

형상최적화 기법을 이용한 초고강도강판 성형용 프레스 금형의 구조설계 가이드라인

강경훈¹ · 곽정환² · 배상범² · 김세호[#]

Design Guideline for Press Tool Structure of Ultra-high Strength Steel Part with Shape Optimization Technique

K. H. Kang, J. H. Kwak, S. B. Bae, S. H. Kim

(Received October 26, 2017 / Revised November 13, 2017 / Accepted November 17, 2017)

Abstract

In this paper, an effective design procedure was proposed to design the rib of die structure for auto-body member with ultra-high strength steel (UHSS) having ultimate tensile strength (UTS) of 1.5 GPa. From analysis results of the die structure, structural safety of the die was evaluated with information such as displacement and von-Mises stress. It was concluded that the casting part could be designed in order to reduce tool deformation. A design guideline of the die structure was proposed, especially for the rib structure in the casting part with an optimization scheme and local reinforcement concept. Simulation result following the design guideline fully explained that stability of the tool structure could be obtained simultaneously with weight minimization.

Key Words : Design Guideline, Ultra High Strength Steel (UHSS), Tool Structure, Shape Optimization

1. 서론

차량 경량화를 위한 초고강도 강판의 적용이 지속적으로 증가하고 있으나 양산용 프레스 금형 구조부는 일반 강판을 성형하는 기존 방식과 동일하게 설계되고 있다. 따라서, 성형하중에 의한 금형 내구수명 및 금형변형의 문제가 지속적으로 발생한다. 고강도강 성형에 의한 성형하중의 증가는 금형의 탄성변형에 의해 금형형상 변화를 유발하게 되며, 이는 형합불량을 발생시키고 성형된 제품형상의 예측이 불가능하게 된다. 또한, 하사점 부근에서 금형의 간극(clearance)이 커지게 되어 스프링백 발생의 원인이 된다[1]. 형합불량에 의한 금형보정 회수를 줄이기 위하여 초고강도강판 소재에 적합한 금형구

조의 설계안 도출 및 검증이 필요하다.

본 논문에서는 인장강도 1.5GPa급 초고강도 차체 부품의 성형용 프레스 금형의 응력 감소 및 형합불량을 회피하기 위한 초고강도강 금형구조의 최적설계를 실시하고 현장에서 활용하기 용이한 금형설계의 기초 가이드라인을 제시하고자 하였다.

2. 성형해석 및 금형구조해석

본 논문에서는 Park 등[2]이 제안한 방법에 따라 성형공정해석 및 금형구조해석을 실시하여 금형의 구조 안정성 및 취약부위를 1차적으로 파악하였다.

2.1 대상 제품

1. ㈜트리니티 엔지니어링

2. 대구대학교 대학원 기계공학과

Corresponding Author : School of Mechanical Engineering, Daegu University, E-mail:mvksh@daegu.ac.kr

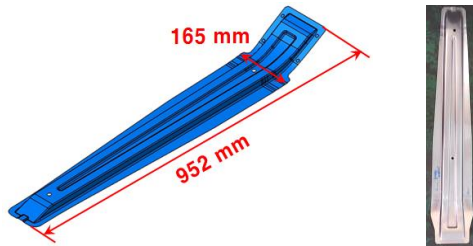


Fig. 1 Shape and dimension of the of the center floor side upper member

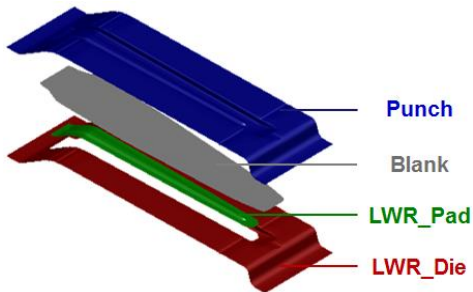


Fig. 2 Finite element model of the tools and the blank used for the stamping analysis

본 논문의 대상은 Fig. 1에 도시한 센터 플로어 사이드 어퍼 멤버(center floor side upper member)이다[3]. 본 부품은 2개 공정으로 성형이 이루어진다. 제1공정(OP10)은 제품의 기본형상을 성형하는 폼(form) 공정이며 제2공정(OP20)은 캠 피어싱(cam piercing) 공정이다. 성형에 사용된 소재는 두께 1.4mm인 인장강도 1.5GPa급 마르텐사이트 강인 MART1470이다. 본 논문에서는 변형이 주로 발생하는 제1공정을 대상으로 금형구조의 해석 및 설계를 실시하였다.

2.2 성형해석 및 접촉력 도출

성형공정해석은 금형과 블랭크 사이의 접촉력을 도출하기 위하여 실시하였다. 금형 및 블랭크의 형상을 Fig. 2에 도시하였다. 재료의 항복함수는 평면 이방성을 고려한 Hill의 1948 모델[4]을 사용하였다. 소재의 인장-압축 거동을 해석에 구현하기 위하여 Yoshida-Uemori 이동경화 모델[5]을 이용하였다. 해석에 사용된 기계적 물성과 이동경화 모델의 계수들을 각각 Table 1과 Table 2에 정리하였다. 해석을 위하여 상용 유한요소 프로그램인 PAM-STAMP 2G[6]를 이용하였다.

성형해석 결과중 하형의 접촉압력 분포를 Fig. 3에

Table 1 Mechanical properties of the MART1470

YS(MPa)	1179.72	FLD ₀	0.06
r ₀	0.87	K(MPa)	1967.85
r ₄₅	0.86	ε ₀	0.00109
r ₉₀	0.86	n	0.073

Table 2 Material parameters for Yoshida-Uemori model

α ₀ (GPa)	1.117	b(GPa)	0.27	R _{sat} (GPa)	0.091
C ₁	210.87	C ₂	210.87	m	109
ξ	55.78	E _a (GPa)	160	E(GPa)	207

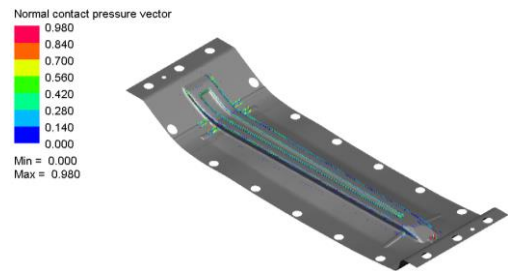


Fig. 3 Distribution of the contact pressure on the lower die from the finite element stamping analysis (unit: GPa)

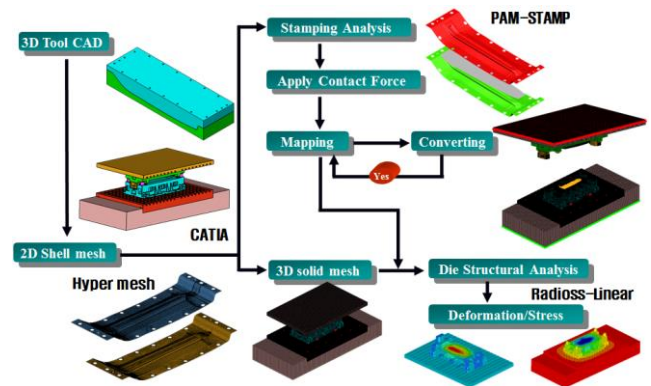


Fig. 4 Brief procedure of the finite element analysis of the tool structure[2]

도시하였다. 블랭크에서 큰 변형이 발생하는 엠보싱부와 금형 어깨부 및 비드부에서 가장 큰 접촉압력이 발생하고 있음을 확인할 수 있다.

2.3 금형구조해석 조건

금형구조해석은 성형공정해석에서 구한 접촉력을 금형구조 모델에 하중 경계조건으로 부과하는 방식을 사용하였다. 금형모델은 연속체 요소로 모델링하

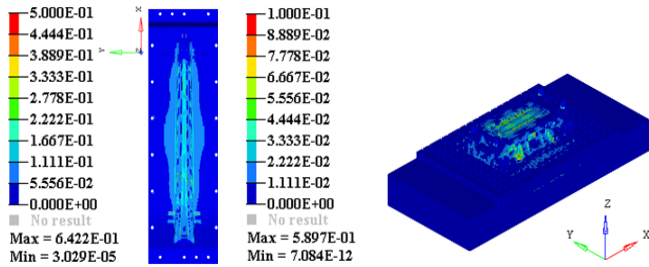


Fig. 5 Distribution of the von-Mises stress in the insert and the casting parts (unit: GPa)

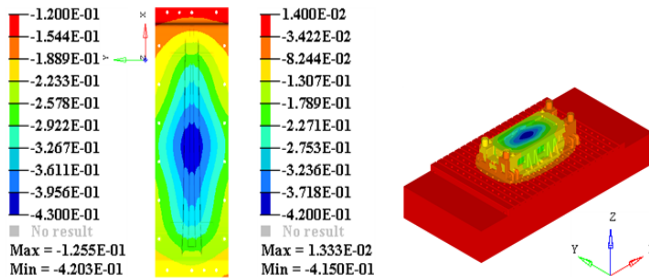


Fig. 6 Distribution of the deformation amount along the z-direction in the insert and the casting parts (unit: mm)

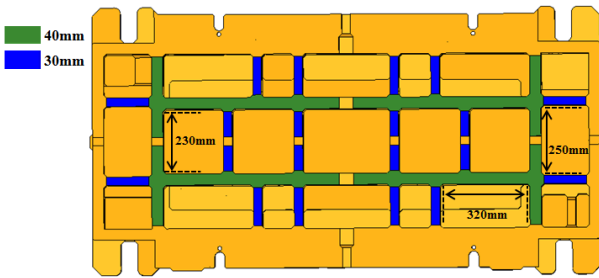
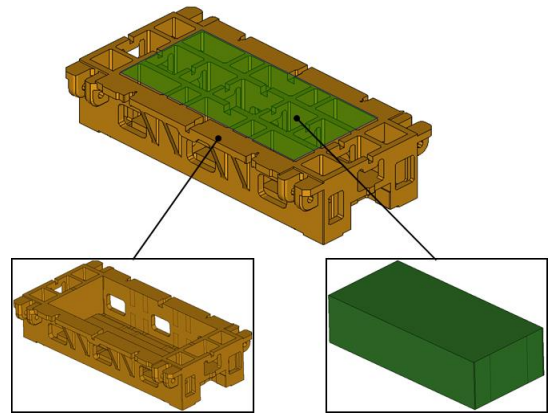


Fig. 7 Shape and dimension of the rib with the initial tool structure design

였다. Fig. 4에 금형구조해석의 전반적인 과정을 설명하였다. 성형해석에서 얻은 접촉력을 구조해석용 요소에 사상(mapping)하기 위하여 데이터 전환 프로그램[2]을 사용하였고, 구조해석은 상용 프로그램인 Radioss-Linear13.0[7]을 사용하였다. 구조해석은 하형만을 대상으로 실시하였다. 인서트부와 주물부의 소재는 각각 STD11과 FCD550으로 항복응력은 각각 1034MPa과 375MPa이다.

2.4 금형구조해석 결과

이상의 기법을 활용하여 금형구조해석을 수행하



(a) non-design region (b) design region

Fig. 8 Shape and dimension of the rib with the initial tool structure design

여 얻어진 결과중 응력 및 높이(z) 방향 변형량을 각각 Fig. 5와 Fig. 6에 도시하였다. 인서트부에서의 최대 응력과 변형량은 각각 0.64GPa과 -0.420mm로 큰 변형이 발생하고 있는 것을 확인할 수 있었다. 주물부에서는 최대응력과 변형량이 각각 0.59GPa과 -0.415mm로 도출되었다. 주물부의 최대응력이 주물부 소재인 FCD550의 항복응력보다 높게 예측되어 성형 시 주물부가 취약함을 확인하였다.

3. 금형구조 최적설계

3.1 초기모델 리브구조 검토

금형구조의 주물부는 Fig. 7에 도시한 바와 같이 하중을 지지하는 메인 리브와 금형 주요부위를 연결하는 기능을 하는 보조 리브로 구성하며, 각각의 두께는 40mm와 30mm이다. 리브간의 간격(span)은 300mm 내외로 설정하고 리브 배치를 직선화하여 설계하였다. 메인 리브는 인서트가 설치된 윤곽선(insert profile)을 따라 설계되어 있다. 금형 중량을 최소화하기 위하여 홀 형상인 코어(core)가 주물부 측면에 배치된다.

3.2 금형구조 설계 최적화 조건

금형에 발생하는 응력 및 변형량을 감소시키기 위하여 하중지지 구조인 주물부를 대상으로 설계 최적화를 실시하였다. 최적화를 위하여 상용 프로그램인 Optistruct13.0[7]에서 제공하는 위상 최적화(topology optimization) 기법을 사용하였다. Fig. 8에 도

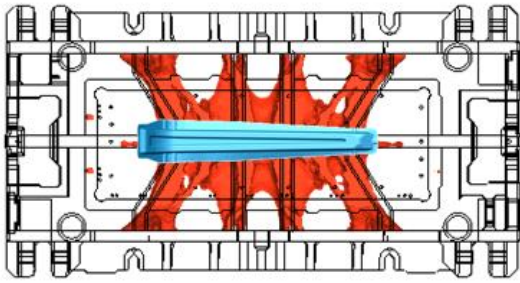


Fig. 9 Mass distribution of the rib structure obtained from the topology optimization method

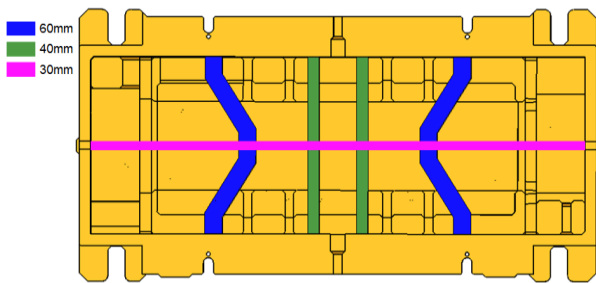


Fig.10 Modified design of the rib structure with concept from the result of topology optimization

시한 바와 같이 최적화 설계 영역을 선정하고, 최적화를 위한 수식은 식(1)과 같이 설정하였다. 여기서 Mass, d_{max} , $\bar{\sigma}_{max}$ 는 각각 설계영역의 질량, 최대변위, 최대 von-Mises 응력을 의미한다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize Mass} \\ &\text{s.t.} \quad d_{max} \leq 0.2mm \\ &\quad \quad \bar{\sigma}_{max} \leq 375MPa \end{aligned} \quad (1)$$

3.3 금형구조 최적설계

최적화 결과 얻어진 질량 분포를 Fig. 9에 도시하였다. 그림과 같이 접촉력이 크게 발생하는 인서트부 및 해당부위를 지지하는 구조를 중심으로 질량 분포가 집중되었다. 최적설계에서 얻은 결과를 바탕으로 금형 운반 및 반전 시 금형구조 안전성을 고려하여 Fig. 10과 같이 최적 설계된 리브를 연장하여 외곽 리브와 연결하여 주물부를 재설계하였다. 초기 설계 모델의 주물부 중량이 1360kg이었던 것에 반하여 최적설계 모델은 1300kg으로 4.4%의 경량화

Table 3 Comparison of deformation results in the insert part between the initial model and the topology optimization model

Model	Max. Stress (MPa)	Max. Disp. (mm)
Initial Model	590	-0.420
Top. Opt. Model	290	-0.298

효과를 얻었다.

최적설계안으로 구조해석을 수행한 결과를 Table 3에 도시하였다. 초기모델 대비 인서트부의 최대 응력과 변형량이 각각 50.8%와 29% 감소한 것을 확인할 수 있었다. 직선형 리브구조로 취약부위를 지지하는 초기 모델에 비하여 트러스(truss) 구조를 가지는 최적설계 모델이 효율적으로 구조 지지능력을 가지며, 접촉력이 집중되는 엠보상부와 비드부가 보강되어 중량과 변형량 감소 효과를 동시에 얻을 수 있었다.

4. 금형구조 설계 가이드라인

4.1 리브구조 설계 가이드라인

본 논문에서 금형 리브구조를 설계하기 위하여 위상 최적화를 수행하여 기초 구조안을 도출하였다. 그러나 현장의 금형설계 과정에서 금형구조해석을 직접적으로 설계에 적용하는 것은 많은 시간이 소요되는 작업으로 실제적인 활용이 매우 어렵다. 본 논문에서는 구조해석 없이 성형공정해석만을 수행하고 접촉력의 분포에 따라 금형구조 초기 설계안을 도출하는 방안을 Fig. 11와 같이 제안하였다.

(1) 성형해석을 실시하고 금형에 작용하는 접촉력을 정량화한다.

(2) 성형해석 시 펀치 오프닝 라인 및 비드부, 엠보상부 등과 같이 금형의 접촉력을 가장 많이 받는 부위에 대해 메인리브를 40mm로 설계한다. 중심부를 기점으로 폭 방향으로 메인리브 설계 기준인 40mm를 설계한다.

(3) 접촉력이 크게 발생하는 엠보상 부로부터 블랭크의 길이방향 끝부분까지 트러스 형상의 리브구조를 두께 60mm로 설계하여 보강한다.

(4) 전체적인 금형구조 안전성과 기존 설계기준인 간격이 300mm를 넘지 않도록 고려하여 설계자의 판단 하에 외곽 리브구조인 보조리브를 30mm로 설

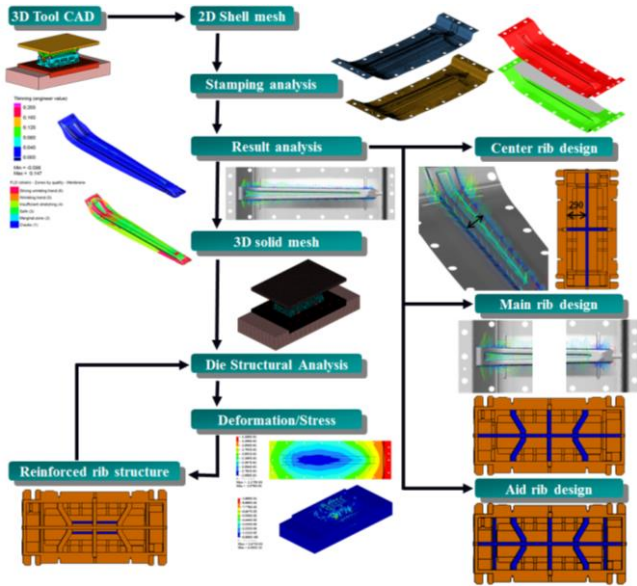


Fig.11 Design procedure of the casting part from the finite element stamping analysis

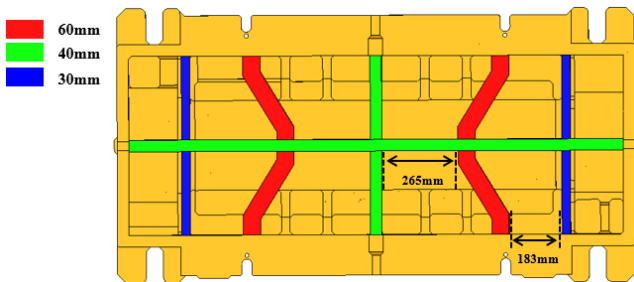


Fig.12 Modified design of the rib structure by the proposed design guideline

계한다.

(5) 추가적으로 효과적인 변형량 감소를 위해서 리브구조 형상 및 상관리브인 두께 방향으로 주물부를 보강하여 변형 및 응력을 감소시킨다.

(6) 설계가 완료된 주물부를 3 차원 유한요소로 모델링 하여 금형구조해석을 실시하고, 응력 및 변형량 분포를 검증한다.

4.2 설계 가이드라인 검증

제안된 가이드라인에 따라 설계한 금형 리브구조를 Fig. 12에 도시하였다. 주물부 중량은 도출된 설계안으로 구조해석을 수행한 결과 Table 4에 도시한 바와 같이 중량은 1410kg으로 초기모델 대비 약 3.6% 증가하였다. 인서트부 최대 응력 및 높이 방향 최대 변형량은 각각 56.7%와 25.2% 감소하는 효과

Table 4 Comparison of deformation results in the insert part between the initial model and the proposed tool design model

Model	Max. Stress (MPa)	Max. Disp. (mm)
Initial Model	590	-0.420
Proposed Model	255	-0.315

적인 결과를 도출할 수 있었다.

5. 결론

본 논문에서는 1.5GPa급 초고강도강을 적용한 차체부품용 프레스 금형구조의 취약부를 보강하기 위한 기초 구조설계안을 제시하였다. 또한 성형해석만을 이용한 금형구조 초기 설계안을 도출하는 방안을 제시하였다. 본 논문에서 수행된 연구내용의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 금형구조해석 결과 응력 및 변형량을 정량화하여, 금형구조의 기본 검토를 실시하여 취약부를 파악하였다. 하형의 인서트부 높이 방향 변형량은 0.42mm로 매우 큰 변형을 보이며, 주물부의 응력은 약 590MPa로 금형소재 항복응력을 초과하는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 하형을 대상으로 설계최적화 기법을 활용한 리브구조 설계를 실시하였다. 기존의 직선형 리브구조 대신 하중을 효과적으로 지지할 수 있는 트러스 구조를 적용하였으며, 검증해석을 실시하였다. 초기 모델 대비 주물부 중량은 4.4% 감소한 반면 인서트부의 최대 응력과 변형량이 각각 50.8%와 29% 감소한 결과를 얻었다.

(3) 현장에서 금형설계 과정에 적용하기 위하여 성형해석과 연동된 설계 가이드라인을 제안하였다. 성형해석 결과에서 접촉력이 크게 발생하는 금형부위를 보강하는 방안을 제안하여 금형을 설계하였으며, 그 결과 초기 모델 대비 주물부 중량은 3.6% 증가한 반면 인서트부 최대 응력과 변형량이 각각 56.7%와 25.2% 감소한 결과를 얻었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부에서 지원하는 산업핵심기술개발사업 수행의 결과입니다.

REFERENCES

- [1] M. J. Song, Y. T. Keum, 2006, Forming Analysis of Automotive Fender Panel considering Die Deformation, *Trans. Mater. Process.*, Vol. 15, No. 5, pp. 387~394.
- [2] J. S. Park, H. J. Choi, S. H. Kim, 2014, Improvement in Prediction Accuracy of Springback for Stamping CAE considering Tool Deformation, *Trans. Mater. Process.*, Vol. 23, No. 6, pp. 380~385.
- [3] J. H. Lee, S. B. Bae, K. T. Yoon, J. Y. Heo, S. H. Kim, C. D. Park, 2016, Wear Life Prediction of CrN Coating Layer on the Press Tool for Stamping the Ultra High Strength Steel Sheet, *Trans. Mater. Process.*, Vol. 26, No. 3, pp. 137~143.
- [4] R. Hill, 1948, A Theory of the Yielding and Plastic Flow of Anisotropic Metals, *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, Vol. 193, No. 1033, pp. 281~297.
- [5] F. Yoshida, T. Uemori, 2002, A Model of Large-Strain Cyclic Plasticity Describing the Bauschinger Effect and Workhardening Stagnation, *Int. J. Plast.*, Vol. 18, No. 5-6, pp. 661~686.
- [6] ESI Group, PAM-STAMP™, User's Manual, 2012.
- [7] Altair Engineering, Hyperworks Optistruct Design Optimization, User's Guide Version 13.0, 2015.
- [8] K. H. Kang, 2015, Design Guideline with the Structural Analysis of the Press Die for Stamping an Auto-part with Ultra High Strength Steel of 1.5GPa UTS-grade, M. S. Thesis, Graduate School, Daegu University, Gyeongbuk, Korea.
- [9] H. J. Choi, 2012, Structural Analysis and Design Optimization of Press Tools for an Automotive Part with High-Strength Steel, M. S. Thesis, Graduate School, Daegu University, Gyeongbuk, Korea.
- [10] S. H. Kim, K. H. Kang, J. H. Kwak, 2016, Method of Designing Press Die for Cold Forming Parts with Ultra High Strength Steel, Korea Patent, P-2016-0087870, under review.