

공기 가진력에 의한 팬 블레이드 구조 안정성 평가에 관한 연구

정규강* · 김경희* · 조생현*

A study on the Structural Stability about the Fan Blade by the Air Excited Forces.

K. K. Joung* · K. H. Kim* · S. H. Cho*

ABSTRACT

In a gas-turbine engine, fan blades in flow path are confronted with many kinds of loading. The study of the excited force by the wake of struts has proposed and the possibility of fatigue failure about rotating fan blades by the excited force at the steady state is evaluated. Equations of the excited force of wakes has been derived at the steady state and the maximum pressure distributions measured at the transient state are proposed. Dynamic characteristics and the fatigue strength of fan blades by experimental test were obtained. To evaluate HCF(High Cycle Fatigue) damage of fan blades, FEM analysis was performed with a steady state harmonic response, which was followed by high cycle fatigue damage factor from goodman diagram.

초 록

엔진 운용 중에 유로(flow path)에 놓여 있는 팬 블레이드(blade)들은 많은 외부하중에 노출되어 있어서 고주기 피로(high cycle fatigue)에 의한 피로 파괴의 위험성이 크다. 그 중 가장 중요하게 평가되는 것이 주기적인 가진력에 의한 공진 현상과 그에 따른 피로파괴 가능성이다. 본 논문에서는 유동장(flow field)이 지주(struts)에 의해 영향을 받게 되고, 이러한 유동장의 분포가 지주 후방에서 주기함수 형태로 팬 블레이드를 가진 할 때, 팬 블레이드에서의 진동 응답 특성과 구조적인 안정성을 평가하였다. 팬 블레이드의 피로강도를 시험적으로 평가하고, 팬 블레이드 전방 지주에 의한 공기 가진력을 가정하여 유한 요소 해석을 통한 구조적 안정성을 평가하였다. 그리고 엔진 시험에서 측정된 서지 압력 하중을 팬 블레이드의 유한요소 모델에 적용하여 구조적 영향을 평가함으로써 팬 블레이드의 구조적인 안정성을 확인하였다.

* 삼성테크윈(SAMSUNG TECHWIN)

기 호 설 명

- A : Magnitude of pressure at the fan inlet
 t : Time
 Ω : Rotating angular speed of fan blades
 K : The number of struts
 M : The number of fan blades
 θ : Circumferential angle of air flow
 Nnc : $\cos(n\theta)$ components of the air forces
 Nns : $\sin(n\theta)$ components of the air forces
 α : Damping constant
 β : Damping constant

1. 서 론

고효율의 가스터빈 엔진에서 팬 블레이드 설계할 때, 공기 가진력으로부터 구조적 안정성을 가질 수 있도록 하는 것이 가장 중요한 문제중의 하나이다. 팬 블레이드의 손상은 엔진 전체의 파손을 일으킬 수 있으므로, 팬 블레이드에 대한 동적 특성과 외부 공기 가진력에 대한 고주기 피로에 대한 평가가 선행되어야 한다.

공기 가진력에 관한 연구 동향을 보면, 유체의 불안정성(flutter), 분리(separation), 후류(wake), 실속(stall)등의 공력적인 접근은 1950년대부터 연구되었으며^[1], 공기력의 불안정성으로 인한 팬 블레이드의 동특성과 피로 손상에 대한 구조적인 영향 평가는 1980년대부터 집중적으로 연구되고 있다.^[2] 최근에는 Srinivasan(1997)이 팬 블레이드에 대하여 유체의 불안정성에 의한 동특성 평가, 과도 상태의 고주기 피로 손상 가능성, 블레이드 사이에서 발생하는 공력-구조적인 연성 관계에 대해 폭넓은 연구를 하였다.^{[3][4]}

엔진 입구에 위치한 지주(strut)는 정지된 구조물로 유동의 분리와 후류를 발생시켜 후방에 있는 팬 블레이드에 구조적으로 큰 불안정성을 일으킬 수 있다. 지주에 의한 후류는 불안정 압력하중으로 블레이드의 구조적 특성에 민감한 영향을 주고, 유동 특성을 더욱 복잡하게 만든다. 지주에 의한 후류 발생

과 후류에 의한 블레이드의 진동 현상과 응력 변화 등을 평가함으로써 블레이드의 구조적인 문제를 미리 예측하여 구조적인 안정성을 확보하는 것이 된다. 블레이드 설계에서 가장 중요하게 고려되고 있는 것은 후류나 외부 가진에 의한 진동과 플러터(flutter), 공진(resonance)이 발생할 때에 구조물이 진동 응력에 견딜 수 있도록 하는 것이다. 최근 압축기 블레이드는 압축 비와 효율을 증가시키기 위하여, 블레이드 하부(hub)에서 상부(tip)까지 큰 비틀림을 가지고 설계되고 있으므로, 엔진개발에서 더욱 더 구조적인 안정성 확보 문제가 제기되고 있다.^[5]

본 연구에서는 Ti-6Al-4V 재료의 팬 블레이드에 대한 동특성과 피로강도를 시험적으로 구하고, 팬 블레이드 전방 지주에 의한 공기 가진력을 가정하여 구조적 안정성을 평가하였다. 그리고 엔진 시험에서 측정된 서지 압력 하중을 팬 블레이드의 유한요소 모델에 적용하여 구조적 영향을 평가하였다.

2. 블레이드에 작용하는 가진력 정의

2.1 정상상태 공기 가진력의 특성

유동장이 지주(struts)에 의해 영향을 받게 되고, 이러한 유동장의 분포가 지주 후방에서 주기함수 형태로 블레이드를 가진 할 때 블레이드가 받는 공기 가진력을 평가하였다. 후류에 의하여 블레이드가 받는 공기 가진력을 수식으로 단순화하여 전개함으로써 블레이드가 받게 되는 가진력을 정의하였다.

전방 K개의 지주(struts) 열에 의한 유동 특성이 M개 블레이드를 가진 하는데, 이때 블레이드 전방에서 유동장의 굴절(distortion) 분포가 $\cos(\Omega Kt)$ 형태의 조화 가진으로 나타나고, 전방 지주와 블레이드 사이의 상호 작용에 의하여 각각의 개수의 합과 차에 의한 가진 형태도 나타난다.^[6]

Fig. 1은 입구 안내익(IGV)에 의해 발생하는 후류의 불안정 유동이 블레이드에 가해지는 영향을 나타낸 것으로 Arnone와 Pacciani가 정상 상태 유동을 해석한 결과이다.

Fig. 2는 지주에 의하여 유동 분포가 변화되어 가는 것을 나타내는데, Ω 는 블레이드의 각속도, θ 는 원주 방향의 팬 블레이드 위치를 나타낸다. 유동

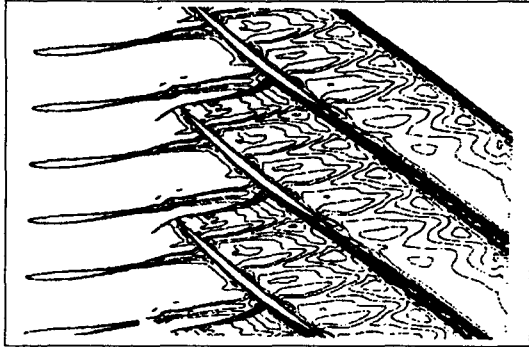


Fig. 1. The aerodynamic analysis of IGV-rotor interaction

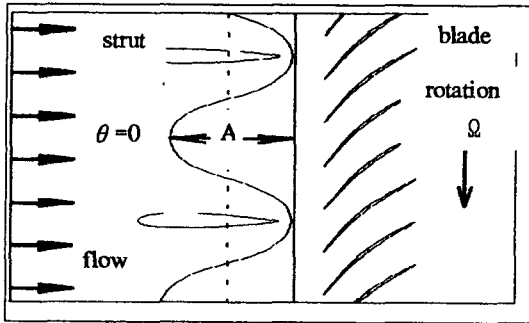


Fig 2. Flow path configuration of struts-fan blades by air excited force

이 지주에 영향을 받을 때는 $\text{Cos}(\Omega Kt)$ 의 조화 가진 형태로 유동이 진행되어 블레이드를 가진 하게 되므로 지주에 의한 가진 성분이 거의 대부분이고, 블레이드 사이의 상호 작용에 의한 성분은 작은 영향을 끼치게 된다. 블레이드에서의 유동장의 형상은 식(1)과 같고 $\text{Cos}(M\theta)$ 형태로 표현되어 진다.

$$B(\theta) = \frac{1}{2} (1 + \text{Cos} M\theta) \quad (1)$$

회전하는 팬 블레이드는 임의의 시간에 원주 방향 (θ) 위치에 있는 지주의 후류에 의해 가진 되고, 가진 함수의 크기는 인접한 지주사이에서 발생하는 압력 차이, A로 표현된다. 블레이드에 작용하는 많은 가진 형태는 원주방향의 푸리에 시리즈(Fourier series)로 나타내질 수 있고, 이러한 시리즈의 중요한 분력을 고려 할 경우, 블레이드에 대한 가진 형

태는 식(2)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V(\theta, t) = \frac{A}{2} \text{Cos} K(\theta + \Omega t) \quad (2)$$

블레이드에 작용되는 가진력은 지주에 의한 후류와 블레이드의 형상 함수 사이의 곱으로 표현되어 아래 식(3)과 같다.

$$F(\theta, t) = V(\theta, t) \cdot B(\theta) \quad (3)$$

블레이드의 가진 성분은 아래의 식(4)과 같이 $\text{Cos}(n\theta)$ 항의 분력과 $\text{Sin}(n\theta)$ 항의 분력으로 나누어진다.

$$N_{nc} = \int_0^{2\pi} F(\theta, t) \cdot \text{Cos} n\theta d\theta \quad (4)$$

$$N_{ns} = \int_0^{2\pi} F(\theta, t) \cdot \text{Sin} n\theta d\theta \quad (5)$$

위의 식(4)와 식(5)에 식(3)을 대입하면, N_{nc} 는 식(6)과 같다.

$$\begin{aligned} N_{nc} = & \frac{A}{4} \int_0^{2\pi} \text{Cos} M\theta \cdot \text{Cos} n\theta d\theta \\ & + \frac{A}{4} \text{Cos} K\Omega t \int_0^{2\pi} \text{Cos}(M-K)\theta \cdot \text{Cos} n\theta \quad (6) \\ & + \frac{A}{8} \text{Cos} K\Omega t \int_0^{2\pi} \text{Cos}(M-K) \text{Cos} n\theta d\theta \\ & + \frac{A}{8} \text{Cos} K\Omega t \int_0^{2\pi} \text{Cos}(M+K) \text{Cos} n\theta d\theta \end{aligned}$$

식(6)의 첫 번째 항목은 시간에 독립 항이고, 나머지 항목들은 $n = K, M-K,$ 혹은 $M+K$ 가 됐을 경우만 존재하고 그 이외의 경우에는 0 이 된다.

팬 블레이드가 받는 공기 가진력 $F(\theta, t)$ 에서 지주와 블레이드와의 상호 작용에 의한 가진 성분은 N_{nc}, N_{ns} 의 합으로 표현되고, 임의의 원주 방향 위치(θ)에서의 가진력은 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} F(\theta, t) = & \left[\frac{A\pi}{4} \text{Cos} K\theta + \frac{A\pi}{8} \text{Cos}(M-K)\theta \right. \\ & \left. + \frac{A\pi}{8} \text{Cos}(M+K)\theta \right] \cdot \text{Cos} K\Omega t \quad (7) \\ & + \left[\frac{A\pi}{4} \text{Sin} K\theta + \frac{A\pi}{8} \text{Sin}(M-K)\theta \right. \\ & \left. + \frac{A\pi}{8} \text{Sin}(M+K)\theta \right] \cdot \text{Sin} K\Omega t \end{aligned}$$

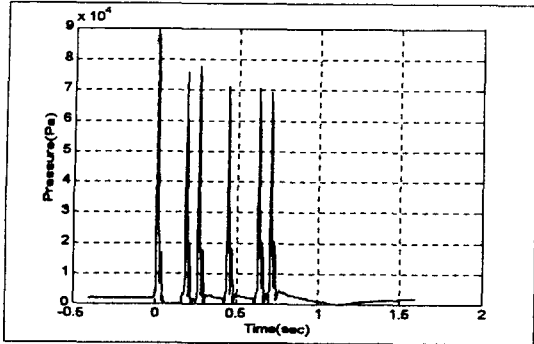


Fig. 3. Pressure load measured in the fan inlet at the surge point

블레이드가 지주(strut) 후방에 위치하면 θ 가 0이 되고, 그 때의 가진력은 식(8)과 같다.

$$F(0, t) = \left[-\frac{4\pi}{4} + \frac{4\pi}{8} + \frac{4\pi}{8} \right] \cos K\Omega t \quad (8)$$

$$= \frac{A\pi}{2} \cos K\Omega t$$

2.2 과도 상태 공기 가진력의 특성

과도 상태에서 발생할 수 있는 실속(stall)과 서지(surge)는 다단 압축기에서 유동 흐름의 불안정이 증폭되어 과도한 압력 파를 일으키는 현상으로 팬 블레이드에 구조적 불안전성을 발생시켜 팬 블레이드가 피로 파괴의 가능성을 높이기도 한다. Fig 3은 팬 블레이드 전방에서 측정된 압력 하중으로 서지가 발생하는 순간에는 팬 블레이드 입구에서 급격한 압력의 상승이 발생하는 것을 알 수 있다.

3. 블레이드의 동특성 및 피로 강도 측정

3.1 동특성 시험의 구성과 방법

블레이드의 동특성에 알기 위해서는 실험적인 방법을 통한 모드 측정 실험이 필수적이다. 블레이드의 동특성을 나타내는 값으로는 고유 진동수(natural frequency), 감쇠비(damping ratio), 모드 형상 벡터(mode shape vector) 등이 있고, 이 값들을 모드 매개변수라고 한다. 모드 매개변수를 구하는 방법을 모드 해석이라고 하고, FFT의 개발로 인해 주로 전달함수(transfer function)를

이용한 모드 해석법이 주로 사용되어 진다. 모드 해석에는 주로 광대역 불규칙 신호(broadband random signal) 또는 충격(impact)으로 구조물을 가진하고, 동시에 그 응답을 측정하여 전달함수를 얻은 후 곡선맞춤(curve fitting)방법을 이용하여 모드 매개 변수를 얻는다. 블레이드의 실험에는 전달함수를 이용한 모드 해석을 실시하여 고유진동수와 감쇠비를 구하여 이론 해와 비교하였다. 시험 장치의 블록 선도는 Fig 4와 같고, 비접촉식 레이저 속도센서(LDV)는 증폭기를 통해 아날로그/디지털 변환기에 연결되어 있다. 가진기의 가진력은 가진면에 부착된 가속도 센서에서 신호 증폭기(signal amplifier)를 통해 아날로그/디지털 변환기에 연결되어 있다. 이렇게 하여 얻어진 두개의 입력

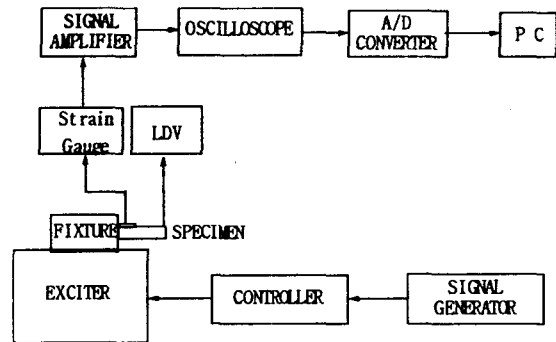


Fig. 4. Basic component of measurement system

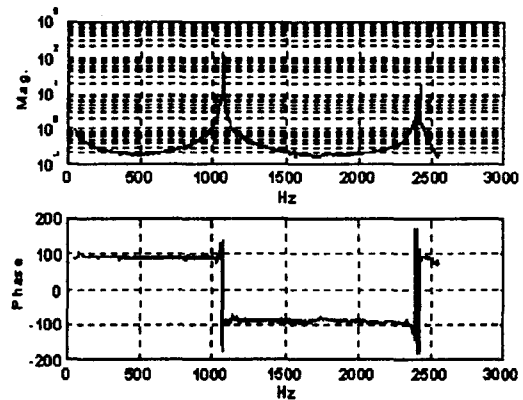


Fig. 5. Frequency response function of fan blades

신호는 PC로 전송하여 신호처리를 통하여 모우드 매개 변수를 계산하고 모우드 형상을 구한다. Fig. 5에는 블레이드 입구 끝단(leading edge tip)에서 측정되어진 주파수 전달함수를 나타내었고, 일차 고유진동수는 1062.1Hz로 굽힘 진동 형상을 나타내었다. 블레이드의 감쇠는 최대 진폭 값의 $1/\sqrt{2}$ 이 되는 진폭의 주파수 밴드를 이용하여 구하였다. 블레이드의 α 는 2.494이고, β 는 $4.869E-8$ 이다^[7].

3.2 블레이드의 피로 강도 측정

가스터빈 구성품이 정하중(static load)에서 충분한 강도를 지니고 있더라도 반복 하중이나 교번하중을 받게되면, 그 하중이 작더라도 파괴가 일어날 수 있다. 이러한 현상을 피로라고 한다. 또한, 이러한 현상에 의해 발생하는 재료 파괴를 피로파괴(fatigue fracture)라고 한다. 블레이드의 피로시험은 S-N 선도를 실험적으로 측정하여 평균적인 피로 강도를 결정하고 엔진 구조시험시 운전범위를 결정하기 위하여 실시하는데 블레이드에 반복 하중을 주기 위하여 블레이드의 한쪽을 치구로 고정한 후 블레이드의 일차 고유진동수로 가진하여 소성이 넘지 않는 비교적 낮은 반복 하중으로 실험한다.

피로 시험을 위한 치구는 블레이드의 강제 운동을 구속하기 위하여 견고하게 고정하지만, 만일 블레이드를 고정하는 치구의 구속력이 부족하여 완전한 구속이 되지 않으면 동 위상(in phase) 진동 모우드 형상과 상 위상(out of phase) 진동 모우드 형상이 서로 교차로 발생되고, 블레이드의 진동 응력 분포가 달라져 정확한 피로 강도를 측정하기 어렵다. 이러한 진동 모우드는 서로 근접해 있어서 구별이 힘들다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 블레이드의 진동 진폭 비를 측정하여 같은 진동 모우드 형상에서 시험을 실시하여야 한다. Fig. 6은 팬 블레이드의 형상을 나타내었다.

블레이드의 피로 한계 값을 계산하기 위한 S-N 선도 측정에서 각각의 블레이드들은 임의의 진동 응력을 반복적으로 받으면서 피로 파괴가 발생한다. 이러한 피로파괴는 슬립밴드(slip band)를 형성하고 어느 정도 이상 발전하여 미소 균열이 발생하면 그때부터 시편의 고유 진동수의 값이 미소하게 감소하기 시작하는데 균열이 성장하면서 고유진동수의 감

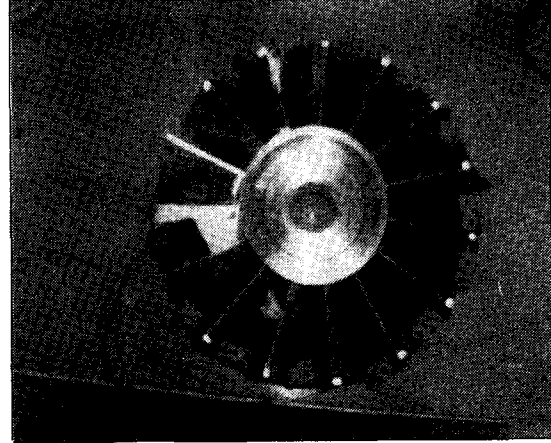


Fig. 6. The setup configuration of fan blades

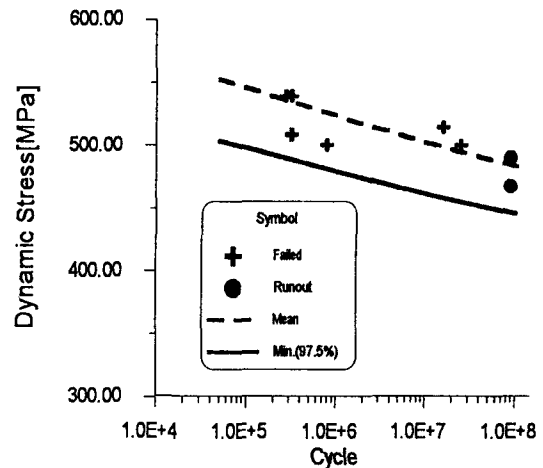


Fig. 7. The HCF test results of fan blades (S-N curve)

소율은 증가되기 시작한다.

고유진동수의 감소 구간은 시편의 피로 사이클 중 거의 무시 할만큼 짧은 순간에 일어나며 균열의 성장속도와 비례하는 고유진동수의 감소가 일어난다. 일반적으로 시편이 피로에 의해 파괴되었다고 정의하는 것은 균열이 계속 진전되면서 시편 고유진동수가 처음보다 2%가 감소되는 순간을 피로 파괴점이라고 한다. 이러한 피로 파괴 점을 측정하기 위해서는 시편의 일정한 위치에서의 변위 또는 속도 값을 측정함으로써 피로 파괴가 발생하는 것을 측정 할

수 있다.

8개의 블레이드에 대하여 1차 굽힘 진동 모우드로 가진하여 시험을 실시하였고 Fig. 7과 같은 수명 곡선을 얻었다. 티타늄합금(Ti-6-Al-4V)으로 만들어진 블레이드는 9×10^7 사이클에서 520 MPa의 평균 피로 강도와 450 MPa의 최소 피로 강도 값을 얻었다. 엔진 운용 조건에서 블레이드는 2차 고유 진동수(비틀림 모우드)에서 후류에 의한 파단 가능성이 높고, 그때 진동 응력이 가장 높은 부위는 블레이드 끝단 중간 부위로 이 부위에서의 피로 강도도 측정하였다. 블레이드를 2차 비틀림 진동 모우드에서 실험을 하여 평균 피로 강도 540MPa, 최소 피로 강도 470MPa를 얻었다.

4. 유한 요소법을 이용한 피로 손상 해석

가스터빈 엔진 구조물에서 나타나는 파괴모드의 대부분이 피로파괴이다. 특히 유로에 위치하게 되는 블레이드나 베인(vane)과 같이 얇은 단순 보 형태의 구조물에서는 작동유체의 가진에 의한 고주기 피로 파괴가능성이 높아지며, 특히 전방의 압축기 블레이드나 베인은 고주기 피로가 가장 중요한 파단 모드가 된다. 저주기 피로와는 다르게 고주기 피로 파괴는 이론적으로 소성을 넘지 않는 비교적 낮은 응력수준에서 균열이 생성, 진전하여 구조물이 파단된다. 저주기 피로와 고주기 피로의 구분은 주로 10^5 사이클을 경계로 하고, 고주기 피로에는 경한(brittle) 재질이 유리한 것으로 되어있다^[8]. 고주기 피로는 재질 내부에서 균열 생성에 대부분의 시간을 필요로 하므로 미소균열의 생성에 대한 저항성이 중요하고 저주기 피로는 균열의 진전에 많은 시간을 필요로 하기 때문에 소성에 의한 균열전방의 고응력장 해소에 용이한 연한(ductile) 재질이 유리하다. 그러므로 고주기 피로에 의한 피로 파괴는 큰 균열의 생성과 동시에 파단이 발생하고, 저주기 피로에 의한 피로 파괴는 균열의 지속적인 진전을 거쳐서 파괴에 이르게 된다.

일반적으로 고주기 피로는 저주기 피로와는 다르게 구조물 내부에 전반적으로 미소균열이 성장하여 미소균열의 성장과 동시에 균열이 진전

(propagation) 된다. 그러므로 고주기 피로는 전체의 구조물 파단수명에서 균열의 생성에 많은 수명 비율을 가지게 된다. 따라서 고주기 피로에 대비한 구조물 수명설계 개념은 균열의 성장을 예측하여 수명관리를 하게 되는 손상 허용(damage tolerance) 설계 개념이나 시편의 수명 데이터를 이용하여 잔존 수명을 예측하는 안전수명(safe life)설계가 아닌 설계허용조건에서 파단이 발생하지 않는 무한수명설계를 하는 것이 필요하다.

블레이드의 수명 평가는 단축 고주기 피로 평가방법에 적용하는 Goodman 선도를 이용하였으며, 피로 파단 기준을 식(9)에 나타내었다.^[9]

$$\sigma_a < \sigma_e \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right] \quad (9)$$

식(9)에서 σ_a 는 허용되는 반복응력의 진폭, σ_e 는 재질의 내구 하한(endurance limit), σ_m 은 구조물에 작용하는 평균응력, σ_u 는 사용된 재질의 인장강도를 의미한다. 식(9)을 도식적으로 나타내면 Fig. 8과 같다.

Fig. 8에서 구조 응력해석 결과가 안전 영역에 존재하면 블레이드가 무한수명을 가진다는 의미가 되고 불안정 영역에 존재하면 언젠가 파단이 될 가능성이 있다는 의미가 된다. 많은 연구자들이 Goodman 선도를 이용한 고주기 피로 수명 평가 방법을 검증하고자 실험을 수행한 결과, 실제의 수명을 과소 평가하게 되는 경향을 가진다는 결과를 얻었다. 하지만 실제의 엔진구조물 수명평가에 있어서 Goodman 선도를 많이 사용하게 되는데 이는 사용의 단순성과 보

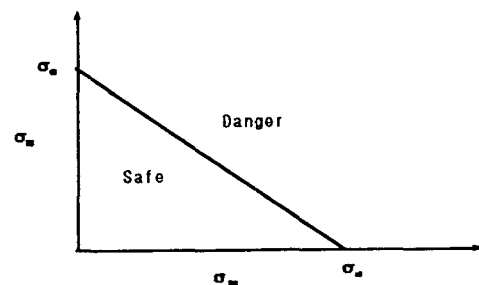


Fig. 8. Goodman diagram to evaluate HCF damage

수적인 결과를 주기 때문이다. 고주기 피로에서 평균응력이 구조물의 수명에 미치는 영향은 저주기피로보다 크게 나타난다.

긱만선도에서도 평균응력 효과를 고려하며 일반적으로 인장강도에 대한 비율만큼 수명저하를 가진다고 계산한다. 긱만선도를 이용한 고주기 피로손상평가에서 사용되는 소재의 내구하한과 인장강도는 통계적으로 계산된 최소 값을 이용하여 수명평가의 신뢰성을 증대시킨다.

4.1 유한요소 모델

압축기의 블레이드 개수가 15개지만 유한요소 해석의 효율성 증가를 위하여 하나의 블레이드와 그와 연결된 디스크 일부분만을 모델링 한 후 좌·우측의 절단면에 순환대칭(cycle symmetric) 조건을 적용하여 전체를 모델링 하는 효과를 주었다.

모델링 된 블레이드는 디스크의 강성이 블레이드의 강성에 비하여 매우 크므로 디스크에 의한 연성 효과가 크지 않다. Fig. 9는 블레이드의 유한요소모델이다.

블레이드의 필렛(filllet) 부위가 고주기 피로 파단 가능성이 가장 높은 부위라 판단되어, 이 부분의 필렛을 실제 형상과 같이 세밀하게 요소 분할하여 모델링 하였고, 블레이드와 디스크는 등가 시켜서 일체형으로 모델링 함으로써 기존의 접촉요소를 사용하여 모델링 한 것보다 응력의 왜곡현상을 최소화하였다. 모델링에 이용된 유한요소는 주로 8절점 솔리드요소를 사용하였고, 연결부위에는 6절점 췌기(wedge)요소를 사용하였다. 모델링에는 주로 1차

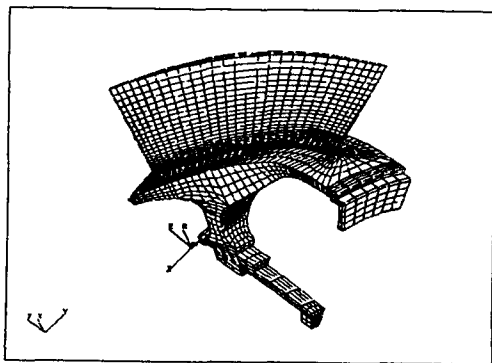


Fig. 9. FEM model of fan blade

요소를 사용하여 예상되는 전단고정(shear locking)에 의한 굽힘 강성의 증가와 이로 인한 고유진동수의 상승효과를 최소화하기 위하여 비적합 모드(incompatible mode)를 사용하여 굽힘을 적절히 표현할 수 있도록 하였고, 해석 프로그램은 ABAQUS 5.8을 사용하였다.

4.2 정상 상태 유한 요소 해석 결과

팬 블레이드가 운전 중에 받는 응력 하중은 크게 두 가지로 분류할 수 있다. 하나는 운전중의 원심하중과 열 하중 등에 의한 정상상태 응력과 공기력에 의한 변동 응력이다. 두 가지의 응력 성분이 블레이드에 모두 있어야 긱만 선도에 의한 고주기 피로 손상평가를 할 수 있게 된다. 이와 같이 블레이드는 운전 중에 원심하중 및 열 하중 등에 의한 초기 응력장이 형성되고 이로 인하여 구조물의 구조·진동 특성이 달라지게 된다. 블레이드는 원심하중에 의한 응력강화(stress stiffening)효과를 고려하기 위해 유한요소 해석에서 여러 단계의 해석 과정을 거치게 된다. 첫 번째 단계는 정적해석을 이용하여 원심하중 및 열 하중을 가하여 블레이드에 초기 응력장을 부과하고, 두 번째 단계는 고유치 해석을 하여 고유진동수와 고유진동모드를 얻게 된다.

팬 블레이드의 고유진동수 해석 결과, 실험치와의 차이는 거의 1% 이내로 잘 일치하였고, 일차 고유진동수는 1144 Hz, 2차 고유진동수는 2448 Hz 이다. Fig. 10은 후류에 의한 영향으로 팬 블레이드에 공진이 발생하는지 여부를 판단할 수 있는 캠벨 선도(campbell diagram)로서, 엔진 최대 운용 조건에서 전방에 5개의 지주에 의하여 블레이드의 2차 고유진동수에 의한 공진 가능성이 가장 높으며, 그때의 진동 모드 형상(비틀림 모드)과 그때의 진동 응력 분포는 Fig. 11에 나타내었다.

후류에 의해 발생하는 블레이드의 응답을 계산하기 위해서는, 먼저 후류에 의하여 블레이드에 가해지는 압력 변화를 각각의 주파수성분별로 응답을 계산하여, 결과를 선형적으로 합하여 변동 응력을 계산하는 것이 보다 정확한 해석이 되지만 문제를 보다 단순화하기 위하여 단일주파수의 후류에 의한 공기력이 작용한다고 가정하여 계산을 하도록 하였다.

공기력의 크기는 식(8)에서 언급한 바와 같이

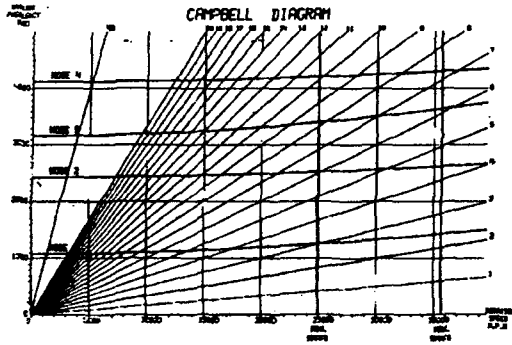


Fig. 10. Campbell diagram of fan blades

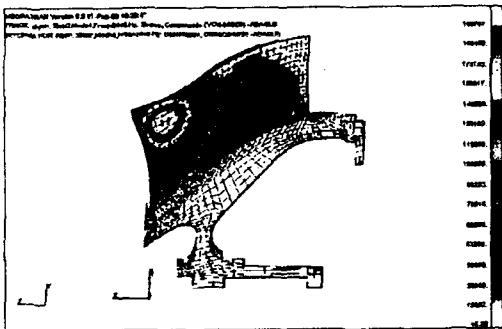


Fig. 11. Von-Mises stress of fan blade in the resonance occurred by the natural frequency of 2448Hz

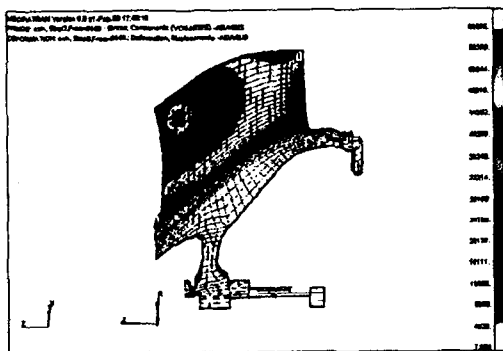


Fig. 12 Vibratory stress of fan blade obtained by steady state harmonic response

$A\pi/2$ 을 적용 시켰다. 전방 지주의 후류에 의한 공기력의 크기는 시험에서 측정을 통하여 얻는 것이 정확하지만 측정의 어려움으로 정상상태에서 블레이드

드가 받는 최대 압력 50 kPa 을 작용시켰다. 정상 상태 조화응답 해석은 블레이드 진동 시험에서 구한 구조 감쇠 값을 입력 변수로 사용하여 실제 블레이드가 가지는 응답을 잘 표현 할 수 있도록 하였다. 해석 결과, 50 kPa의 변동압력하중이 작용하였을 때, 정상상태 조화 응답에 의한 Von-Mises 응력은 60 MPa이었고, 응력 분포는 Fig. 12에 나타내었다.

4.3 과도 상태 유한 요소 해석 결과

엔진 시험에서 측정된 서지 상태의 압력하중을 팬 블레이드 모델에 적용하였고, implicit 적분 방법에 의한 동적 해석을 유한 요소 해석 방법을 이용하여 수행하였다. 해석결과 팬 블레이드의 밑단에서 최대 100MPa의 Von-mises 응력이 발생하였지만, 정상 상태 원심하중과 압력하중에 의한 응력성분과 서지 (surge) 상태에서 응력 증가 성분을 동시에 고려하더라도 팬 블레이드 재료가 가지는 최소항복응력보다 작게 나타나므로 과도 상태에서도 저주기 피로 손상 가능성이 작음을 알 수 있었다.

4.4 고주기 피로 손상평가 해석

팬 블레이드의 고유진동수 해석 결과 2차 고유진동수에서 공진 가능성이 가장 크게 나타났고, 이 부분에서의 피로 손상 평가가 필요하다. 피로 손상 평가는 블레이드가 2448 Hz에서 공진이 발생하였을 때 작용하는 변동 응력과 이 때의 원심하중에 의한 응력성분을 계산하여 고주기 피로 파단 가능성을 예측한다.

식(10)은 고주기 피로 손상을 평가하는 식으로 변동응력과 평균응력, 그리고 재질 특성에 의하여 구조물이 손상을 입는지를 판단하는 정의이다. 손상치가 1에 가까워질수록 고주기 피로 파괴 가능성이 증가하여 균열생성과 구조물의 피로 파괴로 이어진다.

$$D = \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \cdot \frac{1}{1 - \sigma_m / \sigma_u} \tag{10}$$

지주의 후류에 의한 블레이드의 고주기피로 손상 가능성은 식(10)을 이용하였으며, 팬 블레이드 2차 공진 모드에서 최대 손상치가 0.07 수준으로 나타났으므로 고주기피로에 의한 파단 가능성이 매우 작음을 알 수 있었다. Fig. 13은 팬 블레이드의 손상치 해석 결과를 나타내었다.

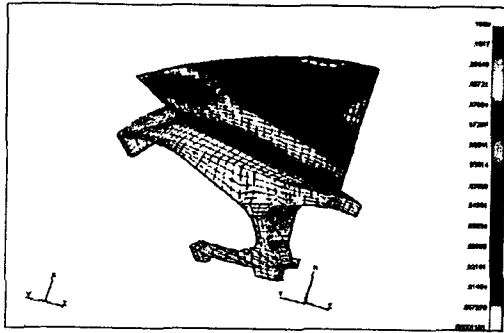


Fig. 13. The result of HCF damage evaluation of fan blade

5. 결 론

엔진 개발에서 가장 중요한 인자는 블레이드에 대한 고주기 피로 손상 가능성에 대한 구조적 안정성을 확보하는 것이다. 특히 팬 블레이드는 매우 높은 회전수로 회전함으로써 구조적으로 매우 취약하여 엔진의 구성품에서 가장 먼저 파손의 위험성을 가지기 때문에 블레이드에 대해 고주기 피로 시험을 통한 피로강도를 평가하고, 여러 가지 가진원에 의한 고주기 피로 손상 가능성에 관한 연구는 필수적이다. 가진력에 대한 평가와 고주기 피로 시험, 정상 상태 및 과도 상태 진동 응력 해석들에 대한 연구 결과 다음과 같은 결론을 구하였다

1. 팬 블레이드의 전방 지주에 의한 유동장 압력 분포는 $\cos(\Omega Kt)$ 형태의 조화 가진이 되며, 공기 가진력 크기는 팬 블레이드가 지주 후방에 위치할 때 최대이다.
2. 진동 시험으로 팬 블레이드의 동특성을 구하였고, 고주기 피로 시험을 통하여 최소 피로 강도 470 MPa를 얻었다.
3. 팬 블레이드의 최대 피로 손상치가 0.07 수준이므로 고주기 피로에 의한 파단 가능성이 매우 작음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Yeh, Hsuan and J.J. Eisenhuth, "The Unsteady Wake Interaction in Turbomachinery and its Effects on Cavitation", *Journal of Basic Engineering*, Vol. 81, pp. 181~189, 1959
2. A.P. Kurkov, "Measurements of Self Excited Rotor Blade Vibrations Using Optical Displacements", *Transaction of the ASME*, Vol. 106, pp. 44~49, 1984
3. A.V. Srinivasan, "Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades", *Transactions of the ASME*, Vol. 119, pp. 742~775, 1997
4. A.V. Srinivasan and J.A. Fabunmi, "Cascade Flutter Analysis of Cantilevered blades", *Transactions of the ASME*, Vol. 106, pp. 34~47, 1984
5. Richard W. Hertzberg, "Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials", Fourth Edition, 1996
6. R.L. Jay, J.C. MacBain and D.W. Burns, "Structural Response Due to Blade Vane Interaction", *Transactions of the ASME*, Vol. 106, pp. 50~56, 1984
7. Maurice Petyt, "Introduction to finite element vibration analysis". pp. 386~391, 1990
8. 포항공대, "개스터빈 날개의 수명예측에 관한 기술개발 최종보고서", 1996.6
9. 조생현, "외부 가진원에 의한 가스터빈 엔진 회전익 팬의 동특성에 관한 실험 및 해석적 연구", *충남대학교 기계설계공학과*, 1999, 10