

선체구조 용접이음부의 피로강도 평가에 대한 검토

성 요 경*

Review of Fatigue Strength Evaluation on Weld Joints of Hull Structure

Y. K. Seung*

1. 서 론

최근 선체구조 중량의 경량화를 목적으로 고장력강이 선체구조에 대폭 채용되고 있지만 일부 용접부에서 피로강도가 문제가 되는 예가 발생하고 있다. 이것은 부재의 치수가 항복응력을 기준으로 하여 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 피로강도에 대한 충분한 검토가 이루어져야 한다. 즉, 고장력강을 사용한 선체구조를 설계할 때에는 Bracket Toe 부 등과 같은 높은 응력이 걸리는 구조적 불연속부의 Structural Detail들이 매우 주의 깊게 설계되어야 한다.

선체구조의 피로강도에 대하여 일본에서는 활발한 연구가 진행되고 있으며, 특히 Transverse Bulkhead 및 Transverse Web 와 Side Shell Longitudinal의 교차부에서의 피로강도에 대해서 많은 관심이 집중되고 있고 실제로 이러한 부위에서 피로균열로 추정되는 균열의 발생이 다수 보고되고 있다.

본 고에서는 VLCC(Very Large Crude Oil Carrier)의 운항중 선체의 구조적 불연속부에서 발생하는 균열이 피로강도의 부족에 의해 발생하는 피로균열임을 밝히는 당사의 사례에 대해 설명하고, 국부 구조해석기술을 이용하는 피로설계의 관점에서 선체구조가 충분한 피로강도를 갖고 안전한 구조가 될 수 있도록 선체 용접이음부의 피로강도를 평가하는 체계에 대해 검토하고자 한다.

2. 피로해석의 사례

고장력강을 사용한 VLCC에서 발생하는 손상은 Transverse Bulkhead 및 Transverse Web와 Side Shell Longitudinal의 교차부에서 자주 발생하는 균열들이다. 이러한 교차부에서 발생하는 균열의 대표적인 양상이 Fig.1에 나타나 있다. 대부분의 VLCC의 Side Shell Longitudinal의 손상은 취항 2-5년 후에 발생하였고 Side Shell Longitudinal에서 부식이나 마모와 같은 현상은 관찰되고 있지 않다. 일본해사협회 등에서 이러한 손상에 대한 조사를 한 결과에 의하면 운항중의 VLCC에서 발생하는 균열은 다음과 같은 특징을 갖고 있다.

(1) 용접Bead의 종단으로 부터 발생한 균열이다.

* 정희원, 대우조선공업(주) 기술연구소

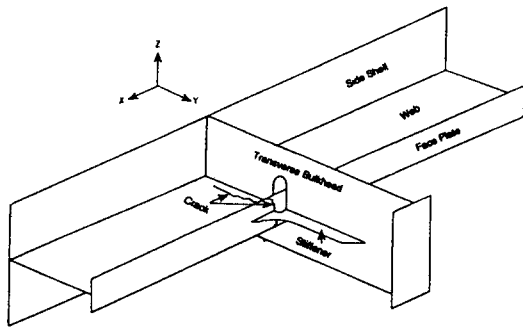


Fig. 1 Schematic configuration of side shell longitudinal members

(2) 만재 흡수선하 2~5 m의 범위에 집중하고 있다.

(3) Transverse Bulkhead 관통부에서 많이 발생하고 있다.

(4) Oil Tank내에서 많이 발생하고 있다.

(5) 좌현에 비해 우현에 많다.

(6) Side Longitudinal의 단면이 대칭(T형)인 것에서는 발생하고 있지 않다.

위에서 설명한 특징을 고려하여 손상이 발생한 VLCC에 대하여 손상 부재의 용접 Bead형상 및 재질, 만재상태에서 흡수선 근방의 파랑 변동압, Transverse Bulkhead에 인접한 Transverse Web의 변형에 의해 발생하는 Side Longitudinal에서의 2차 응력(Secondary Stress), Oil 및 Ballast Tank내 Side Longitudinal의 응력변동, 항로조사와 L형 단면 및 T형 단면 Side Longitudinal의 응력분포 등에 대한 세밀한 검토 결과 Transverse Bulkhead 및 Transverse Web와 Side Shell Longitudinal의 교차부에서 자주 발생하는 균열은 만재상태에서 파랑 반복하중에 의해 발생한 용접부의 피로균열인 것으로 추정되었다.

당사에서는 VLCC 들을 설계할 당시에는 구조적 불연속부 등에서 운항중에 피로균열이 발생한다는 선체구조의 피로강도 해석에 관한 참고자료들은 있었지만, 실제로 설계에 적용하기에는 어려웠다. 그래서, Side Longitudinal과 Transverse Bulkhead나 Transverse Web의 교차부에서의 여러 종류의 Structural Detail들에 대하여 유한 요소법을 이용한 구조해석과 실물 크기의 Model에 대한 피로 실험을 통하여 피로강도에 관한 연구를 시작하였다. 그 연구의 목적은 교차부에서의 응력집중현상을 조사함으로써

피로강도에 우수한 Structural Detail을 찾고, 또한 피로강도 해석을 위한 지침서를 만드는 데 있었다.

교차부에서의 응력집중이 피로균열의 주요 원인 중의 하나이고 그것은 주로 Longitudinal의 Face상면에 붙는 Stiffener와 Bracket의 배치상태와 형상에 좌우되기 때문에 그 연구의 첫 단계로써 7종류의 교차부의 Structural Detail들에 관하여 연구하였다. Fig.2는 피로균열이 발생한 교차부를 범용 구조해석 Program인 ANSYS를 이용하여 모델링한 결과를 보여주고 있다. 교차부의 Structural Detail, 즉 Back Bracket, Soft Toe와 Scallop 형상에 대한 구조적 불연속부에서의 최대응력과 응력집중계수를 구하여 정리한 것이 Table 1이며, 이 때 사용한 하중조건은 DNV Rule에 제시된 4가지 하중을 적용하였다. 이 Table에는 Side Longitudinal의 단면형상(L형과 T형)에 따른 영향도 포함되어 있다. 구조해석 결과를 보면 T형의 Side Longitudinal이 L형 Side Longitudinal에 비해 응력집중의 감소효과가 매우 크다는 것을 알 수 있으며 이러한 결과는 위에서 언급한 VLCC에서 발생하는 손상의 특징과 일치하고 있다.

구조해석에 의한 결과를 검증하기 위하여 구조해석 Model과 동일한 크기로 실험Model의 시편을 제작하여 피로실험을 수행하였으며 하중조건은 Table 1의 하중조건중 2번째의 경우를 이용하였다. 실험에 사용한 Side Longitudinal의 단면형상은 피로균열에 민감한 것으로 알려진 L형을 선택하여 실험을 수행하였다. 실험에 사용한 Model들의 Stiffener와 Bracket의 형상은 Table 2에 나타낸 것과 같다. Table 2의 그림에 나타내어진 것과 같이 Model 4를 기본형으로 하여 Model 4와는 다른 형상의 Scallop Hole을 갖는 Model(Model 7)과 Model 4에 Soft Toe형 Back Bracket이 부착된 Model(Model 3), Model 4와 다른 Soft Toe형 Stiffener의 Model (Model 2)과 Model 2에 비해 High Scallop Hole을 갖는 Model (Model 5), 다른 형태의 Scallop Hole을 갖는 Model (Model 6)과 Soft Toe형의 Stiffener와 Back Bracket이 부착된 Model (Model 1)들에 대하여 피로실험을 수행하였다.

또한 Table 2에는 7개의 실험 Model에 대한 실험으로부터 구해진 Maximum Stress와 구조해석에 의해 계산된 Maximum Stress를 비교하여 나타내고 있다. 해석에 의한 Maximum Stress의 값과 실험에 의해서 구한 Maximum Stress의 값이 차이가 나는 것은 해석시에는 Rule에 제시되어 있는 분포하중조

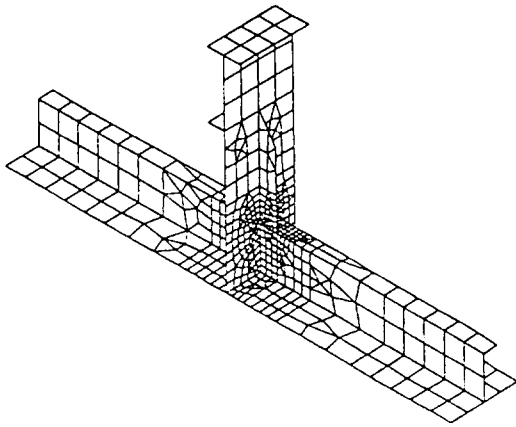


Fig. 2 3-dimensional FEM model

건을 사용한 반면 실험시에는 집중하중을 가함으로서 공칭응력이 서로 같지 않았음에 주로 기인한다. 응력집중계수에 의해 두 결과를 비교하면 Model 2와 Model 4를 제외한 나머지 Model들에서 해석결과와 실험결과가 양호한 대응을 나타내며 Model 2와 Model 4에서의 차이는 실험시의 응력계측의 부정확 때문에 발생했을 가능성이 크다. 또한 Table 2에서 Soft Toe형 Stiffener와 Back Bracket가 부착된 Model (Model 1)이 해석이나 실험에 의해 가장 낮은 Maximum Stress를 보여 주고 있어 가장 구조적으로 안정하다는 것을 알 수가 있다. 즉, L형의 Side Longitudinal이라고 하더라도 Soft Toe형 Stiffener와 Back Bracket를 가진 Model의 경우는 구조적으로 충분히

Table 1 Comparison of maximum stresses in L-type and T-type longitudinal members

(Unit : N/mm²)

MODEL	1		2		3		4		5		6		7	
LOAD CASE														
1	-194	-91	-210	-81	-107	-51	-161	-107	-181	-91	-190	-115	-179	-96
2	415	195	449	173	225	110	344	228	386	195	406	245	382	205
3	-176	-84	-196	-74	-114	-59	-160	-117	-194	-99	-178	-107	-168	-90
4	-214	-99	-224	-85	-115	-55	-175	-97	-175	-84	-202	-123	-190	-102

Table 2 Comparison of Maximum stress and SCF by F.E.M analysis and test with model

(Unit: N/mm²)

Method	Nominal Stress	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 5	Model 6	Model 7
F. E. M	38	69.4 (1.83)	120.1 (3.16)	104.2 (2.74)	115.4 (3.04)	117.4 (3.09)	108.8 (2.86)	102.5 (2.70)
Experiment	52	86.2 (1.66)	126.4 (2.43)	135.4 (2.60)	134.4 (2.58)	158.8 (3.05)	137.2 (2.64)	142.1 (2.73)

안정하며 본 실험에서도 피로균열이 관찰되지 않았다.

Fig.3에는 동일한 하중 조건하에 각 Model별로 피로시험을 한 결과를 보여주고 있다. 이 Fig.3은 각 Model에서 구한 Maximum Stress를 Y-축축으로 하고 파괴가 일어날 때까지의 Cycle을 X-축축으로 하여 Plot한 것이다. 실험 결과에 의하면 Back Bracket (Model 1과 3)는 응력집중의 완화에 효과적이며 Soft Toe가 있는 경우에는 그 효과가 배가되는 것을 확인할 수 있었다. 이 때 Back Bracket와 Soft Toe(Model 1)를 이용하여 비대칭성을 없애주는 최적설계가 필요하게 된다. Back Bracket(Model 2,4,5,6,7)를 부착하지 않는 경우에는 Soft Toe나 Scallop의 형상변화는 피로강도 개선에 거의 영향을 주지 못한다. Stiffener를 취부한 Model의 경우에는 Slot Hole주위에 과도한 압축응력이 걸리기는 하지만 피로강도의 측면에서는 바람직한 Model로 판단된다. 실험시에 나타난 피로균열의 대부분은 용접부의 Toe부분에서 시작되었으며 이 부분에서의 변형률값은 구조해석시보다 크게 나타나고 있다.

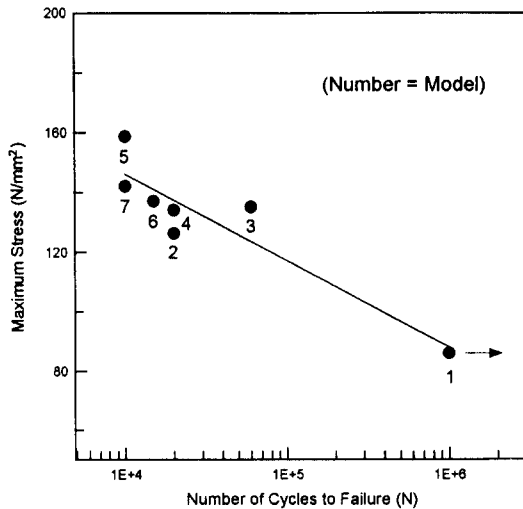


Fig. 3 Comparison of fatigue test results with model under constant loading condition

Fig.4는 Model 4에서 발생한 피로균열의 모습이며 피로균열은 용접 Bead의 Toe부위에서 발생하여 Face Plate를 따라 진행되었으며 종국에는 Web로 까지 전파됨을 확인할 수 있었다.

구조해석과 실험을 통하여 VLCC의 운항중에 나

타나는 손상은 피로균열이라는 것이 판명되었으며 이러한 피로균열에 의한 손상을 줄이기 위해서는 응력집중부위의 Structural Detail의 변경이 필요하며 Table 2에 나타나 있는 Model중에서는 Model 1, 즉 Soft Toe형 Stiffener를 취부하고 그 이면에 Soft Toe형 Bracket를 취부하는 것이 응력집중을 방지하는데 가장 큰 효과가 있는 것으로 나타났다. 따라서, 당사에서는 VLCC의 설계시에 Model 1을 반영하고 있어 우수한 피로강도를 나타낼 것으로 기대되고 있다.

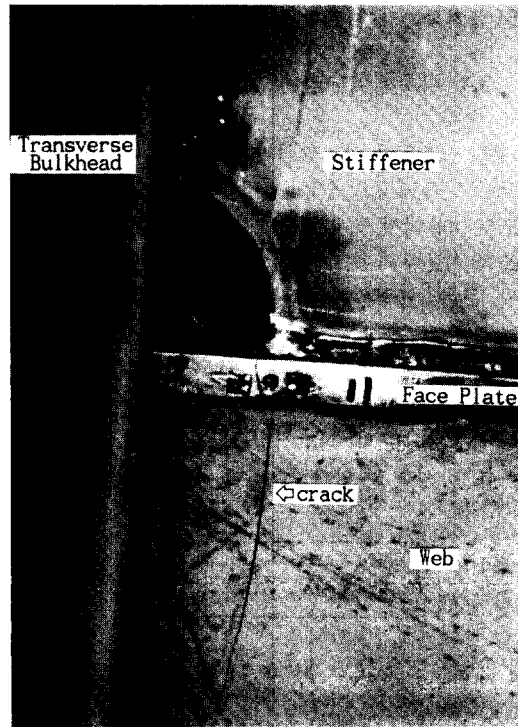


Fig. 4 Fatigue cracks occurred at face plate and web of longitudinal member

3. 피로해석 체계

선체구조와 같은 용접구조물을 비롯한 형상변화를 동반하는 구조물의 구조해석에는 통상적으로 행해지는 전선 Model 해석의 수행은 물론 전선 Model 해석결과를 토대로 한 상세 구조형상에 대한 국부 구조해석이 행해진다. 국부 구조해석시에는 전체 구조물의 거동과는 별도로 상세 구조의 거동이 실물

체의 거동과 상사될 수 있는 각종 경계조건 및 하중조건의 도입 여부가 해석결과의 정도에 절대적으로 영향을 미치게 된다. 따라서 국부 구조해석 결과의 정도를 향상시키기 위해서는 각종 구조적 이음부의 실제 경계조건을 구조해석시 사용할 수 있는 단순한 지지 및 구속조건을 사용하여 해석 Model의 변형거동이 실물 구조의 변형거동과 가능한 한 같도록 하여 주는 것이 중요하다. 이를 위해서는 우선 각종 단순 이음부의 단순 또는 조합하중 작용에 대한 변형거동 Data의 확보 및 그 이음부가 구조물 국부에 설치되는 경우 전체 구조의 변형과 어떤 관계로 평형을 유지하는가에 관한 Data가 확보되어야 한다.

3.1 피로해석수법

대형 구조물의 피로해석과 관련하여 현재까지 보편적으로 행해지고 있는 방법은 Fig.5에 나타난 흐름도의 내용에서 크게 벗어나지 않고 있다. 즉, 복잡한 구조적 이음부의 피로설계선도가 필요한 경우 지금까지 문헌, 규격등에 제시된 기본 이음부에 대한 Data로 부터 그것을 직접 추정하는 것이 곤란하기 때문에 유한요소법(F.E.M)에 의한 응력해석 및 Strain Gage에 의한 응력계측, 더 나아가 그것도 불안한 경우에는 Model의 피로시험등을 통하여 설계피로선도를 작성하고 있다. 그러나 이와 같은 기존의

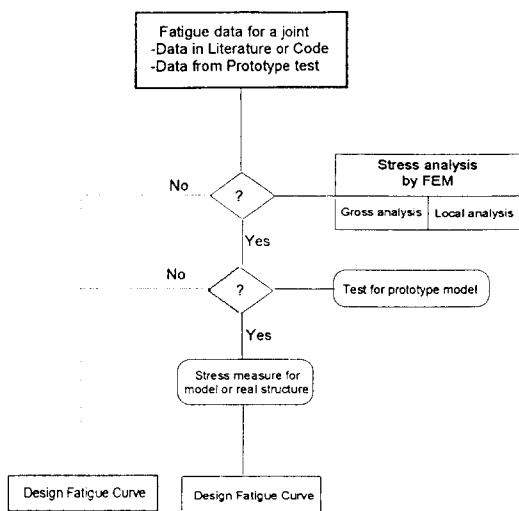


Fig. 5 Flow chart for conventional fatigue strength evaluation method

피로해석법은 아래와 같은 문제점이 있다는 것이 일반화되어 있다.

(1) 상당히 단순하고 일반적인 이음부의 Data밖에 제시되어 있지 않다.

(2) 제시되어진 Data들의 대부분이 공칭응력기 준의 피로강도로서 이음부내에서 어떠한 2차적응력 이 발생하는가, 치수비의 변화에 따라 어떤 변화가 발생하는가에 대한 정보가 주어져 있지 않다.

(3) 용접 Bead toe부의 국부 강도특성이 불명확 하고 정리된 것이 없다.

(4) 이음형식에 따른 강도차의 발생 이유가 분 명하게 정의되지 않은 채 단순히 강도의 절대치만 나타나 있다(Data분석의 부족).

(5) 이음부의 형식이 변화되거나 복잡한 이음부에 대하여 기본 이음형식 Data를 어떻게 결부시키면 좋은가가 분명하지 못하다.

(6) 구조물의 응력해석을 수행하더라도 그 결과로 부터 어떤 응력값을 기본 Data의 공칭응력치로 적 용시키면 좋은 것인가에 관해 분명하지 못하다(통 일적 설계법이 없다).

(7) Model 또는 실물의 피로시험은 경비, 시간 적인 면에서 용이한 것은 아니며 또한 과거의 실물 체에 대한 Data도 통일적 개념하에서 정리되지 않 았기 때문에 국부 이음부 형식이 변화하면 그 Data를 응용하는 것이 유효하지 못하여 많은 Data가 사장 되고 있다.

(8) 균열의 발생과 전파에 관한 정보가 없이 단 순히 시험편의 파단수명에 기초한 Data만이 제시되어 있다.

(9) 맞대기 이음부에 대한 것 이외에는 잠재결 합의 효과가 명확하지 못하다.

(10) Data 분산의 원인이 무엇이며 어떻게 설명 되어 지는가가 불명확하다.

피로해석시 나타나는 이와 같은 문제점들은 용접 구조물의 합리적 설계라는 개념에서 볼 때 모두 극복되지 않으면 안될 사항들이다. 특히 국부 구조해석과 관련하여 아무리 정도 높은 응력 해석 방법을 확립한다 하더라도 피로평가법이 불명확하 여서는 전체 결과의 정도가 높을 수 없다는 결정적인 문제점이 있다.

따라서 이러한 문제점 들에 대처하고 응력해석기 술의 향상에 부합한 피로해석 평가기술의 개선 방

법으로서 최근 크게 부각되고 있는 것이 Fig.6에 나타난 흐름도의 내용이다. Fig.6의 피로평가법은 종래 해양 구조물등의 피로설계에 적용되는 Hot spot개념과 유사하다고 할 수 있으나, 응력을 더욱 상세히 분류한다는 점에서 ASME Boiler & Pressure Vessel Code의 강도설계개념을 주로 도입한 것이라 할 수 있다.

용접 구조물의 피로강도를 지배하고 있는 주요 인자는 야금학적 인자보다는 형상적 인자가 지배적이며, Fig.6에 나타나 있는 피로평가법에서는 이 형상적 인자를 용접 Bead에 의한 응력집중효과(K_f)와 이음구조의 불연속으로 인한 2차응력효과(K_s)로 나누어서 생각하고 있으며, 또한 최근 파괴역학적 수법의 도입도 고려하고 있다. 이와 같은 개념을 피로한

도와 피로수명에 대해 적용하면 상당히 복잡한 이음구조에 대해서도 실구조물 또는 Model 실험을 거치지 않고 해석결과만으로 피로선도를 작성할 수 있다.

Fig.7에는 응력의 분할평가에 관한 모식도를 나타내고 있다. 피로균열이 발생하는 용접 Toe부에서는 일반적으로 3종류의 응력이 합체하여 작용하고 있다. 공칭응력 σ_n 은 통상적인 설계 강도 계산으로 구해지는 값이다. Peak 응력 σ_p 은 Bead toe부의 상태에 따라 다르게 발생하는 국부적 집중응력으로 응력집중계수 K_t 를 이용하면 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 이 집중응력은 Toe부의 극히 국소적인 영역에 걸쳐 집중하게 된다.

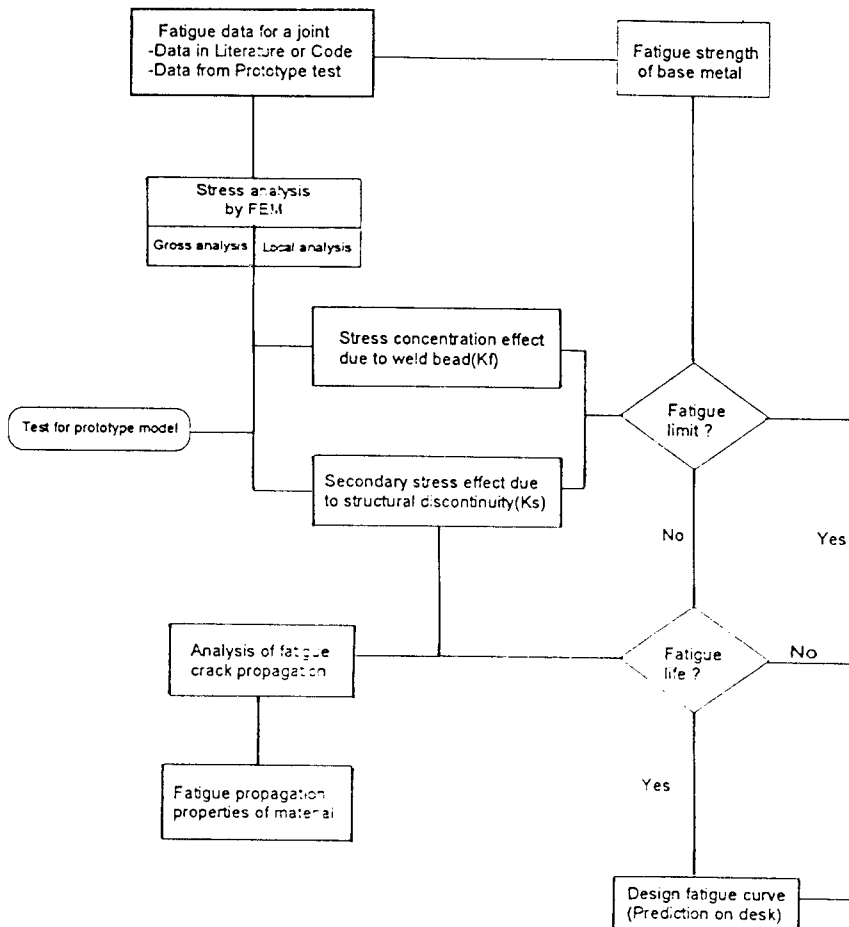


Fig. 6 Flow chart for modified fatigue strength evaluation method

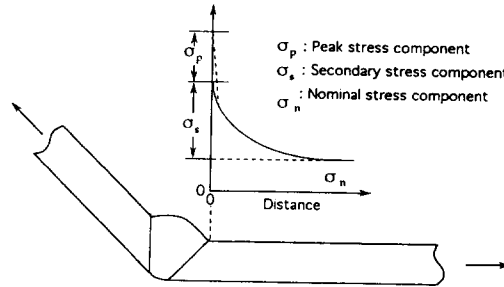


Fig. 7 Stress components in structural discontinuity

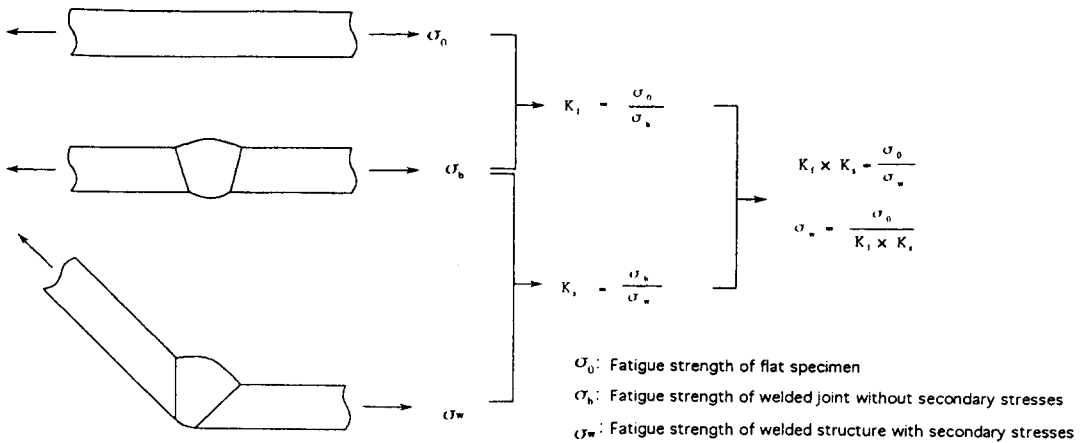


Fig. 8 Description of determinative stress in new fatigue evaluation

$$\frac{\sigma_n + \sigma_p}{\sigma_n} \quad (\text{2차응력이 없는 경우})$$

$$\frac{(\sigma_n + \sigma_s) + \sigma_p}{\sigma_n + \sigma_s} \quad (\text{2차응력, } \sigma_s \text{가 존재하는 경우})$$

(1)

이 Peak 응력을 포함한 최대응력, $(\sigma_n + \sigma_s + \sigma_p)$ 이 파괴에 유효하기 때문에 그것을 취하여 이음강도를 평가하고자 하는 개념도 발표되고 있다. 즉 Bead toe에서의 노치효과에 의한 응력집중을 응력집중계수 (K_t)를 사용하여 평가응력에 그대로 반영하는 것이다. 그러나 Bead형상은 극히 변화하기 쉽기 때문에 Strain Gage에 의한 응력계측과 상세 유한요소해석을 하더라도 반드시 정확한 값을 얻을 수 있다고는 할 수 없는 것이 이 방법이 갖고 있는 문제점이다.

한편, 신 피로평가법에서의 평가응력 산출과정을 Fig.8에 도해적으로 나타내고 있다. 이 방법에서는 피로한도를 생각하는 경우 Peak응력과 같이 노치효

과에 의한 것은 응력집중계수가 아닌 피로강도 감소 계수를 이용하는 방법을 택한다. Bead toe부와 같은 복잡한 노치부에 대해서는 실제 Bead에 의한 다수의 피로강도 Data로 부터 식(2)와 같은 피로강도 감소 계수, K_t 를 구하고, 이것으로 Peak응력효과를 나타내게 된다. 그렇게 함으로써 야금학적 요인도 함께 포함시킬 수 있으므로 실용적이다.

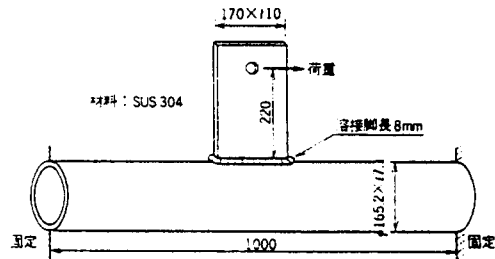


Fig. 9 Shape of piping support structure

$$K_t = \frac{\sigma_o}{\sigma_b} \quad (2)$$

단, σ_o : 평활 모재의 피로강도
 σ_b : 2차응력이 발생하지 않는 실제 Bead 이음부의 피로강도

2차응력, σ_s 는 이음부 주변의 전체형상에 의해 발생하는 2차적인 응력으로서 공칭응력, σ_n 과 Peak 응력, σ_p 이외의 부분을 말한다. 이 응력은 통상의 응력해석법으로는 구해지기 어려운 경우도 있지만 과거 Data의 역해석과 실험에서의 응력계측, 정도 높은 유한요소 해석을 행하면 구할 수 있다. 2차응력과 공칭응력과의 비를 2차응력계수, K_s 로 두면, 2차응력계수는 식(3)과 같이 표시된다.

$$K_s = \frac{\sigma_n - \sigma_s}{\sigma_n}; K_s = \frac{\sigma_b}{\sigma_w} \text{에 상당} \quad (3)$$

단, σ_w : 용접이음 구조물의 피로강도

사전에 이음구조의 형상, 치수들을 변화시켜 일련의 계산을 행함으로써 먼저 K_s 값을 구하여 놓을 수도 있다.

이와 같이 분리하여 생각하면 식(2), (3)으로부터

용접 이음 구조물의 피로강도를 모재의 그것으로부터 식(4)와 같이 일괄적으로 평가할 수 있게 된다.

$$\sigma_w = \sigma_o \times \frac{\sigma_b}{\sigma_o} \times \frac{\sigma_w}{\sigma_b} = \frac{\sigma_o}{K_t \times K_s} \quad (4)$$

3.2 신 평가법에 의한 피로강도의 추정예

위에서 설명한 신 평가법에 의해 복잡한 이음구조의 피로한도를 추정한 일례를 소개한다. 예에서 적용한 이음구조는 배관-Support이음구조로서 재료는 SUS 304, 이음부형상은 파이프에 판형의 Lug가 Fillet 용접된 것이었다. 그 개략도를 Fig.9에 나타내고 있다. 피로시험시 파이프의 양단을 고정하고 판 Lug에 파이프 길이방향으로 인장하중을 작용시켰다. Fillet용접부의 형상은 Toe부 각도가 평균 45°이고 그 반경이 평균 0.4mm이었으며, 이것을 이용하여 피로강도감소계수인 K_t 를 추정하면 $K_t=2.1$ 로 되었다.

상세응력해석결과를 Fig.10에 나타낸다. 그림에서 (1)은 판표면에서의 응력을 편대수 좌표상에 나타낸 것으로서 2차응력을 Toe부 근방의 응력분포로부터 직선근사하여 구한 결과를 나타내고 있으며 이렇게 하여 구하여진 2차응력의 값은 약 30 kg/mm²이었다. (2)는 Toe에서 파이프 두께방향으로 축방향응력분포

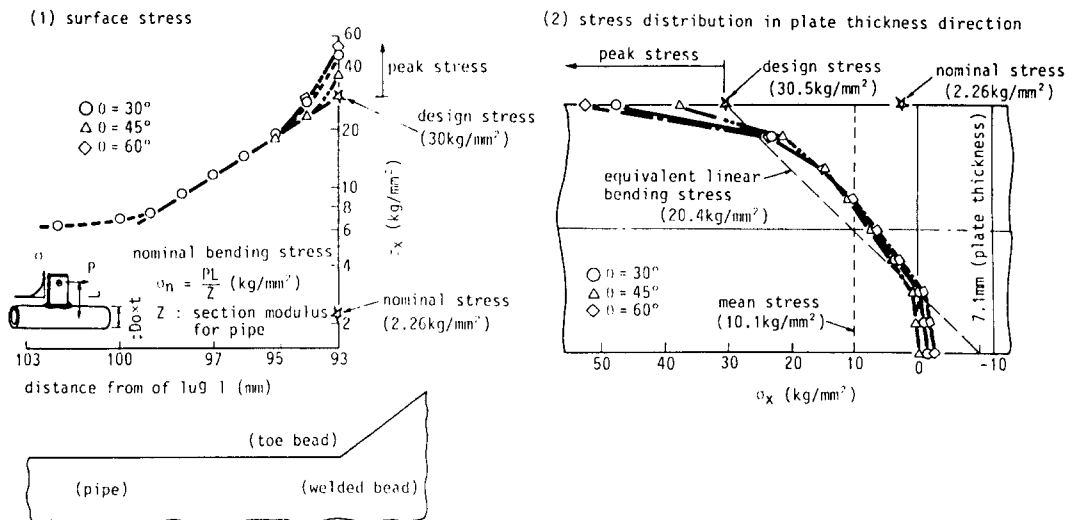


Fig. 10 Evaluation of stress in piping support structure

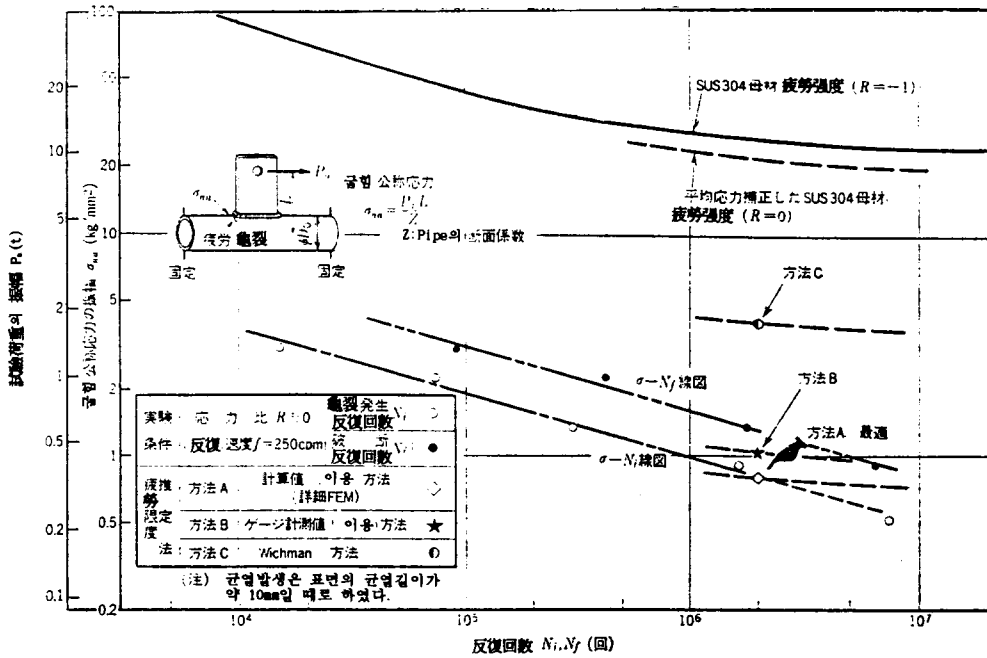


Fig. 11 Estimation of fatigue limit of piping support structure by new evaluation method

를 나타낸 것으로 Toe부 각도에 따라 관두개내의 응력분포는 약간씩 다르지만 평균응력과 등가선형 굽힘응력은 거의 변화가 없었다. 이렇게 하여 구한 평균응력과 등가선형 굽힘응력의 합은 (1)에서 구한 2차응력의 값과 거의 같았다. ((2)는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. III와 Sec. VIII에서의 응력 분류방법에 따라 구한 값을 나타내고 있다.) 해석결과에서 얻어진 응력 30 kg/mm²을 본 구조체에서의 2차응력으로 하면 식(5)에 나타난 공칭응력과의 관계로부터 식(4)의 2차응력계수인 K₂를 얻을 수 있으며 이것을 이용하여 피로강도의 추정을 행할 수 있다.

Fig.11은 피로시험결과 및 모재의 피로선도로 부터 용접부의 피로한도를 추정한 결과를 나타내고 있다. 그림에서 사용된 모재의 피로선도는 ASME Sec.III에서의 피로설계선도를 이용하였으며 평균응력의 영향은 수정 Goodman방법으로 수정하였다. 그림으로부터 상세응력해석 결과로부터 추정된 피로한도(2×10⁶ cycle)는 실제 피로시험에 의해 구해진 것과 비교하여 충분히 정도가 있음을 알 수 있다.

또한 2차응력계수는 이음구조의 전체 형상에 의존하고 있기 때문에 설계에 필요할 것으로 생각되는

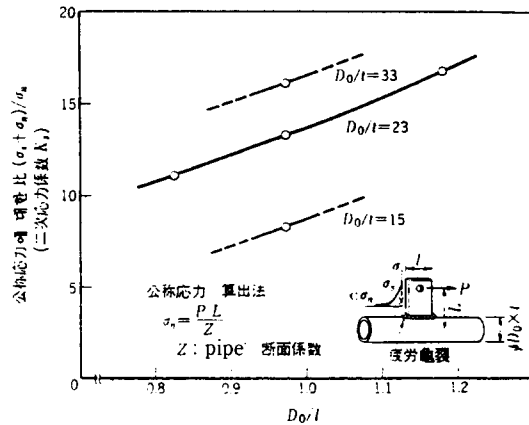


Fig. 12 Shape effect of piping support structure

형상 및 치수조건에 대하여 2차응력계수를 미리 계산하여 두면 피로강도를 계산하는 것이 가능하며 제품의 피로설계를 실험이나 실측없이 행할 수 있게 된다. Fig.12는 그 일례로서 Lug의 l 및 관두개 t와 직경 D₀와의 비에 의한 2차응력계수의 변화를 알면 설계에 필요한 형상 및 치수효과가 파악될 수 있게 된다.

4. 결 론

과거에는 선체구조에서의 피로영향이 해석과정을 거쳐 다뤄질 만큼의 중요한 주제는 아니었으나 최근 선박이 대형화되고 여기에 고장력강의 사용빈도가 현저하게 증가하면서 선체에 작용하는 작용응력의 수준이 높아져 그에 따른 피로강도의 영향에 대한 해석이 필요하게 되었다. 일반적으로 고장력강이 사용된 선체구조와 같은 용접구조물에서는 변동응력수준이 높아지지만 연장에 비해 피로강성은 거의 같은 수준이기 때문에 이러한 경우 피로균열은 재료 자체의 성질보다는 구조적 불연속부와 같은 부위의 국부응력집중에 의해 발생할 가능성이 매우 높아 선체구조의 설계시에 피로강도의 측면에서 안정된 구조가 되도록 세밀한 설계가 요구되고 있다.

선체구조와 같은 대형 용접구조물의 피로는 복합적인 요소에 의해 영향을 받는 복잡한 현상으로서 구조물에 지속적으로 반복되는 응력이 가장 중요한 인자로 작용하게 된다. 따라서 선체구조의 각부재는 예상되는 최대하중 뿐만 아니라 그 구조물의 유효 사용기간중 반복적으로 가해지는 응력에 따른 피로파괴를 고려하여 안전하게 설계되어야 한다.

구조적으로 피로파괴에 안전한 선체구조가 되기 위해서는 종래의 공칭응력기준의 설계에서 벗어나 새로운 피로강도의 평가에 기초한 설계가 되어야 한다. 즉, 용접구조물의 피로강도에 영향을 주는 주요 요소는 야금학적 요소보다는 용접부의 형상적 요소의 영향이 지배적이므로 종래의 공칭응력이외에 구조적

불연속에 의한 2차응력과 Peak 응력도 피로해석시에 고려되어야 하며, 또한 용접부의 Toe부분에 균열이 존재한다는 전제하에 파괴역학기법을 사용하여 잔존 피로수명을 평가하는 개념도 선체구조의 설계에 도입이 되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. 中島喜之 외 : 船體構造の疲勞強度設計, 石川島播磨技報, 제32권 제5호, (1992), p.339-345
2. 최성규 외 : Slot 및 Vertical Stiffener 주변의 형상에 관한 연구(II), 대우조선 기술연구소, SS9103, (1991)
3. Mathew Seides : Study of Stress Concentration in Top Flange of Angle Stiffeners with Alternative Connections to Web Frames, DNV Technical Report, (1987)
4. 한용섭, 강중규 외 : 선체구조용 Stiffener 형상에 따른 피로강도연구, 대우조선 기술연구소, MW 9017, (1991)
5. 한성환 외 : 대우조선의 VLCC 설계와 건조의 경험에 대하여, 대우조선 기술지, 제29권, 제4호, (1991), P.60-68
6. 砂本大造 외 : 熔接繼手の疲れ強さに關する新しい評價法の檢討, 三菱重工業技報, 제16권 제3호, (1979), P.15-23
7. 최성규, 한성곤 외 : 선체전용 피로해석시스템 개발, 대우조선 기술연구소, (1992)