



Original Article

## 편심된 회전축을 갖는 수평 원기둥 파력발전장치의 성능해석

조일형<sup>1,†</sup> · 고창현<sup>2</sup> · 배운혁<sup>1</sup>  
<sup>1</sup>제주대학교 해양시스템공학과  
<sup>2</sup>제주대학교 풍력공학부

# Performance Analysis of a Horizontal Cylinder Wave Energy Converter with Off-centered Rotational Axis

Il Hyoung Cho<sup>1,†</sup>, Chwang Hyun Koh<sup>2</sup>, and Yoon Hyeok Bae<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Ocean System Engineering, Jeju National University, Jeju 63243, Korea  
<sup>2</sup>Faculty of Wind Energy Engineering, Jeju National University, Jeju 63243, Korea

### 요 약

횡 파로부터 에너지를 추출하는 수평 원기둥 파력발전장치의 성능은 입사파의 주파수, 원기둥의 크기와 잠긴 깊이, 회전축의 위치, 파력발전장치내의 질량분포 등에 영향을 받는다. 본 연구에서는 원기둥의 잠긴 깊이와 회전축 위치 변화에 따른 수평 원기둥 파력발전장치의 횡 운동변위와 추출파력을 주파수영역에서 살펴보았다. 수평 원기둥에 작용하는 유체력(동유체력, 파기진력)을 구하는 수치해석 방법으로 WAMIT 상용코드를 사용하였다. 이때 편심된 회전축에서의 유체력은 원기둥 중심에서 구한 유체력을 축 변환하여 얻어진다. 회전축의 위치 변화는 횡 운동모드의 고유주파수에 영향을 준다. 따라서 설치해역의 입사파의 주파수 특성에 맞게 회전축의 위치를 적절히 선택하면 공진을 일으켜 추출파력을 극대화시킬 수 있다.

**Abstract** – The performance of a horizontal cylinder wave energy converter (WEC) for extracting wave energy in beam sea is affected by the wave frequency, the size and submerged depth of the cylinder, the position of the rotational axis, and the mass distribution in the WEC. In this study, the extracted power and roll motion of the horizontal cylinder WEC in beam sea was examined according to the change of the submergence depth and rotational axis of WEC in the frequency domain. WAMIT commercial code was used as a numerical method to obtain the fluid forces (hydrodynamic forces, wave exciting forces) acting on the horizontal cylinder WEC. The fluid forces at the off-centered rotational axis is easily obtained by using axis-transformation formulas from the fluid forces at the geometric center of the cylinder. The change of the position of the rotational axis affects the natural frequency of the rolling motion mode. Therefore, if the position of the rotational axis is appropriately selected according to the wave characteristics at the installation site, the resonance can be generated to maximize the extraction power.

**Keywords:** Wave Energy Converter(파력발전장치), Roll Motion(횡운동), Power Take-Off(파워추출장치), Off-centered Rotational Axis(편심된 회전축), Extracted Power(추출 파워)

### 1. 서 론

Salter(1974)가 1974년도 Nature 학술지에 제안한 1차 변환장치는 운동 특성이 수면에 떠 있는 오리의 움직임과 같다고 하여 Salter nodding duck 또는 Edinburgh duck이라 불리면서 70년대 후반과 80년대 초반에 모형실험(Salter *et al.*, 1975; Jeffrey *et al.*, 1976)과 이론해석(Evans, 1976; Count, 1978, Mynett *et al.*, 1979)등을 통하여

폭 넓게 연구되었다. Salter duck의 횡 운동에 의한 방사파(radiated waves)의 크기는 흡수된 에너지와 밀접한 관련이 있음을 밝혔다. 양 쪽 방향으로 진행되는 방사파 중에서 입사파의 진행방향과 같은 방향의 방사파의 진폭( $|A_3^+|$ )에 비하여 입사파 방향과 반대방향으로 진행되는 방사파의 진폭의 비( $|A_3^+|/|A_3^-|$ )가 최소가 되도록 단면을 비대칭적으로 설계한다면 약 90%에 가까운 효율을 갖는 1차 변환장치가 가능하다고 수치계산과 모형실험을 통하여 밝혔다. 따라서 추출 효율을 극대화하기 위하여 Salter duck은 3개의 단면(beak, paunch,

<sup>†</sup>Corresponding author: cho0904@jejunu.ac.kr

stem)으로 구성되며 beak의 위치는 입사파 측(waveward)에 놓인다. 이후 많은 학자들은 Salter duck의 변형된 형태인 Solo duck(Salter, 1989; Pizer, 1992)과 수평 원기둥 형태인 cylindrical duck(Salter et al., 2007), Bristol cylinder(Evans, 1976; Evans et al., 1979; Greenhow and Ahn, 1988)등을 연구하였다.

최근에 덴마크에서 개발한 WEPTOS 파력발전시스템 내에 Salter duck 형상의 1차 변환장치를 도입한 이후 다시금 Salter duck 단면 형상이 세간의 관심을 받게 되었다. WEPTOS 파력발전시스템은 일정한 길이를 갖는 Salter duck 형상의 1차 변환장치를 V자형 부유구조물에 여러개 배열한 형태로 V자형 부유구조물을 일점 계류(turret mooring)시켜 그 점을 중심으로 회전케 하여(weather vane) 파랑하중을 줄일 수 있도록 고안되었다(Pecher and Kofoed, 2013, 2014). 또한 파랑조건에 따라 V자형 부유구조물의 열림 각(opening angle)을 바꾸면 파랑에너지의 입력값을 조절할 수 있어 입력 에너지의 변동성을 낮출 수도 있으며 극한 해상상태에서 파력발전시스템에 가해지는 충격력을 줄일 수 있는 장점을 가지고 있다.

Salter duck이 높은 추출 효율을 가지고 파랑 에너지를 흡수할 수 있다고 알려졌지만 단면 형상이 복잡하여 제작에 어려움이 따른다. 따라서 cylindrical duck이나 Bristol cylinder와 같이 형상이 단순한 수평 원기둥 1차 변환장치에 편심된 회전축을 두어 파랑에너지를 추출하는 연구가 몇몇 학자들의 관심을 받았다(Lucas et al., 2009). 이러한 원형 단면을 갖는 1차 변환장치의 성능에 중요한 설계변수로 원기둥의 크기, 잠긴 깊이, 폭, 회전축의 위치, 무게중심의 위치 등이며, 이 값들을 바꿔가면서 각 변수들이 추출과위에 미치는 영향을 분석하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 원형 단면을 갖는 1차 변환장치의 여러 설계변수들 중에서 특히 잠긴 깊이와 회전축의 변화가 1차 변환장치의 성능에 미치는 영향에 대하여 자세히 살펴보고, 해석결과를 불규칙파로 확장하여 파랑스펙트럼이 주어졌을 때 잠긴 깊이와 회전축의 위치에 따른 흡수 과위와 취득 폭의 대푯값을 구하였다. 수평 원기둥 1차 변환장치에 작용하는 횡 방향 유체력(동유체력, 정유체력, 파기진력)을 상용코드 WAMIT을 이용하여 구하였다. 수치계산 과정에서 임의의 회전축 위치에서 유체력을 직접 구하지 않고 원기둥 중심에서의 값들을 이용하여 회전축에서의 값들로 변환하는 방법을 사용하여 계산시간을 크게 단축시켰다(Cruz and Salter, 2006). 수평과 수직 운동이 구속된 상태에서 1자유도 횡 운동방정식을 주파수 영역에서 유도하고 이를 풀어 횡 운동 RAO, 추출 과위, 취득 폭을 구하였다. 이때 시간평균 추출 과위가 최대값을 갖도록 최적의 PTO(power take-off)감쇠계수를 구하였다. 주파수영역에서의 해를 불규칙파로 확장하여 파랑스펙트럼이 주어졌을 때 횡 운동스펙트럼과 파워스펙트럼을 구하고 각각의 스펙트럼의 면적을 적분하여 운동과 추출과위의 대푯값을 구하였다. 회전축의 위치를 바꿔가면서 수평 원기둥 1차 변환장치를 통하여 흡수되는 파워를 분석하여 최적의 회전축의 위치를 정하였다. 해석결과, 공진조건을 만족할 때 추출 과위는 최대가 되며 이때 회전축의 위치가 공진을 결정하는데 중요한 변수임을 확인하였다.

## 2. 문제의 정식화

### 2.1 운동방정식

일정한 폭( $W$ )을 갖는 반경  $R$ 인 수평 원기둥 1차 변환장치가 횡과 중에 놓여있다. 원기둥의 잠긴 깊이는  $d$ 이며, 입사파는 진폭  $A$ , 주파수  $\omega$ 를 갖고  $x$ 축의 양의 방향으로 진행한다. 좌표축의 원점은 원기둥의 중심( $C$ )에 위치하며  $z$ 축을 연직상향으로 잡았다. 회전축의 중심은  $R_0$ 이며, 원기둥 중심과  $l_0$  떨어져 있다. 회전축 중심과 원기둥 중심간의 상대각도  $\alpha$ 는 Fig. 1과 같으며 반시계 방향을 양의 방향으로 잡았다. 선형포텐셜 이론을 가정하여 속도포텐셜  $\Phi(x, y, z, t) = \text{Re}\{\phi(x, y, z)e^{-i\omega t}\}$ 을 도입하면 전체포텐셜을 식 (1)과 같이 입사포텐셜( $\phi_0$ ), 산란포텐셜( $\phi_s$ ), 그리고 방사포텐셜( $\phi_j, j=1,2,3$ )의 합으로 표현할 수 있다.

$$\phi(x, y, z) = A[\phi_0(x, y, z) + \phi_s(x, y, z)] - i\omega \sum_{j=1}^3 \xi_j \phi_j(x, y, z), \quad (1)$$

여기서  $\xi_j$  ( $j=1,2,3$ )는 수평(sway), 수직(heave), 횡(roll) 방향의 복소 운동진폭이다.

수평 원기둥 1차 변환장치의 운동방정식은 Newton의 제 2법칙으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sum_{j=1}^3 M_{ji} \ddot{\zeta}_j(t) = F_j(t), \quad j = 1, 2, 3, \quad (2)$$

여기서  $\zeta_j(t) = \text{Re}\{\xi_j e^{-i\omega t}\}$ , ( $j=1, 2, 3$ )이다.

식 (2)에서  $M_{ji}$ 는 질량행렬의 요소를 나타내며 다음과 같다.

$$M_{ji} = \begin{bmatrix} m & 0 & mz_g \\ 0 & m & -mx_g \\ mz_g & -mx_g & J \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서  $m$ 은 1차 변환장치의 전체 질량,  $(x_g, z_g)$ 와  $J$ 는 각각 회전축( $R_0$ )에서의 무게중심의 좌표와 관성 모멘트이다. 1차 변환장치의 전체 질량( $m$ )은 고정 질량( $m_H$ )과 가변 질량( $m_B$ )의 합과 같다.

$$m = m_H + m_B \quad (4)$$

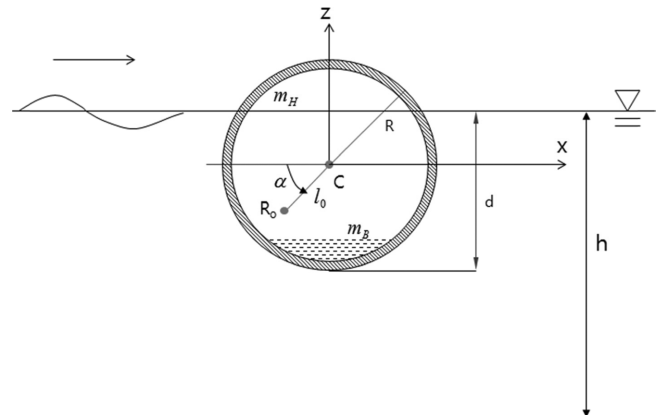


Fig. 1. Definition sketch of a horizontal cylinder WEC in beam sea.

여기서 고정 질량은 일정한 두께를 갖는 내부가 빈 원기둥의 질량을 나타낸다. 따라서  $m_H$ 의 무게중심의 좌표는 원기둥의 중심과 일치한다( $x_H, z_H$ ) = (0,0). 한편 가변 질량( $m_B$ )은 1차 변환장치가 일정한 잠긴 깊이를 갖도록 원기둥 내부 바닥에 설치하는 발라스트(ballast) 질량으로 무게중심의 위치는 발라스트의 위치에 따라 원기둥의 중심으로부터 이격된다. 이와 동일하게 전체 관성모멘트도 고정 질량에 의한 관성모멘트의 성분( $J_H$ )과 가변 질량에 의한 관성모멘트의 성분( $J_B$ )의 합으로 쓸 수 있다.

$$J = J_H + J_B \quad (5)$$

평행축의 정리를 적용하여 회전축( $R_0$ )에서의 관성 모멘트( $J_H, J_B$ )를 각각의 무게 중심의 위치인( $x_H, z_H$ )와 ( $x_B, z_B$ )에서의 관성 모멘트 값( $I_H, I_B$ )을 가지고 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J_H &= I_H + m_H l_H^2 \\ J_B &= I_B + m_B l_B^2 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서  $l_H = l_0$ 과  $l_B = \sqrt{(l_0 \sin \alpha - z_B)^2 + (l_0 \cos \alpha - x_B)^2}$ 는 각각 고정 질량과 가변 질량의 무게 중심과 회전축 사이의 거리를 나타낸다.

식 (2)의  $F_j(t)$ 는 WEC에 작용하는  $j(=1,2,3)$  방향의 유체력으로 파기진력( $F_j^{ext}(t)$ ), 점성 감쇠력( $F_j^{vis}(t)$ ), 동유체력( $F_j^{ad}(t)$ ), 정유체력( $F_j^{res}(t)$ )의 합으로 표현된다. 동유체력( $F_j^{ad}(t)$ )은 가속도에 비례하는 부가 질량력( $-\sum_{i=1}^3 a_{ji} \zeta_i$ )과 속도에 비례하는 방사 감쇠력( $-\sum_{i=1}^3 b_{ji} \dot{\zeta}_i$ )의 합으로 표현된다. 점성 감쇠력( $F_j^{vis}(t)$ )은 파력발전장치의 속도에 선형적으로 비례( $F_j^{vis}(t) = -b_{jj}^{vis} \dot{\zeta}_j$ ) 한다고 가정하였다. 정유체력( $F_j^{res}(t) = -\sum_{i=1}^3 C_{ji} \zeta_i$ )에서 회전축 중심( $R_0$ )에서의 행렬 요소  $C_{ji}$ 는 아래 주어진 원기둥 중심( $C$ )에서의 행렬 요소  $C'_{ji}$ 를 축 변환하여 사용한다(Table 1 참조).

$$C'_{ji} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho g S_{00} & \rho g S_{10} \\ 0 & -\rho g S_{10} & \rho g S_{20} + mg(z_B - z_G) \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서  $z_B, z_G$ 는 원기둥의 중심에서의 부력 중심과 무게 중심의  $z$ 좌표이다.  $S_{00}$ 는 수선면적이며,  $S_{ij} (= \iint_{S_0} x^i y^j dA)$ 는 수선면적의 2차 모멘트이다.

수평 원기둥 파력발전장치의 운동에너지로부터 전기에너지를 추출하기 위하여 2차 변환장치인 PTO장치를 설치하여야 한다. 이때 발생하는 PTO감쇠력은 운동속도와 선형적으로 비례한다고 가정하였다.

$$F_j^{PTO}(t) = -b_{jj}^{PTO} \dot{\zeta}_j \quad (8)$$

여기서  $b_{jj}^{PTO}$ 를 PTO감쇠계수라 한다.

1차 변환장치가 입사파의 주파수에 따라 조화운동을 한다고 가정 한 뒤 동유체력, 정유체력, PTO감쇠력, 그리고 파기진력( $F_j^{ext}(t) = A \operatorname{Re}\{X_j e^{-i\omega t}\}$ )을 운동방정식 (2)에 대입하면 다음과 같다.

$$\sum_{i=1}^3 \{-\omega^2 (M_{ji} + a_{ji}) - i\omega [b_{ji} + (b_{ji}^{vis} + b_{ji}^{PTO}) \delta_{ji}] + C_{ji}\} \xi_i = A X_j, j=1,2,3 \quad (9)$$

여기서  $\delta_{ji}$ 는 Kronecker delta로  $\delta_{ji} = 1, j = i, \delta_{ji} = 0, j \neq i$ 이다.  $X_j, a_{ji}, b_{ji}$ 는 수평 원기둥 1차 변환장치의 잠긴 부분의 형상과 주파수의 함수로 회절과 방사 포텐셜로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} X_j &= i\omega \rho \int_{S_0} (\phi_0 + \phi_1) n_j dS, j = 1, 2, 3 \\ a_{ji} &= \operatorname{Re} \left[ \rho \int_{S_0} \phi_j n_j dS \right], b_{ji} / \omega = \operatorname{Im} \left[ \rho \int_{S_0} \phi_j n_j dS \right], i, j = 1, 2, 3 \end{aligned} \quad (10)$$

본 연구에서는 회절과 방사 포텐셜을 구하는 수치해석 기법으로 경계요소법(boundary element method)에 기반을 둔 상용코드 WAMIT을 이용하였다.

## 2.2 흡수 파워

회전축에서 계산된 정유체력, 동유체력, 파기진력을 가지고 수평 파 수직 운동을 구축한 상태에서 1자유도 횡 운동의 RAO(Response Amplitude Operator)를 구하면 아래 식과 같다.

$$\left| \frac{\xi_j}{A} \right| = \frac{|X_j|}{\sqrt{[-\omega^2 (J + a_{33}) + C_{33}]^2 + \omega^2 (b_{33} + b_{33}^{vis} + b_{33}^{PTO})^2}}, \quad (11)$$

수평 원기둥 파력발전장치의 횡 운동을 통하여 얻는 시간평균 파워는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \frac{1}{2} \omega^2 b_{33}^{PTO} |\xi_3|^2 \\ &= \frac{1}{2} \omega^2 b_{33}^{PTO} \frac{A^2 |X_3|^2}{[-\omega^2 (J + a_{33}) + C_{33}]^2 + \omega^2 (b_{33} + b_{33}^{vis} + b_{33}^{PTO})^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

윗식에서 시간평균 파워가 최대값을 갖도록 식  $\partial \bar{P} / \partial b_{33}^{PTO} = 0$ 을 만족하는 최적의 PTO 감쇠계수를 구하면 다음과 같다.

$$\tilde{b}_{33}^{PTO}(\omega) = \frac{\sqrt{(\omega_N^2 - \omega^2)^2 (J + a_{33})^2 + \omega^2 (b_{33} + b_{33}^{vis})^2}}{\omega} \quad (13)$$

여기서  $\omega_N$ 는 횡 운동모드의 비감쇠 고유주파수(Undamped Natural Frequency)로 아래와 같다.

$$\omega_N = \sqrt{\frac{C_{33}}{J + a_{33}(\omega_N)}}. \quad (14)$$

식 (14)는 초기값  $\omega_N = \sqrt{C_{33}/J}$ 와 주파수 별로 미리 구해 놓은 부가질량  $a_{33}(\omega)$ 을 가지고  $\omega_N$ 이 수렴반경 안으로 들어올 때까지 반복계산을 수행한다. 점성 감쇠계수  $b_{33}^{vis} = \frac{2\kappa \rho g C_{33}}{\omega_N}$ 는 자유감쇠실험(free-decay test)을 통하여 실험적으로 구한다. 본 연구에서는  $\kappa = 0.01$ 을 사용하였다.

식 (13)을 식 (11)에 대입하면 PTO-on 상태에서의 1차 변환장치의 횡 운동 변위를 구할 수 있으며, 식 (12)에 대입하면 시간평균 추

출파위의 최적 값( $\bar{P}_{opt}$ )을 구할 수 있다. 시간평균 파워의 최적 값을 단위 폭을 갖는 입사파의 평균 파워로 나눈 최적의 취득 폭( $l_{opt}$ )은 다음과 같다.

$$\bar{P}_{opt}(\omega) = \frac{1}{2} \omega^2 \tilde{b}_{33}^{PTO} A^2 \left| \frac{\xi_3}{A} \right|^2, \quad (15)$$

$$l_{opt} = \frac{\bar{P}_{opt}(\omega)}{\frac{1}{2} \rho g A^2 C_g} = \frac{\omega^2 \tilde{b}_{33}^{PTO}}{\rho g C_g} \frac{|X_3|^2}{\left[ -\omega^2 (J + a_{33}) + C_{33} \right]^2 + \omega^2 (b_{33} + b_{33}^{vis} + \tilde{b}_{33}^{PTO})^2}$$

여기서  $C_g = \frac{g}{2\omega} \left( 1 + \frac{2kh}{\sinh 2kh} \right)$ 는 군속도(Group velocity)이다. 여기서  $k$ 는 입사파의 파수로 주파수  $\omega$ 와 선형분산식( $\omega^2 = g \tanh kh$ )을 만족한다.

식 (12)의 시간평균 추출파워로부터 최대 파워를 얻기 위해서는 최적의 PTO감쇠계수를 갖는 것 외에 입사파의 주파수와 횡 운동의 고유주파수가 서로 같다( $\omega = \omega_N$ )는 공진조건을 만족하여야 한다.

$$\bar{P} = \frac{1}{2} \tilde{b}_{33}^{PTO} \frac{A^2 |X_3|^2}{(b_{33} + b_{33}^{vis} + \tilde{b}_{33}^{PTO})^2}. \quad (16)$$

공진조건을 만족할 때 식 (13)에서 최적의 PTO감쇠계수는  $\tilde{b}_{33}^{PTO} = b_{33} + b_{33}^{vis}$ 이다. 이 값을 식 (16)에 대입하면 최대 파워와 그에 따른 최대 취득 폭을 구할 수 있다.

$$\bar{P}_{max} = \frac{1}{8} A^2 \frac{|X_3|^2}{b_{33} + b_{33}^{vis}}, \quad l_{max} = \frac{|X_3|^2}{4 \rho g C_g (b_{33} + b_{33}^{vis})}. \quad (17)$$

불규칙파에 대한 결과로 확장하기 위하여 파랑스펙트럼으로 TMA 스펙트럼을 사용하였다(Bouws *et al.*, 1985). TMA 스펙트럼은 아래식과 같이 수심의 효과를 준다.

$$S_\zeta(\omega) = S_J(\omega) \cdot F(\omega_*), \quad (18)$$

여기서  $S_J(\omega)$ 는 JONSWAP 스펙트럼으로 Goda (1988)에 의하면 다음과 같다.

$$S_J(\omega) = \beta \frac{H_{1/3}^2 \omega_p^4}{\omega^5} \exp \left[ -1.25 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^4 \right] \gamma^{\exp \left[ -\frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\sigma^2 \omega_p^2} \right]},$$

$$\text{with } \beta = \frac{0.0624}{0.23 + 0.0336\gamma - 0.185(1.9 + \gamma)^{-1}} (1.094 - 0.01915 \ln \gamma), \quad (19)$$

여기서  $H_{1/3}$ 는 유의파고,  $\omega_p (= \frac{2\pi}{T_p})$ 는 피크주파수(peak frequency), 그리고  $\sigma = 0.07$  for  $\omega < \omega_p$  and  $\sigma = 0.09$  for  $\omega \geq \omega_p$ 이다.

유한 수심의 효과를 나타내는 함수  $F(\omega_*)$ 는 아래와 같다.

$$F(\omega_*) = f^{-2} \left[ 1 + \frac{2\omega_* f}{\sinh(2\omega_* f)} \right]^{-1},$$

여기서  $1 = f \tanh(\omega_*^2 f)$ ,  $\omega_*^2 = \frac{\omega^2 h}{g}$ .

파랑스펙트럼에 횡 운동 RAO의 제곱을 곱하여 횡 운동스펙트럼을 얻고, 그 면적을 적분하여 유의 횡 운동진폭(significant roll motion amplitude)을 아래와 같이 구한다.

$$S_{\xi_3}(\omega) = \left| \frac{\xi_3(\omega)}{A} \right|^2 \cdot S_\zeta(\omega), \quad (\xi_3)_{1/3} = 2 \sqrt{\int_0^\infty S_{\xi_3}(\omega) d\omega}. \quad (20)$$

단위 폭당 불규칙 입사파가 지닌 파워는 다음과 같다.

$$P_w = \rho g \int_0^\infty C_g(\omega) S_\zeta(\omega) d\omega. \quad (21)$$

식 (15)로부터 구한 최적의 시간평균 파워에 입사파의 스펙트럼을 곱하면 시간평균 파워 스펙트럼을 구할 수 있고 이를 주파수에 따라 적분하면 불규칙파에서의 시간평균 파워의 대푯값( $P_E$ )을 구할 수 있다. 시간평균 파워의 대푯값을 단위 폭당 입사파의 파워로 나누면 취득 폭의 대푯값을 구할 수 있다.

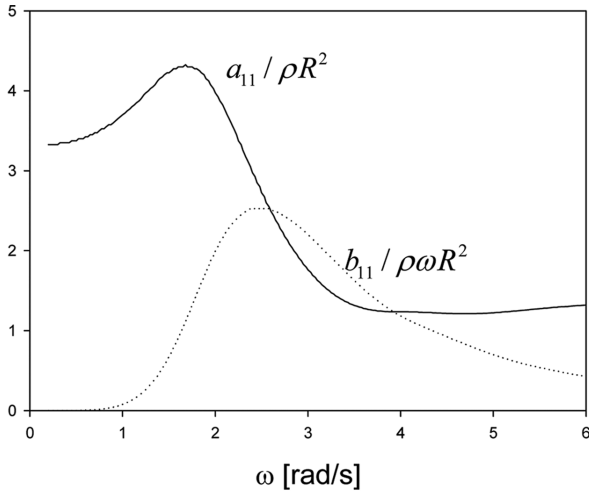
$$P_E = \int_0^\infty \frac{\bar{P}_{opt}(\omega)}{A^2} S_\zeta(\omega) d\omega, \quad l_{opt}^{irr} = \frac{P_E}{P_w}. \quad (22)$$

### 3. 계산결과 및 고찰

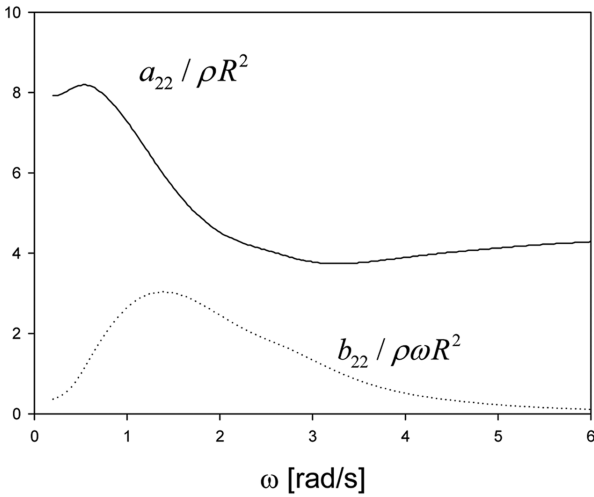
Fig. 2는 원기둥의 중심에서 계산된 수평 원기둥 파력발전장치에 작용하는 수평과 수직 방향의 무차원화된 유체력(부가질량, 방사감쇠계수, 파기진력)을 보여주고 있다. 계산에 사용한 수평 원기둥의 폭( $W$ )과 반경( $R$ )은 각각 5 m, 2 m이며, 잠긴 깊이( $d$ )는 1.6 m이며 수심은 80 m이다. WAMIT 상용코드에서 사용한 총 격자수는 1,152 개이다. 회전축 중심과 원기둥의 중심이 일치할 때 횡 방향의 유체력은 모두 사라진다. 그러나 회전축의 중심이 원기둥 중심으로부터 이격되면 수평, 수직 방향의 유체력 성분들이 횡 방향의 유체력 발생에 기여한다. 이때 이격 거리가 클수록 횡 방향 유체력은 증가한다.

회전축의 위치 변화에 따른 유체력을 WAMIT 상용코드를 이용하여 구할 수 있지만 매번 계산을 해야 하는 번거로움이 따른다. 계산 양을 줄이기 위하여 본 연구에서는 Cruz and Salter(2006)이 제안한 축 변환식을 이용하였다(Table 1 참조). Table 1의 축 변환식에서 윗첨자 '는 원기둥 중심에서 계산된 값들을 나타내며 윗첨자가 없는 왼쪽 항은 회전축의 중심에서의 값을 의미한다. Fig. 3은 회전축의 중심에서 WAMIT을 사용하여 직접 계산한 수치해와 원기둥 중심에서 계산된 해를 Cruz and Salter(2006)의 축 변환식을 통하여 동일한 회전축 중심에서의 값으로 바꾼 결과를 비교한 그림이다. 회전축의 위치는 원기둥 중심으로부터  $l_0 = 0.75R$ ,  $\alpha = 300^\circ$  만큼 떨어져 있다. 두 결과는 서로 완벽히 일치하였다. 따라서 이후 모든 계산에서는 Table 1에 나타난 축 변환식을 사용하였다.

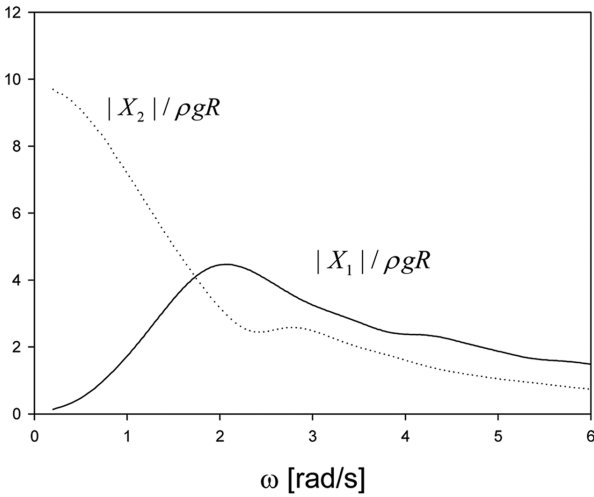
Fig. 4,5,6은 6개의 서로 다른 회전축의 중심( $\alpha = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 270^\circ, 300^\circ$ ,  $l_0 = 0.75R$ )에서 횡 방향 유체력(부가질량, 방사감쇠계수, 파기진력)과 횡 운동 RAO를 주파수에 따라 살펴보았다. 무차원화된 점성 감쇠계수는  $\kappa = 0.01$ 로 고정시켰다. Fig. 4는 잠긴 깊



(a) sway added mass and radiation damping

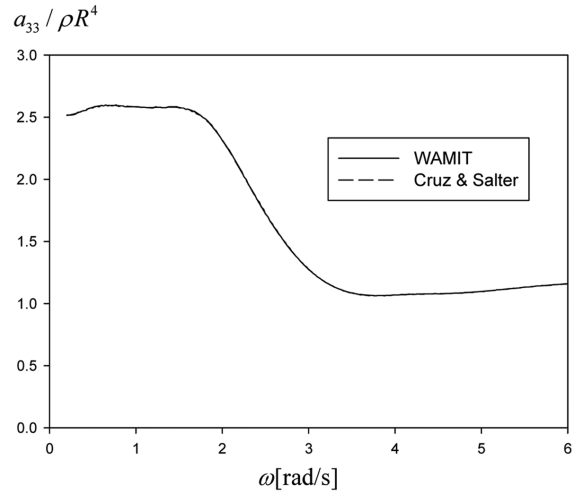


(b) heave added mass and radiation damping

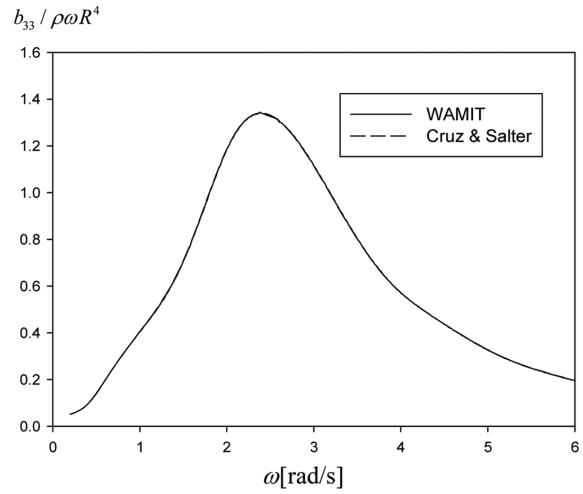


(c) wave exciting forces

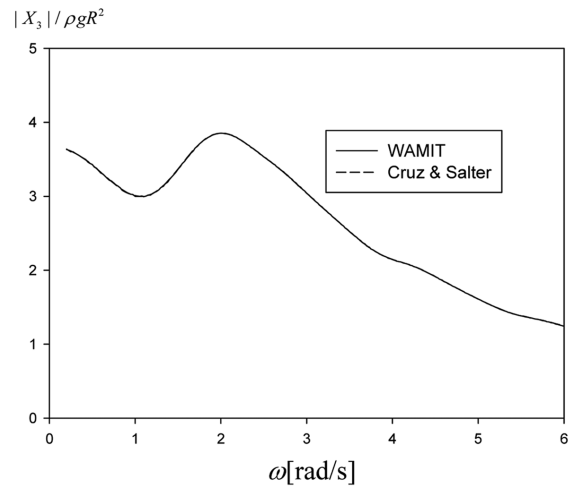
Fig. 2. Hydrodynamic forces and wave exciting forces calculated at centered axis(C) for  $h = 80$  m,  $R = 2$  m,  $d = 1.6$  m,  $W = 5$  m.



(a) added mass



(b) radiation damping

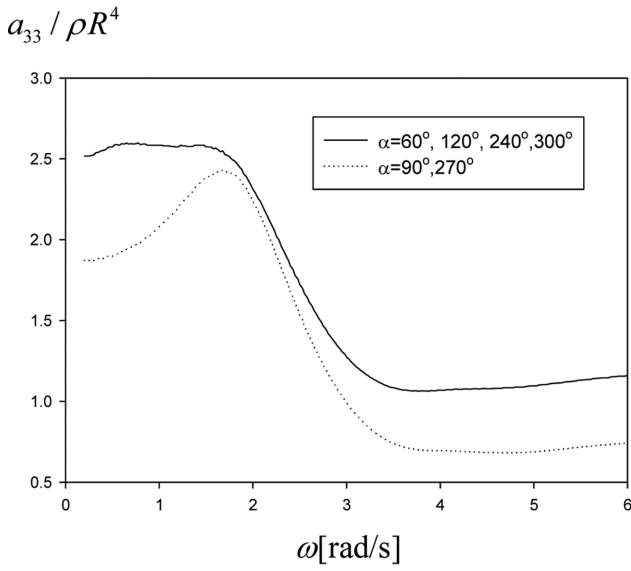


(c) wave exciting forces

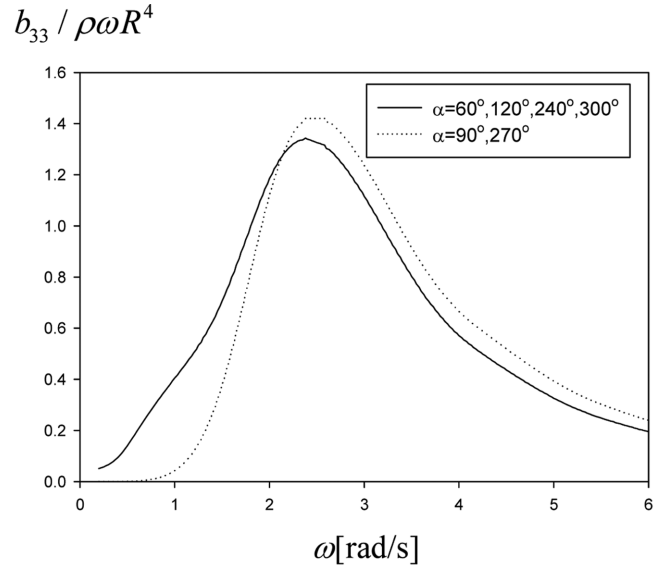
Fig. 3. Comparison of the hydrodynamic forces and wave exciting forces between WAMIT's solutions at off-centered axis ( $l_0 = 0.75R$ ,  $\alpha = 300^\circ$ ) and results (Cruz and Salter) using transformation formula for  $h = 80$  m,  $R = 2$  m,  $d = 1.6$  m,  $W = 5$  m.

**Table 1.** Transformation formulas that relate the fluid forces at its geometric center with the fluid forces at an off-centered rotational axis.

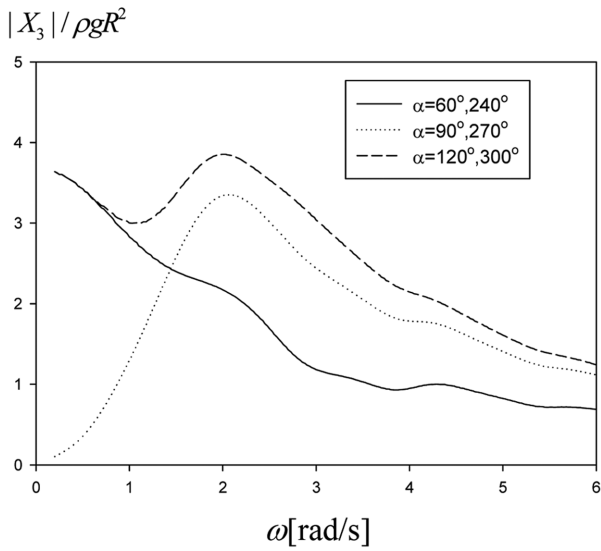
Added mass	Radiation damping	Hydrostatic force	Exciting force
$a_{11} = \dot{a}_{11}$	$b_{11} = \dot{b}_{11}$	$C_{22} = C'_{22}$	$X_1 = X'_1$
$a_{13} = l_0 \sin \alpha \dot{a}_{11}$	$b_{13} = l_0 \sin \alpha \dot{b}_{11}$	$C_{23} = C'_{23} + l_0 \cos \alpha C'_{22}$	$X_2 = X'_2$
$a_{22} = \dot{a}_{22}$	$b_{22} = \dot{b}_{22}$	$C_{33} = C'_{33} + 2l_0 \cos \alpha C'_{23}$	$X_3 = X'_3 + l_0 \sin \alpha X'_1$
$a_{23} = -l_0 \cos \alpha \dot{a}_{22}$	$b_{23} = -l_0 \cos \alpha \dot{b}_{22}$	$+ l_0^2 \cos^2 \alpha C'_{22}$	$-l_0 \cos \alpha X'_2$
$a_{33} = \dot{a}_{33} + l_0^2 \sin^2 \alpha \dot{a}_{11}$	$b_{33} = \dot{b}_{33} + l_0^2 \sin^2 \alpha \dot{b}_{11}$		
$+ l_0^2 \cos^2 \alpha \dot{a}_{22}$	$+ l_0^2 \cos^2 \alpha \dot{b}_{22}$		



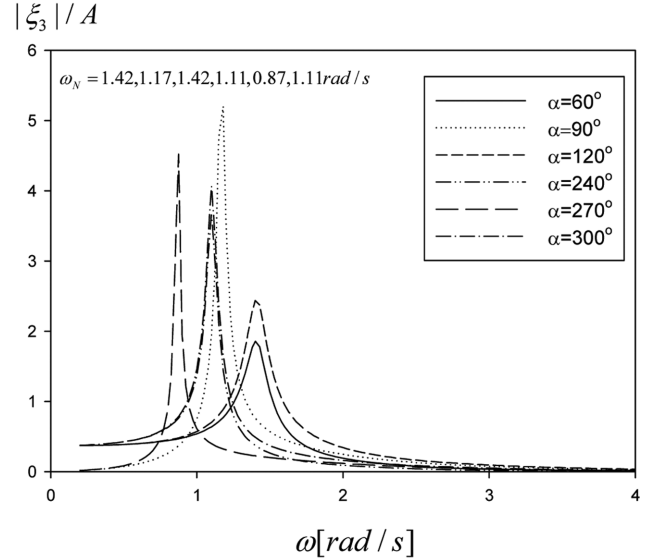
(a) Added mass



(b) Radiation damping



(c) Wave exciting force



(d) Roll RAO

**Fig. 4.** Variation of the hydrodynamic forces, wave exciting forces, and roll RAO with  $\alpha$  for fixed  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ ,  $d/R = 0.8$ .

이가 가장 작은  $d/R = 0.8$ 의 결과로 이 모델에 대한 자세한 제원은 Table 2에 정리하였다. Fig. 5와 6은 각각  $d/R = 1.2, 1.6$ 에 대한 결과

로 각 모델에 대한 자세한 제원은 Table 3과 4에 나타내었다. 수평 원기둥에 작용하는 부가질량과 방사감쇠계수는 대칭 구조를 갖는

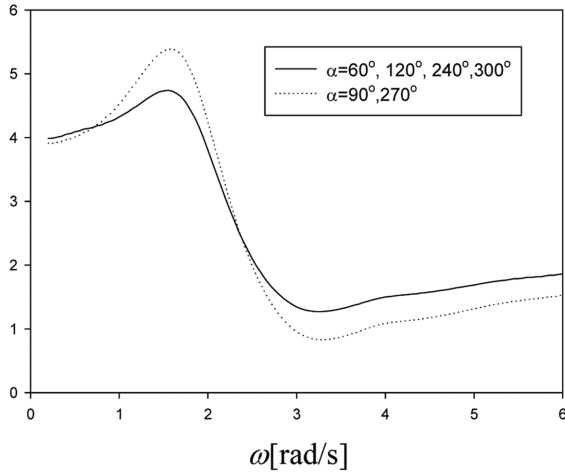
**Table 2.** Specification of a horizontal cylinder WEC for  $d/R = 0.8$ 

Draft ( $d$ )	1.6 m
Radius of cylinder ( $R$ )	2.0 m
Mass of cylinder ( $m_H$ )	14405.3 kg
Mass of ballast ( $m_B$ )	9613.3 kg
Vertical distance from its geometric center to the center of ballast mass ( $Z_B$ )	1.84 m
Moment of inertia ( $I_H$ ) at the center of mass ( $m_H$ )	56763.4 kg m <sup>2</sup>
Moment of inertia ( $I_B$ ) at the center of mass ( $m_B$ )	1551.1 kg m <sup>2</sup>
Heave Hydrostatic coefficient ( $C_{22}'/\rho g$ ) at C	19.6 m <sup>2</sup>
Pitch Hydrostatic coefficient ( $C_{33}'/\rho g$ ) at C	17.3 m <sup>3</sup>

원기둥 단면의 특성상, 회전축의 위치가  $\alpha = 60^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 300^\circ$ 일 때 모두 같은 결과를 준다. 같은 이유로 회전축의 중심이 원기둥 중

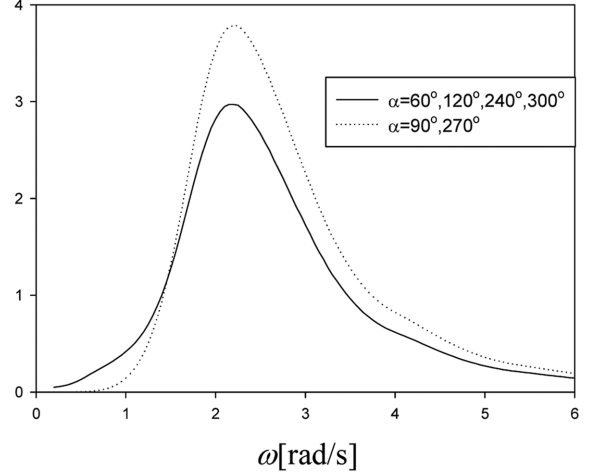
심의 바로 위( $\alpha = 270^\circ$ )와 아래( $\alpha = 90^\circ$ )에 놓일 때도 같은 결과를 준다. 그러나 같은 파기진력을 주는 회전축의 위치는  $\alpha$ 가 ( $60^\circ, 240^\circ$ ), ( $90^\circ, 270^\circ$ ), ( $120^\circ, 300^\circ$ )에 위치할 때이다. 1자유도 운동방정식을 풀어 회전축의 중심에서 구한 횡 운동 RAO는 Fig. 4(d), 5(d), 6(d)에 나타내었다. 회전축의 위치가  $\alpha = 60^\circ$ 에서  $\alpha = 300^\circ$ 로 이동함에 따라 횡 운동모드의 고유주파수가  $\omega_N = 1.42, 1.17, 1.42, 1.11, 0.87, 1.11$  rad/s로 변화한다. 이는 회전축의 위치가 바뀔 때 따라 횡 방향 관성모멘트와 정유체력이 달라지기 때문이다.  $\alpha = 60^\circ, 120^\circ$ 에서 고유주파수는 1.42 rad/s이며,  $\alpha = 240^\circ, 300^\circ$ 에서는 고유주파수가 다소 줄어든 1.11 rad/s이다. z축에 대칭으로 위치할 때 관성모멘트, 정유체력, 부가 질량력이 서로 같기 때문이다 동일한 고유주파수를 준다. 회전축의 위치에 따른 고유주파수의 변동성을 살펴보면 회전축의 중심이 수면 아래에 또는 z축으로부터 멀리 벗어날수록 고유

$$a_{33} / \rho R^4$$



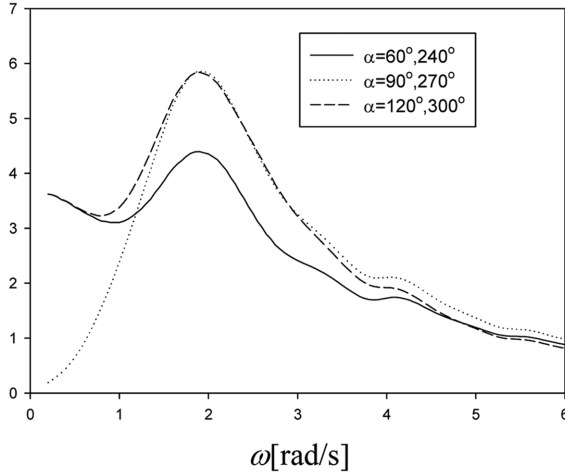
(a) Added mass

$$b_{33} / \rho \omega R^4$$



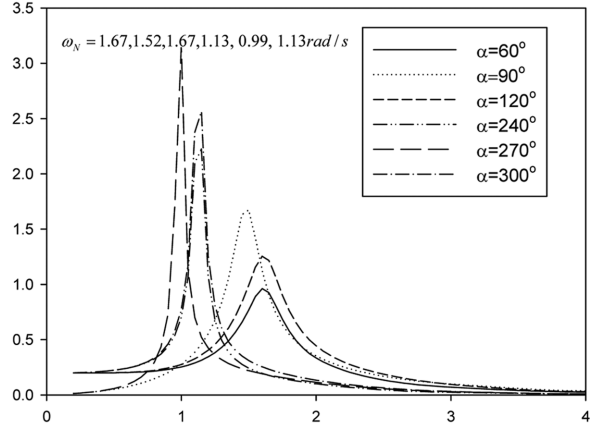
(b) Radiation damping

$$|X_3| / \rho g R^2$$



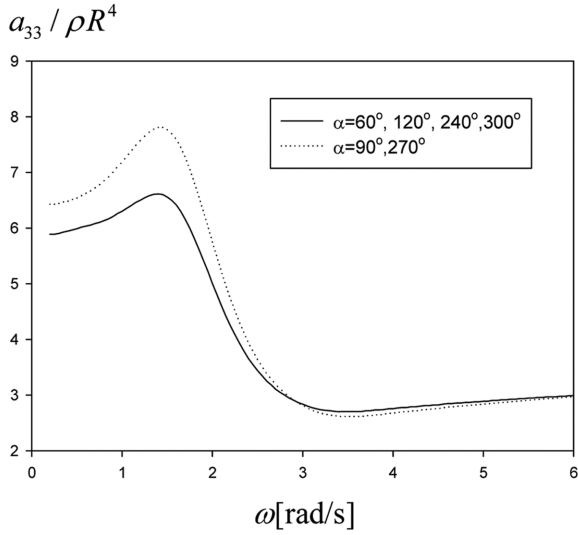
(c) Wave exciting force

$$|\xi_3| / A$$

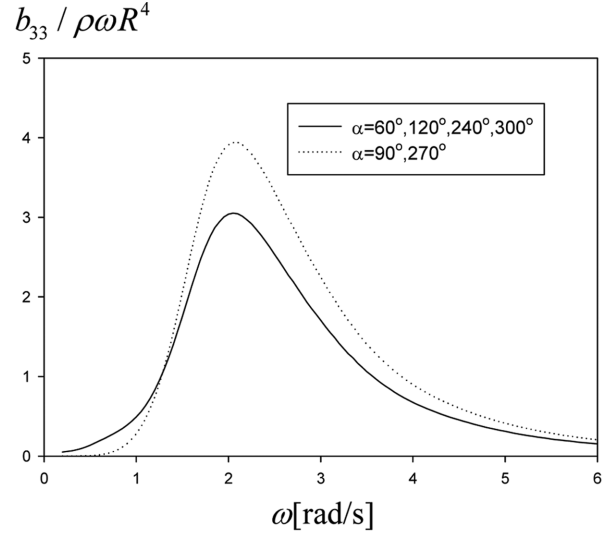


(d) Roll RAO

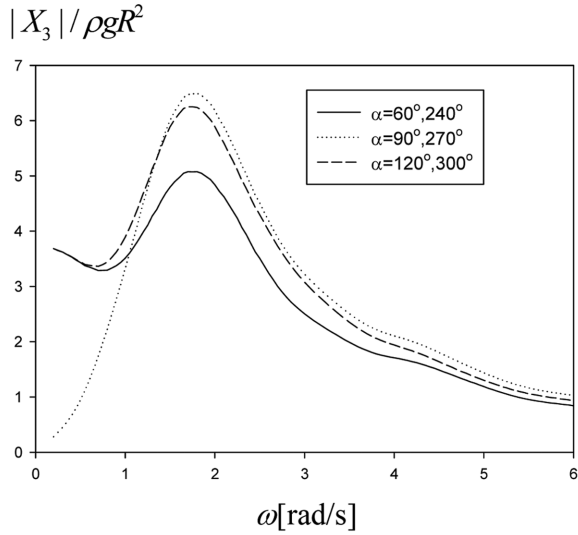
**Fig. 5.** Variation of the hydrodynamic forces, wave exciting forces, and roll RAO with  $\alpha$  for fixed  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ ,  $d/R = 1.2$ .



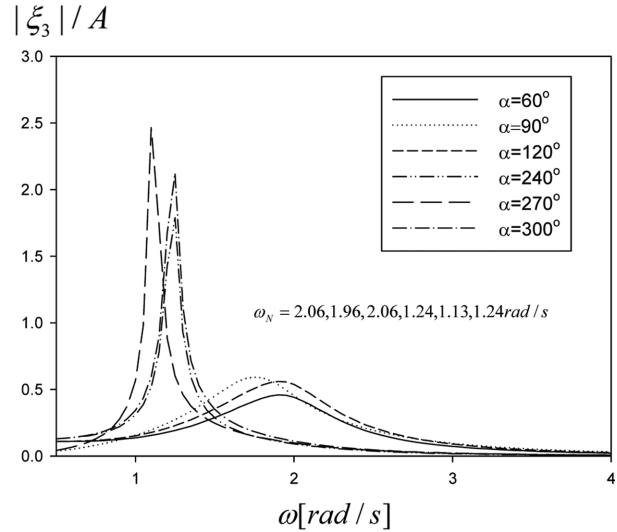
(a) Added mass



(b) Radiation damping



(c) Wave exciting force



(d) Roll RAO

Fig. 6. Variation of the hydrodynamic forces, wave exciting forces, and roll RAO with  $\alpha$  for fixed  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ ,  $d/R = 1.6$ .

Table 3. Specification of a horizontal cylinder WEC for  $d/R = 1.2$

Draft ( $d$ )	2.4 m
Radius of cylinder ( $R$ )	2.0 m
Mass of cylinder ( $m_H$ )	14405.3 kg
Mass of ballast ( $m_B$ )	25898.7 kg
Vertical distance from its geometric center to the center of ballast mass ( $Z_B$ )	1.73 m
Moment of inertia ( $I_H$ ) at the center of mass ( $m_H$ )	56763.4 kg m <sup>2</sup>
Moment of inertia ( $I_B$ ) at the center of mass ( $m_B$ )	7998.5 kg m <sup>2</sup>
Heave Hydrostatic coefficient ( $C_{22}'/\rho g$ ) at C	19.2 m <sup>2</sup>
Roll Hydrostatic coefficient ( $C_{33}'/\rho g$ ) at C	42.7 m <sup>3</sup>

Table 4. Specification of a horizontal cylinder WEC for  $d/R = 1.6$

Draft ( $d$ )	3.2 m
Radius of cylinder ( $R$ )	2.0 m
Mass of cylinder ( $m_H$ )	14405.3 kg
Mass of ballast ( $m_B$ )	40830.5 kg
Vertical distance from its geometric center to the center of ballast mass ( $Z_B$ )	1.64 m
Moment of inertia ( $I_H$ ) at the center of mass ( $m_H$ )	56763.4 kg m <sup>2</sup>
Moment of inertia ( $I_B$ ) at the center of mass ( $m_B$ )	16937.7 kg m <sup>2</sup>
Heave Hydrostatic coefficient ( $C_{22}'/\rho g$ ) at C	20.0 m <sup>2</sup>
Roll Hydrostatic coefficient ( $C_{33}'/\rho g$ ) at C	78.2 m <sup>3</sup>

주파수는 커지며, 반대로 수면 위에 또는 z축 상에 가깝게 놓일수록 고유주파수는 줄어든다. 잠긴 깊이 변화에 따라 고유주파수의 정량적인 값은 달라지지만 앞서 기술한 회전축 위치에 따른 고유주파수

의 특성은 잠긴 깊이에 관계없이 동일하게 적용된다.

Fig. 7는 시간평균 추출 파워의 최대값을 주는 식 (13)의 최적의 PTO감쇠계수 ( $\tilde{b}_{33}^{PTO}$ )를 입사파의 주파수( $\omega$ )와 수평 원기둥의 잠긴



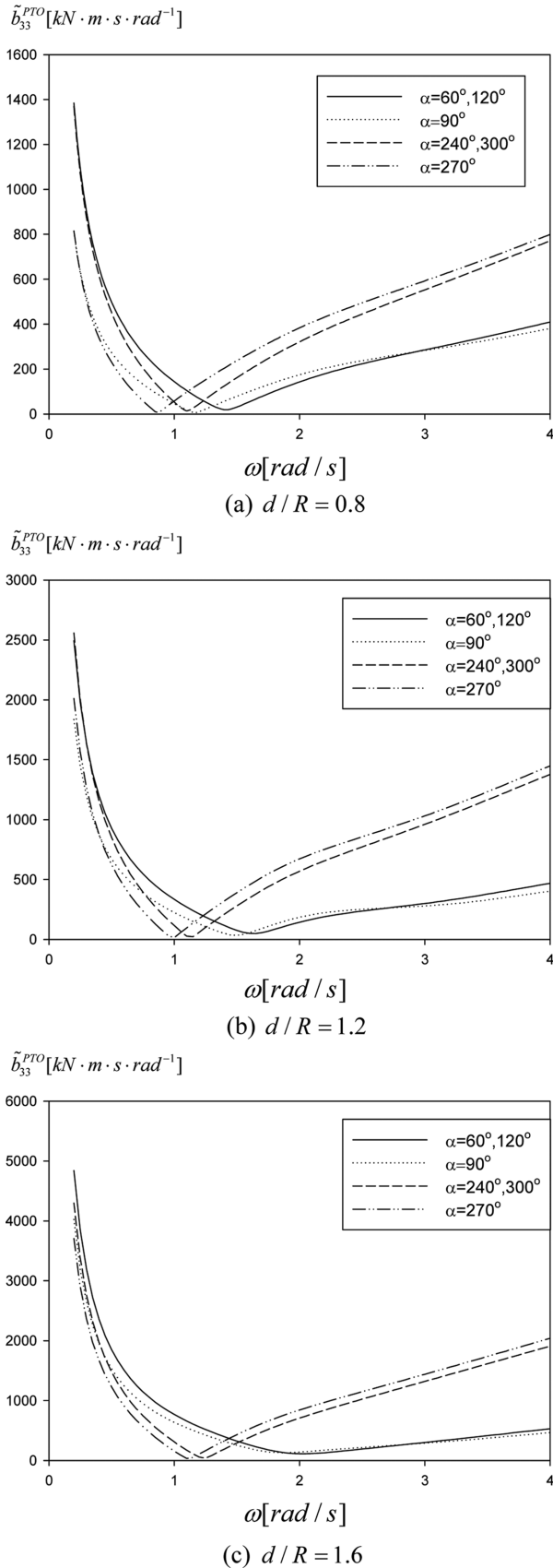


Fig. 7. Optimal PTO damping coefficients as a function of wave frequency and  $\alpha$  for fixed  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ .

깊이( $d/R = 0.8, 1.2, 1.6$ ) 그리고 회전축의 위치( $\alpha = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 270^\circ, 300^\circ, l_0 = 0.75R$ ) 변화에 따라 살펴보았다. 최적의 PTO 감쇠계수는 저주파수 영역에서 큰 값을 갖고 급격히 줄어들다가 어떤 특정 주파수에서 최소값을 찍고 고주파수 영역으로 진행함에 따라 다시 증가하는 특징을 보인다. Fig. 7의 최적의 PTO감쇠계수 중에서 최소값을 주는 특정 주파수는 식 (14)에 주어진 횡 운동모드의 고유주파수와 일치한다. 실제로 다양한 주파수가 섞여 시시각각 변하는 불규칙파 중에서 추출 파워를 극대화하기 위하여 매번 PTO감쇠계수를 바꿀 수는 없다. 따라서 입사파의 주파수 변화에 관계없이 일정한 값을 갖도록 PTO감쇠계수를 선정해야 한다. 일반적으로 추출 효율의 극대화를 위하여 공진주파수에서의 최적의 PTO감쇠계수 ( $\tilde{b}_{33}^{PTO}(\omega_N) = b_{33}(\omega_N) + b_{33}^{vis}(\omega_N)$ )를 사용한다.

Fig. 8은 수평 원기둥 파력발전장치로부터 추출되는 최적의 파워와 이 값을 입사파의 파워와 원기둥의 전체 폭( $W$ )으로 나눈 무차원화된 취득 폭을 주파수에 따라 살펴보았다. 파워 곡선의 최대값을 주는 특정 주파수는 공진주파수와 일치함을 알 수 있다. 공진주파수가 저주파수 영역에 위치할 때는 추출 파워의 최대값은 다소 증가한 반면에 공진 폭은 좁아지는 특징을 가지고 있다. 그러나 공진주파수가 고주파수 영역에 위치할 때는 반대로 추출 파워의 최대값은 줄어드는 반면에 공진 폭은 넓어진다. 다양한 주파수가 혼재된 실제 해역에서 많은 양의 파랑에너지를 추출하기 위해서는 공진주파수 주변에서 높은 파워를 가짐과 동시에 공진 폭도 넓어야 한다. 그러나 무엇보다도 중요한 것은 공진주파수가 파랑에너지가 밀집된 주파수 대역에 위치해야 한다. 예상대로 무차원화된 취득 폭을 나타내는 곡선은 최적의 추출 파워 곡선과 유사하며 최대값은 대략 1.4이다.

Fig. 9는 불규칙파로 확장하였을 때 최적의 회전축의 위치를 찾는 과정을 소개한 그림이다. 본 계산에서 사용한 불규칙파는  $\gamma = 2.2$ 인 JONSWAP 스펙트럼에 수심의 효과를 고려한 TMA스펙트럼을 사용하였다. 유의파고와 피크주기는 각각  $H_{1/3} = 2.0$  m,  $T_p = 6.65$ s이다. 회전축의 중심과 원기둥 중심간의 거리를  $l_0 = 0.75R$ 로 고정시키고 상대 각도( $\alpha$ )를 0부터 360도까지 5도씩 증가시키면서 식 (22)에 주어진 시간평균 파워의 대푯값을 극 좌표계로 나타내었다. 단위는 kW이다. 3가지 잠긴 깊이( $d/R = 0.8, 1.2, 1.6$ )에 대하여 살펴보았다. 먼저 잠긴 깊이에 관계없이 불규칙파중 시간평균 파워의 최대값은  $\alpha = 300^\circ$ (회전축이 수면 밖에 놓일 때) 주변에서 일어나며 특히, 잠긴 깊이가 가장 낮은  $d/R = 0.8$ 에서 상대적으로 가장 큰 시간평균 파워(12.5 kW)를 주었다.  $d/R = 1.2, 1.6$ 일 때도 회전축의 중심이 수면보다 위에 놓일 때가 수면 아래에 놓일 때 보다 큰 파워 값을 준다. 그러나 앞서 살펴본  $d/R = 0.8$ 보다는 전반적으로 추출 파워가 떨어진다.

Fig. 9에서 나타난 유의파고  $H_{1/3} = 2.0$  m와 피크주기  $T_p = 6.65$ s인 불규칙파 중에서 얻을 수 있는 시간평균 파워의 대푯값과 회전축의 중심간의 상관 관계를 명확히 설명하기 위하여 고정된  $l_0 = 0.75R$ 에서 상대 각도  $\alpha$ 의 변화에 따른 횡 운동의 고유주파수의 변화를 Fig. 10a에 그렸다. 수평 실선은 피크주기  $T_p = 6.65$ s에 해당하는 피크주파수이다. 횡 운동의 고유주파수와 피크주파수가 일치할 때 공진으로

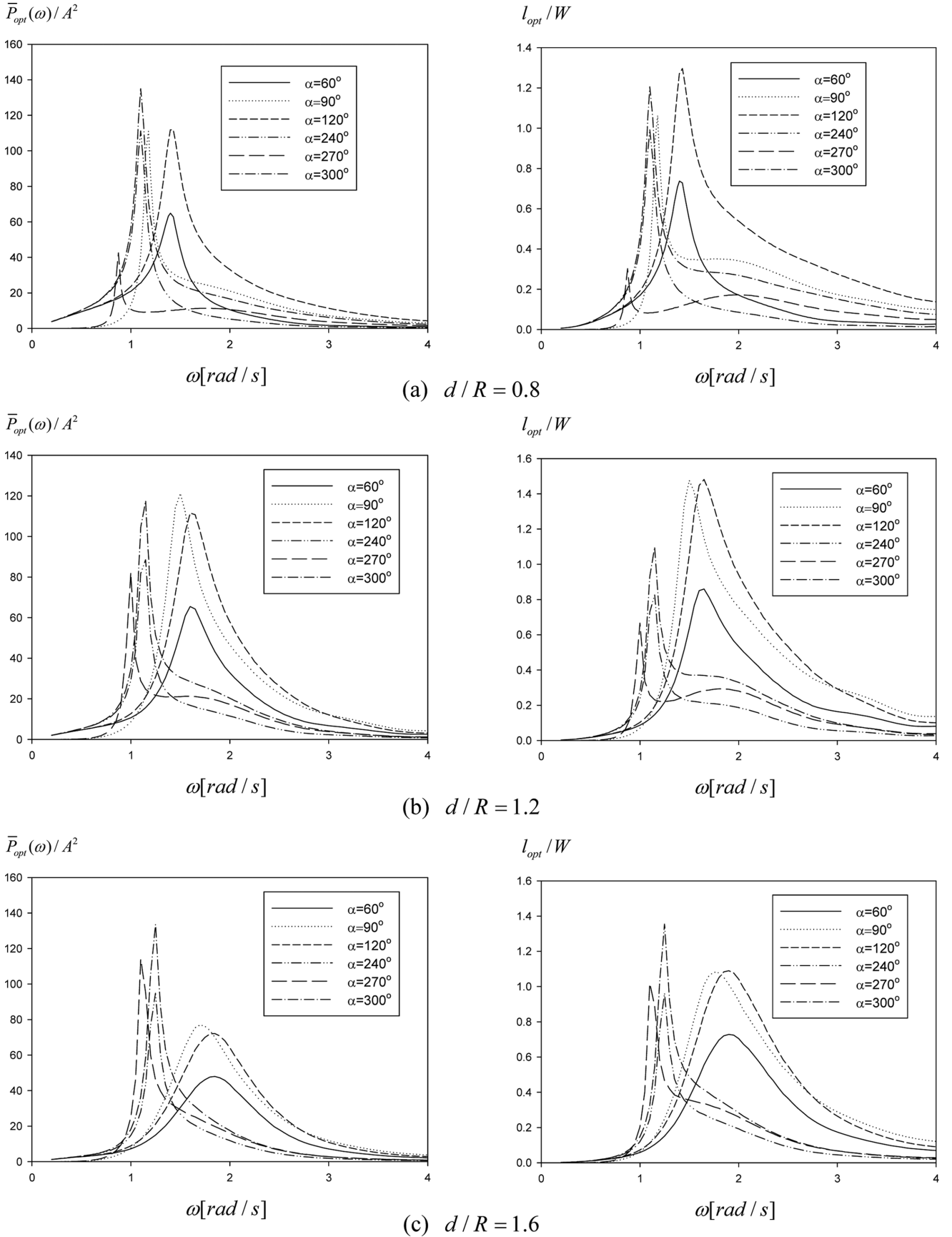
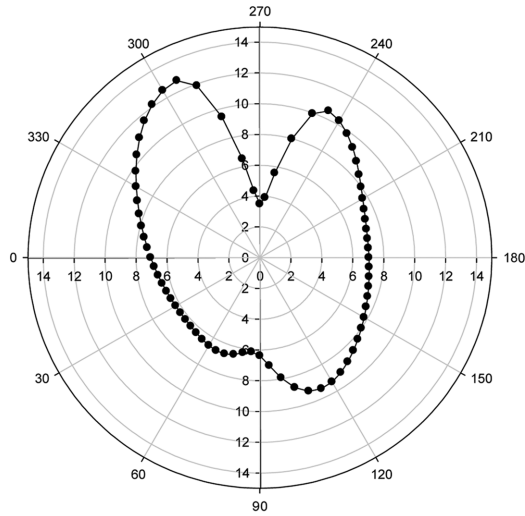
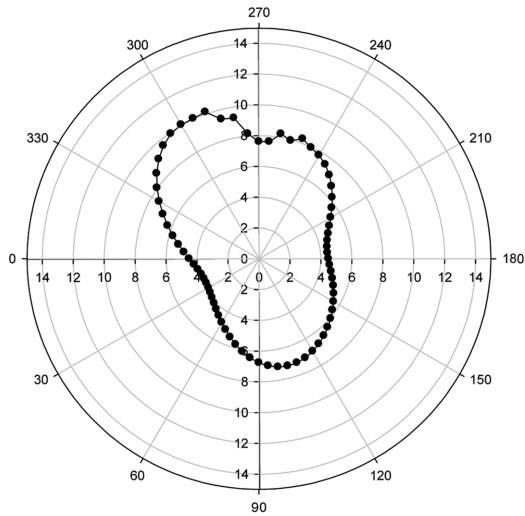


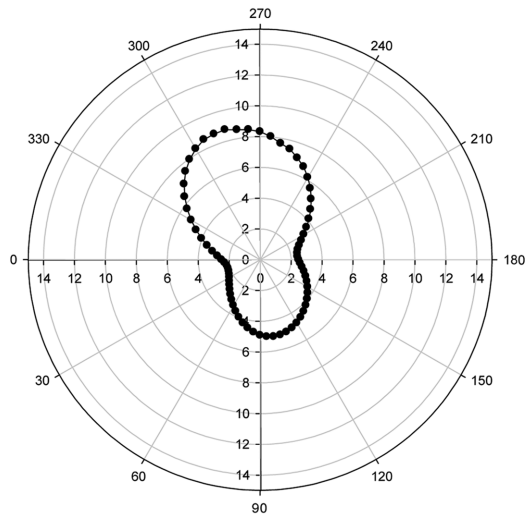
Fig. 8. Variation of the optimal extracted power and non-dimensional capture width with  $\alpha$  for fixed  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ .



(a)  $d/R = 0.8$

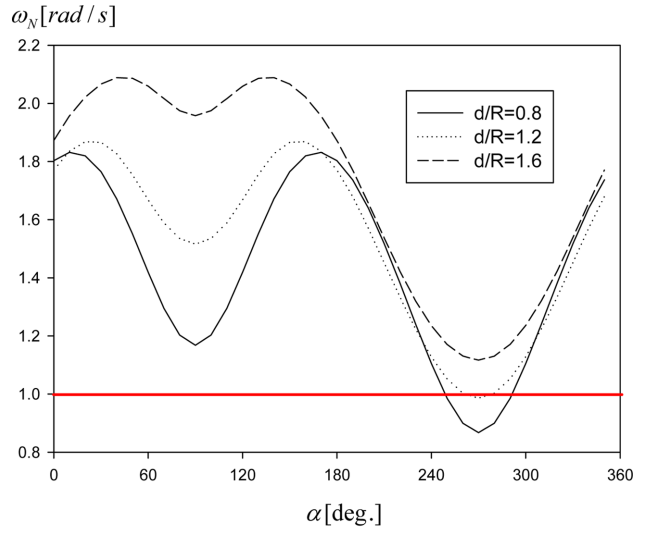


(b)  $d/R = 1.2$

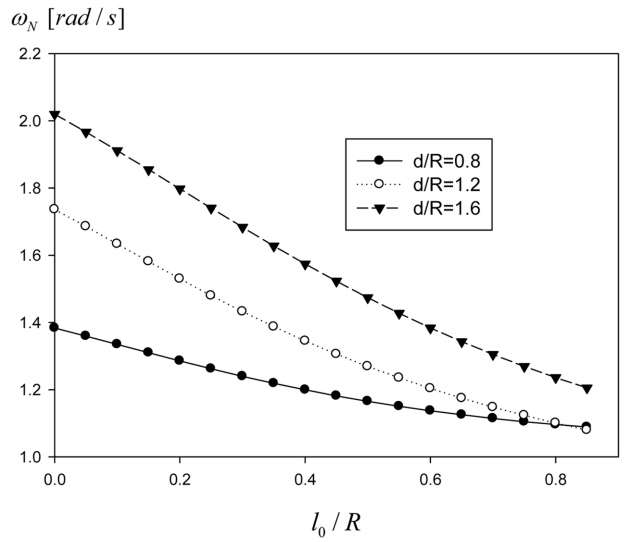


(c)  $d/R = 1.6$

**Fig. 9.** Polar plot of absorbed wave power  $P_E$  [kW] as a function of  $\alpha$  for  $H_{1/3} = 2.0$  m,  $T_p = 6.65$  s,  $\gamma = 2.2$ ,  $l_0 = 0.75R$ ,  $\kappa = 0.01$ .



(a)  $l_0/R = 0.75$



(b)  $\alpha = 300^\circ$

**Fig. 10.** Variation of the natural frequencies of roll motion mode with  $\alpha$  and  $l_0$  for  $\kappa = 0.01$ .

큰 운동 변위와 큰 파워 추출을 기대할 수 있다. 그림에서 무차원화된 잠긴 깊이가  $d/R = 0.8$ 에서 상대 각도  $\alpha = 250^\circ, 290^\circ$ 에서 공진이 발생함을 알 수 있었다. 이는 Fig. 9에서 큰 추출 파워의 발생으로 잘 나타나 있다. 무차원화된 잠긴 깊이가  $d/R = 1.2$ 에서는  $\alpha = 270^\circ$ 에서 공진이 일어나지만 Fig. 9에서  $\alpha = 270^\circ$ 보다 다소 큰 각도에서 최대 흡수 파워를 보이고 있다. 잠긴 깊이가 가장 큰  $d/R = 1.6$ 에서는 공진이 일어나지 않았다. 따라서 Fig. 9에서 보듯이 3개의 잠긴 깊이 중에서 가장 낮은 추출 파워를 보인다. Fig. 10b는 상대 각도  $\alpha = 300^\circ$ 에 대하여 회전축의 중심과 원기둥의 중심간의 거리를 증가시키면서 횡 운동 고유주파수를 그렸다.  $l_0/R = 0$ 은 회전축의 중심이 원기둥의 중심과 일치한 경우이다. 잠긴 깊이에 관계없이 거리가 증가할수록 횡 운동 고유주파수가 줄어드는 경향을 보여주고 있다. 즉, 회전축의 위치를 결정하는 2개의 중요한 설계변수( $\alpha, l_0$ ) 모두 1차 변

**Table 5.** Significant roll amplitude  $(\xi_3)_{1/3}$  [rad] in irregular waves for  $H_{1/3} = 2.0m, T_p = 6.65s, \gamma = 2.2, l_o = 0.75R$

$d/R$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 120^\circ$	$\alpha = 240^\circ$	$\alpha = 270^\circ$	$\alpha = 300^\circ$
0.8	0.75186	1.56093	0.91488	1.41569	1.36679	1.54427
1.2	0.38729	0.59965	0.47387	0.91088	1.24088	1.03010
1.6	0.20049	0.26035	0.23667	0.58471	0.88310	0.68443

**Table 6.** Time-averaged power  $P_E$  [kW] in irregular waves for  $H_{1/3} = 2.0m, T_p = 6.65s, \gamma = 2.2, l_o = 0.75R$

$d/R$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 120^\circ$	$\alpha = 240^\circ$	$\alpha = 270^\circ$	$\alpha = 300^\circ$
0.8	6.59333	6.38133	9.33458	10.26533	3.47775	12.53613
1.2	4.77958	6.75611	6.94889	7.76469	7.60679	10.05305
1.6	3.43525	4.90952	4.75371	6.16085	8.31669	8.30858

**Table 7.** Capture width  $l_{op}^{irr}$  [m] in irregular waves for  $H_{1/3} = 2.0m, T_p = 6.65s, \gamma = 2.2, l_o = 0.75R$

$d/R$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 120^\circ$	$\alpha = 240^\circ$	$\alpha = 270^\circ$	$\alpha = 300^\circ$
0.8	0.53049	0.51343	0.75105	0.82593	0.27981	1.00864
1.2	0.38447	0.54347	0.55897	0.62460	0.61190	0.80868
1.6	0.27633	0.39493	0.38239	0.49558	0.66900	0.66835

환장치의 고유주파수에 영향을 미치며 불규칙파의 피크주파수와 횡 운동의 고유주파수가 일치할 때 공진으로 인하여 추출 파워가 증가한다. 따라서 회전축의 위치를 설치해역의 파랑을 특성을 고려하여 공진이 발생하도록 적절히 잡으면 단순한 단면 형상을 갖는 1차 변환장치를 가지고도 비교적 큰 파랑에너지를 얻을 수 있다.

Table 5,6,7은 운동스펙트럼과 파워스펙트럼을 적분하여 구한 횡 운동의 유의 진폭( $\xi_{1/3}$ )과 흡수 파워의 대푯값( $P_E$ ) 그리고 취득 폭의 대푯값( $l_{op}^{irr}$ )을 원기둥의 잠긴 길이 별로 정리하였다. 잠긴 길이가 증가할수록  $\alpha = 270^\circ$ 를 제외한 나머지 각도에서 유의 진폭과 흡수 파워 그리고 취득 폭 모두 줄어들었다. 그러나  $\alpha = 270^\circ$ 에서는 반대의 경향이 일어났다. 또한 유의 진폭이 커지면 흡수 파워와 취득 폭도 따라서 증가하는 것을 볼 수 있다. Table 5에 잘 나타나 있듯이 잠긴 길이가  $d/R = 0.8$ 인 경우,  $\alpha = 300^\circ$ 에서 최대 흡수 파워를 얻을 수 있었다. 이는 계산에 이용한 유의파고와 피크주기( $H_{1/3} = 2.0m, T_p = 6.65s$ )에서 가장 이상적인 잠긴 길이와 회전축의 위치임을 의미한다. 그러나 입사파의 조건이 바뀌면 결과가 달라질 수 있기 때문에 설치해역의 특성에 맞게 최적의 잠긴 길이와 회전축의 위치를 찾는 과정이 반드시 필요하다.

#### 4. 결 론

형상이 단순한 수평 원기둥 1차 변환장치의 중요한 설계변수인 원기둥의 잠긴 길이와 회전축의 위치 등을 바꿔가면서 이 값들이 추출 파워에 미치는 영향을 살펴보았다. 원기둥의 잠긴 길이와 회전축의 위치 모두 관성모멘트와 정유체력을 변화시키므로 횡 운동모드의 고유주파수의 정량적인 값을 결정하는데 중요하다. 모든 파력발전장치의 1차 변환장치는 최대 추출 파워를 얻기 위해서 입사파의 주파수와 특정 운동모드의 고유주파수를 일치시켜 공진을 일으킨다. 따라서 설치해역의 파랑특성이 주어졌을 때 잠긴 길이와 회전축의 위치를 적절히 설계하여 공진조건을 만족하도록 설계해야 한다.

주파수영역 해석법을 불규칙파( $H_{1/3} = 2.0m, T_p = 6.65s$ )로 확장하여 1차 변환장치의 잠긴 길이와 회전축의 위치 변화에 따른 횡 운동변위, 추출파워, 취득 폭의 대푯값을 구하였다. 3개의 잠긴 길이 ( $d = 1.6m, 2.4m, 3.2m$ )에 대하여  $l_o = 0.75R$ 을 고정시키고 상대 각도  $\alpha$ 를 0부터  $360^\circ$ 까지 변화시키면서 계산한 결과, 잠긴 길이에 관계없이 추출 파워의 최대값은  $\alpha = 300^\circ$ (회전축이 수면 밖에 놓일 때)에서 일어나며 특히, 잠긴 길이가 가장 낮을 때 상대적으로 가장 큰 추출 파워를 주었다. 또한 상대 각도를 고정시키고 회전축의 중심과 원기둥의 중심간의 거리를 증가시키면 잠긴 길이에 관계없이 횡 운동 고유주파수가 줄어드는 경향을 보여주었다. 즉, 회전축의 위치를 결정하는 2개의 중요한 설계변수( $\alpha, l_o$ ) 모두 횡 운동의 고유주파수에 영향을 미치며, 횡 운동의 고유주파수가 불규칙파의 피크주파수와 일치할 때 공진으로 인하여 추출 파워는 크게 증가한다. 따라서 회전축의 위치를 설치해역의 파랑특성을 고려하여 공진이 발생하도록 적절히 잡으면 단순한 형상을 갖는 1차 변환장치를 통하여 비교적 큰 파랑에너지를 추출할 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20163010071690).

#### References

- [1] Bouws, F., Gunther, H., Rosenthal, W. and Vincent, C.L., 1985, Similarity of the Wind Wave Spectrum in Finite Depth Water: 1. Spectral Form, J. Geophys. Res., 90(1), 975-986.
- [2] Count, B.M., 1978, On the Dynamics of Wave-power Devices, Proc. of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 363, 559-579.
- [3] Cruz, J. and Salter, S.H., 2006, Numerical and experimental

- modelling of a modified version of the Edinburgh duck wave energy device, Proc. IMechE PartM- Journal of Engineering for the Maritime Environment, 220, 129-147.
- [4] Evans, D.V., 1976, A Theory for Wave-power Absorption by Oscillating Bodies, J. Fluid Mech., 77, 1-25.
- [5] Evans, D.V., Jeffrey, D.C., Salter, S.H. and Taylor, J., 1979, Submerged Cylinder Wave Energy Device: Theory and Experiment, Appl. Ocean Res., 1(1), 3-12.
- [6] Goda, Y., 1988, Statistical Variability of Sea State Parameters as a Function of a Wave Spectrum, Coastal Eng. in Japan, 31, 39-52.
- [7] Greenhow, M. and Ahn, S.I., 1988, Added Mass and Damping of Horizontal Circular Cylinder Sections, Ocean Eng., 15(5), 495-504.
- [8] Jeffrey, D.C., Richmond, D.J.E., Salter, S.H., Taylor, J.R.M. and Young, I.A., 1976, Second year interim report on Edinburgh wave power project: study of mechanism to extract power from sea waves, Interim report, Wave-power project, University of Edinburgh, September.
- [9] Lucas, J., Salter, S.H., Cruz, J., Taylor, J. and Bryden, I., 2009, Performance optimization of a modified duck through optimal mass distribution, In Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, page 10, Uppsala, Sweden, September.
- [10] Mynett, A.E., Serman, D.D. and Mei, C.C., 1979, Characteristics of Salter's Cam for Extracting Energy from Ocean Waves, Appl. Ocean Res., 1(1), 13-20.
- [11] Pizer, D.J., 1992, The numerical predictions of the performance of a solo duck, Technical report, University Of Edinburgh.
- [12] Pecher, A. and Kofoed, J.P., 2013, Experimental study on the updated PTO system of the WEPTOS wave energy converter, Aalborg University DCE Contract Report 138.
- [13] Pecher, A. and Kofoed, J.P., 2014, Experimental study on the structural and mooring loads of the WEPTOS wave energy converter, Aalborg University DCE Contract Report 142.
- [14] Salter, S.H., 1974, Wave Power, Nature, 249(249), 720-724.
- [15] Salter, S.H., Jeffrey, D.C. and Taylor, J., 1975, First year interim report on Edinburgh wave power project: study of mechanism to extract power from sea waves, Technical report, Wave-power project, University of Edinburgh, September.
- [16] Salter, S.H., Cruz, J., Lucas, J. and Pascal, R., 2007, Wave powered desalination, In International Conference on Integrated Sustainable Energy Resources in Arid Regions, Abu Dhabi.

---

Received 16 October 2017

Revised 27 November 2017

Accepted 29 November 2017