

特輯 : 선체구조의 피로강도 평가기술

Bulk Carrier 이중저의 Longitudinal/횡부재 교차부의 피로강도 평가

한명수 · 한종만 · 이준열

Fatigue Strength Evaluation on Welded Joints of Double Bottom Structure in Bulk Carrier

M. S. Han and J. M. Han and C. H. Lee



한명수/대우중공업
선박해양기술연구소/
1963년생/피로파괴
및 강도해석



한종만/대우중공업
선박해양기술연구소/
1956년생/소재개발
및 용접야금



이준열/대우중공업
선박해양기술연구소/
1950년생/용접변형
및 용접역학

1. 서 론

최근 선체구조의 경량화를 목적으로 고장력강이 선체구조에 대폭 채용되고 있지만 일부 용접부에서 피로강도의 저하로 문제가 되는 경우가 발생하고 있다. 이것은 부재의 치수가 항복응력을 기준으로 결정되고 있는 반면에 용접부의 피로강도는 재료의 항복강도에 거의 무관하기 때문이다. 피로강도의 측면에서는 고장력강이나 연강이나 거의 비슷한 반면에 고장력강을 사용한 구조물은 연강을 사용한 구조물보다 더 높은 응력이 걸리도록 설계가 되어 있기 때문에 구조적 불연속부에 대해서는 피로강도에 대한 충분한 검토가 이루어져야 한다.

고장력강을 사용하는 VLCC(Very Large Crude Oil Carrier)에서 운항 중 발생하는 손상원인은 Transverse Bulkhead 및 Transverse Web와 Side Shell Longitudinal의 교차부와 같은 선체의 구조적 불연속부에서의 피로강도의 부족에서 기인하는 균열로 보고되고 있다. 이러한 선체구조의 교차부에서 발생하는 피로강도의 부족 문제는 고장력강의

사용율이 높은 Bulk Carrier(B/C)의 이중저(Double Bottom) Longitudinal/횡부재의 교차부에서도 예견될 수 있으며, 실제로 일부 B/C의 구조적 불연속부에서 이러한 손상 사례가 보고된 바 있다.

본 고에서는 고장력강을 사용한 B/C의 이중저 Longitudinal/횡부재의 교차부에 발생이 예상되는 균열의 원인규명 및 이에 대한 대처방안 설정을 위해 이중저 손상부위의 Longitudinal/횡부재 교차부의 구조모델에 대한 피로시험을 수행한 결과를 정리하였다. 실적선 B/C 운항중의 실선 응력 계측 결과를 기초로 설정된 피로시험 조건으로 2 종류의 Vertical stiffener을 갖는 구조 시험 모델에 대한 정하중 시험 및 피로시험을 행하여 피로강도 특성을 평가하였다.

2. 시험모델 및 실험방법

시험모델에 적용한 재료는 실선의 재료와 같은 것으로 Longitudinal과 Bottom Plate는 AH36이고,

Floor Plate와 Vertical Stiffener는 A Grade 강재를 사용하였다. B/C 이중저에서의 Longitudinal/Floor 교차부 구조의 피로시험을 행하기 위하여 제작한 시험모델의 형상과 시험모델의 구속 및 하중부하 방법의 개략을 Fig. 1에 나타내었다. 시험모델의 길이는 실선에서의 Floor span으로 하였으며 Bottom plate의 폭은 실선에서의 Longitudinal span으로 하여 시험모델의 길이방향 양단을 시험대의 고정대에 구속 용접하였다. 시험모델의 제작시에는 실 구조 조립 단계를 시험모델에 재현하기 위해 단위 부재간의 조립 순서를 실 구조 조립 순서와 가능한 한 같도록 하여 용접을 행하였다.

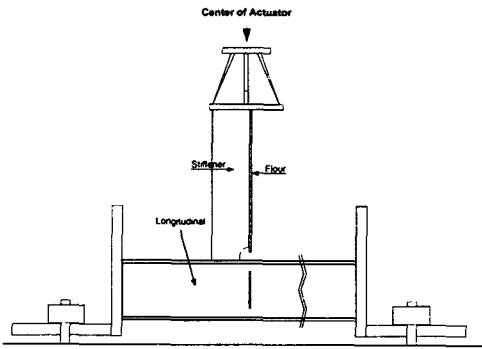


Fig. 1 Configuration of test model

실선에 적용한 Vertical stiffener의 형상에 따른 피로강도를 조사하기 위하여 Soft toe가 없는 Flat bar 형상의 Stiffener (Model A)와 Soft toe가 있는 Stiffener (Model B)의, 실선의 경우와 같은 2가지 형상의 Vertical stiffener를 시험모델에 적용하여 시험을 행하였다.

양단 고정인 시험모델 길이 중앙에서의 정하중 시험시의 최대하중 및 피로시험시의 평균 하중값은 실선의 Heavy ballast 조건에서 선저판에 작용하는 정수압 하중을 기본으로 정하였다. 즉 실선 Heavy ballast 조건을 구조요소 모델에 가했을 때 Vertical stiffener부에서 발생하는 응력과 양단고정 시험모델 중앙의 Floor plate에서 집중하중을 가했을 때 동일 지점에서 발생하는 응력이 같을 때의 등가 집중하중을 구하여 이것을 시험시의 하중조건으로 정하였다.

시험모델에 대한 피로시험시의 응력범위

(Stress range, $\Delta \sigma$)는 실선 응력 계측결과¹⁾ 중 가장 짧은 사용 수명이 계산된 Gage Position으로부터의 응력이력 (Stress History)으로부터 구해지는 누적 손상도 (Cumulative damage)와 같은 누적 손상도를 주는 등가응력범위 (Equivalent stress range)를 계산하여 정하였다. 수명추정시에 적용한 피로설계선도는 BS5400 Part 10²⁾의 Class F 선도였다¹⁾.

정하중 시험시에는 최대하중 210 kN까지 하중 증분을 10 kN으로 하여 단위 시험모델에 대해 2차례의 정하중 시험을 행하였으며 각 하중단계마다 Strain gage로부터 변형률을 계측하였다. 피로시험시의 하중속도는 피로균열 발생을 확인하기 이전에는 6Hz로 피로균열을 확인한 후의 균열전과 관찰시에는 10Hz로 하였다. 본 실험은 실온의 공기 중에서 행해졌다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 정하중 시험결과

Fig. 2와 Fig. 3은 시험 Model A와 B에 대한 1, 2차 정하중 시험시의 부하하중에 따른 각 Strain gage의 계측 변형률 값을 각각 나타낸 것이다. 1차 하중 부하시에는 Model A에서는 용접 Toe 부로부터 약 10 mm 떨어진 위치까지, Model B에서는 약 6.8 mm까지 최대 부하하중에 의해 양(+)의 소성 영구변형이 유발된 것을 보이고 있으며 그 이후의 Gage 위치에서는 반대로 음(-)의 탄성 잔류 변형률이 유발되는 것을 보이고 있다. 이는 용접에 의한 인장 잔류응력이 존재하는 영역에 하중을 가할 경우 이에 동반한 응력과 잔류응력의 합이 재료의 항복강도를 넘어가는 영역에서는 소성이 일어나기 때문에 생기는 것이며 이러한 소성변형이 발생한 영역에서의 하중 부하후의 인장 잔류응력은 상당히 감소하게 된다. 2차 하중 부하시의 각 Gage의 계측 변형률 값은 1차 하중으로 인한 잔류응력의 감소로 인해 최대 부하하중까지 탄성거동을 하며 구조강도학적 Shakedown이 달성된 것을 나타내고 있다. 본 연구에서는 부하 하중에 대응한 계측점에서의 응력값으로 2차 하중 부하시에 계측된 값을 취하여 이하의 검토를 행하였다.

Table 1에는 각 시험모델 길이 중앙 및 용접 Toe부로부터 27.5 mm 떨어진 점 (Model A만 해

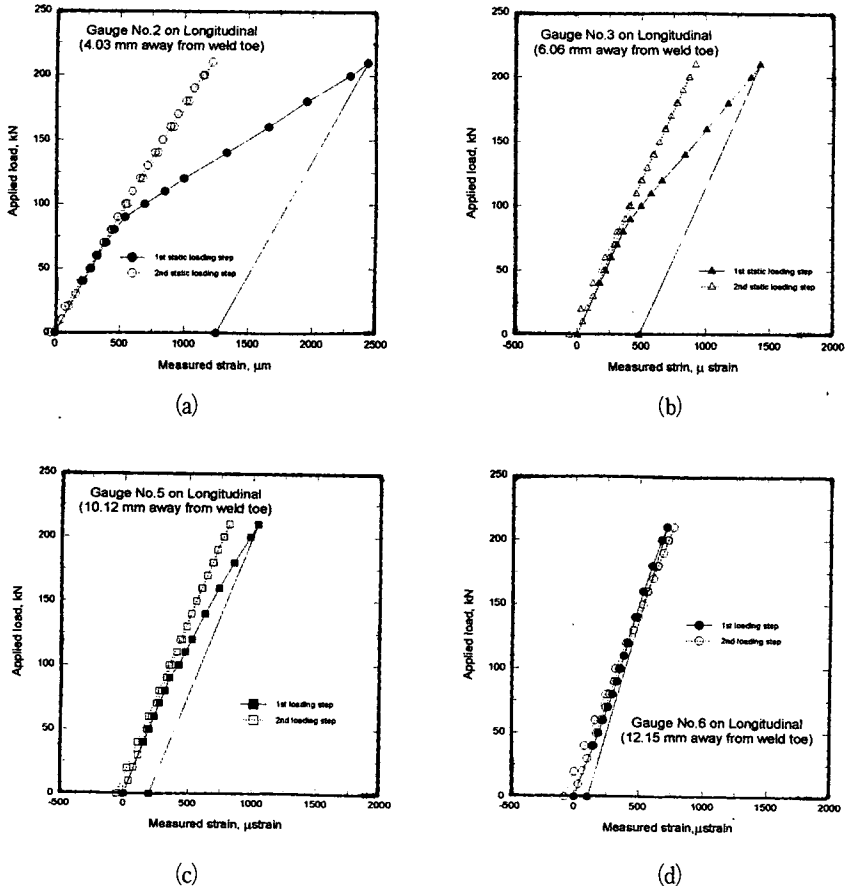


Fig. 2 Relationship between applied load and measured strain on longitudinal for Model A

Table 1. Comparison of measured stresses with calculation

Region	Bending stress (MPa) for Applied load = 206.3 kN		
	Beam theory or FEM	Test result	
		Model A	Model B
Mid-span of Longitudinal	106.1 (Beam theory)	149.6	186.1
용접 Toe부로부터 27.5 mm 떨어진 점 (for Flat bar model)	134.8 (FEM)	131.8	-

당)에서 측정된 변형률의 응력 환산값과 단순보 이론 또는 FEM에 의해 계산된 응력값을 비교하여 나타내고 있다.

계산시 부하하중은 206.3 kN이며 재료의 탄성계수 (E)는 206 GPa, 보의 Flange 면상에서의 단면계수 (Zf)는 판의 유효폭 (Effective breadth)을 저판의

80%로 가정하여 $678 \times 10^3 \text{ mm}^3$, 보 양단에서의 구속조건은 완전구속 (Fully fixed)으로 가정하였다.

보 중앙에서의 응력값을 보면 계산값과 계측값 간에 상당한 차가 있는데 이는 시험모델에 대한 하중전달 방식을 보이론에 의한 계산시에 고려해 줄 수 없기 때문에 생긴 것으로 생각된다.

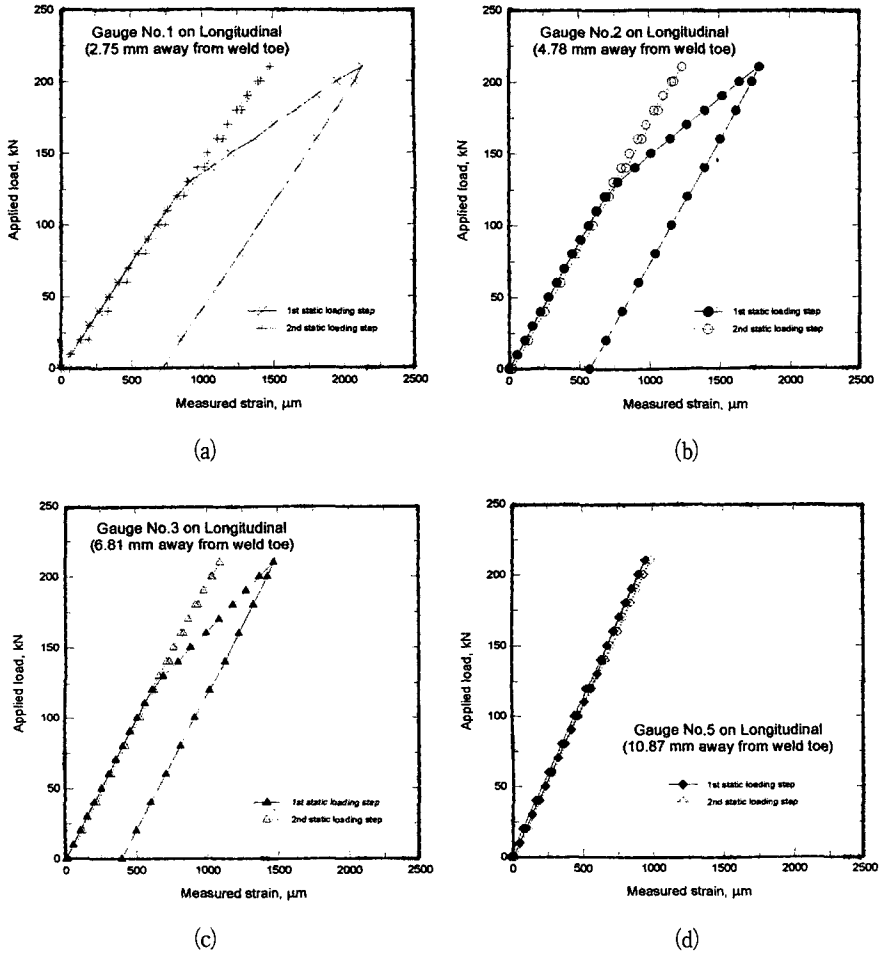


Fig. 3 Relationship between applied load and measured strain on longitudinal for Model B

3.2 피로시험 결과

Table 2는 시험모델에 대한 피로시험 결과를 나타낸 것이다. 모든 시험모델에서 균열은 Vertical stiffener heel end에 시공된 Longitudinal과 Vertical stiffener와의 fillet 들레용접부(Boxing welds)의 Flange face쪽 Toe부 끝단에서 발생하여 Flange face 및 Web face로 전파하였다.

Model A에 대해서는 약 1.3×10^6 cycles에서 길이 20.0 mm 균열의 발생을 감지하였으며, 약 3.2×10^6 cycles 에서 Flange face를 관통하는 균열을 감지하였다. 반면 Model B에 대해서는 약 2×10^6 cycles에서 미소한 균열의 발생을 감지하여 7×10^6

까지 균열을 전파시켰으나 시험종료시까지 균열은 Flange 두께를 관통하지 않았고 최종 균열의 길이도 상대적으로 아주 작았다.

Fig. 4는 Model A 및 Model B의 균열발생점(Fillet 용접 Toe부)에서의 구조적 불연속응력(Structural discontinuity stress)을 추정하기 위하여 정하중 100 kN 및 210 kN 작용시 각 Strain gage로부터 얻은 응력 측정결과를 Vertical stiffener의 heel end를 기점으로 하여 나타낸 것이다. 용접 Toe부 근방에서의 전반적인 응력 분포는 피로시험시 시험종료(7×10^6 cycles)까지도 두께방향으로 균열이 미관통한 Model B에서 오히려 더 높게 나타나고 있으며 이것은 Table 1에 나타나 있는 시험

Table 2. Summary of fatigue test result for test models

Test model	Initial crack detected		Crack through the flange thickness		Remarks
	Number of cycles	Crack length (mm)	Number of cycles	Crack length (mm)	
Model A	1,310,600	20.0	3,201,000	34.9	F_{max} : 206.3 kN ΔF : 69.5 kN *1 : Final test cycles
Model B	2,081,000	abt. 1.5	7,000,000*1	12.1*1	

모델 길이 중앙에서의 응력측정 결과와 같은 경향을 나타내었다. 즉 동일한 강성 및 하중조건에서도 구조 요소의 형상에 따라 공칭응력 및 국부응력의 분포가 달라지며, 더욱이 이들의 피로강도는 반드시 공칭응력과 상관성을 나타내지는 않는다는 것을 보이고 있다. 한편 Fig. 4에는 각 시험모델에서의 Stiffener heel end를 기점으로 용접 Toe의 위치 및 참고문헌³⁾에서 제안하고 있는 방법에 의한 그 위치에서의 구조적 불연속응력(이하 불연속응력이라함)을 추정하여 나타내었다. 이 방법에 의하여 구해진 불연속응력값은 용접 Toe부 근방에서의 응력구배가 큰 Model A가 Model B보다 동일한

하중조건에서 약간 큰 것으로 추정되었다.

Table 3에는 피로시험시의 하중범위(Load range)에 대한 각 시험모델 길이 중앙에서의 응력범위 및 Fig. 4에 나타난 방법에 의해 실험결과를 분석하여 얻은 불연속 응력범위를 각각 나타내었다. 불연속 응력범위는 Model A가 Model B보다 약간 큰 것으로 추정되고 있지만 이러한 불연속 응력범위의 두 모델간의 차만으로 Table 2의 피로시험 결과를 합리적으로 설명하기에는 무리가 있다고 판단된다.

Fig. 5에는 Model A와 Model B의 피로 파단면의 거시적 형상을 나타내었다. Model A에서의 파단면 양상을 보면 피로균열 발생부인 용접 Toe부에서 다수의 균열 합체단(Crack coalescence step)이 관찰되고 있는데 이는 용접 Toe를 따라 다수의 미소 균열이 개개로 발생, 성장해 가면서 서로 합체하여 대균열로 되어 전파되었다는 것을 보이는 것이다. 반면 Model B의 파단면에서는 균열 발생점을 분명히 확인할 수 있으며 그 위치는 사진에 나

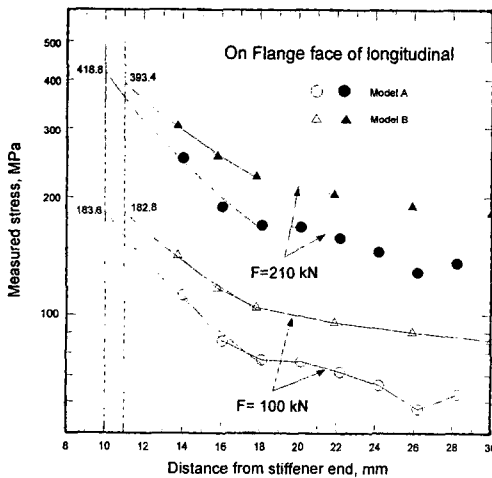


Fig. 4 Comparison of local stress distribution between Model A and Model B



Fig. 5 Macro-fractography of surface crack in Model A(a) and Model B(b)

Table 3. Range of stress at mid-span and discontinuity stress predicted

	Model A	Model B
Applied load range (kN)	69.5	69.5
Stress range at mid-span (MPa)	50.4	62.8
Discontinuity stress range (MPa)	132.5	128.4

타나 있는 것과 같이 Toe부에 생긴 Undercut부였다. 따라서 Table 2에 나타난 Model A와 Model B와의 피로시험 결과의 차이는 시험모델간의 피로 균열 발생과정에서부터 차이가 있었기 때문에 생겼고 이는 용접부, 특히 용접 Toe부의 상세형상의 차이에 기인한다고 판단된다. 이러한 용접 Toe부형상의 영향을 관찰하기 위하여 용접부의 기하학적 형상에 대한 추가적인 실험을 실시하였다.

시험모델의 피로균열 발생점인 Vertical stiffener heel end 전방의 Fillet 들레용접 Toe부를 Stiffener 두께 중앙에 연하여 절단한 단면의 형상을 보면 Model A 단면의 Toe부 끝단에서의 형상은 급격히 변하는 반면 Model B 단면의 Toe부 끝단에서의 형상은 완만하게 Longitudinal의 Flange face와 접하고 있음을 Fig. 6에서 볼 수 있다.

이러한 용접 Toe부의 형상은 용접부에서의 Peak stress를 유발하여 추가의 응력집중을 발생시키며 그 정도는 Toe부에서의 접촉각(Contact

angle, θ)과 Toe 반경(Toe radius, ρ)을 변수로 나타낼 수 있다. 즉 접촉각과 Toe반경이 클수록 Toe부 형상에 의한 응력집중은 작아지게 된다⁴⁾.

본 시험모델에 대한 Toe부에서의 접촉각 및 Toe반경을 측정하기 위하여 각 시험모델의 들레용접부 임의 위치로부터 1개씩의 단면을 채취하여 관찰하였다. Image Analyzer를 이용하여 이들 단면의 외형도를 얻어 이 외형도의 10배 확대도로부터 시험모델 Toe부에서의 접촉각 및 Toe반경을 측정된 결과가 Table 4에, 들레용접부의 용접부 치수를 측정된 결과가 Table 5에 각각 나타나 있다.

Vertical stiffener 두께 중앙에서의 θ 와 ρ 는 Model A에서 보다 Model B에서 더 크게 나타나고 있으며, 이는 Toe부 형상으로 인한 Peak stress는 Model A에서 더 크게 발생할 것이라는 것을 의미한다. 한편 Model B에서의 균열 발생점인 Undercut 부에서의 θ , ρ 는 Vertical stiffener 두께 중앙에서 보다 작으며, Model A에서의 측정값과 비슷한 값이었다.

이상의 용접 Toe부 형상 측정결과를 정리하면 Model A에서의 Toe부는 Model B의 그것에 비해 전반적으로 더 큰 응력집중을 유발할 수 있는 형상이며 이로 인해 Model A에서는 Fillet 들레용접 Toe부 끝단을 따라서 다수의 미소균열이 발생, 성장하여 합체된 후 Shallow long surface crack의 형태로 되어 전파되었으나, Model B에서는 Undercut부에서만 미소균열이 발생되어 전파된 것으로 판단된다.

따라서 Table 2에 나타난 피로시험 결과에 있어

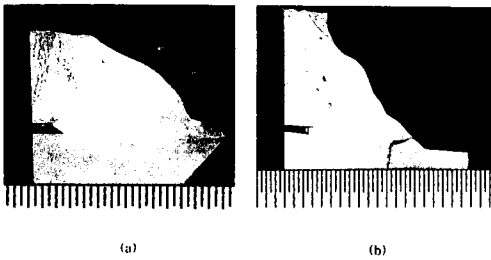


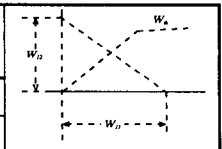
Fig. 6 Cross-section of weld toe at stiffener heel for Model A(a) and Model B(b)

Table 4. Geometrical Parameters of weld toe details for test models

Test model	Cross-section with centerline of Vertical stiffener		Cross-section with plane of 1/4 thick. of vertical stiffener	
	Contact angle, θ (Degree)	Toe radius, ρ (mm)	Contact angle, θ (Degree)	Toe radius, ρ (mm)
Model A	116	0.21	97.5	< 0.1
Model B	148.5	0.41	119 (Undercut)	0.1 (Undercut)

Table 5. Measurement result of weld sizes

Test model	Leg length (mm)		Throat length, w_a (mm)
	w_1	w_2	
Model A	10.0	10.0	7.1
Model B	11.0	10.0	7.2



서의 차이는 용접 Toe부 형상의 차이로 인한 Peak stress 집중의 차에 기인한 것이라 생각된다.

3.3 Longitudinal과 횡 구조부재 교차부의 피로강도 향상 방안

실선에서의 응력계측 결과를 기초로한 본 실험 모델에 대한 피로시험 결과로부터 Longitudinal/횡부재 교차부에서의 피로강도 저하로 인한 손상발생을 방지하기 위해서는 이 교차부에 대한 피로강도의 향상방안이 수립되어야 할 것으로 판단된다.

3.3.1 1차응력(Nominal stress) 및 2차응력(Discontinuity stress) 상승의 방지

피로강도의 향상방안으로서 제일 먼저 고려해야 하는 것이 구조부에 작용하는 1차응력을 가능한 낮은 것을 들 수 있다.

최근 건조된 선박중 Longitudinal/횡부재 교차부와 같은 구조부재는 고장력강재가 많이 사용되고 있어 이러한 교차부에서의 1차응력이 높을 것으로 예상되어 피로강도 측면에서는 문제가 될 수 있다. Fig. 7은 선체에 적용된 강재의 종류에 따른 Longitudinal/횡부재 교차부에서의 비교 손상도를 참고문헌⁵⁾으로부터 인용하여 나타낸 것으로서 그림에서의 비교손상도는 연강을 적용하였을 경우의 Longi. No. 47에서의 손상도를 1이라고 하였을 때 각각의 경우에서의 손상도 비율을 말하며 적용 강재의 등급에 따른 비교손상도 차의 발생은 강재 특

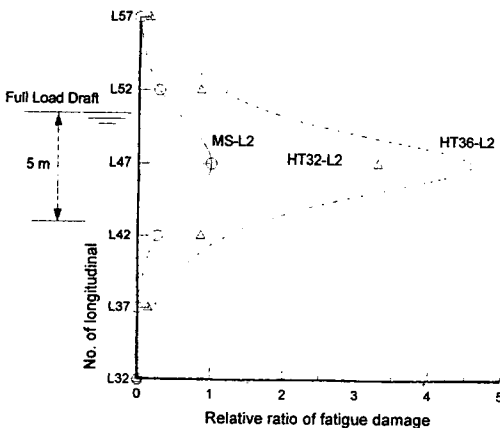
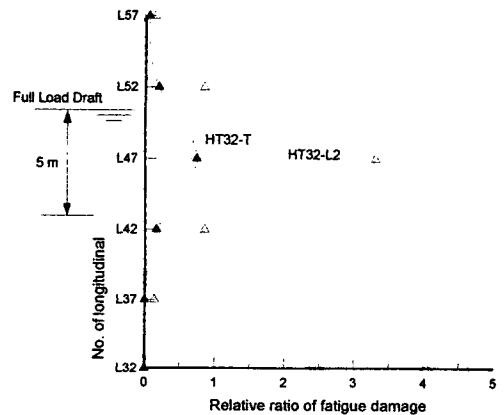


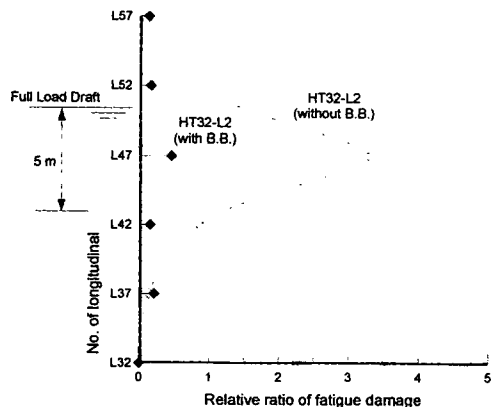
Fig. 7 Comparison of fatigue damage with applied material for L2-type longitudinals at trans. frame in C. O. T.

성의 차로 인한 것이 아니라 강재 등급에 따른 구조 Scantling의 차로 인한 것이다. 그림에서 적용강재가 고강도화될수록 선체의 비교 손상도는 상당히 높아지고 있음을 알 수 있다. 이것은 적용강재가 고강도화될수록 손상부에 작용하는 1차응력이 상승하기 때문에 발생하는 것이다.

구조국부의 피로강도를 높이는 또 하나의 방법은 국부형상의 변경 또는 국부 보강 등의 방법을 통한 2차응력의 조정이다. Fig. 8은 참고문헌⁵⁾에서 제시하고 있는 Longitudinal/횡부재 교차부에 대한 2차 응력의 조정방안을 나타낸 것이다. Longitudinal의 형상을 비대칭인 L2형에서 대칭인 T형으로 변경하여 비대칭형상에서 생기는 비틀림



(a) Relative damage with section shape of longitudinal



(b) Relative damage with local stiffening

Fig. 8 Reduction of secondary stresses

변형(Warping)을 없앴으므로 인해 비교 손상도는 급감하고 있으며, Bracket에 의한 추가 보강에 의해서도 비교 손상도는 급감함을 나타내고 있다.

3.3.2 Peak stress 상승의 방지와 용접부 품질

위에서 설명한 구조 국부의 피로강도 향상 방안은 그에 대응한 용접부 품질관리를 엄격히 행하는가의 여부에 그 실효성의 성패가 달려있다고 판단된다. 이는 결국 구조적 응력집중부의 피로강도는 피로균열 발생점에서의 작용응력에 따라 결정되기 때문이다. 따라서 Longitudinal/횡부재 교차부의 Vertical stiffener와 Flange face와의 둘레용접부의 품질 특히 균열 발생점인 용접 Toe부에서의 용접 결합 및 Toe부 용접 Bead형상에 관한 품질관리 수준의 정도를 강재의 고강도화에 동반하여 높여야만 설계시에 요구되는 구조 피로강도를 유지시킬 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 9는 조선소 현장에서 실시공되고 있는 Longitudinal/횡부재 교차부의 둘레용접 Toe부의 상세형상 Parameter (θ : Toe부에서의 접촉각(Contact angle), ρ : Toe 반경(Toe radius))를 실구조부재의 Sample로부터 Offset별로 얻은 결과를 나타낸 것이다. 그림으로부터 Toe부 상세형상 Parameter는 Offset과는 관계없다는 것을 알 수 있으며 이는 거의가 용접사의 기량정도와 관계가 있다고 판단되었다. 한편 Toe부의 형상 Parameter에서 ρ 는 거의가 0.1~0.4 mm, θ 는 110°~150°에서

관리되고 있는 것으로 조사되었다.

조사결과를 참고문헌⁴⁾에 나타나 있는 Fillet용접 Toe부에 대한 조사결과와 비교하여 보면 의 변화 범위는 비슷하지만 ρ 의 변화범위는 문헌에서의 값(약 0.5~1.9 mm)보다 작은 범위에서 변화하고 있다. 한편 용접 Toe부의 상세형상 Parameter값의 변화에 따른 Fillet 용접이음부의 피로강도 감소계수(Fatigue strength reduction factor, K_t)의 변화 범위는 $K_t = 1.3 \sim 3$ 이었다.

따라서 용접 Toe부의 형상을 어느 정도로 관리하는가에 따라 구조국부의 피로강도는 차이가 있게 되므로 여기에 관한 추가적인 연구가 차후 필요할 것이라 생각된다.

4. 결론

본 연구에서는 Bulk Carrier의 이중저 Longitudinal/횡부재 교차부에서의 피로강도 향상을 위한 연구과정의 하나로써 구조요소 모델에 대한 실험을 행한 결과를 검토하였고, 그 검토한 내용을 요약하면 아래와 같다.

1) Vertical stiffener가 Flat bar형인 시험모델의 피로시험시 1.3×10^6 Cycles 정도에서 감지된 20mm정도 길이의 피로균열이 $3.2 \sim 4 \times 10^6$ Cycles 정도에서 Flange 두께를 관통하는 균열로 성장하였다. 한편 Vertical stiffener가 Soft toe형인 시험모델에서는 약 2×10^6 Cycles에서 약 1.5⁶mm 길이의 미소균열을 감지하였으며 이 균열은 7×10^6 Cycles의 실험 반복수까지 Flange두께를 관통하지 않았고 최종 길이는 약 12mm이었다.

2) 1)에 나타난 실험결과와 고찰을 위해 Vertical stiffener의 형상변화에 따른 피로균열 발생부에서의 응력을 추정하였으며 그 결과로서 Vertical stiffener의 형상변화에 따른 균열 발생점에서의 응력은 거의 차이가 없는 것으로 추정되었다.

3) 균열 발생점인 둘레용접 Toe부의 상세형상을 조사한 결과 피로수명이 짧은 Flat bar형 시험모델의 Toe 형상 Parameter의 측정값은 Soft toe형 시험모델의 그것에 비해 국부 응력집중을 크게 받을 수 있는 것이었다. 따라서 Flat bar형 시험모델에서 나타난 단 피로수명은 Toe부의 상세형상 불량 때문인 것으로 판단된다.

4) 용접 Toe부의 상세형상과 피로강도와의 관계

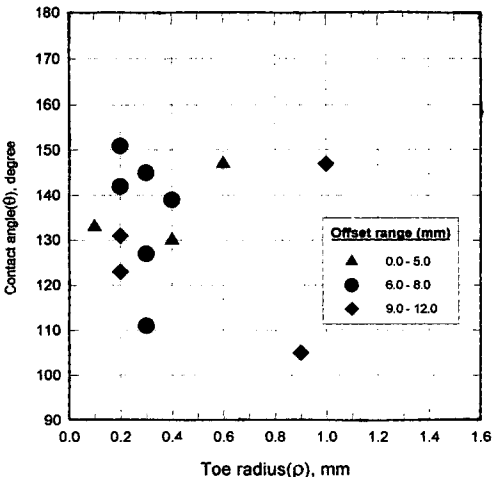


Fig. 9 Contact angle and toe radius with offset

에 관한 추가적인 조사 및 연구결과를 토대로 고장력강을 사용한 선체에 대한 현장 시공 용접 Toe부의 형상에 관한 품질관리 기준이 엄격히 정해져야 할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. LR, "Ballast Tank Fracture Investigation", 94/TIPEE/4701(A), (1994)
2. BSI, "Steel, Concrete and Composite Bridge,

- Part10, Code of Practice for Fatigue", BS5400, Part 10, (1980)
3. M. Matoba, T. Kawasaki, etc., Evaluation of Fatigue Strength of Welded Structures, IIW Doc., XIII-1082-83, (1983)
4. 日本造船研究協會, 第 202 研究部會, "海洋構造物の疲勞設計法および溶接部の品質に関する研究", 研究資料 No. 395, (1993)
5. Y. Nakajima, N. Iino, et al., "Fatigue Strength Design of Ship Structure", IHI Tech. Paper, Vol. 32 No. 5, (1994), pp. 339-345