

# 수력터빈의 압력변동에 의한 로터 진동

김기섭\*, ○김호중\*\*, 박영하\*, 이욱\*\*\*, 전재영\*\*\*

## Vibration of the Rotor due to Pressure Fluctuation in a Hydraulic Turbine

Ki-Sup Kim, Ho Jong Kim, Young-Ha Park, Wook Lee, Jae Young jeon

### ABSTRACT

This paper describes the characteristics of vibration of a hydraulic turbine mainly due to cavitation occurrence. The analysis of vibration spectra of the turbine shaft shows that hub vortex cavitation occurs in the downstream of the turbine runner, which is verified from coherence analysis between shaft vibration displacement and dynamic pressure at the draft tube. Even though acceleration level measured at the guide vane lever, which is usually used for evaluation of cavitations performance, is decreased during forced aeration, it is found from the analysis of dynamic pressure spectra that cavitation around runner blades still remains unchanged. It is also found that lateral vibration of the turbine shaft is mainly due to the hub vortex cavitation of the turbine runner.

### 1. 서론

수력발전은 국내와 같이 강수량의 편차가 심한 지역에서 용수 확보용의 댐에서 부가적인 발전을 함으로서 운전비용이 저렴하고 환경에 무해한 발전 방식이다. 또한 양수 발전은 야간의 잉여 전력을 낮에 공급하여 전력 수급의 효율을 높이고, 국내 전력망의 주파수 안정성 확보를 통한 전력의 질을 향상시키는데 중요한 역할을 하고 있다.

수력터빈, 즉 수차는 운전 중 여러 가지 원인에 의하여 파손되거나 고장이 발생하게 되는데,

주요한 원인은 다음과 같다.<sup>(1,2)</sup>

1) 진동: 진동은 수차 후류부의 hub vortex, 캐비테이션, 질량 불평형, 베어링 간극, 전단 핀 파손, 축계 공진, 밸브의 공진, 연성진동 등 다양한 원인에 의하여 발생한다.

2) 수격 현상: 하나의 가이드 베인 지지부품이 파손되어 가이드 베인이 자유로이 움직이게 될 때 다른 가이드 베인에 충격을 주어 파손시키게 된다. 연쇄 반응에 의해 모든 가이드 베인이 순식간에 파손되면 유로를 갑자기 차단하게 되어 수격 현상이 발생되어 수차 전체 혹은 발전소 전체를 파손시키는 큰 사고가 발생하게 된다.

3) 침식: 캐비테이션이나 토사에 의해 수차 표면이 떨어져 나가는 현상이다.

일반적으로 캐비테이션의 일생은 캐비티(Cavity)의 발생(Inception), 성장(Growth), 붕괴(Collapse) 과

\* 한국해양연구소 선박해양공학분소

\*\* 두원공과대학

\*\*\* ㈜파워엔지니어링

정을 갖는다. 이때 캐비티의 붕괴 과정에서 발생하는 파괴력이 변동압력을 유발하고 이것이 구조물에 기진력으로 작용하여 수중에서 소음을 발생한다. 그리고 캐비티 붕괴 시 발생한 파괴력은 날개 표면에 침식을 유발한다.

수차에서 발생하는 캐비테이션은 수차 후류부의 hub vortex, 블레이드 주위의 Karman vortex, sheet cavitation 등을 포함하며 수차 운전 시 가장 주의하여야 할 현상이다. 캐비테이션이 발생하면 기포의 형상이 변형되거나 고체표면에 부딪히면 강한 충격력에 의한 진동 및 소음을 유발한다.<sup>(3)</sup> 이를 이용하여 진동 혹은 소음을 측정하여 수차에서 발생하는 캐비테이션 정도를 판별하게 되었다. Fig.1은 단일 블레이드에서 캐비테이션이 발생하였을 때 소음을 측정된 결과이다. Vortex shedding 주파수에서 소음레벨은 다른 주파수보다 현저히 증가하게 됨을 알 수 있다.

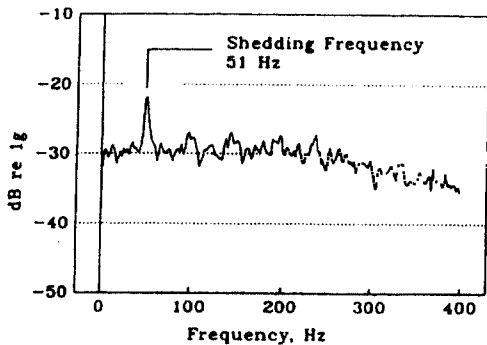


Fig. 1 Cavitation sound spectrum for a single blade

이 원리를 이용하여 수차에서의 캐비테이션 유무를 진동신호를 이용하여 판별하고 있다.<sup>(4)</sup> 터빈 피트(turbine pit)안의 가이드 베인 레버 상부에 가속도계를 부착하여 블레이드에서 캐비테이션 현상이 생길 경우 이에 의하여 발생한 고주파 진동을 측정한다. 진동 신호를 분석하여 블레이드 통과 주파수 (Blade Passage Frequency, BPF)의 스펙트럼 레벨은 블레이드 상에서의 캐비테이션 발생여부를

판단하게 된다. 기존 시스템의 경우 BPF에서의 피크치가 주변 소음(Background Noise)보다 4 dB 크게 나타나면 캐비테이션이 발생한 것으로 정의하고 있다.

본 연구는 실물의 수차에 대하여 캐비테이션을 실시간으로 감시하고 진동 상태를 평가하는 시스템을 개발하기 위하여 수행되었다. 여기서는 수차로 인하여 발생하는 진동 및 압력 신호를 분석하여 수차의 진동과 캐비테이션과의 관계를 평가하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 실험

### 2.1 실험장치의 구성

실험은 충주댐에 설치된 4기의 프란시스 수차 중 1호기를 대상으로 수행하였다. 수차는 127 rpm으로 회전하며 정격출력은 100 MW이다. 실험장치는 기본적으로 허브 보오텍스 캐비테이션에 주안점을 두었으므로 진동 및 압력을 측정하고 분석하는 장치와 수차 후류부의 흐름을 관찰하는 촬영 장치로 구성되어 있다.

Fig.2는 전체적인 측정 위치를 도식적으로 나타내고 있다. 로터 축계의 회방향 진동을 측정하기 위하여 head cover 위에 축과 서로 직각 방향으로 두개의 변위센서(Bentley Nevada)를 설치하였다. 그리고 수차 고정부의 진동을 측정하기 위하여 turbine pit에 두개의 가속도계(PCB 338A4)를 설치하였다. 하나는 로터와 근접한 위치에 head cover 위에 설치하여 head cover의 수직 진동을 측정하였다. 다른 하나는 가이드 베인 레버 위에 설치하였다.

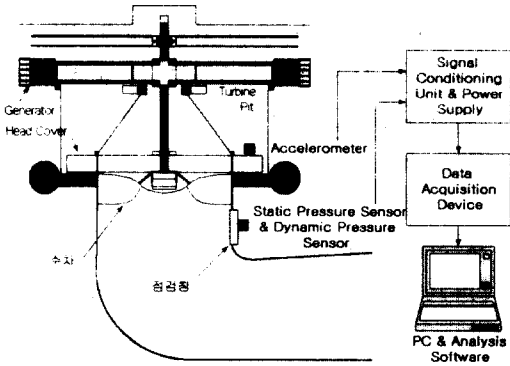


Fig. 2 Schematics of measurement

수차를 지나는 흐름의 압력은 흡출관 부위에서 측정하였다. 흡출관(draft tube)의 점검용 출입구(Man door)를 개조하여 변동 압력센서를 부착하고 관측창을 설치하였다. 압력은 정압센서(Green Sensor P-250)를 이용하여 평균압력을 측정하고 동압센서(PCB 102A9)를 이용하여 변동압력을 측정하였다. 관측창에는 CCD 비디오 카메라와 조명장치인 스트로브스코프(Stroboscope)를 설치하여 수차의 하류에 발생하는 허브 보오텍스 캐비테이션을 촬영하였다.

가속도 및 변위, 압력 신호는 본 연구를 통하여 개발한 캐비테이션 감시장치에 연결하여 분석하였다. 각 센서는 신호처리장치(Signal Conditioning Unit & Power Supply)를 거친 후 신호 취득장치(Data Acquisition System)을 통하여 디지털 데이터로 변환되어 PC에 저장된다. 이렇게 PC로 수집된 데이터는 신호 처리 소프트웨어를 통하여 분석된다. 분석의 신뢰성을 검증하기 위하여 B&K 3550 진동분석기를 사용하여 동시에 분석하고 비교하였다.

## 2.2 실험 조건

실험 조건은 Table 1에 요약되어 있다. 순수두는 저수위에서 방출 수위와 관의 손실 수두를 뺀 수두를 의미한다. 유량에 따른 수차의 캐비테이션

특성의 변화를 관찰하기 위하여 가이드 베인의 개도를 조절하여 표와 같이 유량을 변화시켰으며 이에 따라 출력이 표와 같이 변화한다.

Table 1 Test condition

항목	값
저수위	약 135 m
순수두	약 67 m
회전수	127 rpm
유량	53~170 m <sup>3</sup> /s
출력	35~110 MW
급기	자연 급기, 강제+자연 급기

실험 대상 수차의 경우 일반적인 수차에서와 같이 흡출관(draft tube) 내부에 대한 급기(Aeration)를 통하여 캐비테이션을 제어한다. 급기에 의한 캐비티 제어는 캐비티가 파괴력이 최고조에 이르러 붕괴하지 못하도록 성장 과정에서 약화시키며, 캐비티 거동이 안정되도록 하는 것이다. 급기는 오히려 캐비테이션 발생량을 증가시키며, 급기에 따른 압력 증가량의 정도에 따라 어느 정도 캐비테이션 발생량을 감소시킬 수 있으나 그 영향은 3장에서 서술한다.

급기 방법은 급기공을 통하여 Draft Tube 와 대기 압과의 압력차에 의하여 공기를 공급시키는 자연 급기와 압축공기를 이용한 강제 급기의 두 가지 방법이 사용되고 있다. 본 실험에서는 이러한 급기에 의한 캐비테이션과 수차 발전효율에 대한 영향을 살펴보기 위하여 인위적으로 조절이 가능한 강제 급기를 차단하고 자연 급기만 되는 상태와 정상시대로 강제 급기와 자연 급기가 동시에 작동되고 있는 상태에 대한 실험을 수행하였다. 본 논문에서는 동시 급기 상태를 편의상 강제 급기로 표기한다.

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 진동 Level의 평가

통상적으로 수차의 진동은 수차 축을 지지하는 가이드 베어링 부위에서 측정된 축의 진동변위를 기준으로 평가한다. 또한 때로는 head cover 에서 측정된 수직 방향의 진동속도를 병행하여 평가하기도 한다. 아래 그림에서 전반적인(Overall) 진동 변위는 약 130  $\mu\text{m rms}$  이하로 나타나고 있다. 수차의 진동 평가 기준에 대하여 1996 년 ISO 에서 개정된 ISO7919-5<sup>(5)</sup>에 따르면 축 진동변위를 두 직각 방향에서 측정하여 축 중심의 궤적으로부터 구한 최대 직경을 기준으로 평가한다. 이를 통상  $S_{pp}$  로 표시한다. 측정된  $S_{pp}$  는 175~200  $\mu\text{m}$  의 범위에 있는 것으로 나타났다. 대상 수차의 축 진동 변위는 Zone B 에 해당하므로 양호한 상태에 있다고 하겠다.

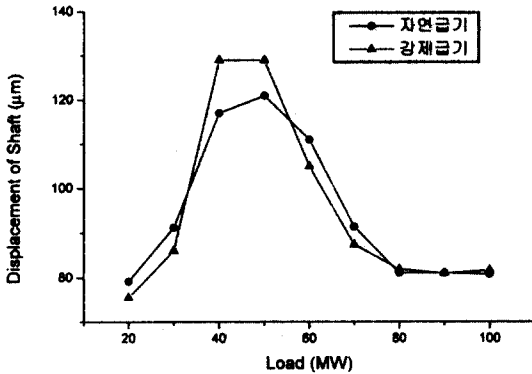


Fig. 3 Overall vibration displacement of the shaft

헤드 카바의 진동 기준은 통상 수차 공급자가 제시하는 기준에 근거하여 평가한다. 그러나 본 수차는 공급자가 제시한 기준이 없으므로 통상적인 관계에 따른다. ISO 2372 는 통상 육상용 회전 기계의 베어링 케이싱에서 측정된 진동속도에 대한 허용 기준을 제시하고 있다. 이 기준에 따르면 대형 회전기계에 대한 Class III 는 Zone B 의 상한

진동속도가 4.5  $\text{mm/s rms}$  이다. 본 수차의 헤드 카바의 수직 방향 Overall 진동속도는 약 0.25  $\text{mm/s rms}$  로 나타나며 ISO 2372<sup>(6)</sup>를 기준으로 하면 아주 낮은 것임을 알 수 있다.

### 3.2 축 진동 분석

축 진동은 Fig.3 에서 나타난 것과 같이 Overall 진동변위는 부하의 특정 영역에서 증가함을 알 수 있다. 축 진동변위를 주파수에 대한 스펙트럼으로 분석한 결과 중 출력이 50 MW 인 경우가 Fig.4 에 나타나 있으며, 스펙트럼 분석결과를 요약한 것이 위의 Fig.5 에 나타나 있다.

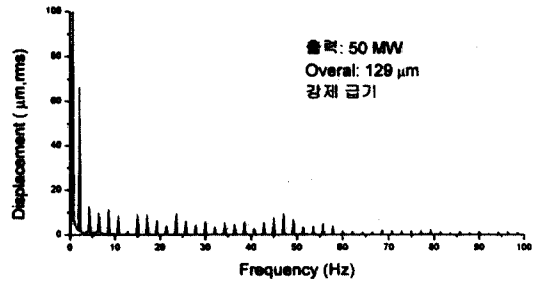


Fig. 4 Shaft displacement spectrum

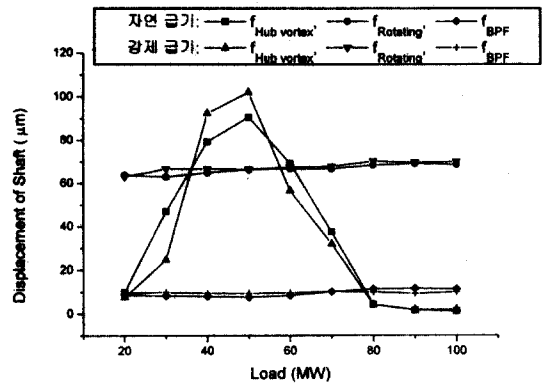


Fig. 5 Shaft vibration components

각 스펙트럼을 보면 진동 성분은 회전수(2.124Hz; 1X) 성분 및 회전수의 정수 배(nX) 성분이 나타남을 알 수 있다. 또한 특정 부하 영역에서는 회전수

보다 낮은 주파수(약 0.7Hz)에서 상당히 큰 진동 성분이 발생한다. 부하가 20 MW 에서부터 증가함에 따라 수차의 회전수 성분 즉 2.124Hz 에 해당하는 진동 성분은 거의 변화하지 않는다. 더불어 회전수의 정수 배에 해당하는 주파수 성분도 거의 일정하다. 그러나 회전수보다 낮은 주파수 성분은 20MW 에서는 아주 작은 값을 가지나 부하가 증가할수록 증가하며 약 50MW 에서 최대가 되었다가 부하가 더욱 증가하면 오히려 감소하여 80 MW 이상에서는 거의 소멸됨을 알 수 있다.

부하에 따른 진동 변화를 보여주고 있는 앞쪽의 그림으로부터 알 수 있듯이 Overall 진동 변화를 지배하고 있는 진동 성분의 주파수는 약 0.7Hz 이다. 이는 회전수의 약 1/3 배 즉, 1/3X 이다. 이 진동 성분은 프랑스식 수차의 전형적인 진동 특징으로 수차 후류부에서 발생하는 hub vortex cavitation 발생으로 인한 것이다. 이러한 진동 특성은 통상 rough load zone 이라 하여 설계 부하의 40~70%의 부하에서 나타난다고 보고되고 있으며, 진동 주파수는 회전수의 1/4X~1/2X 범위 내에서 수차의 형상 및 운전 조건에 따라 주파수가 결정된다.

hub vortex cavitation 발생과 축 진동변위의 상관관계와 미치는 정도를 확인하기 위하여 후류부에, 즉 Man door 위치에서 측정한 변동압력과 축 진동 변위의 coherence 를 분석하였다. 부하 변동에 따른 변동압력과 축 진동변위 사이의 coherence 변화를 나타내고 있는 Fig.6 을 보면 50 MW 를 전후하여 0.7Hz(1/3X)에서 거의 1 에 가깝고 blade passage frequency(BPF)인 23Hz 에서 0.8 정도의 값을 가짐을 알 수 있다. 그 외 주파수는 아주 작은 값을 가진다. 이는 축 진동 성분 중 1/3X 와 BPF 성분은 변동압력 성분과 밀접한 관계를 가지지만 그 외 성분은 압력 변동과는 무관하다는 것을 의미한다.

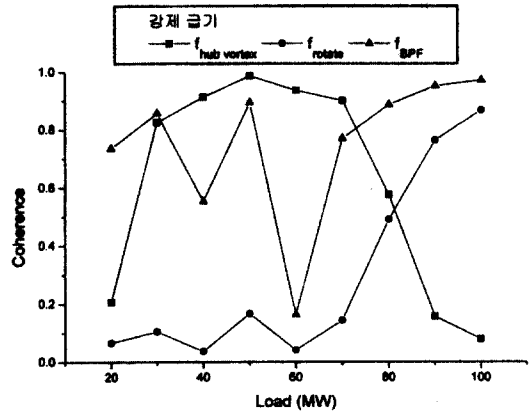


Fig. 6 Coherence between shaft displacement and dynamic pressure

hub vortex cavitation 에 의한 변동압력 성분은 축 진동과 coherence 가 약 0.9 정도로 매우 높으며 진동 수준에 미치는 영향(Fig.4 참조)도 크기 때문에 축 진동의 주원인이 되고 있다. 그러나 BPF 성분도 축 진동에 영향을 주고 있으나 상대적으로 관계가 작으며 축 진동에서 차지하는 크기도 무시할 정도로 작다. 따라서 중간 부하 영역에서 축 진동이 크게 되는 것은 hub vortex cavitation 에 의한 것으로 결론 지을 수 있다.

Fig.3 에서 강제 급기의 경우와 자연 급기의 경우를 비교하면 부하가 50 MW 내외일 때 강제 급기를 하면 오히려 진동이 증가함을 알 수 있다. 이는 Fig.5 의 진동 성분 변화에 잘 나타나 있듯이 hub vortex 가 강제 급기를 통하여 이 부하 영역에서 더욱 강해진다고 볼 수 있다. 그러나 35 MW 및 60 MW 부근 즉 곡선이 상승 및 하강하는 부분의 진동이 강제 급기로 감소함을 알 수 있다. 이는 강제 급기가 hub vortex 의 세기가 작은 경우에는 vortex 의 세기를 감소시키지만 vortex 의 세기가 큰 경우에는 오히려 hub vortex cavitation 의 직경 크기와 거동에 영향을 주어 변동압력 성분을 증가시킬 수 있다.

### 3.3 캐비테이션 특성 분석

Draft tube 내부에서의 계속된 변동압력의 스펙트럼을 살펴보면 급기 조건에 관계없이 전 부하영역에서 수차에 발생하는 hub vortex cavitation에 해당하는 주파수(1/3X)와 BPF(11X)에서 피크 값을 볼 수 있다. 이는 대상수차의 경우 전체 운전영역에서 강제 급기 상태라 하더라도 캐비테이션 현상이 발생하고 있음을 시사하는 것이다. 또한 이러한 특성의 부하조건의 변화에 대한 영향을 살펴보면(Fig.7) Hub vortex cavitation에 의한 주파수 1/3X에서의 경우 40-70 MW의 중간정도의 부하영역에서 그 값이 높게 나타나고, BPF에 의한 성분은 작으며 부하의 증가에 따라 그 값이 다소 감소하는 특징을 나타낸다. 이러한 현상은 대상수차에서는 40-70 MW의 부하조건에서는 hub 하류에서의 캐비테이션 발생이 강하게 나타나며 수차의 블레이드에서 발생하는 캐비테이션 현상은 수차 부하의 증가에 따라 감소됨을 의미하는 것이다.

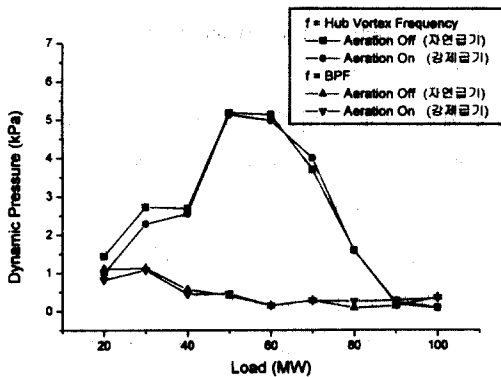


Fig. 7 Fluctuating pressure level

위와 같이 수차의 중간 부하영역에서 hub에서 캐비테이션의 발생정도가 더 커지는 것은 대부분의 수차에서 발생하는 일반적인 현상으로 알려져 있으며 고부하 영역으로 갈수록 캐비테이션 현상의 정도가 감소하는 것은 대상 수차의 설계점이

100 MW의 출력에 해당되는 조건이기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다. 모든 종류의 수차는 한 운전 조건의 설계점에서 가장 높은 효율을 나타내는 형상으로 설계/제작되기 때문에 이러한 현상이 나타나는 것이며 효율이 높아짐에 따라 캐비테이션 현상의 발생의 정도도 작아지게 된다.

Fig.8에 BPF에서의 가이드 베인 레버 진동 가속도 피크치와 주위 소음과의 차이를 Fig.1과 같은 방법으로 계산하여 부하에 따라 나타내었다. 급기 여부와 무관하게 모든 영역에서 4 dB 이상의 차이를 보이므로 캐비테이션이 발생하고 있음을 나타낸다. 강제 급기를 가동한 상태에서 캐비테이션 현상의 발생이 좀 더 작은 것으로 판정하였는데 이러한 현상은 변동압력의 측정에 의한 결과와는 약간의 차이를 나타낸다.

위의 실험결과를 종합적으로 살펴 보면 대상수차에서는 급기 조건에 따라 수차의 진동 가속도는 강제 급기를 가동시킬 경우 그 정도가 작아지지만 흡출관 내부에서의 변동압력은 강제 급기의 작동 여부와 관계없이 유사한 정도의 크기를 나타내었다. 이는 수차에 가해지는 급기가 일반적으로 알려진 것처럼 수차 캐비테이션 현상 자체를 억제하는 역할은 매우 미미함을 의미한다. 즉 급기에 의하여 수차에서 발생하는 캐비테이션 현상자체가 작아지는 것은 아니며 급기를 통해 공급된 공기 방울에 의하여 캐비테이션 현상에 의하여 발생되어진 변동압력이 수차 구조물에 일으키는 진동의 정도를 억제하는 damper 역할과 cavitation을 안정되게 하여 수차에 강제 급기를 할 경우 이의 진동정도가 작아지는 것으로 해석될 수 있다.

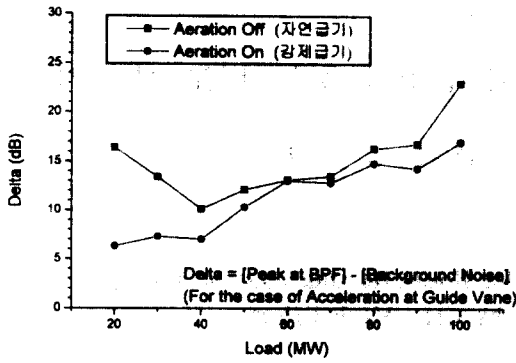


Fig. 8 Acceleration difference at the guide vane lever

이러한 측정 결과는 캐비테이션 현상에 의한 수차 블레이드의 침식과 관련하여 매우 중요한 의미를 지니는데 이는 수차 캐비테이션 현상에 의한 기계장치의 진동은 강제 급기를 통하여 캐비티 발생량의 증가로 인하여 특정 부하영역에서 오히려 증가할 수 있지만, 캐비티가 충분히 성장하기 전에 붕괴하게 되어 파괴력이 약해져, 즉 캐비티가 안정화 되어 블레이드의 침식은 감소하게 된다.

#### 4. 결론

발전용 수차에 대한 진동과 압력을 측정/분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) Hub vortex 는 수차의 로터 진동을 일으키는 주 원인이며 그 주파수는 로터 회전수의 약 1/3 배이다. 정격 출력의 40-70% 부하에서 나타나며 그 이외에는 나타나지 않는다.

2) 강제 급기는 중간영역 부하출력에서 기진력으로 작용되는 변동압력 성분을 증가시키므로 진

동을 증가시키는 요인이 된다.

3) 강제 급기를 통하여 전체적인 진동 레벨은 감소시킬 수 있으나 블레이드에서 발생하는 캐비테이션량(cavitation extent)은 감소되지 않는다.

4) 급기 방법은 일반적으로 수차의 캐비테이션 성능 제어의 한 방법이지만 hub vortex cavitation 제어에는 효과적이지 못하다고 생각된다. 따라서 hub vortex cavitation 을 감소시키며 수차의 발전 효율도 동시에 향상시킬 수 있는 연구가 필요하다.

#### 참고 문헌

- (1) 大和昌一, 中村章吾, 1996, “水車に生ずる種の現象”, タ-ボ機械 24 卷第 5 號, pp. 292-298.
- (2) C. Dagnall, "Developments in vibration monitoring for vertical hydro-electric machines", Unknown source.
- (3) R. T. Knapp, J. W. Daily, and F. G. Hammitt, 1970, "Cavitation", McGraw-Hill, New York.
- (4) P. A. Abbot, et al. , 1993, "Modulation Noise Analyses of Cavitating Hydrofoils", ASME FED-Vol.176, Bubble Noise and Cavitation Erosion in Fluid Systems, pp. 83-93.
- (5) International Electrotechnical Commission, 1991, "IEC 994: Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)", International Electrotechnical Commission.
- (6) International Standard Organization, 1996, "ISO 7919: Mechanical Vibration of Non-Reciprocating Machines - Measurements on Rotating Shafts and Evaluation Criteria", International Standard Organization.