

고낙차 펌프-터빈에서의 축계 진동 특성

하현천* · 최성필**

Characteristics of the Shaft Vibration in a High Head Pump-Turbine

Hyun Cheon Ha*, Seong Pil Choi**

Key Words: Francis Turbine, Shaft Vibration, Bearing Preload

ABSTRACT

This paper describes the shaft vibration phenomena measured on a pump-turbine of a pumped storage power plant. The pump-turbine runs at a rotational speed of 450 rpm (7.5 Hz). The power output (load) of the pump-turbine was varied from 100 to 300 MW in the generating mode. It was found that the magnitude of the shaft vibration was highly dependent upon the power load. The vibration magnitude of the shaft vibration is very high in the middle load zone from 170 to 210 MW, elsewhere the vibration low. From vibration spectra, it was found that the frequency of major vibration in that load zone was 2.5 Hz which is approximately 34 % of the shaft rotating speed in Hz. This frequency component disappeared below and above that load zone. This subsynchronous vibration is caused by the flow induced disturbance due to spiral vortex flow downstream of the pump-turbine runner. Furthermore, it was found that shaft vibration was highly decreased due to the increase of bearing preload.

1. 서론

펌프-터빈은 야간의 잉여 전력을 이용하여 하부 저수지의 물을 상부 저수지로 양수(pumping)하여 주간에 전력을 생산하는 양수 발전소의 핵심 설비이다. 최근에는 양수 발전소의 운전 효율과 경제성을 향상시키기 위해서 고낙차, 대용량의 펌프-터빈이 설치되고 있다.

펌프-터빈에서는 축계의 불평형 질량 (Unbalance), 정익과 동익의 간섭에 의한 유체 가진력(Vane passing excitation), 런너 출구부(Down stream)의 와류(Vortex

flow) 등에 의해 진동이 발생하여 발전 설비의 안정 운전에 막대한 지장을 초래한다. 특히, 고낙차의 펌프-터빈에서는 유체 가진력이 더욱 커지기 때문에 진동 문제가 더욱 심각해진다 [1-4]

본 연구에서는 실제 운전 중인 양수발전소의 펌프-터빈에서 발생한 vortex induced vibration에 의한 축계 진동 특성과 안내 베어링의 예압(preload) 유무이 축계 진동 특성에 미치는 영향에 대해 제시하였다.

* 회원, (주)한국중공업 기술연구원

** 비회원 (주)한국중공업 기술연구원

2. 펌프-터빈의 축 진동 현상

Fig.1은 양수발전소용 터빈발전기(또는 모터-펌프)의 개략도를 보여주고 있다. Fig.1에서 보는 바와 같이 터빈발전기는 수직형이며, 3개의 안내 베어링에 의해 지지되어 있다. Fig.2는 안내 베어링을 보여주고 있으며, 안내 베어링은 직경이 1,450 mm 이고, 8개의 패드를 갖는 틸팅 패드 저어널 베어링이다.

양수발전용 펌프-터빈에서의 일반적인 진동 특성은, 다음과 같이 3가지로 분류할 수 있다.

a) **Synchronous whirl vibration:** 이 진동은 축계의 질량 불평형(unbalance)에 의해 기본적으로 나타나는 진동 특성이며, 지나친 질량 불평형에 의해 과도 진동이 발생하면 밸런싱을 수행하여 진동 진폭을 저감할 수 있다.

b) **Subsynchronous whirl vibration:** 이 진동은 펌프-터빈의 출구(draft tube)에서 spiral vortex flow에 의해 약 0.2x ~ 0.4x의 주파수 성분이 발생하며, 일반적으로 Francis turbine에서 발생한다. 이러한 진동은 “vortex induced vibration” 또는 “rough load zone”으로 알려져 있고, wicket gate가 약 30% ~ 50% 사이에 열려 있을 때 나타난다. 따라서, 이 진동 특성은 특정 영역의 부하에서 발생하며, 그 특정 영역은 각각의 시스템마다 다르게 되며, 상부 및 하부 저수조의 양정 등에 의해 결정된다. 기본적으로 vortex flow는 런너(runner)의 down stream에서 반경 방향의 흐름에 의해 발생한다. Fig.3은 유량 변화에 따른 런너의 down stream에서 흐름의 형태를 나타낸 것이다. Fig.3(a)에서 보는 바와 같이, 유량이 매우 작으면, 단지 캐비테이션(cavitation)만 발생한다. Fig.3(b)와 (c)에서 보는 바와 같이 유량이

증가되면, subsynchronous whirl vibration을 야기시키는 spiral vortex flow가 발생한다. 그러나, 유량이 반경 방향의 흐름이 발생하지 않고 축 방향의 흐름만 갖는 최적 유량 조건에 도달하면, fig.3(d)에서 보는 바와 같이, vortex flow는 발생하지 않는다. 또한, fig.3(e)에서와 같이 유량을 더욱 증가 시키면 반경 방향의 흐름이 변화되어 straight vortex flow가 발생하게 된다.

c) **Supersynchronous whirl vibration:** 이 진동은 펌프 등과 같은 유체기계에서 발생하는 또하나의 기본적인 진동현상으로 펌프-터빈의 동익과 정익 사이에서 압력 맥동(pressure pulsation)에 의해 발생한다. 일반적으로 이 진동은 vane passing frequency vibration으로 잘 알려져 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유체 여기 진동 특성

Fig.4은 발전기 출력이 각각 190과 300 MW에 대하여 펌프-터빈 안내 베어링에서 측정된 진동 신호를 주파수 분석한 결과이다. Fig.4(a)에서 보는 바와 같이 발전기 출력이 190 MW의 경우에 대한 주파수 분석 결과 2.5 Hz, 7.5 Hz, 그리고 135 Hz 성분의 3개의 진동 성분이 발생한다. 그러나, fig.4(b)와 같이, 발전기 출력이 300 MW가 되면, 2.5 Hz 성분은 더 이상 발생하지 않는다. 즉, 2.5 Hz 진동 성분은 회전속도의 약 34%이며, 이것은 앞에서 언급했듯이 subsynchronous whirl frequency이다. Fig.5는 각각의 발전기 출력에 대한 주파수 분석 결과를 waterfall plot으로 나타내었다. Fig.5에서 보는 바와 같이, subsynchronous whirl frequency는 약 170 ~

210 MW에서 현저히 나타났으며, 이것은 발전기 출력의 약 50% ~ 70%이다. 앞에서 언급한 바와 같이, 이러한 진동 특성은 francis turbine에서 반경 방향의 유동에 의해 나타나는 유체 여기 진동에 의한 것임을 알 수 있다. 이 때의 진동 진폭은, Fig.7에서 보는 바와 같이, 대단히 크다. Fig.8은 출력 변화에 대한 동기 휘돌림 주파수 및 subsynchronous whirl 주파수 성분의 진동 진폭을 나타낸 것이다. Fig.8에서 보는 바와 같이, subsynchronous whirl 주파수 성분의 진동 진폭은 질량 불평형에 의한 동기 휘돌림 주파수 성분의 진폭에 비해 약 3배 이상 크다. 그러나, 동기 휘돌림 주파수 성분은 발전기 출력에 관계 없이 거의 일정하다.

3.2 안내 베어링의 예압 효과

펌프-터빈의 안내 베어링에서 예압의 유무에 따른 축 진동 및 베어링 메탈 온도에 대한 특성을 조사하였다.

Fig.9는 예압이 없는 안내 베어링에 대하여 출력이 100%인 경우의 축 진동에 대한 주파수 분석 결과를 보여주고 있다. Fig.9에서 보는 바와 같이, 주 진동 주파수 성분은 1x 성분이며, 진동 진폭은 약 233 $\mu\text{m p-p}$ 로서 매우 크다. 이 때 베어링 메탈 온도는 약 54°C이다.

Fig.10은 예압이 있는 안내 베어링에 대하여 동일 출력에서 축 진동에 대한 스펙트럼을 보여주고 있다. 예압이 있는 경우의 축 진동 진폭은 약 40 $\mu\text{m p-p}$ 로서 예압이 없는 베어링과 비교하여 진동 진폭은 크게 감소하였다. 이는 예압에 의해 안내 베어링의 지지 강성이 크게 증가되었기 때문으로 판단된다. 또한 이 경우의 베어링 메탈 온도는 약 45°C이며, 예압이 없는 경우에 비해 약 10°C 정도 낮아졌다.

이처럼 베어링 메탈 온도가 감소한 이유는 예압의 증가에 의해 윤활유의 냉각 효과가 증가되었기 때문이다. 즉, 예압이 증가되면 유막의 쉼기 형상이 더욱 급격해져서 입구부의 유량에 비해 출구부의 유량이 훨씬 작아지게 된다. 그래서 외부에서 공급되는 차가운 윤활유가 베어링 내부로 유입되는 양이 많아지기 때문에 냉각 효과가 증가된다.

4. 결론

발전기 출력 300 MW급 양수 발전용 펌프-터빈에서 유체 여기에 의한 축 진동 특성과 안내 베어링의 예압 유무에 따른 축 진동 및 온도 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유체 여기에 의한 subsynchronous whirl 진동은 발전기 출력 170 MW ~ 210 MW 사이에서 발생하였으며, 그 주파수는 회전속도의 약 34% 성분이었다. 또한 subsynchronous whirl 진동 진폭은, 동기 휘돌림 진폭과 비교하여, 3배 이상으로 과대하게 나타났다.
2. 펌프-터빈의 안내 베어링에 예압을 가함으로써 베어링 유막의 지지 강성이 증가되어 축진동이 현저하게 감소되었고, 냉각 효과가 증가되어 베어링 메탈 온도 또한 감소하였다.

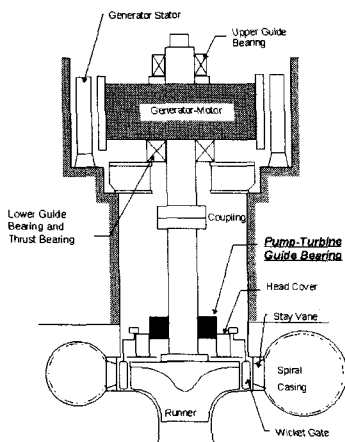
참고 문헌(REFERENCES)

- (1) Miyagawa, et al., "Design Technology for High Head Pump-Turbine Runner", Proc. of 16th IAHR Symp., pp.929-942, 1992.
- (2) Kanki, et al., "An Experimental Investigation of Fluid Exciting Force on a High Head Pump-Turbine Runner", Proc. of 4th ISROMAC, pp.133-142, 1992.

- (3) Shiraki, et al., "Estimate for the Barrel Vibration of Large Capacity and High Pressure Head Pump Turbine", Proc. of ICVE, pp.210-215, 1994.
- (4) Ha, et al., "Vortex Induced Vibration of a High Head Pump-Turbine", Proc. of 5th Asian Int. Conf. On Fluid Machinery, 1997.
- (5) Ha, H.C. and Kim, K.W., "Experimental Investigation on Thermohydrodynamic Performance of Large Tilting-Pad Journal Bearing Including the Inlet Pressure Effect", JSME International Journal, Series C, Vol. 38, pp. 160-166, 1995.
- (6) Jones, G.J. and Martin, F.A., "Geometry Effects in Tilting-Pad Journal Bearing", ASLE Trans., Vol.22, pp.227-244, 1979.



(a) 30 % flow rate



(b) 50 % flow rate

Fig.1 Schematics of the hydraulic pump-turbine



(c) 60 % flow rate

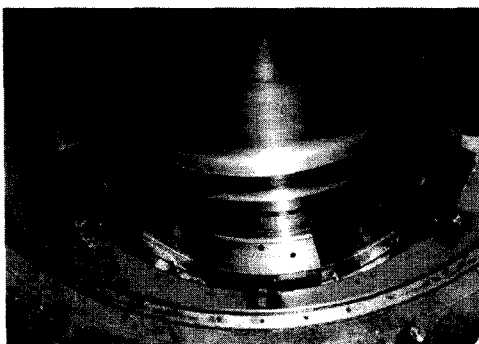


Fig.2 Photography of an assembled guide bearing



(d) 80 % flow rate



(c) 100 % flow rate

Fig. 6 Flow patterns in the down stream of the inner with changing flow rates

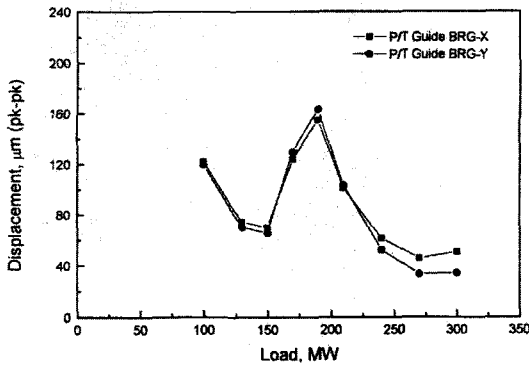
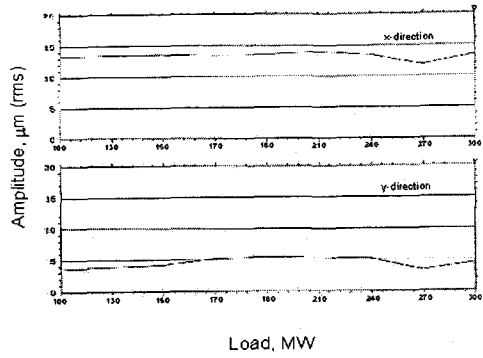
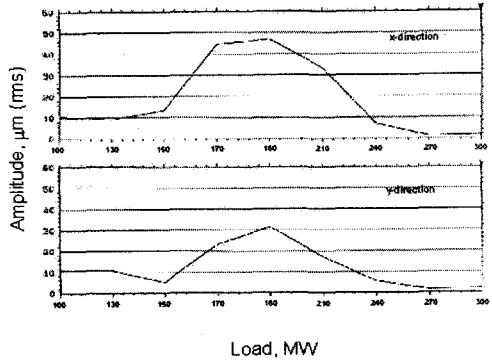


Fig. 7 Shaft vibration(overall) versus power load



(a) Synchronous whirl component



(b) Subsynchronous whirl component

Fig. 8 Comparison of vibration amplitude between synchronous and subsynchronous whirl

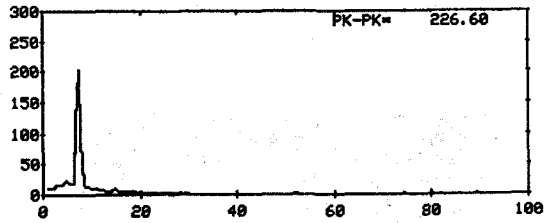


Fig. 9 Spectrum of shaft vibration(unload type)

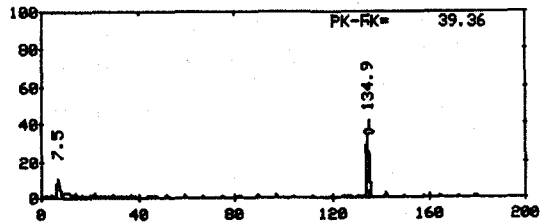


Fig. 10 Spectrum of shaft vibration(preload type)

5-Pad 밀링 패드 저어널베어링
 직경: 300, 폭: 150

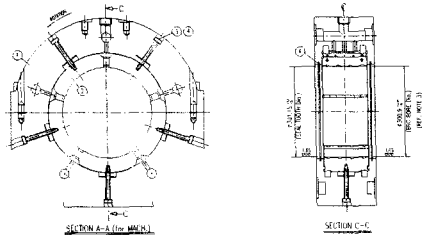


Fig. 1 Test bearing geometry

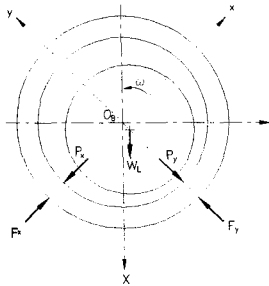


Fig. 2 Coordinate system of a test bearing

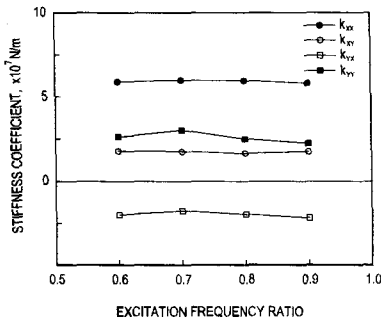


Fig. 3 Stiffness coefficients versus excitation frequency for $W_L = 10$ kN, $N = 3000$ rpm

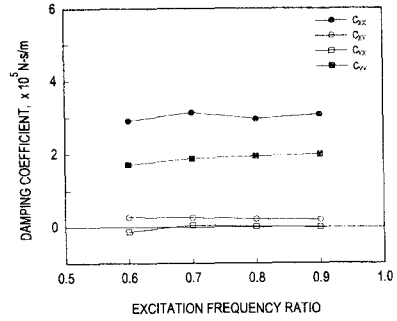


Fig. 4 Damping coefficients versus excitation frequency for $W_L = 10$ kN, $N = 3000$ rpm

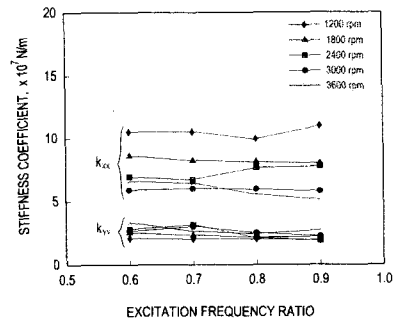


Fig. 5 Variation of stiffness coefficients with the shaft speed for $W_L = 10$ kN

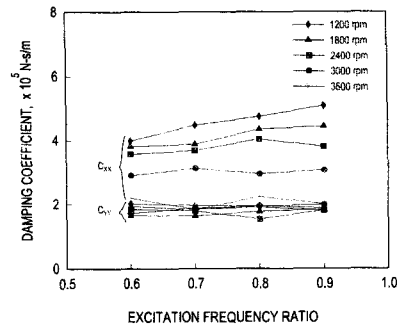


Fig. 6 Variation of damping coefficients with the shaft speed for $W_L = 10$ kN

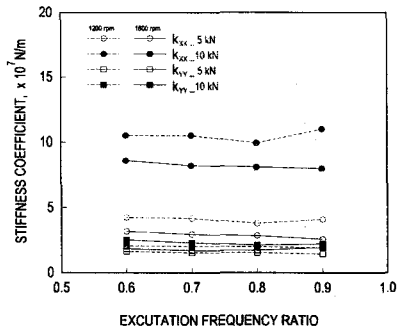


Fig. 7 Variation of stiffness coefficients with the bearing load

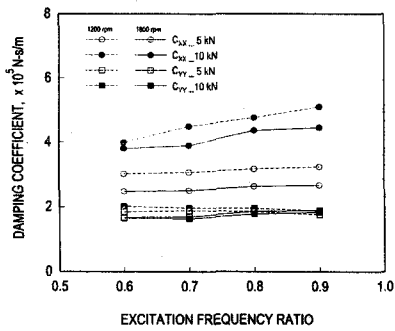


Fig. 8 Variation of damping coefficients with the bearing load