



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

수도관차압을 이용한 마이크로 튜블리수차의
최적설계법에 관한 연구

**Optimum Design Method of a Tubular-type Micro Hydro
Turbine using Differential Pressure in Water Pipe System**



지도교수 남 청 도

2009년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

황 영 철

본 논문을 황영철의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 : 공학박사 이 영 호 (인)

위 원 : 공학박사 최 영 도 (인)

위 원 : 공학박사 남 청 도 (인)

2008년 12월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

황 영 철

목 차

Abstract	III
Nomenclature	V
제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경 및 필요성	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 수차 및 성능시험설비의 설계	3
2.1 수차설계법	3
2.2 성능시험설비 구축	8
2.2.1 배관의 구성	8
2.2.2 펌프의 선정	9
2.2.3 정류장치의 설치	9
2.2.4 수차의 설치	9
2.2.5 캐비테이션 탱크의 설치	10
2.3 계측기기의 선정	13
2.3.1 전자유량계	13
2.3.2 차압계	13
2.3.3 압력계	14
2.3.4 토크메타 및 회전수 측정센서	14
2.4 제어시스템의 구성	14

2.5 출력시스템의 구성	15
제 3 장 수차 성능예측 및 검증	19
3.1 CFD 해석에 의한 수차 성능예측	19
3.1.1 러너 베인 형상 결정	19
3.1.2 러너 베인 깃수 결정	20
3.1.3 러너 베인 개도의 결정	20
3.2 5kW 수차 모델의 성능시험에 의한 검증	26
3.2.1 러너 베인 개도 조절 실험	26
3.2.2 가이드 베인 개도 조절 실험	26
3.2.3 운전방식	26
3.2.4 실험 결과	27
제 4 장 최적설계법 확립	39
4.1 최적설계법	39
4.2 최적설계법의 검증	48
제 5 장 결론	51
참고문헌	52
후기	54
감사의 글	55



Optimum Design Method of a Tubular-type Micro Hydro Turbine using Differential Pressure in Water Pipe System

Yeong Cheol, Hwang

*Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University*

Abstract

The world is now facing a serious energy problem. Mass consumption of fossil fuel such as oil and coal causes global warming and the environmental problems due to acid rain. To deal with this problem, the hydropower should occupy the attention of the electric power generation systems as clean and cool energy sources with highest density. However, suitable turbine type is not determined yet in the range of micro hydropower (less than 100kW) and it is necessary to study for the effective turbine type.

According to the recent study results related to the small hydropower development, wasted energy by pressure reducing valve at the end of the pipeline can be extracted by using a small hydropower turbine. Main concept of using the small hydropower turbine is based on using the different water pressure levels in pipe lines. A propeller type hydropower turbine, which is called as tubular turbine, has been used in order to use this renewable differential pressure energy.

Conventionally, tubular turbine has been used in the range of relatively low

head of below 10m. However, in order to widen the operating range of the turbine, the purpose of this study is focused on the developing a new design method of the tubular turbine which can be used in the range higher than the head of 10m.

Moreover, this study is aimed to propose a optimum design method which can be applied to the design of the tubular turbine using differential pressure in the water supply system. The reliability of the proposed design method can be acquire by theoretical analysis , CFD analysis and experiment for a tubular turbine model.

According to the present study, the results are obtained as followings.

- (1) Operational range of tubular turbine head using differential pressure in the water supply system can be extended to over 10m by the adoption of variable vane angle of the turbine runner.
- (2) Best turbine efficiency by an opening angle of the runner vane, which is estimated by optimum design method, agrees well with the result of CFD analysis for the tubular turbine efficiency.
- (3) In the head range over 10m, optimum operational condition can be obtained by using 4 pieces of runner vane according to the present design method.
- (4) Similarity law of the tubular turbine performance can be confirmed by the two turbines, which are designed by the present optimum design method. The design points of the turbines are flow rate $Q=0.215m^3/s$, effective head $H=15m$ for the actual sized turbine and flow rate $Q=0.1043m^3/s$, effective head $H=2.59m$ for the turbine model.
- (5) Application of servo motor for the variation of runner vane opening angle allows to extend the operational condition of the tubular turbine for the expected small hydropower resources.

Nomenclature

D_4 : diameter of runner	[mm]
H : effective head	[m]
n : rotational speed	[s ⁻¹]
n_{11} : unit rotational speed	[-]
p : static pressure	[Pa]
P : output power	[W]
Q : volume flow rate	[m ³ /s]
Q_{des} : design volume flow rate	[m ³ /s]
Q_{11} : unit volume flow rate	[-]
T : torque	[N·m]
η : efficiency	[-]



제1장 서론

1.1 연구의 배경 및 필요성

우리를 둘러싼 에너지 대외환경이 고유가에 따른 에너지시장의 수급불안과 세계 각국의 에너지자원 확보경쟁 심화로 갈수록 어려워지고 있는 시점에서 신재생에너지의 한 분야인 수력은 국내의 자연적인 지역조건과 조화를 이루며, 부존 잠재량이 많고 특히 탄산가스를 배출하지 않는 청정에너지로서 범세계적인 환경오염 규제에 적극적으로 대비하여 지역의 분산전원에 기여할 수 있는 유용한 자원으로 평가되고 있으며, 기술개발현황은 다음과 같다.^[1]

1987년부터 대체에너지개발촉진법에 의거 정부주도로 소수력 기술개발에 관한 연구를 지원하여 주로 자원조사, 수차개발, 운용기술 등의 설계기술을 확보하고 국산화 기술개발을 추진하였다. 1999년까지의 기술개발내용으로는 카프란수차 설계기술 및 국산화 개발, 튜블라 수차개발, 횡류형 수차개발이 있다. 수력분야에서 가장 핵심이 되는 것은 수차이며, 현재까지의 국산화 및 표준화 기술은 2006년 에너지관리공단 신재생에너지센터 발표 자료에 의하면 73% 수준에 머물러 있다.

또한 수도사업장 수도관로 상에 소수력 개발이 활성화 되고 있는 시점에서 수차발전기의 운영시 내·외부적인 사고로 비상 정지될 때 수도관로에서 안정적인 용수 공급에 차질이 발생되고, 소수력 발전기의 운영 및 관리에 문제가 예상될 수 있다. 이에 따라 수도관로의 수차발전기 설치 시 운영 환경 변화에 따라서 최적의 조건을 만족시키는 설비의 설계 및 설치가 중요하다.^[2]

일본에서는 소수력발전에 대한 오랜 연구와 개발활동을 해 왔으며, 이미 다양한 형태의 소수력 발전을 활용하고 있다. 그 중에서도 도심 한 가운데에서 수도관로상에 설치한 튜블러 수차(tubular type hydro

turbine)는 구조적인 면에서나 실용성에서 돋보인다. 츠카모토^[3]는 튜블러 수차의 날개 가변에 따른 실험을 통해 수차 성능에 대해서 연구하였다.

국내에서는 정부지원하에 이원용^[4]에 의하여 연구가 이루어 졌으며, 남상현 등^{[5]~[8]}은 CFD해석에 의한 연구를 수행하였다.

1.2 연구목적

기존에 개발되었던 튜블러 수차는 저낙차 대용량의 용도로 사용이 되었으며, 기초 토목이나 건설공사에 많은 초기투자가 필요로 하였다. 그러나 수도관 차압을 이용한 마이크로 튜블러 수차는 수도관로상에서 이송에 사용되고 남은 압력의 감압을 위하여 사용되는 감압밸브의 기능을 수행하면서 그 압력을 이용해서 수차발전기의 기능을 수행하도록 하였다. 현재 국내에서 소수력 발전설비를 제작하여 공급할 수 있는 업체는 한 곳^[9]에 불과하며, 신규 제품의 경우 전량 수입에 의존하고 있는 실정이다. 이는 주문제작형 수차발전기 제작으로 인한 제한적인 보급에 따른 영향^[10]이며, 이러한 조건의 개선을 위해서도 수차설계기술이나 제작기술등에 대한 연구가 필수적이다.

소수력자원의 활용에 대한 연구는 박완순 등^[11]이 진행하였으며, 최근에는 이러한 소수력발전용 수차의 성능을 개선하여 실용화하기 위한 연구를 정부주도에 의한 기업 및 대학의 공동연구^{[12]~[13]}에 의해 수행 중에 있다.

본 논문은 수도관 차압을 이용한 마이크로 튜블러 수차의 최적 설계를 위한 조건을 제시하고 CFD 해석을 거친 뒤, 그 결과값과 비교하여 최적의 설계기법을 구축하는데 그 목적이 있다.

제2장 수차 및 성능시험설비의 설계

2.1 수차 설계법

일반적으로 소수력 발전소 건설에 있어서 수차발전기를 설치하기 위하여 수차에 대한 규격을 먼저 결정하고 난 이후에 발전가능 지점을 선정하는 것이 아니라 설치하고자 하는 지역을 선정한 후, 그 지역의 유량, 수두 등의 유효발전 인자를 검토한 뒤 수차를 선정한다.

한편, 수도관차압을 이용한 튜블러 수차는 구조적으로 수도관로상에서 기존에 존재하는 파이프라인의 중간에 수차발전기를 설치하는 구조를 취한다. 또한, 튜블러 수차의 경우 러너의 개도 변경으로 어느 정도의 동일한 효율특성으로 설치 지점의 조건을 만족 시킬 수 있는 장점이 있다.

따라서 특정지점에 설치하고자 할 경우 그 지점에 적합한 튜블러 수차를 설계하는 방법은 아래의 순서를 따르는 것이 합리적이다.

1) 설치지점의 조건 확인 - 압력(P), 유량(Q), 낙차(H : 배관손실 등의 손실수두를 제외한 유효낙차를 의미)

2) 낙차(H)가 10m 이상인가 ?

3) 낙차에 따라서 Blade 수를 결정

프로펠러 수차의 경우 Blade 수를 $H > 10\text{m}$ 일 경우에는 5매, $H < 10\text{m}$ 일 경우에는 4매로 결정한다. 그러나, 러너의 형상에 따라서 $H > 10\text{m}$ 이라 할지라도 Blade 수를 4매로 결정할 수도 있으며, 이것은 케비테이션, 진동 등의 효율저하 요인이 발생할 수 있기 때문이다.

4) 단위회전수(n_{11}), 단위유량(Q_{11}) 결정

단위회전수(n_{11})는 140rpm ~ 160rpm 이내의 범위에서 결정되어야 하며, 단위유량(Q_{11})은 러너의 개도가 20도 이상이 되는 지점에서 정의되도록 한다.

- 5) 러너의 공칭외경(D_1)과 수차의 회전수(n) 결정
- 6) 설치지점의 배관규격 및 위의 계산식에 근거하여 수차의 케이싱, 가이드 베인, 구동조건 등의 변수를 결정한다.

프로펠러 수차의 설계에 있어서 반드시 점검해야 할 것은 Fig.2.1에 보이는 바와 같이 비속도(비교회전도) 값이다. 보여주는 영역에 포함되지 않는 수차의 설계시 효율, 진동, 소음등의 문제가 발생된다.

본 연구에서 적용한 수차의 기본 외형 및 구조는 Fig.2.2에서 간략하게 보이고 있으며, 기본적인 구동은 Worm Gear에 직결된 Servo Motor의 동작에 의하여 이루어진다.

Fig.2.3에 보이는 것과 같이 구동원리는 Servo Motor가 Worm Gear를 회전시키면 Worm Wheel이 Slide Tap을 전·후진시켜 Runner에 장착된 Link에 의해 Runner가 회전하는 방식이다.

Runner의 개도 변경은 구동 Servo의 지령에 의해 변경되며, 지령값은 유량, 회전속도 및 입구와 출구의 차압, 출력값에 의하여 결정된다. 수차 러너의 각도를 Servo Motor의 구동을 통하여 변경시킨다는 것은 수차가 최적의 효율에서 구동할 수 있도록 한다는 것이지 출력을 높이는 것과는 의미가 다르다. 수차의 출력은 설치지점의 조건에 따라서 설계되어진 러너의 형상을 포함한 수차의 설계에서 이미 결정되어 있기 때문이다.

러너의 형상을 포함한 수차에 대한 설계 표준에 대한 연구는 이미 국외의 연구자들^{[14]~[17]}에 의하여 성능 검증이 많이 이루어져 있는 상태이다.

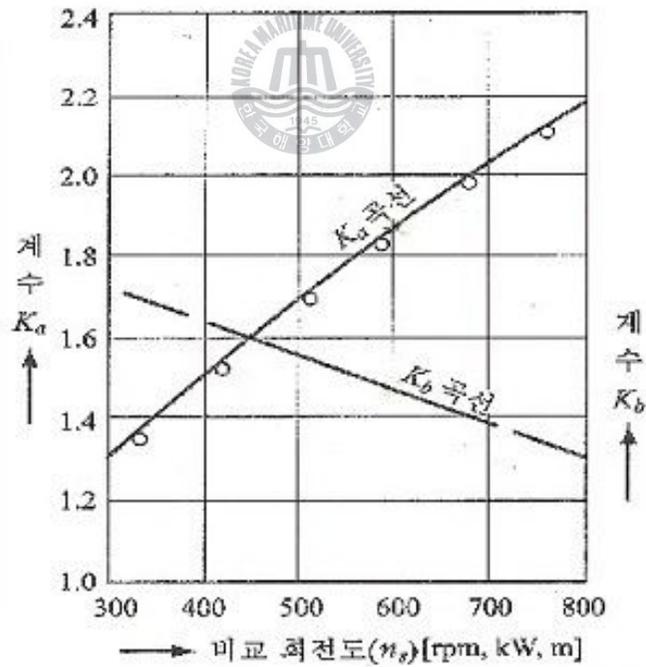
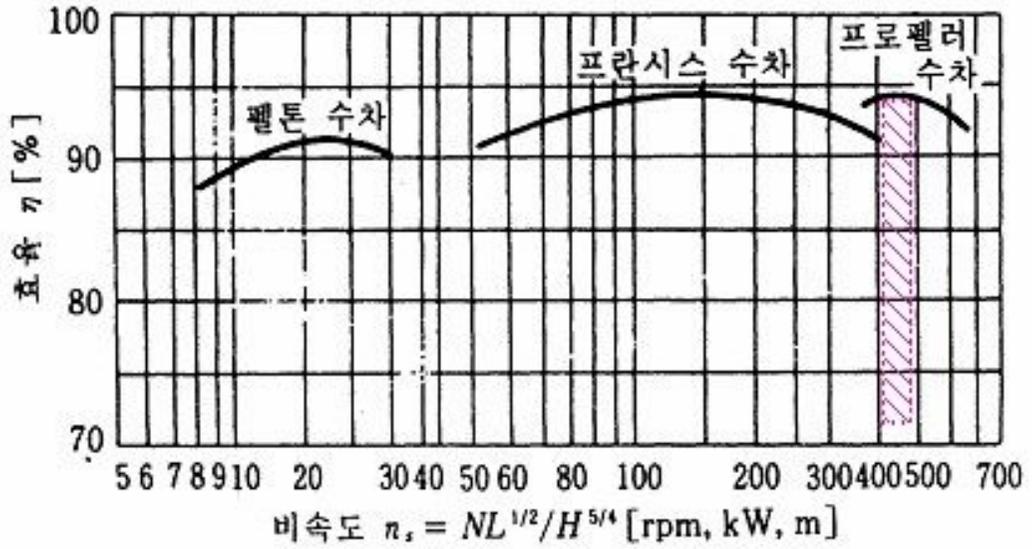


Fig.2.1 Specific speed vs. efficiency and coefficient K_a of propeller type turbine

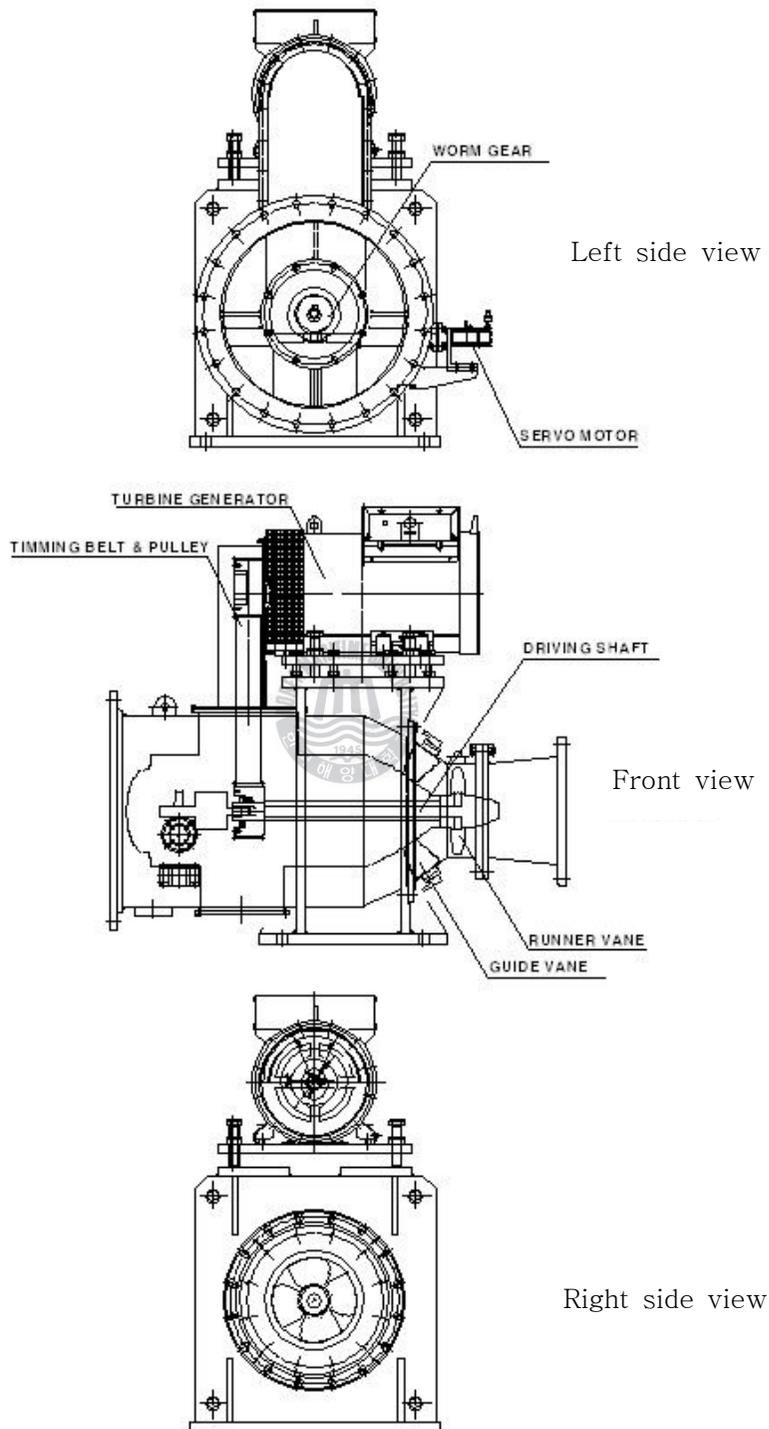


Fig.2.2 Drawing of Tubular Turbine

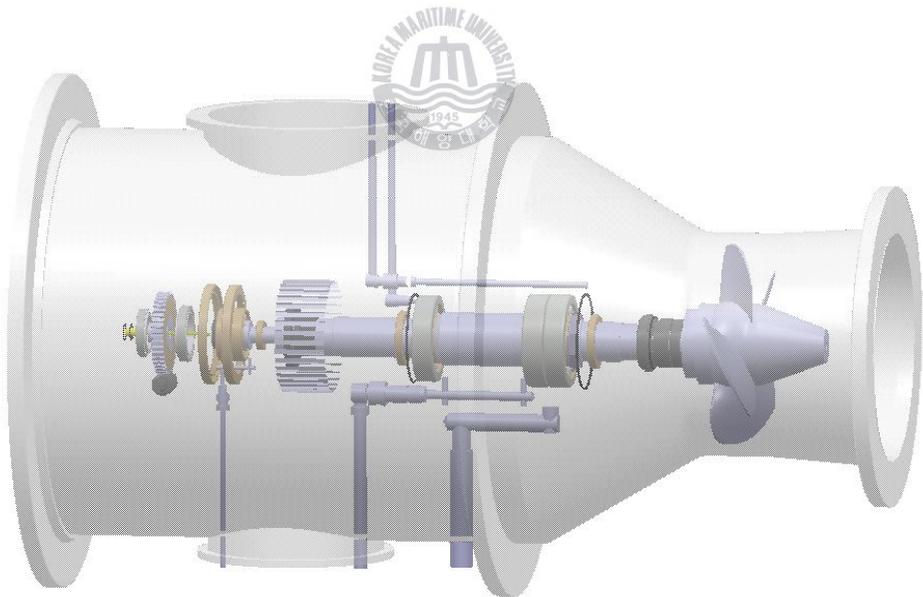
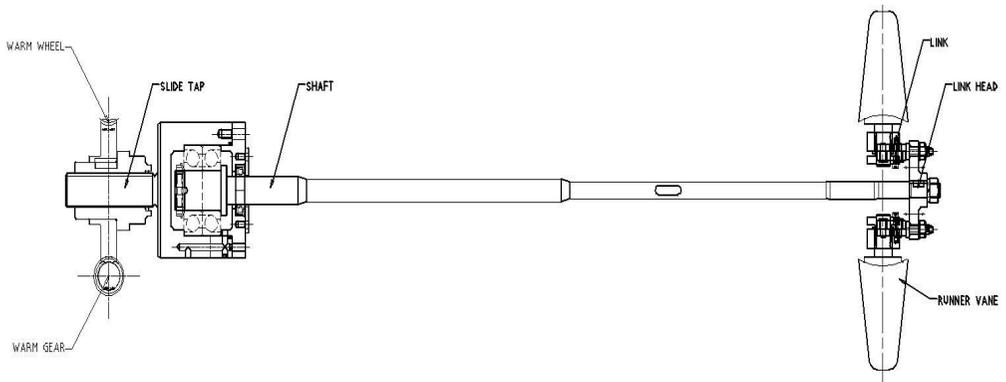


Fig.2.3 Operating principle of the variable runner vane system

2.2 성능시험설비 구축

본 연구에서 사용한 시험라인은 펌프시험설비와 유사한 구성을 가지며 수차의 운전특성을 한눈에 볼 수 있도록 구성하였다. 기본적으로 확보 가능한 자료는 운전중인 수차의 회전수, 토크, 실제출력과 이론출력, 배관내 압력, 기동 펌프의 부하, 수차의 전·후단부 압력차(차압) 등이다.

또한 수차의 내부유동의 가시화를 위해서 강화 아크릴로 내부를 볼 수 있게 구성된 외부 케이싱을 장착하였다.

수차 및 펌프 수차의 모형 시험 방법(KS B 6018)에 의한 수차 모형 시험 설비의 구축에 있어서 따라야 할 사항 중에서 본 수차의 실험에서 유의해야 할 사항은 다음과 같다.

5.a 수차효율시험에 있어서 측정해야 할 항목은 유효낙차, 유량, 회전 속도(무구속 속도 포함), 수차출력, 수차 효율 등이다.

7. 측정기기의 교정 : 시험에 사용하는 측정기기는 시험 전에 교정의 범위에 대해서 교정을 실시하여야 한다.

9.2.a 시험 장치는 상·하부탱크, 수압관, 양수량 조절밸브, 유효낙차 (혹은 전체양정) 측정 장치, 회전속도 측정 장치, 출력(또는 입력) 측정 장치 및 유량(또는 양수량) 측정 장치를 갖춘 것이어야 한다.

2.2.1 배관의 구성

먼저 흡입배관을 제외한 펌프 토출부에서 캐비테이션 탱크까지의 Loop를 결정한 뒤에 외부수조에서 펌프 흡입부까지의 배관은 펌프에 부착된 플랜지 사양에 확대관을 적용한다. 그리고 캐비테이션 실험을 위하여 실내 저장탱크를 제작 및 설치하고, 수온의 상승을 방지하기 위하여 외부 저수조와의 연결용 배관도 설치한다. 내부 순환으로 인한 이물질의 혼입을 방지하기 위하여 모든 배관재는 SUS계열로 하였다.

Fig.2.4에서 보이는 것과 같이 설계를 진행하였으며, 확대 및 곡관으로

인한 손실을 최소로 하기 위한 구조를 선정하였다. 또한 배관내부의 압력변화를 관찰하기 위하여 다수의 위치에 아날로그식 압력게이지를 부착하였다.

2.2.2 펌프의 선정

수차의 기동에 직접적인 향을 미치는 펌프는 사용과 제어, 사후관리 등의 전반적인 면을 고려하여 편흡입 볼류트펌프(HES150-250, 220V, 40Hp, 효성에바라(주))를 선정하였다.

제작사에서 보증하는 효율곡선에 근거하여 실험의 루프를 결정하였으며 펌프의 흡입부와 토출부에는 글로브밸브를 각각 설치하여 탈부착이 가능하도록 하였다.

2.2.3 정류장치의 설치

펌프, 곡관을 지나온 수류의 흐트러짐을 정렬하여 계측기기 및 전자유량계 계측값의 정밀도 향상, 수차의 안정적인 운전 및 실험을 위해서 전자유량계 관경의 10배 길이 이전의 지점, 곡관의 끝단부에 정류장치를 설치하였으며, Fig.2.5에 내부의 형상을 보이고 있다. 400A 부에는 100A를 설치하였으며, 150A 부에는 50A를 설치하였다.

2.2.4 수차의 설치

수차는 전자유량계 및 정류장치를 지난 직선구간에 설치하였다. 실험라인의 공간제약을 감안하여 두 번의 곡관을 지나서 수차발전기를 설치하였다. 수차 케이싱의 크기는 설계에 모형수차 설계에 의하여 400A로 결정되었으므로 첫 번째 곡관 이후에 확대관을 설치하여 150A에서 250A, 250A에서 400A로 2번의 확대를 통해서 케이싱과 연결하였다.

실물수차의 경우 발전기를 수차의 상단부에 설치하도록 구성하였지만 모형수차는 관찰을 위하여 발전기 및 토크센서를 수차의 아래쪽에 설치하여 관찰이 쉽도록 하였으며, 수차와 발전기의 지지를 위하여 별도의

구조물을 구성하여 안정적인 운전이 가능하도록 하였다.

이후 수차의 출구경은 러너의 회전경을 감안하여 계산된 규격으로 연결하였으며 캐비테이션 탱크와 수차의 출구사이에는 운전시 펌프 진동 발생, 탈부착 등의 조립효율을 감안하여 주름관을 삽입하였다.

2.2.5 캐비테이션 탱크의 설치

러너주위에서 발생하는 캐비테이션 실험을 위하여 외부수조와 수차사이에 캐비테이션 탱크를 설치하였으며, 외부수조를 거치지 않고 내부순환이 가능하도록 펌프의 흡입배관과 병렬연결을 시켰다.

실험실 내부조건을 고려함과 동시에 내부 순환 실험시 수온의 상승을 최대한 억제하기 위하여 최대한 대용량의 탱크를 제작하였으며 별도로 진공펌프를 설치하였다.



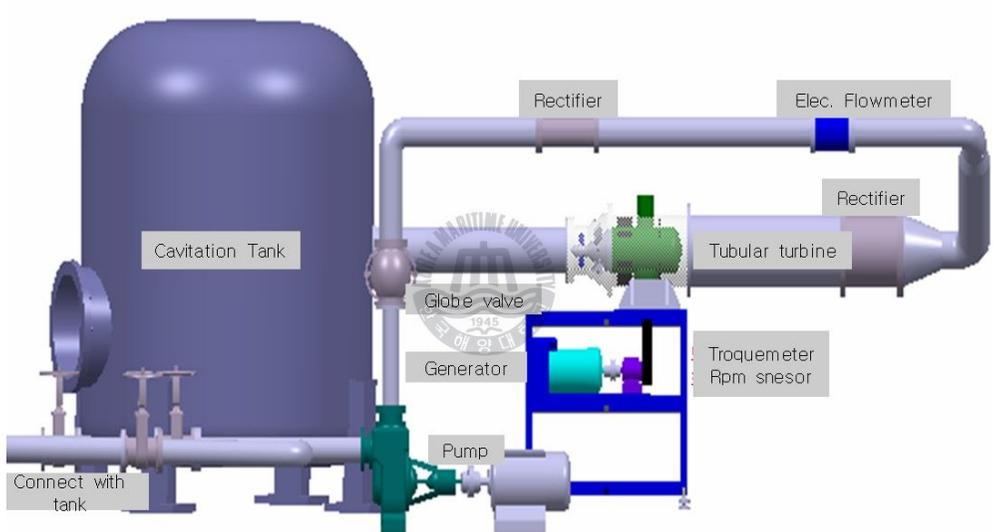


Fig.2.4 Schematic view of experimental apparatus for tubular turbine model



Fig.2.5 Image of flow meter, pressure gauge and strainer

2.3 계측기기의 선정

전체적인 실험 Loop에 근거하여 실제로 제작된 형상은 Fig.2.6과 같으며, 폐회로와 개방회로로 사용이 가능하도록 구성하였다. Loop내에 설치할 계측기기는 시험 검사를 통과한 제품으로서 그 성적서를 포함하고 있는 제품으로 구매하였다.

2.3.1 전자유량계

유량계(Flowmeter)는 일반적으로 배관상에서 손쉽게 사용되는 전자유량계를 선정하였다. 자장내 유체가 흐를 때 발생하는 기전력이 유속에 비례한다는 페러데이 법칙을 응용하여 발생된 기전력을 측정관내 설치된 전극에서 검출하여 순시치 누적유량을 표기해주고 유량값 등에 비례하는 신호를 출력하여 컨트롤 패널의 Indicator로 보내는 유량계를 선정하였다. 전자유량계는 출력값이 4-20mA로 메인컨트롤 패널로 전송되며 설치지점에서 출력값을 확인할 수 있도록 구성하였다. 이와같은 조건에 근거하여 배관의 규격과 동일한 크기인 한국유량계공업의 KTM800-150A 사양을 선정하였으며 Flow Rate는 1 ~ 550m³/H 으 로 초기설정하여 선정하였다.

배관에서는 유량계의 설치시 제약조건인 전단=10×지름, 후단=5×지름 만큼의 직선구간을 확보할 수 있도록 구성하였다.

2.3.2 차압계

프로펠러수차의 이론출력 및 효율측정을 위해서는 수차의 유입구측과 출구측의 압력 차이를 측정해야 한다.

이 측정값은 러너 및 수차의 효율을 측정하는 중요한 지표가 된다.

본 실험 장치에서는 0.05%의 고 신뢰성을 가지며, 자체 LCD 표시 및 출력값의 4~20mA 전송이 가능한 KONICS사의 IDP-10 차압계를 3벌 장착하였다.

2.3.3 압력계

수차의 효율 및 이론 발전량 계산을 위해서 4~20mA 출력 전송이 가능하고 고신뢰성(0.02%)의 압력계인 Sensys사의 PSHF0002KAAG를 선정하였다. 용량은 $0 \sim 2\text{kgf/cm}^2$ 이며, 측정개소는 유량계 전단, 수차의 입구측, 출구측 3개소이고, 동시에 측정이 가능하도록 구성하였다. 또한 측정위치의 이동이 가능하도록 다수의 위치에 이동 부착이 가능한 연결구를 부착하였다.

2.3.4 토크센서 및 회전수 측정센서

수차의 효율을 직접적으로 나타내주는 토크 및 회전수의 측정을 위해서는 토크메타와 회전수 계측장치를 설치해야 한다.

본 시험설비(튜블러수차)의 경우 수차의 회전축과 발전기가 직접연결되지 않고 타이밍 벨트-폴리 연결방식을 선택하고 있다. 이러한 타이밍 벨트-폴리를 이용한 기동을 할 경우 발생하는 일방향 부하나 원심력에 의한 토크메타의 손상이 발생할 수 있다.

따라서 실제 수차의 예상 출력토크 값보다 5배 이상 큰 용량의 토크메타를 사용하도록 하였다. 본 실험에서 예상되는 최대 토크는 $10\text{kgf}\cdot\text{m}$ 이므로 실제로는 $50\text{kgf}\cdot\text{m}$ 용량의 기기를 선정하였다.

그리고 회전수는 토크메타의 회전수를 측정하여 폴리 비율로 환산한 값을 사용하도록 하였다. 수차와 연결할 토크메타는 쉘텍에서 제작한 0.3% 정도를 가진 YDRM-50K이며, 데이터 전송을 위하여 YD3533 Indicator를 같이 장착하였다. 또한 토크메타의 기어회전수를 측정하기 위하여 ONO SOKKI사의 MP981을 선정하였다.

2.4 제어시스템의 구성

본 실험설비의 구성은 각종 측정기기와 수차를 동시에 제어하면서 효율적인 실험이 가능하도록 터치스크린을 이용한 제어 패널을 구성하였다. 모든 출력 데이터는 터치스크린 상에서 그 값을 확인할 수 있으며,

인버터를 이용하여 펌프의 유량 조절 기능이 가능하도록 하였다. 컨트롤 패널로 모여진 운전데이터는 실시간으로 약 12시간 이상의 데이터를 저장할 수 있으며 엑셀파일로 다운로드가 가능하다. 전체적인 PLC 제어시스템의 구조는 Fig.2.7과 같이 보이고 있다. 화면은 터치스크린을 채택하여 운전에 대한 전반적인 제어가 정위치에서 가능하도록 하였다.

그림에서 나타난 바와 같이 계산출력값과 운전출력값이 모니터 상에서 즉시 비교가 가능한 구성을 하였으며, 상단부에 정출력, 정속도 운전이 가능하도록 추가 제어 시스템을 구축하였다.

2.5 출력시스템의 구성

실제 출력을 측정하는 방법으로는 다이내모미터를 이용할 수 있으나 가격이 고가인 단점이 있다. 일반적인 실험값의 측정은 토크메타를 이용한 측정이 가능하나, 이때에는 계산에 의한 출력값으로의 측정만이 가능하다.

본 실험에서는 실제 육안으로도 출력을 확인할 수 있도록 발전부하장치를 추가로 설치하였으며, 발전부하장치는 1.6kW 단위로 조절이 가능하며 최저 1.6kW에서 최대 12kW까지의 출력값과 주파수값을 보여준다. Fig.2.8에서 실험을 위하여 구성을 완료한 부하장치의 외부 및 내부를 보이고 있다.

이 장치는 동일한 크기의 저항을 패널 내부에 장착하고 있으며 발열된 열을 외부로 배출시키도록 송풍기를 설치하였다.



Fig.2.6 Configuration of test facility for the turbine model

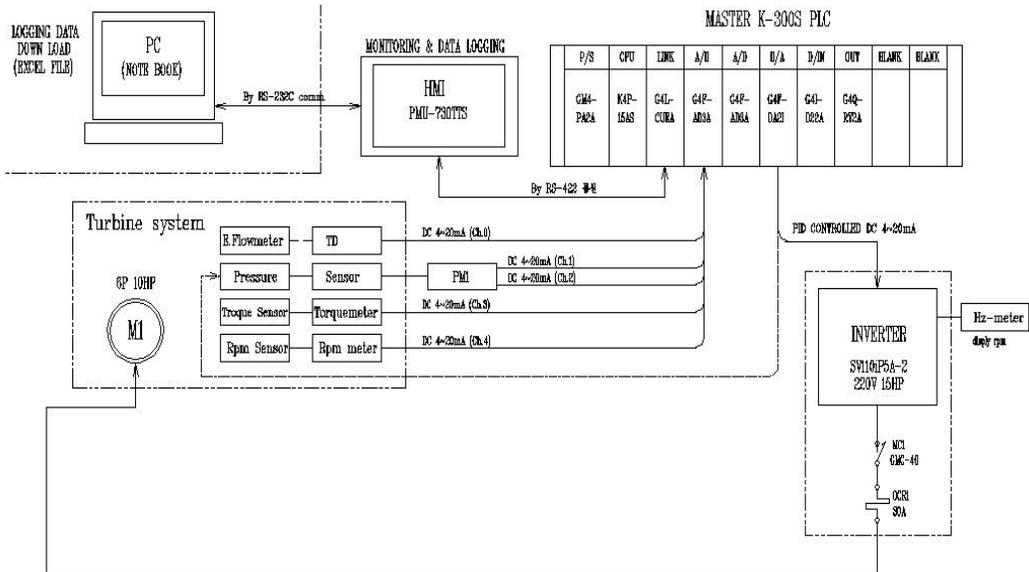


Fig.2.7 Drawing of control system and control panel



Fig.2.8 Load test panel

제3장 수차 성능예측 및 검증

3.1 CFD 해석에 의한 수차 성능 예측

실물수차에서 상사한 모형수차 계산식에 의한 CFD 분석을 실시하였다. 유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(Viscous Sublayer) 영역을 안정적으로 처리할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비 (Aspect-Ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다.

계산조건은 난류모델 $\kappa-\epsilon$ SST(Shear Stress Transport) 모델을 적용하여 수치해석을 실시하였다.

계산격자로는 Hexa-hedara 격자를 채용하여 전체유동장에 대해서 3,300,000개의 격자(Runner Vane 1,500,000개 + Guide Vane 1,200,000개 + Casing 600,000개)를 적용하였다. 구성된 격자의 형상은 Fig.3.1에 보이고 있다.

입구조건으로서 균일 질량유량 유입조건을 적용하였으며, 출구조건으로는 균일 압력조건을 적용하였고, 수차회전수는 1750rpm으로 설정하였다.

3.1.1 러너 베인 형상 결정

실험 및 CFD 분석을 위하여 러너의 형상을 결정함에 있어서 초기 형상에서부터 개선된 형상으로 분석을 실시하였으며 그 형상의 변화는 Fig.3.2에서 보인다.

각각의 형상에 대한 CFD 분석과 실험값은 Fig.3.3에서 보이고 있으며 동일 입력조건에서 1st 러너 보다 3rd 러너의 효율이 높게 나타난다. 초기에 선택한 러너는 카프란 수차에도 적용된 사례가 있는 Blade이며 최종 결정된 러너는 프로펠러형으로 사용된 예를 가지고 있다. 그림에

서 보이듯이 초기에 선정하여 실험한 러너와 비교하여 동일조건에서 효율이 10%이상 높게 나타나고 있다.

3.1.2 러너 베인 깃수 결정

러너 베인 깃수의 3, 4, 5 변화에 따른 압력 및 속도 분포특성을 CFD 분석한 결과는 Fig.3.4에 보인다. 또한 러너의 깃수를 4로 고정하고 blade 각도를 변화시켰을 경우에 대한 CFD 분석 결과는 Fig.3.5에서 보이고 있다. 실험 및 수차 설계의 기본조건에서 유효낙차의 값이 10m 이상이므로 Blade수가 5매가 되는 것이 적당하며, CFD 결과에서도 효율은 높은 것으로 나타났지만 안정적인 운전을 하지 못하는 단점을 나타냈다. 따라서 최종적으로는 저낙차용 프로펠러수차의 적용성 확대를 위해서 Blade수를 4매로 결정하였다.

3.1.3 러너 베인 개도의 결정

러너 베인의 개도변경에 따른 가이드 베인 및 러너 주위의 속도, 압력 분포에 대한 분석결과는 Fig.3.5에서 나타나고 있으며, 가이드 베인의 개도변경에 대한 변화보다는 러너 베인의 개도변경에 대한 변화가 현저하며, 러너 베인은 20도에서 최적의 효율을 보였다.

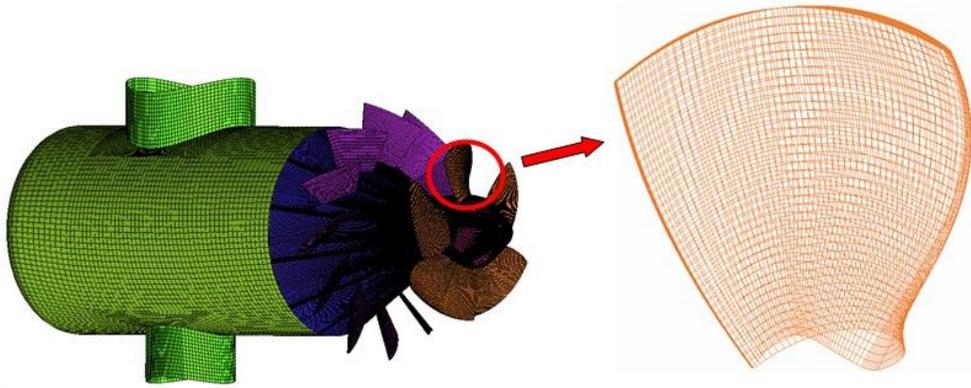


Fig.3.1 Computational mesh of test tubular turbine



1st



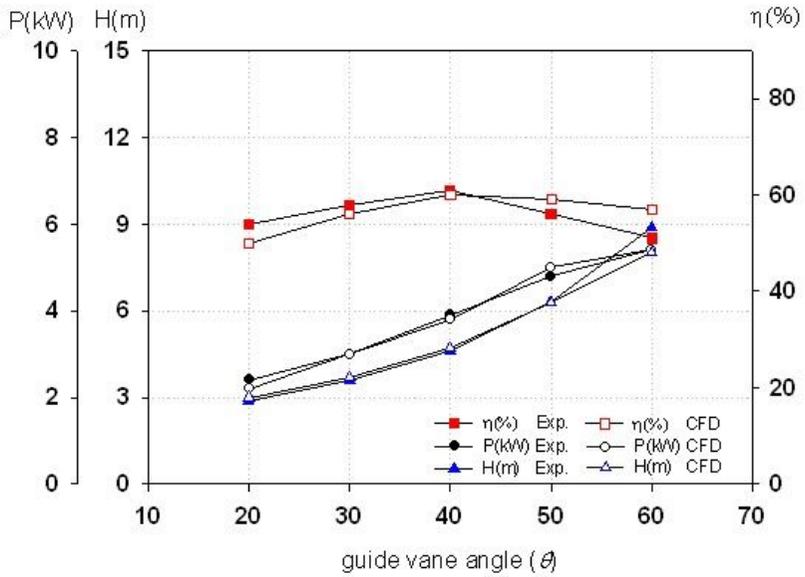
2nd



3rd

Fig.3.2 Shape of test runner vanes

1st Runner Vane



3rd Runner Vane

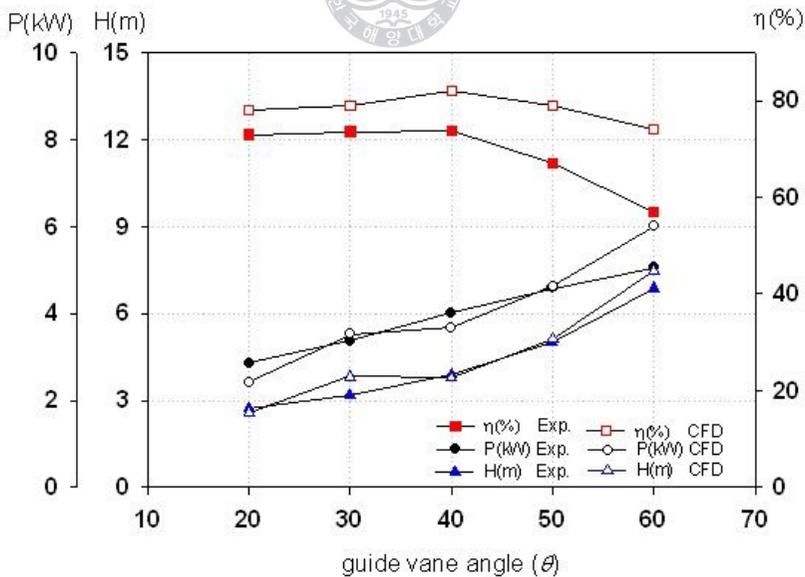


Fig.3.3 Performance Curves

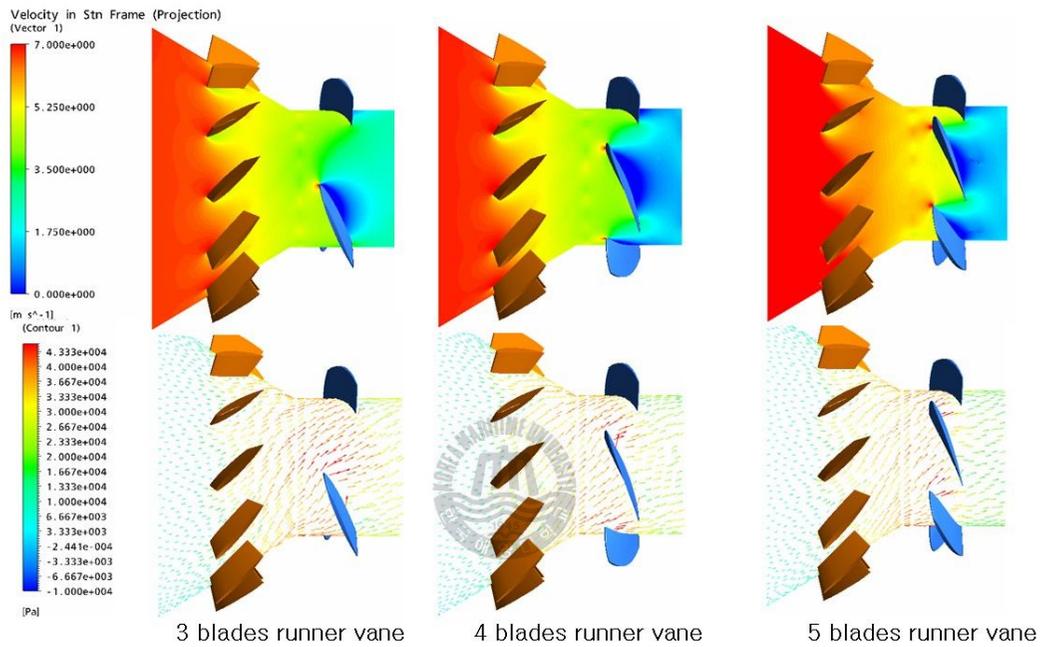


Fig.3.4 Pressure distributions and velocity vectors and of tubular type turbine by the different number of blades

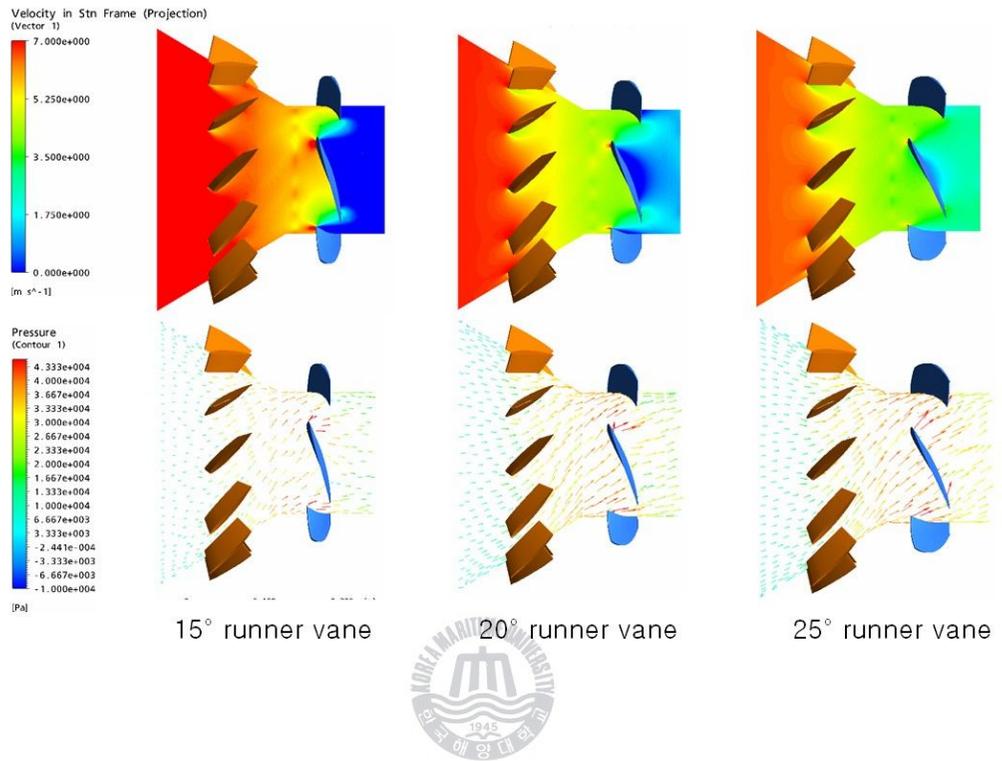


Fig.3.5 Pressure distributions and velocity vectors and of tubular type turbine by the runner vane angle

3.2 5kW 수차 모델의 성능시험에 의한 검증

3.2.1 러너 베인 개도 조절 실험

실물수차에 모델수차의 CFD 분석 결과를 바탕으로 한 모델수차의 성능시험을 실시하기 위하여 러너는 3,4,5매가 장착 가능한 구조로 각각 제작을 하였으며 각각의 러너 장착용 보스에는 5도 단위의 각도 분할이 가능한 구조로 선택하였다. 이를 위해서 러너의 안쪽에 위치 고정용 핀을 장착하였으며, 장착용 보스와 현합시 흔들림이 체결될 수 있는 구조를 채택하였다. 제작완료 된 형상은 Fig.3.6에 보이고 있다.

또한 외부에서 Blade 및 주위의 캐비테이션 및 유동특성을 육안으로 관찰 및 향후 PIV 실험이 가능하도록 아크릴 케이싱을 채택하였다.

3.2.2 가이드 베인 개도 조절 실험

가이드 베인의 개도는 외부에서 눈금을 통해서 파악할 수 있으며, 개도의 조절 역시 외부에서 가능한 구조로 구성하였다. 각각의 가이드 베인은 서로 링크로 연결되어 있으며 링크의 한 부분을 움직이면 가이드 베인 전체의 개도는 동일하게 변동하게 된다. 이러한 장치는 실물수차에서도 Servo Motor를 이용한 동작과 동일한 구조를 가지게 되므로 실험에서 효율적이다. Fig.3.7에 나타난 형상은 가이드베인과 회전용 링크의 조립이 완료된 모습이다.

가이드 베인은 1도 단위로 읽을 수 있도록 구성하였으며 수차발전기 동작 중에도 가변 시킬 수 있으므로 개도 변화에 따른 수차의 상태변화를 실시간으로 알 수 있다.

3.2.3 운전방식

수차의 운전은 펌프의 기동에 따라서 내부 압력 및 유량의 변화가 따르는 방식을 취한다. 인버터를 이용한 구동이므로 컨트롤 패널에서 지시되는 값을 기준으로 펌프의 부하량을 조절하면 유량의 증가에 따라서

수차의 회전수가 증가하게 되며, 설계 회전수에 다다르면서 이에 비례하여 점진적으로 부하의 양을 증가시키게 되면 발전이 이루어짐과 동시에 수차의 토크가 증가하게 된다.

이때 컨트롤 패널 및 Indicator의 값을 비교하고, 발전부하장치의 출력과 비교하여 수차발전기의 발전량을 비교 분석하여 산정할 수 있다.

3.2.4 실험 결과

실험은 먼저 러너의 매수 변경에 따라서 가이드 베인의 개도를 바꾸어 가는 형식으로 진행하였으며, Fig.3.8에 보이는 것처럼 러너는 3가지 형태로 실험에 사용하였으며 각각의 러너는 15, 20, 25도가 되도록 각각 변경하여 실험을 하였다.

CFD 분석에서와 마찬가지로 수도관차압을 이용한 튜블러 수차의 적용성 확대를 위한 연구의 특성상 러너의 Blade수는 4매에 초점을 두고 실험을 진행하였으며 5매의 러너 실험에서는 동일 조건에서 출력 효율은 높게 나타났지만 개도의 변화에 따른 캐비테이션이 발생하는 경우가 나타났다.

Table 3.1에서 Table 3.3까지의 결과에서는 러너 베인의 갯수 변화와 개도의 변경, 가이드베인의 개도 변경에 따른 측정값의 평균치를 보여주고 있으며, Fig.3.9 에서는 측정값의 특성곡선을 보이고 있다. 가이드 베인의 변화 범위를 20도에서 40도 이내로 한정하고 Blade 수가 4매인 경우, 러너 베인 각도 15도 및 20도에서 가장 효율적인 것으로 나타났다.

러너의 개도는 고정된 상태에서 가이드 베인의 개도를 조절하면서 실험한 결과 값은 Fig.3.10에서 보이는 것과 같이 출력과 효율을 나타내고 있다. 동일한 가이드 베인 개도상에서 3rd 러너의 출력, 효율이 가장 높게 나타나고 있음을 보여준다

또한 최종으로 결정된 3rd 러너에 대한 실험 성능곡선은 Fig.3.11에서 나타나고 있다.



Fig.3.6 Connection with runner and boss by pin hole



Fig.3.7 Shape of the guide vane and link system

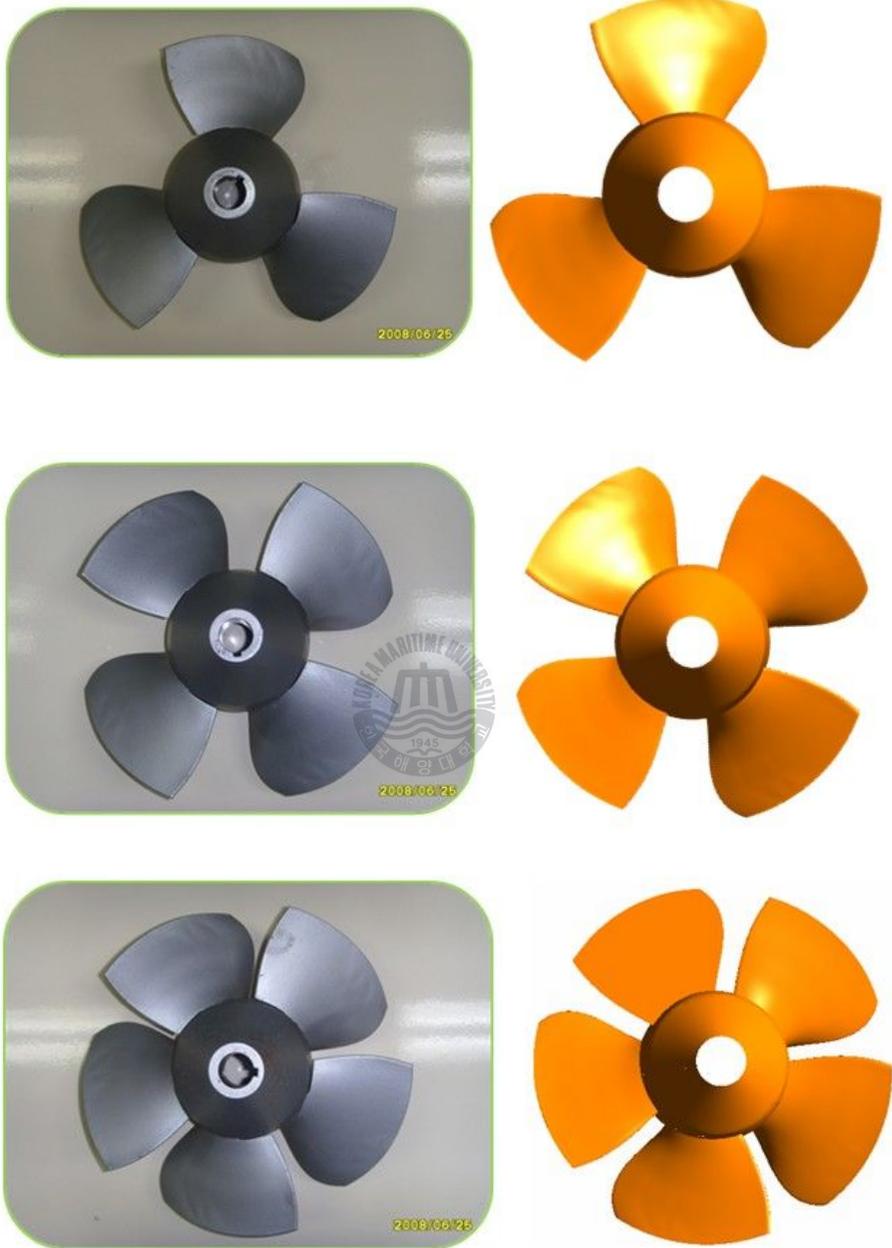


Fig.3.8 Shape of the runner

Table 3.1 Measurement results by blade number 3

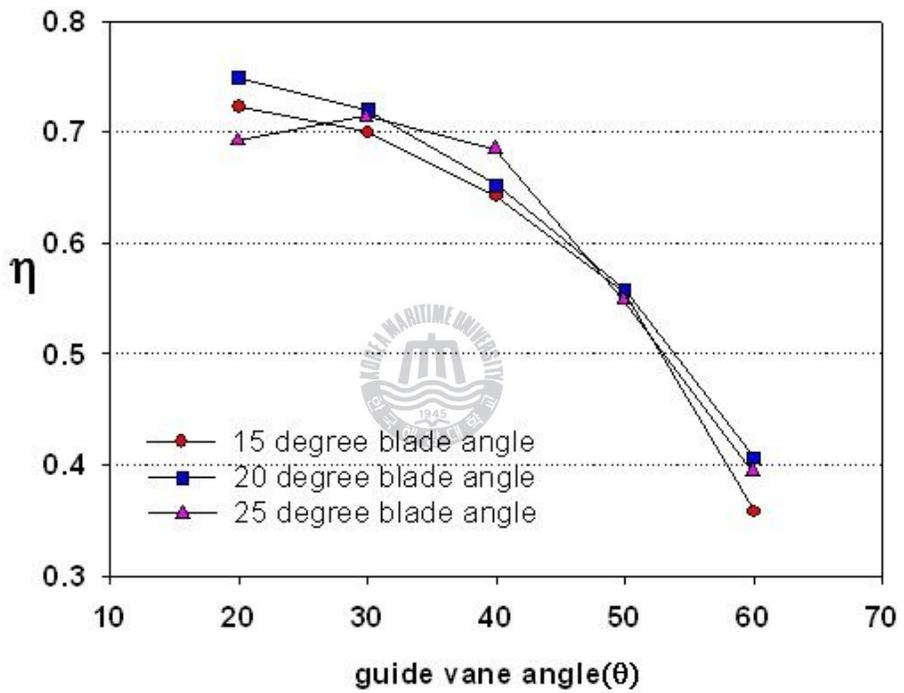
Runner Vane Angle	Guide Vane Angle	Flow Rate (m ³ /h)	Head (m)	Output (kW)	Torque	Gen. Output (kW)	Efficiency (%)
15	20	534	3.3	3.79	1.02	2.8	73
	30	531	4	4.63	1.14	3.2	69
	40	519	4.7	5.51	1.21	3.6	65
	50	506	6	7.04	1.31	3.8	53
	60	476	8.3	8.57	0.96	2.6	30
20	20	539	2.8	3.08	1.77	2.4	77
	30	534	3.3	3.63	1.98	2.7	74
	40	523	4.1	4.7	2.16	3	63
	50	508	5.4	6.23	2.39	3.5	56
	60	476	7.7	8.16	2.29	3	36
25	20	544	2.63	2.66	0.66	1.8	67
	30	541	3.1	3.24	0.85	2.2	68
	40	532	4	4.34	1.11	3	69
	50	513	5.3	5.86	1.17	3.2	54
	60	479	8	8.22	1.17	3.4	41

Table 3.2 Measurement results by blade number 4

Runner Vane Angle	Guide Vane Angle	Flow Rate (m ³ /h)	Head (m)	Output (kW)	Torque	Gen. Output (kW)	Efficiency (%)
15	20	527	4.5	5.02	1.27	3.8	75
	30	521	4.9	5.71	1.34	4	70
	40	511	5.7	6.4	1.56	4.8	75
	50	498	6.7	7.6	1.73	5.66	72
	60	465	9.1	10	1.72	5.6	56
20	20	532	3.4	3.9	2.06	2.7	74
	30	524.5	4	4.57	2.29	3.3	72
	40	516	4.8	5.48	2.62	4	72
	50	501	5.9	6.83	2.94	4.6	67
	60	477	7.9	8.96	3.2	5.1	56
25	20	540	3	3.23	0.9	2.4	74
	30	535	3.8	4.22	1.05	3	71
	40	525.5	4.6	5.15	1.21	3.6	70
	50	504.3	5.9	6.59	1.37	4.2	63
	60	477.5	8.1	8.84	1.49	4.6	52

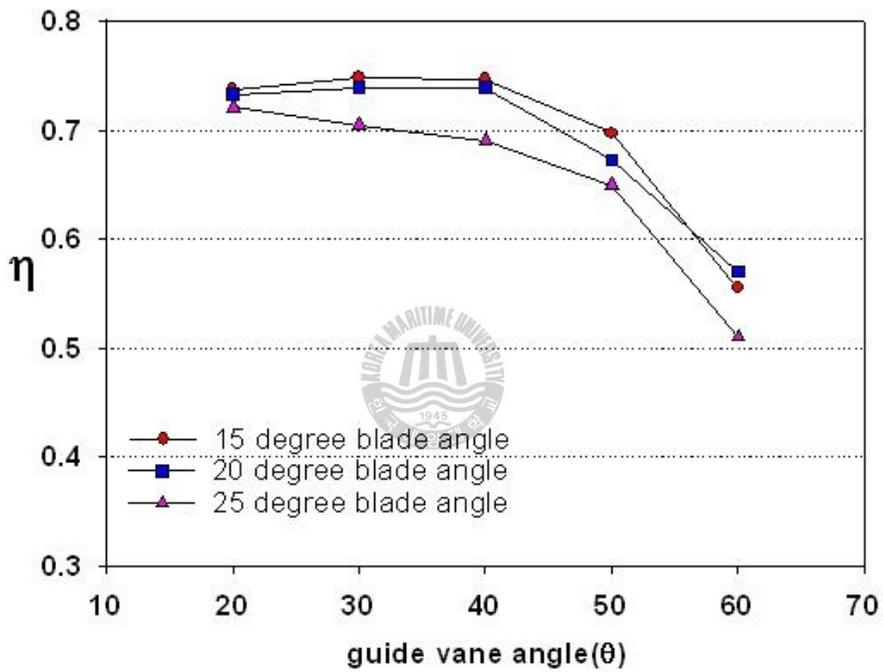
Table 3.3 Measurement results by blade number 5

Runner Vane Angle	Guide Vane Angle	Flow Rate (m ³ /h)	Head (m)	Output (kW)	Torque	Gen. Output (kW)	Efficiency (%)
15	20	515	5.2	6.03	1.4	4.2	69
	30	508.2	5.8	6.64	1.51	4.8	72
	40	500.9	6.7	7.64	1.74	5.6	73
	50	484	7.9	8.83	1.87	6.2	70
	60	456	9.5	10.3	1.99	6.6	64
20	20	526	4	4.72	2.26	3.2	67
	30	518.6	4.5	5.36	2.55	3.8	70
	40	509	5.3	6.37	2.95	4.6	72
	50	492	6.6	7.64	3.36	5.4	70
	60	465	8.6	9.75	3.56	5.8	60
25	20	535	3.5	3.78	1	2.8	74
	30	529	4.1	4.46	1.09	3.2	71
	40	517	4.9	5.49	1.31	1.9	69
	50	504	6.2	7	1.48	4.6	70
	60	467	8.52	9.28	1.75	5.6	60



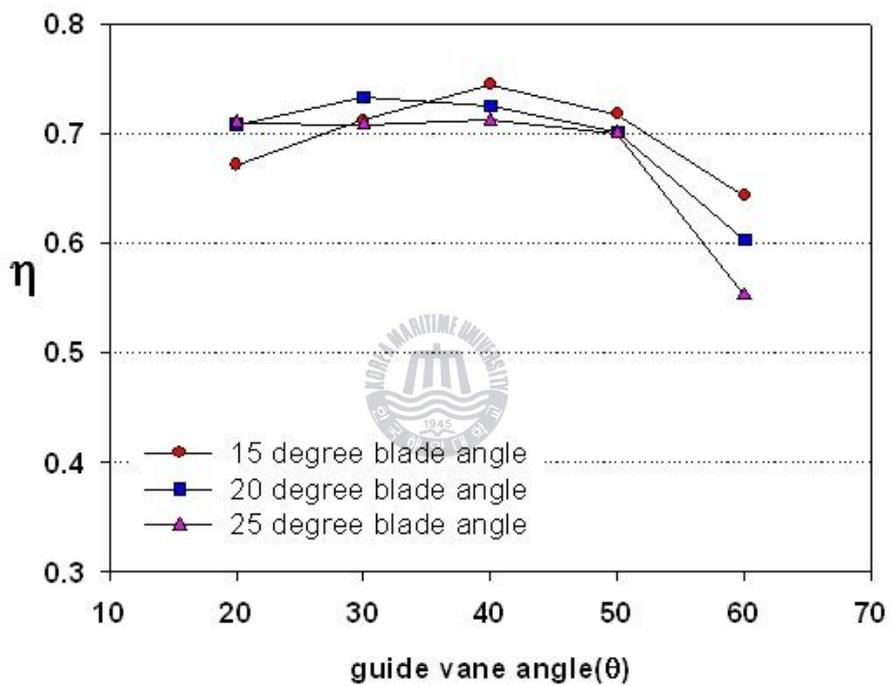
(a) Blade number 3

Fig.3.9 Characteristics curve due to the Runner Vane and Guide Vane angle



(b) Blade number 4

Fig.3.9 Characteristics curve due to the Runner Vane and Guide Vane angle



(c) Blade number 5

Fig.3.9 Characteristics curve due to the Runner Vane and Guide Vane angle

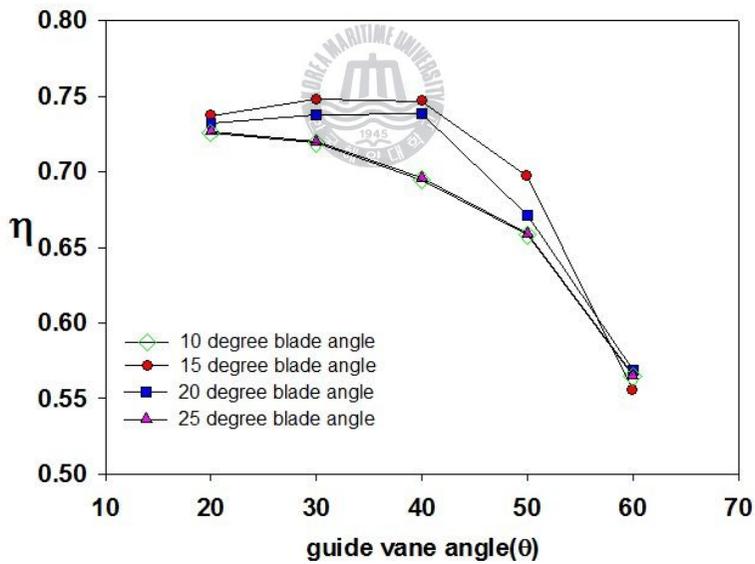
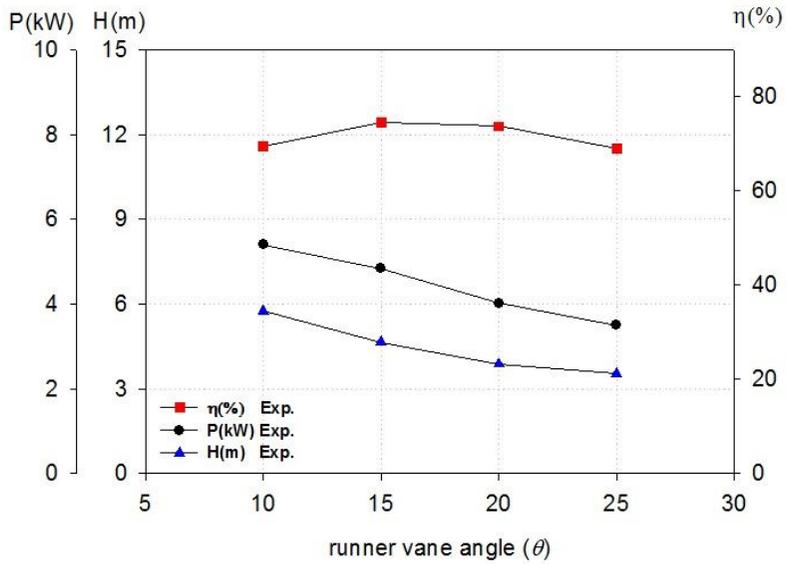


Fig.3.10 Performance characteristic curves by runner vane angle and guide vane angle

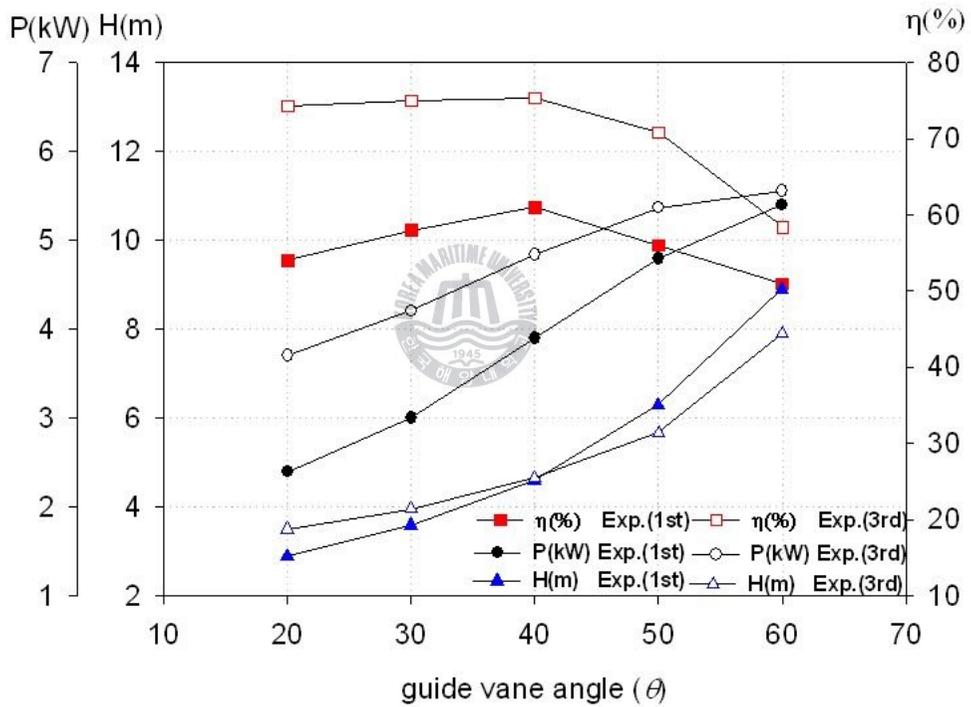


Fig.3.11 Performance characteristic curves by runner vane shapes

제4장 최적설계법 확립

4.1 최적설계법

CFD 분석 및 모형실험을 통하여 나타난 결과를 토대로 설계값을 구하는 과정의 합리성을 관찰할 수 있다. 또한 설계치를 바탕으로 상사법칙을 적용하여 모형실험의 타당성을 찾을 수 있다.

먼저 설치 지점의 조건에 비추어 수차를 설계하는 과정은 다음과 같은 과정을 따른다.

기본적인 변수로써 H =유효수두, Q =유량, Q_{des} =이론유량(= 유량 \times 1.05), D_1 =러너공칭외경, D_4 = 스토틀경, n =회전수, n_d =임계회전수, n_{11} =단위회전수, Q_{11} =단위유량, η =효율, P =출력으로 둔다.

설치대상 지점 배관내 유량 : $Q=13m^3/min$

설치대상 지점 배관내 유효수두 : $H=15m$ 이므로,

수차의 이론출력은 : $P=9.8 \times 0.215 \times 15 = 31.6kW$ 이다.

1)수차의 사양 결정

$$Q=13m^3/min=0.215m^3/s, \quad H=15m$$

$$Q_{des}=225.75l/s$$

$$n_{11}=140rpm, \quad \varphi=9^\circ, \quad Q_{11}=830l/s$$

$$D_4 = \sqrt{\frac{225}{830 \times \sqrt{15}}} = 0.233m$$

$$D_1 = 0.240m$$

$$D_{4P} = 0.23568m$$

$$n = n_{11} \times \frac{\sqrt{H}}{D_{4P}} = 140 \times \frac{\sqrt{15}}{0.23568} = 2300rpm \quad (4.1)$$

$$n_d = 2300 \times 2.3 = 5290 \text{rpm}$$

$$\eta = 0.74$$

$$P_T = 9.8 \times 0.215 \times 15 \times 0.74 = 23.3 \text{kW}$$

비교회전도

$$n_s = \frac{n P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{2300 \times 23.3^{\frac{1}{2}}}{15^{\frac{5}{4}}} = 376 [\text{rpm}, \text{kW}, \text{m}] \quad (4.2)$$

러너 각도 계산

$$n_{11} = n \times \frac{D_{4P}}{\sqrt{H}} = 2300 \times \frac{0.23568}{\sqrt{15}} = 140 \text{rpm} \quad (4.3)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{\sqrt{H} \times D_{4P}} = \frac{0.215}{\sqrt{15} \times 0.23568^2} = 0.1 \text{m}^3/\text{s} \quad (4.4)$$

$$\therefore \varphi = 12^\circ$$

이상의 계산식에서 수차의 기본요소인 러너의 공칭외경은 240mm, 수차의 회전수는 2300 rpm 으로 결정되었다.

러너의 개도는 실험에 의해서 결정되며, 기존의 실험에 의한 추측 경험치는 약 12가 최적의 운전개도가 될 것으로 예상된다.

2) 발전기 사양

본 수차는 3상유도발전기를 사용하므로 그 특성에 관한 성능곡선도가 결정되어 있다. 따라서 일반적인 3상 유도발전기의 효율에 근거하여 아래와 같이 결정할 수 있다.

$$\eta_G = 0.911\%$$

$$P_G = 25.6 \text{kW}$$

여기에서 기준으로 제시된 값은 Meccalte사 제품의 특성표를 기준으로 하였다.

3) 종합출력 계산

$$P = 9.8 \times 0.215 \times 15 \times 0.74 \times 0.911 = 21.3kW$$

- 수차 토크

$$T_T = \frac{P_T \times 10^3 \times 60}{n_T \times 2\pi \times 9.8} = \frac{23.3 \times 10^3 \times 60}{2300 \times 2\pi \times 9.8} = 9.87kgf-m \quad (4.5)$$

- 발전기 토크

$$T_G = \frac{P_G \times 10^3 \times 60}{n_G \times 2\pi \times 9.8} = \frac{21.3 \times 10^3 \times 60}{1800 \times 2\pi \times 9.8} = 11.53kgf-m \quad (4.6)$$

- 러너 수추력, $W_T = 425kgf$

- 러너 Servo 일량, $A_1 = 3.23kgf-m$

- 러너 Servo 스트로크, $S = 9.9mm$

- 러너베인 조작력, $F_{NOR} = \frac{A_1}{S} = \frac{3.23}{0.0099} = 326kgf$

러너베인 개폐시, $F_{MAX} = F_{NOR} \times 2 = 652kgf$ 이며,
위의 관계식에서 나타난 Servo와 관련된 값들은 Servo Motor의 특성
표에서 제시되고 있다.

4) 베어링 부의 반력 계산

$$\Sigma M_A = (R_B - 8) \times 152.5 + 12 \times 274 + 131.12 \times 284.5 = 0$$

$$R_B = \frac{12 \times 274}{152.5} + \frac{131.12 \times 284.5}{152.5} - 8 = \uparrow 258.2kgf$$

$$\Sigma M_B = -(R_A - 8) \times 152.5 + 12 \times 426.5 + 131.12 \times 132 = 0$$

$$R_A = \frac{426.5 \times 12}{152.5} + \frac{131.12 \times 132}{152.5} + 8 = \downarrow 155.1kgf$$

베어링부의 반력을 계산함으로써 규격에 따른 베어링을 선정할 수 있

으며, 동시에 하중의 방향을 결정하게 되면 기기의 운동에 있어서 베어링의 선정은 올바르게 되었다고 볼 수 있다.

특히 수차에 있어서 베어링의 선정은 수차의 수명이나 상업성에 직접적인 관계를 나타내므로 선정에 있어서 주의를 요한다.

Fig.4.1에서는 선정된 베어링 허용값을 근거로 설계한 형상을 보이고 있다.

5) 러너베인 조작 너트의 마찰토크 : T_{\max}

$$\begin{aligned} T_{\max} &= \frac{F_{\max} \times d(\cos 15^\circ \times \tan \alpha + \mu)}{2000(\cos 15^\circ - \mu \times \tan \alpha)} \quad (4.7) \\ &= \frac{625 \times 28.5(0.966 \times 0.0335 + 0.2)}{2000(0.966 - 0.2 \times 0.0335)} = 2.16 \text{kgf} - m \end{aligned}$$

러너의 개도조절에 직접적인 기능을 하는 조작 너트의 계산값에 의한 설계를 Fig.4.2에 보이고 있다. 러너와 핀으로 연결되어 있는 너트는 강도계산이 철저히 이루어져야 함과 동시에 단순하고 가벼운 구조를 이루어야 한다.

또한 수차의 효율에 직접적인 영향을 미칠 수 있는 요소이다.

6) 러너 베인 조작용 Worm의 마찰 토크

$$\begin{aligned} T_W &= \frac{T_{\max}}{0.06} \times \frac{1}{\cos 3.683} \times 0.0155 \times \mu \quad (4.8) \\ &= \frac{2.16}{0.06} \times \frac{1}{0.9979} \times 0.0155 \times 0.2 = 0.112 \text{kgf} - m \end{aligned}$$

수차발전기의 정상적인 운전 중에도 유량, 압력의 변화가 발생할 경우 Servo Motor의 제어에 의한 Worm의 작동이 발생할 수 있다.

따라서 Worm에 대한 마찰토크를 구해서 적정한 Worm 및 Worm Wheel을 선정하여야 한다.

7) 러너 베인 조작용을 위한 Servo Motor의 정격출력 계산

기동효율 40%로 해서, Seovo Motor의 소요토크 T_M 은

$$T_M = \frac{T_W}{0.4} = \frac{0.112}{0.4} = 0.28 \text{kgf} - m \quad (4.9)$$

8) Servo Motor의 정격

$$T_M \times 1.1 = 0.308 \text{kgf} - m \quad n = 480 \text{rpm}$$

$$\frac{0.308 \times 480 \times 2\pi \times 9.8 \times 10^{-3}}{60} = 0.152 \text{kW}$$

러너 베인의 직접적인 구동에 연결되어 있는 Worm, Servo Motor에 대한 계산을 토대로 Fig.4.3에 그 형상을 보이고 있다. Worm은 일반적으로 토크계산이 완료된 제품으로 판매되고 있으므로 정확한 사양으로 구매 처리가 가능하다.

지금까지의 계산을 근거로 $Q = 13 \text{m}^3/\text{min}$, $H = 15 \text{m}$ 조건에서의 수차의 제작사양을 결정할 수 있으며, 수차의 효율을 결정하는 러너 베인 개도 변경의 범위를 결정할 수 있었다. 이러한 자료를 근거로 Fig.4.4에 보이는 수도관 차압을 이용한 튜블러 수차의 설계가 이루어 졌다.

회전수의 조절은 발전기와 수차가 직접적으로 연결되어 있지 않기 때문에 타이밍 풀리의 비율로 일정조건까지 변경이 가능하므로 선택의 폭이 넓은 장점이 있다.

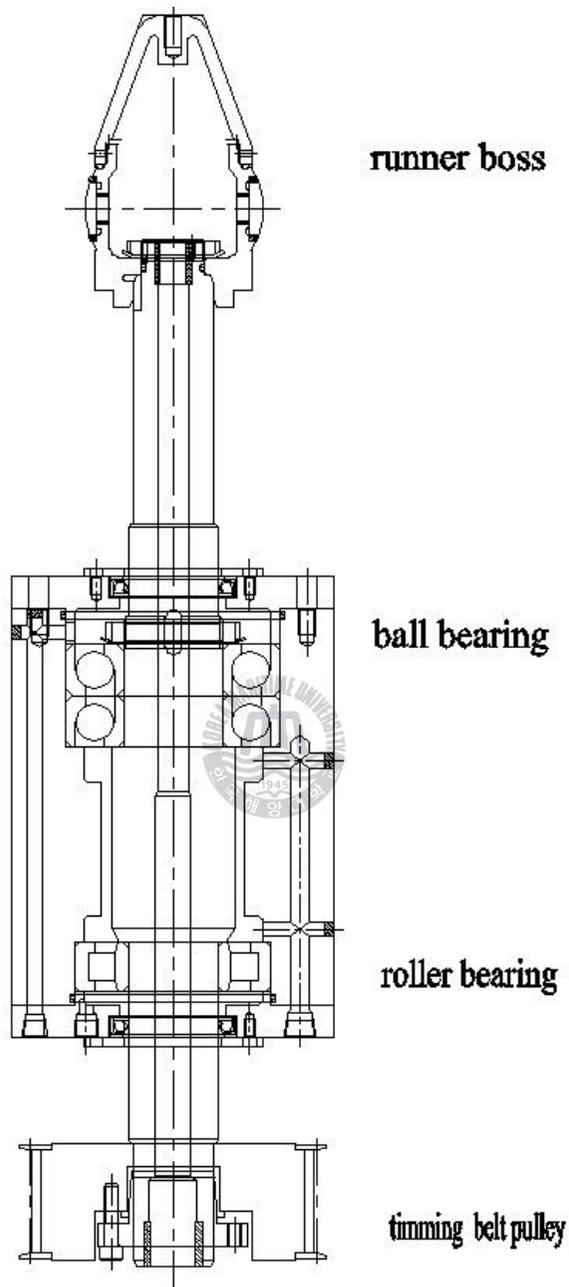


Fig.4.1 Drawing of turbine bearing

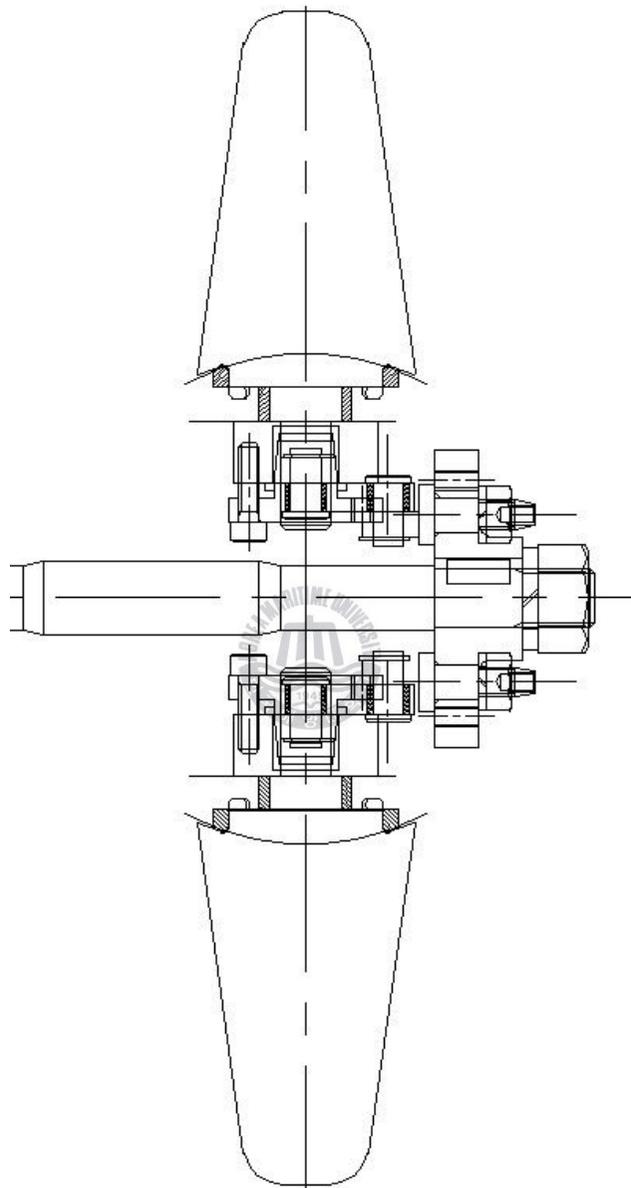


Fig.4.2 Drawing of runner blade system

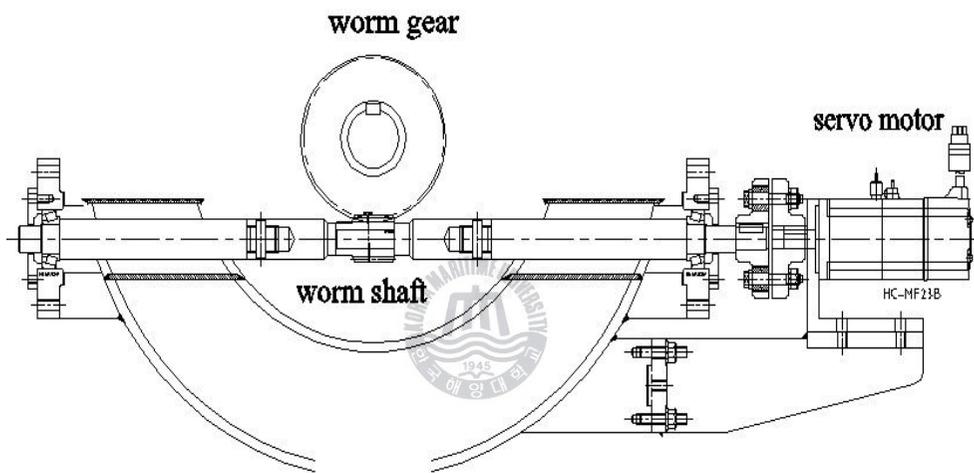


Fig.4.3 Drawing of servo motor & worm assembly

4.2 최적설계법의 검증

실물수차의 사양을 기초로 상사하여 실험용 수차를 제작하였으며, CFD 분석 및 모형실험에 사용된 수차발전기의 사양에 대한 검증 값은 다음의 수식에 따른다.

Q :유량, H :낙차, L :정미출력

$$\frac{Q_1}{D_1^3 n_1} = \frac{Q_2}{D_2^3 n_2} \text{ ----- (1)} \quad (4.10)$$

$$\frac{H_1}{D_1^2 n_1^2} = \frac{H_2}{D_2^2 n_2^2} \text{ ----- (2)} \quad (4.11)$$

$$\frac{L_1}{D_1^5 n_1^3} = \frac{L_2}{D_2^5 n_2^3} \text{ ----- (3)} \quad (4.12)$$



실물수차조건)

$$L_1 = 31.605kW, D_1 = 0.2356m, n_1 = 2300rpm,$$

$$H_1 = 15m, Q = 0.215m^3/s$$

이에 따른 모형조건은

$$L_2 = 5kW, n_2 = 1200rpm,$$

1) 회전차의 외경 D_2

$$D_2 = \left(\frac{L_2 D_1^5 n_1^3}{n_2^3 L_1} \right)^{\frac{1}{5}} = \left(\frac{5 \times 0.2356^5 \times 2300^3}{1200^3 \times 31.6} \right)^{\frac{1}{5}} = 0.240m$$

여기에서 모형실험을 위한 조건을 감안하여

$$D_2 = 0.230m \text{ 로 결정하였다.}$$

2) 낙차 H_2

$$H_2 = \frac{H_1 D_2^2 n_2^2}{D_1^2 n_1^2} = \frac{10 \times 0.230^2 \times 1200^2}{0.2356^2 \times 2300^2} = 2.59m$$

3) 비회전도 n_{S2}

$$n_{S2} = n_2 \frac{L^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = 1200 \times \frac{5^{\frac{1}{2}}}{2.59^{\frac{5}{4}}} = 503.9$$

4) 유량 Q_2

$$Q_2 = \frac{Q_1 D_2^3 n_2}{D_1^3 n_1} = \frac{0.215 \times 0.230^3 \times 1200}{0.2356^3 \times 2300} = 0.1043m^3/s = 375.7m^3/h$$

위의 계산값에 근거하여 모델 수차의 설계 및 제작을 위한 수차의 조건은

5) 실험용 수차의 정격출력(L_{th}) = 5kW

6) 수차의 회전수 (n) = 1200rpm

7) 회전차의 외경 : 230mm

8) 실험 조건으로 선택한 유효수두(H) 범위 = 20m

9) 수차의 토크(T) = 40N-m = 4.08kgf-m 과 같다.

Fig.4.5에는 실물수차와는 다른 형태의 실험용 수차의 형상을 보이고 있다. 실험을 위한 장치의 구성으로 인하여 실물수차와는 동력전달 방향이 다르며 측정기기의 장착으로 인하여 지지구조물이 많이 부착된 형상을 보인다. 그러나 기본적인 구조는 실물 수차와 거의 흡사함을 알 수 있다.

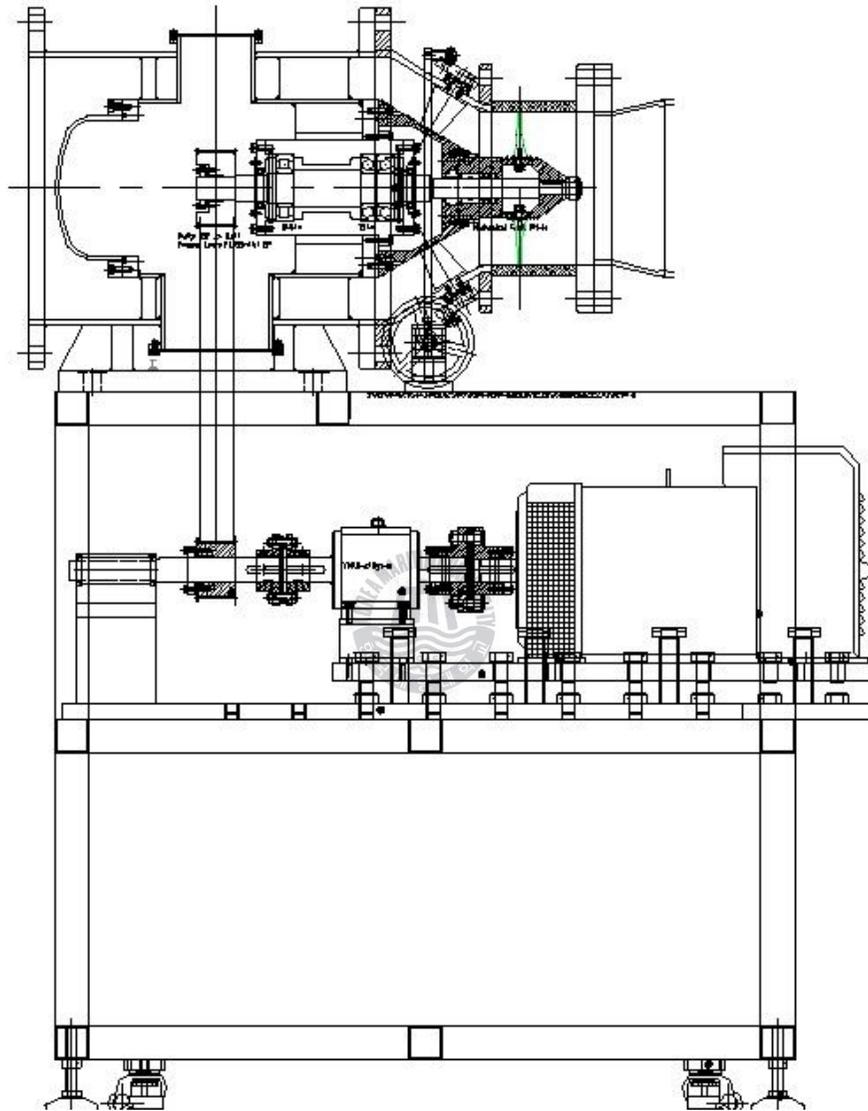


Fig.4.5 Drawing of Model turbine experimental apparatus

제5장 결론

일반적으로 튜블러수차는 10m 이하의 저 낙차용으로 사용되었으나, 본 연구에서는 10m 이상의 낙차에서 적용될 수 있는 튜블러 수차를 설계 목표로 하였다. 또한 수도관 차압을 이용한 튜블러 수차의 설계에 있어서 적용 될 수 있는 최적설계법을 제안하였으며, 이론적인 해석 및 CFD해석과 실험을 통한 검토를 통하여 설계법의 신뢰성을 확보할 수 있었고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수도관 차압을 이용한 튜블러 수차의 경우 10m이상의 낙차에서도 러너의 개도 변경으로 사용이 가능함을 확인하였다.
- (2) 수도관 차압을 이용한 튜블러 수차의 설계에서 사용된 러너베인의 개도와 CFD상에서의 최고효율 개도는 거의 일치하였다.
- (3) 유량 $Q=0.215m^3/s$, 유효수두 $H=15m$ 조건에서 설계한 수차의 특성과 $Q=0.1043m^3/s$, 유효수두 $H=2.59m$ 모형수차간의 특성에는 상사법칙의 원리가 적용됨을 확인하였다.
- (4) 수도관차압을 이용한 튜블러 수차의 적용에 있어서 기존 프로펠러 수차의 특성에 더하여 10m 이상의 낙차에서도 4매의 Blade를 사용한 수차의 제작 및 사용이 가능함을 확인하였다.
- (5) Servo Motor 채용으로 러너의 개도 변경이 가능함에 따라서 수차의 폭넓은 사용이 가능하였다.

참고문헌

- [1] 이경배 2006, “소수력발전 기술개발 현황과 전망”, 2006년도 제5회 소수력 연구회 세미나
- [2] 김경엽 2005, “수도관로 소수력개발에 따른 최적시스템 적용 및 운영방안에 관한 연구용역 최종보고서.
- [3] 츠카모토, “마이크로 튜블러수차의 광대역화에 관한 개발연구”, 박사 논문 2004.11
- [4] 이원용, “모형 실험에 의한 소수력용 튜블러 수차의 성능해석”, 석사논문 1985.2
- [5] 남상현, 김유택, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “소형 하이드로터빈의 깃수의 영향”, 2007년도 전기학술대회 한국마린엔지니어링학회 논문집, pp. 211~212.
- [6] 남상현, 김유택, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “러너베인 각도에 따른 튜블러 수차의 속도 및 압력분포”, 2007년도 춘계학술대회 대한기계학회 논문집 pp. 2378~2383.
- [7] 남상현, 김유택, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “CFD에 의한 소형 튜블러 수차의 캐비테이션 기초해석”, 2007년도 추계학술대회 한국 신재생에너지학회 논문집 pp.408~411
- [8] You-Taek Kim, Sang-Hyun Nam, Young-Do Choi, Yeong-Cheol Hwang, Chung-Do Nam, Young-Ho Lee, "Tubular-type Hydroturbine Performance for Variable Guide Vane Opening by CFD", the Fifth International Conference on Fluid mechanics, Aug.15-19, 2007, Shanghai, China pp. 424~427.
- [9] 대양전기, <http://dyturbine.co.kr> 2008.
- [10] 이경배, “소수력 발전의 보급 활성화 방안” 2007 소수력/해양에너지 국제 공동세미나, 제6회 소수력기술연구회 세미나.
- [11] 박완순, 이철형, 2000, “소수력발전 개발현황 및 향후전망 ” 전력전자학회지 제 5권 제호
- [12] 2006-N-SH02-P-01, 팩키지형 50kW급 소형 수차발전시스템 개발, 에너지관리공단, 효성에바라, 한국수자원공사, 한국해양대학교
- [13] 2006-N-SH02-P-02, 수도관 차압을 이용한 마이크로 소수력 발전 실용

화 기술개발, 에너지관리공단, 신한정공, 한국수자원공사, 한국해양대학교

- [14] Arno G., Robin S., and Domink S., "Kaplan Turbine Runner Optimization by Numerical Flow Simulation (CFD) and Evolutionary Algorithm", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006.
- [15] Torbjorn K.N., Jorgen R., and Ole G. D., "Propeller Turbine with Two Contra-Rotating impellers and built in Generators", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006.
- [16] Daisuke T., and Toshiaki K., "Experimental Study on Design Materials for Solidity of Counter Rotating Runners", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006.
- [17] Ales s., and Jiri O., "Shape Optimization of a Kaplan Turbine Blade", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006.



후기

본 연구는 지식경제부 에너지관리공단 신재생에너지기술개발 사업의 (과제명 ; 수도관차압을 이용한 마이크로 소수력 발전 실용화 기술개발, 과제번호 : 2006-N-SH02-P-02-000, 개발기간 2006.8.1 ~ 2009.7.31) 일환으로 수행되었습니다.

주관기관 : (주)신한정공

위탁기관 : 한국해양대학교

참여기관 : 한국수자원공사



감사의 글

먼저 연구자의 길을 갈 수 있도록 변함없이 지도편달을 해주시고, 본 논문이 마무리 될 수 있도록 마지막까지 격려를 다해주신 남청도 지도 교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

또한 본 논문을 세심하게 검토해주시고, 기술적인 부분에 대해서는 실험과 해석에서 많은 도움을 주신 이영호 교수님과 김유택 교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

그리고 항상 곁에서 학문적인 선배로서 도움을 주신 최영도 박사님께도 감사의 말씀을 드립니다.

직장생활과 병행하여 학업을 지속할 수 있도록 배려해주신 회사 사장님과 동료 여러분들께도 감사의 말씀을 드립니다.

끝으로 묵묵히 자리를 지켜준 아내와 아이들에게 고마움을 전합니다.

