

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.1.079>ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

요요 진동시스템을 이용한 가동물체형 파력 발전 시스템의 기계-전기 통합해석 모델링 및 성능 해석

심규호* · 박지수* · 장선준**†

* 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과, ** 이노베이션케이알 신기술사업팀

Electro-Mechanical Modeling and Performance Analysis of Floating Wave Energy Converters Utilizing Yo-Yo Vibrating System

Kyuho Sim*, Jisu Park* and Seon-Jun Jang**†

* Dept. of Mechanical System Design Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. & Tech.,
** Innovation KR

(Received September 5, 2014 ; Revised September 30, 2014 ; Accepted October 23, 2014)

Key Words: Yo-Yo Vibrating System(요요진동시스템), Energy Harvester(에너지 수확장치), Wave Energy Converter(파력발전기), Impedance Matching(임피던스 매칭), Resonance(공진), Electromechanical System(기계-전기 시스템)

초록: 요요 진동시스템을 이용한 파력발전 장치의 모델링 및 성능해석을 수행하였다. 본 연구의 파력발전 시스템은 기계적 요소인 요요진동 시스템, 모션정류 시스템, 동력전달 시스템과 전기적 요소인 발전 시스템으로 구성된다. 특히 요요 진동시스템을 적용하여 파랑의 입력을 회전운동으로 변환하였으며 입력되는 파랑의 크기가 공진현상에 의해 증폭되어 높은 에너지 변환효율을 갖도록 구성되었다. 기계적 시스템과 전기적 시스템의 임피던스 연결(Impedance matching)을 통해 기계-전기 통합 해석 모델을 수립하였다. 일정 입력 가속도 0.14g 에서 다양한 파랑 주파수와 시스템 감쇠비에 대한 수치적 성능 해석을 진행하였다. 최대 전기적 출력은 공진주파수에서 부하저항이 최적 부하 조건을 만족할 때 발생하였으며, 이때 최대 전기 출력은 290W, 발전 효율은 48%이다. 해석 결과를 통해 공진 현상을 이용하여 파력발전 장치의 출력을 크게 증가시킬 수 있음을 확인하였다.

Abstract: This paper proposes a floating-type wave energy conversion system that consists of a mechanical part (yo-yo vibrating system, motion rectifying system, and power transmission system) and electrical part (power generation system). The yo-yo vibrating system, which converts translational input to rotational motion, is modeled as a single degree-of-freedom system. It can amplify the wave input via the resonance phenomenon and enhance the energy conversion efficiency. The electromechanical model is established from impedance matching of the mechanical part to the electrical system. The performance was analyzed at various wave frequencies and damping ratios for a wave input acceleration of 0.14 g. The maximum output occurred at the resonance frequency and optimal load resistance, where the power conversion efficiency and electrical output power reached 48% and 290 W, respectively. Utilizing the resonance phenomenon was found to greatly enhance the performance of the wave energy converter, and there exists a maximum power point at the optimum load resistance.

1. 서론

최근 화석연료로 인한 환경문제와 화석연료의

고갈로 인한 에너지 문제가 화두 되면서 신 재생 에너지의 활용에 대한 관심이 고조되고 있다. 신 재생에너지 중 파랑은 모든 해역에 폭넓게 분포하므로 가용 에너지원이 풍부하고 설치 가능한 해역이 광범위한 해양에너지 자원이다.

파력발전(Wave energy conversion)은 파랑의 운동

† Corresponding Author, seonjun.jang@gmail.com
© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

및 위치에너지를 이용하여 터빈을 구동하거나 기계장치의 운동으로 변환하여 전기에너지를 생산하는 기술이며, 설치형태에 따라서 부유식(Floating type)과 고정식(Fixed type)으로 분류된다. 부유식 중 가동물체형은 수면의 움직임에 따라 민감하게 반응하도록 고안된 여러 형태의 기구를 사용하여 파랑에너지를 물체에 직접 전달하고, 이 때 발생하는 물체의 움직임을 전기에너지로 변환하는 방식으로 파력발전의 가장 오래된 형태이다. 가동물체형 파력발전은 파랑에너지를 직접적으로 흡수하므로 에너지 변환효율은 상대적으로 유리한 편이다.⁽¹⁾

대표적인 가동물체형 파력발전 연구로는 영국 Pelamis Wave Power Ltd.의 프로젝트로서 단위구조물의 길이는 120 m, 직경 3.5 m, 출력은 750 kW 급으로 알려져 있다.⁽²⁾ 미국 Ocean power technology 사의 가동물체형 Power buoy 는 내부 파도에 의해 움직이는 외부 실린더의 상대운동을 이용하여 발전하는 형태이며, 시스템의 질량은 180 ton 이며, 출력은 866 kW 로 알려져 있다.⁽³⁾ 스웨덴 Seabased AB 사의 가동물체형 파력 시스템은 파도에 의해 움직이는 부유물체의 운동을 이용하여 발전하는 형태이며, 스웨덴 뤼세실 해역에서 2 MW 급 파력 단지 실증실험 중에 있다.⁽⁴⁾

국내의 가동물체형 파력발전 장치는 실제 해역에서 검증된 바가 없으며, 실험실 단계에 머무르고 있다. 권혁민 등⁽⁵⁾은 공진형 파력 발전기의 진동 특성을 분석하였고, 공진점에서 최대 5.66 배의 진폭 증폭률과 32 배의 에너지 증폭률을 얻었다. 하지만 병진형 진동시스템을 적용하여 장치의 효율 향상 및 출력 증대가 제한적이다. 이러한 한계를 극복하기 위하여, 장선준 등⁽⁶⁾은 회전 공진형 요요 에너지 수확장치(Yo-Yo Energy harvester)를 사용하였다. 이 장치는 릴(Reel)의 반경을 변경함으로써 공진주파수를 변경할 수 있으며 0.15g 및 0.9 Hz 조건에서 최대 38 W의 출력을 생산하였다.

기계 진동에 기반한 전기 발전 시스템의 통합적 해석을 위하여, N.G Stephen⁽⁷⁾은 에너지 수확장치(Energy harvester)의 기계 시스템과 기계-전기 통합 모델링 방향을 제시했으며, 전기적 영역 유사 연결(Electrical domain analogue matching) 을 통해 에너지 수확장치의 최대 전기적 출력을 계산했다. 특히 여러 가진(Excitation) 입력 조건에서 감쇠를 조정함으로써, 최대 출력을 얻을 수 있음을 보였다. 반면, Zhongjie Li 와 Lei Zuo⁽⁸⁾는 자동차 서스펜션(Suspension)의 진동을 이용한 에너지 하베스터

에 모션정류 시스템(Motion rectifying system)을 적용하여 양방향 진동을 단 방향 회전으로 변환하여 에너지 변환효율을 높였으며, 입력 진동 속도 0.047 m/s 에서 최대 40.4 W 의 출력을 보였다. 또한, 플라이휠 관성(Flywheel inertia)을 증가시켜 발전기 회전속도의 진폭을 감소할 수 있음을 제시하였다.

본 연구에서는 요요 파력 진동-발전 시스템을 증가의 1 자유도 병진 진동시스템으로 모델링 하였고, 기계-전기 통합 해석 모델을 수립하여 감쇠비(Damping ratio)에 따른 기계적 시스템의 주파수 특성 및 성능을 분석하였으며, 부하에 따른 기계-전기 시스템의 출력 성능을 분석하였다.

2. 해석 모델

2.1 기계 시스템 해석

2.1.1 시스템 구성

Fig. 1 은 본 연구의 파력발전 시스템의 개념도이다. 본 시스템의 구성은 기계적 요소인 요요진동시스템(Yo-Yo vibrating system), 모션정류 시스템(Motion rectifying system), 동력전달 시스템(Power transmission system)과 전기적 요소인 발전시스템(Power generation system)으로 구성된다. 요요진동시스템은 파랑 입력에 의한 진동추의 양방향 병진운동을 실재(Reel)를 이용하여 양방향 회전운동으로 변환시키며, 모션정류 시스템은 단 방향 베어링과 베벨기어를 이용하여 양방향 회전운동을 단 방향 회전운동으로 변환시키고 회전속도를 증속시킨다. 또한, 동력전달 시스템은 커플링(Coupling)과 증속기어를 이용하여 저속 회전운동을 증속한다. 그리고 발전 시스템은 회전형 발전기와 가변부하 장치로 구성되며 운동에너지를 전기에너지로 변환시킨다.

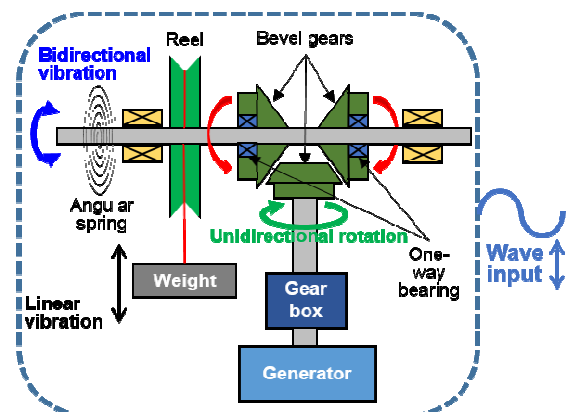


Fig. 1 Schematic view of ocean wave energy converter

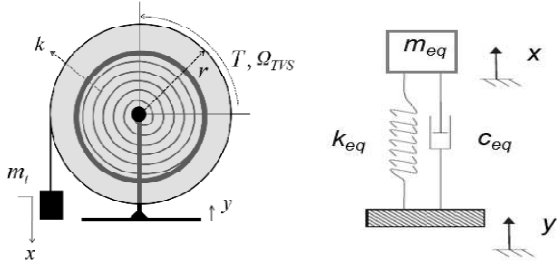


Fig. 2 Schematic of Yo-Yo vibration system for wave energy converter (left) and its equivalent base excitation vibration model (right)

2.1.2 운동방정식

Fig. 2 는 요요 진동시스템⁽⁶⁾과 등가의 1 자유도 진동시스템이다. 본 연구에 적용된 요요 진동시스템은 진동추, 회전 스프링, 실패(reel), 회전축, 발전기 등으로 구성되며 진동추의 병진 운동과 회전축의 회전 운동이 결합된다. 또한 등가의 1 자유도 진동시스템은 등가 질량, 등가 강성, 등가 감쇠(각각 m_{eq}, k_{eq}, c_{eq})로 구성되고, 파도의 가진 변위 y 에 대하여 진동추는 진동 변위 x 를 갖는다.

등가 진동 모델의 운동방정식은 상대변위 ($s = x - y$)를 도입한 후 등가 질량의 관성력과 상대운동으로 인한 감쇠, 스프링 힘의 평형을 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{eq}\ddot{s} + c_{eq}\dot{s} + k_{eq}s = F\sin\omega t \quad (1)$$

여기서, $m_{eq} = m_t + \frac{J_{sys}}{r^2}$, $c_{eq} = \frac{c}{r^2}$, $k_{eq} = \frac{k}{r^2}$ 이다. $Y, \omega, m_t, k, r, T, \Omega_{TVS}$ 는 각각 가진 진폭, 가진 주파수, 진동추 질량, 회전 스프링 강성, 실패의 반경, 토크, 회전속도를 나타낸다. J_{sys} 은 진동추를 제외한 회전 시스템의 관성모멘트이다. 본 모델에서는 지반 가진에 의한 관성력의 크기는 매달린 진동추의 질량(m_t)에만 비례하므로 가진력은 $F = m_t\omega^2 Y$ 로 모델링된다. 등가 진동 시스템의 비감쇠 고유진동수는 $\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}}$ 이다.

등가 진동 시스템의 상대변위에 대한 수학적 정상 상태응답(Steady state solution)은 식 (2)와 같다.

$$s = |S|\sin(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

여기서,

$$|S| = \frac{m_t\omega^2 Y}{\sqrt{(k_{eq} - \omega^2 m_{eq})^2 + \omega^2 c_{eq}^2}}, \quad \varphi = \tan^{-1} \frac{c_{eq}\omega}{k_{eq} - \omega^2 m_{eq}}$$

응답 진폭($|S|$)은 공진주파수(ω_n)에서 최대가 되며, 감쇠비가 작을수록 증가하며 “0”으로 접근할 때 무한대로 발산한다.

본 연구의 파력 진동-발전 시스템은 공진형으로서 외부에서 가해지는 파랑의 주파수에 시스템의 공진 주파수가 일치될 때 최대 변위가 발생하여 출력을 향상시킨다. 여기서 공진 주파수는 실패의 반경, 스프링 강성 및 질량을 조정하여 변경할 수 있으며 최대 변위가 시스템의 크기로 인해 제한될 경우 식 (3)에서 감쇠 계수를 변화시켜 조절할 수 있다. 공진점에서 최대 변위는 다음식에 의해 결정된다.

$$|S|_{max} = \frac{m_t Y \omega_n}{c_{eq}} \quad (3)$$

2.1.3 회전 속도

진동 시스템 출력 속도는 변위 응답해로부터 시감 미분 및 모션정류를 적용하여 구해진다. 모션정류 시스템은 Fig. 3 과 같이 양방향의 진동을 단방향의 운동으로 변환한 후 베벨기어의 기어비를 이용하여 증속한다.

등가 진동시스템의 속도 응답은 변위 응답인 식 (2)를 시간에 대해 미분하여 다음과 얻을 수 있다.

$$\frac{ds}{dt} = -|V|\cos(\omega t - \varphi) \quad (4)$$

여기서, $|V| = \frac{m_t Y \omega^3}{\sqrt{(k_{eq} - \omega^2 m_{eq})^2 + \omega^2 c_{eq}^2}}$ 이다. 진동시스템의 회전속도는 식 (4)와 $|V| = r|\Omega_{TVS}|$ 관계로부터 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$|\Omega_{TVS}| = \frac{m_t Y \omega^3}{r \sqrt{(k_{eq} - \omega^2 m_{eq})^2 + \omega^2 c_{eq}^2}} \quad (5)$$

모션 정류 시스템의 출력 회전속도는 회전축의 정류된 회전속도에 베벨기어의 증속비 N_{BG} 를 곱한 후 RMS(Root mean square)를 취하여 다음과 같이 계산된다.

$$|\Omega_{MRS}| = RMS \left[\frac{N_{BG} m_t Y \omega^3}{r \sqrt{(k_{eq} - \omega^2 m_{eq})^2 + \omega^2 c_{eq}^2}} \right] \quad (6)$$

2.1.4 시스템 출력

진동 시스템의 출력(power output)은 가진 입력 에너지와 시스템의 보존 에너지(conservative energy, 질량 운동에너지와 강성 위치에너지의 합)와 소산 에너지(감쇠 에너지)의 관계로 결정된다. 즉, 식 (1)

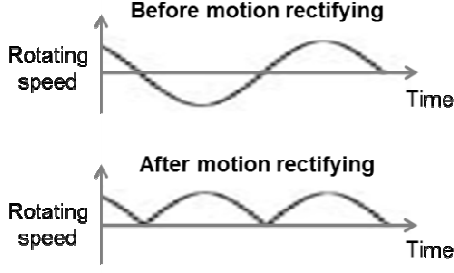


Fig. 3 Rotating speed of before and after motion rectifying

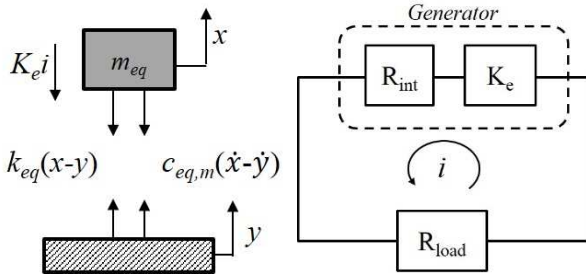


Fig. 4 Free body diagram and electric circuit

에 진동 속도(\dot{s})을 곱하여 전개하면 입력 동력(input power)은 감쇠 동력(damping power)과 보존에너지 시간변화율로 정의된다. 이 때 보존에너지는 정상 상태에서 “0”이다. 따라서, 진동 시스템의 출력은 식 (1)에서 감쇠에 의해 소모되는 동력을 $c_{eq}(\dot{s})^2$ 라 할 때 식 (2)를 대입하여 전개하면 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P_{inst} = c_{eq}\omega^2|S|^2\cos^2(\omega t - \phi) \quad (7)$$

진동시스템의 평균 출력은 식 (7)을 사이클 또는 주기에 대해서 적분한 후 주기로 나누면 식 (8)과 같고, 진폭변위를 대입한 상세 출력식은 식 (9)와 같다.

$$P_{av} = \frac{c_{eq}\omega^2|S|^2}{2} \quad (8)$$

$$P_{av} = \frac{1}{2} \frac{c_{eq}m_t^2\omega^6Y^2}{(k_{eq} - \omega^2m_{eq})^2 + \omega^2c_{eq}^2} \quad (9)$$

2.2 기계-전기 통합 해석

2.2.1 시스템 모델링

Fig. 4는 파워 진동-발전 시스템의 기계부와 회로부의 구성을 나타내고 있다. 각각의 물리계에 키르히호프 전압 법칙(Kirchhoff's voltage law)과 뉴

턴의 제 2 법칙(Newton's second law)을 적용하여 정리하면 다음과 같다.

$$i(R_{load} + R_{int}) - K_e(\dot{x} - \dot{y}) = 0 \quad (10a)$$

$$-k_{eq}(x - y) - c_{eq}(\dot{x} - \dot{y}) - K_e i = m_{eq}\ddot{x} \quad (10b)$$

여기에서 R_{int} , K_e , R_{load} 는 각각 발전기 내부저항, 기계전기 연결상수(Electromechanical coupling coefficient), 외부 부하저항이다. 두 물리계는 기계 전기 연결상수로 연계된다.

전기적 감쇠상수는 식 (10)에서 전류(i)를 소거하면 다음과 같다.

$$c_{eq,e} = \frac{K_e^2}{R_{int} + R_{load}} \quad (11)$$

전체 시스템 감쇠상수는 기계 및 전기적 감쇠상수의 합으로 얻어진다.

$$c_{eq} = c_{eq,m} + c_{eq,e} \quad (12)$$

여기서 등가 기계 감쇠상수 $c_{eq,m}$ 는 베어링, 기어 등 기계적 요소에 의해 발생하는 감쇠이다.

진동-발전 시스템의 부하저항에 따른 최대변위는 식 (11)과 (12)를 식 (3)에 대입하여 다음과 같이 유도된다.

$$|S|_{max} = \frac{m_t Y \omega_n}{c_{eq,m} + \frac{K_e^2}{R_{int} + R_{load}}} \quad (13)$$

진동에 의해 발생하는 발전 전류는 식 (2)의 변위해를 시간 미분하여 식 (10a)에 대입하면 식 (14)와 같고, 최대 전류는 공진주파수에서 식 (15)와 같이 발생한다.

$$i = \frac{K_e}{R_{load} + R_{int}} \omega |S| \cos(\omega t - \phi) \quad (14)$$

$$i_{max} = \frac{K_e \omega |S|_{max}}{R_{int} + R_{load}} \cos(\omega_n t - \phi) \quad (15)$$

전기 부하 출력은 부하저항에 의한 소모 전력($i^2 R$)으로서 식 (16)과 같이 주어지고, 평균 출력은 사이클당 평균을 취하여 식 (17)과 같다.

$$P_{load} = i_{max}^2 R_{load} = \frac{K_e^2 R_{load} \omega_n^2 |S|_{max}^2}{(R_{int} + R_{load})^2} \cos^2(\omega_n t - \phi) \quad (16)$$

$$P_{load,av} = \frac{K_e^2 R_{load} m_t^2 \omega_n^4 Y^2}{2(c_{eq,m}(R_{load} + R_{int}) + K_e^2)} \quad (17)$$

2.2.2 최적 부하 선정

진동-발전 시스템은 부하저항의 크기에 따라 전체 시스템의 감쇠 크기가 변하게 된다. 감쇠의 변화는 시스템 출력의 변화를 야기한다. 즉, 감쇠가 없을 경우 출력은 “0”이 되고, 무한대인 경우에도 “0”이 되므로 어떤 감쇠값에서 즉, 고정된 기계 감쇠를 가정하면 어떤 부하저항에서 최대 출력이 존재하게 된다.

최대 전기 부하 출력을 위한 최적 부하는 EDAM (Electric domain analogous matching) 기법을 적용하여 구한다.⁽⁷⁾ 최적 부하 저항은 식 (17)의 부하저항에 대한 미분값이 “0”이라는 조건으로부터 식 (18)과 같이 주어진다.

$$R_{load,opt} = R_{int} + \frac{K_e^2}{c_{eq,m}} \quad (18)$$

최대 전기 부하 출력은 식 (18)을 식 (17)에 대입하여 식 (19)와 같이 얻어진다.

$$P_{load,max} = \frac{K_e^2 m_t^2 \omega_n^4 Y^2}{8c_{eq,m}(c_{eq,m}R_{int} + K_e^2)} \quad (19)$$

여기서 에너지 손실을 발생시키는 기계적 감쇠상수와 발전기 내부저항이 작을수록 시스템은 높은 출력을 가짐을 알 수 있다.

파력 진동-발전 시스템의 발전 효율은 시스템 입력 동력과 부하저항 출력의 비로 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_e = \frac{P_{load,av}}{P_{av}} \quad (20)$$

진동-발전 시스템의 효율은 시스템 기계 및 전기 손실과 관련이 있다. 정상상태에서 시스템 입력 동력(P_{in})은 발전기 부하저항에 의한 출력($P_{load,av}$)과 발전기 내부저항에 의한 전기 손실($P_{int,av}$), 기계적 감쇠에 의한 기계 손실($P_{mech,av}$)의 합이다. 따라서, 최대 시스템 출력 및 효율을 위해 전기 내부저항과 기계적 감쇠를 최소화하는 방향으로 설계해야 함을 알 수 있다.

3. 해석 결과

본 해석은 실험역의 평균 파랑조건⁽¹⁰⁾으로부터 산출한 입력 가속도값을 0.14g (1.372 m/s²)로 일정하게 유지하면서 0~1 Hz의 가진주파수 및 0~0.2의 감쇠비 구간에 대하여 해석을 진행하였다. 파력 발전 시스템의 주된 기계적 손실 요소인 베벨

Table 1 Analysis input data

Mass of vibration weight	150 kg
Radius of reel	0.2 m
Moment of inertia	1 kg.m ²
Stiffness of spring	30 N.m/rad
Bevel gear ratio	4
Natural frequency	0.33 Hz
Mechanical damping ratio	0.025
Mechanical damping coefficient	18.1 N.s/m
Electromechanical coupling coefficient	47 N/A
Internal resistance	1.32 Ω
Excitation acceleration	1.372 m/s ²

기어의 기계적 감쇠비는 0.025 로 일정하다고 가정하였고⁽¹¹⁾ 베어링의 기계적 감쇠는 매우 작으므로 무시하였다. 기계-전기 연결 상수와 발전기 내부저항은 향후 실험 연구에 사용할 발전기의 사양을 참고하였다. 참고로 피크 주파수(ω_p)는 상당히 작은 감쇠비에서 고유 주파수(ω_n)에 근사하므로, $\omega_p = \omega_n$ 으로 가정된다. Table 1는 해석 입력데이터를 나타내고 있다.

3.1 부하 저항에 따른 시스템 감쇠비 결정

기계 시스템 해석은 발전기에 전류가 흐르지 않는 무부하 조건과 동일하며, 이때 시스템 감쇠는 곧 기계적 감쇠이다. 반면, 기계-전기 시스템 해석은 발전기에 전류가 흐르는 부하 조건에 해당하며, 시스템의 감쇠는 기계적 감쇠와 발전기 내부저항 및 부하저항에 의한 전기적 감쇠의 합이다.

Fig. 5는 기계-전기 시스템의 등가 기계적 감쇠 증가에 따른 최적 부하 저항을 보여준다 (식(18)). 기계적 감쇠가 증가에 따라 최적 부하 저항은 급격히 감소 후 서서히 감소한다. 기계적 감쇠계수는 기계적 감쇠비 0.025로부터 18.1 Ns/m로 계산되고, 최적 부하 저항은 123 Ω이다.

Fig. 6은 부하 저항의 증가에 따른 시스템의 등가 감쇠비의 변화를 보여준다. 부하저항의 증가에 따라 시스템 감쇠비는 급격히 감소 후 일정해지는 경향을 보인다. 부하저항이 “0”인 경우, 시스템 감쇠비는 2.335 이고 (기계적 감쇠 0.025, 내부 저항 감쇠비 2.31), 최적 부하 저항 123 Ω인 경우 시스템 감쇠비는 0.0495 이다. 결론적으로 기계 감쇠비가 일정할 경우 부하저항은 시스템 감쇠비를 결정한다.

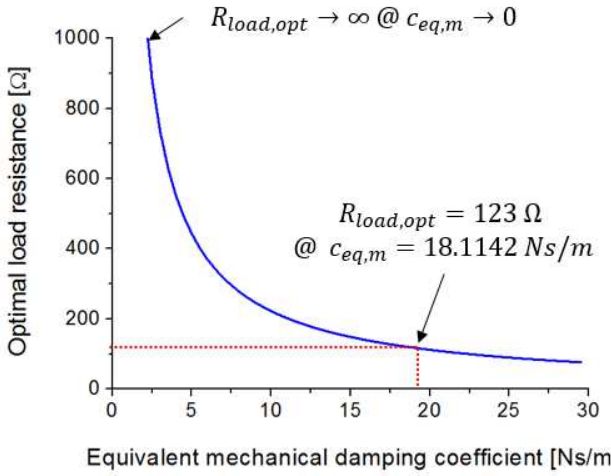


Fig. 5 Optimal load resistance with various equivalent mechanical damping coefficient

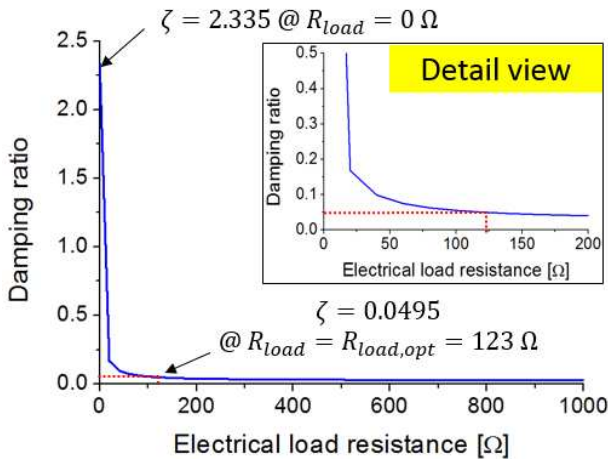


Fig. 6 Damping ratio with various electrical load resistance

3.2 진동 변위, 회전 속도, 출력 토크 예측

지반 가진에 의한 진동추의 진동은 실패(real)의 회전 진동을 유발하고, 모션 정류 시스템에 의해 단 방향 회전으로 변환된다. 모션 정류 시스템의 출력 회전속도와 토크는 발전기 입력으로 작용하여 전기 출력을 발생한다.

Fig. 7 은 시스템 감쇠비(부하저항)과 가진 주파수에 따른 진동추의 지반 가진에 대한 상대 진동 변위를 보여준다. 각 감쇠비에 해당하는 부하저항은 Fig. 6 으로부터 얻어진다. 진동 변위는 일정한 감쇠비에서 가진 주파수 증가시 공진점에서 최대가 된다. 공진점 변위는 일정한 가진 주파수에서 감쇠비가 증가할수록 급격히 감소 후 감소폭이 줄어드는 경향이다. 공진점 주변을 제외한 주파수 영역에서는 대체로 일정하다. 공진점에서 감쇠비가 “0”에 접근할 때 무한대로 발산한다.

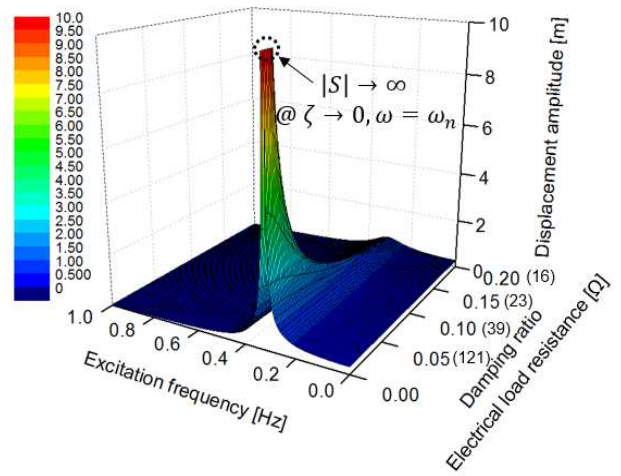


Fig.7 Displacement amplitude of equivalent vibration system with various frequency and damping ratio

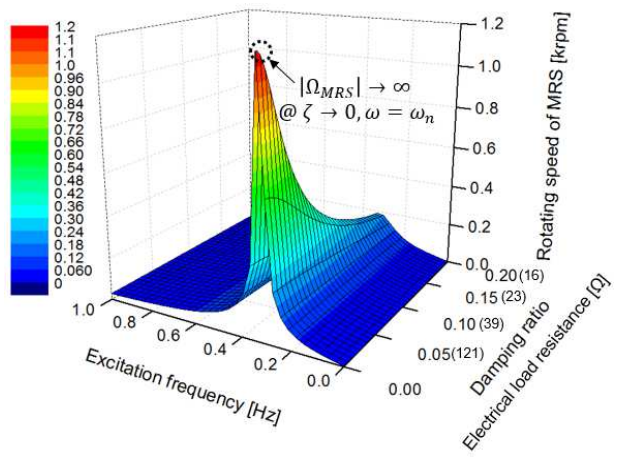


Fig. 8 Rotating speed of motion rectifying system with various frequency and damping ratio

Fig. 8 은 시스템 감쇠비(부하저항)과 가진 주파수에 따른 모션 정류 시스템의 출력 회전속도 (Ω_{MRS})를 나타낸다. 이 값은 진동 변위의 시간 미분에 비례하며, Fig. 7 의 진동 변위와 비슷한 경향성을 보인다.

Fig. 9 는 감쇠비(부하저항)과 가진 주파수에 따른 모션 정류 시스템의 출력 토크를 보여준다. 출력 토크는 평균 입력 동력과 회전속도의 비율로서 구해진다 ($|T_{MRS}| = P_{aver} / |\Omega_{MRS}|$). 토크는 가진 주파수가 증가함에 따라 공진주파수 근처에서 급격히 증가하여 피크(Peak)를 형성한다. 감쇠비에 따른 토크의 변화는 미미하다.

3.3 기계/전기 출력 및 발전 효율 예측

Fig. 10 은 발전부문 회로가 개방($R_{load} \rightarrow \infty$)되어 전기시스템의 영향이 제거되었을 때, 기계적 감쇠

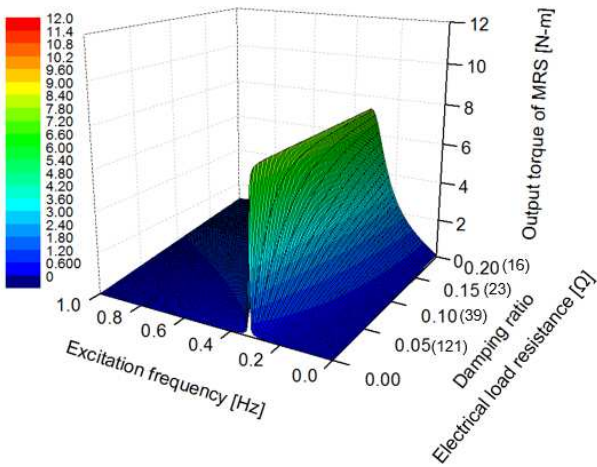


Fig. 9 Output torque of motion rectifying system with various frequency and damping ratio

비와 가진 주파수에 따른 기계적 출력(P_{mech})을 보여준다. 기계적 출력은 공진주파수에서 피크를 가지며, 감쇠비가 증가함에 따라 급격히 작아지게 된다. 높은 감쇠비는 출력이 감소하는 대신 대역폭(Bandwidth)을 증가하므로, 외부 가진 주파수 변화에 따라 에너지를 흡수할 수 있는 주파수 영역이 증가시킨다.

Fig. 11은 감쇠비(부하저항)과 가진 주파수에 따른 부하 저항의 전기 출력을 보여준다. 전기 출력은 가진 주파수 증가 시 공진주파수에서 피크를 형성하고, 감쇠비 증가 시 최적 부하저항($R_{load,opt}$)에서 피크를 형성한 후 서서히 감소한다. 최대 전기 출력은 공진주파수에서 부하저항이 123 Ω (감쇠비 0.0495)일 때 290 W이다.

Fig. 12는 감쇠비(부하저항)과 가진 주파수에 따른 발전 효율의 경향을 보여준다. 발전 효율은 무부하 조건에서 “0”이며 이전 해석결과와 다르게 공진주파수에서 피크를 형성하지 않으며, 가진 주파수에 대해 일정하다. 또한 감쇠비 증가에 따라 증가하다가 일정해지는 경향이다.

3.4 설계를 위한 변위 제한 및 출력 성능

파력 진동-발전 시스템의 최대 성능(전기 출력 또는 효율)은 적합한 감쇠비, 즉 부하저항을 선정할 필요로 한다. 하지만, 시스템 감쇠비는 진동의 크기를 결정하므로, 출력 성능 뿐만 아니라 설계 제한 조건에 적합한 진동 크기를 함께 고려하여야 한다.

Fig. 13은 최적 부하 조건($R_{load,opt}$)에서 가진 주파수에 따른 전기적 출력, 발전 효율, 진동 변위의 경향을 나타낸다. 공진주파수($\omega_n = 0.3295$ Hz)에서 최대 전기 출력은 290 W이며 진동 변위는 2.78m

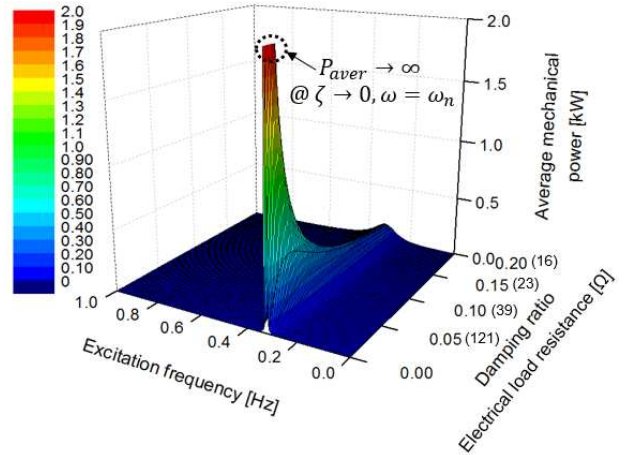


Fig. 10 Average input power absorbed by damper with various frequency and damping ratio

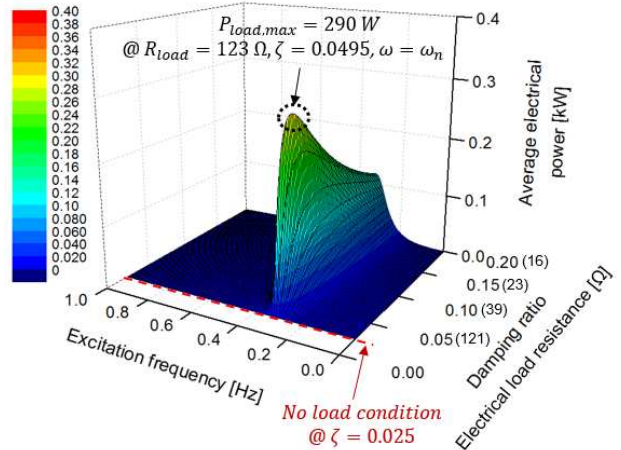


Fig. 11 Average electrical power absorbed by load resistance with various frequency and damping ratio

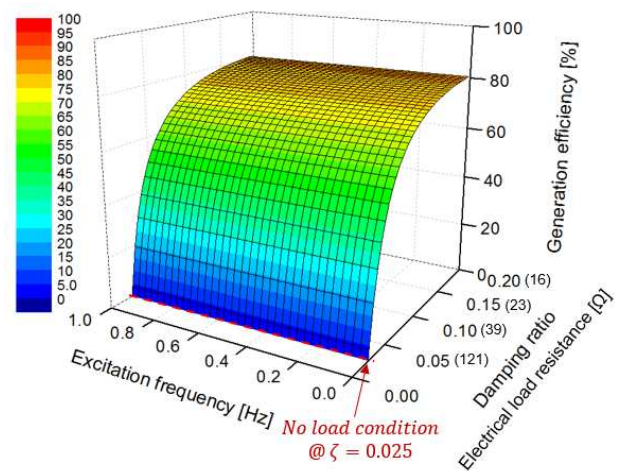


Fig. 12 Average generation efficiency of generator with various frequency and damping ratio

이다. 발전 효율은 가진 주파수에 대해 일정하며 최적 부하 조건에서 48%의 효율을 보인다. 특히,

넓은 출력 주파수 대역폭이 필요한 경우, 감쇠비를 증가하여 대역폭을 증가시킬수 있다.

Fig. 14는 공진주파수에서 감쇠비(부하저항)에 따른 전기 출력, 발전 효율, 진동 변위의 경향을 나타낸다. 최대 출력은 최적 감쇠비 및 부하저항(각각 0.0495, 123 Ω)에서 290W 이다. 무부하 조건($R_{load} \rightarrow \infty$)인 기계적 감쇠비 0.025 에서 전기적 출력과 효율은 “0” 이다. 발전 효율은 감쇠비의 증가에 따라 증가 후 서서히 일정해진다. 진동 변위는 감쇠비가 증가함에 따라 감소하므로, 감쇠비 증가를 통해 최대 변위를 제한할 수 있다. 예를 들면, 시스템의 허용 진동 변위가 1.4 m 일 경우 감쇠비 및 부하저항은 각각 0.1

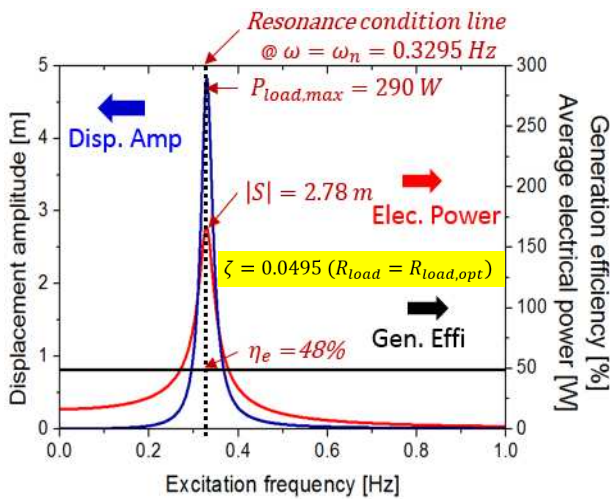


Fig. 13 Average electrical power, generation efficiency, displacement amplitude with various frequency at optimal load resistance condition

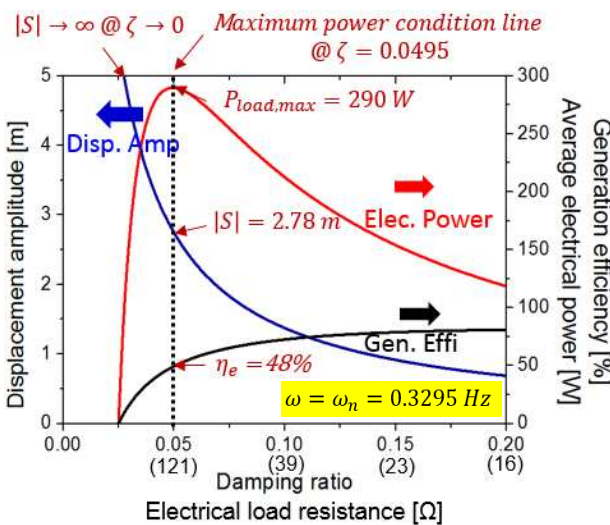


Fig. 14 Average electrical power, generation efficiency, displacement amplitude with various damping ratio at resonance condition

과 39 Ω 을 선정해야 한다. 이때 출력은 약 210 W 로 감소하며 발전 효율은 70%이다.

4. 결론

전세계적으로 에너지 변환효율이 높은 가동물체형 파력발전 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서는 높은 에너지 변환효율을 갖는 공진형 요요 진동 파력 발전시스템에 대한 수학적 모델링과 해석을 진행하였다. 특히, 양방향의 진동을 단 방향의 운동으로 변환시키는 모션정류 시스템을 채택하였고, 발전시스템을 포함한 기계-전기 통합해석을 진행하였다.

파력 발전 시스템은 등가의 1 자유도 진동시스템으로 모델링되었고, 정상상태에서 진동 변위, 회전 속도, 출력 토크, 기계/전기 출력 및 효율을 분석하였다. 특히, 기계 영역과 전기 영역의 연결을 통해 기계-전기 통합 해석모델을 수립하여 최대 전기적 출력을 갖는 최적 부하 선정 방법론을 제시하고 분석하였다. 더 나아가, 다양한 설계 조건에 적용하기 위하여 감쇠비 조절을 통한 변위 제한 및 성능 분석법을 제시하였다. 향후 본 논문에서 제시된 파력 발전 시스템의 최적 운전 성능 분석기법을 기반으로, 시스템의 주요 구성 요소인 질량, 강성, 형상 등에 대한 파라미터 스테디를 진행하고 최적 설계 방법론을 제시할 계획이다.

후 기

본 연구는 2013 년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20133030071230)

참고문헌

(References)

- (1) Shin, S.-H. and Hong, K.-Y., 2011, "The State-of-the-Art and Key Performance Indicators for Commercial Use of the Wave Energy Utilization Technologies," *Bulletin of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol.48, No. 3. pp. 27~36.
- (2) <http://www.pelamiswave.com/pelamis-technology>.
- (3) http://www.oceanpowertechnologies.com/PDF/OPT_Mark%203_Sept2013.pdf.
- (4) <http://www.seabased.com>.
- (5) Kweon, H.-M., Koh, H.-J., Kim, J.-R. and Choi, Y.-H., 2013, "Experimental Study for the Resonance Effect of the Power Buoy Amplitude," *Journal of the KSCE*, Vol. 33, No. 2, pp. 585~594.
- (6) Jang, S. J., Kim, I.-H., Jung, H.-H., Lee, Y.-P., 2011,

- “A Turnable Rotational Energy Harvester for Low Frequency Vibration,” *Applied Physics Letters* 99.
- (7) Stephen, N.G., 2006, “On Energy Harvesting from Ambient Vibration,” *Journal of Sound and Vibration* 293.
- (8) Li, Z., Zuo, L., Kuang, J. and Luhrs, G., 2013, “Energy-Harvesting Shock Absorber with a Mechanical Motion Rectifier,” *Smart Materials and Structures* 22, 025008.
- (9) Suh, K.-D., Kwon, H.-D. and Lee, D.-Y., 2010, “Some Statistical Characteristics of Large Deepwater Waves Around the Korean Peninsula,” *Coastal Engineering*, Vol. 57, pp. 375~384.
- (10) Yoo, C. I., Park, J. H., Kim, H. T., Yoon, H. S. and Yoon, S. J., 2009, “Comparison of Observation Data Between Local Waves in Gijang Sea and Donghae Buoy as Optimal Sites for the Wave Power Generation,” *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 33, No. 1, pp. 166~174.
- (11) Dien, N. P., 2007, “Damping Identification Using the Wavelet-Based Demodulation Method: Application to Gearbox Signals,” *Technische Mechanik*, Vol. 28, pp.324~333.