

3D-FEM 을 이용한 후판하우징의 피로안정성에 대한 연구

문창호[#], 서재형¹, 고성현¹, 천명식¹, 박해두¹

Study to Fatigue Safety of Housing using 3-D FEM

C. H. Moon, J. H. Seo, S. H. Ko, M.S.Chun, H. D. Park

Abstract

The purpose of this study is to investigate the fatigue safety and deformation of housing in plate rolling process. For this, we carried out 3-dimensional FEM analysis for housing considering design variations of housing structure. It showed that the housing with rounds under a column is benefits to control thickness accuracy of rolled material, due to smaller elastic deformation and maximum effective stress. Also, we calculated the fatigue safety factors, the ratios of the pulsating equivalent fatigue limit to the maximum tensile stresses analyzed using the equipment force and normal rolling force.

Key Words : Plate Rolling, Pulsating Fatigue, Housing, Finite Element Method, Equipment force

1. Introduction

후판(plate)의 압연공정은 1100~1200℃의 스톱를 가역식 압연설비를 사용하여 10~100mm의 두께를 가진 제품을 생산하는 열간 압연공정이다. 압연중인 소재는 상/하부 작업롤들의 간격(롤갭)과 입측두께의 차이로 인해 소성변형을 받는다. 또한, 압연설비는 소재로부터의 반발력(압연하중)에 의해 탄성으로 변형한다. 여기서 압연설비는 작업롤(work roll), 백업롤(bakeup roll), 작업롤과 백업롤의 쇼크(chock), AGC(automatic gauge controller) 장치, screw device, bender, 하우징(housing) 등으로 구성된다.

압연후 소재의 치수, 특히 두께, 의 정도를 확보하기 위해 후판 압연공정의 엔지니어는 압연설비의 탄성변형량을 고려하여 롤갭을 설정한다. [1] 여기서 치수의 정도는 고객이 요구하는 치수(폭, 두께, 길이)와 압연이 끝난 소재의 치수간의 차이, 즉 치수의 편차, 가 허용되는 범위 내에 존재하는 것을 의미한다.

본 연구는 압연설비의 탄성변형량을 결정하기 위한 첫 단계의 연구로서, 우리는 3차원 유한요소법을 이용하여 후판 하우징에 대한 변형해석을 수행하였다. 하우징의 변형량과 등가응력분포로부터 두께의 정도에 유리한 하우징의 구조를 판단하였다. 또한, 우리는 벤더력과 압연하중이 하우징의 변형에 미치는 영향을 살펴보았다. 마지막으로 본 연구에서는 설비하중에서의 인장응력을 허용진동 등가응력과 비교함으로써 하우징의 피로안정성을 평가하였다.

2. Problem modeling

2.1 Finite element modeling

그림1은 후판 공정의 압연설비를 나타낸 개략도이다. 소재로부터 전달된 상부의 압연하중은 작업롤과 백업롤, 백업롤의 쇼크부를 거쳐 screw 장치의 너트를 통해 하우징의 로드셀(load cell)로 전달된다.

1. POSCO 기술연구원 PICO-II추진반
교신저자 E-mail: chmun@posco.com

이때, 하부의 압연하중은 작업롤과 백업롤, 백업롤의 초크 및 AGC 장치를 통해 하우징으로 전달된다. 또한, 소재의 평탄도와 크라운을 제어하기 위해 인가되는 벤더력은 압연하중을 가감시키고, 그 반작용력이 하우징에 직접적으로 가해진다. 플랜지부는 하우징을 고정하기 위해 지면에 고정하는 부분이다.

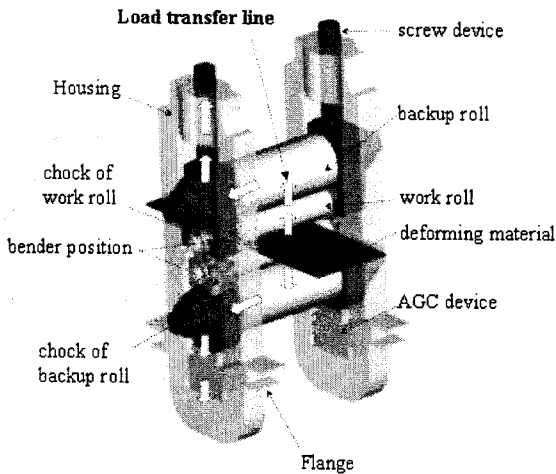


Fig. 1 Schematic diagram of roll equipment in plate mill

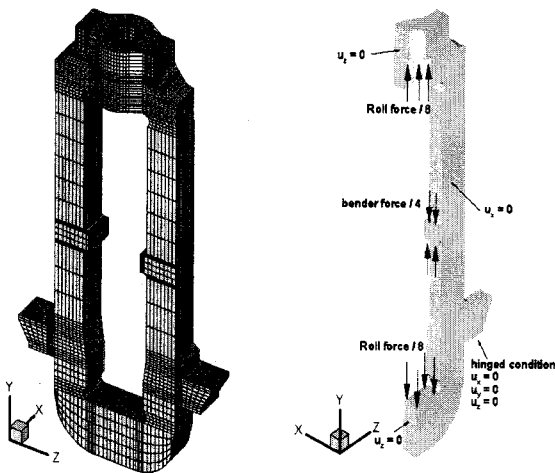


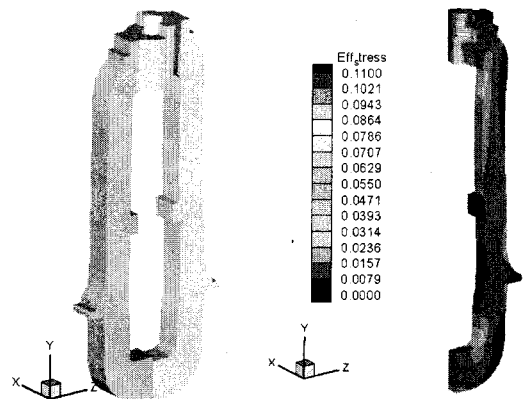
Fig. 2 Finite element system and boundary conditions for analysis

그림2는 3차원 변형 해석을 위해 사용된 하우징의 격자체계와 경계조건을 나타낸 것이다. 본 연구에서 사용된 하우징은 x축과 z축에 대해 대칭

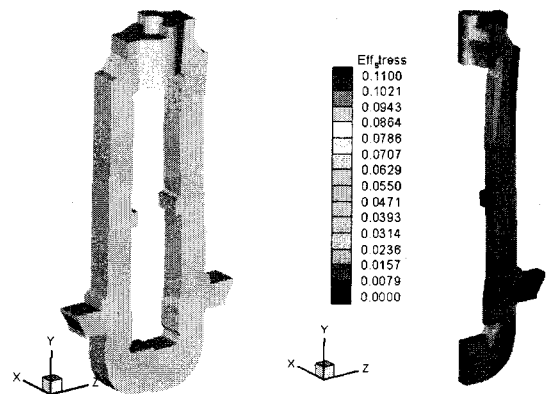
이므로, 우리는 전체 하우징의 1/4에 대해 해석을 수행하였다. 이때 플랜지부는 힌지상태를 가정한다. 일반적으로 압연하중은 2개의 하우징의 로드셀에서 측정된 하중의 합이므로 해석영역에서는 1/8의 하중이 주어진다. 그러나, 벤더력의 경우 하나의 하우징에 걸리는 값을 의미하므로 해석영역에서는 1/4의 벤더력을 가정한다. 또한, 대칭면에 수직인 방향으로의 변위는 없는 것으로 가정하고, 하우징 소재의 탄성계수는 200GPa, 프와송비는 0.3으로 가정한다.

2.2 Housing structure

그림3에서 보는 바와 같이 본 연구에서 우리는 구조가 다른 2개의 하우징에 대한 변형해석을 실시하였다. 즉, 그림3(b)의 하우징은 그림3(a)의 하우징과는 달리 하우징 기둥의 안쪽 상하부 위치에서 라운드를 가진다. 해석에 사용된 압연하중은 5000톤이며, 벤더력은 200톤이다.



(a) Housing without rounds at column



(b) Housing with rounds at column

Fig. 3 Deformation and effective stress distribution of

housing (an enlarged scale of deformations along y and z axis is 500.)

y방향의 압연하중과 하우징의 기둥 바깥쪽 하부에 위치한 플랜지부로 인하여 두 하우징 모두 상부의 변형이 하부의 변형보다 상대적으로 더 큼을 알 수 있다. 이때, z방향(압연방향) 하우징의 최대변형량, 두 기둥의 최대 간격변화, 은 라운드가 없는 하우징의 경우 -0.845mm이고 라운드를 가진 하우징의 경우 -0.77mm이다. 또한, y방향(압하방향) 하우징의 최대변형량, 로드셀부와 AGC접촉부의 최대 간격변화, 은 각각 1.295, 1.16mm이다. 따라서, 라운드를 가진 하우징의 경우 동일한 하중에 대해 변형이 작은 것을 알 수 있다. 이것은 라운드를 가진 하우징이 두께의 정도를 확보하기가 더 용이함을 나타낸다. 그 이유는 두께의 정도는 압하방향의 하우징의 변형량이 작을수록 롤갭의 변화가 작기 때문이다.

두 하우징 모두 최대응력은 하우징 상부의 로드셀 접촉부에서 위치한다. 이때 등가응력은 라운드가 없는 하우징의 경우 134MPa이고, 라운드를 가진 하우징의 경우 84MPa이다. 이것은 B하우징의 y, z방향 변형량이 더 작기 때문이다. 따라서, 하우징에 라운드를 추가함으로써 하우징의 변형량 및 응력의 감소가 가능함을 알 수 있다.

2.3 Effect of bender and roll force

그림 4(a)는 라운드를 가진 하우징에 대해 벤더력의 변화에 따른 y 방향 하우징 변형량을 나타낸 것이다. 이때 벤더력은 100~400 톤의 범위를 가정한다. 비록 벤더력이 변화된다 할지라도, y 방향 변형량은 거의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 그 이유는 그림 2의 경계조건에서 보는 바와 같이 벤더력이 하우징의 기둥 중앙근방에 상하로 걸리기 때문이다.

그림 4(b)는 압연하중이 변화될 때 y 방향(압하방향) 하우징 변형량을 나타낸 것이다. 압연하중이 증가함에 따라서 y 방향 하우징 변형량은 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 이것은 압연하중에 대해 하우징은 탄성변형함을 나타낸다. 이때 직선의 기울기는 0.154mm/1000 톤이다

2.4 Fatigue limit of housing

하우징의 피로안정성을 평가하기 위해 우리는 라운드를 가진 하우징에 대해 설비하중을 9000 톤

으로 가정한다. 또한, 하우징 소재는 SC42가 사용되었다.

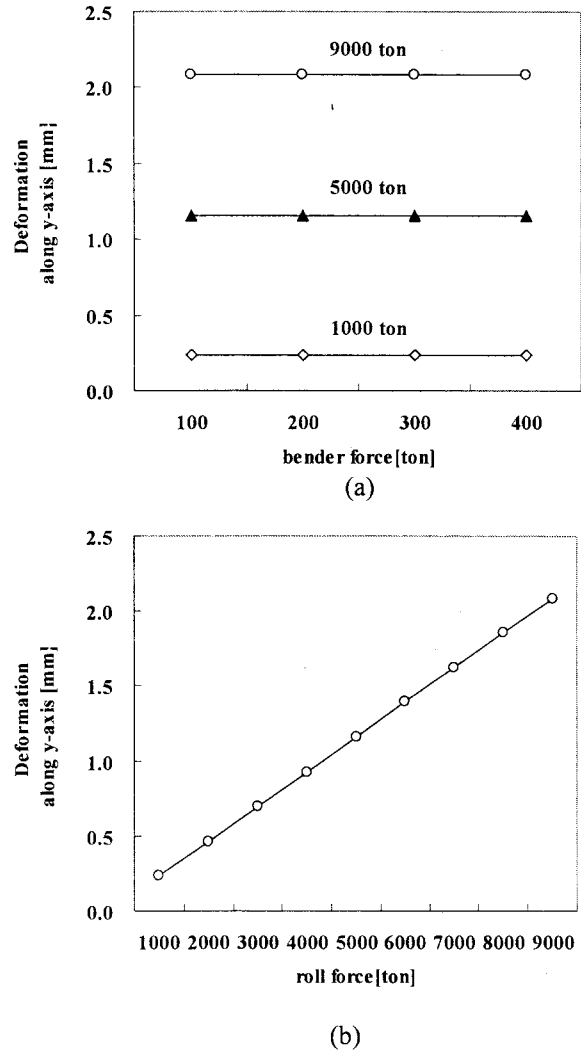


Fig. 4 Deformation along y-axis on (a) bender force and (b) roll force

해당 소재의 최대인장강도 UTS, σ_u 는 400Mpa 이다. 이때 하우징의 진동 등가응력 (pulsating equivalent fatigue limit) σ_p 는 아래의 식으로부터 계산되어진다. [2]

$$\sigma_p = \frac{1.14C_s C_f}{1 + 0.57C_s C_f} \sigma_u = 215MPa \quad (1)$$

여기서 C_s 는 size coefficient이고, C_f 는 하우징의 표면 조도로부터 결정되는 상수이다. 일반적으로 사용되는 하우징의 안전율 s 을 1.5로

가정하면, 하우징의 허용 진동 등가 응력은

$$\sigma_{ap} = \frac{\sigma_p}{s} = 143MPa \quad (2)$$

그림 5 는 설비하중 9000 톤이 주어지는 경우의 인장응력의 분포를 나타낸 것이다. 최대인장응력은 하우징 기둥의 상하부 라운드영역에서 나타나며, 상부영역에서 더 큰 값을 가진다. 이것은 하우징의 상부영역이 기둥부에 대해 외팔보처럼 변형되고, 하우징 상부의 y 방향 변형이 하부의 y 방향 변형량보다 더 크기 때문이다.

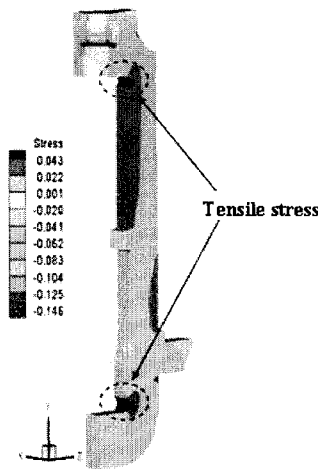


Fig. 5 Stress distribution σ_y under roll force 9000ton

이때 최대 인장응력 σ_m 은 64MPa이다. 따라서, 이 값은 식(2)의 143MPa보다 작다. 즉, 압연하중이 설비하중과 유사한 치입시에도 하우징은 안전함을 알 수 있다.

설비하중 또는 치입하중의 피로안전율은

$$s_m = \sigma_p / \sigma_m = 2.23 \quad (3)$$

또한, 일반적으로 후판 조업중에 사용하는 압연하중은 설비하중의 80~85%를 가정한다. 만약 85%의 설비하중을 정상조업중의 압연하중으로 고려한다면, 압연기의 진동에 의한 하우징의 피로안전율은

$$s_n = \frac{s_m}{0.85} = 2.63 \quad (4)$$

따라서, 본 연구에서 고려된 하우징은 진동에 의

한 피로 파손에 대해 안전함을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서 하우징의 구조, 압연하중, 벤더력에 의한 하우징의 변형량을 계산하기 위해 3차원 유한요소법을 이용하여 후판 하우징에 대한 변형해석을 수행하였다. 또한, 설비하중에서의 인장응력을 허용진동 등가응력과 비교함으로써 하우징의 피로안정성을 평가하였다. 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 라운드를 가진 하우징의 압하방향 변형량 및 등가응력이 작으므로 소재의 두께정도를 확보하는데 더 유리하다.

(2) 압연하중이 증가함에 따라서 하우징의 상부의 변형량이 하부의 변형량보다 증가하여 콜라병 모양의 형태를 지닌다.

(3) 벤더력의 크기는 하우징의 변형과 무관하며, 하우징은 압연하중에 따라 선형적으로 변형한다.

(4) 설비하중 또는 치입하중에 대해 피로안전율은 2.23이고, 조업중의 정상하중(normal condition)에 대해 그 값은 2.63이다. 일반적으로 사용되는 하우징의 안전율 1.5와 비교해 볼 때, 본 연구에서 조사된 하우징은 진동에 의한 피로 파손에 대해 안전하다.

참고 문헌

- [1] V. B. Ginzburg, 1993, High-quality steel rolling, Marcel Dekker, New York, Inc, pp. 159-273.
- [2] D. Broek, 1986, Elementary engineering fracture mechanics, Martinus Nijhoff publishers.