

## 論文

## 항공기 겹침이음 조립구조의 프레팅 피로수명 예측

권정호\*, 주선영\*\*

## Prediction of Fretting Fatigue Life for Lap Joint Structures of Aircraft

Jung-Ho Kwon\* and Seon-Yeong Joo\*\*

## ABSTRACT

Most of lap jointed aircraft structures encounter the fretting damages, which provoke fretting cracks prematurely and lead to significant reduction of fatigue life. In the case of ageing aircrafts especially, this fretting fatigue problem is a fatal threat for the safety and airworthiness. Recently, as the service life extension program(SLEP) of ageing aircrafts has become a hot issue, the prediction of fretting fatigue life is also indispensable. On these backgrounds, a series of experimental tests of fretting fatigue on bolted lap joint specimens, were performed. And the fretting crack initiation and propagation life of each specimen were evaluated using existing and newly proposed prediction models with the fretting parameters obtained from the FEA results for elasto-plastic contact stress analyses. The validations of prediction models were also discussed, comparing the prediction results with experimental test ones.

## 초 록

항공기 주구조에 많은 부분은 겹침이음 형태의 조립구조이며 이러한 구조는 프레팅 손상으로 인해 단순피로에 비해 현저히 수명이 감소된다. 특히 노후 항공기의 경우 프레팅 피로균열은 감항안전을 저해하는 중요한 요인으로 최근 대두된 수명연장 문제와 관련해서도 손상허용성 평가에 프레팅 피로수명 예측이 필수적으로 요구되고 있다. 이러한 배경으로 본 연구에서는 볼트 체결력이 서로 다른 겹침이음 구조시편에 대하여 일련의 프레팅 피로시험을 수행하고 탄소성 접촉응력 유한요소해석 결과로부터 프레팅 파라미터를 구하고 균열발생 및 성장 수명예측 모델식과 최근 제안된 수정 모델식을 통하여 프레팅 피로수명을 예측하였다. 또한 시험결과와 비교분석함으로써 실제 항공기 겹침이음 구조에 프레팅 피로수명 예측 모델식의 적용 유효성을 고찰하였다.

**Key Words** : Fretting Fatigue(프레팅피로), Life Prediction(수명예측), Elasto-plastic Contact Stress(탄소성 접촉응력), Lap Joint Structure(겹침이음구조)

## 1. 서 론

† 2009년 5월 25일 접수 ~ 2009년 6월 27일 심사완료

\* 정회원, 울산대학교 항공우주공학과  
교신저자, E-mail : jhkwon@ulsan.ac.kr  
울산광역시 남구 대학로 102

\*\* 정회원, 울산대학교 항공우주공학과 대학원

항공기 주구조의 많은 부분은 겹침이음(Lap Joint) 조립구조로 이루어져 있으며 일반적으로 안전수명(safe life) 방식의 설계가 어려워 사용수명 중 균열성장이 안정적으로 유지되도록 저속균

열성장 구조로 손상허용설계를 하는 경우가 많다. 볼트 등 기계적 체결로 조립된 접침이음 구조는 응력집중도가 매우 높고 볼트 체결력과 피로하중 상호작용에 의해 볼트구멍 주변의 조립부재 접합면은 프레팅 피로손상에 매우 취약하게 된다. 프레팅 현상은 기계적 체결구조 등과 같이 접촉압력이 작용하고 있는 두 부재 사이에 외력에 의해 반복적인 미세 슬립변위(통상적으로 접촉면의 접선방향)가 유발될 때 두 부재 사이에서 프레팅 마모와 부식이 발생하면서 동시에 슬립부경계에 높은 접촉응력이 조성되어 초기에 균열을 유발시켜 부재 수명을 단축시키게 된다. 특히 프레팅 현상이 피로하중으로 유발될 때 프레팅 피로과피로 규정하며 순수 피로과피에 비하여 균열 발생 수명을 현저하게 감소시키는 것으로 보고되고 있다[1,2]. 80년대 후반 프레팅을 동반한 피로과피 문제가 중요한 현안으로 드러나면서 기계적 체결로 조립된 항공기 구조에 대한 피로균열의 발생과 성장 예측에 프레팅의 영향이 중요하게 대두되었다[3,4]. 이러한 프레팅 손상으로 인한 기체구조의 파손사고로 1988년 발생한 알로하 항공사의 B-737 사고를 들 수 있다. 이 사고를 계기로 항공기 주구조에 대한 프레팅 손상은 기존의 손상허용성 평가 기준을 위협하는 요인으로 대두되었고 새로운 개념의 손상허용성 평가가 요구되게 되었다. 특히 최근들어 노후 항공기의 수명연장 문제가 국내외적으로 중요한 이슈로 부각되면서 프레팅을 동반한 피로수명 평가가 필수적으로 요구되게 되었다. 이러한 배경으로 본 연구에서는 프레팅 피로균열의 발생과 성장 예측의 해석적 모델을 검토하고 접침이음 조립구조 시편에 대한 일련의 프레팅 피로시험을 통하여 해석결과와 비교 분석함으로써 실제 항공기 접침이음 구조의 프레팅 피로수명 예측에 해석적 모델의 적용 유효성을 고찰하는데 연구목표를 둔다.

## II. 본 론

### 2.1 프레팅 균열발생 및 성장수명 예측

프레팅 피로수명은 두 부재의 접촉면 고착부와 슬립부 가장자리에서 프레팅 균열이 발생하여 초기 미소균열의 성장을 거쳐 최종파단에 이르기까지의 균열성장 수명의 합하여 다음 식과 같이 표현될 수 있다.

$$(N_{failure})_{total} = (N_{initiation}) + (N_{propagation}) \quad (1)$$

이때 프레팅 균열의 발생과 초기 성장은 프레팅 접촉응력장이 영향을 주는 접촉면층 내에서

유발되므로 프레팅 손상과 소성변형을 동반하는 표면층의 국부응력 및 변형률의 해석이 요구된다. 그리고 프레팅으로 발생된 초기 균열은 미소 표면균열로 반타원형 또는 모서리균열 형태로 성장하게 된다. 따라서 프레팅 손상으로부터 발생된 미소 균열이 프레팅 접촉응력 영향 범위 내의 표면 깊이까지 진전해 가는 단계는 소성 영역과 짧은 균열 거동 특성을 고려하여 성장수명을 평가하여야 한다. 그러므로 시편 파단면의 관찰을 통하여 균열성장 패턴을 분석함으로써 다음과 같이 균열발생수명을 예측할 수 있다.

$$(N_{initiation})_{predicted} = (N_{failure})_{experiment} - (N_{propagation})_{evaluated} \quad (2)$$

프레팅 피로하중 하에서 접촉 표면에서의 접착(traction) 최대 응력을 McVeigh와 Farris[5]는 프레팅에 의한 접촉응력과 외부 피로하중에 의한 작용응력(bulk stress)  $\sigma_0$ 로써 다음과 같이 제시한 바 있다.

$$\sigma_{max} = (\sigma_{xx})_{fretting} + \sigma_0 = 2p_0 \sqrt{\mu Q/P} + \sigma_0 \quad (3)$$

여기서  $p_0$ 는 정적 접촉이론에 의한 Hertzian 최대 접촉압력,  $\mu$ 는 프레팅 슬립 영역에서의 마찰계수,  $P$ 는 조립된 두 부재의 체결 압력하중,  $Q$ 는 두 부재 접촉면에 발생하는 프레팅 방향으로의 접선하중을 나타낸다. 그리고 프레팅 균열발생 수명에 대하여 Szolwinski[6]등은 프레팅 접촉응력 상태를 다축 피로하중에서의 균열발생과 유사한 메카니즘으로 가정하여 Smith, Watson & Topper(SWT) 피로수명 관계식에 식 (3)을 도입하여 다음의 프레팅 피로수명 예측식을 제안한 바 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_{max} \epsilon_a &= \frac{1-\nu^2}{E} (\sigma_{max})^2 \\ &= \frac{1-\nu^2}{E} (2p_0 \sqrt{\mu Q/P} + \sigma_0)^2 \quad (4) \\ &= \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \end{aligned}$$

여기서  $N_f$ 는 균열발생 수명,  $\sigma_f'$ ,  $\epsilon_f'$ ,  $b$ ,  $c$ 는 재료상수들로 SWT-모델 파라미터를 나타낸다. 여기서 보는 바와 같이 프레팅 균열 발생수명  $N_f$ 는 역학적 파라미터로써  $Q/P$ 와 두 부재 접촉 상태에 따른 Hertzian 최대 접촉압력  $p_0$ 에 크게 좌우됨을 알 수 있다. 최근 저자등[7]에 의해 보고된 연구결과에 의하면 프레팅 피로는 외부에서 작용하는 사이클 하중에 따라  $Q/P$  대신  $\Delta Q/P$

(여기서,  $\Delta Q$ 는 반복하중에 따른 접선하중폭)를 도입한 결과가 보다 타당한 것으로 분석되었다. 또한 사이클 하중에 의해 접촉면에서 프레팅 마모가 발생함에 따라 접촉면이 확장되어 접촉면에서의 압력분포가 변화됨에 따라 정적 접촉이론에 의한 Hertzian 최대 접촉압력  $p_o$ 보다는 슬립 접촉면적을 고려한 수정된 평균 접촉압력  $\bar{p}$ 를 도입한 다음의 수정식이 제안된 바 있다[7].

$$\frac{1-\nu^2}{E}(2\bar{p}\sqrt{\mu\Delta Q/P+\sigma_0})^2 = \frac{(\sigma_f)^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f \epsilon_f (2N_f)^{b+c} \quad (5)$$

또한 평판 표면에서의 반타원형 표면균열의 경우 균열선단에서의 선형탄성 응력강도계수값은 다음 식으로 얻어질 수 있다[8].

$$K_I = 1.12\sigma\sqrt{\frac{\pi a}{H}\left[\sin^2\theta + \left(\frac{c}{a}\right)^2\cos^2\theta\right]^{1/4}} \quad (6)$$

여기서,  $a$ ,  $c$ 는 각각 반타원 표면균열의 단축 및 장축길이, 1.12는 표면균열의 자유표면 영향에 대한 수정계수, 그리고  $H$ 는 반타원 균열 장단축비에 따른 수정계수로서 참고문헌[9]에 제시되어 있다. 그런데 프레팅 피로의 경우 접촉면 손상부위에서 성장하는 미소균열은 프레팅으로 인한 표면층의 소성변형 영역 내에서 거동함에 따라 탄소성 응력강도계수폭  $\Delta K$  대신 탄소성 응력강도계수폭  $\Delta K_p$ 를 도입할 필요가 있다. 그러나 피로하중의 경우 균열이 성장함에 따라 매 하중사이클마다 J-적분을 통한 탄소성 파라미터 계산을 반복적으로 수행하는 것은 매우 까다로운 일이다. 이 경우 균열끝단 소성역 크기를 유효 균열길이에 반영시킴으로써 비교적 쉽게 탄소성 파라미터  $K_p$ 를 추산하는 방법이 제안된 바 있다[10]. 즉, 위의 식 (6)에서 균열길이  $a$  대신 다음 식으로 얻어지는 유효 균열길이  $d$ 값으로 대체함으로써 얻을 수 있다.

$$d = a + 0.25\omega \quad (7)$$

여기서  $\omega$ 는 유효 균열길이 수정계수를 나타내며 평면응력 상태에서의 균열끝단 소성역 크기  $\rho$ 와 실험적으로 얻어지는 균열열림 응력  $\sigma_{op}$ 으로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$\omega = \left(1 - \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{max}}\right)^2 \frac{\rho}{4} \quad (8)$$

그리고 미소균열의 경우 균열성장 거동에 균열단 힘 영향이 큰 것으로 보고된 바 있다. Elber[11]는 균열단힘의 영향을 고려하여 유효응력강도계수폭  $\Delta K_{eff}$ 를 도입하여 Paris et al.[12]의 관계식을 수정하여 다음과 같은 균열성장 거동식을 제시하였다. 즉,

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{eff})^m = C\left[\left(1 - \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{max}}\right)/(1-R)\right]^m \Delta K^m \quad (9)$$

여기서  $C$ ,  $m$ 은 피로균열 성장거동의 실험적 재료상수이며  $R$ 은 피로하중비를 나타낸다. 그러므로 프레팅 접촉응력 영향 영역에서 소성변형층내에서의 프레팅 균열성장은 위의 식 (9)에서  $\Delta K$ 값에 탄소성 응력강도계수폭  $\Delta K_p$ 를 대입함으로써 매 사이클당 균열성장 증분을 계산할 수 있다.

## 2.2 겹침이음 구조시편 프레팅 피로시험

### 2.2.1. 시험편 및 시험장치

사용된 시험편은 Fig. 1과 같이 스킨과 연결부재(splice)가 겹침이음 조립된 형태로 스킨은 두께 0.13인치(3.30mm)의 Al2024-T351 평판이며, 연결부재는 Al2124-T851의 1.68인치(42.67mm) 사각형 바를 스킨과 접하는 면의 두께가 0.18인치(4.67mm)가 되도록 크-형 채널로 가공하여 제작하였다. 이때 연결부재를 세 개의 플렌지를 갖는 채널형으로 한 것은 겹침이음 구조시편이 앞뒤 비대칭으로 인하여 체결부 근방에서 이차 굽힘응력이 유발되는 것을 가능한 한 방지하기 위하여 단면 굽힘강성도를 충분히 크게 하기 위함이다. 그리고 두 부재는 상하 각각 4개씩의

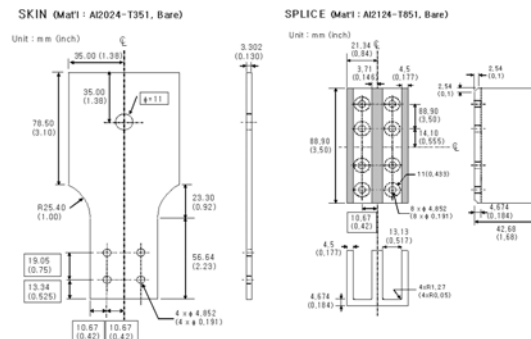


Fig. 1. Configuration and dimensions of butt lap joint specimen



Fig. 2. Assembled specimen

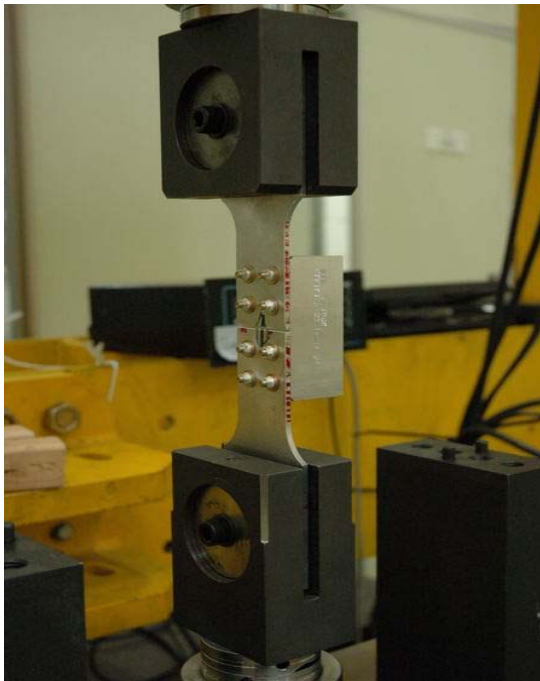


Fig. 3. Experimental test set-up

NAS6203-5 볼트로 체결 조립하였다. Fig. 2는 조립된 실험시편을 보여주고 있다. 시편 고정치구는 인장과 압축을 모두 원활하게 전달할 수 있도록 볼트체결 그림형으로 하였으며 시험기는 MTS 244.23의 서보제어 유압식(Closed-Loop Hydraulic Servo Control Test System)으로 Fig. 3에서 시험장치 셋업을 보여주고 있다.

2.2.2 시험방법 및 절차

본 시험은 실제 항공기구조에서 발생하는 프레팅 손상을 모사하기 위하여 규격서에서 제시된 NAS6203-5 볼트의 억지끼워맞춤(clearance fit) 규정 토크치인 30in-lb(3.390Nm)를 기준으로,  $\pm$  5in-lb(0.565Nm)로 각각 변화시켜 3단계(T1, T2, T3 조건)의 체결력 변화에 따라 프레팅 조건을 달리하여 그 영향을 고찰하도록 하였다. 그리고

T1, T2, T3 조건에서 각각 3개씩의 시편으로 시험을 수행하였다. 적용한 피로하중은 최대하중 14.7kN으로 하중비 R=0.1에서 일정진폭 사인파 형태의 피로하중으로 사이클 주파수는 비정상적인 프레팅 손상이 도입되는 것을 방지하기 위하여 1~5Hz로 시험을 수행하였다. 시험은 시편이 최종파단 될 때까지 진행하였으며, 파단된 시편은 50배율의 CCD 카메라로 파단면을 관찰하고 비치마크 밴드(beach mark band)를 분석하였다. 그리고 파단면 관찰을 통하여 초기 프레팅 균열로부터 최종파단까지 균열이 성장해 간 패턴을 측정함으로써 균열성장 수명해석을 위한 최종 균열길이와 반타원형 표면균열의 장단축비의 자료를 얻을 수 있었다. 따라서 실험에서 측정된 최종파단 하중사이클수에서 해석으로 얻어지는 균열성장수명 하중사이클수 차이로써 프레팅 균열 발생 수명을 예측할 수 있다.

2.2.3 시험결과 및 분석

다음 Table 1은 시험결과로 세가지 볼트 토크 조건에서 각각 3개의 시편 시험결과 최종파단까지의 하중사이클수를 제시하고 있다. 각 체결 조건에서 3개씩의 시편을 실험한 결과의 평균값은 각각 T1(25in-lb) 조건에서 103,487 사이클, T2(30in-lb) 조건에서 127,714 사이클, T3(35in-lb) 조건에서 164,601 사이클로 나타났으며 따라서 볼트 체결력이 클수록 최종파단까지의 수명이 증가함을 알 수 있다. 그리고 Fig. 4(a)(b)(c)는 각각 다른 체결 조건에서 파단된 시편 형상과 50배율 CCD 카메라로 관찰한 파단면 양상을 보여 주고 있다. 여기서 보는 바와 같이 세가지 체결 조건에서 모두 균열이 볼트헤드 가장자리 하부의 스킨-스플라이스 접촉면에서 시작한 것을 확인할 수 있다. 따라서 접착이음 볼트체결 조립구조의 경우 피로파손은 볼트 전달하중에 의해 볼트구멍 가장자리의 프레팅에 의한 모서리균열이 아니고 볼트헤드 하부 조립부재 접촉면에서의 프레팅 표면균열로부터 시작됨을 알 수 있다. 파단면의 확대 관찰에서 보는 바와 같이 전체적으로 프레팅

Table 1. Number of cycles for final failures

Bolt Torque Conditions		T1	T2	T3
Specimen No.	-1	96,344	134,753	177,452
	-2	104,045	123,567	152,715
	-3	110,073	124,823	163,637

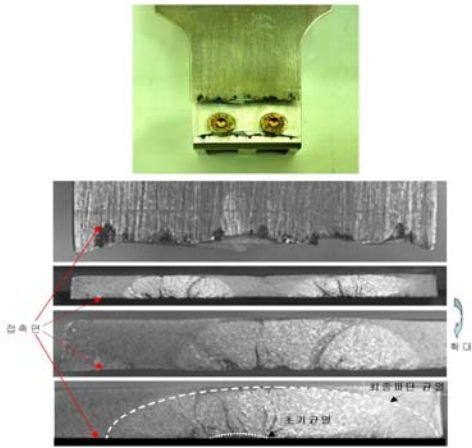


Fig. 4(a). Aspect of cracked surface for T1 specimen

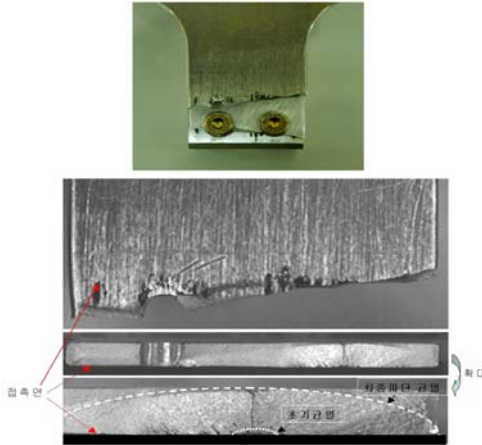


Fig. 4(b). Aspect of cracked surface for T2 specimen

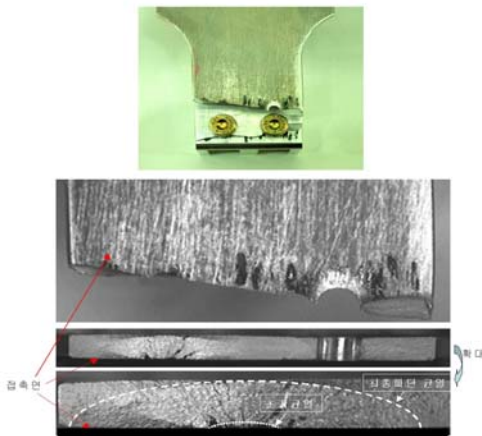


Fig. 4(c). Aspect of cracked surface for T3 specimen

Table 2. Measurements of initial and final crack configuration (Unit : mm)

Specimens		Initial Cracks		Final Cracks	
Bolt Torque Conditions	No.	$a_i$ (mm)	$2c_i$ (mm)	$a_f$ (mm)	$2c_f$ (mm)
T1	-1	0.35	2.36	3.30	18.52
	-2	0.35	2.00	2.83	18.40
	-3	0.40	2.51	3.30	21.40
T2	-1	0.35	2.36	3.07	17.57
	-2	0.35	2.59	2.95	19.46
	-3	0.29	2.83	2.95	18.52
T3	-1	0.33	3.30	3.17	19.15
	-2	0.38	3.30	3.18	19.70
	-3	0.31	3.18	3.18	18.95

균열이 시작된 부위를 확연히 구분할 수 있는데 국부적으로 프레팅으로 인한 심한 표면 손상에 암갈색 프레팅 부식과 프레팅 부스러기(debris)가 동반된 것을 보아 전형적인 프레팅 손상으로부터 야기된 균열이라고 판단할 수 있다. 그리고 프레팅 손상 부위에서 초기균열은 표면층에 심한 소성 변형을 동반하면서 방사형의 성장 패턴을 따라 반타원형 표면균열로 성장해 간 모양을 볼 수 있다. 그리고 T1 조건에서는 좌우 체결부에서 동시에 프레팅 균열이 발생하고 성장하여 서로 링크되면서 최종파단에 이른 반면 T2, T3에서는 선별적으로 프레팅 손상 조건이 큰 한쪽에서 발생하여 최종파단까지 성장한 것을 알 수 있다. 이러한 양상은 각각의 조건에서 시험한 3개씩의 시험편에서 동일하게 나타난 결과이다. 파단면 분석을 통하여 초기균열과 최종균열의 선단을 관찰한 결과를 Table 2에서 제시하고 있다. 이때 초기균열의 크기는 관찰에서 얻은 값들의 평균값으로  $a = 0.35mm$ ,  $2c = 2.70mm$ 로 취하여 균열발생 수명계산의 기준으로 하였다.

### 2.3 접촉응력 해석 및 프레팅 피로수명 예측

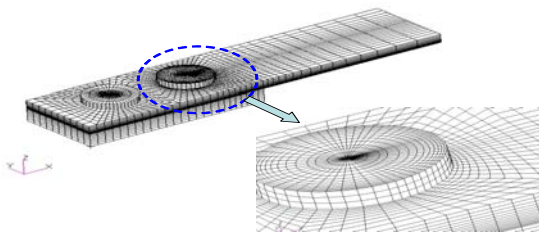
#### 2.3.1 프레팅 접촉응력 탄소성 유한요소해석

접촉이음 구조의 탄소성 접촉응력 및 변형을 해석을 위해 상용소프트웨어 ABAQUS를 사용하여 유한요소해석을 수행하였다. 시험구조가 좌우상하 대칭임에 따라 Fig. 5와 같이 1/4 구조에 대하여 모델링하였다. 사용한 유한요소는 solid element(Hex8)로써, 프레팅 접촉면에서는 두께방향 응력분포를 정확하게 구하기 위하여 요소크기를 세분화하여 전체 절점수는 60,596개, 요소수는 52,484개로 해석을 수행하였다. 프레팅 접촉면층

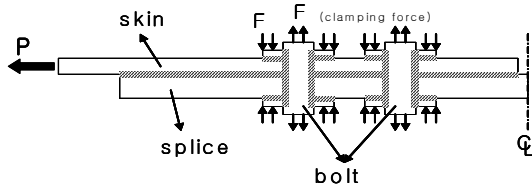


**Table 3. Summary of computation results at maximum contact stress location**

Bolt Torque Conditions		T1	T2	T3
Traction Stress, $\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{max}$	319.98	315.83	311.74
	$\sigma_{min}$	13.57	9.48	5.38
Traction Strains, $\epsilon_{xx}$ ( $\mu\epsilon$ )	$\epsilon_{max}$	3,560	3,544	3,528
	$\epsilon_{min}$	288	273	259



**Fig. 5. Finite element model for contact stress analysis**

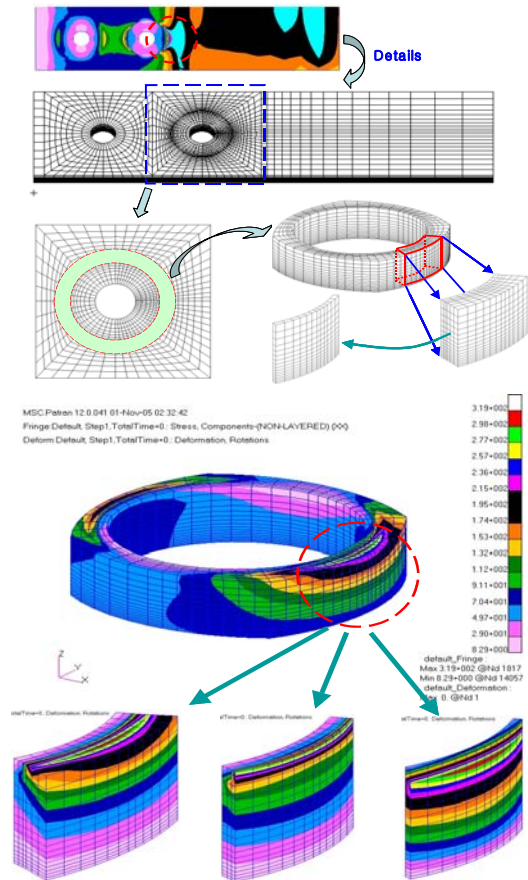


**Fig. 6. Schematic configuration of applied loads and contact status for FEA**

에서는 소성변형을 동반하므로 ABAQUS의 Master/slave 접촉해석 알고리즘[13]을 적용하여 탄소성 해석을 수행하였다. 소성 기준은 Von-Mises criterion을 사용하였으며 Al2024-T351 및 Al2124-T851의 flow stress는 MIL-HDBK-5G[14]에서 제시된 47ksi(323MPa), 57ksi(392MPa)을 각각 적용하였다. 그리고 스킨에 작용하는 볼트 체결력과 프레팅 접촉부, 외부작용 피로하중을 Fig. 6에서 도식적으로 보여주고 있다. 스킨 끝단에 작용하는 하중은 앞의 피로시험에서와 동일한 일정진폭 피로하중의 최대하중과 최소하중을 적용하였다. 계산은 시편시험 최대하중 및 최소하중에 대하여 체결 볼트의 토크값을 변화시켜 가며 총 6가지 경우에 대하여 수행하였다. 이때 볼트 토크  $T$ 에 대한 체결력  $F$ 는 참고문헌[15]에서 제시한 다음의 공식을 통하여 얻었다. 즉,

$$T = \frac{P}{2} [d_2 \tan(\beta + \rho) + \mu_n d_n] \quad (10)$$

여기서,  $\beta$  : 나선각,  $d_2$  : 나사 유효직경,  $d_n$  : 너트 좌면 직경,  $\mu_n$  : 너트 좌면 마찰계수 그리고,  $\rho = \tan^{-1} \mu_n$ 를 나타낸다. 일반적으로 체결용 삼각볼트의 경우 안전한 조건을 고려하여  $\mu_n = 0.15$ ,  $\beta = 2^\circ 30'$ ,  $d_2 = d/1.1$ ,  $d_n = 1.45d$ 로 취하였다[15]. 그리고 두 부재 사이의 마찰계수는 Al2024-T351의 프레팅 트라이볼로지에 대하여 참고문헌[6]에서 제시된 0.65를 취하였다. 다음 Fig. 7에서 T3 조건에서 프레팅 슬립 방향으로의 접촉응력 분포를 해석 결과의 한 예로써 보여주고 있다. 그리고 Table 3에서 6가지 경우의 프레팅 최대 접촉응력 발생 부위 요소에서의 응력 및 변형률 결과를 요약하여 보여주고 있다. 이 결과에서 보는 바와 같이 접촉응력의 최대값이 Al2024-T351의 항복강도 근방에 도달함을 알 수 있고 따라서 두 부재 사이의 프레팅 마찰에 의한 미소



**Fig. 7. FEA results of distributions of contact traction stress,  $\sigma_{xx}$**

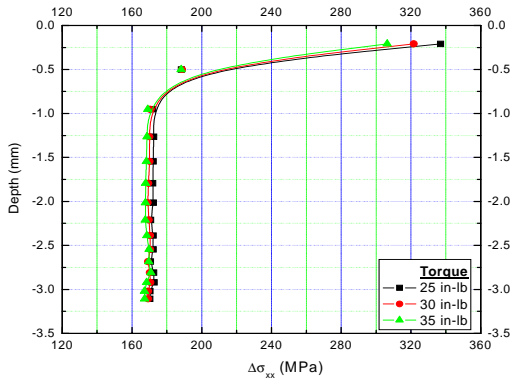


Fig. 8. Variations of contact traction stress,  $\sigma_{xx}$ , along to skin thickness

균열의 조기 발생(premature cracking)이 피로수명을 현저히 감소시킨다는 기존의 설명과 부합됨을 알 수 있다[16]. 또한 계산 결과 특기할 사항은 최대 응력이 발생하는 부위의 앞 부분에서는 표면보다 표면 하부층에서 최대응력과 변형률이 발생되는 것으로 나타나는데 이러한 결과도 프레팅 균열의 발생 메카니즘으로 설명되는 표면분리(surface delamination)에 의한 미소균열 발생의 한 원인으로 설명될 수 있다[16]. 그리고 Fig. 8에서 T1, T2, T3 조건에 대하여 프레팅 균열이 발생한 스킨 표면층 깊이 방향으로의 접촉응력 분포를 보여 주고 있다. 전체적으로 접촉면에서 0.5mm 깊이까지 프레팅 접촉응력 분포가 급격히 변화하며 약 1mm 깊이까지 프레팅 접촉의 영향이 나타난다. 그리고 1mm 이상의 깊이에서는 외부 작용 피로하중에 의한 작용응력(bulk stress)과 동일한 응력이 나타남을 알 수 있다.

### 2.3.2 프레팅 피로수명 해석

#### 2.3.2.1 계산절차

시험 결과 프레팅 손상부위에서 반타원형 표면균열로 발생된 프레팅 피로균열이 최종파단까지 성장한 결과에 따라 Table 2에서 제시된 바와 같이 파단면 관찰에서 얻은 초기 균열에서 최종 파단까지의 성장수명을 해석하고 시험결과 Table 1에서 제시된 총 하중사이클수와의 차이를 구함으로써 프레팅 균열발생 수명을 예측하였다. 그리고 유한요소해석 결과로부터 얻은 프레팅 균열 발생 부위의 최대 수직응력,  $\sigma_{max}$ 과 변형률폭,  $\epsilon_a$  값으로부터 SWT-모델식을 통한 균열발생 수명과 프레팅 파라미터로 표현된 반실험적 모델식

인 식 (5)를 활용한 수명해석 결과를 비교 검토하였다.

#### 2.3.2.2 균열발생 수명해석

앞의 식 (4)와 (5)의 SWT 수명예측 모델식과 프레팅 파라미터  $\Delta Q/P$ 를 활용한 반실험 모델식을 사용하여 프레팅 피로균열 발생수명을 계산하였다. 계산에 필요한 파라미터 수치들은 시험 시편 균열발생 부위에 위치한 요소의 탄소성 접촉응력 유한요소해석 결과로부터 응력 및 변형률값을 얻었다. 여기서 반실험 모델식에서의 최대 평균 접촉압력  $\bar{p}$ 는 유한요소해석 결과에서 균열 발생 부위 표면에 위치한 요소의  $\sigma_{zz}$ 값으로 취하였으며 접선하중폭  $\Delta Q$ 는 접촉응력에 의해 접촉부위 표면에서 접촉(traction)하중으로 나타나므로 시편에 작용하는 피로하중의 최대값  $F_{max}$ 과 최소값  $F_{min}$ 이 작용할 때의 표면 요소의 수직응력, 즉 최대 수직응력과 최소 수직응력에서 각각 외부 작용 피로하중에 의한 최대 공칭응력(188MPa)과 최소 공칭응력(18.8MPa)을 각각 뺀 값의 차이로 취하였다. 그리고 볼트 체결력에 의한 압력하중  $P$ 는 앞의 식 (10)으로부터 얻을 수 있으며 시편 스킨 재료인 2024-T351의 피로수명에 대한 재료 특성치,  $\sigma_f$ ,  $\epsilon_f$ ,  $b$ ,  $c$ 는 참고문헌 [6]에서 제시된 다음 값들을 사용하였다. 즉,

- 피로강도계수(fatigue strength coefficient),  
 $\sigma_f' = 103.6 \text{ ksi (714 MPa)}$
- 피로강도지수(fatigue strength exponent),  
 $b = -0.078$
- 피로연성계수(fatigue ductility coefficient),  
 $\epsilon_f' = 0.166$
- 피로연성지수(fatigue ductility exponent),  
 $c = -0.538$

다음 Table 4에서 계산에 사용된 파라미터들의 값들과 프레팅 균열발생 수명 계산결과를 제시하고 있다. 여기서 보는 바와 같이 균열발생 수명은 두 예측 모델식 모두 볼트 체결력이 클수록 증가하는 양상을 보여 주고 있다. 이것은 유한요소해석에서도 볼트 체결력이 증가함에 따라 프레팅 표면에서 프레팅 슬립방향의 접촉응력 및 변형률이 감소되는 결과로부터 짐작할 수 있다. 그리고 반실험 모델식에서 볼 때 유한요소해석 결과 볼트 체결력이 증가함에 따라  $\Delta Q/P$  값은 증가하나 Hertzian 접촉압력,  $\bar{p}$ 는 감소하는 상반된 거동을 보이고 있다.

Table 4. Prediction results of crack initiation life of fretting fatigue

Bolt Torque Conditions		T1	T2	T3
Traction Stress, $\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{max}$	319.98	315.83	311.74
	$\sigma_{min}$	13.57	9.48	5.38
Traction Strain, $\epsilon_{xx}$	$\epsilon_{max}$	0.003560	0.000288	0.003272
	$\epsilon_{min}$	0.003511	0.000273	0.003271
	$\epsilon_a$	0.003528	0.000259	0.003269
Hertzian Contact Pressure, $\bar{p}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$	78.48	72.86	67.10
$\Delta Q/P$		1.748	1.882	2.044
Crack Initiation Life, $N$	SWT Model	124,200	133,700	144,300
	Semi-empirical	131,700	166,800	216,000

Table 5. Analysis results of crack growth life of fretting fatigue

Bolt Torque Conditions		T1	T2	T3
Number of Cycles, $N$	$\Delta K$	69,104	86,544	98,144
	$\Delta K_p$	66,964	83,331	92,637
	$\Delta K_{p,eff}$	70,189	88,263	106,305

2.3.2.3 균열성장 수명해석

반타원형 표면균열 선단의 탄소성 응력강도계수값은 앞의 식 (6)-(8)을 통하여 얻을 수 있다. 그리고 균열단함 영향을 고려한 균열성장 계산은 식 (9)를 사용하여 수행하였다. 이때 균열열림 응력수준  $\sigma_{op}$ 는 미소균열의 길이에 따라 변하게 되는데 계산에 사용된 데이터는 참고문헌[17]에서 보고된 바 있는 2024-T351 알루미늄합금의 미소균열 열림응력에 대한 실험적 측정데이터를 활용하여 Fig. 9(a)(b)에서와 같이 균열길이에 따라 구간별로 수식화하여 균열성장 계산절차에 도입하였다. 이때 균열열림 응력수준은 그림에서 보는 바와 같이 균열길이 0.45mm를 전후하여 급격히 감소함을 알 수 있고 균열길이가 0.7mm 보다 길어지면 거의 일정해짐을 알 수 있다. 그리고 접촉응력의 영향이 미치는 표면 하부층에서의 균열성장은 앞의 Fig. 8에서 본 바와 같이 접촉응력 탄소성 유한요소해석 결과로부터 균열발생 부위의 시편 두께 방향으로의 수직응력 분포를 입력자료로 취하였다. 식 (9)의 균열 성장식에 사용된 2024-T351 알루미늄 합금재의 재료상수  $C$ ,  $m$ 은 참고문헌[18]으로부터 각각  $C=1.7073 \times 10^{-10}$ ,  $m=3.353$ 를 사용하였다. 다음 Fig. 10은 프레팅 균열성장 해석절차를 요약하여 도식적으로 보여주고 있다. 그리고 Table 5에 각각의 응력강도계수폭  $\Delta K$ ,  $\Delta K_p$ ,  $\Delta K_{p,eff}$ 를 파라미터로 계산한 균열성장 수명, 즉 초기균열로부터 최종파단

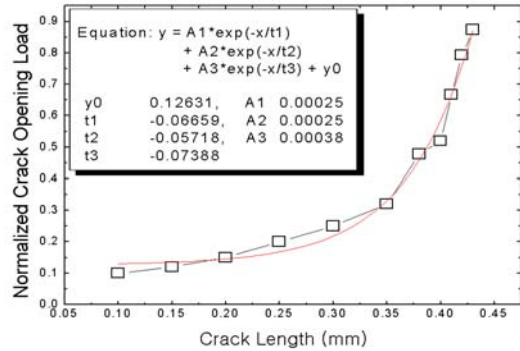


Fig. 9(a). Normalized crack opening stress of short crack for 2024-T351 ( $a \leq 0.45mm$ )[17]

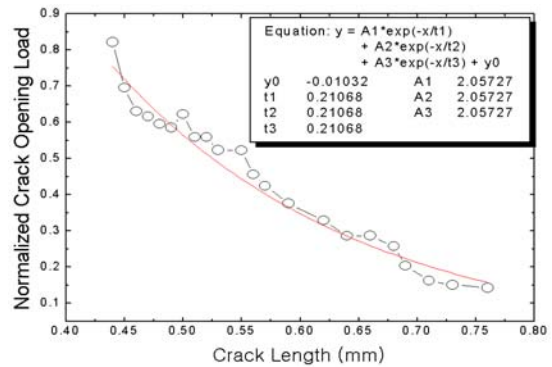


Fig. 9(b). Normalized crack opening stress of short crack for 2024-T351 ( $a \geq 0.45mm$ )[17]

까지의 하중사이클수 해석결과를 보여주고 있으며 Fig. 11에서 균열성장 수명곡선을 종합하여 보여주고 있다. 여기서 보는 바와 같이 탄성 파라미터에 비해 탄소성 파라미터의 결과는 약 3~5% 정도의 수명 감소 차이를 보이며, 유효 응력강도계수폭을 사용한 경우, 약 5~12% 정도의 수명 증가 결과를 보여 주고 있다.

2.3.2.4 최종 프레팅 피로수명 평가

T1, T2, T3 시편별로 위에서 계산된 프레팅 피



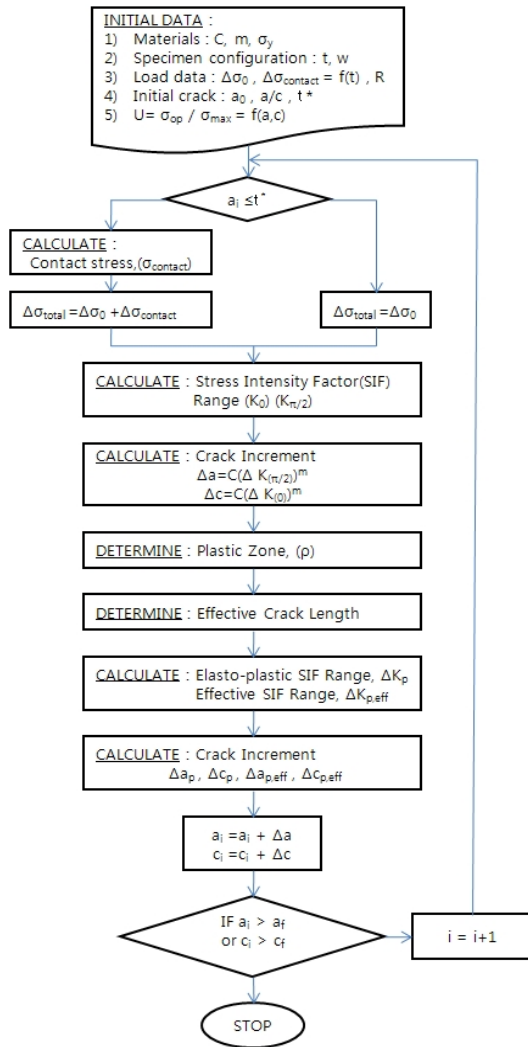


Fig. 10. Computation procedure of crack growth life

로균열 발생수명과 성장수명의 합, 즉 총 피로수명의 계산 결과와 Table 1에서의 프레팅 피로시험 결과를 비교하여 Table 6에서 보여 주고 있다. 단, 여기서는  $\Delta K_p$ ,  $\Delta K_{p,eff}$ 로 계산된 균열성장 수명과 각각 세 개씩의 시험 시험결과의 평균값을 취하여 제시하였다. 그리고 Fig. 12에서 볼트 체결력 변화에 따른 최종과단 수명과 프레팅 균열 발생수명의 변화 거동을 보여 주고 있다. 여기서 보는 바와 같이 볼트 토크치가 증가함에 따라 로그 스케일 상에서 최종과단 수명이나 균열발생 수명 모두 선형적으로 비례함을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 볼트 체결력이 주어지면 프레팅 피로수명을 예측할 수 있을 것이다. 그리

Table 6. Comparison of experimental results with predicted results

Bolt Torque Conditions		T1	T2	T3
Experimental Results (Number of cycles)		103,487	127,714	164,601
Predicted Results (Number of cycles)	According to Eq.(4) with $\Delta K_p$	191,164	217,031	236,937
	According to Eq.(4) with $\Delta K_{p,eff}$	194,389	221,963	250,605
	According to Eq.(5) with $\Delta K_p$	198,664	250,131	308,637
	According to Eq.(5) with $\Delta K_{p,eff}$	201,889	255,063	322,305

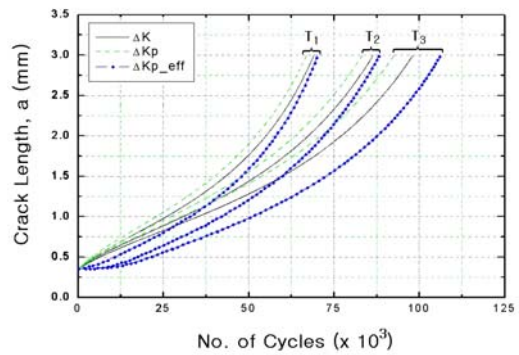


Fig. 11. Results of fretting fatigue crack growth curves

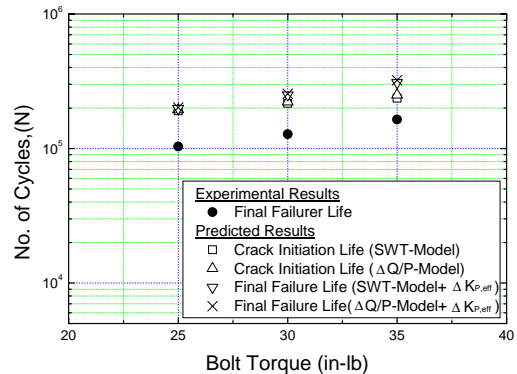


Fig. 12. Behaviors of fretting fatigue life according to bolt torque

고 Fig. 13은 총 프레팅 피로수명의 시험결과와 계산결과를 비교하여 보여 주고 있다. 여기서 보

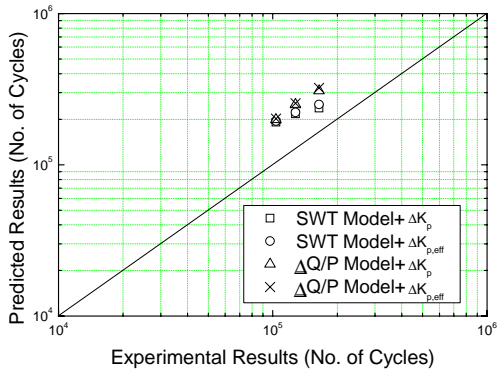


Fig. 13. Comparisons of fretting fatigue life between experimental test and predicted results

는 바와 같이 계산결과는 시험결과와 비교하여 1.5~2배 길게 나타나고 있다. 이러한 차이는 역학적 파라미터로 고려할 수 없는 재료 표면의 기하학적 요인에서 기인한 것으로 유추할 수 있다. 즉, 실제 시편의 프레팅 접촉면은 금속 재료의 표면거칠기에 따른 불규칙적인 요철을 내재하게 되며 프레팅 과정에서 슬립부 경계에 남아 있는 일부 요철은 미시적 관점에서 국부 응력집중을 초래할 수 있고 이렇게 될 경우 유한요소해석 결과보다 높은 응력과 변형률이 실제 구조에서 발생할 수 있다.

### III. 결 론

접착이음 구조의 프레팅 피로시험 결과 볼트 체결력이 클수록 최종파단 수명이 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 최종파단은 볼트헤드 가장자리 하부의 스킨-스플라이스 접촉면에서 발생한 반타원형 표면균열이 원인인 것으로 나타남으로써 볼트구멍 모서리에서의 프레팅보다는 체결력이나, 접촉면 거칠기 등이 볼트헤드 가장자리 하부의 스킨-스플라이스 접촉면에서 프레팅 접촉응력을 크게 유발시킴을 알 수 있었다. 이러한 예측은 탄소성 유한요소 접촉응력 해석결과에서 볼트헤드 가장자리 부위의 스킨-스플라이스 접촉면에서 국부적으로 매우 얇은 띠 형태로 높은 응력과 변형률이 분포되는 것으로 나타남으로써 프레팅 균열발생 부위와 일치된 결과를 보이고 있다. 균열발생 수명예측 모델식을 통한 해석결과 볼트 체결력이 클수록 증가하는 결과를 보여 주고 있다. 이것은 볼트 체결력이 증가함에 따라 프레팅

슬립방향의 수직응력 및 변형률이 감소되는 결과로부터 짐작할 수 있다. 그리고  $\Delta Q/P$ -파라미터를 통한 반실험 모델식에서 볼 때 볼트 체결력이 증가함에 따라  $\Delta Q/P$  값은 증가하나 Hertzian 평균 접촉압력  $\bar{p}$ 는 감소하는 상반된 거동을 보이는데 결과적으로 두 파라미터의 경쟁적 변화 결과가 수명의 증감을 결정하게 된다. 그러므로 여기서는  $\bar{p}$ 의 감소율이 크에 따라 수명이 증가되는 결과로 나타났다고 할 수 있으며 따라서 Hertzian 접촉압력이 프레팅 피로수명에 매우 중요한 파라미터임을 알 수 있다.

균열성장 수명예측은 탄소성 응력강도계수폭을 파라미터로 한 경우 탄성 응력강도계수폭의 경우에 비해 약 3~5% 정도의 수명 감소 차이를 보이며, 유효 응력강도계수폭을 사용했을 때는 약 5~10%의 수명 증가 결과를 나타내었다. 그리고 프레팅 균열발생과 성장수명을 합한 총수명 계산결과를 시험결과와 비교하면 약 1.5~2.0배 긴 예측 결과가 나타났다. 이러한 결과는 역학적 파라미터로 수명예측 해석에 반영하기 어려운 접촉면 상에서의 재료의 미세조직적 표면거칠기에 의한 응력집중 등을 고려하면 반실험 모델식을 통하여 비교적 근사하게 프레팅 피로수명을 예측할 수 있음을 알 수 있다.

따라서 접착이음 항공기 구조의 손상허용성 설계/해석 과정에서 반실험적 모델식으로 프레팅 피로수명을 예측할 경우 이러한 미시 역학적인자의 영향을 정량적으로 고려하기 어려움을 감안하여 수명에 대한 2 정도의 안전율을 책정하여야 할 것으로 판단된다. 또한 이러한 관점에서 보다 진보된 예측 모델을 구축하기 위하여 향후 표면 거칠기의 통계 확률적 접근이 요구되며 표면 거칠기 정도에 따른 접촉면 미세 요철 형태와 크기의 기하학적 모델 설정과 국부응력에 미치는 미시 역학적 접근이 요구된다.

### 후 기

본 연구는 울산대학교 교비연구비(과제번호: 2008-0147) 지원으로 수행된 내용의 일부임.

### 참고문헌

1) Forsyth, P. J. E., "Occurrence of fretting fatigue failures in practice", In Fretting Fatigue, R. B. Waterhouse, ed., London: Elsevier Applied Science Publishers, 1981, pp. 99~125.

- 2) Ricci Moretti, L. U., Segerfrojd, G. and Palmberg, B., "Fatigue behavior of mechanical joints: A Programme Overview and an Introduction to Fretting and Fretting Fatigue with Special Applacation to Joints", Royal Institute of Technology Departmaent of Aeronautics, The Aeronautical Research Institute of Sweden, KTH Report No. 98-33, 1998. pp. 108~114.
- 3) Piascik, R. S. and Willard, S. A., "The characteristics of fatigue damage in the fuselage riveted lap splice joint", Technical Report NASA/TP-97-206257, NASA Langley Research Center, 1999. pp. 23~27.
- 4) Muller, R. P. G. , "An experimental and analytical investigation on the fatigue behaviour of fuselage riveted lap joints", Ph.D thesis, Delt University of Technology, The Netherlands, 1995. pp. 34~38.
- 5) McVeigh, P. A. and Farris, T. N., "Finite element analysis of fretting stresses", Journal of Tribology No. 119, Vol. 4, 1997. pp. 797~801.
- 6) Szolwinski, M. P. and Farris, T. N., "Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 Al-alloy," Wear, No. 221, 1998, pp. 24~36.
- 7) 권정호, 황경정, "2024-T351 알루미늄 합금 판 프레팅 피로수명 예측", 한국항공우주학회지, 제35권 7호, 2007. pp. 601~611.
- 8) Murakami, Y., Stress Intensity Factors Handbook, Vol.II, Pergamon Press, 1987.
- 9) Anderson, T. L., Fracture Mechanics, CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida, U.S.A., 1995.
- 10) Irwin, G. R., "Plastic zone near a crack and fracture toughness", Proc. of the 7th Sagamore Conference, Vol. IV, 1960, pp. 63~76.
- 11) Elber, W., "The significance of fatigue crack closure", Damage Tolerance in Aircraft Structures, ASTM STP No. 486, Philadelphia, U.S.A., 1971, pp. 230~242.
- 12) Paris, P. C., Gomez, M. P. and Anderson, W. E., "A ratinal analytic theory of fatigue", The Trend in Engineering, Univ. of Washington, Seattle, WA, Vol. 13, Jan. 1961, pp. 9~14.
- 13) ABAQUS/Standard User's Manual, Vol. 2, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., 1995.
- 14) Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures, MIL-HDBK-5G, Vol. 1, November 1994.
- 15) 박재춘 외 3명, 신기계설계학, 청문각, 1988, p. 154.
- 16) Collins, J. A, Failure of Materials in Mechanical Design, John Wiley & Sons, 1981, pp. 481~484.
- 17) 권정호외 5인, "2024-T351 알루미늄 합금 접침이음 구조에 대한 프레팅 피로손상 연구", 국방과학연구소 기초연구 중간보고서, TECD-101, 2004.
- 18) Engle, R. M., "CRACK II User's Manual", AFFDL TM-173-FBE, Aug. 1974.