

수차발전기 축계의 진동해석

김용환*, 손병구(부경대 대학원), 최병근, 양보석(부경대), 하현천(한국중공업)

Vibration Analysis of Hydraulic Turbine-Generator Rotor

Y. H. Kim, B. G. Son(Graduate School of Pukyong National Univ.),
B. G. Choi, B. S. Yang(Pukyong National Univ.) and H. C. Ha(Korea Heavy Industries Co.)

ABSTRACT

Pump-storage power plants, which pumps water from the lower reservoir to the upper reservoir using the extra electronic power at night and generates the electronic power in the daytime, are more increasing. Currently it has a tendency to be high-head large-capacity machines. So in the processing of design, we need to know the vibration characteristics of pump-turbine shaft system sufficiently. In this paper, we developed the computer programs for analyzing pump-turbine shaft system considering magnetic force of generator, hydraulic force at runner, dynamic characteristics of guide bearings and the effect of add mass of water. And the superiority of this program was verified by applying it to the real model and calculating high quality critical speed, natural mode and unbalance response.

1. 머리말

전력수요에는 낮과 밤에 따라 큰 차가 있으며, 이는 산업화가 가속되면서 더욱 커지는 추세이다. 심야의 부하에 비해 주간 부하가 매우 크며, 특히 오후에 피크치가 높다. 이와 같은 전력수요의 불균형에 대응하기 위해 물의 위치에너지를 이용하여 수차로 전력을 발생시키는 양수발전소(pumped storage power station)가 이용되고 있다. 이는 고온·고압의 증기를 사용하는 대용량 화력발전소와는 급격한 부하의 변경에 신속히 대응하기 어렵고, 특히 부분부하

에서 발전플랜트의 효율이 감소하여 경제성이 없는 반면, 양수발전소는 수량을 조절하여 발생전력을 단 시간에 변경할 수 있고, 야간의 잉여전력을 이용하여 물을 상부저수지에 양수하였다가 주간 피크부하에 이용할 수 있기 때문이다.

양수발전소에서 동일한 양의 전력을 저장하는 경우, 상하저수지의 고도차(낙차)가 클수록 유량이 적게 되고, 설비가 소형화된다. 따라서 낙차 600m 이상의 초고낙차 양수발전소가 건설되고 있다. 또한 최근에는 하나의 날개차에 펌프와 수차의 작용을 겸용시키는 펌프수차(reversible pump turbine)로 수직형 Francis 수차가 널리 사용되고 있다. 이러한 고낙차화를 실현시키기 위해서는 수차런너(runner) 외주의 속도를 증가시킬 필요가 있으며, 동일 용량기에 대해서는 높은 회전속도의 기계가 채용되고 있다.

이와 같은 고낙차화와 이에 수반하는 고속화에 의해 런너 원주속도, 유속, 내부압력 및 수압맥동이 증가하기 때문에 펌프수차의 구성기기는 성능, 강도 및 진동면에서 더욱 가혹한 조건에 견딜수 있도록 설계, 제작되어야 한다. 특히 고속화에 의해 축의 위험속도에 대한 여유가 적게 되고, 또한 경량화에 의한 관성질량의 감소에 따라 부하차단시의 축회전속도 상승이 무구속 속도(runaway speed)에 접근할 위험이 생기게 된다.

이러한 경우에는 축계의 진동해석을 충분히 파악한 설계를 할 필요가 있고, 정도 높은 회전체 진동해석을 수행하지 않으면 안된다. 특히 고낙차, 고속대

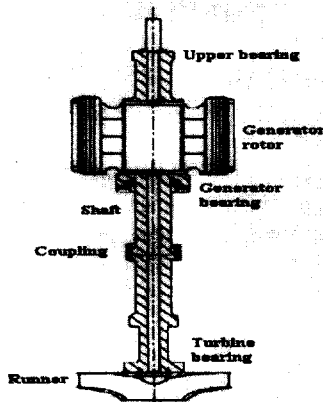


Fig. 1 Schematic diagram of pump-turbine/generator-motor

형 수차터빈의 설계에 있어서는 펌프수차에서 발생하는 유체가진력 특성, 발전전동기의 자기흡인력 특성, 베어링의 유막력특성을 면밀히 검토하고, 이를 토대로 정도높은 위험속도의 계산과 진동응답의 검토가 설계단계에서 이루어져야 한다.

따라서 본 논문에서는 발전전동기의 전자기력, 베어링의 유막력, 러너내의 물의 부가질량 및 유체가진력 특성을 고려하여 정도 높은 위험속도의 계산과 고유 모드, 불평형응답 해석을 수행하였다.

Table 1 Principle data for pump-turbine/generator-motor

Pump-turbine			
Type	Vertical shaft, reversible Francis pump-turbine with spiral case		
	turbine	pump	
Speed	450 rpm	450 rpm	
Output & Input (max)	336 MW	330 MW	
Head(max)	579.5 m	601.2 m	
Capacity(max)	65 m ³ /s	53.7 m ³ /s	
Generator-motor			
	Generator	Motor	
Output	343,000 kVA	330,000 kW	
Voltage	18,000 V	18,000 V	
Frequency	60 Hz		
Speed	450 rpm		
Power Factor	0.9		
Guide bearing			
Type	Tilting pad		
	Turbine bearing	Upper bearing	Lower bearing
Pad numbers	8		
Diameter	1.45 m	1.3 m	2.555 m
Length	0.4 m		
Pad arc	26°		
Inlet Temp.	40°C		

2. 이론해석

그림 1은 본 해석에 사용된 축계의 개략도를 나타내고, Table 1에 양수발전시스템의 주요사양을 나타내었다.

양수발전소용 펌프/터빈 축계는 크게 축, 러너, 발전기 로터, 가이드 베어링 및 시일부로 구성되어 있으며, 발전기 하부베어링은 축방향의 하중을 지지하는 thrust 베어링과 반경방향의 가이드 베어링이 같이 결합되어 있다. 그리고 발전기 축과 터빈축은 커플링으로 강결합되어 있다.

본 논문에서는 그림 2와 같이 변단면 축요소, 베어링요소 및 원판요소로 축계를 모델링하였다. 축요소에 대해서는 회전관성과 전단변형을 고려한 Timoshenko보 이론에 기초하여 유한요소[1]로 분할하였으며, 러너나 발전기 로터와 같이 극관성 모멘트를 무시할 수 없는 경우는 원판으로 모델링하여 극관성

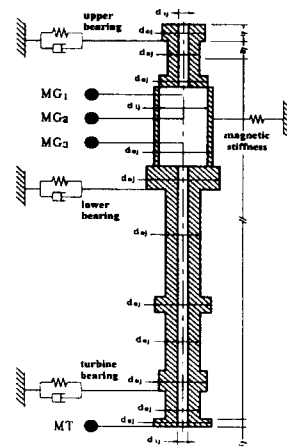
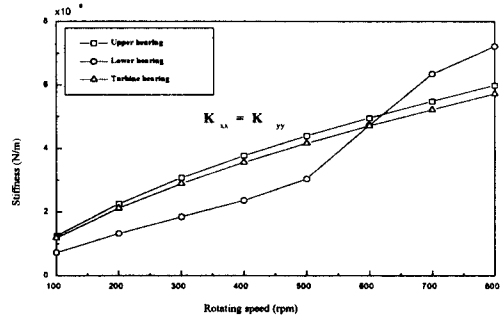
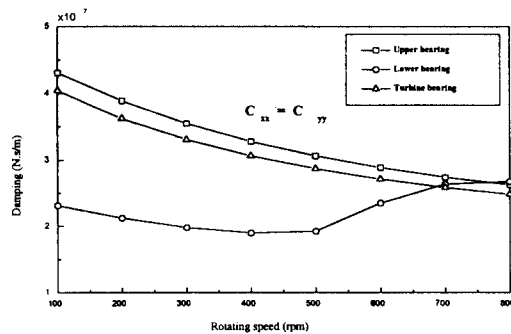


Fig. 2 Modeling of hydraulic turbine/generator rotor

과 회전관성을 부가하였다. 그림 2에서와 같이 발전기 로터는 부가질량, 회전관성 및 극관성이 3개의 리브부분에 작용하는 것으로 고려하였다. 러너내의 물의 부가질량의 평가는 참고문헌[2]을 참고하여 러너 중량의 0.9배를 이용하였다. 베어링에 작용하는 힘은 그 요소의 중량에 집중하여 작용하는 것으로 한다.



(a) Stiffness



(b) Damping

Fig. 3 Bearing rotordynamic coefficients

Fig. 3은 가이드베어링의 동특성에 대한 계산결과이다. Tilting pad 베어링이므로 연성항은 존재하지 않

고 등방성인 강성과 감쇠값을 가진다. 발전기하부 베어링의 감쇠값을 제외하고는 모든 베어링의 강성 및 감쇠값은 대체로 비슷하며, 강성값은 회전속도가 증가함에 따라 증가하나 감쇠는 감소하는 특성을 보인다.

2.1 전자기력

발전기부 회전자의 편심에 의해 발생하는 전자기력은 일반적으로 부강성항으로 작용하기 때문에 회전축계의 고유치, 고유모드와 불평형응답에 영향을 미친다. 따라서 회전축계의 해석시 발전기회터에 발생하는 전자기력을 고려해야 한다. 본 논문에서는 잘 알려진 Behrend's 식을 이용하여 전자기력을 계산하였다. 강성을 구하는 식은 다음과 같다[3].

$$K_e = \left(\frac{\bar{S}}{2.5}\right) (B)^2 \left(\frac{1}{\delta}\right) \quad (\text{MN/m}) \quad (1)$$

$$\bar{S} = \frac{\pi D l}{C}, \quad B = 1.11 C B_g$$

여기서, D 는 고정자 직경 (m), l 은 적층길이 (m), C 는 carter 계수, B_g 는 평균자속밀도 (T), δ 는 평균공극길이 (m)이다. 식 (1)을 이용하여 운전속도에서의 자기강성을 구하면 Table 2와 같다.

Table 2 Generator magnetic stiffness

Condition		I (A)	K_e (MN/m)
Rating	Motor Mode	11967	827.1736
	Generate Mode	1615.3	169.844

2.2 운동방정식

전자기력을 고려한 펌프/터빈 축계의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K_b - K_e]X = F \quad (2)$$

여기서 M 은 질량행렬, C 와 K_b 는 베어링과 시일의 특성을 고려한 감쇠 및 강성행렬이고, K_e 는 자기강성을 나타낸다. 회전축계에 대한 Timoshenko보 유효요소모델의 유도과정은 많은 논문[1]에 개재되어 있으므로, 자세한 내용은 여기서는 생략하기로 한다.

2.3. 복소고유치 해석

복소고유치 해석을 하기위해 식 (2)의 해를 $\{X\} = \{X_0\}e^{st}$ 으로 가정하여, 운동방정식(2)에 대입하면

$$s^2[M]\{X_0\} + s[C]\{X_0\} + [K]\{X_0\} = 0 \quad (3)$$

가 얻어진다. 위식을 표준형으로 변환하면

$$[A]\{w\} = s\{w\} \quad (4)$$

여기서,

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} u_0 \\ v_0 \end{bmatrix},$$

$$\{v_0\} = s\{u_0\}$$

$[A]$ 를 Hessenberg형 매트릭스로 변형하여 QR법을 적용하여 복소고유치를 구한다.

2.4 불평형응답

2.4.1 기계적 불평형

회전축계의 진동을 일으키는 가장 일반적인 원인은 기계적인 불평형 (mechanical unbalance)이다.

본 논문에서는 ISO 규격에 따라 발전기부분은 G2.5, 터빈부분은 G6.3을 이용하여 각 부분의 허용 잔류불평형을 계산하였고, 계산된 허용 잔류불평형을 발전기회터와 런너부분에 부가하여 불평형응답을 구하였다.

2.4.2 수력학적 불평형

수력학적 불평형은 임펠러 채널을 통과하는 유량의 회전 대칭으로부터 미소한 일탈로 발생하는 힘으로 일반적으로 이것은 미소한 기하학적 오차이며, 임펠러의 bore를 가지는 유체 수로의 정확한 동일 중심이 아니다. 이 불평형에 의해 발생하는 동적 유체력은 low cycle 성분과 nZ 성분이 있다[7]. 즉,

$$F_{low} = K_{rd} \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot D \cdot B^* \cdot H \quad (5)$$

$$F_{nZ} = K_{rd} \cdot \beta \cdot \gamma \cdot D \cdot B^* \cdot H \quad (6)$$

여기서 K_{rd} 는 무차원 동적 반경추력계수, α 는 비회전도 (N_s)에 의한 수정계수, β 는 임펠러 선단의 틈새비에 의한 수정계수, γ 는 액체의 비중량, H 는 단당 양정, D 는 임펠러 외경이고, B^* 는 임펠러 출구폭이다.

3. 수치계산 결과 및 고찰

Fig. 4는 전자기력과 물의 부가질량을 고려한 터빈/펌프축계의 Campbell 선도를 나타낸다. 낮은 회전수에서 나타나지 않던 고차의 고유치가 약 280rpm을 지나서 나타나게 되는데, 이는 높은 감쇠에서 낮은 감쇠로 변화할 때 나타나는 전형적인 감쇠의 영향이다. 800rpm까지는 기계적 불평형과 같은 1X 전향 가

진에 의한 위험속도는 생기지 않음을 알 수 있으며, 9X 성분은 베인통과 주파수(nZ , $n=9$)를 나타낸다.

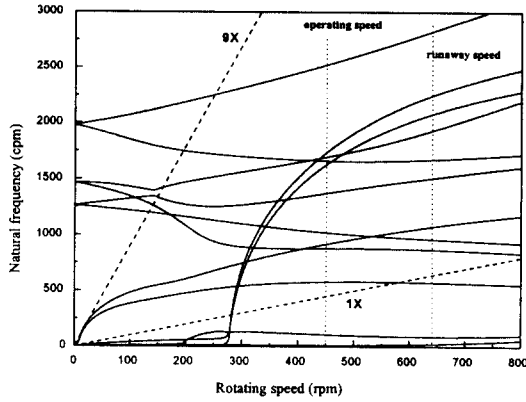


Fig. 4 Campbell diagram

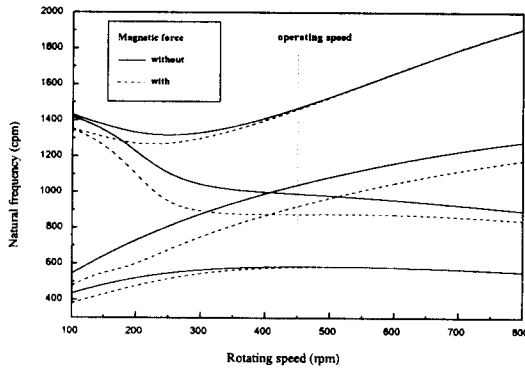


Fig. 5 Effect on magnetic force

Fig. 5는 자기력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 고유치의 변화를 비교하기 위해서, 가장 영향이 큰 두 모드에 대해서 나타내었다. 음의 자기강성을 가지므로 자기력은 일반적으로 고유치를 낮추는 역할을 하며, 그림에서도 모드에 따라 약 100cpm 이상 낮아짐을 알 수 있다.

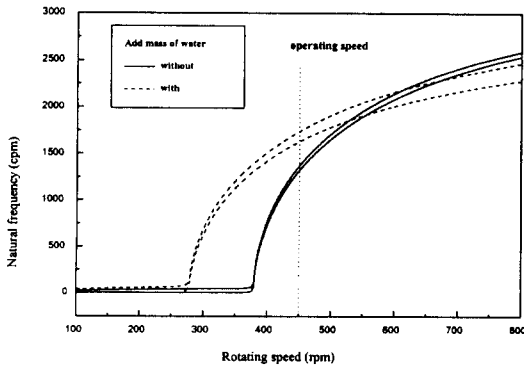


Fig. 6 Effect on hydrodynamic mass

Fig. 6은 런너내의 물의 부가질량 효과를 고려한 경우에 영향이 가장 큰 모드만을 나타낸 그래프이다. 이 모드형상이 러너부의 변위가 큰 모드이기 때문에 물의 부가질량을 고려한 경우, 고유치가 크게 좌측으로 이동함을 알 수 있다.

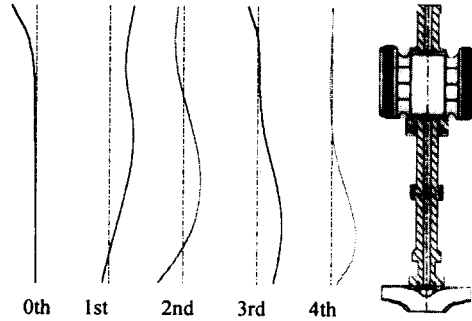
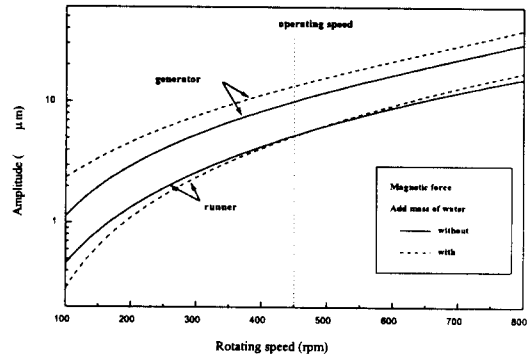
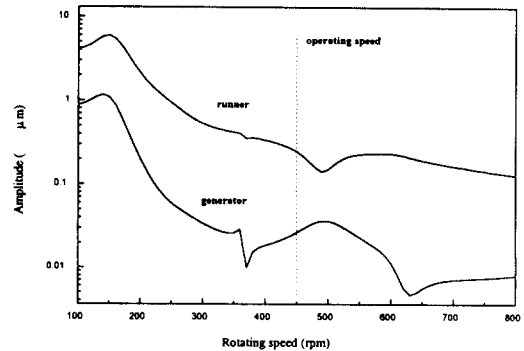


Fig. 7 Mode shapes

그림 7은 회전속도에서의 펌프/터빈 축계의 1~4차까지의 고유모드의 전향성분만을 나타낸 모드선도이다. 0차 모드의 경우는 큰 감쇠로 거의 강체모드에 가까우며, 감쇠가 높기 때문에 대체로 복잡한 모드형상을 나타내고 있음을 알 수 있다.



(a) Mechanical unbalance



(b) Hydraulic unbalance (nZ component)

Fig. 8 Unbalance response

Fig. 8은 러너부와 발전기부의 기계적 불평형응답과 수력학적 불평형응답을 나타낸 그래프이다. (a)의 기계적 불평형응답에서, 자기력을 고려한 경우, 발전기부의 응답이 약 $10\mu\text{m}$ 정도 크게됨을 알수 있다. (b)는 자기력과 물의 부가질량을 고려한 경우의 nZ 성분의 수력학적 불평형응답을 보여주고 있다. Fig. (4)의 Campbell선도에서 알 수 있듯이, 9X성분과 고유치의 전향성분이 만나는 성분에서 피크가 발생되고, 그 때 탄성2차모드로 가진되고 있으며, 최대 진폭은 $5.95\mu\text{m}(p-p)$ 이다.

4. 결론

본 연구에서는 고낙차의 고속 대형 수차터빈 축계의 진동해석을 수행하였으며, 다음과 같은 수차터빈 축계가 갖는 특성들을 고려하였다.

- (1) 발전기의 자기흡인력 특성
- (2) 베어링의 유막력 특성
- (3) 러너의 물의 부가질량 효과
- (4) 유체가진력 특성

이와 같은 특성 평가를 토대로 정도높은 고유진동수, 고유모드와 불평형응답 해석을 수행하였다. 그리고 Rotor-bearing-runner system 펌프/터빈축계에 대한 진동해석 프로그램을 개발하였다.

향후 연구계획으로는 seal의 동특성 평가를 추가하여 수차발전기 축계의 전체 해석 절차 및 프로그램을 완성할 계획이다.

5. 참고문헌

- (1) H. D. Nelson, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Trans. ASME, J. of Mechanical Design, Vol.102, May 1980, p793
- (2) Tsuneo Ueda, Yoshiyuki Niikura, Kazumasa Ajiro, Shoji Sato, Akira Oshitani, "Site test of 500M 206MW Pump-Turbine and 220MVA Generator-motor", Korea Electric Co, Fuji Review 50, No.10, 1977
- (3) Behernd, Trans. AIEE, Vol. 17, 1900, p 617
- (4) K. Nagaya, S. Ikeda, Trans. ASME J. of Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 107, 1985, p310
- (5) H. Schneider저 (양보석 역), 평형잡이 기술, 세종출판사, 1994
- (6) 양보석, 보일러 급수펌프 진동해석 프로그램 개발에 관한 연구, 현대중공업(주) 위탁연구 보고서, 1996