

<논 문>

# 고낙차 수력 펌프/터빈 런너에 대한 진동 모드해석 및 실험

## Modal Analysis and Testing of a High Head Pump/Turbine Runner

류 석 주\* · 하 현 천\*

Seok-Ju Ryu and Hyun Cheon Ha

(1998년 6월 9일 접수 : 1998년 9월 26일 심사완료)

**Key Words** : Pump-Turbine Runner(펌프-터빈 런너), High Head (고낙차), Vibration Mode (진동모드), Natural Frequency (고유진동수)

### ABSTRACT

This paper describes the vibration characteristics of a high head pump-turbine runner, with nine blades and an outer diameter of 4,410 mm, of the pumped storage power plant. Mode shapes and natural frequencies were obtained by means of both the finite element analysis and modal testing, both in air and in water. The natural frequencies in air were calculated using the finite element method by ANSYS software. In order to confirm calculation results, the natural frequencies and mode shapes of the runner were measured using a hydraulic exciter both in air and in water. Natural frequencies of the pump-turbine runner were found at 174, 310 Hz in air, and at 107, 184 Hz in water. The first mode shape is flat plate mode with two nodal diameter and the second one is also flat plate mode with three nodal diameter. It can be shown that the natural frequencies of the pump-turbine runner in water is reduced approximately 40 % due to additional mass effect. Natural frequencies in air predicted by ANSYS software are in good agreement with test results.

### 1. 서 론

잉여 전력을 효율적으로 사용하기 위하여 야간에 하부 저수조의 물을 상부 저수조로 양수(pumping)하여 주간에 전력을 생산(generating)하는 발전 설비로 양수 발전소가 있다. 이 설비에는 양수와 전력 생산을 위한 운동 에너지를 제공해 주는 펌프-터빈이 설치된다(Fig. 1 참조). 최근 경제성의 이유로 고낙차대용량의 펌프가 많이 건설되고 있다.

저낙차 펌프-터빈에 비해 고낙차 펌프-터빈을 사용함으로써 펌프-터빈 구조물의 진동 크기는 전반적으로 증가된다. 이와 같이 증가하는 진동에 대한 펌프-터빈의 제품 강도 신뢰성을 확보하는데 가장 중요한 것은 펌프-터빈 런너의 설계에 있다. 펌프-터빈 런너는 운전 중 변동 응력에 의한 피로를 최소화할 수 있도록 공진을 피하여 설계되어야 한다. 저낙차 펌프-터빈 런너의 경우 런너의 고유진동수가 런너의 가진력 주파수보다 상당히 크기 때문에 공진 문제는 중요하지 않았다. 그러나 고낙차 펌프-터빈 런너가 사용되면서 공진의 문제가 대두되기 시작하였다. Fig. 2는 낙차의 증가에 따른 런너의 가진 주

\* 정회원, 한국중공업(주) 기술연구원

파수와 고유진동수 변화를 나타낸 그림이다<sup>(1)</sup>. 이 그림에서 보듯이, 낙차가 증가하면서 가진력 주파수는 비례적으로 증가하는 반면 런너의 고유진동수는 그렇지 못해 결국 공진이 발생하게 되는데 고낙차용 펌프-터빈 런너가 공진 영역 부근에서 운전할 가능성이 있다고 의심되고 있다.

일반적으로 수력기계의 임펠러 혹은 런너를 가진

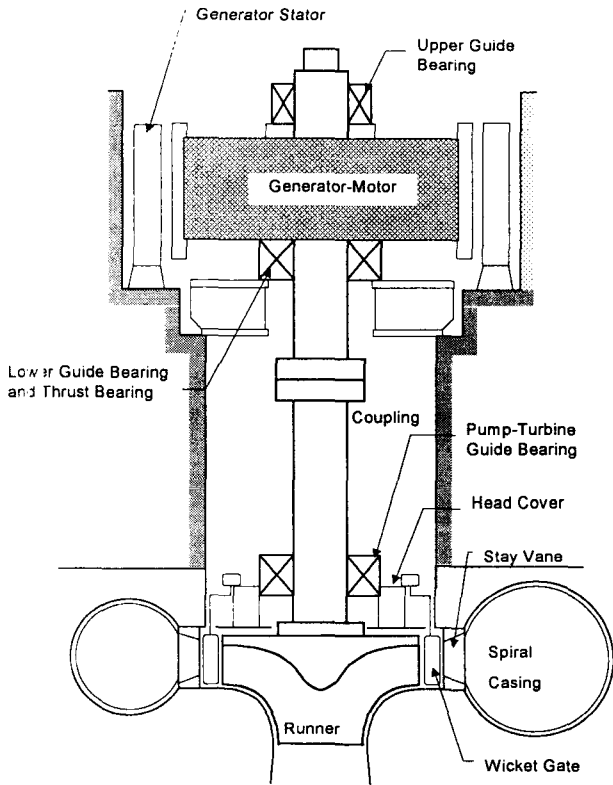


Fig. 1 Schematic of the hydraulic pump-turbine

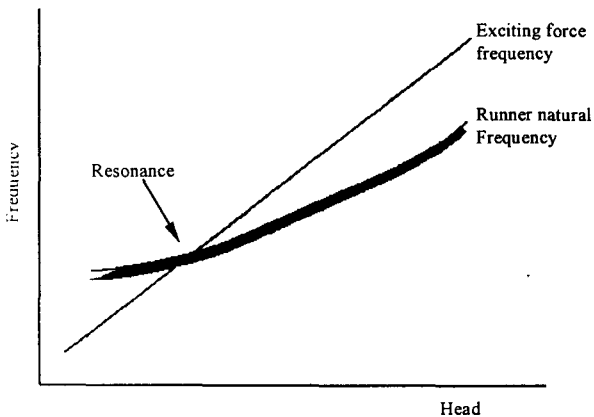


Fig. 2 Trend of vibration characteristics according to increasing head

하게 되는 근원은 동익(runner blade)과 정익(guide vane)의 유체 간섭(hydraulic interference)에 의한 수압 맥동(hydraulic pressure pulsation)에 있다. 이 유체 가진력의 특징은 동익과 정익의 어떤 수 조합에 따라 결정되는 특정한 형태의 가진 모드를 지닌다는 것이다. 이와 같은 특징의 다중 가진원을 가지는 수력 기계의 임펠러 혹은 런너의 공진 조건은 고유진동수 뿐만 아니라 고유모드도 가진력의 진동수와 모드에 일치하여야 한다는 것이다<sup>(2,3)</sup>.

한편 펌프-터빈 런너는 물에 잠긴 상태에서 운전되기 때문에 런너의 고유진동수는 주위 물에 의한 부가 질량 효과로 공기중에서 보다 낮아지게 된다. 그리고 런너가 설치되는 공간(chamber)의 형상도 고유진동수 변화에 영향을 미친다. 이처럼 런너의 고유진동수는 주위의 경계조건에 의해 크게 변하므로 설계를 위하여는 실제 모델에 대한 실험으로부터 런너의 진동 특성을 규명하는 것이 중요하다.

본 논문에서는 실제 운전 중인 양수 발전소의 고낙차 펌프-터빈 런너에 대하여 유한요소해석과 실험 모드 해석으로 규명된 진동 특성에 대하여 서술한다. 유한요소해석은 공기중에 대해서만 해석하였고, 실험은 공기중 및 수중 모두에 대해서 수행하였다.

## 2. 펌프-터빈 런너의 진동 거동<sup>(1-5)</sup>

고낙차 펌프-터빈 용 런너의 형상은 상부(crown)와 하부(band) 및 수개의 익근(blade)으로 구성된다. Fig. 3은 실제 사용되고 있는 펌프-터빈 런너의 사진이다. 이 런너의 익근 수는 9개이며, 직경은 4,410 mm, 무게는 약 35 ton이다. 크라운과 밴드를 원판의 형상으로 가정하면 런너의 진동은 직경 방향으로 진동 절을 가지는 직경절 진동 모드가 지배적

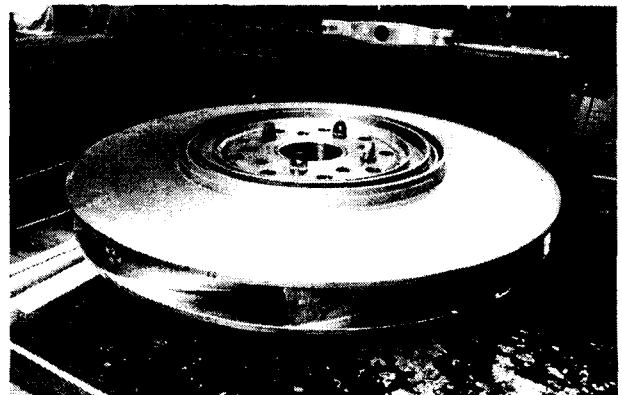


Fig. 3 Pump-turbine runner

이다. 그리고 두개의 원판이 동상 및 역상으로 진동하는 모드가 나타날 수 있고 익근은 자체의 강성이 매우 높기 때문에 이것에 의한 진동 모드는 일반적으로 일어나지 않는다.

펌프-터빈은 운전 중 발생하는 동익과 정익의 유체 간섭때문에 발생하는 수압 맥동에 의해 가진된다. 이러한 간섭에 의한 가진 주파수를 VPF(vane passing frequency)라 부른다. 운전 속도를  $\Omega$ 라 할 때, 정지부와 런너부에서 관측되는 가진 주파수는 식 (1), (2)와 같이 나타난다. 이러한 가진력에 의해 런너의 주 진동 모드가 가진되려면 가진주파수가 고유진동수와 일치하여야 할 뿐만 아니라 동익과 정익의 수 조합 관계를 나타내는 식 (3)을 만족하여야 한다. 식 (3)에서 좌변항의 (+)를 만족하는 임의의 정수  $m$ 이 존재하면 런너에는  $N_D$  직경절 모드의 진행파(회전방향)가 가진되고, (-)를 만족하는  $m$ 이 존재하면 런너에는  $N_D$  직경절 모드의 후퇴파가 가진된다. (+), (-)를 동시에 만족하는  $m$ 이 존재하면 런너에는 정지파가 가진됨을 의미한다<sup>(3)</sup>. 그리고 현재까지 연구된 자료에 의하면 수력기계에 있어서는  $n$ 이 1인 경우가 일반적인 것으로 관측되고 있다<sup>(2,3)</sup>.

$$\text{정지부} : fs = mZr\Omega \quad (1)$$

$$\text{런너부} : fr = nZg\Omega \quad (2)$$

$$mZr = nZg \pm N_D \quad (3)$$

여기서,  $m, n$  = 임의의 정수

$Zr$  = 동익의 수

$Zg$  = 정익의 수

$N_D$  = 직경절 수(0,1,2,...)

본 논문에서 다루게 될 런너를 예를 들면, 회전수는 7.5(Hz)이고  $Zr=9$ ,  $Zg=20$ 이기 때문에 식 (3)을 만족하기 위한 정수들은  $m=2$ ,  $n=1$ ,  $N_D=2$ 가 된다. 그리고  $N_D$  부호는 (-)이다. 이 경우 런너는 가진 주파수  $fr=150$ (Hz), 운전 반대 방향으로 회전하는 2 직경절 모드 형태의 압력 맥동에 의해 2 직경절 고유모드가 가진됨을 예측할 수 있다.

한편 런너가 물속에 잠겨있는 경우 그 고유진동수는 공기중의 고유진동수에 비하여 최대 50%까지 감소하는 경향을 보인다<sup>(4)</sup>. 이는 런너의 진동 가속도에 비례하는 유체 반력이 부가질량 효과를 일으키기 때문이다. 그리고 고유진동수 변화율의 정도는 런너가 설치되는 공간(chamber)의 형상에 따라 변

하는 것으로 알려져 있다.

### 3. 유한요소해석

펌프-터빈 런너의 진동 거동을 실험 전에 미리 예측하기 위하여 유한요소해석을 수행하였다. 유한요소모델 생성 및 해석을 위해 상용 소프트웨어인 I-DEAS와 ANSYS를 사용하였다. 런너의 상부는 외주부에서 균일한 두께를 가지지만 축 중심에 가까울수록 두꺼워지는 형상으로 솔리드(solid) 구조이며 하부(band)는 그 두께가 일정치 않다. 그리고 런너 익근은 길이에 따라 그 두께가 변하기 때문에, 유한요소 모델링에 사용한 요소는 솔리드로 하였다. 모델의 요소는 8 절점 육각 요소(8-node iso-parametric brick element) 및 6-절점 쐬기 요소(6-node iso-parametric wedge element)이며, 총 11,844개로 구성되어 있다(Fig. 4 참조). 그리고 런너는 터빈 축에만 연결되어 있어 경계조건을 연결부에 적용하였다. 이와 같이 생성된 유한요소모델을 상용코드인 ANSYS 5.3을 이용하여 모드 해석을 수행하였다.

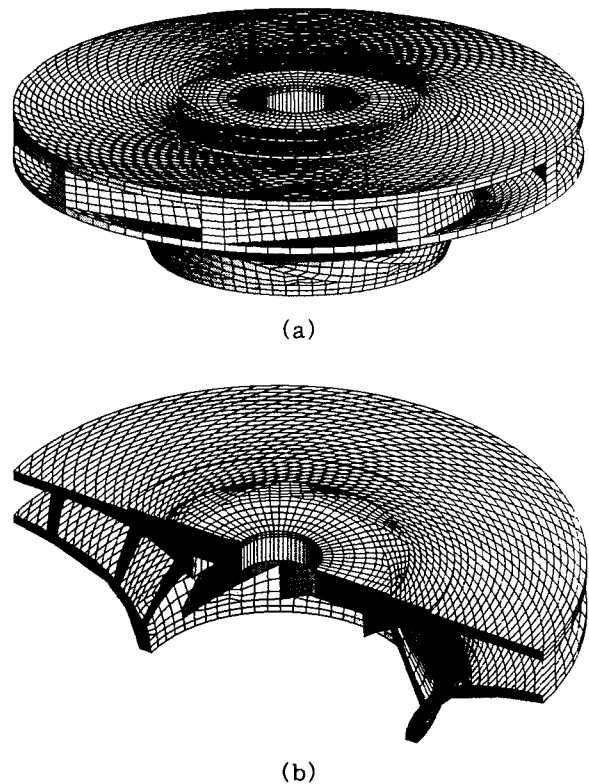


Fig. 4 Finite element model

#### 4. 실험

실험은 양수 발전소에 설치된 펌프-터빈 러너에 대하여 주위에 물을 뺀 상태(공기중)와 채운 상태(수중)에서 모드 시험(modal testing)이 수행되었다. 설치된 러너를 직접 가진할 수 있는 방법은 비운전 시 사람이 접근할 수 있는 러너의 출구부에서 충격 망치(impact hammer)로 가진할 수 있는 방법이 있다. 그러나 이 상태는 러너가 공기중에 있을 경우에 대해서만 실현이 가능하다. 따라서, 본 실험에서는 Fig. 5와 같이 외부에 유압 가진기를 설치하여 러너를 가진하도록 하였다. 가진기는 러너 상부를 덮고 있는 헤드 커버(head cover)에 설치될 하되, 러너에 힘을 가할 수 있도록 헤드 커버에 구멍을 뚫어 러너 상판(crown)에 힘을 전달할 수 있는 지그를 설치하고 그 위에 힘 변환기(force transducer)와 유압 가진기를 설치하였다. 가진을 위해 초기에 정적인 하중을 가하여 시험 시 정적 하중을 벗어나지 않는 범위에서 동적인 힘을 가하여 하중 전달이 완전할 수 있도록 하였다(Fig. 5 참조). 그리고 러너의 익근(vane)들 사이에 가속도계를 설치하되, 하부(tand)에 9개를 상부(crown)에 3개를 설치하였다(Fig. 6 참조). 하부에 설치된 가속도계의 위치와 방향은 러너의 주 진동 모드인 직경절 진동 모드, 즉 축 방향 모드를 구하기 위해서, 상부의 3 가속도계는 하부와 상부의 모드 위상 확인 및 가진점에서

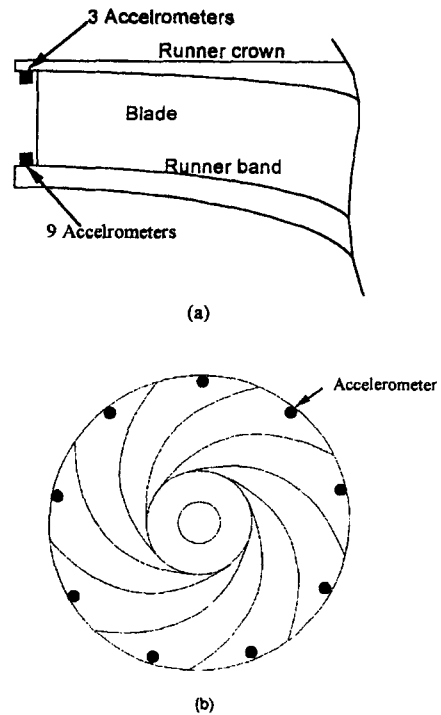


Fig. 6 Location of the accelerometers installed on the runner

의 주파수 응답 함수를 구하기 위해서 설치하였다. 가속도계는 에폭시 접착제를 이용하여 부착하였다. 그리고 수중에서의 센서 보호를 위해 유압 가진기의 힘 변환기와 가속도계는 방수 커버를 사용하여 방수 처리를 하였다.

모드 시험 시 먼저 가진력에 대한 선형성을 확인하기 위하여 정현파 함수와 백색 잡음(white noise)에 대한 주파수 응답 함수를 구하여 선형성이 성립하는 구간을 구하였다. 그 구간은 공기중에서와 수중에서의 경우가 서로 다르게 나타났고 수중에서의 구간이 짧았다. 가진 신호는 정현파 함수(크기: 500~1000 N)를 사용하였고, 가진 주파수 범위는 20~600 Hz이다. 공기중 및 수중에서의 시험에서 취득된 주파수 응답 함수로부터 가진력의 선형성이 성립하는 구간과 저주파의 노이즈 성분을 고려하여 해석 구간을 공기중에서는 50~500 (Hz), 수중에서는 50~300 (Hz)로 하였다. 고유진동수와 고유모드를 추정하는 도구로써 상용 프로그램인 LMS CADA-PC를 이용하였다.

#### 5. 결과 및 고찰

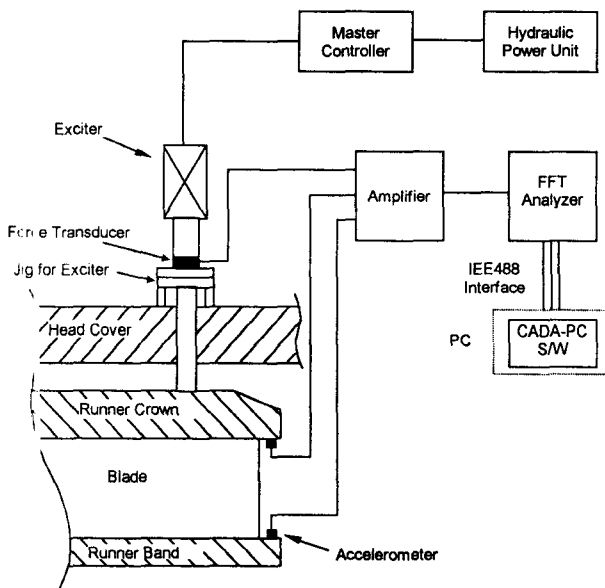
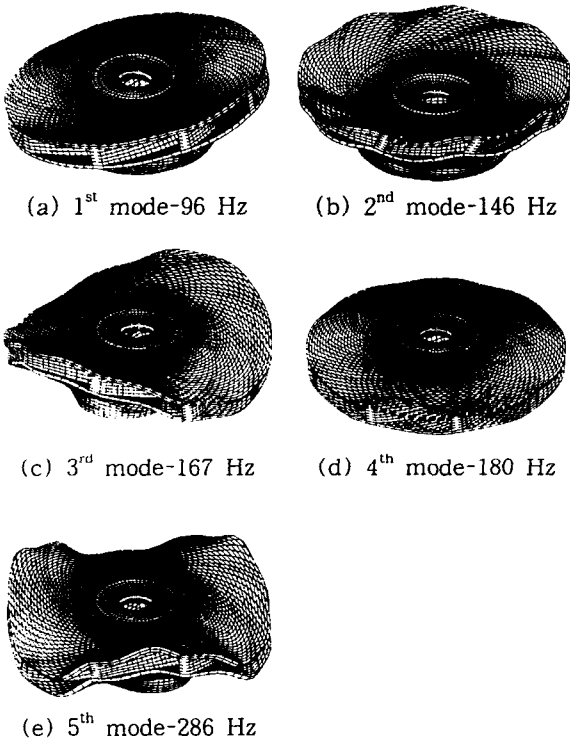


Fig. 5 Schematics of instrumentation for modal testing

**Table 1** Summary of the results by FEA

Natural frequency (Hz)	Number of diameter	Description
96	1	1-diametrical mode(tilt)
146	0	Axial and circumferential displacement
167	2	2-diametrical mode
180	0	Axial and circumferential displacement
286	3	3-diametrical mode



**Fig. 7** Vibration modes from the FEA in air

Table 1과 Fig. 7은 공기중에 대해서 유한요소해석으로부터 얻어진 결과를 나타낸다. 런너의 진동 모드는 직경절 모드와 그 외의 모드로 나타나고 있다. 직경절 모드는 1차, 3차 및 5차 모드로 각각 1, 2, 3 직경절을 가지고, 그 외 2차와 4차는 축 방향(axial direction)과 원주 방향(circumferential direction) 및 반경 방향(radial direction)의 변형을 가지며, 2차는 축 방향 성분이, 4차는 원주 방향 성분이 상대적으로 큰 모드이다. 그리고 직경절 모드에서 런너의 외주부에 국부적인 진동 모드 현상이 발생하고 있으며, 상부와 하부가 동일한 위상을 가

**Table 2** The results of modal testing in air

Natural frequency (Hz)	Number of diameter	Description
174	2	2-diametrical mode
192	0	Axial displacement
232	1	1-diametrical mode(tilt)
309	3	3-diametrical mode

**Table 3** The results of modal testing in water

Natural frequency (Hz)	Number of Diameter	Description
107	2	2-diametrical mode
184	3	3-diametrical mode

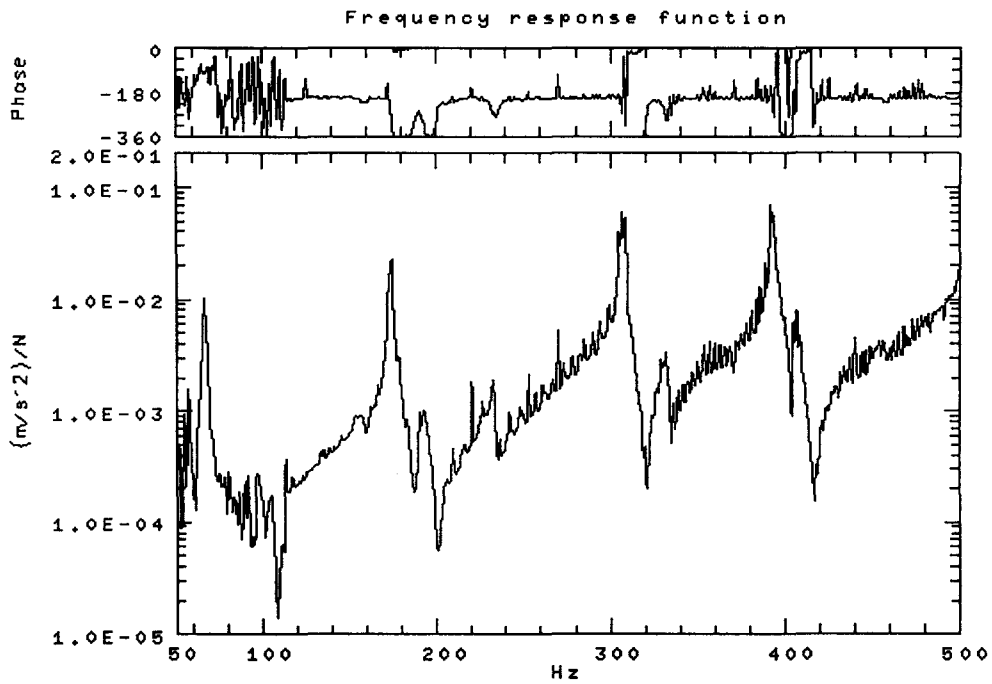
**Table 4** Comparison between the results of FEA and modal testing in air Unit : Hz

Natural mode	FEA	Test in air	Deviation
2-diametrical mode	167	174	3.9 (%)
3-diametrical mode	286	310	7.8 (%)

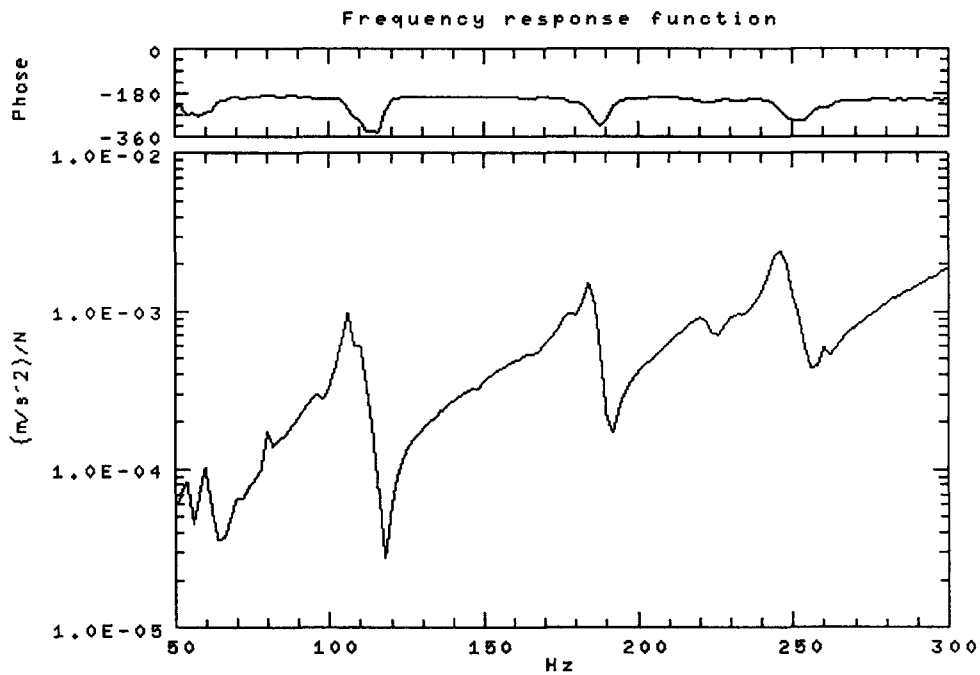
지고 있다. 그리고 저차 모드에서는 런너 익근의 진동 모드는 나타나지 않았다.

시험에서 얻은 주파수 응답 함수 중 자기 응답 함수를 Fig. 8에 나타내었으며, 규명된 고유진동수와 고유모드를 Table 2, 3에 각각 정리하였다. 그리고 각 시험에서의 2 및 3 직경절 모드를 Fig. 9, 10에 나타내었다. Fig. 9, 10에서 (a), (c)는, 실제 측정점을 기준으로 작성된 (b), (d)를, 직경절 모드로 알기 쉽게 나타낸 것이다. 2 및 3 직경절 모드에서의 상부와 하부 측정점의 변형은 동위상을 가지고 있다. 공기중 결과에서 1 직경절 모드 및 축 방향 모드는 수중에서 사라져 나타나지 않고 있는데 이는 물의 영향인 것으로 간주된다.

런너의 동일 직경절 모드의 고유진동수가 수중에서 그 값이 공기중에서보다 낮게 나타난다. 2 직경절 모드는 약 38.5%, 3 직경절 모드는 약 40.6% 감소한 위치에 존재한다. 이러한 결과는 앞에서 설명한 것처럼 런너의 경계조건 변화, 즉 런너 주위에 물을 채움으로써 시험 대상물의 계의 특성이 변화된 것에 기인하고, 결국 물의 부가질량 효과가 고유진



(a) In air



(b) In Water

Fig. 8 The measured FRFs of the runner from modal testing

동수 변화를 가져왔다고 할 수 있다.

유한요소해석과 공기중에서의 시험 결과를 비교한 결과(Table 4 참조), 2, 3 직경절 모드는 유사한 고유진동수에서 발견되고 있어 유한요소모델의 타당성

은 모드 시험으로부터 검증되었다.

이상의 유한요소해석 및 실험 모드 해석으로 고낙차 펌프-터빈의 진동은 공기중에서 직경절 진동 모드 외 기타 진동 모드가 나타나지만, 수중에서는 직

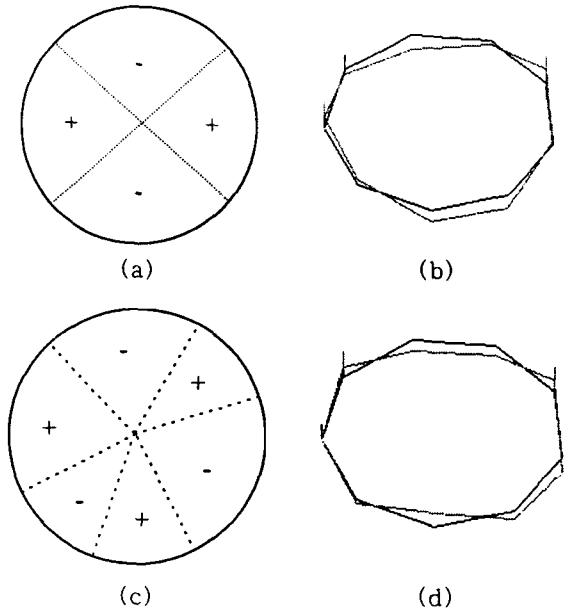


Fig. 9 Vibration modes from the test in air  
: (a),(b) for 174 Hz : (c), (d) for 310 Hz

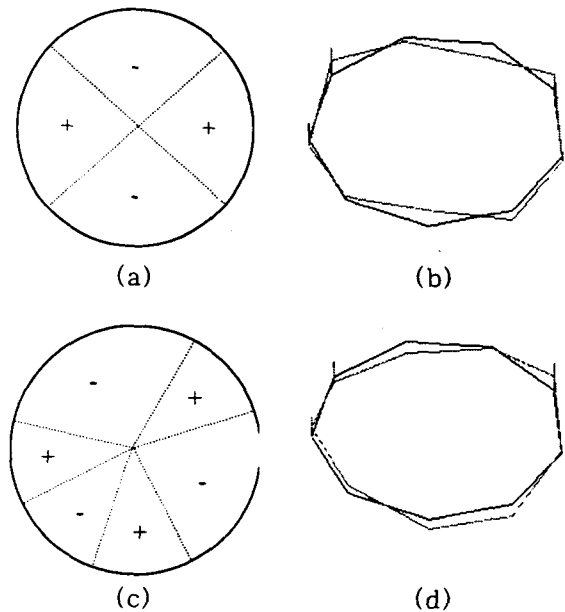


Fig. 10 Vibration modes from the test in water  
: (a),(b) for 107 Hz : (c), (d) for 184 Hz

경절 모드만이 존재하고 있고 주파수 응답 함수 등을 참고하면 직경절 진동 모드 외의 응답 진폭은 상대적으로 작기 때문에 런너의 진동은 직경절 모드가 지배적임을 알 수 있다. 검증된 유한요소모델을 수중에서의 해석 모델로 사용할 수 있으며 수중에서의

해석이 완성되어 실험 값과 비교하여 검증되면 향후 해석적으로 런너의 진동 특성 규명이 충분하게 되리라 기대된다.

## 6. 결 론

국내 양수 발전소에 설치된 펌프-터빈 런너에 대하여 유한요소해석과 모드 시험을 수행하여 런너의 진동 특성을 조사하였다. 런너의 진동은 직경절 모드 외 다른 모드가 존재하지만 직경절 모드가 지배적임을 확인하였다. 실제 모델에 대한 공기중 및 수중에서의 모드 시험으로부터 런너의 수중에서의 고유진동수는 주위의 물의 영향에 의해 공기중에 비해 약 40% 정도 감소하였다. 그리고 공기중에서의 유한요소해석 결과와 모드 시험 결과가 서로 잘 일치하고 있기 때문에 유한요소모델은 타당성이 있다. 참고로, BEM을 이용하여 수중에서의 P/T 런너에 대한 진동 모드 해석은 수행 중에 있으며, 향후 수중에서의 해석이 완성되면, 해석적으로 고낙차 펌프-터빈 런너의 진동 특성을 규명할 수 있을 것으로 기대된다.

## 참 고 문 헌

- (1) K. Miyagawa, K. Mutaguchi, H. Kanki, Y. Iwasaki, A. Sakamoto, 1992, "Design Technology for High Head Pump-Turbine Runner", 16th Symposium of the IAHR, pp. 929~942.
- (2) 重電技術研究所, "水力機械の動羽と静羽の干涉現象", 日本機械學會第636回講習會教材(1986-11-20~21, 東京, 流體器械における最近の振動・騒音), pp. 23~29.
- (3) 久保田 裕二, "情地側の分布勵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, pp. 307~312, 昭58-3.
- (4) S. Fujiki, 1991, "700 m-400 MW Class Ultra High Head Pump Turbine Runners", Hitachi Review, Vol. 73, No. 11, pp. 89~94.
- (5) Y. Ohara, M. Fujii, O. Sugimoto, 1990, Vibration of the Powerhouse of a Pumped Storage Power Plant, Proceedings of IAHR, Belgrade, Yugoslavia, A1.