

실 운전조건을 고려한 가스터빈 블레이드 수명평가<sup>§</sup>최우성<sup>\*†</sup> · 송기욱<sup>\*</sup> · 장성용<sup>\*</sup> · 김범수<sup>\*</sup>

\* 한전 전력연구원 발전연구소

## Life Assessment of Gas Turbine Blade Based on Actual Operation Condition

Woo Sung Choi<sup>\*†</sup>, Gee Wook Song<sup>\*</sup>, Sung Yong Chang<sup>\*</sup> and Beom Soo Kim<sup>\*</sup>

\* Power generation Laboratory, KEPCO Research Institute.

(Received March 21, 2014 ; Revised June 27, 2014 ; Accepted June 28, 2014)

**Key Words:** Gas Turbine(가스 터빈), Blade (블레이드), FSI Analysis (연성해석), Life Assessment (수명 평가)

**초록:** 가스터빈 블레이드는 증기터빈 블레이드와 달리 냉각홀 및 냉각유로를 포함한 복잡한 형상으로 되어 있으며 복합화력의 운전특성에 따라 반복적이거나 지속적인 열-기계 하중 조건 하에서 운전된다. 따라서 블레이드는 운전시간에 따라 균일하지 못한 온도 분포나 응력 분포를 보이며, 이는 크리프나 열-기계 피로 손상을 유발하며, 결국 가스터빈 블레이드의 수명을 단축시킨다. 결국 다양한 운전 조건에 따라 발생하는 응력을 정확하게 계산하는 것은 설비의 신뢰성을 보장하고 나아가 블레이드와 같은 고온 부품의 정확한 수명을 평가하는데 무엇보다 중요하다. 최근 들어 컴퓨터 기능이 좋아지고 상용 소프트웨어의 성능이 향상되어 실증 시험에 대한 대안으로 유동, 열 및 구조해석을 연결하는 전산해석이 많이 사용되고 있다. 본 논문에서는 가스터빈 실 운전조건을 고려하여 유동-열-구조 해석 기법을 연계하는 유체-구조 연성해석을 통해 블레이드 온도 및 응력분포를 계산하였다. 또한 해석 결과를 토대로 대표적인 손상기구인 크리프 및 열-기계 피로 손상 모델을 이용하여 블레이드의 수명을 평가하였다.

**Abstract:** Gas turbine blades that have complex geometry of the cooling holes and cooling passages are usually subjected to cyclic and sustained thermal loads due to changes in the operating characteristic in combined power plants; these results in non-uniform temperature and stress distributions according to time to gas turbine blades. Those operation conditions cause creep or thermo-mechanical fatigue damage and reduce the lifetime of gas turbine blades. Thus, an accurate analysis of the stresses caused by various loading conditions is required to ensure the integrity and to ensure an accurate life assessment of the components of a gas turbine. It is well known that computational analysis such as cross-linking process including CFD, heat transfer and stress analysis is used as an alternative to demonstration test. In this paper, temperatures and stresses of gas turbine blade were calculated with fluid-structural analysis integrating fluid-thermal-solid analysis methodologies by considering actual operation conditions. Based on analysis results, additionally, the total lifetime was obtained using creep and thermo-mechanical damage model.

## 1. 서론

최근 급속한 산업의 발달로 인한 공해, 지구 온난화 등의 문제로 인해 가스터빈을 이용한 발전 설비의 증가는 세계적인 추세이며, 고효율 대용량 가스터빈 제작을 위하여 각국에서 경쟁적으로 연

구하여 새로운 형식의 가스터빈이 계속 개발되고 있다. 2009 년 기준 산업용 가스터빈의 유지보수 시장은 제품 시장의 40% 규모이며, 2018 년까지 연평균 3.7%의 성장세를 기록할 전망이다.<sup>(1)</sup>

대용량 가스터빈 유지보수에서 핵심 부품인 블레이드는 기동 시 고온고압의 가스와 직접 접촉하게 되고 고속으로 회전하게 되는 등 혹독한 환경에 노출되어 있어 가스터빈의 성능과 수명에 상당한 영향을 미치게 된다. 따라서 가스터빈 블레이드를 설계하기 위해서는 충분한 강도를 가진 재질을 선정하여 온도 및

<sup>§</sup> 이 논문은 2014 년도 대한기계학회 신뢰성부문 춘계학술대회 (2014. 2. 26.-28., 제주대) 발표논문임

<sup>†</sup> Corresponding, woosung@kepcoco.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

시간 변화에 따른 재료 특성 변화는 물론 응력 및 변형에 대한 해석을 통해 기계적 성질 변화와 대하여 고찰할 필요가 있다.<sup>(2)</sup> 또한 터빈 블레이드 손상의 정확한 원인을 규명하기 위하여 고온고압 가스의 유동 해석 및 열 전달 및 응력해석을 고려한 유체-구조 연성해석을 통해 손상 기구에 따른 설비의 수명을 정량화하여 실제 현장에서 발생하는 복합적인 손상에 대하여 연구해 볼 필요가 있다.<sup>(3)</sup> 현재까지 국내에서는 가스터빈에 대한 일부의 연구가 진행되었으며, 유동, 열 전달, 구조해석까지 고려한 연성해석 및 수명평가까지 연계한 연구는 충분하지 않다.

본 연구에서는 1, 2 단 가스터빈 블레이드를 대상으로 유동-열전달-구조-수명평가를 연계한 전산 해석을 수행하고 크리프 및 열-기계피로 손상기구를 고려하여 수명을 평가하고자 한다.

## 2. 연성해석

### 2.1 운전 조건

복합화력 가스터빈의 일반적인 운전 조건은 Fig. 1 과 같으며 출구 온도를 기준으로 시간대별 특성을 고려해 구분하면 6 단계로 나눌 수 있다.<sup>(4)</sup>

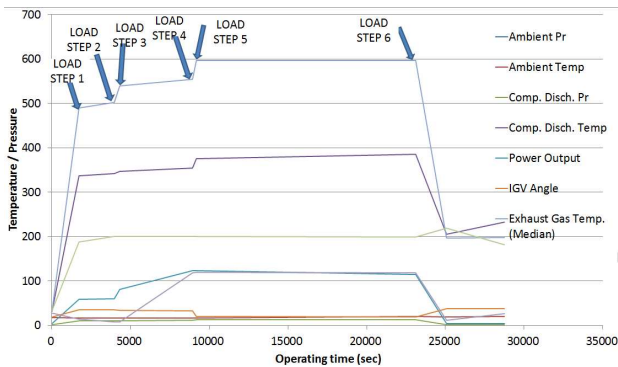


Fig. 1 Typical operating condition

실제 발전소의 제어 및 관리시스템에서는 안정적인 연소를 위한 공기, 연료량 및 냉각공기 유량, 온도 등을 감시하지만 가스터빈 블레이드 및 베인과 인접한 영역에서의 온도, 압력 등 열역학적 정보를 직접적으로 제공하지 않는다. 따라서 최대 출력시 가스터빈 출구단에서의 배기 가스 온도가 최대인 시간을 정상상태 조건으로 가정하고 정상상태 해석을 수행하고 Fig. 1 에서와 같이 load step 1 부터 load step 6 까지의 하중단계를 정상상태 조건 대비 저하 정도로 반영하여 과도 해석을 수행한다.

### 2.2 연성해석 절차

본 연구에서는 동서발전 울산화력발전소에서 사용중인 W501F 가스터빈 블레이드 1 단과 2 단을 대상으로 역설계를 통해 3 차원 형상 측정 및 해석 모델을 만들고 Fig. 2 과 같이 연성해석을 수행하였다. 연소기 출구에서의 온도 및 압력 프로파일을 이용해서 유동해석을 수행하고 블레이드에 인접한 유동해석 결과를 이용해 외부 열전달계수를 계산하고 블레이드 내부 냉각유로의 형상에 대한 열전달계수를 추가적으로 반영하여 열전달해석을 수행한다. 열전달해석에서 블레이드 내부 및 표면에서의 온도분포를 구하면 이후 기계하중을 고려해 구조해석을 수행하여 응력 및 변형률을 구하였다. 그리고 최종적으로 손상기구에 따른 손상 모델을 이용하여 수명소비율을 계산한다.<sup>(5)</sup>

### 2.3 유동해석

1, 2 단 가스터빈 블레이드의 온도, 열전달계수 및 온도 분포를 예측하기 위하여 유동 해석을 수행하였다. 유동해석의 경우 상용 해석 프로그램인 ANSYS 13.0 CFX 를 사용하였고 1,2 단 베인 및 블레이드를 포함한 결합 모델에 대한 유동장 모델링을 위해 8 면체 요소 10,777 개를 사용하였다.

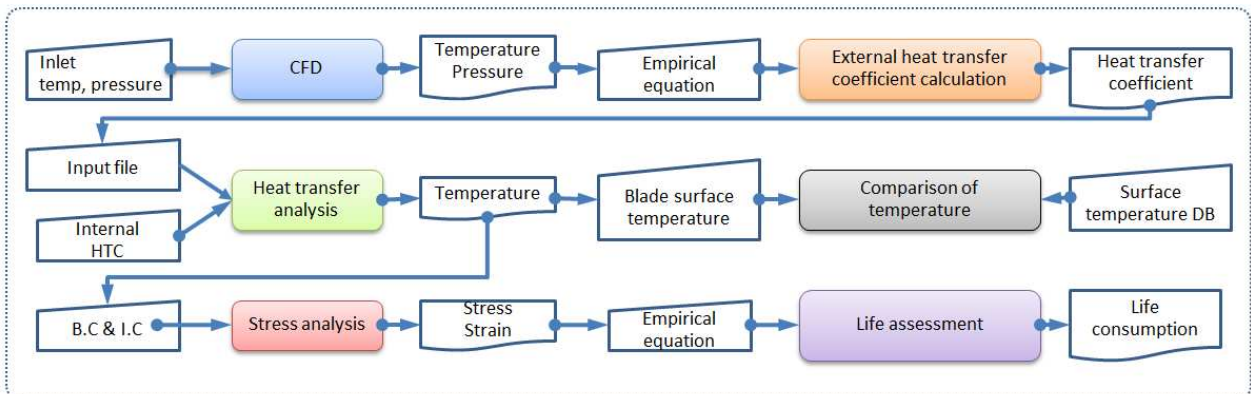


Fig. 2 FSI analysis process for gas turbine blade

유동해석 입구 조건의 경우 연소기 출구에서의 정확한 온도, 압력 프로파일을 구할 수 없기 때문에 설계값을 기준으로 Fig. 3 과 같이 온도 및 압력 형상 그래프를 이용하여 계산하였다.<sup>(6)</sup>

2.4 열 전달 계수 계산 및 열전달 해석

가스터빈 수명평가를 위해 가장 중요한 부분은 블레이드 내부 및 표면의 온도를 정확하게 예측하는 것이다.<sup>(2)</sup> 본 연구에서는 유동해석에서 구한 온도와 압력값을 이용해 블레이드 표면과 인접한 유동의 열전달계수를 다시 계산하고, 별도로 내부 냉각유로에 대해서는 유로 형상에 대한 실험식을 사용해 열전달계수를 계산하였다. Fig. 4 에서처럼 압력측(Pressure side), 흡입측(Suction side) 및 전연부(Leading edge)를 정의하고 블레이드 압력측 및 흡입측은 평판 난류모델에 기반한 식 (1)을 사용하고, 블레이드 전연부는 실린더 외부 유동 모델에 기반한 식 (2)를 사용하여 열전달계수를 계산한다.<sup>(7)</sup>

$$h = \frac{k}{s} 0.0296 Re_s^{4/5} Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$h = \frac{k}{D} 1.14 Re_D^{1/2} Pr^{2/5} \left[ 1 - \left( \frac{\theta}{90^\circ} \right)^3 \right] \quad (2)$$

여기서

- $k$  : 유체 열전도도
- $s$  : 블레이드 표면 길이
- $Re$  : 레이놀즈 수
- $Pr$  : 프렌틀 수
- $D$  : 블레이드 전연부 곡률에서의 직경
- $\theta$  : 정체점에서 전연부의 각도

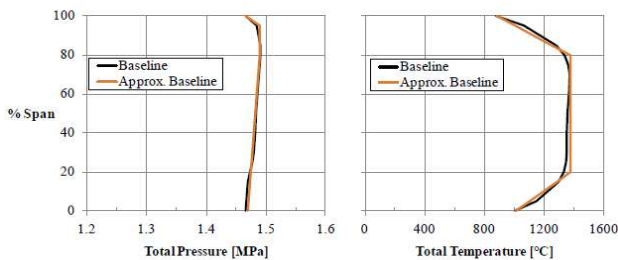


Fig. 3 Pressure and temperature profile

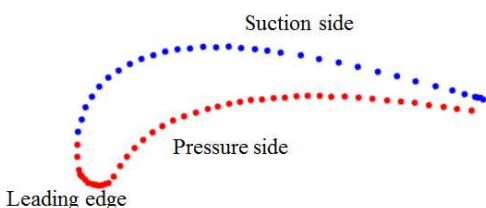


Fig. 4 Pressure and suction side of the blade

식 (1) 및 식 (2)에서 레이놀즈 수 계산하는데 필요한 가스 유량의 밀도, 속도 및 표면에서의 길이 등은 유동해석 해로부터 나온 결과 값들을 사용한다. 한편 블레이드 끝단에서의 열전달계수는 Fig. 5 의 형상 정보를 기준으로 식 (3)을 사용하여 블레이드 팁에 대한 열 전달 계수를 구한다.<sup>(8)</sup>

$$h = \frac{k}{c} \left( \frac{c}{w} + 0.04 \right) Re^{0.5} \left( \frac{D}{w} \right)^{0.22} \quad (3)$$

1 단 블레이드에는 막냉각 홀이 존재하기 때문에 냉각 홀 직경  $D$ , 간격  $s$  및 홀의 각도  $\alpha$  등을 이용한 식 (4)로부터 막냉각에서의 열전달계수를 계산할 수 있다.<sup>(9,10)</sup>

$$h_{film} = f \left( M, I, DR, PR, Tu, \frac{s}{D}, \frac{x}{D} \right) \quad (4)$$

Fig. 6 은 pin-fin 형태의 후단부 냉각 유로 및 ribbed passage 형태의 내부 냉각 유로의 형상을 나타낸 것이다. Pin-fin 에서  $w$  는 질량 유량,  $H$  는 핀 높이,  $W$  는 채널 너비,  $L$  은 pin-fin 통로 길이를 나타내고 ribbed passage 에서  $H$  는 채널 높이,  $W$  는 넓이,  $D$  는 채널 직경을 나타낸 것으로  $x/D$  및  $P/e$  에 대하여 식 (5)와 식 (6)을 사용하여 각각의 열 전달 계수를 계산한다.<sup>(11,12)</sup>

$$h = \frac{k}{D} 0.135 Re_D^{0.69} \left( \frac{x}{D} \right)^{-0.34} \quad (5)$$

$$h = \left( \frac{k}{D}, Re, P, e, H, W \right) \quad (6)$$

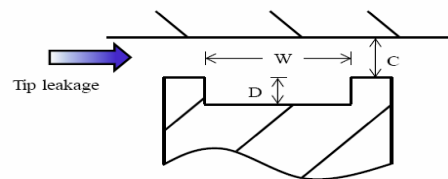


Fig. 5 HTC calculation of blade tip

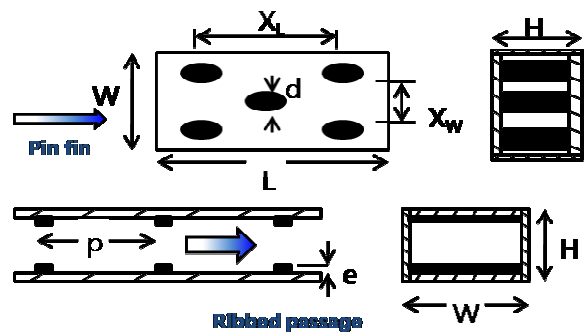


Fig. 6 HTC calculation of ribbed passage and pin fin

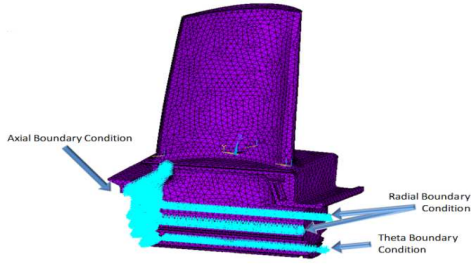


Fig. 7 Boundary condition of blade

2.6 응력 해석

가스터빈 블레이드의 응력을 해석하기 위해 열 전달 해석 결과인 온도값, 유동해석에서의 압력 값 및 시간에 따른 가스터빈 회전수를 하중 및 경계조건으로 적용하였다. 해의 정확성을 보장하면서 해석시간을 줄이기 위해 요소크기를 3 ~ 20mm 까지 변경하며 해석을 수행하였고, 해석결과가 일정값으로 수렴하기 시작하는 요소 크기 5mm 를 결정하고 623,864 개 요소로 모델링하였다. 가스터빈 로터부와의 접촉을 고려하여 블레이드의 구속 조건은 Fig. 9 와 같이 한쪽의 블레이드 루트를 고정시킨 축 방향 구속, 블레이드 루트 하부를 고정시킨 회전 방향 구속, 그리고 블레이드 상부의 접촉면을 고정한 반경 방향 구속 조건을 적용하였다. 또한 실운전 조건을 기준으로 시간에 따른 터빈의 회전속도를 부가하여 원심하중을 반영하였다. 터빈 블레이드 1, 2 단에 작용하는 압력 하중은 유동 해석 결과를 사용하였고 열하중은 열전달 해석에서 구한 블레이드 온도 분포를 적용하였다.

2.7 수명평가

응력해석이 완료되면 해석 결과 중 최대 등가변형률을 이용하여 크리프 및 열-기계 피로 수명을 계산할 수 있다. 시간에 따른 크리프 변형률 곡선과 관련하여 변형률과 수명과의 관계식을 이용해 크리프 수명을 계산할 때 X.J.Wu (1996)이 제안한 다음 식을 이용한다. (13)

$$t = \frac{1}{M \dot{\epsilon}_i} \ln [M (\epsilon - \epsilon_o) + 1] \tag{6}$$

$$\dot{\epsilon}_i = A_o \exp \left[ -\frac{\Delta G}{kT} \right] \sinh \left[ \frac{V(\sigma - \sigma_o)}{kT} \right]$$

식 (6)에서 M 은 전위 관련 변수, t 는 시간,  $\epsilon$  는 정상상태 변형률 변화 정도이다. 또한  $A_o$  는 매개변수,  $\Delta G$ 는 활성화 에너지, V 는 활성화 부피,  $\sigma_o$  는 회복 응력, 볼츠만 상수 k 는 1.38E-23J/K 이며, T 는 절대 온도이다.

Table 2 Definition of input parameter

$A_o$ (hr-1)	G (J)	V (m <sup>3</sup> )	$\sigma_o$ (MPa)	M
4.22E12	6.89E-19	2.063E-28	0	400

Table 3 Parameters of thermal fatigue life model

A	B
3.67E-8	-4.76

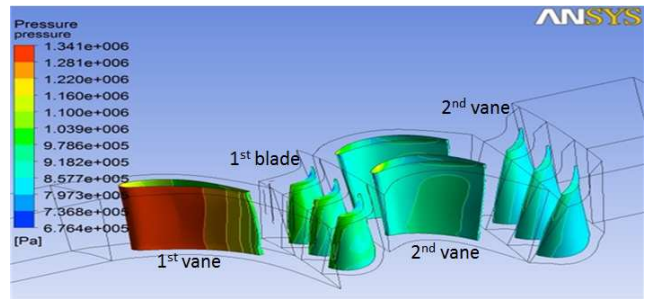


Fig. 8 Pressure result of flow analysis

한편 식 (6)에 사용된 변수값은 Table 2 와 같다.

사이클에 따른 변형률 곡선과 관련하여 변형률과 사이클 수명과의 관계식을 이용해 열-기계 피로 수명을 계산할 때 Ogata (2010)이 제안한 다음 식을 이용한다. (14)

$$N_f = A \cdot \Delta \epsilon_{eq}^B \tag{7}$$

식 (7)에서  $N_f$ 는 사이클 수명,  $\Delta \epsilon_{eq}$ 는 등가 변형률, A 와 B 는 재료에 따른 변수로서 실험 데이터를 기반으로 선형회귀방법을 통해 구할 수 있으며 블레이드 1 단 소재인 CM247LC 에 대한 변수값은 다음의 Table 3 과 같다.

3. 해석 결과

3.1 유동해석 결과

고온가스 경로상의 블레이드 외부의 압력과 온도값을 예측하기 위한 유동해석 결과는 Fig. 8 과 9 이다. 1 단 베인에서의 압력 및 온도는 최대 1.34MPa 와 1,536K 를 갖고 블레이드 1 단과 2 단 베인을 거치면서 0.67MPa 및 1,275K 로 저하되는 것을 볼 수 있다. 유동해석 결과에서 1 단 블레이드 중간부에서의 형상 및 위치에 따른 온도값을 추출하여 열전달 계수를 계산하고 열전달 해석의 경계조건으로 사용한다. 한편 압력 결과는 응력 해석의 하중 조건으로 사용한다.

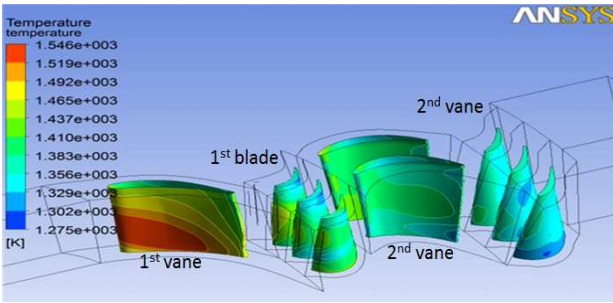


Fig. 9 Temperature result of flow analysis

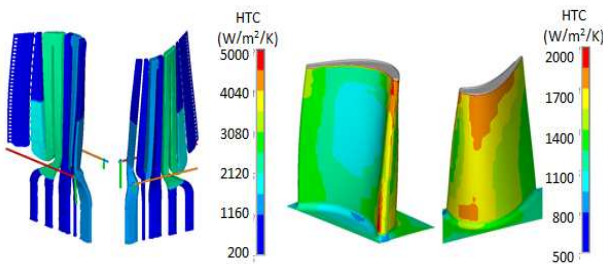


Fig. 10 Heat transfer coefficient by steady-state analysis

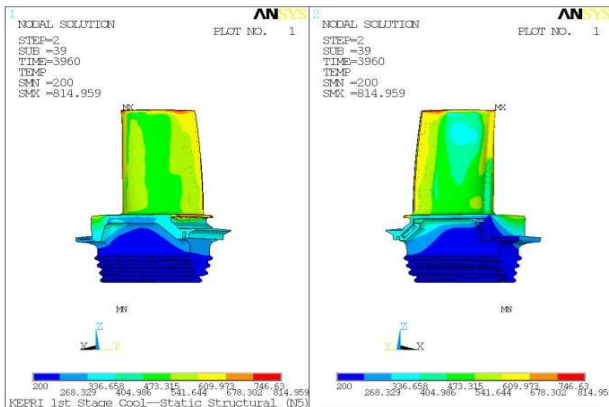


Fig. 11 Temperature distribution (transient, step 2)

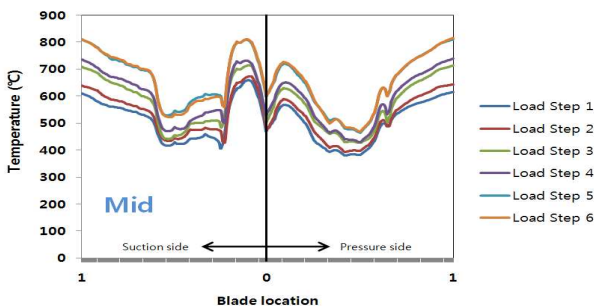


Fig. 12 Temperatures in the cross-section (transient)

3.2 열전달 해석결과

블레이드 1 단을 대상으로 Fig. 8 및 Fig. 9 에서 확인할 수 있는 유동해석 결과와 식 (1) ~ (6) 실

험식에 기반하여 블레이드 표면 및 내부 냉각유로에 대한 열전달 계수를 나타내면 Fig. 10 과 같다. 블레이드 표면과 인접한 유동에서의 온도와 Fig. 10 의 열전달계수를 경계조건으로 하여 정상상태 및 과도상태에서의 열전달 해석을 수행하면 Fig. 11 과 같은 블레이드 온도 분포를 구할수 있다. Fig. 11 은 Fig. 1 의 기동곡선을 기준으로 과도상태 열전달 해석을 수행하고 load step 5 에서의 온도 분포를 나타낸 것으로 유동해석으로부터 구한 온도와 내/외부 열전달계수에 의한 열전달 결과를 확인할 수 있다. 추가적으로 블레이드 단면을 기준으로 과도상태 해석시 하중 단계별 온도 분포를 비교하기 위해 Fig. 12 와 같이 블레이드 흡입 측부터 압력 측까지의 온도를 계산하여 나타내었다. 블레이드 에어포일 하단부를 기준으로 10%, 50%, 90% 위치에 해당하는 각 단면을 hub, mid, tip 을 정의하여 계산하였고 각 위치에 해당하는 단면 외곽, 즉 블레이드 표면에서의 온도를 사용하였다. 공통적으로 고온 가스의 직접적인 영향을 받는 블레이드 전연부와 후류가 발생하는 후단부에서 상대적으로 높은 온도를 갖고 있는 것을 알 수 있다. Load Step 별로 온도 분포를 비교하면 블레이드 모든 부분에서 Load Step 2~3 과 4~5 에서 가장 큰 값의 차이가 나타나고 있다. 최대온도의 경우 흡입 측의 온도가 압력 측의 온도에 비해 100°C 정도 높게 계산된 것을 확인할 수 있다.

3.3 응력해석 결과

블레이드 루트부에서의 경계조건과 열 전달 해석 결과가 반영된 하중 조건들을 토대로 블레이드 응력해석을 수행하고 미세스(Mises) 등가응력을 나타내면 Fig. 13 과 같다. Fig. 13 에서처럼 블레이드 끝단 근처 및 블레이드 에어포일과 플랫폼이 접합되어 있는 영역에서 높은 응력값을 보인다. 해석 결과로부터 블레이드에서 발생한 최대 응력이 재료의 항복 강도를 초과하기 때문에 블레이드 손상을 일으킨 요인으로 판단할 수 있다. 열 전달 해석 결과와 마찬가지로 블레이드 에어포일 하단부를 기준으로 10%, 50%, 90% 높이에 해당하는 단면부를 hub, mid, tip 으로 정의하고 응력을 계산한다. Fig. 14 는 블레이드 Mid 에서의 Load Step 별 응력 해석의 결과를 보여주며 블레이드 중간 단면부에서 가장 큰 응력값을 이용해 정규화하여 나타내었다.

대부분 흡입 측 과 압력 측 전연 근처에서 응력이 높게 형성되고 있고 과도상태 열전달 해석의



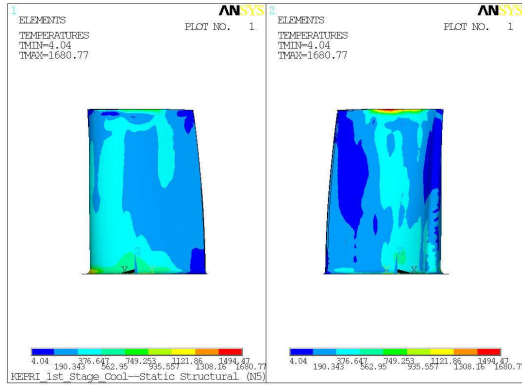


Fig. 13 Stress analysis results of 1st blade

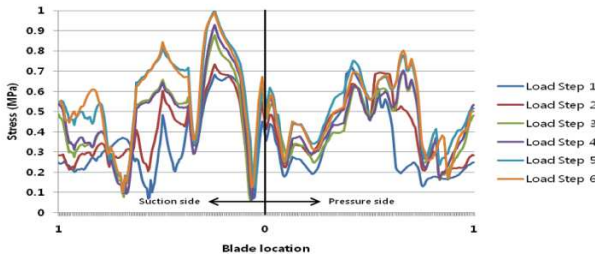


Fig. 14 Stress in the cross-section (mid)

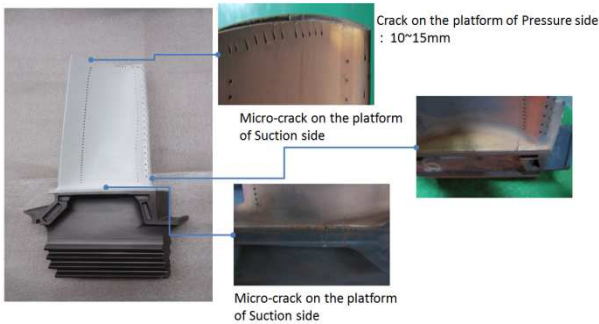


Fig. 15 Failure cases of used blade

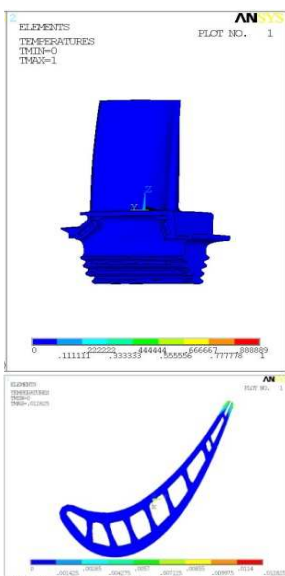


Fig. 16 Creep life result

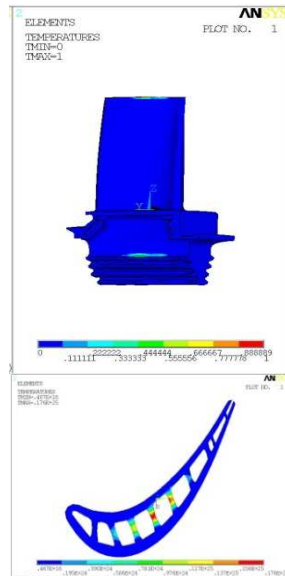


Fig. 17 TMF life result

결과와 마찬가지로 Load Step 2~3 과 4~5 에서 상대적으로 응력값이 커지는 것을 확인할 수 있다. 한편 Fig. 15 에서와 같이 실제 블레이드의 사용 후 손상이 발생한 위치와 해석 후 높은 응력이 나타나는 위치가 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 열 전달 해석 및 응력해석의 신뢰성을 간접적으로 확인해 볼 수 있다.

#### 4. 수명평가

크리프 및 열-기계 피로 손상 관점에서의 블레이드 설계 수명은 응력해석을 통해 최종적으로 구할 수 있는 최대 응력이나 최대 변형률을 이용하여 구할 수 있다. 그러나 현재 시점에서의 수명소비율 및 잔여수명을 계산하기 위해서는 수명을 평가하고자 하는 대상 설비에 대한 현재까지 운전시간 및 사이클 수를 반영해야 한다.

본 논문에서는 식 (6)의 크리프 및 식 (7)의 열-기계 피로 수명식을 이용하여 크리프 관점에서의 수명  $t$  및 열-기계피로 관점에서의 사이클 수명  $N_f$ 를 구하고 역수를 취한 후 최대값으로 정규화시켜 501F 급 가스터빈 블레이드를 사용하는 복합화력 발전소의 실 운전시간을 이용하여 수명소비율 경향을 평가하였다.

Fig. 16 크리프 수명소비율의 경우 블레이드 후단부 및 플랫폼에서 수명 소비율이 1.28%로 최대인 것을 확인할 수 있으며, 이를 통해 정상 상태 운전 조건 하에서 가스터빈 블레이드의 플랫폼과 후연에서 지속적으로 고온가스에 노출되어 운전되고 있다는 것을 예상할 수 있다. 또한 Fig. 17을 통해 반복적인 기동정지 운전시에는 블레이드 내부 냉각 유로에서 열-기계 피로에 의한 수명 소비율이 1.22%로 최대가 되는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

가스터빈 블레이드의 수명을 평가하기 위해서 유동해석, 열전달계수 계산, 열전달 해석, 응력해석 그리고 수명평가까지 연계하였고 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 가스터빈 발전소 실 운전조건을 기준으로 정상상태 및 과도상태에 대한 연성해석을 수행하고 크리프 및 열-기계 피로 관점에서의 수명을 평가하였다.

(2) 유동해석의 경우 입구조건을 토대로 1 단 및 2 단 베인과 블레이드 전체를 대상으로 해석을 수행하였고 블레이드 표면에서의 유동해석 결과 값 중 압력과 표면온도 결과들은 열 전달 해석과 응

력해석에서 경계조건으로 사용하였다.

(3) 열 전달 해석의 경우 유동해석 결과에 기반하여 별도의 실험식으로부터 계산한 외부 열 전달 계수와 내부 냉각유로 형상 관련 실험식으로부터 구한 내부 열 전달 계수의 값을 적용하였다. 열 전달 해석 결과 블레이드 끝단과 전연에서 가장 높은 온도 값을 보였으며 과도상태에서는 load step 2 및 5 에서 최대 온도를 갖는다.

(4) 응력해석 결과를 통해 블레이드 최대 응력은 블레이드 끝단과 필렛에서 발생하는 것을 확인하였다. 열전달해석 결과와 마찬가지로 load step 2 ~3 및 load step 4~5 에서 최대 응력을 보이며 실제 손상이 발생한 위치와의 비교를 통해 해석 결과의 신뢰성을 검증하였다.

(5) 향후에는 해석 결과의 정확도를 검증하기 위한 다른 방법으로 열차폐 코팅과 블레이드 경계면에서의 알루미늄 확산두께를 이용한 표면 온도를 추정하고 해석값과 비교할 예정이다.

(6) 또한 운전조건의 변화에 따른 응력 및 수명 소비율의 변화 추이를 분석하기 위하여 민감도 해석을 수행할 계획이다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부 전력산업원천기술 개발사업의 일환으로 한국에너지기술평가원 (KETEP)의 지원을 받아 수행하였습니다. (No. 2009T100200077)

## 참고문헌 (References)

- (1) 2012, "Analysis of Global Market Trnet of Industrial Gas Turbine," KIMM Technology Policy, Vol.6, No.4.
- (2) Cho, J. W. and Han, M. S., 2011, "Study on Flow and Stress Analysis of Gas Turbine Blade," *Journal of KSMPE*, Vol. 10(30), pp. 67~72.
- (3) 2005, "Life Management System for Advanced F Class Gas Turbine," EPRI report 1008319.
- (4) I/O Database List Document No. : W1176-DOC-002 EWP Ulsan TBN #3, 5, 6 Migration Operation data book.
- (5) Choi, W. S, Jeong, J. W, Kim, B. S., 2013, "Life Assessment of Gas Turbine Blade Based on Transient FSI Analysis," *Proceeding of the KSME 2013 Spring annual Meeting*, pp. 102~103.
- (6) Park, J. S. and Kim, J. U., 2002, "A Study on the Turbine Blades Through Thermal-Structural Analysis," *Proceeding of the KSME 2002 Spring annual Meeting*, pp. 553~558.
- (7) Shapiro, A. H., 1953, "*The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*," Vol. 1 .
- (8) Metzger, D. E. and Chyu, M. K., 1989, "Cavity Heat Transfer on a Transverse Grooved Wall in a Narrow Flow Channel," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111. pp. 73~79.
- (9) Baldauf, S., Scheurlen, M., Schulz, A. and Witting, S., 2002, "Heat flux Reduction from Film Cooling and Correlation of Heat Transfer Coefficients from Thermographic Measurements at Enginelike Conditions," Correlation of Film-Cooling Effectiveness from Thermographic Measurements at Enginelike Conditions," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124(4), pp.699~709.
- (10) Baldauf, S., Scheurlen, M., Schulz, A. and Witting, S., 2002, "Correlation of Film-Cooling Effectiveness from Thermographic Measurements at Engine Like Conditions," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124(4), pp.686~698.
- (11) Armstrong, J. and Winstanley, D., 1987, "A Review of Staggered Array Pin Fin Heat Transfer for Turbine Cooling Applications," 87-GT-201.
- (12) Han, J. C., 1988, "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110. pp. 321~328.
- (13) Wu, X. J. and Koul, A. K., 1996, "Modeling Creep in Complex Engineering Alloys," Creep and Stress Relaxation in Miniature Structures and Components, ed. Harish D. Merchant, TMS, pp.3~19.
- (14) Ogata, T., 2010, "Life Prediction Method of CC and DS Ni Base Superalloys Under High Temperature Biaxial Fatigue Loading," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.132, pp.112101-1.
- (15) Kim, B. S., Kim, B. S., Choi, W., Musgrove, G. O., McFarland, J.M, Fierro, F. and Ransom, D.L.,2012, "Gas Turbine Blade Stress and Temperature Sensitivity to Turbine Inlet Profile and Cooling Flow," *ASME Conference Proceedings*, GT2012~69603.
- (16) ANSYS, Inc., Version 14.0, 2012 (ANSYS Inc.: New Hampshire).