



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

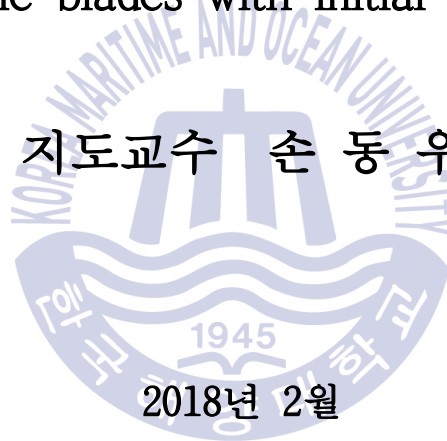
[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

초기 균열이 존재하는 터빈 블레이드의
동적 거동 예측

A numerical study of the dynamic behavior of
turbine blades with initial cracks

지도교수 손 동 우



한국해양대학교 대학원

기계공학과

최 동 권

본 논문을 최동권의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 조 종 래 (인)

위원 심 도 식 (인)

위원 손 동 우 (인)



2017년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

목 차

Abstract (KOREAN)	iii
Abstract (ENGLISH)	v
List of Tables	vii
List of Figures	ix
1. 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적 및 내용	5
2. 해석모델의 구성	7
2.1 압축기 블레이드의 형상정보	7
2.2 압축기 블레이드 해석 경계 조건	9
2.3 블레이드 손상 및 균열의 정의	11
2.4 순환대칭 경계조건	12
3. 압축기 블레이드의 구조해석	14
3.1 순환대칭 경계조건이 부여된 1개의 압축기 블레이드	15
3.1.1 손상이 없는 1개의 압축기 블레이드	15
3.1.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 구조해석	17
3.1.3 블레이드 팁 절점 변위 분석	22

3.2 순환대칭 경계조건의 검증	24
3.3 블레이드 결합부 근처의 균열의 길이에 대한 Case Study	31
4. 압축기 블레이드의 진동해석	36
4.1 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드	36
4.1.1 순환대칭 경계조건이 적용된 1개의 블레이드에 대한 고유 진동수	37
4.1.2 1개의 압축단 형상에 대한 고유 진동수	38
4.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드	39
4.2.1 순환대칭 경계 조건이 적용된 1개의 블레이드에 대한 고유 진동수	40
4.2.2 1개의 압축단 형상에 대한 고유 진동수	45
4.3 실제 운전 상태 모사 및 블레이드 팁의 진동	53
5. 결 론	64
참고문헌	67

초기 균열이 존재하는 터빈 블레이드의 동적 거동 예측

최 동 권

기계공학과
한국해양대학교 대학원

초 록

발전용 압축기 블레이드는 발전 효율을 높이기 위해 장익화 및 하중 조건이 가혹해지고 있으며, 이에 따라 열적 하중과 고압의 운전상태에 의한 피로 누적으로 인해 파손의 위험이 증가하고 있다.

발전용 압축기는 구조상 한 개의 블레이드가 파손되면 압축단 전체 시스템에 영향을 미치게 되고 압축기의 수리 및 복구까지의 발전 정지로 인해 발전 효율이 크게 저하된다. 따라서 발전기의 정상 운전 중 블레이드의 손상 정도를 파악할 수 있는 기술개발이 필요하며 이를 위해 구조 및 진동, 유동 해석을 통하여 많은 연구들이 진행되고 있다.

본 연구에서는 유한요소법을 이용한 구조해석을 통해 발전기의 정상 운전 시 균열의 유무와 위치에 따른 블레이드의 응력 분포와 크기, 균열 근처의 응력 집중, 블레이드 팁 변위를 분석한다.

팁 변위 분석을 통해 블레이드에 가장 두드러진 영향을 미친 균열의 위치를 결정하고, 균열 길이에 대한 블레이드의 동적 거동을 예측한다.

압축기 블레이드의 효율적 해석을 위해 부여된 순환대칭 경계조건에 대해 블레이드의 개수를 달리하여 블레이드 팁 변위 및 비틀림, 각변위 분석을 통해 검증한다. 또한 진동해석을 수행하여 균열의 유무와 순환대칭 경계조건의 유무에 따라 달라지는 고유 모드, 고유 진동수, Nodal diameter, 주파수 응답 함수를 비교한다. 균열의 길이에 따라 달라지는 압축단의 고유 진동수를 분석하고 실제 운전 상태의 경계조건을 이용하여 균열이 발생한 블레이드와 균열이 없는 주변 블레이드의 진동특성을 비교 분석한다.

KEY WORDS: Turbine blade 터빈 블레이드; Blade crack 블레이드 균열; Centrifugal load 원심력; Cyclic symmetry condition 순환대칭 경계 조건; Natural frequency 고유진동수; Frequency response function 주파수 응답함수



A Numerical study of dynamic behavior of turbine blade with initial cracks

Dongkwon Choi

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of
Korea Maritime and Ocean University

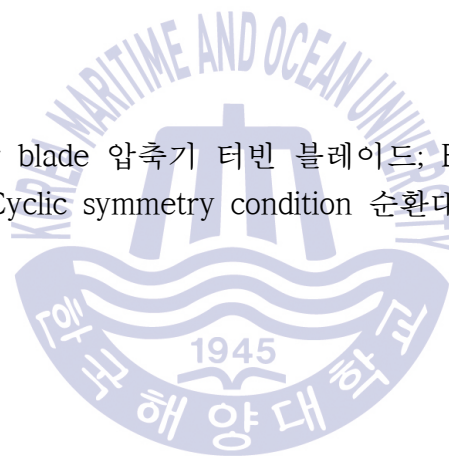
Abstract

In order to increase power generation efficiency, turbines are operating with longer blades at higher pressure and temperature. The risk of damage is increasing to accumulations of fatigue due to thermal load and high pressure operating conditions. A broken single blade affects the entire compressor stage, and thus power generation efficiency is significantly reduced due to stoppage of power generation until repair and recovery of the compressor. Therefore, it is necessary to develop a technology of fault diagnosis and failure prediction that can detect the damage before the breakage of blades.

In this study, a series of structural analysis of blades are conducted using the finite element method. The effects of initial cracks on the blades are investigated in terms of the stress distributions near the cracks and the displacements of the blade tip. In addition, the influence of crack sizes on dynamic behaviors are discussed by analyzing the blade tip displacements.

From an aspect of numerical simulation, a applicability of cyclic symmetry boundary conditions applied for an efficient analysis of compressor blades are verified with different number of blade. In addition, vibration analyses are performed to examine the natural frequencies, nodal diameters, and frequency response functions that depend on the presence or absence of initial crack and cyclic symmetric boundary condition. As a result, a feasibility of failure prediction from the dynamic behavior analysis is discussed.

KEY WORDS: Compressor blade 압축기 터빈 블레이드; Blade crack 블레이드 균열; Centrifugal load 원심력; Cyclic symmetry condition 순환대칭 경계 조건



List of Tables

Table 1 Material properties of Ti-6Al-4V	13
Table 2 Displacement of uncracked blade tip node set	25
Table 3 Displacement of cracked blade tip node set	25
Table 4 Tip displacements of four uncracked blades	27
Table 5 Tip displacements of three uncracked blades and a cracked blade	27
Table 6 Blade angles of four uncracked blades	29
Table 7 Blade angles of three uncracked blades and a cracked blade ..	29
Table 8 Material properties of blade, rotor part	30
Table 9 Natural frequencies (Hz) of a blade with cyclic symmetry condition	36
Table 10 Natural frequencies (Hz) of 48 blades without cyclic symmetry condition	37
Table 11 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 700mils crack under cyclic symmetry condition	39
Table 12 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1100mils crack under cyclic symmetry condition	40
Table 13 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1500mils crack under cyclic symmetry condition	41
Table 14 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1900mils crack under cyclic symmetry condition	42

Table 15	Natural frequencies (Hz) of a blade with a 2300mils crack under cyclic symmetry condition	43
Table 16	Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 700mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	45
Table 17	Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1100mils-cracked blade without cyclic symmetry condition ..	46
Table 18	Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1500mils-cracked blade without cyclic symmetry condition ..	47
Table 19	Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1900mils-cracked blade without cyclic symmetry condition ..	48
Table 20	Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 2300mils-cracked blade without cyclic symmetry condition ..	49



List of Figures

Fig. 1 The pair of blade-rotor and the compression stage	8
Fig. 2 Boundary conditions and contact condition of a pair of blade and rotor	9
Fig. 3 Contact part of blade-rotor and mesh configuration	10
Fig. 4 The position of initial crack	11
Fig. 5 Cyclic symmetry model and real model of compressor stage 1 ...	12
Fig. 6 Stress distribution of compressor blade	15
Fig. 7 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 0% span	17
Fig. 8 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 0% span	17
Fig. 9 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 25% span	18
Fig. 10 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 25% span	18
Fig. 11 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 50% span	19
Fig. 12 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 50% span	19
Fig. 13 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 75% span	20

Fig. 14 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 75% span	20
Fig. 15 Node set of blade tip for detecting the displacements	22
Fig. 16 Tip displacements depending on the position of initial crack	23
Fig. 17 Node set of uncracked blade tip for analyzing the displacements	24
Fig. 18 Node set of cracked blade tip for analyzing the displacement	25
Fig. 19 Node set of cracked/uncracked blade tip	27
Fig. 20 Vertical displacements of the blade tip at leading and edges, depending on the crack length	32
Fig. 21 Axial displacements of the blade tip at leading and trailing edges, depending on the crack length	33
Fig. 22 Torsional angles the blade tip at leading and trailing edges, depending on the crack length	34
Fig. 23 Eigen modes of a blade with cyclic symmetry condition	37
Fig. 24 Eigen modes of 48 blades without cyclic symmetry condition	38
Fig. 25 Eigen modes of a blade with a 700mils crack under cyclic symmetry condition	40
Fig. 26 Eigen modes of a blade with a 1100mils crack under cyclic symmetry condition	41
Fig. 27 Eigen modes of a blade with a 1500mils crack under cyclic symmetry condition	42
Fig. 28 Eigen modes of a blade with a 1900mils crack under cyclic symmetry condition	43
Fig. 29 Eigen modes of a blade with a 2300mils crack under cyclic symmetry condition	44

Fig. 30 Eigen modes of 48 blades including a 700mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	46
Fig. 31 Eigen modes of 48 blades including a 1100mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	47
Fig. 32 Eigen modes of 48 blades including a 1500mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	48
Fig. 33 Eigen modes of 48 blades including a 1900mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	49
Fig. 34 Eigen modes of 48 blades including a 2300mils-cracked blade without cyclic symmetry condition	50
Fig. 35 The third eigen mode of blades without cyclic symmetry condition	51
Fig. 36 Nodal diameter of the third eigen mode of no crack blade	51
Fig. 37 Eigen mode and natural frequency without cyclic symmetry condition	52
Fig. 38 EArrangement of compressor blade with crack or no crack	54
Fig. 39 Frequency and acceleration of blade No.1 leading edge	55
Fig. 40 Frequency and acceleration of blade No.1 trailing edge	55
Fig. 41 Frequency and acceleration of blade No.2 leading edge	56
Fig. 42 Frequency and acceleration of blade No.2 trailing edge	56
Fig. 43 Frequency and acceleration of blade No.48 leading edge	57
Fig. 44 Frequency and acceleration of blade No.48 trailing edge	57
Fig. 45 Frequency and acceleration of blade No.3 leading edge	58
Fig. 46 Frequency and acceleration of blade No.3 trailing edge	58
Fig. 47 Frequency and acceleration of blade No.47 leading edge	59
Fig. 48 Frequency and acceleration of blade No.47 trailing edge	59
Fig. 49 Frequency and acceleration of blade No.13 leading edge	60
Fig. 50 Frequency and acceleration of blade No.13 trailing edge	60

Fig. 51 Frequency and acceleration of blade No.25 leading edge	61
Fig. 52 Frequency and acceleration of blade No.25 trailing edge	61
Fig. 53 Frequency and acceleration of blade No.37 leading edge	62
Fig. 54 Frequency and acceleration of blade No.37 trailing edge	62



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

항공기와 일부 헬리콥터의 엔진 및 대부분의 발전소의 발전 설비 시설은 안정적인 동력 공급을 위해 압축기-터빈으로 이루어진 발전 시스템을 이용한다. 최초의 항공기 엔진은 연소실 내에 터빈 블레이드가 작동하며 연소 후의 팽창된 배기가스로 터빈을 회전시켜 발생한 추력만을 이용하였으나, 열 및 동력 효율 향상을 위하여 터보프롭 엔진을 거쳐 압축기와 동력부가 결합된 형태의 제트엔진이 개발되었고 상용화를 이루었다. 전기를 생산하는 발전소의 경우 작동 유체의 특성에 따라 반동터빈, 증동 터빈으로 나누어 개발되었고, 엔진의 효율을 높이는 방향으로 축류, 복류, 반복 유입 터빈으로 개발이 진행되었다.

오늘날 발전 시스템은 발전 효율을 위해 고속 회전이 필요한 증동 터빈이 보편적으로 쓰이며 소규모 발전기의 경우 반동 터빈이 주로 쓰인다. 이들은 발전 과정에서 작동유체를 제어하는 방법을 기준으로 재열 사이클과 재생 재열 사이클로 나눌 수 있고, 두 가지 사이클 모두 발생한 열을 회수하여 발전 시스템의 효율을 높이기 위함에 목적이 있다. 특히 대용량 발전 시스템의 경우 열 효율을 극대화시키기 위하여 소규모의 발전 시스템이 추가된 재생 재열 사이클을 이용한다. 기존 발전 시스템의 터빈에서의 연소 후 배기가스를 이용하여 추가된 발전 시스템의 보일러를 통해 증기를 발생시키고, 발생한 증기로 소형 증기 터빈을 작동시켜 전기를 추가 생산한다. 추가된 발전 시스템에서 생산된 전기는 기존 발전 시스템의 전기 생산량에 비해 적은 수준이지만, 전체 열효율 및 발전 효율은 기존 발전 시스템보다 약 8-15% 증가하여 효율적인 발전이 가능하다(Sanjay, et al., 2013; Ersayin, et al., 2015).

발전 효율을 극대화시키기 위한 노력은 발전 시스템의 형상 정보에도 반영

되어있다. 축류 형태의 가스 터빈은 열 및 발전 효율을 높이기 위해 압축기와 가스터빈이 동일한 축으로 결합되며 동일한 회전 속도로 작동한다. 압축기의 경우 효율적인 압축을 위해 케이싱에 블레이드와 비슷한 형상의 Stationary Vane 또는 노즐이라 부르는 장치를 장착하며 작동유체의 흐름을 제어한다. 각 압축단 사이에 배치되어 있으며 압축기 최종 출구단의 목표 압축비를 효율적으로 달성할 수 있게 해준다(Thapa, et al., 2015; Chung, et al., 2017).

작동 유체의 압축 과정 중 압축기 블레이드와 노즐의 상호 작용은 효율적 압축의 중요한 요소 중 하나이며 각각의 압축단 블레이드의 작동 유체에 대한 받음각 확보를 위한 필수적인 부품이다. 받음각 확보를 위해 노즐의 받음각을 고려하여 압축기가 설계되며, 노즐과 블레이드의 받음각이 증가할수록 압축기의 압축 성능이 향상되나, 필요 이상으로 받음각이 증가하면 압축기 블레이드와 노즐의 Leading edge에서 Trailing edge까지 유체의 흐름이 온전하지 않고 Upper camber 쪽의 유체흐름이 작은 Eddy를 생성하며 붕괴된다. 이처럼 유체흐름이 Trailing edge까지 온전하게 이어지지 않고 붕괴되면 심각한 양력저하를 유발하고, 압축 효율이 저하된다. 이 현상을 Stall, 실속이라 부르며 고정익이 아닌 회전익의 경우 Rotating stall이라 명한다. 압축기 및 터빈 시스템의 Rotating stall 현상에 대한 연구들이 활발하게 진행중이며 Rotating stall을 방지하여 성능 및 효율 향상을 꾀하고 있다(Mikhailov, et al., 2017; Li, et al., 2015).

이처럼 발전 효율을 극대화 시키고 부하되는 하중의 수준을 낮추려는 노력에도 불구하고 최근 제작 및 가동되는 가스터빈은 경우에 따라 고회전 및 고온의 하중조건에서 운전된다. 높은 회전속도와 고온의 열을 견디기 위해 신소재 개발이 필수적이며(Tawancy, et al., 2014; Wang, et al., 2016) 연소 및 열응력에 대한 내구 수명 연구도 필요하다(Salehnasab et al., 2016).

실제 운전에서의 블레이드 균열은 LCF(Low Cycle Fatigue, 저 사이클 피로), HCF(High Cycle Fatigue, 고 사이클 피로) 증기의 작은 물방울(Water droplet)에 의해 주로 발생한다. 저 사이클 피로와 고 사이클 피로는 피로수명 10^5 회를 기준으로 나눌 수 있으며 저 사이클 피로영역에서는 부하응력이 재료의 항복응력을 초과하고 소성 항복이 관여한다고 알려져 있다. 반면에 고 사이클 피로

영역은 재료의 탄성 거동을 나타낸다. 따라서 발전용 터빈 블레이드의 운전 시동 시 정상운전 속도인 3600 rpm에 도달하기 까지 저 사이클 피로가 나타나며 3600 rpm 으로 일정하게 정상 운전 시 고 사이클 피로가 나타난다. 즉, 블레이드의 한 부분에 아주 작은 흠집이 발생했을 때, LCF에 의하여 균열이 발생하고 HCF에 의해 균열의 진전이 시작됨을 알 수 있다(Sakar, et al., 2017).

압축기 블레이드에 발생하는 미세한 흠집의 원인으로는 두 가지로 설명가능하며, 각각 FOD(Foreign Object Damage)와 DOD(Domestic Object Damage)가 있다. FOD의 경우 외부에서 압축기 내부로 유체가 흘러들어갈 때 흡기 필터를 통과한 작은 티끌이나 Water droplet에 의한 손상을 의미하며, DOD의 경우 압축기 내부에서 블레이드의 국부적인 탈락이나 작은 입자형태의 블레이드 조각으로 인한 손상을 의미한다. DOD의 경우 탈락한 블레이드 조각이 압축기 전체 시스템에 영향을 미칠 수 있으므로 각별한 주의가 필요하다(John, et al., 2001; Spanrada, et al., 2010).

운전중의 압축기 블레이드는 회전속도와 원심력에 의해 응력에 대한 취약부가 발생하며 이로 인한 손상 및 균열에 의한 사고는 막대한 경제적 피해와 인명 피해를 발생시킨다. 발전 설비의 핵심 부품인 터빈 블레이드는 여러 개의 블레이드가 회전체인 로터에 밀집된 형태로 결합된다. 따라서 결합된 블레이드 중 한 개의 블레이드 손상은 한 개의 압축단에 영향을 미치고 또, 전체 발전 시스템에 영향을 미친다. 발전 시스템의 고장에 대한 수리 및 유지보수는 발전 시스템의 운행 정지를 의미하며 수리 기간 동안의 발전 정지로 인해 전력 수급을 방해하며 발전효율을 크게 떨어뜨린다. 이러한 사고를 미연에 방지하기 위해 블레이드 취약부 파악을 위한 응력 해석 및 피로 및 내구 해석, 손상 기구에 대한 연구가 동반되어야 하며(Kou, et al., 2017; Daniel, et al., 2017), 터빈 블레이드에 손상 및 균열이 발생하였을 때, 블레이드 탈락으로 이어지기 전까지의 잔존 수명 연구와 해당하는 실험도 동반되어 진행되어야 한다(Nakhodchi, et al., 2013; Maktouf, et al., 2016).

또한, 한 개의 블레이드에 대한 진동 특성 연구도 진행 되어야 하고(Lim, et al., 2009) 결과를 바탕으로 여러 개의 블레이드가 묶인 packet 시스템에 대한

진동 해석(Kwon, et al., 2009) 및 진동으로 인한 균열 성장 예측도 가능하다(Lucjan, et al., 2015).

발전용 압축기 블레이드는 터빈이 회전하며 축을 회전시키고 이 축이 발전기를 돌려 전기를 생산한다. 대부분의 운전 감시 시스템은 이 축에 대한 회전 진동수 또는 블레이드 팁 변위를 실시간으로 분석하여 터빈 블레이드의 상태를 예측한다(Mandache, et al., 2012). 압축기 고장 감시 방법은 여러가지가 있으나 그 중 압축기 블레이드 외부에 비부착식 센서를 이용하여 블레이드 팁 변위를 측정하는 식의 형태로 고장 감시가 이루어지고 있으며 측정된 진동수는 주파수 응답함수의 형태인 가속도-진동수의 형태로 그래프를 그려 분석할 수 있는데 블레이드에 손상 발생 시 그래프의 형태가 정상 상태와 판이하게 달라짐을 이용하여 블레이드 운전 상태 파악이 가능하다(Madhavan, 2014).



1.2 연구목적 및 내용

발전용 압축기 블레이드는 발전 효율을 높이기 위해 블레이드의 형상이 길어지고 고온, 고압의 하중조건에 노출됨에 따라 발생하는 응력으로 인한 피로 누적과 파손의 위험이 증가하고 있다. 따라서 블레이드의 손상을 미리 예측하고 실시간으로 감지하여 고장을 예방하는 기술 개발이 궁극적 목표이며, 본 연구에서는 블레이드에 초기 균열이 존재할 때 동적 거동을 예측하고자 한다.

3D CAD를 이용하여 한 쌍의 압축기 블레이드와 로터의 형상정보를 생성한다. 이 형상정보를 이용하여 격자를 생성하고 압축기의 정상 운전 상태의 경계조건 및 하중조건을 부여하여 구조해석을 수행한다. 구조해석 수행 시 효율적 계산자원의 이용과 계산 시간 단축을 위하여 순환대칭 경계조건 (Cyclic Symmetry)을 이용하며, 해당 조건은 한 개의 블레이드를 이용하여 압축단 전체의 블레이드 개수인 48개의 블레이드를 해석하는 결과를 가져다준다. 이는 균열이 없는 블레이드의 경우 실제 현상과 차이가 없지만 균열이 존재하는 블레이드의 경우 실제 현상과의 많은 차이가 발생한다. 따라서 해당 조건의 검증이 필요하며 균열의 길이가 파손 직전의 극단적으로 긴 길이가 아니고, 균열이 존재하는 블레이드가 주변 블레이드의 영향을 주지 않을 만큼의 균열이라면 해당 조건을 이용해도 실제 현상 모사에 무리가 없을 것이라 판단된다.

블레이드의 균열면을 수치적으로 나타내기엔 어려움이 있다. 따라서 균열이 발생한 균열면이 아니라 외부 육안으로 확인 가능한 균열 길이로 균열의 정도를 나타내었다. 균열의 길이를 초기 미세 균열과 진전된 균열들로 나누고, 블레이드의 회전 바깥 방향의 높이에 따라 균열을 배치시켜 구조해석을 수행한다.

발생한 응력과 블레이드 팁 변위를 이용하여 균열의 길이에 따라 발생한 응력에 가장 큰 영향을 미친 균열의 위치를 선정하고 균열의 길이를 세분화하여 구조해석을 수행한다. 블레이드 팁 변위를 이용하여 해석 결과를 분석하고 균열의 길이와 블레이드 팁 변위의 관계를 설명한다. 이때 직교 좌표계의 원심력 방향의 변위와 실린더 좌표계의 반지름 방향의 변위를 비교하고 비틀림 발생

유무를 판단한다.

구조해석 수행 후 진동 해석을 수행한다. 진동 해석에서는 한 쌍의 블레이드와 로터의 고유 모드, 고유 진동수를 분석하며 실제 운전 조건에서의 진동 형태를 주파수 응답함수의 형태로 나타낸다. 진동 해석에서 순환대칭 경계조건의 유무에 따라 구조해석의 결과 차이보다 저 큰 차이가 나타날 것이며 이는 고유 모드의 형태로 쉽게 판단 가능하다. 또한, 균열이 발생한 블레이드가 포함된 압축단을 모델링하여 균열의 길이에 따른 고유 진동수를 비교 분석 한다.

고유 진동수를 분석하고 해당 결과에서 유의미한 고유 모드가 존재하는 고유 진동수의 범위를 찾아내고 LCF가 발생할 수 있는 운전 시작 전 정지 상태에서 정상 운전 상태까지의 고유진동수 범위, HCF가 발생할 수 있는 정상 운전 상태에서의 고유 진동수 범위를 선정하여 블레이드 팁의 진동 형태를 주파수 응답함수의 형태로 분석한다. 균열의 길이와 주요 위치의 블레이드 팁 절점을 이용하여 결과를 비교 분석하며 균열의 유무, 균열의 길이, 블레이드의 위치 에 대한 주파수 응답함수의 양상을 비교한다.

블레이드 팁 변위와 고유 모드, 고유 진동수, 주파수 응답함수를 균열의 배치, 길이에 따라 비교 분석하여 실제 운전 상태에서 압축기의 동적 거동을 예측할 수 있으며 균열의 유무, 균열의 길이, 순환대칭 조건의 유무, 블레이드의 위치에 대한 영향을 비교 분석할 수 있다.

제 2 장 해석모델의 구성

해석에 사용된 모델은 Hypermesh 11을 사용하여 모델링 하였고 블레이드의 원심력에 대한 응력분포를 분석하기 위해 Abaqus 6.12를 이용하여 수치해석을 진행하였다.

2.1 압축기 블레이드의 형상정보

발전용 터빈 블레이드는 작동 유체를 높은 압력으로 압축하는 압축기 블레이드와 압축된 유체를 이용해 회전축을 돌리는 터빈 블레이드로 나눌 수 있다.

유체를 압축시키며 회전하는 압축기 블레이드는 유체를 연소시켜 회전을 발생시키는 터빈 블레이드에 비해 하중의 부하수준이 상대적으로 낮다. 즉 터빈 블레이드는 압축기 블레이드보다 훨씬 더 가혹한 하중조건에서 작동해야한다. 파손의 위험에 노출된 터빈 블레이드는 회전축인 로터와 결합 시 양 옆의 블레이드끼리 연결되는 독특한 형상으로 이를 완화시키는데, 이 부분을 Tennon과 Sleeve라 부르며 이들을 이용하여 가혹한 하중 조건에서 좀 더 긴 수명을 기대할 수 있다. 압축기의 경우에도 예외적으로 일반 압축기에 비해 압축비가 높거나 압축기의 크기가 큰 경우, Tennon과 Sleeve를 적극 이용한다.

본 연구에서는 발전소에서 대중적으로 쓰이는 Tennon과 Sleeve가 없는 Free standing의 압축기 블레이드를 대상으로 하였으며 실제 압축기 블레이드와 유사한 형태로 임의의 형상정보를 생성하였다. 본 연구에 이용된 형상정보에 관한 설명은 다음과 같다.

일반적으로 블레이드의 형상정보를 표현할 때 일정 높이에 따른 여러 개의 단면정보를 이용하여 표현한다. 본 논문에서는 하나의 블레이드에 5개의 단면정보를 이용하여 형상정보를 생성하였으며, 블레이드의 각 단면은 효율적 압축을 위해 높이에 따라 작동유체에 대한 블레이드의 받음각을 달리 설정하였으므로

각 단면의 전체적인 형태는 유사하지만 각각 다른 익형의 형태가 나타난다. 전체적인 익형의 형태는 NACA 6412와 NACA 6409를 이용하여 모델링 하였으며, 블레이드의 결합부와 블레이드 팁의 받음각 차이를 약 10° 로 설정하였다.

압축기 블레이드와 회전축인 로터는 서로 맞물리며 결합된다. 본 연구에 쓰인 블레이드-로터의 결합방식은 Fir-tree(전나무)의 모습을 본따 만든 결합 방식이며 이는 고속회전과 강력한 체결력 및 냉각 성능을 위한 방법이다. 또한 대부분의 경우 압축기와 로터 결합 시 원심력에 의해 블레이드의 탈출을 방지하기 위해 로터와의 결합각을 부여하여 블레이드를 설계하며 본 연구에서는 결합각을 약 12° 로 설정하였다.

해석 수행에 이용된 블레이드와 로터의 형상정보는 임의의 모델을 가정하여 모델링 했으며 실제 압축기 블레이드의 형상정보와는 다소 차이가 존재한다. 또한, 응력 집중을 완화시키는 곡면의 완만화 작업이나 형상 최적화를 수행하지 않았으며 의도치 않은 응력집중이 발생할 수 있다. 3차원 스캔 작업을 통해 형상정보를 확보하고 이를 이용하여 해석을 수행한다면 해당 문제는 해결될 것으로 예상된다.

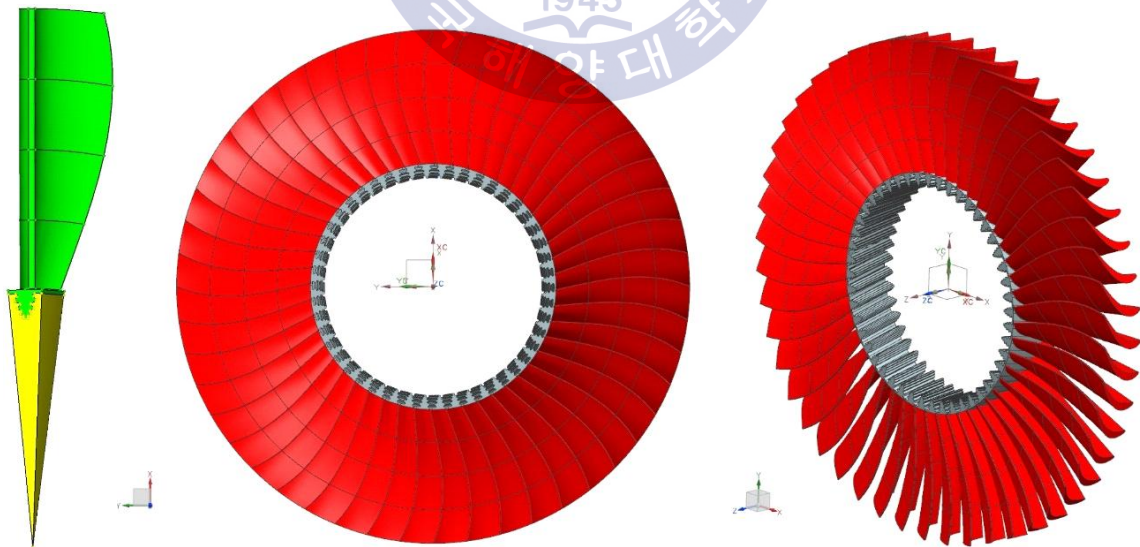


Fig. 1 The pair of blade-rotor and the compression stage

2.2 압축기 블레이드 해석 경계조건

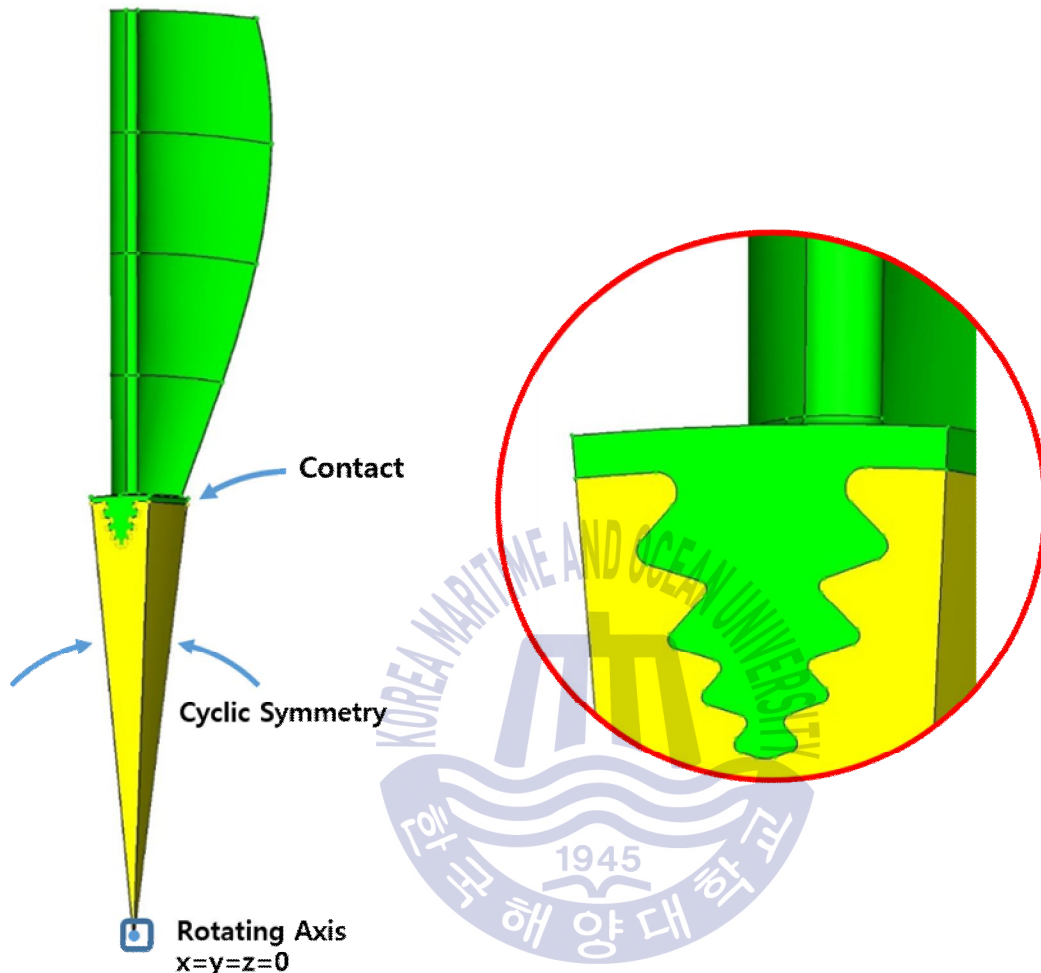


Fig. 2 Boundary conditions and contact condition of a pair of blade and rotor

압축기 블레이드의 구조해석을 위해서 블레이드와 로터의 형상 정보 및 물성치, 정상 운전 조건의 하중 및 경계조건 등 실제 운전 중의 조건이 필요하다. 실제 압축기의 정상 운전 조건의 로터 회전 속도는 3600rpm이며 일정한 회전 속도로 작동한다. 감가속도가 존재하지 않는 일정한 회전속도를 유지하기 때문에 계산 자원의 효율적 이용과 계산 시간의 단축을 위해 블레이드와 로터에 원심력을 부여하여 구조해석을 수행한다.

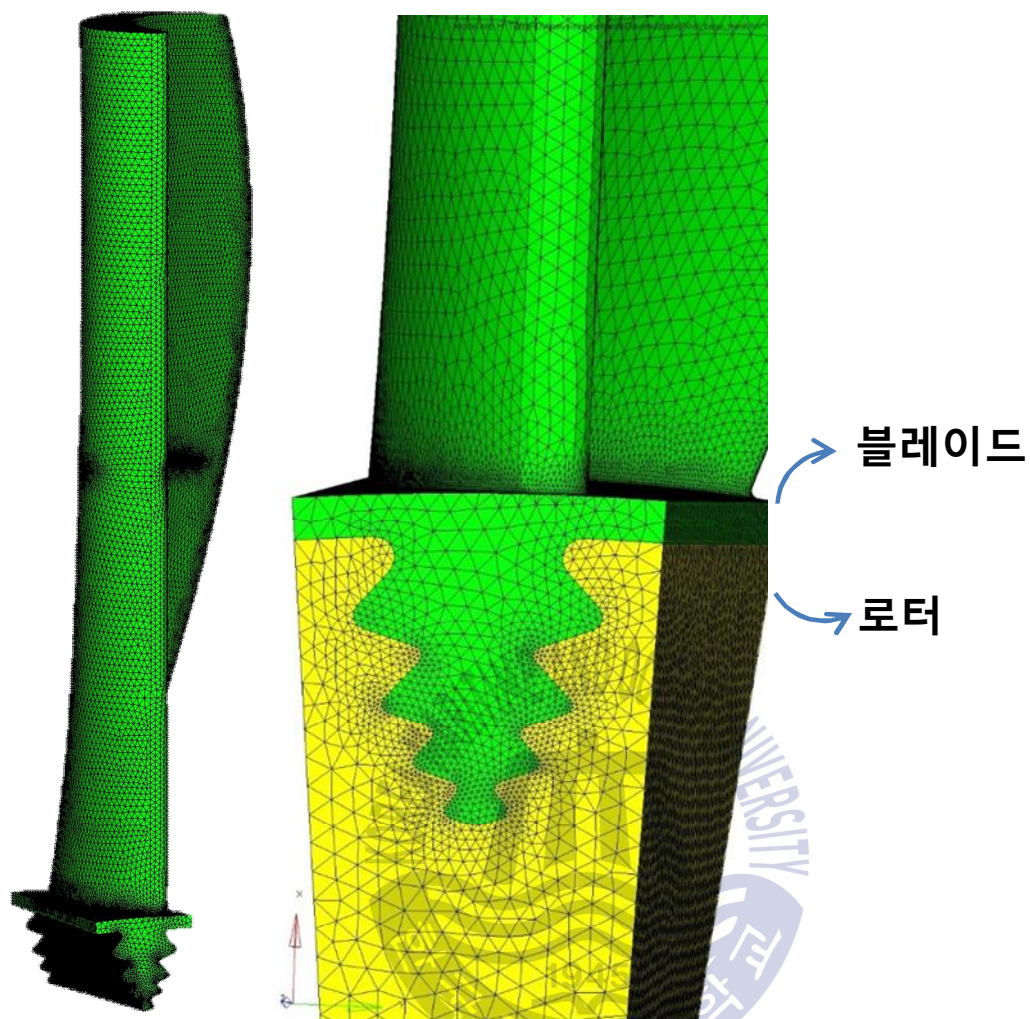


Fig. 3 Contact part of blade-rotor and mesh configuration

Fig. 3과 같이 2차 사면체 요소를 이용했으며 접촉부에 많은 요소를 사용하여 접촉 응력에 대한 해석 정확도를 향상 시켰다.

2.3 블레이드 손상 및 균열의 정의

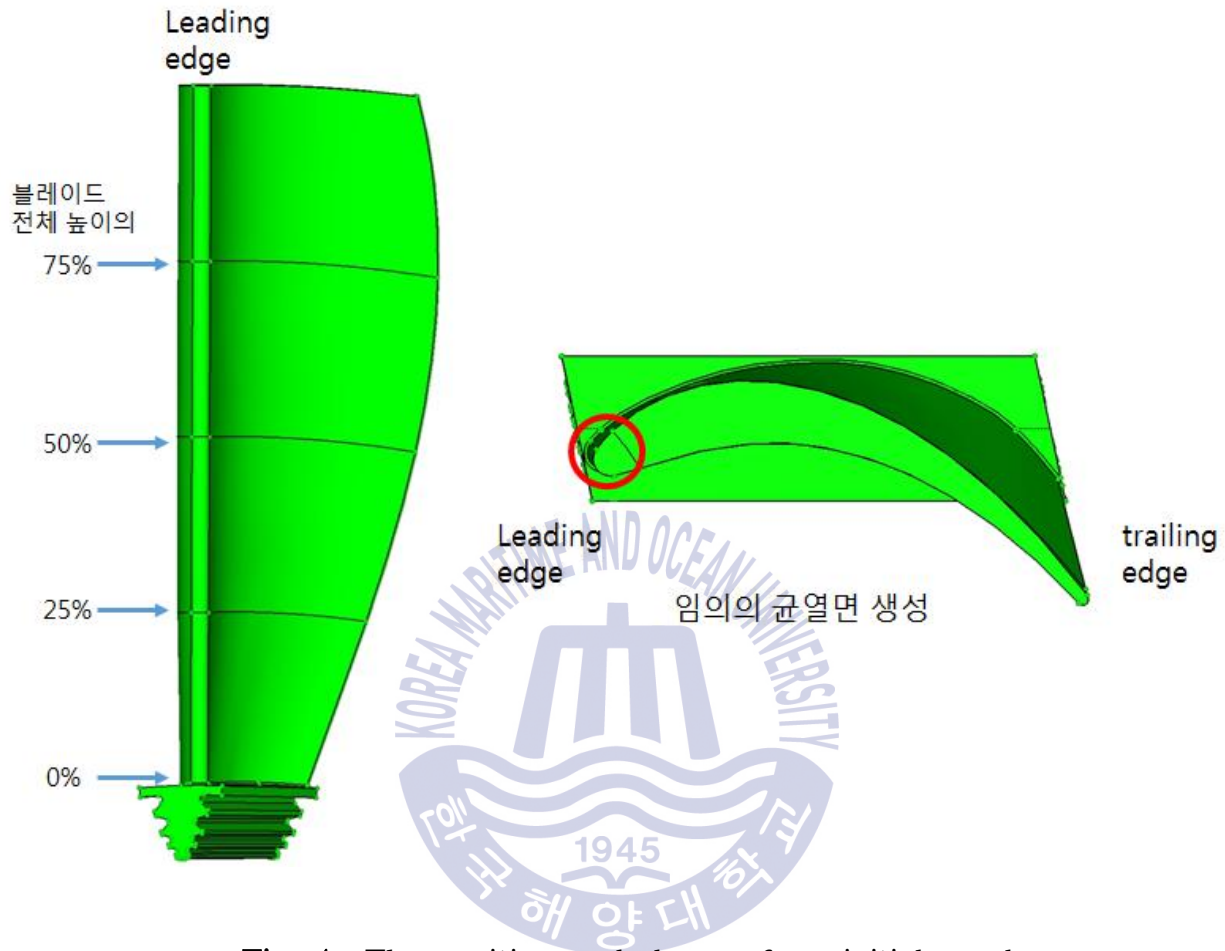


Fig. 4 The position and shape of an initial crack

초기 균열은 압축기의 정상 운전 중 작동유체의 가장 많은 저항을 직접적으로 받을 수 있는 Leading edge에 발생한다고 가정하였다. 블레이드와 로터가 결합하는 부분인 Dovetail을 제외하고 블레이드의 날개를 0%, 25%, 50%, 75%로 분류하여 각 면의 Leading edge에 초기 균열을 배치한다. 균열의 시작점과 끝점을 임의의 곡률을 가진 완만한 곡선으로 이어 균열면을 생성한다. 실제 블레이드에 발생한 균열면을 측정하는 것은 매우 어려운 일이고 예측 또한 불가능하다. 따라서 균열의 깊이보다는 블레이드의 외부에서 육안으로 확인 가능한 균열의 시작점과 끝점을 잇는 길이로 정의하여 해석을 수행한다. 본 연구에서 균열의 길이는 100mils, 200mils, 300mils로 정의하며 각각 2.54mm 5.08mm 7.62mm에 해당한다.

2.4 순환대칭 경계조건

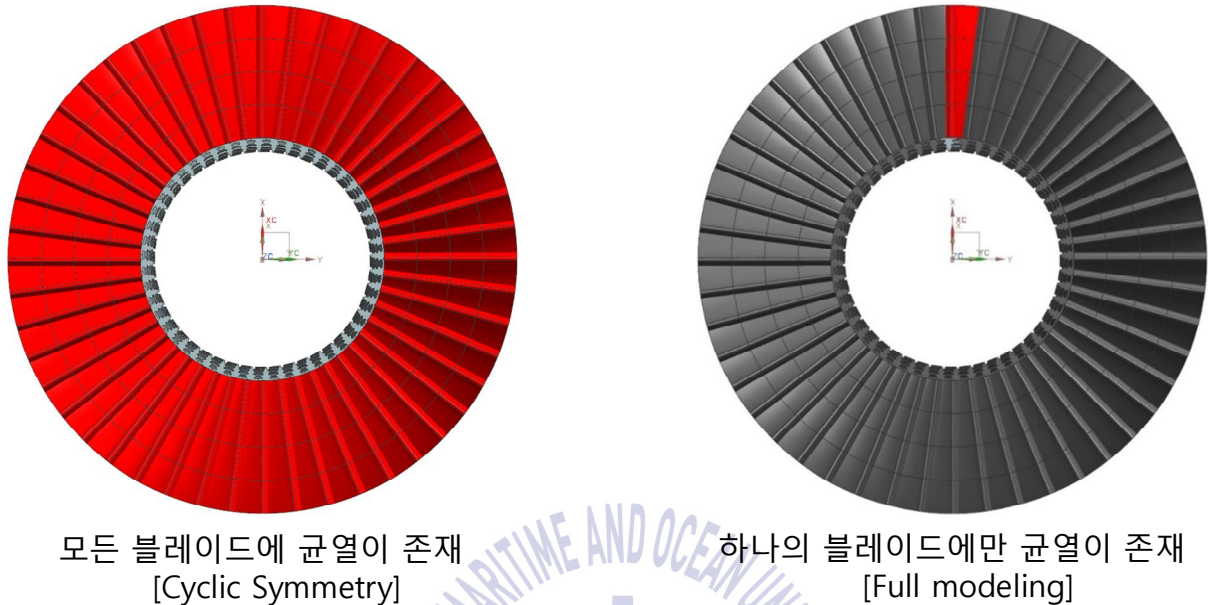


Fig. 5 Cyclic symmetry model and real model of compressor stage 1

해석 경계조건 중 효율적인 해석을 위하여 하나의 블레이드로 단 전체를 해석하는 것과 같은 효과를 기대할 수 있는 순환대칭 경계조건을 부여한다. 해당 조건은 하나의 블레이드와 로터를 기준으로 압축단 블레이드 개수를 입력하고 회전중심을 설정하여 압축단 전체가 존재하는 것처럼 해석을 수행할 수 있는 조건이지만, 해석 결과를 검증해야할 필요가 있다.

균열이 없는 블레이드의 경우 해당 조건을 부여함에 무리가 없다. 그러나 압축단 블레이드에 균열이 존재한다면 순환대칭 경계조건을 검증이 필수적이다. 실제 압축기 블레이드의 파손은 동시다발적으로 모든 블레이드에 균열이 발생하지 않는다. 초기 1~2개의 블레이드가 파손되는 것을 시작으로 파손의 정도가 심해지며 압축단 전체의 고장을 유발한다. 따라서 균열이 존재하는 손상 블레이드가 포함된 압축단 구조해석의 경우 순환대칭 경계조건에 대한 검증이 필요하다. 균열이 존재하는 손상 블레이드에 원심력에 의한 응력이 주변의 균열이 없는 블레이드에 나타나는 응력 집중 및 분포를 변화시킬 수 있는 가능성

이 존재하기 때문이다. 또한, 손상 블레이드의 균열의 크기가 작다면 원심력에 의해 발생한 응력은 주변의 다른 블레이드에 영향을 미치지 못할 것이며 반대로 균열이 큰 경우 주변의 다른 블레이드에 충분한 영향을 미칠 것으로 예상된다.



제 3 장 압축기 블레이드의 구조해석

발전용 터빈 블레이드의 경우 응력 분산과 진동 성능 향상을 위해 블레이드를 Shroud나 Tennon 등의 기계적 장치를 이용하여 임의의 개수로 결속시킨다. 여러 개의 블레이드가 결합된 형태를 Packet이라 부르며 터빈 블레이드의 경우 Packet 시스템을 기준으로 해석을 수행하는 것이 일반적이다. 그러나 압축기 블레이드의 경우 하중 조건이 터빈 블레이드만큼 가혹하지 않기 때문에 여러 개의 블레이드를 결속 시키지 않는다. 하지만 본 연구에서 순환대칭 경계조건의 검증 및 사용을 위해 Packet 시스템과 유사한 형태인 4개의 블레이드를 기계적으로 결속 시키지 않고 하나의 Packet이라 가정하여 구조해석 및 응력, 변위를 분석한다. 해석에 이용된 Packet 시스템은 균열이 없는 블레이드만으로 이루어진 것과 균열이 포함된 하나의 블레이드가 포함된 Packet 시스템이다. 두 가지의 결과를 비교하여 순환대칭 경계조건과 해석 결과의 정확도를 분석한다.

압축기 블레이드의 구조해석은 상용 프로그램인 Abaqus 6.12을 이용하였으며, 균열이 없는 블레이드와 균열이 존재하는 손상 블레이드에 대한 구조해석을 수행하였다.

해석 수행 시 사용된 재료는 보편적으로 압축기, 터빈 블레이드에 사용되는 티타늄 합금의 물성 정보를 이용했으며 Table 1과 같다.

Table 1 Material properties of Ti-6Al-4V

	Young's Modulus [E]	Poisson's ratio [v]	Yield stress [σ_y]
Ti-6Al-4V	114 GPa	0.33	827 MPa

3.1 순환대칭 경계조건이 부여된 1개의 압축기 블레이드

3.1.1 손상이 없는 1개의 압축기 블레이드

압축기 블레이드는 블레이드와 로터가 결합된 채로 회전하여 공기를 압축하게 된다. 이때 블레이드의 회전 방향과 작동유체의 압력분포를 각각의 블레이드 면으로 표현할 수 있다. 블레이드가 직접적으로 공기와 맞닿아 공기가 압축되는 면을 Pressure side, 그 반대 면을 Suction side라 한다. Fig. 5에서의 Pressure side와 Suction side의 응력분포는 다음과 같은 특징이 나타난다. Suction side의 경우 블레이드와 로터의 중간 부분의 응력 수준이 높고 Pressure side의 경우 블레이드와 로터의 양 끝의 가장자리로 갈수록 응력수준이 높게 나타난다.

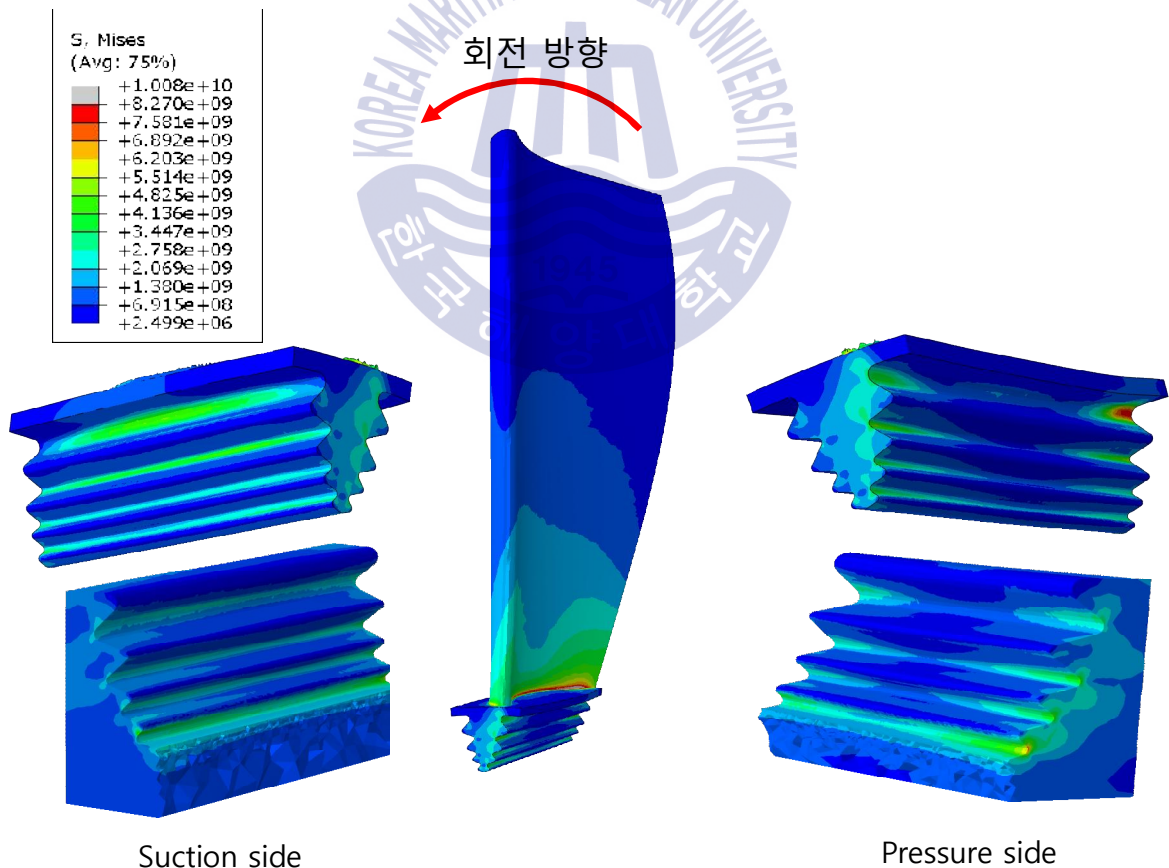


Fig. 6 Stress distribution of compressor blade

이는 Pressure side와 Suction side에 작용하는 외력이 다름을 확인할 수 있고 압축기의 회전방향과 블레이드의 무게중심, 로터와의 체결 각 등, 다양한 변수들에 의해 이러한 응력분포가 발생함을 확인할 수 있다. 또한, 해당 블레이드에서 로터 결합부와 날개의 이음부에 과도한 응력집중이 발생함을 확인할 수 있다. 이는 해석의 수렴 및 정확도의 문제가 아니라 임의의 형상을 가정하여 3차원 모델링 및 해석을 수행했기 때문이다. 형상 최적화를 통하여 응력 집중을 최소화 한다면 해당 문제점은 해결될 것이다.



3.1.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 구조해석

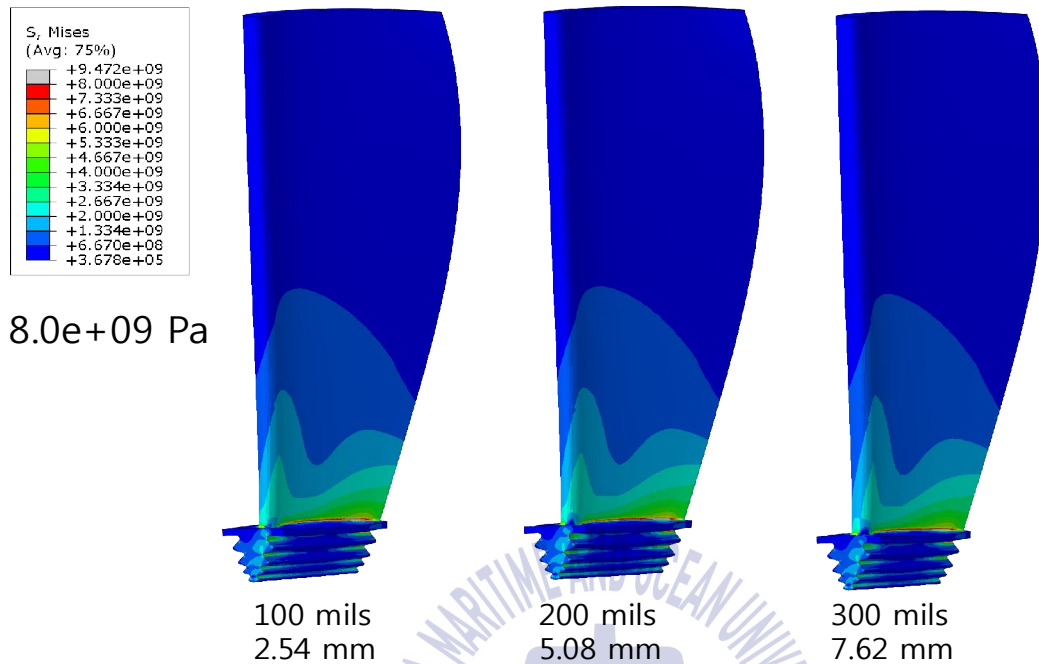


Fig. 7 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 0% span

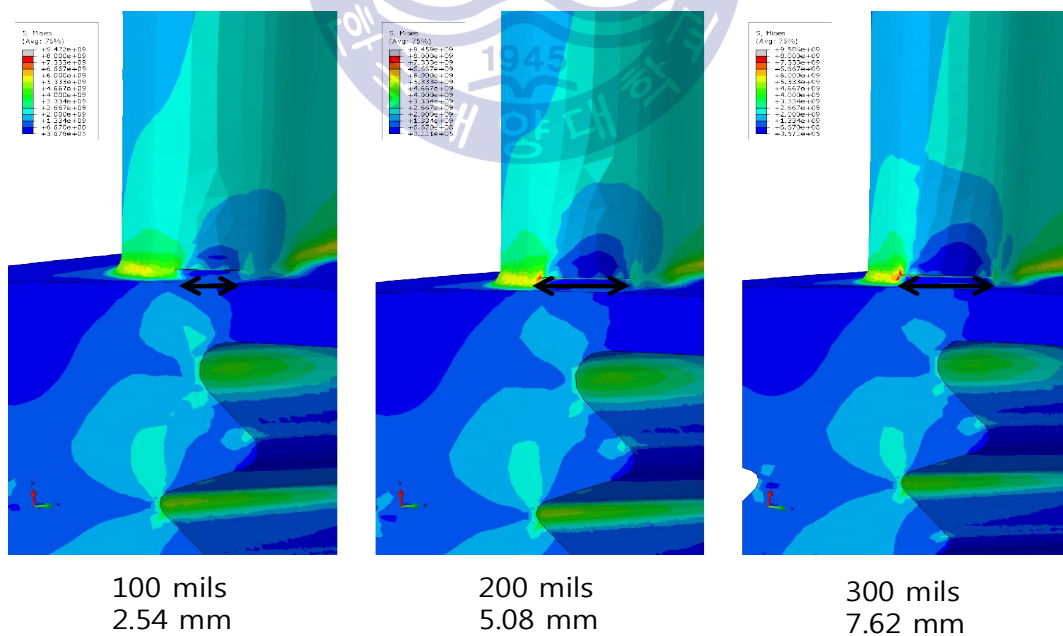


Fig. 8 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 0% span

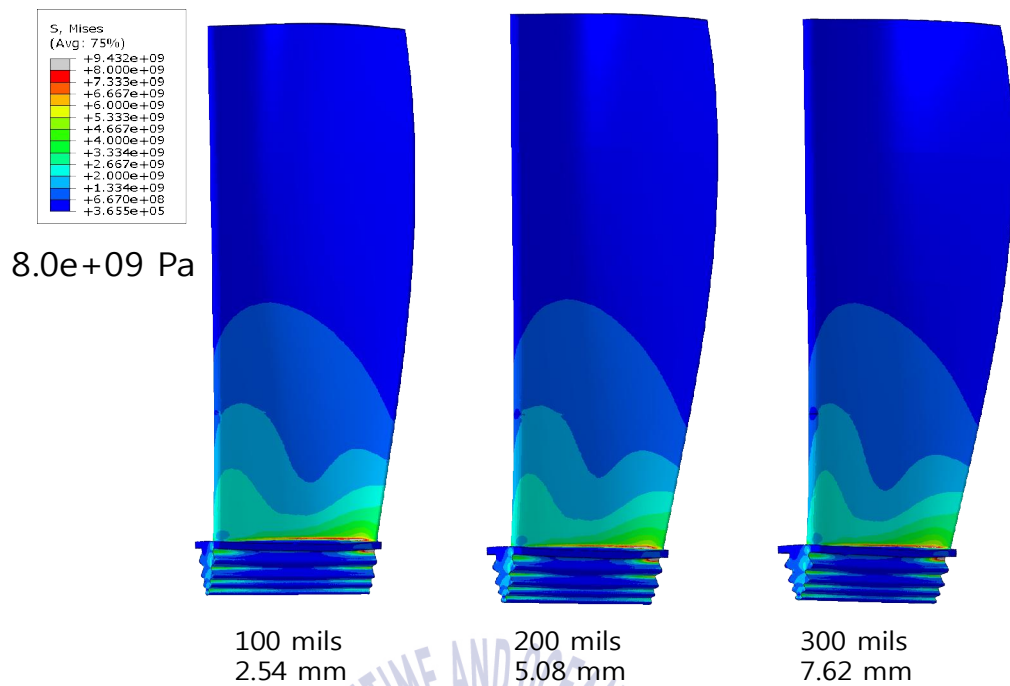


Fig. 9 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 25% span

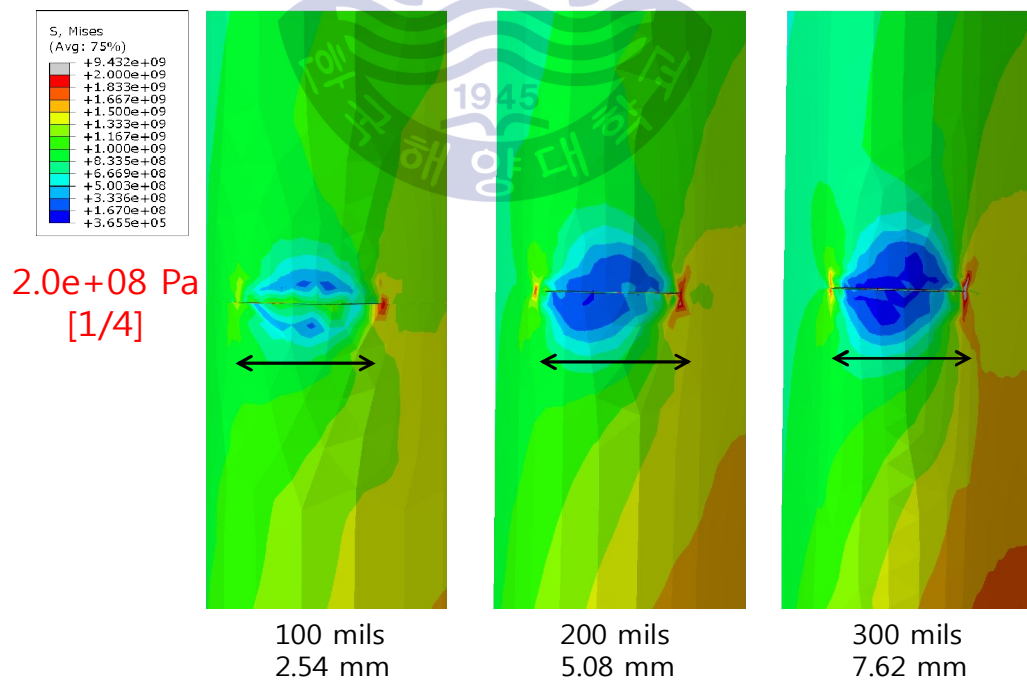


Fig. 10 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 25% span

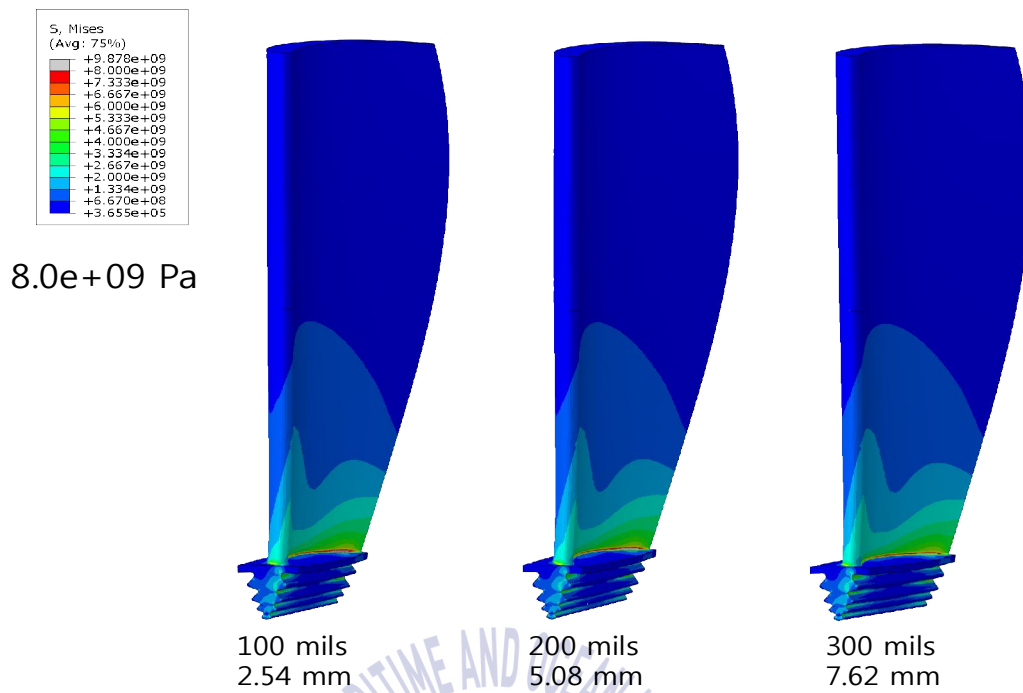


Fig. 11 Stress distribution of compressor blade with initial crack at 50% span

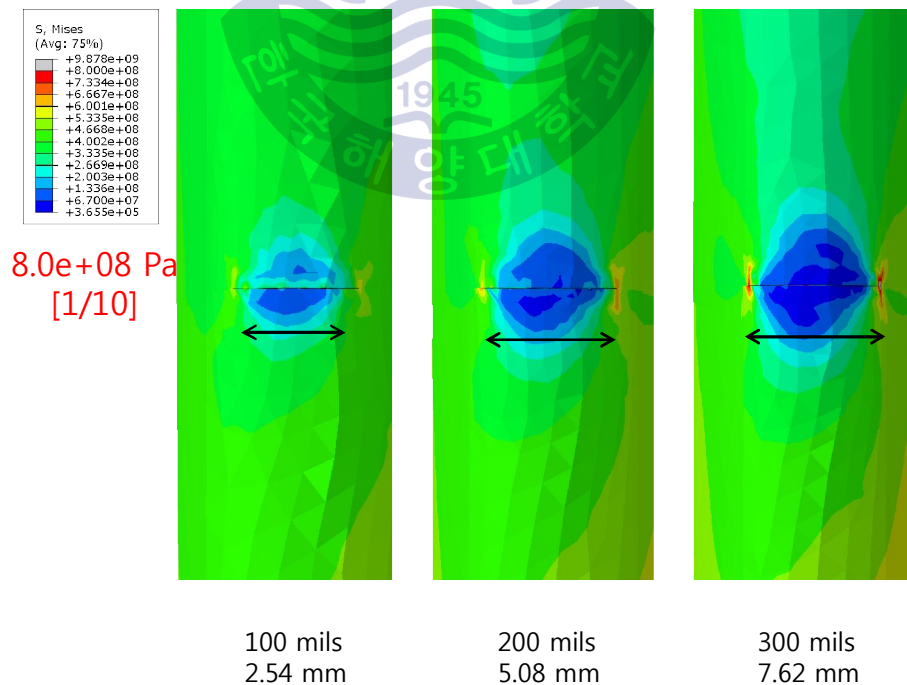


Fig. 12 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 50% span

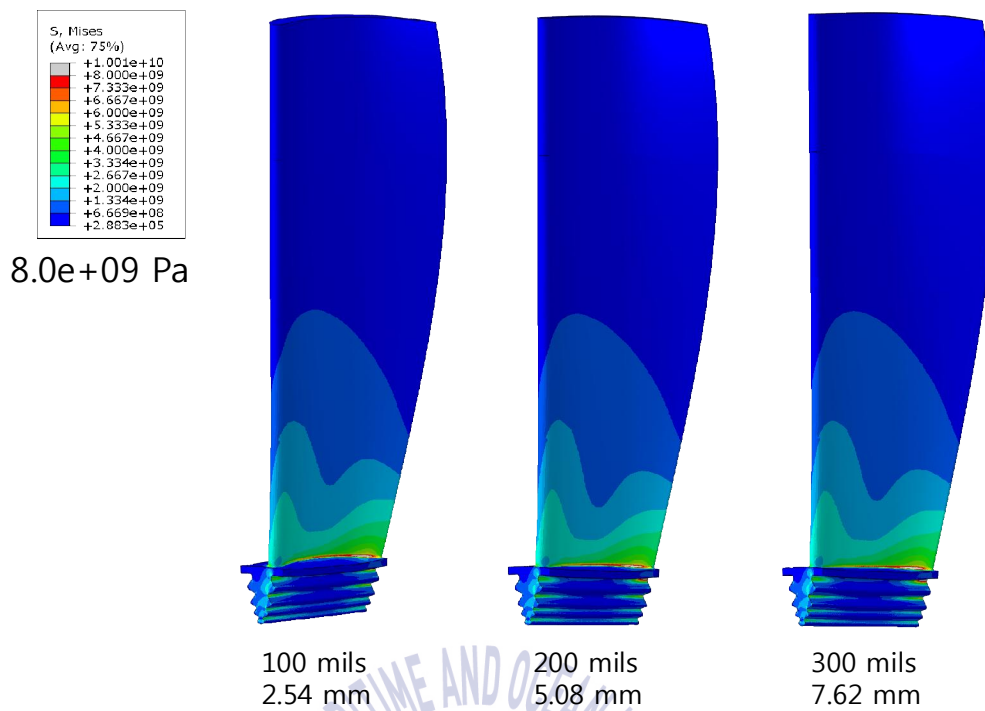


Fig. 13 Stress distribution of compressor blade with an initial crack at 75% span

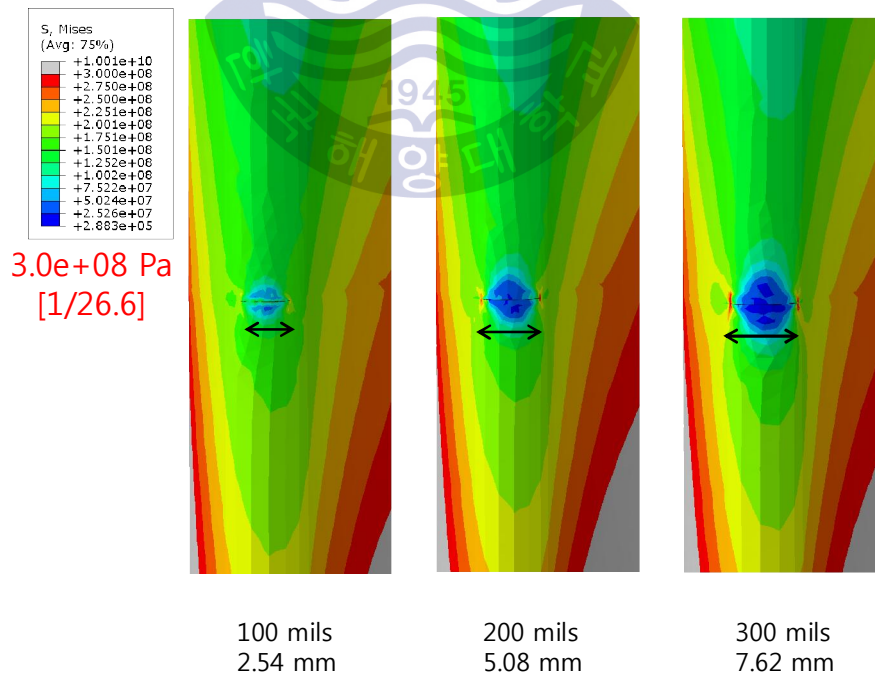


Fig. 14 Zoomed plot of the stress distribution of compressor blade with an initial crack at 75% span

균열의 길이가 100mils, 200mils, 300mils 순으로, 균열의 위치가 0%, 25%, 50%, 75%의 배치 순으로 구조해석을 수행하였고, 각 균열의 양 끝에서 응력집중이 발생함을 알 수 있다. 균열의 위치가 블레이드의 로터 결합부와 멀어질수록 로터 결합부의 응력 수준이 감소하며 균열의 길이가 길어질수록 응력 수준이 증가함을 확인할 수 있다. 균열이 존재하는 블레이드의 Leading edge 표면의 응력 분포 또한 마찬가지로 균열이 블레이드의 로터 결합부와 멀어질수록 응력 수준이 감소하는 경향을 보인다.

이를 대략적인 수치로 비교하면 0%의 균열면 응력을 기준으로 1/4, 1/10, 1/26.6의 수준으로 감소함을 확인할 수 있다. 응력 수준이 감소하는 이유는 로터 결합부에서 블레이드 팁으로 갈수록 균열이 부담해야하는 원심력 방향으로 균열면 바깥쪽 날개부 질량이 줄어들고 이로 인해 균열 근처에서 부담해야하는 원심력과 응력이 상대적으로 감소하기 때문이다.



3.1.3 블레이드 팁 절점 변위 분석

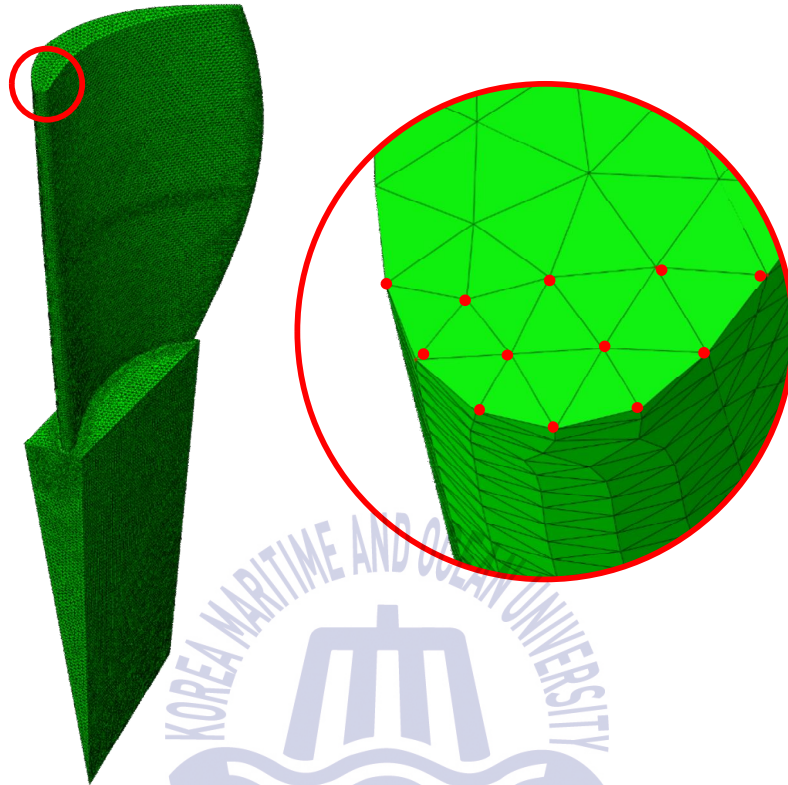


Fig. 15 Node set of blade tip for detecting the displacements

균열이 존재하는 손상 블레이드는 균열면 근처에서 응력집중이 발생하였고, 균열이 존재하지 않는 블레이드의 응력 분포와는 약간의 차이를 확인하였다. 응력 분포의 차이를 이용하여 균열의 존재 유무를 판단할 수 있으나 압축기 블레이드의 균열 존재 유무를 판단하기 위해 정상 운전 중인 압축기의 응력상태를 확인하는 것은 매우 어려운 일이다. 따라서 정상 운전 중의 상태에서 균열의 존재 유무를 판단하기 위해 블레이드 팁 변위를 분석해 보고자 한다.

블레이드 팁 전체의 변위를 모두 분석해야하나 계산 자원의 효율적 이용 및 센서의 위치를 임의대로 정할 수 있다는 가정하에 Fig. 9와 같이 균열의 영향을 직접적으로 받을 수 있는 Leading edge 근처의 절점을 기준으로 삼았다.

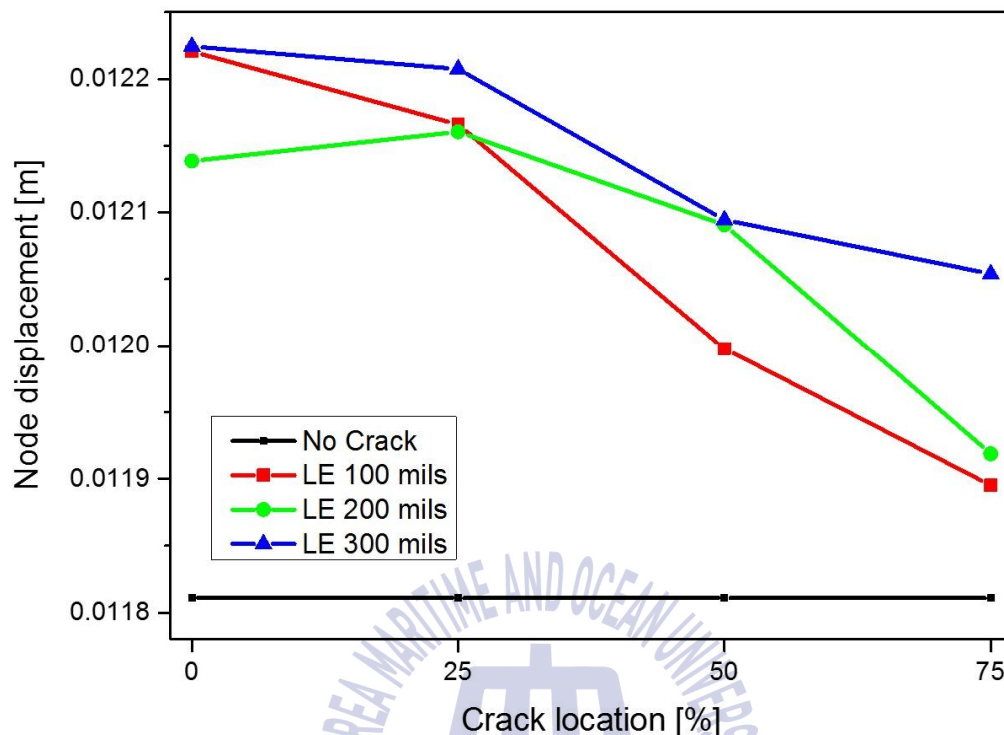


Fig. 16 Tip displacements depending on the position of initial crack

Fig. 10은 균열이 존재하지 않을 때와 균열의 길이가 100mils, 200mils, 300mils일 때, 균열의 위치가 0%, 25%, 50%, 75% 일 때 설정한 절점들의 변위를 나타낸 그래프이다. 가로축은 균열의 위치를 나타내고 세로축은 절점의 변위를 나타낸 것이다. 균열의 위치가 블레이드 팁에 가까워질수록 변위의 크기는 작아지며 균열의 길이가 길어질수록 변위의 크기가 커지는 것을 확인할 수 있다.

로터와 결합부에 근접한 0% span에 균열이 존재할 때 100mils, 200mils의 변위의 크기가 전체적인 그래프의 경향과는 약간 다른 양상을 보이는데, 이는 해석 수행에 이용된 형상정보가 임의의 모델을 가정하여 생성하였고, 실제 블레이드와의 형상 차이가 존재하기 때문이다. 또한, 블레이드 팁에 존재하는 모든 절점들을 비교하지 않았고 설정한 절점들이 원심력 방향으로 변위가 발생할 때 변형에너지가 비틀림이나 다른 형태로 이용되었다고 판단할 수 있다.

3.2 순환대칭 경계조건의 검증

앞서 수행된 구조해석의 결과는 순환대칭 경계조건이 부여된 해석 결과이다. 한 쌍의 블레이드-로터만으로 압축단을 해석하는 것과 같은 결과를 얻을 수 있는 경계조건이지만, 실제 발전용 압축기는 파손 시 모든 블레이드에서 균열이 발생하지 않는다. 따라서 블레이드에 발생한 균열의 정도와 균열로 인한 영향이 양 옆 블레이드에 미치지 않는다는 가정이 필요하며 검증하고자 한다.

순환대칭 경계조건의 검증은 3.1절에서 수행된 균열의 길이인 100mils, 200mils, 300mils와 달리 균열의 길이를 더 증가시켜 1500mils에 대한 구조해석 결과를 이용한다. 이는 균열의 길이가 길어질수록 블레이드의 손상의 정도가 증가하게 되고 이는 손상된 블레이드가 양 옆 블레이드에게 미치는 영향이 커진다는 것을 예측할 수 있다. 1500mils의 균열을 이용하여 더 높은 강도의 기준으로 순환대칭 경계조건을 검증하고자 한다.

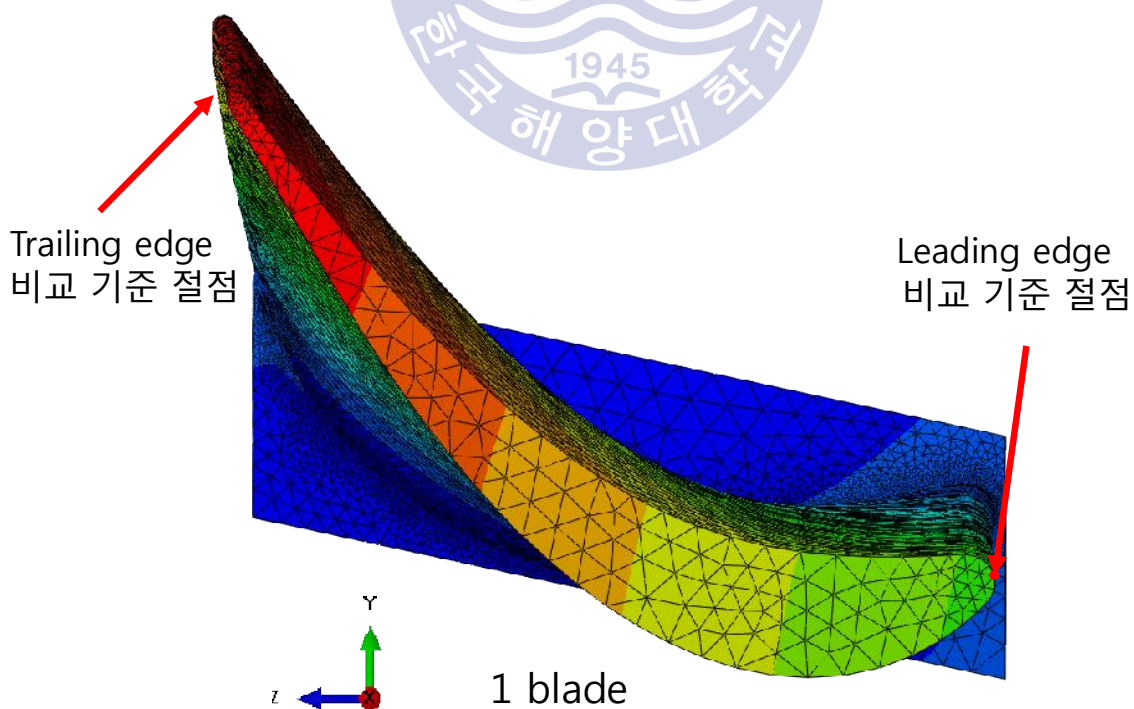


Fig. 17 Node set of uncracked blade tip for analyzing the displacements

변위 분석에 이용된 모델은 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드와 균열이 존재하는 손상 블레이드에 대한 구조해석 모델이다. 순환대칭 경계조건이 부여되었으며 두 모델의 Leading edge와 Trailing edge의 절점을 기준으로 변위 분석을 통해 균열의 유무에 따라 발생하는 변위의 차이와 비틀림의 유무에 대해 분석한다.

정확한 비교를 위해서 3차원의 변위 및 비틀림 분석이 행해져야 하지만, 변위와 비틀림을 쉽게 확인하기 위하여 Z방향의 변위는 생각하지 않고 X방향과 Y방향의 좌표 값 및 변위에 대해 분석한다. Fig. 11과 Fig. 12를 참고하면 블레이드의 변위의 차이는 육안으로 구분 가능하다. 균열이 존재하는 손상 블레이드가 더 크게 변형한 것을 확인할 수 있으며 절점의 좌표를 이용하여 수치적으로 분석할 수 있다.

균열이 없는 블레이드에 대한 Leading / Trailing의 각 절점의 변위는 Table 2와 같다.

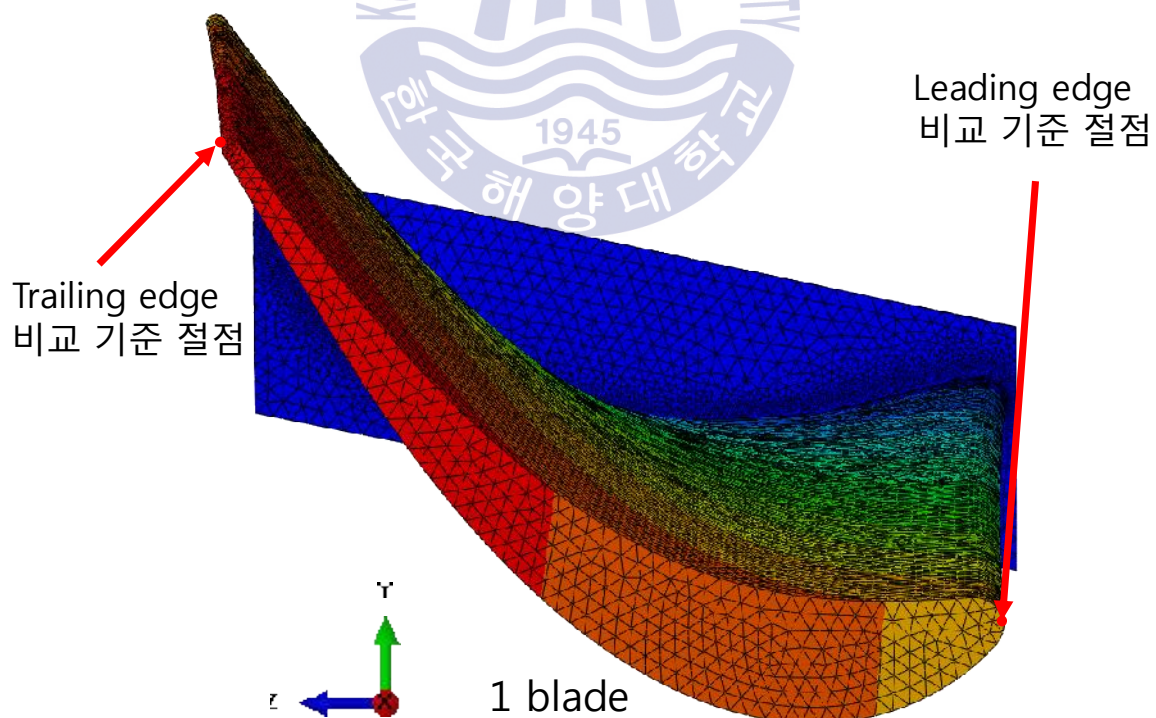


Fig. 18 Node set of cracked blade tip for analyzing the displacements

Table 2 Displacement of uncracked blade tip node set

	Displacement (X) [m]	Displacement (Y) [m]	Displacement (X, Y) [m]
Leading edge	0.00949	-0.03293	0.0427
Trailing edge	0.02202	-0.054	0.06317

Table 3 Displacement of cracked blade tip node set

	Displacement (X) [m]	Displacement (Y) [m]	Displacement (X, Y) [m]
Leading edge	0.00428	-0.18762	0.1876
Trailing edge	0.03503	-0.21397	0.21682

원심력 방향인 X축 방향과 그에 수직인 Y축 방향에 대해 변위를 분석하고 상대적으로 수치가 작으며 블레이드 팁 변위에 큰 영향을 끼치지 않는 회전 축 방향인 Z축은 우선 배제하여 분석한다.

압축기 블레이드의 Leading edge 절점에서의 변위는 0.0427m이며 Trailing edge 절점에서의 변위는 0.06317m 이다. 각 절점의 변위의 크기가 다르므로 비틀림이 발생했다고 판단할 수 있으며 비틀림에 대한 정도를 단순히 수치로 표현하면 두 값의 차인 0.021m로 표현가능하다.

균열이 존재하는 손상 블레이드에 대한 Leading / Trailing 의 각 절점의 변위는 Table 3과 같다. 균열이 존재하는 손상 블레이드의 Leading edge 절점에서의 변위는 0.018747m 이며 Trailing edge 에서의 변위는 0.21682m이다. 이를 수치적으로 표현하면 0.029m로 표현 가능하다.

Table 2와 Table 3의 각 항목들을 비교하면 Leading edge와 Trailing edge 절점은 균열의 영향으로 변위가 달라졌고, 비틀림에 대한 단순 비교 수치는 약 0.021m와 0.029m의 차인 0.008m로 표현 가능하다. 균열이 존재하는 손상 블레이드의 수치가 더 크기 때문에 변위와 비틀림의 수준이 더 높음을 확인할 수 있다. 한 쌍의 블레이드-로터의 구조해석을 통해 균열의 유무에 따라 블레이드 팁의 변위와 비틀림의 발생 양상이 달라짐을 확인하였다.

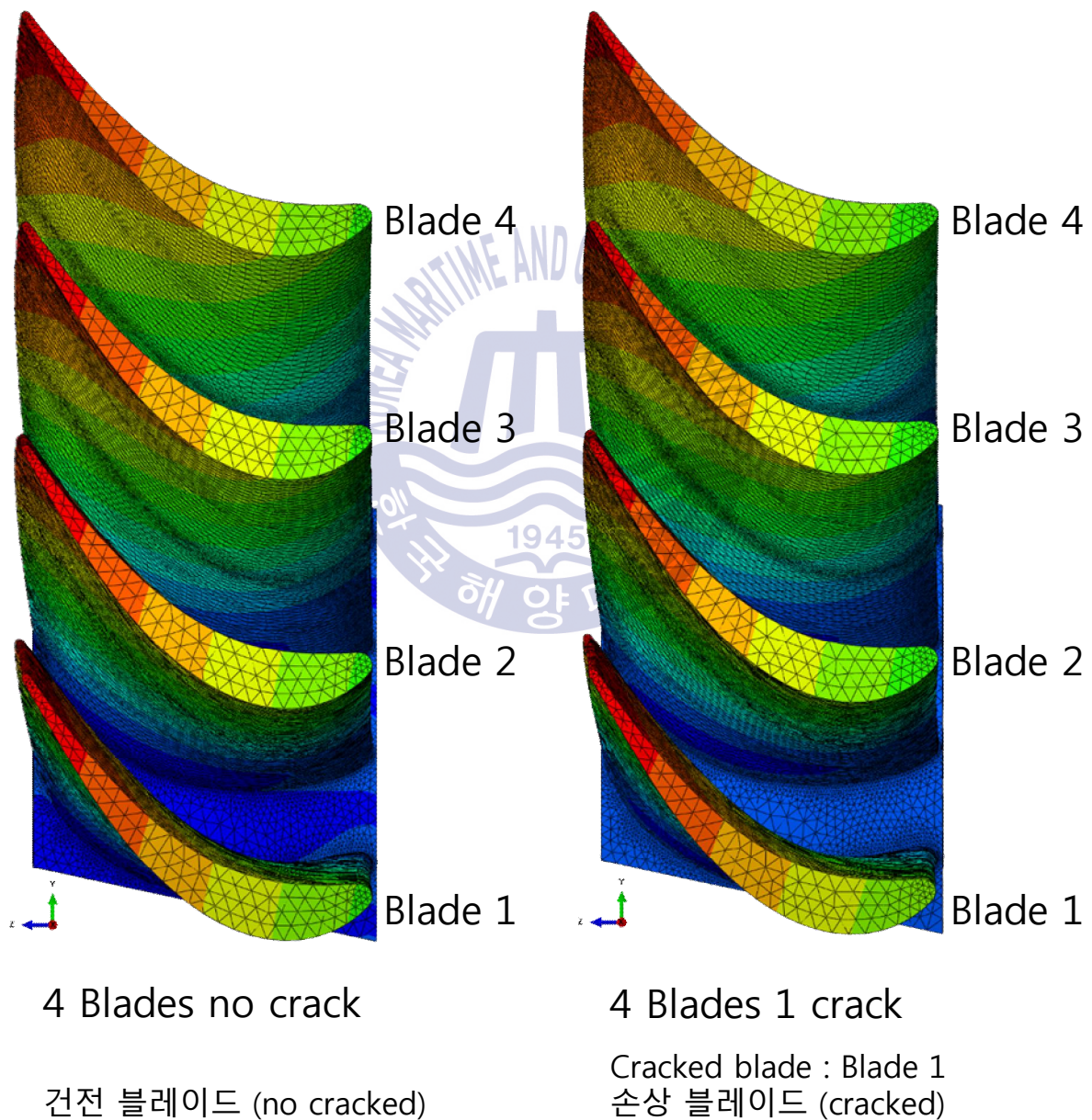


Fig. 19 Node set of cracked/uncracked blade tip

한 쌍의 블레이드-로터의 팁 변위 및 비틀림 분석과 마찬가지로 4개의 블레이드 팁에 Leading/Trailing의 절점을 기준으로 변위와 비틀림 분석을 수행한다.

4개의 블레이드에 대한 Leading/Trailing의 각 절점의 변위는 다음과 같다.

Table 4 Tip displacements of four uncracked blades

		Displacement X [m]	Displacement Y [m]	Distance of each node in blade tip [m]
Blade 1	Leading	0.00948	-0.03296	0.0343
Blade 2		0.01370	-0.03144	0.0343
Blade 3		0.01769	-0.02938	0.0343
Blade 4		0.02138	-0.02682	0.0343
Blade 1	Trailing	0.02199	-0.05466	0.05892
Blade 2		0.02894	-0.05132	0.05892
Blade 3		0.03539	-0.04711	0.05892
Blade 4		0.04124	-0.04208	0.05892

Table 5 Tip displacements of three uncracked blades and a cracked blade

		Displacement X [m]	Displacement Y [m]	Distance of each node in blade tip [m]
Blade 1	Leading	0.00998	-0.03399	0.03542
Blade 2		0.01344	-0.02929	0.03222
Blade 3		0.01716	-0.02730	0.03225
Blade 4		0.02057	-0.02478	0.0322
Blade 1	Trailing	0.02187	-0.05367	0.05795
Blade 2		0.02843	-0.04921	0.05684
Blade 3		0.03462	-0.04510	0.05685
Blade 4		0.04018	-0.04015	0.05680

한 쌍의 블레이드-로터의 팁 변위 및 비틀림 분석과 마찬가지로 4개의 블레이드 팁에 Leading edge와 Trailing edge의 절점을 기준으로 변위와 비틀림 분석을 수행한다.

각 블레이드 팁의 절점을 기준으로 균열의 유무에 따라 블레이드 간의 간격 변화를 분석할 수 있다. 4개의 균열이 없는 블레이드의 경우 Leading edge 절점의 간격이 0.0343m이고, Trailing edge 절점의 간격이 0.05892m로 나타난다. 각 절점간의 간격이 일정하게 나타나며 Leading edge 절점의 간격과 Trailing edge 절점의 간격의 차이가 존재하므로 비틀림이 발생함을 판단할 수 있다.

1개의 균열이 존재하는 손상 블레이드가 포함된 4개의 블레이드의 경우 균열이 존재하는 Blade 1과 균열이 없는 Blade 2의 간격은 Leading edge 절점에서 0.03542m, Trailing edge 절점에서 0.05795m로 나타난다. 균열이 없는 나머지 블레이드 팁 절점끼리의 간격은 Leading edge 0.0322m, Trailing edge 0.0568m로 일정한 간격을 유지한다. Leading edge 절점간의 간격과 Trailing edge 절점간의 간격 차이가 발생하므로 비틀림이 발생함을 확인할 수 있다.

균열이 존재하는 손상 블레이드의 경우 주변 블레이드와의 간격 비교를 통해 변형 양상이 다름을 확인할 수 있으며 좀 더 직관적인 비교를 위해 블레이드 절점간의 이루는 각을 비교 분석할 수 있다.

Table 6 Blade angles of four uncracked blades

Blades		θ (degree)
Blade 1 and Blade 2	Leading	7.499
Blade 2 and Blade 3		7.499
Blade 3 and Blade 4		7.499
Blade 1 and Blade 2	Trailing	7.499
Blade 2 and Blade 3		7.496
Blade 3 and Blade 4		7.500

Table 7 Blade angles of three uncracked blades and a cracked blade

Blades		θ (degree)
Blade 1	Leading	
Blade 2		7.586
Blade 3		7.499
Blade 4		7.501
Blade 1	Trailing	
Blade 2		7.481
Blade 3		7.499
Blade 4		7.500

실제 압축단의 블레이드 개수는 48개이므로 블레이드 간의 각은 7.5° 가 되어야 한다. 균열이 없는 4개의 블레이드의 경우 블레이드 팁 절점을 기준으로 블레이드 간 이루는 각도가 Leading edge 절점에서 7.499° , Trailing edge 절점에서 7.499° 로 Leading edge와 Trailing edge 모두 일정한 각도를 이룬다. 실제 블레이드 간의 각인 7.5° 와 유사하게 분석됨으로 해석결과가 올바름을 확인할 수 있다.

균열이 포함된 손상 블레이드의 경우 블레이드 간의 이루는 각의 양상이 다르게 나타난다. 균열이 존재하는 손상 블레이드와 주변의 블레이드 간의 각은 Leading edge 절점에서 7.586° Trailing edge 절점에서 7.481° 로 나타나며 이는 균열이 없는 다른 블레이드 간의 이루는 각인 7.499° 와 차이가 존재한다. 따라서 균열이 존재하는 손상 블레이드는 균열이 없는 다른 블레이드와 변위, 변형, 블레이드 간의 각의 차이가 존재하며 이 차이는 충분히 비교 가능한 수준이다.

3.3 블레이드 결합부 근처의 균열의 길이에 대한 Case Study

3.1절의 Fig. 10을 통해 블레이드 팁 변위 분석을 통해 블레이드의 균열이 로터 결합부 근처에 위치할수록 블레이드 팁의 변위의 증가 폭이 넓어짐을 확인할 수 있다. 따라서 균열의 길이를 변수로 두고 연구를 진행할 때, 변위의 변화폭이 가장 큰 균열의 위치는 결합부 근처임을 예측할 수 있다. 이에 균열의 위치를 결합부 근처인 0% Span으로 설정하고 균열의 길이를 달리하여 해석을 수행한다. 해석 수행 시 한 개의 블레이드를 이용하여 한 개의 압축단의 모든 블레이드를 해석하는 결과를 얻을 수 있는 순환대칭 경계조건을 부여하였으며 해석에 이용된 재료 물성은 좀 더 실제 물성과 유사한 재료를 이용하였으며, 블레이드의 재료 물성은 GTD 450, 로터의 재료 물성은 A182 F11을 이용하였다. 물성 정보는 Table 8과 같다.

Table 8 Material properties of blade, rotor part

	Materials	Young's modulus [E]	Poisson's ratio [v]	Yield stress [σ_y]
BLADE	GTD 450	203.395 GPa	0.28	814 MPa
ROTOR	A182F11	204 GPa	0.29	585 MPa

해석 변수인 균열의 길이는 100mils, 200mils, 300mils, 500mils, 700mils, 900mils, 1100mils, 1300mils, 1500mils, 1700mils, 1900mils, 2100mils, 2300mils, 2500mils로 총 14개의 Case study를 진행하였다. 해석 결과를 이용하여 Fig. 9에서 설정된 절점의 변위를 분석한다.

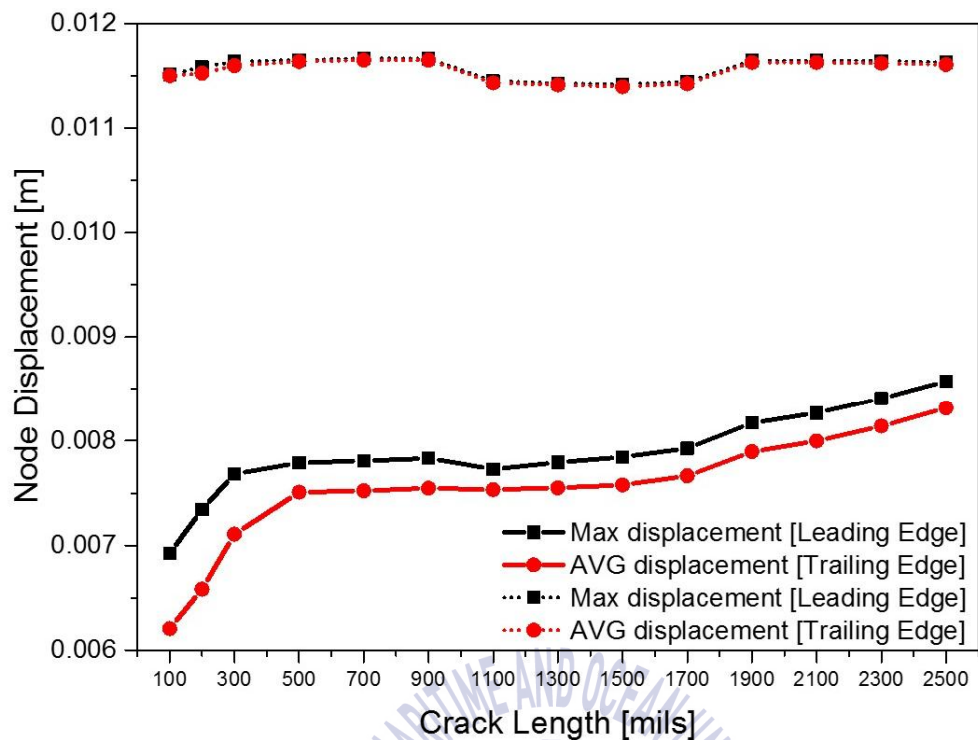


Fig. 20 Vertical displacements of the blade tip at leading and trailing edges, depending on the crack length

Fig. 20 의 그래프는 블레이드 팁의 Leading edge와 Trailing edge의 절점의 변위를 분석한 것이다. 블레이드 팁의 Leading edge는 Trailing edge에 비해 변위가 상대적으로 작게 나타나고, 변위의 변화 폭은 더 넓게 나타난다. 균열의 길이가 100mils, 200mils, 300mils의 경우의 블레이드 팁 변위는 상대적으로 급격하게 변화하며 500mils 이후의 블레이드 팁 변위는 작은 폭으로 증가한다.

블레이드 팁의 Trailing edge 경우 균열의 길이에 따른 변위의 변화에 대한 영향은 크지 않은 것으로 판단할 수 있다. 이는 블레이드의 Leading edge에 균열이 위치하고 있기 때문이다. 블레이드 팁의 Leading edge와 Trailing edge의 변형 양상 또한 위 그래프로 예측할 수 있다. Leading edge와 Trailing edge의 절점의 개수는 각각 15개 이다. 15개 절점의 변위 정보를 최고치와 평균치로 구분하여 분석해보면 Leading edge에서의 최고치와 평균치 차이가 Trailing edge에서의 차이보다 크게 나타난다. 이는 블레이드 팁의 Leading

edge에서의 변형이 Trailing edge에서의 변형보다 더 급격하게 나타난다.

위 그래프에서 균열의 길이가 500mils에서 1500mils까지의 구간은 블레이드 팁 절점의 변위가 크게 변화하지 않는다. 해당 구간의 변위 변화폭이 크지 않기 때문에 비틀림 및 회전 각, 비틀림을 반영한 원심력 방향의 변위를 비교 분석할 필요가 있다. 따라서 블레이드 팁 절점의 변위를 좌표 변환을 이용하여 실린더 좌표계로 나타낼 수 있다. 실린더 좌표계의 좌표인 $R(r)$, $\Theta(\theta)$ 를 이용하여, 로터의 회전축인 Z축을 Θ 로 원심력 방향의 X축을 R로 바꾸어 보면 다음과 같은 그래프를 얻을 수 있다.

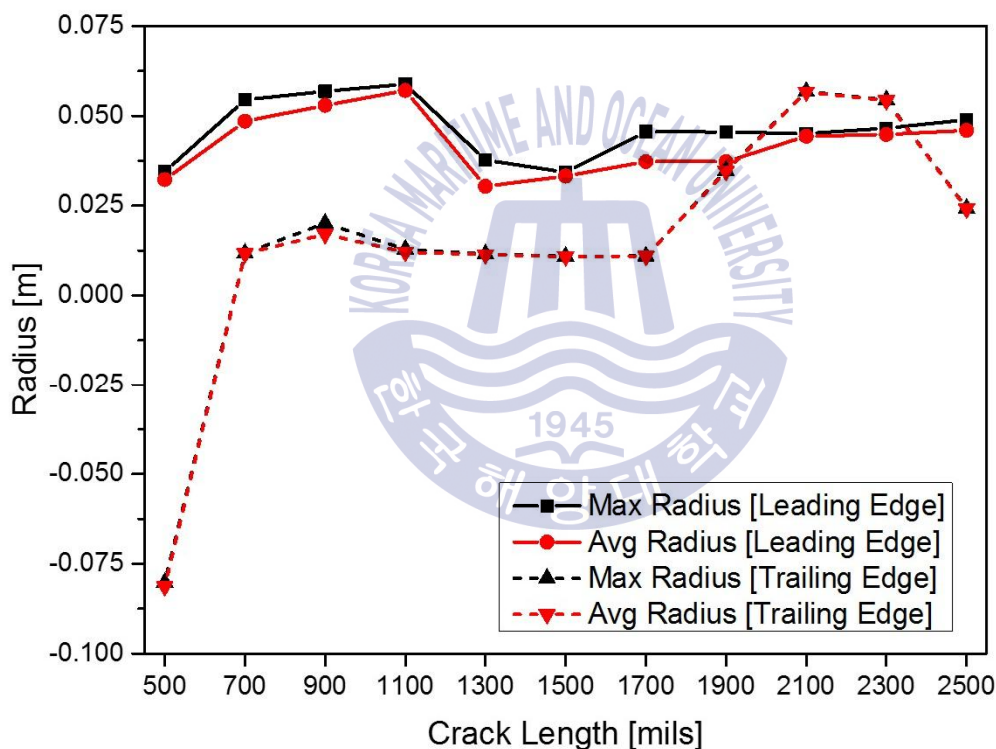


Fig. 21 Axial displacements of the blade tip at leading and trailing edges, depending on the crack length

Fig. 21은 균열의 길이에 대한 블레이드 팁 절점의 반지름 방향 변위이다. 블레이드 팁 Leading edge 절점의 경우 균열의 길이가 500mils에서 1100mils까지 변위가 증가하는 경향을 보이며 이후 1500mils까지 변위가 감소하며

1700mils 이후로는 변위의 변화폭이 좁다. 블레이드 팁 Trailing edge 절점의 경우 균열의 길이가 500mils에서 700mils까지 변위가 증가하는 경향을 보이며 이후 1700mils까지 변위의 변화의 폭이 좁은 상태로 유지하고 2300mils까지 증가하는 양상을 보이다가 2500mils에서 감소한다.

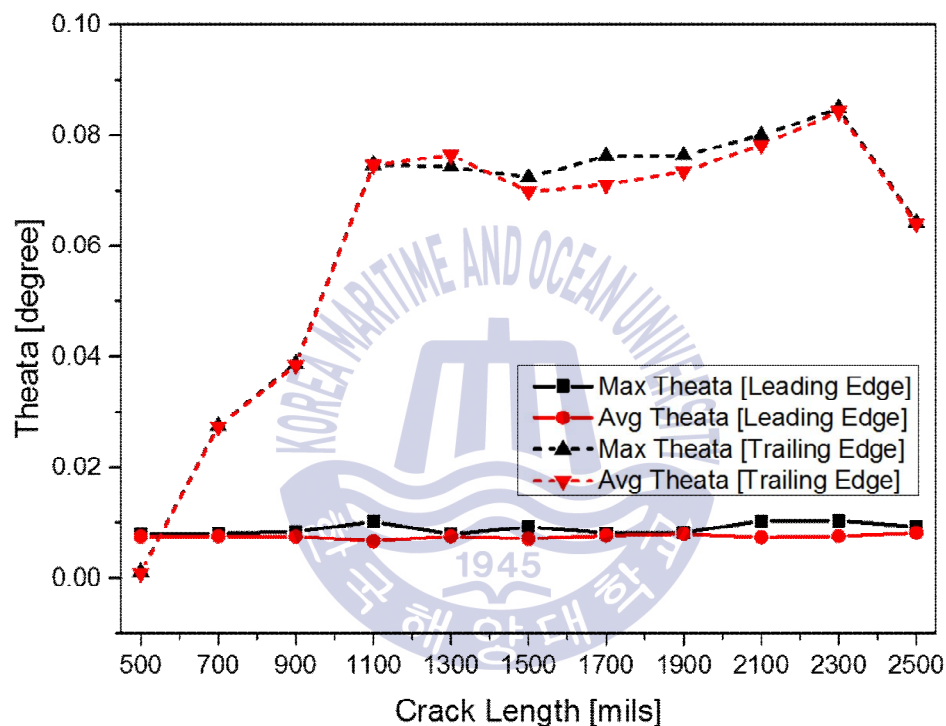


Fig. 22 Torsional angles the blade tip at leading and trailing edges, depending on the crack length

Fig. 22의 그래프는 균열의 길이에 대한 블레이드 팁 절점의 비틀림 각의 변화를 나타낸 것이다. 블레이드 팁 Leading edge 절점의 각 변화는 균열의 길이에 따라 크게 변화하지 않는 양상을 보인다.

하지만 블레이드 팁 Trailing edge 절점의 경우 균열의 길이가 500mils에서 1100mils 구간은 비틀림 각이 증가하고 1100mils에서 2300mils 구간은 변화의 폭이 좁으며 마지막 2500mils에서 감소하는 경향을 보인다. 블레이드 팁의 Leading edge의 절점보다 Trailing edge의 절점에서의 각 변화량이 더 크게 나타났으며 이는 균열의 길이에 대한 영향이 Leading edge보다 Trailing edge에서 더 크게 나타남을 확인할 수 있다.



제 4 장 압축기 블레이드의 진동해석

본 장에서는 3장의 압축기 블레이드에 대한 구조해석의 결과인 응력, 변위에 대한 분석에 이어 순환대칭 경계조건을 부여한 한 쌍의 블레이드-로터와 한 개의 압축단 전체의 형상정보를 이용하여 진동 해석을 수행한다. 진동 해석의 결과는 고유 모드와 고유 모드에 나타나는 Nodal diameter, Nodal Circle, 고유 진동수가 있으며 이를 비교 분석하여 결론을 내릴 수 있다. 진동 해석을 통한 고유 진동수로 비교하며 실제 발전용 압축기 운전 상태에서의 동적 거동을 간접적으로 예측하고자 한다.

4.1 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드

균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 진동해석은 순환대칭 경계 조건이 부여된 한 쌍의 블레이드-로터와 한 개의 압축단 전체의 형상정보를 이용하여 해석을 수행한다. 순환대칭 경계조건이 올바르게 부여된다면 균열이 존재하지 않는 블레이드의 경우 순환대칭 경계조건과 관계없이 고유진동수와 고유 모드가 동일하게 나타나야 한다. 본 절에서는 압축기 블레이드의 해석 결과를 비교 분석하여 순환대칭 경계 조건의 작동과 부여 타당성에 대해 확인해보고자 한다.

압축기 블레이드는 회전축을 기준으로 회전하는 회전체이기 때문에 고유 모드 해석 수행 시 불필요한 모드와 강제모드가 나타나게 된다. 이를 제외하고 나타는 첫 번째 모드부터 분석해보고자 한다. 해석에 이용된 재료물성은 구조해석과 마찬가지로 GTD 450을 이용하며 효율적 계산 자원과 해석 시간 단축을 위해 블레이드와 로터가 결합된 형태로 해석을 수행하였다.

4.1.1 순환대칭 경계 조건이 적용된 1개의 블레이드에 대한 고유 진동수

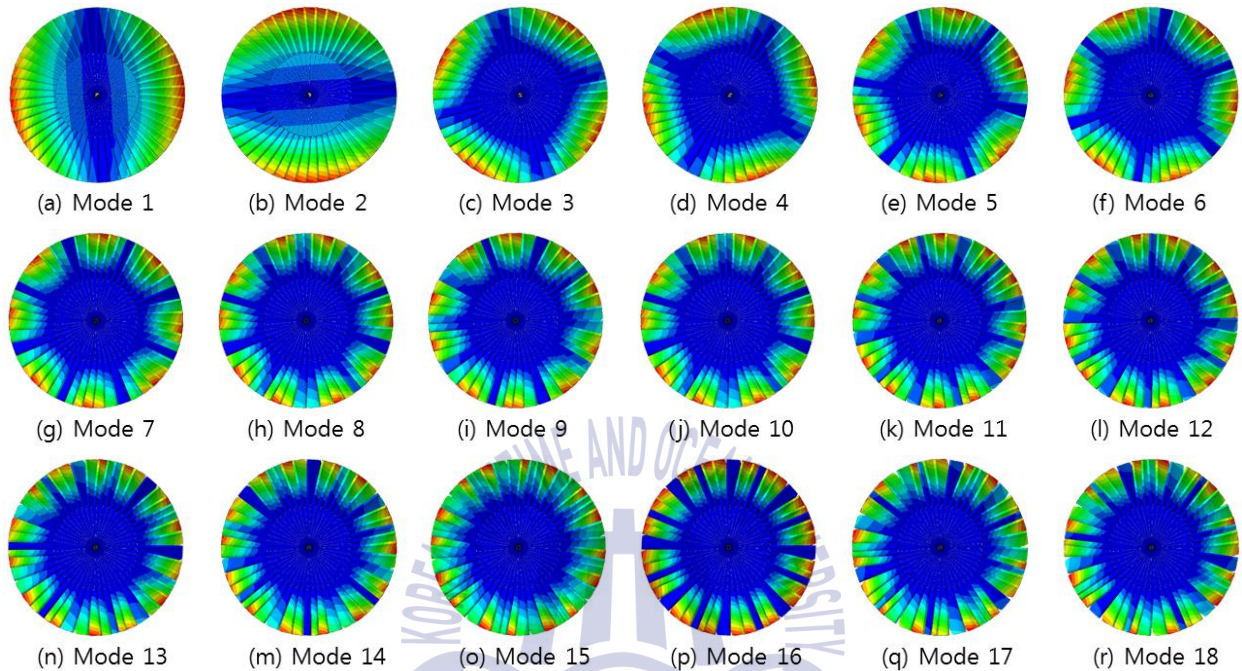


Fig. 23 Eigen modes of a blade with cyclic symmetry condition

Table 9 Natural frequencies (Hz) of a blade with cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.9943	59.9943	68.1788	68.1788	68.372	68.372
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.434	68.434	68.484	68.484	68.5382	68.5382
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.5994	68.5994	68.6668	68.6668	68.7387	68.7387

총 18개의 고유 모드에 대한 해석을 수행하였으며 Fig. 17과 Table 9를 통해 고유 모드 및 고유 진동수를 확인할 수 있다. 모드 1과 모드 2의 고유진동수

는 서로 같다. 또한 다른 고유 모드들도 같은 고유 진동수를 갖는 결과를 찾을 수 있다.

4.1.2 1개의 압축단 형상에 대한 고유 진동수

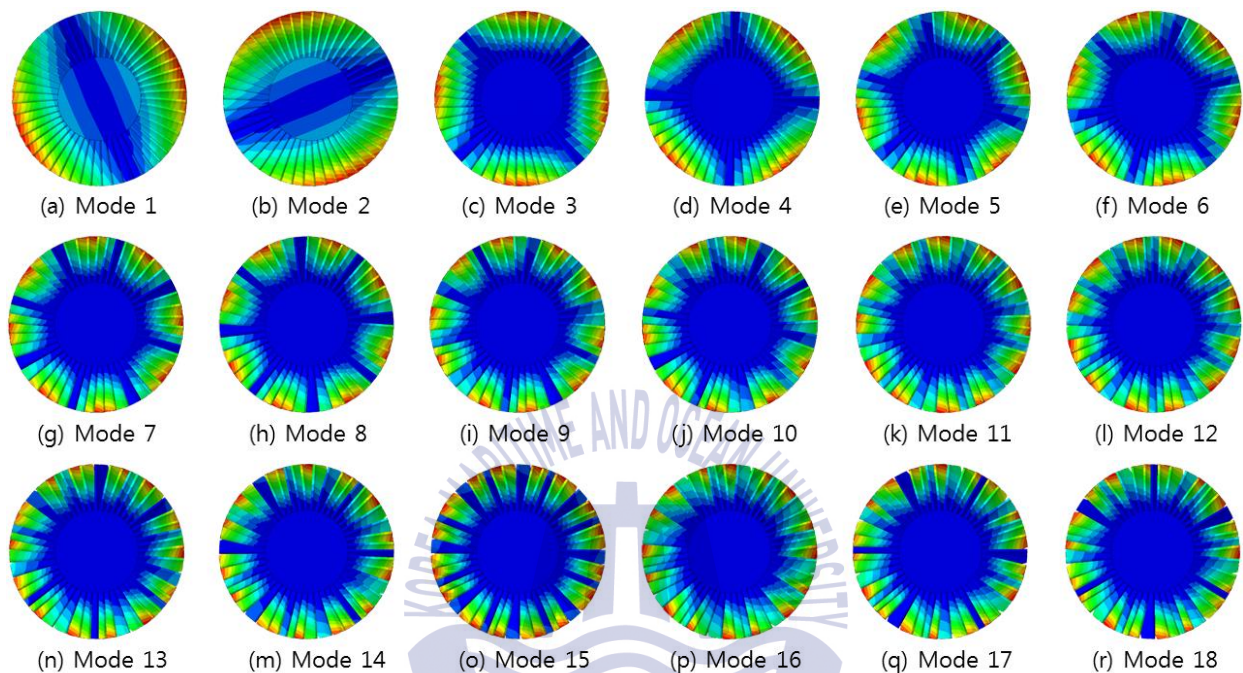


Fig. 24 Eigen modes of 48 blades without cyclic symmetry condition

Table 10 Natural frequencies (Hz) of 48 blades without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.9943	59.9943	68.1788	68.1788	68.372	68.372
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.434	68.434	68.484	68.484	68.5382	68.5382
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.5994	68.5994	68.6668	68.6668	68.7387	68.7387

균열이 없는 블레이드의 경우 순환대칭 경계조건의 유무와 관계없이 정확하게 같은 결과가 나타난다. 이는 순환대칭 경계조건이 올바르게 부여되었음을 나타낸다. 순환대칭 경계조건이 없는 한 개의 압축단 고유 진동수 또한 같은 고유 진동수를 갖는 다른 두 개의 고유 모드가 발견된다. 이는 회전체 특성상 굽힘 방향이 달라져도 같은 효과가 나타나기 때문이다. 따라서 같은 진동수를 갖는 다른 두 개의 고유 모드들은 하나의 고유 모드라 판단해야한다.

4.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드

균열이 존재하는 압축기 블레이드의 경우 순환대칭 경계조건의 적용에 따라 결과가 상이하게 달라질 것이다. 실제 압축기 블레이드의 파손 시 모든 블레이드에 균열이 발생하지 않는다. 따라서 모든 블레이드에 균열이 발생했다고 가정하는 순환대칭 경계조건은 본 고유 모드 해석과 실제 현상과의 차이가 존재한다. 그러므로 한 개의 압축단 전체를 모델링하고 그 중 한 개의 블레이드에 균열을 배치하여 해석하는 방법이 옳바를 것이다. 고유 모드 해석에서 순환대칭 경계조건의 유무에 따라 고유 진동수의 차이를 비교 분석 하고자 한다.

3장의 구조해석 결과를 참고하면 900mils에서 1900mils 사이의 변위가 원심력 방향으로의 변형뿐만 아니라 변위의 변화에 영향을 미치는 다른 변수가 존재한다는 것을 가정할 수 있다. 따라서 균열을 로터 결합부와 가장 가까운 0% Span에 배치시켰으며 균열의 길이는 700mils, 1100mils, 1500mils, 1900mils, 2300mils 총 5가지의 해석을 수행하였다.

4.2.1 순환대칭 경계 조건이 적용된 1개의 블레이드에 대한 고유 진동수

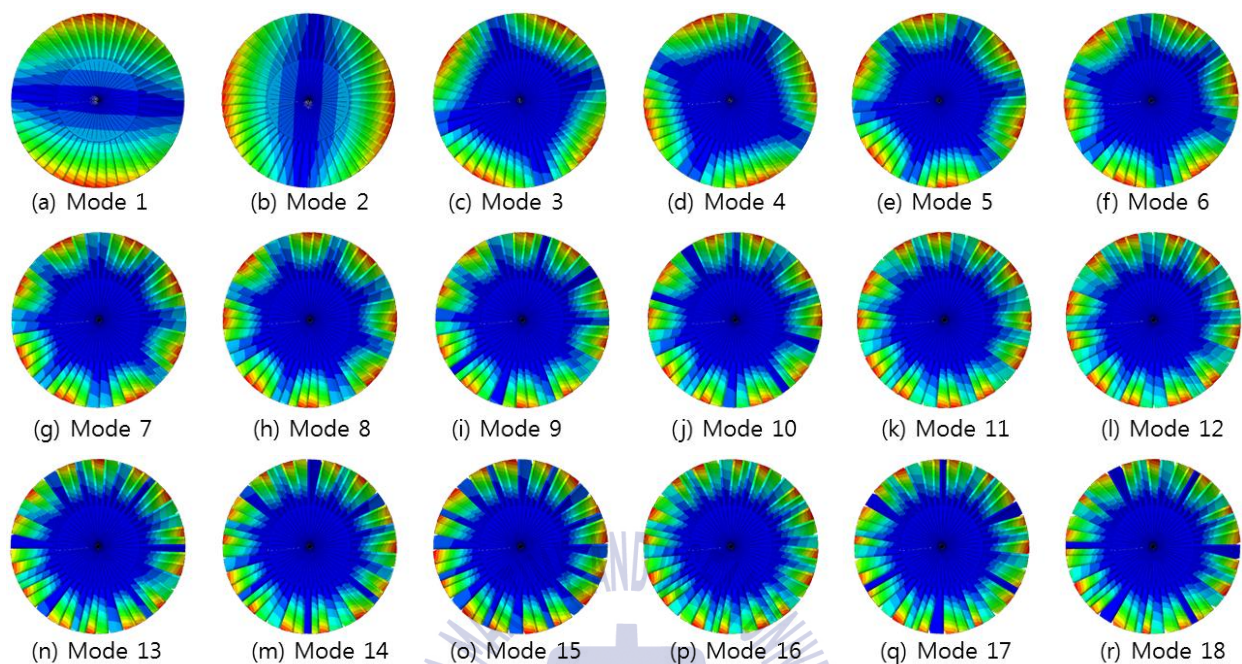


Fig. 25 Eigen modes of a blade with a 700mils crack under cyclic symmetry condition

Table 11 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 700mils crack under cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
60.09	60.09	68.4208	68.4208	68.613	68.613
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.6721	68.6721	68.7185	68.7185	68.769	68.769
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.8265	68.8265	68.8907	68.8907	68.9599	68.9599

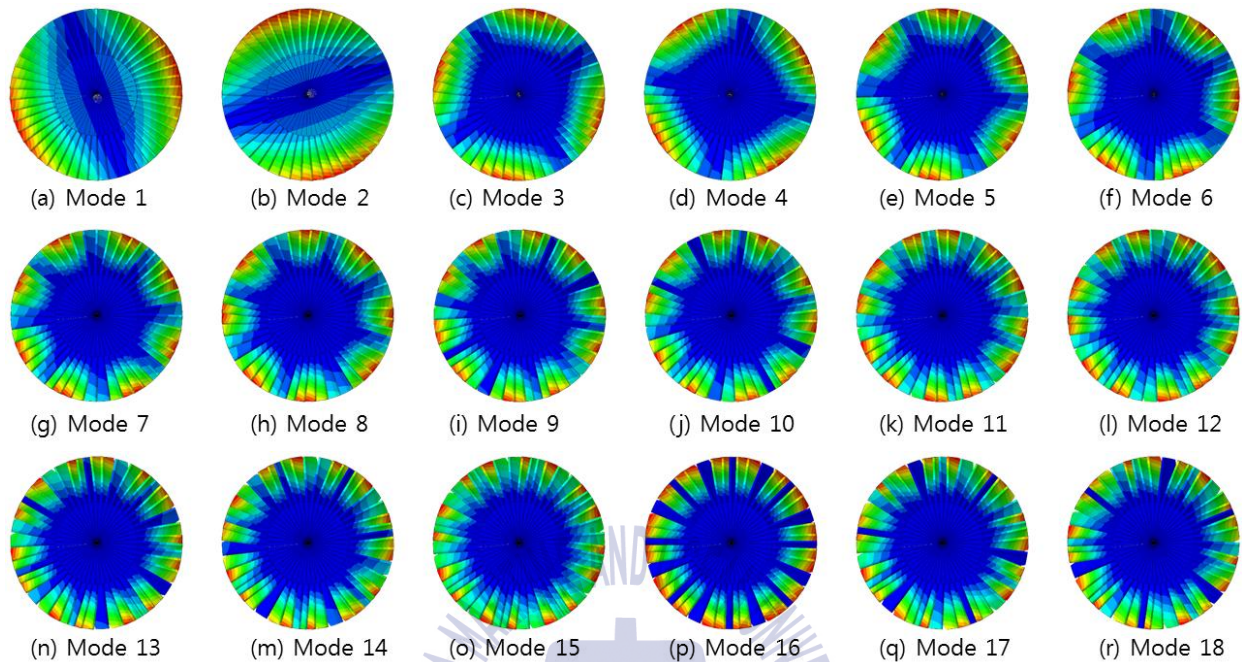


Fig. 26 Eigen modes of a blade with a 1100mils crack under cyclic symmetry condition

Table 12 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1100mils crack under cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.7939	59.7939	67.7246	67.7246	67.9109	67.9109
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
67.9663	67.9663	68.0089	68.0089	68.0551	68.0551
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.1081	68.1081	68.1675	68.1675	68.2318	68.2318

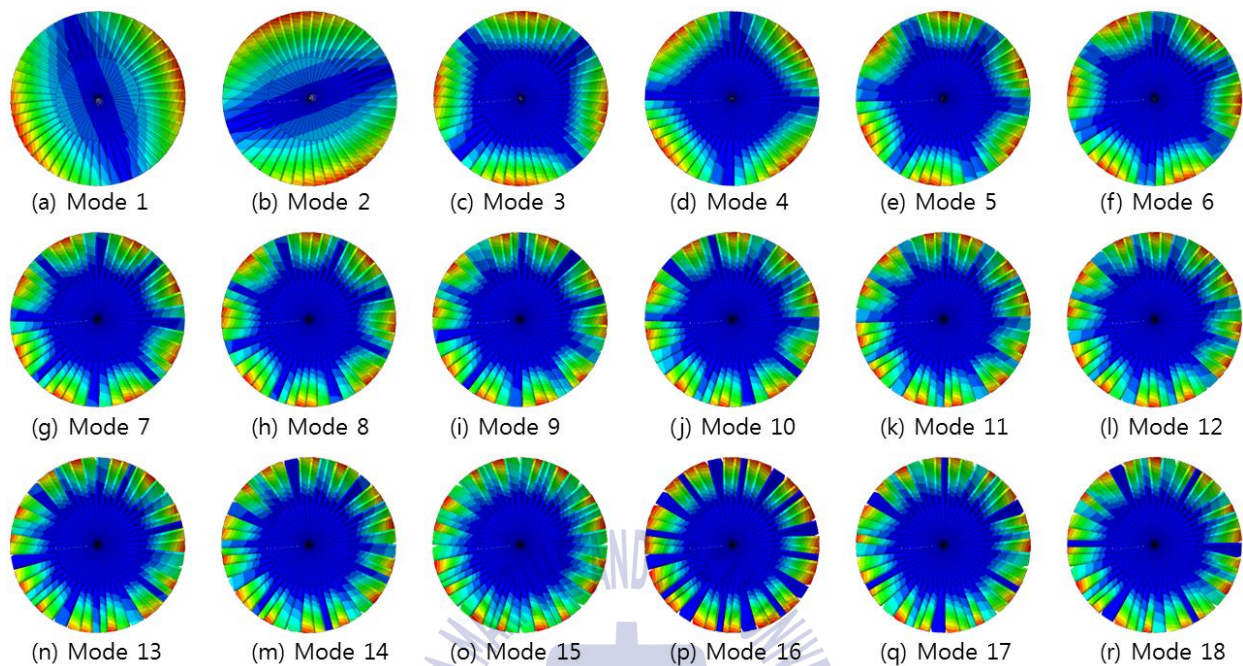


Fig. 27 Eigen modes of a blade with a 1500mils crack under cyclic symmetry condition

Table 13 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1500mils crack under cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.5945	59.5945	67.3051	67.3051	67.4929	67.4929
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
67.5484	67.5484	67.5908	67.5908	67.6367	67.6367
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
67.6892	67.6892	67.7478	67.7478	67.8108	67.8108

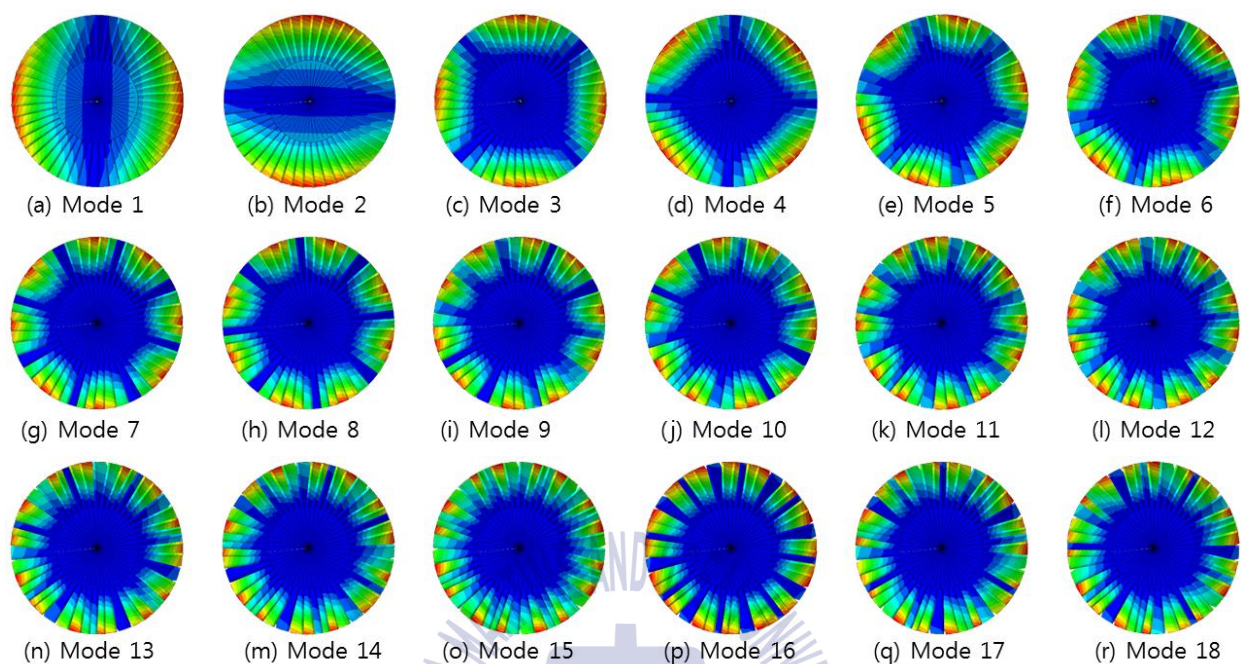


Fig. 28 Eigen modes of a blade with a 1900mils crack under cyclic symmetry condition

Table 14 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 1900mils crack under cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.0253	59.0253	66.1519	66.1519	66.3269	66.3269
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
66.3747	66.3747	66.4091	66.4091	66.4465	66.4465
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
66.49	66.49	66.5394	66.5394	66.5935	66.5935

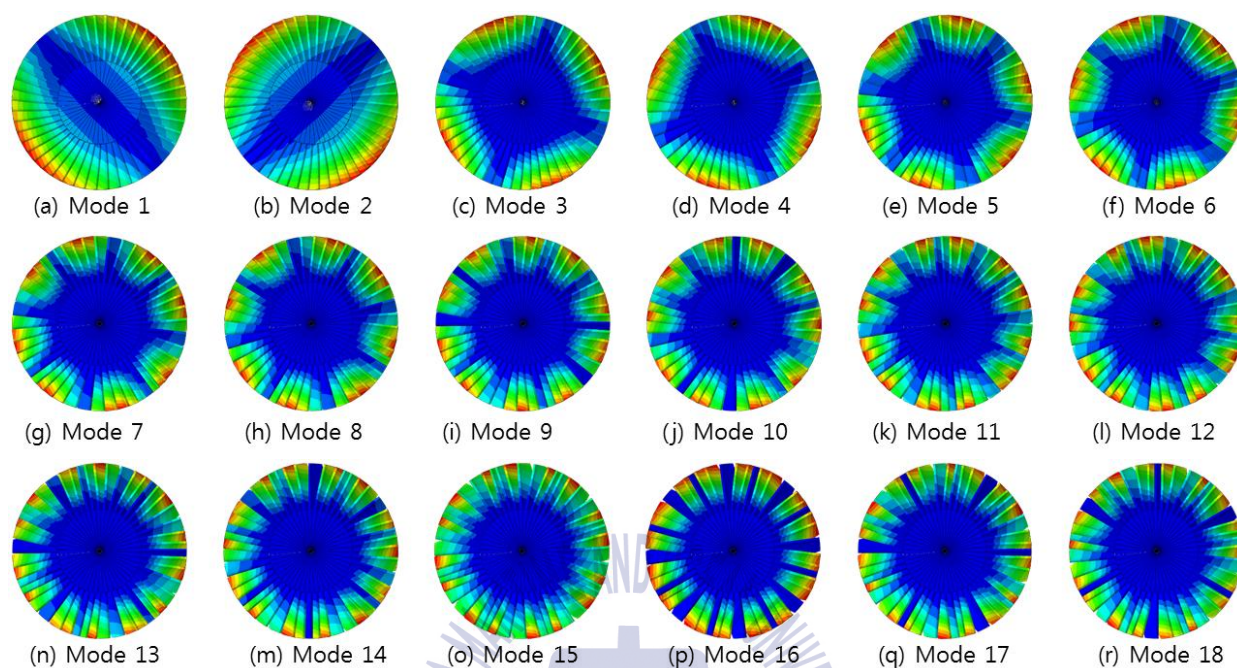


Fig. 29 Eigen modes of a blade with a 2300mils crack under cyclic symmetry condition

Table 15 Natural frequencies (Hz) of a blade with a 2300mils crack under cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
58.6242	58.6242	65.5018	65.5018	65.6768	65.6768
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
65.7233	65.7233	65.756	65.756	65.7912	65.7912
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
65.8322	65.8322	65.879	65.879	65.9303	65.9303

균열이 존재하는 블레이드의 순환대칭 경계조건을 부여한 고유 모드 해석 결과는 같은 고유 진동수를 갖는 두 개의 다른 모드가 존재하며 회전체 특성상 이는 하나의 고유 모드라 판단된다. 또한 균열의 길이가 길어질수록 고유 진동수가 낮아지는 경향이 나타나며 이는 균열이 발생한 블레이드의 압축단 전체 강성이 낮아짐을 의미한다. 순환대칭 경계조건이 부여된 경우 실제 현상과는 많은 차이가 있으므로 정확한 해석 결과를 기대하기 어렵다. 따라서 압축단 전체 형상 정보에 대한 진동 해석을 수행하고 해석 결과를 비교 분석해야한다.

4.2.2 1개의 압축단 형상에 대한 고유 진동수

발전용 압축기의 한 개의 압축단에 대한 고유 모드 해석을 통해 고유 진동수를 도출할 수 있다. 실제 압축기의 손상 형태와 유사하므로 해석 결과를 분석하여 실제 운전 중의 진동 특성을 간접적으로 예측하고자 한다.

균열이 존재하는 블레이드는 Fig. 5에서의 배치와 같으며 정면에서 볼 때 좌우 정중앙에서 상단부에 위치해 있다. 각 고유 모드의 형태를 분석하고 고유 진동수를 균열의 유무와 균열의 길이에 대해 비교 분석하고자 한다.

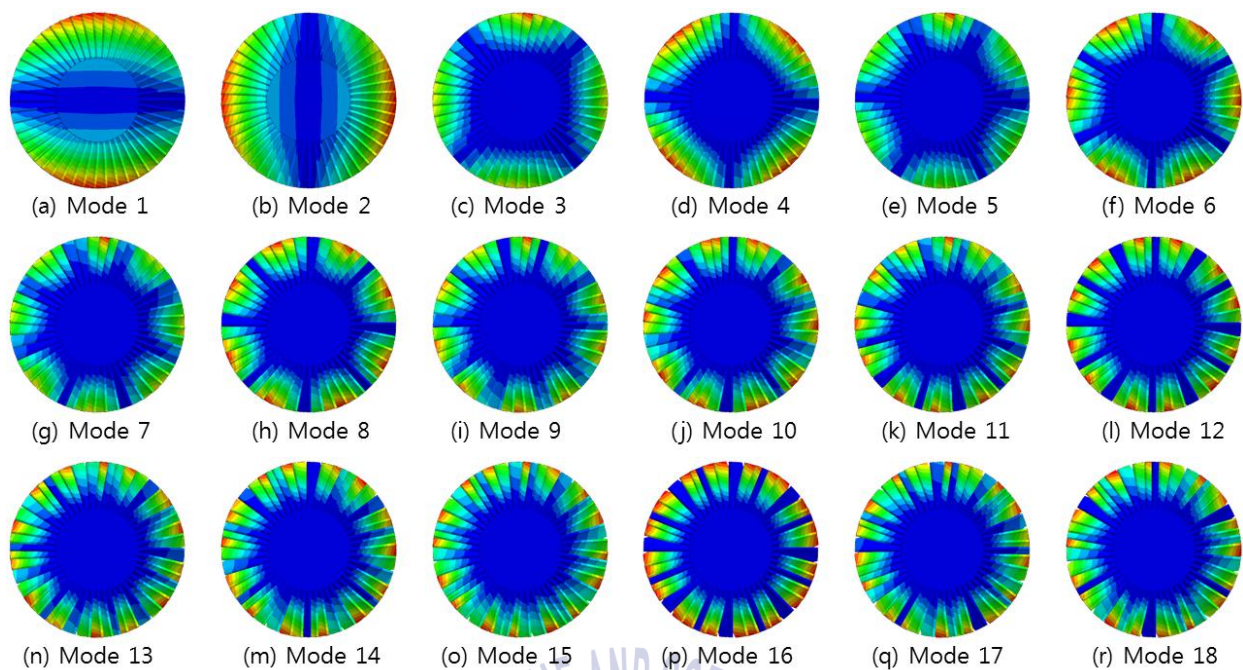


Fig. 30 Eigen modes of 48 blades including a 700mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Table 16 Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 700mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
60.1452	60.1477	68.5425	68.5493	68.7348	68.7425
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.7954	68.8025	68.8436	68.8498	68.8953	68.9013
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.954	68.9598	69.0193	69.0251	69.0896	69.0955

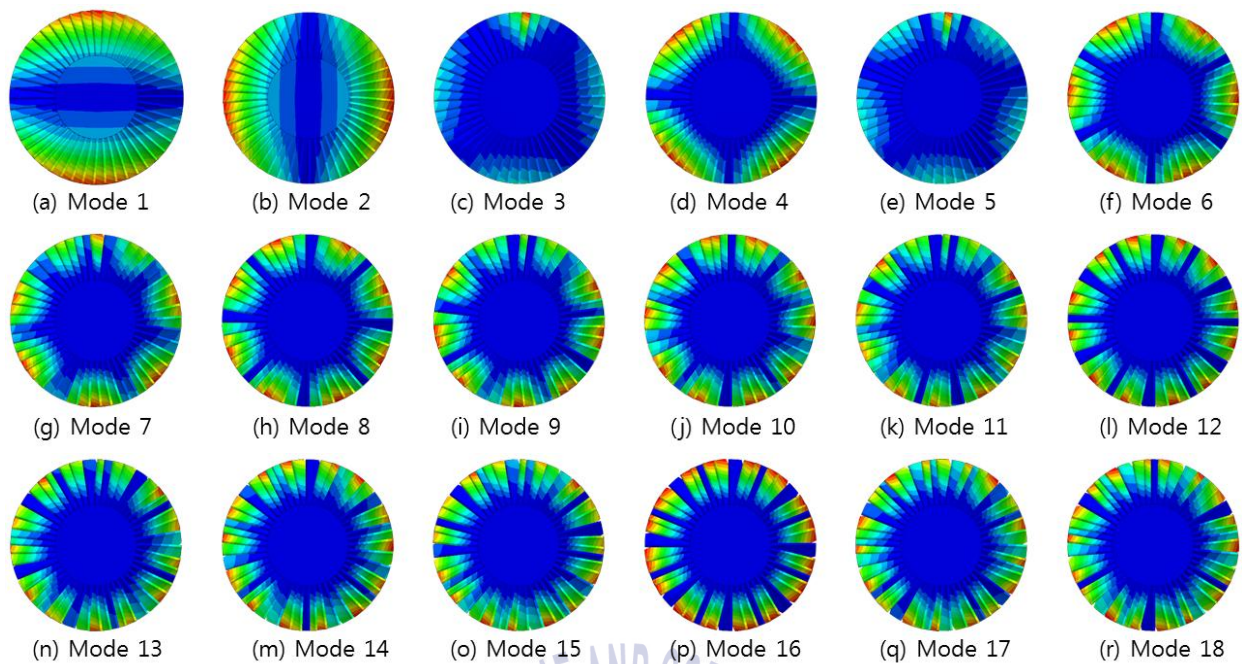


Fig. 31 Eigen modes of 48 blades including a 1100mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Table 17 Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1100mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.9984	60.0076	68.1242	68.1806	68.2987	68.3703
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.3991	68.4285	68.454	68.4742	68.5052	68.5238
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.5619	68.5804	68.6247	68.6435	68.6925	68.7116

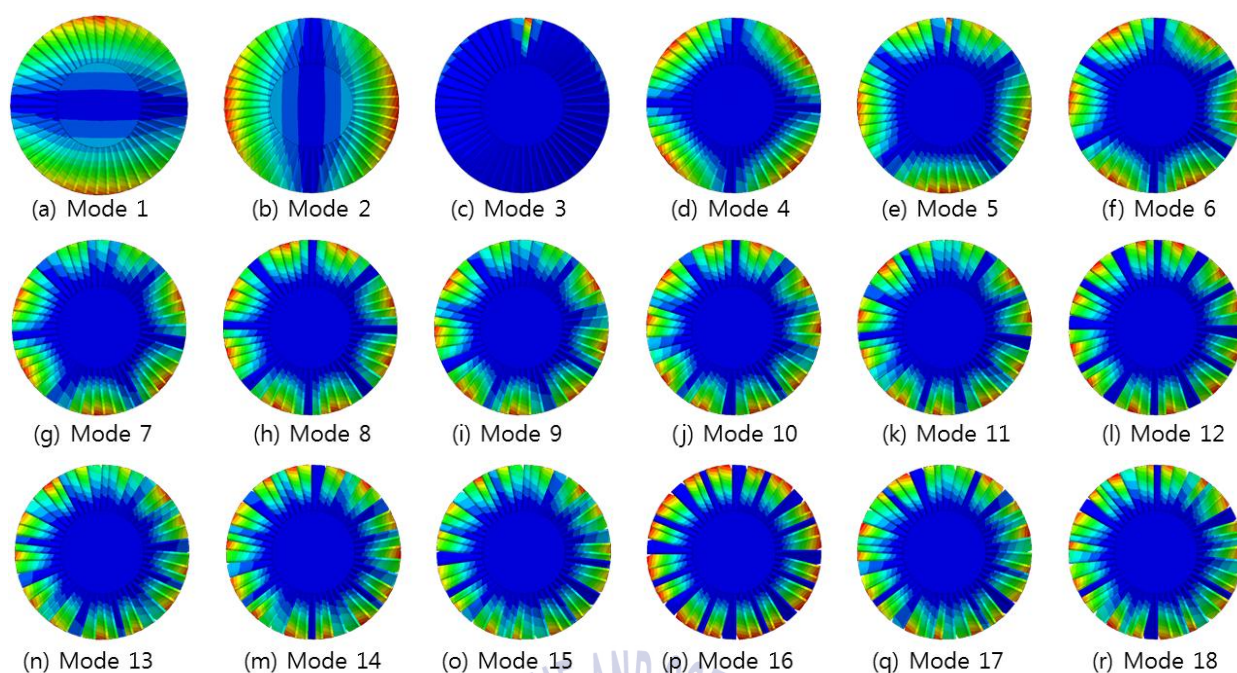


Fig. 32 Eigen modes of 48 blades including a 1500mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Table 18 Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1500mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.973	59.9943	67.8139	68.1788	68.2302	68.372
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.3933	68.434	68.4554	68.484	68.5107	68.5382
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.5709	68.5994	68.6371	68.6668	68.7081	68.7387

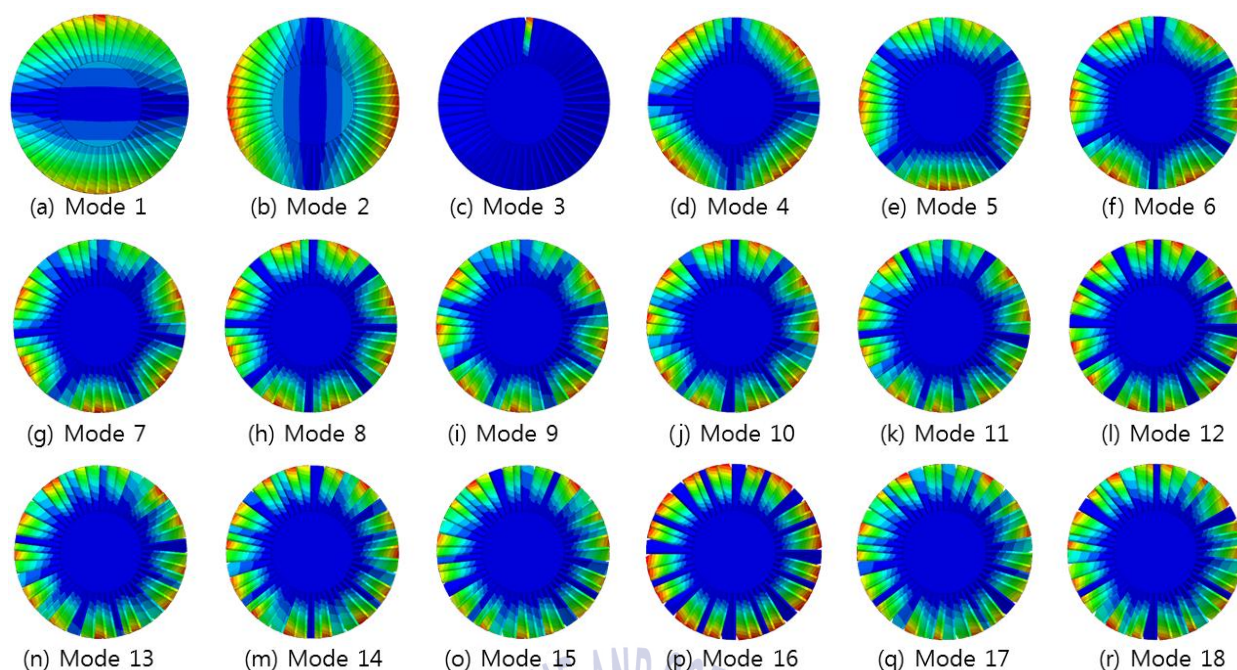


Fig. 33 Eigen modes of 48 blades including a 1900mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Table 19 Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 1900mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.9111	59.9855	66.2336	68.1513	68.1813	68.3419
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.358	68.4009	68.4174	68.4473	68.468	68.4976
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.5231	68.5549	68.5845	68.6187	68.6512	68.6873

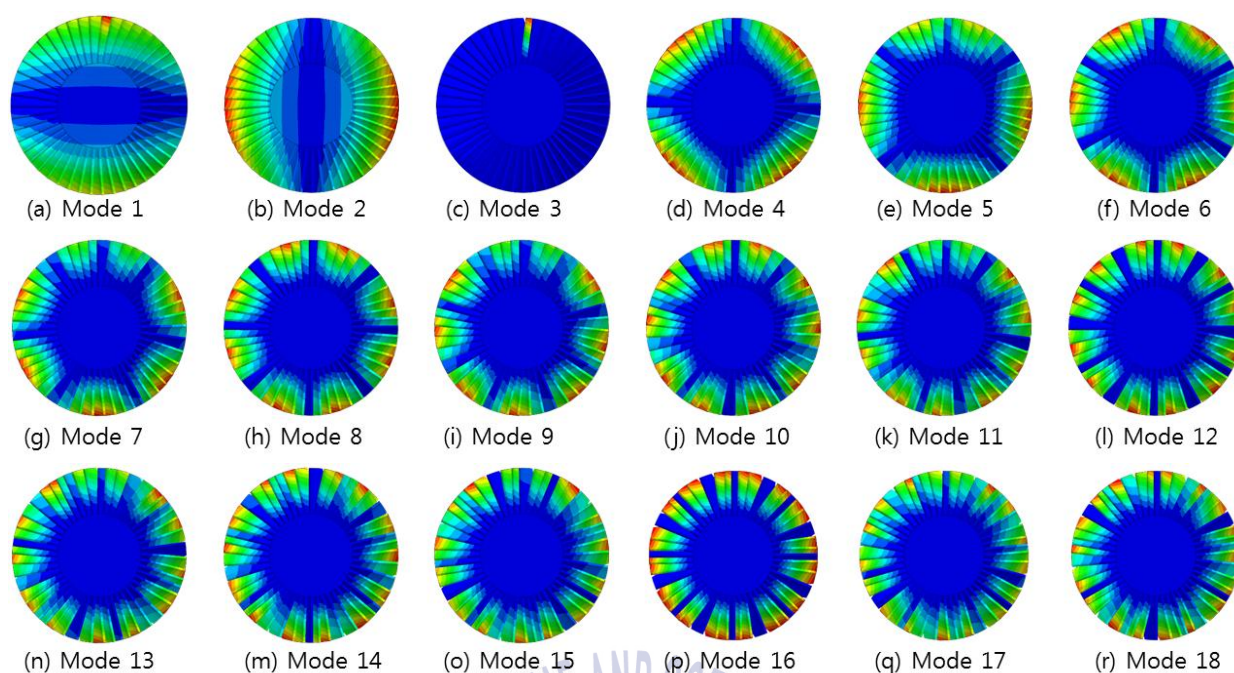


Fig. 34 Eigen modes of 48 blades including a 2300mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Table 20 Natural frequencies (Hz) of 48 blades including a 2300mils-cracked blade without cyclic symmetry condition

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
59.8626	59.9061	66.8176	67.8992	67.9319	68.0849
Mode 7	Mode 8	Mode 9	Mode 10	Mode 11	Mode 12
68.1011	68.1413	68.1578	68.1853	68.206	68.2331
Mode 13	Mode 14	Mode 15	Mode 16	Mode 17	Mode 18
68.2588	68.2878	68.3179	68.3489	68.3823	68.415

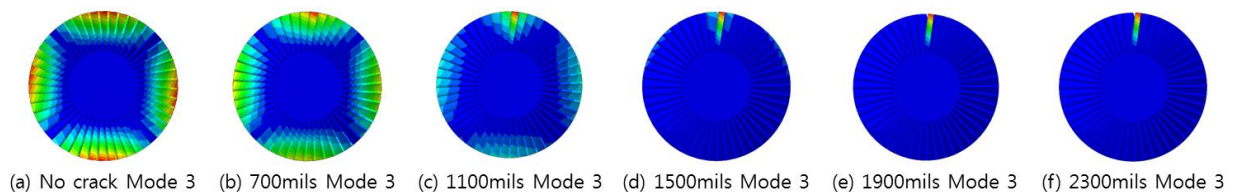


Fig. 35 The third eigen mode of blades without cyclic symmetry condition

순환대칭 경계조건이 아닌 한 개의 압축단 전체의 형상정보를 이용해 고유 모드 해석을 수행한 결과는 균열의 길이가 증가할수록 고유 진동수는 낮아짐을 확인하였고 이는 압축단 전체의 강성이 감소함을 의미한다. Fig. 29를 참고하여 순환대칭 경계조건 해석 결과와는 달리 각 고유 모드들에서 균열에 의한 영향으로 순환대칭적인 모드 형상이 아닌 비대칭적인 모드 형상이 관찰되었으며, 균열의 길이가 1100mils, 1500mils, 1900mils, 2300mils의 해석 결과 중 세 번째 고유 모드에서 균열에 의한 영향이 두드러지게 나타나기 시작한다. 이는 Nodal diameter 로도 분석할 수 있다.

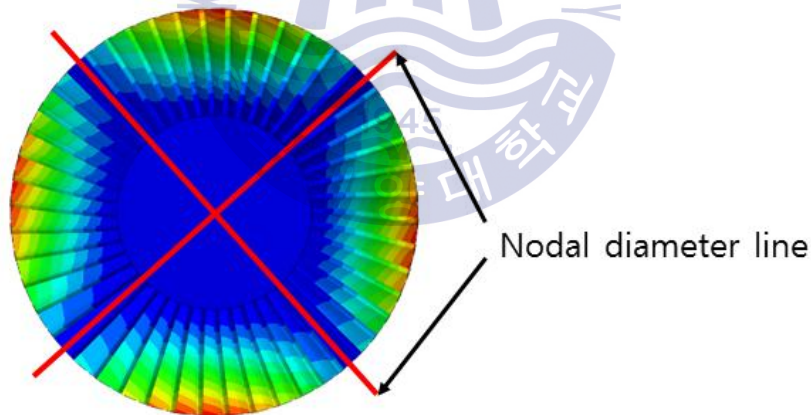


Fig. 36 Nodal diameter of the third eigen mode of no crack blade

Fig. 36은 균열이 없는 블레이드의 세 번째 고유 모드형상이다. 이 형상을 통해 Nodal diameter를 설명할 수 있는데 회전 중심을 통과하는 선을 기준으로 나타낼 수 있으며 선의 개수로 표현한다. 따라서 Fig. 29의 Nodal diameter는 2이며 2 ND라고 표현한다. 이를 각각의 고유 모드 해석 결과에 대입하여 비교 분석할 수 있으며 고유 모드 형상, 고유 진동수와 같이 진동 해석 결과를 분석

할 수 있는 주요한 변수 중 하나이다. 순환대칭 경계조건이 부여된 해석 결과는 Nodal diameter를 쉽게 구분할 수 있지만 균열이 존재하는 압축단 전체의 해석 결과는 균열로 인해 Nodal diameter를 쉽게 분석하기 어렵다.

또한 고유 진동수를 이용하여 분석할 수 있다. 고유 모드가 증가할수록 균열에 의한 영향이 조금씩 감소하나 영향이 전부 사라지지 않으며, 균열이 없을 때의 고유 모드 형상과의 차이가 항상 존재한다. 이를 그래프로 나타내면 다음과 같다.

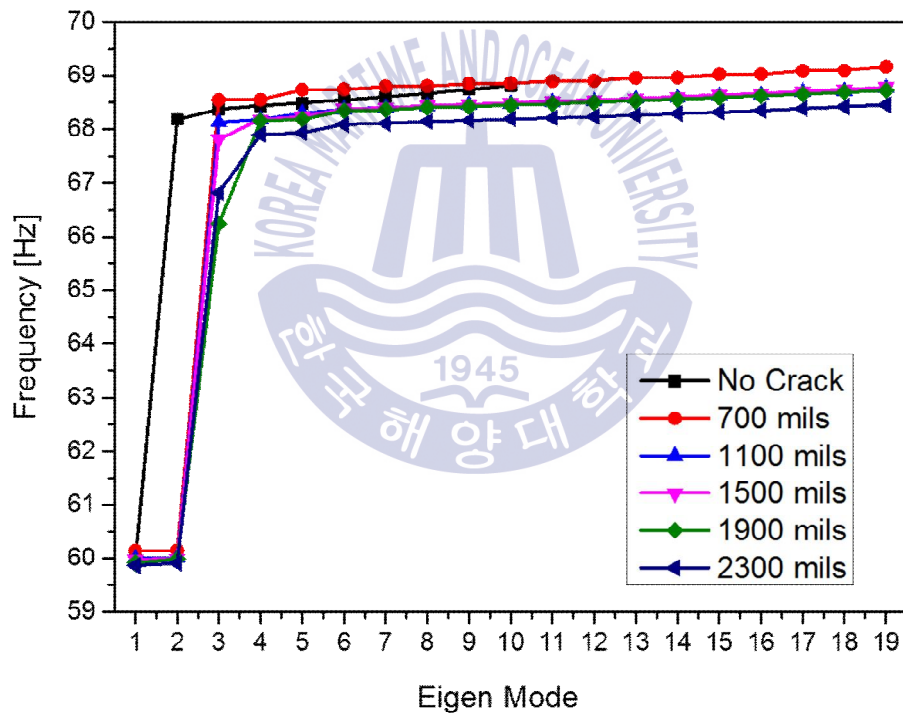


Fig. 37 Eigen mode and natural frequency without cyclic symmetry condition

Fig. 37의 그래프는 고유 모드에 대한 고유 진동수를 나타낸다. 그래프 상에서 균열의 길이로 인한 영향은 세 번째 고유 모드에서 가장 두드러지게 나타난다. 네 번째 고유 모드 이후로는 일정 수준의 증가 폭을 유지하며 고유 모드에 따라 고유 진동수가 증가한다.

4.3 실제 운전 상태 모사 및 블레이드 팁의 진동

앞서 4.2 절에서 경계조건과 형상정보만을 이용하여 해당 형상의 고유 모드와 고유 진동수에 대한 해석을 수행하였고, 이는 실제 운전시의 회전속도를 반영하지 않은 결과이므로 간접적으로 블레이드의 진동을 예측할 수 있는 결과이다. 따라서 고유 모드와 고유 진동수만을 이용하여 운전 상태의 압축기 블레이드의 진동 양상을 예측하는 것은 무리가 있다. 이에 압축기 블레이드의 회전속도에 상응하는 원심력을 부여하여 modal dynamic 해석을 수행하고자 한다.

고유 모드와 고유 진동수 결과를 분석하면 해당 블레이드 형상의 유의미한 고유 모드는 대략 50Hz-70Hz에서 존재한다는 것을 확인하였다. 따라서 운전 시작 전 정지 상태부터 정상 운전 상태까지의 주파수 범위를 0Hz-100Hz로 설정하고 해석을 수행한다. 해석 수행 시 부여되는 하중 조건은 회전속도인 3600 rpm이 각속도인 376.9 rad/s로 변환되고 이를 원심력의 형태로 부여한다. 해석에 이용된 압축단의 모델은 고유 모드 해석에 이용된 형상과 같으며 균열이 존재하지 않는 블레이드와 700mils, 1100mils, 1500mils, 1900mils, 2300mils의 균열이 존재하는 형상으로 나누어 진행한다. 수행된 해석 결과로 블레이드 팁의 진동 양상을 주파수 응답함수(Frequency Response Function)로 나타내며 균열이 존재하는 블레이드에 의한 다른 블레이드의 영향 비교를 위해 여러 개의 블레이드 팁 절점을 기준으로 비교 분석하고자 한다. 이용된 블레이드 팁의 절점은 다음과 같다.

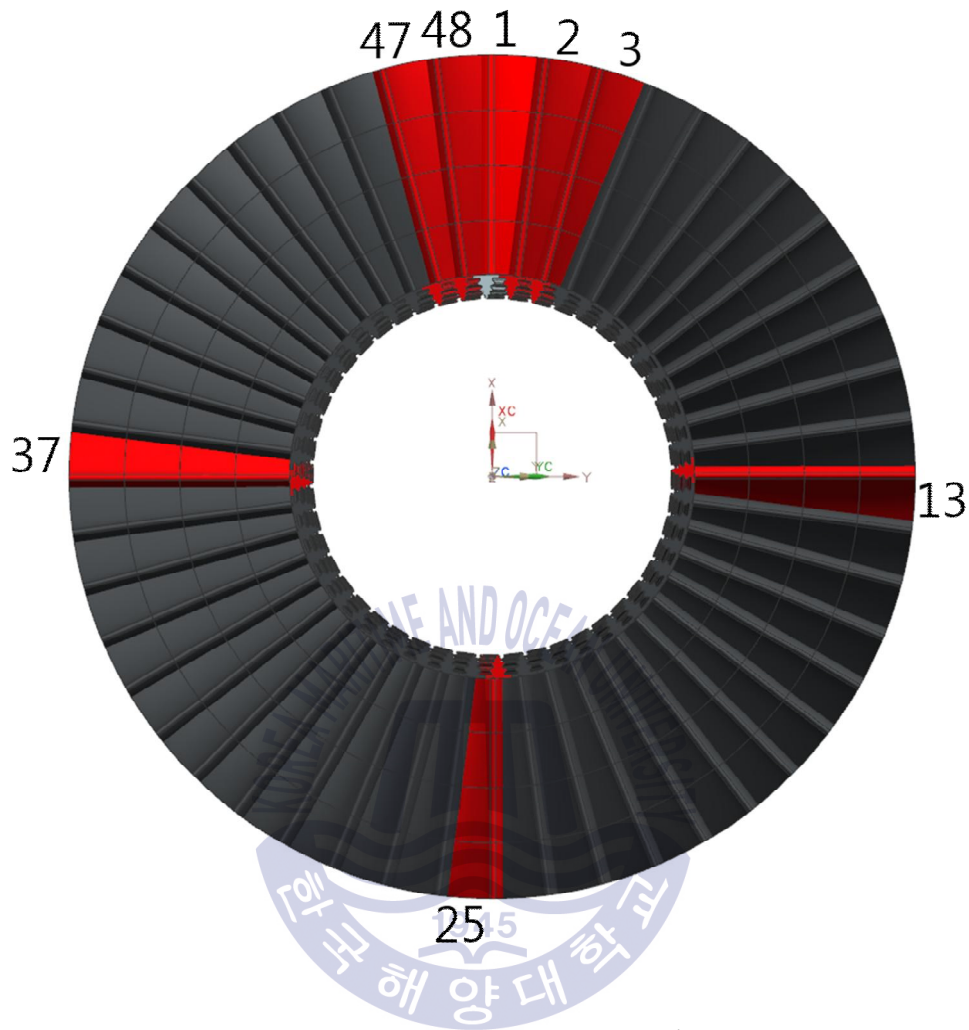


Fig. 38 Arrangement of compressor blade with crack or no crack

해당 압축단은 총 48개의 블레이드가 배치되어 있고 균열이 존재하는 블레이드부터 1번이며 시계방향으로 48번까지 부여된다. 이때 균열 양쪽에 배치되어 있는 두 개의 2번, 3번, 48번, 47번 블레이드와, 전체 48개의 블레이드를 4등분했을 때 13번, 25번, 37번 블레이드 팁 절점에 대한 주파수 응답함수를 분석하며 블레이드 팁의 Leading edge와 Trailing edge로 절점을 나누어 두 절점의 진동양상을 비교한다. 결과 분석에 이용된 주파수 응답함수로는 진동수-가속도의 형태를 이용하며 효과적인 분석을 위해 로그 스케일(Log scale)을 취한다.

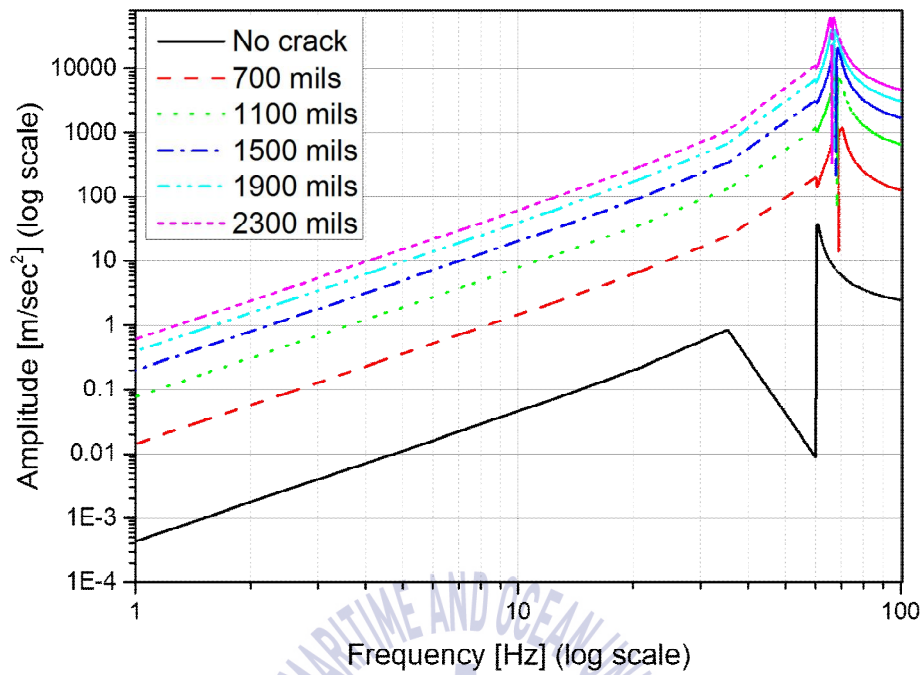


Fig. 39 Frequency and acceleration of blade No.1 leading edge

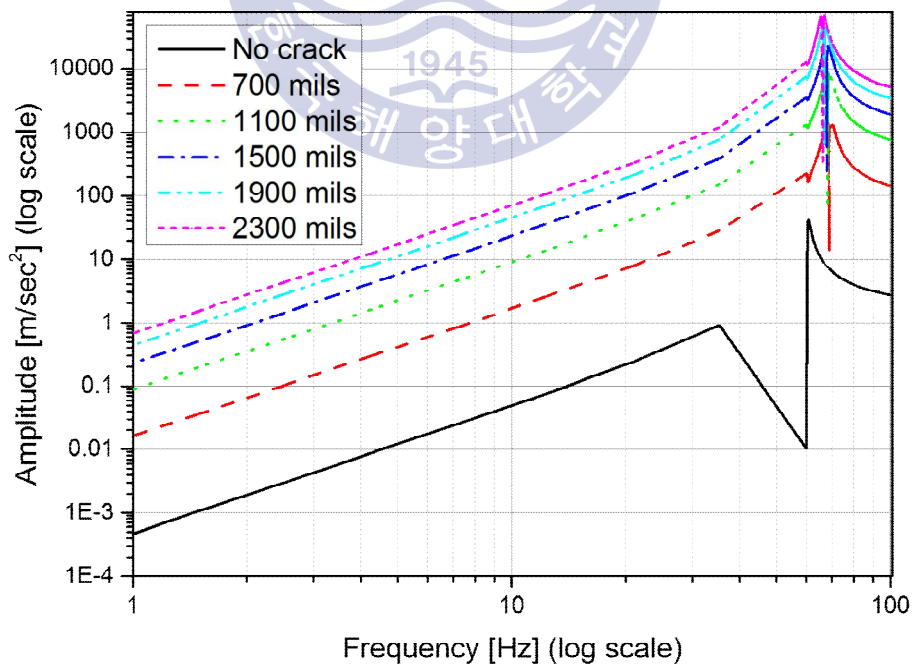


Fig. 40 Frequency and acceleration of blade No.1 trailing edge

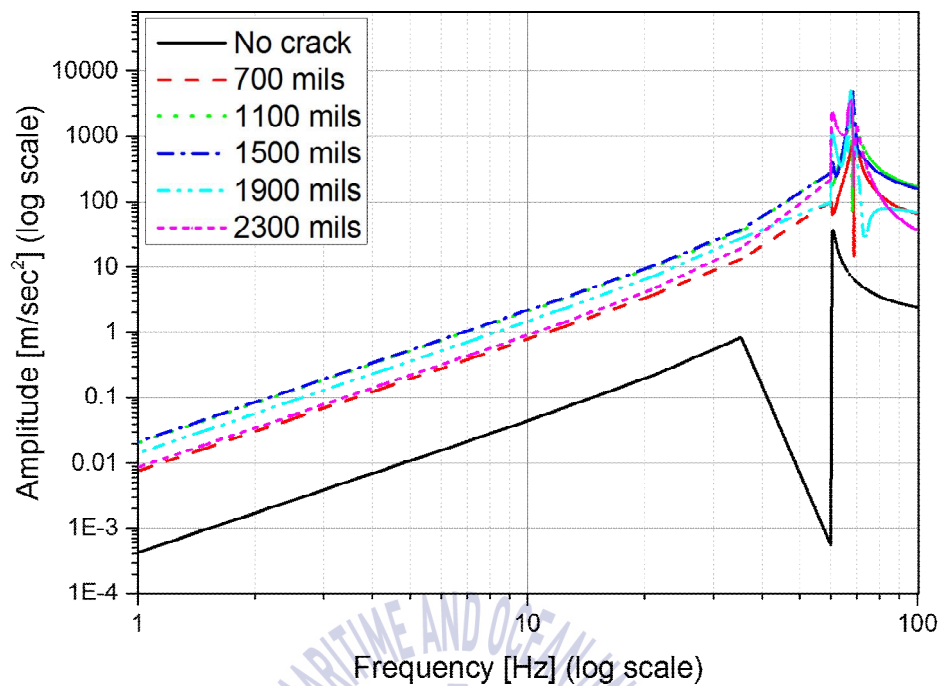


Fig. 41 Frequency and acceleration of blade No.2 leading edge

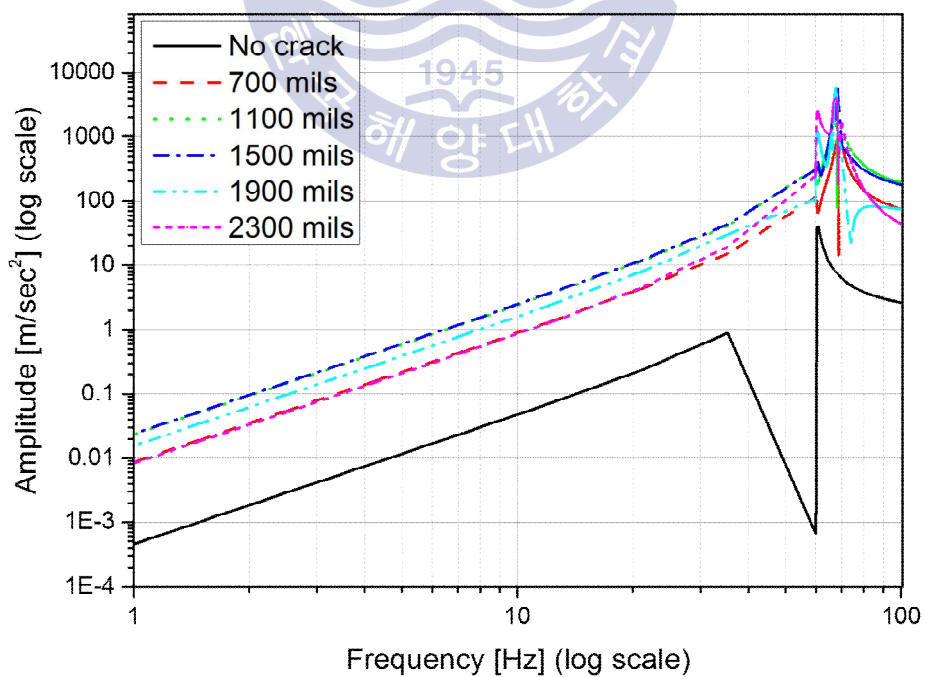


Fig. 42 Frequency and acceleration of blade No.2 trailing edge

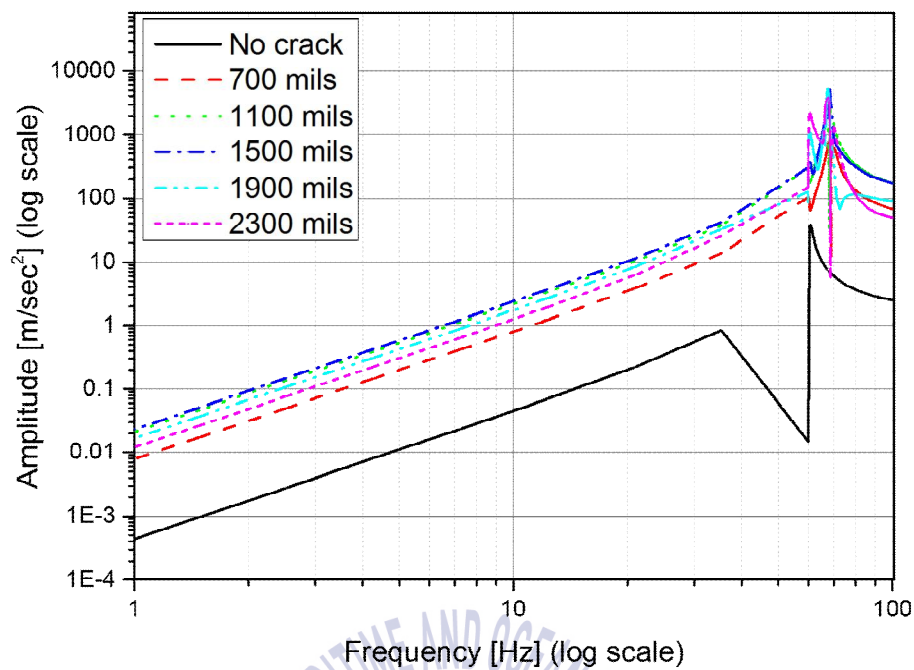


Fig. 43 Frequency and acceleration of blade No.48 leading edge

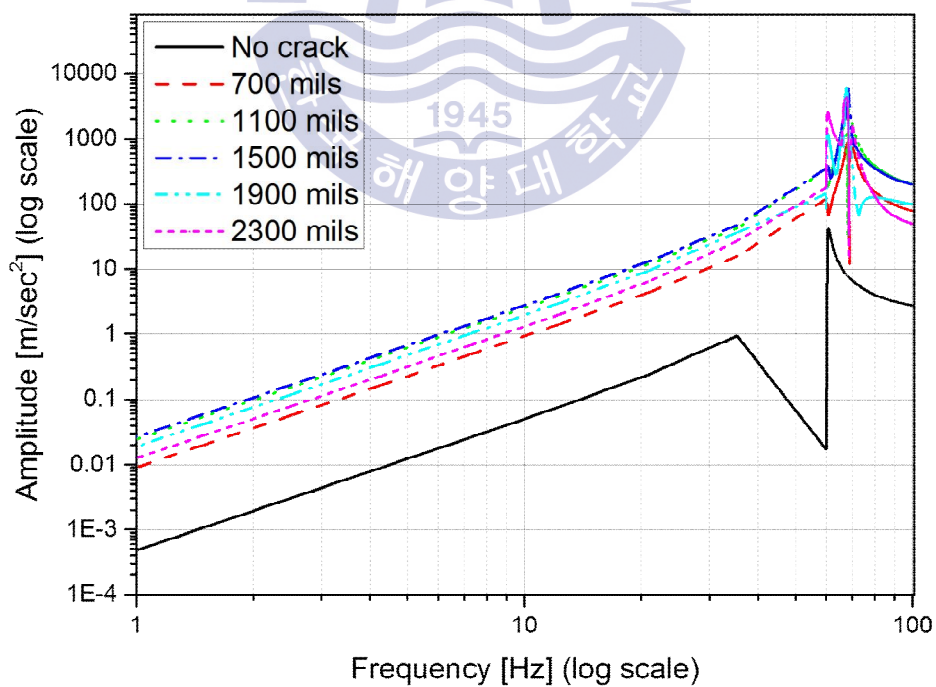


Fig. 44 Frequency and acceleration of blade No.48 trailing edge

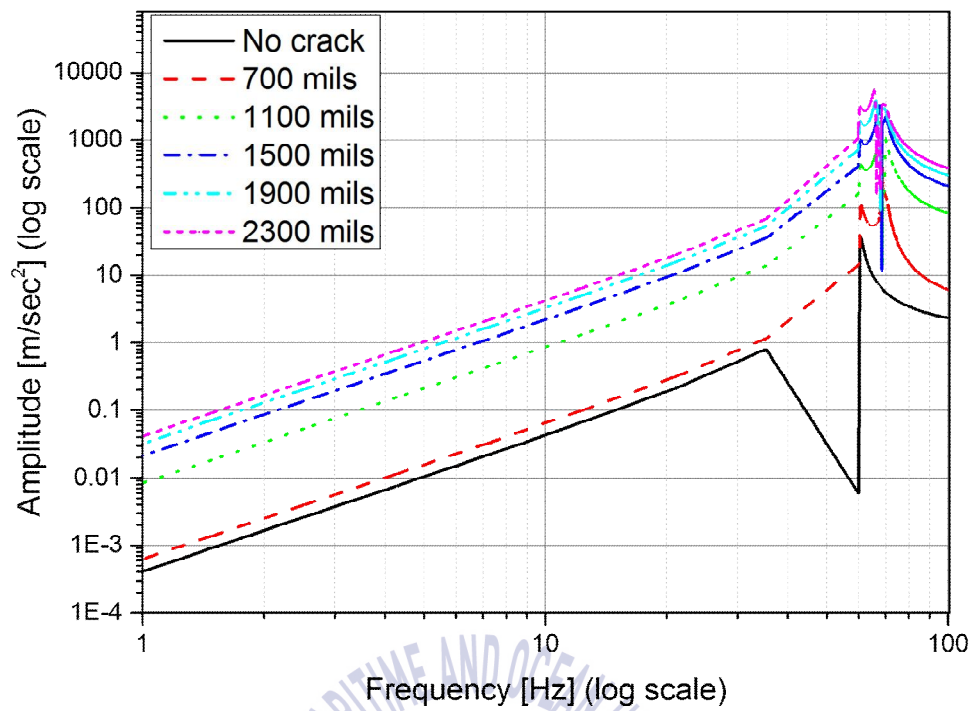


Fig. 45 Frequency and acceleration of blade No.3 leading edge

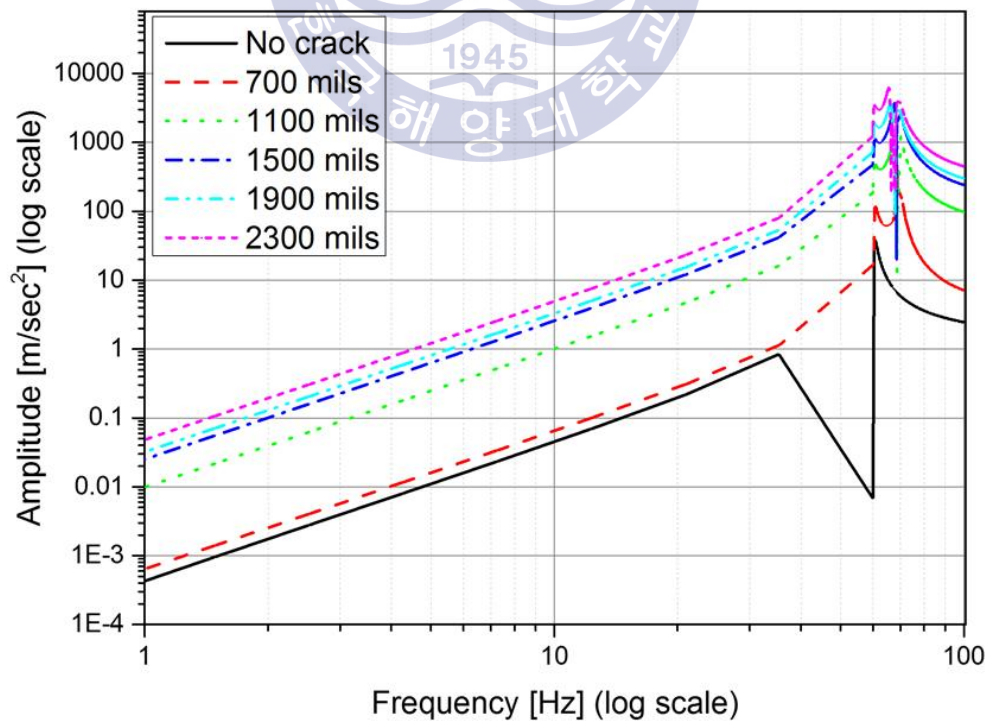


Fig. 46 Frequency and acceleration of blade No.3 trailing edge

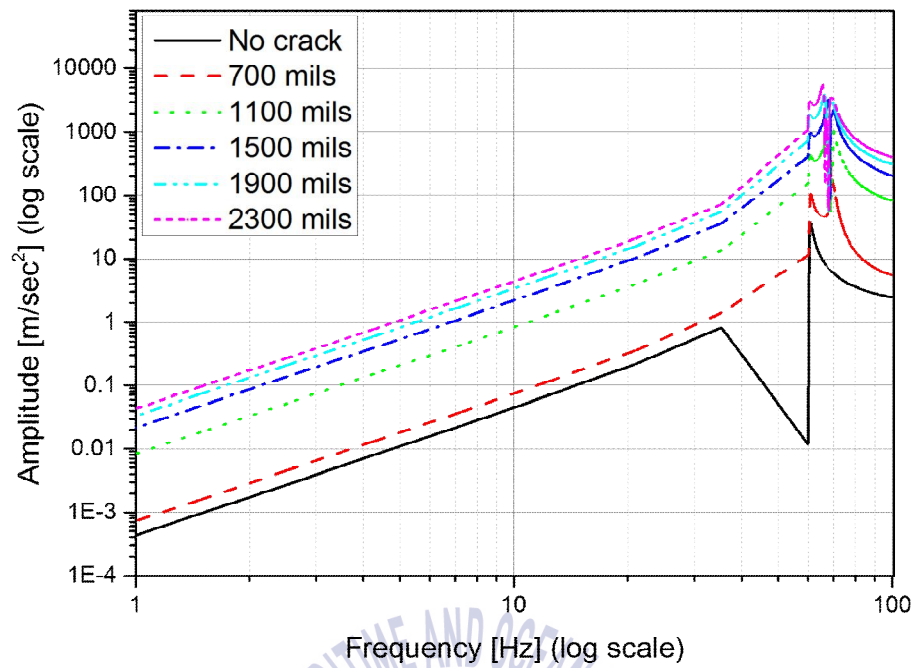


Fig. 47 Frequency and acceleration of blade No.47 leading edge

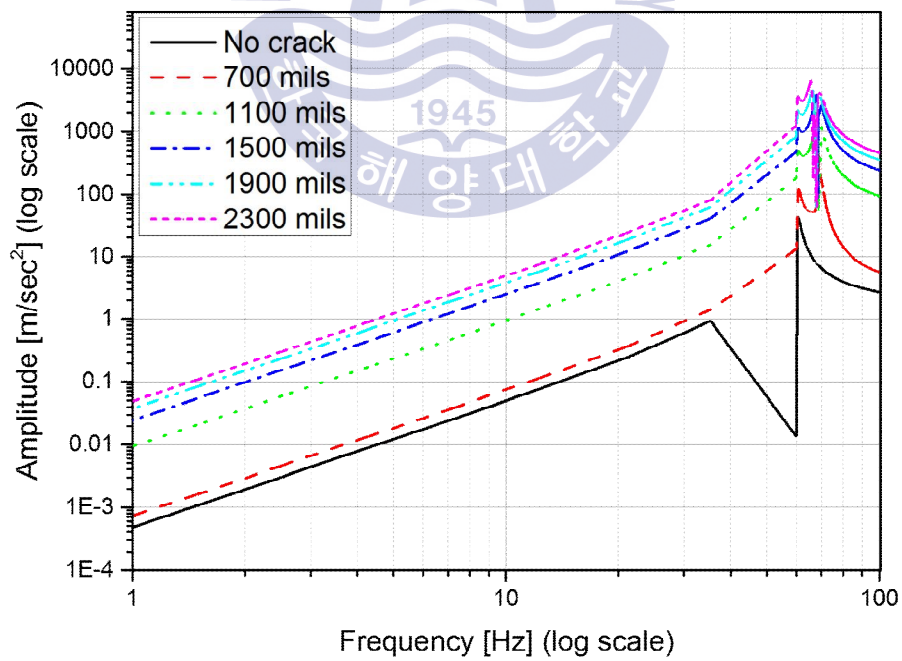


Fig. 48 Frequency and acceleration of blade No.47 trailing edge

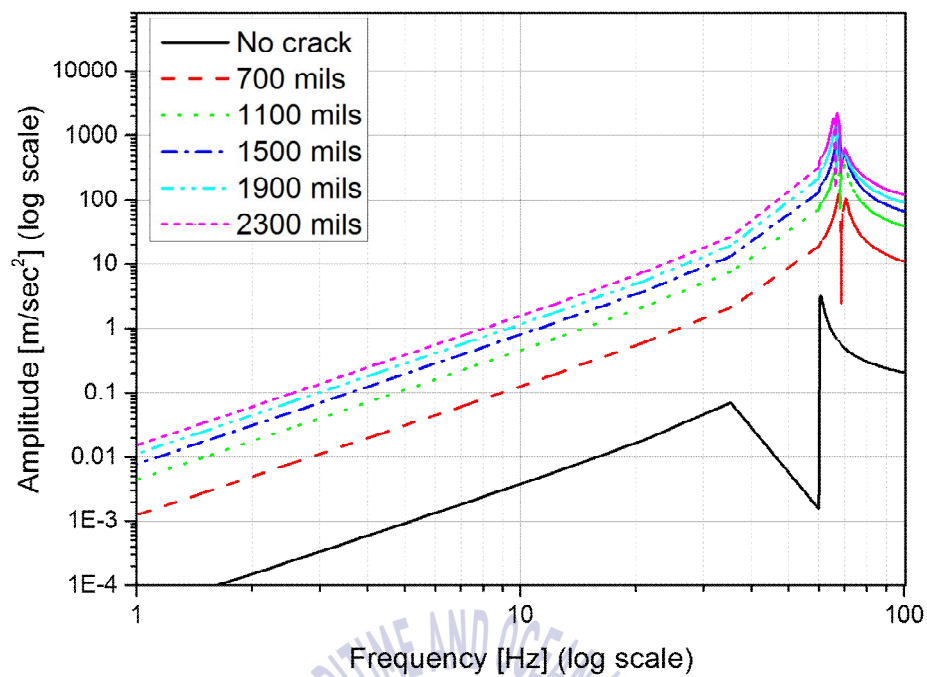


Fig. 49 Frequency and acceleration of blade No.13 leading edge

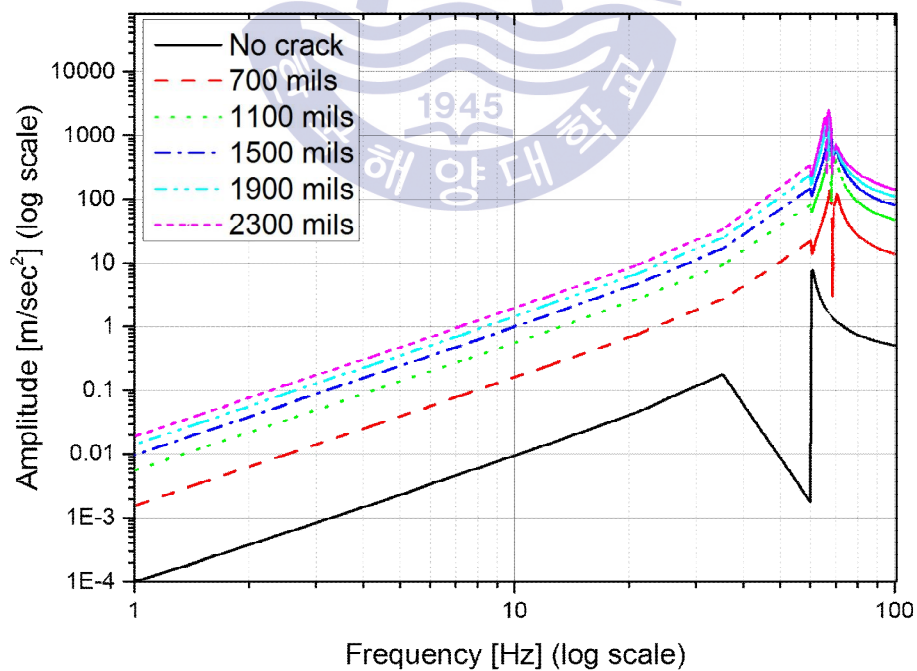


Fig. 50 Frequency and acceleration of blade No.13 trailing edge

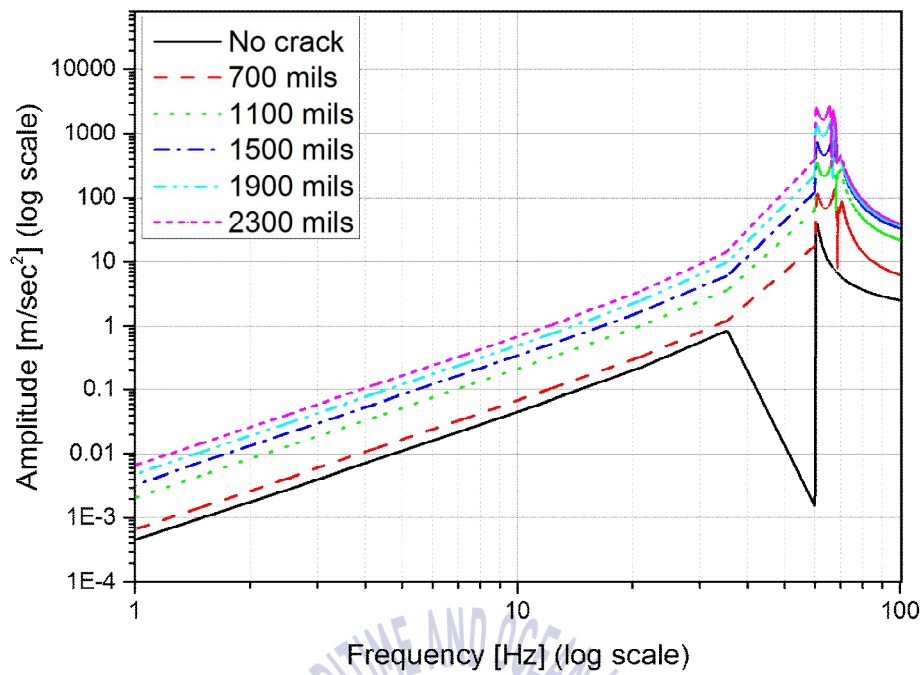


Fig. 51 Frequency and acceleration of blade No.25 leading edge

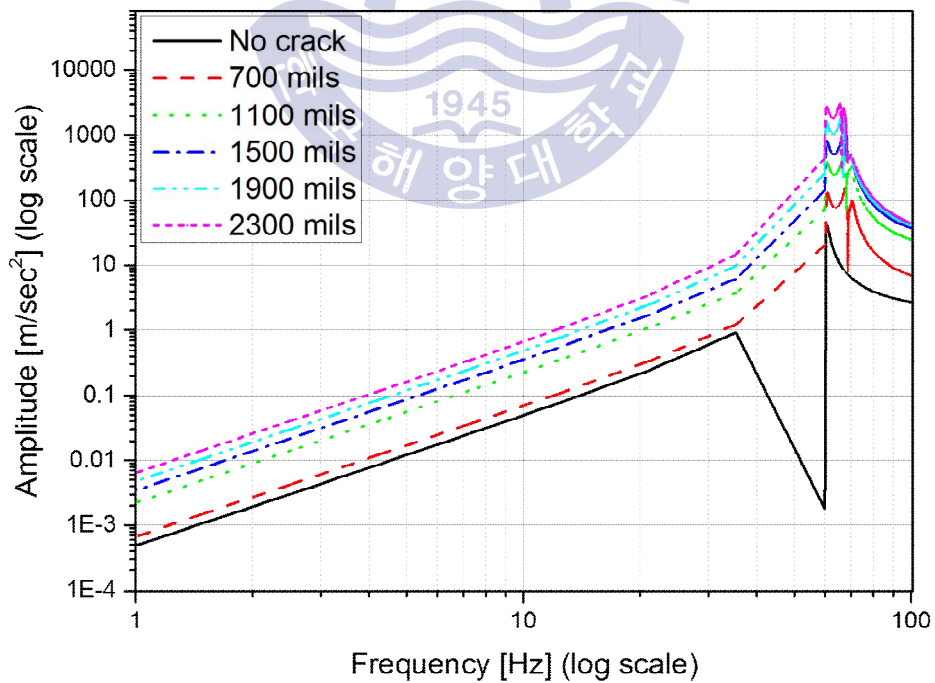


Fig. 52 Frequency and acceleration of blade No.25 trailing edge

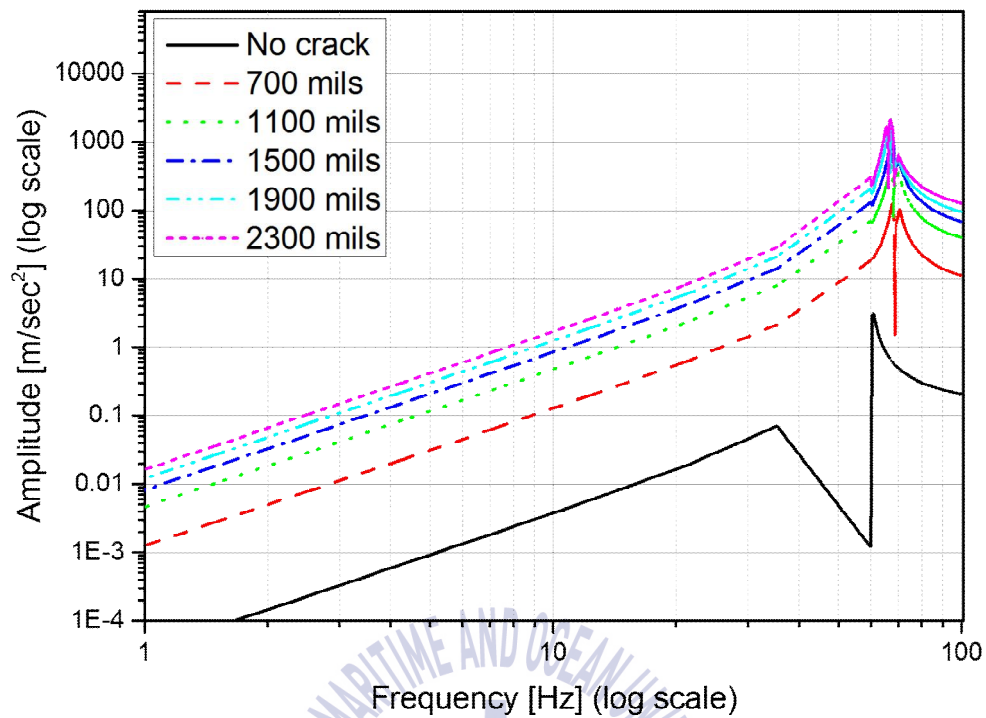


Fig. 53 Frequency and acceleration of blade No.37 leading edge

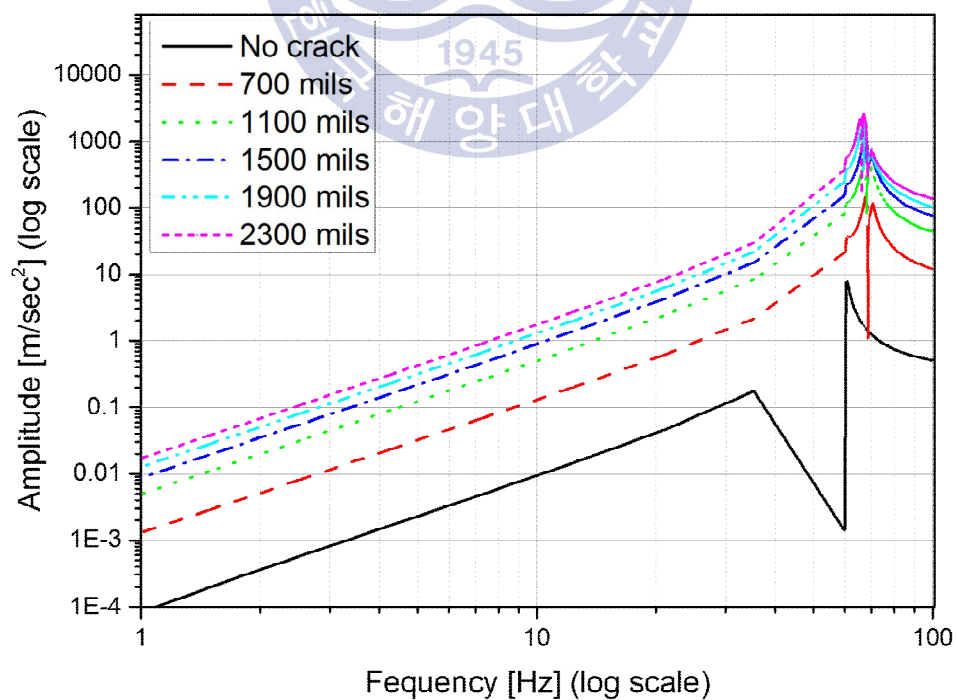


Fig. 54 Frequency and acceleration of blade No.37 trailing edge

균열이 존재하지 않는 블레이드보다 균열이 존재하는 블레이드에 발생한 가속도의 크기가 더 크게 나타나며 균열이 존재하는 1번 블레이드의 양쪽 옆 2번, 48번 블레이드를 제외한 나머지 블레이드는 균열의 길이가 길 때 진동수에 따라 절점에 발생하는 가속도의 크기가 더 크게 나타난다. 2번, 48번 블레이드의 경우 균열의 길이가 1100mils와 1500mils의 경우 0-60Hz 구간까지 가속도의 크기가 가장 크게 나타나며 60Hz 이후 2300mils의 가속도가 가장 크게 나타남을 확인할 수 있다. 또한 다른 블레이드 보다 균열의 길이에 대한 가속도 값의 변화가 적은 것을 확인할 수 있으며 균열에 의한 직접적인 영향이 존재함을 예측할 수 있다.

균열이 존재하는 블레이드에서 멀어질수록 절점에서의 가속도 값이 작아지는 경향을 보이며 trailing edge와 leading edge의 가속도의 값 차이가 증가한다. 이는 13번 블레이드와 37번 블레이드에서 두드러지게 나타난다. 균열이 존재하는 1번 블레이드를 제외한 나머지 블레이드는 leading edge의 가속도 값이 trailing edge의 가속도 값보다 크게 나타난다. 이 또한 균열에 의한 영향이 존재함을 확인할 수 있다.

제 5 장 결 론

초기 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 동적 거동 특성을 분석하기 위해 구조해석 및 진동해석을 수행하였고 압축기의 정상 운전 시 균열의 발생을 블레이드 팁 변위 분석을 통해 판단하고자 하였다. 또한, 균열 발생 시 달라지는 고유 모드, 고유 진동수, nodal diameter를 통해 판단 가능하며 순환대칭 경계 조건의 유무에 따라 달라지는 결과를 분석하고자 하였다.

정상 운전 상태의 발전용 압축기 블레이드를 모사하고 임의의 균열을 생성하여 원심력에 의한 균열부 응력 집중과 블레이드 팁의 변위 및 비틀림, 블레이드 간의 이루는 각을 분석하였다. 블레이드의 Leading edge에 균열이 발생한다는 가정을 하고 균열의 위치와 길이를 변수로 두어 구조 해석을 수행하였으며, 진동해석은 한 개의 블레이드에 순환경계 대칭조건을 부여한 경우와, 한 개의 압축단의 경우 모두 수행하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 균열의 길이가 길수록 균열면의 면적이 커지며 균열의 시작과 끝에 높은 수준의 응력집중이 발생하고 균열의 위치가 회전 중심에 가까워질수록 발생하는 응력 집중의 수준이 높아진다.
- 균열이 없는 블레이드의 팁의 변위는 원심력 방향으로의 변위가 발생하며 Leading edge와 Trailing edge의 절점의 변위 분석을 통해 균열이 없는 블레이드의 경우에도 비틀림이 발생한다. 균열이 존재하는 손상 블레이드의 경우 균열이 없는 블레이드보다 원심력 방향으로의 더 큰 변위가 발생하며 더 높은 수준의 비틀림이 발생한다.

- 균열이 존재하는 손상 블레이드는 주변의 균열이 없는 블레이드에 영향을 미칠 수 있으며 응력 집중, 블레이드 팁의 변위, 블레이드의 비틀림 등 어떤 형태로든 균열이 없는 블레이드와 차이가 발생한다.
- 순환대칭 경계조건은 균열이 존재하는 블레이드에 의한 영향이 주변 블레이드에 미치지 않는 범위에서 작동한다. 균열이 존재하는 손상된 블레이드와 균열이 존재하지 않는 블레이드의 혼합형 모델의 팁 변위 분석을 통해 균열의 길이가 1500mils 이하인 경우 순환대칭 경계조건이 올바르게 적용됨을 확인하였다.
- 블레이드 팁 Leading edge와 Trailing edge 절점의 변위는 균열의 길이가 700mils와 1700mils의 범위 안에 존재할 때 크게 변하지 않는다. 이는 해당 균열 범위에서 원심력 방향의 변위를 제외한 다른 변수의 영향이 작용함을 예측할 수 있으며 블레이드 팁의 Leading edge와 Trailing edge에서의 각 변위 분석을 통해 해당 변수 중 하나인 비틀림 발생을 확인하였다.
- 압축기 블레이드의 진동 해석에서 순환대칭 경계조건 부여는 실제 압축기 운전 상태와 유사하지 않으므로 정확한 해석 결과를 도출하기 어렵다. 따라서 압축단 전체에 대한 진동해석을 수행해야함을 확인하였고 고유 모드, 고유 진동수, nodal diameter를 비교 분석할 수 있으며 균열이 존재하는 블레이드가 포함된 압축단의 경우 균열이 존재하지 않을 때와 고유 모드, 고유 진동수, nodal diameter 전부 상이하게 나타난다.
- 균열의 길이가 길어질수록 압축단의 고유진동수는 낮아지며 이는 압축단의 강성이 낮아짐을 의미한다. 실제 운전 시 균열의 길이가 길어질수록 공진 주파수가 낮아지므로 블레이드의 파손 가능성이 증가함을 간접적으로 예측할 수 있다.
- 실제 압축기의 운전 상태에서의 블레이드 팁 절점의 진동은 주파수 응답 함수를 통해 균열이 존재하지 않는 블레이드보다 균열이 존재하는 블레이드에서의 가속도 값이 더 크고, 균열에 의한 영향이 존재함을 확인하였다.

발전용 압축기의 정상 운전 상태에서 가동을 중지하지 않고 균열이 발생하거나 존재하는 손상 블레이드를 감지하기 위한 방법을 모색하는 방향으로 연구를 진행하였고, 균열이 존재하는 블레이드와 균열이 존재하지 않는 블레이드에 대한 구조 및 진동 특성의 차이를 블레이드 팁 변위와 해당 절점의 주파수 응답함수의 형태로 분석하였다. 균열이 길이가 길수록 균열의 유무간 특성 차이는 더욱 두드러지며 균열의 길이가 극단적으로 긴 경우 파손이 발생했다고 판단할 수 있을 만큼 특성 차이가 존재한다. 따라서 블레이드 팁의 진동 형태에 따른 압축단의 전체적인 영향이나 한 개의 블레이드에 대한 고유 진동수 및 주파수 응답함수를 분석하여 실제 압축기 운전 시 앞서 분석된 여러 가지 정보들이 반영된 변수를 정의하고 변수 분석을 통하여 압축기 운전 시 발생할 수 있는 다양한 현상에 대한 데이터베이스를 구축할 수 있다. 구축된 데이터베이스를 이용하여 균열의 유무에 대한 블레이드 특성을 구분하기 쉬운 형태로 분류하여 분석한다면 압축기 고장 진단과 잔존 수명 예측에 많은 도움이 될 것이다.



참고문헌

- [1] A.E. Mikhailov, et al., 2017, Simulation of gas turbine engines considering the rotating stall in a compressor, DVM2016, *Procedia Engineering*, 176, pp.207-217
- [2] Aritra Sarkar, et al., 2017, Evolution of damage under combined low and high cycle fatigue loading in an type 316N stainless steel at different temperatures, *International journal of fatigue*, 103, pp.28-38
- [3] B. Salehnasab, et al., 2016, Hot corrosion failure in the first stage nozzle of a gas turbine engine, *Engineering failure analysis*, 60, pp.316-325
- [4] Biraj Singh Thapa, Ole Gunnar Dahlhaug, Bhola Thapa, 2015, Sediment erosion in hydro turbines and its effect on the flow around guide vane of Francis turbine, *Renewable and sustainable energy reviews*, 49, pp.1100-1113
- [5] Changzheng LI, Siai XU, Zhiqi HU, 2015, Experiment study of surge and rotating stall occurring in high speed multistage axial compressor, *Procedia Engineering*, 99, pp.1548-1560
- [6] Catalin MANDACHE, Tyrell MCELHINNEY, Nezih MRAD, 2012, Aircraft engine blade tip monitoring using pulsed eddy current technology, *NDT in aerospace*, th.4.a.3
- [7] Daniel Sandberg, Rami Mansour, Marten Olsson, 2017, Fatigue probability assessment including aleatory and epistemic uncertainty with application to gas turbine compressor blades, *International journal of fatigue*, 95, pp.132-142

- [8] Erdem Ersayin, Leyla Ozgener, 2015, Performance analysis of combined cycle power plants : A case study, *Renewable and sustainable energy review*, 43, pp.832-842
- [9] HaSeong Lim, JinTai Chung, HongHee Yoo, 2009, Modal analysis of a rotating multi-packet blade system, *Journal of sound and vibration*, 325, pp.513-531
- [10] Hai-jun Kou, Jian-sheng Lin, Jun-hong Zhang, Xi Fu, Dynamic and fatigue compressor blade characteristics during fluid structure interaction : Par I-Blade modelling and vibration analysis, *Engineering failure analysis*, 76, pp.80-98
- [11] Heeyoon Chung, et al., 2017, Thermo-structural analysis of cracks on gas turbine vane segment having multiple airfoils, *Energy*, 118, pp.1275-1285
- [12] H.M. Tawancy, Luai M. Al-Hadhrami, 2009, Comparative performance of turbine blades used in power generation : Damage vs microstructure and superalloy composition selected for the application, *Engineering failure analysis*, 46, pp.76-96
- [13] John J. Ruschau, et al., 2001, Influence of foreign object damage (FOD) on the fatigue life of simulated Ti-6Al-4V airfoils, *International journal of impact engineering*, 25, pp.233-250
- [14] Lucjan Witek, 2015, Simulation of crack growth in the compressor blade subjected to resonant vibration using hybrid method, *Engineering failure analysis*, 49, pp.57-66
- [15] Rongqiao Wang, et al., 2016, Thermomechanical fatigue failure investigation on a single crystal nickel superalloy turbine blade, *Engineering failure analysis*, 66, pp.284-295

- [16] seung min Kwon, hong hee Yoo, 2009, Modal analysis of a rotating packet blade system having a crack, *한국소음진동공학회*, 제 19권 제 12호, pp.1244-1251
- [17] Sanjay, Bishwa N. Prasad, 2013, Energy and exergy analysis of intercooled combustion-turbine based combined cycle power plant, *Energy*, 59, pp.277-284
- [18] S. Madhavan, at al., 2014, Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine, *Engineering failure analysis*, 46, pp.26-39
- [19] S. Nakhodchi, E. Salimpour Maman, 2013, Fatigue life prediction in the damaged and un-damaged compressor blades, *Engineering solid mechanics*, 2, pp.43-50
- [20] S. Spanrada, J. Tonga, 2010, Characterization of foreign object damage (FOD) and early fatigue crack growth in laser shock peened Ti-6Al-4V aerofoil specimens, *Procedia Engineering*, 2, pp.1751-1759
- [21] W. Maktouf, at al., 2016, Multiaxial high-cycle fatigue criteria and life prediction: Application to gas turbine blade, *International journal of fatigue*, 92, pp.25-35

감사의 글

석사의 입학부터 졸업까지 감사한 일과 감사한 분들이 정말 많습니다.

그분들께 감사의 말씀을 드리고 싶습니다.

우선 부족한 저를 헌신적으로 지도해주시고 격려를 아끼지 않으셨던 손동우 교수님께 감사의 말씀을 드립니다. 자신이 맡은 일에 대한 깊은 책임감과 학문에 대한 끊임없는 열정, 지식의 공유와 토론하는 법을 가르쳐 주셨고, 헌신적인 지도를 해주신 덕분에 많은 것을 배우고 익힐 수 있는 대학원 생활이 된 것 같습니다.

대학원 과정 중 열역학과 열 유체를 가르쳐 주신 방광현 교수님, 내연기관과 연소공학을 가르쳐 주신 박권하 교수님, 소성역학을 가르쳐 주신 조종래 교수님께 감사의 말씀을 드리며 논문 작성시 세심한 중간 평가와 최종 심사를 해주신 조종래 교수님과 심도식 교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

고향이 아닌 타지에서 공부한다고 늘 아낌없이 주시는 서영옥 여사님, 제가 하는 일에 대해 무한한 신뢰를 주시고 용기를 북돋아 주시는 최무림 교수님, 알게 모르게 많은 가르침을 주시는 최동현 동생님, 언제나 제게 피부에 대한 의학적 지식 전달과 치료를 위해 헌신해주시는 최윤석 원장님, 남효윤 원장님 그리고 석사 생활을 하며 3년 동안 슬픔과 즐거움을 함께한 고마운 여자친구 권은지님께 감사의 말씀을 드립니다.

끝으로 석사 생활을 하며 도움을 주신 모든 분들께 감사를 표하며 논문을 마칩니다.