

학술상강연

Fillet 용접이음재의 피로강도 해석에 관하여

강 성 원 교수

부산대학교 조선해양공학과

Fillet 용접이음재의 피로강도 해석에 관하여

부산대학교 강성원

1. 서론

반복 하중을 받게되는 하중전달형의 필릿 용접이음에서는 용접토우부 뿐만아니라 용입부쪽부 선단에서도 응력집중을 일으키고 피로균열이 발생, 전파하는 경우가 있으며 이 곳에 발생한 균열은 육안관찰이 불가능하고 초음파탐상등에 의한 비파괴 검사에 의해서도 검출이 곤란한 경우가 많고, 중대한 손상을 일으킬때 까지 방치될 위험성이 많다. 따라서 피로손상의 위험이 있는 부재, 또는 중요강도 부재에 대해서는 완전 용입부를 갖는 맞대기 이음형식이 권장되고 있다. 하지만 구조물의 대형화에 따라 후판 사용이 증가하게 되면서 완전용입으로 시공한 후판의 T형및 십자형 이음부에서는 래미러티어가 발생하기 쉬운뿐만 아니라 용입부쪽동의 용접결합이 발생하였을 때에는 완전보수가 어렵다는 문제가 있다.

따라서 시공면에서나 경제적으로 유리한 용입부쪽부를 갖는 필릿용접이음형식으로 시공하여 파괴가 루트부에서 발생하지 않고 토우부에서 발생하도록 하는 다리길이 및 필릿형상을 결정하는 것이 경제적으로 유리할 것이다.

본 연구에서는 하중전달형 필릿용접이음재가 피로하중을 받을 때, 루트파괴에서 토우파괴로 파괴양상이 바뀌게하는 임계다리길이 치수에 대하여 검토하고 파괴양상에 영향을 주는 다리길이 및 작용응력의 영향을 검토하여 필릿용접이음재의 최적치수를 결정하기 위한 피로강도해석법에 대하여 고찰하였다.

2. 필릿용접 이음재의 인장피로강도

2.1 용접 이음재 및 시험편 제작

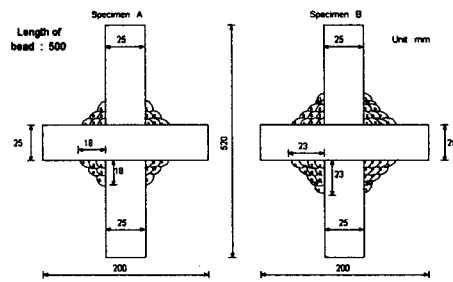
본 실험에 사용한 강재는 두께 25mm의 연강판으로 그 기계적특성 및 화학조성은 Table 1과 같다. 주판과 삽입판은 동일강재를 사용하였고, 삽입판과 주판의 접촉면은 metal touch가 되도록 하기 위하여 삽입판에 접촉되는 주판면을 기계가공한 후 용접하였다. 용접에 의한 변형을 최소화하기 위해 주판과 삽입판을 구속시킨 후 각종의 용접이행속도가 일정하도록 하여 CO₂ gas용접법에 의하여 520×500mm 되는 필릿용접 이음재를 제작하였다.

Table 1 Mechanical properties and chemical compositions of steel used

Mechanical properties			Chemical composition				
Y.S. (kgf/mm ²)	T.S. (kgf/mm ²)	El (%)	C	Si	Mn	P	S
25.9	43.4	34	0.16	0.16	0.69	0.16	0.08

referred from mill sheet

Table 2 Welding conditions of fillet welded cruciform joints



Specimen A (Leg length 18 mm)

Pass No.	Welding Method	Welding Position	Electrode Wire dia. (mm)	Amp (A)	Volt (V)	Travel Speed (cm/min)
1	CO ₂ Welding	Horizontal Position	1.2	280 - 300	34	40.2
2						47.0
3						48.8
4						45.0
5						49.3
6						44.9

Specimen B (Leg length 23 mm)

Pass No.	Welding Method	Welding Position	Electrode Wire dia. (mm)	Amp (A)	Volt (V)	Travel Speed (cm/min)
1	CO ₂ Welding	Horizontal Position	1.2	280 - 300	34	39.9
2						49.4
3						46.0
4						47.8
5						48.8
6						49.5
7						51.2
8						51.4
9						45.5
10						44.0
11						60.0

용접조건은 Table 2와 같고 층간온도는 digital thermometer를 이용하여 100 °C 이하가 되도록 유지시켰다. 인장피로시험용 시험편을 제작시에 필릿 용접 이음재의 양단에서 각각 20mm를 삭제한 후 Fig. 1과 같은 형상으로 기계가공에 의하여 제작하였다. 시험편의 치수는 Table 3 과 같다.

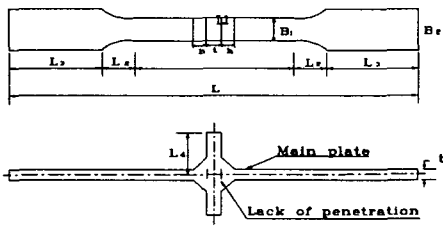


Fig. 1 Dimensions of fatigue specimens of fillet welded cruciform joints

Table 3 Dimensions of fatigue specimens of fillet welded cruciform joints

Specimen No.	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	h	t	B ₁	B ₂
SSF 18**	520	246	30	111	98.5	18	25	25	45
SSF 23**	520	246	26	111	98.5	23	25	25	45

2.2 시험편 정도 조사

용접이음재의 제작시 각변형 및 중심선불일치를 방지하기 위하여 주판과 삽입판을 구속하여 용접하였지만 실제 용접 시험편에서 다소간의 중심선불일치와 각변형이 발생하므로 그 크기를 조사하기 위하여 정반위에 각 피로시험편을 고정하여 다이얼 게이지로 4곳을 측정하여 중심선불일치와 각변형을 측정 한 결과 중심선불일치는 0.013 ~ 1.7mm정도, 각변형은 0.01° ~ 0.19° 정도였다.

또한 용입부족부의 길이와 삽입판과 주판사이의 폭은 접촉면을 약하게 부식시켜 현미경에 의하여 측정 한 결과 폭은 0.05mm 이하로서 완전 접촉으로 볼 수 있었다.

2.3 비이드 형상 측정

용접이음부는 동일조건에서 용접을 하더라도 비이드길이 방향에서는 토우부의 형상이 다양하게 변

하며, 또한 이러한 형상에 의해 결정되어지는 용접 비이드의 토우부에서의 응력집중계수도 달라진다. 본 연구에서는 각 피로시험편의 용접비이드 표면에 치과용실리콘고무를 이용하여 4곳의 비이드 전체에 대한 형상을 본뜨고, 비이드 길이 방향으로 2mm 간격으로 절단하고, 배율 20배의 확대투시경을 사용하여 주판측의 토우부를 확대하여 토우부의 곡률반경 (ρ)과 프랭크각(θ) 및 다리길이를 측정하여 각 용접 비이드에 대한 평균치를 구하고 이들 자료와 제3장의 유한요소법 해석결과에 의한 추정식에 의하여 토우부의 응력집중계수 K_t 를 추정하였으며 그 결과는 K_t 가 SSF18시리즈에서는 2.62, SSF23시리즈에서는 2.38정도가 되었다.

2.4 피로시험 및 결과

2.4.1 피로시험 방법

본연구에 사용한 피로시험기는 용량 ± 20 ton의 축인장압축 유압 서브 피로시험기이며 피로하중의 파형은 정현파를 채용하였고 하중 반복 속도는 1~1.5 Hz의 범위내에서 시험하중의 크기에 따라 변화시켰다. 피로시험 방법은 하중제어 편진 피로시험법을 채용하였으며 응력비 $R=0.1$ 이 되도록 하여 완전편진상태에 가깝도록 최대하중과 최저하중을 설정하였다. 그리고 하중상태가 정상적인지를 오실로스코프 및 PC Monitor에 의하여 관찰하고 데이터 수록장치에 하중, 변위 및 스트레인값을 수록하였다. 시험기 및 시험편의 장착모양 및 측정장치등은 Photo. 1에 나타내었다. 필릿다리길이 18mm와 23mm인 시험편 가운데에서 각 1개씩의 시험편에는 토우부의 응력집중계수를 실험적으로 추정하여 계산식에서 구한 응력집중계수와 비교해 보기 위하여 토우부에서 2mm, 3mm 떨어진곳에는 게이지 길이 0.3mm의 일축 스트레인 게이지를, 4mm, 10mm 떨어진곳에는 게이지 길이 1mm인 스트레인 게이지를, 20mm와 45mm 떨어진 곳에는 게이지 길이 5mm인 스트레인 게이지를 부착하여 하중을 단계별로 증가시키면서 스트레인 값을 측정하였다. Fig. 2에 그 결과를 나타내었고 계산식에 의한 값과 측정에 의한 응력집중계수의 추정값이 비교적 잘 일치하였다.

피로시험중 계속해서 이동현미경과 확대경으로 토우부 및 루트부를 관찰하여 피로균열 발생시기 및 위치와 반복수등을 측정하였다.

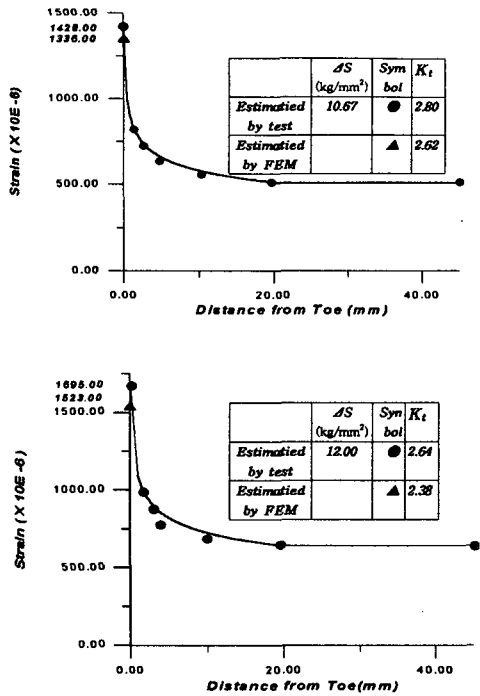


Fig.2 Estimated stress concentration factor, K_t compared with measured result by specimen

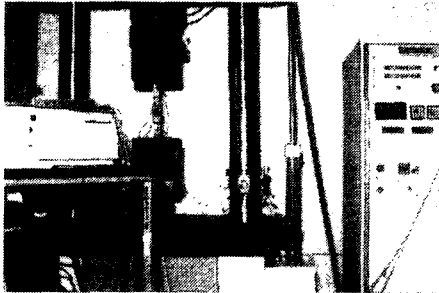


Photo. 1 The fatigue test machine and specimen

2.4.2 결과 및 고찰

Table 4에는 다리길이 18mm와 23mm의 십자형 필릿 용접이음재의 편진 피로시험 결과를 나타내었다. Table 4중의 토우부의 피로균열 발생수명 N_c^T 는 토우부에서 발생한 피로균열 길이가 0.5mm 일때의 반복수를 취하였으며, 파단수명 N_f (N_f^T , N_f^M , N_f^R)는 시험편이 완전히 파단되어 분리되었을 때의 반복수를 취한 것이다. 여기서 N_f^T 는 토우부의 파단수명, N_f^M 는 혼합형 파단수명이며, N_f^R 는 루트부의 파

단수명을 나타낸다. 본 실험결과에 의하면 주판에 대한 다리길이의 비가 작은 SSF18 시리즈 시험편은 높은 응력($\Delta S=27 \text{ kgf/mm}^2$ 이상)에서는 루트부의 균열의 진전에 의하여 최종적으로는 필릿부에서 파단하는 루트파괴를 일으키고 있고, 낮은 응력($\Delta S=14 \text{ kgf/mm}^2$ 이하)에서는 루트부의 균열은 거의 진전하지 않고 토우부에서 발생한 피로균열이 진전하여 최종파단하는 토우파괴를 일으키고 있다. 그리고 중간 범위의 응력($\Delta S=20\sim 22 \text{ kgf/mm}^2$)에서는 루트부에서 균열이 전파하는 도중에 토우부에서 피로균열이 발생하고 이 균열이 전파하여 열영향부 근처까지 전파 하였을때 진단에 의하여 최종파단을 일으키는 혼합파괴형식으로 되는 것을 알 수 있다. 다리 길이가 큰 SSF23 시리즈에서는 불용착부의 길이에 비하여 필릿 크기가 크기 때문에 불용착부의 효과가 매우 감소되어 SSF18시리즈에서 루트파괴를 일으켰던 $\Delta S=30 \text{ kgf/mm}^2$ 에서도 혼합파괴 형식이 되었고 $\Delta S=27 \text{ kgf/mm}^2$ 이하에서는 모두 토우파괴로 일어났다. 본시험 결과에서 얻어진 시험편의 파괴 형식은 Photo. 2에서 보는 바와 같고, Fig. 3은 루트파괴 및 혼합파괴가 발생한 시험편에서 루트부의 피로균열진전 상태를 나타낸 것이다.

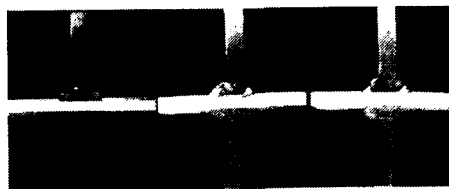
Table 4 Fatigue test results of specimen A and B

Specimen No.	ΔS kgf/mm^2	Mode of fatigue failure	N_c^T (Cycles)	N_f (N_f^T , N_f^M , N_f^R) (Cycles)
SSF 1832	30	Weld failure	-----	1.94×10^4
SSF 1831	27	Weld failure	-----	2.24×10^4
SSF 1821	22	Mixed failure	7.33×10^4	1.13×10^5
SSF 1822	20	Mixed failure	1.56×10^5	2.24×10^5
SSF 1823	14	Plate failure	1.65×10^6	2.27×10^6
SSF 2331	30	Mixed failure	2.04×10^4	3.44×10^4
SSF 2332	27	Plate failure	6.60×10^4	8.87×10^4
SSF 2321	23	Plate failure	1.70×10^5	2.13×10^5
SSF 2323	14	Non-failure	2.0×10^6	

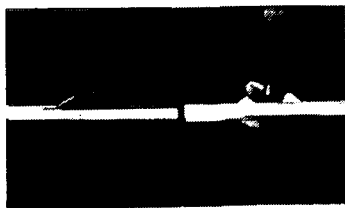
Fig. 4는 본 실험 결과를 S-N 선도상에 나타낸 것이다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 동일 다리길이의 필릿 용접이음에서도 응력크기에 따라 파괴양식이 다르며 루트파괴를 일으킨 시험편은 혼합파괴 및 토우파괴를 일으킨 시험편보다 파괴수명이 짧은 것을 알 수 있다. 또한 다리길이가 23mm인 시험편은 다리길이가 18mm인 시험편보다 토우부의 응력집중계수가 작기 때문에 그 효과에 의하여 균열의 발생도 지연되고 결국 파괴수명이 연장된 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 혼합파괴를 일으킨 시험편의 토우부 및 루트부에서 발생한 피로균열의 전파모양을 나타낸 것이다. 이들 그림에서 알 수 있는 바와 같이 반복하중을 받게 되면 초기에는 루트부의 균열이 전파하기 시작하게 되고 토우부에는 피로균열이 발생하지 않는 상태가 된다. 반복수가 증가함에 따라 용입부측부에서 발생한 균열이 커짐에 따라 응력의 흐름이 토우부쪽으로 집중되기 때문에 토우부의 응력집중계수값이 증가하게 될 것이고 또한 피로에 의한 어떤 반복수(Nc)에 이르게 되면 토우부에서 피로균열이 발생하게 된다. 필릿 용접부에서 발생한 균열은 주판에 대해 수직으로 전파하지 않고 용입부측부를 향하여 전파하게 된다.

높은 응력이 작용할 때는 루트부의 응력밀도가 높아져 용입부측부에서 전파하는 균열이 매우 빨리 성장하므로 토우부에서 피로 균열이 발생하기 전에 루트부에서 파단이 일어난다.



$\Delta S = 14 \text{ kg/mm}^2$ 20 kg/mm^2 27 kg/mm^2
specimen A



$\Delta S = 27 \text{ kg/mm}^2$ 30 kg/mm^2
specimen B

Photo. 2 Fatigue - failure mode of fillet welded cruciform joint

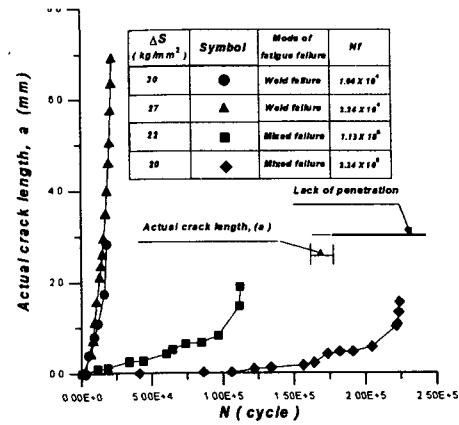


Fig. 3 Actual length of fatigue crack from the weld root

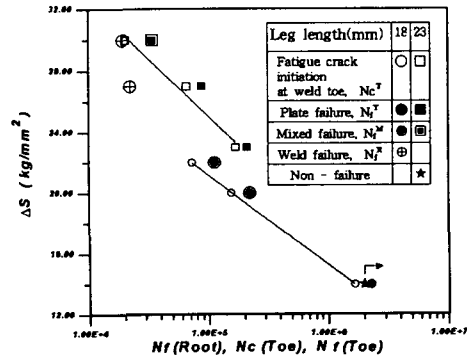


Fig. 4 Fatigue test result of specimen A and B

낮은 응력($\Delta S = 14 \text{ kgf/mm}^2$ 이하)에서는 루트부의 응력밀도가 매우 낮아서 균열의 성장이 매우 느리며, 토우부는 응력집중효과에 의해 일정 반복수가 되면 균열이 발생하게 된다. 토우부에서 균열이 발생하면 토우부의 응력확대계수값의 증가가 루트부보다 훨씬 커져서 토우부의 균열이 계속적으로 진전하여 결국은 토우부에서 파단을 일으키게 된다.

이상에서 보는 바와 같이 하중전달형 필릿용접이음에서는 루트부 및 토우부의 균열의 영향을 고려한 토우부의 응력집중계수 및 토우부와 루트부의 응력확대계수를 검토할 필요가 있다.

Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 루트부 및 토우부에서 균열이 전파하면 필릿부분의 응력의 흐름을 변화시켜서 토우부와 루트부의 균열이 성장할 때 상호간에 영향을 미치고 있음도 알 수 있다.

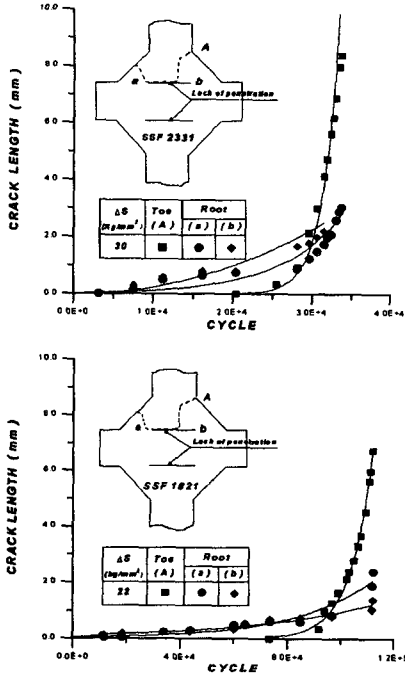


Fig. 5 Actual length of fatigue crack from the weld root and toe

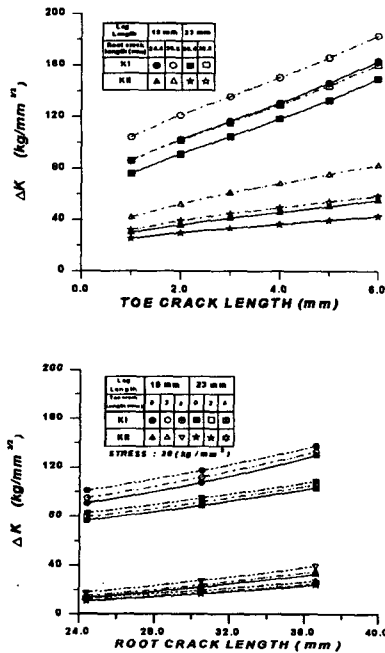


Fig. 6 Variation of ΔK for crack

이는 한쪽의 균열이 성장함에 따라 다른 부분의 응력의 흐름을 변화시켜서 일어나는 것이다. 루트부의 균열이 성장함에 따라 토우부의 응력확대 계수값은 증가하게 되어 토우부의 균열 전파 속도에 영향을 미치게 된다.

본 시험결과 플럭스들이 와이어를 사용한 필릿용접이음재에서 임계다리치수는 주판에 대한 다리길이가 0.92 정도 됨을 알 수 있으며, 실구조물에서 비교적 작용응력이 낮은 $\Delta S=20 \text{ kgf/mm}^2$ 이하에서 사용되는 곳이면 주판에 대한 다리길이의 비가 0.72 정도의 필릿으로 제작하여도 충분하다는 것을 알 수 있다.

3. 필릿용접이음재의 토우부의 응력 집중계수

3.1 형상에 의한 지배 파라미터

하중전달형 십자필릿용접이음부의 응력집중계수는 용접선 방향에 따라 변동하고 비이드형상, 용접조건, 마무리상태 등에 따라서도 변동한다. 따라서 용입부족부를 갖는 필릿용접이음부에서 토우부의 형상이 중요한 파라미터이다. 토우부의 형상은 곡률반경과 후랭크 각으로 나타낼 수 있다. 광탄성 실험에 의해 Nishida가 제시한 식에 따라 양측에 필릿부를 갖는 대판이 인장력을 받을 때 곡률반경과 후랭크 각 및 주판과 삼입판의 두께를 알면 토우부의 K_t 를 구할 수 있다. 그리고 이외에 토우부 K_t 에 영향을 미치는 파라미터로서는 용입부족부의 길이와 필릿다리길이가 있다. 일반적인 구조해석 모델에서는 고려하지 않는 용접부의 영향을 이러한 파라미터들을 사용하여 용접토우부의 응력집중계수값을 정량적으로 추정하면 피로해석시 유용하게 적용할 수 있다.

3.2 유한요소법에 의한 응력해석

Fig. 7과 같은 하중전달형 십자필릿용접이음을 그 대상으로 하여 모델링을 하였고 pre/post로서는 PATRAN을, 그리고 응력해석은 NASTRAN을 사용하였다. 하중조건은 인장하중으로 하였고 대칭성을 고려하여 1/4만을 모델링 하였다. Table 5에 나타난 것처럼 모델의 치수로서 주판(t)과 삼입판(L)의 두께, 용접다리길이(h)는 일정하게 하고 용접 토우

부의 응력집중계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 토우곡률반경(ρ)은 1.0, 2.5, 5.0, 10.0 mm로, 후랭크 각(θ)은 135°, 140°, 145°, 150°로 하였고, 용입부족부 길이(c)는 총 5가지로 변화시켰다. 모델에서 응력집중이 예상되는 토우부 및 용입부족부는 면적이 작은 요소로 세분하였다. 토우부에서 가장 작은 요소의 한변의 길이는 주판두께의 1/20, 1/50, 1/100의 3가지로 하였다. 또한 4각형 요소를 사용하였고 각 요소는 4절점요소와 8절점요소를 취하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 8은 요소분할된 모델의 형상을 나타내고 있다.

여기서는 용입부족부가 없는 경우의 기존의 여러 K_t 값들과 비교 검토하여 가장 근사한 값을 주는 1/20 t의 요소크기에 4절점 사각형 요소를 해석기준으로 하였다. 응력해석에 의해 얻어진 결과 값은 주응력(principle stress)을 사용하였다.

Table 6~7는 곡률반경(ρ), 프랭크각(θ), 용입부족부길이(c) 값을 변화시켰을때의 각 경우의 K_t 값의 변화를 나타내고 있다. ρ 와 θ 가 클수록 K_t 값이 감소하고 있다. 또 토우부의 형상은 동일하더라도 c 값이 클수록 K_t 값이 커진다. 즉 용입부족부가 있는 필릿용접이음이 완전용입 맞대기이음에서보다 응력집중계수가 크다. 그리고 Fig.9은 토우부가 아닌 루트부에서의 K_t 값을 참고로 보여준다. 용입부족부길이가 증가할수록 루트의 K_t 가 증가하지만 토우부의 θ 변화는 거의 영향을 받지 않는다.

Table 5 Model dimension

ρ	θ	c	t	L	S	W	h	hp
1.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
2.5	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
5.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
10.0	135°	0.0-70	30	24	84	90	30	30
2.5	140°	0.0-70	30	24	95	90	30	36
2.5	145°	0.0-70	30	24	110	90	30	43
2.5	150°	0.0-70	30	24	128	90	30	52

(unit: mm)

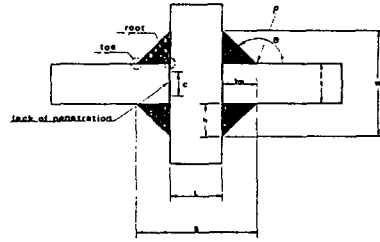


Fig. 7 Load carrying fillet cruciform joint

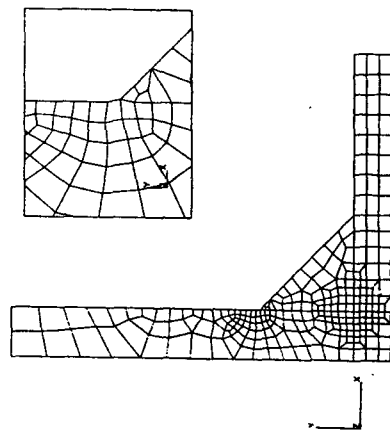


Fig. 8 Mesh division for FEM analysis

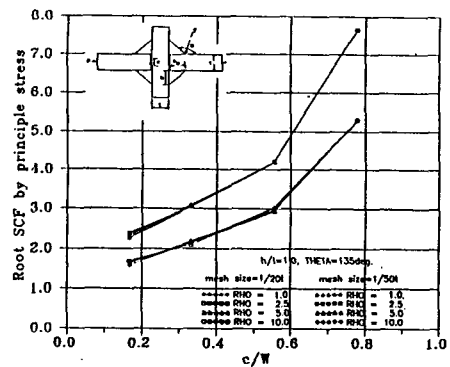


Fig. 9 Root SCF of Fillet joint by toe radius and c/W variation

Table 6 Toe SCF of fillet joint by toe radius variation under axial force

Model name	ρ (mm)	c/2=0.0 (c/W=0.0)	c/2=7.5 (c/W=0.167)	c/2=15 (c/W=0.333)	c/2=25 (c/W=0.556)	c/2=35 (c/W=0.778)
f204	1.0	2.061	2.195	2.511	3.017	3.678
	2.5	1.993	2.192	2.458	2.967	3.677
	5.0	1.965	2.057	2.344	2.838	3.274
	10.0	1.700	1.779	1.992	2.481	2.870

Table 7 Toe SCF of fillet joint by toe angle variation under axial force

Model name	θ (deg.)	c/2=0.0 (c/W=0.0)	c/2=7.5 (c/W=0.167)	c/2=15 (c/W=0.333)	c/2=25 (c/W=0.556)	c/2=35 (c/W=0.778)
f204	135	1.993	2.192	2.458	2.967	3.677
	140	1.884	2.042	2.298	2.588	2.971
	145	1.734	1.875	2.074	2.279	2.530
	150	1.556	1.705	1.895	2.004	2.495

3.3 응력집중계수식의 추정 및 검토

인장하중을 받는 하중전달형 필릿용접이음재의 토우부에서의 응력집중계수는 기본적으로는 Nishida의 광탄성 실험에 의한 식, 즉 용입부족부가 없는 십자형 맞대기용접이음부에 대한 식과 삼입판의 응력분포를 고려하여 Peterson이 제안한 식을 기초로하여 토우부의 형상의 변화와 용입부족부의 영향을 더 고려한 수정계수식 Q 와 f 식을 추가하여 다음과 같이 가정하였다.

$$K_t = [1 + f(\theta) \cdot \{g(\rho) - 1\} \cdot Q] \times f \quad (1)$$

$$f(\theta) = \frac{1 - \exp\left\{-0.9\sqrt{\frac{B}{b}} \cdot (\pi - \theta)\right\}}{1 - \exp\left\{-0.9\sqrt{\frac{B}{b}} \cdot \left(\frac{\pi}{2}\right)\right\}}$$

$$g(\rho) = 1 + \left(\frac{1}{2.8\left(\frac{2B}{t}\right) - 2} \cdot \frac{b}{\rho}\right)^{0.65}$$

위의 K_t 식과 유한요소법 응력해석결과를 서로 대비시켜 제안된 K_t 식 중의 Q 와 f 계수식을 다음과 같이 구하였다.

$$\text{여기서, } Q = -2.7386 + 3.51776 \exp\{R\}$$

$$f = 1.0 + 1.26511 T - 0.612022 T^2$$

$$B = \frac{1}{2} (t + 0.3L)$$

$$b = B - \frac{t}{2}, \quad \rho \geq 1.0$$

$$R = \left(\frac{\rho}{t}\right) / \left(\frac{S}{W}\right)$$

$$T = \left(\left(\frac{c}{W}\right)^2 / \left(\frac{h}{t}\right)\right) \cdot \exp(R)$$

$$W = t + 2h$$

$$S = L + 2h_p$$

$$\theta = \pi - \arctan\left(\frac{h}{h_p}\right)$$

용입부족부를 갖는 십자필릿용접이음부에서는 루트부의 용입부족부 길이와 토우부의 ρ, θ 값이 실제 측정되고 모델에 의해 치수들이 선정되면 그 용접이음 토우부의 응력집중계수는 이식에 의해 바로 구할 수 있다. 토우부 형상의 영향에 의한 수정계수식 Q 값의 변화를 용접다리길이의 비(h/h_p)에 따라 나타낸 것이 Fig.10 이다. 여기서는 ρ 가 클수록 Q식의 값이 증가하고 가로 세로비(S/W)변화에 따라 증가폭이 더 커진다. 그리고 용입부족부 영향에 의한 수정계수식 f 값의 변화를 용입부족부길이비(c/W), 필릿다리길이비(h/t)와 토우반경(ρ)의 크기에 따라 나타낸 것이 Fig.11 이다. 이 f식의 값은 항상 1 보다 크므로 토우부의 형상이 동일한 경우에도 용입부족부를 갖는 필릿용접이음이 용입부족부가 없는 즉 완전용입 맞대기이음에서 보다 응력집중계수가 크다는 것을 의미하고 있다. 이 영향은 용접다리길이가 감소할수록 즉 다리비가 작을수록 약간 더 크게 나타나고 있다. 유한요소해석에 의한 결과와 이 K_t 추정식에 의한 결과치를 비교한 것이 Fig. 12~13이다. 여러 파라메타들의 변화에 따른 값들이 서로 비교적 잘 일치하고 있다. 이 그림들에서처럼 θ 값이 작을수록, ρ 값이 작을수록 K_t 는 증가한다. 즉 동일조건에서 토우부의 ρ, θ 가 클수록 응력집중이 작아지므로 용접이음재 제작시 고려해야 할 것으로 생각된다.

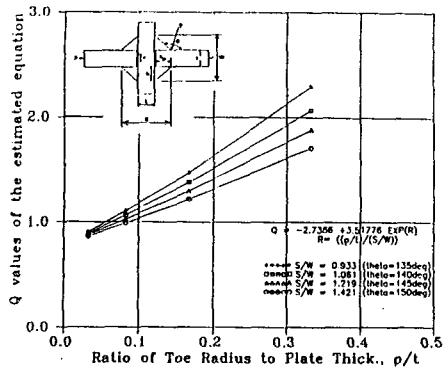


Fig. 10 Q Values of the estimated equation

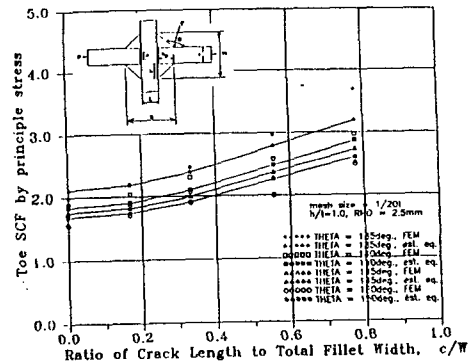


Fig. 13 Comparison of toe SCF between FEM and estimated eq. (θ variation)

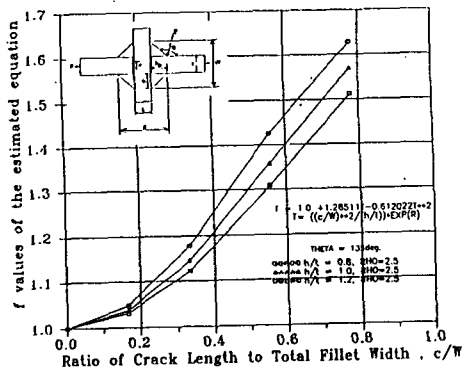


Fig. 11 f Values of the estimated equation

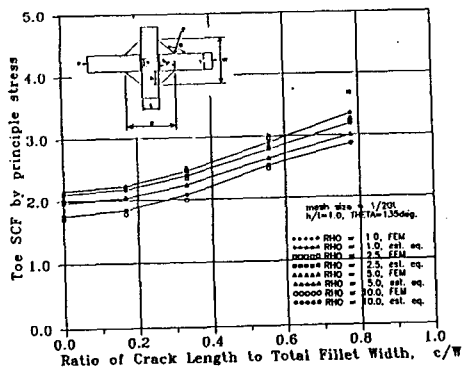


Fig. 12 Comparison of toe SCF between FEM and estimated eq. (ρ variation)

4. 십자형 필릿용접이음부의 루트부와 토우부의 응력확대계수

4.1 모델의 선정 및 요소분할

필릿 용접 이음부의 응력확대계수에 영향을 미치는 인자는 다리길이, 필릿형상 및 용입부족부의 길이 등이 있지만 필릿각도의 영향은 비교적 적다는 것이 알려져 있으므로 본 연구에서는 다리길이 H와 주판의 두께 T_p 의 비 H/T_p 와 용입 부족부의 길이 변화만을 고려하였다. 따라서 본 연구에서는 토우파괴 및 루트 파괴가 예상되는 다리길이를 고려하여 H/T_p 를 0.72, 0.92, 1.12로 3가지로 변화시켜 계산하였다. 여기서 필릿 각도는 모든 모델에서 45° 로 하였고 시험편의 주판과 삼입판의 두께는 25mm로 일정하게 하였다. 시험편의 두께는 두꺼운 판이므로 본 해석에서는 평면변형 조건으로 하여 절점수 6개인 삼각형 요소로 하였으며 토우부에서 균열은 13° 의 경사를 가지고 전파하는 것으로 하였다.

각각의 모델은 대칭이지만 1장의 실험결과에 의하면 토우부 균열은 편측에서만 발생·전파하였으므로 본 연구에서도 토우부에서는 편측에서만 파괴 균열이 발생·전파하는 것으로 하였다. Fig. 14에 본 해석에 사용한 필릿용접이음부의 모델의 치수 및 경계조건을 나타내었다.

Fig. 15은 본 연구에서 채용한 루트와 토우부에서 요소분할 및 응력해석결과의 한예를 나타낸 것이다. 각 모델에서 절점수를 6000~8000개 정도로 하여 분할하였고, 각 균열의 주위는 요소의 한변의 길이가 0.2mm ~ 0.3mm인 요소로 세분하였으며, 그 이외의 부분은 1mm ~ 8mm정도의 범위로 분할하여 해

석하였다.

이상의 유한요소 모델을 이용하여 균열주위의 J 적분법을 이용하여 응력확대계수를 추정하였다.

Model	H/T _p	T _p	T _c	W (T _p +2H)	H	L ₁	L ₂
A	0.72	25	25	61	18	246	196
B	0.92	25	25	71	23	246	196
C	1.12	25	25	81	28	246	196

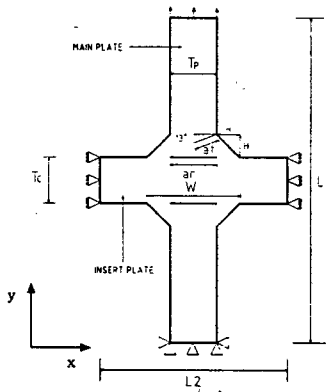


Fig. 14 Boundary condition of analyzed model

4.2 계산결과 및 추정식

4.2.1 유한요소법 해석결과

유한요소법에 의한 루트부 및 토우부의 응력확대 계수의 변화를 나타내면, Fig. 17~22와 같다. 이 그룹에서 알 수 있는 바와 같이 루트 및 토우부에서 발생한 균열의 응력확대계수를 H/T_p 및 a_r, a_t 의 크기에의 상호영향을 받고 있음을 알 수 있다.

4.2.2 루트의 응력확대계수 추정식

본 연구에서는 이상의 유한요소법 해석에 의한 결과를 이용하여 Fig. 15와 같은 십자형 필릿 용접 이음에서의 루트부 응력확대계수 계산식을 다음과 같이 가정하였다.

$$K = \sigma \sqrt{\pi a_r} \sec(\pi a_r / 2W) \lambda_R \quad (2)$$

σ : 작용응력

a_r : 루트부의 균열길이

a_t : 토우부의 균열길이

W : $T_p + 2H$

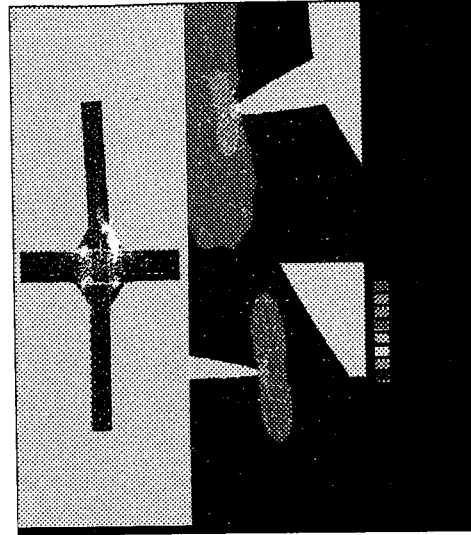


Fig. 15 Toe stress contour by ANSYS analysis

λ_R : 십자형 필릿 이음에 대한 무차원

$$\text{수정계수} = C_1(a_r/W) + C_2$$

$$C_1 = C_3(a_r/T_p) + C_4$$

$$C_2 = C_5(a_r/T_p) + C_6$$

$$C_3 = 0.21114(H/T_p)^2 + 0.24162(H/T_p) - 0.84173$$

$$C_4 = -0.20887(H/T_p)^2 + 0.29782(H/T_p) - 0.10492$$

$$C_5 = 0.84766(H/T_p)^2 - 2.46019(H/T_p) + 1.96361$$

$$C_6 = 0.18021(H/T_p)^2 - 0.56740(H/T_p) + 0.77292$$

4.2.3 토우부의 응력확대계수 추정식

토우부의 균열에 대해서도 루트부에서와 같이 다음식으로 응력확대계수식을 근사화시켰다.

$$K = \sigma_p \sqrt{\pi a_t} \sec(\pi a_t / 2T_p) \lambda_T \quad (3)$$

$$\lambda_T = C_1(a_t/T_p)^5 + C_2(a_t/T_p)^4 + C_3(a_t/T_p)^3 + C_4(a_t/T_p)^2 + C_5(a_t/T_p) + C_6$$

$$C_1 = C_{11}(a_r/W) + C_{12}$$

$$C_2 = C_{21}(a_r/W) + C_{22}$$

$$C_3 = C_{31}(a_r/W) + C_{32}$$

$$C_4 = C_{41}(a_r/W) + C_{42}$$

$$C_5 = C_{51}(a_r/W) + C_{52}$$

$$C_6 = C_{61}(a_r/W) + C_{62}$$

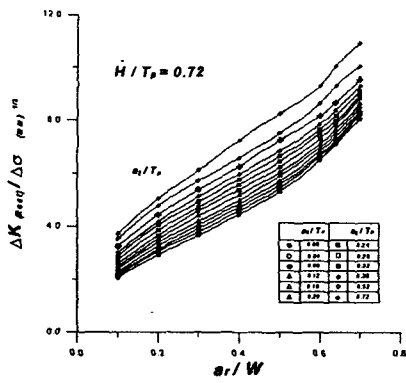


Fig. 16 Variation of ΔK for Root crack in model A

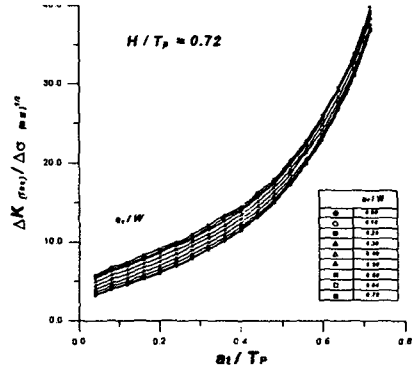


Fig. 19 Variation of ΔK for Toe crack in model A

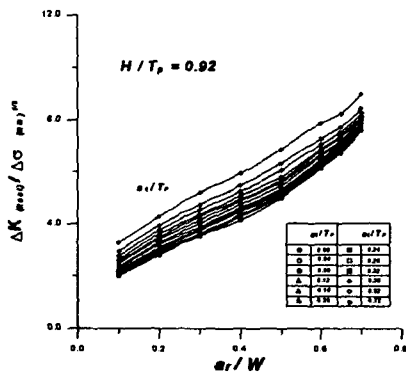


Fig. 17 Variation of ΔK for Root crack in model B

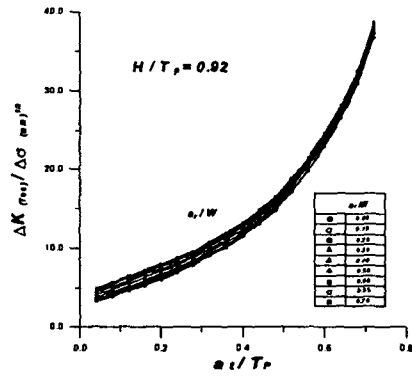


Fig. 20 Variation of ΔK for Toe crack in model B

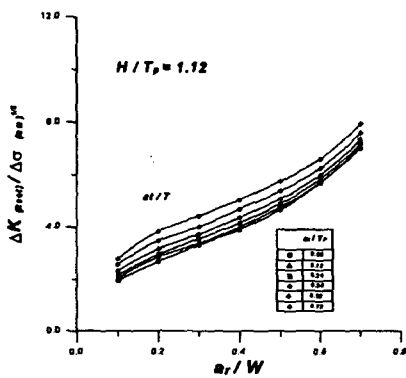


Fig. 18 Variation of ΔK for Root crack in model C

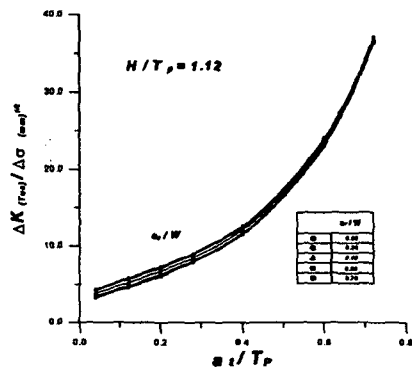


Fig. 21 Variation of ΔK for Toe crack in model C

$$\begin{aligned}
C_{11} &= -1000.7(H/T_P)^2 + 1959.6(H/T_P) - 1009.5 \\
C_{12} &= -650.0(H/T_P)^2 + 1129.9(H/T_P) - 569.4 \\
C_{21} &= 1924.3(H/T_P)^2 - 3827.3(H/T_P) + 2017.7 \\
C_{22} &= 1136.1(H/T_P)^2 - 1967.1(H/T_P) + 1026.7 \\
C_{31} &= -1362.0(H/T_P)^2 + 2770.2(H/T_P) - 1509.3 \\
C_{32} &= -712.7(H/T_P)^2 + 1226.1(H/T_P) - 672.9 \\
C_{41} &= 430.7(H/T_P)^2 - 908.6(H/T_P) + 522.0 \\
C_{42} &= 195.0(H/T_P)^2 - 330.7(H/T_P) + 200.1 \\
C_{51} &= -60.6(H/T_P)^2 + 137.9(H/T_P) - 87.8 \\
C_{52} &= -22.2(H/T_P)^2 + 36.1(H/T_P) - 25.0 \\
C_{61} &= 6.7(H/T_P)^2 - 16.5(H/T_P) + 11.3 \\
C_{62} &= -0.2(H/T_P)^2 + 1.1(H/T_P) + 1.2
\end{aligned}$$

4.3. 피로수명 측정

4.3.1 토우부의 균열발생수명 추정

응력집중부의 피로균열발생수명은 K_t 의 함수로써 나타낼 수 있고, Toppler 등은 응력변형률함수 D 와 N_c 의 관계를 이용하여 피로균열발생수명을 추정할 수 있음을 제안하고 있으며 본연구에서도 이 방법을 사용하였다. 즉

$$\begin{aligned}
D &= K_t (\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon \cdot E)^{\frac{1}{2}} = (\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon \cdot E)^{\frac{1}{2}} \\
&= \{(AEN_c^a) \cdot (AN_c^a + BN_c^b) \cdot E\}^{\frac{1}{2}} \\
&= (A^2E^2N_c^{2a} + ABE^2N_c^{(a+b)})^{\frac{1}{2}} \\
&= (F \cdot N_c^f + GN_c^g)^{\frac{1}{2}} \quad (4)
\end{aligned}$$

본 연구에서 사용된 재료의 변형률제어 양진피로시 강도식으로서

$$\Delta\varepsilon = 0.0082N_c^{-0.111} + 0.44N_c^{-0.535}$$

을 이용하였다.

$$\text{따라서, } F = A^2E^2 = 2.965 \times 10^4$$

$$G = ABE^2 = 1.59 \times 10^6$$

$$f = 2a = -0.222$$

$$g = a + b = a(n+1) = -0.646$$

4.3.2 균열전파수명의 추정

피로균열의 전파속도와 응력확대계수 범위 사이

에는 Paris의 법칙이 성립하는 것으로 알려져 있고, Paris식에 의하면 피로균열의 전파수명은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
N_p^T &= \int dN = \frac{1}{c} \int \frac{1}{(\Delta K)^m} da \\
&= \frac{1}{c} \int_{a_i}^{a_f} (\Delta K)^{-m} da \quad (5)
\end{aligned}$$

본 연구에서는 2장의 실험결과와 4장에서 연구한 응력확대계수식을 인용하여 da/dN 과 ΔK 관계를 구하면 Fig. 22, 23과 같고 이 그림에 나타난 C 및 m 값을 이용하여 전파수명을 추정하였다.

이상의 실험결과 및 추정식을 이용하여 피로균열의 발생 및 전파수명을 추정하는 과정을 Fig. 24에 나타내었다.

하중전달형 십자형필릿용접이음부가 편진인장파로를 받을 때 피로수명과 파괴모드의 변화를 상기 프로그램에 의하여 추정한 결과를 실험결과와 대비시켜서 나타낸 것이 Fig. 25이다. 이 그림에서 P_1 점보다 높은 응력범위에서는 루트파괴를 P_2 점보다 낮은 응력에서는 토우파괴를 일으키고 P_1 와 P_2 사이에는 혼합파괴모드가 된다는 것을 알 수 있다.

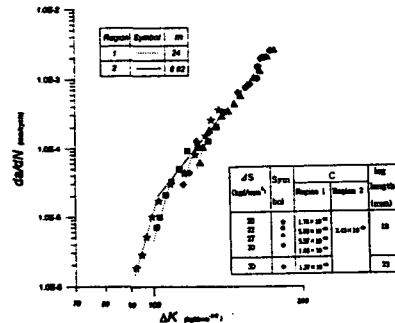


Fig. 22 The characteristics of fatigue crack growing from the weld root

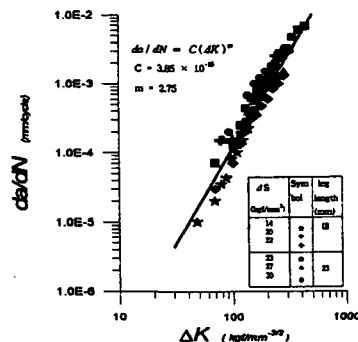


Fig. 23 The characteristics of fatigue crack growing from the weld toe

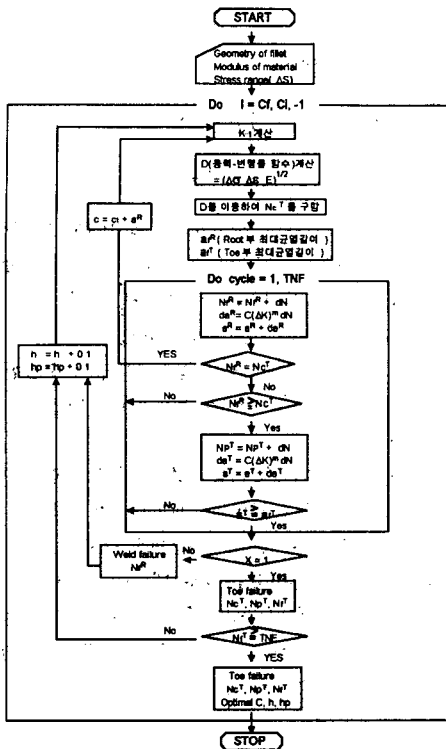


Fig. 24 Flow chart on estimation of fatigue life

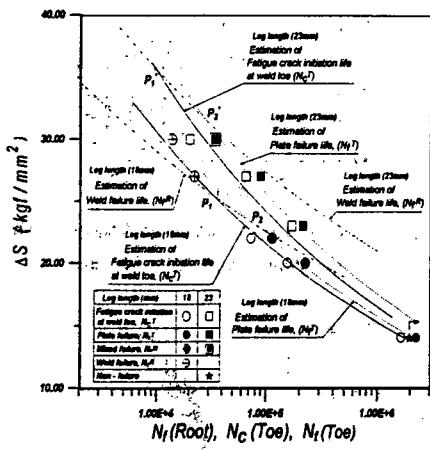


Fig. 25 Estimated fatigue life compared with experimental results

5. 결론

하중전달형 십자형필릿용접이음재에 대한 편진 인장파로시험 및 피로수명추정해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 십자형 필릿용접이음재에서 다리길이의 치수와 작용응력의 크기에 따라 파괴 양식이 변화하는 것을 알 수 있었다. 임체다리 치수의 이음재에서는 높은 응력범위에서는 루트파괴를, 낮은 응력범위에서는 토우부파괴를 일으키고 중간 응력범위에서는 혼합파괴를 일으킨다.
- (2) 용입부족부길이, 필릿다리길이와 토우부의 형상인 ρ , θ 의 영향을 고려한 용접토우부의 응력집중계수 추정식을 유도하였다.
- (3) 용입부족부가 있는 필릿용접이음이 완전용입 맞대기이음에서보다 응력집중이 크다. 즉 용입부족부 길이가 변함에 따라 응력집중계수가 달라지고 피로강도에도 영향을 미치게 된다.
- (4) 루트부 및 토우부에서의 응력확대계수의 분포는 H/T_p 가 작을수록 토우부의 균열이 진전함에 따라 넓은 범위로 분포하여 증가하며 매우 높은 값을 가지는데 이는 H/T_p 가 작을수록 토우부의 균열전파가 루트부의 응력장의 변화에 상당히 큰 영향을 미치고 있음을 보여준다.
- (5) 토우부와 루트부의 균열이 전파할 때 상호연관성을 고려하여 토우부 및 루트부 균열에 대해 응력확대계수값을 구하고 이 값을 이용하여 H/T_p , a_r/W , a_t/T_p 등의 요소에 대해 루트부와 토우부의 응력확대계수 계산식을 정식화 할수 있었다.
- (5) 용접이음부의 기계적 성질과 기하학적 형상을 정확히 표현한다면 프로그램에 의해 파괴모드와 피로수명을 정도 높게 추정할 수 있음을 알 수 있다.

[참고문헌 생략]