

베어링 대의 등가 동강성에 관한 고찰

A Study on the Equivalent Dynamic Stiffness of Bearing-pedestal

김희수* · 배용채* · 이현*

Heesoo Kim, Yongchae Bae and Hyun Lee

(2005년 11월 2일 접수 ; 2006년 3월 27일 심사완료)

Key Words : Equivalent Dynamic Stiffness(등가강성), Critical Speed(임계속도), Bearing-pedestal(베어링 대), Impact Hammer Test(충격가진시험), Standard Fossil Power Plant(표준화력발전소)

ABSTRACT

The critical speeds and mode shapes are most important to determine the behaviors of rotor in designing rotating machinery. As the capacity and span of turbine-generator increases, the turbine-generator system is composed of many components such as bearings, pedestal, turbine and hood and so on. Also, it is getting flexible and has many critical speeds. Especially, as the characteristics of bearing-pedestal are very complicated, they affect the entire vibration characteristics of turbine-generator system. In this paper, it is observed how to determine the equivalent dynamic stiffness of bearing-pedestal by analytical and experimental method.

1. 서 론

발전 설비는 배관 구조물, 회전체 구조물 등 다양한 구조물과 회전체계의 복합체로 구성되어 있으며 회전체계와 관련된 진동 문제는 설비의 신뢰성을 저하시키는 요인이 되므로 주요 연구 대상이 되고 있다. 특히 탄성 기초 위에 있는 회전체의 진동 거동을 해석하는 것은 설계와 설치의 최적화에 있어서 매우 중요한 문제이다. 터빈-발전기의 진동 거동을 예측하기 위해서는 정교한 모델링 기법을 사용함으로써 비로소 터빈-발전기의 고유진동수에 대해서는 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있지만 진동 가진에 대한 응답에는 불확실성이 존재한다. 저압 터빈의 경우는 고압터빈 및 발전기와 달리 강한 콘크리트 기초 위에 베어링이 설치되지 않고 터빈 후드와 볼트로 연결된 베어링 대 위에 설치되어 있어 구조물

의 강성에 따라 베어링에 미치는 등가 강성이 달라져 회전체 진동 특성이 변화하게 된다. 따라서, 대형 회전체의 진동 특성을 예측하기 위해서는 베어링, 베어링 대, 후드 특성, 축정렬에 의한 진동 특성과 회전체의 단별 온도 분포 차이 등을 고려하여야 한다. 특히, 편각 및 편심의 축정렬 불량 및 연성의 베어링 지지구조물을 갖는 회전체-베어링 시스템에 미치는 특성을 고려하기 위해서는 저널베어링에서 나타나는 반력을 규명하여 강성 및 감쇠계수를 파악함으로써 전체 터빈-발전기의 진동특성을 예측할 수 있어야 한다.^(1,4)

베어링 대의 특성은 터빈-발전기의 임계 속도 및 진동 특성에 큰 영향을 미친다. 연성지지의 일반적 영향은 베어링에서 발생된 감쇠력을 감소시켜 터빈-발전기의 횡방향 진동 특성을 변화시킨다. 특히, 저압 터빈의 경우, 베어링 하우징이 베어링 대 위에 설치되어 있으며 베어링 대는 터빈 후드와 연결되어 있어 베어링의 강성과 베어링 지지구조물의 연성효과를 반드시 고려하여야 한다.^(2,5)

이 논문에서는 충격 가진 시험을 수행하여 베어링

† 책임저자 ; 정희원, 한국전력공사 전력연구원
E-mail : hskim@kepri.re.kr

Tel : (042) 865-5427, Fax : (042) 865-5444

* 정희원, 한국전력공사 전력연구원

대의 특성치를 실험적으로 측정하였으며 베어링 대 및 터빈 후드에 대한 유한 요소 해석을 수행함으로써 저압터빈의 운전 신뢰성 확인 및 등가 강성을 계산하였으며 또한 베어링의 등가 강성을 모르는 상태에서 베어링을 제작할 때, 회전체의 위험속도에 영향을 미치는 베어링 대의 등가 강성을 결정하는 방법을 제시하였다.

2. 베어링 대에 대한 충격가진시험⁽³⁾

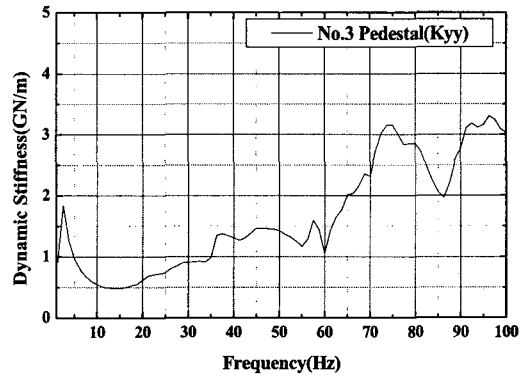
제작사에서는 회전체 및 베어링의 동특성은 해석적으로 근사해를 계산하는 것이 일반적인 방법이며 베어링 대의 동특성은 해석적 방법보다는 실험적 방법을 통해 계산하는 것이 일반적으로 알려져 있다.

계획 예방 정비 기간 중에 표준화력 터빈-발전기의 베어링 하우징 커버만 제거된 상태에서 수직 및 수평방향에 대해 Fig. 1과 같은 측정시스템을 이용하여 충격 가진 시험을 수행하였다. 충격 가진 시험의 목적은 미지의 베어링 및 베어링 대의 특성치를 실험적으로 예측하기 위해 수행하였으며 저압터빈을 지지하고 있는 베어링의 수직 방향에 가속도 센서를 설치하고 해머를 이용하여 베어링 쉘을 가진시킴으로써 베어링 및 베어링 대의 동특성을 계측하였다. Fig. 2는 500 MW급 표준화력(SFP) 터빈-발전기 시스템으로서, 고중압(HIP turbine), 저압 터빈(LP turbine A, B) 및 발전기(generator)로 구성되어 있으며 실험 대상은 저압터빈(LPA)을 지지하고 있는 저널베어링(T3, T4)이다. Fig. 3은 현장에서 충격 가진 시험을 통한 표준화력 저압 터빈 베어링 대의 주파수 응답 곡선이며 Table 1에는 표준화력 저

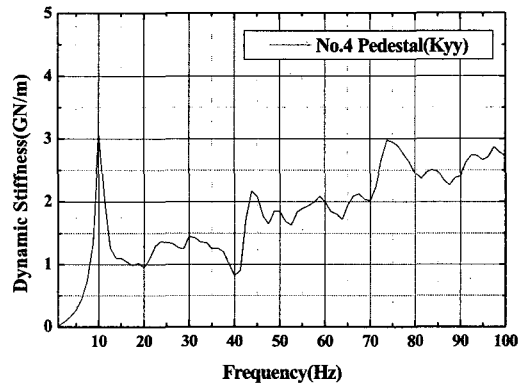
압터빈 베어링 대에 대해 충격 가진 시험의 결과를 정리하였다.

3. 유한 요소 해석

베어링 대에 대한 충격가진시험과의 결과를 비교하기 위해 유한 요소 해석 프로그램을 이용하여 베어링 대를 해석하였다. Fig. 4(a)는 베어링 대 및



(a) Bearing #3



(b) Bearing #4

Fig. 3 Dynamic stiffness of bearing-pedestal

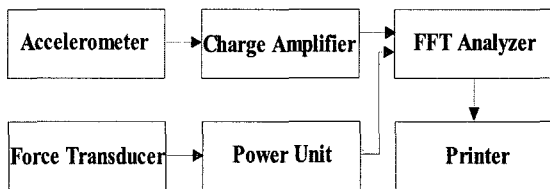


Fig. 1 Experimental setup

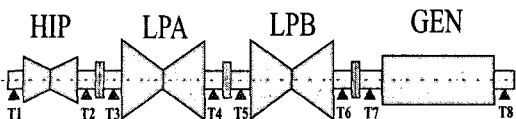


Fig. 2 Turbine-generator system of SFP(500 MW)

Table 1 Vertical equivalent stiffness for SFP

Bearing -pedestal	Stiffness	Vertical stiffness, K_{yy} (GN/m)
#3		2.59
#4		2.38

터빈 후드의 건설 전 상태이며 (b)는 건설 후 회전체를 제거하였을 때의 터빈 후드와 베어링 대를 보여주고 있으며 그림과 같이 매우 복잡한 형상으로 조립된 구조물이다.

베어링 대 및 터빈 후드는 범용해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 모델링하였으며 저압 터빈의 전체 구조는 터빈 중앙에서 보면 좌우대칭이고 관심 대상이 되는 부위가 베어링이 설치되는 부위이기 때문에 베어링 대를 포함한 후드의 일부분만 모델링을 하고 모델링하지 않은 부위는 적절한 경계 조건을 이용하였다. 특히, 후드는 베어링 대에 비해 두께가 얇기 때문에 후드는 원판요소로 모델링하여 해석하였다.

유한 요소 해석을 위해, 베어링 대의 중앙부에 회전체의 자중이 하중으로 작용한다고 가정하였으며, 이 하중에 의한 정적 처짐을 계산하였다. 이러한 방법을 이용하여 경계 조건이 다른 세 가지 경우에 대

해서 정적 해석을 수행하였다. 3가지 경계 조건은 다음과 같으며 Table 2에는 각 경계조건의 변화에 따른 정적 처짐 및 동강성 계수를 정리하였다.

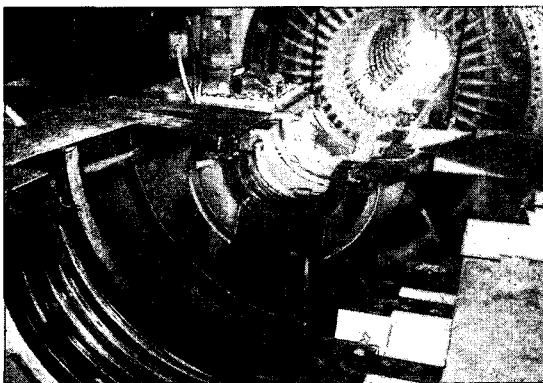
- (i) 경계조건 I : 모두 구속
- (ii) 경계조건 II : 모든 플랜지 부위만을 구속
- (iii) 경계조건 III : 모든 플랜지 부위 구속하고 후드 밑 부위 수직방향만 자유

Table 2 Dynamic stiffness due to the B.C's

Boundary conditions	Load (N)	Deflection (μm)	Dynamic stiffness (GN/m)
I	22,755	96.7	2.37
II	22,755	147.8	1.52
III	22,755	109.5	2.03



(a) Before installation



(b) After installation

Fig. 4 Configuration of turbine hood & bearing-pedestal

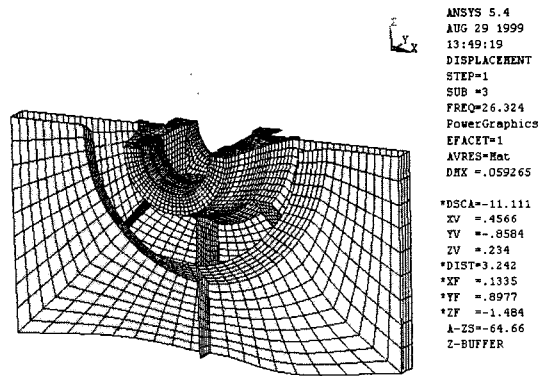


Fig. 5 Mode shape at 26.3 Hz for turbine hood

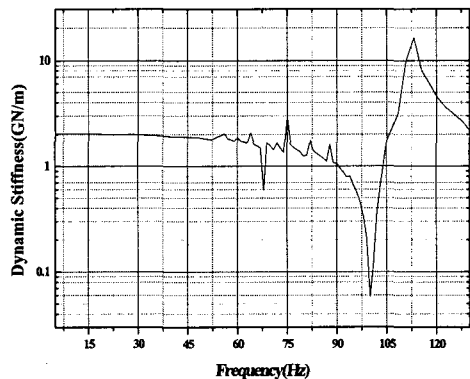


Fig. 6 Analytical dynamic stiffness by harmonic analysis

모드 해석은 터빈 후드의 고유 진동수 및 고유 진동 모드를 규명함으로써 설계상 또는 운전 중에 발생할 수 있는 문제점을 예측하고 관심 주파수 대역에서 강제 조화 진동 해석에 의한 응답을 파악하기 위함이다. 모드 해석을 통해 베어링 대 및 터빈 후드의 고유 진동수 및 진동 모드를 확인한 결과, 가진 주파수와와의 공진가능성은 존재하지 않음을 파악하였다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 26.3 Hz의 진동 모드는 터빈 후드 하부에서 형상의 변화가 발생하며 59.75 Hz에서는 후드 상부가 변화하는 것을 볼 수 있다. 반면에, 고차 모드로 갈수록 후드 전체가 움직이는 것을 확인하였다. 그러나 운전주파수인 60 Hz 보다 훨씬 큰 주파수 대역에서 진동거동이 발생하므로 터빈-발전기의 운전속도에서 안전하다는 것을 예측할 수 있다.

조화 진동 해석은 주파수에 따라 베어링 대에 일정한 하중을 가진력으로 작용시켜 베어링 대의 강성값을 계산하는 또 다른 기법이다. Fig. 6에는 조화 응답 해석을 통해 계산된 베어링 대의 강성계수이다. 그림에서 알 수 있듯이, 60 Hz에서의 순수한 베어링 대의 강성값은 1.9×10^9 이며 정적해석치인 2.03 GN/m와 유사함을 알 수 있다.

4. 실측 위험속도에 의한 등가 강성 계산⁽²⁾

정확한 베어링 대의 등가강성 규명이 필요한 경우, Fig. 7과 같은 터빈-발전기의 기동·정지시 데이터를 여러번 취득하여 위상이 180° 변화면서 진동크기가 피크인 지점이 회전체의 위험속도이므로, 각 회전체별 위험속도를 정리하여 고유진동수를 결정한다.

Fig. 8은 유한요소법을 활용하여 베어링 등가강성의 변화에 따른 각 회전체 즉 고중압 터빈, 저압터빈 A, 저압터빈 B, 발전기 별 고유진동수를 계산하여 도시한 선도이다. 또한, Fig. 7의 bode plot에서 각 회전체의 위험속도를 예측할 수 있으므로 그 위험속도에서 우측으로 선을 그어 만나는 지점에서 수직으로 만나는 지점이 바로 베어링 대의 등가강성이 되는 것이다. 베어링의 등가강성을 계산하는 방법과 같이 정리할 수 있다.

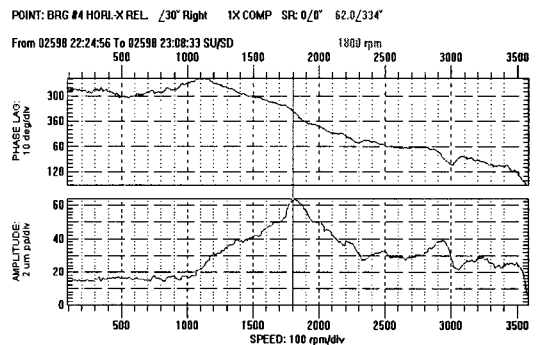
(i) 터빈-발전기 모델링에서 베어링을 제거한다.

(ii) 각 회전체 별로 등가 강성의 변화에 따른 위험속도선도를 그린다.

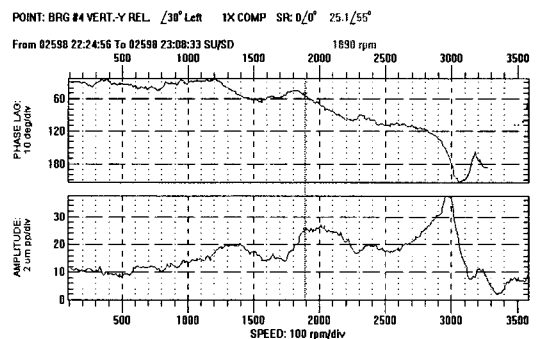
(iii) 시스템의 기동·정지 시 예측할 수 있는 위험속도와 대응하는 등가 강성 계수를 선택한다.

Table 3에는 표준화력 베어링 대의 등가 강성 계수를 위험속도 계측에 의한 방법, 해석 및 실험적 방법에 의해 구한 데이터를 정리하였다. 등가 강성 계수는 매우 큰 수치임에도 불구하고 비교적 유사함을 확인할 수 있다.

터빈의 노후화 또는 베어링 문제로 인해 고질적인



(a) Horizontal direction



(b) Vertical direction

Fig. 7 Bode plot of LP turbine

Table 3 Equivalent dynamic stiffness coefficient for SFP

Stiffness	Equivalent stiffness coefficient		
	K _{yy} (GN/m)		
Bearing-pedestal	Run-down test	Analytical method	Impact test
# 4	2.50	2.03	2.38

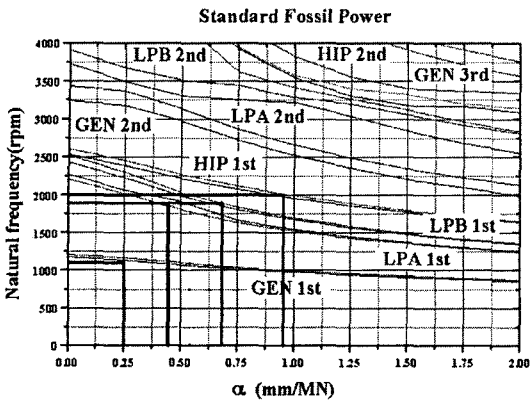


Fig. 8 Critical speed due to equivalent dynamic stiffness

진동 문제가 있을 시에, 전력회사에서는 터빈 및 베어링을 retrofit하여 문제를 해결하고 있다. 특히 다른 제작사가 retrofit할 시에는 베어링 대의 등가 강성 계수를 정확히 예측할 수가 없으므로 Fig. 7에서 예측할 수 있는 회전체의 위험속도와 Fig. 8과 같은 등가 강성의 compliance (α) 변화에 따른 회전체의 고유진동수 변화를 계산하여 베어링 대의 등가 강성을 결정하여 설계 및 제작해야 한다.

5. 결 론

(1) 회전체-베어링 시스템에서, 베어링 대 및 터빈 후드의 등가 강성을 해석, 실험적 방법 및 회전체 위험속도의 실측에 의한 방법을 활용하여 계산하

였다. 특히, 제작사에서만 보유하고 있는 기술인 ‘회전체 위험속도의 실측을 통해 베어링 대의 동특성을 해석적으로 예측할 수 있는 방법’을 자체 기술력으로 개발하였다.

(2) 터빈 노후화 또는 베어링 문제를 해결하기 위한 방안으로 터빈 retrofit를 시행할 시에, 본 기술을 활용하여 터빈 및 베어링의 설계 타당성 검토를 수행함으로써 건설 원가 절감 및 발전 설비의 신뢰성을 제고할 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, H. S., etc., 2000, "A Study on the Dynamic Characteristics of Turbine due to the Stiffness of Bearing-pedestal", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference. pp. 1871~1874.
- (2) Kim, K. Y., 1996, Education Report for the Retrofit of LP Turbine in KORI Nuclear Power Plant, KEPCO.
- (3) Ewins, D. J., 1984, Modal Testing: Theory and Practice, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (4) Vance, J. M., 1988, Rotor Dynamics of Turbomachinery, Wiley Interscience.
- (5) Lee, A. S., 1998, "Rotordynamic Design Audit for the Reliability of Core Rotating Machinery," Journal of KSNVE, Vol. 8, No. 5, pp. 775~783.