파랑관측부이의 성능예측을 위한 수치해석: 동적해석(규칙파)

Numerical Analysis for Predicting the Performance of Wave Observation Buoy: Dynamic Analysis under Regular Wave

전인식* · 민인기** · 민용침** · 오병철*** · 심재설**

*건국대학교 사회환경공학부 명예교수

**한국해양과학기술원 해양재난·재해연구센터

*** (주)해강기술

Insik Chun* · In-Ki Min** · Yongchim Min** · Byungcheol Oh*** · Jaeseol Shim**

*Emeritus Professor, Department of Civil Engineering, Konkuk University, Seoul, Korea

**Korea Institute of Ocean Science & Technology, Marine Disaster Research Center, Busan, Korea

***Sea & River Technology Inc., Gunpo, Korea

Abstract

The prediction of the performance of a wave observation buoy is very important to acquire both in-situ security and good observation quality. In the present study, a numerical method was set up to analyze the dynamic interaction of a spherical buoy with its single point mooring line subject to regular wave conditions. The method was applied to the condition of an existing hydraulic experiment, producing results that are well compatible with experimental results within the limited accuracy of the available data. It was argued that some discrepancies between the numerical and experimental results might be due to the uncertainties of the wave exciting forces acting on the buoy and the experimental conditions of mooring line. The method was finally applied to demonstrate two practical issues related to in-situ wave height measurements; the effect of buoy size on resulting heave motion and the aspect of the numerical integration of heave acceleration to get wave profile.

Keywords : Marine surface buoy, single point mooring, mooring tension, heave acceleration, wave rider buoys, field wave measurement

1. 서론

해상관측부이는 파랑과 흐름 및 바람에 의한 외력 환경에서 내구성을 잘 유지함과 동시에 본연의 해상계측을 정확하게 수행해야 한다. 최근에는 해상관측부이에 여러 종류의 센서를 탑재하여 심해역에 설치하는 것이 일반화되면서 부이의 규모 역시 대형화되고 있다. 우리나라 해역의 해상관측부이 운용 현황을 살펴보면, 기상청에서 21개의 해양기상부이와 62개의 파고 부이(KIOST, 2020), 국립해양조사원에서 33기의 해양관측부이를 운영하고 있으며(KHOA, 2019), 한국해양과학기술원에서 4기의 해양관측부이를 운영하고 있다. 이 중 기상청과 한국해양과학기술원에서 각각 2기, 1기의 대형 관측부이를 운영하고 있고, 한국해양과학기술원은 2021년 3기의 대형부이를 추가 설치할 계획이다. 이와 같은 대형부이는 유실될 경우, 결측에 따른 비용이 발생할 뿐 아니라 복구를 위한 추가적인 비용과 시간이 소요된다. 또한, 부이의 대형화는 일반적으로 외력에 대한 부

이 거동에도 영향을 미쳐 결국 계측센서의 성능변화를 초래할 수도 있다. 예를 들면, 가속도계를 사용하는 파랑부이의 경우, 중량 및 관성모멘트가 증가할수록 부이운동과 수면운동간 차이가 증가하여 부이 가속도로부터 도출되는 변위가 실제 파랑에 의한 수면변위를 잘 표현하지 못할 수도 있다. 따라서, 해상관측부이는 설치에 앞서 부이의 역학적 안정성과 성능에 대하여 심도 있는 사전 검토가 필요하다.

현재 국내에는 국립해양조사원 예규 (KHOA, 2021)로서 「해양관측시설 및 해양조사장비 관리지침」이 제정되어 있으나 관측부이의 제작 및 시험에 대한 국가표준의 세부지침이 마련되어 있지 않다. 부이를 해외에서 수입하는 경우 주로 제작사의 매뉴얼 및 시험성적표에 의존하여 설치 운영하는 것이 일반적이다. 최근 국내에서도 각종 관측부이를 제작하여 연근해에 다수 설치하고 있으나 제작 후 성능과 안정성에 대한 별도의 정확한 기술적 검토 없이 바로 해상에 설치하는 경우가 대부분이다. 이와 같은 방식은 다수의 시행착오를 초래할 가능성이 있으며 현장 성능시험

역시 많은 오차를 수반할 수밖에 없다. 이를 극복하기 위해서는 부이의 설계 및 제작단계에서부터 안정성과 성능에 대한 이론적 검토를 반드시 수행하여야 한다. 해상관측 부이에 대한 연구는 매우 오랜 역사를 가지고 있으나 실무적 관점에서 부이 성능시험에 유용하게 사용할 수 있는 이론적 틀이 국내외적으로 가용치 않은 실정이다. 물론 최근 ARIANE (2019), OrcaFlex (2020) 등의 상용 프로그램도 있으나 이들은 주로 파랑회절이 현저하게 발생하는 대형 부유식 구조물들을 대상으로 하고 있어 소형부이의 설계에 직접적으로 사용할 수 있을 지는 다소 의문이다. 최소한 이들을 다양한 현장조건에 보다 적합하게 이용하기 위해서라도 해상관측부이에 대한 이론적 이해가 선행되어야 한다.

Chun *et al.* (2020a)은 바람과 흐름 및 자중 등의 정적 외력에 대해서 관측부이 및 계류라인의 거동을 예측하기 위한 일종의 정적해석기법을 제시하였다. 본 연구에서는 규칙파랑에 대한 부이 및 계류라인의 동적거동을 예측하기 위한 동적해석기법을 수립하기로 한다. 부체와 계류라인의 동적거동을 연계하는 수치해석 연구는 Gobat and Grosenbaugh (2006), Patton (1972), Reid (1968) 등이 있으며, Oregon 주립대학교에서는 수리실험을 병행하는 일련의 수치해석 연구를 수행한 바 있다 (Idris, 1996; Chiou, 1990). 그러나, 이들 연구들은 대부분 대수심 부이를 대상으로 하여 부체의 파랑에 대한 동역학적 계수들 (부가질량 및 감쇠계수)을 구하는 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서는 천해 임의 수심에도 적용할 수 있는 동적해석기법을 수립하며 해석기법의 유효성을 검토하기 위하여 Oregon 주립대학교의 수리실험 결과 (Carpenter *et al.*, 1995; Jenkins *et al.*, 1995)와 비교한다. 아울러, 본 수치해석을 적용하여 부이 파고관측에 관련된 현실적인 두가지 주제, 즉, 부이규모가 파고관측에 미치는 영향과 그리고 부이의 가속도계 시그널을 적분하여 파랑 수면변위를 도출하는 방법에 대하여 검토하기로 한다.

2. 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서의 동적해석은 정적해석에 의하여 주어진 초기조건 (부이 및 계류라인의 정적변위)을 이용하여 입사파랑에 의하여 발생하는 부이 및 계류라인의 운동을 계산하기 위한 것이다.

2.1 좌표계

동적해석은 부이와 계류라인 각각에 대하여 이루어지며 부이-계류라인의 경계조건은 계류라인 부체부착점에서의 계류장력 및 부착점의 위치이다. 본 동적해석에 사용된 좌표계는 정적해석 (Chun *et al.*, 2020a)에서와 동일하며 Fig. 1에서 나타내는 바와 같이 총 5개의 좌표계, 즉, 관성좌표계 ($O_I - X_I Y_I Z_I$), 물체좌표계 ($O_B - X_B Y_B Z_B$), 케이블 좌표계 ($O_C - X_C Y_C Z_C$), 노드좌표계 ($O_N - X_N Y_N Z_N$)와 그리고 파랑

Fig. 1. Coordinate systems used in the analysis (O_I : inertial, O_B : body, O_W : wave, O_C : cable, O_N : node)

좌표계 ($O_W - X_W Y_W Z_W$)로 이루어진다. 파랑좌표계는 파 진행방향을 X_W 로 취하며 연직 상방향을 Z_W 로 한다. 부체운동은 총 6 자유도로 구성되며 X_I , Y_I 그리고 Z_I 의 각 축에 대한 병진 및 회전운동을 각각 (surge, roll), (sway, pitch) 그리고 (heave, yaw)로 정의하기로 한다. 물론 이와 같은 부체운동은 좌표변환에 의하여 타 좌표계에서의 값으로 쉽게 변환할 수 있다. 여기서, 관성좌표계의 원점은 정수면과 부체 연직중심선의 교점에 두며, 물체좌표계의 원점은 부이 무게중심 (C.G.)에 둔다.

부체운동과 관련된 벡터 및 텐서를 구성할 때 하첨자로 나타내는 경우가 많으며 보통은 1에서 3까지는 순서대로 각 축에 대한 병진운동 (surge, sway, heave)을, 그리고 4에서 6까지는 각 축에 대한 회전운동 (roll, pitch, yaw)을 나타낸다. 회전모멘트 및 변위 벡터는 각 축의 양방향을 보았을 때 시계방향을 양으로 취한다. 이와 같이 여러 동적계가 혼합되어 있는 경우에는 각 세부 동적계에 적합한 좌표계를 개별적으로 사용한 다음 최종 관성좌표계에서 통합하여 시스템 전체에 대한 동적해석을 수행하는 것이 편리하다.

2.2 부이의 동적거동

파랑에 의하여 부이는 일종의 왕복운동을 보이게 되며 Newton 제 2 법칙을 적용하면

$$M_b \ddot{x}_b = \sum F_{ext} \quad (1)$$

와 같다. 여기서 M_b 와 $\ddot{x}_b$ 는 부이의 6 자유도 운동에 대한 질량 (공기 중) 매트릭스와 가속도 벡터를 의미한다. 부이에 작용하는 외력의 합 $\sum F_{ext}$ 도 6자유도로 구성되며 부체에 작용하는 파력 F_{wave} 과 복원력 F_{res} 으로 이루어진다. 부

이에 의한 파랑회절과 방사를 고려하면 외력은 다시 입사파 파력 F_{inc} , 회절파 파력 F_{dif} 그리고 방사파 파력 F_{rad} 로 구성된다. 복원력은 부력에 의한 복원력 F_{hyd} 와 계류라인 장력에 의한 복원력 F_{moor} 로 구성된다. 이들의 관계를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\sum F_{ext} = F_{wave} + F_{res} \quad (2)$$

$$F_{wave} = F_{inc} + F_{dif} + F_{rad} \quad (3)$$

$$F_{res} = F_{hyd} + F_{moor} \quad (4)$$

입사파 파력은 입사파랑이 부이의 부재 시 부이의 가상표면에 작용했을 파압을 면적 적분하여 계산한다, 일명 Froude-Krylov력이라고도 하며 파랑좌표계의 임의 점 p (x_p, z_p)에 대하여 선형파 이론으로부터 다음과 같이 구할 수 있다 (Chakrabarti, 1987; pp. 232-244).

$$F_{inc} = F_{FK} = \int_{S_B} \left[\frac{\rho g n_p \cosh k(d+z_p)}{\cosh kd} e^{ikx_p} \right] dS_B \quad (5)$$

여기서, S_B = 부체 침수부분의 표면, ρ = 물의 밀도, g = 중력가속도, k = 입사파 파수, d = 수심, i = 복소수 표기이다. n_p 는 점 p 에서의 6자유도에 대한 법선벡터 (Newman, 1977)이다.

방사파 파력은 다시 부체의 가속도 $\ddot{x}_b$ 에 비례하는 부가질량력 F_{add} 와 속도 $\dot{x}_b$ 에 비례하는 파랑감쇠력 F_{dam} 으로 구성된다. 부가질량계수 M_a 와 감쇠력계수 C 를 사용하여 이들 힘들의 관계를 나타내면 다음과 같다.

$$F_{add} + F_{dam} = -M_a \ddot{x}_b - C \dot{x}_b \quad (6)$$

파랑감쇠는 방사파에 의한 부체 운동에너지의 저감 (radiation damping)을 의미한다. 사실 상기와 같은 에너지 감쇠에는 부체 자체의 소성변형에 의한 구조적 감쇠 (structural damping) 그리고 표면에서의 점성마찰감쇠 (viscous damping) 등도 있으나 일반적인 부이의 경우 이들은 파랑감쇠에 비하여 크기가 작기 때문에 본 부이 동적해석에서는 무시하기로 한다. M_a 와 C 그리고 회절파랑에 의한 파력 벡터 F_{dif} 는 별도의 경계치 문제를 해석하여 결정할 수 있으며 (Chun *et al.*, 2020b, Chun *et al.*, 2021) 여기서 자세한 설명은 생략하기로 한다.

부력 복원력 F_{hyd} 는 순수 파랑에 의한 부체운동에 의하여 추가적으로 발생하는 부력 및 모멘트를 의미한다. 부체의 병진 및 회전변위가 작다는 가정 하에 정수역학적 강성계수 (hydrostatic stiffness matrix) H (6×6)를 구성할 수 있으며 부이와 같은 축대칭 구조물에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다 (Newman, 1977).

$$F_{hyd} = Hx_b \quad (7)$$

여기서, $H_{33} = \rho g A$

$$H_{44} = \rho g V_s (GM_L)$$

$$H_{55} = \rho g V_s (GM_T)$$

이며, A = 정수면 상 부체단면적, V_s = 침수부피, GM_L : 중방향 경심고, GM_T = 횡방향 경심고이다.

계류장력에 의한 복원력 F_{moor} 역시 부력 복원력과 동일하게 파랑에 의하여 추가적으로 발생하는 계류력을 의미한다. 이에 대해서는 제 2.3절에서 다시 설명하기로 한다. 상기와 같은 관계들을 Eq. 1에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$[M_b + M_a] \ddot{x}_b + C \dot{x}_b + Hx_b + F_{moor} = F_{FK} + F_{dif} \quad (8)$$

Eq. 8의 우측 항을 통상 파랑강제력 (wave exciting force)으로 칭한다.

일반적으로 해양구조물을 설계할 시 파랑강제력은 구조물의 규모에 따라 산정 방법을 달리한다. Eq. 8은 사실상 구조물 주변에 파랑회절이 현저히 발생하는 대형 부유구조물에 적용할 수 있는 식이다. 파랑회절 대신에 물체 주변에 흐름박리 (flow separation) 및 와류가 심하게 발생할 수 있는 소형구조물에는 적합지 않다. 통상적으로 입사파장에 비하여 규모가 현격히 작은 구조물은 Eq. 8의 파랑강제력 대신에 관성력과 항력으로 구성되는 다음과 같은 모리슨 식을 이용하여 결정하는 것이 일반적이다. 즉,

$$F_{Morrison} = \rho_w C_b V_b a - \rho_w C_{ab} V_b \ddot{x}_b + \frac{1}{2} \rho_w C_{Db} A_{Tb} (u - \dot{x}_b) |u - \dot{x}_b| \quad (9)$$

여기서, C_b = 관성력계수, C_{ab} = 부가질량계수, C_{Db} = 항력계수, V_b = 침수부피, A_{Tb} = 파향에 대한 침수부피의 투영면적, a = 파랑에 의한 수립자 가속도, u = 파랑에 의한 수립자 속도, ρ_w = 해수밀도를 의미한다. Eq. 9는 부체운동에 의한 수립자의 상대 가속도 및 속도를 반영한 것이다. 사실 Eq. 9는 (정지부체+동요유체) 경우와 그리고 (동요부체+정지유체) 경우를 조합한 것이다 (Chakrabarti, 1987; pp. 187-188). Eq. 8의 우측 파랑강제력을 Eq. 9의 모리슨 파력으로 대체하면 소형부체의 동역학적 방정식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$[M_b + 2M_a] \ddot{x}_b + C \dot{x}_b + Hx_b + F_{moor} = \rho_w C_b V_b a + \frac{1}{2} \rho_w C_{Db} A_{Tb} (u - \dot{x}_b) |u - \dot{x}_b| \quad (10)$$

일반적인 해상 관측부이는 입사파 파장에 비하여 상대적으로 규모가 작기 때문에 Eq. 8보다는 Eq. 10이 원리상 보다

적합하다. 문제는 일부 침수된 부이의 수평방향과 연직방향에 대한 관성력계수와 항력계수를 얼마나 정확히 결정할 수 있는가이다. 현재로서는 이들 계수들 역시 정적해석(Chun *et al.*, 2020a)에서의 항력계수와 마찬가지로 잘 정량화되어 있지 않으며, 특히 연직방향 (heave 방향)에 대해서는 수립자가 구조물을 통과하는 것이 아니기 때문에 모리슨식만으로는 부체의 연직운동을 생성할 수 없다. 따라서, 본 동적해석에서는 Eq. 8에서 회절과 파력을 Eq. 10에서의 항력성분 (수평방향)으로 대체한 다음과 같은 식을 사용하는 것으로 하였다. 즉,

$$[M_b + M_a]\ddot{x}_b + C\dot{x}_b + Hx_b + F_{moor} = F_{FK} + \frac{1}{2}\rho_w C_D A_T (u - \dot{x}_b) |u - \dot{x}_b| + F_{sta} \quad (11)$$

Idris (1996)와 Zhu and Yoo (2016)도 부이에 대한 파랑강제력으로서 상기와 같은 조합을 사용하였다. 물론 이와 같은 파랑강제력의 조합은 모리슨식과 마찬가지로 이론적 근거가 약하기 때문에 산정오차가 발생할 가능성이 충분히 있다. 이에 대해서는 뒤에서 다시 언급하기로 한다. 또한, Eq. 11에서 F_{sta} 는 정적해석에서의 외력 (자중, 부력, 흐름 및 바람에 의한 항력, 정적 계류력)을 의미한다. 파랑작용시 부이의 연직운동 (heave)만을 고려할 경우에는 필요가 없으나 계류반력에 의한 수평운동 (surge)의 역제를 위해서는 F_{sta} 를 본 동적해석에서도 포함시킬 필요가 있다.

2.3 계류라인의 동적거동

본 연구의 선행논문 (Chun *et al.*, 2020a)에서는 계류라인을 물리적 특성을 달리하는 수개의 구간 (span)으로 나누고 각 구간을 다시 수개의 분절 (segment)로 분할한 다음, 각 분절의 역학적 평형을 고려하는 정적해석을 수행하였다. 실제 현장에서 사용하는 계류라인은 고무와 로프 그리고 경우에 따라서는 체인을 혼용하기 때문에 이와 같은 식으로 구간을 구분하는 것이 해석에 편리하기 때문이다. 따라서, 각 구간의 양단을 점하는 노드들은 정확히 물리적 특성의 경계점에 위치하게 된다. 또한, 라인 중간에 설치하는 중간부이 및 추 또는 관측센서가 분절 양단의 노드에 정확히 일치할 수 있도록 각 분절을 설정하였다. 본 동적해석에서도 정적해석에서 채용한 구간 및 분절 분할 방식을 그대로 수용하는 것으로 하여 각 분절의 동역학적 평형관계를 고려하였다.

계류라인의 동역학적 해석을 위한 방법은 직접적분법 (Idris, 1996; Chiou, 1989), 특성곡선법 (Patton, 1972; Nath and Felix, 1970), 집중질량법 (Buckham and Nahon, 2001; Delmer, *et al.*, 1983) 등 여러 종류가 있으나 본 연구에서는 집중질량 (lumped mass)을 각 분절의 노드에 일치시킴으로써 해석의 편리도를 도모할 수 있는 집중질량법을 이용하였다. Woo *et al.* (2017)

Fig. 2. External forces acting on a lumped mass on mooring line: (F_n, F_t) =normal and tangential hydrodynamic forces along the i -th segment, (F_{oh}, F_{ov}) =horizontal and vertical hydrodynamic forces on an intermediate object, T =line tension on the segment.

은 본 집중질량법을 이용하여 충격쇄파력에 대한 자켓식 해양구조물의 동적해석을 수행한 바 있다. Fig. 2는 i 번째 노드의 집중질량에 작용하는 외력들을 보여준다. 외력은 라인에 작용하는 장력 T_i 와 T_{i-1} , i 와 $i-1$ 번째 노드사이의 분절에서 법선과 접선 방향으로 작용하는 파력 F_n 과 F_t , 그리고 노드에 설치되어 있는 중간 물체에 작용하는 수평 및 연직파력 F_{oh} 와 F_{ov} 로 구성되며 이들 외력들이 모두 i 번째 노드에 설치되어 있는 집중질량에 작용하는 것으로 가정한다. 관성좌표계에서 집중질량에 뉴턴 제2법칙을 적용하면 Eq. 12와 같다.

$$(M_i + M_{ai})\ddot{x}_i = [(T_i - T_{i-1}) + F_{o,i} + \rho_w C_{L,i} V_i a + \frac{1}{2}\rho_w C_{D,i} A_{T,i} (u - \dot{x}_i) |u - \dot{x}_i|]_{inertial} \quad (12)$$

여기서, 각 변수는 모두 i 번째 집중질량에 대한 것이며, M_i = 집중질량, M_{ai} = 부가질량, $F_{o,i}$ = 중간물체에 작용하는 파력, $C_{L,i}$ = 분절의 관성력계수, $C_{D,i}$ = 분절의 항력계수, V_i = 분절의 침수부피, $A_{T,i}$ = 분절의 직각방향 투영면적, u , a = 수립자의 속도 및 가속도, $\dot{x}_i$, $\ddot{x}_i$ = 집중질량의 속도 및 가속도를 의미한다. 우측에서의 하첨자 'inertial'은 모든 외력벡터를 관성좌표계로 나타냄을 의미한다.

분절에 작용하는 모리슨 파력은 Fig. 1에서의 노드좌표계에서 결정하는 것이 바람직하며 이를 위해서는 파랑좌표계에서의 수립자 운동성분 (속도 및 가속도)을 노드좌표계로 변환해주어야 한다. 그리고 모리슨 파력은 다시 관성좌표계로 변환 후 Eq. 12를 적용하게 된다. 이와 같은 좌표계 변환은 라인장력 T_i 에 대해서도 동일하게 적용된다. 본 계류라인의 동적해석에서는 일반적인 관측부이에 사용되는 유연한 계류라인만을 대상으로 하기로 한다. 따라서, 각 분

절에 작용하는 전단력, 휨 및 비틀림 응력들을 합리적으로 무시할 수 있으며 단지 집중질량의 3 자유도 병진운동만을 고려하기로 한다.

라인장력 T_i 와 i 번째 분절에서의 운동에 따른 라인길이 변화 Δl_i 의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{T_i}{A_i} = E_i \epsilon_i = E_i \frac{\Delta l_i}{l_{oi}} \quad (13)$$

여기서, ϵ_i = 길이 변형률, E_i = Young 계수, l_{oi} = 초기상태 (무계류 상태)에서의 분절 길이, Δl_i = 라인의 거동에 따른 분절 i 의 길이변화이다. A_i , E_i 와 l_{oi} 는 주어지는 값이며 동적 라인장력과 동적 길이변화의 관계는 일종의 주어진 탄성계수 $K_i = A_i E_i / l_{oi}$ 를 갖는 스프링 공식으로 나타낼 수 있다. 즉,

$$T_i = \frac{A_i E_i}{l_{oi}} (l_i - l_{oi}) = K_i \Delta l_i \quad (14)$$

부체운동의 고유주파수는 부체의 질량 및 부가질량과 그리고 부력 및 계류 복원력계수들로 결정되며 이차원 부체의 경우 surge, heave 및 pitch에 대한 고유주파수는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{T_{sta,1}}{l_{s,1}(m+m_{a,s})}} \quad (15)$$

$$f_h = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_1 + H_{33}}{m+m_{a,h}}} \quad (16)$$

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{T_{sta,1} h_m (1 + h_m / l_{s,1})}{I_p + m_{a,p}}} \quad (17)$$

여기서, $T_{sta,1}$ = 분절 1에서의 정적 계류장력, $l_{s,1}$ = 정적평형상태에서의 분절 1 (부이와 처음 만나는 계류라인의 분절)의 길이, K_1 = Eq. 14에 의한 분절 1에서의 라인탄성계수, H_{33} = Eq. 7의 heave 복원력 강성 계수, h_m = 정적평형상태에서의 흘수, m = 부체의 공기 중 질량, I_p = pitch에 대한 부체 관성모멘트, $(m_{a,s}, m_{a,h}, m_{a,p})$ = surge, heave, pitch에 대한 부가질량이다.

2.4 수치해석

Eqs. 11과 12는 공히 연립 2차미분방정식으로서 이들을 연립 1차미분방정식계로 분해하면 다음과 같다.

- 부이

$$(D_b)_1 = \frac{dx_b}{dt} = \frac{[F_{FK} + F_{Drag} + F_{STA} - C_b \dot{x}_b - Hx_b - F_{moor}]}{C_b M_b} \quad (18)$$

$$(D_b)_2 = \frac{dx_b}{dt} \quad (19)$$

- 계류라인 집중질량 : n 개의 집중질량 ($i=1,2,\dots,n$)

$$(D_{c,i})_1 = \frac{d\dot{x}_i}{dt} = \frac{1}{C_{T,i} M_i} [(T_i - T_{i-1}) + F_{o,i} + \rho_w C_{T,i} V_i a + \frac{1}{2} \rho_w C_{D,i} A_{T,i} (u - \dot{x}_i) | u - \dot{x}_i |]_{inertial} \quad (20)$$

$$(D_{c,i})_2 = \frac{dx_i}{dt} \quad (21)$$

Eq. 18에서 관성력 계수인 C_b 는 부가질량계수에 1을 더한 값으로서 사실 상 $C_b M_b$ 은 Eq. 11에서 가속도 항에 곱해진 가상질량 (virtual mass) 매트릭스 $m + m_a$ 와 동일한 것이다.

본 동적해석에서 미지수는 부이의 6자유도 (3개의 병진운동, 3개의 회전운동) 운동변위와 속도, 그리고 계류라인 집중질량의 3자유도 (3개의 병진운동) 운동변위와 속도이다. 계류라인에 총 n 개의 집중질량을 설정한다면 총 자유도 또는 미지수는 $2 \times (6 + n \times 3)$ 개가 된다.

수치해석의 초기조건은 정적해석의 결과이며 정적평형상태에서의 부이 무게중심의 관성좌표 및 흘수, 부이의 무게중심에 대한 회전변위 (α, β, γ), 계류라인 부체부착점의 관성좌표 및 회전변위 (ϕ, θ, ψ) 그리고 각 분절의 무게류 및 정적평형상태에서의 길이 등이 포함된다. 수치해석은 이들 초기치에 시간경과에 따른 계산치를 누적시켜나가는 방식으로 진행된다.

부이와 계류라인간의 경계조건은 계류라인의 부체 부착점에 적용되며 부착점의 위치와 계류장력을 공유한다. 임의의 시간에서 부체에 작용하는 계류복원력 (Eq. 8)에서의 F_{moor} 는 Eq. 14를 이용하여 구하며 계류라인 상 각 집중질량의 위치는 부이운동에 따라 변하는 부체부착점의 위치변화로부터 결정된다.

상기 미분방정식 (18) - (21)의 해석을 수행하기 위하여 정적해석에서와 마찬가지로 4차 Runge-Kutta 방법 (Burden and Faires, 1985)을 사용하였다. 계산절차는 Fig. 3과 같다.

3. 수리실험결과와의 비교

3.1 수리실험의 개요

수립된 동적해석 기법의 적용성을 고찰하기 위하여 기존의 수리실험결과와 비교하였다. 오레곤 주립대학교 (OSU)에서는 1점 계류 구형 부이에 대하여 Fig. 4와 같은 수리실험을 수행하였다 (Idris, 1996; Carpenter *et al.*, 1995; Jenkins *et al.*, 1995). 부이의 운동변위는 그림에서 보이듯이 조파수조 위에 설치되어 있는 비디오카메라로 관측되었으며 계류장력은 장력계에 의하여 라인의 상단과 하단에서 각각 측정되었다.

Fig. 3. Flow chart of the FORTRAN program for dynamic analysis (single point mooring).

Fig. 4. Experimental scheme of OSU hydraulic experiment (captured from Idris (1996)).

상기 문헌들을 종합하여 실험조건을 정리하면 Table 1과 같다. 여기서 계류라인 앵커의 수심 d_m 의 정확한 값은 문헌에서 명시되지 않았으며 그림에서 산출한 값이기 때문에 다소의 오차가 있을 수 있다. 그리고 동적해석에 사용되는 입력조건은 대부분 문헌들에서 제시되어 있으나 무게류 라

Fig. 5. Experimental relationship between the strain rate and line tension of the mooring line used in the hydraulic experiment.

인장 L_0 과 Young 계수 E 가 제시되어 있지 않다. 대신 저자들은 계류라인의 변형률 (ϵ)-장력 (T)의 실험적 관계를 제시하였다. 본 연구에서는 이 실험적 관계의 회귀식을 Fig. 5와 같이 도출하였으며 이 식을 이용하여 무게류 라인장 L_0 와 E 를 다음과 같이 산정하였다.

계류상태에서 부체무게 W_b , 라인의 수중무게 W_c , 부이부력 F_b 그리고 라인장력 T 에 대해서 다음 식과 같은 역학적 평형관계를 고려한다.

$$T = F_b - W_b - W_c \quad (22)$$

주어진 홀수에 대한 F_b 를 구한다. 그리고 임의의 가정된 무게류 라인장 L_o 에 상응하는 W_c 를 이용하여 T 를 구하고 이를 Fig. 5의 회귀식에 대입하여 변형률 $\epsilon (= \Delta L/L_o)$ 을 구한다. 변형률 ϵ 의 정의대로 계류상태에서의 라인장 L_m 에 대하여 무게류 라인장을

$$L_o = L_m / (1 + \epsilon) \quad (23)$$

와 같이 구한다. 이를 다시 Eq. 19에 대입하여 변화가 미미할 때까지 새로운 L_o 를 구하는 식의 반복계산을 수행한다. 주어진 L_m 에 대하여 이와 같이 ϵ 과 T 를 특정하면 AE 는 Eq. 13을 이용하여 구할 수 있다. Table 1에 제시된 L_o 과 E 는 이와 같이 산정한 값들이다.

Table 1에서의 관성모멘트 (mass moment of inertia)에 대하여 상기 문헌들에서는 일종의 추시험 (pendulum test)을 통하여 값들을 도출하였다고 되어 있다. 그러나 제시된 값

들은 속이 비어 있어 질량이 테두리에 집중되어 있는 구형 부체 (hollow sphere)의 이론적인 관성모멘트 $2mr^2/3 (= 0.152)$ 를 초과하는 문제점이 있다. 따라서 본 동적해석에서는 관성모멘트의 값을 0.241 대신에 0.15를 사용하는 것으로 하였다.

3.2 수치해석의 수행

동적해석에 앞서 정적해석 (Chun *et al.*, 2020a)으로 정적 평형상태를 구현하여 동적해석의 초기조건을 결정하였다. 본 수치해석에서는 흐름 및 바람 등의 정적 외력은 별도로 존재하지 않기 때문에 정적하중으로서 Table 1에서의 계류 상태 홀수 (0.148 m)를 구현할 수 있는 부이 자중, 부력 그리고 계류장력만을 고려하였다. 정적평형 상태에서의 계류장력은 부체부착점에서 8.5 N으로 계산되었다.

부이가 갖는 부가질량 및 감쇠 매트릭스 그리고 Eq. 5의 Froude-Krylov 력을 구하기 위하여 Fig. 6에서 보이는 바와 같이 부이 침수부분에 대하여 절점 수 706, 패널 수 702의 사각형과 삼각형의 혼합격자망을 생성하였다. Eq. 11에서

Table 1. Experimental conditions of the hydraulic experiment performed by Oregon State University (Idris, 1996; Carpenter, *et al.*, 1995; Jenkins, *et al.*, 1995)

Items	Properties	Unit	Symbol	Dimension	Remarks
Buoy	Material	hollow spherical shell filled with foam			
	Diameter	m	D_b	0.343	$r = \text{radius}$
	Mass in air	kg	m_b	7.749	
	Mass moment of inertia	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	I_x, I_y	0.241	0.15 was used in the numerical analysis
	Unmoored draft	m	h_o	0.135	
	Moored draft	m	h_m	0.148	
	Distance of the center of gravity from the buoy bottom	m	K_G	0.134	
Mooring line	Material	surgical rubber tubing (An experimental relationship between tension and linear strain was provided)			
	Submerged mass per unit length	kg/m	m_c	1.07×10^{-3}	
	Outer diameter	cm	D_c	0.794	
	Cross-sectional area	m^2	A_c	4.53×10^{-6}	
	Moored length	m	L_m	2.692	
	Unmoored length	m	L_o	2.077	estimated
	Young's modulus	Gpa	E	6.325×10^{-3}	estimated
Water depth		m	d	3.500	
Depth of anchor point		m	d_m	2.840	$d_m = L_m + h_m$
Wave (period, height)		s, m	T, H	A: 2.0, 0.457	
				B: 3.0, 0.762	
				C: 4.0, 0.762	
Natural frequency	surge	Hz	f_s	0.115	
	heave	Hz	f_h	1.410	
	pitch	Hz	f_p	0.719

Fig. 6. Buoy and mooring schemes used in the numerical analysis (Left: segmentation of mooring line, Right : Quadrilateral and triangular mixed mesh used in the calculation of added mass and damping matrices, and Froude-Krylov force. The point o is the origin of inertial coordinates).

Fig. 7. Comparison of the calculation results on the kinematic properties of buoy motions for wave condition B (left : surge, right : heave): (a_x, a_z) =surge and heave accelerations, (u, v) =surge and heave velocities, (x, z) =surge and heave displacements, η =wave profile.

의 부가질량계수와 감쇠계수는 유한 또는 무한수심 Green 함수를 해석하는 Chun *et al.*, (2021)의 방법을 이용하여 계산하였다.

계류라인은 단일 구간, 20개의 분절 (segment)로 분할하였으며 이 결과를 그대로 20개 집중질량을 갖는 동적해석의 초기조건으로 사용하였다. 수치해석에서 Runge-Kutta 방법의 적용을 위한 계산 시간간격은 계산의 안정성을 고려하여 $\Delta t = 10^{-4}$ 초로 충분히 작게 취하였다. 그리고 초기 계산의 안정성을 위하여 처음의 두 파랑주기 구간에 느린 시작 (slow start) 기능을 설정하였다. Eqs. 15 - 17을 이용하여 surge, heave와 pitch의 공진주파수를 계산한 결과, 각각 $f_s = 0.08$ Hz, $f_h = 1.17$ Hz, $f_p = 0.86$ Hz로서 수리시험을 수행한 저자들이 제시한 공진주파수(Table 1)와 대체적으로 유사한 값을 보였다.

3.3 결과 및 분석

수치해석의 타당성을 검토하기 위하여 Table 1의 파랑조건 B에 대하여 surge 및 heave의 운동성분들 (변위, 속도, 가속도)을 계산하여 동일 위치에서의 수면변위와 함께 Fig. 7에 도시하였다. 그림에서 부체의 수평속도 성분 u 는 수면변위와 동위상을 보이며 연직속도 성분 v 는 90도의 위상차를 나타냄을 볼 수 있다. 수평가속도 성분 a_x 는 수면변위와 90도의 위상차를, 연직가속도 성분 a_z 는 180도의 위상차를 나타낸다. 한편, surge는 수면변위와 90도의 위상차를 그리고 heave는 동일 위상을 보이고 있다. 이와 같이 본 부체운동은 일반적인 선형파의 수립자 운동에 잘 순응하는 것으로 나타났다. 물론, 부이의 질량이 증가하면서 부체운동과 수립자 운동 사이에 다소의 위상차가 발생할 수 있다.

Fig. 8은 계류라인 상 절점 5와 절점 15 (Fig. 6)에서의 수평 및 연직위치와 절점에서의 장력의 시간적 변화를 도시

Fig. 8. Mooring line displacement and tension at two nodes with different heights for wave condition B (left : upper node #5, right : lower node #15) : (x, z) = horizontal and vertical displacements, η = wave profile).

Fig. 9. Comparison of numerical and experimental results for buoy motions and line tension (solid : numerical, dotted : experimental): wave condition A ($T=2$ sec, $H=0.457$ m).

한 것이다. 부이의 운동과 마찬가지로 입사파의 주기에 부합하는 시간변화를 보여주며 바닥으로 갈수록 운동의 진폭이 감소함을 볼 수 있다. 계류장력은 이 두 절점 사이에 차이가 별로 발생하지 않는다. 계류라인이 매우 가벼우며 직경이 작아 파력의 작용이 미미하기 때문이다. 결과적으로, 본 동적해석에서 부체운동과 계류라인 간에 동력학적 상호관계가 잘 구현되는 것으로 판단된다.

Table 1의 실험조건에 본 동적해석을 적용하여 그 결과를 Idris (1996)의 수리실험결과와 Fig. 9 - Fig. 11에 비교하였다. 비교대상은 Table 1의 세 파랑조건들 (A, B, C)에 대한 변위 (surge, heave, pitch)와 라인상단에서의 장력이다. 본 그림들에서는 해석결과와 실험결과의 위상일치를 위한 별도의 노력을 하지 않았으며 각 시그널의 변동 폭의 비교에 주안점을 두었다.

상기 그림들에서 Heave에서는 수치해석과 수리실험간 비교적 양호한 정량적 유사성을 보이거나 surge와 pitch에서는 수치해석이 그리고 계류장력에서는 수리실험의 값들이 상

대적으로 큰 것으로 나타났다. Surge에 주목하여 보면 파랑 조건 B의 경우 수면에서의 수립자의 수평운동 변위는 약 0.41m로서 수리실험결과가 이에 보다 근접함을 알 수 있다. 부이의 관성에 의하여 부이의 운동변이가 수립자 변이를 초과할 수도 충분히 있기 때문에 상기 결과들의 차이에 대한 근본 원인을 세부적으로 고찰하기 위해서는 부이의 질량계수, 감쇠계수, 파랑강제력 그리고 계류라인의 Young 계수 등을 총체적으로 검토해야 한다. 수치실험을 해 본 결과, 부이운동은 파랑강제력에 의하여 주로 지배를 받으며 부가질량과 감쇠계수에 대해서는 다소 둔감한 편이다. 본 연구에서는 파랑강제력으로서 Froude-Krylov력과 Morison 수평파력을 결합하여 사용하는 것으로 정한 바 있다. 앞서서도 언급하였지만 이와 같은 설정은 정확한 이론적 기반이 약하기 때문에 그 정확도에 대해서는 다소의 의문의 여지가 있다고 볼 수 있다.

계류장력에 대해서는 본 파랑강제력 결정의 불확실성과 그리고 수리실험 상 계류라인의 불확실성 및 비디오 관측

Fig. 10. Comparison of numerical and experimental results for buoy motions and line tension (solid : numerical, dotted : experimental); wave condition B ($T=3$ sec, $H=0.762$ m).

Fig. 11. Comparison of numerical and experimental results for buoy motions and line tension (solid : numerical, dotted : experimental); wave condition C ($T=4$ sec, $H=0.762$ m).

방법의 불확실성 등의 복합적인 소인이 작용했을 가능성이 있다. 상기 그림들에서 계류장력은 파랑에 의한 변동장력이다. 따라서 전체적인 계류장력은 본 변동장력에 정적평형상태에서의 장력인 8.5 N을 합산하여 구하게 된다. 그러나 수리실험결과를 보면 음수 쪽 값이 이 8.5 N을 초과하여 일종의 이완상태 (slack)를 보여야 함에도 불구하고 여전히 긴장상태의 값들을 보여주고 있다. 정적 계류장력이 거의 부체의 공기 중 무게와 주어진 흘수 (Table 1)만으로 결정됨을 상기하면, 본 정적계류장력은 계류라인의 소재와 무관하게 결정되는 것이며 따라서 이와 같은 정적계류장력을 초과하는 상태에서 긴장상태 일변도의 실험결과가 나올 수 없다. 이 문제 외에도 수리실험에서 도출하고 본 수치해석에서 이용한 변형률 (ϵ)-계류장력 (T)의 실험적 관계 (Fig. 5)에서 de/dT 의 값이 실제보다 과대평가 되었을 가능성도 있다. 주어진 계류라인의 단면적에 대하여 de/dT 가 감소하면 정적해석에서 영계수 E 값이 더 크게 도출되었을 것이며 결국 파랑에 의한 변동장력도 보다 크게 나올 수 있기 때문이다. 실제로 본 수치해석에서도 가상적으로 E 값을 두

배로 입력하면 실험치와 계산치가 거의 유사하게 나타난다. 이와 같이 본 동적해석에서 사용된 E 값에도 다소의 불확실성이 있다고 볼 수 있다.

본 수리실험 데이터를 제공한 Idris (1996) 역시 계류라인의 불확실성에 대해서 언급한 바 있다. 따라서, 본 동적해석의 정확도를 보다 제고하기 위해서는 계류라인의 물리적 특성과 제원이 확실하게 설정된 정밀한 수리실험이 이루어질 필요가 있을 것으로 판단된다. 아울러 파랑강제력의 유효성에 대해서도 보다 면밀한 이론적 고찰이 이루어질 필요가 있다.

4. 부이의 안정성과 파고관측성능에 대한 고찰

수립된 동적해석기법을 이용하여 실제 현장에 설치하는 관측부이의 안정성과 파고관측성능을 검토하였다. 제 3에서 기술하였듯이 수치해석의 성능이 완벽하게 검증되지는 않았지만 비교적 실험결과와의 일치정도가 양호하였던 heave 운동의 해석결과를 주로 이용하는 파고관측 성능에 대하여

고찰하기로 한다.

4.1 부이의 안정성

본 동적 수치해석은 원리 상 고무, 로프 및 사슬 등의 복합소재로 이루어져 있으며 또한 중간에 관측센서들을 포함하여 중간 추 및 부이가 설치되어 있는 계류라인에 대하여 구간별 장력을 계산할 수 있는 기능을 가지고 있다. 라인의 안정성을 검토하기 위해서는 각 구간별 계산 장력을 소재의 허용응력과 비교하는 과정을 갖는다. 제 3장에서도 언급하였듯이 본 수치해석에서 계류장력의 예측성능을 좀 더 보완한다면 계류라인의 초기 설계단계에서의 참고치 정도는 충분히 제공할 수 있을 것으로 판단된다. 그러나 실제 현장에서의 관측부이 유실은 태풍 등 매우 거친 날씨에 발생하며 수면에서의 풍성류와 고파랑의 복합작용에 의하여 부이가 한 쪽으로 밀려간 상태에서 계류라인 및 부체접속부의 파괴가 발생하는 것으로 판단된다. 더욱이, Chun *et al.* (2020a)에서 알아보았듯이 강한 해류에서는 부이 전체가 수몰되는 현상이 발생한다. 이와 같은 극한 상황들은 본 동적해석에 반영되어 있지 않다. 본 동적해석은 소정의 홀수를 갖는 부이에 선형파가 입사하며 부이도 선형 부체운동을 갖는다는 것을 가정하고 있다. 고파랑 상황에서는 파랑과 부체운동 공히 이와 같은 선형성을 현저히 벗어날 수 있다.

저자가 아는 범위에서는 현재 국제적으로 통용되는 관측부이의 설계하중을 결정하기 위한 지침은 가용치 없다. 따라서, 부이 계류시스템의 안정성에 대한 포괄적인 지침을 당장 마련하는 것은 쉽지 않다. 일단 미국의 NDBC (2021)을 포함하여 관측부이를 운영하는 기관들의 설계관행을 포괄적으로 검토할 필요가 있다. 아울러, 기존 타 부유식 시설 등에 대한 계류설계를 다각도로 검토하여 참조할 필요가 있다.

4.2 관측부이 규모에 따른 파고관측 성능의 차이 검토

파고부이의 성능은 부이가 수립자 운동에 순응하여 부이의 연직가속도가 수립자 가속도와 일치할 때 가장 우수하게 구현될 수 있다. Fig. 12는 파랑조건 B에 대해서 수리실험 부이와 그리고 Froude 상사율에 의거, 규모를 두배로 설정한 가상적 시험부이의 heave 가속도를 비교한 것이다. 실험실 부이는 선형파의 가속도와 매우 유사한 결과를 보이거나 시험부이의 가속도는 이보다 다소 큰 것으로 나타났다. 이에 대한 원인은 부이의 공진에 관련되어 있는 것으로 볼 수 있다. Eq. 16으로 시험부이의 heave 고유주파수를 계산해본 결과, 계산치 (0.82 Hz)가 수리실험 부이 (1.17 Hz)보다 입사파 주파수 (0.33 Hz)에 보다 근접하기 때문에 보다 큰 변위 및 가속도가 발생할 수 있다. Froude 상사율에 의거, 크기가 l_r 배 커지면 고유주파수는 $\sqrt{l_r}$ 배 작아진다.

하나의 부이에 여러 종류의 관측센서들이 탑재되면서 부이가 대형화되고 있다. 그러나, 부이의 중량과 부력 특성이

Fig. 12. Comparison of vertical accelerations between buoy and water particle at the water surface (solid : water particle, dotted : buoy); wave condition B.

변화하면서 부이의 고유주파수가 변할 수 있으며 입사파 주파수와 공진을 일으킬 경우 heave 변위와 실제 수면변위 간에 차이가 증가함으로써 파고관측에 오류가 발생할 수 있다. 부이의 설계단계에서 공진의 가능성에 대한 면밀한 검토가 요구되며 경우에 따라서는 보정방법을 사전에 강구할 필요가 있다.

4.3 가속도 시그널의 적분에 의한 파고산출

가속도계를 탑재한 파랑관측부이는 독취된 연직가속도 (heave 가속도) 시그널을 두 번 적분하여 변위를 계산한 후 파고를 산출한다. 물론, 본 수치해석에서 사용한 Runge-Kutta 방법도 일종의 적분과정을 거쳐 Fig. 9의 heave 시그널을 구했지만 실제 해역에 설치되는 가속도계 파고계는 수치해석에서 만큼의 짧은 독취 시간간격을 채택할 수 없다. 대신 2 - 3 Hz의 독취간격으로 1 - 25초 주기의 파랑을 관측한다. 문제는 이와 같이 저독취율 가속도 데이터를 어떤 방식으로 수치적분하여 소기 원하는 파고를 얻느냐 하는 것이다.

제 3절에서의 수리실험이 대략 1/20 스케일 실험이라고 보면 현장 2 Hz에 상응하는 실험실 독취간격은 약 0.1초 정도가 된다. 수치해석을 적용하여 0.1초 간격으로 수면에서의 heave 가속도 시그널을 구한 후 이를 두 번 적분하여 heave 변위 시그널을 계산하였다. 적분은 단순 구적법을 적용하였으며 적분을 수행할 때 마다 발생하는 계산결과의 표류 (drift)는 고주파 통과필터로 제거하였다. 필터의 차단주파수는 입사파 주기 (3초)에 해당하는 주파수의 반으로 취하였다. 선형파의 이론적 가속도 시그널에도 동일한 방법을 적용하여 heave 변위를 구한 다음, 이들 시그널들을 선형파 파형과 함께 Fig. 13에 도시하였다. 그림에서 이 들 세 변위 시그널들이 정량적으로 매우 유사함을 볼 수 있다. 이와 같이 파고계로 일단 정확한 가속도 시그널을 얻은 다음 여기에 적절한 고주파 통과필터를 적용한다면 매우 정확한 파고시그널

Fig. 13. Comparison of heave signals integrated from acceleration data and theoretical wave profile: wave condition B.

을 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 1점 계류된 해상관측부이의 관측성능을 사전 검토하기 위한 동적해석기법을 수립하였다. 동적해석의 선행단계로서 바람과 흐름 및 자중에 대한 정적해석을 수행하여 부이의 정적변위를 계산한 다음 이 결과를 동적해석의 초기조건으로 하여 규칙파 입사에 대한 동적해석을 수행하였다. 본 연구의 세부 결론은 다음과 같다.

- 계류라인의 부체부착점에서의 장력을 경계조건으로 하여 부이의 6자유도 운동과 계류라인 집중질량의 3자유도를 미지수로 하는 전체적인 동적방정식을 구성하여 4차 Runge-Kutta 방법으로 적분한 결과 안정적인 정상적 시계열 자료를 얻을 수 있었다.
- 수치해석을 기존의 이차원 수리실험 조건에 적용하여 그 결과를 실험결과와 비교하였다. 파고관측의 수단이 되는 heave 변위는 비교적 양호한 정량적 유사성을 보였으나 surge와 pitch에서는 상대적으로 큰 차이를 보였다. 이에 대한 원인은 주로 파랑강제력으로 Froude-Krylov력과 모리스 항력을 합성하여 사용하는데 따른 오차와 수리실험 계류라인의 물리적 불확실성에 있는 것으로 판단된다. 정확한 파랑강제력을 특정하기 위한 별도의 이론 및 실험적 연구가 수행될 필요가 있을 것으로 판단된다.
- 부이의 대형화에 따른 파고관측성능의 차이를 고찰하기 위하여 수리실험 부이의 크기를 두 배로 하고 중량 및 관성모멘트를 Froude 상사율에 의거하여 조정된 시험부이를 설정하여 파고관측성능을 비교하였다. 동일한 파랑조건에 대하여 시험부이의 heave변위가 수리실험 부이보다 다소 크게 나타났다. 이에 대한 원인은 부이가 커지면서 공진 주파수가 입사파 주파수에 보다 근

접하기 때문인 것으로 판단된다. 실제 실험역 부이에서도 이와 같은 상황이 발생할 수 있기 때문에 부이의 설계단계에서 부이의 크기에 따른 파고관측 성능에 대한 분석이 요구되며 경우에 따라서는 보정방법을 사전에 강구할 필요가 있다.

- 수리실험결과와 정량적 유사성이 비교적 높았던 heave 가속도 계산결과를 이용하여 파랑관측부이의 성능을 검토하였다. 먼저 일반적인 현장관측에 상응하는 실험실 독취간격으로 얻어진 연직가속도의 시계열을 시간적분하여 heave 변위를 얻는 방법을 제시하였다. 두 번의 적분과정 중 도입되는 표류를 억제하기 위하여 고주파 통과필터를 적용하였으며 입사파 주파수의 반 정도를 차단주파수로 사용한 결과 입사파고와 매우 유사한 heave 변위를 얻을 수 있었다.

본 수치해석 연구에서는 부이의 파고관측에 이용되는 heave 운동은 수리실험결과와 비교적 잘 일치하였으나 타 운동변위들 (surge와 pitch)과 계류장력은 다소의 차이를 보였다. 해석결과에 대한 보다 정확한 검증은 위해서는 부체와 계류라인의 물리적 특성이 명확히 정의된 정밀한 수리실험을 수행할 필요가 있을 것으로 판단된다. 아울러, 본 연구에서 채택한 파랑강제력의 유효성에 대해서도 보다 면밀한 이론적 고찰과 개선이 이루어질 필요가 있다.

감사의 글

본 연구는 2021년 해양수산부의 재원으로 한국해양과학기술원의 지원을 받아 수행되었음(첨단해양과학기술기 구축 및 융합연구).

References

- ARIANE (2019). Advanced mooring software, <https://marine-offshore.bureauveritas.com/ariane-advanced-mooring-software> (last date accessed: 7 April 2021).
- Buckham, B. and Nahon, M. (2001). "Formulation and validation of a lumped mass model for low-tension ROV tethers." *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol. 11, pp. 282-289.
- Burden, R. L. and Faires, J. D. (1985). *Numerical analysis*, Prindle, Weber & Schmidt.
- Carpenter, E. B., Leonard, J. W. and Yim, S. C. S. (1995). "Experimental and numerical investigations of tethered spar and sphere buoys in irregular waves." *Ocean Engineering*, Vol. 22, No. 8, pp. 765-784.
- Chakrabarti, S. K. (1987). *Hydrodynamics of offshore structures*, Springer-Verlag.

- Chiou, R. (1989). *Nonlinear hydrodynamic response of curved singly-connected cables*, Doctoral dissertation, Dept. of Civil Eng, Oregon State University.
- Chun, I., Min, I. and Min, Y. (2020a). "Numerical analysis for predicting the in-situ stability and performance of ocean surface buoy - Static analysis." *Journal of Coastal Disaster Prevention*, Vol. 7, No. 4, pp. 213-220 (in Korean with an English abstract).
- Chun, I., Min, I. and Oh, B. (2020b). "Reexamination on the determination of added mass and damping coefficients of floating objects." *Journal of Coastal Disaster Prevention*, Vol. 7, No. 4, pp. 297-305 (in Korean with an English abstract).
- Chun, I., Oh, B., Kim, D.-H. and Shim, J. (2021). "A new method for determining added mass and damping coefficients of floating objects in infinite water depth: Residue integration of singular free surface term." *Journal of Coastal Disaster Prevention*, Vol. 8, No. 1, pp. 22-27 (in Korean with an English abstract).
- Delmer, T. N., Stephens, T. C. and Coe, J. M. (1983). "Numerical simulation of towed cables." *Ocean Engineering*, Vol. 10, pp. 119-132.
- Gobat, J. I. and Grosenbaugh, M. A. (2006). "Time-domain numerical simulation of ocean cable structures." *Ocean Engineering*, Vol. 33, pp. 1373-1400.
- Idris, K. (1996). "Coupled dynamics of buoys and mooring tethers." Doctoral dissertation, Dept. of Civil Eng., Oregon State University.
- Jenkins, C. H., Leonard, J. W., Walton, J. S. and Carpenter, E. B. (1995). "Experimental investigation of moored-buoys using advanced video techniques." *Ocean Engineering*, Vol. 22, No. 4, pp. 317-335.
- KHOA (2021). "Marine observation facility and marine survey equipment management guidelines." *Administrative Rule #146*, Korea Hydrographic and Oceanographic Agency, <https://www.law.go.kr/LSW/admRulLsInfoP.do?admRulSeq=2100000067> 609 (last date accessed: 7 April 2021) (in Korean).
- KHOA (2019). *Research report for enhancing Oceanographic Forecast Decision Support System in Korea Ocean Observing Network*, 11-1192136-00507-01, Korea Hydrographic and Oceanographic Agency, Busan, Korea, pp. 82-85.
- KMA (2020). *Monthly Report of Marine Data*, 11-1360000-0008 17-06, Korea Meteorological Administration, Seoul, Korea, pp. 1-5.
- Nath, J. H. and Felix, M. P. (1970). "Dynamic of single point mooring in deep water." *Journal of Waterways, Harbours and Coastal Engineering Division, ASCE*, Vol. 96, No. 4, pp. 815-833.
- NDBC (2021). National Data Buoy Center, National Oceanic and Atmospheric Administration, <https://www.ndbc.noaa.gov/> (last date accessed: 7 April 2021).
- Newman, J. N. (1977). *Marine hydrodynamics*, The MIT Press, pp. 285-311.
- OrcaFlex (2020). Orcina Ltd., <https://www.orcina.com/orcaflex/> (last date accessed: 7 April 2021).
- Patton, K. T. (1972). *The response of cable-moored axisymmetric buoys to ocean wave excitation*, NUNC Technical Report 4331, Naval Underwater Systems Center, pp. 56-57.
- Reid, R. O. (1968). *Dynamics of deep-sea mooring lines*, Texas A&M University, College of Geoscience, Dept. of Oceanography, Project 204, Reference 68-11F.
- Woo, C., Chun, I., Navaratnam, C. U. and Shim, J. (2017). "Numerical analysis of dynamic response of jacket structures subject to slamming forces by breaking waves." *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 404-417.
- Zhu, X. and Yoo, W.-S. (2016). "Dynamic analysis of a floating spherical buoy fastened by mooring cables." *Ocean Engineering*, Vol. 121, pp. 462-471.