AFM과 FEM을 이용한 저압 터빈 블레이드의 파손해석에 관한 연구

홍순혁* · 조석수** · 주원식†

(2001년 1월 22일 접수, 2001년 7월 21일 심사완료)

A Study on Failure Analysis of Low Pressure Trubine Blade Using AFM and FEM

Soon Hyeok Hong, Seok Swoo Cho and Won Sik Joo

Key Words: SEM(주사형 전자현미경), AFM(원자간력 현미경), Turbine Blade(터빈 블레이드), FEM(유한요소법), Root Mean Square Roughness(자승평균평방근거칠기), Goodman Diagram(Goodman 선도)

Abstract

Mechanical component has striation with constant width and SEM can estimate fracture type and loading condition. SEM has benefit to fatigue fracture analysis but striation can be observed according to the kind of material and range of crack growth rate and can't. In this case, it needs AFM that can measure 3-dimensional surface profile with resolution of atomic size. In this study, to find fracture reason of torsion-mounted blade in nuclear plant, we estimate the relation between stress intensity factor range and root mean square roughness in 12% Cr steel by AFM and predict in-service loading condition of turbine blade. Failure analysis is performed by finite element method and Goodman diagram on torsion-mounted blade.

1. 서 론

원자로에서 발생된 열에너지를 전기에너지로 바꾸어 주는 장치인 터빈은 에너지 변환장치로서 매우 중요한 역할을 하나 문제 발생시 원자로에 막대한 손상을 유발하게 된다. 특히 국내 원자력 발전소의 경우 저압 터빈에 비틀림 마운트형 블레이드를 사용하고 있어 터빈 계획예방정비결과 다량의 블레이드가 진방(Uneven side)과 후방(Even side) 루트(Root) 부근에서 파손되었다.[1]

터빈 블레이드는 비틀림 마운트에 의한 비틀림 하중과 회전속도에 의한 원심력 및 증기력에 의한 반복굽힘하중이 중첩되어 상당히 복잡한 하중 양식을 보이고 있다. 이러한 것 중 반복굽힘하중은 피로파손을 일으킬 수 있는 사이클의존형 하중이다. 따라서 정비 초기에 터빈이 정상적으로 운전되더라도 운전시간이 증가함에 따라 터빈 블레이드에 균열이 발생되어 성장함과 동시에 강성저하로 인한 진동을 유발함으로서 터빈의 안전성을 저해하게 된다.[1,2]

한편, 피로파손된 부품은 파면에 일정 간격의 스트라이에이션(Striation)이 형성되기 때문에 주사형 전자현미경(SEM)과 응력비 또는 균열 개구비 등을 이용하면 파면의 종류나 부하하중을 추정할 수 있다. 그러나 스트라이에이션은 재료의 종류와 균열성장속도 범위에 따라 파손해석이 용이한 영역과 그렇지 못한 영역이 존재하게 된다. 이러한 경우 파손기구를 구명하기 위해서는 피로 균열의 생성과 성장과정을 3차원 공간상에서 고 배율로 관찰할 수 있는 나노프랙토그래피(Nano-fractography)의 필요성이 요구되고 있다. 따라서

* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 삼척대학교 기계· 정밀기계· 자동차공학부
† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계산업시스템공학부
E-mail : wsjoo@mail.donga.ac.kr
TEL : (051)200-6844 FAX : (051)200-7656

최근 원자 크기의 해상도를 가지면서 표면의 3차원 측정이 가능한 주사형 터널링 현미경(STM : Scanning tunneling microscope), 원자간력 현미경(AFM : Atomic force microscope)과 같은 주사형 탐침 현미경(SPM : Scanning probe microscope)이 다양한 분야에 폭 넓게 이용되고 있다. 재료강도 평가분야의 경우 균열선단 부근의 소성 변형에 따른 전위의 방출 과정을 관찰함으로서 미시적 변형 기구를 구명하였고[3] Masuda등[4]은 STM을 이용하여 부식 피로 피트의 발생과 성장 과정을 nm 스케일로 관찰하였다.

복잡한 형상을 가진 부품의 피로한도를 평가하는 것은 표준 피로 시험편을 이용한 것에 비하여 실험 장치가 복잡하기 때문에 매우 어렵다. 따라서 徐등[5]은 자동차용 서스펜션 너클(Suspension knuckle)에 대한 응력해석으로부터 구한 최대 주변형률을 표준 피로 시험편으로 수행하여 만든 저 사이클 피로수명선도에 대입함으로서 부품의 안전성을 높은 신뢰성으로 평가하였다.

따라서 본 연구에서는 원자력발전소에 설치, 가동 중인 비틀림 마운트형(Torsion-mounted type) 터빈 블레이드(Turbine blade)의 파손원인을 구명하고자 저압 터빈 블레이드의 실기 부품 재료인 12% Cr강을 사용하여 응력확대계수범위와 스트라이에이션 간격 및 파면의 표면거칠기 관계를 원자간력 현미경으로 검토한 뒤 CATIA Ver. 5.4의 유한요소프로그램[6]을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 응력해석을 수행함으로서 부하응력과 파손 원인을 밝혔다.

2. 저압 터빈 블레이드의 파손 사고

원자력 발전소용 저압 터빈 블레이드에 대한 계획예방정비를 실시한 결과, 1단과 2단 및 3단 터빈 블레이드에 대한 초음파 검사에서 전방(Uneven side)과 후방(Even side) 루트(Root) 부근에서 1991년에 29개, 1998년에 24개의 블레이드가 파손되어졌다.[1]

Fig. 1은 전방 루트 부근에서의 균열발생과 성장 위치를 나타낸 것으로 균열은 응력 집중이 높은 상측 핀 구멍(Pin hole) 부근인 C 또는 D점에서 시작하여 CD를 연장한 선에 평행하게 로터(Rotor)의 원주 방향으로 성장하고 있다. 이러한 현상은 유사한 형상의 터빈 블레이드에서도 자주

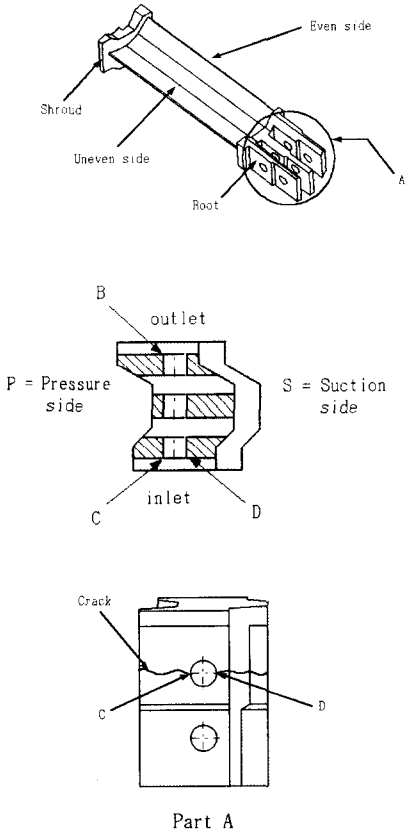


Fig. 1 Crack initiation and growth position at third stage of LP turbine

발생되고 있다.

3. 실험 장치 및 방법

3.1 재료와 실험

3.1.1 재료

본 실험에 사용한 재료는 원자력 발전소용 축류형 충동 저압 터빈에서 사용되는 12% Cr강이다. Table 1은 12% Cr강의 화학적 조성을 나타낸 것이고 Table 2는 저압 터빈이 사용되는 저압 터빈 입구 온도인 252℃와 출구 온도인 33.3℃를 모의한 12% Cr강의 인장시험 결과를 나타낸 것이다.

Table 1 Chemical composition of 12% Cr steel(wt.%)

C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V	P	S
0.21	0.50	0.55	0.55	12.0	1.0	0.3	0.025	0.02

Table 2 Mechanical properties of 12% Cr steel

Temp. (℃)	Yield strength σ_{ys}(MPa)	Tensile strength σ_{ts}(MPa)	Elongation ε_f(%)	Young's modulus E(GPa)
20	670	790	26.4	203
252	596	745	10.8	202

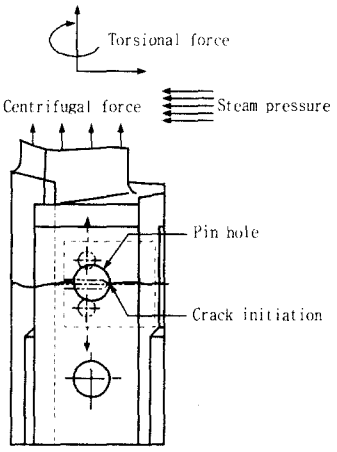


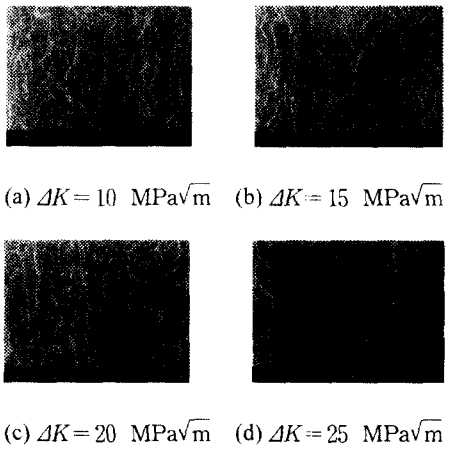
Fig. 2 Schematic representation of load component for turbine blade root and CT specimen

3.1.2 피로시험편

Fig. 2는 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 때문에 파손해석을 수행하기 위한 시험편으로는 핀 구멍이 단순히 상하로 인장력을 받는 소형인장시험편(Compact tension specimen)을 사용한다. 시험편 치수는 소형인장시험편의 최소 치수인 폭 25 mm로 설정하여 시험편의 다른 치수를 결정하였다.[7]

3.2 피로실험

파손해석을 수행하기 위한 피로시험은 정격하중이 49 kN인 유압 서보식 피로시험기 (Shimadzu



(a) $\Delta K = 10$ MPa$\sqrt{m}$ (b) $\Delta K = 15$ MPa$\sqrt{m}$

(c) $\Delta K = 20$ MPa$\sqrt{m}$ (d) $\Delta K = 25$ MPa$\sqrt{m}$

Fig. 3 SEM fractographs of 12% Cr steel at $\Delta P = 7.6$ kN

: EHF-EB5-10L)를 이용하였다. 실험은 일정하중범위방법으로 실시되었으며 반복속도는 터빈의 회전수가 1800 rpm을 고려하여 30 Hz로 설정하였다.[8] 또한, 터빈 블레이드는 증기압력에 의하여 하중폭을 일정하게 유지함으로 ASTM E647-93에서 제안하고 있는 일정하중범위실험방법을 본 연구에서도 채용하였다. 한편, 터빈 블레이드의 핀 구멍에서 발생되는 최소응력은 로터의 회전속도에 의한 원심력과 비틀림 마운트에 의한 비틀림 변위에 의하여 발생되며 이에 대한 유한요소해석 결과 3.8 MPa 이었다. 따라서 최소공칭응력을 3.8 MPa를 기초로 편진하중폭을 각각 1.5 kN, 4.7 kN, 7.6 kN, 22.7 kN로 설정된 피로시험을 수행하였다. 파괴역학 파라미터로 사용하는 응력확대계수 K는 균열 길이 a 및 작용하중에 의하여 결정되며 다음 식으로 계산한다.[9]

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

단, $\alpha = a/W$

a : 균열길이, W : 시험편폭, B : 시험편 두께

3.3 원자간력 현미경

파손해석실험은 재료의 표면 특성을 원자단위까지 측정할 수 있는 새로운 개념의 원자간력 현

미경(AFM, PSIA model : AutoProbe CP Research)을 이용하였다. 표면 특성은 재료표면과 탐침 사이를 nm단위로 근접시켜 반발력을 유도함으로서 탐침에 부속된 외팔보의 처짐으로부터 재료 표면에서의 높이를 측정하는 접촉식 모드로 블레이드의 파면을 관찰하였다.

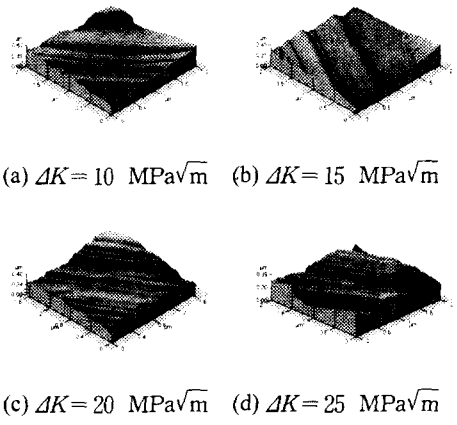
4. 피로파면 해석 및 고찰

Fig. 3은 주사형 전자현미경(JEOL:JSM-35CF)을 이용하여 동일 하중폭 7.6 kN에 대한 각 응력확대계수범위의 피로파면을 각각 나타내었다. 사진에서 전형적인 연성 스트라이에이션(Ductile striation)은 나타나지 않고 하중 사이클에 대응하지 않는 스트라이에이션과 비슷한 경향을 보이는 미소 균열이 균열성장방향과 수직인 파면 깊이 방향으로 반복적으로 형성되고 있다.[10]

Fig. 4는 스트라이에이션 간격이 명확하지 않은 하중폭에 대한 파면을 원자간력 현미경으로 관찰한 것이다. 주사형 전자현미경으로는 파면해석에 유용한 자료를 확보하기 어려웠던 영역임에도 불구하고 원자간력 현미경으로는 스트라이에이션과 비슷한 의사 스트라이에이션(Quasi-striation)을 관찰할 수 있다. 즉, 주사형 현미경으로는 하나의 플래토(Plateau)였던 영역에 미세한 의사 스트라이에이션이 관찰됨을 알 수 있다. 그러나 사진에서 원자간력 현미경으로 관찰한 의사 스트라이에이션의 단면 특성은 부하 하중에 대한 의존성을 보이지 않았다.

Fig. 5는 원자간력 현미경을 이용하여 각 응력확대계수범위 10, 15, 20, 25 MPa$\sqrt{m}$에 대하여 균열성장방향으로 250개 영역을 연속적으로 관찰하여 구한 표면거칠기 곡선을 하나의 거칠기 곡선으로 가정하여 구한 표면거칠기를 나타낸 것으로 측정단위는 0.1 nm 이다. 응력확대계수범위의 증가에 따라 표면거칠기(R_a, R_{max}, R_q)는 선형적으로 증가하고 있다.

Fig. 6은 피로 파손된 터빈 블레이드에 대한 자승평균평방근거칠기 R_q를 루트의 핀 구멍으로 부터의 길이로 각각 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 핀 구멍으로부터의 길이에 대한 자승평균평방근거칠기의 데이터를 최소자승법으로 회귀한 선이며 점선은 CT 시험편으로 피로실험하여 얻어진 피로파면 전 구간의 자승평균평방근거칠기 분



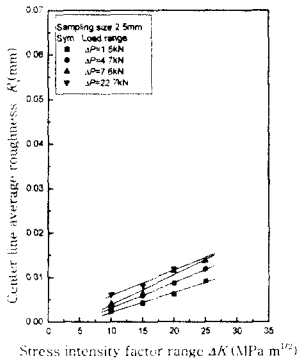
(a) $\Delta K = 10$ MPa$\sqrt{m}$ (b) $\Delta K = 15$ MPa$\sqrt{m}$

(c) $\Delta K = 20$ MPa$\sqrt{m}$ (d) $\Delta K = 25$ MPa$\sqrt{m}$

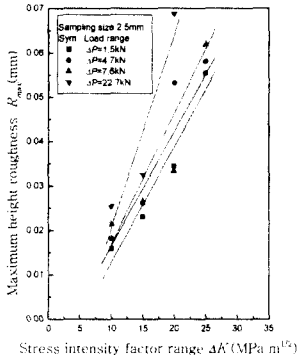
Fig. 4 AFM fractographs of fatigue fracture surface at $\Delta P = 7.6$ kN

포를 나타낸 것이다. 또한, Fig. 5 (c)에서 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기 곡선의 기울기는 하중폭에 관계없이 거의 일정하고 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기 곡선은 하중폭이 증가함에 따라 자승평균평방근거칠기 축의 양의 방향으로 평행이동하고 있다. 이러한 결과는 평균응력과 하중폭이 증가함에 따라 표면거칠기가 평균응력과 하중폭에 대하여 거의 선형적 관계를 나타내기 때문이다. 따라서 터빈 블레이드의 부하를 추정하는 데 있어 상술의 특성과 피로균열성장이 하한계응력확대계수범위 ΔK_{th}이상의 하중이 부재에 부하되면 시작된다는 특성을 이용하기로 한다. 터빈 블레이드의 하한계응력확대계수범위는 스테인레스강의 하한계응력확대계수범위가 4.1~6.0 MPa$\sqrt{m}$임을 고려하여[11] 그 값의 평균값인 5.0 MPa$\sqrt{m}$로 가정하였다.

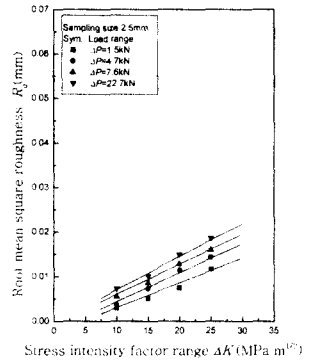
Fig. 7은 응력확대계수범위에 대한 자승평균평방근거칠기를 각 하중폭에 대하여 나타낸 것으로 점선은 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍 부분의 자승평균평방근거칠기 분포를 표시한 것이다. 응력확대계수범위가 5.0 MPa$\sqrt{m}$인 지점과 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍의 시작점에서의 자승평균평방근거칠기와 교차하는 지점이 피로균열이 성장하기 시작하는 지점으로 약간의 평가오차는 있을 수 있으나 본 연구에서는 이러한 오차를 무시하면 그림에서 A지점이 된다. A지점에서 각 피로시험에서 구한 응력확대계수범위에 대한 자승평



(a) R_a



(b) R_{max}



(c) R_q

Fig. 5 Relation between ΔK and R in 12 % Cr steel

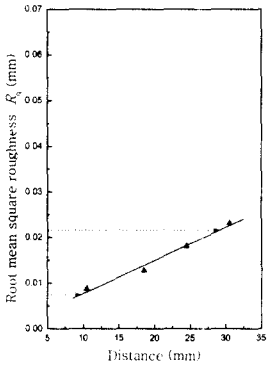


Fig. 6 Relation between root mean square roughness and distance from center of pin hole in fatigue fractured turbine blade

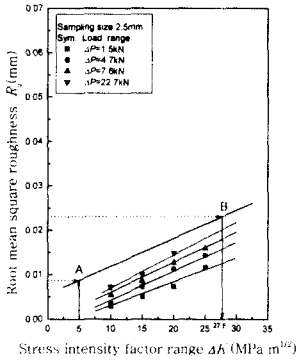


Fig. 7 Relation between R_q and gradient of R_q to ΔK

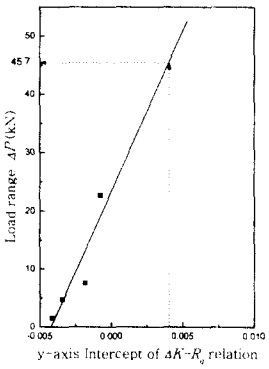


Fig. 8 Prediction of in-service load range using y-axis intersection of ΔK- R_q relation

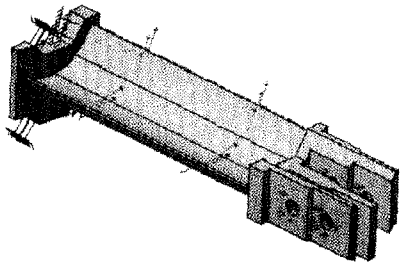


Fig. 9 Boundary condition and load condition of turbine blade

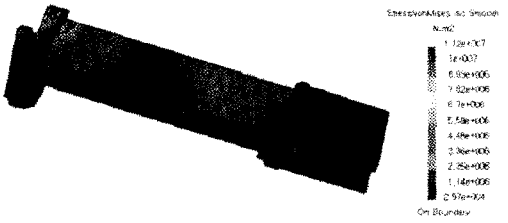


Fig. 10 Distribution of von Mises stress in turbine blade under centrifugal force and torsional force

균평방근거칠기의 평균 기울기를 가진 직선을 그린 뒤 파손된 터빈 블레이드 핀 구멍의 마지막 지점에서의 자승평균평방근거칠기와 만나는 지점이 B지점으로 터빈 블레이드 핀 구멍에 부하된 최대응력확대계수범위가 27.8 MPa$\sqrt{m}$가 됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 각 하중폭에 대하여 Fig. 7의 평균자승평방근 축 절편을 각각 나타낸 것으로 직선 회귀시킨 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = A \cdot R_q + B \qquad (2)$$

단, A = 5,589 , B = 23.3

ΔP : 하중폭(kN), R_q : 자승평균평방근거칠기(mm)

따라서 터빈 블레이드에 부하된 하중폭은 Fig. 6에서 터빈 블레이드에 대한 자승평균평방근거칠기 곡선의 수직 축 절편 0.004를 식 (2)에 대입하면 얻을 수 있으며 45.7 kN이다.

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 3자유도를 가지고 있다. 해석에 사용된 터빈 블레이드 모델에 사용된 요소의 수는 2888개이고 절점의 수는 9675개이다.

5.2 경계와 하중 조건

Fig. 9는 터빈 블레이드에 작용된 하중과 경계조건을 나타내고 있다.

저압 터빈 3단 블레이드에 작용하는 하중은 증기압력 163.4 kPa과 회전속도 1800 rpm에 대한 원심력 및 비틀림 마운트에 대한 비틀림 변위 0.3209° 이다.[12] 증기압력 방향은 증기가 터빈 블레이드에 들어 와서 나가는 익형의 중앙을 기준으로 수평에서 수직으로 설정하였다. 또한, 경계조건은 터빈 블레이드와 로터 사이에 장착되는 핀을 고려하여 핀 구멍 내면에 모든 자유도를 구속하였으며 비틀림 마운트에 의한 비틀림 변위는 쉬라우드 바깥면에 대한 모든 방향의 병진변위와 X축과 Y축에 대한 회전변위만 제한하였다.

5.3 해석 결과

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

Fig. 10은 상술의 조건을 고려하여 해석한 결과를 나타낸 것으로 핀 구멍 근처에서 발생하는 최대응력은 von Mises 응력으로 3.8 MPa이다. 이하에서 서술되는 응력들은 von Mises 응력으로 나타낸다. Fig. 11은 5.2절의 하중조건과 경계조건을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 응력해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 핀 구멍 근방의 최대요소 응력은 11.2 MPa이다. 또한, 터빈 블레이드에 가해지는 응력진폭은 3.7 MPa이고 평균응력은

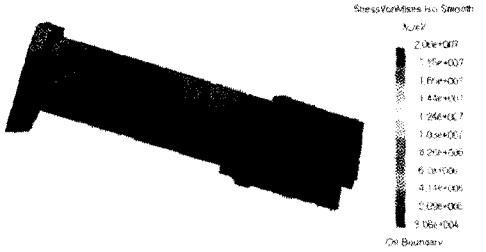


Fig. 11 Distribution of von Mises stress in turbine blade under normal working condition

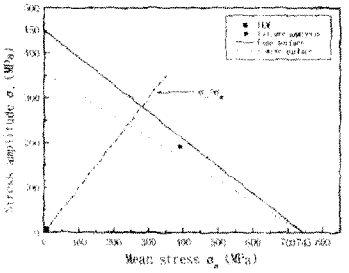


Fig. 12 Goodman diagram for 12 % Cr steel

7.5 MPa이므로 핀 구멍에 발생하는 최대응력에 대한 최소응력의 비인 응력비는 0.34이다.

Fig. 12는 12 % Cr강에 대한 피로한도선도인 Gooodman선도[13]에 터빈 블레이드의 정상작동조건하에서 응력해석한 조건 즉, 평균응력 7.5 MPa과 응력진폭 3.7 MPa을 각각 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 응력해석에서 구한 평균응력과 응력진폭이 피로내구선도 내부의 안전설계영역에 들어오고 있어 피로강도의 관점에서는 전혀 문제가 없을 것으로 생각된다.

임의의 균열길이를 가지는 CT 시험편이 일정하중폭을 받고 있을 때의 응력확대계수범위와 임의의 균열길이를 가지는 터빈 블레이드가 일정하중폭을 받고 있을 때의 응력확대계수범위가 서로 동일하다면 근사적으로 단면적이 커질수록 하중폭이 커지게 된다. 따라서, 파손해석에 의하여 구한 하중조건으로 터빈 블레이드의 핀 구멍 근방의 최대응력을 근사적으로 예측하기 위하여 CT 시험편의 단면적과 터빈 블레이드의 파손 단면적을 서로 비교하면 전자가 후자에 비하여 3.5배 적다. 따라서 Fig. 8에서 예측한 하중폭이 45.7 kN이므로 파손된 부품에 작용하는 하중폭은 160 kN이다.

실제 터빈 블레이드의 파면인 경우, Fig. 2에서 나타낸 것처럼 터빈 블레이드의 핀 구멍에 대하여 수직방향의 인장하중을 받아 파손되고 있다. 따라서 터빈 블레이드에 작용하는 최대하중은 하중폭과 응력비를 고려하면 터빈 블레이드의 핀 구멍에 대하여 수직방향으로 242 kN이다.

Fig. 13은 핀 구멍의 변진과 회전변위를 고정한 뒤 하중을 터빈 블레이드의 윗면에 242 kN으로 주고서 응력 해석한 결과이다. 핀 구멍에서의 최대응력은 582 MPa로서 Goodman 선도에 표시하면

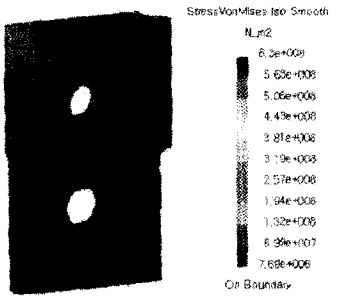


Fig. 13 Distribution of von Mises stress in turbine blade root under loading condition predicted by failure analysis

평균응력이 390 MPa이고 응력진폭은 192 MPa이 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.

Table 3은 파손된 터빈 블레이드의 각 부분에서의 표면거칠기를 각각 나타낸 것이다. 설계에서 제시하고 있는 최대높이거칠기는 25 ㎛ 범위이나 실제 제작되어 파손된 터빈 블레이드의 최대표면거칠기의 최대값이 45 ㎛로 설계값 보다 20 ㎛를 벗어나고 있다. 한편, 표면거칠기가 터빈 블레이드의 피로한도에 미치는 영향에 대한 구체적 실험 결과는 없으나 0.33 % C 탄소강을 이용한 피로시험결과에 의하면 황삭 정도로 기계가공된 시험편이 경면 연마된 시험편에 대하여 피로한도를 대략 21 % 정도 낮추고 있다.[14]

따라서, 상술의 양진피로한도 450 MPa를 이러

Table 3 Maximum height roughness in turbine blade surface (unit:㎛)

Part / No.	Shroud	Upper root	Lower root	Wing
1	20.3	30.7	35.1	15.9
2	17.0	26.4	33.0	15.2
3	16.9	26.4	32.5	15.3
4	16.6	29.5	31.1	14.9
5	16.6	29.5	44.5	15.0
6	16.6	38.8	44.8	15.1
7	16.7	38.4	44.8	14.8
8	16.5	32.7	45.0	14.9
9	16.7	33.0	44.9	14.2
10	16.6	34.1	26.0	12.9
Average	17.05	31.95	38.17	14.82

한 기준에 적용하면 양진피로한도가 355.5 MPa로 감소하게 되어 Fig. 12에서 피로한도영역은 감소하게 되어 파손 해석에 의한 응력조건이 파손영역으로 이동하게 된다. 따라서 터빈 블레이드의 핀 구멍에 존재하는 거친 표면거칠기가 피로 파손에 중요한 역할을 하는 것으로 생각된다.

6. 결 론

본 연구에서는 원자력 발전소용 저압 터빈에서 사용하는 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손 원인을 구명하고자 저압 터빈 블레이드용 재료인 12 % Cr 강에 대한 피로균열성장실험을 수행하여 응력확대계수범위와 원자간력 현미경으로 측정한 자승평균평방근거칠기의 관계에서 터빈 블레이드에 부하된 하중조건을 예측하고 CATIA Ver. 5.4를 이용한 터빈 블레이드에 대한 응력해석을 수행함으로서 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 현미경으로 다수 주사영역을 측정하여 구한 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 가공 표면거칠기가 설계 표면거칠기보다 훨씬 큼으로서 피로한도를 상당히 저하시켜 터빈 블레이드의 파손에 직접적으로 관계하고 있다.

참고문헌

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

(2) 전재영, 1987, "파괴 및 피로해석을 통한 터어빈 로우터의 운전 수명 계산," 대한기계학회논문집, 제11권 4호, pp. 537～548.

(3) 박성일, 홍재완, 노영길, 2000, "Scaning Probe Microscopy," PSIA, pp. 3～15.

(4) Masuda, H., Nagashima, N. and Matsuoka, S., 1991, "In-situ Observation on Metal Surface in Aqueous Solutions with Electrochemical STM," JSME, Vol. 57, pp. 2270～2277.

(5) 서상민, 김영진외 3人, 1993, "CAE 기법을 이용한 서스펜션 KNUCKLE의 피로수명 평가," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 373～378.

(6) Dassault Systems, 2000, "ELFINI, Generative Part & Generative Assembly Structual Analysis," p. 6.

(7) Anderson T.L., 1995, "Fracture Mechanics," CRC Press., p. 605.

(8) Shimadzu, 1993, "EHF-EB5-10L形 造作說明書," 島津製作所, pp. 54～55.

(9) 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.

(10) 小寺澤良一, 森時彦, 1977, "クリ-プき裂傳ぱを支配する破壞力學的因子," 材料, 第26卷, 第289號, pp. 948～954.

(11) Fuchs H.O. and Stephens R.I., 1980, "Metal Fatigue in Engineering," Willy-inter Science Publication, p. 301.

(12) 한국전력공사 원자력연수원, 1995, "터빈," 예문사, pp. 141～161.

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

(14) Jack A. Collins, 1993, "Failure of Materials in Mechanical Design," Willy Interscience Publication, pp. 207～213.