

## 균열을 내재한 저압터빈 최종단 블레이드의 진동 특성 및 파괴 임계균열길이 해석

윤희철<sup>a</sup>, 우창기<sup>a\*</sup>, 이장규<sup>b</sup>**Vibration Characteristics and Analysis of the Critical Crack Length for a Fracture in the Last Stage Blade of a Low Pressure Steam Turbine**Hee-Chul Youn<sup>a</sup>, Chang-Ki Woo<sup>a\*</sup>, Zhang-Kyu Rhee<sup>b</sup><sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Incheon National University, 119, Academy-ro, Yeonsu-gu, Incheon 22012, Korea<sup>b</sup> Department of Mechatronics Engineering, Yuhan University, 590, Gyeongin-ro, Sosa-gu, Bucheon, Gyeonggi-do, 14780, Korea**ARTICLE INFO***Article history:*

Received 5 August 2016

Revised 9 September 2016

Accepted 29 September 2016

*Keywords:*

Steam turbine

Stress intensity factor

Vibration

Fatigue fracture

Last stage blade (LSB)

Critical crack length

**ABSTRACT**

The sizes of last stage blades (LSB) in a low-pressure steam turbine have been getting larger for the development of high-capacity power plants. They are also larger than other blades in the same system. As a result, crack propagation in an LSB is caused by the large centrifugal force, low natural frequency, and repeated turbine startups. In this study, the critical crack length for a fracture and vibration characteristics, in accordance with crack propagation, were analyzed using a finite element method to calculate the stress intensity factor (SIF) and the natural frequency that was affected by the stress-stiffening effect. It was calculated that the frequency of the third and fifth modes passed the excited harmonic resonance (5X and 10X) and the observed calculated critical crack length matched that of the real fractured surface.

**1. 서론**

증기터빈은 국내 석탄화력 발전소 및 복합화력 발전소의 중요 전력생산 설비 중 하나로, 증기 운동에너지를 기계적 회전에너지로 전환시켜주는 역할을 한다. 기술의 발전과 더불어 발전설비의 대용량화와 고효율화가 가속되고 있으며, 그 결과 저압터빈 최종단 블레이드 또한 대형화 되고 있다.

설비 대용량화를 실현시키기 위해서는 반드시 긴 블레이드를 필요로 하며, 저압터빈 최종단 블레이드는 플랜트 출력의 10% 전후를 담당함으로써 발전 성능을 크게 좌우하는 중요 부품 중 하나이다.

최종단 블레이드는 터빈을 구성하는 모든 블레이드 중 상대적으로 그 길이가 가장 길며, 매우 높은 원심력과 낮은 고유진동수의 특성에 따라 다양하고 복잡한 균열을 발생시켜 최종 파단되고 있다.

최근 국내 발전설비의 가동연수 증가와 잦은 기동-정지에 따라 증기터빈 주요 설비의 가동중지 사례가 빈번히 발생되고 있고, 그 중 대부분의 손상 원인이 저압터빈 블레이드에서 기인되고 있어 손상 원인에 대한 연구논문들이 발표되었다<sup>1,2)</sup>. 기존의 연구들은 피로파괴 관점에서 손상 원인을 고찰하였지만, 균열을 내재한 진동 특성과 연계된 파괴역학적 균열해석은 수행하지 못하였다. 따라서 본 연구는 균열 진전에 따른 블레이드 진동 변화와 최종 파단 임계

\* Corresponding author. Tel.: +82-32-835-8939

Fax: +82-32-835-0793

E-mail address: woerwck@incheon.ac.kr (Chang-Ki Woo).

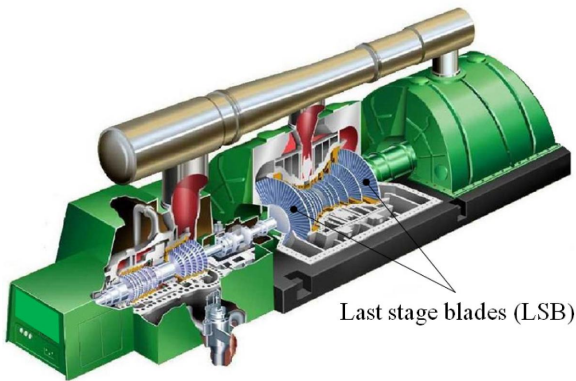


Fig. 1 Position of the last stage blades in the steam turbine

균열길이에 대한 파괴역학적 연구를 수행하였다.

터빈 블레이드 1개의 파괴는 동일단 전체 블레이드 및 콘텐서 파손을 발생시켜 대형 발전사고의 원인이 되므로 균열진전 거동 현상과 최종 파단에 이르는 임계균열길이를 계산하여야 한다. 이러한 결과는 발전설비의 정기점검 및 예방공사 시 균열의 발생 위치 및 길이의 확인, 균열 제거 및 부품 교체를 수행함으로써 설비의 건전성 확보 및 사고를 미리 예방할 수 있다.

Fig. 1은 국내 500 MW급 석탄화력 발전소 증기터빈으로 저압 터빈 최종단 블레이드(LSB)의 위치를 나타내고 있으며, 터빈을 구성하는 모든 블레이드 중 상대적으로 그 길이가 가장 긴 것을 알 수 있다.

본 연구는 원심력을 받는 증기터빈 최종단 블레이드(LSB)의 응력강성 효과와 균열 진전에 따른 고유진동수 변화 및 응력분포를 해석하여 균열 진전에 영향을 미치는 고유진동수 및 모드를 분석하였다. 또한 파괴역학적 해석을 통해 블레이드에 발생된 초기 균열에 대한 균열 진전 거동을 규명하고, 균열길이 5, 15, 25, 35 및 45 mm에서 각각 응력확대계수( $K_I$ )를 구하였다. 계산된 응력확대계수( $K_I$ )를 블레이드 재료의 평면변형률 파괴인성( $K_{IC}$ )과 비교하고 블레이드가 파단되는 파괴 임계균열길이 해석결과와 실제 취성 파단면을 비교하였다.

## 2. 손상 현상

### 2.1 터빈 및 블레이드 사양

손상된 블레이드는 복합화력 발전소의 출력 180 MW급 저압증기터빈에 사용되는 최종단 블레이드로서 분당 3,600회 회전된다. Fig. 2는 본 연구 대상인 증기터빈 최종단 블레이드의 3D 모델링 형상이며 블레이드의 각 부분에 대한 명칭을 나타내고 있다.

로터와 체결부인 블레이드 루트(root)부는 퍼트리(firtree) 타입으로서 프리스탠딩(free-standing) 형식이다. 에어포일(airfoil)부

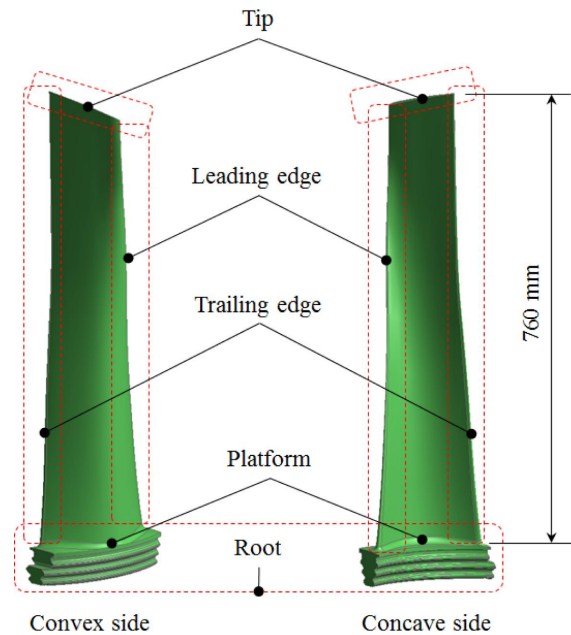


Fig. 2 Shape of the last stage blade (LSB)

Table 1 Chemical compositions of Type 422 (wt.-%)

Cr	Mo	W	Ni	Mn	Si	V	C	Fe
12.50	1.20	1.20	1.00	1.00	0.50	0.30	0.25	Bal.

Table 2 Material & Mechanical properties

Density [kg/m <sup>3</sup> ]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Tensile strength [MPa]	Yield strength [MPa]	$K_{IC}$ [MPa√mm]
7,780	217	0.32	965	758	1,739

의 길이는 플랫폼(platform)으로부터 리딩 에지 팁(leading edge tip)까지 약 745 mm이며, 로터 중심축과 블레이드 팁의 회전반경은 1,078 mm이다. 이러한 정보는 추후 유한요소해석 시 경계조건과 기본 변수로 사용하였다.

### 2.2 블레이드의 재료의 기계적 특성

파단된 블레이드의 재질을 분석한 결과 마르텐사이트계 Type 422 스테인레스 스틸 재질로 판명되었으며, 참고문헌<sup>6)</sup>을 통해 재료의 화학적 조성비 및 기계적 물성치를 Table 1, 2에 나타내었다.

### 2.3 파단 및 균열 형상

최종단 블레이드의 파단 위치는 Fig. 3과 같이 블레이드 리딩 에지 팁으로부터 135 mm 하부이다. 파단 위치에서 블레이드 전체 단면 길이는 리딩 에지에서 트레일링 에지까지 139 mm이며, 파단면 관찰 결과 연성 파괴부 43.9 mm와 취성 파괴부 95.1 mm로 구분되었다. 연성 파단면에서는 비취마크(beach mark)를 확인함

으로써 파괴의 원인이 피로파괴임을 유추할 수 있었다.

파단된 블레이드 주위 블레이드들에 대해 비파괴검사를 수행한 결과, Fig. 4 같이 동일단 모든 블레이드에서 같은 위치에 균열이 진전되고 있음을 확인하였다. 블레이드에 발생된 균열길이를 측정 한 결과 Table 3과 같이 컨케이브(concave) 방향 균열길이가 13.7 mm로 컨벡스(convex) 방향 균열길이 5.8 mm보다 긴 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 블레이드가 받는 응력에 의해 균열선단에 가해지는 응력확대계수가 동일하지 않음을 유추할 수 있으며 파괴해

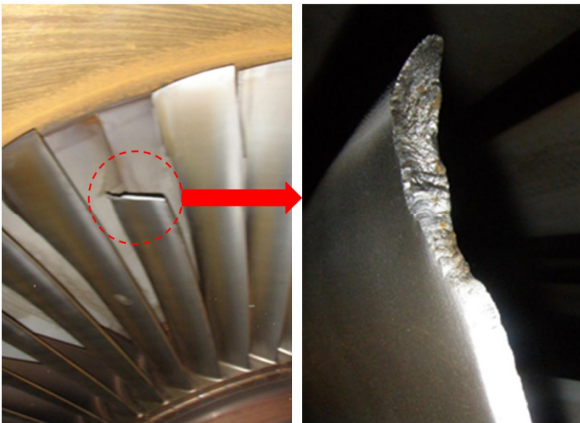


Fig. 3 Fractured blade



Fig. 4 Crack position on the last stage blade<sup>[2]</sup>

Table 3 Crack position and length

Position		135.0 mm (from tip)
Root type		Axial entry
Length	Convex	5.8 mm
	Concave	13.7 mm

석 시 검증되어야 할 부분이다.

### 3. 손상 원인 분석

#### 3.1 전산해석을 위한 3D 모델링

유한요소해석 시 메쉬 생성의 용이 및 해석시간을 단축하기 위해 모델링을 단순화하면 신뢰성 있는 해석결과를 얻기 힘들다. 따라서 정확한 해석결과를 위해서는 필수적으로 정확한 솔리드 모델링이 필요하다. 하지만 국내 발전설비 터빈은 대부분 외국 제작사에 의해 수입된 것으로 제작사에서는 치수가 있는 핵심부품의 도면을 제공하지 않는다. 이러한 이유로 현품 저압터빈 최종단 블레이드에 대해 역설계 방법인 비접촉식 3D 스캐닝을 통해 포인트 데이터를 취득하고, Fig. 2와 같이 3D 솔리드 모델링하여 유한요소 프로그램에 업로드하였다.

#### 3.2 응력강성 효과에 따른 진동 특성

신뢰성 있는 해석을 위해서는 블레이드 체결부의 경계조건과 가해지는 하중의 종류 및 부여방법이 중요하다. 저압터빈 최종단 블레이드는 터빈을 구성하는 모든 블레이드 중 상대적으로 그 길이가 가장 길어 원심력을 가장 많이 받게 되고 따라서 동특성의 변화를 가져온다.

실제 3,600 rpm 정상운전 중 블레이드는 체력인 원심력을 받아 로터휠부와 블레이드 퍼트리부가 별도의 용접이나 체결볼트 없이 구속되는 조건을 적용하였다. 또한 회전반경은 로터 중심으로부터 블레이드 팁까지 1,078 mm, 재질의 물성치는 Table 2를 이용하여 해석하였다. 모드해석 시 블레이드와 로터의 체결조건은 각각 고정 상태 조건을 부여하고, 원심력이 없는 경우를 Case 1, 체력인 원심력 부여조건을 Case 2로 하였다.

해석결과 Case 1, 2의 1~6차 고유진동수는 Table 4와 같으며, 원심력을 받는 블레이드의 모드별 고유진동수가 전반적으로 증가됨을 확인할 수 있었다. 이러한 원인은 원심력에 의한 응력강성 효과임을 확인할 수 있었고, 가진 하모닉 주파수 대역에는 근접하지

Table 4 Natural frequency according to stress-stiffening effect

Mode	Case 1	Case 2	Increasing rate [%]
1st	80.04	136.22	70.19
2nd	166.52	218.53	31.23
3rd	270.93	310.13	14.47
4th	336.10	413.26	22.96
5th	556.09	615.03	10.60
6th	590.84	630.56	6.72

않음을 알았다.

Fig. 5의 Case 2는 균열이 없는 블레이드에서 차수에 따른 모드 형상과 응력분포 상태를 나타내고 있다. 1, 2차 모드는 회전방향으로 밴딩 모드(bending mode)이며, 그에 따른 응력분포를 나타내고 있다. 3차 모드는 트위스트 모드(twist mode)로 Table 3에서 실제 균열이 발생하는 위치와 동일한 지점에서 응력이 집중됨을 알 수 있어 균열 발생 원인임을 판단할 수 있다. 4, 5차 모드는 1, 2차 밴딩 모드의 2차 모드이며, 6차 모드는 3차 모드의 2차 트위스트 모드이다.

Table 4와 Fig. 5의 Case 2에서 3차 고유진동수 310.13 Hz가 5X 하모닉 공진주파수에 근접하고 있고, 응력분포에 있어서도 실제 균열이 발생한 위치에서 최대응력이 집중되는 것을 알

수 있으므로 고주기 피로로 인한 균열 발생 가능성을 판단할 수 있었다.

### 3.3 균열 진전에 따른 진동 특성

블레이드에 발생된 균열에 대해 임의의 균열길이 5, 15, 25, 35 및 45 mm를 Case 3, Case 4, Case 5, Case 6 및 Case 7로 정의하고 3D 솔리드 모델링하여 모드해석을 수행하였다. 균열 진전에 대한 각각의 고유진동수를 해석한 결과는 Table 5와 같다. 블레이드에 균열이 없는 경우(Case 2) 3차 모드의 고유진동수는 310.13 Hz에서 균열이 진전됨에 따라 다른 차수의 고유진동수보다 현격히 낮아져 균열길이 45 mm(Case 7)에서 245.44 Hz임을 알 수 있다. 이러한 결과는 3차 모드에서 균열이 15 mm에서 25 mm로 진전됨에 따라 가진 하모닉 공진주파수 성분인 300 Hz (5X) 공진영역을 통과하게 되고, 균열 선단부에 공진응력을 발생시켜 균열 진전을 촉진할 것으로 판단된다.

Fig. 6에서 균열이 없는 블레이드(Case 2)의 고유진동수가 균열 진전(Case 7)에 따라 변화됨을 그래프로 나타낸 것으로 균열 진전에 따른 3차 모드와 5차 모드의 고유진동수가 가진 하모닉 공진주파수인 300 Hz (5X)와 600 Hz (10X) 영역을 각각 통과하고 있는 모습을 보여주고 있다. 6차 모드의 고유진동수는 600 Hz에 접근하고 있음을 알 수 있다. 이상과 같이 균열 진전에 따라 블레이드의 3, 5 및 6차 고유진동수는 균열 진전을 촉진시키는 원인임을 유추할 수 있다.

균열 진전에 따른 블레이드의 모드해석 시 고유진동수뿐 아니라 각 진동 모드 형태에서 응력분포를 관찰할 필요가 있다. 일단 블레이드에 균열이 발생되면 잦은 기동-정지에 의해 초기 균열이 진전하게 되고, Fig. 5의 Case 7 결과와 같이 균열 선단부에 있어 모든 고유진동수에서 최대응력분포를 나타냄을 알 수 있다. Table 5의 결과와 같이 균열이 진전하면서 특정 모드의 고유진동수는 낮아지고, 가진 하모닉 공진영역을 통과하면서 더욱더 균열 진전됨을 추론할 수 있다.

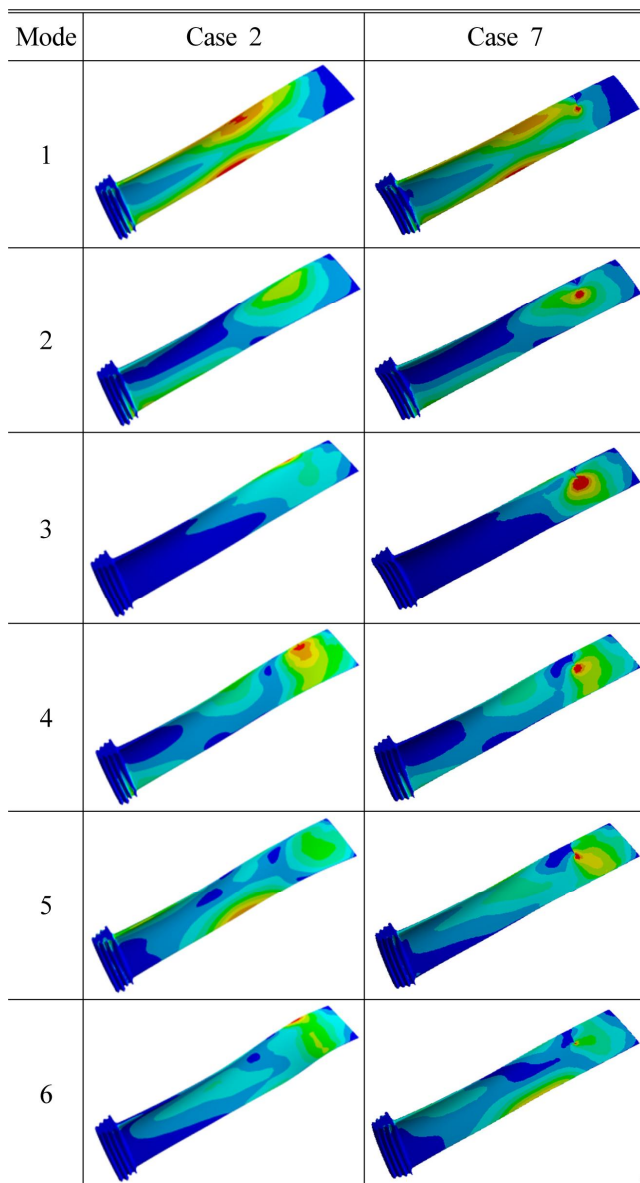


Fig. 5 Stress distribution according to the mode shapes

Table 5 Natural frequency according to the crack propagation

Mode	Frequency [Hz]					
	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
1st	136.22	136.18	136.08	135.92	135.74	135.50
2nd	218.53	218.38	218.28	217.25	215.84	213.36
3rd	310.13	309.08	298.28	284.49	267.78	245.44
4th	413.26	413.06	412.45	408.86	402.88	393.85
5th	615.03	614.88	616.43	614.16	608.19	598.84
6th	630.56	629.82	624.88	617.26	611.97	606.28

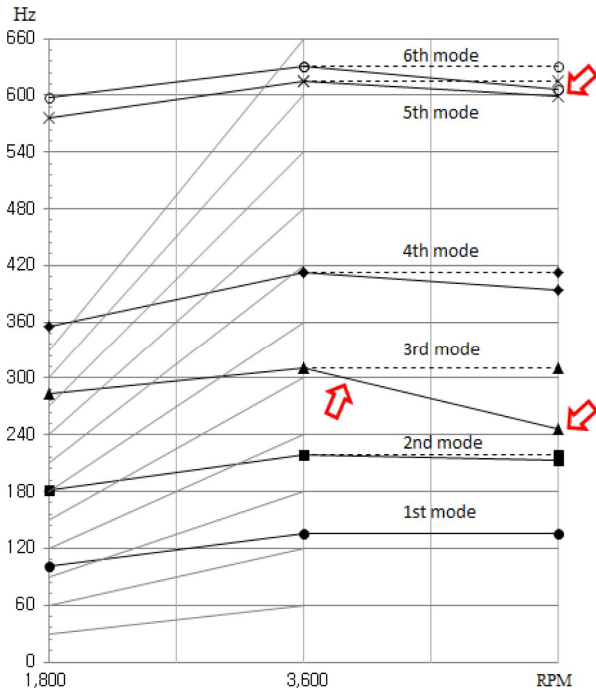


Fig. 6 Campbell diagram of the natural frequency shift according the crack propagation

### 3.4 균열해석의 신뢰성

해석 프로그램 검증을 통한 해석결과의 신뢰성을 확보하기 위해 ASTM E 399<sup>[7]</sup>의 시험방법에 의해 계산된 결과와 해석에 의해 계산된 응력확대계수  $K_I$ 를 비교 검증함으로써 해석의 신뢰성을 확보하였다.

ASTM E 399에서 규정하는 시편은 Fig. 7과 같으며, 이때 파괴인성  $K_{IC}$ 는 식 (1)에 의해 구할 수 있다.

$$K_{IC} = \frac{P}{B\sqrt{W}} \frac{2+a}{(1-a)^{3/2}} \cdot (0.886 + 4.64\alpha - 13.32\alpha^2 + 14.72\alpha^3 - 5.64\alpha^4) \quad (1)$$

여기서,  $\alpha = a/W \geq 0.2$ 이고,  $P = 10$  kN,  $a = 30$  mm,  $W = 60$  mm,  $B = 12$  mm일 때, 계산된 평면변형률 파괴인성  $K_{IC} = 971$  MPa  $\sqrt{\text{mm}}$ 이다.

유한요소해석을 위해 ASTM 계산에 적용된 변수  $a$ ,  $W$  및  $B$ 를 동일하게 적용하여 3차원 솔리드 모델링하고 메쉬를 나누었다. 메쉬는 프로그램 특성에 따라 육면체 요소를 사용하였으며, 균열 선단부에 대해 0.3 mm 크기의 조밀 메쉬를 적용하여 노드(node) 263,936개, 요소(element) 73,738개의 메쉬를 구성하였다.

시험 시편의 부하는 상하 양쪽 홀에  $P = 10,000$  N의 하중을 각각 부여하여 해석하였다. Fig. 8은 시편에서 균열 선단의 모습과 최대, 최소 응력확대계수를 나타내고 있으며, Fig. 9는 균열 선단부 두께에 따른 응력확대계수를 나타내고 있다. 평면응력이 작용하는 시편

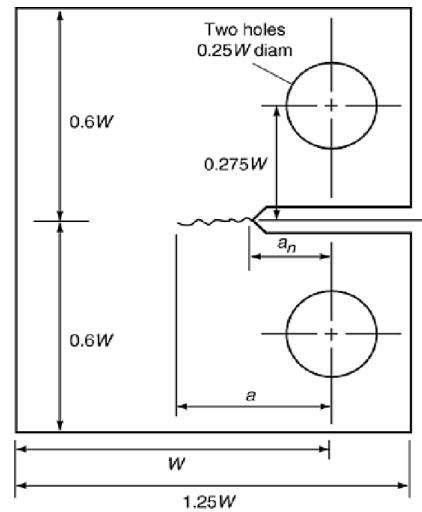


Fig. 7 ASTM standard compact tension specimen (CT)

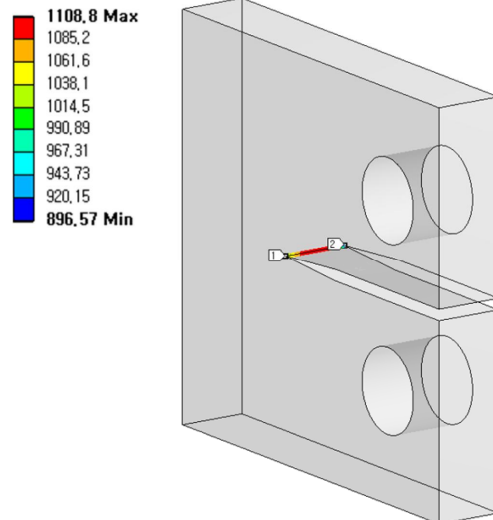


Fig. 8 Stress intensity factor on the specimen

두께의 가장자리 응력확대계수  $K_I = 882$  MPa  $\sqrt{\text{mm}}$ 이며, 평면변형률이 작용하는 중앙부 응력확대계수  $K_I = 1,099$  MPa  $\sqrt{\text{mm}}$ 로 계산되었다.

해석결과 응력확대계수 최대값이 ASTM 규정에 의해 계산된 값  $K_{IC} = 971$  MPa  $\sqrt{\text{mm}}$ 와 비교하여 13% 높게 계산되었으므로 원 인 규명을 위한 지속적인 연구가 필요하다. 하지만 실제 ASTM 계산 값은 시편의 두께 증가에 따른 평면변형률 파괴인성치의 최소 값을 나타낸 것이므로, 해석결과에 따른 오차 범위보다 더 작을 것으로 판단됨으로써 이후 블레이드 파괴 임계균열길이 해석결과의 신뢰성을 확보하였다.

### 3.5 응력확대계수 해석

Fig. 10과 같이 블레이드에 길이 5, 15, 25, 35 및 45 mm의

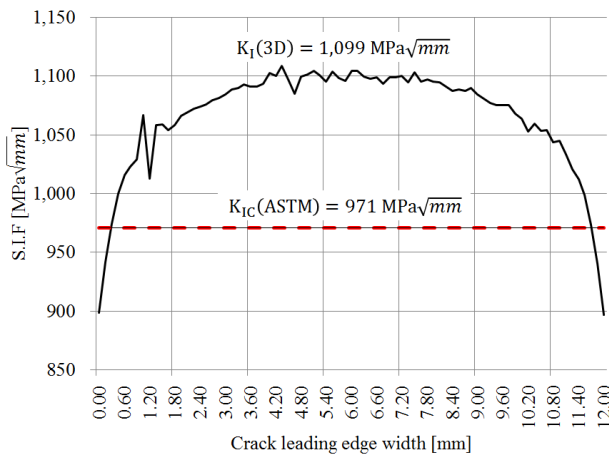


Fig. 9 Comparison between  $K_I$  (3D) and  $K_{IC}$  (ASTM)

Table 6 Stress intensity factor according to the crack length

Crack length [mm]	Stress intensity factor (S.I.F)
5	316
15	607
25	936
35	1,381
45	1,774

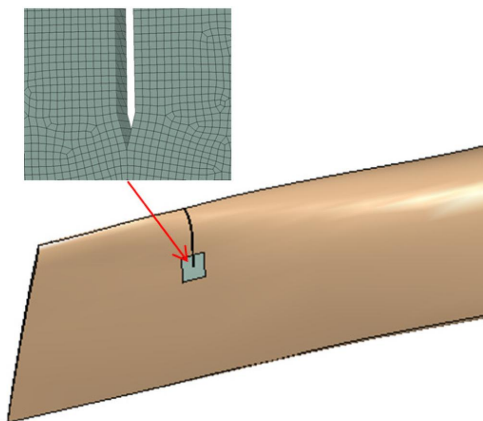
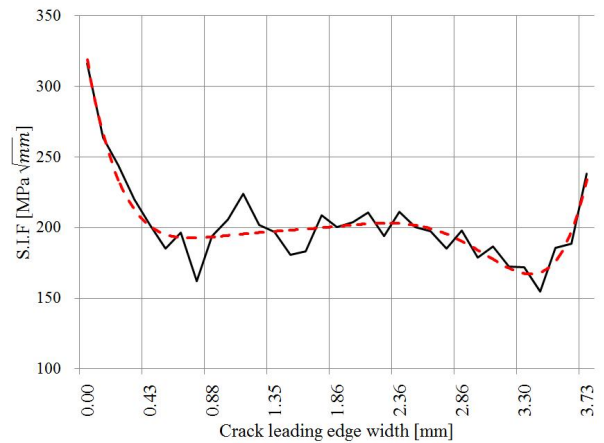


Fig. 10 Crack 3d modeling and mesh in the blade modeling

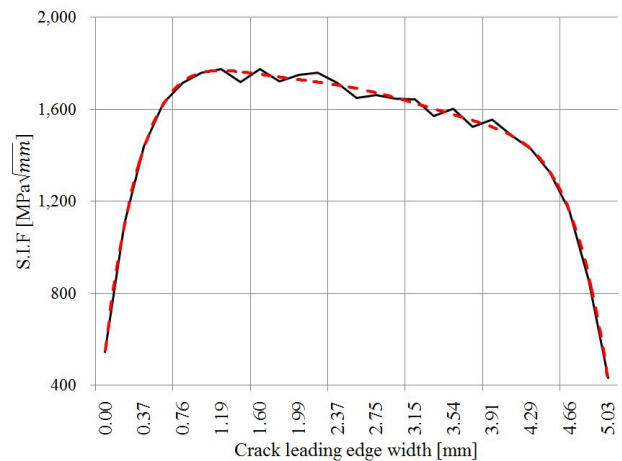
균열을 솔리드 모델링을 하여 각각의 응력확대계수를 구하였다.

균열길이 5 mm에서 균열 선단 길이에 따른 응력확대계수는 Fig. 11(a)와 같고, 이 계산 값을 커브피팅 하였다. 그래프는 균열 선단에 있어 컨케이브와 컨벡스 방향에 상이한 응력확대계수 값을 나타내고 있고, 이러한 결과는 Table 3과 같이 컨케이브와 컨벡스 방향에서 측정된 균열길이 차이의 원인이 잘 설명되어진다.

Fig. 11(b)는 균열길이 45 mm로 진전됨에 따라 균열 선단 중앙부에 응력확대계수가 가장 높음으로 소성 구속에 의하여 균열이 진전하고, 실제 파단면에서도 고르게 발생된 비취마크 현상을



(a) Crack length 5 mm



(b) Crack length 45 mm

Fig. 11 Curve fitting of the stress intensity factor

잘 설명하고 있다.

Table 6은 균열이 진전함에 따라 최대 응력확대계수가 증가되는 결과를 보여주고 있다. 균열길이 45 mm에서 응력확대계수  $K_I = 1,774 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$ 가 블레이드 재질의 평면변형을 파괴인성  $K_{IC} = 1,739 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$ 를 상회하고, 실제 파단된 블레이드의 취성파단 발생 균열길이 43.9 mm로 유사함으로써 해석을 통한 파괴 임계균열길이 계산의 신뢰성을 입증하였다.

#### 4. 결론

균열을 내재한 저압터빈 최종단 블레이드의 진동 특성과 피로파괴를 일으키는 임계균열길이에 대해 유한요소해석을 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

균열 원인으로 블레이드 균열이 없을 시 3차 고유진동수 310.13 Hz가 가진 하모닉 공진주파수인 300 Hz (5X)에 근접해 있고, 3차 모드 응력집중 위치와 실제 발생된 균열의 위치가 일치함으로써

고주기 피로파괴임을 알 수 있다. 일단 균열이 발생되면 복합화력 운전 특성상 잦은 기동-정지에 의해 균열은 진전되고 균열길이가 증가될수록 블레이드의 고유진동수는 저하됨을 알았다.

블레이드 선단으로부터 15~25 mm 균열 진전 시, 3차, 5차 고유진동수는 각각 300 Hz (5X), 600 Hz (10X)의 가진 하모닉 공진주파수 대역을 통과하고, 6차 고유진동수는 10X 가진 하모닉 주파수에 근접함으로써 균열 진전을 촉진시키는 요인으로 판단할 수 있다. 응력확대계수를 이용한 파괴해석 결과 Table 3의 실제 균열 형상과 Fig. 11(a)의 응력확대계수 커브피팅한 결과가 일치함으로써 초기 균열의 거동이 컨벡스 보다 컨케이브 방향으로 먼저 진전함을 설명할 수 있다.

균열길이 5, 15, 25, 35 및 45 mm 경우에 대해 각각 파괴해석을 수행하여 응력확대계수를 계산하였다. 균열길이 45 mm에서 응력확대계수  $K_I = 1,774 \text{ MPa} \sqrt{\text{mm}}$  가 블레이드 재료의 평면변형률 파괴인성  $K_{IC} = 1,739 \text{ MPa} \sqrt{\text{mm}}$  를 상회하고, 실제 파단된 블레이드의 취성파단 발생 균열길이가 43.9 mm로 유사함으로써 해석을 통한 파괴 임계균열길이 계산의 신뢰성을 입증하였다.

본 연구는 균열을 내재한 블레이드에서 균열 진전을 촉진시키는 주파수 요인을 고찰하고, 균열 진전에 의한 최종 파괴 임계균열길이를 계산함으로써 블레이드의 파단수명 예측에 대한 기술적 기반을 확보하였다.

## 후 기

이 논문은 2016년도 인천대학교 자체연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

## References

- [1] Song, G. W., Choi, W. S., Kim, W. J., Jung, N. G., 2013, Damage Analysis for Last-stage Blade of Low-pressure Turbine, KSME, 37:12 1153-1157.
- [2] Youn, H. C., Woo, C. K., Hwang, J. K., 2015, Fatigue Damage Analysis of a Low-pressure Turbine Blade, KSME, 39:7 713-720.
- [3] Youn, H. C., Woo, C. K., 2015, Cause of Fatigue Failure of the First Blade of 100-MW Gas Turbine, KSMTE, 24:6 632-638.
- [4] Yoon, K. B., Ma, Y. W., Kim, Y. I., Cha, S. J., Kim, Y. J., 2005, Failure Analysis of Gas Turbine Compressor Blades, Proceedings of KSME 2005 Spring Annual Meeting, 85-90.
- [5] Yun, W. N., Kim, J. S., 2010, Investigation of High Cycle Fatigue Crack of the Gas Turbine Compressor Blade Using Finite Element Analysis, KSPE, 27:12 107-112.
- [6] Kattus, J. R., 1973, Aerospace Structural Metals Handbook, 2:Code 1403 1-17.
- [7] ASTM, 2004, Standard Test Methods for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials, E399-90.