

研究論文

大韓熔接學會誌
 第10卷 第4號 1992年 12月
 Journal of the Korean
 Welding Society
 Vol.10 No.4, Dec., 1992

선체구조의 용접이음부의 피로강도 해석법에 관한 연구

엄 동 석* · 강 성 원* · 이 성 구** · 김 원 범***

A Study on the fatigue strength analysis of the welded joints in ship hull construction

D. S. Um*, S. W. Kang*, S. G. Lee**, W. B. Kim***

Key Words : Strain Controlled Fatigue Test(변형률제어 피로시험)
 Curves of Fatigue Strength(피로강도 곡선)
 Probability of Failure(파괴확률)
 Geometrical Stress Concentration Factor(기하학적 응력집중계수)
 Weld Toe Shape Stress Concentration Factor(토우부의 응력집중계수)
 Expectation(기대치), Variance(분산)

Abstract

In this report, a method to predict the fatigue strength in welded structure member of ship construction is studied considering the effects of statistical characteristics of mild steels and weld toe shapes on the fatigue crack initiation life.

The fatigue test under pulsating bending load is carried out with the model specimens of the web frame in double bottom of ship hull.

The propriety of the fatigue life curve with probability of failure in the transverse strength members of ship hull construction is confirmed by the comparison with the results of fatigue test on the model of the various transverse strength members.

* 정회원, 부산대학교 공과대학 조선공학과

** 정회원, 한독 직업 훈련원

*** 학생회원, 부산대학교 공과대학 조선공학과 대학원

1. 서 론

선체는 항해중 장기간에 걸쳐서 부력의 변동, 파랑에 의한 외력, 엔진의 진동등 여러 종류의 반복 변동하중을 받게 된다. 선체손상조사결과^{1~5)}에 의하면, 선체에 발생하는 손상의 상당수가 피로균열의 발생으로 인한 것이고, 이들 피로균열은 대부분 개구부, slot, snip end부, 횡강도부재의 코너부 및 이중저의 교차부등과 같이 구조적 불연속부및 용접이음부와 같은 응력집중부에서 발생하는 것들이다. 특히, 선체 구조에서 횡강도 부재와 종강도부재가 교차하는 개소에서는 하중의 배분이 복잡하고 많은 부재들이 용접에 의하여 연결되어 있으므로 용접에 따른 잔류응력 및 변형의 영향으로 응력분포가 복잡하고 응력집중 현상이 중첩되어 피로균열이 발생하기 쉽다.

선체구조의 설계에 있어서 변동하중에 대한 고려는 그 최대치를 정적하중으로 치환하여 선체구조부재의 강도를 검토하여 왔고 피로강도의 입장에서의 설계 기준은 경험적으로 설정하고 있으며 실제의 반복되는 변동응력을 고려한 설계가 확립되지 않았다. 특히, 선체구조중에서도 용접이음부에 대해서는 이론해석

이나 실험적 자료가 부족하고, 용접부의 형상 및 강도의 평가가 통계적 특성을 고려해야 하기 때문에 많은 자료의 축적이 요구되고 있다. 선체구조에서 횡강도부재가 종강도부재보다 부재들 사이의 이음형식이 다양하며 응력집중계수도 크게 되어 실제 운항 중의 선박에서도 이들 부재에서의 피로 균열이 많이 발생되고 있다.

본 연구에서는 횡강도부재와 종강도부재가 교차하는 구조부재의 실구조 모형에 대한 피로시험을 실시하여 피로강도를 조사하고 용접이음의 영향을 고려한 피로강도곡선 추정법을 검토하려고 한다.

2. 시험편 및 실험방법

본 연구에 채용한 시험편은 이중저 선각구조의 corner부 및 stool부의 피로강도를 조사하기 위하여 4만 톤급 bulk carrier의 중앙 횡단면구조에서 web frame의 corner부를 약 1/12정도로 축소하여 용접구조로 제작하였다.

시험편의 형상 및 치수는 Fig.1에 나타내었다. 시험편의 형상에서 볼 수 있는것과 같이 시험편은 선박에서 종단면에서의 횡강도부재와 종강도부재가 교

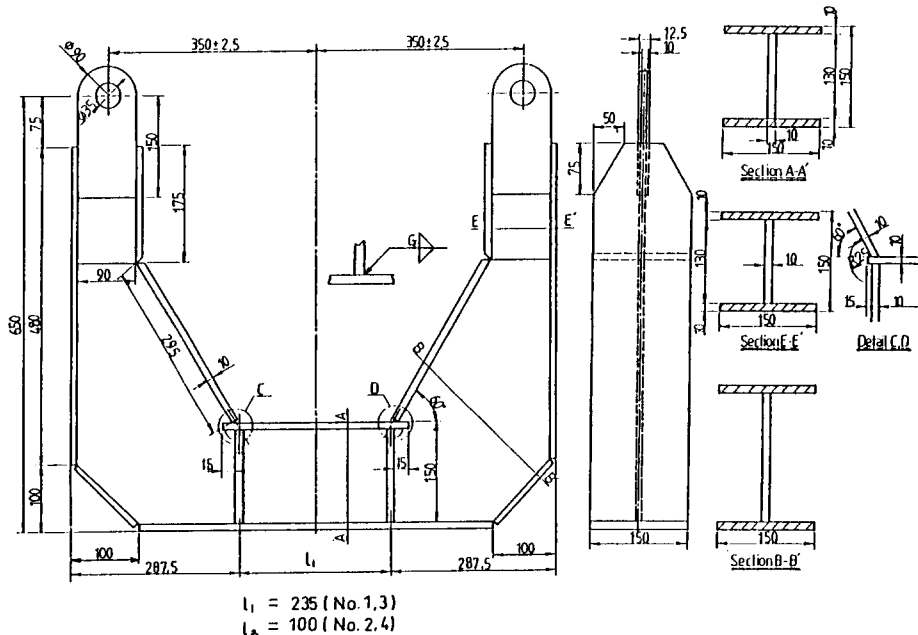


Fig. 1 Dimensions and configuration of hull structure model specimen

Table 1 Mechanical properties and chemical compositions of mild steel used

Mechanical Properties			Chemical Composition(%)				
Y.S.(kg/mm ²)	U.T.S.(kg/mm ²)	Elong.(%)	C	Si	Mn	P	S
29.7	43.9	34.0	0.11	0.23	0.84	0.017	0.014

Table 2 Mechanical properties and chemical compositions of weld metal

Electrode	Chemical compositions(%)						Mechanical Properties		
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Y.S. (kg/mm ²)	T.S	El (%)
MC-50 Dia.12mm	0.08	0.79	1.55	0.09	0.18	0.20	42.9	51.0	22

차하는 곳을 대상으로 제작한 것으로 이중서 선각구조에서는 이 부분이 가장 피로균열발생이 우려가 되는 곳으로 지적되고 있다⁶⁾.

그리고 시험편 치수에 있어서는 시험편의 축소비율을 유지하며 탱크 頂部의 길이가 피로시험기에 시험편을 정착하였을때 순수굽힘과 응력전달에 무리가 없는 최소한의 길이를 검토하기 위하여 2종류 4개의 시험편을 제작하였다.

시험편 제작에 사용한 강재는 두께 10mm의 한국선급의 규격 EA 45급 강이다.

사용 강재의 기계적 성질 및 화학 성분은 Table1과 같다.

시험편 제작에 채용한 용접법은 현재 조선소에서 많이 사용하고 있는 탄산가스 아크용접법이고 용접이음형식은 홈 가공이 없는 양면 필렛용접으로 다리 길이 8mm로 1패스용접을 실시하였고 용접시 변형을 최소화하기 위하여 각 부재를 가용접으로 조립하여 대칭으로 하향용접을 실시하였다. 사용한 용접법의 화학 성분 및 기계적 성질은 Table2에, 용접조건은 Table3에 나타내었다.

Table 3 Welding conditions

Welding current(A)	240~250
Arc voltage(V)	29~30
Welding speed(cm/min.)	30
Heat input(kJ/cm)	18~20
Gas flow(l/min.)	19~20

본 시험에 사용한 시험기는 용량±20ton의 유압계어식 축력 인장압축 피로시험기이고, 시험편의 고정은 Photo.1과 같이 시험편 상부를 핀 고정으로 장착하였으며 시험기의 상부축이 load cell이 부착된 고정점이고 하부 지지점에서 반복하중을 가하도록 하였다.

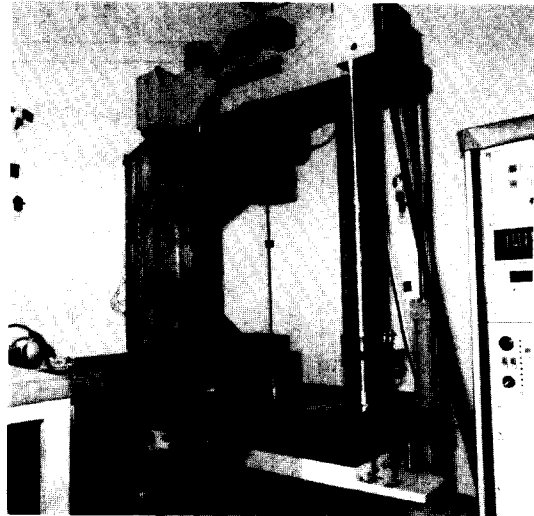


Photo.1 Model specimen and test machine

시험편에는 가능한 굽힘 모멘트 하중만을 작용시키기 위하여 시험편의 상부와 하부를 스프링으로 보조 지지하였다. 피로시험을 실시하기 전에 시험편의 표면과 피로균열 발생이 예상되는 탱크 頂部의 용접비드 주위를 에머리 페이퍼 #1000까지 사용하여 깨끗이 연마하여 피로균열의 발견 및 측정이 용이하도록 하였다.

또한 각 부위의 응력분포와 하중 부하상태를 검증하기 위하여 Fig.2에서 보는 바와 같이 용접부 주변 및 평행부에 1축, 2축, 3축의 3종류의 스트레인 게이지를 부착하였다. 피로하중을 가하기 전에 정적하중을 각 단계별로 부하하여 하중 부하상태와 각 부위의 스트레인 값을 측정하여 시험편의 대칭위치의 스트레인 값을 측정하여 하중이 정상적으로 부하되었는지 여부를 조사하였다.

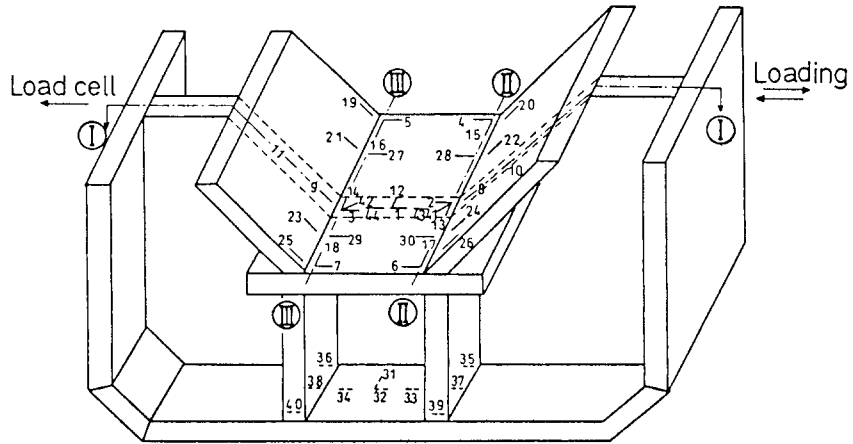


Fig.2 Positions of strain gage

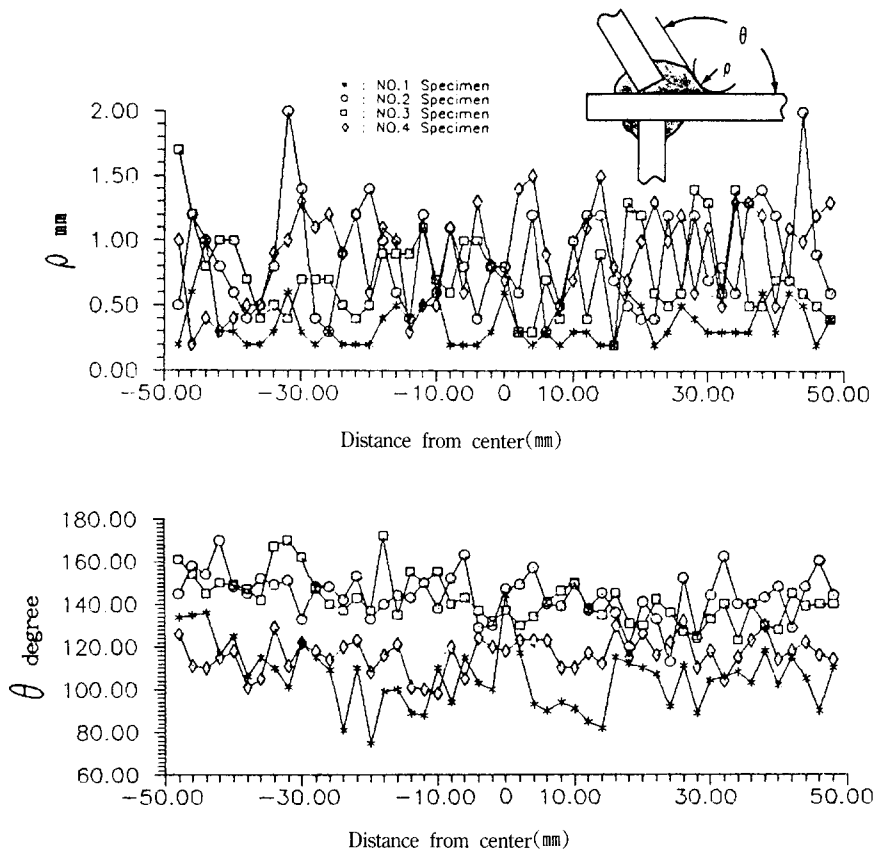


Fig.3 Distribution of flank angle θ and radius of curvature ρ at weld toe

용접토우부의 피로강도는 구조적불연속에 의한 응력집중현상뿐만 아니고 토우부의 형상에 영향을 주는 flank angle θ 와 곡률반경 ρ 등의 영향을 받게 된다. 특히 용접토우부의 형상은 통계적 변수이고 용접부의 피로강도를 검토하기 위해서는 토우부의 형상을 검토할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 Fig.2에서 II, III단면의 중앙에서 좌우 50mm폭의 용접토우부의 형상을 치과의 인상용 실리콘고무로 본뜨고 2mm폭으로 절단하여 토우부의 flank angle θ 와 곡률반경 ρ 를 10배의 부영 확대경으로 측정된 결과를 Fig.3에 나타내었다.

피로시험은 하중 제어방식을 사용하였으며 하중파형은 sine파로 하였고, 반복속도는 2Hz, 하중비는 0.1로 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1. 실험결과

반복적인 동하중에 의한 실험을 시작하기 앞서 모형 시험편에 대한 정적하중을 단계별로 부하하면서 각 위치에 부착한 스트레인 게이지로 부터 스트레인을 측정하였다. Fig.4는 각점의 스트레인값을 단축응력으로 계산하여 Fig.2의 I-I 단면과 II-II 단면의 응력분포를 조사한 결과 중에서 NO.3 시험편에 대하여 나타낸 그림이다. Fig.2의 I-I 단면과 II-II 단면의 응력분포는 상하좌우로 거의 대칭을 나타내었고 따라서 시험편에 하중이 정상적으로 작용하고 있음을 확인할 수 있었다.

Table.4에는 4개의 시험편에 있어서 Fig.2의 평행부 중앙에 부착한 1번 게이지와 stool부의 용접토우부에서 약 4mm 정도 떨어진 2번 게이지에서 측정된 변형률로 부터 환산한 응력을 나타낸 것이며 2종류 4개의 시험편에 대해서 각각 조사하였을 때 평행부에서의 응력분포는 보 이론에 의한 결과와 비교적 잘 일치

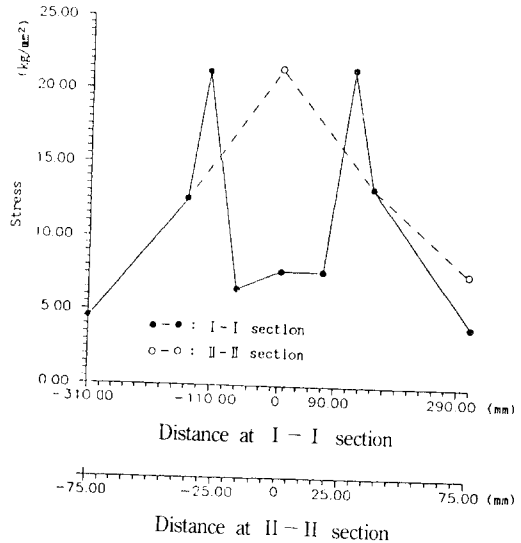


Fig.4 Stress distributions measured by strain gage of No.3 model specimen

하고 있으며 이 결과 본 연구에 사용한 치수비의 모형 시험편에서는 $l=100\text{mm}$ 이상이면 응력전달에 무리가 없음을 알 수 있다. Fig.5는 No.1, 3 시험편의 모델에 대한 F.E.M 해석결과로써 본 연구에 채용한 모형 시험편의 구조적 탄성응력집중계수가 2.7정도인 것을 알 수 있다. Table.4의 실측치에 의한 II-II 단면의 구조적 불연속에 의한 탄성응력집중계수가 차이나는 것은 용접에 기인한 비틀변형 및 잔류응력의 영향 때문이라고 생각된다. 용접비드 길이 방향으로의 피로균열은 Fig.2의 II-II 단면의 중앙부에서 처음으로 발생하여 양측으로 용접토우부를 따라 진파하였다. I-I 위치에서는 II-II 단면의 피로균열이 상당히(용접비드 길이의 약 1/2)진전한 후에 중앙부에서 발생하였다. 파단형상은 Fig.6에서 보는 바와 같이 용접토우부에서 발생하여 용접비드 하부가 완전히 파단하고 탱크 頂板의 일부에 균열이 발생하였다.

각 시험편의 피로시험 결과를 나타낸 것이 Table.5

Table 4 Stress and K_{tD} measured by strain gages

Specimen No.	Stress(kg/mm ²)			Structural stress concentration factor $K_{tD}(= \sigma'_c/\sigma_r)$
	Beam theory	No.1 gage(σ_r)	No.2 gage(σ'_c)	
1	11.3	12.4	29.8	2.40
2	11.3	11.5	29.0	2.52
3	8.4	7.8	21.4	2.74
4	12.7	11.2	31.8	2.84

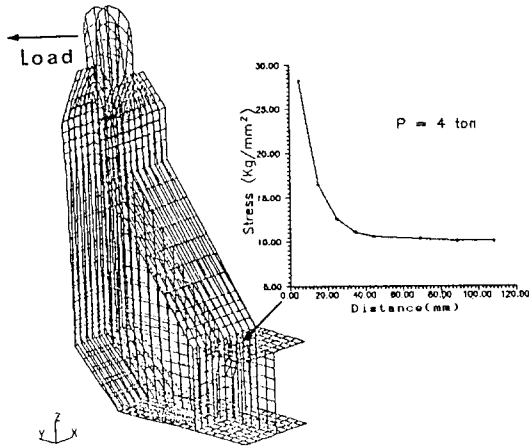


Fig.5 Stress distribution at tank top plate by F.E.M. analysis

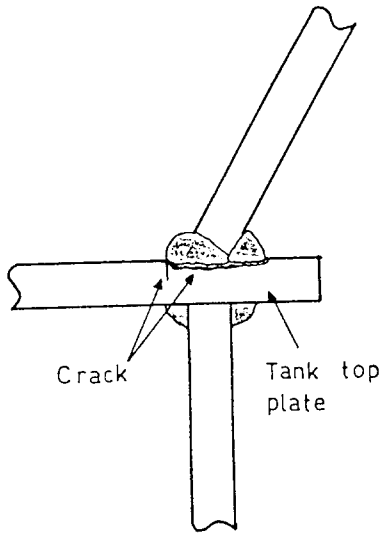


Fig.6 Feature of fatigue fracture of model specimen

Table 5 Fatigue test results of model specimens

Specimen No.	1	2	3	4
Nominal stress, $\Delta S(\text{kg/mm}^2)$	12.4	11.5	7.8	11.2
Structural concentration factor $K_{td}(=\sigma_w/\sigma_n)$	2.40	2.52	2.74	2.84
Fatigue crack initiation life, $N_c(\text{cycle})$	102329	58402	119264	25350
Fatigue fracture life, $N_f(\text{cycle})$	113000	62800	137300	35000

이다.

이 표에서 공칭응력 ΔS 는 Fig.2의 1번 게이지의 측정 변형률로부터 환산한 응력값이다. 그리고 본 시험편에서 균열발생부위가 용접토우부이므로 피로 균열의 관찰이 어려웠다. 따라서 각 시험편의 피로 균열 발생수명 N_c 는 피로균열이 10mm 진전 했을때의 반복수를 취하였으며, 피로균열이 관폭의 1/2을 초과 했을때의 반복수를 파단수명 N_f 로 취하였다.

3.2. 용접이음부의 피로강도 추정법

선체구조와 같이 각 부재가 용접이음으로 형성된 응력집중부의 피로강도 해석에서는 재료의 피로특성 및 용접부의 형상에 대한 통계적 변동을 고려하여 피로강도 곡선을 추정할 필요가 있다.

저자들은 본 연구에 앞서 본 연구에 사용할 연강재와 같은 급의 환봉 평활재시험편에 의한 완전양진 변형률제어 피로시험을 실시하고 다른 연구자들의 시험결과⁷⁻¹¹⁾를 포함하여 변형률범위 $\Delta \epsilon$ 와 피로균열 발생수명 N_c 와의 관계를 $\ln(\Delta \epsilon)$ 이 정규분포한다고 가정하여 조선용연강재의 파괴확률피로강도곡선을 다음과 같이 구할 수 있었다¹²⁾.

$$[\ln(\Delta \epsilon)]_p = \ln(0.0121 N_c^{-0.137} + 0.4455 N_c^{-0.542}) + 0.116 u_p \quad (1)$$

여기서, P= 파괴확률

$$P = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{u_p} \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) \cdot du$$

u = 하부 퍼센트점

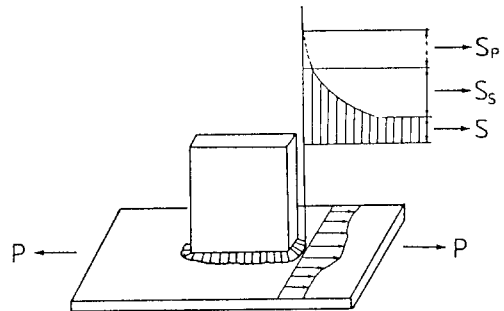


Fig.7 Evaluation of stress classification induced in the weld of structure

또한 용접이음의 토우부에서는 Fig.7에서 보는바와 같이 구조의 기하학적형상에 의하여 발생하는 2차응력 S_s 와 용접이음의 토우부의 형상에 의존하는 peak 응력 S_p 가 중첩하여 작용하게 되며 토우부의 탄성응력집중계수 K_t 는 다음식과 같이 나타낼 수 있게 된다.

$$K_t = (S + S_s + S_p) / s = K_{td} \cdot K_{tw} \quad (2)$$

즉 K_{td} 는 구조부재의 형상에 의하여 결정되는 계수이고 F.E.M해석등에 의하여 해석적으로 구할 수 있지만 K_{tw} 는 용접조건, 공작오차등에 의하여 달라지는 확률변수이고 거의 대수정규분포하는 것으로 알려져있다¹³⁾.

본 연구에서 사용한 시험편의 토우부의 형상도 Fig.3에서 보는 바와 같이 토우부의 곡률반경 ρ 와 flank angle θ 는 통계적 변동량이라는 것을 알 수 있다.

용접토우부의 피로강도를 통계적으로 추정하기 위해서는 국부변형률 $\Delta\epsilon$ 을 추정할 수 있어야 하므로 본 연구에서는 국부변형률범위 $\Delta\epsilon$ 및 국부응력범위 $\Delta\sigma$ 와 공칭응력범위 ΔS 및 공칭변형률범위 $\Delta\epsilon$ 와 응력집중계수 K_t 사이에는 다음과 같은 Neuber¹⁴⁾식이 성립하는 것으로 하였다.

$$K_t = \left[\frac{\Delta\sigma}{\Delta S} \cdot \frac{\Delta\epsilon}{\Delta\epsilon} \right]^{1/2} \quad (3)$$

$$\Delta\sigma = m \cdot \Delta\epsilon^n, \Delta S = E \cdot \Delta\epsilon \quad (4)$$

여기서 m, n 는 재료정수이고 E 는 종탄성계수이다.

Table 1의 강재에 대한 피로시험 결과로부터 반복 하중에 대한 응력-변형률 관계는 다음식과 같이 근사화 시킬 수 있었다¹²⁾.

$$\Delta\sigma = 342.5\Delta\epsilon^{0.38} \quad (5)$$

(2)식과 (4)식을 (3)식에 대입하여 양변에 대수를 취하면 다음식과 같다.

$$\ln(K_{td} \cdot \Delta S) = \ln(\sqrt{mE}) + (n+1)\ln(\Delta\epsilon)/2 - \ln(K_{tw}) \quad (6)$$

윗식에서 우변의 제1항은 정수, 제2항의 $\ln(\Delta\epsilon)$ 및 제3항의 $\ln(K_{tw})$ 는 앞에서 기술한 바와 같이 모두 정규분포에 따르는 확률분포이므로 $\ln(K_{td} \cdot \Delta\epsilon)$ 는 정규분포에 따르는 확률변수이고 그 기대치와 분산은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$E[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)] = \ln(\sqrt{mE}) + \left(\frac{n+1}{2}\right) E[\ln(\Delta\epsilon)] - E[\ln(K_{tw})] \quad (7)$$

$$\text{Var}[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)] = (n+1)^2 \text{Var}[\ln(\Delta\epsilon)]/4 + \text{Var}[\ln(K_{tw})] \quad (8)$$

따라서 파괴확률 P 에 대한 $K_{td} \cdot \Delta S - Nc$ 곡선은 다음식으로 나타낼 수가 있다.

$$[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)]_p = E[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)] + u_p \cdot \{\text{Var}[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)]\}^{1/2} \quad (9)$$

즉(9)식은 용접구조부재가 일정진폭의 피로하중을 받을때 재료의 피로특성과 토우부의 형상을 고려한 토우부에서의 피로균열 발생특성을 각 파괴확률에 따라 추정할 수 있는 $P - K_{td} \cdot \Delta S - Nc$ 곡선의 식이 된다.

(9)식중에서 K_{td} 는 선체구조해석에 의하여 강도부재 교차부의 응력분포를 구하여 얻은 값이고 (7), (8) 중의 K_{tw} 는 용접이음부의 토우부의 형상에 의한 국부적 응력집중계수이다. 본 연구에 사용한 시험편의 균열발생점의 K_{tw} 는 광탄성해석결과 및 유한요소법 해석과 실측결과를 이용하여 Sakai¹⁵⁾등이 제안한 계산식을 이용하여 계산하였고, 그 결과는 Table6과 같다.

Table 6 Estimated value of K_{tw} considering flank angle θ and radius of curvature ρ of crack initiated point

Specimen No.	ρ (mm)	θ (deg.)	K_{tw}
NO.1	0.6	144	2.47
NO.2	0.8	147	2.28
NO.3	0.8	137	2.44
NO.4	0.7	118	2.74

이 값은 Nagai¹³⁾이 각종 선체구조이음부의 토우부의 flank angle θ 와 곡률반경 ρ 에 대하여 추정한 K_{tw} 의 통계적해석결과의 범위내에 있음을 알 수 있다. 선체구조부의 균열발생수명 추정을 위한 $P - \Delta S - Nc$ 곡선의 추정에는 균열발생점의 K_{tw} 에 대한 통계적해석이 필요하나 국내에는 이들에 대한 자료가 거의 없으므로 본 연구에서도 K_{tw} 에 대한 통계적 추정치는 Nagai¹³⁾등이 조사한 결과인 다음식을 이용하기로 하였다.

$$E[\ln(K_{tw})] = 0.876$$

$$\text{Var}[\ln(K_{tw})] = 0.0623 \quad (10)$$

조선용연강재의 피로특성(1)식과 K_{tw} 에 대한 확률 변동량으로 (10)식을 채용하면(9)식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\ln(K_{td} \cdot \Delta S)]_p = 7.018 + 0.69 \ln(0.0121Nc^{-0.137} + 0.4454Nc^{-0.542}) + 0.262u_p \quad (11)$$

윗식은 선체구조부재의 필렛용접이음부의 토우부에서 발생하는 피로균열 발생수명과 공칭응력범위와의 관계식이고 $\ln(K_{td} \cdot \Delta S)$ 의 분산은 (8)식에서 보는 바와같이 토우부의 응력집중계수 $\ln(K_{tw})$ 의 분산에 많이 지배된다는 것을 알 수 있으며 이것은 용접이음부의 설계 및 시공관리의 중요성을 말해주고 있다.

Fig.8에는 본 연구결과와 다른 연구자들이 선체구조부재의 횡강도 부재에 대한 모형시험결과^{16~18)}를 비교를 위하여 나타내었다. 그리고 이 그림에는 (11)식을 이용하여 $P=10\%$ 와 $P=50\%$ 에 대한 $K_{td} \cdot \Delta S$ - Nc 곡선을 동시에 나타내었다.

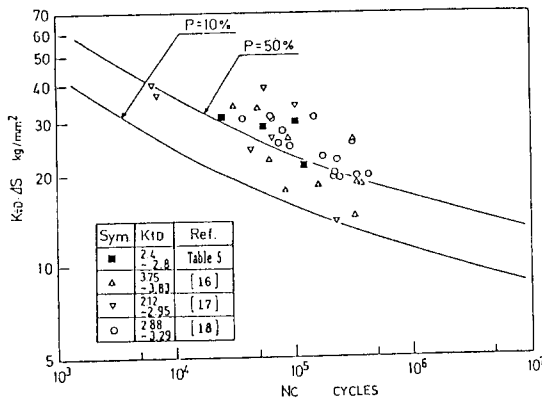


Fig.8 Probability, stress and fatigue life relations in fatigue strength of ship hull construction

이 그림에서 알 수 있는 바와같이 본 연구결과와 $P=50\%$ 인 피로강도곡선에 접근하여 분포하고 있으며 $P=10\%$ 곡선은 전시험자료에 대하여 안전측으로 추정되고 있음을 알 수 있다.

따라서 선체구조에서 필렛용접이음부의 굽힘피로 하중에 대한 설계기준의 S-N 곡선으로서는(10)식으로 $P=10\%$ 곡선을 사용하면 비교적 안전측의 설계가 되리라고 생각된다. 즉 설계기준의 피로강도 곡선은 다음과 같이 제시할 수 있다.

$$K_{td} \cdot \Delta S = (191.8Nc^{-0.137} + 7060.7Nc^{-0.542})^{0.69} \quad (12)$$

이상에 살펴본 바와 같이 선체구조에서와 같이 이음형식 및 용접부의 형상이 다양한 구조에서는 부재의 공칭응력 ΔS 에 대한 허용응력만을 고려하는 것보다 구조해석결과와 용접부의 형상을 고려한 피로강도곡선을 사용하는 것이 보다 합리적이라고 생각된다.

4. 결 론

선체구조부재의 실모형에 대하여 하중제어 일정진폭의 피로시험결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 종강도부재와 횡강도부재가 교차하는 부재에서는 비교적 높은 응력집중이 발생한다.
- 2) 모재의 피로강도 특성과 용접이음부의 토우부 형상의 통계적 성질을 알면 용접이음부의 확률 피로강도 곡선을 도출할 수 있다.
- 3) 이중저 선각구조의 Web frame에서 탱크 頂部板의 피로강도곡선을 얻을 수 있었다.
- 4) 용접토우부의 형상을 제어하는 것이 피로강도를 향상시키는데 중요하다.

후 기

이 연구는 1989년도 한국과학재단 연구비(목적기초, 과제번호 KOSEF 89-0206-04)지원에 의한 연구결과이며 관계 기관에 감사드립니다.

參考文獻

- 1) 이일태: 船體損傷의 實例에 따른 問題點 比較檢討 및 이에따른 對策(上), 技術現代, Vol.5, No.4, (1985), p.56-64
- 2) 이일태: 船體損傷의 實例에 따른 問題點 比較檢討 및 이에따른 對策(下), 技術現代, Vol.6, No.1, (1986), p.63-70
- 3) 寺田泰治: 最近の船體損傷とその對策, 新い造船學, 日本造船學會編, (1987), p.32-33
- 4) 日本海事協會: 1985年度の 船體損傷統計, 日本海

- 事協會會誌, No.196, (1986)
- 5) Det Norske Veritas : Fatigue Strength Analysis for Mobile Offshore Units, Classification Notes No. 33.2, (1984)
 - 6) T.Okamoto et al : Strength Evaluation of Novel Unidirectional Girder System Product Oil Carrier by Reliability Analysis, Annual Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, No.2, (1985), p.5
 - 7) 永井欣一 外 : 軟鋼切欠 平板の腐食疲労龜裂發生壽命推定に關する研究, 日本造船學會論文集, 第142號, (1977), p.224
 - 8) 安藤良夫 外 : 切欠付 廣幅平板の低サイクル疲労壽命に關する考察, 日本造船學會論文集, 第129號, (1971), p.189-201
 - 9) 堀田知道 外 : 鋼材のひずみ制御低サイクル疲労強度推定に關する研究(第1報), 日本造船學會論文集, 第124號, (1968), p.341-353
 - 10) 日本造船研究協會 第170研究部會 : 船體構造不連續部の疲労設計法に關する研究, 研究資料, No. 298, (1978), p.69
 - 11) 八木順吉 外 : 鋼材の低サイクル疲労に關する研究(第2報), 日本造船學會論文集, 第134號, (1973), p.325-339
 - 12) 김창렬외 : 선박의 고도정밀 비선형 구조해석 및 합리적 구조설계에 관한 기초연구, 목적기초연구 1차중간보고서, (1989), p.173-207
 - 13) 永井欣一 外 : 船體橫強度部材の溶接部における疲労強度の統計的推定について, 關西造船協會誌, 第182號, (1981), p.65-71
 - 14) H.Neuber : Theory of stress concentration for shear strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law, Journal of Applied Mechanics, Vol.28, No.4, Dec., (1961), p.544-550
 - 15) 酒井啓一 外 : アルミニウム合金5083-0板骨溶接構造の疲労設計法の検討, 日本造船學會論文集, 第153號, (1983), p.268-280
 - 16) 日本造船研究協會第170研究部會 : 船體構造不連續部の疲労設計法に關する研究, 研究資料, No. 316, (1979), p.114
 - 17) 長野健 外 : 船殼局部構造の疲労強度に關する研究(第2報), IHI技報, 第17卷, 第5號, (1977), p.490-495
 - 18) 長野健 外 : 船殼局部構造の疲労強度に關する研究(第3報), IHI技報, 第18卷, 第6號, (1978), p.491-497