

Crude Oil Tanker 선저부 보강재 필렛 용접부 각장 설계에 관한 연구

강 봉 국* · 신 상 범* · 박 동 환**†

*현대중공업 생산기술연구소

**울산대학교 자동차전박대학원

A Study on Design of Fillet Weld Size for Stiffener in the Hull Bottom of Crude Oil Tanker

Bong-Gook Kang*, Sang-Beom Shin* and Dong-Hwan Park**†

*Hyundai Heavy Industries, Ulsan 682-060, Korea

**Institute of E-vehicle Technology, Ulsan University, Ulsan 682-192, Korea

†Corresponding author : dhpark@ulsan.ac.kr

(Received November 28, 2013 ; Revised December 19, 2013 ; Accepted February 4, 2014)

Abstract

The purpose of this study is to determine the proper fillet weld size for the stiffeners on hull bottom plate of crude oil tanker. To achieve it, the effective notch stress and hot spot stress of the fillet weld with leg length specified in the rule were evaluated by using comprehensive FE analyses. Based on the results, the fatigue damages at each location of weld were calculated. Meanwhile the transitional behavior of initial welding distortion in the hull bottom plate under the design conditions was investigated by using a non-linear FEA. Welding distortion and residual stress introduced during fabrication process were considered as initial imperfections. According to FE analysis results, if the fillet leg length satisfies the design criteria of the classification society, the concern on the root failure at the fillet welds in the bottom hull plate during the design life can be negligible. In addition, considering the transitional behavior of the distortion during the service life, the fillet leg length should be minimized.

Key Words : Crude oil tanker, Notch stress, Hot spot stress, Root crack, Fillet weld, Fatigue damage, Initial imperfection

1. 서 론

선체의 선저부는 많은 수의 종 및 횡 보강재로 구성 되어 있으며, 필렛 용접을 통해서 대부분 접합이 이루어진다. 일반적으로 선저부의 종 및 횡 보강재의 용접 시 필렛 용접부의 최소 용접 각장은 선급에 의해서 규정되어 있음에도 불구하고, 용접부 균열에 대한 우려 때문에 선주에 의해 각장 증가가 요구 되고있다. 이는 필렛 용접부의 루트 균열의 경우 토우 균열과는 달리 용접부의 파괴가 발생하기 전에는 정기적인 검사에 의해서 검출 되지 않기 때문에 방치될 경우 구조물의 불

안정 파괴와 같은 문제를 유발할 수 있기 때문이다¹⁾. 따라서 필렛 용접부의 루트 균열을 방지하기 위한 방안으로 필렛 용접부의 각장의 증가가 요구 되고 있다. 하지만 용접부 각장의 증가는 생산비 증가를 유발할 뿐만 아니라, 선체 제작 공정에서 용접 변형과 용접 후 잔류 응력과 같은 과도한 초기 부정(initial imperfection)을 유발한다. 이로 인해 실제 운항기간 동안 용접부의 피로강도가 저하될 뿐만 아니라, 용접부 변형의 점진적인 증가로 인하여 선체 구조물의 극한 강도를 저하시키는 문제점을 유발할 수 있다²⁾. 따라서 설계 수명 기간 동안 구조적인 안전성을 확보하기 위해서는 변형 및 강도를 고려한 필렛 용접부의 적정 각장의 설계가 이루어

져야 한다.

본 논문에서는 crude oil tanker(COT)의 선저부 보강재 필렛 용접부의 적정 각장을 선정하기 위한 연구의 일환으로써 선급에서 규정하는 용접 각장에 대하여 용접 시 루트와 토우에서의 피로손상을 각각 유효 노치 응력(effective notch stress)과 핫스팟 응력(hot spot stress)을 이용해서 평가하였다. 그리고 각장의 증가에 따른 선저부 주판의 용접 변형과 용접 후 잔류응력의 거동을 평가하고, 그 결과를 바탕으로 실제 운항 중에 발생할 수 있는 용접 변형의 천이 거동을 유한요소해석을 이용하여 평가함으로써 선저부 보강재에 대한 적절한 용접 각장을 제안하고자 하였다.

2. Fatigue Damage

2.1 Global model 해석

선급 규정에 따르면 보강재의 필렛 용접은 주판 두께, 보강재의 크기 그리고 weld factor에 의해 규정된다³⁾. Fig. 1과 Table 1은 본 논문에서 고려한 선체의 중앙에 위치한 선저부의 주판 두께와 보강재 크기를 나타낸다. Table 1의 치수를 기준으로 선급에서 규정하

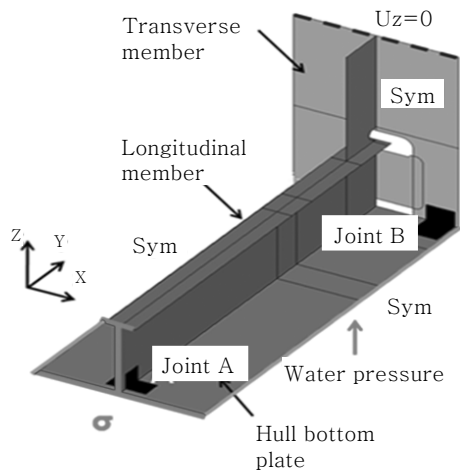


Fig. 1 Analysis and mesh design used for FEA

Table 1 Dimension of analysis model

Member		Dimension [mm]
Hull plate thickness		23
Stiffener	Web	450 (L_w), 11 (t_w)
	Flange	150 (L_f), 22 (t_f)
Span		900
Trans. Member		830(width), 1150(height), 16(thickness)

고 있는 최소 각장의 크기는 중 보강재와 선저부 필렛 용접부의 경우 (Joint A) 7mm이고, 거더와 선저부 필렛 용접부의 경우 (Joint B) 10mm이다. 여기서, 최종 용접 각장은 부식 여유치(corrosion margin)를 고려 하여 결정되지만, 최근 각 선주사는 루트 균열의 발생을 방지하기 위하여 최소 설계 각장을 선급에서 규정한 설계 각장에 2mm를 추가하여 시공할 것을 요구하고 있다. 이에 본 논문에서는 선체 거더 굽힘 모멘트와 해수압이 작용하는 경우 필렛 용접부의 루트와 토우에서 선급에서 규정하는 용접 각장에 따른 유효 노치 응력과 핫스팟 응력을 계산하여, 그 결과를 바탕으로 피로 손상 평가를 통해 루트 균열의 발생 가능성을 확인하였다.

Fig. 1은 보강재와 선저부의 필렛 용접부의 위치에 따른 응력 수준을 평가하기 위한 유한 요소 해석 모델을 나타낸 것이다. 해석 시 사용된 재료는 항복강도가 235MPa인 일반 선급용 강재이며, 4절점 shell 요소를 이용해 요소망을 구성하였으며, 선저부의 양 측면에는 대칭 경계 조건을 적용하였다. 그리고 z-방향의 변위를 구속함으로써 선저부 형상을 모사하였다. 해석 조건 시 고려한 하중은 선체 거더 굽힘 하중에 의해서 발생하는 응력을 해석 모델의 종 방향으로(y-방향) 가하였고, 선저부 바닥에는 해수압에 의한 영향을 고려하였다. Table 2와 Table 3은 각각 본 논문에서 고려한

Table 2 Load case of crude oil tanker

Load Case	Loading type	Loading history
LC1	-	
LC2	Full load [Sagging]	
LC3	Hogging	
LC4	-	
LC5	Ballast [Hogging]	
LC6	Hogging	

Table 3 Loading condition

Loading type		Ballast	Full load
Hull girder bending moment [kNm]	Still water	Hogging: 1,722,595	-
		Sagging: -	-1,212,827
	Wave	Hogging: 2,003,018	2,003,018
		Sagging: -2,135,302	-2,135,302
Dynamic pressure [kN/m ²]	External	21.08	16.01
	Internal	55.23	-
Static pressure [kN/m ²]	External	-69.38	-136.75
	Internal	212.47	-

하중 이력과 하중 조건을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 full load 조건과 ballast load 조건을 고려하였으며, DNV에서 규정한 저주기 피로에 의한 손상을 평가하기 위하여 최대 설계 값의 정수중 굽힘 모멘트와 10^{-4} 확률의 파랑 굽힘 모멘트를 적용하였다. Table 4는 본 논문에서 고려한 COT선의 주요 치수를 나타낸다.

Fig. 2는 LC1과 LC4의 하중 조건에서 해석 모델의 등가 응력 분포와 변형 양상을 나타낸 것으로 필렛 용접부 주변에서 높은 응력수준이 나타남을 알 수 있다. 이는 운전 조건하에서 선저부 필렛 용접부 주위에서 균열이 발생할 가능성이 큰 것을 의미한다. 따라서 위의 계산 결과를 바탕으로 선저부 필렛 용접부의 피로 손상을 평가하기 위해서 Fig. 1 (a)에서 표시한 "A"와 "B"의 위치에서 sub-model을 구성하고, 이를 이용하여

Table 4 Principal dimensions of the COT

Length of ship	234 m
Design speed	15 knots
Depth of ship	22.05 m
Draught (fully loaded)	13.60 m

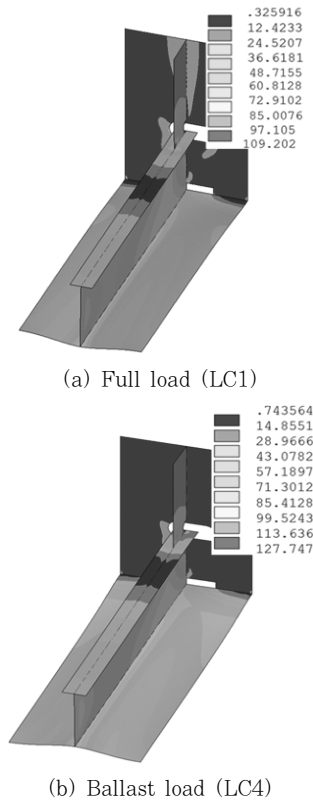


Fig. 2 Contours of the equivalent stress distribution and deformation behavior of the global model of hull bottom (Unit: MPa)

선저부와 중 보강재의 필렛 용접부 (Joint A) 그리고 선저부와 거더의 필렛 용접부 (Joint B)에서 각각 유효 노치 응력과 핫스팟 응력을 계산하였다.

2.2 유효 노치 응력 평가

Fig. 3은 필렛 용접부의 루트에서 유효 노치 응력을 평가하기 위한 sub-model을 나타낸다. Fig. 3과 같이 필렛 용접부 루트에 1mm 반지름의 키홀 형상의 노치를 형성하였고 20 절점 solid 요소를 통해 모델을 구성하였으며, 루트 갭은 0.1mm로 가정하였다⁴⁾. 그리고 정확한 유효 노치 응력 평가를 위해서 기존의 연구 결과를 바탕으로 노치 주변의 요소망을 미세화 시켜 필렛 용접 루트를 모사하였다⁵⁾. 해석 시 사용된 하중 조건은

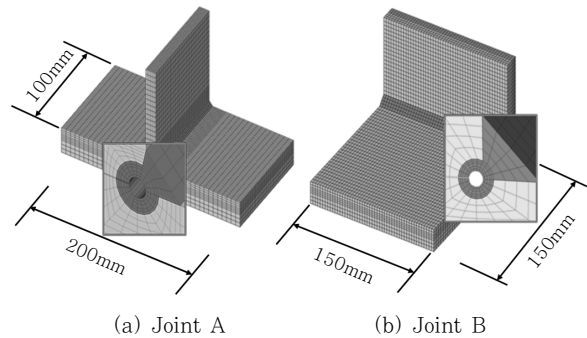


Fig. 3 Mesh design of longitudinal stiffener to hull bottom joint (Joint A) and transverse member to hull bottom joint (Joint B)

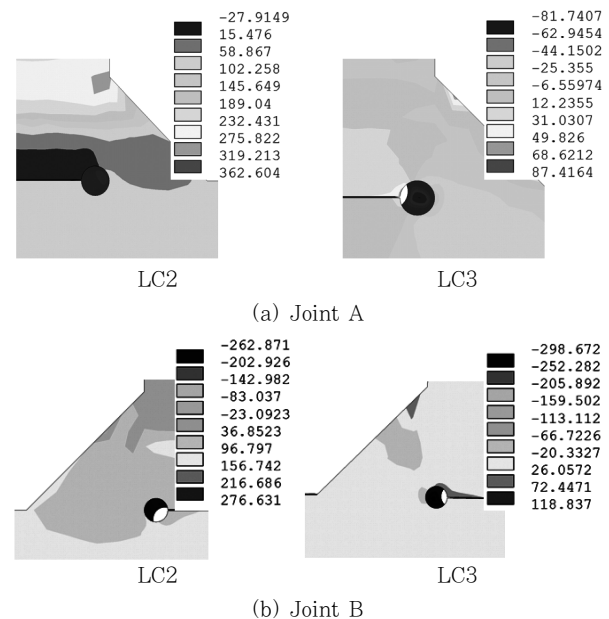


Fig. 4 Contours of the principal stress distribution at the notch of the Joint A and Joint B in full load condition (Unit: MPa)

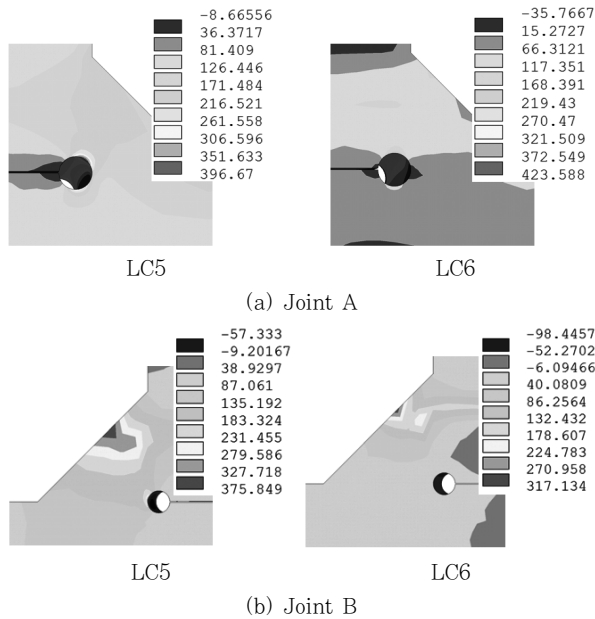


Fig. 5 Contours of the principal stress distribution at the notch of the Joint A and Joint B in ballast load condition (Unit: MPa)

Table 5 Effective notch stress range

	Case	Effective notch stress range[MPa]	
		Joint A	Joint B
Low cycle fatigue	SR1	400	406
High cycle fatigue	SR2	227	272
	SR3	309	279

global-model의 해석으로 얻어진 변위값을 sub-model에 적용하였고, sub-model의 하부에 해수압에 의한 압력의 영향을 고려하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 Joint A와 Joint B에서 각각 full load 조건과 ballast load 조건일 때의 최대 주응력 분포를 나타낸다. 위의 해석 결과를 바탕으로 필렛 용접 루트에서 피로 손상을 평가하기 위해 저주기 피로와 고주기 피로에 해당하는 최대 응력 범위를 계산하였다. Table 5는 중 보강재 필렛 용접부와 거더 필렛 용접부에서 계산된 최대 유효 노치 응력의 범위를 나타낸다.

2.3 Hot spot 응력 평가

Fig. 6은 필렛 용접부의 토우에서 핫스팟 응력을 평가하기 위한 sub-model을 나타낸다. 본 논문에서는 IIW에서 규정하고 있는 핫스팟 응력 평가 방법을 사용

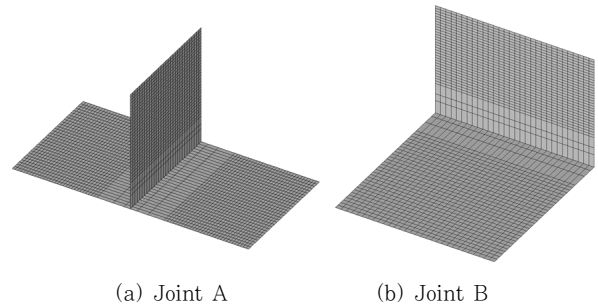


Fig. 6 Mesh design of longitudinal stiffener to hull bottom joint (Joint A) and design transverse member to hull bottom joint (Joint B)

하였다⁴⁾. Fig. 6과 같이 필렛 용접부의 토우에서 핫스팟 응력을 계산하기 위해서 두께의 0.4배와 0.6배에 해당하는 크기의 요소를 용접부 토우에 형성하고, 아래의 외삽 식을 이용해서 필렛 용접부의 토우에서 핫스팟 응력을 평가하였다.

$$\sigma_{hs} = 1.67 \sigma_{0.4t} - 0.67 \sigma_{1.0t} \quad (1)$$

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 full load 조건일 때와 ballast load 조건일 때의 최대 주응력 분포를 나타낸 것이다. Joint A와 Joint B의 경우 모두 full load 조건에서 선저부 상부 표면에서 압축 응력이 형성된 것을 확인할 수 있으며, ballast load 조건인 경우 동일 위치에서 인장 응력이 작용하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 선저부 표면의 최대 응력은 모든 하중 조건에서

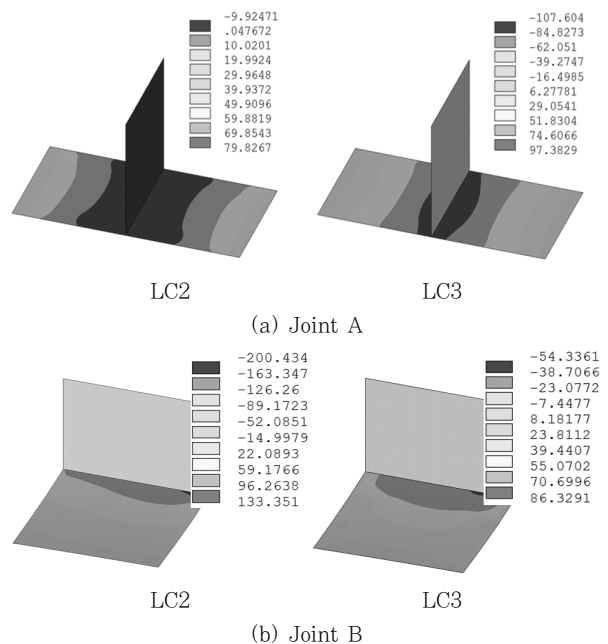


Fig. 7 Contours of the principal stress distribution and deformation shape at the Joint A and Joint B in full load condition (Unit: MPa)

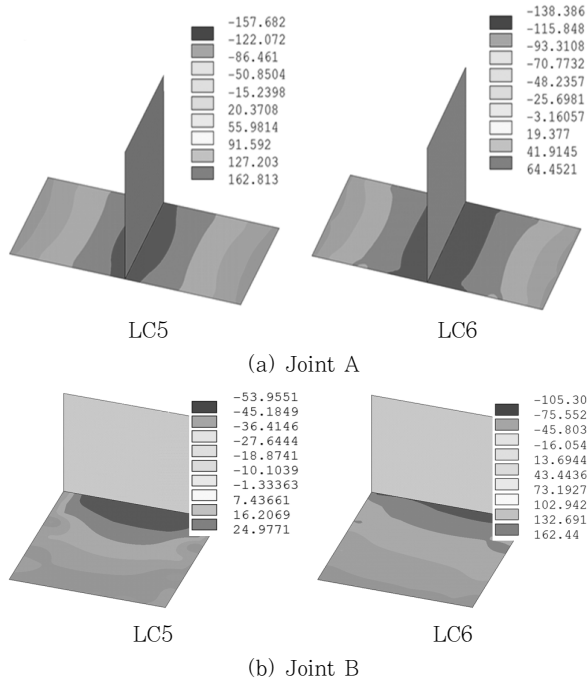


Fig. 8 Contours of the principal stress distribution and deformation shape at the Joint A and Joint B in ballast load condition (Unit: MPa)

Table 6 Hot spot stresses range

	Case	Hot spot stress range(MPa)	
		Joint A	Joint B
Low cycle fatigue	SR1	229	253
High cycle fatigue	SR2	108	151
	SR3	123	151

필렛 용접부 근방에서 형성되고 있음을 확인 할 수 있다. 이상의 결과를 바탕으로 필렛 용접 토우에서 피로 손상을 평가하기 위해 각각의 하중 조건에서 최대 응력 범위를 유효 노치 응력과 동일한 절차로 계산하였다. Table 6은 종보강재 필렛 용접부와 거더 필렛 용접부에서 계산된 최대 핫스팟 응력의 범위를 나타낸다.

2.4 Fatigue damage 평가

앞 절에서 계산된 유효 노치 응력 범위와 핫스팟 응력 범위로부터 선저부 필렛 용접부의 루트와 토우에서 각각 피로 손상을 평가하였다. 본 논문에서는 DNV 선급에서 제시하고 있는 간이 피로 손상 평가 방법을 사용하여 용접부의 피로 손상을 평가하였으며⁶⁾, 설계 수명은 25년으로 가정하였다. Fig. 9는 간이 피로 손상 평가 방법의 절차를 나타낸다.

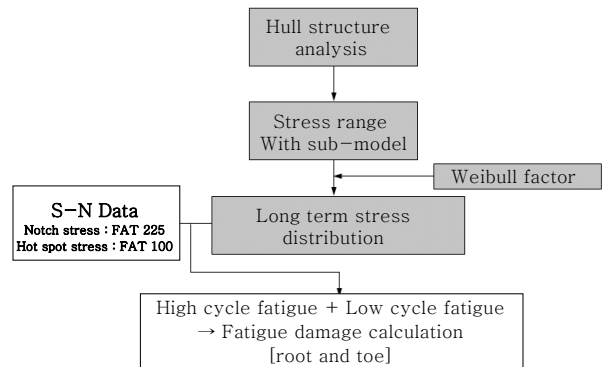


Fig. 9 Flow diagram for simplified fatigue calculation

Table 7 Fatigue damage at the weld root and the weld toe

Location for evaluation	Fatigue damage	
	Joint A	Joint B
root	0.40	0.39
toe	0.43	0.65

Table 7은 선저부 필렛 용접부 루트와 토우에서 계산된 피로 손상 평가 결과를 나타낸 것이다. 피로 손상 평가 결과 선저부와 종보강재 용접부(Joint A, 각장 7mm)와 선저부와 거더 용접부에서(Joint B, 각장 10mm) 모두 토우의 피로 손상 값이 루트에서의 피로 손상 값에 비해 더 큰 것을 확인할 수 있다. 이는, 선저부의 두 용접부는 모두 설계 하중 조건하에서 토우 균열의 발생 가능성이 상대적으로 더 크다는 것을 의미한다.

3. 용접 변형 천이 거동 특성

3.1 초기 용접 변형과 잔류 응력

용접 각장에 따른 설계 수명 기간 동안 용접 변형의 천이 거동을 평가하기 위해서 먼저, 보강재의 필렛 용접 시 발생하는 용접 변형과 용접 후 주판의 잔류응력 분포를 평가하였다. 사용된 모델의 형상과 요소망은 Fig. 10과 같다. 해석 시 고려한 용접 각장은 선급 규칙에 의거해 계산된 7mm와 선급 규칙에 의한 각장에 비해 2mm가 증가한 9mm이며, 용접 조건은 Table 8과 같다. 제작 공정에서 발생하는 용접 변형 및 잔류 응력은 고유 변형도 기반의 간이 열 탄성 해석(simplified thermo-elastic method, STEM)을 이용하여 평가하였다^{7,8,9)}. Fig. 11은 23mm 두께의 주판에 보강재를 필렛 용접한 경우, 초기 용접 변형 분포를 나타낸 것이다. Fig.

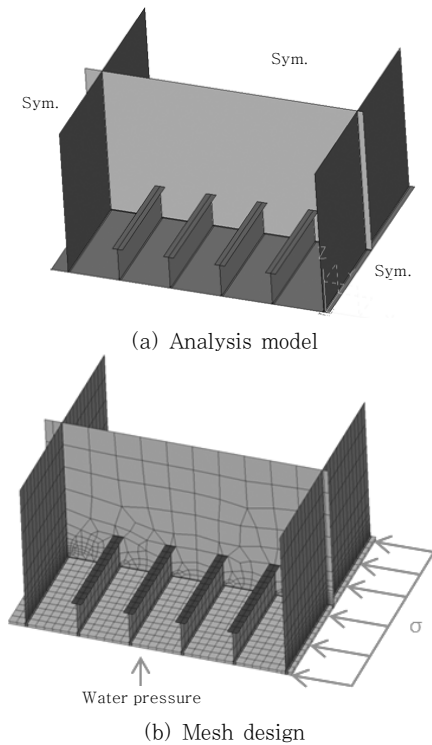


Fig. 10 Analysis and mesh design used for FEA

Table 8 Welding conditions of fillet welding

Total leg length [mm]	No. of welding pass	Welding conditions			Heat input [kJ/cm]
		Current [A]	Voltage [V]	Speed [cm/min]	
7	1	280	28	30	13.8
9	3	230	24	37	23.6

11과 같이 9mm의 각장으로 용접하였을 경우 최대 변형량은 약 5.6mm로 7mm의 각장으로 용접하였을 경우에 비해 약 1.5배 정도 더 많은 변형이 발생하는 것을 알 수 있다. Table 9는 필렛 용접 시 형성된 인장 잔류 응력의 폭을 나타낸 것이다. 이때 용접 시 형성된 인장 잔류응력은 선저부 판의 항복 응력 수준으로 형성된다는 가정과 종 수축 하중을 이용하여 계산하였다. Table 9와 같이 9mm의 각장으로 용접 했을 경우 7mm 각장으로 용접 했을 때 보다 인장 잔류응력 영역의 폭은 약 1.3배 더 큰 것을 확인 할 수 있다. Fig. 12는 해석 모델에 계산된 잔류 응력을 mapping한 결과를 나타낸 것이다.

3.2 용접 변형 천이 거동 평가

실제 운항 중에 발생할 수 용접 변형의 천이 거동 특성을 평가하기 위하여 제작 공정에서 발생하는 용접 변형과 잔류응력의 계산 결과를 초기 부정으로 가정하여

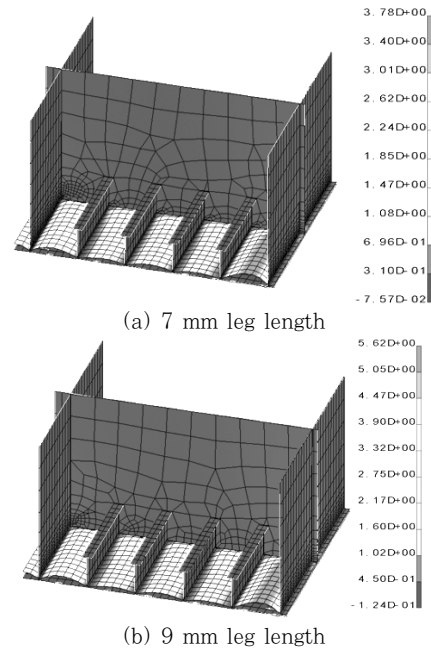


Fig. 11 Welding distortion of fillet weld with leg length (t=23mm, Unit: mm)

Table 9 Tensile stress zone (TSZ) size

Plate Thickness [mm]	Tensile Stress Zone [mm]	
	7 mm leg length	9 mm leg length
23	41.4	54.4

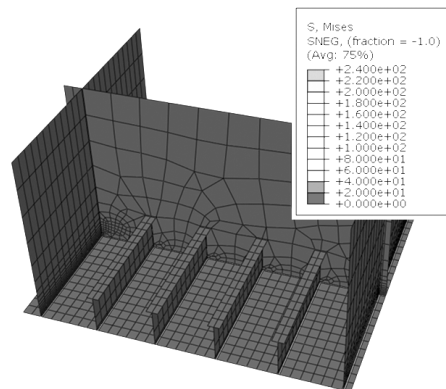
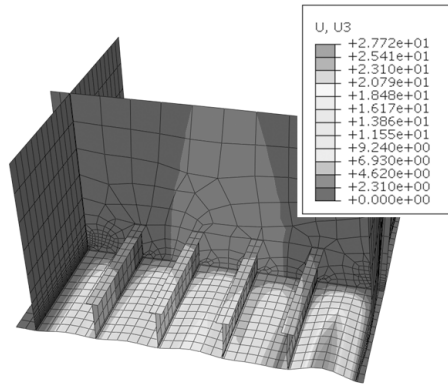
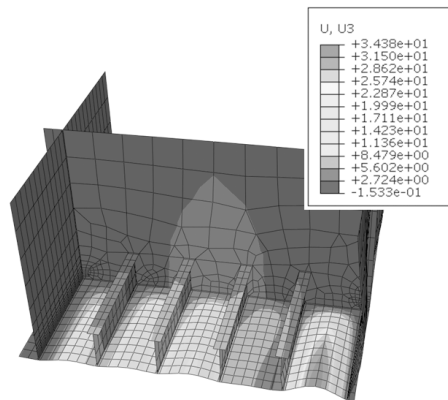


Fig. 12 Tensile stress zone on analysis model (Unit: MPa)

비선형 해석을 수행 하였다.¹⁰⁾ 해석 시 Fig. 13과 같이 항복 응력 수준의 선체 거더 굽힘 하중과 해수압이 작용할 때 선저부의 변형 거동을 평가하였다. Fig. 13은 선저판에 선폭 방향으로 항복 응력의 수준을 유발하는 종굽힘 하중이 작용하는 경우 선저부에 발생하는 변형 (본 연구에서는 2차 변형으로 정의함) 분포를 나타낸



(a) 7 mm leg length



(b) 9 mm leg length

Fig. 13 Distribution of additional distortion at the hull bottom plate with weld size (Unit: mm)

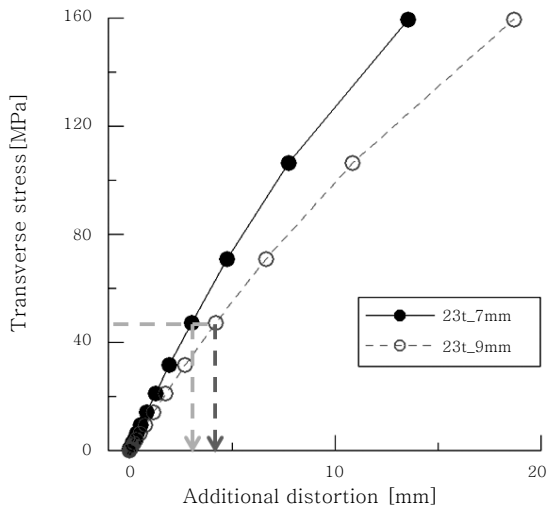


Fig. 14 Transition behavior of welding distortion with increasing transverse stress

것이다. Fig. 13과 같이 각장의 크기에 관계 없이 두 경우 모두 좌굴 형상의 변형 모드를 나타내며, 9mm 각장을 적용했을 경우 더 큰 변형량이 발생하였음을 확인할 수 있다.

Table 10 Final distortion of hull bottom

Leg Length [mm]	Initial welding distortion [mm, a]	Additional distortion [mm, b]	Final distortion [mm, a+b]
7	3.78	3.02	6.8
9	5.62	4.21	9.8

Fig. 14는 2차 하중과 2차 변형의 관계를 그래프로 도시한 것이다. 두 경우 모두 2차 하중이 증가함에 따라 2차 변형이 증가하는 특성을 나타낸다. 하지만 동일한 하중이 선체에 가해지는 경우 9mm 각장을 적용했을 때의 2차 변형량이 7mm 각장을 적용했을 때 보다 더 큰 것을 확인할 수 있다.

Table 10은 선저부의 최종 변형을 예측한 결과를 나타낸다. 이때 최종 변형 값은 초기 용접 변형량과 실제 운항 중 10^{-8} 확률의 최대 굽힘 하중이 작용하는 경우에 의해 발생하는 2차 변형의 합으로 정의하였다. 7mm 각장을 적용했을 경우에는 최종 변형량은 6.8mm로 선급에서 규정하고 있는 선저부 허용 변형 임계값을 (8mm) 만족하지만, 9mm 각장을 적용했을 경우 허용 변형 임계값을 초과하는 변형이 발생한다. 이 결과는 선저부 증보강재 용접부에 9mm의 각장을 적용할 경우 변형 증가로 인하여 COT선의 실제 운항 기간 중 선저부의 구조 안전성에 대한 문제가 발생할 가능성이 크다는 것을 의미한다. 즉, 이는 선저부의 필렛 용접부 각장 증가는 용접부 루트의 파손에 미치는 영향이 미미할 뿐 아니라 오히려 최대 설계 하중 조건하에서 과다 변형을 유발함으로써 구조 강도의 저하를 유발할 수 있음을 의미한다.

4. 결 론

Crude Oil Tanker의 선저부 주판에 대한 보강재의 적정 용접 각장 설계를 위하여 토우와 루트에서의 피로 손상 및 용접 각장에 따른 변형 천이 거동 특성을 유한 요소해석을 이용하여 평가였으며, 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 선급에서 규정한 최소 용접 각장을 적용한 경우 설계 하중 조건하에서 보강재 필렛 용접부 루트의 피로 손상 발생 가능성은 용접부 토우의 피로 손상에 비해 낮다.
- 2) 용접 각장이 증가함에 따라 초기 부정의 증가는 선체의 사용 기간 중에 점진적인 변형 증가를 유발할

가능성이 크므로 실제 운항 기간 중 구조 안전성의 문제를 유발할 수 있다.

3) 이상의 결과로부터 COT와 같은 선체 제작 시 선급 규칙에 나와 있는 설계 각장을 적용하는 것이 실제 운항 기간 중 루트 균열 발생 가능성과 선저부 주판의 변형 천이 거동 측면에서 유리하다.

Reference

1. Yong Bok. Lee : Characteristics of Fatigue Failure according to Thickness of Material and Number of Passes in Cruciform Fillet Weld Zone, *Journal of KWJS*, **28-6**(2010), pp 45s-50s,
2. Masubuchi. K : Analysis of welded structure, Pergamon Press (1980)
3. DNV Rules for Classification of Ships : Common structural rules for double hull oil tankers with length 150 metres and above (2012)
4. Hobbacher, A : Recommendation for Fatigue Design of Welded Joint and Components, IIW document XIII-1965-03/XV-1127-03 (2003)
5. Baumgartner, J and Bruder, T : An efficient meshing approach for the calculation of notch stresses, *Welding in the World*, **57** (2013), 137-145
6. DNV Classification Notes No. 30. 7 : Fatigue Assessment of Ship Structure, (2008)
7. Friedman, E : Thermo-mechanical analysis of the welding process using the finite element method, *Trans. of ASME*, (1975), 209s-213s
8. Sang Beom Shin and Dong Ju Lee : A study on the distortion behavior at the upper deck of the ship structure during the manufacturing process, the 2002 annual meeting of SNAK, (2002), 409-412
9. Yoon Gi Park and Dong Ju Lee and Sang Beom Shin and Seong Yoon Kim: A Study on the Welding Deformation of Ship Structures using Simplified Thermo-elastic Analysis, *Proceedings of the KWS*, **38**(2001), 274-276
10. Sang Beom Shin and Dong Ju Lee and Joong Geun. Youn : A Structural Design Approach For Controlling Welding Distortion at the Upper Deck of a Hull Structure in the Erection Stage, *Welding in the World*, **56**(2012), 51-63