

압축기 블레이드 Aeromechanics의 시험적 검증

최윤혁* · 박희용* · 김지수* · 신동익* · 최재호* · 김용련**

Experimental Verification of Compressor Blade Aeromechanics

Yun Hyuk Choi* · Hee Yong Park* · Jee Soo Kim* · Dong Ick Shin* · Jae Ho Choi*
Yeong Ryeon Kim**

ABSTRACT

Experimental verification in the rig test stage for component development is a vital link between the aeromechanical design and structural integrity validation process. Based on this premise, Non-Intrusive Stress Measuring System was adopted on the axial compressor test rig to measure the static and dynamic tip deflection of all blades by using tip-timing sensors. Through analyzing vibration characteristics, we evaluated the vibratory stresses seen on the blades fatigue critical location; detected synchronous resonances which are the source of High Cycle Fatigue (HCF) in blades; presented non-synchronous vibration response by aerodynamic excitation and individual blade mis-tuning patterns.

초 록

가스터빈 엔진의 구성품 개발단계에서 블레이드의 Aeromechanics 시험은 블레이드 진동설계와 구조 안정성 검증 프로세스 사이에서 중요한 연결 고리를 제공한다. 이 전제에 근거하여 본 연구에서는 NSMS(Non-Intrusive Stress Measuring Systems)를 축류 압축기 구성품 시험리그에 적용하여 Tip Timing 센서가 장착된 단에서 모든 블레이드의 정적/동적 변위를 시험적으로 측정하였다. 진동 특성 분석을 통해 블레이드 고주기 손상을 유발할 수 있는 피로임계위치(Fatigue Critical Location)에서의 진동 응력을 평가하였으며, 공력가진에 의한 비동기 진동응답 및 개별 블레이드 Mistuning 패턴을 제시하였다.

Key Words: Non-intrusive Stress Measurement Systems(비접촉 응력측정 시스템), High Cycle Fatigue(고주기 피로), Fatigue Critical Location(피로 임계 위치), Non-synchronous Vibration Response(비동기 진동 응답), Blade Mis-tuning(블레이드 불균일)

* 한화테크윈 엔진개발센터

** 국방과학연구소

† 교신저자, E-mail: yh78.choi@hanwha.com

1. Introduction

가스터빈 엔진에서 고속으로 회전하는 로터 블레이드와 정지 구조물인 베인이 근접하여 서로 진동 가진원으로 작용하며, 특히 높은 회전수와 복잡한 형상을 가지는 블레이드는 요구되는 공력성과 함께 충분한 진동 및 고주기 피로 안정성이 보장되어야 한다. 블레이드의 안정성은 로터의 고속 회전 및 높은 공력하중에 의해 발생하는 블레이드의 정적 응력(Static stress) 및 진동 응력(Vibratory Stress)이 충분한 마진을 가져야만 확보되는 것이며, 일반적으로 블레이드 구조설계와 공력설계의 Trade-off 및 설계최적화 작업이 필요하다.

블레이드의 구조적 안정성을 최대한 일찍 검증하기 위해서, 블레이드의 구성품 성능 시험 단계에서 블레이드의 Aeromechanical 특성을 측정하고 영향인자를 도출하여 이를 개선 설계에 반영하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 가스터빈 엔진 축류 압축기 시험리그에서 블레이드 진동 측정시스템을 적용하고 블레이드 Aeromechanics 데이터를 획득하였다.

2. Non-Intrusive Stress Measurement Systems

고속으로 회전하는 블레이드나 디스크의 응력을 측정하는 것은 구성품에 직접 스트레인 게이지를 부착하고 Telemetry나 Slip ring 과 같은 무선 데이터 송신장치를 이용하여 원하는 위치에서의 응력을 직접 측정하는 방법을 사용할 수 있다. 그러나 이러한 방법은 고속/고온에서 스트레인 게이지가 손상되거나 무선 송신장치를 장착하기 위해 로터를 개조해야 하는 등의 단점이 있으므로, Pratt & Whitney, Rolls Royce, MTU와 같은 선진 엔진 제조사에서는 Optical, Capacitance, Eddy Current 센서를 이용한 비접촉식 측정방법을 다양하게 적용하고 있다[1,2].

NSMS를 사용하여 비접촉식으로 블레이드 Tip에서의 변위를 측정하고, 블레이드 형상에 의한 Tip 변위와 피로임계위치에서의 모드별 응력상관관계를 이용하여 진동 응력을 도출할 수 있다.

블레이드 모드별 응력상관관계는 Fig. 1과 같이 FEM Modal Analysis를 통해서 계산할 수 있다.

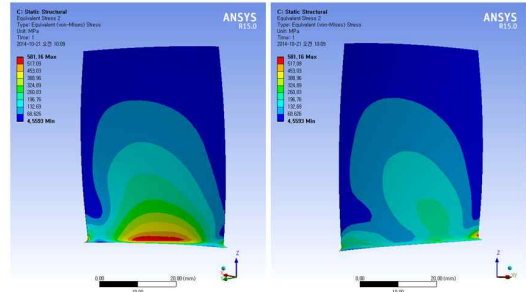


Fig. 1 Von-Mises Stress Distribution of Mode 1

2.1 Principle of TOA

블레이드의 Tip 변위는 모든 블레이드의 Time of arrival(TOA) 정보를 감지하는 방법으로 측정할 수 있다[3]. Fig. 2에서 동일한 Shaft Pulse 위치에서 블레이드가 진동하지 않을 경우 TOA는 항상 일정하지만 블레이드가 진동할 경우 TOA는 지속적으로 변하게 된다.

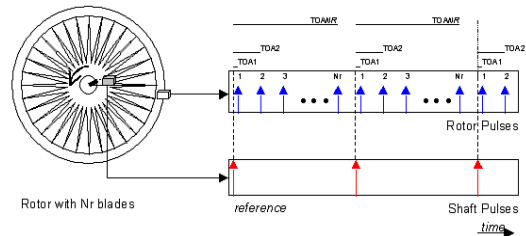


Fig. 2 Measuring Concept of Time-Of-Arrival

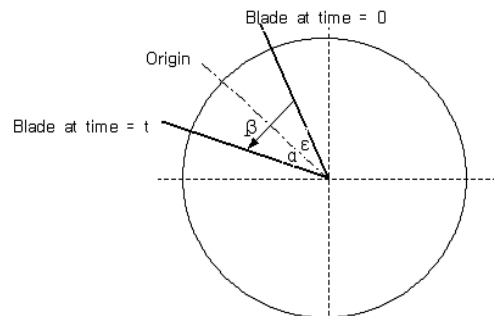


Fig. 3 Blade Location at Time = 0 and Time = t

TOA와 회전수를 곱하면 원주방향의 호(Arc)의 길이가 되고 TOA의 차이가 원주방향 블레이드의 진동 변위가 된다. 이는 수식 (1)과 같이 표현할 수 있으며, 여기서 $A(\omega)$ 는 진동변위, $\psi(\omega)$ 는 위상, 주파수 ω 는 식 (2)와 같다. 여기서 N은 엔진하모닉성분(Engine Order)이며, 이때 가진력 F 는 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta(t) = A(\omega)\sin(\omega t + \psi(\omega)) \quad (1)$$

$$\omega = N \times \Omega \quad (2)$$

$$F = F_0 \sin(N\alpha) \quad (3)$$

Fig. 3에서 α 는 $\alpha = \Omega t - \varepsilon$ 로 표현할 수 있으므로 이를 식 (3)에 대입하고 1자유도 모션을 가정하여 센서의 위치에 따라 이를 전개하면 최종적으로 식 (4)와 같은 진동 변위 응답식을 획득할 수 있다[4,5].

$$\delta = A(\omega) \sin(t'_n N \varepsilon + \psi(\omega)) \quad (4)$$

$$t'_n = \frac{\varepsilon + \frac{\phi}{N}}{\Omega} + \frac{2\pi n}{\Omega} \quad (5)$$

2.2 Installation Design of Tip Timing Sensors

2.1절에서 제시한 바와 같이 원하는 주요 엔진 하모닉성분에서의 정확한 블레이드 진동응답을 측정하기 위해서는 센서의 위치 결정이 중요하다. 따라서 구조해석 결과를 토대로 주요 엔진 하모닉성분을 선정하고 이를 기준으로 센서의 원주방향 장착 위치를 결정하였다. 축류 압축기 저압단의 전후방에 위치한 가변베인 구동부 구조물과의 간섭을 회피하기 위하여 Fig.4와 같이 Bracket을 설계하고 Tip-Timing 센서를 케이스에 장착하였다.

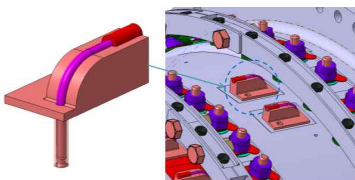


Fig. 4 Tip-Timing Sensor Bracket

3. Test Results

3.1 Synchronous Resonance Vibration

센서가 장착된 압축기 2단 블레이드의 시험회전수 영역 내의 주요 관심모드는 1차 Flexural 모드와 1차 Torsional 모드이다. 먼저 1차 Flexural 모드의 주요 엔진하모닉성분에 대한 응답을 측정하였다. 특히 7EO와 1차 Flexural 모드와의 교차점에서 가장 큰 응답을 획득할 수 있었으며, 해당 조건에서 모든 블레이드의 최대진동변위 및 감쇠계수를 Fig. 5와 Fig. 6에 각각 도시하였다.

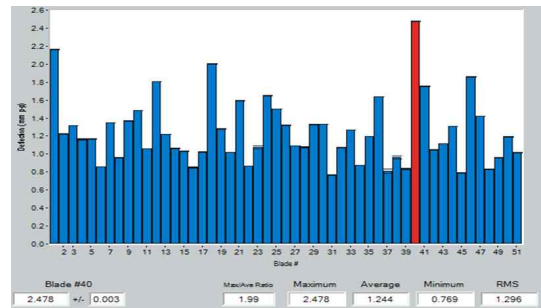


Fig. 5 Individual Blade Peak Deflection Chart in response passing 1st Flexural Mode by 7EO

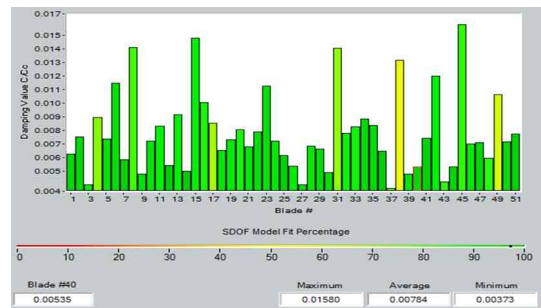


Fig. 6 Individual blade Damping Chart in response passing 1st Flexural Mode by 7EO

Fig. 5의 40번째 블레이드에서 가장 높은 진동 응답이 측정되었으며, 피로임계위치에서의 진동 응력은 약 200MPa이다. Goodman Diagram의 피로임계위치에서 10^7 Cycle 수명 라인으로부터 약 57.2%의 HCF 마진을 가지므로, 블레이드의 구조적 안정성이 확인되었다.

1차 Torsional 모드는 17EO와의 교차점에서 가장 큰 응답을 획득할 수 있었으며, 해당 조건에서 모든 블레이드의 최대진동변위 및 감쇠계수를 Fig. 7와 Fig. 8에 각각 도시하였다.

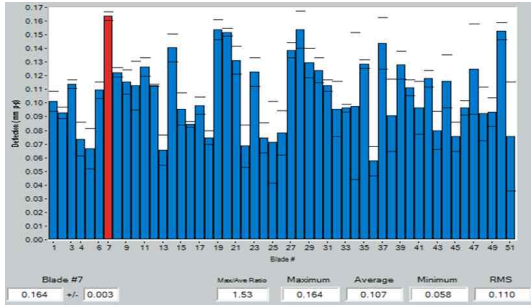


Fig. 7 Individual Blade Peak Deflection Chart in response passing 1st Torsional Mode by 17EO

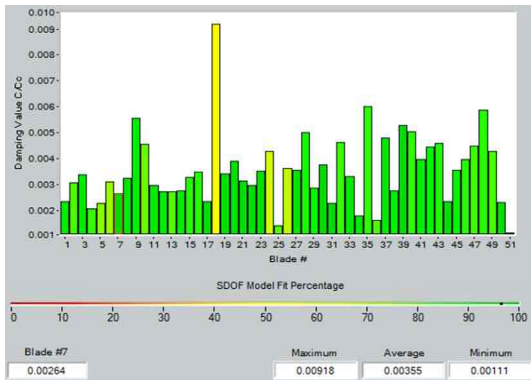


Fig. 8 Individual Blade Damping Chart in response passing 1st Torsional Mode by 17EO

Fig. 7의 7번째 블레이드에서 가장 큰 진동응답이 측정되었으며, 그 응답의 크기는 1차 Flexural 모드의 10분의 1 미만의 수준으로 10^7 Cycle 수명 라인으로부터 95% 이상의 HCF 마진을 가지므로, 블레이드의 구조적 안정성이 확인되었다.

3.2 Non-synchronous Vibration Response

비동기 진동응답이란 비정상 유동조건에서의 공력 가진력에 의한 블레이드 진동 응답이나 유동에 의한 강제가진에 의해 블레이드의 고유모

드가 발생하는 것을 의미한다. 이 경우 일반적인 공진 특성과 달리 비정수배 가진력에서 블레이드의 응답특성이 발생되기 때문에 비동기 진동응답이라는 표현을 사용한다.

Fig. 9에는 Traveling Wave Analysis 결과를 도시하였다. x축은 EO+ND(Nodal Diameter)값을 나타내며, y 축은 회전수(RPM)를 나타낸다. x축이 정수일 때의 그래프가 동기 진동응답이며, 비정수일 때의 그래프가 비동기 진동응답이다. x축의 값이 약 1.74이고 특정 주파수 범위에서 진동응답이 발생되었으며, 이는 미세한 Rotating Stall이 발생한 것으로 의심된다. 그러나 진동응답의 진폭이 0.054mm(Pk-Pk) 수준이므로 수명 내 파손을 우려할만한 진동은 아닌 것으로 판단된다.

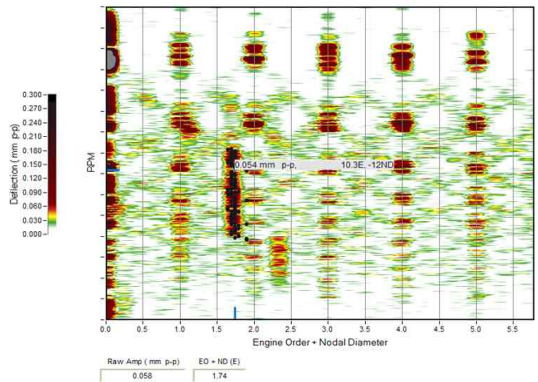


Fig. 9 Traveling Wave Analysis Plot

3.3 Blade Mistuning Pattern

블레이드 Mistuning은 블레이드별 고유의 기하학적 형상의 오차나 Dovetail 및 Disk 가공공차 또는 블레이드의 손상 등의 원인으로 인하여 회전하는 블레이드의 평균 중심선이 일정한 범위 내에서 분포하는 것을 의미한다. 본 시험에 적용된 블레이드의 경우 Fig. 10에 도시한 바와 같이 30rpm ~ 100rpm 범위에서 모든 블레이드가 $\pm 0.6\text{mm}$ 이내의 양호한 Mistuning 경향을 나타냄을 확인할 수 있었다.

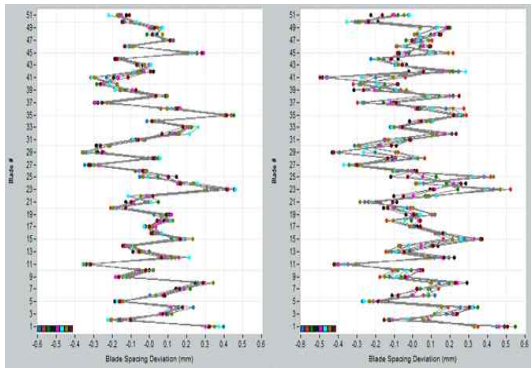


Fig. 10 Blade Mistuning Pattern at 30%rpm(left) and 100%rpm(right)

4. Conclusion

본 연구에서는 비접촉식 블레이드 진동측정시스템(NSMS)을 가스터빈 엔진 압축기 구성품 시험리그에 적용하여 블레이드의 Aeromechanics 특성을 측정하였으며, 고주기 피로손상의 원인이 되는 동기 공진응답이 제시된 수명에서 충분한 마진을 확보하고 있음을 확인할 수 있었다. 또한 공력 가진에 의한 비동기 진동응답 특성 및 블레이드 Mistuning 경향을 평가하였다. 본 연구를 통해 획득한 Aeromechanics 데이터는 향후 블레이드의 구조 안정성 확보와 성능 최적화를 위한 균형 설계에 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 “코어엔진 시제

개발 및 성능시험” 과제를 위한 선행기술 개발 일환으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Heath S. and Imregun M., “A Review of a Analysis Techniques for Tip-Timing Measurements”, ASME Turbo EXPO, Orlando (1997)
2. Heath S. and Imregun M., “An Improved Single Parameter Tip-Timing Method for Turbomachinery Blade Vibration Measurement Using Laser Probes”, International Journal of Mechanical Science, Vol. 38, No. 10, pp 1047~1058 (1996)
3. Schaber U., “Non-contact Vibration Measurement of Mistuned Blades”, Int. Gas Turbine and Aeroengine Congr. Exhibition, ASME, 97-GT-190 (1997)
4. G.Dimitriadis, I.B.Carrington, J.R.Wright and J.E.Cooper, “Blade-Tip Timing Measurement of Synchronous Vibration of Rotating Bladed Assemblies”, Mechanical System and Signal Processing, 16(4), pp599~622 (2002)
5. Osburn Nicholas Glen, “Implementation of a Two Probe Tip Timing Technique to Determine Compressor Blade Vibrations”, Master Thesis in Naval Postgraduate School, No.0704-0188 (2000)