

# 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파괴기구에 관한 연구

홍순혁\*, 이동우\*, 장득열\*\*, 조석수\*\*, 주원식\*\*\*

## A Study on Fracture Mechanism of Torsion-Mounted Type Turbine Blade

Soonhyeok Hong, Dongwoo Lee, Deukyul Jang, Seokswoo Cho, Wonsik Joo

Key Words: Turbine blade(터빈 블레이드), FEA(유한요소해석), Root mean square roughness(자승평균평방근거칠기), Stress intensity factor range(응력확대계수범위), Goodman diagram(Goodman 선도)

### Abstract

Turbine blade is subject to torsional load by torsion-mount, centrifugal load by rotation of rotor and repeated bending load by steam pressure. Turbine with partially cracked blade has normal working condition at initial repair time but vibratory working condition at middle repair time due to crack growth. Finite element analysis on turbine blade indicates that repeated bending load out of all loads is the most important factor on fatigue strength of turbine blade. Therefore, this study shows root mean square roughness has linear relation with stress intensity factor range in 12% Cr steel and can predict loading condition of fractured turbine blade.

### 1. 서론

원자력 발전소는 다른 수력이나, 화력 발전소에 비하여 고도의 안전성이 요구되므로 원자력 기기에 대한 높은 신뢰성을 확보하는 것은 소련의 체르노빌 원전 사고와 같은 대형 사고를 방지하는 데 지대한 공헌을 할 것이다. 그러나 원자력 발전소에서 발생하는 사고는 해마다 감소되지 않아 계획예방정비가 훨씬 더 필요할 뿐만 아니라 파손된 원자력 관련 기기에 대한 공학적 해석이 요구되고 있다. 특히, 터빈 블레이드는 비틀림 하중과 원심력 및 반복 굽힘하중이 동시에 작용하는 복잡한 하중 양상을 보인다. 이러한 하중 가운데 반복굽힘하중은 피로강도에 직접적으로 영향을 미치는 반복수 의존형 하중이다. 국내 발전소에서 사용되는 저압 터빈용 비틀림 마운트형 블레이드는 계획정비 과정에서 다수가 파손되어

졌다.<sup>1),2)</sup>

파손된 부품에 대한 종래의 파면해석은 육안으로 관찰하는 정성 해석과 2차원 정량해석이 대부분이었다. 2차원 정량해석을 수행할 경우 파면 높이 방향에 관한 정보를 얻을 수 없으므로 파면 손상 평가가 대부분 불충분하다.

따라서 최근 원자 크기의 해상도를 가지면서 표면의 3차원 측정이 가능한 주사형 터널링 현미경(STM : Scanning tunneling micro scope), 원자간력 현미경(AFM : Atomic force microscope)과 같은 주사형 탐침 현미경(SPM : Scanning probe microscope)이 다양한 분야에 폭 넓게 이용되고 있다. 재료강도평가분야의 경우 균열선단 부근의 소성 변형에 따른 전위의 방출 과정을 관찰함으로써 미시적 변형 기구를 구명하였고<sup>3)</sup> Minoshima 등<sup>4)</sup>은 금속재료와 세라믹 재료의 취성 파면을 스테레오 SEM 사진을 이용하여 삼차원 표면 형상으로 재구성함과 동시에 STM과 AFM으로 원자 단위의 3차원 표면 형상을 관찰한 결과, 주사 범위가 커짐에 따라 후자가 전자에 비하여 표면 거칠기가 결정 입정의 영향을 많이 받는 것으로 주

\* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 삼척대학교 기계·정밀기계·자동차 공학부

\*\*\* 회원, 동아대학교 기계·산업시스템공학부

장하고 있다.

복잡한 형상을 가진 부품의 피로한도를 평가하는 것은 표준 피로 시험편을 이용한 것에 비하여 실험 장치가 복잡하기 때문에 매우 어렵다. 따라서 서등<sup>5)</sup>은 자동차용 서스펜션 너클(Suspension knuckle)에 대한 응력 해석으로부터 구한 최대 주 변형률을 표준 피로 시험편으로 수행하여 만든 저사이클 피로수명선도에 대입함으로써 부품의 안전성을 높은 신뢰성으로 평가하였다.

따라서 본 연구에서는 원자력 발전소에 설치 가동 중인 비틀림 마운트형(Torsion-mounted type) 터빈 블레이드(Turbine blade) 재료인 12% Cr강을 사용하여 응력확대계수범위와 파면의 표면거칠기 관계를 원자간력 현미경으로 검토한 뒤 CATIA Ver. 5.4의 유한요소프로그램<sup>6)</sup>을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 응력해석을 수행함으로써 터빈 블레이드에 부하되는 하중조건과 파손 원인을 밝혔다.

## 2. 저압 터빈 블레이드의 파손 사고

원자력 발전소용 저압 터빈 블레이드는 고압 터빈 2단부터 저압 터빈 2단에 사용하는 표준형(Standardized type)과 저압터빈 최종단과 1단에만 사용하는 튜닝형(Tuned type)으로 분류되고 있다. 본 연구에서 고려하는 원자력 발전소용 저압 터빈 3단은 전자의 형식을 취하는 비틀림 마운트형 블레이드를 사용하고 있다. Table 1은 상술의 저압 터빈 3단에 관한 일반적 제원을 나타낸 것으로 이것을 터빈 블레이드의 파손해석과 유한요소 해석의 기준으로 이용하였다.

Table 1 General properties at third stage of low pressure turbine

RPM	Steam condition				Number of blade	
	Inlet		Outlet		3 stage	
	operating temp. (°C)	pressure (MPa)	operating temp. (°C)	pressure (MPa)	Rotary wing	Fixed wing
1800	252	0.827	33.3	0.0051	143	36×2

## 3. 실험 장치 및 방법

### 3.1 재료와 시험편

#### 3.1.1 재료

본 실험에 사용한 재료는 원자력 발전소용 축류형 증동 저압 터빈에서 사용되는 12% Cr강이다. Table 2는 저압 터빈이 사용되는 저압 터빈 입구 온도인 252°C와 출구 온도인 33.3°C를 모의한 12% Cr강의 인장시험 결과를 나타낸 것이다. 테이블에서 실험 온도가 증가함에 따라 탄성계수는 저하하고 포와송 비는 증가하고 있다.<sup>7)</sup>

Table 2 Mechanical properties of 12% Cr steel

Temp. (°C)	Yield strength $\sigma_y$ (MPa)	Tensile strength $\sigma_u$ (MPa)	Poisson's ratio $\nu$	Elongation $\epsilon_f$ (%)	Young's modulus $E$ (GPa)	Vickers hardness $H_V$ (kgf/cm <sup>2</sup> )
20	670	790	0.29	26.4	203	276.6
252	596	745	0.288	10.8	202	-

#### 3.1.2 피로시험편

피로시험편의 재료는 파손된 저압 터빈 블레이드의 건전부에서 채취하였다.

Fig. 1은 터빈 블레이드에 작용한 비틀림 마운트에 의한 비틀림과 로터의 회전력에 의한 원심력 및 증기압력에 의한 힘을 각각 나타낸 것이다. 실제 파손시 핀 구멍에서 균열이 발생하여 성장하기 하므로 파손해석을 수행하기 위한 시험편으로는 핀 구멍이 단순히 상하로 인장력을 받는 소형인장시험편(Compact tension specimen)을 사용한다.<sup>8)</sup> 시험편 치수는 블레이드 루트 크기의 제약으로 표준 콤팩트 시험편의 최소 치수인 폭을 25mm로 설정하여 시험편의 다른 치수들을 결정하였다.

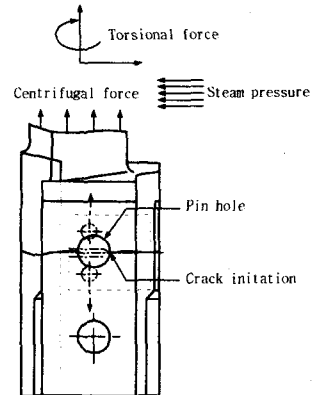


Fig. 1 Schematic representation of load component for turbine blade root and CT specimen

### 3.2 피로실험

파손해석을 수행하기 위한 피로시험은 정격하중이 49kN인 유압 서보식 피로시험기 (Shimadzu : EHF-EB5-10L)를 이용하였다. 실험은 일정하중진폭방법으로 실시되었으며 10Hz로 설정하였다.<sup>9)</sup> 또한, ASTM E647-93에서 제안하고 있는 일정하중진폭실험의 경우 모든 실험조건에 대하여 하중진폭은 일정한 상태로 유지하면서 응력비의 영향을 평가하는 것이 일반적인 피로균열성장시험법이다. 파괴역학 파라미터로 사용하는 응력확대계수 K는 균열 길이  $a$  및 작용하중에 의하여 결정되며 다음 식으로 결정한다.<sup>10)</sup>

$$K = \frac{P}{B\sqrt{W}} \frac{(2+a)}{(1-a)^{3/2}} (0.886 + 4.64a - 13.32a^2 + 14.72a^3 - 5.6a^4) \quad (1)$$

여기서,  $a = a/W$ , W: 시험편 폭, B : 시험편 두께

### 3.3 파손해석실험

Fig. 2는 원자간력 현미경에서 관찰할 수 있는 거칠기 곡선에서 표면 거칠기를 구하는 방법을 나타낸 것이다. 그림에서 자승평균평방근거칠기  $R_q$ 는 거칠기 곡선에서 그 중심선 방향으로 측정 길이  $l$ 을 채취하고 채취부분의 중심선을 x축으로, 종배율 방향을 y축으로 하여 거칠기 곡선을  $y=f(x)$ 로 나타내었을 때 다음과 같다.<sup>11)</sup>

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l f(x)^2 dx} \quad (2)$$

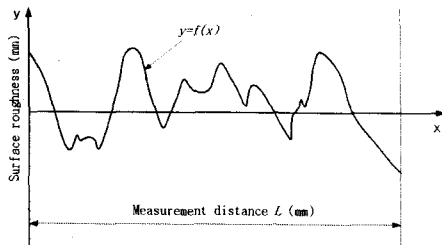


Fig. 2 Schematic representation of various surface roughness parameter for fracture surface

## 4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기를 각 하중진폭에 대하여 나타낸 것으로 점선은 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍 부분의 자승평균평방근거칠기 분포를 표시한 것이다. 그림에서 점선은 터빈 블레이드의 파손부품에서 구한 자승평균평방근 거칠기의 분포를 나타낸 것으로 CT 시험편으로 피로실험하여 구한 자승평균평방근 거칠기 범위에 존재하고 있다. 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기 곡선의 기울기는 하중진폭에 관계없이 거의 일정하고 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근 거칠기 곡선은 하중진폭이 증가함에 따라 자승평균평방근거칠기 축의 양의 방향으로 평행이동하고 있다. 따라서 터빈 블레이드의 부하를 추정하는 데 있어 상술의 특성과 피로균열성장이 하한계 응력확대계수범위  $\Delta K_{th}$  이상의 하중이 부재에 부하되면 시작된다는 특성을 이용하기로 한다. 터빈 블레이드의 하한계응력확대계수범위는 스테인레스강의 하한계응력확대계수범위가 4.1~6.0 MPa $\sqrt{m}$ 임을 고려하여<sup>12)</sup> 그 값의 평균값인 5.0 MPa $\sqrt{m}$ 로 가정한다. 응력확대계수범위가 5.0 MPa $\sqrt{m}$ 인 지점과 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍의 시작점에서의 자승평균평방근거칠기와 교차하는 지점이 피로균열이 전파되기 시작하는 지점으로 그림에서 A지점이 된다. A지점에서 각 피로시험에서 구한 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기의 평균 기울기를 그린 뒤 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍의 마지막 지점에서의 자승평균평방

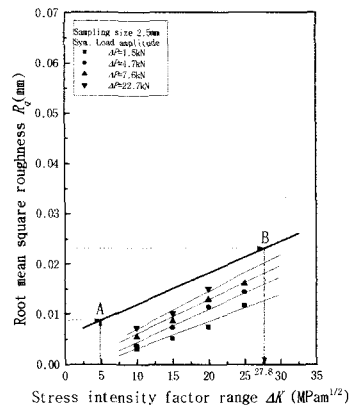


Fig. 3 Relation between  $R_q$  and gradient of  $R_q$  to  $\Delta K$

근저철기와 만나는 지점이 B지점으로 터빈 블레이드 핀 구멍에 부하된 최대 응력확대계수범위가 27.8 MPa√m가 됨을 알 수 있다. Fig. 4는 각 하중진폭에 대하여 Fig. 3의 평균자승평균방근 축 절편을 각각 나타낸 것으로 직선 회귀시킨 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = 5589 \times R_q + 23.3 \quad (3)$$

따라서 터빈 블레이드에 부하된 하중진폭은 Fig. 3에서 터빈 블레이드에 대한 자승평균평방근 거철기 곡선의 수직 축 절편 0.004를 식 (3)에 대입하면 얻을 수 있으며 45.7kN이다.

## 5. 유한요소해석 및 고찰

### 5.1 모델링

터빈 블레이드의 응력분포를 구하기 위하여 CATIA Ver 5.4의 정적선형해석용 유한요소 프로그램을 사용하였다. 해석에 사용된 요소는 4면체 8절점의 솔리드 요소(solid model)로서 각 절점에서 X, Y, Z 축 방향의 병진 변위와 회전 변위의 6자유도를 가지고 있다. 해석에 사용된 터빈 블레이드 모델에 사용된 요소의 수는 2888개이고 절점의 수는 9675개이다.

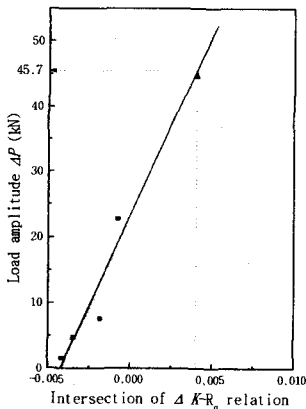


Fig. 4 Prediction of in-service load amplitude using intersection point of  $\Delta K - R_q$  relation

### 5.2 경계와 하중 조건

Fig. 5는 터빈 블레이드에 작용된 하중과 경계

조건을 나타내고 있다. 저압 터빈 3단 블레이드에 작용하는 하중은 증기압력 163.4 KPa과 회전 속도 1800rpm에 대한 원심력 및 비틀림 마운트에 대한 비틀림 변위 0.3209°이다.<sup>13)</sup> 증기 압력 방향은 증기가 터빈 블레이드에 들어 와서 나가는 익형의 중앙을 기준으로 수평에서 수직으로 설정하였다.

또한, 경계조건은 터빈 블레이드와 로터 사이에 장착되는 핀 구멍을 모의하여 핀 구멍 내면에 모든 방향의 병진 변위와 회전 변위를 각각 제한하였으며 비틀림 마운트에 의한 비틀림 변위는 쉬라우드 바깥면에 대한 모든 방향의 병진 변위와 X축과 Y축에 대한 회전 변위만 제한하였다.

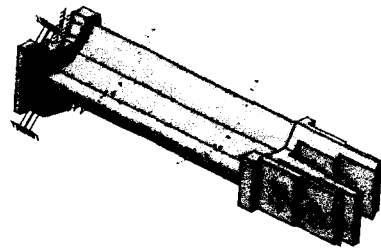


Fig. 5 Boundary condition and load condition of turbine blade

### 5.3 해석 결과

터빈 블레이드에 작용하는 평균응력은 로터의 회전으로 인한 원심력과 비틀림 마운트로 인한 비틀림 변위에 의하여 발생된다. 따라서 5.2절의 하중조건 중 증기압력에 의한 조건을 생각하면 평균응력을 구할 수 있다.

Fig. 6은 상술의 조건을 고려하여 해석한 결과를 나타낸 것으로 핀 구멍 근처에서 발생하는 최대 응력은 Von-Mises 응력으로 3.8MPa이다. 이하에서 서술되는 응력들은 Von-Mises 응력으로 나타낸다.

Fig. 7은 5.2절의 하중조건과 경계조건을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 응력해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 핀 구멍근방의 최대 요소 응력은 11.2MPa이다. 또한, 터빈 블레이드에 가해지는 응력진폭은 3.7MPa이고 평균응력은 7.5MPa이므로 핀 구멍에 발생하는 최대 응력에 대한 최소 응력의 비인 응력비는 0.34이다.

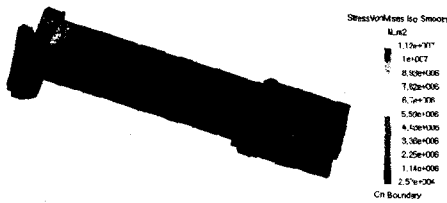


Fig. 6 Distribution of Von-Mises stress in turbine blade under centrifugal force and torsional force

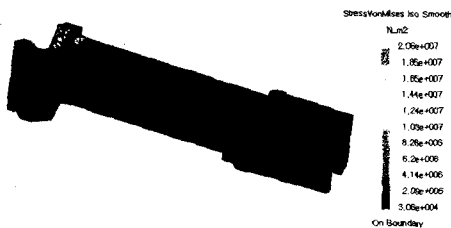


Fig. 7 Distribution of Von-Mises stress in turbine blade under normal working condition

Fig. 8는 12% Cr강에 대한 피로한도선도인 Goodman선도<sup>14)</sup>에 터빈 블레이드의 정상작동조건하에서 응력해석한 조건 즉, 평균응력 7.5MPa와 응력진폭 3.7MPa를 각각 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 응력해석에서 구한 평균응력과 응력진폭이 피로내구선도 내부의 안전설계영역에 들어 오고 있어 피로강도의 관점에서는 전혀 문제가 없을 것으로 생각된다.

파손해석에 의하여 구한 하중조건으로 터빈 블레이드의 핀 구멍 근방의 최대 응력을 예측하기 위하여 CT 시험편의 단면적과 터빈 블레이드의 파손 단면적을 서로 비교하면 전자가 후자에 비하여 3.5배 적다.

따라서 Fig. 4에서 예측한 하중진폭이 45.7kN이므로 파손된 부품에 작용하는 하중진폭은 160kN이다. 실제 터빈 블레이드의 파면인 경우, Fig. 1에서 나타난 것처럼 터빈 블레이드의 핀 구멍에 대하여 수직방향의 인장하중을 받아 파손되고 있다. 따라서 터빈 블레이드에서 발생하는 응력분포를 구하기 위해서 터빈 블레이드에 작용하는 최대하중은 하중진폭과 최소공칭응력을 고려하면

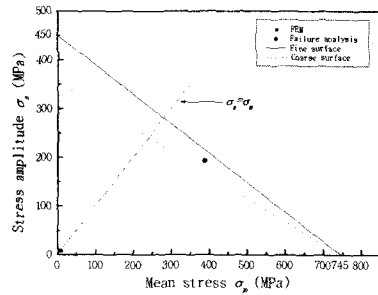


Fig. 8 Goodman diagram for 12% Cr steel

터빈 블레이드의 핀 구멍에 대하여 수직방향으로 242kN이다.

Fig. 9은 핀 구멍의 병진과 회전변위를 고정 한 뒤 하중을 터빈 블레이드의 윗면에 242kN으로 주고서 응력 해석한 결과이다. 핀 구멍에서의 최대응력은 582MPa로서 Goodman 선도에 표시하면 평균응력이 390MPa이고 응력진폭은 192MPa이 되어 피로한도의 안전영역에 존재하게 된다. 즉, 터빈 블레이드의 설계 조건이나 파손 해석에 의한 하중조건으로 응력 해석을 수행하여도 피로강도에 거의 문제가 없다. 단지, 후자의 해석이 전자의 해석에 비하여 평균응력과 응력진폭을 상대적으로 증가시켰을 뿐이다.

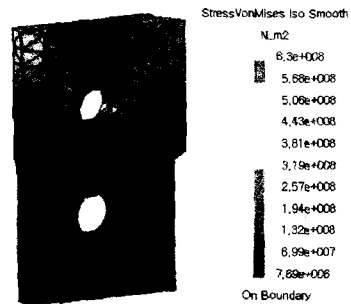


Fig. 9 Distribution of Von-Mises stress in turbine blade root under loading condition predicted by failure analysis

그러나 설계에서 제시하고 있는 최대높이거칠기는 25 $\mu$ m 범위이나 실제 제작되어 파손된 터빈 블레이드의 최대표면거칠기의 최대값이 45 $\mu$ m로

설계값 보다 20 $\mu$ m를 벗어나고 있다. 한편, 표면 거칠기가 터빈 블레이드의 피로한도에 미치는 영향에 대한 구체적인 실험 결과는 없으나 0.33% C 탄소강을 이용한 피로시험결과에 의하면 황삭 정도로 기계가공된 시험편이 경면 연마된 시험편에 대하여 피로한도를 대략 21%정도 낮추고 있다.<sup>15)</sup> 따라서, 상술의 양진피로한도 450MPa를 이러한 기준에 적용하면 양진피로한도가 355.5MPa로 감소하게 되어 Fig. 8에서 피로한도영역은 감소하게 되어 파손 해석에 의한 응력조건이 파손영역으로 이동하게 된다. 따라서 터빈 블레이드의 핀 구멍에 존재하는 거친 표면 거칠기가 피로 파손에 중요한 역할을 하는 것으로 생각된다.

## 6. 결론

본 연구에서는 원자력 발전소용 저압 터빈에서 사용하는 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손 원인을 구명하고자 저압 터빈 블레이드용 재료인 12% Cr강에 대한 피로균열성장실험을 수행하여 응력확대계수범위와 원자간력 현미경으로 측정된 자승평균평방근거칠기의 관계에서 터빈 블레이드에 부하된 하중조건을 예측하고 CATIA Ver. 5.4를 이용한 터빈 블레이드에 대한 응력해석을 수행함으로써 그 파손 원인을 밝혔다.

(1) 취성 스트라이에이션은 주사형 전자 현미경으로는 관찰하기 어려우나 원자간력 현미경을 이용하면 작은 반복 슬립대에 의한 미세한 스트라이에이션을 관찰할 수 있다.

(2) 원자간력 현미경을 이용하여 측정된 자승평균평방근거칠기는 응력확대계수범위와 좋은 선형 관계를 가지고 있으므로 파손된 터빈 블레이드의 하중조건을 예측할 수 있다.

(3) 자승평균평방근거칠기로 예측한 부하하중만으로 터빈 블레이드의 루트 부분을 유한요소해석 결과 핀 구멍 부근의 최대요소응력이 Goodman선도 내부에 존재하고 있어 피로파손에 안전하다.

(4) 터빈 블레이드의 핀 구멍 내면의 가공표면 거칠기가 설계표면거칠기보다 훨씬 큼으로서 피로한도를 상당히 저하시켜 터빈 블레이드의 파손에 직접적으로 관계하고 있다.

(1) 한전기공주식회사, 1999, “제3회 터빈 기술 세미나”, 한전기공(주), pp. 141~162.

(2) 전재영, 1987, “파괴 및 피로해석을 통한 터빈 로우터의 운전 수명 계산”, 대한기계학회 논문집, 제11권 4호, pp.537~548.

(3) 박성일, 홍재완, 노영길, 2000, “Scanning probe microscopy”, PSIA, pp.3~15.

(4) Minoshima, K., Endo, M., Miyawaki, T., and Komai, K., “Three-dimensional quantitative analyses of brittle fracture surfaces with SEM/STM/AFM”, JSME, Vol.67, No.2, pp.1587~1594, (1995).

(5) 서상민, 김영진의 3인, 1993, “CAE 기법을 이용한 서스펜션 KNUCKLE의 피로수명 평가”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.373~378.

(6) Dassault Systems, 2000, “ELFINI, generative part & generative assembly structural analysis”, p.6.

(7) M. F. Rothman, “High-temperature property data: ferrous alloys”, ASM International, 1988, pp.9.46~9.50.

(8) T.L.Anderson, 1995, “Fracture mechanics”, CRC Press., p.605.

(9) Shimadzu, 1993, “EHF-EB5-10L形 造作説明書”, 鳥津製作所, pp.54~55.

(10) ASTM Standard E647-93, 1994, “Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates”, ASTM standards Sec.3, Vol.03.01, pp.591~596.

(11) 박준호, “정밀측정시스템공학”, 야정문화사, 1996, pp.257~286.

(12) H.O.Fuchs, R.I.Stephens, 1980, “Metal fatigue in engineering”, Willy-inter science publication, p.301.

(13) 한국전력공사 원자력연수원, 1995, “터빈”, 예문사, pp.141~161.

(14) 成洛元, 周原植, 1998, “機械要素設計”, 三星實業, pp.28~29.

(15) Jack A. Collins, 1993, “Failure of materials in mechanical design”, Willy -interscience publication, pp. 207~213.

## 참고문헌