

부분 유입되는 터빈 블레이드의 과도 응답 특성에 대한 수치 해석

이 진 갑*

Numerical Analysis on Transient Response of Turbine Blades by Partial Admission

J. K. Lee*

Key words : Turbine blades (터빈 블레이드), Partial admission(부분 유입), Transient response (과도 응답), Damping(감쇠), Excitation(가진력), Modal analysis (모드 해석), Numerical Integration(수치 적분)

Abstract

A numerical analysis is presented for the transient behavior of a rotating turbines blades. The response due to partial admission during start-up and resonance pass is considered. Modal analysis and numerical integration method are used for solving the problems. A theory for determining the material and aerodynamic damping values of turbine blades is presented. The damping values of the various modeling of blades - uniform beam and tapered, twisted beam - are calculated and the influence on blades response is investigated. The effect of angular velocity on transient response are also shown.

1. 서 론

터빈 블레이드의 파손은 동적인 부하 상태 중 운전점이 공진점 부근에서 가진될 때 주로 일어난다. 이 동적인 부하는 블레이드 고유 진동수와 가진주파수가 일치되지 않게 설계함으로써 회피할 수 있으나, 실제 회전수가 가변하는 경우 모든 단(stage)에서 공진을 회피하는 것은 불가능하다. 따라서 블레이드의 정확한 공진점을 파악하는 것뿐 아니라, 동적 부하를 예측하기 위해 가진력과 감

쇠의 크기를 파악하는 것이 중요하다. 지금까지의 연구는 일정한 회전 속도에서의 정적인 응답 특성 해석[1,2]이 대부분이었으나, 최근에는 초기운전, 정지시나 공진점을 지나는 경우에 대한 과도응답 특성의 연구[3,4]뿐 아니라, 블레이드의 수명예측[5,6]에 대해서도 최근에 연구가 활성화되고 있다. 이 연구에서는 과도 응답 특성 해석의 주요한 인자인 가진력, 감쇠 및 각속도가 과도응답에 미치는 영향에 대해 고려하였다. 이들 주요 인자 중 터빈 블레이드의 가진력에 대한 연구가 많이 된 반

* 경희대학교 기계공학과 (원고접수일 : 98년 3월)

면[7,8] 감쇠 특성에 대한 연구는 가스터빈의 경우가 대부분이며[9,10], 증기 터빈의 경우는 상대적으로 미약하였다[11,12]. 과도 응답에 대한 대부분의 연구는 터빈 블레이드 길이 방향의 중간 단면 형상을 기준으로 균일 형상의 외팔보로 가정하여 계산하였다. 그러나, 실제 블레이드 형상은 3차원으로 매우 복잡하여 정확한 응답 특성을 구하기 위해서는 블레이드 형상을 고려하여 가진력과 감쇠를 해석하지 않으면 안된다.

본 연구는 과도 운전 상태(기동시, 공진점 통과시)의 동적 응답을 해석하고, 블레이드를 외팔보로 치환하여 균일 형상인 경우와 길이에 따라 단면이 변화하는 경우에 대해 가진력 및 감쇠 계수를 구하는 식을 유도하고, 이 두 경우에 대해 과도 응답에 미치는 영향을 고찰한다.

2. 진동 가진력

블레이드에 작용하는 가진력에 대해서는 많은 연구가 되어 왔으며, 문헌[7,8]에 블레이드를 가진시키는 주 원인이 소개되어 있다. 가진시키는 주요인으로는 노즐 유입, 부분 유입, inlet distortion, rotating stall, rotor진동 등을 들 수 있다. 본 연구에서는 노즐 및 부분유입의 경우에 대해서 고찰하였다. Fig.1은 노즐 유입과 부분 유입일 경우의 양상을 보여주고 있고, Fig.2는 원주방향의 대표적인 힘의 분포에 대해서 나타낸 것으로 이 힘은 노즐과 부분 유입이 같이 작용한다.

Fig.3에는 길고 심하게 비틀리며(twist), 단면이 급격히 줄어드는 증기터빈 블레이드에 대해 길이 방향의 단면의 변화(a) 및 작용하는 힘의 양상(b)을 보여 주고 있다[13].

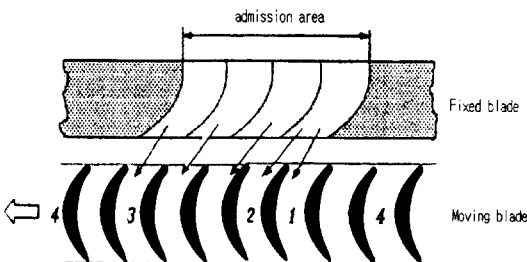


Fig. 1. Diagram of turbine by partial admission

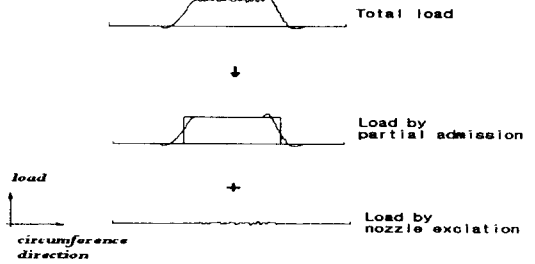


Fig. 2. Blade force by partial admission and nozzle excitation

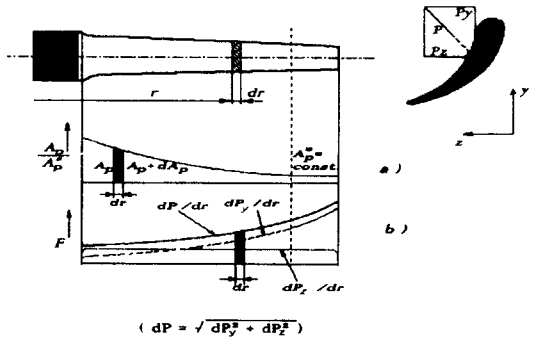


Fig.3. Long, tapered twisted turbine blade
a) profile of area
b) force

Fig.3의 a)에서 블레이드 단면적(A_p)은 지지부에서 길이 방향으로 감소하다가 상단 부위에서 일정한 단면적(A_p')을 갖는 양상을 보인다. Fig.3의 b)에서 Z 방향의 압력(P_z)과 Y 방향의 압력(P_y)의 합력 성분인 압력(P)이 블레이드에 작용하는 힘으로서 길이 방향으로 증가함을 알 수 있다. 본 연구에서는 단독 블레이드에 걸리는 이 힘의 경향을 토대로 하여 해석하였다.

3. 감쇠 메카니즘

블레이드에 작용하는 감쇠는 지지부(root)의 영향에 의한 구조 감쇠, 블레이드 재료에 의한 고체 감쇠 및 증기 유입에 의한 aerodynamic 감쇠로 구분할 수 있다. 본 연구에서는 지지부가 단단하고 고정되어 있다고 가정하여 구조 감쇠를 무시하고 고체 및 aerodynamic 감쇠만을 고려한다. 블레이드

의 감쇠 계수를 구하는 대부분의 연구는 균일보로 가정하였으나, 본 연구에서는 실제 블레이드 형상을 고려하여 단면적이 다른 보 모델에 대해 각 요소별로 나누어 감쇠계수를 구한다.

(1) 고체 감쇠

고체 감쇠를 구하기 위한 이론적인 접근 방식은 Lazan[14]에 소개되어 있으며, 본 연구에서는 고체 감쇠 상수 (J_w, \bar{n})로 진동 사이클당 에너지 손실을 평가하여 로그 감쇠계수를 결정한다. Fig.4의 히스테리시스(hysteresis) 곡선에서 한 사이클당 감쇠로 없어진 에너지 $D_{s,i}$ 를 i 번째 요소를 기준으로 표시하면

$$D_{s,i} = J_w \int_{v_i} \sigma^n dV_i = J_w A_i \int_x \sigma^n dx \quad (1)$$

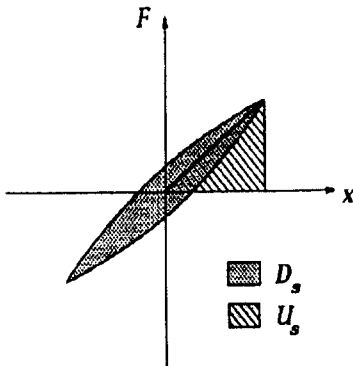


Fig.4 Hysteresis curve

로 나타낼 수 있다. 여기서, J 와 n 은 고체 상수, σ 는 응력, V_i, A_i 는 i 번째 요소의 체적과 면적이다. i 번째 요소에 저장된 에너지는

$$U_{s,i} = \int_{v_i} \frac{\sigma^2}{2E} dV_i = \frac{A_i}{2E} \int_x \sigma^2 dx \quad (2)$$

이며, E 는 탄성계수이다. 길이 방향의 i 번째 요소에 대해 아래의 3가지 경우의 응력 분포를 가정할 수 있다 (Fig.5).

경우 I : 두께 $D_{h,i}$ 에 일정한 응력

$$D_{s,i} = J_w A_i D_{h,i} \sigma_i^{\bar{n}}$$

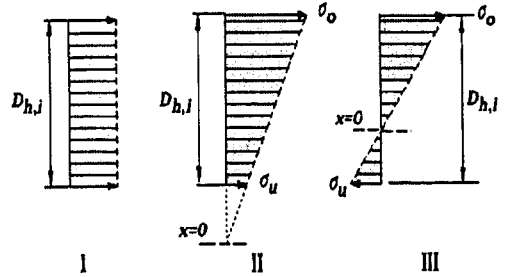
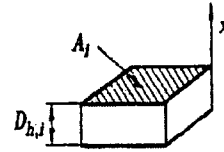


Fig. 5 Blade element and stress distribution

$$U_{s,i} = \frac{1}{2E} A_i D_{h,i} \sigma_i^2 \quad (3)$$

경우 II, III : 선형적으로 변화하는 응력

$$D_{s,i} = \frac{J_w}{n+1} A_i D_{h,i} \left(\frac{\sigma_o^{\bar{n}+1} \pm \sigma_u^{\bar{n}+1}}{\sigma_o \pm \sigma_u} \right) i$$

$$U_{s,i} = \frac{1}{6E} A_i D_{h,i} \left(\frac{\sigma_o^3 \pm \sigma_u^3}{\sigma_o \pm \sigma_u} \right) i \quad (4)$$

σ_o, σ_u 는 각각 상,하를 나타내는 기호이며, 식(4)의 +는 경우 II, -는 경우 III를 표시한다. 대수 감쇠계수는 위식으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\delta_w = \frac{1}{2\pi} \frac{\sum_i D_{s,i}}{\sum_i U_{s,i}} \quad (5)$$

(2) Aerodynamic 감쇠

Aerodynamic 감쇠 메카니즘에 대한 연구는 Rieger[12], Traupel[15]에 나타나 있다. Aerodynamic 감쇠를 속도에 따라 변하는 점성감쇠로 가정할 때, k 번째 고유 진동수에 대한 감쇠력은

$$F_k = -C_\alpha \cdot \dot{w}_k(x) \quad (6)$$

로 표현된다. 여기서 C_α 는 aerodynamic 감쇠계수이며 $w_k(x)$ 는 k 번째 고유 모드이다.

Rieger[12]는 증기 터빈의 출력으로부터 aerodynamic 감쇠계수를 구하는 식을 소개하였다. 감쇠계수 C_{ad} 는 회전토크 T_D 의 함수로 다음과 같이 표시된다.

$$C_{ad} = 9.55 \frac{T_D}{f_D} \frac{f}{(R + \frac{L}{2})(R + L)} \quad (7)$$

여기서, T_D : 회전토크, f_D : 각속도, R : 디스크의 반경, L : 블레이드의 길이이다.

이 식은 가스력이 블레이드의 길이 방향의 중심에 집중하중으로 작용한 것으로 가정하여 유도하였다. Traupel[15]은 aerodynamic 감쇠계수를

$$C_{ag} = C_s \cdot \frac{\rho}{2} \cdot l_s \cdot C_a \quad (8)$$

로 소개하였고, 여기서 C_s 는 항력계수, ρ '는 유동 매질의 밀도, l_s 는 블레이드 단면폭, C_a 는 매질의 평균 유동 속도이다. 본 연구에서는 Rieger[12]의 식 (7)을 이용하여 요소별로 고려한 aerodynamic 감쇠계수를 구하는 식을 유도한다. k 번째 고유 모드에 대한 aerodynamic 일은 아래와 같다.

$$D_{a,mk} = \pi \int_0^L P_m(x) w_{mk}(x) dx \quad (9)$$

여기서 $P(x)$ 는 가진력, $w(x)$ 는 z 방향의 고유모드의 처짐이다. 첨자 m 은 가진력의 m 번째 하모닉 성분이다(Fig.6).

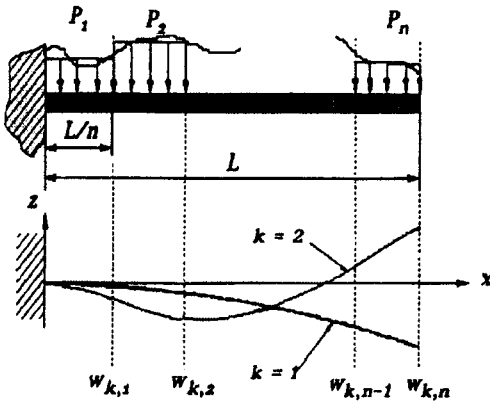


Fig. 6 Blade model and natural mode (k=1,2)

가진력은 블레이드의 길이 방향으로 상이하나, 각 요소당 일정한 것으로 가정할 경우 k 번째 고유 모드에 대해서 식(9)를 다음의 식으로 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} D_{a,k} &= \pi P_1 \left(w_{k,1} \frac{L}{n} \frac{1}{2} \right) \\ &+ \pi P_2 \left[\omega_{k,1} \frac{L}{n} + (w_{k,2} - w_{k,1}) \frac{L}{n} \frac{1}{2} \right] \\ &+ \dots + \pi P_n \left[w_{k,n-1} \frac{L}{n} + (w_{k,n} - w_{k,n-1}) \frac{L}{n} \frac{1}{2} \right] \\ &= \frac{\pi}{2} \frac{L}{n} \sum_{i=1}^n [P_i (w_{k,i-1} + w_{k,i})]. \end{aligned} \quad (10)$$

k 번째 고유모드의 i 번째 요소의 감쇠력은

$$D_{a,k,i} = \frac{\pi}{2} \frac{L}{n} [P_i (w_{w,i-1} + w_{k,i})]. \quad (11)$$

원심력으로 인한 탄성에너지는 Rieger[12] 식

$$U_f = \frac{1}{2} \int_R^{R+L} (\rho^2 A f_D^4 / E) [(R+L)^2 - x^2] dx \quad (12)$$

으로 주어진다. 블레이드 전 길이 방향에 대해 k 번째 고유 모드의 aerodynamic 감쇠계수 $\delta_{a,k}$ 는 결과적으로 아래의 식으로 표시된다.

$$\delta_{a,k} = 2 \left(\frac{\sum_i D_{a,k,i}}{\sum_i U_{s,i} + U_f} \right) \quad (13)$$

(3) 총 감쇠계수

고체 감쇠의 식 (5)와 aerodynamic 감쇠의 식 (13)을 고려하여 k 번째 고유 모드에 대한 총 대수 감쇠계수는

$$\delta_k = \delta_{a,k} + \delta_w = \left(\sum_i D_{a,k,i} + \frac{\sum_i U_{s,i}}{\pi} \right) / 2 (\sum_i U_{s,i} + U_f) \quad (14)$$

로 표시되고, 위 식은

$$\xi_k \approx \frac{\delta_k}{2\pi} \quad (15)$$

로 나타낼 수 있다.

4. 수치해석

감쇠력과 가진력을 고려한 운동방정식은

$$[M]\ddot{U} + [C]\dot{U} + [K]U = R(x,t) \quad (16)$$

이며, 여기서 $[M]$: 질량 매트릭스, $[C]$: 감쇠 매트릭스, $[K]$: 강성 매트릭스, $[U]$: 변위 벡터, $R(x,t)$: 가진력 벡터이다. 가진력 벡터 $R(x,t)$ 는

$$R(x,t) = P(x) \cdot g(t) \quad (17)$$

로 $P(x)$ 은 길이 방향의 굽힘력에 대한 분포를 나타내고 $g(t)$ 는 시간에 따라 변화하는 함수로 회전수의 변화 해석시 고려된다. 식(16)을 풀기 위해 모드 해석과 Wilson θ method를 사용하여 수치해석을 하였다. 고유치해석으로부터 고유 진동수 ω_i 와 고유 모드 벡터 ϕ_i 가 주어진 경우 다음과 같이 표시된다.

$$[K] \cdot [\Phi] = [M] \cdot [\Phi] \cdot [\lambda\omega] \quad (18)$$

여기서, $[\Phi]$ 는 고유 벡터 ϕ_i 의 매트릭스, $[\lambda\omega] = \text{diag}(\omega_i^2)$ 은 고유치의 대각 행렬($i=1,2,\dots,n$)이다. 식(18)을 비연성화 하면,

$$[\Phi]^T \cdot [M] \cdot [\Phi] = [I], [\Phi]^T \cdot [K] \cdot [\Phi] = [\lambda\omega] \quad (19)$$

이 되고, 식(16)은 처짐 U 을 일반 모드 좌표계 q 로 치환하여 $U = [\Phi]q$ 를 사용하면 아래식으로 표시된다.

$$\ddot{q} + [\bar{C}]\dot{q} + [\lambda\omega]q = R \quad (20)$$

여기서, $[C] = [\Phi]^T \cdot [C] \cdot [\Phi]$, $R = [\Phi]^T \cdot R$ 이다. 비례 감쇠의 경우

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (21)$$

이며 α, β 는 감쇠계수이다. 식(21)은 감쇠 계수 $\xi_i (i=1,2,\dots,n)$ 을 사용하여 나타내면

$$\ddot{\Phi}^T \cdot [C] \cdot \Phi = 2\xi_i\omega_i. \quad (22)$$

로 되고, 식(21)을 식(22)에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\alpha + \beta\omega_i = 2\xi_i\omega_i. \quad (23)$$

식(20)은 결과적으로 다음 식으로 표시된다.

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i = R_i \quad (24)$$

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{1}{2}\beta\omega_i.$$

두 고유 진동수 ω_1, ω_2 에 대한 감쇠계수 ξ 을 고려하여 α, β 를 나타내면 아래와 같다.

$$\alpha = \frac{2\xi_1\omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2}, \beta = \frac{2\xi_2}{\omega_1 + \omega_2} \quad (25)$$

Wilson θ method에 대해서는 [16]에 설명되어 있으므로 여기서는 생략한다.

5. 블레이드 모델

길이가 길며($\lambda = D_m/L < 8$, D_m : 블레이드 길이 방향의 중심까지의 반경, L : 블레이드 전체 길이), 비틀림각이 크고, 길이 방향으로 단면적의 변화가 심한 증기 터빈 블레이드를 외팔보로 가정하여 Fig.7과 같이 2가지 방식으로 모델링하였다.

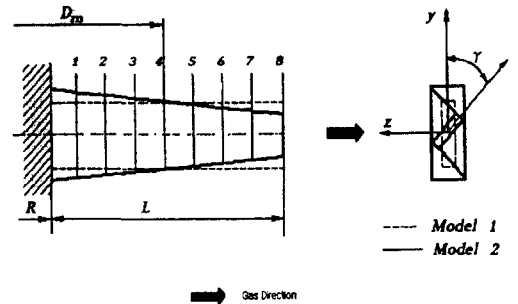


Fig. 7 Blade model

모델 1 : 비틀리지 않고 일정한 단면적을 가지는 보

모델 2 : 비틀리고 단면적이 감소하는 보

모델1에 대한 데이터는 Riger[12]에 주어져 있다. 블레이드 개수(k'') : 90, 회전 토크(T_D) : 3430.2kw, 블레이드 재질 : AISI 403 12% 스테인레스 스틸이며, 기하학적 형상 및 물성치는 디스크 반경 $R=381\text{mm}$, 면적 $A=80.64\text{mm}^2$, 폭 $d=3.175\text{mm}$,

탄성계수 $E=2.067 \times 10^{11} N/m^2$, $\lambda=6$, $L=152.4mm$, 밀도 $\rho=7830 kg/m^3$, 단면관성모멘트 $I_y=67.75mm^4$, $I_z=4335.74mm^4$ 이다. 모델 1,2의 고유 진동수는 동일하다고 가정하였고, Table 1에 FEM과 해석적으로 구한 고유 진동수를 나타내었다.

Table 1. Natural frequency of model 1,2

f_D (sec-1)	mode	FEM[Hz]	analysis[Hz]
0	1	114	113.2
	2	710	-
60	1	166.3	166
	2	758	-

6. 터빈 모델과 가스력

Fig.8에 부분 유입된 터빈 모델을 보여 주고 있다. 노즐그룹(n_z)은 3개이며, 부분유입도(α_b)는 0.5 이다.

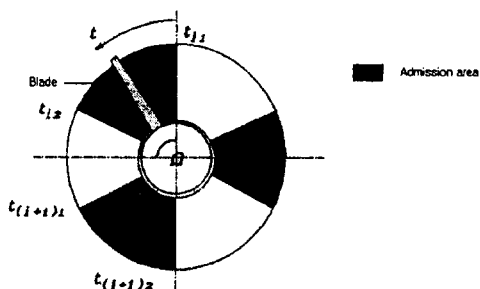


Fig. 8 Turbine model by partial admission

Fig.9에 5장의 블레이드 모델 1,2에 대해 가스력의 분포를 길이 방향으로 일정한 경우와 선형적으로 증가하는 경우로 구분하여 나타내었다.

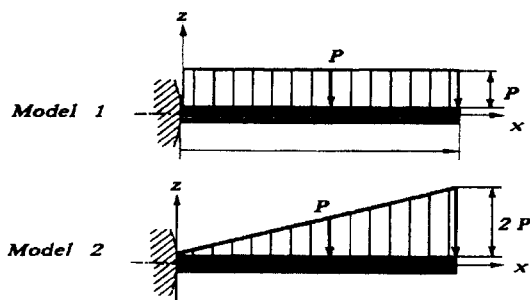


Fig. 9 Blade force

로터의 각속도는

$$f_D = \Omega \cdot t \tag{26}$$

로 표시되며, Fig.10에서와 같이 선형적으로 변화한다.

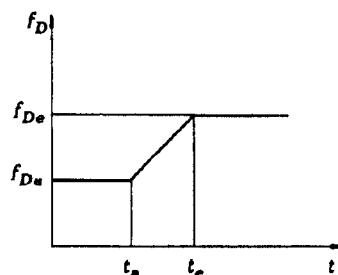


Fig. 10 Rotation speed

Fig.10에서 각속도의 초기부터의 변화는 아래와 같이 표시된다.

$$f_{Da} : 0 < t < t_a$$

$$f_{Da} + \frac{f_{De} - f_{Da}}{t_e - t_a} (t - t_a) : t_a \leq t < t_e$$

$$f_{De} : t_e < t$$

7. 수치 해석 결과 및 고찰

7.1 감쇠계수

이 장에서는 5장에서 설명한 모델 1,2에 대해 1차 고유 모드의 감쇠계수를 구한다. 구하는 식은 3장에서 설명하였다. 고체감쇠는 aerodynamic 감쇠에 비해 매우 작기 때문에 블레이드 길이에 따라 일정하다고 가정하였다.

요소 구간당 감쇠계수를 구하기 위해 뿌리부의 응력 σ_{max} 을 34.48MPa와 48.23MPa의 경우에 대해 질점의 처짐 계산 결과를 Table 2에 나타내었다.

Table 2. Deflection(ω_n) on node point ($\times 10^{-2}cm$)

Element(n)	1	2	3	4	5	6	7	8
$\sigma_{max}=34.48MPa$	0.22	0.80	1.65	2.79	4.06	5.33	6.73	8.13
$\sigma_{max}=48.23MPa$	0.22	0.84	1.73	2.93	4.26	5.38	7.06	8.53

뿌리부의 응력 34.48MPa, 회전수 60 Hz일 경우에 대해 Table 2의 질점의 처짐을 이용하여 계산한 감쇠계수의 결과를 Riger[12]의 결과와 비교하여 Table 3에 나타내었다.

Table 3. damping ratio (60 Hz)

damping ratio	[12]	present
ξ_1 (first mode)	0.00114	0.00121

결과는 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 오차는 요소갯수가 증가할수록 줄어든다. Fig.11에 $i=1,3$ 의 경우에 대해 모델 1,2의 COMPBELL선도를 나타내었다. 과도 응답 상태의 감쇠영향은 공진점의 각속도 51.8sec^{-1} 에서 고찰한다.

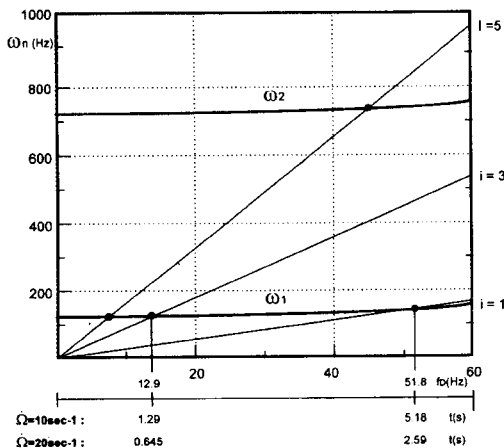


Fig. 11 CAMPBELL-diagram for blade model

각속도 51.8sec^{-1} 의 고유 진동수는 $\omega_1=154.5\text{ Hz}$, $\omega_2=759.8\text{ Hz}$ 이다. 감쇠계수를 구하기 위해 뿌리부 응력 $\sigma_{\text{max}}=48.23\text{ Mpa}$ 일 경우의 질점의 처짐 Table 2과 Riger[12]의 회전 모멘트(T), 변형 에너지(Us)의 계산치와 본 계산식 (1),(7) 및 (12)를 사용해 입력력을 구한다. 이 입력치로부터 계산된 고체 감쇠계수를 Table 4에 나타내었다.

Table 4. Material damping ratio

ξ_1	α	β
0.00038	0.618	0.133E-06

aerodynamic 감쇠는 모델 2에 대해 Table 5에 표시한 경우에 대해 고찰한다.

Table 5. Case of the aerodynamic damping

case	force	deflection(w)
I	variable	element
II-1	constant	element
II-2	constant	middle

경우 I은 블레이드 길이에 따라 가진력이 선형적으로 변화하며, 처짐은 요소별로 고려하였다. 경우 II-1은 길이에 따라 가진력이 일정하며, 처짐은 요소별로 고려하였고, 경우 II-2는 가진력이 일정하며, 처짐은 보의 중간 지점을 기준으로 하였다. Table 5의 각 경우에 대한 aerodynamic 감쇠 에너지와 감쇠계수를 Table 6에 나타내었다.

Table 6. Aerodynamic energy and damping ratio

case	Da(N · m)	ξ_1	α	β
case I	0.0014	0.00336	5.44	0.117 E-05
case II-1	0.0011	0.00263	4.26	0.916 E-06
case II-2	0.0006	0.00154	2.49	0.536 E-06

7.2 과도 응답 특성

본 장에서는 5장에서 가정한 모델 1과 모델 2의 경우에 대해 가진력, 감쇠 및 각속도가 과도 응답에 미치는 영향을 고찰한다. 우선 회전가속도를 아래의 2가지 경우에 대해 운전시작, 공진을 지날 경우의 응답을 모델 1을 대상으로 알아본다.

$$\left. \begin{aligned} \dot{\Omega} &= 10\text{sec}^{-2} \\ \dot{\Omega} &= 20\text{sec}^{-2} \end{aligned} \right\} f_D = \dot{\Omega}t$$

실제 감쇠와 가스력은 회전수에 따라 변하지만 본 연구에서는 일정한 것으로 가정하였다. Fig.12는 운전 시작시 ($0 < t < 6\text{sec}$)의 각속도 변화에 따른 진폭의 변화를 표시한다.

회전수가 변화할 때 블레이드는 몇가지 공진점을 지나는데, 이 공진점은 COMPBELL선도(Fig.11)에서 볼 수 있다. 최대 진폭은 $i=1$ 의 공진점을 지날 때 나타나며, 이 경우의 응답은 Fig.12

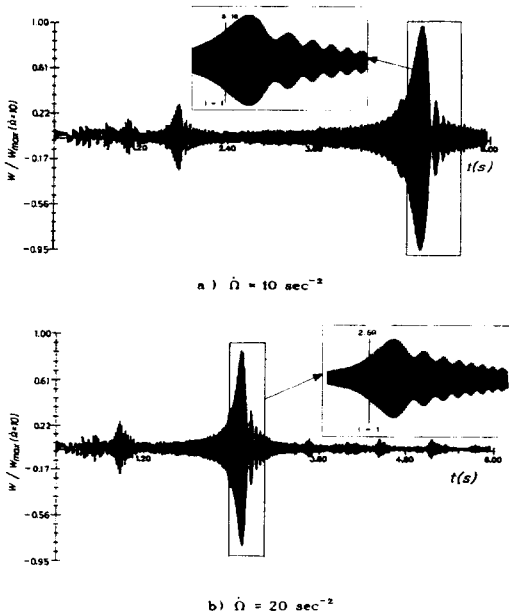


Fig. 12 Transient response of blade during run-up and resonance pass

에서 볼 수 있다. 이 때의 각속도는 51.8sec^{-1} 이며 시간은 5.18sec ($\dot{\Omega}=10\text{sec}^{-2}$), 2.59sec ($\dot{\Omega}=20\text{sec}^{-2}$) 이다. 최대 변위는 정적인 회전수의 공진 시간점 보다 약간 늦게 나타나며 크기도 작다. 회전가속도를 증가함에 따라 공진점의 위치는 지연된다. 다음으로 모델 1,2로 구분한 경우의 가진력이 공진점을 지날 경우의 응답에 미치는 영향에 대해 고찰한다. 이 경우 회전 가속도는 10sec^{-2} 이며, 수치 적분 시간은 $\Delta t=0.0001\text{sec}$ 이고 고체 감쇠만 고려하였다. Fig.13은 공진점을 지날 때 모델 1,2의 경우에 대한 블레이드 종단의 진폭이다.

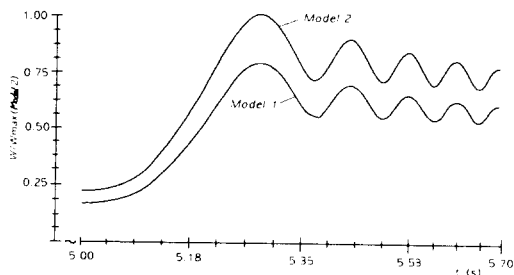


Fig. 13 Comparison of constant and variable force (model 1,2)

모델 1,2로 구분하여 계산한 경우, 블레이드 종단의 최대 진폭의 오차는 모델 2를 기준으로 할 경우 모델 1은 22.5%이다. 모델 1은 선형적으로 증가하는 모델 2의 가진력의 중간 지점을 기준으로 균일하게 가정했을 경우로 모델 2에 비해 큰 오차가 생김을 알 수 있다. 다음으로 감쇠가 과도응답에 미치는 영향을 Table 5의 3가지 경우에 대해서 고찰한다. Fig.14는 이 경우에 대한 최대 처짐을 나타내었으며 Table 7에 각 경우에 대한 오차를 표시하였다.

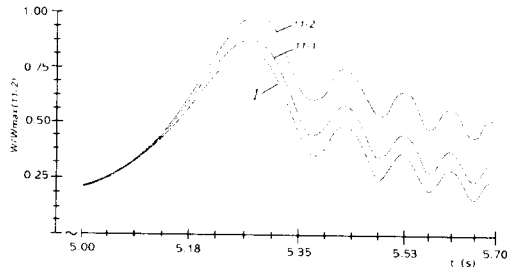


Fig.14 Comparison of amplitude (case II, II-1, II-2)

Table 7. Error of max. deflection

max. deflection	error(%)
case I ($\xi=0.0036$)	0
case II-1 ($\xi=0.00263$)	7.7
case II-2 ($\xi=0.00154$)	21.5

Aerodynamic 감쇠를 계산할 때 보의 처짐을 요소별로 고려하고, 길이 방향의 가스력만 변화시키는 경우(case I)와 일정하게 할 경우 (case II-1)의 오차는 7.7%로 작은 반면, 길이 방향의 중간지점의 처짐과 가스력을 기준할 경우(case II-2)의 오차는 21.5%로 커짐을 알 수 있다. 이는 가스 터빈과 같이 짧은 블레이드는 경우 case II-1로 근사가 가능함을 알 수 있다.

8. 결 론

본 연구에서 얻어진 결과를 요약하면 아래와 같다.

- 1) 운전 시작 및 공진점 통과시 블레이드의 과도 응답 특성을 구하고 가진력, 감쇠 및 각속도가

- 과도 응답에 미치는 영향을 고찰하였다.
- 2) 블레이드 길이에 따라 단면적이 일정하지 않은 경우에 대하여 고체 감쇠, aerodynamic 감쇠계수를 구하는 식을 유도하였다.
 - 3) 길고 단면적 변화가 심한 블레이드의 응답특성을 계산할 경우 모델 2와 같이 가진력과 감쇠를 길이에 따라 여러 단면으로 나누어 고찰하여야 한다.
 - 4) 길이가 짧은 블레이드의 응답특성을 계산할 경우 aerodynamic 감쇠는 길이에 따라 일정한 가진력을 주고, 요소마다 변화하는 처짐을 고려한 경우(case II-1)로 근사 계산이 가능하다.

참고문헌

1. Jadvani, H.M., Rao, J.S., "Forced Vibrations on Rotating Pretwisted Blades", IFToMM Int. Conf. on Rotordynamics Problems in Power Plants, Rom, pp 259-266, 1982
2. Rao, J.S., Gupta, K., Vyas, N.S., "Analytical and Experimental Investigations of Vibratory Stresses of a Rotating Steam Turbine Blade under NPF Excitation", Proc. IFToMM Int. Conf. on Rotordynamics, Tokyo, pp 289-300, 1986
3. Vyas, N.S., Gupta, k., Rao, L.S., "Transient response of Turbine Blades", Proc. 'Rotordynamics Session' of 7th IFToMM World Congress, Sevilla, pp 689-696, 1987
4. Irretier, H., "The Influence of Damping and Angular Accelation on the Vibratory Response of Rotating, Beam-like Blades Passing through Resonance", Proc. 4th Int. Conf. on Vibration in Rotating Machinery, Edinburgh, pp 125-133, 1988
5. Irretier, H. "Forced Vibrations and Life Estima-tions of Turbine Blades in Stationary and transient Operations", Proc. 8th IFToMM World Congrss, Theorie of Maschines and Mechanisms, Prague, pp 17-27, 1991
6. R. Rzadkowski, "A Computer Program Package for Forced Visration and Life Estimation of Turned and Misturned Bladed Discs", Proc. 6th ISOMAC, pp 205-216, 1996
7. Pigott, R., "Turbine Blade Vibration due to Partical Admission", Int. J. Mech. Sci., Vol. 22, pp 247-264, 1980
8. Rieger, N., "Flow Path Excitation Mechanisms for Turbomachine Blades", Proc. 'Rotordynamics Session' of 7th IFToMM World Congress, Sevilla, 1987
9. Gallus, H.E. Holtmann, H., Knauf, W., "Aerodynamische Schaufeldämpfung - Rechnung und Experiment", Motor- technische Zeitschrift, 46, pp 225-226/229-231, 1985
10. Brown, W.G., "Determination of Damping Value for Turbine Blades", ASME paper, 81-DET-131-1981
11. Rieger, N.F., "Damping Properties of Steam Turbine Blades", Springer-Verlag, Rotordynamics 2 : Problems in Turbomachinery, 1988
12. Rieger, N.F., "Gasdynamic damping Properties of Steam Turbine Blades", IMechE, pp 135-141, 1988
13. Kosmowski, I., Schramm, G., "Turbomaschinen", Hüthig, 1989
14. Lazan, B.J., "Damping of Materials and Mem-bers in Structural Mechanics", Pergammon Press, Inc., New York, 1968
15. Traupel, W., "Thermische Turbomaschinen", BandII, 3 Auflag, Springer Verlag, 1982
16. Bathe, K. J., Wilson. E.L, "Namerical Merhols in Finite Element Analysis", Prentice Hall, Inc, New Jersey, 1976