

반도체 패키징용 기계식 프레스의 최적설계에 관한 연구

김문기^{a*}

A Study on the Optimal Design of Mechanical Molding Press for Semiconductor Packaging

Moon-Ki Kim^{a*}^a School of Mechatronics Engineering, Korea University of Technology and Education, 1600 Chungjeol-ro, Byeongcheon-myeon, Dongnam-gu, Cheonan, Chungnam 330-708 Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

| | | | |
|----------|----|----------|------|
| Received | 15 | February | 2013 |
| Revised | 17 | March | 2013 |
| Accepted | 18 | March | 2013 |

Keywords:

Mechanical molding press
Optimal design
Finite element method
Semiconductor

ABSTRACT

Mechanical molding press which is used for transformation process during semiconductor manufacturing process has structural deformations by pressure. If these deformations have over limit range, life of the press itself can be reduced and it will be exerted on a bad effect for quality of the semiconductor. In this research, the main plates and links of a press are analyzed in relation to the structural deformations caused by pressure excluding thermal deformations. After modifying the modeling, the analysis is performed again to determine optimal design of the press, and this design is introduced to ensure that most of the stresses on the main plates are within safe allowable limits. As a result, an optimal design method for the structure is investigated to produce the desired pressure even when the size of the main structure is minimized.

1. 서론

현재의 반도체 패키징 방법은 양산성과 가격을 고려하여 대부분 트랜스퍼 성형(transfer molding) 방식을 채택하고 있다. 이 방식으로 반도체를 패키징하는데 필요한 장비가 오토몰드시스템(auto mold system)이며, 패키지를 완성하기 위해 수지 봉지재에 압력을 가하는 역할을 맡고 있는 프레스가 전체 시스템의 핵심 모듈이라고 할 수 있다. 오토몰드시스템은 프레스를 포함하여 여러 모듈로 구성 되어있는데 핵심 모듈인 프레스는 70~90년대 초반까지는 유압을 이용하여 구동하는 프레스가 주류이었으나 90년대 후반부터 유압프레스의 여러 단점 및 패키징 기술의 고도화 요구로 서보모터

를 이용한 기계식 프레스로 대체 되었다.

기계식 성형프레스에 있어 각 구조물 및 금형의 모든 치수와 공차가 완전히 이상적이고 변형이 전혀 없다면, 이론적으로 프레스의 클램프 압력이 트랜스퍼 압력 보다 크면 성형이 가능하다. 그러나 실제의 프레스는 제작상의 치수 오차, 금형 및 프레스의 구조 및 열변형에 의한 오차 등을 고려하여 이를 상쇄 할 만큼의 클램프 압력을 가하여야 하기 때문에 트랜스퍼 압력의 10~30배의 압력을 가해야만 한다. 그렇지 않을 경우 상하 금형이 맞물리는 틈사이로 용융된 수지가 새어나가는 현상이 발생되고 성형불량이 발생하게 된다. 이러한 이유로 프레스의 구조물은 무겁고 커지게 되며 더불어 이를 구동하기 위한 구동장치 및 동력 전달 장치의 크기도

* Corresponding author. Tel.: +82-41-560-1312

Fax: +82-41-560-1360

E-mail address: mkkim@koreatech.ac.kr (Moon-Ki Kim).

커지게 된다. 그러나 여러 층의 칩으로 구성된 내부의 미세한 와이어를 보호하고 금형 내부에 공급되는 리드프레임과 칩의 보호를 위하여 프레스의 클램프 압력은 실시간으로 조절되어야 하며 가급적 최소일 것이 동시에 요구된다. 그러므로 프레스의 구조변형 및 열변형에 대한 최적설계는 매우 중요하다.

기계식프레스의 연구는 주로 플라스틱 사출기 쪽에서 많이 연구되었다. Park^[1] 등은 전동식 사출기 토글링크 시스템을 개발하기 위해서 ADAMS를 이용하여 기계식 프레스의 링크 시스템을 모델링하고 이를 통해 형체력과 주요 링크시스템의 파라미터에 의한 형체력 확대계수를 고찰하여 외접식 토글링크시스템을 제안하였고, Jung^[2] 등은 토글식 사출 성형기의 타이바에 대한 구조해석과 타이바 연신을 변화를 조사하였으며, Lee^[3] 등은 사출성형기의 각 형판이 최대 형체력을 받는 경우에 형판에 걸리는 응력 및 변형량을 계산하기 위하여 유한요소법에 의한 해석방법을 도입하고 있다. 이 연구에서 유한요소법에 의한 해석을 프레스의 1/4을 모델로 하되 좌우 대칭면 상하 대칭면에서의 자유도를 연계하도록 하여 계산하였음을 볼 수 있다. 또한 Lim^[4] 등은 기계적 프레스 접합 법을 이용한 인장-전단 시험편의 접합 강도 및 피로강도 평가에 관한 연구를 하였다.

사출기의 경우 유압식이 주류이며 최근에는 기계식 프레스가 많이 도입되고 있기는 하지만, 주로 매우 큰 압력을 발생시키기 위한 토글링크 장치를 이용한 힘의 증가에 대하여 연구가 이루어졌다. 그러나 반도체 또는 LED 성형용 트랜스퍼 몰드에서처럼 미세한 압력 조절이나 공급되는 재료의 보호를 심각하게 고려해야 하는 경우는 거의 없으므로 가능한 작고 가벼운 저압에서 성형 가능한 프레스 제작을 위해 구조물을 최적화하는 연구는 많이 이루어 지지 않고 있다.

본 연구에서는 반도체 성형공정 중 완성된 반도체의 절연 및 보호의 목적으로 반도체의 외부를 열경화성 수지로 씌우는 공정인 몰딩 공정에서 이용되는 기계식 프레스의 성능향상을 목적으로 가압에 의한 구조 변형을 해석하여 성형 품질을 보증 하면서도 최소의 구조물과 동력장치를 가질 수 있도록 기계식프레스의 최적 설계 방법을 연구하고자 한다.

2. 특성 평가 및 구조물 설계

본 연구에서는 프레스를 구성하는 주요 구조물에 대한 변형량 및 응력에 관하여 해석하고, 이를 설계에 반영하여 변형이 최소화되는 구조물의 형상을 구현하였다. 해석에 사용된 프로그램은 MSC社의 "Visual Nastran 2004"이다^[5]. 프로그램을 구동한 H/W 환

경은 델사의 워크스테이션 T3400이며 제온CPU, 퀴드로FX1700 그래픽 카드, 4 G의 메모리 등으로 구성되어 있다.

실제 성형공정의 경우 열에 의한 구조물의 열변형 및 열응력이 함께 발생하여 압력발생에 따른 구조물의 변형 해석 결과와 다른 결과를 얻게 되는데, 이는 프레스 구조물의 열전달 및 이에 따른 열변형이 정확히 고려되지 않았기 때문이라 할 수 있다. 때문에 가압에 의한 구조물의 변형과 함께 열전달에 의한 열변형을 함께 고려해 주어야 한다. 하지만, 본 연구에서는 우선 압력 발생에 따른 변형 해석에 대해서만 다루기로 한다.

프레스의 복잡한 구동을 해석적으로 간단하게 모사하기 위해서 토글링크방식을 해석에서 생략하고 토글링크를 통해 마지막으로 전달되는 하중을 바로 프레스에 입력하여 해석하였는데, 이때 최고 하중은 588 kN이다. 해석을 간단하게 하기 위하여 1/4 대칭 조건을 고려하여 토글링크와 연결된 면에 147 kN을 부여하였다. 프레스의 평면도를 고려해보면 중심을 기준으로 상하좌우가 대칭 형태라서 1/4단면을 해석하여도 충분함을 알 수 있다.

2.1 프레스 구조물의 특성 평가

2.1.1 시편제작 및 탄성계수 측정

해석을 위한 첫 단계로 주물의 탄성계수(Young's modulus)를 가능한 정확하게 구하는 것이 필요하다. 정확한 해석을 위하여 주물의 일부분을 절단하여 시편을 제작하고, 시편의 탄성계수를 10회 측정 하여 평균값을 구한 후, 이를 유한요소 해석 프로그램의 입력 데이터로 사용 하였다. 탄성계수 이외의 값은 www.matweb.com에서 참고로 한 흑연구상주철(FCD450)의 물성치를 입력 데이터로 사용하였고, 주물 시험편은 3 mm × 4 mm × 40 mm의 블록 형태로 제작하여 초음파를 이용한 탄성계수 측정 장치로 측정 하였다. 주물시험편 탄성계수를 측정하여 평균값 170.65 GPa을 얻었으며, 이때 표준편차는 1.05이다.

2.1.2 구조물의 물성치

주요 구조물은 대부분 FCD450과 기계구조용 탄소강(SM45C)으로 이루어졌으며, 금형부의 부품은 SM45C가 주 소재이다.

각 소재의 물성값은 대부분 matweb 사이트에서 참고하였는데, 주철의 탄성계수는 62 GPa부터 240 GPa까지 넓은 범위를 보였다. 이 때문에 앞서 설명한 바와 같이 주물의 경우 시편을 제작하여 측정된 값을 참고하여 탄성계수를 적용하였다.

2.2 프레스 구조물의 설계

2.2.1 해석의 간소화

설계된 프레스의 모델은 아래 Fig. 1의 (a)와 같다. 이 모델에서 구동장치 및 최적설계를 위한 해석에 영향을 거의 미치지 않는 소

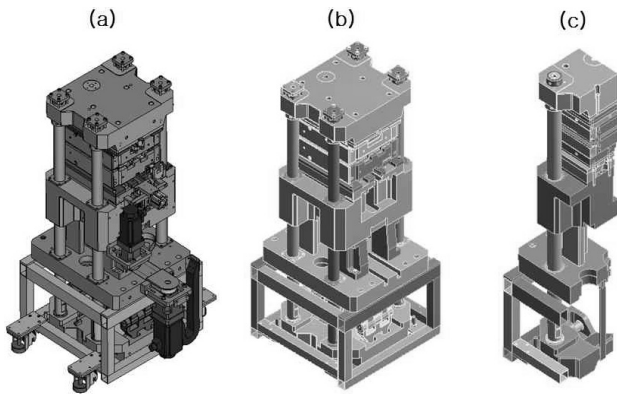


Fig. 1 Simplification of model for analysis

형 부품들은 제거하여 간소화 한 형태가 (b)모델이다. 이 형태는 중심을 기준으로 대칭 형태이므로 최종적으로 (c)와 같이 1/4모델을 해석에 적용하였다.

해석에 사용된 프레스의 부품 수는 간소화 하였음에도 불구하고 77개나 되는데, 이들 부품이 서로 볼트 또는 용접으로 연결되어 있거나 미끄러질 수 있게 접촉되어 있다. 이러한 부품간의 연결을 해석적으로 표현하기 위해서는 접촉모델을 적절하게 적용하는 것이 중요하다.

2.2.2 경계조건 및 하중조건

금형 세트 각 플레이트의 접촉면, 다이의 상판과 하판의 접촉면, 볼트 체결된 플레이트의 접촉면, 가이드바와 모든 리니어부쉬의 접촉면은 마찰이 없는 조건을 부여하였고, 그 외 나머지 접촉면들은 완전 접촉조건을 부여하였다.

성형공정 시 기계식 프레스의 구동은 클램프 유닛에서 역할을 담당하며, 5핀 토글링크 방식으로 이루어져있다. 프레스 하부 슬라이드 플레이트는 서보모터의 회전이 롤러스크류를 통해 직선운동으로 변환되고, 링크를 통해 하부 슬라이드 플레이트가 상하로 구동되며, 하부 슬라이드 플레이트와 타이바에 의하여 고정되어있는 상부 플레이트가 금형을 상하로 움직이게 하는 방식으로 되어있다. 이때 중간의 베이스플레이트와 받침플레이트는 고정되어 타이바의 안내 역할을 한다. 이러한 복잡한 운동을 해석적으로 간단하게 모사하기 위해서 토글링크 구조물을 해석에서 생략하고 토글링크를 통해 마지막으로 전달되는 하중을 직접 플레이트에 입력하여 해석하였다. 이때 최고하중은 588 kN이고 1/4 대칭 조건을 고려하여 147 kN을 부여하였다.

유한요소해석은 정밀도(유한요소의 개수)와 비용(계산시간) 간에 상호 균형 관계를 가지므로, 적절한 유한요소 개수로 메시(mesh)를 나눠주는 것이 해석의 효율 측면에서 중요하다. 프로그램과 하드웨어 사양에서 가장 적합한 해석을 위해 Fig. 2와 같이 동일한 프레스

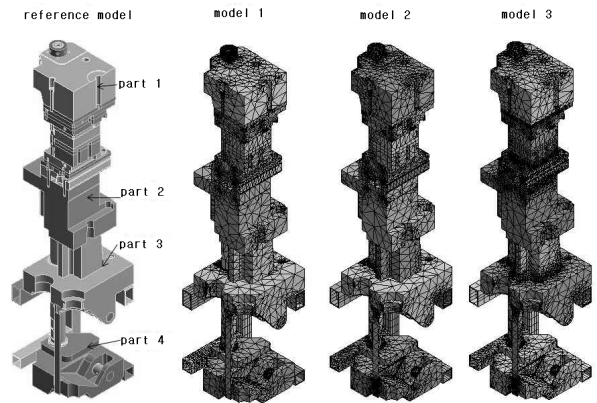


Fig. 2 Analysis models according to the number of finite elements

Table 1 Verified results for finite element model

| Model | | 1 | 2 | 3 | |
|----------------------------|--------|--------|---------|---------|---------|
| Elapsed time (sec) | | 869 | 1336 | 197371 | |
| No. of nodes | | 224164 | 267356 | 381752 | |
| No. of elements | | 107376 | 134405 | 197371 | |
| Deformation of Z-axis [mm] | part 1 | max | -0.0722 | -0.0674 | -0.0676 |
| | | min | -0.1430 | -0.1386 | -0.1389 |
| | | dev | 0.0708 | 0.0717 | 0.0713 |
| | part 2 | max | -0.0315 | -0.0264 | -0.0266 |
| | | min | -0.0608 | -0.0558 | -0.0560 |
| | | dev | 0.0293 | 0.0294 | 0.0294 |
| | part 3 | max | 0.0214 | 0.0271 | 0.0270 |
| | | min | -0.5360 | -0.0507 | -0.0510 |
| | | dev | 0.0750 | 0.0778 | 0.0780 |
| | part 4 | max | -0.3856 | -0.3818 | -0.3823 |
| | | min | -0.8649 | -0.8571 | -0.8581 |
| | | dev | 0.4793 | 0.4753 | 0.4758 |

모델을 유한요소 개수를 다르게 하여 해석한 뒤, 개수에 따른 경과 시간 및 해석의 정밀도를 Table 1에서 비교 하였다. Fig. 2에서 각각 부품1은 상부 플레이트, 부품2는 베이스 플레이트, 부품3은 받침플레이트, 부품4는 하부 슬라이드 플레이트 이다.

Table 1에 나타내었듯이 요소수가 증가함에 따라서 일정한 결과(변형량)로 수렴하는 것을 볼 수 있다.

모델2와 모델3은 해석결과가 1% 미만의 차이를 보이는데 해석 시간은 10배 이상의 큰 차이를 보였다. 따라서 모델2의 유한요소 개수인 13만개를 본 모델의 표준개수로 결정 하였다. 결과에 따라 해석의 계산시간 및 하드웨어의 성능을 고려하여 추후의 모든 해석에 모델2를 적용하였다.

Table 2 Applied young's modulus for models

| Model | a | b | c |
|-----------------------|------|-----|-----|
| Young's modulus (Gpa) | 62.1 | 148 | 240 |

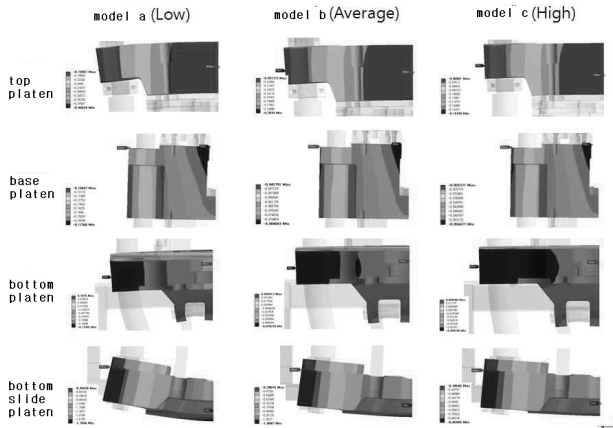


Fig. 3 Deformation of Z-axis for plates according to physical properties change of cast iron

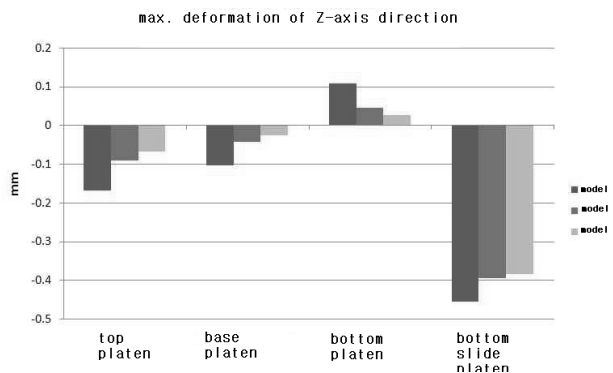


Fig. 4 Comparative of Z directional deformation at different platens

2.2.3 주요 플레이트별 해석결과

상기와 같은 경계조건과 유한요소모델을 적용하여 기계식 프레스의 각 부품의 변형량과 응력을 예측하였다. 프레스 구조에서 성형 품질에 영향을 미치는 주요 인자는 Z축 방향의 변형량이며, 압축 방향이 Z축 방향이므로 X, Y 방향의 변형량은 Z축 방향에 비하여 그 크기도 무시할 수준으로 적고 성형품질에 미치는 영향도 미미하므로 별도 기재하지 않았다. 플레이트의 소재가 흑연구상주철(본 해석에서는 주철로 가정)이므로 탄성계수의 범위가 자료에서도 매우 넓고 실제 제품에서도 주물 제작 시마다 차이가 나기 때문에, 탄성계수를 Table 2와 같이 최소(모델a), 평균(모델b), 최고(모델c)치로 구분하여 각각 해석하였다.

프레스의 주요 플레이트들의 Z축 변형량 분포는 Fig. 3와 같고, 이를 종합해 보면 Fig. 4와 같다. 동일한 방식으로 주철의 물성변화

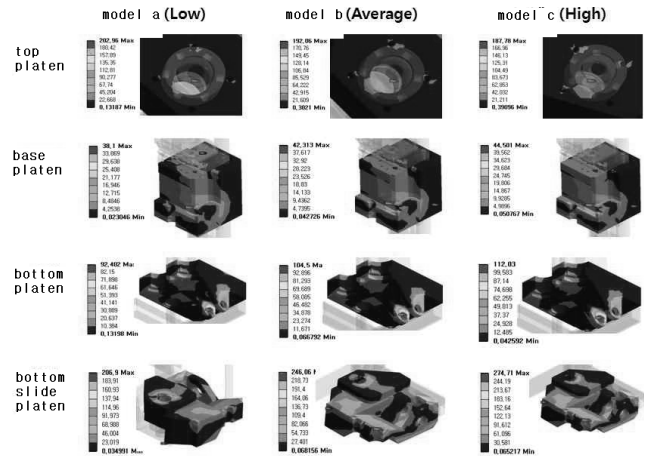


Fig. 5 Stress distribution for plates according to physical properties change of cast iron

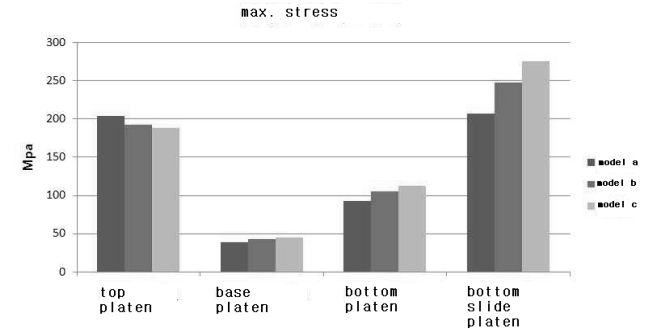


Fig. 6 Stress distribution for plates

에 따른 플레이트별 응력분포를 Fig. 5에 나타내고 그 결과를 Fig. 6에 종합하였다.

변형량과 동시에 응력분포를 살펴본 이유는 응력이 국소부위에 집중되어 발생하면 응력집중부위는 마모 및 파손되어 성형품질에 큰 영향을 줄 수 있기 때문이다. 따라서 응력이 집중되는 부분을 설계 개선함으로써 마모나 파손을 방지하고 장시간 운전이 가능한 안정적인 품질을 보증하는 최적 설계를 하기 위함이다.

위의 결과에서 탄성계수가 클수록 변형량이 작아지는 것을 볼 수 있지만, Fig. 6에서와 같이 각 부품에서 발생하는 최고 응력은 줄어들거나 오히려 커지는 경향을 보였다. 이는 탄성계수가 커짐에 따라 부품들의 유연성이 떨어지고 단단해져 변형에너지를 흡수하지 못하고 구조의 형태에 따라 응력이 한 곳에 집중될 수 있기 때문인 것으로 판단된다. 각 플레이트들 중에 하부 슬라이드플레이트는 최고 응력(274 MPa)이 항복응력(310 MPa)에 근접하므로 안전을 고려하여 프레스의 설계가 수정되어야 할 것으로 판단하였다.

2.2.4 링크 부의 수치 해석 및 해석 결과

프레스 구성품 중 압력발생 장치에 해당하는 토글 클램프식 링크

Table 3 Max. deformation and stress for link parts according to physical properties change of cast iron

| Model | a | b | c |
|-----------------------|--------|--------|--------|
| No. of nodes | 267356 | | |
| No. of elements | 134405 | | |
| Elapsed time (sec) | 1759 | 1325 | 1330 |
| Max. deformation (mm) | 0.415 | 0.2041 | 0.1423 |
| Max. stress (Mpa) | 416.05 | 414.80 | 406.24 |

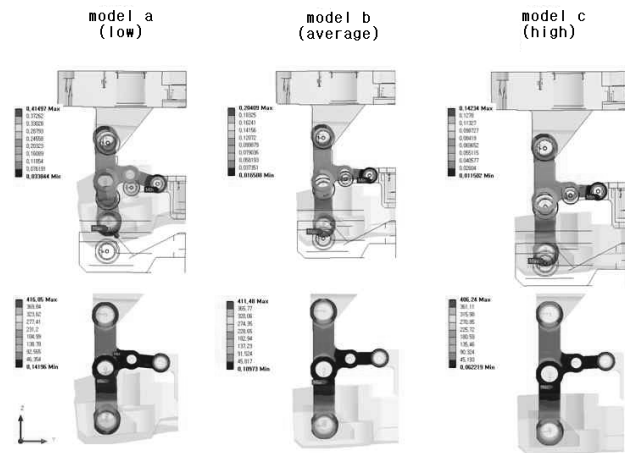


Fig. 7 Max. deformation and stress for link parts

에 대해서도 플레이트와 동일하게 해석 하였다. 베어링과 링크의 경계면, 링크와 링의 경계면에는 접촉슬라이딩 조건을, 나머지 부분은 완전 접촉조건을 부여 하였다.

주철의 물성 변화에 따른 링크부의 최대 변형량 및 응력 결과는 Table 3과 같고, Fig. 7과 같이 토글링크에서 항복응력을 초과하는 결과가 예측되었다.

응력은 형상이 뾰족한 곳에서 집중 발생 하였으며, 이 부분의 설계수정(모각기 반경 증가)이 필요할 것으로 판단되었고, 해석 후 모델링 수정을 거쳐 재해석 하였다.

2.2.5 타이바의 수치해석 및 해석 결과

타이바는 토글링크의 클램프 힘을 상부 플레이트로 전달해 주는 역할을 하며, 구조물의 형상이 긴 봉 형태로 압력에 의한 변형이 가장 많이 발생하는 구조물이다. 프레스에서는 타이바의 인장력이 바로 형체력에 해당 한다. 따라서 반복적인 프레스의 체결력을 보증하기 위해서 타이바의 응력 및 변형률은 반드시 안전율을 고려한 탄성한계 내에 있어야 한다. 또한 타이바가 축 방향이 아닌 횡 방향으로 변형이 심하게 일어나게 되면 장시간 반복 구동시 편 마모가 발생하고 성형에 문제를 일으키게 되기도 하며, 특히 단면 변화가

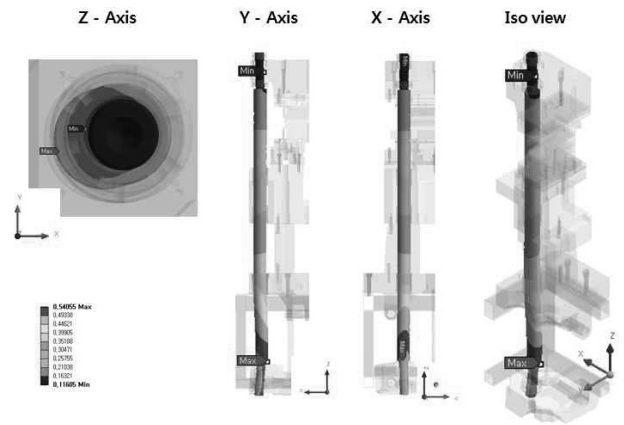


Fig. 8 Deformation of tie bar according to physical properties change of cast iron

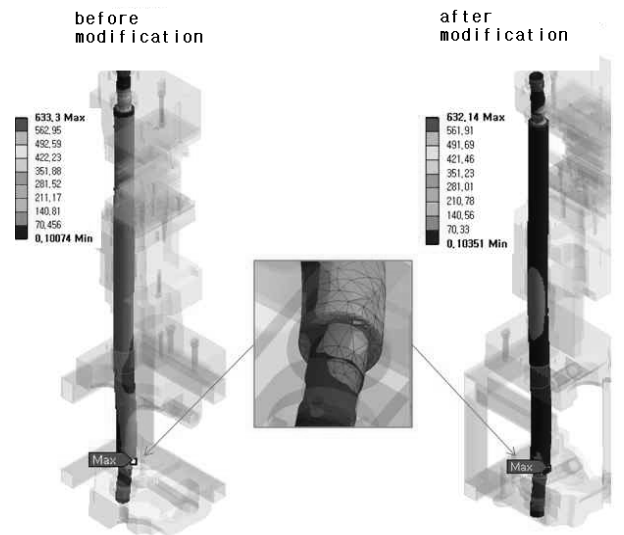


Fig. 9 Max. stress of tie-bar before/after modified boundary condition

심한 체결부위 등에서 허용응력을 초과 할 우려가 있다. Fig. 8은 주철의 물성 변화에 따른 타이바의 변형량 해석 결과이다. 타이바의 최대응력이 예상치를 초과한 결과를 보임에 따라, 해석 경계조건을 수정하였다. 기존 완전 집합 경계조건을 부여했던 것을 접촉슬라이딩 조건으로 실제 거동과 더 가까운 경계조건으로 수정 하였고, 해석 결과 Fig. 9와 같이 최대응력이 632 Mpa에서 440 Mpa로 줄어들었다.

2.2.6 금형의 접촉상태 해석

Fig. 10은 상부금형과 하부금형이 변형에 의해 벌어지는 정도(금형의 중심부에서 벌어짐)를 탄성계수별로 예측한 결과이다. 본 결과는 실제 기계식 프레스로 성형할 때 금형부 캐비티(cavity) 내에서 제품이 경화될 때 제품의 두께 균일도에 영향을 줄 수 있다.

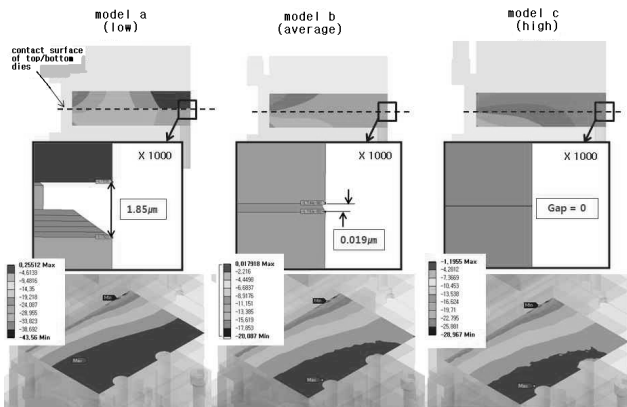


Fig. 10 Contact condition and stress of die according to physical properties change of cast iron

결과를 살펴보면 프레스의 최고 하중에서 주철의 탄성계수가 최소 일 때 금형의 접촉면에서 벌어지는 정도는 약 1.85 μm 이고, 탄성계수가 커질수록 줄어드는 경향을 보였다. 1.85 μm 는 가장 가혹한 경우의 결과임을 감안하면, 두께 0.2 mm를 갖는 제품을 가공할 때 1/100 정도의 오차라 할 수 있어 실제 공정 시에는 큰 문제는 없을 것으로 판단하였다.

2.2.7 해석 결과

프레스의 각 부품들 중 하부 슬라이드 플레이트, 링크, 타이바에서의 응력이 다른 부품들에 비해 크게 예측되었으며, 타이바의 경우 항복응력에 거의 근접한 결과를 보였다. 따라서 프레스의 안전을 고려하여 이들 부품의 응력을 감소시키는 것이 필요하다. 이를 위하여 부품의 두께를 증가시키거나, 모각기 코너 반경을 증가시키는 방법으로 설계 변경하여 개선된 결과를 살펴보고 형상의 수정과 해석을 반복 하였다. Fig. 11은 모델의 설계 변경 부분을 나타낸 것이다.

수정 전후의 해석 결과를 토대로 링크부와 하부 슬라이드 플레이트의 응력을 줄이기 위해서 두 차례에 걸쳐 받침플레이트의 두께 증가 및 링크부 모각기의 구성반경을 늘리는 방법으로 설계 변경 하였다. 이후, 그 결과를 바탕으로 추가로 링크의 폭을 증가시키고 링크 홀의 외경을 확대 하였다.

링크부와 하부슬라이드플레이트의 응력을 줄이기 위해서 받침플레이트의 두께 증가 및 링크부 모각기의 코너반경을 늘리는 방법으로 1차 설계 변경한 결과, Fig. 12에서와 같이 링크부 최대응력이 수정 전 416 MPa에서 1차 수정 후 354 MPa로 감소한 것을 볼 수 있다. 또한, 2차 및 3차 수정을 한 경우에는 링크부 두께 증가와 이에 따른 링크 홀 외경을 증가하여 280 MPa까지(32%) 감소시킬 수 있었다.

하부슬라이드플레이트는 최종 수정을 거쳐 접촉면 처짐각이

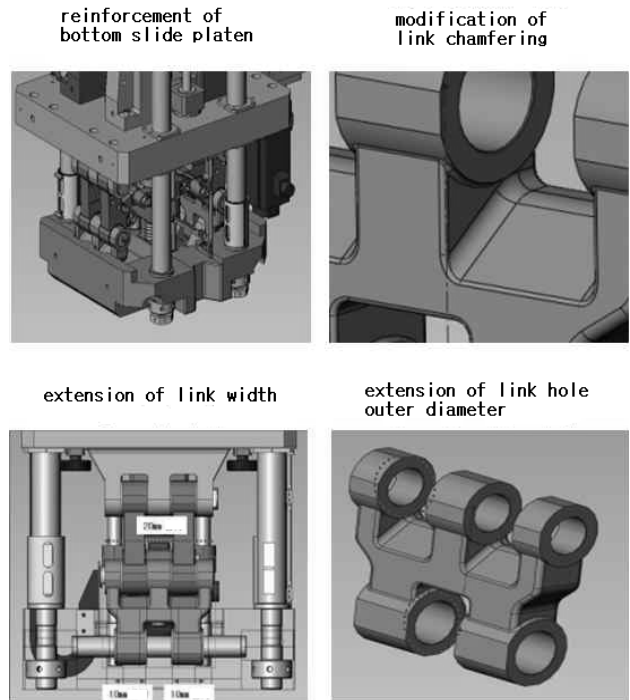


Fig. 11 Modified design parts of model

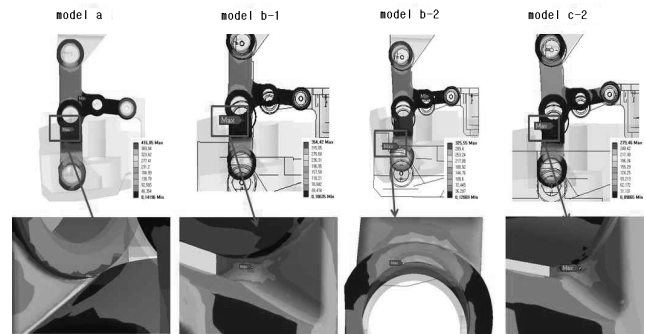


Fig. 12 Stress distribution of link before/after model modification

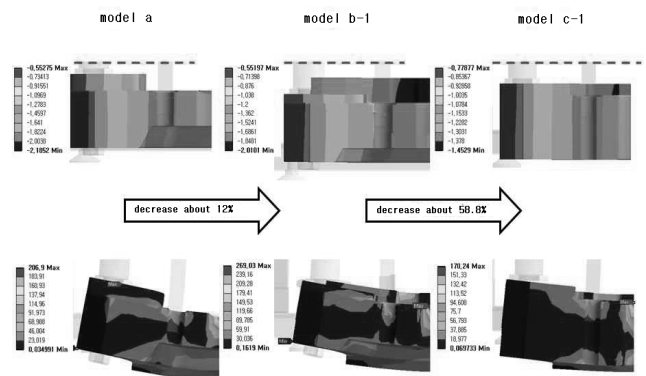


Fig. 13 Comparison of deformation and stress before/after modification

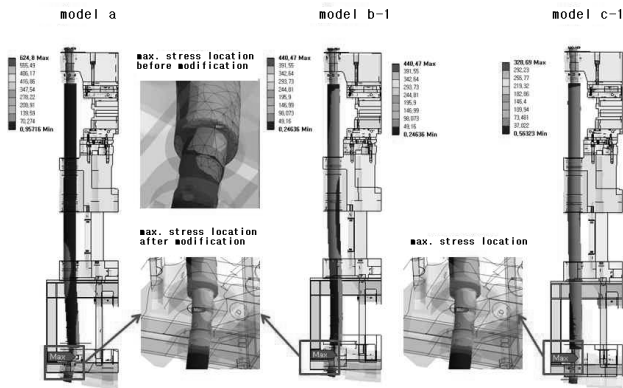


Fig. 14 Stress distribution of tie-bar before/after modification

Table 4 Analysis results before/after modification

| modified model | max. stress (Mpa) | | | |
|------------------------|-------------------|------------------|-------------------|---------------------|
| | Link | Tie-bar | | Bottom slide platen |
| | | bonded condition | sliding condition | |
| origin | 416 | 633 | 624 | 206 |
| 1 st change | 354 | 632 | 440 | 270 |
| 2 nd change | 320 | - | - | - |
| 3 rd change | - | - | 328 | 170 |
| 4 th change | 280 | - | - | - |
| yield strength | 310 | 690 | 690 | 310 |

0.304°에서 0.126°로 감소하였으며 최대 응력은 Fig. 13과 같이 206 MPa에서 170 MPa까지 약 17%, 최대 처짐량은 58.8% 감소 효과가 있는 것으로 예측되었다. 타이바 역시 Fig. 14와 같이 3차 수정을 거치면서 응력이 수정 전 630 MPa에서 328 MPa로 47%의 감소효과를 얻었다.

기존의 접촉모델 즉, 타이바와 상부 플레이트 간에 그리고, 타이바와 받침 플레이트 간에 실제로 접촉이 떨어지는 거동을 모사하지 못하도록 강제로 결합되도록 하는 접촉모델로 해석하였을 때는 1차수정의 효과가 미미하였지만, 접촉모델을 실제와 같은 거동이 가능하도록 수정한 뒤로 응력이 크게 줄은 효과를 볼 수 있었다.

3. 최적설계 결과

본 연구에서는 반도체 LED 성형용 프레스를 최적화하기 위하여 각 구조물을 조립체의 상태에 최대한 근접하게 모델링하여 일괄 해석하였으며, 프레스 압력에 의한 주요 구조물의 변형을 해석하여 프레스를 최적 설계하는 방법에 관해 연구하였다.

초기 프레스 설계안에 대한 구조특성 평가를 CAE를 통해 수행

하여 각 플레이트들 중에 하부 슬라이드 플레이트와 토글링크에서 항복응력이 높게 예측되었으므로, 이 부분의 설계를 수정하여 항복 응력 및 변형량이 안전계수를 고려한 허용치 이내로 들어가도록 하였다.

링크부와 하부 슬라이드 플레이트의 응력을 줄이기 위해서 받침 플레이트의 두께 증가 및 링크 부 모각기의 코너반경을 늘리는 방법으로 설계 변경하였다. 그 결과로 링크부 최고 응력이 280 MPa까지 32% 감소되었고, 타이바 역시 최고응력이 수정 전 630 MPa에서 수정 후 328 MPa로 크게 감소하였다. 하부 슬라이드 플레이트는 최종 수정을 거쳐 206 MPa에서 170 MPa까지 약 17% 응력 감소 효과를 얻었다. 모두 항복응력 50% 수준 내에서 안전한 것으로 예측되었다. 수정 전/후의 해석 결과를 Table 4에 정리하였다.

4. 결론

본 연구에서 기계식 프레스의 주요 플레이트들과 링크의 압력에 의한 변형을 해석하고, 해석 결과를 바탕으로 모델링을 수정 후 재 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 주요 플레이트들이 대부분 안전한 허용응력 이내로 응력이 발생하도록 모델을 수정 할 수 있었다.
- (2) 하부 슬라이드 플레이트의 경우 다른 플레이트들에 비하여 변형량이 크게 예측되었다.
- (3) 하부 슬라이드 플레이트의 변형이 타이바의 구조를 뒤틀리게 만들고 이러한 타이바의 뒤틀림은 프레스 구조물의 상하운동에 영향을 미쳐 성형품질이 나빠질 수 있음을 알 수 있었다.
- (4) 전제적으로 하부슬라이드 플레이트를 제외한 다른 플레이트들은 과도한 안전율이 적용되어 향후 크기를 더 줄여나갈 여지가 있음을 알 수 있었다.
- (5) 타이바와 링크부는 적절한 크기로 설계되었으며 하부 슬라이드 플레이트는 변형에 대한 구조보완 설계가 필요함을 알 수 있었다.
- (6) 실제 성형 공정의 경우 열에 의한 구조물의 변형 및 열응력이 함께 발생하므로 열전달에 의한 열변형을 함께 고려해 주어야 한다. 충분한 열전달이 일어나 열평형 상태에 도달한 온도에서 주요 플레이트들의 타이바 가이드홀의 치수가 일치 되도록 이에 대한 해석이 추가로 연구 되어야 할 것이다.

References

[1] Park, W. K., Lee, J. G., Kim, W. B., Hong, S. W., 2005, Development of the Toggle Link System for Electric Molding

- Machine using ADAMS, *LG Cable and System Ltd.*
- [2] Jung, H. S., Yoo, J. H., 2012, Tie-bar Elongation Evaluation of Toggle Type Injection Molding Machine, *Journal of the KSMTE*, 21:4 672-676.
- [3] Lee, J. H., Lee, K. C., 1987, A Study on the Development of Plastic Injection Moulding Machine, *Korea Institute of Machinery and Materials*.
- [4] Lim, D. H., Lee, B. W., Rhyu, H. H., Kim, H. K., 2003, An Experimental Study on the Strength Evaluation of A1-5052 Tensile-Shear Specimens Using a Mechanical Press Joining Method, *Journal of the KSMTE*, 12:1 58-64.
- [5] MSC. (MacNeal-Schwendler Corporation), 2004, Software Corporation, *MSC. Visual Nastran Desktop*, Tutorial.
- [6] Logan, D. L., 2006, *A First Course in the Finite Element Method*, CENGAGE LEARNING.
- [7] Adams, V., Askenazi, A., 2008, Finite Element Method, *SciTech Media*.
- [8] Gao, S., Budde, L., 1994, Mechanism of Mechanical Press Joining, *Int. Journal of Machine Tools and Manufacture*, 34:5 641-657.
- [9] Jung, H. S., Yoo, J. H., 2011, An Experimental Study on the measurement Performance of Injection Molding Machine, *KSMTE Autumn Conference*, 134-135.
- [10] Lee, J. I., 2008, The Stress Analysis of Semiconductor Package, *Journal of the KSMTE*, 17:3 14-19.