



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.

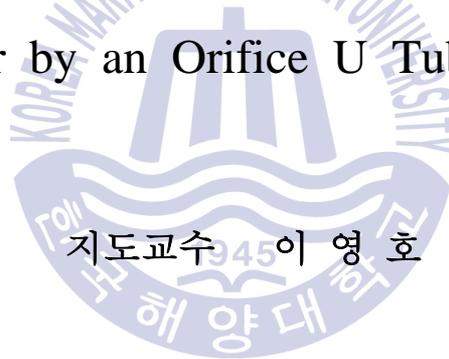
[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

오리피스 U 튜브 개념에 의한 소형 부유식

횡류터빈 파력발전의 성능 개선 연구

A Study on Performance Improvement of a  
Floating Cross-flow Turbine Wave Energy  
Converter by an Orifice U Tube Concept



2016년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김상윤

본 논문을 김상윤의 공학석사 학위논문으로 인준함.



정 형 호

이 중 우

이 영 호



2015년 12월 21일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

<b>List of Tables</b> .....	iii
<b>List of Figures</b> .....	iv
<b>Abstract</b> .....	vi
<b>Nomenclature</b> .....	viii

## 1. 서 론

1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구동향 .....	6
1.3 연구목적 .....	9
1.4 구동원리 .....	10

## 2. 부유식 파력발전 장치 설계

2.1 규칙파 이론과 해석 .....	12
2.2 Floude number를 이용한 설계 파라미터 지정 .....	15
2.3 수치해석 기법 .....	16
2.3.1 지배 방정식 .....	17
2.3.2 이산화방법 .....	18
2.3.3 난류모델 .....	22

## 3. 양방향 횡류터빈의 특성에 관한 실험 및 수치해석

3.1 6자유도 파력발전 시스템의 성능해석 .....	25
3.1.1 모션 플랫폼 .....	26
3.1.2 양방향 횡류터빈을 이용한 파력발전 모델 .....	27
3.1.3 터빈성능해석 및 시험 .....	30
3.2 U-shaped tube 이산화 모델 .....	31
3.2.1 U-shaped tube 파력발전 모델 .....	31
3.2.2 MATLAB CODE에 의한 비교 결과 .....	35
3.3 CFD에 의한 양방향 횡류터빈과 오리피스 모델 해석 .....	37
3.3.1 형상 모델링 및 계산 격자 .....	37

3.3.2	경계 조건 .....	41
3.4	요약 및 검토 .....	43
<b>4.</b>	<b>부유식 파력발전장치 수리 모형 실험 및 검증</b>	
4.1	실험 목적 .....	47
4.2	실험 설계 .....	48
4.2.1	수조 실험 구성 .....	48
4.2.2	파력발전장치 설계 .....	49
4.3	6축 가속 센서에 의한 장치 성능 실험 .....	50
4.3.1	6축 가속 센서 및 실험 구성 .....	50
4.3.2	실험 조건 선정 .....	51
4.3.3	실험 결과 .....	52
4.4	CFD에 의한 부유식 파력발전장치 성능 검증 .....	56
4.4.1	형상 모델링 및 격자 .....	56
4.4.2	경계 조건 및 계산 조건 .....	58
4.4.3	유동 해석 결과 .....	61
4.5	CFD에 의한 파력발전 장치 개선 .....	63
4.5.1	CFD 해석 목적 .....	63
4.5.2	형상 모델링 및 격자 .....	63
4.5.3	경계 조건 및 계산 조건 .....	67
4.5.4	유동 해석 결과 .....	68
4.6	실 스케일 실험 조건 선정 .....	71
4.7	요약 및 검토 .....	74
<b>5.</b>	<b>모션 제어에 의한 부유식 파력발전장치의 수리 모형 실험</b>	
5.1	실험목적 .....	75
5.2	모션 제어에 의한 부유식 파력발전장치 성능 해석 .....	77
5.2.1	모션 제어장치 및 실험 구성 .....	77
5.2.2	실험 조건 선정 .....	79
5.2.3	실험 결과 .....	80
5.3	요약 및 검토 .....	83
<b>6.</b>	<b>결    론</b> .....	84
	<b>참고문헌</b> .....	86

## List of Tables

<b>Table 1</b>	An outline of the structured five-stage development program .....	8
<b>Table 2</b>	Froude Numbers .....	15
<b>Table 3</b>	Specification of the 6-DOF motion platform .....	26
<b>Table 4</b>	Specification of the wave energy converter .....	27
<b>Table 5</b>	Experimental cases for load conditions .....	30
<b>Table 6</b>	CFX setup parameters with cross-flow turbine .....	41
<b>Table 7</b>	Specification of orifice tube used in the analysis .....	44
<b>Table 8</b>	Wave length and wave height of tested wave states .....	52
<b>Table 9</b>	CFD setup parameters with cross-flow turbine .....	60
<b>Table 10</b>	Selecting CFD cases .....	60
<b>Table 11</b>	Comparison on original and enlarged WEC models .....	65
<b>Table 12</b>	Mesh specification for both models .....	66
<b>Table 13</b>	CFD setup parameters with cross-flow turbine .....	67
<b>Table 14</b>	Selecting CFD cases .....	68
<b>Table 15</b>	In-situ wave conditions at seaside of Korea Maritime and Ocean University .....	72
<b>Table 16</b>	Optimum length of WEC device for operation at different wave conditions .....	73
<b>Table 17</b>	Expected specification for real model by Froude Numbers .....	73
<b>Table 18</b>	Wave length and wave height of tested wave states .....	80

## List of Figures

Fig. 1.1 Conversion process of wave energy .....	2
Fig. 1.2 Selected examples of point absorber WECs .....	3
Fig. 1.3 Selected examples of attenuator WECs .....	4
Fig. 1.4 Selected examples of oscillating water column WECs .....	5
Fig. 1.5 Current R&D distribution worldwide .....	7
Fig. 1.6 Support structure and mooring configurations for WECs based on location after .....	8
Fig. 1.7 Concept graphic of WEC with a cross-flow turbine and double hull structure .....	10
Fig. 1.8 Flowchart of WEC with a cross-flow turbine .....	11
Fig. 2.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh .....	19
Fig. 2.2 More accurate gradient prediction due to more integration points per control volume face .....	19
Fig. 3.1 Symmetric nozzle and cross-flow turbine shape .....	26
Fig. 3.2 6-DOF motion Platform .....	27
Fig. 3.3 Geometric details of the double-hull of the device .....	28
Fig. 3.4 Picture of the device on the ocean simulator .....	29
Fig. 3.5 calibration curve of the torque meter .....	29
Fig. 3.6 Passive U tank of Lloyd's method .....	32
Fig. 3.7 Position for outside and inside diameter in an orifice tube .....	34
Fig. 3.8 Comparison of experimental and MATLAB value .....	36
Fig. 3.9 Wireframe model of WEC devices .....	38
Fig. 3.10 Computational mesh of WEC device with cross-flow turbine .....	39
Fig. 3.11 Computational mesh of WEC device with orifice tube .....	40
Fig. 3.12 Boundary conditions for both devices .....	42
Fig. 3.13 Comparison of mass flow at 4° .....	44
Fig. 3.14 Comparison of mass flow at 6° .....	45
Fig. 3.15 Comparison of mass flow at 8° .....	45
Fig. 3.16 Error rate at each pitch angle .....	46

Fig. 4.1 Top schematic view of the wave energy converter and location of test device .....	48
Fig. 4.2 Wireframe model of WEC .....	49
Fig. 4.3 Nozzle and cross-flow turbine setup .....	49
Fig. 4.4 CruizCore XA3300 .....	50
Fig. 4.5 Overall view of experimental setup .....	51
Fig. 4.6 Plot of rotational speed of the turbine versus wave height for different values of wave length. ....	53
Fig. 4.7 Plot of pitch and heave amplitude of device versus time at $H_w=0.08$ , $\lambda=1.4$ (up) and at $H_w=0.07$ , $\lambda=2.6$ (down) .....	54
Fig. 4.8 Comparison of pitch (up) and heave amplitude (down) plotted versus time for wavelengths of 2.3m and 2.6m .....	55
Fig. 4.9 Dimension of turbine and nozzle .....	56
Fig. 4.10 3D modeling of WEC with a cross-flow turbine .....	57
Fig. 4.11 Computational mesh of WEC device .....	57
Fig. 4.12 Boundary conditions for WEC .....	59
Fig. 4.13 Pitch amplitudes of experimental and CFD model .....	59
Fig. 4.14 Shaft power for each pitch angles .....	61
Fig. 4.15 Torque for each pitch angles .....	62
Fig. 4.16 3D modeling of the enlarged WEC .....	64
Fig. 4.17 Computational mesh of enlarged WEC .....	65
Fig. 4.18 Comparison of shaft power with both models .....	69
Fig. 4.19 Comparison of torque with both models .....	69
Fig. 4.20 Shaft power of enlarged model for each pitch angles .....	70
Fig. 4.21 Torque of enlarged model for each pitch angles .....	70
Fig. 4.22 Calculation for water depth and wave period .....	72
Fig. 5.1 3D drawing of WEC with motion controller .....	76
Fig. 5.2 Pitch and rolling motion control parts .....	76
Fig. 5.3 Top schematic view of the WEC and location of test device ..	77
Fig. 5.4 Right side view of motion controller .....	78
Fig. 5.5 2D top schematic view of air cylinder .....	78
Fig. 5.6 Overall view of experimental setup .....	79
Fig. 5.7 Comparison of rotational speed of turbine plotted versus wave period for wave height 0.06, 0.08 and 0.10m .....	81
Fig. 5.8 Plot of rotational speed of turbine versus wave height for each wave period .....	82

# A Study on Performance Improvement of a Floating Cross-flow Turbine Wave Energy Converter by an Orifice U Tube Concept

Kim Sangyoon

Department of Mechanical Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

This study focuses on developing a method for analyzing a wave energy device that uses a cross-flow turbine and orifice U tube. To develop this kind of micro wave energy converter, various experimental and numerical methods are used to find and define the characteristics about wave energy converter and this performance study will be based on the baseline data of the floating wave energy converter.

The results are summarized as follows.

1. Hydraulic model tests and numerical analysis have been conducted to verify the use of the orifice instead of a small scale cross-flow turbine. The difference in error is less than 10% which was determined to be acceptable. Using this method will decrease time and financial resources needed for experimental tests.

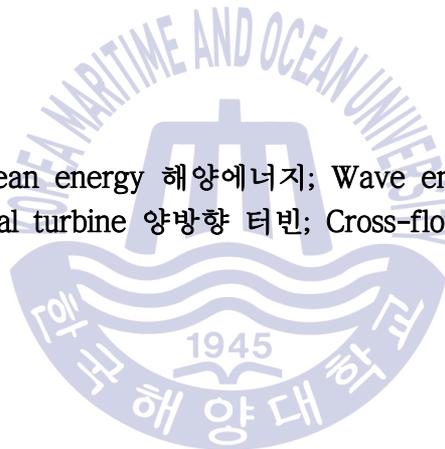
2. Through hydraulic model test with a 6 axis acceleration sensor, the high performance operating ranges have been defined. In the high performance ranges, the reasons of high performance were defined by pitch and heave motion of floating wave energy converter.

3. From previous experiments, maximum shaft power and torque are simulated by a commercial CFD code, ANSYS CFX ver. 14. Between the pitch angles from 7 to 15 degrees, 4.9W is the maximum shaft power. in the real scale model, 15.5W of shaft power is expected by using the Froude Scale at a scale of 5.3:1.

4. This kind of the floating wave energy converter is limited because of the restricted dimension of the nozzle and turbine size. But in the chapter 4, the enlarged model shows the possibility of producing around two times of the shaft power and torque.

5. The floating wave energy converter uses only pitch motion to generate mechanical energy and high performance range are restricted. In case of the wave energy converter with heave controller, high performance range can be extended. The high rotational speed of turbine range is in 3.0 m, 4.6 m, 5.2 m of wave length.

KEY WORDS: Ocean energy 해양에너지; Wave energy converter 파력발전 장치; bi-directional turbine 양방향 터빈; Cross-flow turbine; 횡류터빈



## Nomenclature

$A_{kj}$	: mass coefficient	[kN m]
$B_{kj}$	: damping coefficient	[kN m]
$C_{kj}$	: restoring coefficient	[kN m]
$D$	: diameter of outside orifice tube	[m]
$d$	: diameter of inside orifice tube	[m]
$g$	: acceleration of gravity	[m/s <sup>2</sup> ]
$H_s$	: wave height	[m]
$H_w$	: water depth	[m]
$N$	: rotational speed of turbine	[rpm]
$P_{shaft}$	: shaft power	[W]
$Q_t$	: tank parameter	[ - ]
$T$	: wave period	[s]
$x'_4$	: angular velocity of pitching motion maker	[rad/s]
$x'_7$	: angular velocity inside the water	[rad/s]
$z$	: damping factor of flow inside the tank	[ - ]
$\beta$	: diameter ratio of outside and inside in and orifice tube	[ - ]
$\lambda$	: wave length	[m]

# 제 1장 서 론

## 1.1 연구배경

세계 모든 나라에서 에너지 공급의 안정화를 큰 화두로 다양한 신재생에너지 분야에 투자를 아끼지 않는 시대가 도래하였다. 원자력발전의 위험성이 표출된 가운데 신재생에너지는 친환경적, 반영구적 자원으로 주목받고 있으며 그중 햇빛, 물, 지열, 생물유기체, 바람, 지열 등 지속할 수 있는 발전을 가능하게 하는 미래 에너지를 연구 및 상용화하기 위해 노력하고 있다.

해양에너지 자원개발은 점차 심화하고 있는 전 지구적인 환경오염 문제에 효과적으로 대응할 방안의 하나로서 그 중요성이 크게 주목받고 있다. 해양에는 이용 가능한 다양한 형태의 에너지가 부존하며, 해양에너지는 크게 태양, 달, 지구 등 천체의 상호운동에 의한 에너지와 태양에서 방사되는 태양에너지로 나눌 수 있다. 그중 운동에너지는 풍력, 해류, 파력에너지로 이용될 수 있고 이 자원들은 일단 개발이 되면 태양계가 존속하는 한 이용이 가능하고 오염문제가 없는 무공해 청정에너지이다[1].

이로 인하여 신재생 에너지 사업이 국가의 신성장 동력으로 지원 및 연구가 이루어지고 있으며 특히 해양에너지의 자원량이 무한하고 대체에너지자원으로서의 가능성을 인정받고 있다. 대한민국은 반도라는 지리적 특성으로 인하여 파력발전은 연안 해역에 대규모로 발전량을 생산할 수 있는 자원으로 주목을 받고 있다. 하지만 해상풍력이나 태양광 정도의 발전단가와 건설비를 아직은 만족하게 하지 못하고 있으므로 상업용 발전단계까지 이르지 못하였고 다양한 파력발전방식에 대한 연구를 진행함으로써 고효율 파력발전방식의 개발에 노력을 기울이고 있다.

한편, 파력발전은 파랑에너지를 PTO(Power take off)를 이용하여 터빈이나 유압피스톤으로 유압 원동기를 구동시켜 전기에너지를 발전하는 방식을 취하고 있으며, 설치방식에 따라서 고정식과 부유식으로 나눌 수 있다. 고정식의 경우 방파제 등에 함께 설치하여 다용도의 활용성을 도모할 수 있으며, 전기에너지의 이송이 용이하다. 부유식의 경우 해안과 비교하면 에너지 부존량이 풍부한 장소에 설치하여 높은 발전량을 도모할 수 있다. 또한, 일반적으로 파력발전시스템[1]은 Fig. 1.1과 같이 파랑에너지에서 1차 에너지 변환, 2차 에너지 변환, 발전, 송전, 전력이용의 방식을 가지고 있다.

1차 에너지 변환방식에 따른 분류로 크게 가동물체형(Moveable body), 수면감쇠형(Surface attenuators), 진동수주형(Oscillating water column), 월파형(Overtopping)으로 나눌 수 있다[2]. Fig. 1.2 ~ 1.5에서 가장 상용화에 근접한 분류 및 본 연구와 관련 깊은 분류에 대해 나타내었다.

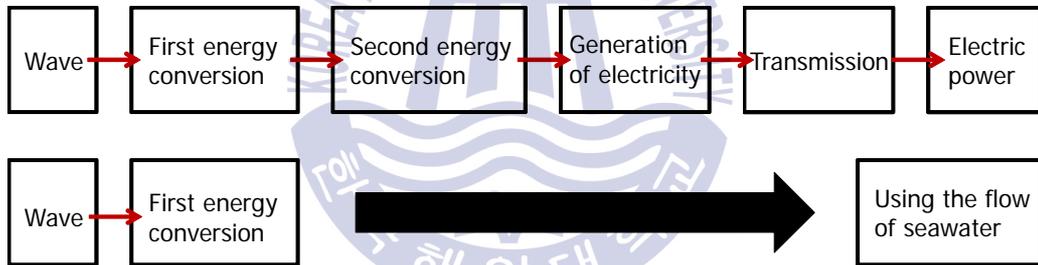


Fig. 1.1 Conversion process of wave energy[1]

(1) Point absorber

Fig. 1.2에 나타난 다양한 방식의 Point absorber는 파장에 비하여 작은 구조의 부유식 발전기로서 일반적으로 두 개의 구조로 나누어져 있는데 진동이나 모션을 만들어내는 부유 구조물과, 부유 구조물의 내부나 외부에 설치되어 이용할 수 있는 전기에너지를 발생시키는 PTO system이다. 활용도의 다양성으로 인하여 Point absorber의 연구가 가장 많이 이루어지고 있으며, 다양한 PTO 방식으로 인하여 다양성을 가지고 있다. 해상 구조물 상의 유리한 점이 많고 설치가 간편한 편이어서 대규모 상용발전 단지를 조성할 경우 가장 파급력이 클 것으로 보인다.



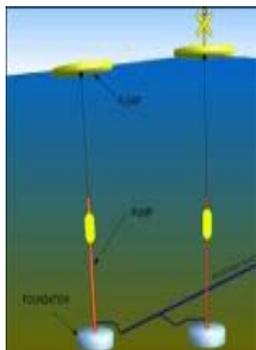
(a)PowerBuoy[3]



(b)Lopf[4]



(c)SeaRay[5]



(d)Seatricity[6]



(e)WaveStar[7]



(f)Bolt Lifesaver[8]

Fig. 1.2 Selected examples of point absorber WECs

## (2) Attenuator

Fig. 1.3의 Attenuator 방식은 구조물의 부유체간의 연결을 통하여 상호 위치차를 이용하여 발전하는 방식으로 대표적으로 Pelamis와 Dexawave를 들 수 있으며 Pelamis는 17년 동안 연구가 진행되어 현재 상용화에 가장 다가왔다고 평가를 받고 있다.



(a)Pelamis[9]

(b)Dexawave[10]

**Fig. 1.3** Selected examples of attenuator WECs

## (3) Oscillating water column

Fig. 1.4에 나타난 Oscillating water column 방식은 수면 밑의 수로로 수주 내부로 해수가 유입되고 이에 따른 수주의 변화에 따라 내부의 공기를 왕복류로 변환하여 양방향 공기터빈(예 : wells 터빈) 등을 작동시켜 발전하는 방식을 말한다. 가장 오랫동안 개발되어온 방식과 개발의 편의성 등으로 인하여 많은 국가에서 실증모델을 설치하였고 상용발전을 하고 있다. 하지만 근해라는 한계점을 가지고 있다. 우리나라도 제주도 해역에 실증 장치를 설치 중이며 대표적인 모델로는 Fig. 1.5(d)의 LIMPET와 Fig. 1.5(e)의 Pico가 있다.



(a) GreenWave[11]



(b) BlueWave[11]



(c)Ogwave[11]



(d)Limpet[12]



(e)Pico[13]

**Fig. 1.4** Selected examples of Oscillating water column WECs

파력발전장치가 상용화되기 위해서는 장치의 경제성과 운용비, 가혹한 환경의 해양에서의 생존성은 필수적으로 필요한 문제를 내포하고 있다. 파력발전장치의 경우 해양환경이라는 특수성과 파랑 에너지를 이용한다는 특이성에 기인하여 지역적인 특성인 수심, 파고, 주기, 파장 등 요소가 모두 다른 난해성으로 인하여 현재 다양한 발전방식이 연구되고 있고 다양한 학문의 융합이 필요한 분야이다.

## 1.2 연구동향

파력발전장치에 대한 연구는 1799년 시작하였으며 실질적인 현대 파력발전의 본격적인 연구는 1970년대 석유파동으로 인하여 시작되어 1974년 Stephen Salter가 네이처지에 파력발전연구를 게재하였고, 1978년 런던에서 “Wave Energy Conference“가 개최되어 1978년 이전의 연구 성과를 발표하였다. 1980년대에는 물리학적인 접근방식으로 다양한 개념의 에너지 흡수 방식들이 제시되고, 이론적인 바탕이 마련되었다. 최근의 연구동향은 각국 정부의 지원과 프로젝트를 통하여 1000여 개의 파력발전기술 연구가 진행되고 있다. 2012년도에는 제1회 AWTEC(Asian Wave and Tidal Energy Conference)가 제주에서 개최되어 우리나라의 연구 역량을 세계에 알릴 수 있었고, 2012년부터 개최된 “Korea-Japan Joint Work shop on Ocean Renewable Energy“를 통하여 일본과의 협력을 통하여 세계적인 추세에 맞추어 나가기 위하여 노력하고 있다. 전 세계의 파력발전 연구 현황[14]을 Fig. 1.5에서 나타내었다. 파 에너지 밀도가 높은 북유럽 국가 및 미국, 영국, 덴마크, 노르웨이, 포르투갈 등에서 많은 연구가 이루어지고 있으며, 미국이 가장 많은 투자를 진행하고 있다. Table 1[14]에서는 그래프의 Stage에 따른 상용화 단계를 나타낸 것으로 많은 연구 중 단 2가지 방식의 파력발전방식만이 상용화 단계에 가까운 것으로 평가될 만큼 연구의 난해성을 가지고 있다.

우리나라도 10위권 내의 연구를 진행하고 있어 세계적인 추세에 뒤처지지 않는 투자를 하는 것으로 판단되나 Stage 4, 5단계의 연구는 이루지 못한 실정이다. 파력발전연구는 Fig. 1.6[14]에 나타낸 바와 같이 설치 및 연구가 비교적 간편한 육지 밀착형부터 발전진척을 나타내기 시작하였으며 더 많은 에너지 부존량을 가진 연근해로 넓혀 갈수록 장치의 계류 및 구조물의 비용 상승, 설치, 생존성 등의 문제로 인하여 개발시간이 오래 걸리게 되어 낮은 해역이나 육지 부착형 파력 발전기들이 우선으로 상용화되어 갈 것으로 보인다. 상업적인 측면으로 파력발전을 바라보았을 때 가장 큰 문제로는 발전단가를 들 수 있다. 해양구조물은 해상에 설치됨에 따라 유지보수 및 생존성 문제로 인하여 구조물에 들어가는 비용이 많이 들며, 먼 해역으로 갈수록 전력망 설치에 큰 비용을 요구하게 된다. 이러한 문제들을 해결하기 위하여 초대형 파력발전단지를 구상하

여 유지보수나 전력망에서의 비용을 줄이기 위한 구상들이 논의 중이다. 차 후 20년 이내로 현재 연구 중인 많은 파력발전기 중에서 고효율, 저비용, 생존성, 낮은 유지보수비, 환경영향에 따라서 소수의 파력발전방식만 살아남을 것으로 보이며 이러한 논의가 점차 가속화될 것으로 보인다. 현재 특정 목적과 발전방식에 따라서 세계표준이 지정되지 않았기 때문에 향후 10년 이내로 세계 각국(영국, 미국, 덴마크, 노르웨이 등)이 세계표준을 지정하기 위하여 치열한 경쟁을 벌일 것으로 예상된다. 우리나라에서 원천기술을 개발하게 되면 차후 거대한 해양에너지 시장을 선도하는 역할을 할 수 있을 것으로 보이며 그러기 위해서는 현재 국내의 실정은 연구계와 학계에서만 연구가 진행되고 있으나 필수적으로 산업계와 연계하여 상업화를 모색할 때이다.

추가로 Fig. 1.6은 수심에 따른 파력발전기의 연구 진척에 관하여 도식화하였다. 이는 육상으로 가까워질수록 유지보수가 편리해지는 장점이 있으며, 먼 바다로 나갈수록 에너지 부존량이 많아지나 계류방식과 유지 보수의 어려움이 있다는 단점을 가지고 있다.

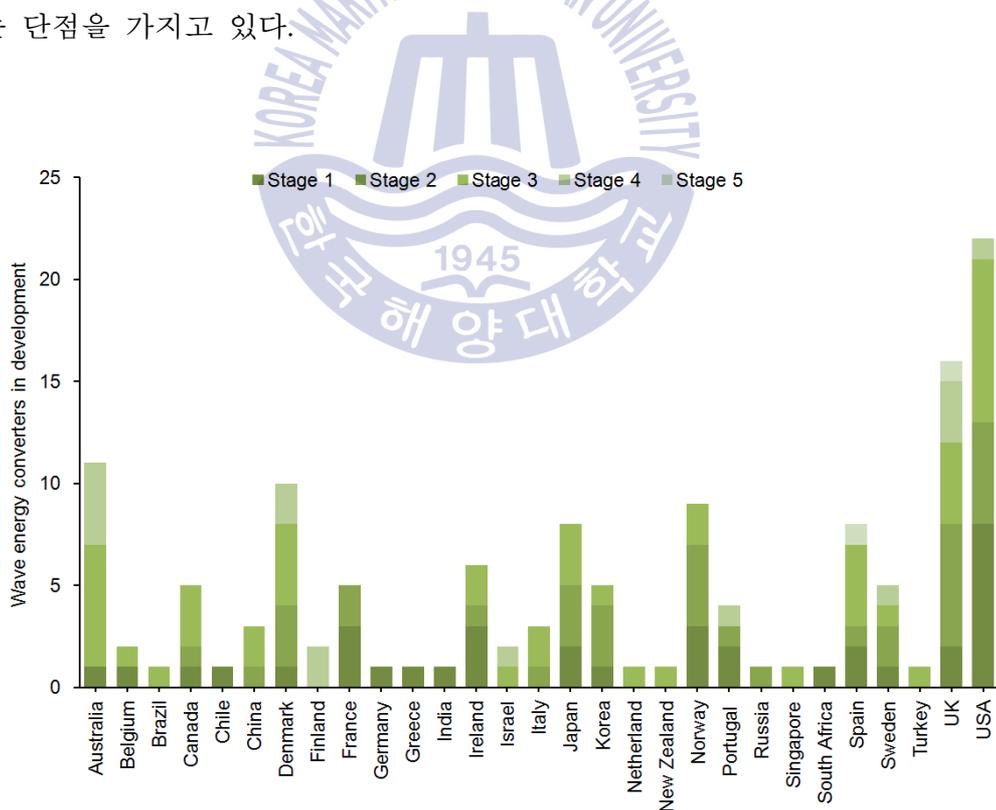


Fig. 1.5 Current R&D distribution worldwide(as of 0.3.02.2013)[14]

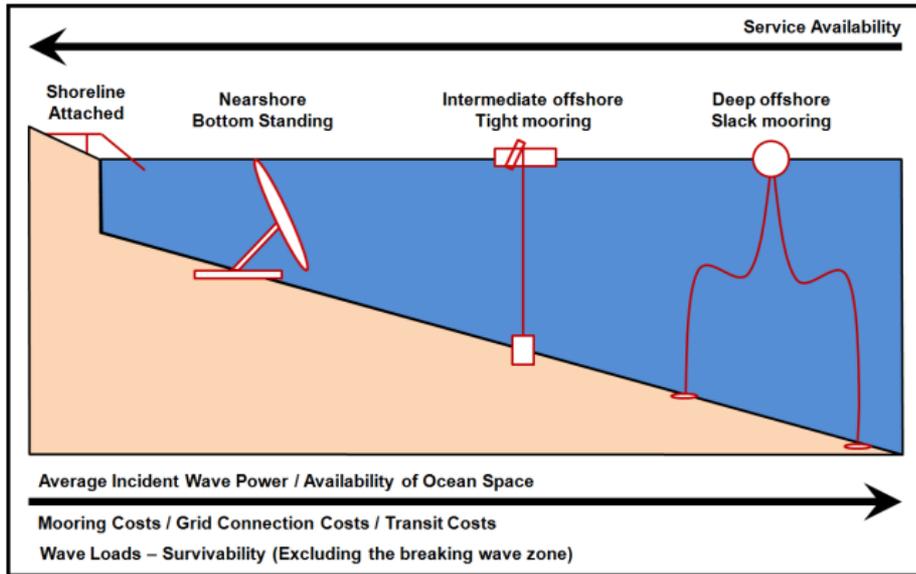


Fig. 1.6 Support structure and mooring configurations for WECs based on location after[14]

Table 1 An outline of the structured five-stage development program [14]

Stage No.	Program	Scale guide (Size)
1	proof of concept	1:25 - 100 (Small)
2	Validation and design model	1:10 - 25 (Medium)
3	Process model	1:2 - 5 (Large)
4	Prototype	1:1 - 2 (Prototype)
5	Demonstration	1:1 (Full)

### 1.3 연구목적

국내에서도 세계 파력발전의 흐름에 뒤처지지 않는 기술력을 겸비하려는 방안으로 다양한 연구가 진행되어오고 있으며 본 연구에서 사용되는 횡류터빈의 특성에 관한 연구는 Choi et al.[15], 김창구[16] 등에 의해 다양한 방식으로 접근되었다. 이와 같은 연구에 이어 궁극적으로 방파제에 부착 가능한 U-shaped tube형 소형 파랑에너지 변환장치 개발에 그 목적을 두고 있다.

이러한 소형 파력발전장치에 관한 연구를 진행하면서 소형 파력발전 모델의 경우 소형화된 터빈을 제작해야 그 특성을 파악할 수 있다는 문제를 안고 있다. 이는 시간과 재정상 문제를 낳는데, 이를 해결한다면 더욱 원활한 연구가 진행될 것으로 사료된다. 이에 착안한 터빈의 대체체가 일반적으로 사용되는 오리피스 튜브이고 3장에서는 이를 U-shaped tube에 적용 여부를 검증하였다.

본 연구에서 사용되는 양방향 횡류터빈, U-shaped tube, 이중선체 구조의 조합은 내부 선체에서 작동 유체로 이용되는 청수에 의해 양방향 횡류터빈이 구동되기 때문에 직접구동 터빈이 아닌 관계로 출력에 한계를 가지고 있지만 직접구동 터빈을 사용할 경우 해양부착물에 의한 파손과 효율저하 등을 보여 상용화에 한계로 지적되었으며, 부유식 파력발전 장치의 상용화를 위해서는 단순히 고효율의 발전방식뿐만 아니라 단순한 구조를 통한 제조단가의 절감과 고효율, 해양부착물로 인한 유지문제, 내구성, 생존성 등을 갖춘 파력발전 장치의 연구가 필요하다.

본 논문에는 이러한 문제점을 해결할 수 있도록 장치의 피칭에 따른 연구, 히빙 제어에 따른 연구와 같은 수리 모델 실험과 가장 널리 활용되는 상용 CFD CODE인 ANSYS CFX ver.13, 14를 활용한 다양한 전산유체역학 해석을 적극적으로 활용하였다.

## 1.4 구동 원리

Fig 1.7, 1.8에 연구에 기본 개념이 되는 U-shaped tube 형 파력발전 장치의 형상과 구동 원리를 도식화하였다. 파랑의 자유표면의 운동에너지와 위치에너지를 에너지원으로 이용하며 이는 본 장치의 피치 및 히브 등의 운동을 일으킨다. 이러한 장치의 피치 및 히브 운동에 의해 내부 선체의 작동 유체가 양단의 기둥형 형상에서 진동수주 운동을 하게 된다. 이러한 과정에서 선체 내부 작동 유체의 운동은 횡류터빈과 그 노즐을 지나며 발생하게 되는데, 양방향 흐름을 노즐에서 오직 단일 반향으로 횡류터빈이 회전할 수 있도록 유도한다. 단일 방향으로 설계된 터빈에서 발생하는 축동력은 기계적 에너지를 발생하게 되며 이를 활용하는 방식이 본 연구에서 활용된 장치의 주된 원리이다[17].

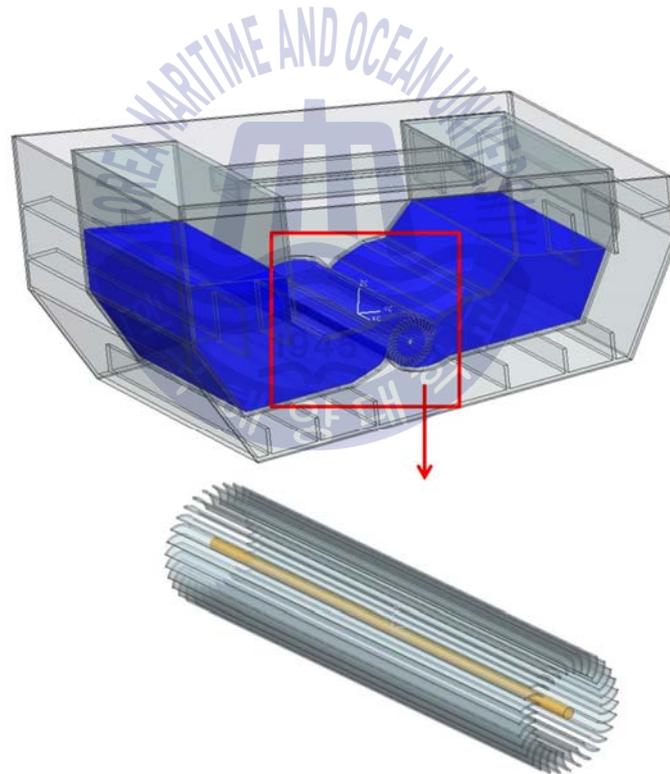


Fig. 1.7 Concept graphic of WEC with a cross-flow turbine and double structure

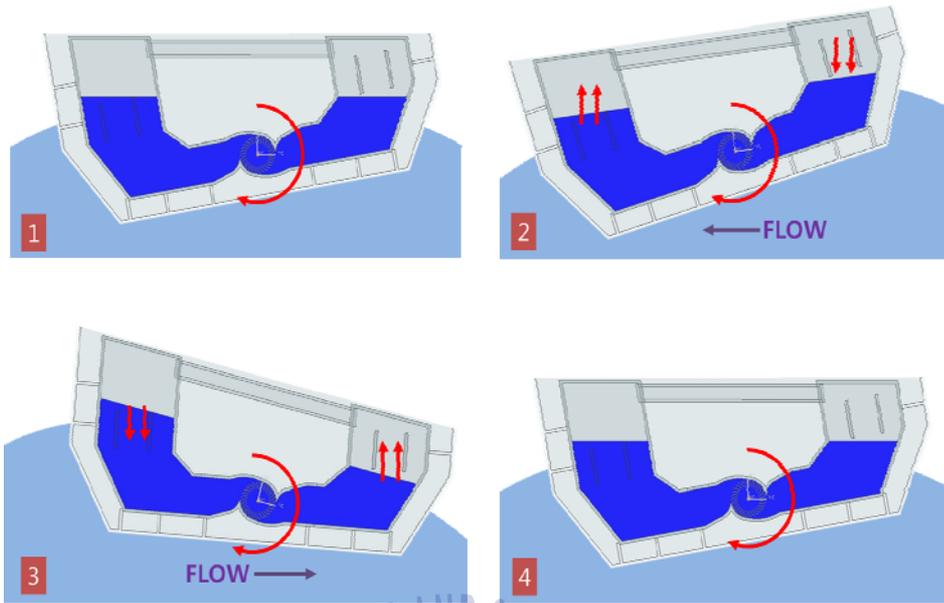
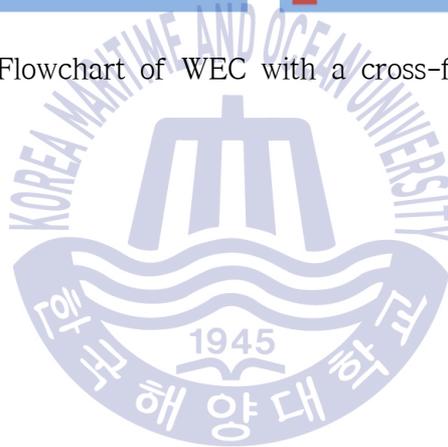


Fig. 1.8 Flowchart of WEC with a cross-flow turbine



## 제 2장 부유식 파력발전 장치 설계

### 2.1 규칙파 이론과 해석

본 파력발전 장치의 설치를 위해 파랑의 특성을 이해하는 것은 매우 중요한 사항이다. 그중 수리 모형실험에서 주로 사용되는 규칙파의 경우 이론적 계산이 가능하고 실험적 데이터와 계산 값이 큰 오차를 가지지 않기에 이론을 확인하는 과정이 필요하다. 파도 특성 연구는 특정 지점의 파도에서 사용할 수 있는 에너지를 평가하고 최적의 성능을 얻을 수 있는 적절한 파력발전시스템을 설계하는 데 필수적이다. 파력발전장치를 설계함에 따라 해석을 통하여 주된 설계파라미터와 용량을 선정하고 그에 따른 부유체의 운동을 예측할 수 있다. Stokes파 이론, 선형파 이론, Eckart 이론, JPL-Roux 이론 등을 검토하고 수심에 따른 파장을 예측하고, 파랑의 경사각을 구하여 부유체의 최대 피치 각과 장치의 길이를 선정하였다[18].

#### (1) 기초방정식 및 경계조건

해수의 이론적 계산에는 일반적으로 비점성, 비압축성의 유체로 가정하며, Lagrangian 정리에 의하여 유체의 운동은 비회전으로 된다. 또한, 파의 진행에 따라 파고 감쇄나 저면 마찰 응력을 대상으로 하는 경우에는, 점성유체로 취급하여 비점성, 비압축성 유체의 비회전운동에 대한 미지함수를 속도 포텐셜  $\phi$  및 압력  $P$ 로 두고, 규칙파의 기초방정식은 라플라스방정식(2-1) 및 압력방정식(2-2)으로 된다.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \phi}{\partial t} \right)^2 + \frac{p}{\rho} + gz = 0 \quad (2-2)$$

경계조건은 저면에 관한 것과 수면에 관한 것이 있고,  $x_i (i=1,2)$ 을 수평 좌표,  $z$ 를 연직좌표로 하고 수심을  $h(x_i)$ 로 하면, 저면은  $z + h(x_i) = 0$  으로 나타내기 때문에, 식(2-3)에서  $F = z + h(x_i)$ 로 놓는 것에 의해 저면에 있어서의 경계조건은 식(2-4)로 된다. 여기서  $u_i$ 는 수평 유속,  $w$ 는 연직 유속이다.

$$\frac{DF}{Dt} = 0 \quad (2-3)$$

$$w = -u_i \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (z = -h) \quad (2-4)$$

수면에 대한 경계조건도 정해주어야 하며 운동학적인 측면과 역학적 측면으로 나눌 수 있다. 운동학적인 경계조건에 대해서는, 수면을 주는 방정식을  $F = z - \zeta(x_i, t) = 0$ 으로 놓으면 식(2-5)

$$w = \frac{\partial \zeta}{\partial t} + u_i \frac{\partial \zeta}{\partial x_i} \quad (z = \zeta) \quad (2-5)$$

를 얻는다. 역학적인 경계조건은, 수면에서 압력이 대기압  $p_a$ 와 같게 되고, 압력방정식(2-6)에  $p = p_a$ 를 대입하면 식(2-7)이 된다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{p}{\rho} + gz = 0 \quad (2-6)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left\{ \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)^2 \right\} + \frac{p_a}{\rho} + g\zeta = 0 \quad (z = \zeta) \quad (2-7)$$

다음과 같은 해양의 파를 취급하기 위한 기초방정식 및 경계조건은 중력만 작용하기 때문에 이를 중력파라 부른다.

## (2) Airy파 이론

축소모형의 실험은 수심  $h$ 가 일정한 경우로서 Airy파 이론을 많이 사용하며 속도포텐셜  $\phi$ 는 식(2-8)으로 나타내며, 여기서  $a$ 는 파의 진폭,  $T$ 를 주기,  $L$ 을

파장으로 하면,  $k = 2\pi/L$ 은 파수,  $\sigma = 2\pi/T$ 는 각 주파수로 나타낼 수 있다.

$$\phi = \frac{a\sigma}{k} \frac{\cosh k(h+z)}{\sinh kh} \sin k(x-ct) \quad (2-8)$$

이 식으로부터 파속  $C$ 를 식(2-9)으로 나타낼 수 있다.

$$c = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh} \quad (2-9)$$

이 이론에서는  $kh$ 에 의하여  $kh$ 가 1에 비하여 매우 큰 심해조건은  $\tanh kh \approx 1$ ,  $\cosh kh \approx \sinh kh \approx e^{kh}/2$ 로 나타내며,  $kh \gg 1$ 인 천해조건은 다음과 같은  $\tanh kh \approx \sinh kh \approx kh$ ,  $\cosh kh \approx 1$ 을 취한다. 일반적으로  $h/L_0 > 1/2$ 일 경우 심해파,  $h/L_0 > 1/100$ 일 때는 장파로 여긴다.

## (2) Stokes파 이론

Stokes파 이론의 경우 Stokes(1874)에 의하여 최초로 유도되어 Isobe(1978) 등에 의하여 제5차 근사해가 얻어졌다. 제 1차 근사 해는 Airy파 이론과 같으며, 파속  $C$ 는

$$C_* = \coth kh \quad (2-10)$$

$$c_0 = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh kh} \quad (2-11)$$

이고, 수심  $h$ , 주기  $T$ (각주파수  $\sigma = 2\pi/T$ ) 및 파고  $H$ 가 주어진 경우에 파장  $L$ (파수  $k = 2\pi/L$ )을 계산하기 위하여 식(2-12)을 이용한다.

$$\sigma^2 = gk \tanh kh \left\{ 1 + \left( \frac{kH}{2} \right)^2 \left( \frac{9C_*^4 - 10C_*^2 + 9}{16} - \frac{C_*}{2kh} \right) \right\}^2 \quad (2-12)$$

## 2.2 Froude number를 이용한 설계 파라미터 선정

파력발전장치는 수리실험 모델의 크기부터 실증 모델에 이르기까지 다양한 축소모형 비를 이용하여 실험을 진행하게 되며[17], 이는 해양플랜트 특성상 대형 구조물이고 이에 따라 막대한 비용이 필요하게 되기 때문이다. 이 때문에 경제적으로 파력발전장치를 검증하기 위하여 다양한 축소 모형실험을 진행하게 된다. 본 논문 중 3장에서는 4.24 : 1의 축소모형비로 실험을 진행하였으며 4장에서 진행되는 장치의 길이 및 설치 위치 선정에서 적용된 Froude number를 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 Froude numbers[17]

Parameters	Froude Scale
Time [s]	$\alpha^{0.5}$
period [s]	$\alpha^{0.5}$
Wave Frequency [Hz]	$\alpha^{0.5}$
Wave Length [m]	$\alpha$
Wave Height [m]	$\alpha$
Object geometry [m]	$\alpha$

## 2.3 수치해석 기법

본 연구에서는 범용 상용 코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였다. 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow[20] 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성 저층(Viscous sublayer) 영역을 안정적으로 처리할 수 있는 최적화된 난류 모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온  $k-\epsilon$  모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구되는 높은 해의 정밀도를 만족하게할 수 없다. 더욱 정확한 해를 구하기 위해 점성 저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족하게 하기 위해서는 벽면 근처에 종횡비 (Aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구조건을 만족하는 CFX 13의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화 (Coupled formation)이다. CFX 13은 압력기반 유한 체적법(Finite volume method)이다. 완전 내재적(Fully implicit) 이산화하여 얻어지는 방정식에 대수 다중 격자법(Algebraic multigrid coupled solver)를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 분리식 접근방법에 비해 내재적 연결방법(Implicit coupling method)은 수렴을 가속하고, 압축성 유동에서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 가진다[19].

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족 범위가 다르기 때문이다. 많은 경우, 특히 유체기계의 설계 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동 장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 심하게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.

### 2.3.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 운동방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이며, 식(2.13), 식(2.14), 식(2.15)과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.14)$$

여기서 응력텐서 :  $\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( u_j \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.15)$$

여기서 전엔탈피 :  $h_{tot} = h + \frac{1}{2} u_i^2$

여기서,  $\rho$ =밀도,  $u$ =속도,  $P$ =압력,  $\tau$ =응력텐서,  $\mu$ =점성계수,  $\delta$ =크로네커델타,  $h_{tot}$ =전엔탈피,  $T$ =온도,  $\lambda$ =열전도율,  $h$ =정적엔탈피를 나타낸다.

상태방정식  $\rho = \rho(P, T)$ , 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고  $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 쓴다. 방정식의 일반적인 형태는 같다.

### 2.3.2 이산화 방법

CFX 13은 내재적 압력 기반으로 한 해석 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립변수들은  $(P, u, h_{tot})$ 이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig. 2.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려진 격자(Cell)이다. 실선으로 나타난 격자 요소(Element)를 다시 나누어 점선으로 표현된 하위 요소(Sub-element)를 구성하며 제어 체적은 음영으로 나타난 부분과 같이 노드(Node)를 둘러싼 하위 요소들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 같게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분(Fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻은 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배값을 필요로 하므로 요소 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 유한요소형상함수(Finite element shape function)가 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig. 2.2와 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

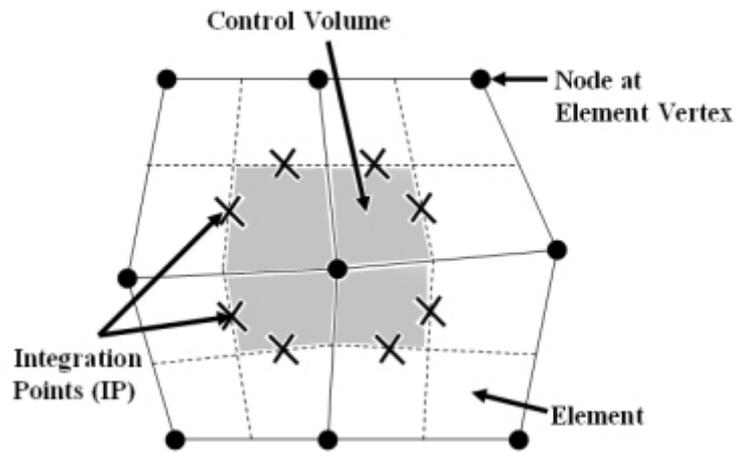


Fig. 2.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

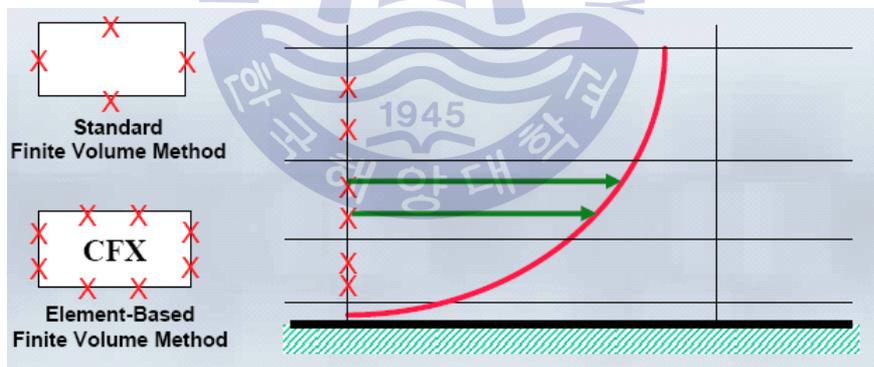


Fig. 2.2 More accurate gradient prediction due to more integration points per control volume face

식(2.13), 식(2.14), 식(2.15)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식을 얻을 수 있으며, 그 식은 각각 식(2.16), 식(2.17), 식(2.18)과 같다.

$$V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0 \quad (2.16)$$

여기서 질량유동 :  $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$

$$\begin{aligned} & V \left( \frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} \quad (2.17) \\ & = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{U_i}} V \end{aligned}$$

$$V \left( \frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{\phi}} V \quad (2.18)$$

여기서,  $V$ 는 제어체적,  $\Delta t$ 는 time step,  $\Delta n_j$ 는 별도의 외부로 분출되는 표면 벡터, 아래 첨자인  $ip$ 는 적분점에서의 계산을 나타내며, 그 합산은 제어체적의 모든 적분점 그 이상이다. 또한, 위첨자인 0은 이전 시간 단위를 나타낸다.  $U_i$ 는 속도 규모,  $\mu_{eff}$ 와  $\Gamma_{eff}$ 는 각각 난류와 확산을 고려한 유효점성이다.  $\dot{m}_{ip}$ 는 제한체적의 적분점 표면을 통과하는 질량유동이다. 모든 방정식은 시간 간격의 제한을 피하고자 시간에 대해 암시적으로 다루어지며, 비정상항에는 1차와 2차 Backward Euler 방정식이 사용된다.

확산항은 요소형상함수의 미분 형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 고해상도 수치기법(High-resolution scheme)을 사용한다.

고해상도 수치기법 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth&Jespersen[21]에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식(2.19)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (2.19)$$

Upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류항과 마찬가지로 유동이 상당한 압축성이 있어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다. Implicit 방법에서 중요한 것은  $\rho U$ 의 선형화이다. 먼저  $\rho U$ 는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정되어 식(2.20)과 같다.

$$(\rho U)^n A \approx \rho^n U^0 A + \rho^0 U^n A - \rho^0 U^0 A \quad (2.20)$$

여기서 위첨자  $n$ 은 새로운 암시적인 값(implicit value)을 의미하고 0은 지연된 예전 시간 레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

마지막으로, 식(2.21)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 향으로 구성된  $\rho^n$ 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분 항  $\frac{\partial \rho}{\partial p}$ 를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T (p^n - p^0) \quad (2.21)$$

### 2.3.3 난류모델링

수치해석을 위한 난류모델은 Menter[23]의  $k-\omega$  SST 난류모델을 적용하였다. 일반적으로 Wilcox model[24]의 단점으로 자유 유선(free stream)에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX 13에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면 근처에서는  $k-\omega$  모델을 사용하고 바깥쪽은  $k-\epsilon$  모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport)[25] 모델을 지원한다.  $k-\omega$  모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동벽면처리기법(Automatic wall treatment)으로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의  $y^+$ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해  $y^+$ 는 1의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리기법은 벽면 격자를 처리할 수 있는 장점이 있다. 유체기계 유동장은 상당히 복잡한 형태이므로 이러한 자동벽면처리 조건은 상당히 유용한 기능이다.

$k-\omega$  SST 모델은 난류 전단응력의 수송(Transport)을 계산하기 때문에 압력의 역구배에 의해 발생하는 유동 박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과  $k-\epsilon$  모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, smooth 한 표면에 발생하는 유동 박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 가장 주된 원인으로써 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대해 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식(2.22)과 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.22)$$

여기서,  $\nu_t : \mu_t / \rho$

$F_2$  : blending function

$S$  : strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정

식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한하며 식 (2.23)에서 식(2.27)에 나타내었다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.23)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (2.24)$$

여기서,  $y$ 는 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리를 의미한다.  $\nu$ 는 동점성계수이다.

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (2.25)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.26)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt[2]{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (2.27)$$

SST 모델이나 BSL 모델은  $k-\varepsilon$ 과  $k-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 있는 노드의 거리정보가 필요하다. Wall scale 방정식은 식(2.28)과 같은 단순한 형태의 방정식으로 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (2.28)$$

여기서,  $\phi$ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면 거리는 식(2.29)에 의해 wall scale로부터 계산된다.

$$\text{Wall Distance} = -|\nabla\phi| + \sqrt{|\nabla\phi|^2 + 2\phi} \quad (2.29)$$



## 제 3장 양방향 횡류터빈의 특성에 관한 실험 및 수치해석

### 3.1 모션 플랫폼을 이용한 파력발전 시스템의 성능해석

본 장치에 사용된 파력발전 방식은 파랑에 의해 생긴 장치의 피치 모션으로 인하여 내부 챔버의 물에 위치에너지를 전달하고, 양단 챔버 중간에 있는 양방향 횡류터빈을 작동하여 발전하는 방식을 취하고 있다. Fig. 3.1은 양방향 횡류터빈의 형상 및 양방향 흐름의 수류를 터빈의 축에 단일 회전으로 바꾸어 주는 노즐의 형상은 Choi et al.[15] 등에 의하여 연구되었으며, Choi et al.[26]과 Prasad et al.[27]은 노즐의 형상을 CFD 기법을 이용하여 특성을 연구하였으며, 가이드 노즐의 형상에 따라 흐름에 미치는 영향과 양방향 횡류터빈의 Stage 영역에 미치는 효율을 분석하였다. 또한, 실험적 방법을 이용하여 고정식 DDT 방식의 파력발전 장치를 설계하여 장치의 성능과 다양한 파 조건에 따른 영향을 분석하였다. 이에 따른 양방향 흐름에 따른 양방향 횡류터빈의 성능은 2D 조파 수조 상에서의 실험과 CFD 결과 48.6%로 제시되었으며, 본 장치에는 Choi et al.에 의해 연구된 노즐형상을 이용하였다. 본 CFD에 사용된 노즐형상은 Fig. 3.1의 노즐형상을 사용하였으며, 위의 케이스 고정형 양방향 터빈에 사용한 러너블레이드 형상을 사용하였다[26].

파력발전 장치 성능 검증을 위한 순서로 일차적으로 CFD를 이용하여 개념 모델을 모델화하고, 이를 통하여 터빈직경과 형상을 최적화한 후, 모션 플랫폼을 이용하여 실험적인 방법으로 피치에 의한 본 장치의 운동 및 내부 유동을 검증한다. 이는 터빈의 압력 강하 영향을 알아볼 수 있으며 곧 각 챔버 내의 유량 변화를 측정하여 추후 MATLAB 과 CFD의 근거로 사용되었다. 각 케이스에서의 유량 결과를 바탕으로 최적 오리피스 튜브의 크기를 결정하였다.

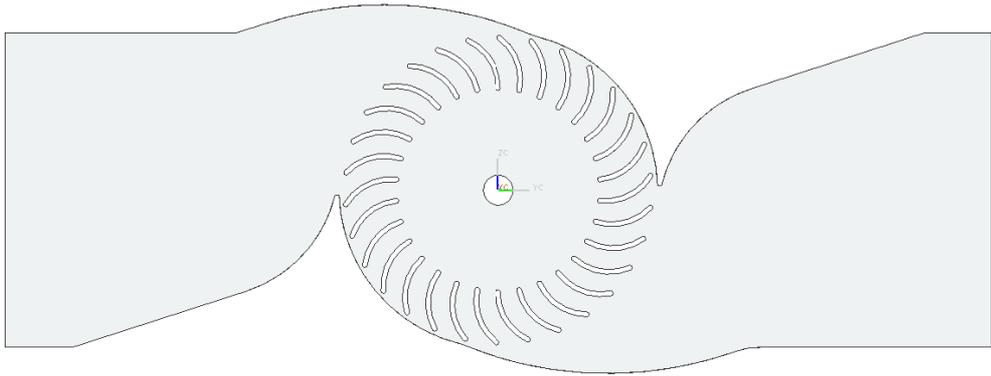


Fig. 3.1 Symmetric nozzle and cross-flow turbine shape[26]

### 3.1.1 모션 플랫폼

소형 파력발전 장치의 설계 및 제작은 4.24:1 스케일로 제작되었으며 CFD 해석 과정과 동일한 2축 피치 운동 시의 내부 유동 및 유량, 양방향 횡류터빈의 특성 검증을 위해 Table 3에 나타난 특성을 가진 모션 플랫폼이 사용되었으며 그 외형은 Fig. 3.2와 같다[17].

Table 3 Specification of the 6-DOF motion platform

Optimum load	5ton
Maximum pitch angle and error rate	$10^{\circ} \pm 0.1^{\circ}$
Heave length and error rate	$0.5\text{m} \pm 0.1\text{m}$
Minimum frequency	0.1Hz
Diameter of top circle plate	2.3m



Fig. 3.2 6-DOF motion platform[17]

### 3.1.2 양방향 횡류터빈을 이용한 파력발전 모델

Fig. 3.3, 3.4에서 본 실험장치의 정면도와 실험 세팅 상태를 도식화하였다. 아래 Table 4에 간략한 장치 크기, 터빈 직경, 블레이드 매수와 같은 특성을 나타내었다.

Table 4 Specification of the wave energy converter

Dimension of WEC	2.5m × 0.7m × 1m
Diameter of turbine	0.26m
The number of blade	30

(1) 실험센서

-차압계 : 터빈의 전후에 홀을 생성시켜 이 두 위치에서 압력강하를 측정하기 위해 설치하였고, 사용된 차압계는 sensys(model DWSD0020R1AA)이다. 이 센서의 범위는 0-20kPa이고, 오차는 0.075%이다.

-토크미터 : SETTECH(model YDR - 5KM)이고, 용량은 49.03Nm을 가지고 있으며, RPM은 최대 6000rpm까지 측정이 가능하다. 토크미터는 터빈 가동범위 내에서 실험을 통하여 Fig. 3.5와 같이 보정 하였으며, 터빈의 RPM에 따른 효율을 측정하기 위하여 토크미터 뒤쪽에 파우더 브레이크(model PRB-Y3)를 설치하여 토크와 회전속도를 제어하였다.

-데이터 로거 : 센서의 모든 디지털 신호는 Graphtec GL500A (modelGL500-UM-852)를 사용하였다. 모든 데이터의 샘플링 간격은 1ms로 설정되었다.

-수위센서 : 초음파 수위계를 사용하였고 모델은 UltraLab® ULS sensor이다. 측정 범위는 200-1,300mm이고, 수위를 이용하여 유량을 측정하기 위하여 왼쪽 챔버 중심 상부에 설치되었다.



Fig. 3.3 Geometric details of the double-hull of the device[28]

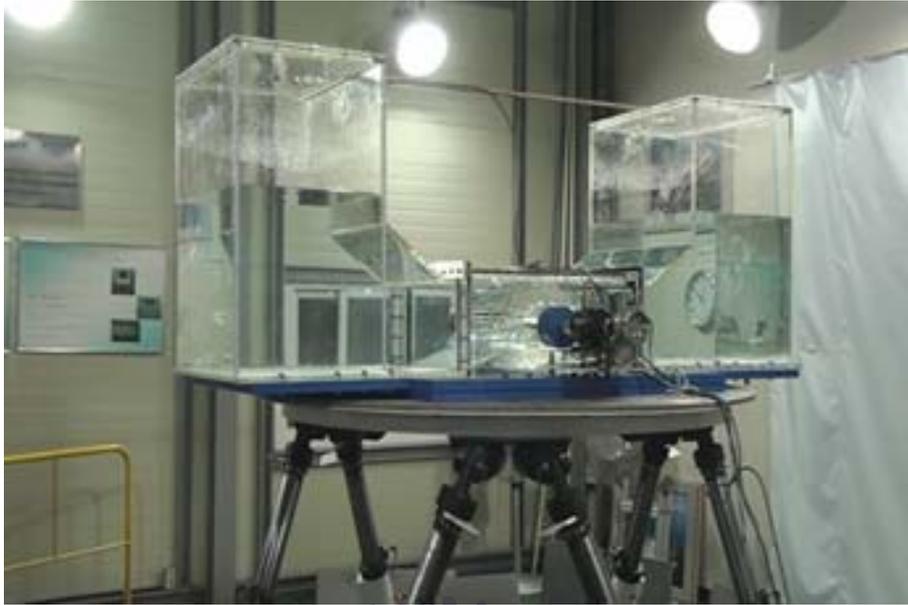


Fig. 3.4 Picture of the device on the ocean simulator

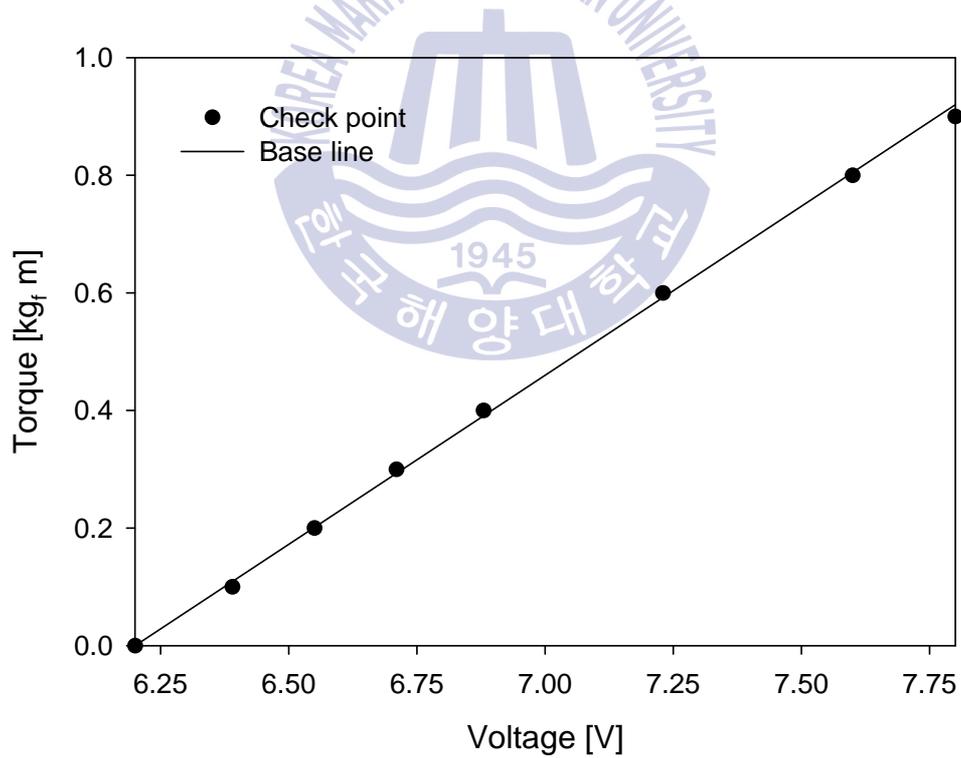


Fig. 3.5 calibration curve of the torque meter[28]

### 3.1.3 터빈성능해석 및 실험

#### (1) 무부하 조건(No-load condition) 실험

일반적인 터빈성능 해석의 경우 최대 효율, 출력, 운전 조건 등을 찾기 위해 무부하 조건(no-load condition)에서 최대 유량 혹은 rpm이 측정된 조건으로 load condition에서 실험이 진행된다[17]. 본 실험 역시 위와 같이 진행되었으며, 양방향 횡류터빈의 오리피스 대체 가능성 검증을 우선시 두고 있는 연구의 방향 상 가장 좋은 결과를 보인 피치 각도  $4^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $8^\circ$ ,  $10^\circ$  에서 Motion frequency 0.33Hz, 0.5Hz의 결과가 사용되었다.

#### (2) 부하 조건(Load condition) 실험

RPM 제어를 통한 최대 출력, 토크, 운전 조건 등을 도출하기 위한 실험으로 본 실험에서는 30~70rpm까지 파우더 브레이크를 통해 제어하였다. Table 5 같은 조건에서 실험이 진행되었으며 이 중 50rpm에 관한 결과를 토대로 터빈과 오리피스 튜브를 비교하였다.

Table 5 Experimental cases for load conditions

Pitch angles	$4^\circ$ , $6^\circ$ , $8^\circ$ , $10^\circ$
Motion frequency	0.33Hz, 0.5Hz
Rotational speed of turbine	30rpm, 40rpm, <b>50rpm</b> , 60rpm, 70rpm

## 3.2 U-shaped tube 이산화 모델

### 3.2.1 U-shaped tube 파력발전 모델

Fonseca et al.[29, 30]은 내부에 청수가 사용되며 청수의 운동에 의해 상부 공기 터빈이 작동하는 모델인 UGEN을 개발하였고, 이는 기본적인 파력발전 장치의 수치해석 모델로 활용되었다. 논문에 본 장치와 유사한 모델의 지배방정식을 얻을 수 있다. 식 1에서 탱크 내에서 유체의 운동을 나타내었다. Lee와 Newman의 논문[31, 32]에서 상세한 식을 확인할 수 있다. 질량 계수인  $A_{kj}$ , 댐핑 계수인  $B_{kj}$ 와 복원 계수인  $C_{kj}$ 가 사용되었다. 좌표계의 방향성인 6 자유도는 ( $k=1,2,\dots,6$ )로 나타내었다.  $k=7$ 은 탱크 내 청수의 수직 방향 상하 움직임 모션으로 사용되었다. 본 모델은 질량, 운동량 및 에너지의 보존에 기본을 두고 있는 오일러 방정식을 기초로 단순화되어있다. 또한, Stigler[33]의 논문에서 선박의 움직임을 안정화하기 위한 진동 수주형 U 탱크 모델은 그 요약 버전인 Lloyd' method를 활용하였다.

Fig. 3.6은 본 U-shaped 탱크의 수치해석에 사용된 두 곳의 사각형의 양쪽 저장부가 존재하는 Lloyd[34]의 method이며 높이는  $h_r + h_d/2$ 로 폭은  $w_r$ 로 나타내었다. 연결부는 사각형의 양쪽 기둥 사이에 존재하며 그 높이는  $h_d$ 로 폭은  $w_d$ 로 나타내었다. 또한, 탱크의 수평방향 길이는  $L_t$ 로 나타내었다.

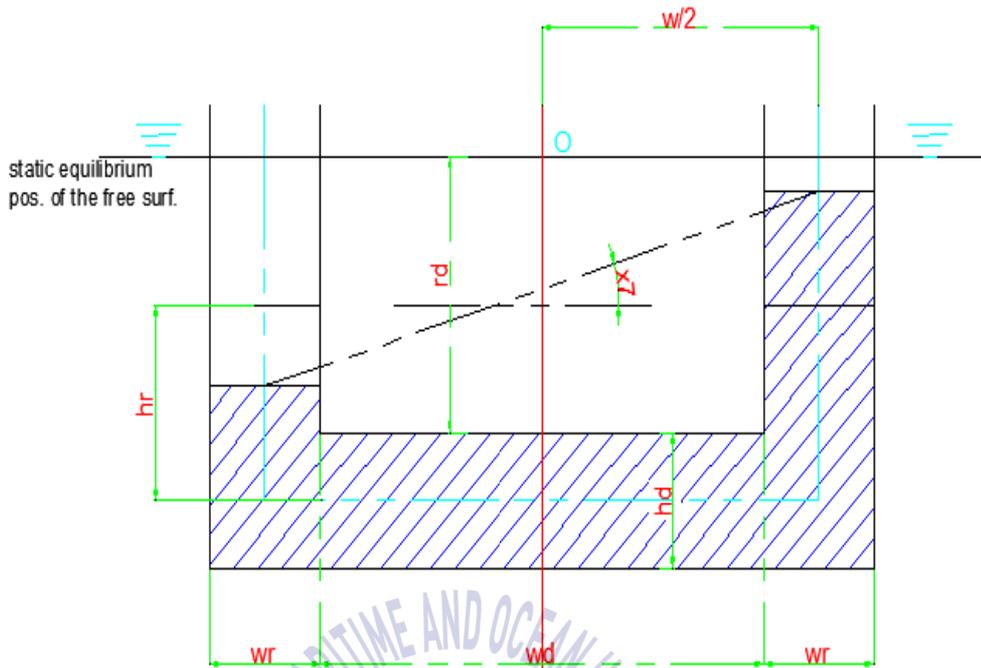


Fig. 3.6 Passive U tank of Lloyd's method[34]

Fonseca의 장치의 경우 작동 유체를 공기를 활용한다는 것과 장치 중심이 곧은 관 형태로 되어있다는 점을 고려하여야 한다. 본 연구에서 사용된 지배방정식은 식(3-1)에서 식(3-8)까지이다.

$$A_{77}x_7''B_{77}(x_7' - x_4') + C_{77}x_7 + A_{72}x_2'' + A_{74}x_4'' + C_{74}x_4 = 0 \quad (3-1)$$

여기서,

$$A_{77} = Q_i W_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right) \quad (3-2)$$

$$B_{77} = 2zQ_i \sqrt{w_r g \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right)} \quad (3-3)$$

$$C_{77} = Q_t g \quad (3-4)$$

$$A_{72} = A_{27} = Q_t \quad (3-5)$$

$$A_{74} = A_{47} = Q_t (r_d + h_r) \quad (3-6)$$

$$C_{74} = C_{47} = Q_t g \quad (3-7)$$

$$Q_t = \frac{\rho_t w_r w^2 L_t}{2} \quad (3-8)$$

여기서  $z$ ,  $g$ 와  $\rho_t$ 는 각각 유량 감쇠 계수, 중력가속도, 탱크 내 청수의 밀도를 나타낸다. 식(3-1)에서 식(3-8)까지 계산하여 각각의 값으로부터  $x_7'$ 을 구할 수 있는데 이  $x_7'$ 으로부터 식(3-9) 값인  $v$ 을 구할 수 있다. 여기서  $x_7'$ 는 내부 유체의 각속도를 의미한다.

$$v = \frac{x_7' w}{2} \quad (3-9)$$

위 식(3-9)는 최종적으로 양방향 횡류터빈과 오리피스를 비교하기 위한 유량을 계산할 수 있도록 하는데 결정적인 영향을 하는데, 여기에서 일반적인 유량을 구하는 방정식이 아닌 추가로 식(3-10)과 같이 ' $\beta$ ' [35]를 사용하였다. 이는 터빈이 유체의 흐름을 방해하는 영향력을 곤은 관 모형인 Fonseca의 기본 모델에 도입하기 위함이다.

$$Q = bhv^* \beta \quad (3-10)$$

여기서,

$x_7'$ : 내부 청수의 각속도

$x_4'$  : 외부 선체의 피치 모션 각속도

$Q_i$  : 내부 선체의 매개변수

$z$  : 내부 선체의 유량 감쇠 계수

$\beta$  : 오리피스 튜브와 터빈에 의한 유량 감쇠 계수

$g$  : 중력가속도

각각 의미한다.

Fig. 3.7은  $\beta$ 를 구하기 위한 방정식을 나타내었다.  $\beta$ 는 전체 직경  $D$ 에 오리피스 튜브의 직경  $d$ 를 나눈 값으로 그 식은 식(3-11)에 나타내었다.

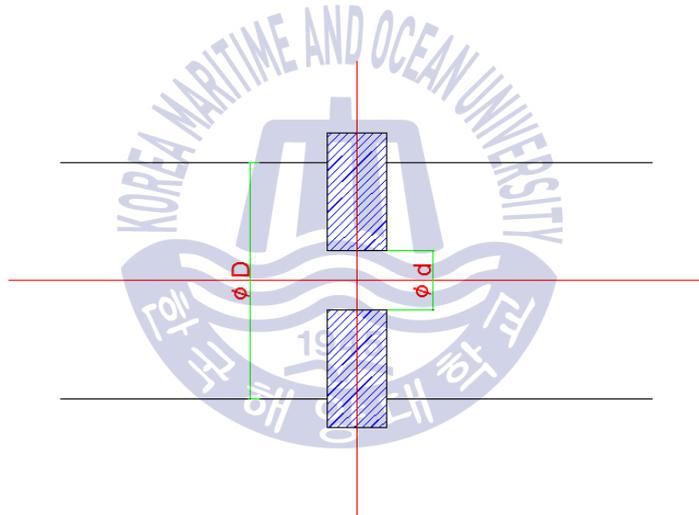


Fig. 3.7 Position for outside and inside diameter in an orifice tube [35]

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (3-11)$$

$z$ 와  $\beta$ 의 영향을 매우 지대하다. 적당한  $\beta$ 를 찾아 사용되는 모든 Code에서 일정한 수치를 유지하여야 하고 최소한의 허용오차를 만들어야 하기 때문이다.

그리고  $z$ 의 경우, Fonseca의 논문에서 House-code를 이용한 연구 결과 중 근사값인 0.008[29]이 사용하였다.

### 3.2.2 MATLAB CODE와 실험 비교 결과

본 실험은 피칭 각도와 터빈회전 수를 변경하며 유량을 측정하는 방식으로 진행되었다. 본 결과에서 터빈회전 수는 50rpm으로 일정하게 고정된 값이며 피칭 각도는  $4^\circ \sim 10^\circ$  까지 각  $2^\circ$  단위로 변화시키며 그때의 유량이 측정되었다.

최대 유량은 피칭 각  $10^\circ$  에서 42.2kg/s로 측정되었으며 최소 유량은 피칭 각도  $4^\circ$  에서 19.8kg/s로 측정되었다.

MATLAB의 시뮬레이션 역시 실험과 동등한 방법으로 진행되었는데, 피칭 각도는  $4^\circ \sim 10^\circ$  까지 각  $2^\circ$  단위로 변화시키며 그때의 유량을 시뮬레이션 하였다. Fig. 3.8에 실험결과와 MATLAB 시뮬레이션 결과를 비교하였는데, 피칭 각  $4^\circ$  에서 실험값 19.8kg/s와 시뮬레이션값 20kg/s를 기록하여 가장 적은 1.25% 오차율을 보였으며 피칭각도  $10^\circ$  에서 8.26%의 오차율을 보였다. 여기에서 오차율을 구하기 위해 가장 일반적인 식이 사용되었으며 그 식은 식(3-12)과 같다.

$$\text{error} = \left| \frac{\text{Experiment} - \text{MATLAB}}{\text{Experiment}} \right| * 100 \quad (3-12)$$

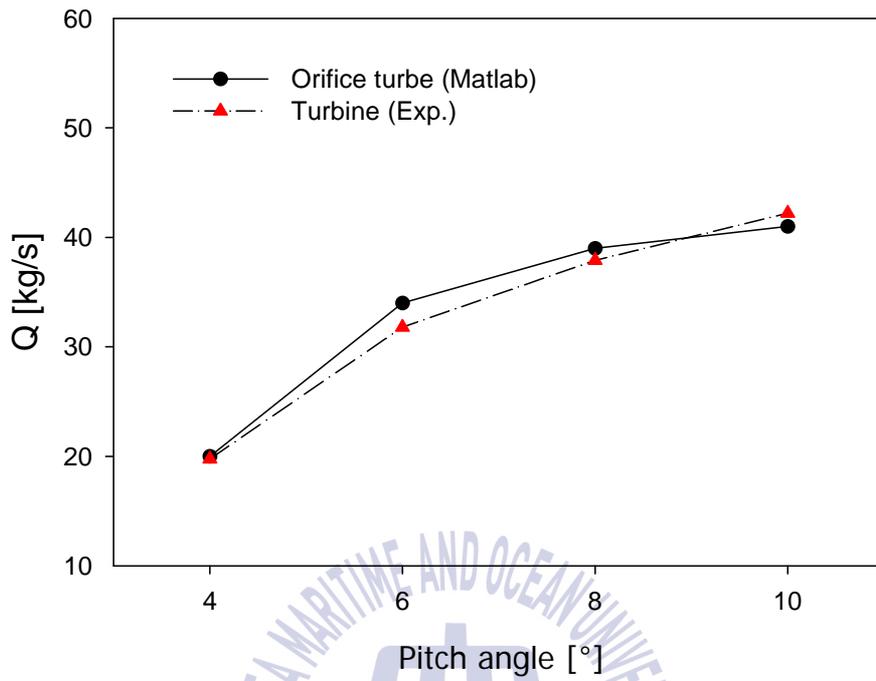


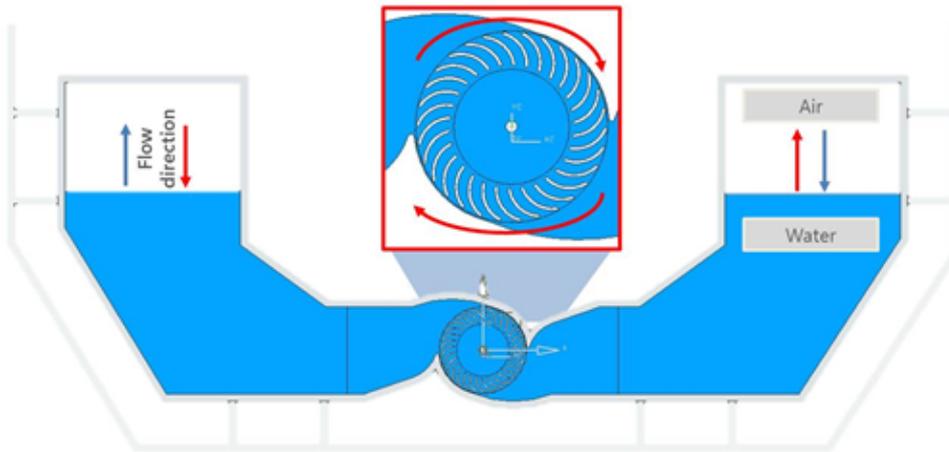
Fig. 3.8 Comparison of experimental and calculated result

### 3.3 CFD에 의한 양방향 횡류터빈과 오리피스 모델 해석

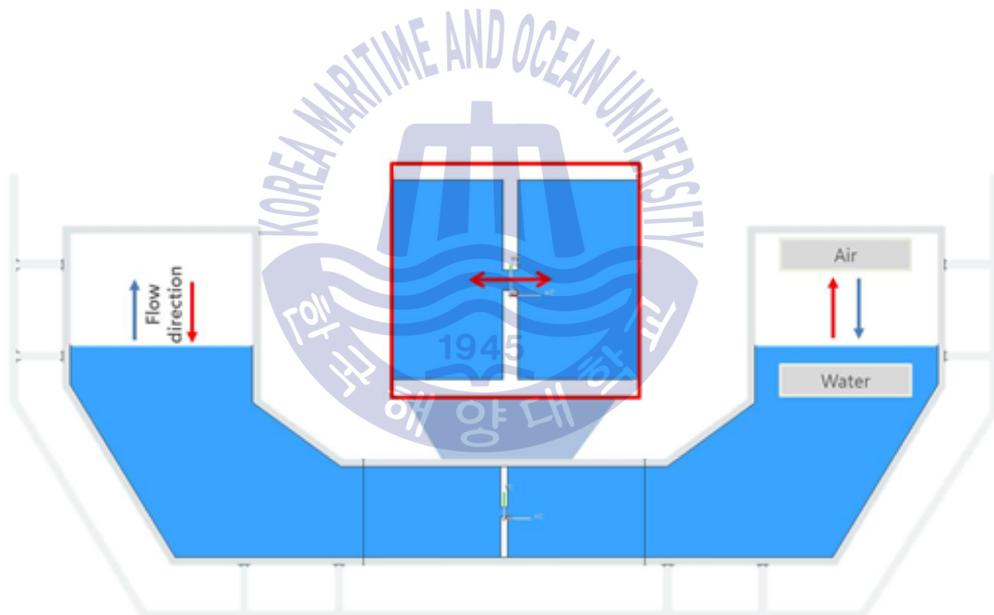
#### 3.3.1 형상 모델링 및 계산 격자

수치해석 타켓 모델은 계산 시간 단축, 소모 노드 수 감소를 위해 소형화하였다. 그중 양방향 횡류터빈은 4.24:1의 비율로 축소되었다. 또한, 유동해석을 위한 오리피스 튜브도 양방향 횡류터빈과 마찬가지로 축소된 모형이다. 추가적인 해석에서는 확대한 터빈을 채용하여 대체 가능 여부를 판단할 예정이다. 대표적인 상용코드인 ANSYS CFX ver.13이 사용되었으며, 양방향 횡류터빈과 오리피스 튜브의 형상은 Fig. 3.9에서 각각 확인할 수 있다. Fig. 3.10, 3.11에서 ANSYS ICEM CFD ver.13을 이용한 hexahedral mesh가 사용된 두 모델을 확인할 수 있다.





(A) A cross-flow turbine type



(B) An orifice tube type

Fig. 3.9 Wireframe model of WEC devices

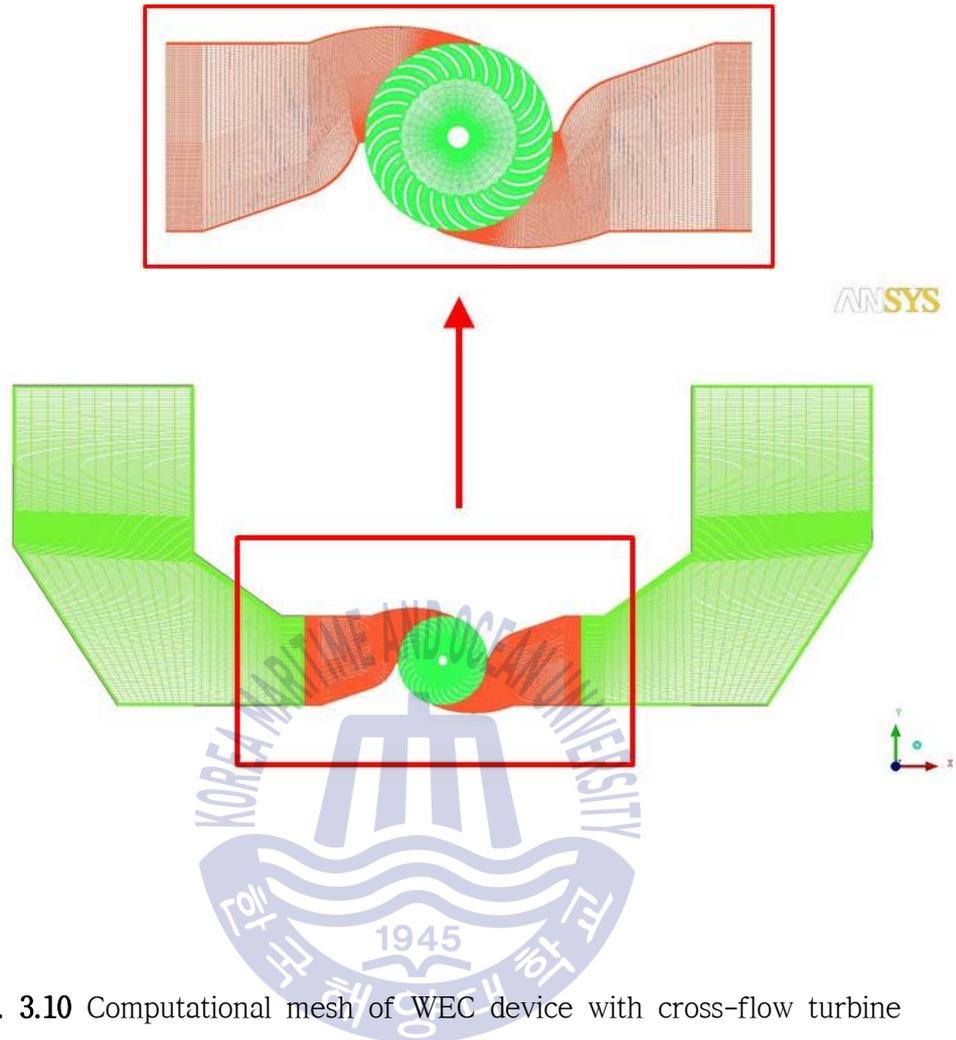


Fig. 3.10 Computational mesh of WEC device with cross-flow turbine

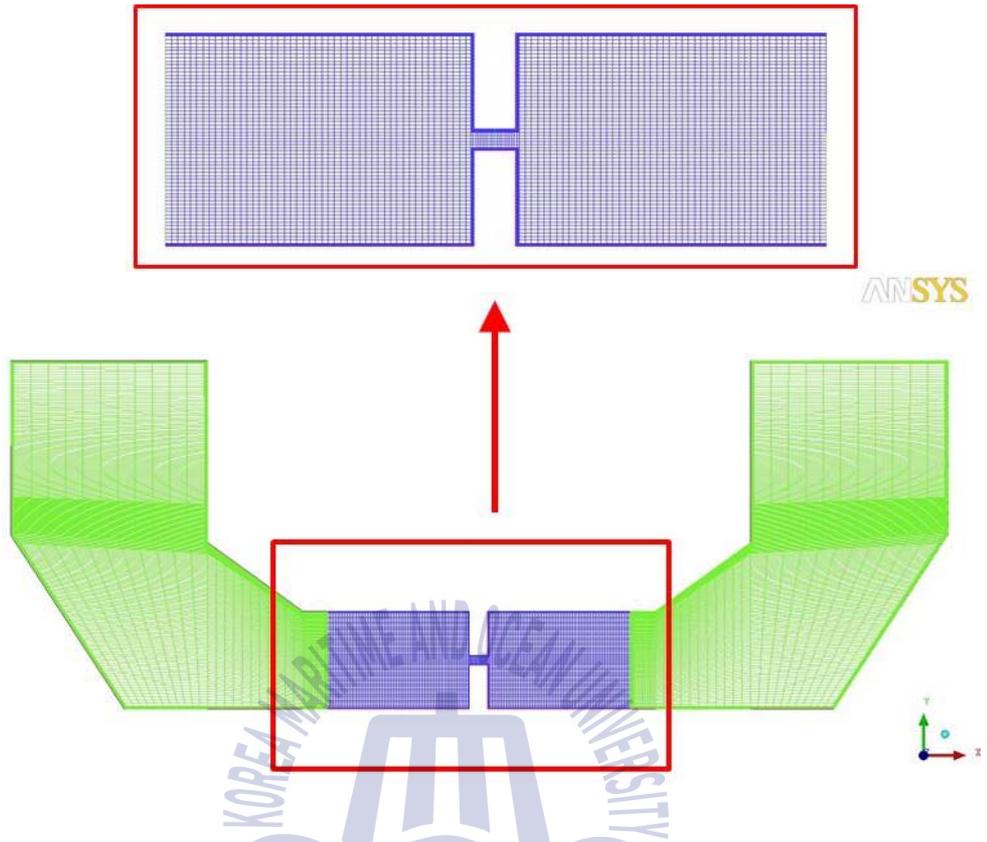


Fig. 3.11 Computational mesh of WEC device with orifice tube

### 3.3.2 경계 조건

본 연구에서는 양방향 횡류터빈과 오리피스 튜브 부분을 제외한 경계조건은 같이 사용되었다. 난류모델로  $k-\omega$ 를 기반으로 한 SST(Shear Stress Transport) 모델이 선택되었다. 작동 유체로 물과 공기 즉 멀티페이즈가 활용되었다. Time step은 0.1초로 총 10초로 비정상상태 시뮬레이션이며 자세한 setup은 Table 6에 나타내었다.

Fig. 3.12는 본 유동해석의 각 경계조건을 도식화하였다. 기본적인 2D 시뮬레이션이 채택되었으며 양방향 횡류터빈 전후 단, 오리피스 전후 단에서 유량이 측정되었으며 장치는 히브나 롤과 같은 타 축에서의 축 운동, 축 로테이션을 배제한 오로지 피치 운동만 고려되었다.

**Table 6** CFX setup parameters with cross-flow turbine

Turbulence Model	SST
Working Fluid	Air, Water with free surface
Total analysis time	10s
Analysis type	Transient
Mesh Specification	937,522 Elements
	833,828 Nodes
Element type	Hexahedral

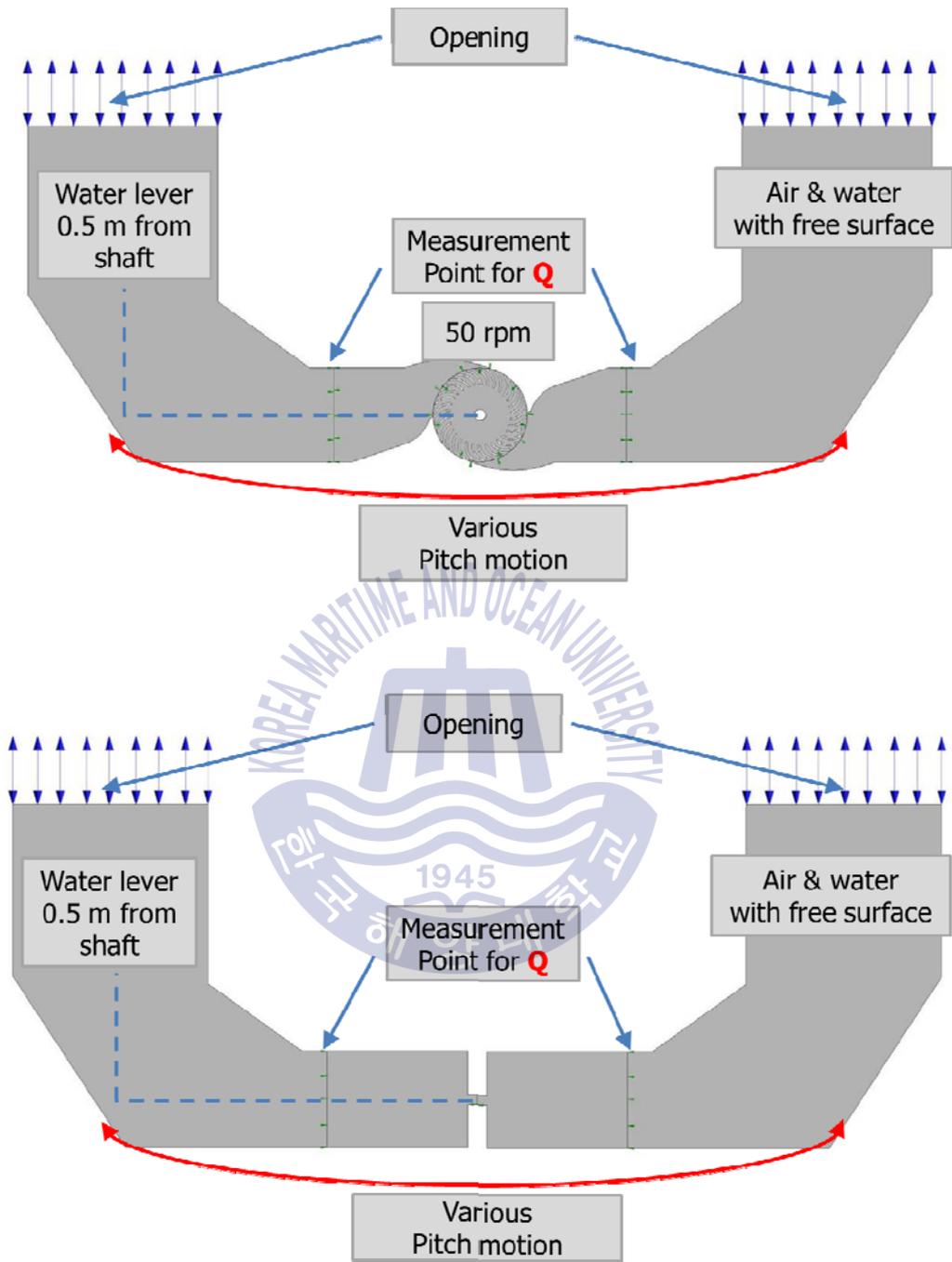


Fig. 3.12 boundary conditions for both devices

### 3.4 요약 및 검토

최적화된 오리피스 튜브의 크기를 선정하기 위해  $6^\circ$ 의 피치 각과 주기 1.2s가 대표적 계산 조건으로 선정되었다. 초기 계산에서 양방향 횡류터빈의 유량은  $0.07\text{kg/s}$ 가 Table 3에 제시된 조건에서 도출되었다. 그리고 5가지의 다른 크기의 오리피스 튜브가 선정되어 시뮬레이션하였다. 초기 계산에서 각 오리피스 튜브의 크기별 결론은 테이블 2에서 확인 할 수 있다. 그 결과 오리피스 튜브가 5.2mm의 크기 즉 베타가 0.1일 때 가장 최적의 결과를 보여주었다. 또한, CFD 시뮬레이션은 비슷한 조건에서 피치 각도만  $4^\circ$ 에서  $8^\circ$ 로 변화하는 조건으로 진행되었다. Table 7은 각 피치 각도에서  $\beta$  값을 보여준다.

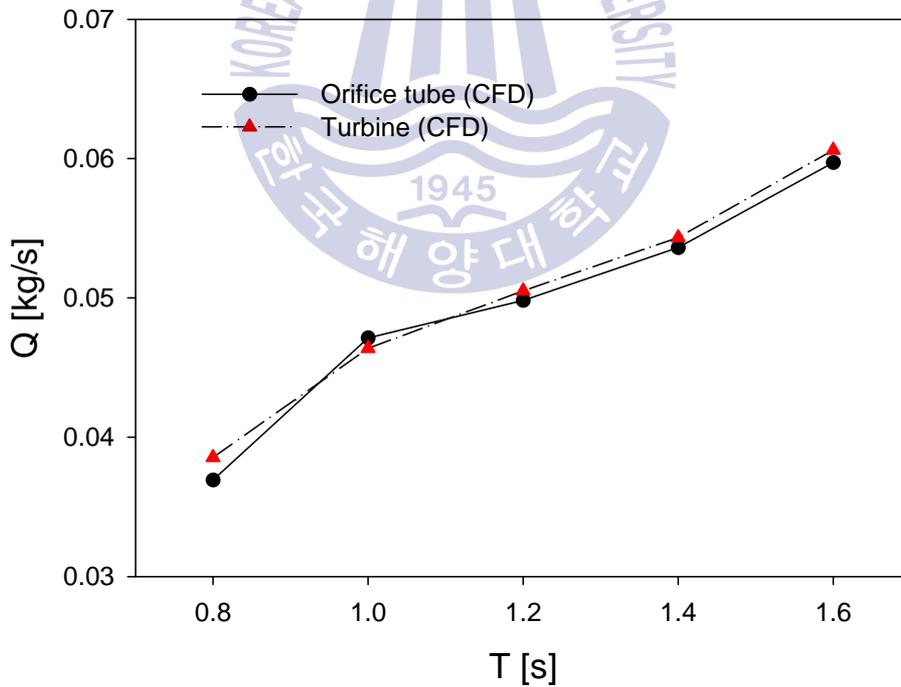
두 모델은 각각  $4^\circ \sim 8^\circ$ 의 피치 각에서  $2^\circ$ 씩 증가하는 조건을 주고 계산하였다. 또한, 그때의 주기 역시 0.8s~1.6s로 0.2s씩 증가시켰다. 총 15case를 계산하였으며 그 결과는 Fig. 3.13~3.15과 같다. 각 그래프에서 주기에 따른 유량을 비교하였으며 검은색 점은 오리피스 튜브의 유량을 나타내며 빨간색 삼각형은 터빈의 유량을 나타낸다. Fig. 3.16에서 주기에 따른 error[%]를 표현하였다. 피칭각도  $6^\circ$ , 1.2s의 조건에서 0.1%의 오차율을 기록하였으며 피치 각  $6^\circ$ , 1.6s의 조건에서 최대 오차인 4.6%를 기록하였다.

실험 결과와 MATLAB Code, CFD 시뮬레이션 결과로 양방향 횡류터빈 모델과 오리피스 튜브를 삽입한 모델을 비교하여 봤을 때, 실험 최대 오차는 10%내외로 측정되었으며 6.0% 이내의 계산 값을 보여주었다.

소형 모델에서는 주기의 변화보다 피치 각의 변화에 더욱 큰 오차를 보이며 피칭각도가 변할 때 오리피스의  $\beta$ 를 변경시켜 줘야하는 문제가 있다. 하지만  $\beta$ 를 변경해 주기만 한다면 6% 이내의 충분히 신뢰할 수 있는 결과가 도출된다는 것을 알 수 있다.

**Table 7** Specification of orifice tube used in the analysis

Size of orifice tube [mm]	$\beta$ [%]	Mass flow [kg/s]
52.2	100	0.59
15.7	30	0.20
10.5	20	0.13
5.2	10	0.07
2.6	5	0.0675



**Fig. 3.13** Comparison of mass flow at 4°

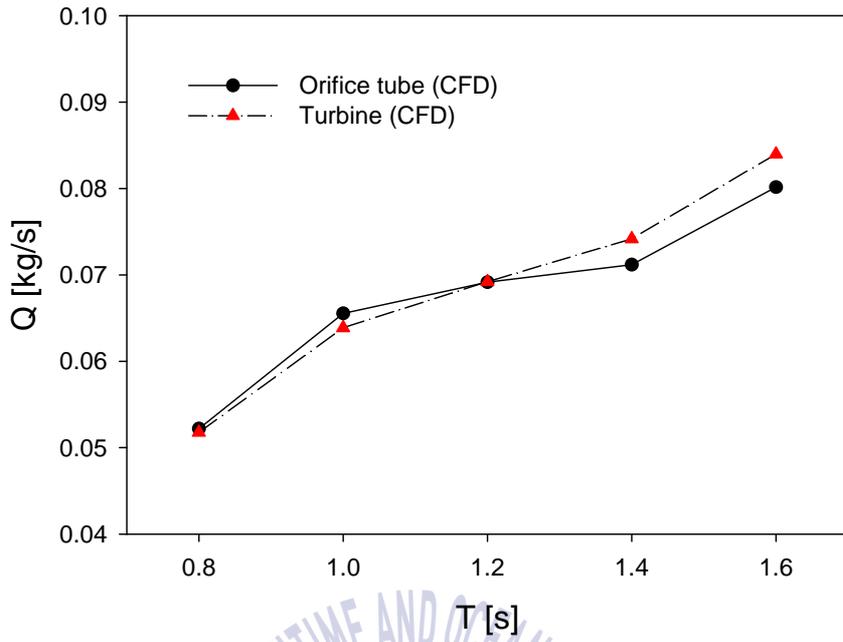


Fig. 3.14 Comparison of mass flow at 6°

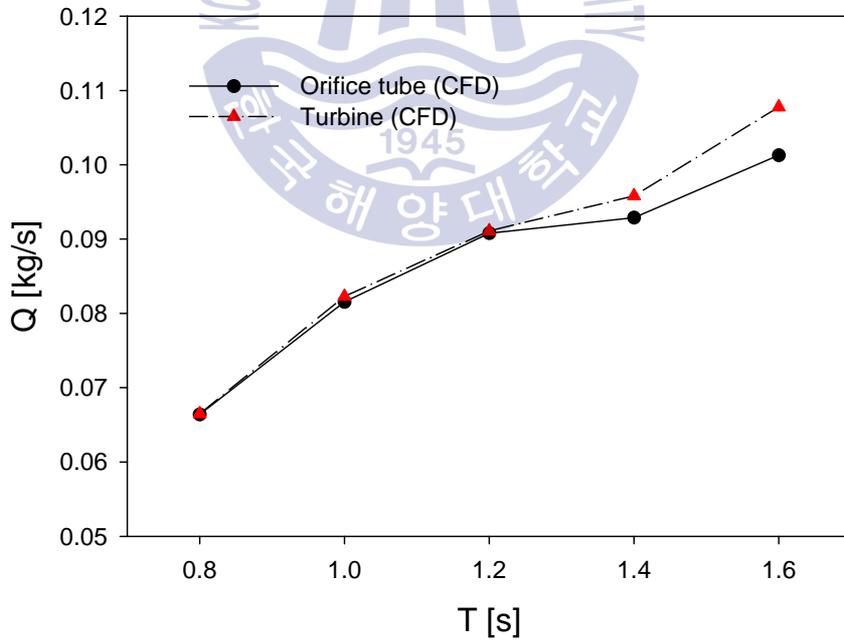


Fig. 3.15 Comparison of mass flow at 8°

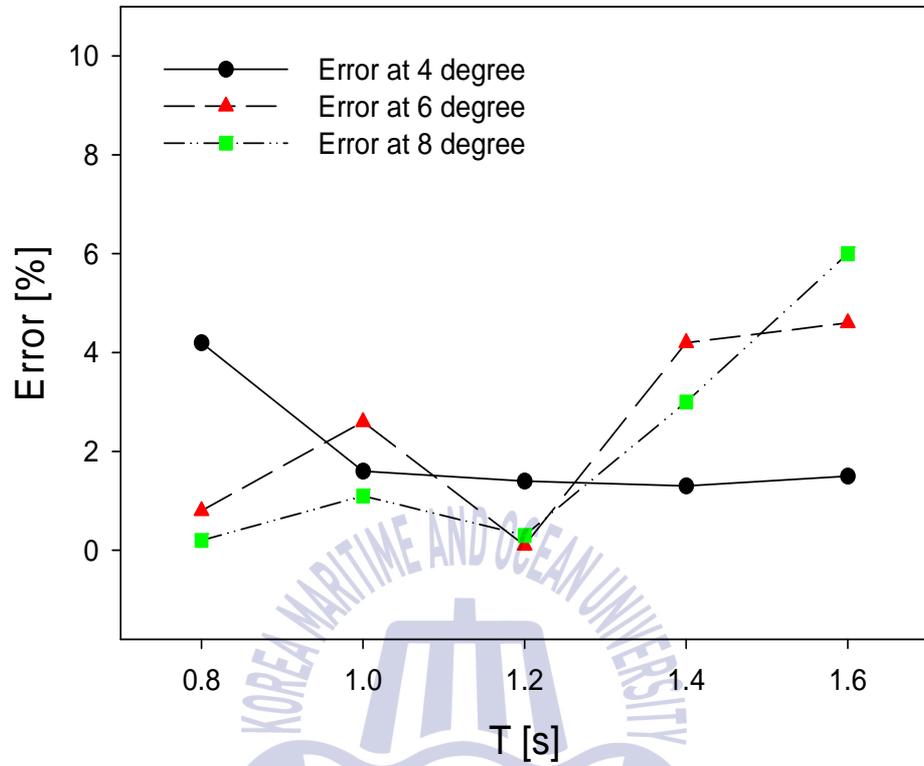


Fig. 3.16 Error at each pitch angle

## 제 4장 부유식 파력발전장치 수리 모형실험

### 4.1 실험 목적

다양한 방법의 파력 에너지 변환장치를 개선하기 위해 고안되었고, 그중 McCormick[36]과 Stigter[33]가 가장 기본적인 PTO방식을 취하고 있다. Kim et al.[28]의 자세한 연구를 통해 이중선체 구조 및 부유식 파력발전 장치의 기반을 다졌다. 이 형태의 장치는 기본적으로 피치 모션을 위, 아래 방향으로 하는데 내부 선체구조의 작동 유체인 청수가 터빈을 지나면서 터빈을 회전시키게 된다. 또한, 큰 이점으로 내부 선체에 위치한 터빈이 외부의 해수와 맞닿지 않게 됨으로써 해양부착물과 같은 작동 저해요소를 방지할 수 있다는 부분이다. 이는 고정적인 효율을 기대할 수 있으며 유지, 보수에 큰 노력이 필요하지 않는다는 긍정적 효과를 볼 수 있다.

본 연구에서는 최적의 설치 해역을 찾아내는 것에 그 목적을 두고 있다. 설치 해역이 가지는 파장, 수심, 파도 주기, 파고와 같은 요소들은 파력발전 장치를 설계함에 가장 중요한 요소들이다. Choi et al.[15]에 의해 진행되었던 양방향 횡류터빈이 설치되는 해역의 수심의 중요성 및 그 결과를 바탕으로 두었고, 양방향 횡류터빈의 최적화를 위한 연구 결과 또한 Choi et al.[26]에 의한 결과가 반영되었다.

## 4.2 실험 설계

### 4.2.1 수조 실험 구성

실험을 위한 조파장치는 길이 7.3m, 폭 1.8m, 높이 1m를 가지고 있다. 피스톤 타입의 조파장치가 설치되어 있으며 반사파를 제거하기 위한 파랑흡수기(Wave absorber)를 설치하였다. 최대 파고는 0.3m이며 그 주기는 0.1s~ 2s까지 가능하다. 아래 Fig. 4.1와 같은 형상으로 장치가 설치되었으며 실제 파도 영역은 6m이다.

본 실험에서 부유식 파력발전장치는 외부 선체의 네 모서리와 조파 수조를 스프링으로 고정된 상태로 진행하였다. 이는 조파장치에서 발생하는 파랑에 대응하여 장치의 자립 위치 선정과 롤링 운동 억제에 영향을 주었으며 이는 2D 파랑 실험을 진행함에 여타 계류 방식을 취하지 않는 원형 모형실험(prototype model)의 한계에 의한 선택이었다.

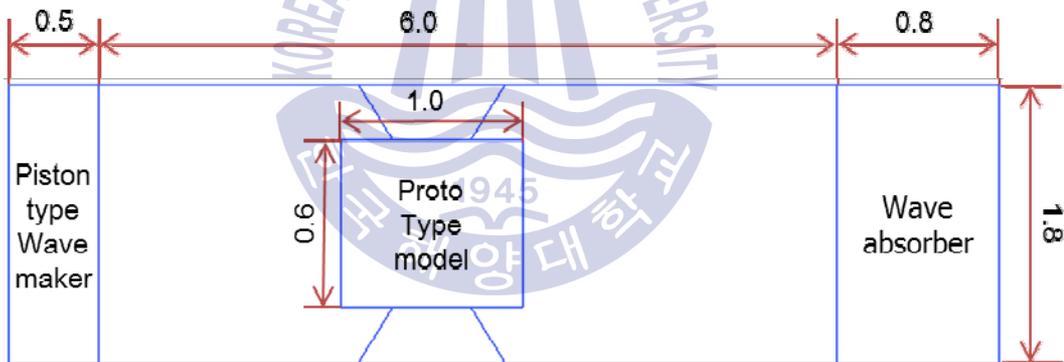


Fig. 4.1 Top schematic view of the wave energy converter and location of test device

#### 4.2.2 파력발전장치 설계

본 파력발전 장치[37]는 실제 해역에 설치되는 파력발전 장치와 같은 6 자유도 모션을 가지고 있다. 이 장치의 양방향횡류 터빈은 Fig4.2와 같다. 터빈 외부 지름은 91mm, 내부 지름은 60mm이다. 그리고 블레이드 개수는 총 24개이며 자세한 형태는 Fig4.3에서 확인할 수 있다. 장치 전체 폭은 0.6m이며 위 부분에  $10^\circ$ 의 경사각을 가지고 있다.

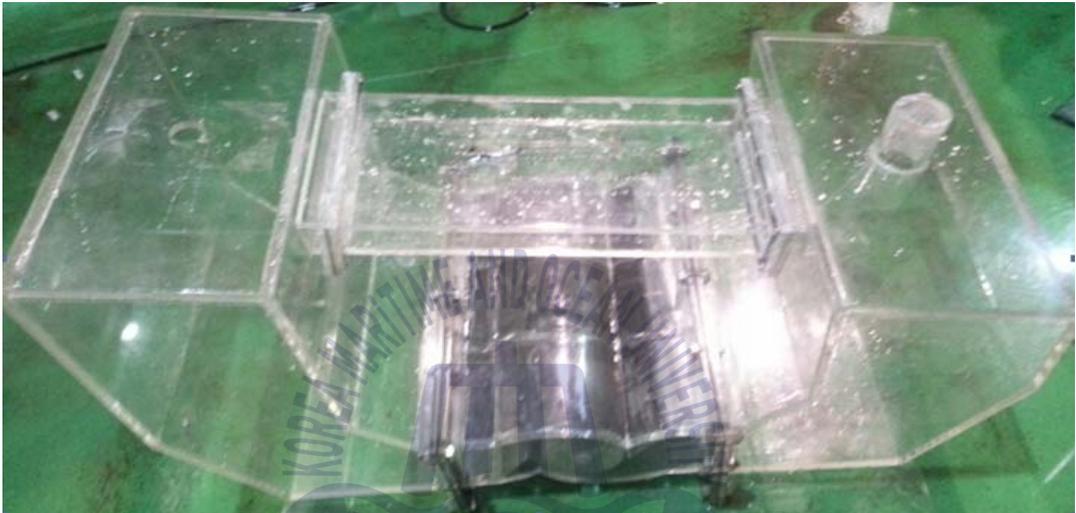


Fig. 4.2 Wireframe model of WEC

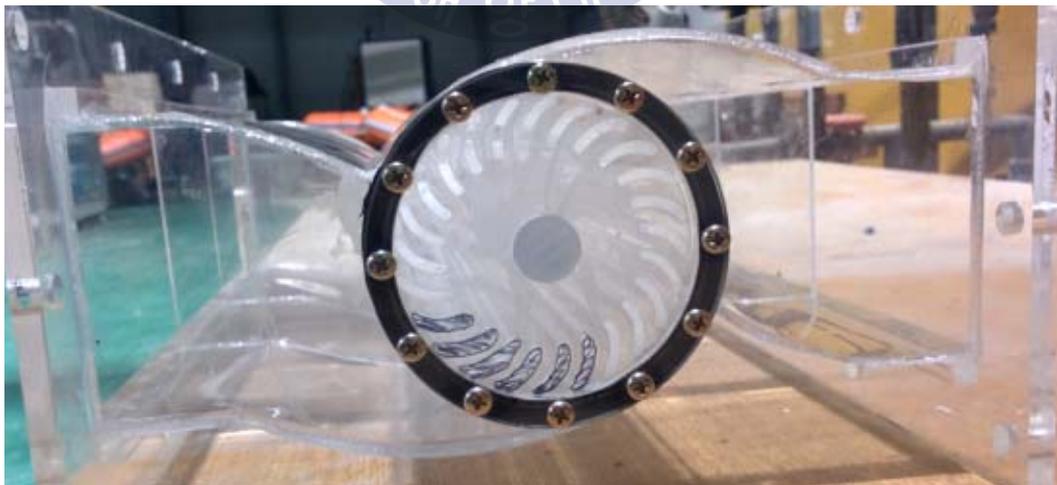


Fig. 4.3 Nozzle and cross-flow turbine setup

## 4.3 6축 가속도 센서에 의한 장치 성능 실험

### 4.3.1 6축 가속도 센서 및 실험 구성

#### (1) 6축 가속도 센서[38]

본 실험에서는 MICROINFINITY 사의 CruizCore XA3300 모델이 사용 되었다. 이 6축 센서는 초소형 자세측정센서로서 안정적인 롤, 피치, 요 자세 정보와 3축 가속도, 각속도 정보를 100Hz 주기로 제공한다. Fig. 4.4는 6축 가속도 센서를 도식화 한 것이며 아래에서 간략한 특성을 확인 할 수 있다.

- Ultra low bias drift
- High resolution and accuracy
- Outstanding scale factor linearity
- Fast start-up
- Fully self-contained
- Digital output (UART/SPI)



Fig. 4.4 CruizCore XA3300

## (2) 실험 구성

실험에서 파도를 측정키 위해 파고센서가 설치되었고, 효과적으로 파도의 반사파를 제거하기 위한 wave absorber, 실시간 데이터 계측을 위한 데이터 로거가 설치되었다. 파력발전 장치의 모션을 계측하기 위한 자이로 센서가 설치되었고 그 오차율은  $0.1^\circ$  이다. 이와 같은 장치는 Fig. 4.5에서 확인할 수 있다.

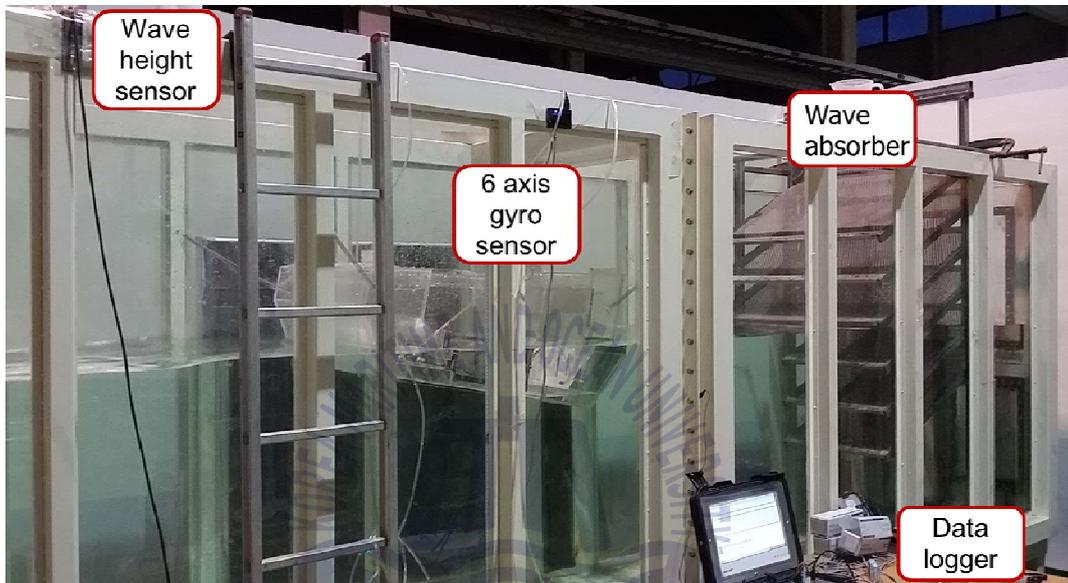


Fig. 4.5 Overall view of experimental setup

### 4.3.2 실험 조건 선정

본 모든 실험은 단순 정형 파도들로 진행되었다. 단순 정형파들을 통해 장치의 특성을 충분히 분석할 수 있었으며, 수심은 고정조건으로서 1.25m를 유지하였다. 각 실험들은 1분씩 진행되었으며 총 42개의 조건들을 가지고 실험하였다. Table 8에 각 실험조건들이 나타내었다.

**Table 8** Wave length and wave height of tested wave states

Wave state							
Wave length, $\lambda$ [m]	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	3.0	3.3
Wave height, $H_s$ [m]	0.01	0.04	0.07	0.1	0.13	0.16	

파도의 파장은 주기와 수심에 의해 결정되는데 그 식(4-1)[35]은 아래와 같다.

$$\lambda = \frac{gT^2}{2\pi} \tanh\left(\frac{2\pi H_w}{\lambda}\right) \quad (4-1)$$

여기서  $g$ 는 중력,  $T$ 는 파도 주기,  $H_w$ 는 수심을 나타낸다.

### 4.3.3 실험 결과

이 실험에서 중요한 부분은 파고와 파장을 이용하여 결과를 도출 해 냈다는 부분이다. 이를 위해 다양한 파장 조건의 파도들에서 실험이 진행 되었고 기본적으로 부하가 걸리지 않은 조건이다. Fig. 4.6의 왼쪽 그래프에서 전체적인 결과를 보여주고 있으며 각 파장조건에서 파고에 따른 터빈의 회전 속도를 알아보았다. 또한, 오른쪽의 그래프는 각 조건에서의 피칭 각도를 알아봄으로서 피칭이 발생할 때 얼마만큼의 터빈의 회전이 발생하였는지 비교할 수 있도록 하였다.

아래 Fig. 4.7에서는 피칭과 히빙의 진폭을 나타내었다. 비슷한 파고 대에서 파고가 다른 경우를 조사하였고 그때의 터빈 회전수를 알아보았는데, 파고 0.08m, 파장 1.4m,에서 터빈회전수 0rpm, 파고 0.07m, 파장 2.6m에서 터빈회전수 83 rpm이 관측되었다. 이때, 왼쪽 조건에서는 4.75°의 피칭 각도가 오른쪽 조건에서는 16°의 피칭각도가 계측되었다. 히빙 모션 그 자체는 장치의 피칭

운동을 방해하는 효과를 가지고 있다. 그래프를 보면 왼쪽 그래프에서 더 작은 모션을 볼 수 있는데 그 이상으로 피칭 운동을 많이 한 우측의 파고 0.07m, 파장 2.6m에서 터빈회전수 83 rpm이 관측된 것으로 확인할 수 있다.

비슷한 파장 영역에서 어떤 요소에 의해 터빈의 회전수가 차이가 발생하는지를 확인하기 위한 설명은 Fig. 4.8에 도식화하였다. Fig. 4.8의 상단의 그래프에서 파장 2.3m, 파고 0.07m, 터빈회전수 40rpm은 검정색 실선, 파장 2.6m, 파고 0.07m, 터빈회전수 83rpm은 빨간색 점선으로 나타나 있는데, 이때의 피치 각은 각 14°, 18°로 나타나며 피치 각의 차이가 터빈회전수의 차이를 만들어 낸다는 것을 알 수 있다. 우측 그래프에서 나타나는 heave 모션은 큰 차이를 가지지 않는다. 이처럼 적정 파장 대에서 본 파력발전장치의 모션이 크게 차이 나는 것을 알 수 있으며 최대 피칭각도를 만들어내는 2.6m의 파장이 최적인 것을 알 수 있다.

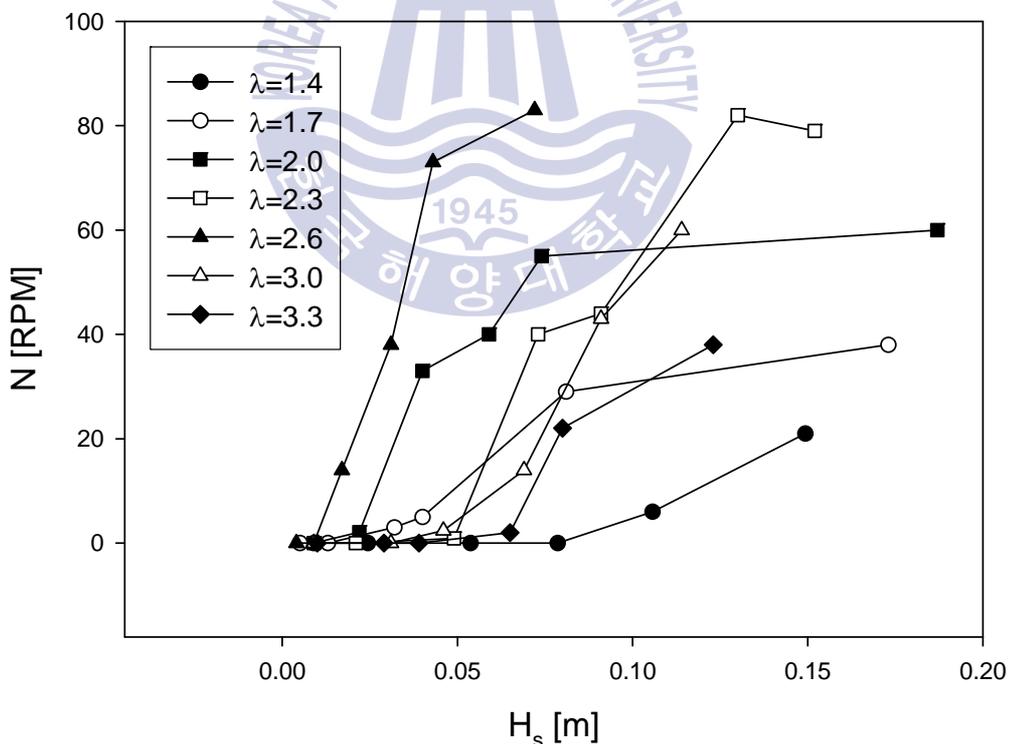


Fig. 4.6 Plot of rotational speed of the turbine versus wave height for different values of wave length.

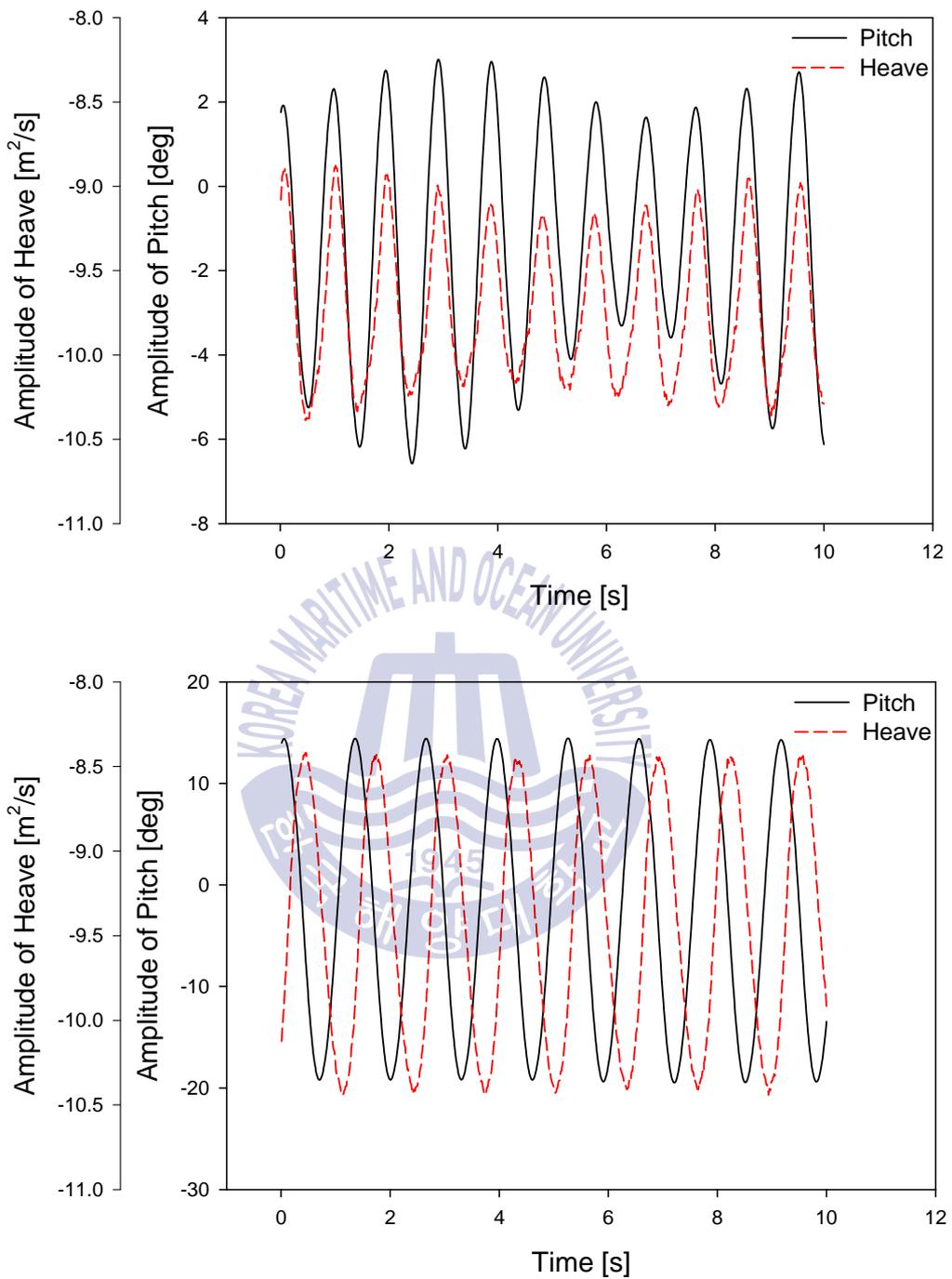


Fig. 4.7 Plot of pitching amplitude and heaving amplitude of device versus time at  $H_s=0.08, \lambda=1.4$  (up) and at  $H_s=0.07, \lambda=2.6$  (down)

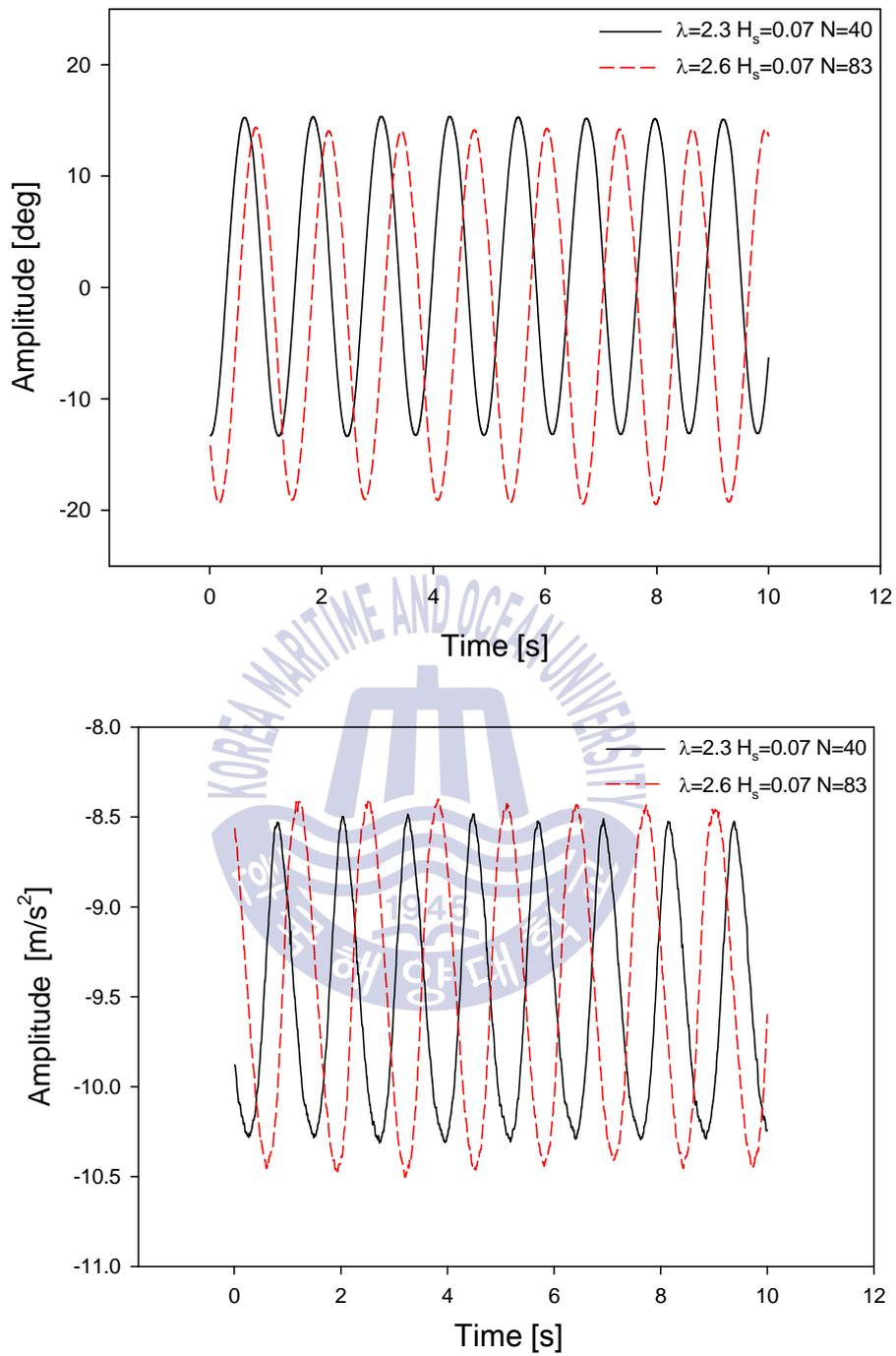


Fig. 4.8 Comparison of pitching amplitude (up) and heaving amplitude (down) plotted versus time for wavelengths of 2.3 m and 2.6 m

## 4.4 CFD에 의한 부유식 파력발전장치 성능 검증

### 4.4.1 형상 모델링 및 계산 격자

수치해석 타켓 모델은 앞선 실험에서 사용된 모델의 크기 및 조건이 동일하게 사용되었으며, 단지 실험에서 사용된 아크릴 제질 및 두께가 3mm가 채용된 터빈이 아닌 두께 2mm, 외경 91mm, 내경 58mm 그리고 30개의 블레이드로 구성된 터빈을 사용하였으며 그 자세한 스펙은 Fig 4.9에서 확인할 수 있다. 이처럼 타켓 터빈을 활용한 모델의 CFD 해석을 통해 본 장치의 특성인 특정 과정에서 성능을 확인함에 그 목표를 두고 있다. 장치 및 터빈 형상은 Fig 4.10에서 확인할 수 있다. CFD 해석을 위해 대표적인 상용코드인 ANSYS CFX ver.14이 사용되었으며, 계산 격자 생성을 위해 ANSYS ICEM CFD ver.14가 사용되었다. Fig. 4.11에서 hexahedral mesh가 사용된 모델을 확인할 수 있다.

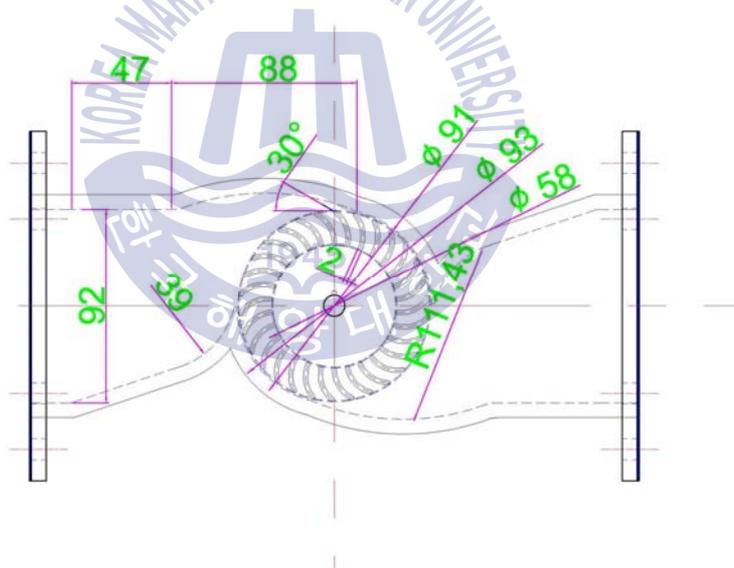


Fig. 4.9 Dimension of turbine and nozzle

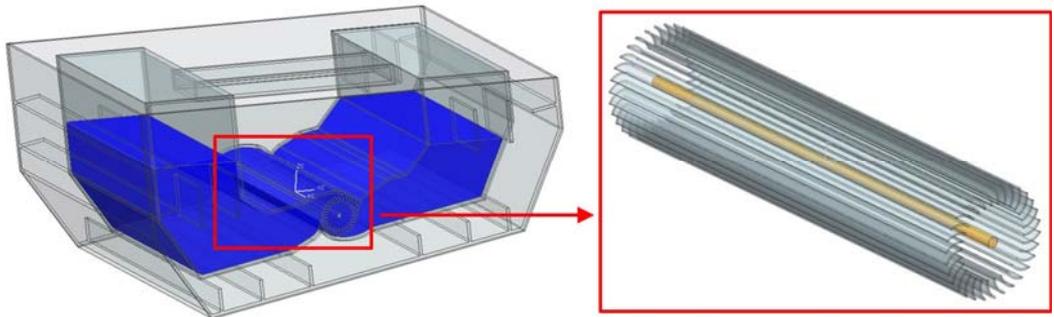


Fig. 4.10 3D modeling of WEC with a cross-flow turbine

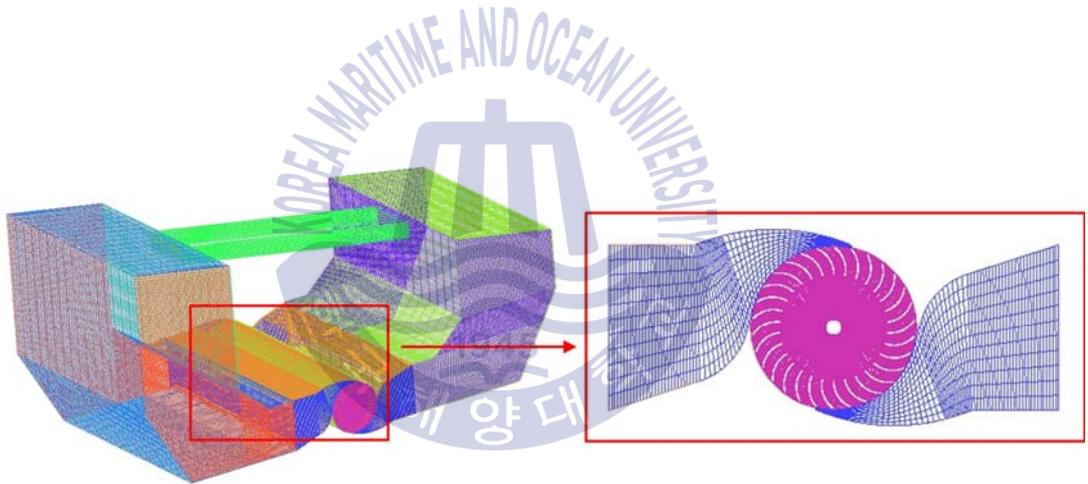


Fig. 4.11 Computational mesh of WEC

#### 4.4.2 경계 조건 및 계산 조건

본 연구에서는 난류모델로  $k-\omega$ 를 기반으로 한 SST 모델이 선택되었다. 작동 유체로 물, 공기 그리고 자유 표면이 공존하는 2상유동이 활용되었다. Time step은 0.02~0.08초 총 20초로 비정상상태 시뮬레이션이며 자세한 셋업은 Table 9에 나타내었다. Fig 4.12은 본 유동해석의 각 경계조건을 도식화 하였다. 장치는 히브, 롤과 같은 타 축에서의 축 운동, 축 로테이션을 배제한 오로지 피칭 운동만 고려되었다. 그 범위는 7, 9, 11, 13, 15°로 총 5 종류이며 터빈의 회전수는 50, 60, 65, 70, 80, 90 rpm으로 총 6 종류이며 Table 10에 나타내었다.

해석 조건 선정을 위해 실험에서 검증된 파장 2.6 m 일 때, 장치의 피칭 주기를 분석하였다. 그 결과 파장 2.6 m에서 1.3 s의 주기를 가짐을 확인 하였으며 이를 바탕으로 해석 주기를 선정하였다. 그 선정의 예시는 Fig 4.13에서 확인할 수 있다.



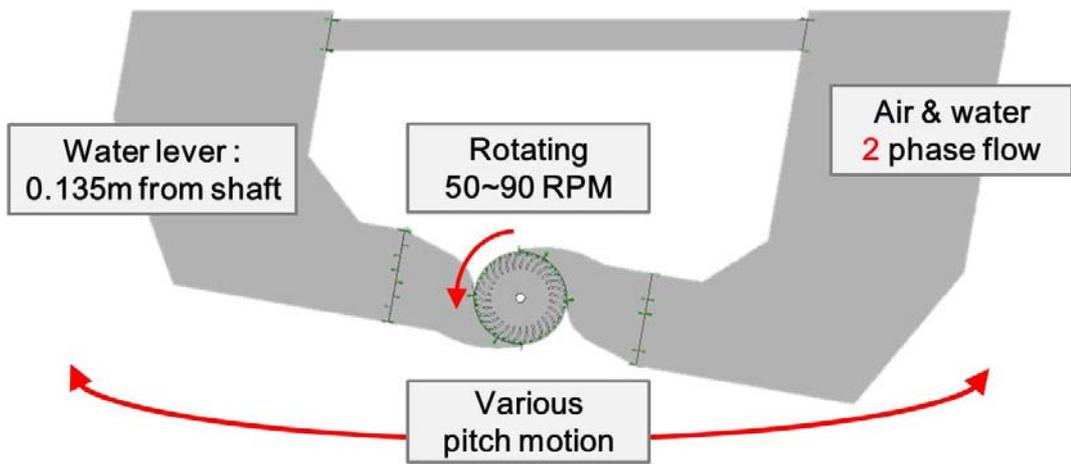


Fig. 4.12 boundary conditions for WEC

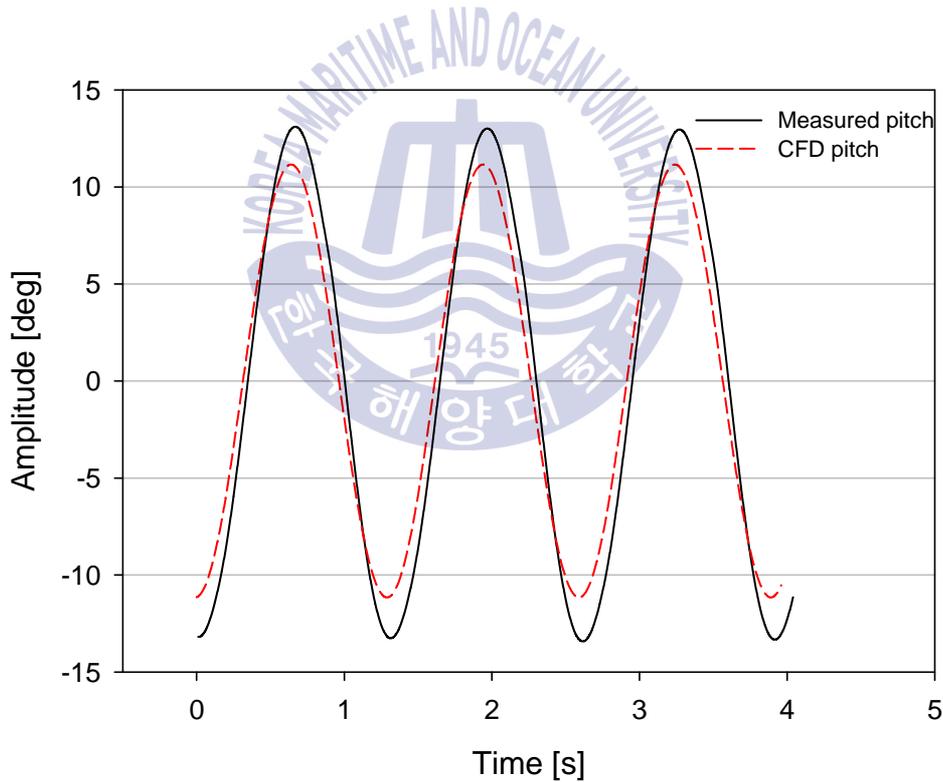


Fig. 4.13 Pitch amplitudes of experimental and CFD model

**Table 9** CFX setup parameters with cross-flow turbine

Turbulence Model	SST
Working Fluid	Air, Water with free surface
Total analysis time	20s
Analysis type	Transient
Mesh Specification	629,092 Elements
	565,825 Nodes
Element type	Hexahedral
Pitch motion	7 ~ 15°
Rotational speed of turbine	50 ~ 90 rpm
Water level	0.135 m from shaft

**Table 10** Selecting CFD cases

Motion condition						
N [rpm]	50	60	65	70	80	90
Pitch angle [degree]	7	9	11	13	15	

#### 4.4.3 유동해석 결과

본 해석의 결과는 축 방향 힘인 축동력과 블레이드들의 torque로 정리하였다. 앞선 실험의 결과와 마찬가지로 피치 각도가 증가 할수록 두 값은 높게 나타났으며 60 ~ 70rpm 구간에서 최대 출력이 발생하였다. 본 장치의 피치 각을 13°로 제한하였을 때, 장치는 최대 4.0W의 출력을 가짐을 CFD 해석을 통해 확인하였다. 이 축동력과 torque 성능 곡선은 Fig 4.14, 4.15에 나타내었다. 이때 축동력을 구하기 위해 식(4-2)[28]가 활용되었다.

$$P_{shaft} = \frac{2\pi N \sum_1^n T}{60} \quad (4-2)$$

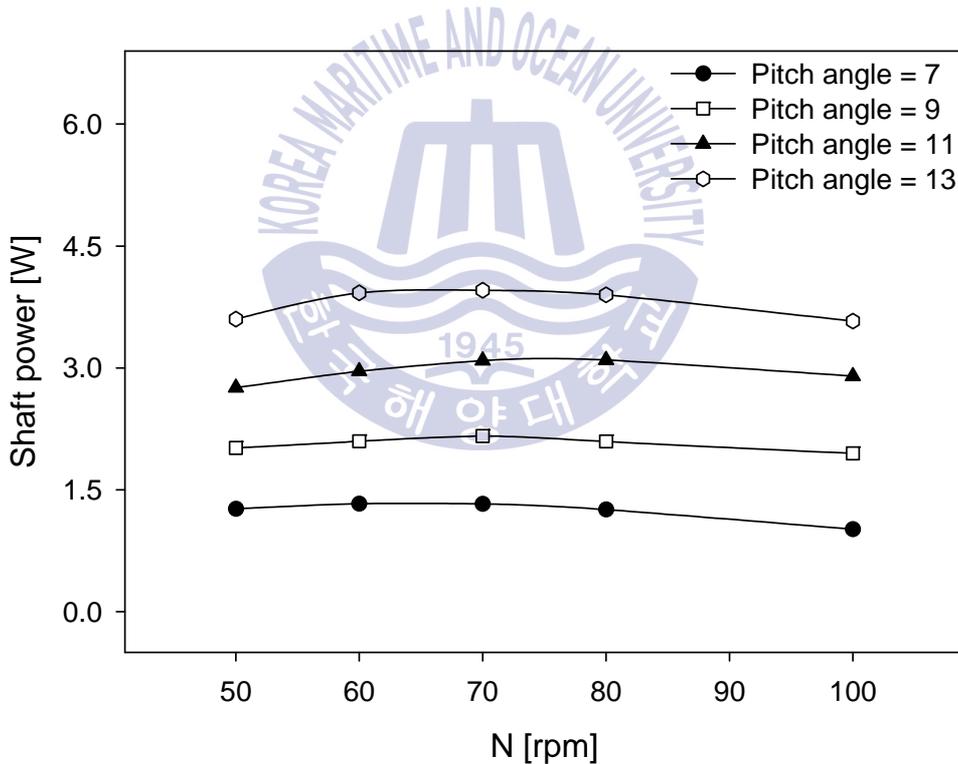


Fig. 4.14 Shaft power for each pitch angles

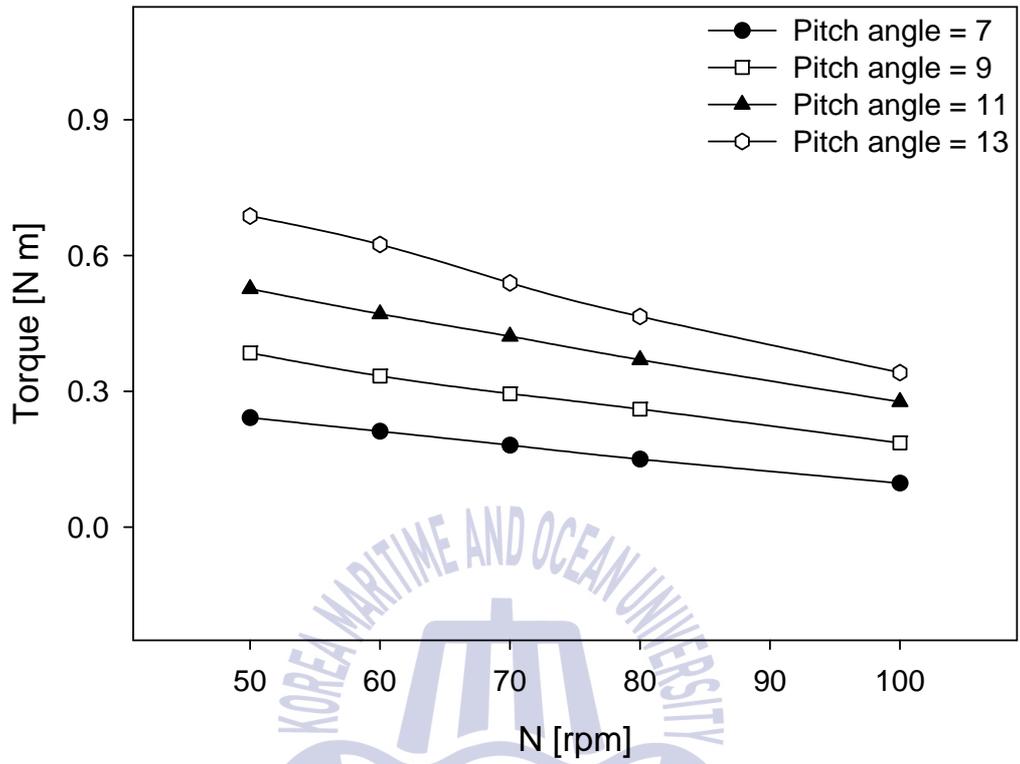


Fig. 4.15 Torque for each pitch angles

## 4.5 CFD에 의한 파력발전 장치 개선

### 4.5.1 CFD 목적

본 형태의 WEC 장치는 이전에 진행된 양방향 횡류터빈과 그 노즐을 채용한 연구이기 때문에, 장치에 설치되는 터빈의 크기가 제한된다는 단점이 있다. 이로 인해 최대 출력 및 효율 부분에서 한계를 초래하게 된다. 이러한 단점을 해소하기 위한 방안으로 터빈의 직경을 1.5배 Size up 하여 앞서 다룬 CFD 모델(4장의 experimental model)과 비교 분석 하였다. 터빈 및 노즐 부는 단순 1.5배 확장(너비는 고정)한 형상이나 양방향 횡류터빈의 원활한 구동을 위하여 양쪽 column의 수정은 불가피 하였다. 이로 인해 장치 전반의 출력, 토크 및 효율의 증대를 기대함에 그 목적을 두고 있다. 수치상으로 명확한 계산되어 최적화 된 장치가 아닌 proto type의 모델로서 동일 조건에서 단순 출력과 토크의 비교할 계획이며, 추후 본 장치를 제작 하여 장치의 최적 파장 조건을 찾는 실험을 진행하여(4.4절과 같이) 장치의 최대, 최적 성능을 도출할 예정이다.

### 4.5.2 형상 모델링 및 격자

수치해석 타겟 모델은 앞선 실험에서 사용된 모델의 크기 및 조건이 동일한 original model과 터빈의 직경을 키운 enlarged model이 사용되었으며, Table 11에서 그 차이 확인 할 수 있다. 유량을 키우기 위해 original, enlarged model의 전체 부피는 각각  $0.064 m^3$ ,  $0.092 m^3$  이다. 두 장치 중 enlarged model의 형상 및 터빈은 Fig 4.16에서 확인 할 수 있다. CFD 해석을 위해 대표적인 상용코드인 ANSYS CFX ver.14이 사용되었으며, 계산 격자 생성을 위해 ANSYS ICEM CFD ver.14가 사용되었다. Fig 4.17와 Table 12에서 hexahedral mesh가 사용된 모델을 확인 할 수 있다.

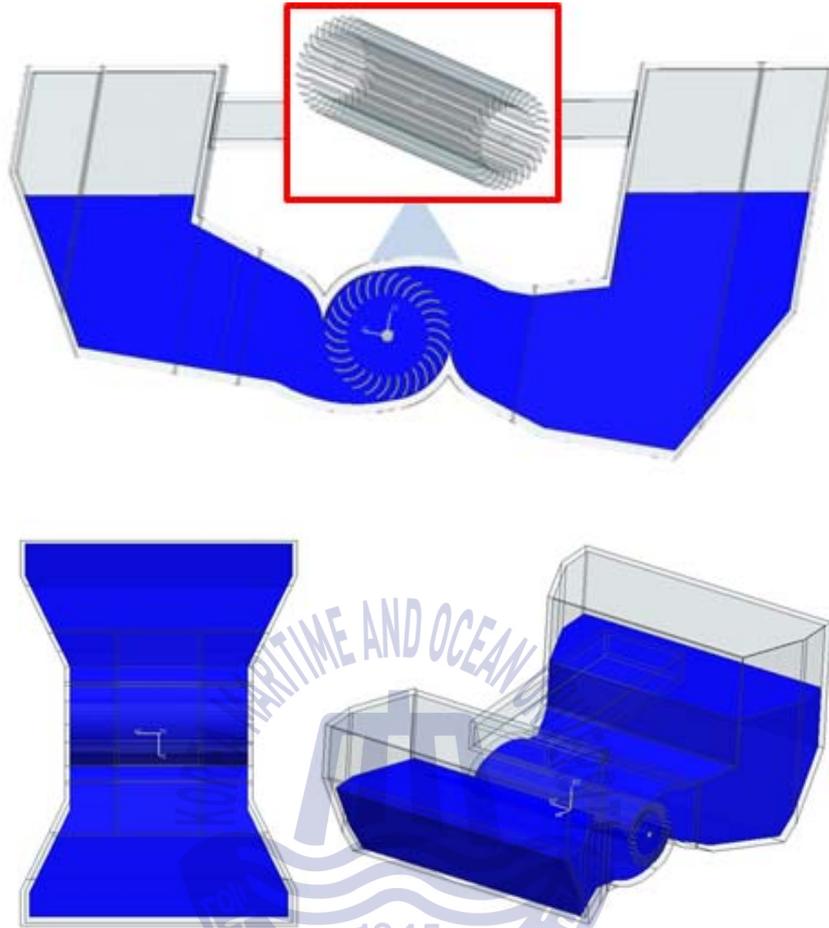


Fig. 4.16 3D modeling of the enlarged WEC

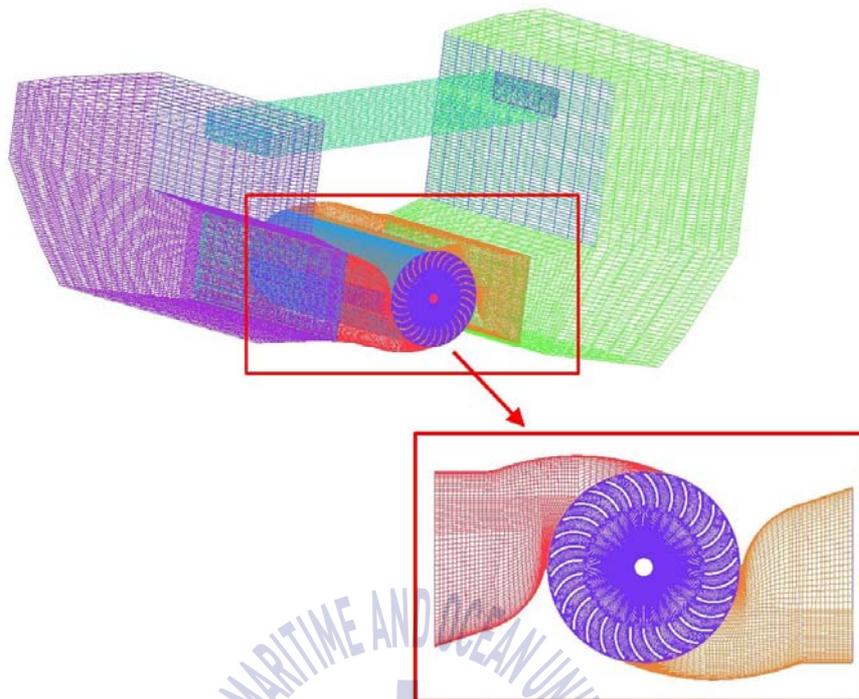


Fig. 4.17 Computational mesh of enlarged WEC

Table 11 Comparison on original and enlarged WEC models

	Blade dimension			
	Outside diameter [m]	Inside diameter [m]	width [m]	Volume [ $m^3$ ]
Original model	0.09	0.06	0.04	<b>0.064</b>
Enlarged model	0.14	0.09	0.04	<b>0.092</b>

**Table 12** Mesh specification for both models

	Original model	Enlarged model
Number of nodes	629,092	610,804
Number of elements	565,825	547,856
Mesh type	Hexahedral mesh	
Solver	ANSYS ICEM CFD ver. 14	



### 4.5.3 경계 조건 및 계산 조건

본 연구에서는 두 양방향 횡류터빈의 직경 및 전반적 외형을 제외한 경계조건 및 계산 조건은 동일하게 하였다. 난류모델로  $k-\omega$ 를 기반으로 한 SST(Shear Stress Transport) 모델이 선택되었다. 작동 유체로 물과 공기 즉 멀티페이즈가 활용되었다. Time step은 0.02~0.08초 총 20초로 비정상상태 시뮬레이션이며 자세한 셋업은 Table 13 에 나타내었다. 장치는 히브, 롤과 같은 타 축에서의 축 운동, 축 로테이션을 배제한 오로지 피칭만 고려되었다. 그 범위는 7, 9, 11, 13° 로 총 4 종류 이며 터빈의 회전수는 50, 60, 70, 80, 100 rpm으로 총 5 종류이며 Table 14에 나타내었다.

앞선 해석 조건 선정(4.4.2)과 같이 성능이 검증 된 파장 2.6m에서 1.3s의 피칭 주기 조건으로 진행되었다.

**Table 13** CFX setup parameters with cross-flow turbine

Turbulence Model	SST
Working Fluid	Air, Water with free surface
Total analysis time	20s
Analysis type	Transient
Pitch motion	7 ~ 13°
Rotational speed of turbine	50 ~ 100rpm
Water lever	0.135m from shaft

**Table 14** Selecting CFD cases

Motion condition	
N [rpm]	50, 60, 70, 80, 100
Pitch angle [degree]	7, 9, 11, 13

#### 4.5.4 유동해석 결과

본 해석의 결과는 축 방향 힘인 축동력과 블레이드들의 torque로 정리하였다. 동일한 조건인 피치 각도 주기 1.3s, 피치 각  $11^\circ$ , 50 ~ 100rpm에서 비정상해석을 진행하였으며 original model과 enlarged model의 축동력과 torque의 성능 곡선은 Fig 4.18, 4.19와 같다. 이때 enlarged model은 최대 6.84W의 출력, original model은 3.65W의 출력을 보였으며 enlarged model이 3.19W 높은 최대 출력을 보인다는 사실을 알 수 있다. enlarged model이 약 2배의 높은 출력을 보인다는 사실을 알 수 있으며 이 결과를 바탕으로 추가적으로 20 case의 시뮬레이션을 진행 하였으며 그 결과는 Fig 4.20, 4.21과 같다. 앞서 언급된 계산 조건처럼  $7^\circ$  에서  $13^\circ$  까지 진행 되었으며 이때 최대 출력은 6.84W를 보였다. 앞선 실험 및 시뮬레이션의 결과와 마찬가지로 피치 각도가 증가 할수록 두 값은 증가하였으며 60 ~ 70rpm 구간에서 최대 출력이 발생하였다. 이때 축동력을 구하기 위해 앞서 언급된 식(4-2)가 활용되었다.

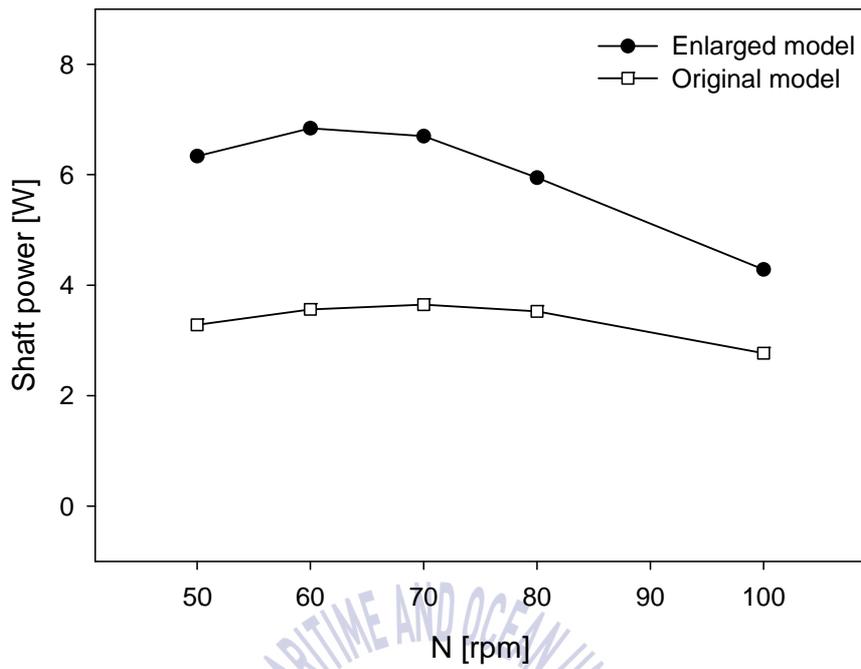


Fig. 4.18 Comparison of shaft power with both models

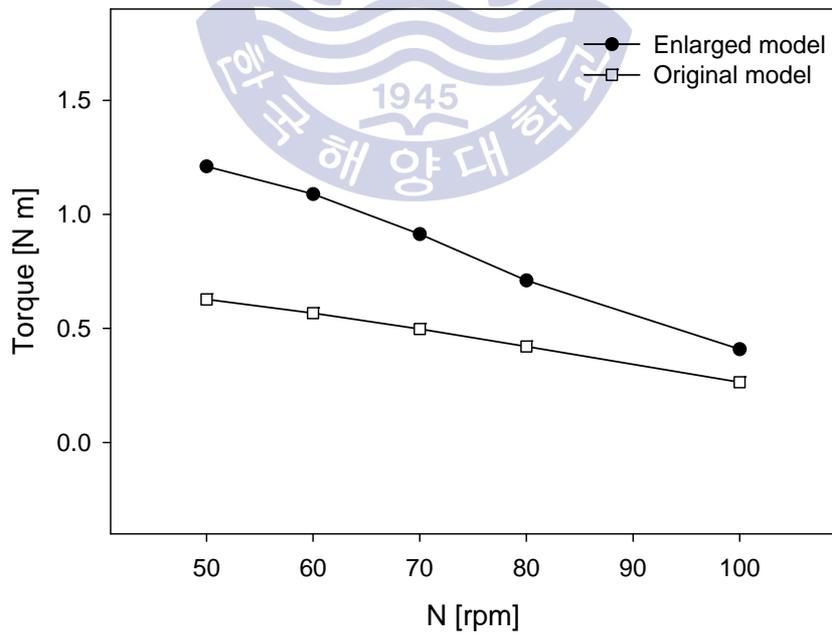


Fig. 4.19 Comparison of torque with both models

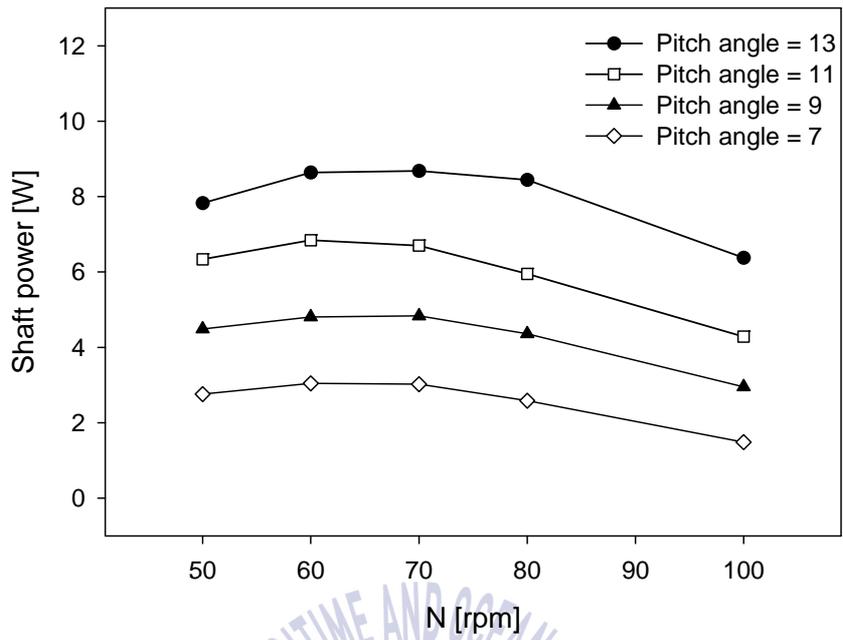


Fig. 4.20 Shaft power of enlarged model for each pitch angles

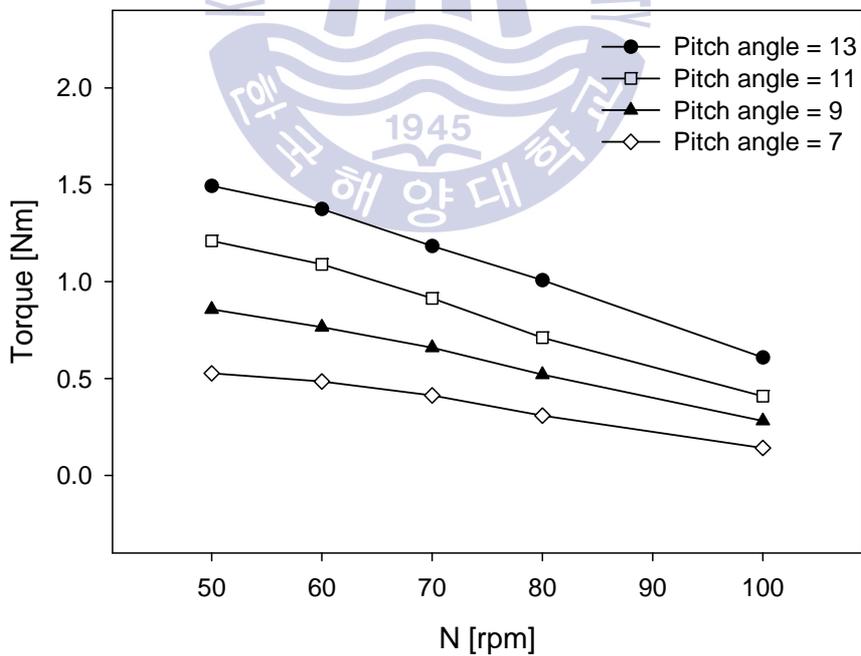


Fig. 4.21 Torque of enlarged model for each pitch angles

## 4.6 실 스케일 실험 조건 선정

앞서 표현된 식(4-1)을 활용하여 일정한 파장에서 수심과 파도 주기영역을 확인할 수 있다. Microsoft excel을 이용하여 간편히 계산가능한데, 계산 예제를 Fig. 4.22에 도식화하였다. 파장 2.6m에서 수심의 변화에 따른 최적 파도 주기를 나타내었는데, 이러한 데이터를 활용한다면, 각 설치 수심 및 주요 파도 주기의 파장이 도출가능하다.

또한, 실제 설치 예정지역인 한국해양대학교 인근의 해역을 조사한다면 장치 길이, 수심, 파도 주기와 같은 최적 설치 인자들을 알아 낼 수 있다. Table 15는 앞서 말한 한국해양대학교 인근에 분포하는 주된 수심과, 파도 주기를 나타내었다.

본 실험에서 사용된 장치의 길이는 1m이며 이 장치의 최적 파장은 2.6m이다. 상사법칙을 활용한 길이의 변화는 그대로 크기의 변화를 반영하면 되기 때문에 이를 활용한다면 쉬이 각 수심 및 파도 주기로부터 장치의 길이를 도출해 낼 수 있다. Table 16은 이를 반영하기 위해 나타내었으며 수심 10m, 파도 주기 7s의 해상 환경을 예로 들자면 이때 최적 장치의 크기는 23.1m이며, 수심 6m 파도주기 3s의 환경에서는 최적 장치의 크기 5.3m이다. 이러한 결과를 토대로 4.4.3장에서 계산된 original model의 결과를 바탕으로 2장 2.2절의 Froude 수 이론을 적용한다면 Table 17과 같은 결과를 도출할 수 있다.

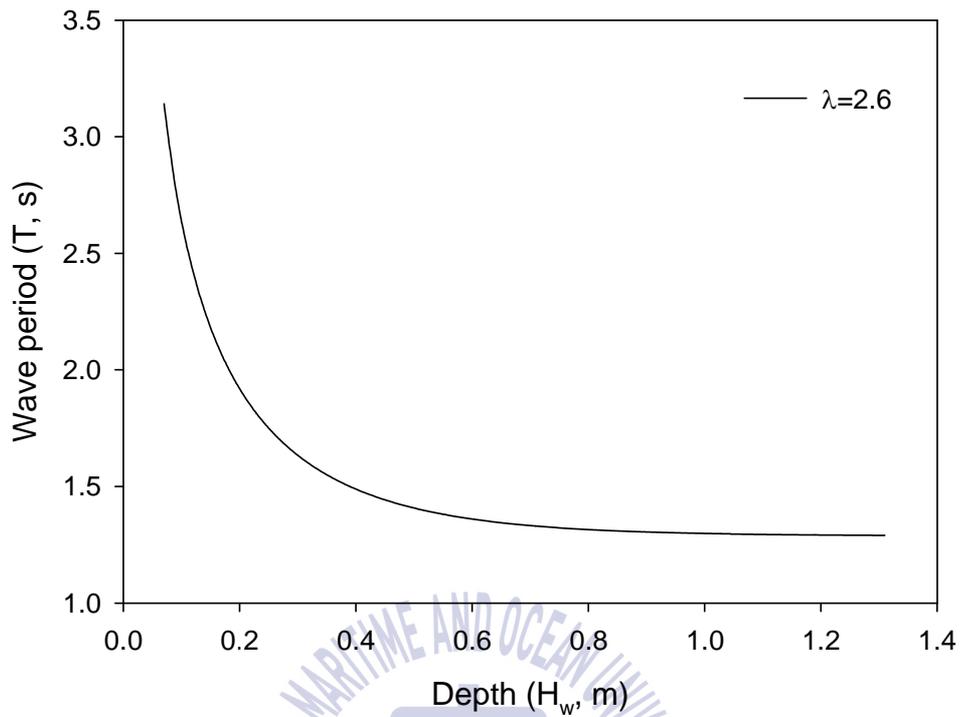


Fig. 4.22 Calculation for water depth and wave period

Table 15 In-situ wave conditions at seaside of Korea Maritime and Ocean University

Site condition	
Water depth, $H_w$ [m]	6 ~ 10
Wave period, $T$ [s]	3 ~ 7

**Table 16** Optimum length of WEC device for operation at different wave conditions

Site condition		Water depth, $H_w$ [m]				
		10	9	8	7	6
Wave period, T [s]	7	23.1	22.2	21.2	20.2	19.0
	6	18.6	18.1	17.4	16.6	15.7
	5	14.1	13.8	13.4	13.0	12.4
	4	9.5	9.4	9.3	9.2	8.9
	3	5.6	5.4	5.4	5.4	5.3

**Table 17** Expected specification for real model by Froude Numbers

	Experimental model	Real scale model
Device length [m]	1	5.3
Device width [m]	0.6	3.2
Setup position	$H_w=1.25\text{m}$ , $T=1.3\text{s}$	$H_w=6\text{m}$ , $T=3\text{s}$
Maximum shaft power [W]	4.0	11.7

## 4.7 요약 및 검토

본 연구를 통해 부유식 파력발전 장치의 특성들을 알아보았다. 장치의 성능은 수심과 파장에 매우 깊은 연관성을 보였으며 장치 성능은 무 부하 상태에서 터빈의 회전수를 통해 확인 할 수 있었다. 높은 터빈회전수를 기록하는 조건에서는 높은 피칭각도를 보였으며, 파장 2.6m, 파고 0.07m, 피치 각  $11.3^\circ$  에서 가장 높은 터빈 회전수인 83rpm을 기록하였다.

파장 2.6m에서 최대 성능을 보인다는 실험결과를 바탕으로 장치 피치 운동 주기를 검토하였으며 이때의 피치 운동 주기는 파랑 주기와 동일한 1.3s로 관측되었다. 이 결과를 바탕으로 한 CFD 해석 결과 피치 각  $13^\circ$  에서 4.0W의 최대출력을 가지며, 5.3:1 스케일의 Froude 수에 의해 계산된 실 해역 모델은 11.7W의 최대 출력을 보인다는 것을 확인하였다.

터빈의 직경을 늘리기 위해 최소한의 외부 선체 및 내부 선체를 변경한 시도에서 전반적으로 약 2배의 높은 출력 및 토크의 향상을 보였다.

또한, 최적 설치 위치를 확인하기 위한 한국해양대학교 인근 해역 조사결과를 토대로 장치의 스케일에 따른 최적 조건을 확인하였다.

## 제 5장 모션 제어에 의한 부유식 파력발전장치의 수리 모형실험

### 5.1 실험 목적

본 논문의 부유식 파력발전장치는 양방향 횡류터빈을 사용함으로써 안정적인 출력을 기대할 수 있으며, 김병하[17]의 논문에서처럼 flywheel weight를 사용하여 이를 극대화 할 수 있다는 이점을 가지고 있다. 하지만 이는 장치마다 가지는 특징적인 파장 혹은 파도 주기 영역에서만 최대 효율을 가지며 그 정격 출력 영역 역시 넓지 않다는 단점을 가지고 있다. 5장에서는 이러한 발전 영역의 확대를 꾀하기 위해 모션 제어기를 설치하였으며, 그 형상은 Fig. 5.1과 같다. 기본적인 모션 제어는 피치 운동은 최대한 자유롭게 풀어둔 상태(피치 운동 범위= $\pm 40^\circ$ )에서 롤과 히브만 제어를 하며 히브를 제어하기 위한 방안으로 공압 실린더[39]가 사용되었다. 이는 낮은 파장 영역에서는 이전의 피치 운동을 통한 에너지 발전 방식을 유지 할 수 있도록 하며, 높은 파장 영역에서는 부유식 파력발전 장치의 관성 운동에 의한 내부 유동의 발생을 통한 에너지 발전이 가능토록 하기 위함이다.

4장에서의 실험에서처럼 장치의 롤링은 에너지 발전에 저해 요소로서 자유도를 없애기 위한 방안으로 Fig. 5.2와 같은 형상의 피치·롤 제어 구조를 선택하였다. 이는 2D 조파장치에서 간소화 실험이며 추후 3D 조파장치에서 실험에는 현재의 피치·롤 제어 구조가 아닌 롤링에도 대응이 가능한 형상으로 변경할 예정이다.

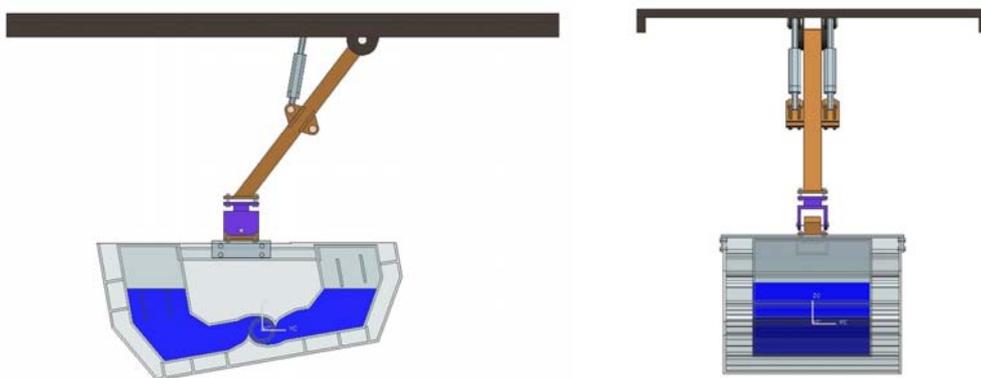


Fig. 5.1 3D drawing of WEC with heave controller



Fig. 5.2 Pitching and rolling motion controller

## 5.2 모션 제어에 의한 부유식 파력발전장치 성능 해석

### 5.2.1 모션 제어장치 및 실험 구성

실험을 위한 조파장치는 길이 7.3m, 폭 1.8m, 높이 1m를 가지고 있다. 피스톤 타입의 조파장치가 설치되어 있으며 반사파를 제거 하기위한 파랑흡수기(Wave absorber)를 설치하였다. 최대 파고는 0.3m 이며 그 주기는 0.1s ~ 2s까지 가능하다. 아래 Fig. 5.3와 같은 형상으로 장치가 설치되었으며 실제 파도 영역은 6m이다.

파력발전 장치는 4장에서 사용된 것과 같은 장치를 사용하였으며 설치 위치 또한 동일하다. 파력 발전 장치의 상단에 모션 제어장치를 설치하였으며 이는 히빙과 롤링을 제어토록 제작하였다. 모션 제어장치에 의한 피치 운동 범위는  $\pm 40^\circ$  이며 최대한 피치 운동을 저해하지 않도록 제작하였다. Fig. 5.4에서 모션 제어장치의 사진을 확인 할 수 있으며 히브의 최대 범위는 설치된 실린더의 스크로크 길이에 의해 선정되는데 본 실험에서는 0.8m 크기의 스트로크를 갖는 공압 실린더를 사용하였다. 공압 실린더의 형상은 Fig. 5.5에 도식화하였다. 파고 측정을 위해 앞서 사용한 초음파 수위계(소 절 3.1.2)를 설치하였으며, 전체적인 실험 세팅은 Fig. 5.6에 나타내었다.

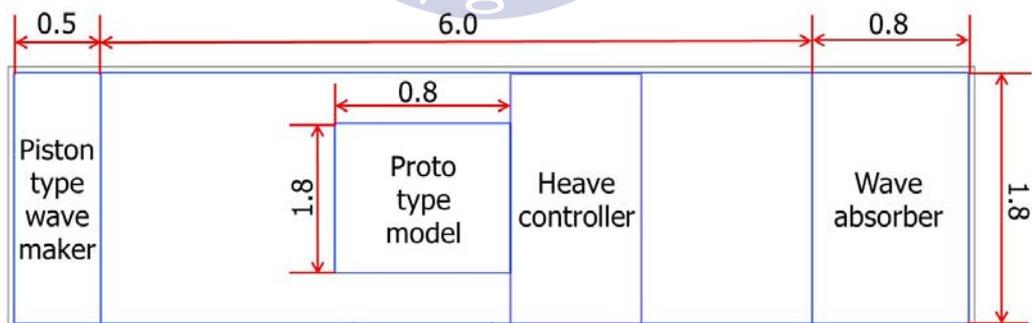


Fig. 5.3 Top schematic view of the wave energy converter and location of test device



Fig. 5.4 Right side view of motion controller

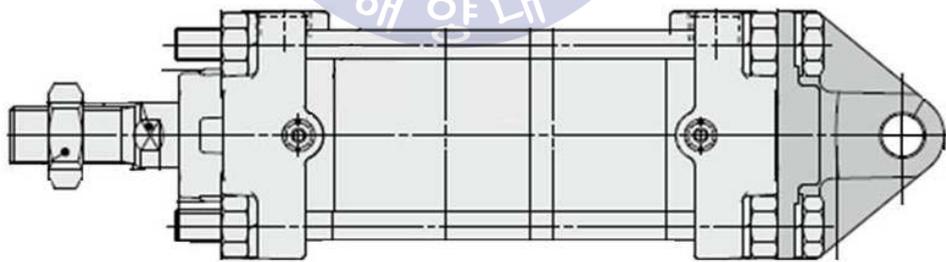


Fig. 5.5 2D top schematic view of air cylinder[39]

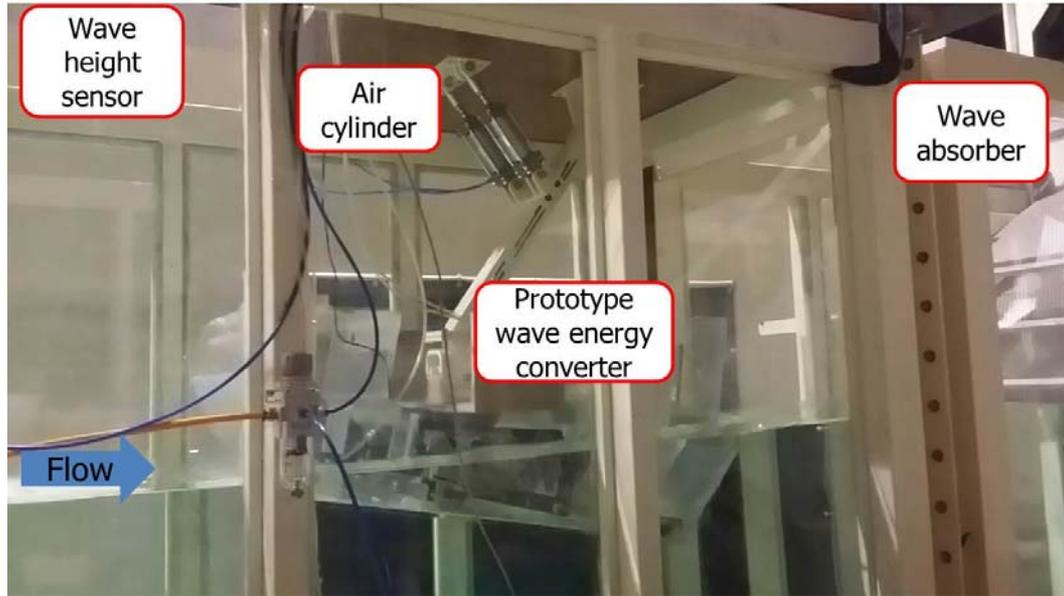


Fig. 5.6 2D top schematic view of air cylinder

## 5.2.2 실험 조건 선정

본 모든 실험은 단순 정형 파도들로 진행되었다. 단순 정형파들을 통해 장치의 특성을 충분히 분석할 수 있었으며, 수심은 고정 조건으로서 0.97m를 유지하였다. 각 실험들은 1분씩 진행되었으며 모션 제어가 되는 상태에서 측정가능한 전 조건들을 대상으로 실험 조건을 선정하였다. 파도 주기는 1.25s에서 2.45s까지 총 9가지이며, 파고는 각 파도 주기에서 작동 영역이 상이한 까닭에 일정 수치로 고정하지 않고 넓은 범위를 대상으로 실험에 임하였다. Table 18에 세부 실험조건을 나타내었다.

**Table 18** Wave length and wave height of tested wave states

Wave state									
Wave period, T [s]	1.25	1.4	1.55	1.7	1.85	2.0	2.15	2.3	2.45
Wave height, Hs [m]	0.04 ~ 0.15								

### 5.2.3 실험 결과

본 실험에서 결과는 내부 유동량을 확인하기 위한 방법으로 터빈의 회전수를 측정하였다. 각 주기에서 동일 파고 조건에서 측정되는 터빈을 분석한 결과를 Fig. 5.7에 도식화하였으며 Fig. 5.8에 전 파고 주기 조건을 바탕으로 파고 별 터빈 회전수를 도식화하였다.

Fig. 5.7의 결과를 바탕으로 모션 제어 장치가 설치된 부유식 파력발전장치는 최대 57rpm이 측정되었으며 이때의 파고 주기는 1.85s, 2.0s이다. 또한, 앞선 4장의 결과와 비교하였을 때 장치의 에너지 발생 범위가 넓어짐을 확인할 수 있는데 이는 모션 제어 장치로부터 제어되는 히빙의 감소에 의한 것으로 판단된다. 1.25s에서 1.55s까지 3가지 파고 주기 조건에서는 피칭에 의한 에너지 발생을 확인할 수 있었는데, 이는 실험 목적과 일치하는 피치와 관성 운동에 의한 에너지 발생이 가능함을 확인할 수 있는 부분이다. 또한, 1.7s 이후 영역에서는 장치 외부 선체의 관성운동에 의한 내부 유동 불균형에 의한 에너지 발전 영역이며 외부 선체의 모션과 내부 작동 유체의 모션이 일치하지 않아 그 힘으로 터빈이 회전함을 확인할 수 있었다. 이때의 에너지 발생량은 짧은 주기에서 발생하는 에너지 발생량보다 더욱 크다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5.8에서는 장치 전반의 전 파고 주기 조건을 바탕으로 파고 별 터빈 회전수에 대해 도식화 하였는데, 파고가 증가할수록(파고 에너지가 증가할수록) 에너지 발생량 또한 증가한다는 것을 확인할 수 있었으며 최대 발전 영역은 앞선

Fig. 5.7와 마찬가지로 파도 주기 1.85s에서 발생하였으며, 이때 파고 0.14m에서 72rpm이 측정되었다. 파장은 4.63m로서 이전 4장에서 2.6m에서 최대 발전 영역을 보였다는 사실과 비교하였을 때, 모션 제어장치로 인해 완전히 다른 작동 주기를 보인다는 것을 확인할 수 있다.

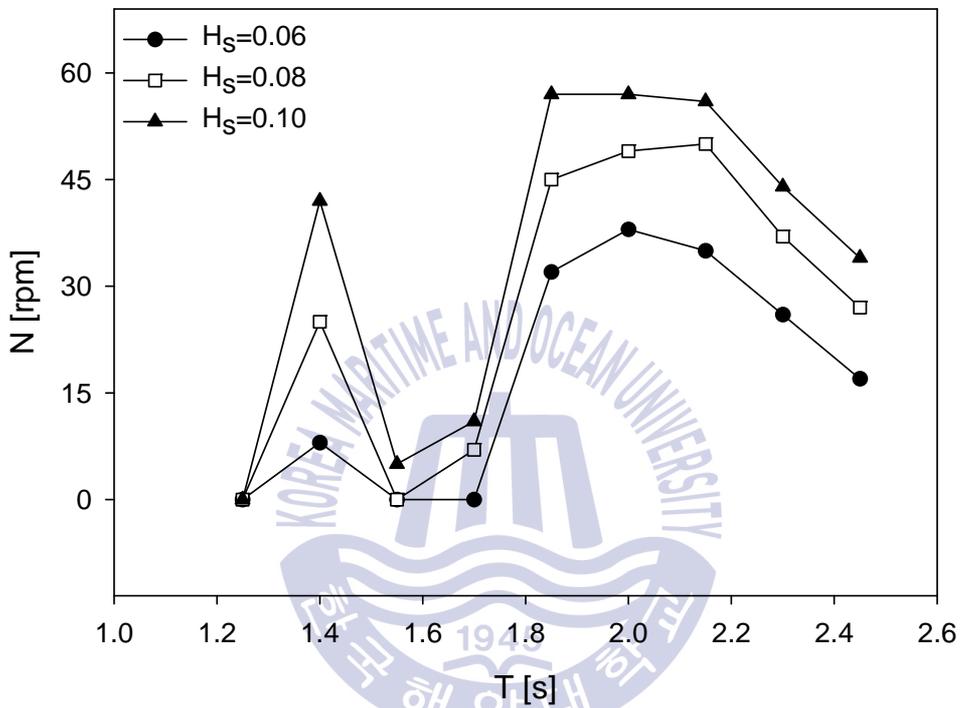


Fig. 5.7 Comparison of rotational speed of turbine plotted versus wave period for wave height 0.06m, 0.08 and 0.10m

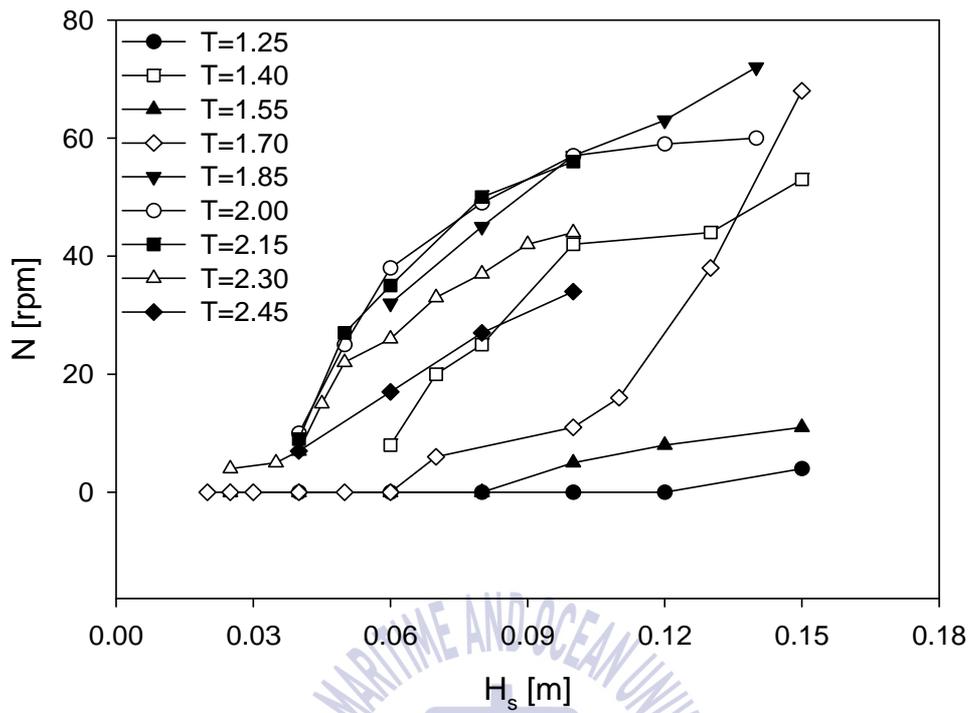


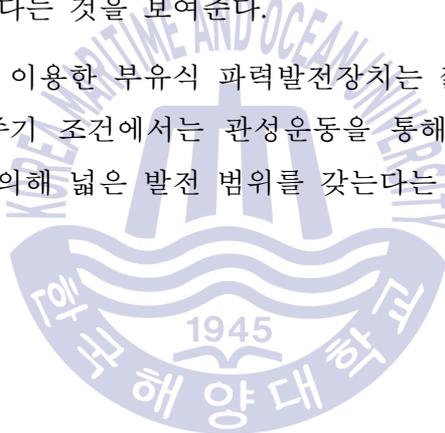
Fig. 5.8 Plot of rotational speed of the turbine versus wave height for different values of wave period

### 5.3 요약 및 검토

본 실험을 통해 모션 제어장치를 이용한 부유식 파력발전 장치의 특성을 알아보았다. 파고가 높아지면 내부 유동 또한 더욱 커진다는 특성은 일치하나, 부유식 파력발전 장치의 에너지 발생 범위가 이전과 달라짐을 확인 할 수 있었다. 특징적인 파장영역에서만 발전이 이루어진 4장에서의 결과와는 달리 모션 제어장치에 의해 발전 영역이 파도 주기 1.4s에서 2.45s까지 넓은 범위로 증가하였다.

최대 발전 영역은 파도 주기 1.85s, 파고 0.14m 조건이며, 이때 최대 터빈 회전수인 72rpm이 측정되었다. 또한, 같은 파도 주기 조건 하에서 상대적으로 낮은 파고인 0.06m에서 57rpm이 측정되었는데 이는 낮은 파고에서도 충분히 에너지 발전이 가능하다는 것을 보여준다.

본 모션 제어장치를 이용한 부유식 파력발전장치는 짧은 파도 주기 조건에서는 피칭을 긴 파도 주기 조건에서는 관성운동을 통해 에너지를 발생시키는데 서로 다른 두 운동에 의해 넓은 발전 범위를 갖는다는 장점을 가진다.



## 제 6장 결 론

소형 부유식 파력발전장치의 개념설계를 통하여 도출된 모델의 성능 해석 및 양방향 횡류터빈의 특성을 파악하였다. 이는 양방향 횡류터빈을 이용한 부유식 파력발전 장치의 기초 자료 확보 및 성능 예측 기법의 확립에 관한 연구이며, 다음과 같이 요약 정리할 수 있다.

1. 양방향 횡류터빈의 오리피스 튜브로 대체 유무 검증 실험 및 수치해석적 접근이 있었으며 그 최대 오차는 10% 이내로 수용가능 수준으로 확인 되었다. 이는 소형 모델에서 양방향 횡류터빈의 제작을 위한 재정적, 시간적 노력을 대폭 감소시켜 줄 결과로 나타났다.

2. 6축 가속센서를 이용한 양방향 횡류터빈을 이용한 부유식 파력발전 장치의 수리 모형실험을 통해 본 장치의 최대 성능 구간에 관한 새로운 정의를 할 수 있었으며, 최대 성능 구간에서의 피치 및 히브 운동의 발생에 따른 관계도 적립할 수 있었다.

3. 앞서 언급된 수리 모형실험의 확장으로 최대 성능 구간에서 축 동력과 토크를 상용 CFD 코드인 ANSYS CFX ver. 14을 활용하여 계산되었으며 피치 각도가  $13^\circ$  로 제한된 상태에서 장치는 최대 4.0W 의 축동력을 가질 것으로 예측되었으며, 이는 5.3:1의 Froude 수를 갖는 real scale model에서 11.7W의 축동력을 가질 것이다. 장치의 폭이 증가함에 따라 축동력 역시 증가할 것이기에 더 높은 축동력의 확보 또한 가능할 것이다.

4. 노즐과 터빈의 적정 형상 및 크기가 고정된 현 장치의 실정상 무한히 높은 축동력의 확보는 그 한계가 분명하다. 하지만 4장에서 연구된 enlarged model의 경우 터빈의 지름을 1.5배 확장 하였지만 전체 장치 길이 및 그 높이는 일정하게 고정된 형상을 하고 있는데, 전산유체 해석 결과를 토대로

enlarged model은 기존 모델에 비하여 약 2배 높은 축동력을 가진다는 것을 확인하였다.

5. 기존 양방향 부유식 파력발전장치의 경우 파랑이 야기하는 운동 중 오직 피치 운동에 의하여 에너지를 생성한다는 한계를 가지고 있으며, 최대 성능 구간이 장치 길이 및 파장에 의하여 고정된다는 문제를 가지고 있다. 5장에서 연구된 히브제어기가 설치된 파력발전장치의 경우, 최대 성능 구간이 확장되며, 파장 4.63m, 주기 1.8s, 파고 0.14m에서 72rpm이 계측 되었다.



## 참고 문헌

- [1] 최영도, 이영호, 파력발전의 개요 및 연구개발 현황, 태양에너지, 6(1), 17-24, 2007
- [2] 파력발전의 종류 및 원리, [Online] Available, 2015  
<http://www.doopedia.co.kr/mv.do?id=101013000864053>
- [3] Ocean Power Technologies company website, [Online] Available, 2013  
<http://www.oceanpowertechnologies.com/>
- [4] The picture of Lopf website, [Online] Available, 2013  
<http://matthewoldfield.photoshelter.com/>
- [5] The picture of SeaRay website, [Online] Available, 2013  
<http://en.openei.org/community/blog/searay-wave-energy-device>
- [6] Seatricity company website, [Online] Available, 2013  
<http://www.seatricity.net/>
- [7] Wave Star Energy company website, [Online] Available, 2013  
<http://wavestarenergy.com/>
- [8] Bolt Wave Power company website, [Online] Available, 2013  
<http://www.boltwavepower.com/>
- [9] Dexas Wave Power company website, [Online] Available, 2013  
<http://www.dexawave.com/>
- [10] Pelamis Wave Power company website, [Online] Available, 2013

<http://www.pelamiswave.com>

[11] Oceanlinx company website, [Online] Available, 2013

<http://www.oceanlinx.com/>

[12] Wavegen company website, [Online] Available, 2013

<http://www.wavegen.co.uk/>

[13] Pico Power Plant Campaign website, [Online] Available, 2013

<http://www.save-pico-powerplant.org/>

[14] Kaan Koca, Andreas Kortenhaus, Hocine Oumeraci, Barbara Zanuttigh, Elisa Angelelli, Matteo Cantu, Roberto Suffredini and Giulia Franceschi, Recent Advances in the Development of Wave Energy Converters, EWTEC 2013, 602, 2013

[15] Choi, Y.D., Kim, C.G., Lee, Y.H., Effect of wave conditions on the performance and internal flow of a direct drive turbine, Journal of Mechanical Science and Technology, vol.23, 1693-1701, 2009

[16] 김창구, 파력에너지 변환을 위한 직접구동터빈의 성능해석과 유동특성에 관한 연구, 석사학위 논문, 한국해양대학교, 2009

[17] 김병하, Cross-flow 터빈을 이용한 새로운 방식의 부유식 파력발전장치에 관한 연구, 석사학위 논문, 한국해양대학교, 2014

[18] Kiyoshi Horikawa, 해안환경공학, 원기술, 59-75, 1999

[19] ANSYS-CFX ver. 14 Manual, ANSYS, 2010

[20] Rhie, C.M. and Chow, W.L., A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation, AIAA Paper 82-0998, 1982

[21] Barth, T.J., and Jespersen, D.C, The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes, AIAA Paper, 89-0366, 1989

[22] CFX Limited, Waterloo, Ontario, Canada, CFX-TASCflow Theory

Documentation, Section 4.1.2, Version 2.12, 2002

[23] Menter, F.R., Kuntz, M., Adaptation of Eddy-Viscosity Turbulence Models to Unsteady Separated Flow Behind Vehicles, Proc. Conf. The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Busses and Trains, Asilomar, Ca, 2002

[24] Wilcox, D.C., Multiscale model for turbulent flows, In AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986

[25] Menter, F.R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA-Journal., 32(8), 1598 - 1605, 1994

[26] Young-Do Choi, Chang-Goo Kim, You-Taek Kim, Jung-Il Song and Young-Ho Lee, A performance study on a direct drive hydro turbine for wave energy converter, Journal of Mechanical Science and Technology, vol.24, 1-10, 2010

[27] Prasad, D. and Zullah, M.A. and Ahmed, Mohammed R. and Lee, Y.H., Effect of front guide nozzle shape on the flow characteristics in an augmentation channel of a direct drive turbine for wave power generation, ScienceChina:TechnologicalSciences, Vol.53, 46-51, 2010

[28] Byung-Ha Kim, Joji Wata, Mohammed Asid Zullah, M. Rafiuddin Ahmed and Young-Ho Lee, Numerical and experimental studies on the PTO system of a novel floating wave energy converter, Renewable Energy, Vol.79, 111-121, 2015

[29] Nuno, F., Joao, P., Model Tests of a Wave Energy Converter Based on Water Oscillating in a U tank, Applied Journ é es de l' Hydrodynamique 1-18, 2010

[30] Nuno, F., Joao, P., Numerical Modelling of a Wave Energy Converter based on U-Shaped Interior Oscillating Water Column, Applied Ocean Research 2012, 1-14, 2014

- [31] Lee, C.H., Newman, J.N., Computation of Wave Effects Using the Panel Method, in Numerical Models in Fluid Structure Interaction, S. Chakrabarti, Ed., Southampton: WIT Press, 2004
- [32] Lee, C.H., On the Evaluation of quadratic forces on a stationary body, applied Journal of Engineering Mathematics, Vol.58, 141-148, 2007
- [33] Stigler, C., The performance of U Tanks as a passive anti-rolling device, The Royal Institute of Naval Architects, 13 (144), 249-275, 1966
- [34] Arjm, L., Sea keeping-Ship Behaviour in Rough Weather, Chichester: Ellis Horwood Ltd, 1989
- [35] Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full-Part 2: Orifice plates (ISO 5167-2), European Committee for Standardization, 5-8, 2003
- [36] McCormick, M.E., Ocean wave energy conversion, 1st ed., New York: Dover Publications, 2007
- [37] Sang-yoon Kim, Byung-ha Kim, Hui-seong Jeong and Young-Ho Lee, Hydraulic Model Test of a Floating Wave Energy Converter with a Cross-flow Turbine, AICFM 13, 1-7, 2015
- [38] Specification of XA3300 website, [Online] Available: 2015  
<http://www.minfinity.com/page.php?Main=1&sub=1&tab=6>
- [39] SMC Pneumatics Korea Co., CA2 Series Air cylinder  $\varnothing 40$ ,  $\varnothing 50$ ,  $\varnothing 63$ ,  $\varnothing 80$ ,  $\varnothing 100$ , 6-16, 2015