, 1967.
9. Wilson, J. F., Holloway, D. M. and Biggers, S. B., "Stability Experiments on the Strongest Columns and Circular Arches," Experimental Mechanics, Vol. 11, pp. 303-308, 1971.
10. Kamat, M. P. and Simites, G. J., "Optimal Beam Frequencies by the Finite Element Displacement Method," International Journal of Solids and Structures, Vol. 9, pp. 415-429, 1973.
11. Plaut, R. H., Johnson, L. W. and Olhoff, N., "Bimodal Optimization of Compressed Columns on Elastic Foundations," Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 53, pp. 130-134, 1986.
12. Gere, J. M., "Mechanics of Materials," 5th ed., Brooks/cole press, pp. 755-765, 2001.
13. Koo, C. H. and Lee, J. H., "Buckling Characteristics of the KALIMER-150 Reactor Vessel Under Lateral Seismic Loads and the Experimental Verification Using Reduced Scale Cylindrical Shell Structures," Korean Nuclear Society, Vol. 35, No. 6, pp. 537-546, 2003.