

고낙차 수력 펌프/터빈 런너에 대한 모우드 실험

⁰ 류석주* · 하현천* · 김호종*

Modal Testing on a High Head Pump/Turbine Runner

Seok Ju Ryu, Hyun Cheon Ha, and Ho Jong Kim

ABSTRACT

This paper describes results of modal testing for a high head pump-turbine runner of the Muju pumped storage power plant. The head of the pump-turbine is 601 m and the outside diameter of its runner is 4,410 mm. The modal testing was done for two conditions : 1) the runner in air ; 2) the runner in water. For both conditions, obtained are natural frequencies, corresponding mode shapes and damping ratios. From the testing, it is found that the natural frequencies of the pump-turbine runner in water is reduced approximately 40 % due to additional mass effect of the water.

1. 개 요

양수 발전소는 잉여 전력을 효율적으로 사용하기 위하여 야간에 하부 저수조의 물을 상부 저수조로 양수(pumping)하여 주간에 전력을 생산(generating)하는 발전 설비이다. 최근에는 고낙차, 고응량의 펌프-터빈을 양수 발전소에 사용하여 발전소의 경제성을 향상시키고 있다. 한국중공업은 무주 양수 발전소에 최대 낙차 601 m, 최대 용량 335 MW의 고낙차 펌프-터빈 두 기를 공급하였다. Fig. 1은 무주 양수 발전소의 개략도이다.

고낙차 펌프-터빈은 런너에 가해지는 유체력(fluid force)이 상대적으로 크기 때문에 런너에 가해지는 유체 가진력은 Head Cover 등 고정부로 전달되어 구조물 및 제어기기 등에 전달될 수 있다. 이때 런너의 고유 진동수가 유체 가진 주파수의 근처에 존재한다면 런너의 진동은 심각해지며, 따

라서 고정부의 진동도 증가하게 되어 피로 파손을 유발하게 된다. 런너는 항상 물속에 잠기어 운전하므로 런너의 진동 특성은 물에 의해 크게 영향을 받는다. 런너의 전체 표면적은 부피에 비해 크므로 진동 특성 변화가 크게 발생한다(Fig.2 참조). 이 진동 특성 변화는 런너의 고유 진동수 감소, 감쇠의 증가 등을 들 수 있다.

펌프-터빈에서의 주요 가진력은 질량 불평형에 의한 회전수 동기 성분과 유체 가진력으로 대별된다. 유체 가진력은 정익 후류부의 불균일 수압 분포에 의한 Vane passing excitation, 특정 부하에서 발생하는 런너 출구 부분의 와류에 의한 자려 진동, Vane 에 부분적으로 나타나는 Cavitation 에 의한 가진 등이 있다. Vane passing frequency는 상대적으로 크고, 자려 진동은 통상 회전수의 0.4 배 정도의 가진 주파수를 가진다. 설계시 고유 진동수가 이들 가진 주파수에서 충분한 여유를 가지도록 설계하여야 한다. 그러나 런너의 고유 진동수는 주위의 경계조건, 특히 물의 영향 등으로 변화

* 한국중공업 기술연구원 진동연구팀

되기 때문에, 런너의 고유 진동수는 실제 상황에서 실험하여(In-site Test) 최종 검증을 하여야 한다.

고낙차 펌프-터빈 용 런너의 형상은 상하(상:crown, 하:band) 두개의 원판 사이에 날개(vane)가 용접되어 있다고 볼 수 있다. 원판의 형상이므로 런너의 진동은 직경방향으로 진동절을 가지기 때문에 직경절 진동 모우드가 지배적이다. 그리고 두개의 원판이 동상 및 역상으로 진동하는 모우드가 나타난다. 이러한 모우드는 운전시 발생하는 동익(runner vane)과 정익(stay vane:spiral case로부터 runner vane 으로의 물의 통로, Fig.1 참조)의 간섭으로 발생하는 수압 변동에 의한 가진력에 의해 여기될 수 있다. 수압 변동에 의한 가진력의 주파수(이를 vane passing frequency 라 칭함)는 다음 식과 같이 계산된다.

$$mZr = nZg \pm N_D \quad (1)$$

여기서, m, n = 임의의 정수

Zr = 동익의 수

Zg = 정익의 수

N_D = 직경절 수(0,1,2,...)

식(1)에서 mZr 은 동익과 정익의 간섭에 의한 진동 중 지배적인 하모닉 성분을 의미한다. 예를 들어, 무주 양수 발전소의 펌프/터빈의 경우는 회전수가 450 rpm(7.5 Hz), $Zr = 9$, $Zg = 20$, $m = 2$, $n = 1$, $N_D = 2$ 이므로 $18 (mZr = 2 \times 9)$ 차의 하모닉 성분(18×7.5 Hz = 135 Hz)이 지배적인 가진력 주파수가 된다. 결국 무주 펌프-터빈 런너는 vane passing frequency 135 Hz 의 가진 주파수를 피하여야 된다.

본 연구는 무주 양수 발전소에 설치된 고낙차 펌프-터빈 runner 의 진동 특성에 대하여 서술한다. 2호기 런너에 대하여 공기중 및 수중에서 진동 시험을 실시하여, 고유 진동수와 고유 모우드를 추정하고, 수중에서의 진동시험 결과로부터 런너 주위에 분포되어 있는 물의 영향(질량 및 감쇠 효

과)을 분석함으로써 현재 운전 중인 런너의 진동 특성을 평가코자 한다.

2. 실험 방법

런너를 가진하기 위하여 헤드 커버(head cover)의 한 점에 직경 20 mm 의 구멍을 뚫어 유압 가진기를 부착하였다 (Fig. 3 참조). 위치는 터빈 축 중심으로부터 2080 mm 이다. 가진 신호는 정현파 함수(크기: 500~1000 N)를 사용하였고, 가진 주파수 범위는 20 ~ 600 Hz 이다.

총 12 개의 가속도계를 부착하였다. Fig. 4 를 참조하면 9 개는 런너 하부(runner band) , 3 개는 런너 상부(runner crown)에 부착하였다. 한 편 가진점은 상부의 한 가속도계 위치에 있다.

마스타 콘트롤러(master controller)로 조정되는 가진기의 가진력 신호와 피 측정체(runner band 및 crown)의 가속도 신호는, 힘 변환기(force transducer) 및 가속도계(accelerometers)에서 전기적인 신호로 감지되어 신호 증폭기(amplifier)를 거쳐 신호분석기(signal analyzer)에 취득된다. (Fig. 3 참조) 이때 취득된 시간 신호들을 신호분석기에서 주파수 분석하여 가진력에 대한 가속도 비로 표현하는 주파수 응답 함수를 추정한다. 이 함수의 개수는 가진점 수에 응답점 수를 곱한 만큼 구해지며, 이들 함수들을 이용하여 모우드 해석 소프트웨어(LMS CADA-PC)에서 고유 진동수 및 고유 모우드를 구한다.

런너는 운전 중 물속에 잠긴 상태이므로, 진동 시험은 정지 상태에서 런너 주위의 물을 뽑아내어 공기중에서 시험을 한 후 다시 물을 채워 수중 진동 시험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 진동 시험 데이터로부터 얻어진 진동 모드 중 주 진동 모드는 1차와 2차의 직경절 모드이므로 이에 대하여 서술한다. Fig. 5에 두 시험에 대한 주파수 응답 함수의 일부를 나타내었다.

3.1 공기중 진동시험

시험 결과 1차 고유 진동수는 174 Hz, 2차 고유 진동수는 310 Hz에서 발견되었다. 각 고유 진동수에 해당되는 고유 모드는 Fig. 6와 같다. Fig. 6 (a), (b) 고유 모드는 런너 하부(runner band)의 측정점을 기준으로 한 것이다. 1차 고유 모드는 두 개의 직경절을 가지는 모드이며, 2차 고유 모드는 거의 3 직경절을 가지는 모드를 나타낸다. 그리고 상부의 측정점들의 변형은 1차 고유 모드인 경우 하부와 동일한 위상이며, 2차의 경우는 동일한 위상을 가지고 있지 않다. 이 세점의 변형으로만 볼 때 1차 고유 모드는 상부와 하부의 원판이 동일한 위상으로 움직임을 추정할 수 있고, 2차의 경우는 그렇지 않은 것으로 사료된다.

3.2 수중 진동시험

물을 런너에 채웠을 때의 시험결과는, 1차 고유 진동수는 107 Hz, 2차 고유 진동수는 184 Hz이다. 이들의 고유 진동수는 공기중 상태에서의 고유 진동수보다 약 40 % 감소한 값이다. 즉 물의 영향으로 고유 진동수가 감소했음을 알 수 있다. 각 고유 진동수에 대한 고유 모드는 Fig. 7과 같다. 1차 고유 모드는 공기중에서와 마찬가지로 2 직경절 모드이며 절의 위치도 동일하다. 또한 상부 측정점의 변형은 하부와 동위상을 가진다.

따라서 1차 고유 모드는 상부와 하부가 동위상을 가진 2 직경절 모드임을 추정할 수 있다. 2차 고유 모드의 경우 공기중의 모드와 동일한 절수를 갖지만 하나의 절이 측정점 간격만큼 반시계 방향으로 이동하였다. 또한 2차의 경우 상부의 세점들의 변형은 하부와 동일한 위상을 가지지 않는다.

Table. 1에 공기중 및 수중에서의 결과를 비교하였다. 두 시험결과로부터 공기중의 고유 진동수 및 감쇠비는 물의 영향에 의하여 각각 40% 감소 및 3배 이상 증가함을 볼 수 있다.

Table 1 Comparison of the test results

	In air		In water	
	Natural Frequency	damping (C/Cc:%)	Natural Frequency	damping (C/Cc:%)
1	174 Hz	0.49	107 Hz	1.68
2	310 Hz	0.26	184 Hz	1.00

4. 결론

런너의 진동 실험으로 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 공기중에서 런너의 직경절 진동 모드의 고유 진동수는 1차 174Hz, 2차 310Hz이며, 수중에서는 각각 107, 184Hz이다.
- 2) 고유 모드는 수중 및 공기중 모두 1차는 2 직경절 모드이며, 2차는 3 직경절 모드이다.
- 3) 수중에서의 고유 진동수 및 감쇠비는 상대적으로 물의 질량과 감쇠 효과에 의해 각각 약 40% 감소 및 3배 정도 증가하였다.

참고문헌 (not cited)

1. S. Fujiki, "700m-400MW Class Ultra High Head Pump Turbine Runners", Hitachi Review, VOL.73, No.11, p.89 ~ 94, 1991.
2. 久保田 裕二, "情地側の分布勳振原による羽根部回轉円板の振動", 日本機械學會論文集(C編), 49卷439號, p.307 ~ 312, 昭58-3.
3. 重電技術研究所, "水力機械の動羽と靜羽の干涉

現象", 日本機械學會第636回講習會教材('86-11-20, 21, 東京, 流體器械における最近の振動・騒音), p.23 ~ 29.

4. Y. Ohara, M. Fujii, O. Sugimoto, "Vibration of the Powerhouse of a Pumped Storage Power Plant", Proceedings of IAHR, Belgrade, Yugoslavia, A1, 1990.
5. K. Shiraki et al., "Estimate for the Barrel Vibration of Large-Capacity and High-Pressure-Head Pump Turbine", ICVP, 1994.

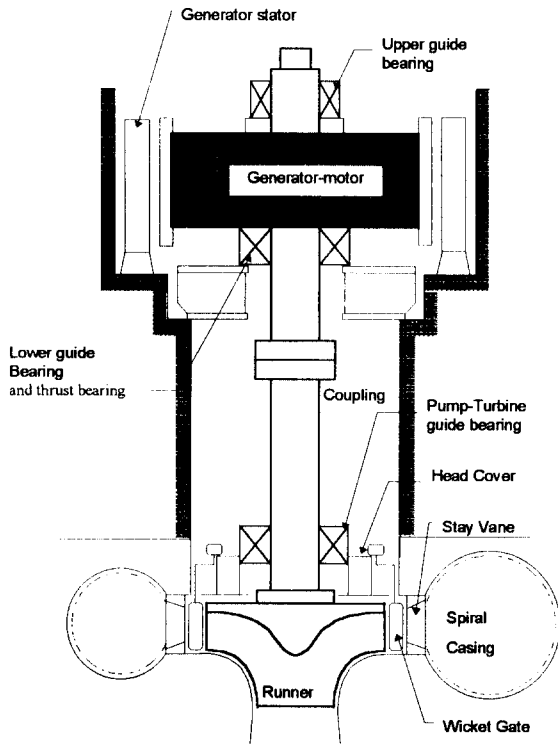


Fig. 1 Schematics of the hydraulic pump-turbine

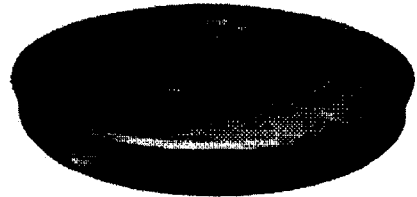


Fig. 2 Pump-turbine runner

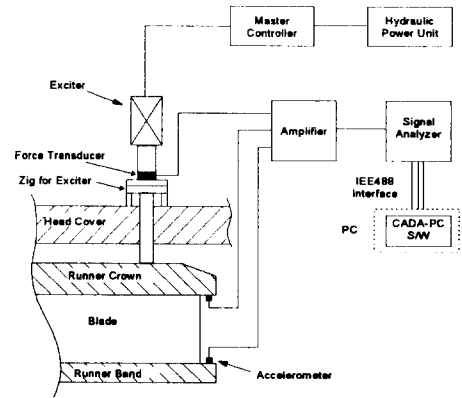


Fig. 3 Schematics of instrumentation

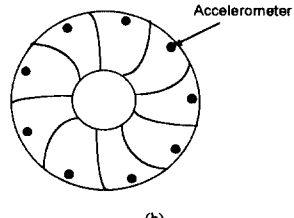
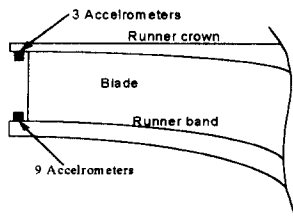
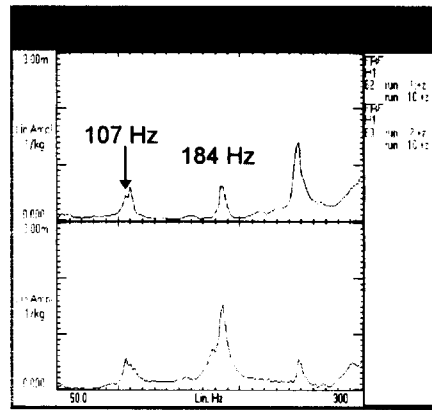
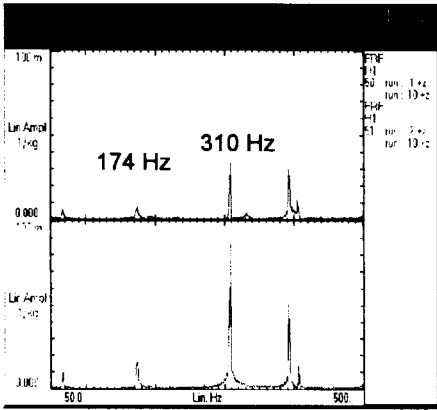
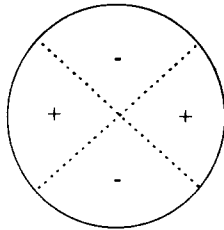


Fig. 4 Locations of the accelerometers installed on the runner

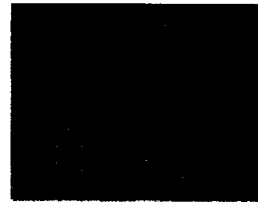
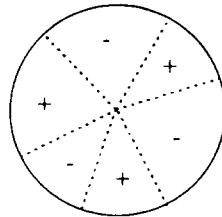


(a) (b)
 Fig. 5 Estimated FRFs of the runner : (a) in air , (b) in water



(a)

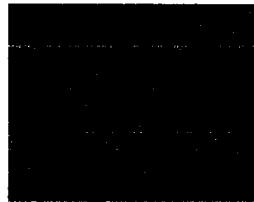
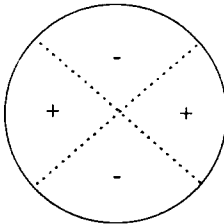
(b)



(c)

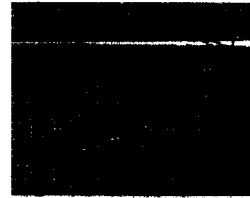
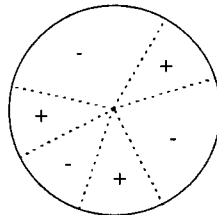
(d)

Fig. 6 Vibration modes from the in-air test ; (a),(b) for 174Hz ; (c), (d) for 310Hz



(a)

(b)



(c)

(d)

Fig. 7 Vibration modes from the in-water test ; (a),(b) for 107Hz ; (c), (d) for 184Hz