

# 강제동요시 OWC형 파력발전 공기챔버의 공기반력 실험연구

홍석원\* · 최학선\* · 류재문\*\* · 김진하\*

\*한국해양연구원 해양개발시스템연구본부

\*\*충남대학교 선박해양공학과

## A Study of Pneumatic Reaction Force of Air Chamber for an OWC Type Wave Energy Device by Forced Heave Experiments

SEOK-WON HONG\*, HARK-SUN CHOI\*, JAE-MOON LEW\*\* AND JIN-HA KIM\*

\*Ocean Development System Division, KORDI, Daejeon, Korea

\*\*department of Ship and Ocean Engineering Chungnam National University, Daejeon, Korea

**KEY WORDS:** Pneumatic Reaction Force 공기반력, OWC 진동수주, Forced Heave Experiments 강제동요장치, Wave Energy 파력에너지, Air Chamber 공기챔버

**ABSTRACT:** The effect of frequency and amplitude of the OWC (Oscillating Water Column) motion on the nonlinear reaction forces in an air duct are studied experimentally. Experimental OWC model is idealized as a simple circular cylinder with an orifice type air duct located at the middle of the top rid. Reaction forces due to forced heave oscillation are measured and analyzed. By subtracting the effect of inertia forces and restoring forces, pneumatic damping force and added spring force are deduced. The effects of the frequency and amplitude of the heave motion are discussed. Also, the effects of solidity of the duct on the reaction forces are discussed.

### 1. 서 론

지난 20여년 동안 진동수주(Oscillating Water Column)형 파력에너지 이용 시스템에 대한 많은 연구가 진행되어 왔으며 (McCormick, 1981; Masuda, 1986) 이는 진동수주형이 단순하게 구성되며 또한 제작 및 설치가 용이하기 때문이다 (JAMSTEC, 2004).

진동수주형 파력발전장치의 핵심 구성요소인 공기챔버는 파랑 에너지를 왕복공기 흐름의 운동에너지로 변환하는 장치로 챔버 내부에 외부와 연결된 자유수면이 있으며 파랑의 작용에 의하여 이 자유수면이 공기 챔버내의 공기를 압축 또는 팽창시켜 챔버의 끝단에 설치된 공기 덕트에 왕복 공기흐름을 생성한다(Fig. 1).

이 공기덕트에는 왕복흐름이 가진 운동에너지를 기계적인 회전에너지로 변환하여주는 공기터어빈이 설치된다. 공기터어빈에는 여러 가지 방식이 있으나 현재까지 사용되는 것은 Wells가 개발한 Wells형 공기터어빈과 Setoguchi에 의하여 제안된 Impulse형 공기 터어빈이 사용된다(홍석원, 2001).

파력에너지 흡수효율에 결정적인 영향을 주는 공기챔버 내 자유수면의 유동은 부유식 공기챔버의 상하운동과 입사 파랑과의 상대운동의 결과로 주어진다. 따라서 파랑중 부유식 공기 챔버의 운동을 해석하는 것이 중요하다(최학선 등, 2004).

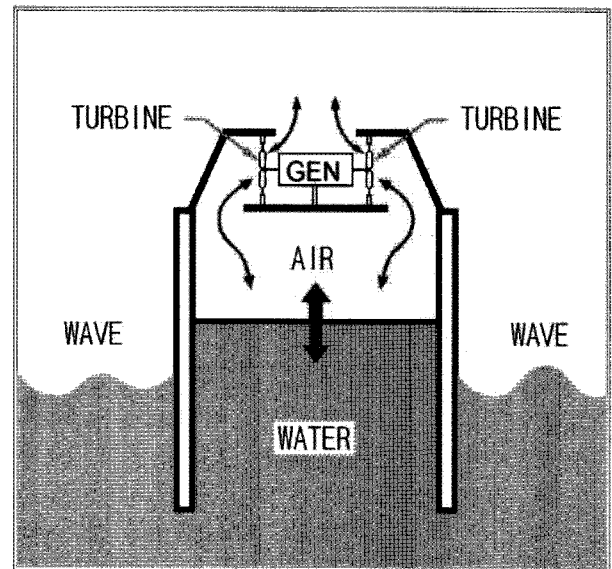


Fig. 1 Concept of OWC type wave energy absorption

일반적으로 파랑 중에 있는 부유체의 운동은 부유체의 질량, 무게중심의 위치, 수선면의 형상 및 크기, 부유체 운동에 의한 유체반력의 동역학적인 특성(부가질량력과 파랑감쇠력)과 입사 파랑에 의한 기진력에 의하여 결정되며 포텐셜 유동을 가정할 많은 이론적인 해석법이 제시되어 있다(홍석원, 2001; Hong and Kim, 2004; 홍석원, 2003).

제1저자 홍석원 연락처: 대전광역시 유성구 장동 171

042-868-7520 swhong@kriso.re.kr

그러나 본 연구의 대상인 내부에 공기챔버를 가지는 특수한 부유구조물의 경우에는, 공기챔버 내부의 공기의 동유체력학적인 특성이 고려되어야 한다. 공기챔버내 공기의 변동압력은 부유체에 상하운동 기진력으로 작용하며, 동시에 유체와의 상호작용으로 부가적인 유체반력을 가져온다. 또한 공기덕트 내에서 속도가 큰 왕복유동에 의한 점성 감쇠력이 공기챔버내의 공기압을 결정하는 중요한 요소이다. 따라서 공기챔버의 압력과 공기덕트 내에서의 유속과의 관계를 규명하는 것이 중요하며 Hong et al.(2004)는 이 관계를 선형 비례관계로 가정하여 공기챔버 내의 변동압력을 근사하여 부유식 공기챔버의 운동특성을 수치적으로 규명한 바 있다.

한편, 공기 챔버 내의 운동에 의한 유체반력 중 공기챔버의 영향에 의한 힘은 공기덕트의 점성감쇠에 의한 감쇠력과 공기챔버의 미소 압축특성에 의한 부가 스프링력(부가질량력과 반대부호를 가짐)으로 나타난다(Popov and Sankar, 1995).

여기서는 공기챔버의 영향에 의한 반력을 실험적으로 규명하고자 한다.

## 2. 계측용 모형실험

Hong et al.(2004)이 가정한 공기감쇠력 모델에서 제시한 공기감쇠계수는 서론에서 언급한 바와 같이 계측한 공기챔버내 공기압력과 공기유속과의 관계로부터 유추할 수 있으며 이는 상하운동 주파수, 상하운동 진폭, 공기덕트의 폐쇄율의 함수로 정리될 수 있다.

여기서는 공기챔버에 의한 반력을 계측하여 이로부터 점성감쇠력과 부가 스프링력을 구하여 보았으며 이를 위해 강제동요 실험을 수행하였다.

실험 모델은 Fig. 1에서 사용한 동일 모델을 사용하였다.

이 모델은 수직 원형실린더로 상부에 오리피스 형태의 덕트가 설치되어 있으며 공기챔버 내부 직경은 30cm, 실린더 두께는 5mm이고 공기챔버의 높이는 30cm이며 출수는 15cm이고 실린더 아랫부분은 개방되어 물과 연결되어 있다.

폐쇄율의 영향을 보기 위하여 오리피스의 직경은 15mm, 20mm, 30mm 세 가지로 변경하여 보았으며, 이때 오리피스의 길이는 직경에 비례하게 결정하여 동일 압력차에 의한 최대 유속을 동일하게 유지하도록 하였다(White, 1974).

상하운동의 강제운동의 주파수는 0.1Hz ~ 0.9Hz범위에서 0.1Hz 간격으로 하였으며 강제운동 진폭도 1cm, 1.5cm, 2cm, 2.5cm로 변화시켜 가면서 실험을 수행하여 주파수의 영향과 운동 진폭의 영향을 조사하였다.

계측항목은 Table 1과 같이 상하운동 진폭은 포텐서미터로, 공기챔버 내부수면 상승은 파고계로, 공기챔버 내의 압력은 차압계로, 오리피스의 유속은 hot-wire형 유속계로, 상하운동에 따른 반력은 1축 load-cell 2개로 Table 1 과 같이 구성하였다.

Fig. 2는 모형실험 장치의 계측시스템 개략도이다.

Table 1 Measuring items and devices

Items	Measuring Device	Remark
Heave displacement	Potentiometer	-
Elevation of inner F. S.	Wave probe	Near cylinder wall
Chamber pressure	Differential pressure gauge	On the top rid
Orifice air velocity	Hot-wire type wind gauge	In the middle of orifice
Vertical heave force	2 * one axis load-cells	-

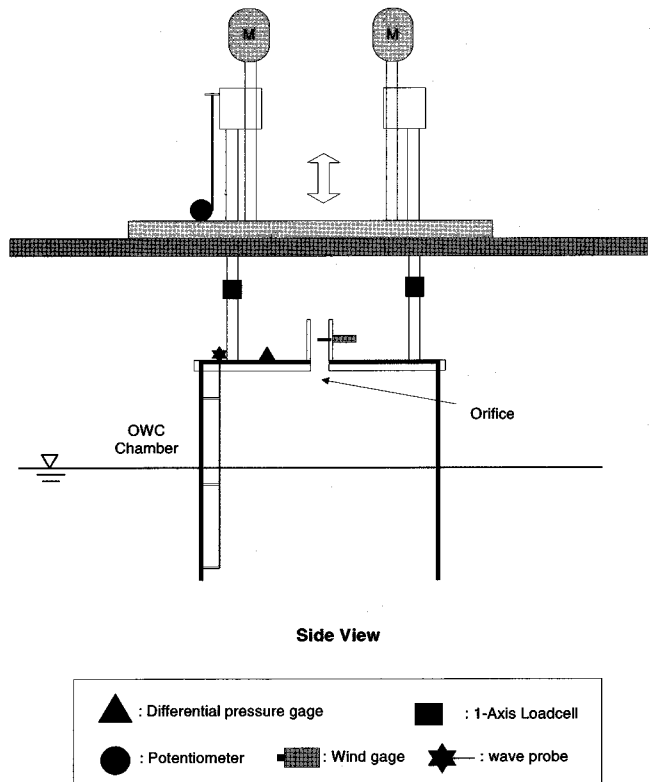


Fig. 2 Measuring system

Fig. 3은 계측신호의 예를 보여준다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 hot-wire를 사용하여 계측한 공기유속은 항상 양의 값으로 계측되었다. 만약 공기챔버내 압력의 부호가 오리피스 공기유속의 방향이 바뀔과 동시에 바뀐다는 가정을 하면 공기유속의 방향성을 고려한 계측신호 값으로 수정할 수 있을 것이다.

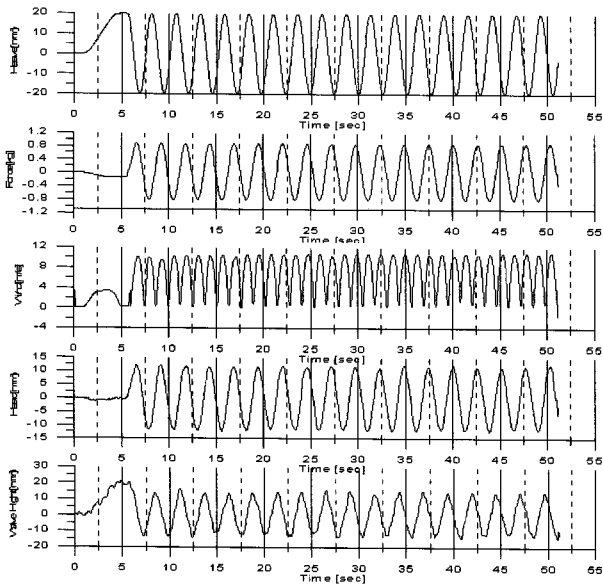


Fig. 3 Signal of data measurement

### 3. 실험결과와 해석 방법

강제상하운동에 의하여 공기챔버에 작용하는 힘은 다음과 같이 모델링 할 수 있다.

$$F_{ext} = (M + a) \ddot{z} + B_1 \dot{z} + B_2 z^2 + (C_0 + C_a)z \quad (1)$$

여기서  $z$ 는 상하운동 진폭이고  $M$ 은 모형실린더의 무게이며,  $a$ 는 동유체력에 의한 부가질량,  $B_1$ 과  $B_2$ 는 각각 선형 및 비선형 감쇠력 계수이다. 그리고  $C_0$ 는 유체정역학적 복원력계수이고  $C_a$ 는 공기반력에 의한 부가복원력 계수이다. 부가복원력은 부유식 OWC의 공기터어빈 및 덕트를 통하여 발생하는 감쇠력에 의하여 발생하는 전형적인 힘이다 (최학선 외, 2004). 일반적으로 감쇠력 및 부가복원력은 축척효과의 영향을 받으나 본 장에서는 논의하지 않는다.

본 연구에서 채택한 원형 실린더형의 공기챔버 모형의 두께는 5mm로 직경에 비하여 매우 작고 상하운동만을 하였기 때문에 실린더 벽면 자체에 의하여 발생하는 유체동역학적 반력은 극히 작으며 대부분의 유체반력은 공기챔버 내부 공기의 변동압력에 의한 것이다. 또한, Hong et al.(2004)이 연구한 바에 따르면 공기챔버 변동압력에 의한 반력중 가속도에 비례하는 소위 부가질량력  $a$ 는 일반적인 주파수 범위에서 음의 값으로 계산되었으며 이를 일반적인 부가질량력으로 해석하는 것 보다는 양의 부가복원력  $C_a$ 로 해석하는 것이 적절하다.

따라서 본 연구에서는 일반적인 부유체 선체의 운동에 의하여 발생하는 부가질량력  $a$ 는 무시하고 부가복원력항만을 고려하였다. 또한, 공학적인 응용을 고려하여 비선형 감쇠력항을 선형화한 등가 선형감쇠력 모델을 채택하였다. 따라서, 식(1)을 다음과 같이 단순화하여 해석 하였다.

$$F_{ext} = (M) \ddot{z} + B_{eq} \dot{z} + (C_0 + C_a)z \quad (2)$$

그리고, 원주파수  $\omega$  인 단순조화운동으로 주어지는 상하운동을 다음으로 표기한다.

$$z = z_a \sin \omega t \quad (3)$$

여기서  $z_a$ 는 상하운동의 진폭이고  $t$ 는 시간을 나타낸다. 식(3)을 식(2)에 대입하면 다음이 얻어진다.

$$\begin{aligned} F_{ext} &= (C_0 + C_a - \omega^2 M) z_a \sin \omega t + B_{eq} \omega z_a \cos \omega t \\ &= F_s \sin \omega t + F_c \cos \omega t \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $F_s$ 와  $F_c$ 는 다음으로 주어진다.

$$F_s = (C_0 + C_a - \omega^2 M) z_a \quad (5)$$

$$F_c = B_{eq} \omega z_a \quad (6)$$

식 (4)의  $C_0$ 와  $M$ 은 공기챔버 모형이 결정되면 결정되는 상수로 본 연구에서는 다음과 같은 값을 가진다.

$$C_0 = \rho g A_w \approx 1000 \times 9.8 \times \pi D t_0 = 46.2 N/m$$

$$M = 5.77 kg$$

여기서  $A_w$ 는 공기챔버 모형의 수선면적이며,  $D$ 는 모형의 직경이고,  $t_0$ 는 모형의 두께이다.

모형실험 결과로부터  $F_s$  및  $F_c$ 를 구하기 위하여 1주기 동안의 모형실험 자료를 이용하였으며 최소자승법을 사용하였다. 1주기의 계측신호를 정확히 사용하기 위하여 전체 계측신호의 1/3 되는 곳에서 상하운동 변위 신호에 zero-up crossing 방법을 사용하여 한 주기간의 계측시작 시간과 계측종료 시간을 결정하였다.

1주기 동안의 계측신호를 식(4)에 대입하면  $F_s$ 와  $F_c$ 를 미지수로 한  $N$ 개의 방정식이 다음과 같이 얻어지며 이는 방정식 수가 미지수 수보다 많은 over-determined system이 된다.

$$F_{ext}^n = F_s \sin \omega t_n + F_c \cos \omega t_n, n = 1, 2, 3, \dots, N \quad (7)$$

여기서  $n$ 은  $n$ 번째의 계측신호를 나타내며  $N$ 은 한 주기 동안 해석에 사용되는 전체 계측신호의 개수이다. 식(7)을 최소자승법으로  $F_s$ 와  $F_c$ 에 대하여 풀면  $C_a$ 와  $B_{eq}$ 가 다음과 같이 얻어진다.

$$C_a = \frac{F_s}{z_a} + \omega^2 M - C_0$$

$$B_{eq} = \frac{F_c}{z_a \omega} \quad (8)$$

해석방법의 신뢰성을 검증하기 위하여 추정된  $F_s$  및  $F_c$  값을 이용하여 상하운동에 의한 반력을 추정하여 계측한 반력

값과 비교하여 Fig. 4에 도시하였다. 추정결과는 매시간 계측 값과 매우 잘 일치함을 보여 주고 있으며 이에 따라 본 해석 방법의 신뢰성을 확인하였다.

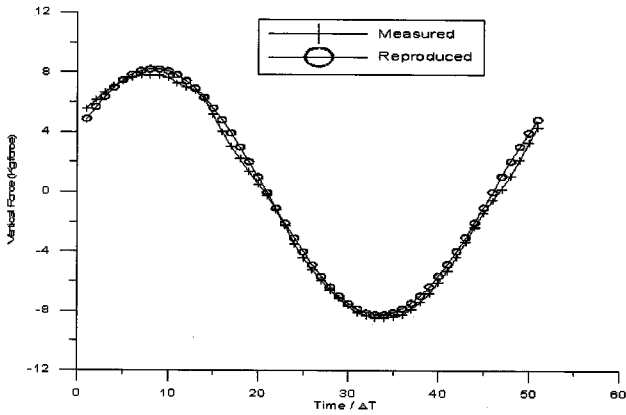


Fig. 4 Comparison of measured heave force with reproduced force (frequency = 0.4Hz,  $z_a = 2\text{cm}$ )

#### 4. 실험결과의 해석 및 토론

실험 결과의 분석을 위하여 부가복원력계수와 등가 선형 감쇠력계수를 다음과 같이 무차원화 하였다.

$$B'_{eq} = B_{eq} / \rho D^3 \omega \quad (9)$$

$$C'_a = C_a / \rho D^3 \omega^2 \quad (10)$$

Fig. 5, 6 및 7은 각각 orifice 직경이 15mm, 20mm, 및 30mm인 경우 무차원 등가감쇠력 계수를 정리한 것이다. 무차원 등가 감쇠력계수는 orifice 직경이 작은 15mm, 20mm 경우에는 주파수가 커지면 감소함을 보여 준다. 그러나 orifice 직경이 30mm인 경우 저주파수에서 약간 증가하는 경향을 보여 준다. 이는 직경이 큰 orifice에서는 저주파수에서 상대적으로 유속이 작아져 Reynolds 수가 감소하여 White(1974)가 보여준 바와 같이 감쇠력 특성이 달라지는 영역이 되기 때문으로 추정된다.

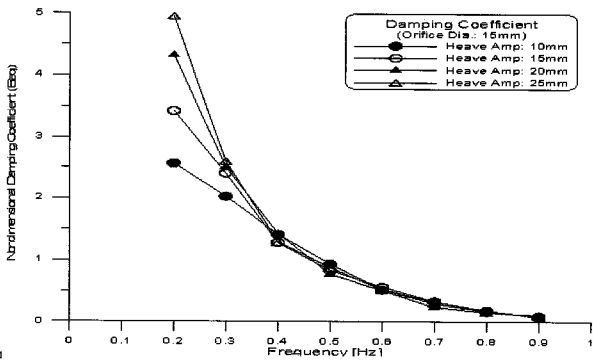


Fig. 5 Variation of non-dimensional damping coefficient with frequency (orifice dia.=15mm)

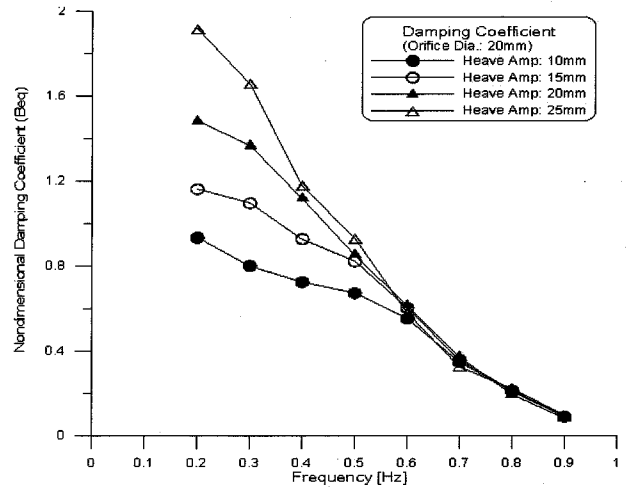


Fig. 6 Variation of non-dimensional damping coefficient with frequency (orifice dia.= 20mm)

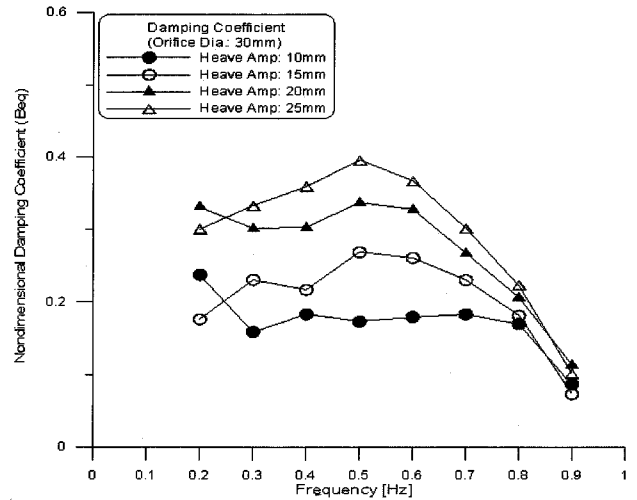


Fig. 7 Variation of non-dimensional damping coefficient with frequency (orifice dia.= 30mm)

Fig. 8, 9 및 10은 무차원 등가 감쇠력 계수를 상하운동 진폭에 대하여 정리하여 본 것으로 threshold 주파수 보다 큰 주파수 영역에서는 운동진폭과 무관한 값이 됨을 보여준다. 따라서 orifice 직경이 작은 경우 높은 주파수 영역에서 무차원화하지 않은 등가 감쇠력은 운동진폭에 선형 비례함을 알 수 있으며 이는 orifice 내의 공기 유속과 관계있는 것으로 추정된다.

한편, 무차원 등가 감쇠력 계수는 주파수가 일정한 threshold 값을 넘으면 상하운동 진폭과 관계없이 주파수가 커지면 감소함을 보여준다. 그리고 threshold 주파수는 orifice 직경이 커지면 각각 15mm, 20mm, 30mm orifice 직경에 대하여 0.4Hz, 0.6Hz, 0.9Hz 로 커짐을 보여준다. 또한, threshold보다 작은 주파수 영역에서는 운동진폭이 커지면 감소함을 보여준다.

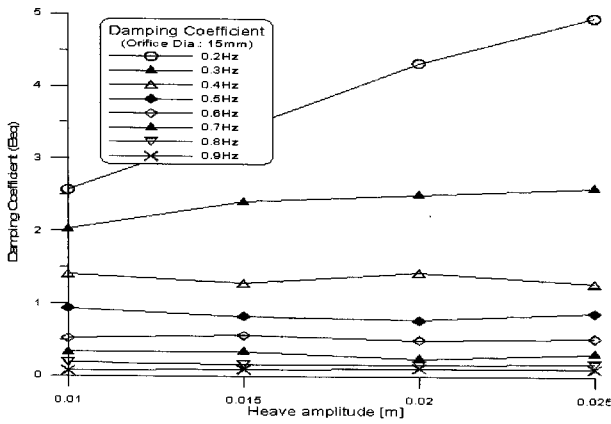


Fig. 8 Variation of non-dimensional damping coefficient with heave amplitude (orifice dia.=15mm)

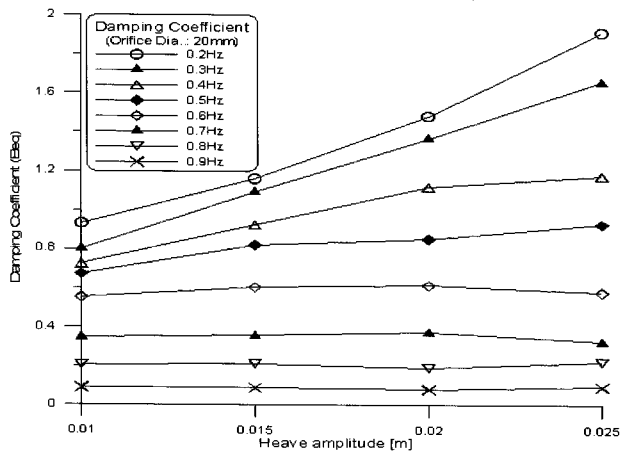


Fig. 9 Variation of non-dimensional damping coefficient with heave amplitude (orifice dia.=20mm)

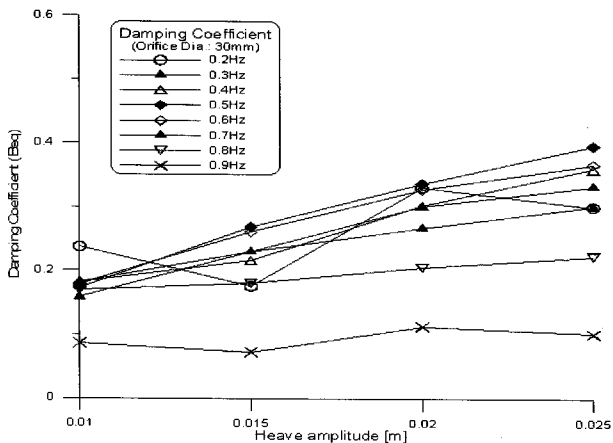


Fig. 10 Variation of non-dimensional damping coefficient with heave amplitude (orifice dia.=30mm)

Fig. 11은 orifice 직경에 따른 무차원 등가감쇠력 계수의 변화를 보여준다. threshold 주파수보다 고주파수 영역에서는 무차원 등가감쇠력 계수가 주파수에 무관함을 알 수 있다.

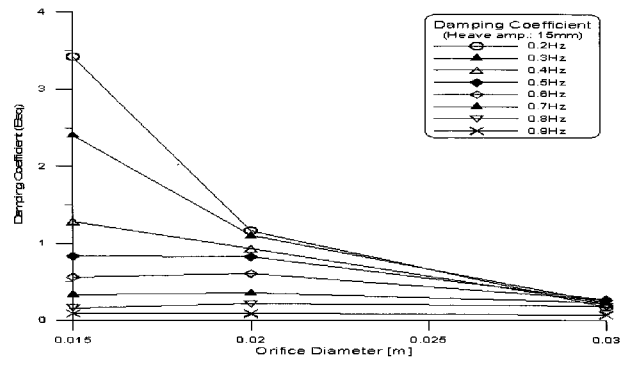


Fig. 11 Variation of non-dimensional damping coefficient with orifice diameter ( $z_a = 1.5cm$ )

Fig. 12, 13 및 14는 각각 orifice 직경이 15mm, 20mm, 30mm 일때 무차원 부가복원력계수를 도시한 것이다. 대체로 고주파수 영역에서는 무차원 복원력계수가 영의 값으로 근접하고 있으며 이는  $\omega^2$ 이 무차원 변수로 사용되었기 때문이다. 저주파수 영역에서는 상하운동 진폭이 커지면 그 크기가 증가하는 것을 보여준다.

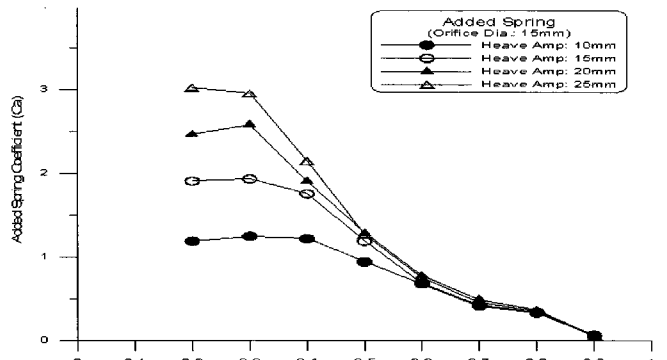


Fig. 12 Variation of non-dimensional added spring coefficient with frequency (orifice dia.=15mm)

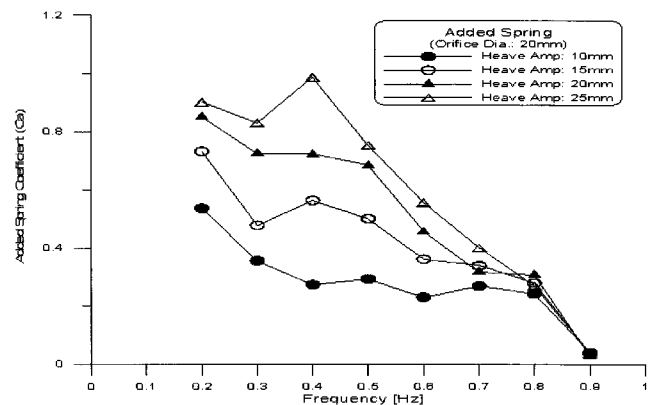


Fig. 13 Variation of non-dimensional added spring coefficient with frequency ( orifice dia.=20mm)

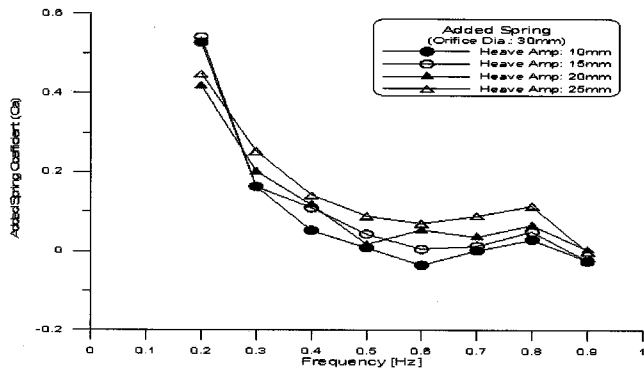


Fig. 14 Variation of non-dimensional added spring coefficient with frequency (orifice dia.= 30mm)

이를 상세히 보기 위하여 Fig. 15, 16, 및 17에 상하운동 진폭에 따른 영향을 도시하였다. 이를 보면 대체로 무차원 복원력 계수는 저주파수 영역에서 상하운동 진폭에 선형 비례하여 증가하며 그 비례상수는 고주파수 영역으로 갈수록 감소함을 보여준다.

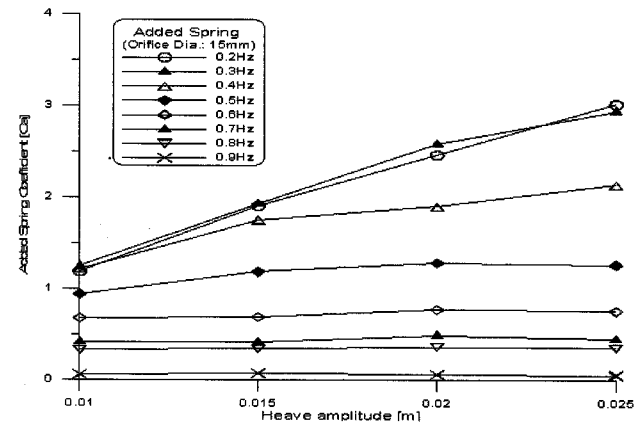


Fig. 15 Variation of non-dimensional added spring coefficient with heave amplitude (orifice dia.=15mm)

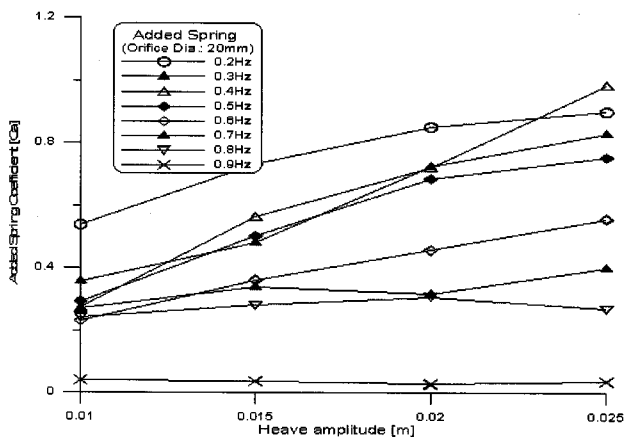


Fig. 16 Variation of non-dimensional added spring coefficient with heave amplitude (orifice dia.=20mm)

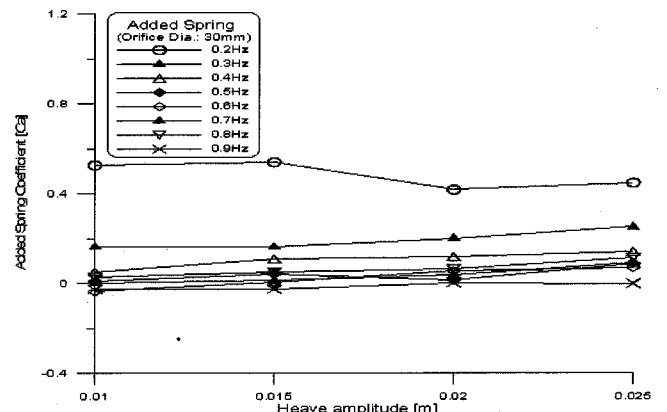


Fig. 17 Variation of non-dimensional added spring coefficient with heave amplitude (orifice dia.=30mm)

따라서 저주파수 영역에서 부가복원력은 상하운동 진폭의 제곱에 비례하여 커짐을 알 수 있으며 고주파수 영역에서는 선형적으로 비례함을 알 수 있다. 이는 저주파수 영역에서는 orifice 내부의 유동이 정상 Poiseuille flow에 근접할 수 있는 시간이 주어지기 때문으로 생각된다.

Fig. 18은 orifice 직경에 따른 무차원 복원력 계수의 변화를 보여준다. 무차원 복원력계수는 저주파수 영역에서는 orifice 직경이 증가하면 크게 감소하나 주파수가 증가함에 따라 감소 정도가 작아짐을 보여준다. 한편, 특정한 threshold 주파수보다 높은 고주파수 영역에서는 무차원 복원력계수는 orifice의 크기에 크게 영향을 받지 않는다

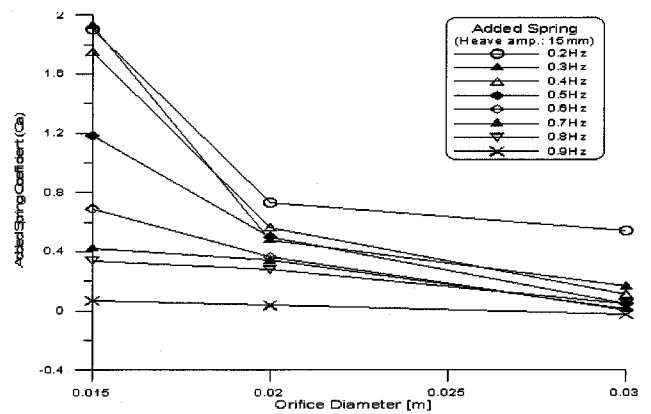


Fig. 18 Variation of non-dimensional added spring coefficient with orifice diameter ( $z_a = 1.5\text{cm}$ )

여기서는 공기챔버의 천장에 작용하는 공기챔버 내 압력에 의한 수직력을 공기챔버에 의한 총반력으로 가정하였다.

이러한 가정을 검증하기 위하여 추정된 등가 감쇠력계수와 부가 복원력계수를 사용하여 공기챔버 내의 압력을 역으로 추정하여 이를 계측한 공기압력과 비교하여 보기로 한다.

식(2)에서 관성력항과 유체정역학적항으로 구분하면, 순수한 공기챔버의 반력에 의한 힘은 다음과 같이 구해진다.

$$F_{pm} = B_{eq} \dot{z} + C_a z = \rho D^3 \omega^2 z_a (B'_{eq} \cos \omega t + C'_a \sin \omega t) \quad (11)$$

여기서  $F_{pm}$ 은 순수한 공기챔버의 반력으로 공기챔버 내 공기압의 작용에 의한 힘이라고 생각하면 이에 해당하는 공기챔버 압력  $P_c^{rep}$ 은 직경  $D$ 인 공기챔버 천장의 면적을 고려하면 다음과 같이 추정할 수 있다.

$$P_c^{rep} = -F_{pm} / (\pi D^2 / 4) \quad (12)$$

Fig. 19는 이와 같이 추정한 공기압력과 실제로 계측한 압력을 비교한 것으로 운동주파수 0.8Hz이고 운동진폭이 2cm인 경우이다.

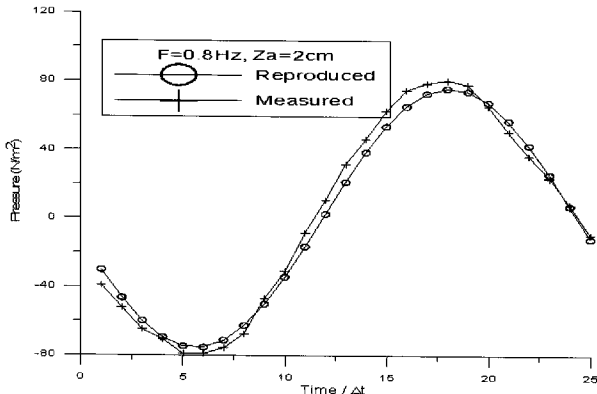


Fig. 19 Comparison of measured pressure with reproduced pressure (F=0.8Hz,  $z_a=2cm$ )

추정 공기압이 계측 공기압보다 약간의 위상 지연을 가지고 있고 진폭도 약간 작지만 전반적으로 매우 잘 일치하는 결과를 보여주고 있다. 따라서 이로부터 본 연구의 기본 가정이 정당함을 확인할 수 있다. 위상과 진폭의 미세한 차이는 실린더 선체에 의한 유체동역학적인 것으로 추정된다.

따라서 공기감쇠력과 부가복원력을 공기챔버의 형상, 운동진폭 및 주파수의 함수로 추정할 수 있으면 Hong et al.(2004)이 제안한 수치적인 방법으로 부유식 공기챔버의 운동특성과 파랑에너지 흡수효율을 정확하게 예측할 수 있을 것을 알 수 있다.

## 5. 결 론

여기에서는 단순화된 OWC 모형을 사용한 강제동요 실험으로 공기감쇠력과 공기 부가복원력에 대한 특성조사를 수행하였다.

일반적으로 무차원화 한 공기감쇠력 계수와 공기 부가복원력 계수는 주파수가 증가하면 감소하였다.

무차원화된 공기감쇠력 계수는 주파수가 어떤 특정한 threshold 주파수보다 커지면 운동진폭과 무관하게 되었고, threshold 주파수는 orifice 직경이 커질수록 크게 나타났으며, 또한 고주파수 영역에서 orifice 크기와 무관하게 되었다.

무차원화된 공기복원력 계수는 저주파수 영역에서 상하운동 진폭에 선형 비례하여 증가하며, 그 비례상수는 고주파수 영역으로 갈수록 감소함을 보여주었다.

## 후 기

본 연구는 해양수산부에서 지원한 “파력에너지 실용화 기술 개발(1)” 연구로 수행된 연구결과와 일부이며, 본 연구 결과의 해석을 위하여 많은 도움을 준 해양시스템안전연구소의 홍사영 박사에게 감사드린다.

## 참 고 문 헌

- 최학신, 홍석원, 류재문, 김진하 (2004). "OWC형 파력발전 공기 챔버의 공기감쇠력 실험 연구", 한국해양공학회지, 제18권, 제4호 pp 8-14.
- 홍석원 (2001). 해양에너지 이용 파력발전(60kW) 장치개발IV, 전력연구원보고서 (TR.93GT17.T2001-579).
- 홍석원 (2003). 한·인도 해양에너지개발 공동연구, 한국해양연구원 연구보고서 (UCM00470-2471).
- Hong, D.C., Hong, S.Y., and Hong, S.W. (2004). "Numerical Study of the Motions and Drift Force of a Floating OWC Device", Ocean Engineering, Vol 31, No 2, pp 139-164.
- Hong, S.W, and Kim, J.H. (2004). "Experimental Study of a Compliant Mooring System for a Floating OWC Device of Offshore Catenary Moorings", Proc. of Int. Society of Offshore and Polar Engineers, Vol 1, pp 225-231.
- JAMSTEC (2004). Wave Energy Technology.
- Masuda Y. (1986). "Experience in Pneumatic Wave Energy Conversion in Japan," Proceeding of ASCE Specialty Conference on Utilization of Ocean Waves-Wave to Energy Conversion.
- McCormick, M.E. (1981). Ocean Wave Energy Conversion, A Wiley - Interscience Publication.
- Popov G. and Sankar S. (1995). "Modelling and Analysis of Non-linear Orifice Type Damping in Vibration Isolators", J. of Sound and Vibration, Vol 183, No 5, pp 751-764.
- White. F.M. (1974). Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill Inc., pp 141-145.

2005년 3월 28일 원고 접수

2005년 6월 20일 최종 수정본 채택