

## WAVESTAR형 파력발전장치의 유압식 2차변환장치의 물리모델 구축에 관한 연구

### A Study on the Physical Model Establishment of Hydraulic Secondary Conversion Device of Wavestar Type Wave Power Generator

이정희<sup>1</sup>, 오재원<sup>1</sup>, 하윤진<sup>2</sup>, 박지용<sup>2</sup>, 천호정<sup>3</sup>, 김경환<sup>2\*</sup>

Jung-Hee Lee<sup>1</sup>, Jaewon Oh<sup>1</sup>, Yoon-Jin Ha<sup>2</sup>, Ji-Yong Park<sup>2</sup>,  
Ho-Jeong Cheon<sup>3</sup>, Kyong-Hwan Kim<sup>2\*</sup>

#### 〈Abstract〉

This study was conducted to develop an efficiency prediction program of a hydraulic secondary energy converter for calculating annual power generation of a Wavestar type wave power generator. Using the period and wave height obtained from the frequency domain analysis, the behavior of the floating body was obtained by assuming the sin function. The piston displacement and speed of the hydraulic cylinder were calculated considering the behavior of the floating body and the shape of the mechanism. The numerical simulation of the hydraulic system was performed by physically modeling the hydraulic cylinders, check valves, hydraulic motors, which are the main devices. In the future, this analysis program will be used to develop a program for estimating annual power generation of a moveable body type wave power generation device.

*Keywords : Oscillating Body Type Wave Power Generator, Hydraulic Physical Model, Hydraulic System, Computational Fluid Dynamics*

---

1 정회원, 선박해양플랜트연구소 해양플랜트산업지원센터

2\* 교신저자, 선박해양플랜트연구소 해양에너지연구본부  
E-mail: kkim@kriso.re.kr

3 (주)유원산업

1 Offshore Industries R&BD Center, KRISO

2\* Marine Renewable Energy Research Division  
E-mail: kkim@kriso.re.kr

3 Yoo Won Industries Ltd.

### 1. 서론

최근 급속한 지구온난화로 인해 대기 환경오염에 많은 관심이 집중되면서 탄소배출을 최소화할 수 있는 신재생에너지 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 그 중에서 파력발전은 풍력발전, 조류발전, 태양광발전과는 달리 아직 표준화되지 않고 다양한 형식의 파력발전장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 파력발전장치의 1차 에너지 변환의 작동원리에 따라 대표적으로 진동수주형(Oscillating Water Column), 월파형(Overtopping) 및 가동물체형(Moveable Body) 등이 있다. 본 연구에서는 가동물체형 파력발전장치의 특정지역의 경제성 평가를 위한 연간 발전량을 예측할 수 있는 해석 프로그램 개발에 초점을 두고 진행하고자 한다. 가동물체형 파력발전장치는 1, 2, 3차 에너지 변환장치로 구성되고 1차 에너지 변환장치는 부유체와 기구부로 구성되어 있으며 2차에너지 변환장치는 기계식과 유압식이 사용되고 있으며 3차 에너지 변환 장치는 발전기로 구성되어 있다. Lee와 Lee<sup>2)</sup>는 액추에이터 응답시간 특성변화에 관한 연구를 수행한 바 있다. 본 연구에서는 Fig. 1에

서 보는 바와 같이 WAVESATAR형의 2차 변환 장치인 유압식 변환 장치에 초점을 두고 효율을 산정할 수 있는 해석프로그램을 개발하고자 한다. 유압시스템은 Fig. 2와 같이 기계시스템에서 전달되는 변위(Stroke)와 속도에 의해 유압실린더를 이동시켜 가압하고 피스톤의 상하 운동을 한쪽 방향으로 정류하기 위한 체크밸브와 흐르는 유량을 토크로 변환하는 유압모터 및 유압에너지를 축적하여 유압펌프의 맥동을 흡수할 수 있는 축압기로 구성된다. 본 연구에서는 부유체와 기구부의 거동은 Kim 등<sup>3)</sup>이 실험한 사양을 이용하여 구하였으며 유압시스템은 유압실린더, 체크밸브 및 유압모터 물리모델을 만들어 해석을 수행하고 이를 검증하고자 한다.



Fig. 1 WAVESTAR type wave power generator<sup>1)</sup>

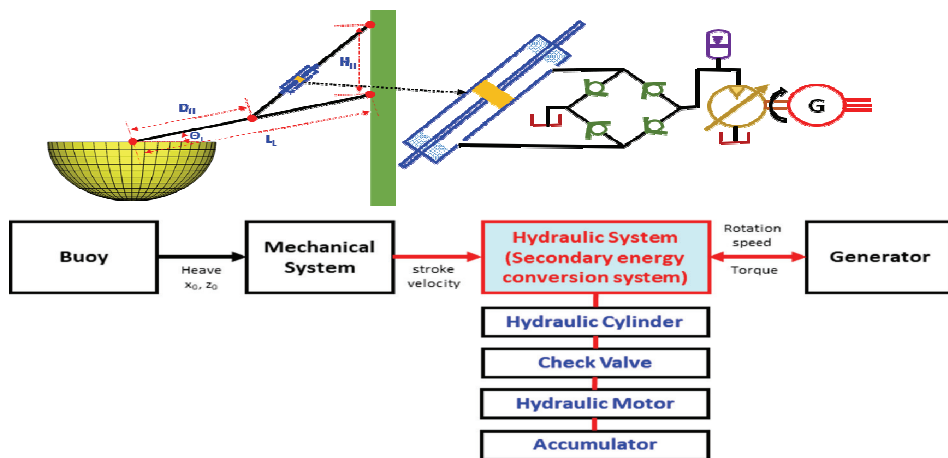


Fig. 2. Schematic Diagram for WAVESTAR Type Wave Power Generator

## 2. 수치해석

### 2.1 부유체를 포함한 기구부

본 연구에서는 Fig. 3과 같이 부유체를 포함한 기구부에 대해 부유체의 6자유도 운동에 대한 유압실린더 변위와 속도를 구하기 위하여 기구부의 거동을 식 (1)과 같이 이론적으로 유도하여 계산을 수행하였다. 기구부의 각 파라미터와 값은 Table 1과 같다.

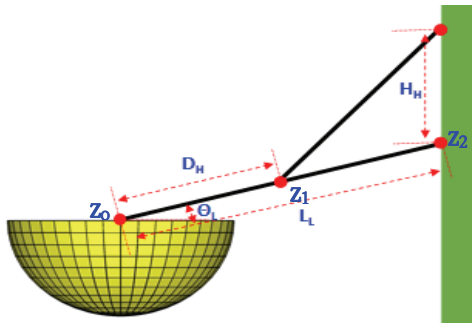


Fig. 3 Mechanical system in first conversion system

Table 1. Geometrical parameters of Mechanical System

Parameters	Dimension	Values
$L_L$	m	3
$D_H$	m	2
$\theta_L$	deg	20
$H_H$	m	1.5
$z_0$	m	0
$z_1$	m	$D_H \sin \theta_L$
$z_2$	m	$L_L \sin \theta_L$

$$S_0 = -\sqrt{(L_L - D_H)^2 \cos^2 \theta_o + (z_1 + H_H - z_2)^2} \quad (1)$$

$$\Delta s = -\sqrt{H_H^2 + (L_L - D_H)^2 + 2H_H(L_L - D_H) \frac{z_1 - z_0 - \Delta z_o}{L_L}} + S_0 \quad (2)$$

$$\dot{s} = \frac{H_H(L_L - D_H)/L_L \dot{z}_0}{\sqrt{H_H^2 + (L_L - D_H)^2 + 2H_H(L_L - D_H) \frac{z_1 - z_0 - \Delta z_o}{L_L}}} \quad (3)$$

### 2.2 유압식 2차변환시스템의 물리모델

본 연구에서는 유압식 2차변환장치인 유압실린더, 체크밸브 및 유압모터를 고려하여 유압시스템을 구성하여 모델링하고자 한다.

#### 2.2.1 유압실린더

유압실린더는 기계적 운동을 유압으로 바꾸는 기구장치로 Fig. 4와 같이 피스톤이 이동함에 따라 유압유를 펌핑하고 포트를 통해 유출하거나 유입하는 역할을 한다. 유압실린더는 피스톤과 피스톤 전후단에 축이 있고 축이 기구부와 연결되어 있다. 피스톤 전후단에는 피스톤이 이동하는 한계점이 존재함에 따라 dead volume이 존재한다. 파랑에 따라 부위가 6자유도로 운동하면 기구부는 서로 상대운동에 따라 피스톤의 전후단으로 이동시키며 포트를 통해 유량을 유출하거나 유입하게 된다. 이 때 실린더 전후단의 단위시간당 압력의 변화율( $\dot{p}_1, \dot{p}_2$ )은 식 (4), (5)와 같이 피스톤의 움직임에 따라 변화되는 전후단의 포트를 통해 이동하는 유량, 전후단의 체적 및 Bulk modulus( $\beta_{eff}$ )에 의해 결정되며 다음 식 (6)과 같이 정의된다.

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta_{eff}(p_1)}{V_1 + A_{p_1} x_c} (Q_1 - v_c A_{p_1}) \quad (4)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\beta_{eff}(p_2)}{V_2 - A_{p_2} x_c} (v_c A_{p_1} - Q_2) \quad (5)$$

$$\beta_{eff} = -V \frac{dp}{dV} \quad (6)$$

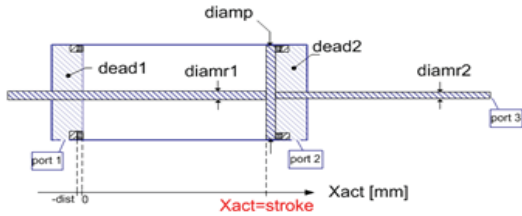


Fig. 4 Hydraulic cylinder specification

여기서  $Q_1$ ,  $Q_2$ 는 각각 port 1과 2의 체적유량 이고,  $V_1$ ,  $V_2$ 는 각각 port 1과 2의 dead volume 이며  $A_{p1}$ ,  $A_{p2}$ 는 각각 port 1과 2의 피스톤 전후 면의 단면적(피스톤의 면적-축의 단면적)을 의미한다. 또한  $x_c$ 와  $v_c$ 는 피스톤의 이동 변위와 속도를 나타내며  $p$ 는 압력을 나타낸다.

본 연구에 사용된 유압유에 대한 Bulk modulus 는 함께 과제를 수행하고 있는 유원산업에서 제공한 DB 데이터 활용하였으며 Fig. 5와 같이 그래프를 회귀법을 사용하여 함수화하였다. Table 2는 해석모델에 대한 주요 파라미터와 운영조건을 나타낸다.

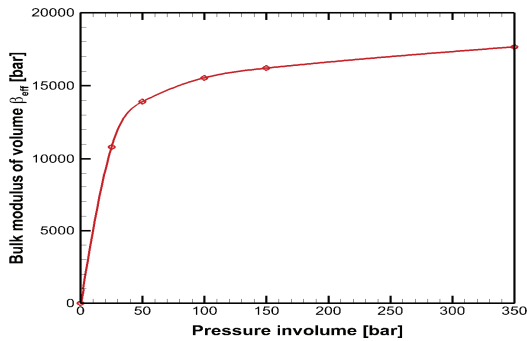


Fig. 5 Bulk modulus

### 2.2.2 체크밸브

체크밸브는 한 쪽 방향으로 유량을 흐르게 하는 제어밸브이다. 파랑에 의해 전달되는 유체는 피스톤의 전후단 운동으로 유압실린더 포트를 통

Table 2. Principal parameters and operation conditions for the analysis model

Parameters	Dimension	Values
Amp	m	0.536
T	sec	4.525
Oli density	kg/m <sup>3</sup>	1000
Motor displacement	L/rev	0.1
Cracking pressure	bar	0.4
Pistone diameter	mm	40
Piston rod diameter	mm	22
Piston dead volume	cm <sup>3</sup>	50

해 유출되거나 유입되는데 항상 유출할 때만 유압 모터로 전달할 수 있도록 체크밸브를 설치하여 이를 제어할 필요가 있다. 체크밸브는 내부에 스프링이 설치되어 있어 일정한 유압 이상이 될 때 열리게 되는데 이 때 압력을 Cracking 압력이라 한다. Fig. 6은 본 모델에 사용된 체크밸브의 P-Q 곡선이며 Cracking 압력은 대략 0.04 MPa 이다. 체크 밸브는 대략적으로 유량이 40L/min이하에서는 Cracking 압력에 도달하기까지는 0.04 MPa로 유지하고 그 이상이 되면 서서히 밸브는 열리게 되고 유량이 증가함에 따라 체크 밸브의 스프링은 압축되어 압력은 증가하게 된다. 본 체크밸브는 최대유량 300L/min까지 작동할 수 있다.

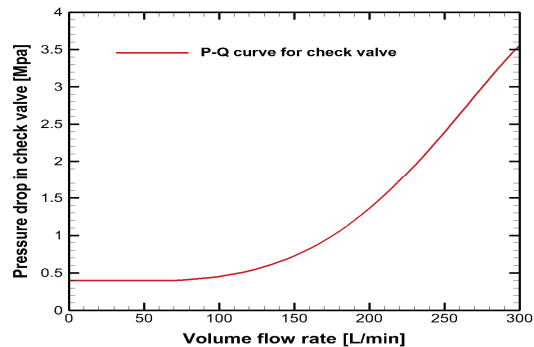


Fig. 6 P-Q curve for check valve used in this study

### 2.2.3 유압모터

유압모터는 유압펌프가 제공하는 액체 압력에너지를 출력 샤프트의 기계적 에너지로 변환하는 유압시스템이다. 유압모터로 흐르는 유량은 식(7)과 같이 1회전당 배제체적과 유압모터의 회전속도의 곱으로 구한다.

$$Q_M = \frac{displ \times speed}{1000} [L/min] \quad (7)$$

또한 유압모터의 토크는 유압모터 전후의 압력차와 1회전당 배제체적의 곱으로 계산된다.

$$\tau_M = \frac{(p_{out} - p_{in}) \times displ}{\pi \times 20} [kN \cdot m] \quad (8)$$

### 2.2.4 파이프라인

파이프 라인은 유압시스템을 연결하는 역할을 하고 있으며 파이프의 재질, 유로단면적과 유량의 변화에 따라 저항이 다르게 나타나므로 이에 대한 고려가 필요하다. 마찰력은 식(9)와 같이 파이프 길이와 유체의 속도의 제곱에 비례하고 직경에 반 비례한다.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} [m] \quad (9)$$

비례상수인 표면마찰계수( $f$ )는 층류의 경우에는 식(10)과 같이 레이놀즈 수의 함수( $Re_D$ )이고 난류인 경우에는 Colebrook 방정식인 식(11)과 같이 레이놀즈 수( $Re_D$ )와 표면조도( $\epsilon$ )의 함수이다.

$$f = 64 / Re \quad (10)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (11)$$

또한 유로단면적 변화에 따른 손실수두는 파이프 입구단면, 곡률반경, 유로단면적 축소 및 확대에 따라 다르게 나타나므로 이에 대한 고려가 필요하다.

## 2.3 유압실린더와 체크밸브를 고려한 해석 결과 검증

유압식 물리모델의 정확성을 검토하기 위해 Fig. 7과 같이 유압실린더와 체크밸브를 고려한 AMESIM 모델을 사용하여 해석을 수행하였다. Fig. 8과 같이 Buoy의 최대파고와 주기로부터 Sin파 함수로 가정하여 시간에 따른 들어올리는(Heave) 거동을 나타낸 것이다. 본 기구부의 구속조건에 의해 6자유도 거동에서 Heave 거동을 제외한 나머지 부분의 거동은 거의 무시하여도 해석에는 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. Fig. 9는 식 (1)를 이용하여 Buoy의 Heave 운동에 따른 실린더의 이동변위(stroke)를 계산한 결과이다. 또한 Fig. 10은 식(2)으로부터 실린더의 이동속도를 계산한 결과를 나타낸다. Fig. 11은 피스톤이 움직임에 따라 유압실린더의 각 포트에 흐르는 유량을 나타내고 있다. 본 해석에 사용된 유압식 물리모델의 정확성을 검토하기 위해 본 해석 결과와 Amesim 해석 결과를 비교 검토하였다. 각 포트에서의 압력은 실린더가 전후로 움직임에 따라 각 Port로 유입 또는 유출됨으로 각 Port에서 양과 음의 Cracking 압력으로 교차하여 나타나고 파이프라인을 지나면서 마찰에 의한 압력차로 인하여 절대압력은 증가함을 알 수 있다. 두가지 데이터와 같이 시간영역에서 측정된 두 신호의 정확도는 상호상관함수(cross-correlation function)을 이용하여 분석할 수 있다<sup>4,5</sup>. 상호상관함수는 두 신호 사이에 어느 정도의 유사성이 있는지 또는 어느 신호의 현재 시점에서의 값이 과거의 값과 어느 정도 연관이 있는지를 나타내는 척도로 다음과 같이 표현할 수 있다.

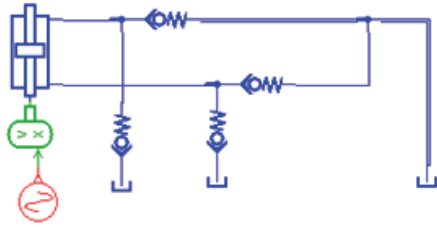


Fig. 7 AMESIM model considered hydraulic cylinder and check valve

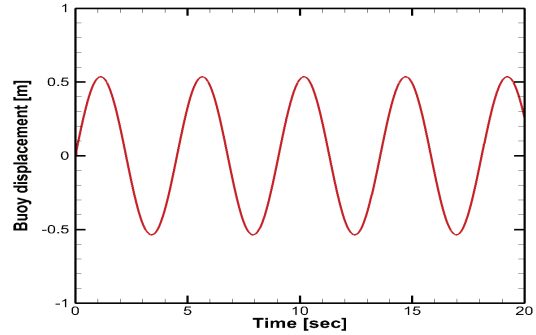


Fig. 8 Buoy displacement with time

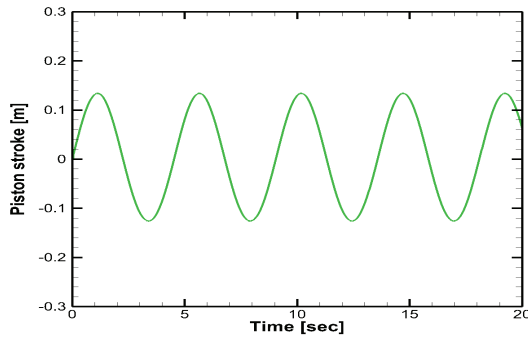


Fig. 9 Piston stroke with time

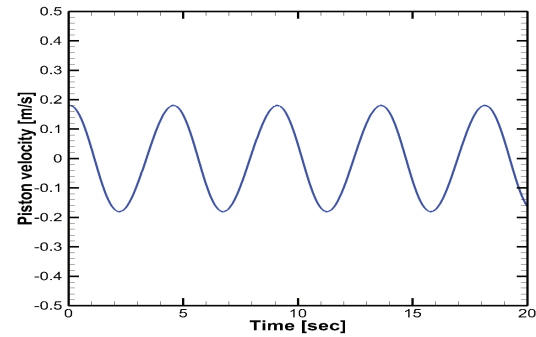


Fig. 10 Pressure velocity with time

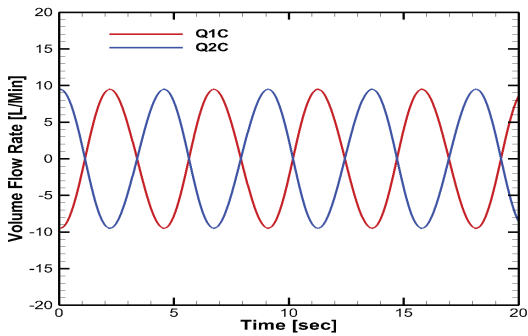


Fig. 11 Volume flow rate at each port with time

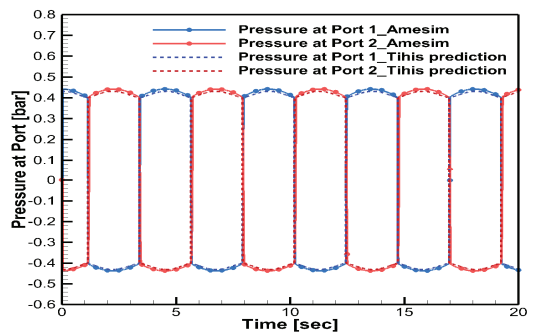


Fig. 12 Comparison between Amesim pressure and this prediction pressure at each port with time

$$R_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot y(t+\tau) dt \quad (12)$$

여기서, x는 AMESIM 데이터를 y는 본 해석 데이터를 의미하며,  $\tau$ 는 시간 지연 값으로 입력 신

호는 동일한 시계열로 같은 계측 데이터가 사용되기 때문에 시간 지연은 발생하지 않는다고 가정하였으며, 이에 따라 상호상관함수 값은  $R_{xy}(0)$ 으로 도출된다. 도출된  $R_{xy}(0)$ 는 0.979를 나타내어 97.9% 정도의 유사성이 있는 것을 나타냈다

### 2.4 유압실린더, 체크밸브와 유압모터를 고려한 해석 결과 검증

유압식 물리모델의 정확성을 검토하기 위해 Fig. 13과 같이 유압실린더, 체크밸브 및 유압모터를 고려한 AMESIM 모델과 비교 검증하였다. 또한 유압모터의 부하를 고려하기 위해 유압모터와 발전기에 상호작용에 의한 유압모터의 회전속도를 Fig. 14와 같이 거동한다고 가정하였다. 또한 주어진 회전속도에서 유압모터의 출구 유량은 식 (4)를 이용하여 Fig. 15와 같이 계산된다. Fig. 16은 식 (13)와 (14)를 이용하여 각 포트에 작용하는 압력을 계산한 결과이다. 식 (12)를 이용하여 Fig. 16의 비교 결과를 분석한 결과, 79.3% 정도 유사성이 나타내었다. 오차가 유압모터를 사용하

지 않은 경우에 비해 유압모터를 사용한 경우에 오차가 크게 나타났다. 그 이유는 유압이 시간에 따라 시간 지연이 있는데 본 모델의 경우는 아직 비정상적 해석을 수행하지 않아 생긴 결과라고 사료된다. Fig. 17에서 유압모터의 토크는 식 (8)과 같이 유압모터 전후단의 압력과 배재체적을 이용하여 계산하였다.

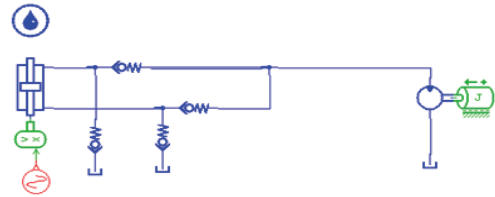


Fig. 13 AMESIM model considered hydraulic cylinder, check valve, and hydraulic motor

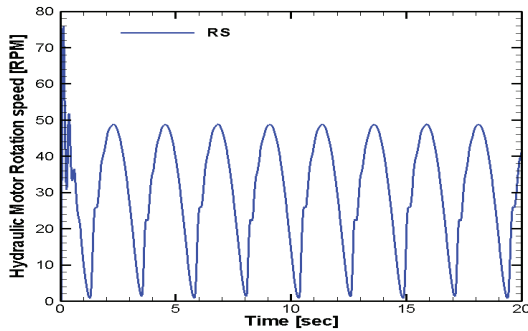


Fig. 14 Hydraulic motor rotation speed with time

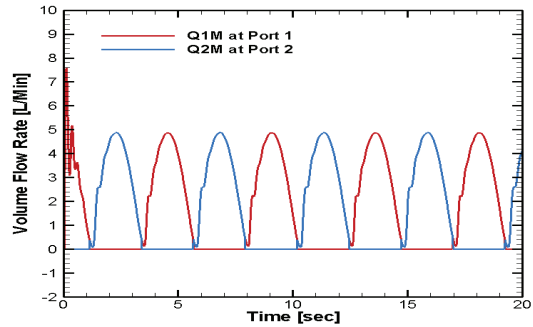


Fig. 15 Volume flow rate of hydraulic motor with time

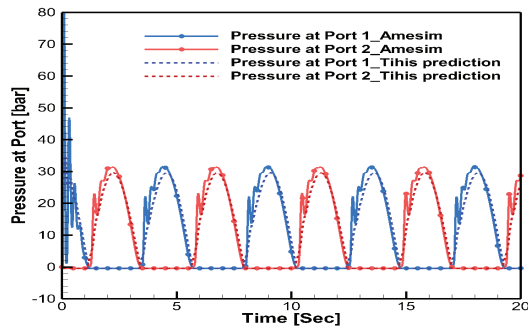


Fig. 16 Comparison between Amesim pressure and this prediction pressure at each port with time

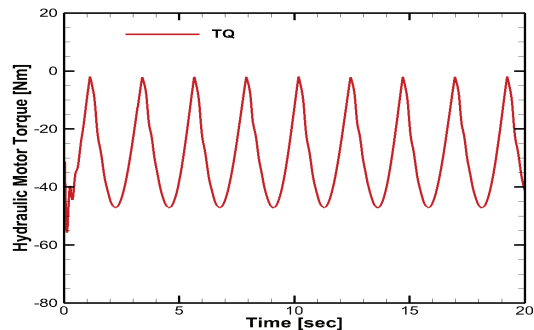


Fig. 17 Hydraulic motor torque with time

$$\dot{p}_{1M} = \frac{\beta_{eff}(p_1)}{V_M} (-Q_1 + Q_{1M}) \quad (13)$$

$$\dot{p}_{2M} = \frac{\beta_{eff}(p_2)}{V_M} (-Q_2 + Q_{2M}) \quad (14)$$

여기서  $Q_{1M}$ ,  $Q_{2M}$ 는 각각 port 1과 2의 모터 출구의 체적유량이고,  $V_M$ 은 Motor의 체적을 나타낸다.

### 3. 결론

본 연구에서는 가동물체형인 WAVESTAR형 파력발전장치의 연간 발전량 예측을 위한 유압식 2차 변환 장치를 개발하기 위해 수행되었다. 유압 시스템 해석을 위하여 유압실린더, 체크밸브, 유압 모터 및 축압기에 관한 물리모델을 개발하여 해석을 수행하였다. 유압실린더의 입출구에서의 유량 및 압력을 구하였고 유압모터의 정류를 위하여 체크 밸브를 사용하여 제어하도록 회로를 구현하였으며 발전기의 회전속도를 조절하면서 유압실린더의 입출구에서의 유량 및 압력분포를 상용해석 프로그램과 비교하였다. 유압실린와 유압모터의 해석 결과는 잘 일치함을 알 수 있었다. 그렇지만 유압모터가 있는 모델에서는 정량적 크기는 비슷하게 나타났으나 일부 진동하는 현상이 잘 구현되지 않았다. 이는 비정상적 해석을 수행하지 않아 생긴 결과라고 사료된다. 향후 연구에서 이를 보완하고자 한다. 향후 개발된 유압식 2차 해석프로그램을 연간 발전량 예측 프로그램에 통합하고자 한다.

### 후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소 주요사업으로 수행중인 “파력발전 통합성능 및 구조안정성 해석 기반 구축을 위한 WECAN 개발 (PES3530)”의 지원으로 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

### 참고문헌

- [1] Hansen, R.H., Kramer, M.M., Videll, E., “Discrete Displacement Hydraulic Power Take-Off System for the Wavestar Wave Energy Converter, *Energies*,” 6, 4001-4044, (2013).
- [2] Lee, J.S., Lee, K.B., “A Experimental Study on the Response Time Characteristics of Actuator in the Hydraulic Control System,” *J. Korean Society of Industrial Application*, 5, 21-26. (2002).
- [3] Kim, S.J., Koo, W., Shin, M.J., “Numerical and Experimental Study on a Hemispheric Point-Absorber-Type Wave Energy Converter with a Hydraulic Power Take-Off System,” *Renewable Energy*, 135, 1260-1269, (2019).
- [4] Ji, H.G. and Kim, J.H., “Fault Detection and Localization using Wavelet Transform and Cross-correlation of Audio Signal,” *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol.31, No.4, pp.327-334 (2014).
- [5] Bae, C.Y., Kim, C.J., Kwon, S.J., Lee, B.H., Jang, W.S. and Lee, J.W., “A Study on the Dynamic Characteristics of Door Module for Vehicle,” *J. Korean Soc. for Noise and Vibration Engineering*, Vol.17, No.11, pp.1093-1101, (2007).

(접수: 2020.11.06. 수정: 2020.11.26. 게재확정: 2020.11.30.)