

## 수차에서 발생하는 유체여기진동 저감방안 연구

박한영\* · 조성수\* · 라병필\* · 김진훈\* · 박종호\*\* · 이연주\*\*

### A Research for Reducing Methods of Sub-synchronous Vibration in Water Turbines

Han-Yung Park\*, Sung-Su Cho\*, Beyong-Pil Ra\*, Jin-Hun Kim\*, Jong-Ho Park\*\*, Yeon-Ju Lee\*\*

*Key Words* : *Spiral vortex flow*(선회와류), *Francis Turbine*(프란시스 수차), *Draft Tube*(흡출관), *Sub-synchronous whirl vibration*(유체여기진동), *Guide Vane*(안내날개)

#### ABSTRACT

In this paper, it is intended to figure out the features and causes of the processes of creation, growth and disappearance of spiral-vortex-flow generated in Francis turbines generally. The spiral-vortex-flow generated in draft tubes of the Francis turbines is estimated to have negative effects on power plant structure and to the people inside the building as well as to lead to a low-frequency-vibration driven by sub-synchronous whirl vibration. Therefore, we intend to investigate how much the low-frequency-vibration has an influence upon the powerhouse structure and practice analyzing the effectiveness on the previously-introduced methods to reduce side-effects of sub-synchronous whirl vibration and finally we intend to show the optimal solutions through this paper.

#### 1. 서론

대청수력 수차의 수압맥동 등 수력학적 부작용을 저감코자 최초 TOSHIBA에 의해 도입된 압축공기를 수차하부에 공급하는 강제급기설비는 이의 운영조건 결정을 위한 시험조건이 다양하지 못하고 특정 조건의 경우에 안내날개(guide vane) 개도 조건에만 맞추었기 때문에 실제 계절에 따라 가변적인 댐 수위 조건에는 최적의 대책이라 하기에 부족함이 있었다.

이러한 의문점은 최근 수차발전기에 도입, 설치된 실시간진동감시시스템으로 취득한 진동자료를 통하여 확인할 수 있었으며, 비효율적인 강제급기설비 운영에 대한 새로운 기준과 개선이 필요한 것으로 조사되었다.

이와 관련한 본 연구과정에서 수차에서 발생하는 수압맥동 및 유체여기진동 현상의 주된 원인이 흡출관에서의 선회와류(spiral vortex flow)의 생성, 성장, 소멸과정에 밀접하게 연관되어있다는 것을 확인 할 수 있었으며, 최종적으로 선회와류의 크기를 정량화하고 판단할 수 있는 방법을 도입하여 최적의 강제급기 실시로 유체여기진동을 저감시키고자 하였으며, 이를 실제 운영 중인 프란시스 수차에 시범 적용하였다.

#### 2. 유체여기진동 발생 및 저감대책 현황

##### 2.1 수차 및 흡출관 설비구성

본 연구대상 수차발전기는 입축 프란시스 수차로 정격출력 45 MW, 정격낙차 35 m, 정격유량 135 m<sup>3</sup>/sec, 회전수 150 rpm 으로 설계되어 있고, 12개의 날개와 입구경 4,180 mm, 출구경 4,340 mm의 회전차(runner) 및 20개의 안내날개로 구성

\* 한국수자원공사

\*\* 충남대학교

† 교신저자, E-mail: todo2@kwater.or.kr

Table 1 Hydraulic reaction reductive operating condition

	Guide Vane Open Rate	Install Year
Aeration Range	30 %~70 %	1981
Vacuum break Range	0 %~60 %	1980

되어 있다.

엘보우형의 흡출관은 입구경 4,340 mm, 높이 9,200 mm 로 24.5 m 길이로 설치되어 있다.

## 2.2 수력학적 진동원인 저감방안 현황 및 효과

### 2.2.1 흡출관내 수력학적 부작용 저감설비 운영현황

수차에서 발생하는 수압맥동 및 캐비테이션을 저감하기 위하여 안내날개 개도에 따라 강제급기설비로 고압의 공기를 수차하부에 주입하고 있다. 본 논문에서 이러한 방법을 “고정식 강제급기방식”이라 하였다.

또한, 수차하부 흡출관 내벽측에 90° 간격으로 4개의 와류 방지턱과 수차발전기의 초기 기동시 흡출관내에 발생하는 과도한 부압을 제거하기 위한 자연급기설비가 구성되어있다.

### 2.2.2 고정식 강제급기방식의 효과측정 및 분석

‘81년 최초 TOSHIBA 기술진에 의해 검토, 도입된 강제급기 설비에 의한 수차발전기 기동, 정지시 발생하는 진동변위 (p-p)는 Table 2 와 같이 안내날개 개도 30~60 % 에서 상당히 저감된 것으로 파악되었다.

하지만, 최초 강제급기 운영기준 결정시 시험은 특정 조건의 경우에만 맞추어졌기 때문에 다른 낙차 및 수차발전기 운전 조건에도 강제급기 운영기준이 최적화 되어있다고 보기에는 어렵다 하겠다.

이에 따라, 최초 강제급기 시험과 다른 낙차 조건에서 수차

Table 2 Efficiency of Aeration Designed by THOSHIBA

G/V (%)	Power (MW)	Vertical Vib.(p-p) (1/100mm)		Horizontal Vib.(p-p) (1/100mm)	
		Aeration ON	Aeration OFF	Aeration ON	Aeration OFF
20	1.0	4.0-4.5	5.0-6.0	5.5-6.0	5.5-6.0
30	8.0	4.0-4.5	7.0-8.0	5.5-6.0	5.0-6.0
40	16.0	5.0-5.5	10-12	6.5-7.0	11-12
52	26.0	2.5-3.0	5.0-6.0	4.0-4.5	4.0-5.0
60	32.5	3.0-3.5	4.0-5.0	3.5-4.0	3.4-4.6
70	39.5	2.5-3.0	4.0-5.0	3.5-4.0	3.4-4.0

\* Test Condition : Dam W.L. 69.90 m, Tailrace W.L. 28.64 m

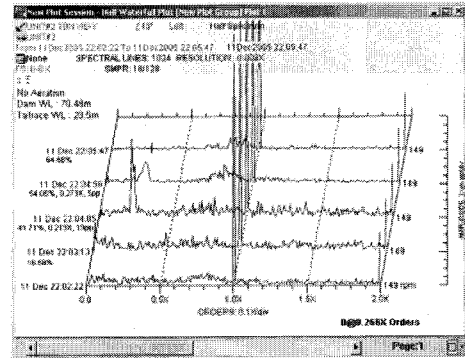


Fig. 1 Sub-synchronous whirl vibration out of Aeration

\* Test Condition : Dam W.L. 70.48 m, Tailrace W.L. EL 28.50 m

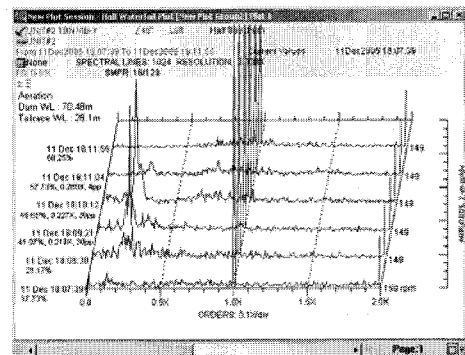


Fig. 2 Sub-synchronous whirl vibration in Aeration

\* Test Condition : Dam W.L. 70.48 m, Tailrace W.L. 28.10 m

상부 축에 고정, 설치되어있는 진동측정 장비를 이용하여 강제 급기를 실시할 때와 실시하지 않을 때 각각의 경우에 대하여 출력대별 2x 성분(동기주파수 : 2.5 Hz) 미만 변위 진폭을 Fig. 1 및 Fig. 2 와 같이 비교 관찰하여 보았으며, 수차발전기 회전자 의 변화는 없지만 편의상 Waterfall Plot으로 표현하였다.

강제급기 비 운영조건에서 유체여기진동인 0.2~0.4 x 성분의 진동은 Fig. 1 과 같이 안내날개 개도 41.71%에서 진폭이 19 μm 발생되었다.

강제급기 운영조건에서 유체여기진동인 0.2~0.4 x 성분의 진동은 Fig. 2 와 같이 안내날개 개도 41.07 %~45.65 %에서 30 μm 진폭이 발생되었다.

Fig. 1, 2 에서 1, 2x 성분의 진폭크기는 거의 변하지 않는 반면 0.2~0.4x성분은 일정 안내날개 개도이상과 정격운전조건 사이에서 진폭 및 약간의 위상각 변화가 있었다. 이는 1x 미만의 유체여기진동성분이 수차발전기 출력(유량)변화에 따라서 생성, 성장, 소멸한다는 것을 단적으로 보여주는 것이라 하겠다.

하지만, 당초 의도대로라면 강제급기에 의하여 유체여기진

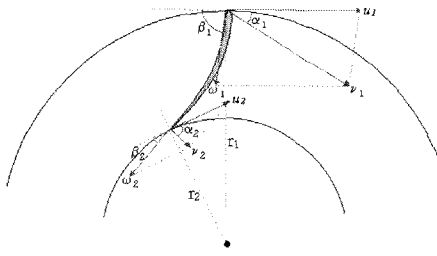


Fig. 3 Vector diagram of velocity in reaction turbine

동성분(2.5 Hz의  $0.2 \sim 0.4 \times : 0.5 \sim 1.0$  Hz)이 작아져야 하나, 임의의 수차운전 조건하에서는 강제급기에 의해  $0.2 \sim 0.4 \times$  성분이 오히려 커졌다. 이는 유체여기진동을 저감시키기 위하여 강제급기에 따른 에너지를 투입하고도 역효과가 나타나는 결과로 수력학적 주요 진동원인으로 판단되는 흡출관 내의 다양한 요인들에 대한 재검토가 필요한 것으로 판단되었다.

### 3. 수력학적 진동원인 재분석 및 특성파악

#### 3.1 선회와류와 유체여기진동

일반적으로 유체여기진동원인은 수차를 통과하는 선회와류의 속도벡터의 크기 및 방향성에 기인하는 것으로 추정된다. 수차를 통과하는 유체의 속도선도 Fig. 3 에서 보여주듯 동기 발전기에서 수차의 원주속도  $u_2$ 는 항상 일정하게 되고, 이때 유량에 비례한 상대속도  $\omega_2$ 에 의해 절대속도  $v_2$ 의 크기 및 방향이 결정되며,  $\alpha_2$ 가 예각이 될수록 수차를 통과한 유체의 잔류회전력은 유체여기진동의 가진력으로 작용하게 된다.

#### 3.2 유체여기진동 측정에 의한 선회와류 특성분석

Fig. 2에서 측정된 1x 미만 주요 진동성분을 유체여기진동으로 가정할 때, 수차를 통과하는 유량이 매우 적을 때는(안내날개 개도 : 40% 미만) 1x 미만 주파수 영역에서는 유리공기로 인한 캐비테이션만 발생하게 되고 눈에 띄는 진동성분은 나타나지 않았다. 유량이 어느 정도 증가하여 정격유량 미만일 경우(안내날개 개도 : 40~58%) 유체가 회전하면서 흡출관을 가진하게 되어,  $0.2 \sim 0.4 \times$  성분의 Peak 진폭이 발생하였다. 끝으로 유량이 정격에 가까워짐에 따라(안내날개 개도 : 68%) 유체는 수직방향에 가깝게 흐르게 되면서 1x 미만 주파수 영역에서 특이할 만한 진동성분은 발견되지 않았다.

위와 같이 진동측정 자료에 의해 유체여기진동을 분석한 결과는 일반적으로 알려진 선회와류의 거동특성과 잘 일치하고

있음을 확인할 수 있었다.

#### 3.3 선회와류의 크기 및 발생여부 판단기준들

선회와류의 크기는 와류가 가지는 수평방향 속도성분의 유무 및 크기로 평가하는 것이 적절할 것이다.

Fig. 3에서 상대속도  $\omega_2$ 는 수차를 통과하는 유량에 비례하며, 정격유량에 도달하기 전까지  $v_2 \cdot \cos\alpha_2$ 의 크기를 가지고 수차의 회전방향  $u_2$ 와 동일한 방향으로 선회와류는 회전하게 된다. 즉, 수평방향 속도  $v_2 \cdot \cos\alpha_2$ 의 크기를 알게 된다면, 선회와류의 발생여부와 그 크기 또는 강도를 결정할 수 있게 될 것이다.

그리고 한 지점의 유체질점의 압력변화를 관찰함으로써 동일 유체질점이 가지는 속도변화를 예측할 수 있다는 것은 일반적인 사항으로 여겨질 수 있다.

#### 3.4 선회와류 발생지점 외의 압력특성

흡출관 내부벽면 주위의 유체질점이 가지는 압력을 측정하여 보았으며, 이를 위하여 Fig. 4와 같이 흡출관 벽면에 압력 배관 끝단을 위치시켰다.

이러한 방법은 일반적으로 알려진 선회와류의 영향권에서 벗어난 지점의 압력특성을 파악하기 위한 방법으로 Fig. 5에서 보여주듯 수차발전기 기동구간에서 압력이 상승하였다가 정격지점에 근접하면서 하강하였고 정지구간에서 정격지점을 벗어나면서 처음에 압력이 상승하였다가 수차 정지와 같이 하

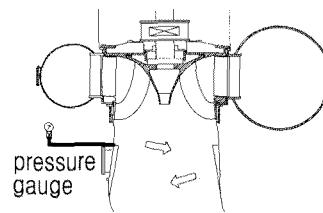


Fig. 4 Original pressure measuring method of draft tube

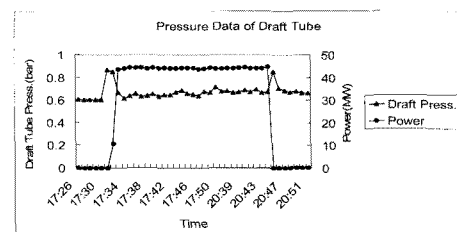


Fig. 5 Pressure of Draft tube versus Power Load in original

강하였다.

이는 Fig. 4 에서 흡출관 중심부와 다른 특성을 갖는 것으로 알려진 선회와류의 영향권을 벗어난 지점에서 압력을 측정함에 따른 결과로 추정되었다.

### 3.5 선회와류의 발생지점에서의 압력특성

선회와류 영향권 내의 유체질점에 대한 압력측정이 가능하도록 흡출관내 압력배관 끝단의 위치를 Fig. 6 과 같이 변경하였다.

수차 기동, 정지구간에서의 흡출관(draft tube) 내의 압력 변화는 Fig. 5와 다르게 Fig. 7과 같이 처음에 급 하강 하였다가 다시 상승하는 모습을 보여주었다. 이는 선회와류에 의한 속도에너지 상승에 따라 압력에너지가 저하되어야 하는 일반적인 에너지법칙에 의해 이해될 수 있는 결과이었다.

일반적으로 관심대상에 대하여 가장 적절하게 분석할 수 있는 자료를 얻을 수 있을 때 가장 효율적인 데이터 측정방법이라고 할 수 있을 것이며, 본 연구에 필요한 데이터는 선회와류의 상태감시를 위한 압력 값이며, 이를 위해서는 흡출관내 압력측정 지점을 선회와류가 발생하는 지점으로 변경시키거나 두 가지의 경우에 대하여 각각 압력 측정할 수 있도록 하는 것이 합리적일 것으로 판단되었다.

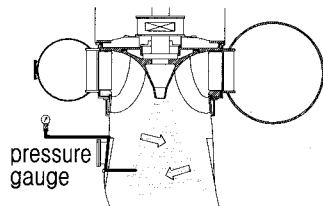


Fig. 6 New pressure measuring method of draft tube

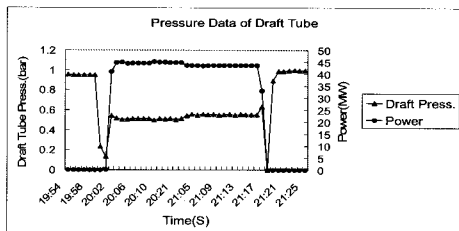


Fig. 7 Pressure of Draft tube versus Power Load in new

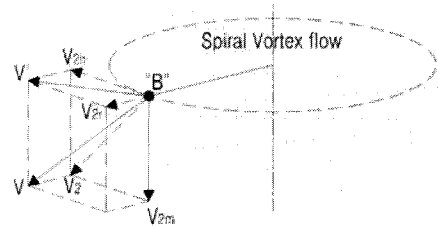


Fig. 8 Velocity-Vector elements of spiral vortex flow

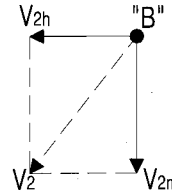


Fig. 9 2D velocity-vector elements of spiral vortex flow

## 4. 선회와류의 발생여부 판단방법

### 4.1 흡출관 내부의 선회와류 속도성분

수차발전기의 운전상태가 정격지점이 아닐 경우 선회와류가 발생하게 되며, Fig. 6의 흡출관내 압력배관 끝단 지점을 B 점이라고 할 때, B 지점의 유체질점이 가지고 있는 절대속도는 Fig. 8에서  $V$ 로 표시할 수 있으며  $V_{2h}$ ,  $V_{2m}$ ,  $V_{2r}$  성분으로 분해할 수 있게 된다. 즉, 유체질점 B는 회전하면서 반경방향과 아래쪽 방향으로 흘러가게 된다.

그리고  $V_{2r}$  속도성분에 대한 결정방법으로 이 성분은 흡출관의 반경방향으로 설치되어 있는 압력배관과 동일선상에 위치되어있어 “피토우관에 의한 압력측정방법”의 연장된 개념으로  $P_2$  정압력에는  $V_{2r}$ 에 의한 동압력이 이미 포함되어 있는 것으로 볼 수 있으므로 속도벡터 상에서  $V_{2r} \approx 0$ 로 하는 것이 가능하며, 이것은 선회류의 임의의 질점에 대한 속도벡터를 Fig. 9 와 같이 2차원적으로 표현하는 것이 가능하게 한다.

### 4.2 수차 운전조건별 흡출관 내부 물 흐름 구분

#### 4.2.1 수차 정격운전시 이상적인 흡출관 내부 물 흐름

일반적으로 정격운전시 회전차 출구부의 유체는 Fig. 10 과 같이 수직방향에 가깝게 흡출관 내부를 흘러나가는 것으로 알려져 있다.

단면 ②에서의 수평방향속도성분( $V_{2h}$ )은 무시할 수 있으므로, Fig. 9 에서 실제속도( $V_2$ ) 벡터는 아래 식 (1)과 같이 수직방향속도성분( $V_{2m}$ )과 같게 된다.

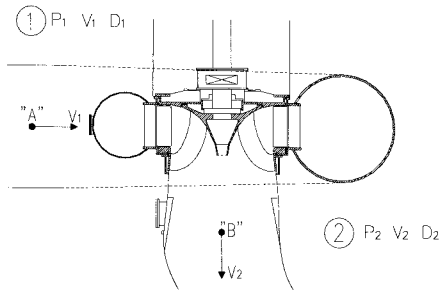


Fig. 10 Water flowing figure out of condition

$$V_2 = V_{2m} + V_{2h} = V_{2m} \quad (\because V_{2h} \approx 0)$$

$$\therefore V_2 = V_{2m} \quad (1)$$

즉, 위의 식 (1)이 만족되어지면, 수차 후단 흡출관 내부의 유체의 흐름은 선회와류가 없는 균등흐름의 상태라고 판단하면 될 것이다.

#### 4.2.2 수차 비정격운전시 흡출관 내부 물 흐름

일반적으로 비정격운전시 회전차 출구부의 유체는 Fig. 11 과 같이 회전하면서 흡출관 내부를 흘러나가는 것으로 알려져 있으며, 이는 부정류로 볼 수 있다.

Fig. 11의 단면 ① 과 ② 사이에는 여전히 연속의 법칙이 성립하지만 단면 ②를 대표할 수 있는 상태값들을 결정한다는 것은 그리 간단하지 않다.

하지만 이러한 불안정한 형태의 흐름에 대해 선회와류라는 특정 상태에 관점을 맞추므로써 단면 ②를 대표하는 질점의 위치를 항상 선회와류의 영향권 안에 포함시킬 수 있다면 즉, 단면 ② 전체의 평균값이 아니라 단면 ②의 여러 질점 중 선회와류가 발생하는 곳인 B 점 만에 대한 해석을 하고자 한다면 그에 맞는 특정 관계식을 얻을 수 있을 것이다.

질점 B 에서의 수평방향속도성분( $V_{2h}$ )은 무시할 수 없으므로,

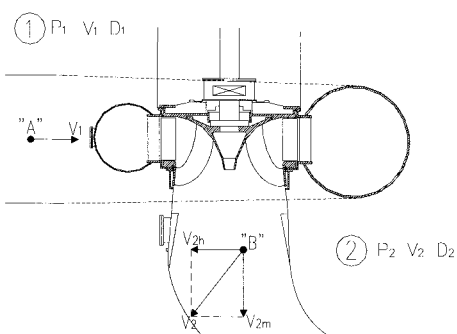


Fig. 11 Water flowing figure in condition

로, 실제속도( $V_2$ ) 벡터는 아래 식 (2)와 같이 정리할 수 있게 된다.

$$V_2 = V_{2m} + V_{2h}$$

$$\therefore V_2 \gg V_{2m} \quad (2)$$

즉, 위의 식 (2)가 만족되어지면, 수차 후단 흡출관 내부의 유체의 흐름은 비정상흐름의 상태라고 판단하면 될 것이다.

### 4.3 선회와류의 크기판단 및 강제급기 실시여부 결정

#### 4.3.1 흡출관 압력측정을 통한 선회와류 속도계산법

Fig. 11의 A(①), B 점의 에너지보존관계식에 의해 B 점의 절대속도를 구하면 아래 식 (3)이 된다.

$$V_2 = \left\{ 2g \left( \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - Z_2 - H \right) \right\}^{0.5} \quad (3)$$

또한 A(①)점과 B점에 대하여 연속의 식이 성립되며, A(①) 점에 있어서 원주( $V_{1h}$ ) 또는 반경( $V_{1r}$ )방향 속도성분은 무시할 수 있으므로(이상적인 상태) 절대속도  $V_1$ 과 축방향 속도성분  $V_{1m}$ 은 서로 같게 되므로 아래 식 (4)와 같이 표현될 수 있다.

$$A_1 V_1 = A_1 V_{1m} = A_2 V_{2m}$$

$$V_{2m} = V_1 \frac{A_1}{A_2} \quad (4)$$

따라서 원주방향성분의 속도벡터 크기는 식 (3), (4)에 의해 아래 식 (5)와 같이 정리될 수 있다.

$$\therefore V_{2h} = \sqrt{V_2^2 - V_{2m}^2} \quad (5)$$

#### 4.3.2 선회와류의 크기 판정기준

수차발전기 출력 및 낙차, 유량변화에 따른 와류의 크기에 상관없이 일반적인 평가기준이 될 수 있는 원주방향 속도크기를 간접적으로 결정하기위해 아래의 무차원 속도비(와류강도)를 사용하기로 하며, 결론적으로 선회와류의 크기는 원주방향 속도( $V_{2h}$ ) 크기에 의해 결정될 것이며, 이에 대한 구체적인 판단방법은 아래의 계산 식 (6)에 의한다.

$$i = \frac{V_{2h}}{V_{2m}} \quad \text{or} \quad i = \frac{V_2}{V_{2m}} \quad (6)$$

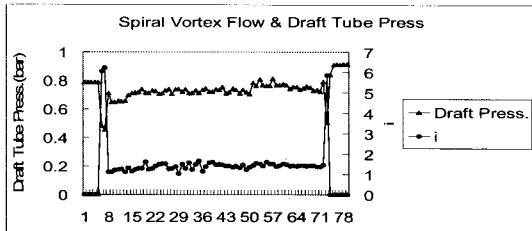


Fig. 12  $i$  value according to spiral-vortex-flow condition

즉,  $i$  값이 일정크기 이상이 되면 선회와류로 인한 유체여기진동이 커지는 것으로 판단하면 된다.

#### 4.3.3 대청수력의 경우 선회와류 발생 임계기준

Fig. 12에서  $i(V_2/V_{2m})$ 는 대청수력 수차의 경우  $i_c=1.3$ 에서 임계점이 형성되는 것을 확인할 수 있다.

즉,  $i$ 의 값이 1.3 이상에서부터 선회와류 크기 증가에 따라 유체여기진동이 심해지는 경향을 가지고 있으므로  $i > 1.3$ 일 경우에 강제급기를 실시하면 된다.

### 5. 결론

기존의 안내날개 개도 만에 의한 강제급기 운영방법의 한계

로 인한 비효율성을 개선하고자 유체여기진동의 주원인으로 파악된 선회와류의 발생, 성장, 소멸 상태를 실시간으로 측정하여 적절한 조치를 치할 수 있는 방법을 본 연구를 통하여 제시하고자 하였다.

이와 관련하여 일반적인 방법으로는 해석이 난해한 수치를 통과한 유체의 불안정한 흐름 상태에 대하여 특정 목적에 맞추어 기초에너지관계식 및 연속방정식을 적용하고 흡출관 압력 측정방법을 변경함으로써 선회와류의 상태를 정량화할 수 있는 판단기준을 마련하였고 실시간으로 계산되는 판단기준 값( $i$ )의 변화에 따라 탄력적으로 최적의 급기를 실시하여 선회와류에 의한 유체여기진동을 저감시킬 수 있도록 구성하였으며, 실제 현장 수차에 적용하여 유효한 효과를 거둘 수 있었다.

### 참고문헌

- (1) TOKYO SHIBAURA ELECTRIC CO.,LTD., 1978, "Model Test Report for Turbine for DAECHEONG - DAM project," Final Report, pp. 5-1~13-1.
- (2) Miroslavnechleba, dr. Techn, M.E., 1957, "Hydraulic Turbines," ARTIA-PRAGUE, 10-12 ORANGE STREET, LONDON, pp. 27~29, 30~41, 50~56.