

모사터빈 시험기 개발 및 기초가진 시험

A Development of Turbine Simulator and Foundation Excitation Test

김 영철* · 이 안성* · 김 병옥* · 김 영춘** · 우 성현***

Young-Cheol Kim, An Sung Lee, Byung Ok Kim, Yeong-Chun Kim, and Sung-Hyun Woo

Key Words : Turbine Simulator(모사터빈), Transient Response(과도응답), Foundation Excitation Test(기초가진 시험)
Rotor-Bearing System(회전체 시스템), Balancing(밸런싱)

ABSTRACT

In this study, a turbine simulator is designed and manufactured to investigate the transient response of an actual turbine. The rotor mass and bearing stiffness is reduced to 1/140 of its actual turbine. The dynamic characteristics of turbine simulator are similar to those of the actual turbine. The turbine simulator is excited by an electro-magnetic type exciter in the form of half sine wave. Duration time is controlled by 5ms, 10ms, and 15ms, and maximum acceleration is applied by 3g. Foundation excitation test is performed in stationary condition and rotating condition(6000rpm). The test results can be used to verify the validity of the theoretical approach for transient analysis of actual turbine.

1. 서 론

운송장비, 발전소 등에서 쓰이는 압축기나 터빈과 같은 고출력 터보기계는 현대 산업기계에서 동력공급이나 전달, 전기발전 등의 수단으로써 중요한 부분을 차지한다. 이들 회전기계는 지진(earthquake)이나 폭발(explosion)과 같이 기초(foundation)로부터 전달가진 되는 경우와, 회전부품의 균열결합에 의한 돌발 탈락(breakaway) 불균형 및 이의 충돌 가진이 발생하는 경우, 그리고 항공기 엔진에서처럼 새 등의 외부 물체가 엔진 속에 빨려 들어와 블레이드에 부딪히는 경우 등 정상 작동 중 여러 가지 외란이 발생할 수 있다. 따라서 최근의 터보기계는 이러한 여러 가지 외란이 발생하는 경우에도 정상적인 운전이 가능하도록 강건 설계(robust design)가 되어질 필요가 있다.

특히 운송장비에 장착되는 회전체 시스템은 운송장비의 운전조건이나 외부 조건에 의해 급작스런 가속도를 경험하게 된다. 이러한 가속도는 기초(Foundation)를 통해 회전체

시스템에 작용하여 회전부와 고정부 사이에 러빙(rubbing)을 유발할 수 있기 때문에, 급작스런 가속도가 작용할 경우의 회전체 시스템에 대한 과도응답(transient response) 및 안정성을 검증하는 것은 매우 중요하다.

회전체 시스템의 과도응답을 검증하기 위한 방법으로는 Runge-Kutta, Newmark- β 법 등의 시간적분을 이용한 해석적 방법과 실제 로터를 대상으로 가진 시험을 수행하는 실험적 방법이 있다. 그런데 이론적 방법에 의한 해석결과는 수치해석 모델링이나 시간적분의 해석방법에 따라 결과에 차이가 있을 수 있으며, 시스템이 복잡한 경우에는 시스템을 단순화하는 가운데 수치 오차가 발생하는 경우도 있다. 따라서 실험적 방법은 회전체의 안정성을 검증하기 위한 가장 좋은 방법이며, 동적해석방법을 타당성을 검증하기 위해서도 필수적이라 할 수 있다.

실제 발전터빈과 같은 경우에는 실제 과도응답시험을 수행하기에는 크기가 너무 크다. 따라서 본 논문에서는 실제 발전터빈의 동특성과 비슷한 동특성을 가지는 모사터빈을 설계하고, 이에 대해 실제로 가진 시험을 수행한 결과를 제시하고자 한다. 회전체가 정지한 경우와 회전하고 있을 경우에 대해 비교되어지고, 향후 이론적 접근방법을 위한 기초 자료로서 활용 가능하도록 하였다.

* 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹

** (주)두산중공업 기술연구원

*** 한국항공우주연구원 우주시험그룹

2. 모사터빈 개발

회전체의 과도응답 시험을 위해 실제 스팀터빈과 유사한 동특성을 가지는 모사터빈을 개발하였다.

2.1 모델 터빈

실제 해석 대상의 스팀터빈은 로터의 총 길이가 2.92m이고, 축의 총질량이 2449kg을 가진다. 이와 같은 회전체 시스템을 가진기에서 직접 시험하기에는 현실적으로 어려움이 많다.

Fig. 1은 이 시스템의 회전체동역학 해석을 위한 유한요소 모델링을 나타낸다. 유한요소법에 의한 운동방정식은 다음과 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$[M]_1 \{\ddot{x}\} + [C]_1 \{\dot{x}\} + [K]_1 \{x\} = \{f\}_1 \quad (1)$$

해석결과 정상운전 속도인 6,000rpm으로 회전하고 있을 때, 시스템의 1~3차 고유진동수는 각각 3124.7cpm, 8565.1cpm, 13194.9cpm으로 계산되었다. 즉 시스템은 1차와 2차 공진점 사이에서 운전됨을 알 수 있다. Fig. 2는 각각의 고유모드를 나타낸다.

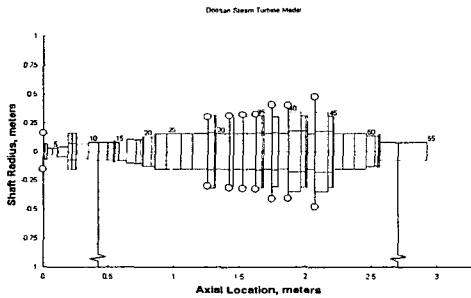
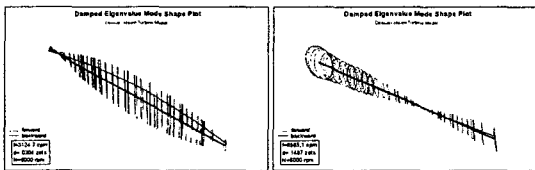
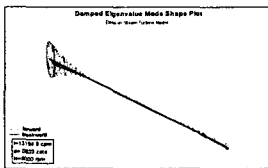


Fig. 1 Rotordynamic FEM model for a real turbine



(a) 1st mode (3124.7cpm) (b) 2nd mode (8565.1cpm)



(c) 3rd mode (13194.9cpm)

Fig. 2 Mode shapes for actual turbine at 60,000rpm

2.2 모사터빈 설계

2.1절의 실제 터빈은 주위 시스템이 너무 복잡할 뿐 아니라 너무 무겁고 너무 크기 때문에 가진기(Exciter)에 직접 설치하여 시험하기에는 어려움이 많다. 따라서 이러한 터빈의 과도응답 시험을 수행하기 위해 유사한 동특성을 가지는 모사터빈시스템을 개발하여 충격시험을 수행하고자 하였다.

실제터빈에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있고, 모사터빈에 대한 운동방정식은 식 (2)과 같이 표현할 수 있다. 식 (1)과 (2)에서 첨자 1은 실제 터빈, 첨자 2는 모사터빈에 해당한다.

$$[M]_2 \{\ddot{x}\} + [C]_2 \{\dot{x}\} + [K]_2 \{x\} = \{f\}_2 \quad (2)$$

식 (1)과 (2)는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\{\ddot{x}\} + [M]_1^{-1}[C]_1 \{\dot{x}\} + [M]_1^{-1}[K]_1 \{x\} = [M]_1^{-1}\{f\}_1 \quad (3)$$

$$\{\ddot{x}\} + [M]_2^{-1}[C]_2 \{\dot{x}\} + [M]_2^{-1}[K]_2 \{x\} = [M]_2^{-1}\{f\}_2 \quad (4)$$

실제터빈과 유사한 동특성을 가지는 모사터빈을 설계하기 위한 기본 개념을 유도하기 위해 식 (3)과 (4)를 비교하면, 실제 터빈과 모사터빈은 다음의 관계가 성립한다.

$$[C]_1 \approx [M]_1 [M]_2^{-1} [C]_2 \quad (5)$$

$$[K]_1 \approx [M]_1 [M]_2^{-1} [K]_2 \quad (6)$$

식 (5)와 (6)을 비교해 보면, 모사터빈의 강성이나 감쇠는 실제 터빈의 강성이나 감쇠치에 비해 관성비만큼 줄어들음을 알 수 있다. 그리고 축의 경우 대략 길이비의 제곱만큼 직경비가 줄어드는 경향을 가진다.

따라서 이상의 원칙에 입각해 모사터빈 설계를 수행하였다. Fig. 3은 설계되어진 모사터빈의 유한요소 모델링을 나타낸다. 전체 축의 길이는 1.03m로 실제 터빈의 1/2.83배로 줄었으며, 축(가운데 부분) 직경은 7.64배로 줄어들었다. 회전체 전체 무게는 17.338kg로 실제 터빈의 141.2배로 줄었으며, 베어링의 강성도 146.8배로 줄어든 1.75E6N/m로 설계되었다.

Fig. 4는 모사터빈에 대한 비감쇠 위험속도 선도이고, Fig. 5는 베어링의 강성이 1.75E6N/m일 때 각 위험속도에서의 고유모드를 나타낸다. 이상의 결과는 실제 터빈의 결과와 유사함을 확인할 수 있다.

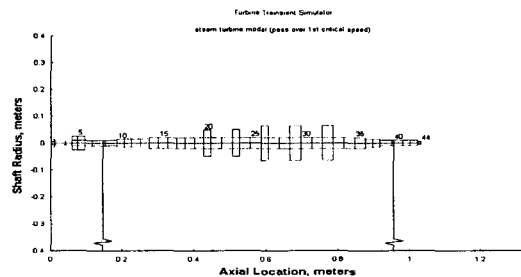


Fig. 3 Rotordynamic FEM model for a turbine simulator

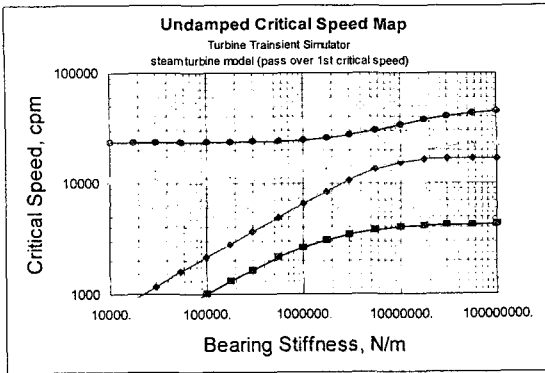
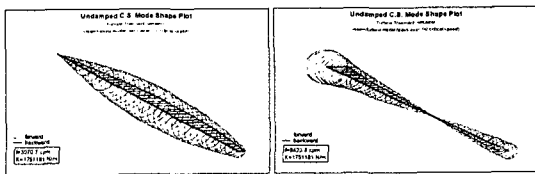
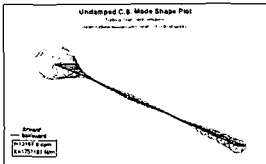


Fig. 4 Undamped critical map for a turbine simulator



(a) 1st mode (3073.2cpm) (b) 2nd mode (8382.6cpm)



(c) 3rd mode (12971.6cpm)

Fig. 5 Mode shapes for turbine simulator at critical speeds

2.2 조립 및 구동시험

2.1절의 설계를 따라 모사터빈을 제작, 조립하였다. 전체 부품 중에서 가장 중요한 것 중 하나가 모사스프링인데, Fig. 6과 같이 제작되었다. Fig. 7은 스프링 강성을 측정하는 결과인데, 한 개의 스프링 값이 8.59E5N/m이므로, 수직방향이나 수평방향 강성은 설계치에 근접한 1.72E6N/m로 제작되어졌음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 모사터빈을 조립한 사진이며, 구동 모터와 터빈 축은 플렉서블 커플링으로 연결되어졌다. 회전속도 및 위상각을 측정하기 위한 키페이즈(key phasor) 센서가 설치되어졌으며, 베어링근처(1,3번)와 축 가운데 지점(2번)에서 수직

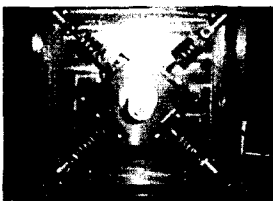


Fig. 6 Spring simulator

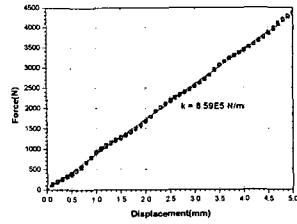


Fig. 7 spring calibration (8.59E5N/m)

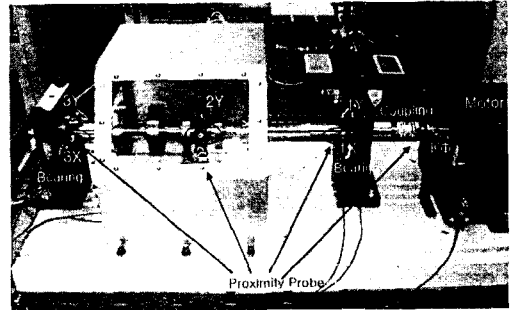
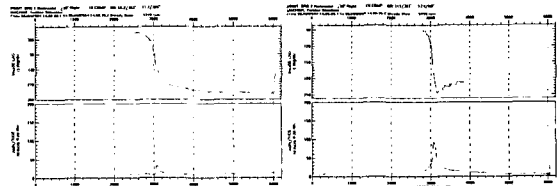
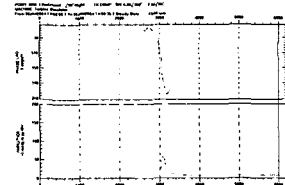


Fig. 8 Turbine simulator assembly



(a) 1번 지점

(b) 2번 지점



(c) 3번 지점

Fig. 8 Bode plot after balancing

및 수평방향으로 총 6개의 근접센서가 설치되어졌다. 조립되어진 축계의 충격해머에 의한 가진시험 결과 1차 공진점이 3030~3210cpm, 2차 공진점이 7875~8280cpm, 3차 공진점이 12225cpm으로 측정되어졌다.

모사터빈의 정속 구동을 위해서 강제밸런싱과 1차 모드(3100rpm부근)를 고려한 모달 밸런싱, 그리고 2차 모드를 고려한 모달 밸런싱을 수행하였다. Fig. 8은 현장 밸런싱을 완료한 후 로터의 거동을 측정하는 보드선도(bode plot)을 나타낸 것이며, 6000rpm에서 최고진폭이 11 μ m이하의 축진동을 가짐을 확인할 수 있다.

3. 가진 시험

3.1 가진시험

가진 시험을 위해 대형 구조물에 대한 충격시험이 가능한 전자기 시험장치(KARI)를 이용하였다. 이 시험장치는 최대 5ton까지 장착이 가능하고, 주파수 범위는 5~1700Hz로 가진이 가능하며, 최대 가능 진폭이 50.8mm pk-pk이다. 최대 충격(shock) 가속도는 시험 중량에 의존하나 180g(g는 중력가속도)까지 가능하다. Fig. 9는 가진기 위에 모사터빈을 설치하여 수직방향으로 가진시험을 수행하는 장면을 보여주는 사진이다. 모사터빈에는 가진시험 도중 발생할 수 있는 사고에 대비하기 위한 안전커버장치가 되어있다.

가진신호로는 수직방향으로 인가시간이 각각 5ms, 10ms, 15ms인 경우에 최대가속도 크기가 3g가 되도록 반사인(half sine)파를 인가하였다. 그리고 시험조건은 모사터빈이 정지했을 경우와 6000rpm으로 회전하고 있을 경우에 각각 수행하였다. Fig. 10은 모사터빈에 인가하는 신호의 한 예를 나타내는데, 수직방향으로 인가시간이 10ms이고 최대 3.18g가 반사인(half sine)파를 인가한 경우를 나타낸다. 이 그림에서 이상적인 중심곡선을 기준으로 상한곡선과 하한곡선의 범위 내에 실제 입력신호가 들어가게 되면 우리가 원하는 가진이 되어진 것으로 생각하였다.

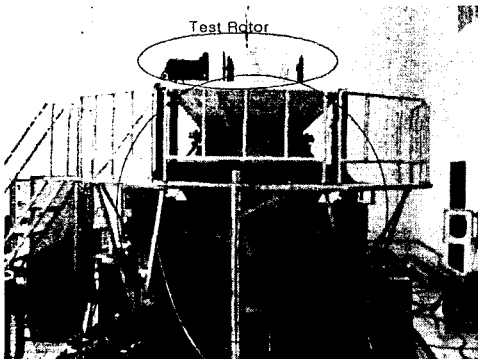


Fig. 9 Transient test on an exciter

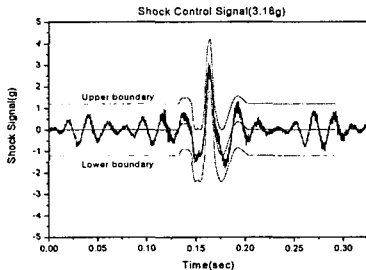


Fig. 10 Input control signal

3.2 5ms로 가진한 과도응답

Fig. 11은 모사터빈이 정지한 상태에서 최대가속도 3.36g, 인가시간이 5ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 307, 357 μ m(pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 607 μ m(pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면 각 지점에서 91, 180, 106 μ m/g의 값을 가진다.

Fig. 12는 모사터빈이 6000rpm으로 회전하는 상태에서 최대가속도 2.43g, 인가시간이 5ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 297, 263 μ m(pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 495 μ m(pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면 각 지점에서 122, 203, 108 μ m/g의 값을 가진다.

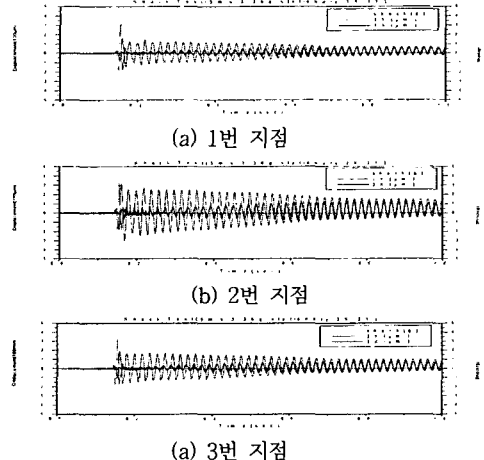


Fig. 11 Transient(5ms) response at stationary condition

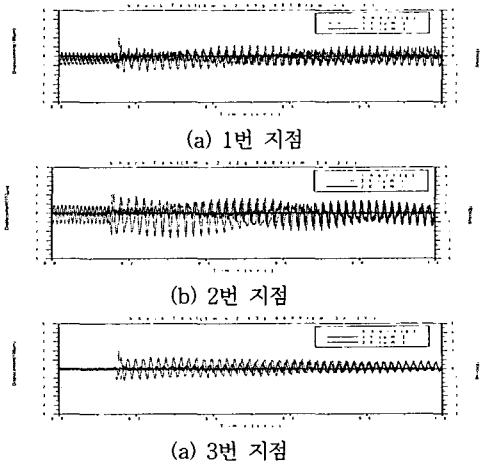


Fig. 12 Transient(5ms) response at rotating condition

3.3 10ms로 가진한 과도응답

Fig. 13은 모사터빈이 정지한 상태에서 최대가속도 3.86g, 인가시간이 10ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 939, 1255 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 1942 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면, 각 지점에서 243, 503, 325 $\mu\text{m}/\text{g}$ 의 값을 가진다.

Fig. 14는 모사터빈이 6000rpm으로 회전하는 상태에서 최대가속도 3.99g, 인가시간이 10ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 994, 1299 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 2053 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면 각 지점에서 249, 514, 326 $\mu\text{m}/\text{g}$ 의 값을 가진다.

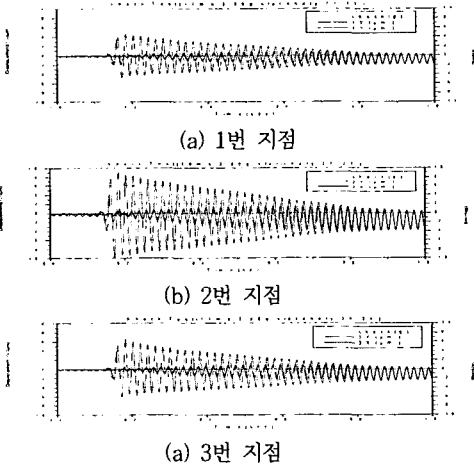


Fig. 13 Transient(10ms) response at stationary condition

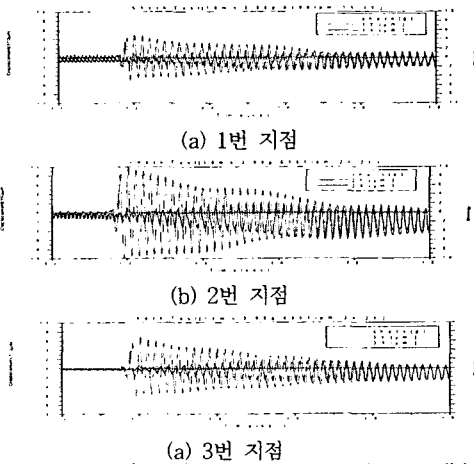


Fig. 14 Transient(10ms) response at rotating condition

3.4 15ms로 가진한 과도응답

Fig. 15는 모사터빈이 정지한 상태에서 최대가속도 3.60g, 인가시간이 15ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 518, 622 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 1016 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면 각 지점에서 144, 282, 173 $\mu\text{m}/\text{g}$ 의 값을 가진다.

Fig. 16은 모사터빈이 6000rpm으로 회전하는 상태에서 최대가속도 3.86g, 인가시간이 15ms가 되도록 반사인파를 인가한 경우에 얻은 과도응답 결과이다. 시험결과 두 베어링 근체에서 최대 진폭이 각각 570, 624 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있으며, 축 가운데지점에서는 1175 μm (pk-pk)을 가짐을 볼 수 있다. 1g에 해당하는 진폭으로 환산하면 각각 148, 304, 162 $\mu\text{m}/\text{g}$ 의 값을 가진다.

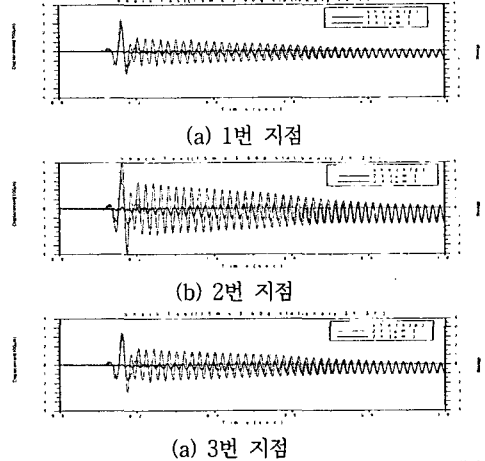


Fig. 15 Transient(15ms) response at stationary condition

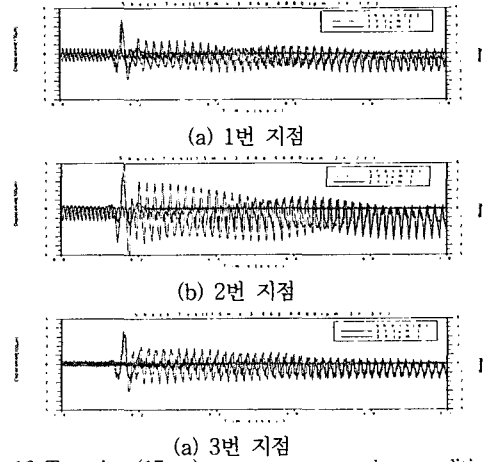


Fig. 16 Transient(15ms) response at rotating condition

3.5 결과 고찰

3.2~3.4절의 과도응답 결과를 고찰하면, 다음과 같이 분석할 수 있다.

- (1) 수직방향의 과도응답은 가진 입력신호에 비해 약간의 시간지연을 가지고 최대치를 가지다가 서서히 감쇠하는 거동을 보인다.
- (2) 반면 수평방향 응답은 수직방향 성분과 비슷한 크기까지 서서히 증가한다는 경향을 보인다. 이는 스프링의 연성효과와 모사터빈의 회전효과에 의한 것으로 생각된다.
- (3) 전체적으로 모사터빈이 정지한 경우와 6000rpm으로 회전한 경우를 서로 비교하면, 최대진폭의 크기나 전체적인 거동에 있어서 큰 차이가 없어 보인다.
- (4) 베어링 근처에 비해 축 가운데 부분의 진폭이 거의 2배 정도로 진폭이 크게 발생하였다.
- (5) 10ms인 경우의 최대진폭 크기가 5ms, 15ms의 경우보다 훨씬 큰 것을 볼 수 있으며, 최대 진폭이 발생하는 지점도 바로 일어나지 않고 2주기째 발생함을 볼 수 있다. 이러한 현상들은 반주기가 10ms(주기주파수로 환산하면 50Hz 또는 3000 cpm)인 가진 신호가 시스템의 1차 공진점 3100cpm과 근접해 있기 때문에 발생하는 것으로 생각된다.
- (6) 거의 모든 지점에서 $100\mu\text{m(pk-pk)}$ 이상의 진폭이 발생하는데, 적절한 탄성마운트가 도입되면 진동저감에 효과가 있을 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 실제 발전터빈의 과도응답의 경향을 파악하기 위해서 모사터빈을 설계 제작하고, 전자식 가진기를 이

용하여 반사인파의 가진 시험을 수행하였다. 모사터빈은 실제 터빈에 비해 무게 및 베어링의 강성이 140배 이상 줄었고, 모사터빈의 동특성과 거의 비슷한 거동(1차 공진점이 3100cpm, 2차공진이 8000cpm 근처에 존재)을 하도록 제작되었다. 정지상태와 회전상태, 그리고 인가시간이 각각 5ms, 10ms, 15ms일 때의 과도응답 시험결과가 분석되어졌다. 이 시험결과는 이론적 접근방법의 타당성 검증에 사용되어질 수 있으며, 궁극적으로 실제 터빈의 과도응답예측을 이론적으로 가능하도록 만들어 줄 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 (주)두산중공업 수탁 '터빈축계 과도응답 진동 해석 기술개발 및 검증시험' 과제에 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 이안성, 김병욱, 김영철, 김영춘, 2003, "평균속도 개념을 적용한 상태공간에서 과도동적응답 해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회
- (2) Suarez, L.E., Singh, M.P. and Rohanimanesh, M.P., 1992, " Seismic Response of Rotating Machines", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol.21, pp.21~36