韓國精密工學會 2005 年度 春季學術大會論文集

반도체 리드프레임 펀치의 좌굴에 관한 보강설계

이인수*(부산대 정밀기계공학과), 고대철(부산대 ILIC), 김병민(부산대 기계공학과)

The Reinforced Design for the Buckling of Semiconductor Lead Frame Punch

I. S. Lee(Precision Mecha. Eng. PNU), D. C. Ko(ILIC PNU), B. M. Kim(Mecha Eng. PNU)

ABSTRACT

It is necessary for the design of lead frame punches in blanking to consider buckling because inner lead pitch of lead frame has been narrowed by miniaturization and high accumulation of semiconductor. In addition, if process variables change in press stamping process, the life of punches is no longer influenced in wear and punches can be broken suddenly. To prevent the fracture of fine pitch lead frame punches, having considered applying reinforcement to it, this paper verified the design with buckling analysis. This study presents the optimal position and number of reinforcement to be attached to punches. Finally this study presents design rules of attaching reinforcement.

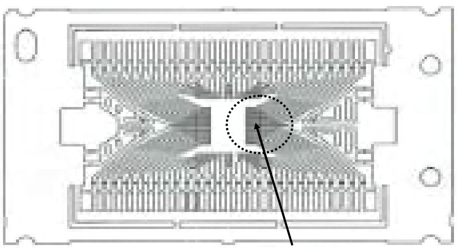
Key Words : Lead Frame (리드프레임), Inner Lead Pitch (ILP, 리드간격), Eigen Buckling (고유치 좌굴), Critical Buckling Load (좌굴임계하중), Reinforcement (보강살)

1. 서론

리드프레임은 반도체 칩과 외부회로(PCB 기판)을 연결시켜 주는 전선 역할과 반도체에서 발생하는 열의 발산 경로의 역할을 한다.[1] Fig. 1 의 ILP(Inner Lead Pitch)는 리드프레임 INNER LEAD 부 PITCH 를 나타내는 것으로 WIRE BONDING 시 BONDING AREA 가 동시에 좁아지므로 오늘 날 고집적화, 소형화 추세에 있는 반도체의 미세화 정도를 판단하는 척도가 되고 있다. 이러한 ILP 가 좁아짐에 따라 펀치의 두께가 얇아지고 있으며, 또한 리드프레임 펀치의 파손을 방지할 수 있는 미세 펀치가공기술이 요구된다.

펀치의 수명은 일반적으로 인선부의 길이에 의존한다. 리드프레임 펀치는 리드프레임 타발 후 펀치의 인선부가 마모되면 연삭하여 재사용한다. 따라서 펀치의 인선부의 길이가 길어 질수록 펀치의 수명이 길어진다. 하지만 인선부 길이가 늘어남에 따라 펀치의 강도 및 좌굴에 취약하므로 일정 수준의 이상의 길이를 가질 수 없다. 또한 리드프레임이 점점 미세화됨에 따라 펀치는 공정변수가 타발 중에 조금 변하게 되면 일반적인 마모수명의 1/5 정도밖에 되지 않아 부러지기도 한다. 이는 마모의한 수명의 저하에 비해 일순간에 펀치의 기능을 잃을 수 있으므로 큰 문제가 되고 있다.[2-3]

펀치는 크게 체결부, 생크부, 인선부로 구성되어 있으며, 펀치 체결부의 도심과 인선부의 도심이 일치하지 않으면 편심이 생겨 타발 시 더 큰 변형을 받게 되고 따라서 탄성변형뿐만 아니라 특히 좌굴에 더 큰 영향을 주게 된다.[4] 그러므로 타발용 미세 타발용 펀치의 강도를 높이기 위해서는 탄성 및 좌굴을 고려한 설계가 반드시 필요하다.



Inner Lead Pitch 130

Fig. 1 Drawing of ILP 130 lead frame

본 논문에서는 ILP 130 리드프레임 펀치의 탄성

강도 해석과 좌굴 해석을 수행하여 펀치의 파손원인을 분석하였으며 펀치의 취약부위에 보강살(reinforcement)를 추가하여 펀치의 보강설계를 수행하였다. 최적의 보강설계를 위해 보강살의 위치를 바꿔가며 최적위치를 찾았으며 보강살을 추가시켜 보면서 최소개수를 찾았다. 또한 이것을 바탕으로 보강설계기준을 제시하였다.

2. 펀치의 강도 해석

2.1 펀치의 탄성 강도 해석

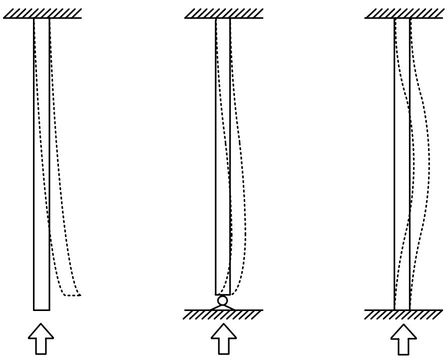
2.1.1 리드프레임 타발의 이론적 분석

프레스가공에서 펀치의 타발 저항력은 식(1)로 표현된다.

$$F_y = K_s \cdot A = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} A \qquad (1)$$

여기서, K_s 는 전단항복강도, F_y 는 타발저항력, σ_y 는 피타발 소재의 항복응력, A 는 타발단면적이다.

리드프레임 타발공정의 해석을 위해서는 구속조건의 설정이 매우 중요하다. Fig. 2 에서처럼 (a) Free-fixed, (b) Pinned-fixed, (c) Fixed-fixed 의 3 가지 구속조건을 고려하였으며 리드프레임 타발펀치와 피타발 소재의 물성치를 Table 1 에 나타내었다.



(a) Free-fixed (b) Pinned-fixed (c) Fixed-fixed

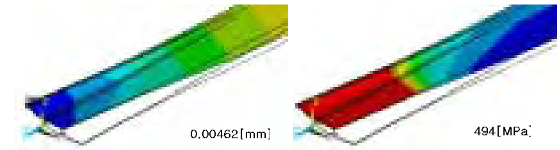
Fig. 2 Boundary condition of punch when blanking lead frame.

Table 1 The material properties of punch and lead frame

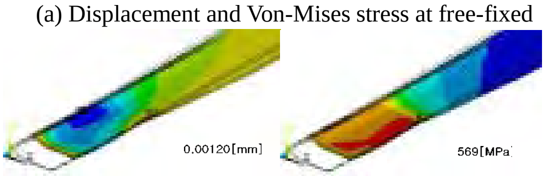
	Material	Elastic Coefficient [GPa]	Transverse rupture Strength [MPa]	Yield Strength [MPa]	Possion Ratio	Thickness [mm]
Punch	WC	630	2250	5600	0.28	-
Leadframe	42alloy	70.7	-	589	0.3	0.127

2.1.2 FEM 을 이용한 펀치의 강도 해석

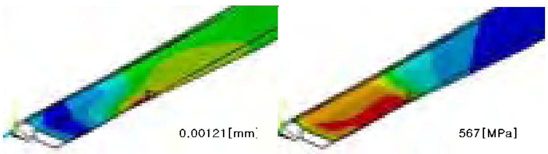
범용 해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하여 Fig. 3 의 3 가지 형태의 구속조건에 따라 탄성해석을 수행하였으며, Fig. 3 과 같이 3 가지 구속조건 모두에서 펀치는 Von-Mises 응력이 초경재의 굽힘강도보다 작으므로 탄성적으로 안정함을 알 수 있었다.



(a) Displacement and Von-Mises stress at free-fixed



(b) Displacement and Von-Mises stress at pinned-fixed



(c) Displacement and Von-Mises stress at fixed-fixed

Fig. 3 Elastic strength analysis of punch by using FEM

2.2 펀치의 좌굴 해석

2.2.1 리드프레임 펀치의 이론적 해석

좌굴에 관한 임계하중은 Fig. 2 의 구속조건에 따라 식(2),(3),(4)로 표현된다.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \qquad (2)$$

$$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 EI}{L^2} \qquad (3)$$

$$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2} \qquad (4)$$

여기서, P_{cr} 은 좌굴임계하중, E 는 탄성계수, I_x 는 단면 2 차 관성 모멘트, 그리고 L 은 펀치의 유효길이이다.[5] 각 구속조건에 대해 이론적인 임계하중을 구하면 $P_{cr} > F_y$ 이므로, 좌굴에 대해서는 안정적이다. 하지만 실제 사용되는 펀치는 곡률을 가지고 있어 이 식을 적용하기에는 무리가 있으므로 더 정확한 해석이 요구된다.

2.2.2 FEM 을 이용한 펀치의 좌굴 해석

범용 프로그램인 ANSYS 를 이용하여 Fig. 2 의 구속조건에 따라 좌굴 해석을 수행하여 펀치의 임계하중을 얻었으며 이를 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 The eigenvalue buckling analysis of punch according to each boundary condition and buckling mode

	Free-fixed			Pinned-fixed			Fixed-fixed		
Mode	mode1	mode2	mode3	mode1	mode2	mode3	mode1	mode2	mode3
Critical load [N]	112	547	912	300	913	1356	398	1030	1470

타발 저항력과 비교해 볼 때, 펀치가 타발 공정중에 이상이 생기면 양단고정상태의 mode 1 의 경계조건일 때 좌굴에 의한 파단 가능성이 있다.

3. 펀치의 좌굴에 대한 보강 설계

3.1 FEM 을 이용한 좌굴 해석

범용프로그램인 ANSYS 에서 eigenvallue 좌굴해석은 Euler 식에 의한 이론적인 임계하중을 계산할 수 있지만 실제 현상과는 차이를 보인다. Nonlinear 좌굴해석은 재료의 비선형성이나 초기 형상결함의 영향을 고려할 수 있으므로 보다 실제에 가까운 값을 얻을 수 있다.[6] 따라서 eigenvalue 좌굴해석을 통해 좌굴모드를 예측하고 초기결함을 주어 nonlinear 좌굴해석을 수행하였다.

3.2 보강설계

3.2.1 단순 보강 펀치의 좌굴해석

Fig. 4 는 보강살을 각각 위, 아래에 붙인 단면형상으로 펀치에 보강살을 추가시키면 Fig. 5 과 같이 좌굴에는 강하지만 변위가 늘어나 오히려 역효과를 가졌다. 이것은 단면관성모멘트(I)가 작은 축으로 보강살을 추가시켜 도심차이가 생겼기 때문이다.

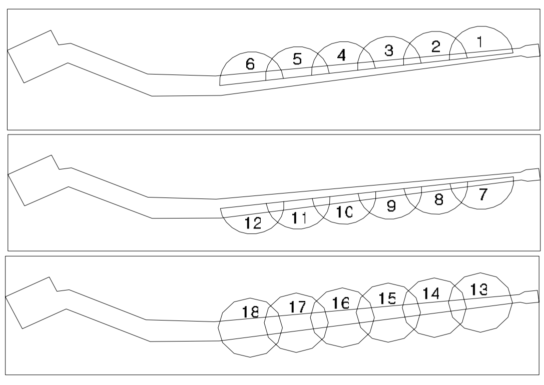
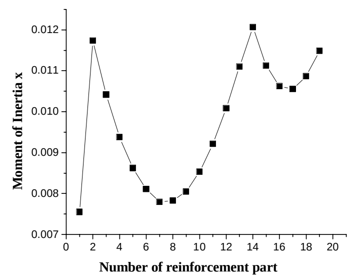
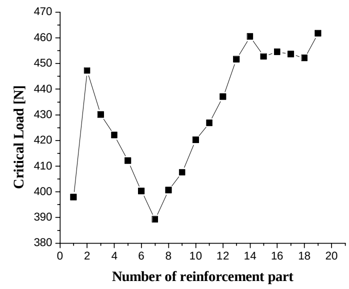


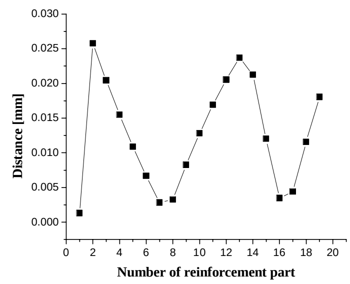
Fig. 4 Section shape with single reinforcement part



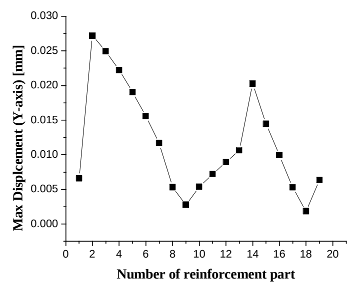
(a) Moment of inertia of area about x-axis



(b) Critical load



(c)Distance between centroid of connecting part and blanking part



(d) Maximum displacement about y-axis

Fig. 5 Analysis of punch with single reinforcement part

3.2.2 2 개의 보강살이 있는 펀치의 좌굴해석

앞의 3.2.1 절에서 좌굴임계하중이 가장 큰 위치인 Fig. 6 의 빗금친 부분을 기준으로 펀치의 취약부위에 보강살을 추가시켜 해석을 수행하였으며 각 보강살의 위치에 따른 좌굴해석 결과를 Fig. 7 에 나

타내었다. 보강살이 2 개가 위치할 경우 Fig. 5 에서 보강살이 1 개일 때와 달리 좌굴임계하중과 변위량 모두 양호한 결과를 얻을 수 있었다. 보강살이 1 개일 때처럼 좌굴임계하중과 단면관성모멘트(I_x), y 축 변위와 체결부와 절인부 사이의 y 축 도심차가 비슷한 경향성을 가짐을 알 수 있었다.

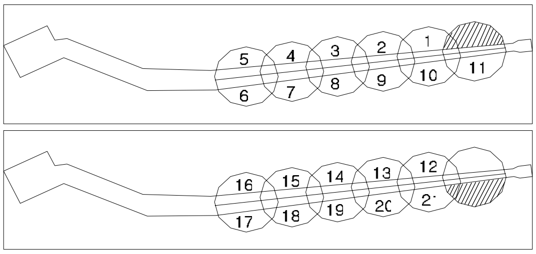
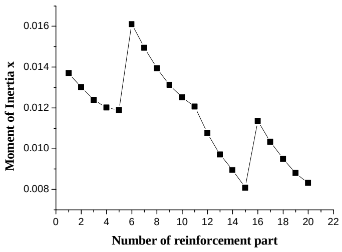
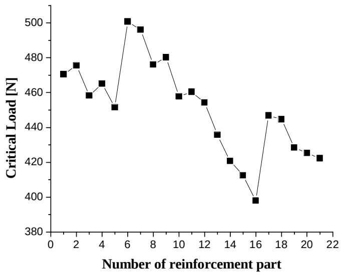


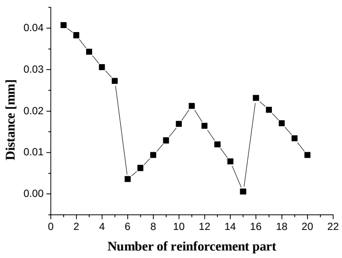
Fig. 6 Section shape with two reinforcement parts



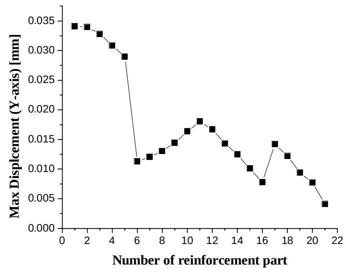
(a) Moment of inertia of area about x-axis



(b) Critical load



(c)Distance between centroid of connecting part and blanking part



(d) Maximum displacement about y-axis

Fig. 7 Analysis of punch with two reinforcement parts

4. 결론

본 연구는 공정 중 부러지는 리드프레임 펀치의 파단원인을 분석하였고 이에 따른 좌굴과 탄성변형을 고려한 보강설계를 실시하였으며 이에 따른 보강설계의 규칙을 얻었다.

(1) 리드프레임 펀치와 같이 세장비가 큰 펀치는 좌굴에 취약점을 가지고 있으며 특히 체결부와 절인부의 도심차이가 크므로 좌굴에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.

(2) 펀치에 1 개의 보강살을 적용하였을 경우 좌굴에는 강하나 탄성변형량은 오히려 증가하였다.

(3) 펀치에 2 개의 보강살을 적용시키면 좌굴과 탄성변형량 모두 양호한 결과를 얻을 수 있다.

(4) 좌굴임계하중은 x 방향 단면적 2 차관성모멘트값이 클수록 증가하였다.

(5) y 축 탄성변형량은 체결부와 절인부의 y 방향 도심차가 작을수록 작아짐을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 임상헌, 서의권, 심현보, “리드프레임 타발공정의 전단특성에 관한연구(1),” 한국소성가공학회지, pp425-432, 2001.
2. C.F.Cheung, W.B.Lee, W.M.Chiu, “An investigation of tool wear in the dam-bar cutting of integrated circuit packages,” *Wear*, 237, pp274-282, 2000.
3. 김용현, 이동훈, “타발금형펀치의 국부 좌굴해석 및 설계 변경,” 한국정밀공학회지, 제 16 권 , 제 3 호, pp25-29, 1999.
4. F Sekine, “Estimation of the synthetic dynamic accuracy of the die and the press by considering the eccentric load in blanking,” *Proc Instn Mech Engrs*, Vol 215 Part B, pp425-427, 2000.
5. James M. Gere, “Mechanics of Materials,” fifth edition, pp739-797, 2000.
6. Ansys User’s Manual5.0, Vol.I Procedures, pp. 3-97~3-103