



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

박사학위논문

거북모사 유체동력 터빈 설계를 위한
매개변수 연구

정다솜

제주대학교 대학원
에너지응용시스템학부 기계공학전공

2024년 2월

거북모사 유체동력 터빈 설계를 위한 매개변수 연구

이 논문을 기계공학 박사 학위논문으로 제출함

정 다 슝

제주대학교 대학원

에너지응용시스템학부 기계공학전공

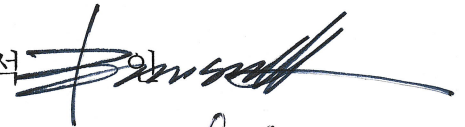
지도교수 고 진 환

정다슝의 기계공학 박사 학위논문을 인준함

2023년 12월

심사위원장

김 범 석



위 원

정 지 현



위 원

고 진 환



위 원

김 지 훈



위 원

양 중 민



List of Contents

List of Contents.....	I
List of Tables	IV
List of Figures.....	V
List of Nomenclature	VII
요약.....	IX
I. 서론	1
1. 유체동력 터빈(Hydrokinetic turbine)	1
2. 생체모방 기술을 적용한 플래핑-포일 시스템(flapping-foil system)	2
1) 생체모방 추진기(biomimetic thruster)	2
2) 생체모방 발전기(biomimetic generator)	3
3. 플래핑-포일 유체동력 터빈(flapping-foil hydrokinetic turbine, FHT)의 운동학	4
4. 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT)	7
5. 거북이의 움직임 모사 연구	9
6. 연구 목표	12
II. 반쪽 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈(TFHT) 설계.....	13
1. 설계 컨셉 및 사양	13
2. 수치 해석 도구.....	17
1) CFD 코드 및 그리드 시스템(grid system) 정보	17
2) 수렴성 확인 및 수렴해 검증.....	19
3) 성능 지표.....	22
3. TFHT 매개변수 분석 계획	26

1) 이격거리(L_x) 및 위상차(ϕ_{1-2})	26
2) 피치각(pitch angle, θ) 및 무차원주파수(reduced frequency, f^*)	27
4. 결과 및 논의	28
1) 기본 조건 세트에서 이격거리와 위상차의 영향	29
2) 피치각(pitch angle) 영향	33
3) 무차원주파수(reduced frequency, f^*) 영향	35
4) 대표 사례의 결과 비교	36
5) 추가적인 해석 조건 및 최종 최적 결과	42
5. 소결론	46
III. 양쪽 4개 수중익을 가진 TFHT설계	47
1. 생체 모방 방식 및 시스템	47
1) 동위상 및 역위상	47
2) 시스템 사양 및 매개변수	49
2. 수치적 해석 방법	50
1) 수렴성 확인	50
2) 성능 지표	52
3. 해석 계획	53
1) 앞·뒤 수중익의 출력 성능 분석 계획	53
2) 하중해석을 위한 4개의 수중익 위상	55
4. 결과 및 논의	56
1) 앞·뒤 수중익의 출력 성능	56
2) 터빈 본체 하중해석	69
5. 소결론	71
IV. 결론	72
Reference	74

Abstract.....78

List of Tables

Table 1 System information	13
Table 2 Initial parameter sets	26
Table 3 Parameter sets	27
Table 4 Results of parametric analysis	28
Table 5 Additional condition sets.....	42
Table 6 System specifications and operational information.....	50
Table 7 Information of mesh cases for convergence check.....	51
Table 8 Analysis conditions	54
Table 9 Results of power performance	56
Table 10 Results of load analysis	69

List of Figures

Fig. 1 Comparison of power density between hydrokinetic turbine and wind turbine [5]	1
Fig. 2 Types of the hydrokinetic turbine.....	2
Fig. 3 Flapping turbine by mimicking a manta-ray [29].....	4
Fig. 4 Effect of pitch amplitude [27]	5
Fig. 5 Contour map of the power efficiency distribution [42]	6
Fig. 6 Movement of right swing type.....	7
Fig. 7 Spatial configuration nomenclature [10].....	9
Fig. 8 The locomotion types of a marine turtle and a freshwater turtle [50].....	10
Fig. 9 Lateral view of the paths taken by the distal-most point of the forelimb [52]	11
Fig. 10 Design of crank-rocker linkage TFHT system	14
Fig. 11 Example of front-lead and rear-lead.....	15
Fig. 12 Grid system	19
Fig. 13 Convergence check of mesh size	20
Fig. 14 Convergence check of number of time step	21
Fig. 15 Cy comparison of front and rear hydrofoils.....	22
Fig. 16 Force of right swing type	22
Fig. 17 Swept area of the flapping hydrofoil.....	25
Fig. 18 Power performance results of basic sets (a)efficiency, (b)fluctuation, (c)single performance indicator.....	30
Fig. 19 Comparison of power curve between 4c and 5c conditions in the basic sets	32
Fig. 20 Power performance results with pitch angle change (A: efficiency, B:	

fluctuation, C: single performance indicator)	34
Fig. 21 Power performance results with reduced frequency change (A: efficiency, B: fluctuation, C: single performance indicator)	35
Fig. 22 Power results of cases (A: 'RL_2c_60° _0.12' , B: 'FL_6c_60° _0.12')	39
Fig. 23 Pressure and vortex contours of cases (A: 'RL_2c_60°_0.12', B: 'FL_6c_60°_0.12')	40
Fig. 24 Results of additional condition sets (a: power efficiency, b: power fluctuation, c: single performance indicator)	43
Fig. 25 Efficiency comparison with previous studies	44
Fig. 26 Flow chart	45
Fig. 27 Example of global phase difference	48
Fig. 28 In-phase and out-of-phase cases.....	49
Fig. 29 Results of convergence check	51
Fig. 30 Position of 4-hydrofoils	52
Fig. 31 Results of power performance (A: efficiency, B: fluctuation, C: single performance indicator)	57
Fig. 32 Force and power results	60
Fig. 33 Pressure and vortex contour of out-of-phase conditions (t/T=0.0~0.1) .	61
Fig. 34 Pressure and vortex contour of out-of-phase conditions (t/T=0.7~0.8) .	62
Fig. 35 Force and power of in-phase conditions.....	64
Fig. 36 Pressure and vortex contour of in-phase conditions(t/T=0.3~0.4)	66
Fig. 37 Pressure and vortex contour of in-phase conditions(t/T=0.5~0.6)	68
Fig. 38 Force and power of body load	70

List of Nomenclature

b	Span length
c	Chord length
C_x	Coefficient of drag
C_y	Coefficient of lift
C_m	Coefficient of moment
d	Maximum swept distance of the hydrofoil heave motion
f	Flapping frequency (Hz)
f^*	Reduced frequency ($f^*=fc/U_\infty$)
F_T	Tangential force
F_x	Force of x direction (drag force)
F_y	Force of y direction (lift force)
h_0	Heave amplitude
L	Flapping arm length
L_x	Distance between the front and rear hydrofoils
M	Moment at pitching axis
O_b	Virtual intersection of the pitching axis of each hydrofoil (Center point)
O_h	Flapping axis of hydrofoil
P	Power
Re	Reynolds number
S	Distance from the center point to the pitching axis
U_∞	Free stream velocity

- t/T Instantaneous time divided by one period (starting t/T is 0 and ending t/T is 1)
- 1)
- T Period
- x_P Pitching axis
- η Power efficiency
- θ Pitching angle amplitude
- ξ Power fluctuation
- ρ Density
- ϕ_{1-2} Phase difference between front wing and rear hydrofoils
- ϕ'_{1-2} Phase difference between Right wing and left hydrofoils
- Φ Global phase difference
- Ψ Phase difference of pitch and flapping motions
- ψ Flapping angle amplitude

거북모사 유체동력 터빈 설계를 위한 매개변수 연구

정 다 슴

제주대학교 대학원 에너지응용시스템학부 기계공학전공

요약

플래핑-포일 유체동력 터빈(flapping-foil hydrokinetic turbine, FHT)은 회전식 터빈과 달리 자연에서 영감을 얻었으며 최근 다양한 형태로 연구되었다. 본 연구에서는 네발 달린 수생 생물과 그 움직임을 모방한 4 개의 수중익을 갖춘 직렬 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT)을 설계하기 위해 매개변수 분석(parametric analysis)을 수행했다. 분석 도구로는 나비에-스토크스(Navier-Stokes) 기반의 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD) 코드를 활용하여, 각 수중익의 피치각(pitch angle), 무차원주파수(reduced frequency, f^*), 이격거리(separation distance), 위상차(phase difference)를 변화시키는 등 조건을 바꿔가며 출력 및 부하 측면에서 성능을 비교하고 분석했다.

1 차 매개변수 분석에서는 먼저 피치각과 무차원주파수를 주어진 매개변수 범위 중 가장 작은 값으로 고정하여 출력 효율(power efficiency)과 변동성(power fluctuation)을 중점으로 분석하였다. 분석 결과를 기반으로 가장 거리가 긴 $6c$ 일때 앞쪽 리드(front-lead) 조건과 가장 짧은 거리인 $2c$ 일때 뒤쪽 리드(rear-lead) 조건을 선택하여 매개변수 분석을 진행했다. 이후 추가적인 매개변수 분석을 통해 앞쪽 리드, 70° 도의 피치각, 0.12 의 무차원주파수, $4c$ 의 이격거리 조건에서 59.48% 효율과 55.44% 변동을 가지며 시스템 길이와 출력 성능면에서도 분석 사례 중 최적조건이라는 것을 도출했다.

다음으로는 각 수중익을 동위상(in-phase) 및 역위상(out-of-phase)조건으로 나누어 출력 및 부하 측면에서 성능을 비교하고 분석했다. 분석 결과, 역위상 조건은 동위상 조건과 비교했을 때, 효율은 비슷하고 변동이 더 낮아 출력 성능 측면에서 우수한 특성을 나타냈다. 시스템의 몸체에 가해지는 하중의 경우, 동위상 조건에 비해 역위상에서의 하중 수준이 낮게 유지되어 터빈을 지지하는 구조 설계에 유리하다. 따라서 본 연구에서 제안하는 FHT 는 일반적인 회전식 터빈과 유사하게 3 개 이상의 수중익을 활용할 수 있으며, 수중익 간의 위상 조절을 통해 FHT 성능을 향상시킬 수 있다.

I. 서론

1. 유체동력 터빈(Hydrokinetic turbine)

현재 주로 사용되는 화석연료 기반 에너지는 온실효과를 야기하는데, 증가하는 세계 에너지 수요를 충족하기 위해서 이를 대체할 수 있는 신재생에너지의 중요성이 높아지고 있다 [1-3]. 신재생에너지 발전기 중에서 유체동력 터빈(hydrokinetic turbine)은 조수나 강 또는 발전기 배수로의 흐름으로부터 에너지를 추출하는 형태이다[4]. Fig. 1 과 같이, 유체동력 터빈은 기존의 풍력 터빈과 비교하였을 때 상대적으로 낮은 유속에서 작동 가능하며, 동일한 유속일 경우 더 많은 에너지를 생산할 수 있다는 장점이 있다 [4, 5].

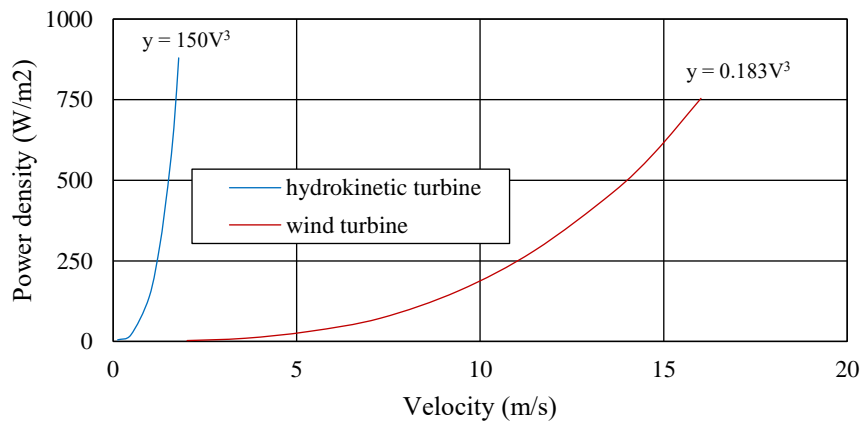


Fig. 1 Comparison of power density between hydrokinetic turbine and wind turbine [5]

유체동력 터빈은 Aquaret (<https://www.aquaret.com/>)에 나와있는 이미지인 Fig. 2 와 같이 수평축 터빈(horizontal axis hydrokinetic turbines, HAT), 수직축 터빈(vertical axis hydrokinetic turbines, VAT), 플래핑-포일 유체동력 터빈(flapping-foil hydrokinetic turbines, FHT) 등 다양한 형태가 있다[6, 7]. 그중 FHT 는 수중 생물의

움직임에서 영감을 얻어 개발됐고, 최근 10 년간 많은 양의 연구가 수행되었다[8]. FHT 는 기존 회전식 터빈(HAT, VAT 등)과 비교하였을 때 불안정한 흐름 영역에서 효율적으로 작동할 수 있으며[9], 주로 사용되는 형태인 HAT 보다 얕은 물에서 설치 가능하다는 장점이 있다[10].

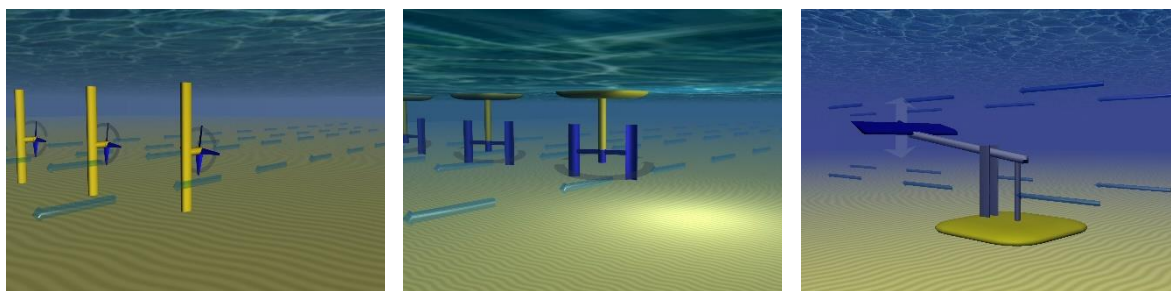


Fig. 2 Types of the hydrokinetic turbine

2. 생체모방 기술을 적용한 플래핑-포일 시스템(flapping-foil system)

1) 생체모방 추진기(biomimetic thruster)

생체모방(biomimetics)은 인간의 문제를 해결하기 위해 자연의 디자인과 과정을 모방하거나 영감을 얻기 위해 자연의 패턴을 연구하는 과학 분야이다[11]. 생체모방을 활용한 플래핑-포일 시스템(flapping-foil system)은 추진을 위해 새와 곤충의 날개 퍼덕임과 수중 생물의 지느러미가 상하로 펴터리는 모습에서 영감을 받았다. 1924 년 Birnbaum 은 플래핑-포일 운동(flapping-foil motion)이 새로운 형태의 프로펠러로 활용될 수 있다고 보고했으며[12], 수생 생물의 추진 시스템은 기존 프로펠러에 비해 훨씬 더 높은 효율성을 보이는 것으로 나타났다[13-15]. 플래핑-포일 시스템은 초기에 선박에 적용하기 위한 생체모방 추진기(biomimetic thruster)로 연구되었다. Yamaguchi 와 Bose 는 대형 선박에 적용한 생체모방 추진기에 대한 분석을 수행하여 기존 스크류 프로펠러보다 더

효율적이라고 발표했다[16]. Jones 와 Patzer 는 수치해석을 사용하여 생체모방 추진기의 성능을 연구했고[17], 1998 년 Anderson 등은 실험을 통해 추진 효율을 확인했다[18]. 그리고 Read 등은 플래핑-포일 시스템의 추진 인자를 평가하기 위한 실험적 연구를 수행했으며[19], 이후 Mannam 등은 펭귄의 움직임을 모방한 추진기에 대한 연구를 진행하기도 했다[20].

생체모방 추진기는 선박분야 외에 로봇공학에서도 관련 연구가 진행되고 있다. Yu 와 Wang 은 생체모방 로봇 물고기의 추진 모델을 최적화하기 위해 수치 해석을 수행했고[15], 매개변수 최적화 전과 후의 수영 속도를 비교하였다. 그리고 같은 그룹에서 돌고래를 모방한 로봇 돌고래를 설계하고 추진력과 기동성을 검증했다[21]. 2017년에는 플래핑 운동을 통해 공중 및 수중에서 추진 가능한 곤충 크기의 로봇을 설계하여 작동성을 확인한 연구도 진행되었다[22]. 또한 생체모방 추진기가 우주 행성 탐사에 적용될 수 있다고 추측하는 연구결과도 있다[23].

2) 생체모방 발전기(biomimetic generator)

플래핑-포일 시스템은 추진 뿐만 아니라 에너지 생성을 위해서도 연구되었다. McKinney 와 DeLaurier 는 처음으로 플래핑-포일 시스템이 풍력 발전기로서의 잠재력을 가지고 있다고 보고했다[24]. 이후 Davids 는 플래핑-포일 시스템이 유체의 흐름에서 출력을 추출할 수 있는지 확인하기 위해 계산 및 실험적 연구를 수행했으며, 풍력 터빈과 비견되는 성능을 발휘할 수 있음을 발견했다[25]. Patzer 등은 2D Navier-Stokes 시뮬레이션을 통해 플래핑-포일 시스템의 발전 용량을 검증했다[26]. 또한 Lindsey 와 동일한 연구 그룹에 속한 Jones 등은 플래핑-포일 시스템을 적용한 생체 모방 발전기가 풍력 및 수력 발전 모두에서 사용 가능하다는 것을 확인했다 [27, 28]

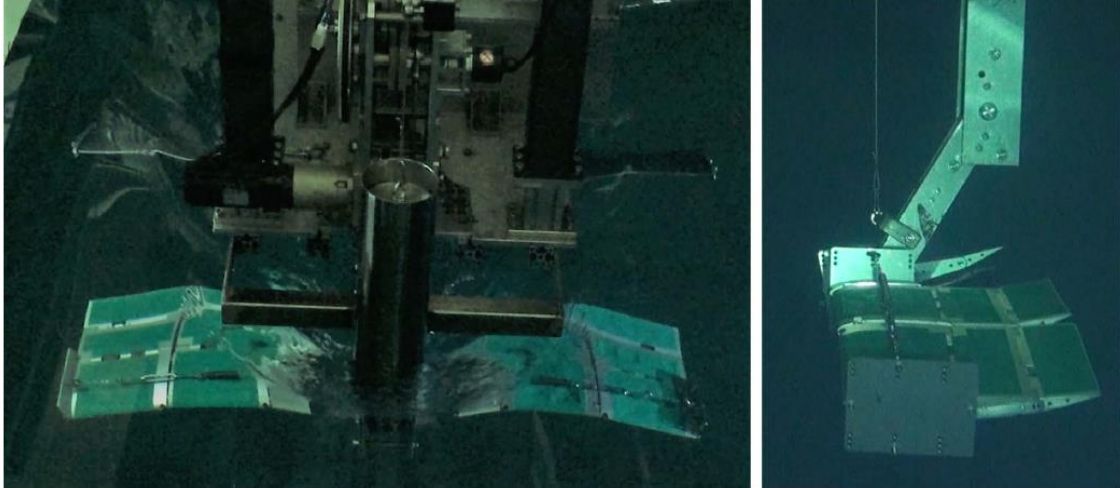


Fig. 3 Flapping turbine by mimicking a manta-ray [29]

2006 년에 The Engineering Business Ltd.는 가오리의 움직임을 모방한 생체모방 발전기인 Stingray 를 제작했다. 마찬가지로 같은 해 BioPower Systems Pty Ltd.는 상어 꼬리 지느러미의 움직임을 모방한 bioSTREAM 을 개발했다. 또한 Le 등은 플래핑-포일 시스템의 수중익(hydrofoil)에 가리비 껍질의 기하학적 구조를 활용한 연구를 진행했으며[30], Kim 등은 돌고래 꼬리 지느러미의 움직임을 모방한 생체모방 발전기를 조사했다[31]. 같은 그룹에서 Fig. 3 과 같이 쥐가오리의 지느러미에서 영감을 받은 유연 플래퍼(flexible flapper)를 이용한 실내 실험을 진행하여 출력 효과를 조사했다[29]. Filippas 등은 연안/해안 지역에서 작동 가능하며, 주변 해류가 있는 파도로부터 에너지를 추출할 수 있는 생체모방 시스템을 설계하고 최적 제어를 연구했다[32].

3. 플래핑-포일 유체동력 터빈(flapping-foil hydrokinetic turbine, FHT)의 운동학

플래핑-포일 유체동력 터빈(flapping-foil hydrokinetic turbine, FHT)에는 수중익 단면 형상(hydrofoil section shape), 피치각(pitch angle, θ), 무차원주파수(reduced frequency, f^*), 히브 진폭(heave amplitude, h_0), 피치 및 플래핑 각도의 위상차(phase

difference of pitch and flapping angle, ψ), 스윙 움직임(swing motion)과 같은 많은 요인들이 영향을 미친다. 이는 주로 코드 길이(chord length, c)를 기준으로 나타내며, 많은 선행연구에서 FHT 에 미치는 영향을 분석했다.

Ashraf 등은 수중익 형상과 관련된 수중익 두께와 캠버(camber)가 추진력에 미치는 영향에 대해 연구했다[33]. 또한 가변 캠버(variable-camber)의 영향[34, 35]과 캠버가 오른쪽 스윙조건에서 미치는 영향[36]에 대해 연구되었다.

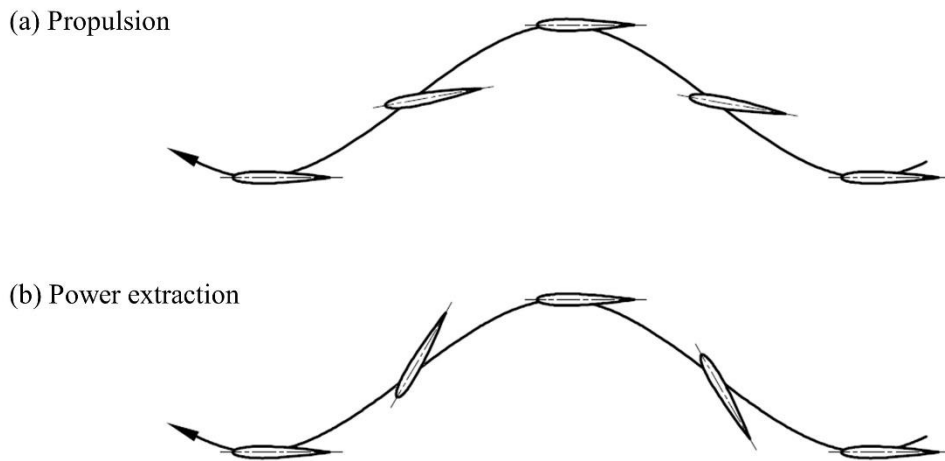


Fig. 4 Effect of pitch amplitude [27]

FHT 로부터 동력을 생성하기 위해서는 Fig. 4(b)와 같이 날개 펄럭임에 의해 생성된 받음각(angle of attack, AOA)이 피치각보다 작아야 하며[17], 피치와 플레핑 각도의 위상차(ψ)가 90° 일 때 효율이 더 좋다는 연구결과가 있다[27]. 이를 바탕으로 많은 선행연구에서 피치와 플레핑 각도의 위상차를 90° 로 고정했다[34, 37-40].

무차원주파수(f^*)와 피치각(θ)도 효율에 영향을 미치는 요인이다. Kinsey 와 Dumas 는 NACA0015 형상을 가진 수중익을 사용하여 동력 추출을 위해 무차원주파수(f^*)와 피치각(θ)을 변수로 두고 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD)을 활용한

매개변수 분석(parametric analysis)를 수행했다[41]. Sitorus 와 Ko 는 Fig. 5 와 같이 무차원주파수는 0.11~0.16, 피치각은 70~90° 범위일 때 효율이 좋다고 보고했다[42].

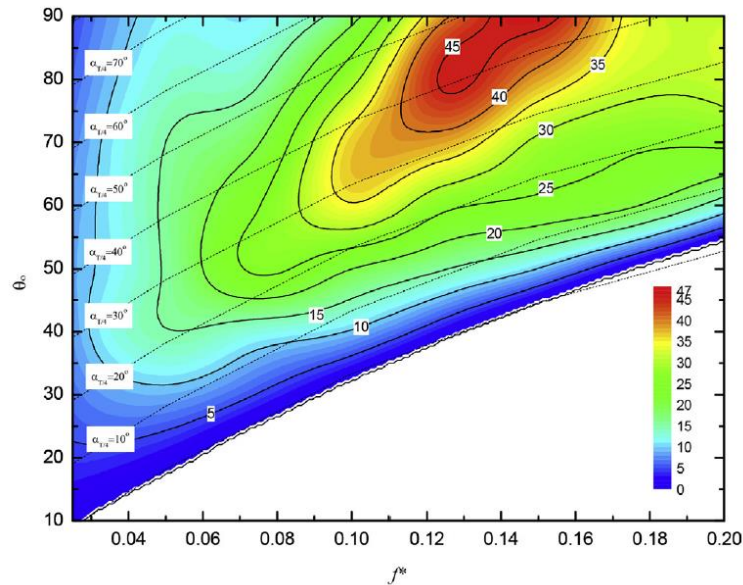


Fig. 5 Contour map of the power efficiency distribution [42]

스윙 움직임을 갖는 FHT 는 수중익의 궤적에 따라 피치 히브(Pitch-heave), 왼쪽 스윙(left swing), 오른쪽 스윙(right swing)의 세 가지 유형으로 분류될 수 있다. 유체가 양의 x 방향으로 흐를 때 피치 히브 유형은 x 방향 움직임 없이 y 방향으로만 움직인다. 오른쪽 스윙 유형은 y 방향 움직임과 더불어 양의 x 방향으로 움직이는 반면, 왼쪽 스윙 유형은 음의 x 방향으로의 움직임을 갖는다. Fig. 6 에 표시된 오른쪽 스윙 유형의 경우 수중익의 피치각(θ)이 흐름으로 인해 양의 값과 음의 값 사이에서 움직임에 따라 플레핑 축(O_H)을 중심으로 스윙암 (swing arm) 이 오른쪽 스윙으로 진동하고 위아래로 움직인다. 이와 같이 FHT 의 진동 에너지는 에너지 추출을 위해 기계적 및 전기적 에너지로 변환된다.

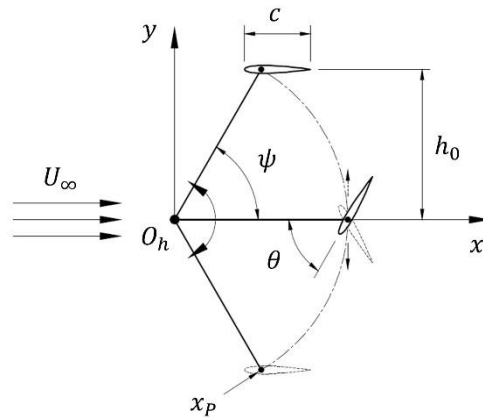


Fig. 6 Movement of right swing type

Ma 등은 궤적 매개변수가 출력에 미치는 영향을 조사하기 위해 CFD 를 활용한 연구를 수행했고, 스윙 반경과 히브 진폭이 출력에 중요한 영향을 미친다고 결론지었다[43]. Sitorus 와 Ko 는 세 가지 궤적의 출력을 비교한 결과 왼쪽 스윙 궤적이 가장 높은 출력을 얻을 수 있다는 것을 발견했다[42]. Nguyen Le Dang 등은 성능 향상을 위해 캠버 효과를 연구하고, 오른쪽 스윙 궤적의 안정성과 효율성을 강조했다[34]. Truong 등은 실험실 규모의 오른쪽 스윙 FHT 의 동적 응답을 예측하기 위해 수학적 모델을 도입하였고 플레핑 응답 및 속도와 같은 변수를 확인했다[44].

4. 직렬 플레핑-포일 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT)

FHT 의 출력을 높이기 위한 방안으로 Fig. 7 과 같이 2 개의 수중익을 사용하는 직렬 플레핑-포일 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT)이 제안되었다. Lindsey 는 크랭크-로커 링크지(crank-rocker linkage)를 활용하여 두 개의 오른쪽 스윙 수중익이 90° 의 위상차(ϕ_{1-2}), $4.8c$ 의 이격거리(L_x)를 갖는 TFHT 를 설계하고, CFD 및 수로 터널(water tunnel) 실험을 통해 이를 평가했다[28]. 같은 그룹의

Jones 등은 두 수중익 사이의 거리가 $9.8c$ 인 유사한 모델을 사용하여 연구를 수행했다[27]. Kinsey 등은 피치-히브 유형이며 크랭크-로커 기구에 의해 작동되는 프로토타입을 제작하고 이를 실험적으로 검증했다[37]. 이후 같은 그룹에 속한 Kinsey 와 Dumas 는 2D CFD 분석을 사용하여 직렬 시스템이 단일 시스템보다 더 효과적이라는 것을 입증했다[45]. 추가적으로 2D CFD 를 활용하여 두 수중익의 위상차를 $90\sim 180^\circ$, 이격거리를 $3.6\sim 7.5c$ 범위로 설정하여 최적 설계를 연구했으며[10], 3D CFD 를 이용하여 두 개의 수중익이 출력에 미치는 영향을 확인했다[46]. Kim 등은 예인수조(towing tank)에서의 성능을 연구하기 위해 오른쪽 스윙레적 앞쪽 수중익과 왼쪽 스윙레적 뒤쪽 수중익을 갖춘 소형 모델을 제작했고, 2D CFD 방법을 사용하여 모델을 분석했다[31]. Ma 등은 피치 히브 레적을 갖는 직렬 시스템에서 앞·뒤 수중익에 후류(wake)가 어떻게 영향을 미치는지 조사하기 위해, 수중익의 이격거리를 $3\sim 6c$ 범위로 설정하였고 피치각을 변경하며 분석했다[47]. TFHT 의 최적 설계를 위한 능동 학습 방법(active learning method)을 기반으로 하는 최적화 프레임워크(optimization framework)를 제안한 연구도 진행되었다[48]. 또한 최근까지도 CFD 와 동역학 모델을 활용한 다중 시뮬레이션(multiple simulation) [43] 과 실험적 연구[38-40]가 진행되었다.

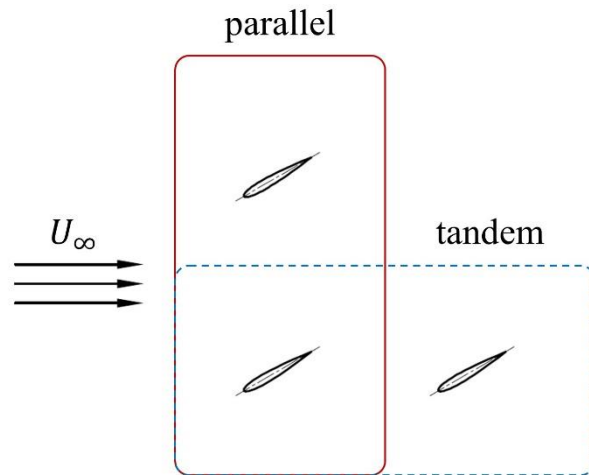


Fig. 7 Spatial configuration nomenclature [10]

5. 거북이의 움직임 모사 연구

Muscutt 등은 네 발(limb)로 헤엄치는 고대 수중 생물에서 영감을 얻어 효율성과 추진력을 극대화하기 위한 앞다리와 뒷다리의 이상적인 움직임을 연구했다[49]. 연구결과 직렬 배열에서 두 다리의 간격과 움직임이 중요하다는 것을 보여주었다. 네발 수중 생물과 유사하게, 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈은 양력을 활용하여 작동한다. 많은 네발 수중 생물들은 앞으로 나아가기 위해 앞다리에 의존하지만, 특정 상황에서는 뒷다리를 사용한다[50, 51].

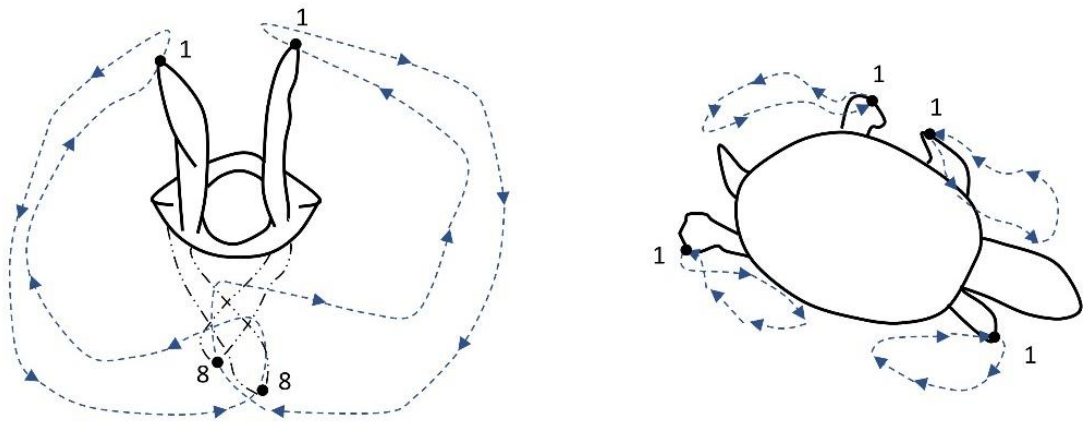


Fig. 8 The locomotion types of a marine turtle and a freshwater turtle [50]

예를 들어, 바다거북은 높은 추진력이 필요할 때 앞다리와 뒷다리를 동시에 움직이는 반면, 민물거북은 Fig. 8 에 나와 있는 것과 같이 저수위 조건에서 장애물을 탐색하기 위해 팔다리를 교대로 움직이는 것을 보여준다[50]. 또한 바다거북의 앞다리는 상완골(humerus), 척골(ulna) 및 요골(radius bone) 뒤쪽에 위치한다. 따라서 앞다리는 뒤쪽으로 움직이며 Fig. 9 과 같이 오른쪽 스윙 구성의 궤적과 매우 유사하다[52]. Nguyen Le Dang 등 역시 바다거북의 오른쪽 스윙 궤적에서 영감을 얻어 연구하였다[34].

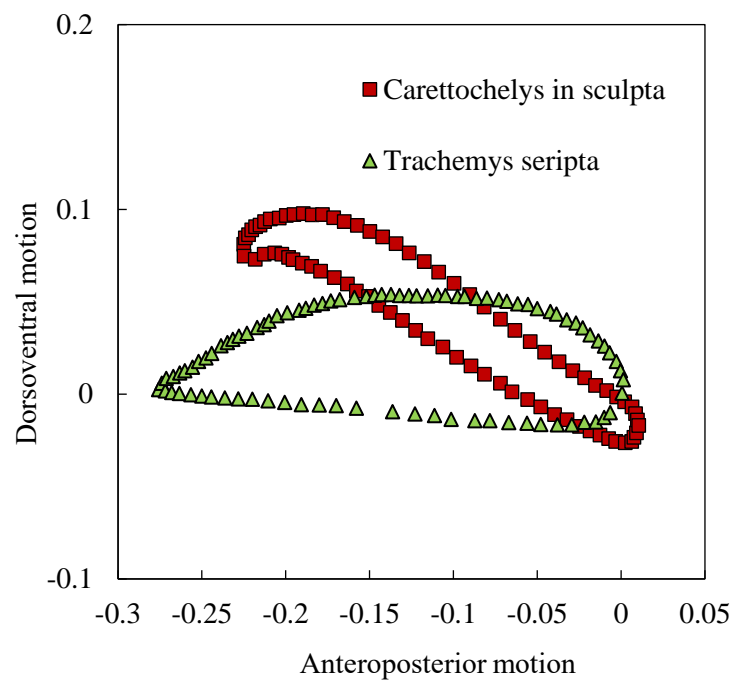


Fig. 9 Lateral view of the paths taken by the distal-most point of the forelimb

[52]

6. 연구 목표

이 연구는 거북이와 같이 팔다리가 네 개인 해양 생물에서 영감을 받아, 오른쪽 스윙(right swing) 궤적을 따라 움직이는 네 개의 수중익(hydrofoil)으로 구성된 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT) 시스템 개발을 목표로 한다. 먼저 앞·뒤 수중익의 영향을 평가하기 위해서, 풍동 실험(wind tunnel test)를 고려한 소규모 TFHT 에 대한 사양을 제시했다. 이후 2D 전산유체역학 (computational fluid dynamics, CFD)을 사용하여 직렬 구성의 위상차와 이격거리를 확인하기 위해서 일차적으로 매개변수 분석(parametric analysis)를 수행했다. 이때 출력 효율(power efficiency, η) 뿐만 아니라 출력 변동(power fluctuation, ξ)도 고려하였다. 또한 이 결과를 바탕으로 앞·뒤 뿐만 아니라 좌·우 수중익의 움직임까지 고려하여, 출력 성능을 평가하고 하부 구조 설계에 필요한 부하 분석을 수행하기 위해 추가 매개변수 연구를 수행했다.

II. 반쪽 직렬 플레핑-포일 유체동력 터빈(TFHT) 설계

1. 설계 컨셉 및 사양

이 시스템은 기존에 두개의 수중익을 사용하는 직렬 플레핑-포일 유체동력 터빈의 개념을 확장하여 네 개의 수중익과 앞·뒤 평행 구성의 좌우 대칭 구조를 활용한다. 본 시스템의 목적은 순환수조 또는 예인수조에서 기능과 발전 성능을 평가하는 것이다. 이를 달성하기 위해 기존 TFHT 사양 및 실험 조건 [31, 39]을 참조하여 Table 1에 제시된 것과 같이 시스템 정보를 결정하였다.

Table 1 System information

Section profile	NACA0020	
Chord length (c)	0.125m	
Pitching axis (x_p)	0.25c	
Flapping arm length (L)	2c	
Heave amplitude (h_0)	1c	
Flapping angle amplitude (ψ)	30°	
Pitching angle amplitude (θ)	60,65,70,75°	
Phase difference	Pitch and flapping (Ψ)	90°
	Front and rear hydrofoils (ϕ_{1-2})	$\pm 90^\circ$
Reduced frequency ($f^*=fc/U_\infty$)	0.1,0.12, 0.14, 0.16	
Free stream velocity (U_∞)	0.9m/s	
Reynolds number (Re)	125,900	
Distance between the front and rear hydrofoils (L_x)	2,3,4,5,6c	

결정된 시스템 정보를 바탕으로 추후 최적 설계를 위한 2D 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD) 매개변수 분석(parametric analysis)을 진행하였다. 또한, TFHT는 왼쪽과 오른쪽 수중익 사이의 위상 차이를 제외하고는 동일한 날개 운동학을 가지고 있으므로, 분석의 효율성을 위해 좌우측면 상호 작용이 없다고 가정하여, 앞뒤 수중익 조합의 유체역학적 특성을 분석했다.

바다거북과 같은 네 다리를 가진 해양 동물의 움직임에서 영감을 얻어 오른쪽 스윙 수중익을 사용했다 [49–53]. 과거에 오른쪽 스윙을 적용한 FHT에 대한 연구도 진행되었다[26, 28, 34]. 이 시스템에서 수중익의 왕복운동은 최종 동력축에 단방향 회전운동으로 전달된다. 이는 Fig. 10에 표시된 왕복 운동을 단방향 회전 운동으로 변환하는 크랭크-로커 링크지(crank-rocker linkage)연결을 통해 달성되며, 크랭크-로커 링크지의 작동 타당성은 선행연구에서 입증되었다[37, 38].

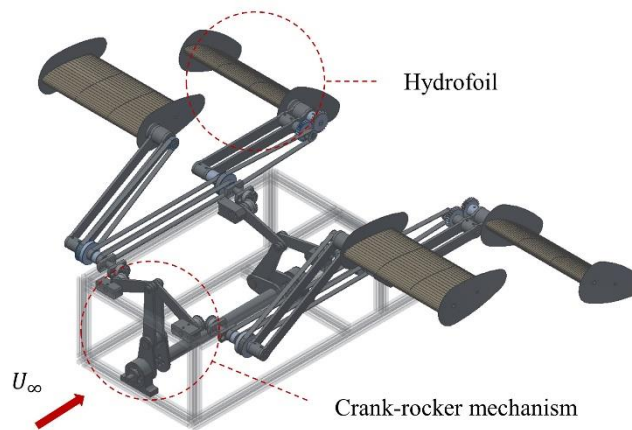


Fig. 10 Design of crank-rocker linkage TFHT system

또한, 크랭크의 각도 조절을 통해 설계변수인 앞·뒤 수중익의 위상차를 수정할 수 있다. 선행 연구[31]에 따르면, 실험을 통해 앞·뒤 수중익의 위상차가 $\pm 90^\circ$ 일 때 출력 변동이 최소화되는 것으로 나타났다. 여기서, Fig. 11에 도시된 바와 같이, 앞쪽 수중익의 위상이

90° 빠른(즉, $\phi_{1-2}=90^\circ$) 상태를 앞쪽 리드(front-lead)라 하고, 뒤쪽 수중익의 위상이 90° 빠른(즉, $\phi_{1-2}=-90^\circ$) 상태를 뒤쪽 리드(rear-lead)라고 한다.

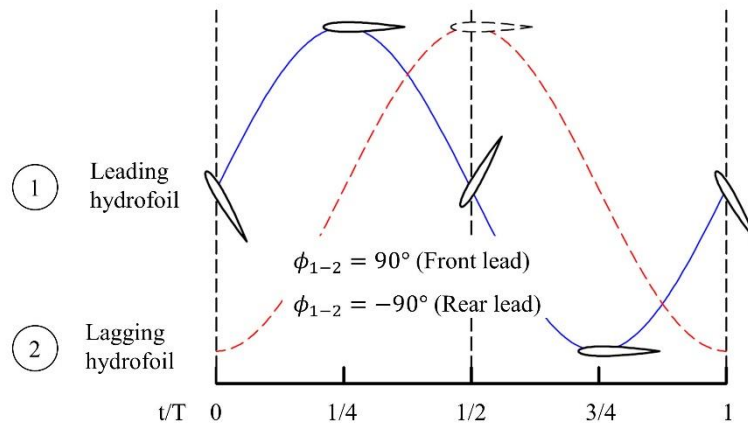


Fig. 11 Example of front-lead and rear-lead

본 시스템에서는 앞·뒤 크랭크 사이의 간격을 조정하여 앞·뒤 수중익 사이의 거리(L_x)를 결정할 수 있다. 선행 연구에서는 두 수중익 사이의 최대 간격을 $9.8c$ 로 설정한 연구도 있지만[27] 전체 시스템의 길이가 이격거리에 따라 증가하므로 최대 거리를 $6c$ 로 선택했다. 또한 기존 연구와 수중익의 이동 범위를 토대로 최소거리는 $2c$ 로 설정하였다[26, 31].

단면 프로파일의 경우 일반적으로 사용되는 NACA0012 및 NACA0015 이 아닌 NACA0020 을 사용했다. NACA0020 의 경우 NACA0015 보다 20% 더 두껍지만 유사한 유체역학적 특성을 갖기 때문에[54] 소규모 모델의 구조적 안정성을 위해 선택했다.

출력 효율, 출력 변동 등 성능에 영향을 미치는 운동학적 매개변수 중에서 시스템에 대한 선행 연구[39]와 앞서 언급한 연구[39]를 참고하여 피치각(pitch angle, θ)은 $60 \sim 75^\circ$, 무차원주파수(reduced frequency, f^*)는 $0.1 \sim 0.16$ 범위로 설정하였다.

FHT 에서 운동 에너지를 발생시키는 수중익의 동작은 플레핑 암(flapping arm)과 피칭(pitching) 움직임으로 구성된다. TFHT 에선 앞쪽 수중익과 뒤쪽 수중익의 움직임이 위상차를 가지고 있으므로 둘을 구분하여 정의하였다.

앞·뒤 수중익의 피칭 움직임($\theta(t)$)은 다음과 같이 설명된다.

$$\theta(t) = \begin{cases} \theta_0 \sin(\omega t), & \text{for front hydrofoils} \\ \theta_0 \sin(\omega t - \phi_{1-2}), & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (1)$$

플레핑 움직임($\psi(t)$)은 다음과 같다.

$$\psi(t) = \begin{cases} \psi_0 \sin(\omega t + \Psi), & \text{for front hydrofoils} \\ \psi_0 \sin(\omega t + \Psi - \phi_{1-2}), & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (2)$$

플레핑 움직임 중에 피칭축(pitching axis)의 순간적인 위치($x(t)$, $y(t)$)는 아래와 같다.

$$x(t) = \begin{cases} x_{pf} + [L\cos\{\psi_f(t)\} - L\cos(\psi_0)], & \text{for front hydrofoils} \\ x_{pr} + [L\cos\{\psi_r(t)\} - L\cos(\psi_0)], & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (3)$$

$$y(t) = \begin{cases} L\sin\{\psi_f(t)\}, & \text{for front hydrofoils} \\ L\sin\{\psi_r(t)\}, & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (4)$$

x , y 방향의 속도와 가속도는 다음의 식과 같다.

$$\dot{x}(t) = \begin{cases} -L\dot{\psi}_f(t) \sin\{\psi_f(t)\}, & \text{for front hydrofoils} \\ -L\dot{\psi}_r(t) \sin\{\psi_r(t)\}, & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (5)$$

$$\dot{y}(t) = \begin{cases} L\dot{\psi}_f(t) \cos\{\psi_f(t)\}, & \text{for front hydrofoils} \\ L\dot{\psi}_r(t) \cos\{\psi_r(t)\}, & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (6)$$

$$\dot{\theta}(t) = \begin{cases} \theta_0 \omega \cos(\omega t), & \text{for front hydrofoils} \\ \theta_0 \omega \cos(\omega t - \phi_{1-2}), & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (7)$$

2. 수치 해석 도구

1) CFD 코드 및 그리드 시스템(grid system) 정보

Table 1 에서 결정된 시스템 정보를 바탕으로 추후 최적 설계를 위한 2D CFD 매개변수 분석을 진행하였다. 또한, TFHT 는 Fig. 10 와 같이 왼쪽과 오른쪽 사이의 위상 차이를 제외하고는 동일한 날개 운동학을 가지고 있다. 따라서 분석의 효율성을 위해 좌우측면 상호작용이 없다고 가정하여, 앞뒤 수중익 조합의 유체역학적 특성을 파악하기 위해 2D CFD 분석을 수행했으며, 분석도구로는 자체 코드(in-house code)를 활용하였다. 자체 코드는 유한체적방법(finite volume method, FVM)과 초한보간법(transfinite interpolation)를 결합한 접근법을 기반으로 한다. 또한 플라핑 운동을 하는 수중익의 CFD 분석을 위해 격자 변형 코드는 유한체적방법이 구현되는 다중블록구조(multi-block-structural) Navier-Stokes 솔버와 상호작용 된다[55]. 이는 FHT 와 관련된 여러 연구에서 검증되고 사용되었다[34, 35, 42, 56]. 난류모델은 이전 연구[42, 56]에서 활용되었고 k- ω Wilcox-Durbin+(WD+) 모델을 채택했다. k- ω WD+ 모델은 일반 벽간격(wall spacing)에 덜 민감하며, 약한 비선형 와류 점도(nonlinear eddy viscosities)의 경우 검증에 사용한 실험 데이터와 더 잘 일치하고, 계산 비용(computational cost)이 낮다는 선행연구[57]를 토대로 선정하게 되었다. 그리고 익형 맞춤 격자(body-fitted mesh)와 도메인 격자(domain mesh) 사이의 상대 운동을 처리하기 위해 다중 격자 방법(multigrid method)인 Chimera 방법(chimera method)이 사용된다. 경계조건(boundary condition)은 Fig. 12(1)에서 가장자리의 왼쪽은 입구(inlet), 오른쪽은 출구(outlet), 위아래는 원거리(far-field) 조건을 가지고 있다. 다른 CFD 도구를 사용한 선행연구 [10,

47]에서는 대칭(symmetry)조건이 주로 사용되었지만, 자체코드를 사용한 선행연구[55, 58]에서는 원거리 조건을 사용하였으므로 이를 참고하여 경계조건을 설정하였다. 여기서 원거리 조건은 교란(disturbance)의 원인으로부터 멀리 떨어진 조건을 나타내는데 사용되며, 흐름은 일반적으로 균일하다(uniform). 그리드 시스템 역시 동일한 자체코드를 사용한 선행연구를 참고하여 결정하였다[34, 35, 42, 56]. Fig. 12(1)의 배경 도메인 격자는 x 및 y 방향으로 $40c$ 의 크기를 가지며 중심으로 갈수록 밀도가 증가한다. 그리드 시스템 내에서 바디 맞춤 격자의 위치는 (2)에 나와 있다. 익형 맞춤 격자는 (3)과 같이 수중익의 경계를 따르는 C형 격자와 H형 격자로 구성되며 초기 레이어(first layer)는 수중익의 현 방향을 따라 직교성을 갖고 $1e-4$ 의 크기를 가진다. (4)는 앞쪽 가장자리(leading edge, LE), (5)는 뒤쪽 가장자리(trailing edge, TL)를 확대한 모습을 나타낸다.

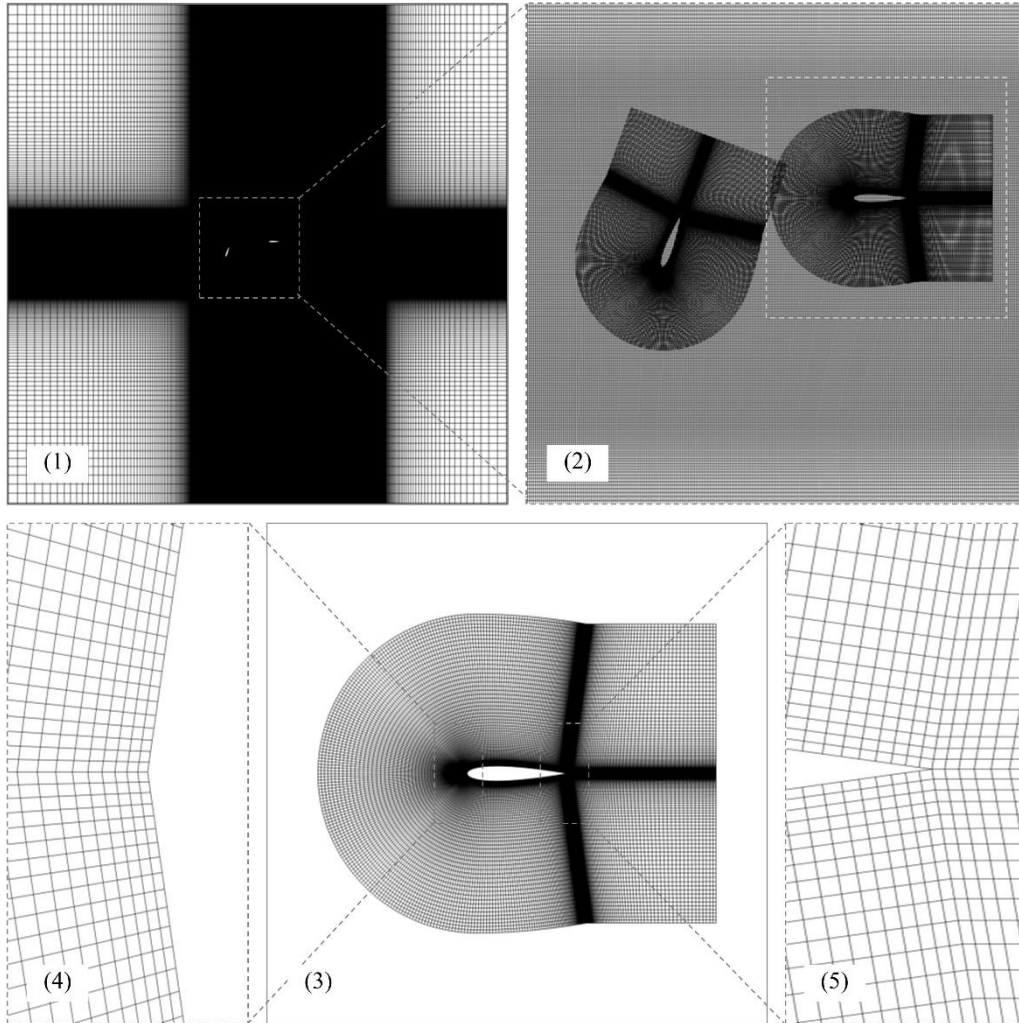


Fig. 12 Grid system

2) 수렴성 확인 및 수렴해 검증

자체 코드(in-house code)의 격자 민감도를 확인하기 위해 세 가지 다른 격자 밀도(mesh density)를 사용했다(coarse mesh: 297x50 (14,504), middle mesh: 387x65 (24,704), fine mesh: 477x80 (37,604)). 여기서 시간 단계 수(number of time step)는 동일한 자체코드를 사용한 선행연구[34]를 참고하여 400 으로 고정하였다.

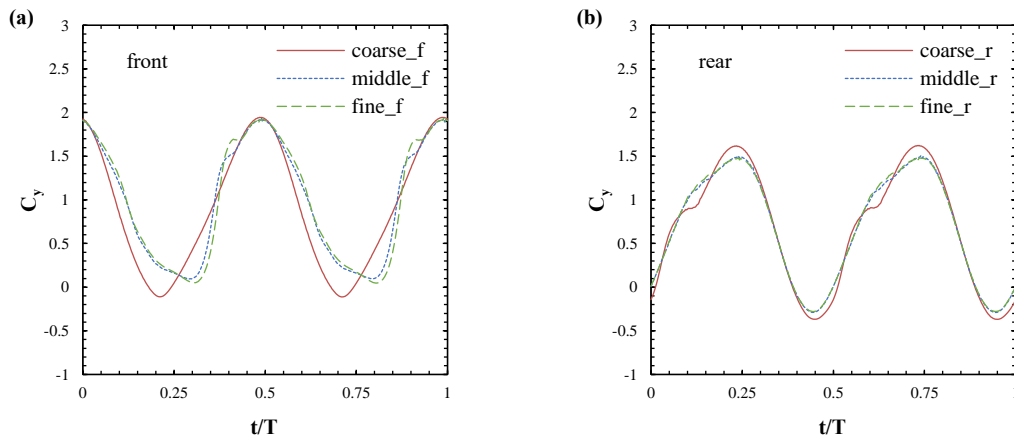


Fig. 13 Convergence check of mesh size

먼저 격자 밀도를 비교해 보았을 때 앞쪽 수중익의 C_y 를 나타내는 Fig. 13(a)에서 피크점 ($t/T=0.5$)에서의 오차는 거친 격자(coarse mesh)의 경우 0.82%, 중간 격자(middle mesh)의 경우 0.09%임을 알 수 있다. 이러한 결과는 미세한 격자(fine mesh)에 비해 상대적으로 작은 오류 값을 나타낸다. (b)에서 $t/T=0.75$ 에서 뒤쪽 수중익의 C_y 를 측정하면 오차는 거친 격자의 경우 8.43%, 중간 격자의 경우 1.20%로 미세한 격자에 비해 중간 격자의 상대 오차가 앞쪽 및 뒤쪽 수중익 모두에서 매우 작음을 확인할 수 있다. 그러나 이때의 거친 격자 결과는 상대적으로 피크 지점 간의 위상 차이를 보여 좋지 못한 결과를 가지고 있다. 따라서 좋은 결과를 보인 중간 격자 크기로 시간 단계 수 조건을 변경하여 추가 수렴성 확인을 진행하였다. 이때 시간 단계 수는 300, 400, 500 으로 총 3 가지 조건이다.

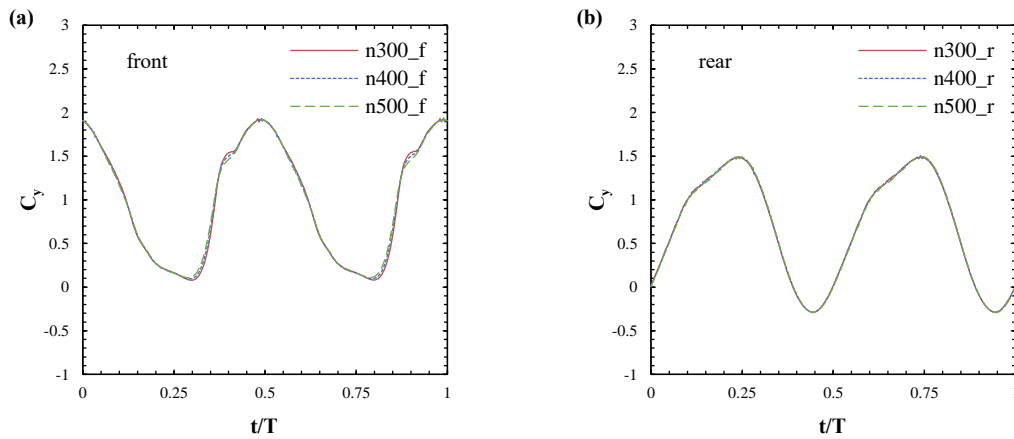


Fig. 14 Convergence check of number of time step

Fig. 14의 결과를 확인해 봤을 때, 세가지 시간 단계 수 조건 모두 매우 높은 유사성을 보였으며 시간 단계 수가 300인 조건일 때 피크점($t/T=0.5$) 부근에서 약간의 출렁거림을 관찰 가능하여 상대적으로 품질이 좋지 못하다고 판단되며, 해석 시간을 고려하였을 때 시간 단계 수는 400인 조건에서도 수렴하여 충분히 높은 품질의 결과를 얻을 수 있는 것으로 보인다.

추가적으로 수렴해의 검증을 위해 Kinsey와 Dumas가 수행한 이전 연구[10]와 동일한 입력 변수($Re=500,000$, $f^*=0.14$, $L_x=5.4c$, $x_p=c/3$, $h_0=1c$, $\theta=70^\circ$, and $\phi_{1-2}=-180^\circ$)를 사용하여 중간 격자일 때 시간 단계 수 400인 조건과 시뮬레이션 결과를 비교했다. Fig. 15를 확인해 보았을 때, 앞쪽 및 뒤쪽 수중익의 C_y 곡선은 이전 연구의 C_y 곡선과 높은 유사성을 확인할 수 있다. 따라서 이후 연구에서 CFD 시뮬레이션에 필요한 오류 범위와 시간을 고려하면 시간 단계 수는 400 조건에서 중간 격자와 비슷한 품질의 격자를 사용하는 것이 좋다고 간주할 수 있다.

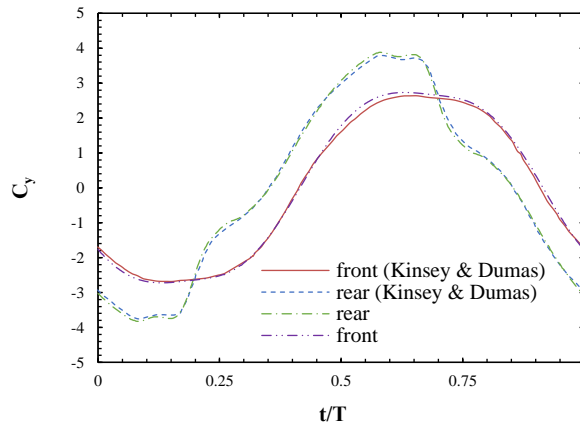


Fig. 15 C_γ comparison of front and rear hydrofoils

3) 성능 지표

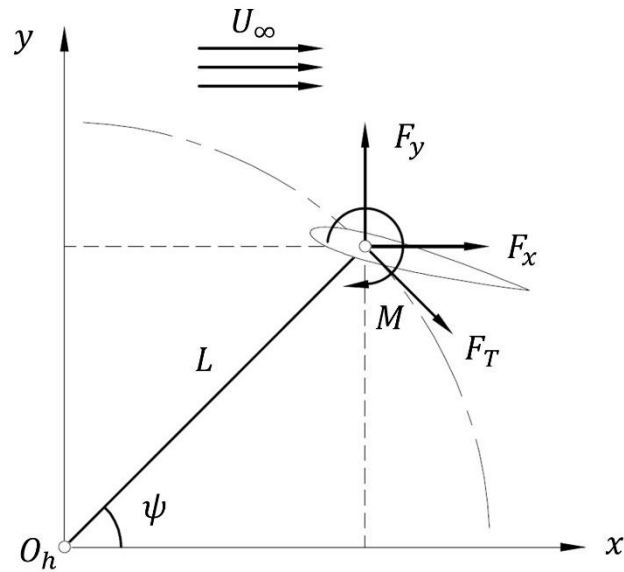


Fig. 16 Force of right swing type

본 연구에서는 다른 회전식 터빈에 비해 출력의 변동성이 높은 FHT의 특성을 고려하여, 출력 효율(power performance, η)과 출력 변동(power fluctuation, ξ) 측정치를

통합하여 성능을 측정하기 위해 단일 성능 지표(single performance indicator, σ)를 활용했다.

먼저 오른쪽 스윙(right swing) 궤적을 가진 FHT 에 작용하는 힘은 **Fig. 16** 에 표시되어 있다. 여기서 O_h 는 수중익의 플레핑축(flapping axis), L 은 스윙 반경을 나타내는 플레핑 암 길이(flapping arm length), ϕ 는 플레핑각(flapping angle)을 의미한다. 또한 수중익의 피치축(pitching axis, x_p)을 중심으로 y 방향으로 작용하는 양력(lift force)을 F_y , x 방향으로 작용하는 항력(drag force)을 F_x , 피칭 모멘트(pitching moment)를 M , 그리고 수중익의 스윙 궤적에 접하는 방향으로 작용하는 힘인 접선력(tangential force)을 F_T 로 나타낸다. 이를 바탕으로 출력 효율은 다음과 같이 정의된다.

C_y 를 기준으로 하는 양력(F_y)은 다음과 같이 표현된다.

$$F_y(t) = \frac{1}{2} C_y \rho b c U_\infty^2 \quad (8)$$

C_x 를 기준으로 한 항력(F_x)은 다음과 같이 설명된다.

$$F_x(t) = \frac{1}{2} C_x \rho b c U_\infty^2 \quad (9)$$

C_m 를 기준으로 한 피치 축의 모멘트(M)는 다음과 같이 계산된다.

$$M(t) = \frac{1}{2} C_m \rho b c^2 U_\infty^2 \quad (10)$$

따라서 총 출력(power, P)은 다음과 같이 정의된다.

$$P(t) = F_x(t)\dot{x}(t) + F_y(t)\dot{y}(t) + M_z(t)\dot{\theta}(t) = P_x(t) + P_y(t) + P_z(t) \quad (11)$$

평균 출력은 다음 방법을 사용하여 계산된다.

$$\bar{P} = \frac{1}{T} \int_0^T [P_x(t) + P_y(t) + P_z(t)] dt \quad (12)$$

출력 효율(power efficiency, η) 앞쪽 수중익과 뒤쪽 수중익의 평균 출력을 더한 후 그 합을 사용가능한 출력(available power, P_a)으로 나누어 계산한다.

$$\eta = \frac{\bar{P}_S}{P_a} = \frac{\bar{P}_f + \bar{P}_r}{P_a} \quad (13)$$

여기서 사용 가능한 출력(P_a)은 다음과 같이 정의된다.

$$P_a = 0.5\rho U_\infty^3 bd \quad (14)$$

또한, Fig. 17 에 도시된 바와 같이, b 는 수중익의 스패(span) 길이를 나타내고 d 는 히브 움직임(heave motion) 중 최대 스위프 거리(swept distance)를 나타낸다.

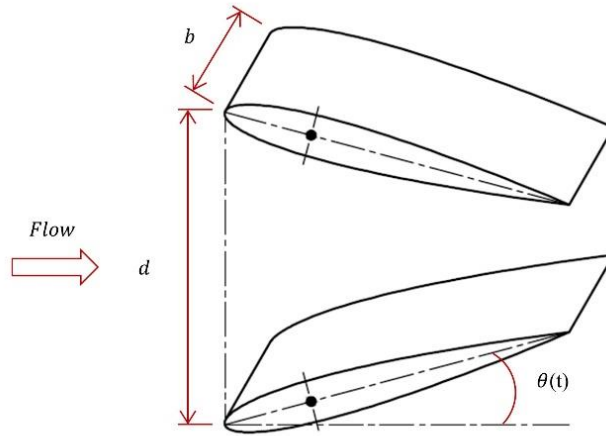


Fig. 17 Swept area of the flapping hydrofoil

FHT의 출력 변동(ξ) 정도를 계산하기 위해 선행 연구[59]에서 설명한 변동 공식을 변형하여 FHT에 맞춰 토크를 출력으로 대체했다.

$$\xi = \frac{\max|(P_S)_i - \bar{P}_S|}{\bar{P}_S}, \quad i = 1, \dots, n. \quad (15)$$

이 방정식에서 n 은 사이클당 데이터 인스턴스 수를 나타낸다. 출력 변동 수준이 높으면 발전 출력을 조절하기가 어려워지므로, 출력을 안정화하기 위해 플라이휠(flywheel)과 같은 기계 부품을 활용한다. 이때 출력 변동이 클수록 플라이휠의 크기도 커지게 된다. 따라서 발전량 제어의 어려움과 추가 부품 통합에 따른 추가 비용을 바탕으로 출력 효율과 출력 변동이 발전 성능에 영향을 미치는 주요 요인으로 보고, 이를 통합하여 다음과 같은 단일 성능 지표를 정의했다. Eq. (16)에서 f_1 과 f_2 는 각각 출력 효율과 출력 변동의 가중치를 의미하며, 출력 효율과 변동의 중요도에 따라 변경 가능한 상수이다. 또한 변동성은 발전 성능에 부정적인 영향을 미치므로 해당 항에 음수($-f_2$)를 곱하여 반영하였다.

$$\sigma = (f_1 \times \eta) + (-f_2 \times \xi), \text{ where } f_1 + f_2 = 1 \quad (16)$$

추가적으로 전역위상차(global phase difference, Φ_{1-2})를 이용하여 최적 지점을 결정하였다. 선행연구[10, 39]에 따르면, 효율은 전역 위상차가 $54^\circ \sim 252^\circ$ 범위일 때 최고점에 도달할 수 있으며 최대값은 약 90° 에서 나타난다고 보고했다. 또한 이 값의 범위는 레이놀즈 수(Re)와 무차원주파수(f^*)에 따라 약간씩 변경되는 것으로 나타났다. 전역 위상차는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{global phase difference}(\Phi_{1-2}) = 360^\circ \times \frac{fL_x}{U_\infty} + \phi_{1-2} \quad (17)$$

3. TFHT 매개변수 분석 계획

1) 이격거리(L_x) 및 위상차(ϕ_{1-2})

Table 2 Initial parameter sets

case	$\phi_{1-2} (^\circ)$	L_x/c	$\theta (^\circ)$	f^*	$\Phi_{1-2} (^\circ)$
RL_2c_60°_0.1	-90	2	60	0.1	162
RL_3c_60°_0.1	-90	3	60	0.1	198
RL_4c_60°_0.1	-90	4	60	0.1	234
RL_5c_60°_0.1	-90	5	60	0.1	270
RL_6c_60°_0.1	-90	6	60	0.1	306
FL_2c_60°_0.1	90	2	60	0.1	342
FL_3c_60°_0.1	90	3	60	0.1	18
FL_4c_60°_0.1	90	4	60	0.1	54
FL_5c_60°_0.1	90	5	60	0.1	90
FL_6c_60°_0.1	90	6	60	0.1	126

설계 변수를 결정하기 위해 **Table 1** 에 설정된 범위에 따라 피치각과 무차원주파수를 각각 최소값 ($\theta = 60^\circ$, $f^* = 0.1$)으로 고정하고 이격거리와 위상차를 변수로 두어 매개변수 해석을 수행했다. **Table 2** 에서는 2c, 3c, 4c, 5c, 6c 의 이격거리와 90° (앞쪽 리드, front-lead, FL) 및 -90° (뒤쪽 리드, rear-lead, RL)의 위상차를 활용하여 10 가지 사례(case)를 분석했다.

2) 피치각(pitch angle, θ) 및 무차원주파수(reduced frequency, f^*)

다음으로 무차원주파수와 피치각에 따른 영향을 알아보기 위해 **Table 3** 과 같이 구성하였다. 먼저 무차원주파수를 0.1 로 고정하고, 필수 운동학적 인자인 피치각을 변수로 두어 65° , 70° , 75° 로 설정하였다. 이후 피치각을 60° 로 일정하게 유지하고 무차원주파수를 0.12, 0.14, 0.16 으로 증가시켜 두 설계변수에 대한 영향을 평가하였다. 이 경우에는 $\pm 90^\circ$ 의 위상차 조건에서, 최소 이격거리를 2c, 최대 이격거리를 6c 로 설정했다.

Table 3 Parameter sets

case	$\phi_{1-2} (^\circ)$	L_x/c	$\theta (^\circ)$	f^*	$\Phi_{1-2} (^\circ)$
RL_2c_65°_0.1	-90	2	65	0.1	162
RL_2c_70°_0.1	-90	2	70	0.1	162
RL_2c_75°_0.1	-90	2	75	0.1	162
FL_2c_65°_0.1	90	2	65	0.1	342
FL_2c_70°_0.1	90	2	70	0.1	342
FL_2c_75°_0.1	90	2	75	0.1	342
RL_6c_65°_0.1	-90	6	65	0.1	306
RL_6c_70°_0.1	-90	6	70	0.1	306
RL_6c_75°_0.1	-90	6	75	0.1	306
FL_6c_65°_0.1	90	6	65	0.1	126
FL_6c_70°_0.1	90	6	70	0.1	126
FL_6c_75°_0.1	90	6	75	0.1	126
RL_2c_60°_0.12	-90	2	60	0.12	176.4

case	$\phi_{1-2} (^{\circ})$	L_x/c	$\theta (^{\circ})$	f^*	$\Phi_{1-2} (^{\circ})$
RL_2c_60°_0.14	-90	2	60	0.14	190.8
RL_2c_60°_0.16	-90	2	60	0.16	205.2
FL_2c_60°_0.12	90	2	60	0.12	356.4
FL_2c_60°_0.14	90	2	60	0.14	10.8
FL_2c_60°_0.16	90	2	60	0.16	25.2
RL_6c_60°_0.12	-90	6	60	0.12	349.2
RL_6c_60°_0.14	-90	6	60	0.14	32.4
RL_6c_60°_0.16	-90	6	60	0.16	75.6
FL_6c_60°_0.12	90	6	60	0.12	169.2
FL_6c_60°_0.14	90	6	60	0.14	212.4
FL_6c_60°_0.16	90	6	60	0.16	255.6

4. 결과 및 논의

최적 해는 Table 4 의 34 가지 사례에 대한 매개변수 분석을 통해 1 차적으로 도출된다. 최적의 해를 결정하기 위해 이격거리, 무차원주파수, 피치각, 위상차 등 각 변수에 대한 데이터를 비교하였다.

Table 4 Results of parametric analysis

case	$\Phi_{1-2} (^{\circ})$	$\eta_{front} (%)$	$\eta (%)$	$\xi (%)$	$\sigma (%)$
RL_2c_60°_0.1	162	21.07	40.89	31.34	33.67
RL_3c_60°_0.1	198	22.44	40.36	44.76	31.85
RL_4c_60°_0.1	234	23.41	39.38	58.68	29.57
RL_5c_60°_0.1	270	24.25	39.64	61.92	29.48
RL_6c_60°_0.1	306	24.29	40.16	41.40	32.00
FL_2c_60°_0.1	342	24.50	39.16	38.15	31.43
FL_3c_60°_0.1	18	25.06	41.63	51.88	32.28
FL_4c_60°_0.1	54	25.03	45.31	58.63	34.92
FL_5c_60°_0.1	90	24.98	47.82	43.79	38.66
FL_6c_60°_0.1	126	24.67	47.73	56.02	37.35
RL_2c_65°_0.1	162	22.89	40.88	31.58	33.63

case	$\Phi_{1-2}(\text{°})$	$\eta_{\text{front}}(\%)$	$\eta(\%)$	$\xi(\%)$	$\sigma(\%)$
RL_2c_70°_0.1	162	24.71	40.86	31.70	33.60
RL_2c_75°_0.1	162	26.63	41.08	36.64	33.31
FL_2c_65°_0.1	342	25.37	40.74	38.98	32.77
FL_2c_70°_0.1	342	23.57	39.29	42.86	31.07
FL_2c_75°_0.1	342	20.01	30.75	60.03	21.67
RL_6c_65°_0.1	306	28.24	42.68	44.98	33.92
RL_6c_70°_0.1	306	31.34	45.26	52.93	35.44
RL_6c_75°_0.1	306	32.69	44.05	77.31	31.92
FL_6c_65°_0.1	126	25.26	45.15	25.75	38.06
FL_6c_70°_0.1	126	23.36	41.44	41.21	33.17
FL_6c_75°_0.1	126	19.79	35.98	60.62	26.32
RL_2c_60°_0.12	176.4	25.49	48.59	32.37	40.50
RL_2c_60°_0.14	190.8	26.34	50.80	48.17	40.90
RL_2c_60°_0.16	205.2	26.32	51.83	69.33	39.72
FL_2c_60°_0.12	356.4	28.32	44.54	46.83	35.40
FL_2c_60°_0.14	10.8	30.12	39.20	57.23	29.55
FL_2c_60°_0.16	25.2	31.46	45.31	105.18	30.26
RL_6c_60°_0.12	349.2	28.62	45.88	41.64	37.13
RL_6c_60°_0.14	32.4	29.18	46.52	50.80	36.79
RL_6c_60°_0.16	75.6	28.72	47.49	79.14	34.82
FL_6c_60°_0.12	169.2	29.11	50.46	25.53	42.86
FL_6c_60°_0.14	212.4	30.59	51.34	36.07	42.60
FL_6c_60°_0.16	255.6	31.32	49.74	79.91	36.77

1) 기본 조건 세트에서 이격거리와 위상차의 영향

먼저, 본 연구에서는 피치각과 무차원주파수를 최소값($\theta = 60^\circ$, $f^* = 0.1$)으로 유지하면서 두 수중익 사이의 위상차와 이격거리가 출력에 미치는 영향을 조사했다. 이격거리는 2c 에서 6c 로 1c 씩 늘려가며 앞쪽 리드(front-lead, $\phi_{1-2} = 90^\circ$)와 뒤쪽 리드(rear-lead, $\phi_{1-2} = -90^\circ$)를 비교했다.

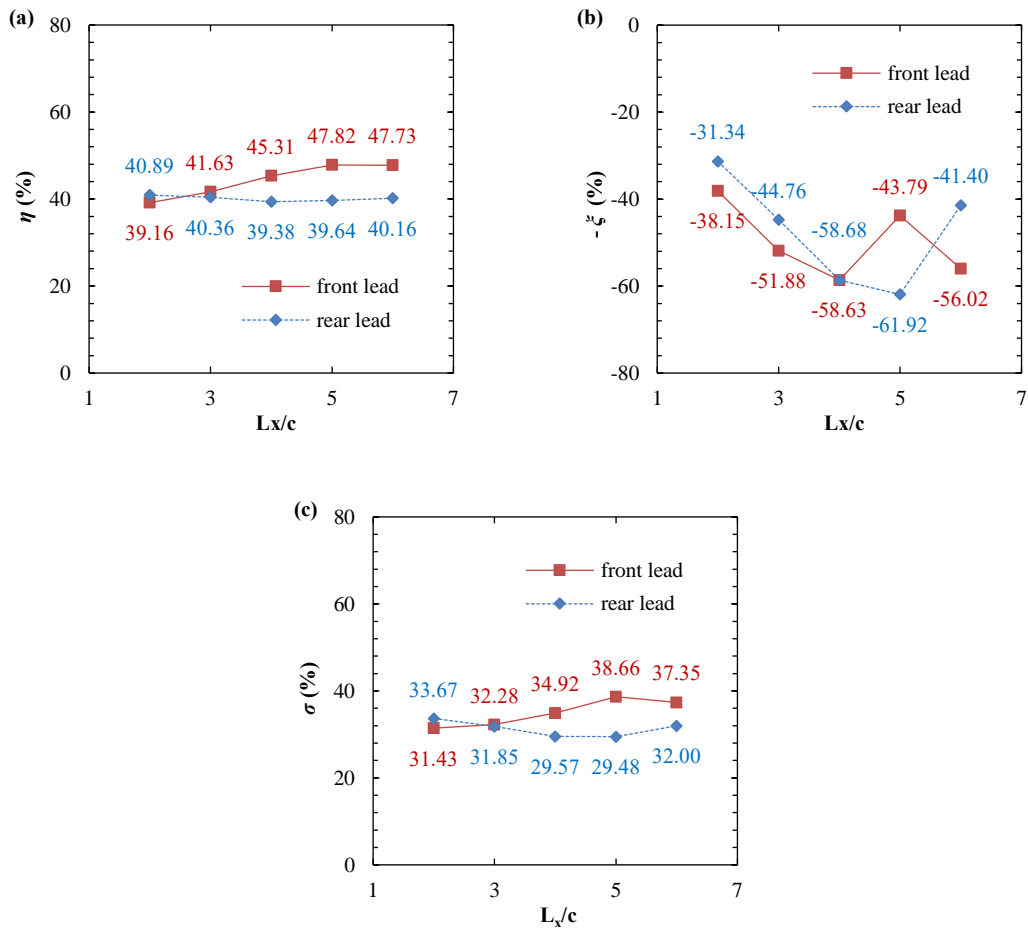


Fig. 18 Power performance results of basic sets (a)efficiency, (b)fluctuation, (c)single performance indicator

Fig. 18(a)를 보면, 뒤쪽 리드는 모든 이격거리에 걸쳐 39.38~40.89% 사이의 효율성을 일관되게 유지하는 것과 달리, 앞쪽 리드는 2c 에서 39.16%, 6c 에서 47.73%로 증가하여 거리에 따른 효율성 증가를 보여준다. 평균 효율 민감도(average efficiency sensitivity, $|\Delta \eta / \Delta(L_x/c)|$)은 1.38 로 계산된다. 앞쪽 리드의 경우 전역 위상차(Φ_{1-2})는 Table 4 에 표시된 것과 같이 342° , 18° , 54° , 90° 및 126° 로 증가하여 저효율 대역에서 고효율 대역($54 \sim 252^\circ$) 근처로 이동한다. 반대로 뒤쪽 리드의 경우 전역 위상차가 162° , 198° , 234° , 270° , 306° 에서 고효율 대역에서 저효율 대역으로 이동하는 경향이 있어 전체

효율이 감소한다. 90° 와 126° 의 고효율 대역에서는 47% 이상의 효율을 얻을 수 있는 것으로 확인되었다.

출력 성능에 부정적인 영향을 미치는 변동성의 경우 **Fig. 18(b)**와 같이 그래프 상에서 음수(-)로 표기하였다. 여기서 뒤쪽 리드의 변동 범위는 31.34~61.92%인 반면 앞쪽 리드의 변동 범위는 38.15~58.63%이다. 평균 변동 민감도(average fluctuation sensitivity, $|\Delta \xi / (\Delta(L_x/c))|$)은 12.33으로 계산되었으며, 이는 평균 효율 민감도(1.38)보다 약 9배 더 높다. 따라서 **Eq. (16)**의 단일 성능지표에 대한 f_1 과 f_2 비율은 9:1로 설정된다. 단일 성능지표의 값은 **Fig. 18(c)**에 나타나 있다.

그리고 4c 조건과 5c 조건을 비교했을 때, 앞쪽 리드 조건에선 변동성이 3.24 증가하고, 뒤쪽 리드 조건일때 14.84 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이부분을 자세히 확인하기 위해 출력곡선을 비교해보았다. **Fig. 19**에서 뒤쪽 리드 조건인 (a)와 (c)를 비교해보면 뒤쪽 출력곡선의 피크점 ($t/T=0.5, 1.0$) 부근에서 약간의 차이를 보이는 것을 제외하고 매우 유사한 경향성을 보인다. 반면, 앞쪽 리드 조건인 (b), (d)를 비교했을 때 앞쪽 출력에 비해 뒤쪽 출력이 피크점($t/T=0.2, 0.7$) 근처에서 5c 조건일때 크게 증가한 것을 확인할 수 있다. 이로 인해 5c일 때 앞쪽 리드 조건에서 총 출력의 평탄화(smoothness)가 이루어져 변동성이 크게 감소한 것으로 볼 수 있다.

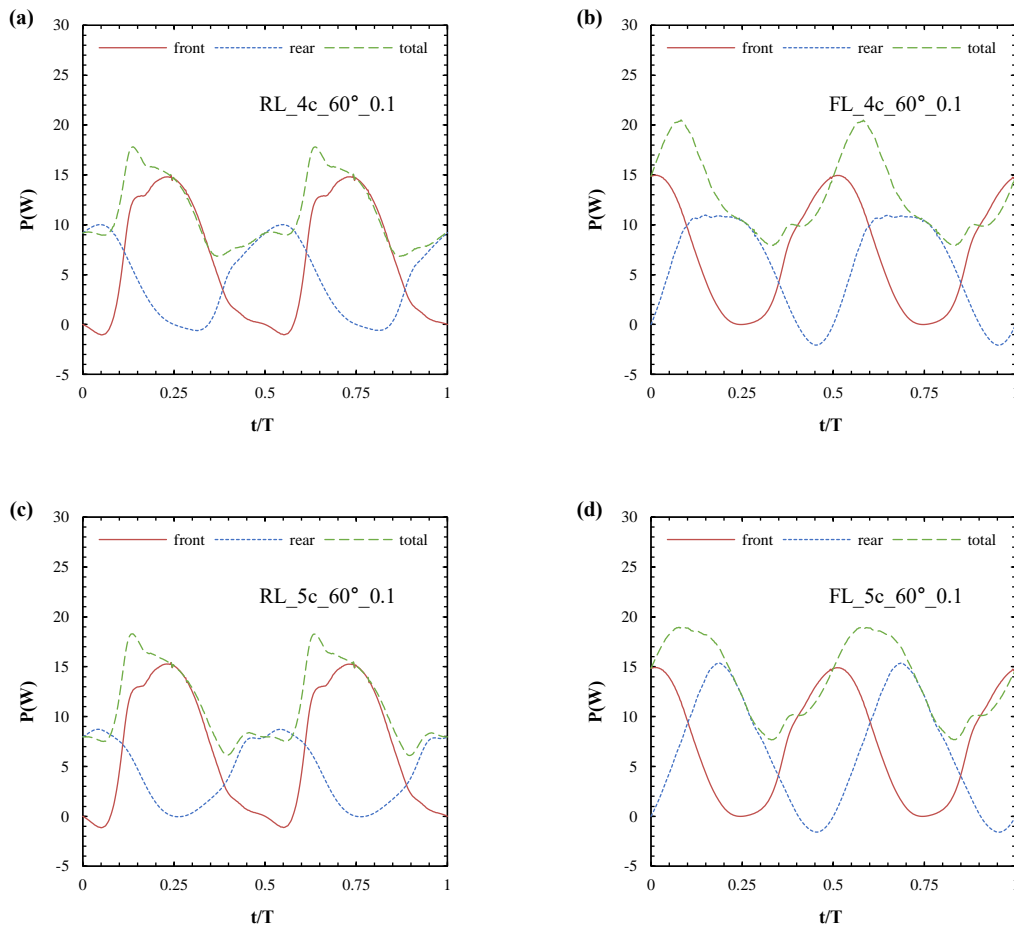


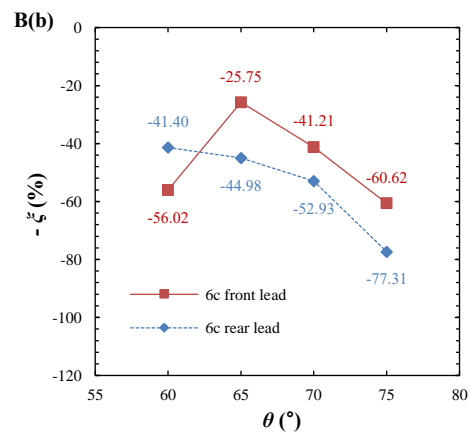
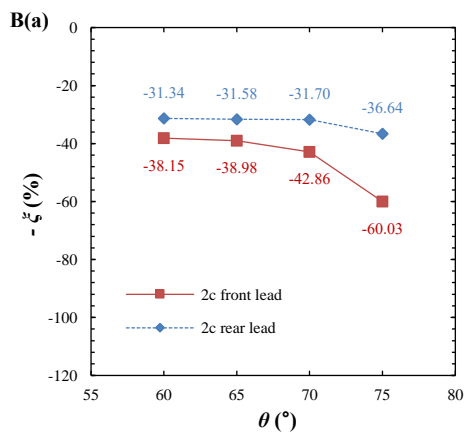
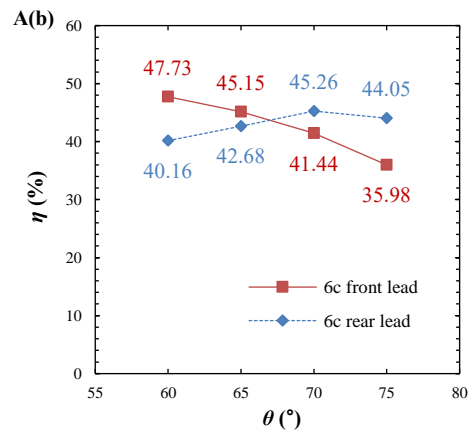
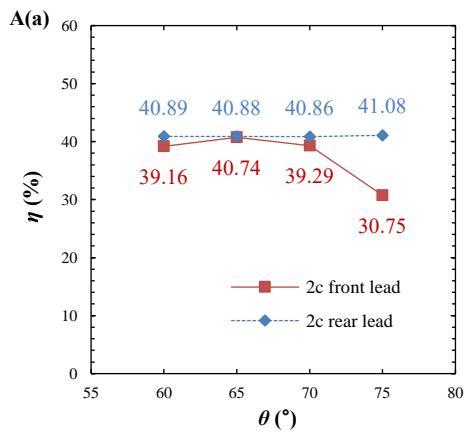
Fig. 19 Comparison of power curve between 4c and 5c conditions in the basic sets

Fig. 18 와 Fig. 19 의 결과를 정리하면, 5c 일 때 앞쪽 리드 조건은 ϕ_{1-2} 이 90° 근처인 조건에서 높은 효율을 보인다는 선행연구[10, 39] 결과와 유사하게 우수한 효율성을 가지고 있으며, 효율성과 변동성을 모두 고려한 성능 지표는 38.66 로 높은 값을 보이므로 10 개의 기본 사례 중에서 가장 좋은 성능을 가진 것으로 볼 수 있다.

추가적인 매개변수 분석을 위해 전역 위상차를 조정하여 성능을 증가시킬 수 있는 조건을 결정해야 하므로, 중간거리(3,4,5c)를 제거하고 이격거리 2c 의 근접상태에서 뒤쪽 리드(단일 성능 지표(σ)=33.67)를, 6c 의 가장 긴 상태에서 앞쪽 리드(σ =37.35)를 선택하여 분석했다.

2) 피치각(pitch angle) 영향

단일 플래핑-포일 유체동력 터빈의 경우 피치각이 증가함에 따라 처음에는 효율이 증가하다가 감소하며 이는 무차원주파수에 따라 변동된다[42]. 따라서 피치각 증가에 따른 설계변수가 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈의 효율과 변동에 미치는 영향을 알아보기 위해 이격거리를 2c 와 6c 로 유지하면서 피치각을 60 ~ 75° 범위로 5° 씩 증가시켰다.



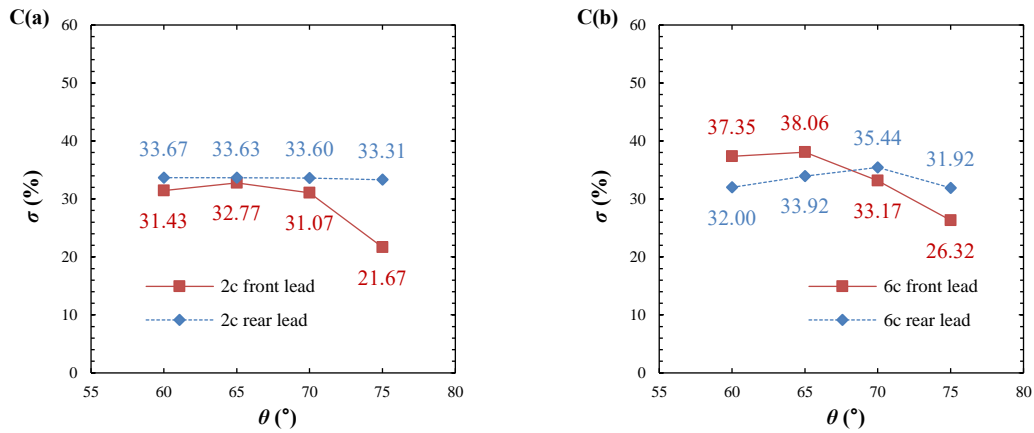


Fig. 20 Power performance results with pitch angle change (A: efficiency, B: fluctuation, C: single performance indicator)

먼저, 효율성을 고려하면 Fig. 20A(a)에 도시된 바와 같이 피치각 변화에 관계없이 2c 조건에서 뒤쪽 리드가 앞쪽 리드보다 성능이 우수하다는 것을 확인할 수 있다. Fig. 20A(b)에서 피치각 60° 에서 앞쪽 리드의 효율은 뒤쪽 리드보다 7.57% 높은 것을 볼 수 있다. 그러나 피치각을 75° 로 올리면 뒤쪽 리드의 효율이 앞쪽 리드보다 8.07% 더 좋아진다. Fig. 20B는 2c 조건에 대한 증가하는 피치각과 변동 사이의 상관관계를 나타내며, 출력 성능에 부정적인 영향을 미치는 변동성은 음수로 표기하였다. 그중 6c 조건에서는 높은 피치각에서의 변동폭이 앞쪽 리드에서 60.62%, 뒤쪽 리드에서 77.31%로 나타나 비교적 높은 수준을 보여주었다. Fig. 20C를 살펴보면 2c 뒤쪽 리드 조건에서는 피치각도 변화의 영향을 상대적으로 적게 받고, 앞쪽 리드 조건은 피치각이 증가함에 따라 효율이 감소하고 변동이 증가하여 부정적인 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

3) 무차원주파수 (reduced frequency, f^*) 영향

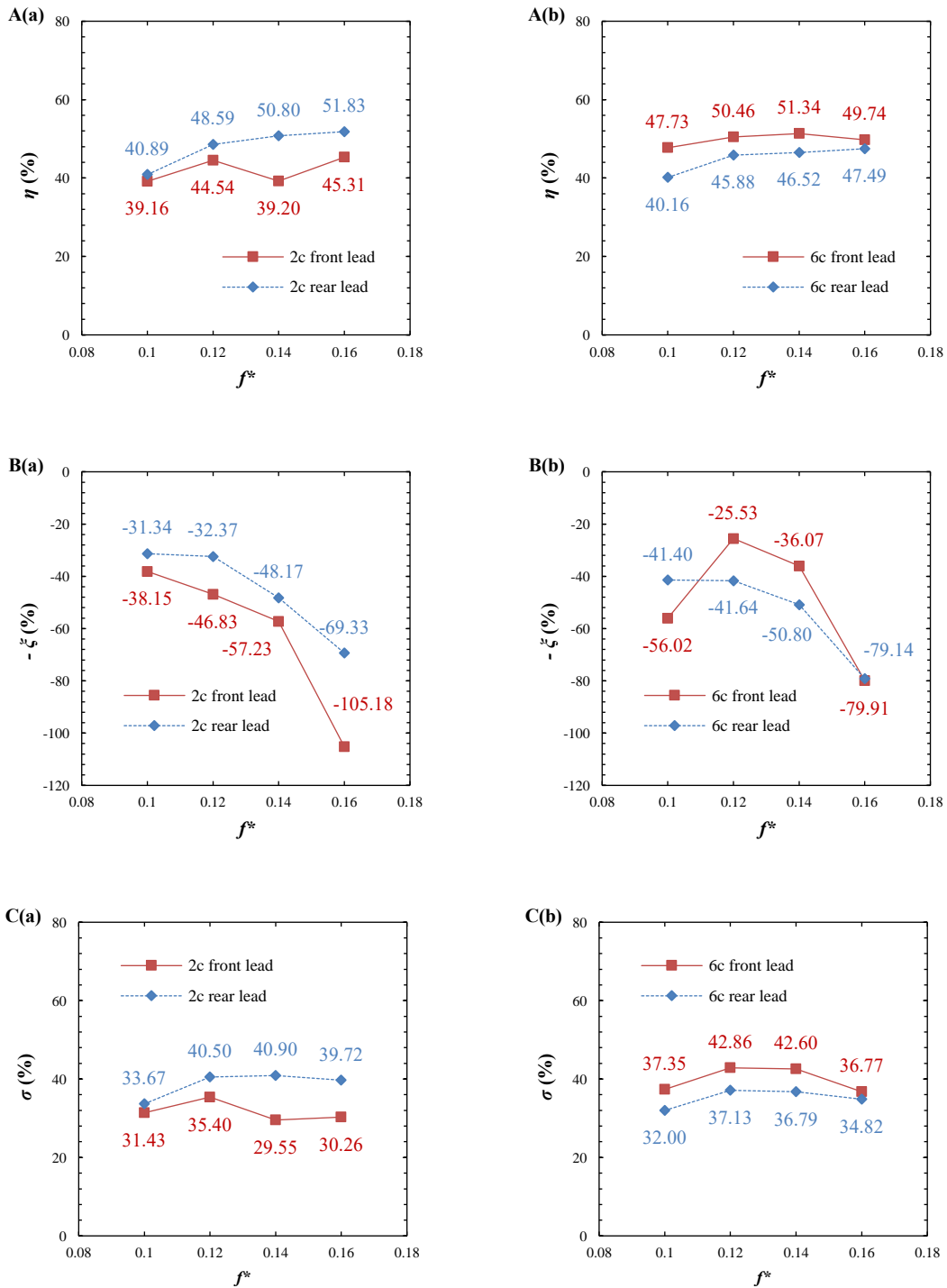
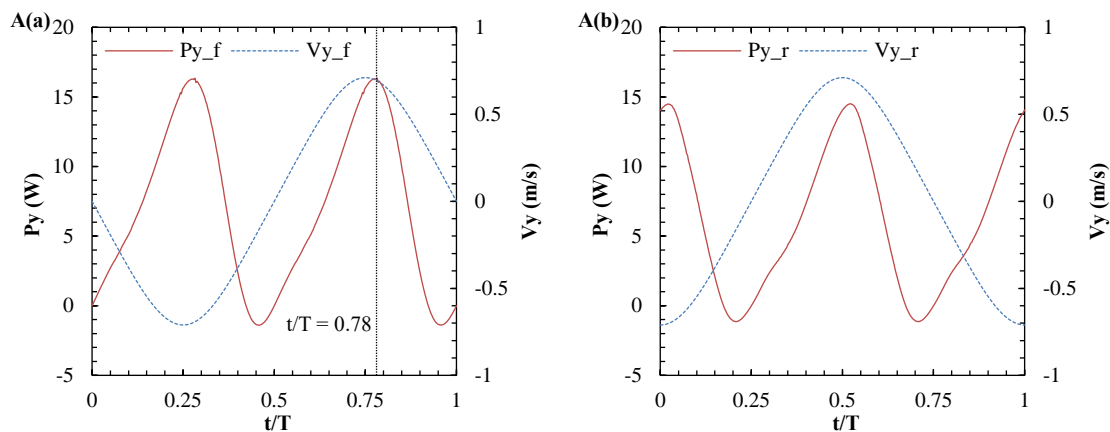


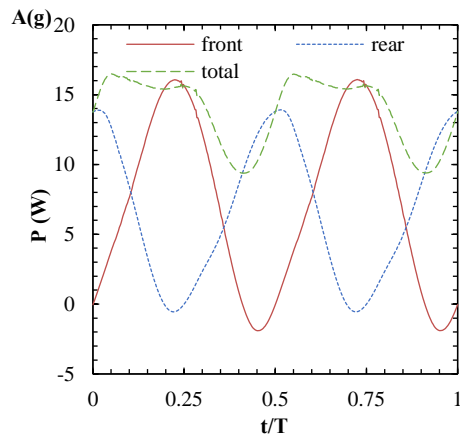
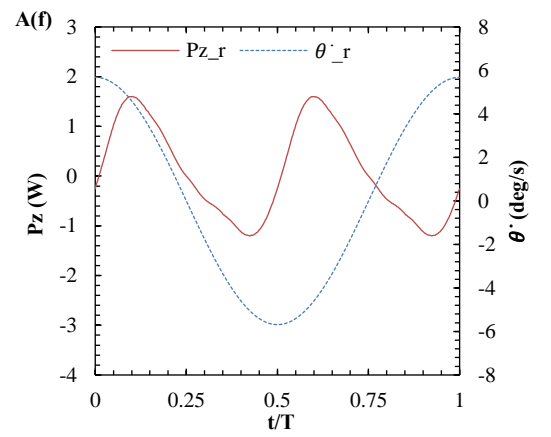
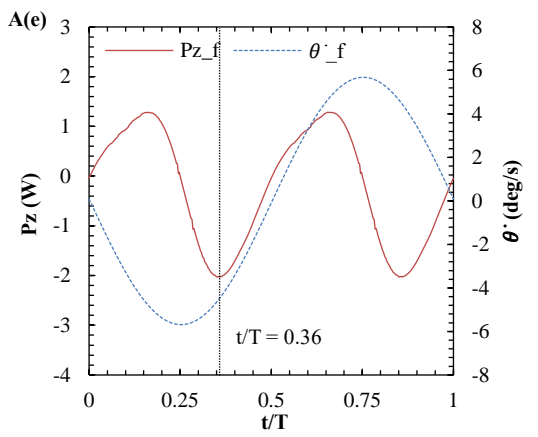
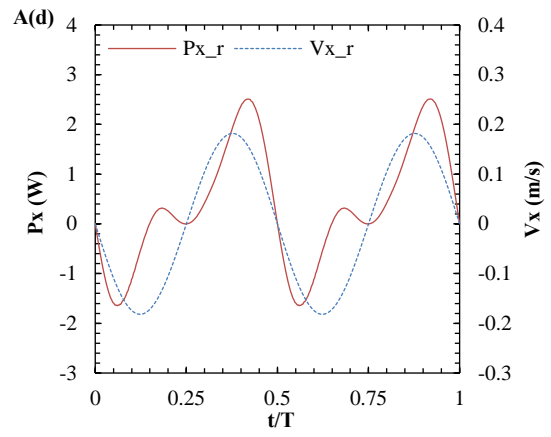
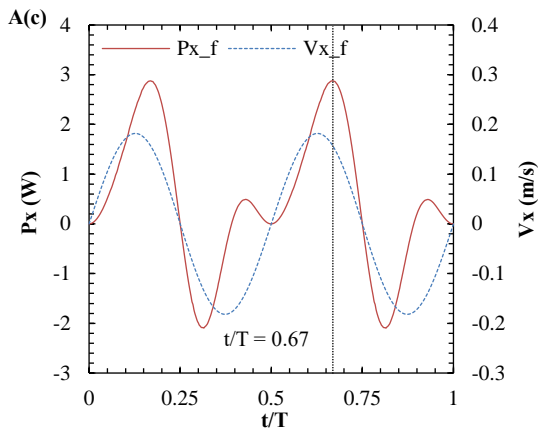
Fig. 21 Power performance results with reduced frequency change (A: efficiency, B: fluctuation, C: single performance indicator)

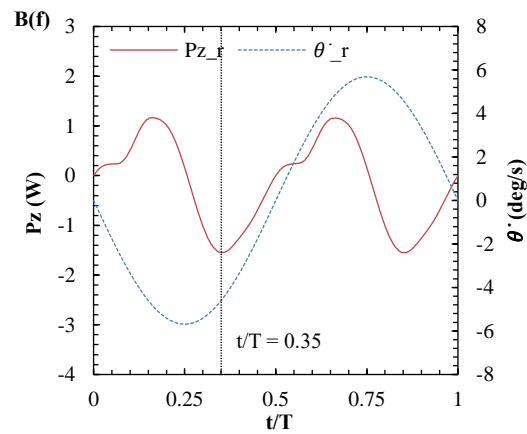
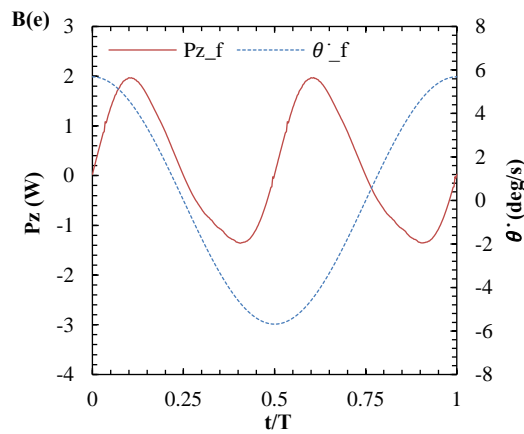
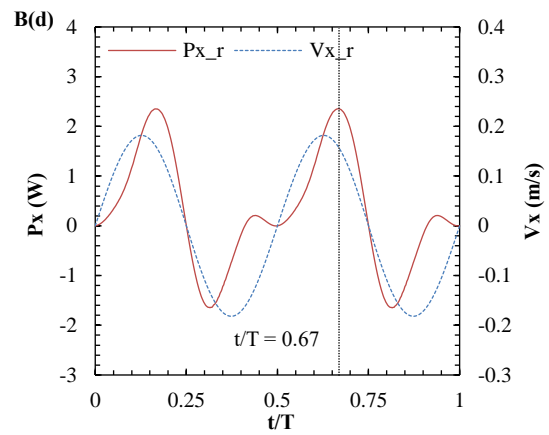
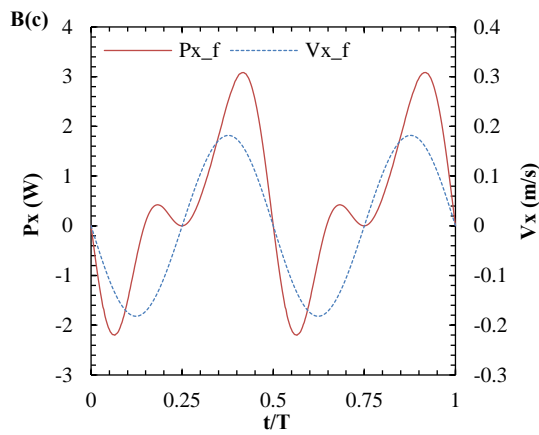
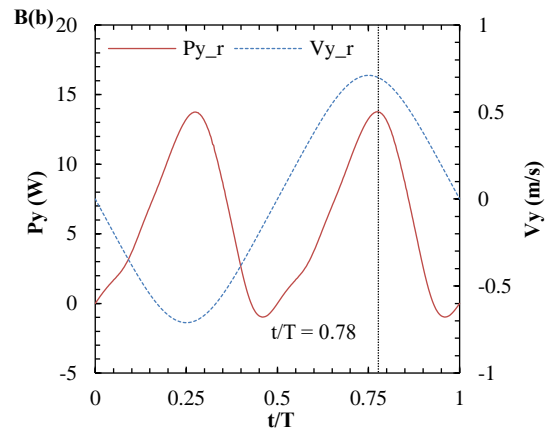
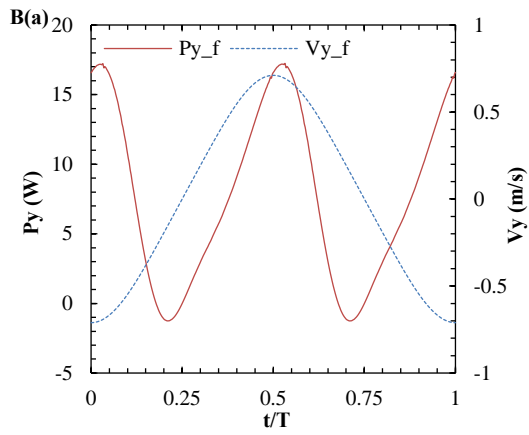
Fig. 21 는 무차원주파수가 출력 성능에 미치는 영향을 나타낸다. 이격거리 2c 의 경우는 뒤쪽 리드 조건, 6c 는 앞쪽 리드 조건이 무차원주파수의 변화와 관계없이 전반적으로 좋은 성능을 보였다. 여기서 ‘FL_6c_60° _0.12’ 조건의 경우 50.46%의 효율과 25.53%의 가장 적은 변동성을 보여주고, Table 4 를 확인해 보았을 때에도 ‘FL_6c_60° _0.12’ 조건이 다른 사례보다 성능이 우수하다고 볼 수 있다.

4) 대표 사례의 결과 비교

‘FL_6c_60° _0.12’ 조건은 초기 매개변수분석 시 34 개 조건 중 성능지표 값이 가장 높은 조건으로 선정되었으며, 위상차 및 이격거리에 대한 출력곡선을 ‘RL_2c_60° _0.12’ 조건과 비교하였다.







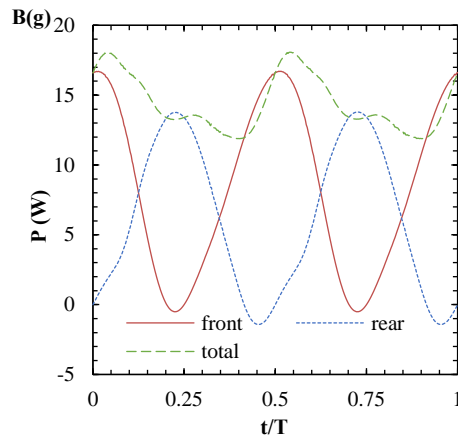


Fig. 22 Power results of cases (A: 'RL_2c_60°_0.12', B: 'FL_6c_60°_0.12')

Fig. 22 에서 'FL_6c_60°_0.12' 조건의 뒤쪽 수중익에 대한 P_x 및 P_y 곡선의 피크 대 밸리 진폭 (peak-to-valley amplitude) 은 약간의 속도 위상을 고려하였을 때, 'RL_2c_60°_0.12' 조건의 앞쪽 수중익과 유사한 경향성을 보인다. 또한 'RL_2c_60°_0.12' 의 앞쪽 수중익과 'FL_6c_60°_0.12' 조건의 뒤쪽 수중익에 대한 P_z 곡선은 더 큰 진폭을 나타내며, 음의 피크는 양의 피크보다 큰 진폭을 갖고 있다. 'RL_2c_60°_0.12' 조건의 경우, 앞쪽 수중익의 음의 출력은 앞쪽 출력의 피크 대 밸리 진폭을 증폭시켜 32.37%의 출력 변동을 발생시킨다. 마찬가지로, 'FL_6c_60°_0.12' 조건의 경우 뒤쪽 수중익의 음의 출력은 뒤쪽 출력의 진폭을 증가시켜 앞쪽 출력의 진폭과 비슷한 크기를 갖도록 만들고, 25.53%의 작은 변동 값을 얻었다.

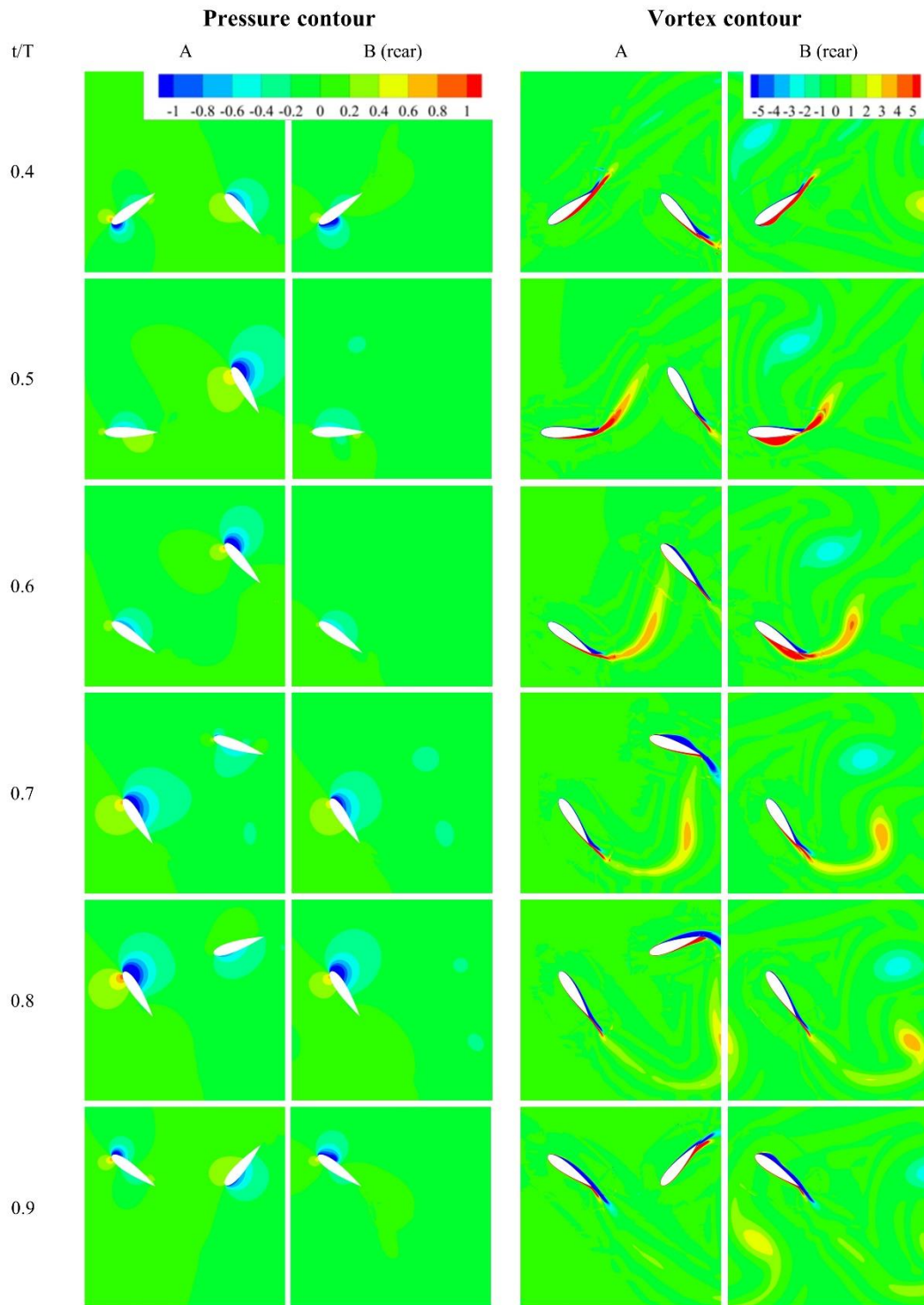


Fig. 23 Pressure and vortex contours of cases (A: 'RL_2c_60°_0.12', B: 'FL_6c_60°_0.12')

종합적인 검토를 위해 'RL_2c_60° _0.12' 와 'FL_6c_60° _0.12' 조건에 대한 앞쪽 및 뒤쪽 수중익 근처의 압력(pressure) 및 와류(vortex) 등고선(contour)이 나와있는 Fig. 23 를 분석했다. 'FL_6c_60° _0.12' 조건의 뒤쪽 수중익 하부 표면에는 앞쪽 가장자리 와류(leading edge vortex, LEV)가 생성된다. $t/T=0.4$ 에서 빨간색으로 표시된 다음 $t/T=0.5$ 의 중간 위치에서 $t/T=0.6$ 의 뒷쪽 가장자리 (trailing edge, TE)로 이동한다. 이후 LEV 는 $t/T=0.7$ 과 $t/T=0.8$ 사이의 TE 에서 사라진다. Fig. 23 오른쪽의 와류 등고선에서 볼 수 있듯이 위쪽 표면의 LEV 는 $t/T=0.9$ 에서 청색으로 생성된다. Fig. 23 왼쪽의 압력 등고선은 최고 압력을 나타낸다. 하부 표면과 상부 표면에서 차이가 발생하여 높은 수준의 힘이 생성되며, 이는 $t/T=0.8$ 에서 관찰할 수 있다. 또한, P_y 곡선은 $t/T=0.75$ 부근에서 피크를 나타내며, Fig. 23 에서 가장 높은 V_y 를 보여준다. 한편, P_x 의 피크는 높은 압력차로 인해 $t/T=0.67$ 에서 생기는 반면, 가장 높은 V_x 는 $t/T=0.65$ 에서 발생한다. 또한, $t/T=0.4$ 전에 앞쪽 가장자리(leading edge, LE)에서 빨간색 LEV 가 형성되고 피치 회전 운동을 방해함으로써 $t/T=0.35$ 에서 P_z 의 음의 피크가 나타난다. 또한, $t/T=0.25$ 에서 가장 높은 각속도가 발생한다. 'RL_2c_60° _0.12' 조건의 앞쪽 수중익은 'FL_6c_60° _0.12' 조건의 뒤쪽 수중익과 비교하여 더 높은 수준을 갖는 유사한 힘 곡선 및 압력 분포 경향이 관찰된다. 선행연구에서 와류 발산 특성에 대해 입자영상속도계 기법(particle image velocimetry technique)을 이용한 실험을 통해 무차원주파수 및 받음각(angle of attack, AOA)을 기반으로 세 가지 후류 유형, 특히 기복 후류(undulation wake), LEV 및 역 von Karman 와류(reverse von Karman vortex street)를 관찰하였다 [60]. 기복 후류에 해당하는 'RL_2c_60° _0.12' 조건의 앞쪽 수중익의 특성은 더 높은 받음각에서 발생하는 것으로 보고된 LEV 에 해당하는 'FL_6c_60° _0.12' 조건의 뒤쪽 수중익의 특성과 대조된다[60]. 또한, 본 연구에서 시뮬레이션 된 레이놀즈 수 범위와 유사한 조건에서 수행된 수로 실험을 기반으로 AOA 가 15° 이상 증가함에 따라 양력이 감소하는

것으로 나타났다[61]. ‘FL_6c_60°_0.12’ 조건의 뒤쪽 수중익에서 힘이 더 작은 것은 앞쪽 수중익의 와류 발산으로 인한 것으로 추측되며, 이는 뒤쪽 수중익의 AOA 를 증가시키고, 두 경우 모두 최대 AOA 는 15° 를 초과한다. ‘FL_6c_60°_0.12’ 조건의 앞 수중익과 ‘RL_2c_60°_0.12’ 조건의 뒤쪽 수중익의 힘, 압력 분포 및 와류 특성의 경향은 ‘RL_2c_60°_0.12’ 조건의 앞쪽 수중익과 ‘FL_6c_60°_0.12’ 조건의 뒤쪽 수중익의 경향과 유사한 방식으로 설명할 수 있다.

5) 추가적인 해석 조건 및 최종 최적 결과

34 개의 초기 매개변수 분석을 통해 높은 출력 성능을 보인 조건에 대한 피치각 상승의 영향을 조사하기 위해 피치각이 65° , 70° , 75° 인 추가 조건 세트를 선정했다. 전역 위상차가 고효율 영역에 더 근접한 조건인 이격거리 4c 조건을 포함함으로써 전역 위상차의 영향도 관찰할 수 있다. Table 5 는 추가 조건 세트를 나타낸다.

Table 5 Additional condition sets

case	ϕ_{1-2} (°)	L_x/c	θ (°)	f^*	Φ_{1-2} (°)	η_{front} (%)	η (%)	ξ (%)	σ (%)
FL_6c_65°_0.12	90	6	65	0.12	169.2	30.65	48.08	33.87	39.88
FL_6c_70°_0.12	90	6	70	0.12	169.2	30.02	45.35	54.29	35.38
FL_6c_75°_0.12	90	6	75	0.12	169.2	28.59	41.92	57.96	31.94
FL_4c_60°_0.12	90	4	60	0.12	82.8	29.11	50.98	72.58	38.62
FL_4c_65°_0.12	90	4	65	0.12	82.8	30.49	56.83	70.34	44.12
FL_4c_70°_0.12	90	4	70	0.12	82.8	29.90	59.48	55.44	47.99
FL_4c_75°_0.12	90	4	75	0.12	82.8	28.55	47.16	28.74	39.57

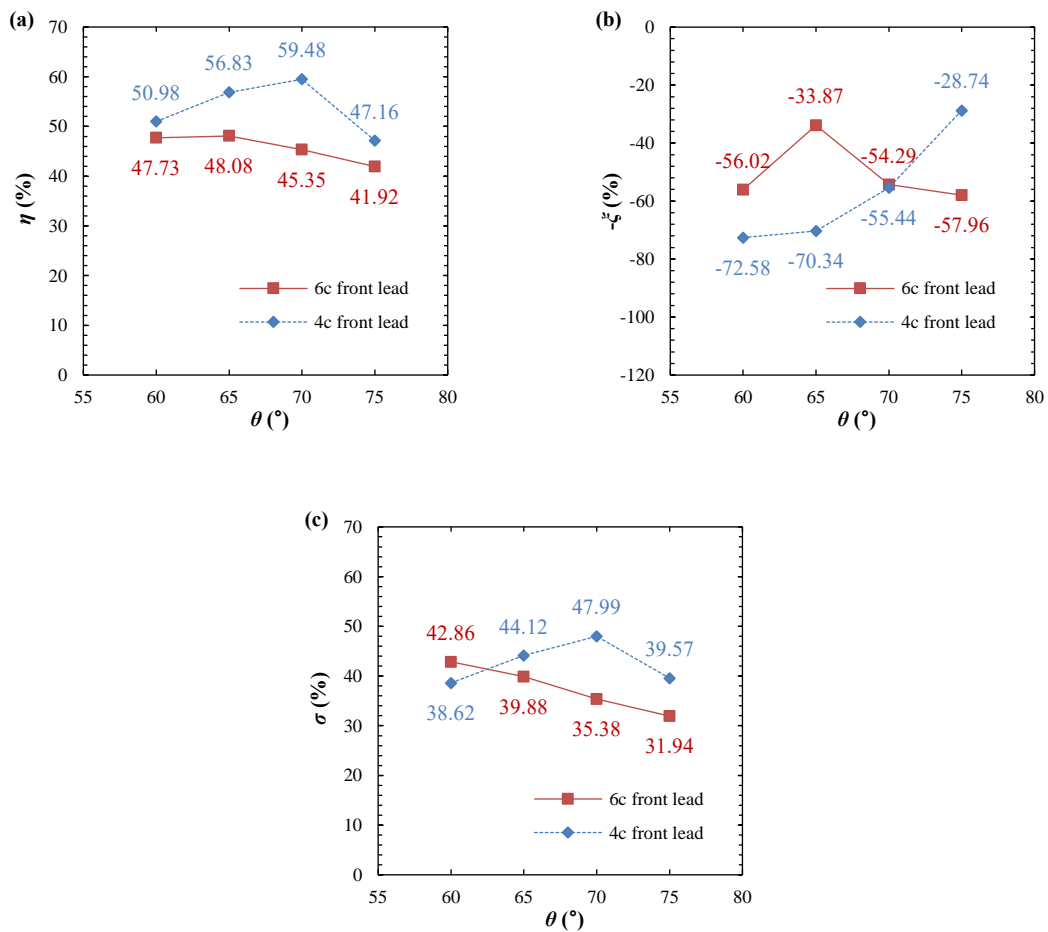


Fig. 24 Results of additional condition sets (a: power efficiency, b: power fluctuation, c: single performance indicator)

Fig. 24의 6c 조건의 결과를 살펴보면 효율 수준은 감소하는 반면, 피치각 65° 에서 변동 수준은 급격히 증가한다. 결과적으로, 성능 지표는 피치각이 65° 인 조건에 비해 낮아진다.

Fig. 24 에 표시된 4c 조건의 경우 전역 위상차는 거의 90° 에 가깝다. 또한, 피치각이 60° 에서 70° 로 증가함에 따라 효율성 수준이 증가하고 변동 수준이 감소한다. 따라서 4c 조건의 경우 피치각이 70° 일 때 가장 높은 성능 지표를 나타내며 최적의 조건을 나타낸다.

이 매개변수 분석의 주요 발견은 직렬 수증익의 효율이 전역 위상차와 피치각(f^* 가 고정된 경우) 모두에 의해 영향을 받는다는 것이다. 이는 이전 연구에서 보고된 바와 일치한다[10,

39]. 또한, 더 큰 피치각의 영향은 위상차 및 이격거리와 밀접하게 연결된다. 그리고 여기에서 분석한 41 개의 모든 사례 중 ‘FL_4c_70° _0.12’ 조건이 가장 좋은 출력 성능을 가진 것으로 간주될 수 있다.

‘FL_4c_70° _0.12’ 조건은 약 0.60 의 높은 효율을 가지며, 이 값은 이전 CFD 연구[10]에서 높은 성능을 보인 사례($\theta = 70^\circ$, $L_x=6.3c$, $\phi_{1-2}=180$, $\Phi_{1-2}=92.2^\circ$, $f^*=0.12$)에 대한 효율 0.61 와 비교하면 97%의 값을 가진다. 또 다른 이전 CFD 연구[39]의 사례($\theta = 70^\circ$, $L_x=3c$, $\Phi_{1-2}=130^\circ$, $f^*=0.115$)에서 효율은 0.45 로 132%의 값을 나타낸다. 그리고 이론적 최대 효율인 Newman 한계 값 0.64 [62]의 93%의 값을 가진다. 선행연구와 효율 비교는 Fig. 25 에 나와 있다.

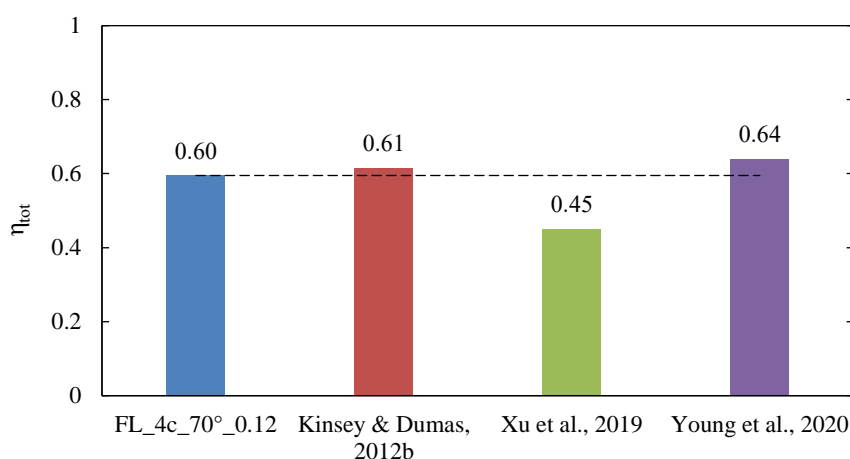


Fig. 25 Efficiency comparison with previous studies

또한, Table 4 및 Table 5 에 나타난 바와 같이, 앞쪽 출력 대 뒤쪽 출력이 29.90:29.58 인 ‘FL_4c_70° _0.12’ 조건의 출력 밸런스가 앞쪽 출력 대 뒤쪽 출력이 29.11:21.35 인 ‘FL_6c_60° _0.12’ 조건에 비해 더 좋은 것으로 나타났다. 이 결과는 적은 수의 해석 사례로도 선행 연구 결과와 비견되는 높은 성능을 가진 조건을 얻을 수 있다는 것을 보여준다.

이러한 결과를 바탕으로 차후에는 시스템을 확장하고 하부 구조 설계에 대한 하중 분석을 수행하는 것을 목표로 한다. Fig. 26 는 지금까지의 과정을 요약한 것이다.

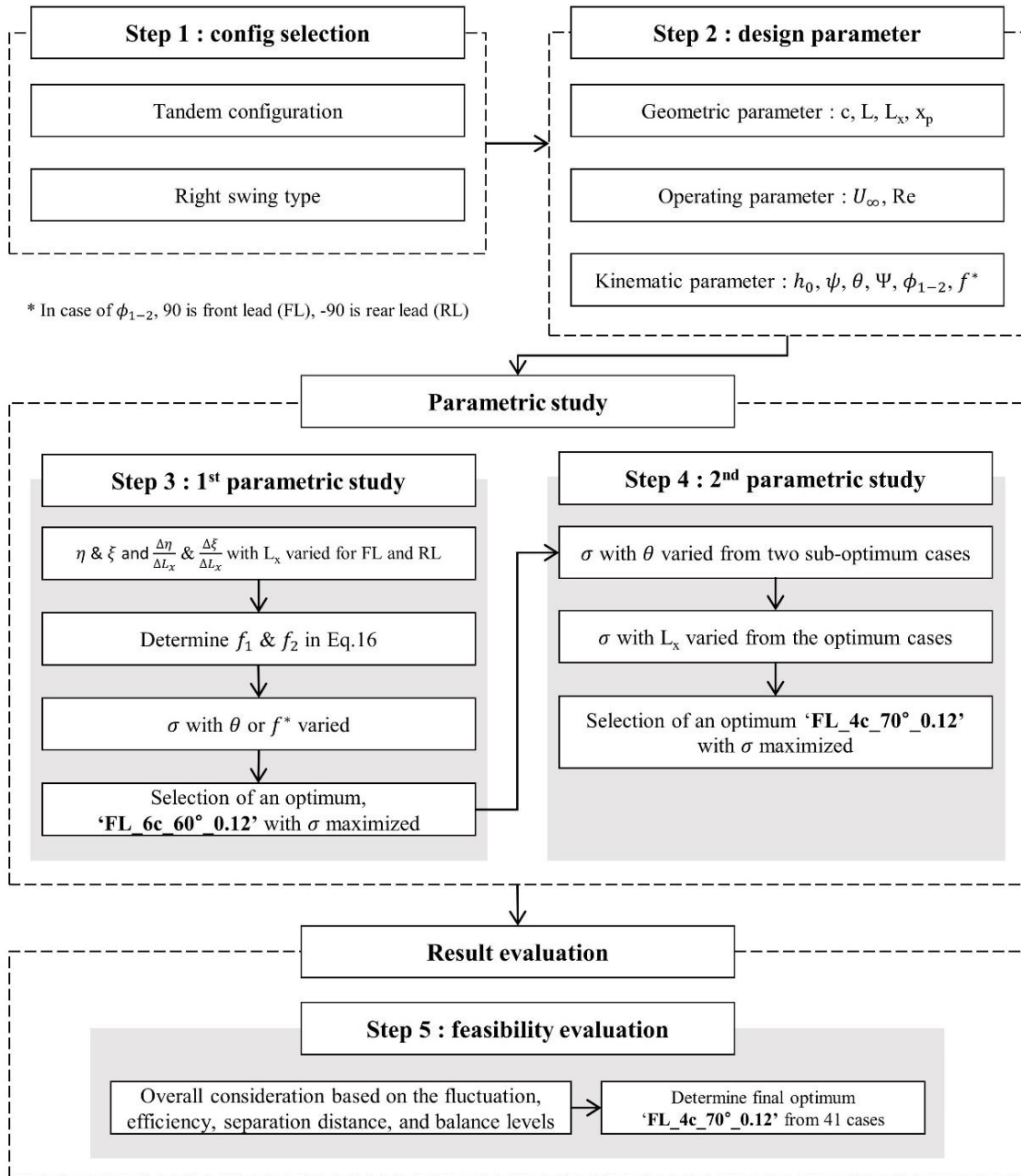


Fig. 26 Flow chart

5. 소결론

본 장에서는 거북이의 다리 구조와 수영 방식을 모방한 소규모 TFHT (tandem flapping-foil hydrodynamic turbine)를 설계하기 위해 수치적 매개변수 분석(numerical parametric analysis)를 수행했다. 분석에는 나비에-스토크스(Navier-Stokes) 방정식을 기반으로 한 자체 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD) 코드를 사용하였고, 성능 평가를 위해 출력 효율 뿐만 아니라 변동성을 고려한 단일 성능 지표를 제안했다. 먼저, 앞쪽 수중익과 뒤쪽 수중익의 이격거리와 위상차의 영향을 확인하기 위해 초기 조건으로 10 가지 사례를 분석했다. 이러한 결과를 바탕으로 피치각과 무차원주파수의 영향을 확인하기 위해 24 개의 사례를 추가로 선정하였고, 총 34 개의 1 차 매개변수 분석을 진행하였다. 2 차 매개변수 분석에서는 1 차 최적 결과를 바탕으로 7 가지 사례가 추가되었다. 분석 결과 이격거리 4c, 피치각 70° , 앞쪽 리드(front-lead) 조건이 59.48%의 효율과 비교적 낮은 변동성으로 41 개의 사례 중 가장 높은 출력 성능을 보였다. 이는 이론적 최대 효율인 Newman 한계 0.64 [62]의 93%에 해당하여, 적은 수의 사례로도 높은 출력 성능을 갖는 결과를 도출 가능하다는 것을 의미한다. 또한 출력 효율은 피치각 및 무차원주파수 외에 전역위상차(global phase difference)와도 밀접한 관련이 있는 것으로 나타났다. 이 결과를 바탕으로 시스템의 스케일을 확대하여 좌·우 수중익의 운동도 고려한 하중분석을 추가적으로 진행하였다.

III. 양쪽 4 개 수중익을 가진 TFHT 설계

1. 생체 모방 방식 및 시스템

1) 동위상 및 역위상

본 장에서는 시스템을 반으로 나눠 앞·뒤 수중익의 움직임만을 고려했던 2 장에서의 결과를 바탕으로, 코드길이(c)를 0.125m 에서 0.2m 로 확대하여 4 개의 수중익을 가진 터빈 시스템의 좌·우 움직임과 하중을 모두 고려했다. 여기서 4 개의 수중익의 운동은 거북이의 움직임을 모방하여 동위상(in-phase, IP)과 역위상(out-of-phase, OP) 움직임으로 구분하였다. Nauwelaerts 와 Aernts 는 개구리의 움직임에 관해 연구하여, 네 발(limb) 달린 수중 동물은 모든 팔다리(limb)가 함께 움직이는 동위상 조건을 사용하면 더 빠른 속도를 얻을 수 있으며, 팔다리가 교대로 움직이는 역위상 조건에서는 에너지 효율이 최적화된다는 결론을 내렸다[63]. 이것은 거북이가 큰 추진력이 필요한 상황에서는 동위상 조건을 사용하고, 일상적인 수영 중에 역위상 조건을 사용하는 것과 유사한 패턴을 가진다. 거북이가 수영하는 것과 플래핑-포일 유체동력 터빈(FHT)이 에너지를 생성하는 것은 한 주기 동안 양력(lift force)과 항력(drag force)을 생성하는 방식에서 차이를 보인다. 거북이는 운동량을 생성하기 위해 주로 하향 스트로크(stroke)에 의존하므로 한 주기당 한 번의 양력과 항력의 피크가 발생한다. 반면, FHT 는 상향 및 하향 스트로크 모두 양력을 사용하므로 한 주기당 앞쪽 및 뒤쪽 수중익에 두 개의 피크가 발생한다. 여기서 피크는 교대로 생성되므로 0 과 180° 위치에서 동위상이고 90 과 270° 일 때 역위상이라고 간주할 수 있다.

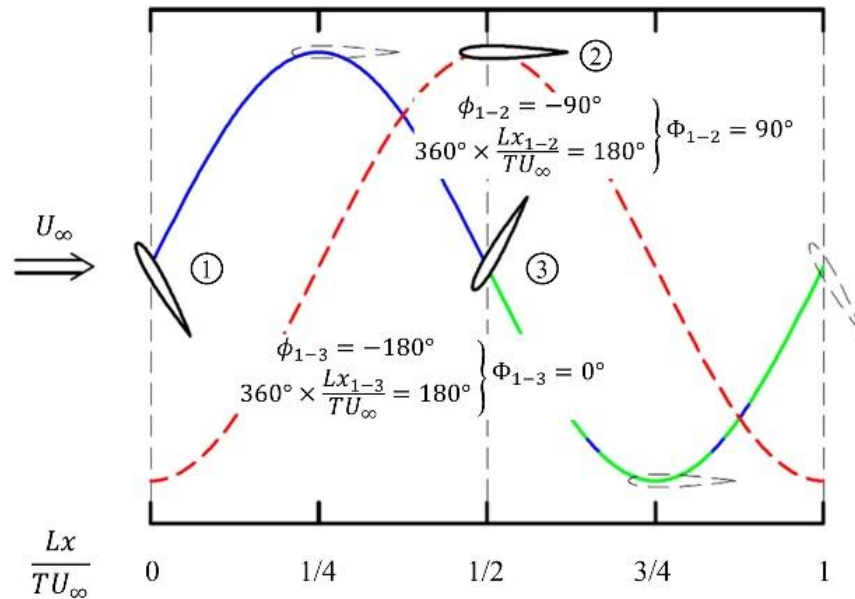


Fig. 27 Example of global phase difference

Fig. 27의 그래프는 한 주기 동안 시간에 따른 각 수중익의 수직 운동을 표시하며 수중익의 위치를 나타내는 실선과 함께 표시된다. Lx/TU_{∞} 값은 수중익 1과 2 사이, 1과 3 사이에서 1/2을 나타낸다. 역위상 조건인 수중익 1과 2 사이의 위상차 조건에서 전역 위상차(global phase difference, Φ_{1-2})는 90° 이고 실제 위상(actual phase)은 -90° 이며, 동위상 조건인 수중익 1과 3의 경우 전역 위상차는 0° 이고 실제 위상은 -180° 이다.

선행연구를 동위상 조건과 역위상 조건으로 분류했을 때, 180° 위상차를 갖는 움직임[10]은 동위상 조건에 해당하고 90° 위상차를 갖는 움직임은 [31]은 위상차 조건에 해당한다. 최근 실험 연구[40]에서 보고된 바에 따르면, 90° 위상차는 직렬 구성의 완전 수동 모드를 활성화하는 데에도 사용될 수 있다. 이를 바탕으로 동위상과 역위상 조건의 장점과 단점을 비교하기 위해 앞·뒤 수중익 운동에 동위상 및 역위상 조건을 적용한 연구를 진행할 것이다.

2) 시스템 사양 및 매개변수

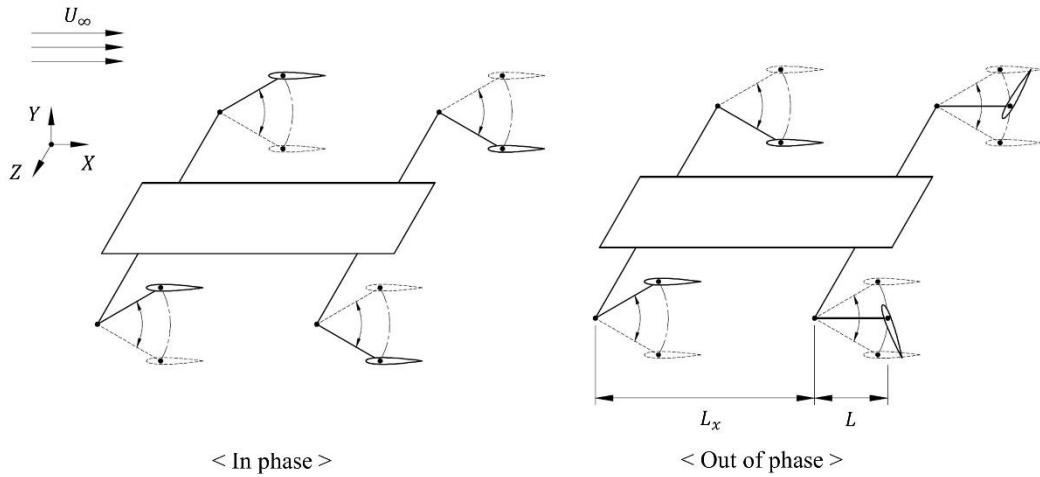


Fig. 28 In-phase and out-of-phase cases

Fig. 28 은 본 연구에서 활용한 동위상 및 역위상 시스템을 보여준다. 분석 결과는 향후 수조 실험에서 평가될 예정이므로, 2 장에서와 같이 선행 연구[31, 39]를 참고하여 사양을 결정했다.

2D 전산유체역학 시뮬레이션을 위한 시스템 사양 및 작동 정보는 Table 6 에 요약되어 있다. 선행 연구[10, 37, 39, 41, 43]를 통해 피치각(θ)은 70° 로 설정하였고, 무차원주파수(f^*)의 범위는 0.1~0.14 로 결정되었다. 앞·뒤 수중익 사이 이격거리(L_x)의 경우에도 선행 연구[10, 28, 37, 39, 47, 64]에서 일반적으로 분석된 $3.6\sim 7.5c$ 사이 범위로 설정했다. 유속은 저유속(0.9m/s)과 고유속(1.2m/s)의 두 가지 조건으로 나누었으며, 그에 따라 레이놀즈 수(Re)가 각각 201,440 과 268,587 로 결정되었다.

Table 6 System specifications and operational information

Section profile	NACA0015
Chord length (c)	0.2m
Pitching axis (x_p)	0.25c
Flapping arm length (L)	2c
Heave amplitude (h_0)	1c
Flapping angle amplitude (ψ)	30°
Pitching angle amplitude (θ)	70°
Pitch and flapping (Ψ)	90°
Phase difference Front and rear hydrofoils (ϕ_{1-2})	90°, 180°
Right and left hydrofoils (ϕ'_{1-2})	0, 180°
Global phase difference ($\Phi_{1-2}=360^\circ \times f L_x/U_\infty + \phi_{1-2}$)	~ 90°
Reduced frequency ($f^*=fc/U_\infty$)	0.1 ~ 0.14
Free stream velocity (U_∞)	0.9, 1.2
Reynolds number (Re)	201,440, 268,587
Distance between the front and rear hydrofoils (L_x)	3.6 ~ 7.5c

2. 수치적 해석 방법

1) 수렴성 확인

이전 장과 다르게 시스템의 규격이 변경되었으므로, 추가적인 수렴성 확인 (convergence check)을 진행했다. 수렴성 확인을 위해 격자 밀도 (mesh density)와 시간 단계 수 (number of time step)를 변경하면서 6 가지의 격자를 비교했으며, 동일한 자체 코드를 활용한 이전 연구 [36, 42, 56]를 참조하여 격자 밀도와 시간 단계 수를 결정했다.

Table 7 Information of mesh cases for convergence check

mesh	Body fitted mesh	Number of time steps	η (%)	$\Delta \eta$ (%)
1	387 x 65	400	28.47	2.08
2	597 x 100	400	27.89	0.00
3	687 x 115	400	27.87	0.07
4	597 x 100	300	29.04	4.12
5	597 x 100	500	28.03	0.50
6	597 x 100	600	28.21	1.15

이 시나리오에서 f^* 값은 0.12로 고정시켰으며 다른 변수는 Table 7에 제시된 사양을 사용하여, 단일 수중익 조건에서 검증하였다. Table 7의 mesh 1과 mesh 3을 mesh 2와 비교하면 효율성 오류가 2.08%에서 0.07%로 감소한 것을 알 수 있다. 시간 간격을 분석한 결과, mesh 4에서는 오류율이 4.12%이지만 mesh 5와 mesh 6에서와 같이 시간 간격이 500과 600인 경우에는 각각 0.5%와 1.15%로 감소한다. Fig. 29의 그래프에서 C_y 를 비교해보면 약간의 잔물결이 있는 유사한 형태를 보인다. 이에 따라 해석시간을 고려하여 mesh 2의 조건으로 후속해석을 수행하였다.

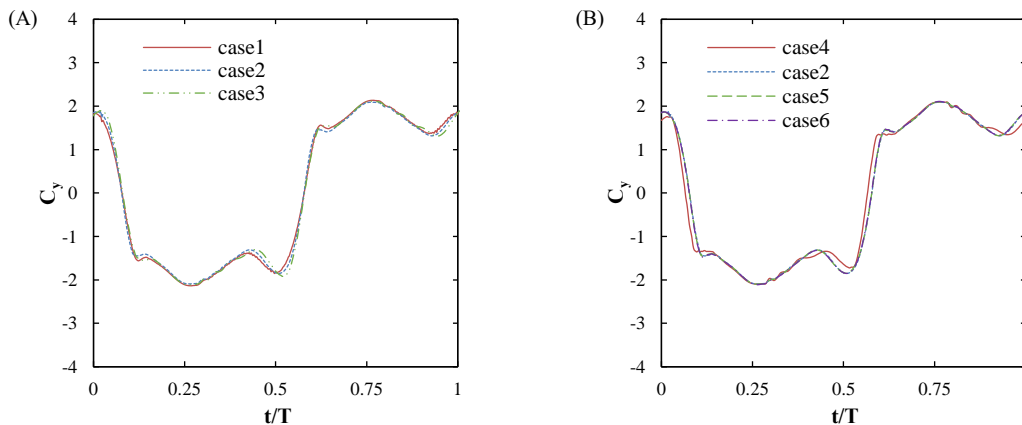


Fig. 29 Results of convergence check

2) 성능 지표

(1) 출력 성능

4 개의 다리가 있는 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈은 Fig. 28 에서처럼 왼쪽과 오른쪽 사이의 위상 차이를 제외하고는 동일한 날개 운동학을 가지고 있다. 따라서 분석의 효율성을 위해 좌·우측면의 상호 작용이 없다고 가정하여, 앞·뒤 수중익 조합의 유체역학적 특성을 분석했다. 이는 2 장과 동일한 방식으로 진행되었다.

(2) 터빈 본체에 가해지는 하중

Fig. 16 에서 플래핑 기간 동안 접선력(tangential force, F_T)에 기여하지 않는 F_y 및 F_x 성분은 터빈 본체의 부하로 전달된다. 결과적으로, 4 개의 수중익이 있는 TFHT 의 본체로 전달되는 하중이 1 차 본체 하중이 된다. 본 연구에선 터빈 본체에 가해지는 부하에 대한 수중익 위상 변화의 영향을 조사했다.

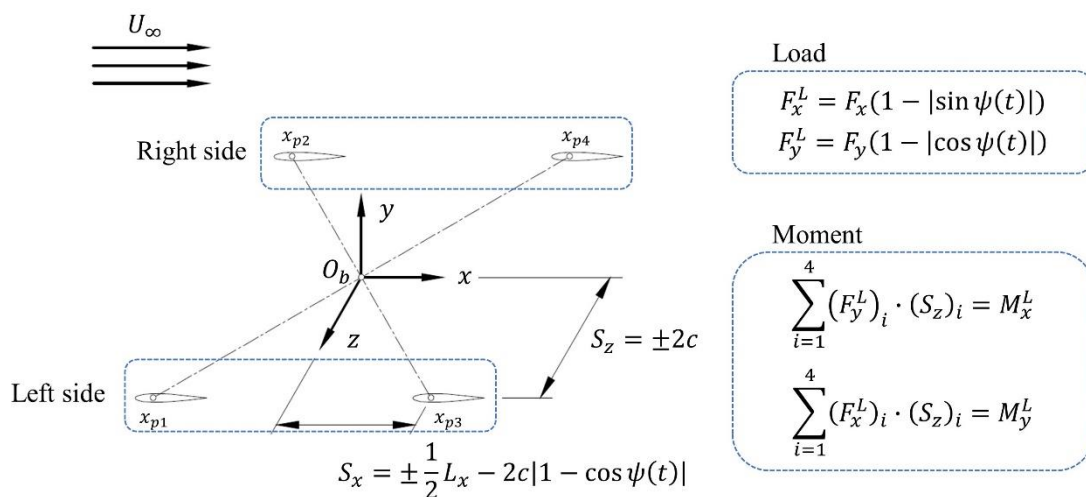


Fig. 30 Position of 4-hydrofoils

Fig. 30 에서, 터빈 본체의 중심점 (O_b)은 서로 대각선에 있는 수중익의 피치축 (pitching axis, x_p) 을 연결한 선의 이론적인 교차점을 의미한다. 중심점에서 피치축까지의 x 방향 거리 S_x 와 z 방향 거리 S_z 는 다음 방정식으로 나타낸다.

$$S_x = \begin{cases} -\frac{1}{2}L_x - 2c|1 - \cos \psi(t)|, & \text{for front hydrofoils} \\ \frac{1}{2}L_x - 2c|1 - \cos \psi(t)|, & \text{for rear hydrofoils} \end{cases} \quad (18)$$

$$S_z = \begin{cases} -2c, & \text{for right hydrofoils} \\ 2c, & \text{for left hydrofoils} \end{cases} \quad (19)$$

또한 F_T 기여분을 제외한 물체에 가해지는 하중은 다음과 같다.

$$F_x^L = F_x(1 - |\sin \psi(t)|) \quad (20)$$

$$F_y^L = F_y(1 - |\cos \psi(t)|) \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^4 (F_y^L)_i \cdot (S_z)_i = M_x^L \quad (22)$$

$$\sum_{i=1}^4 (F_x^L)_i \cdot (S_z)_i = M_y^L \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^4 (F_y^L)_i \cdot (S_x)_i = M_z^L \quad (24)$$

3. 해석 계획

1) 앞·뒤 수중익의 출력 성능 분석 계획

본 연구에서는 2 장과 마찬가지로 앞·뒤 위상이 출력 성능에 미치는 영향을 살펴보고 이격거리(L_x)와 위상차(ϕ_{1-2})를 분석하는 것을 목표로 한다. 앞·뒤 위상차(ϕ_{1-2})는 Fig. 28 에서 볼 수 있듯이, 동위상 조건($\phi_{1-2}=180^\circ$)과 역위상 조건($\phi_{1-2}=90^\circ$)으로 구분했다. 또한 선행 연구[10, 39]에서 제안된 전역위상차(Φ_{1-2})의 최적 범위(약 90°)는 본 연구에도 적용하여 출력 성능이 좋은 조건을 파악하는데 도움이 될 수 있다는 사실을 2 장에서 확인하였으므로, 전역위상차가 90° 에 근접하도록 동위상과 역위상 조건에서 무차원주파수 0.1~0.14 범위에 해당하는 이격거리를 계산하여 분석 조건을 Table 8 과 같이 결정했다.

Table 8 Analysis conditions

case	ϕ_{1-2} (°)	U_∞ (m/s)	f^*	L_x/c	Φ_{1-2} (°)
OP_L_0.10	90	0.9	0.1	5	90
OP_L_0.11	90	0.9	0.11	4.5	88.2
OP_L_0.12	90	0.9	0.12	4.2	91.44
OP_L_0.13	90	0.9	0.13	3.9	92.52
OP_L_0.14	90	0.9	0.14	3.6	91.44
IP_L_0.10	180	0.9	0.1	7.5	90
IP_L_0.11	180	0.9	0.11	6.8	89.28
IP_L_0.12	180	0.9	0.12	6.3	92.16
IP_L_0.13	180	0.9	0.13	5.8	91.44
IP_L_0.14	180	0.9	0.14	5.4	92.16
OP_H_0.10	90	1.2	0.1	5	90
OP_H_0.11	90	1.2	0.11	4.5	88.2

case	ϕ_{1-2} (°)	U_{∞} (m/s)	f^*	L_x/c	Φ_{1-2} (°)
OP_H_0.12	90	1.2	0.12	4.2	91.44
OP_H_0.13	90	1.2	0.13	3.9	92.52
OP_H_0.14	90	1.2	0.14	3.6	91.44
IP_H_0.10	180	1.2	0.1	7.5	90
IP_H_0.11	180	1.2	0.11	6.8	89.28
IP_H_0.12	180	1.2	0.12	6.3	92.16
IP_H_0.13	180	1.2	0.13	5.8	91.44
IP_H_0.14	180	1.2	0.14	5.4	92.16

Table 8 은 매개변수 분석 사례를 보여준다. 20 개의 사례는 유속 조건이 0.9, 1.2m/s, 피치각이 70°, f^* 가 0.1~0.14 범위에 있을 때 전역위상차가 90° 에 가까운 이격거리 조건을 가진다. 해석결과 동위상 조건(5.4c~7.5c)에 비해 역위상 조건(3.6c~5c)에서 앞쪽 및 뒤쪽 수중익 사이의 이격거리가 더 짧은 것으로 나타났다.

2) 하중해석을 위한 4 개의 수중익 위상

동위상 및 역위상 조건에서 시스템 본체에 대한 부하 영향을 비교하기 위해 CFD 해석 결과를 바탕으로 부하 분석을 수행했다. Fig. 28 은 동위상 조건에서는 좌우 수중익을 동위상으로 설정한 반면, 역위상 조건에서는 최대 하중을 분산시키기 위해 180° 위상차를 갖도록 설정한 것을 보여준다.

4. 결과 및 논의

1) 앞·뒤 수중익의 출력 성능

Table 9 Results of power performance

case	ϕ_{1-2} ($^{\circ}$)	U_{∞} (m/s)	f^*	L_x/c	Φ_{1-2} ($^{\circ}$)	η_{front} (%)	η (%)	ξ (%)	σ (%)
OP_L_0.10	90	0.9	0.1	5	90	28.94	42.5	54.74	32.77
OP_L_0.11	90	0.9	0.11	4.5	88.2	28.03	42.73	82.92	30.17
OP_L_0.12	90	0.9	0.12	4.2	91.44	25.71	43.81	104.80	28.95
OP_L_0.13	90	0.9	0.13	3.9	92.52	22.97	45.99	127.76	28.62
OP_L_0.14	90	0.9	0.14	3.6	91.44	24.03	48.05	117.04	31.54
IP_L_0.10	180	0.9	0.1	7.5	90	29.35	42.67	127.63	25.64
IP_L_0.11	180	0.9	0.11	6.8	89.28	31.19	47.83	121.64	30.88
IP_L_0.12	180	0.9	0.12	6.3	92.16	30.62	52.73	119.08	35.55
IP_L_0.13	180	0.9	0.13	5.8	91.44	23.70	44.65	211.78	19.01
IP_L_0.14	180	0.9	0.14	5.4	92.16	24.68	46.88	237.03	18.49
OP_H_0.10	90	1.2	0.1	5	90	29.12	50.36	63.75	38.94
OP_H_0.11	90	1.2	0.11	4.5	88.2	28.60	45.18	68.51	33.81
OP_H_0.12	90	1.2	0.12	4.2	91.44	26.45	50.82	85.43	37.19
OP_H_0.13	90	1.2	0.13	3.9	92.52	23.6	47.68	124.9	30.42
OP_H_0.14	90	1.2	0.14	3.6	91.44	24.93	53.27	105.04	37.44
IP_H_0.10	180	1.2	0.1	7.5	90	29.84	47.65	106.99	32.18
IP_H_0.11	180	1.2	0.11	6.8	89.28	28.93	42.38	147.07	23.43
IP_H_0.12	180	1.2	0.12	6.3	92.16	29.43	52.08	129.89	33.88
IP_H_0.13	180	1.2	0.13	5.8	91.44	23.06	46.69	238.17	18.21
IP_H_0.14	180	1.2	0.14	5.4	92.16	25.25	56.89	208.32	30.36

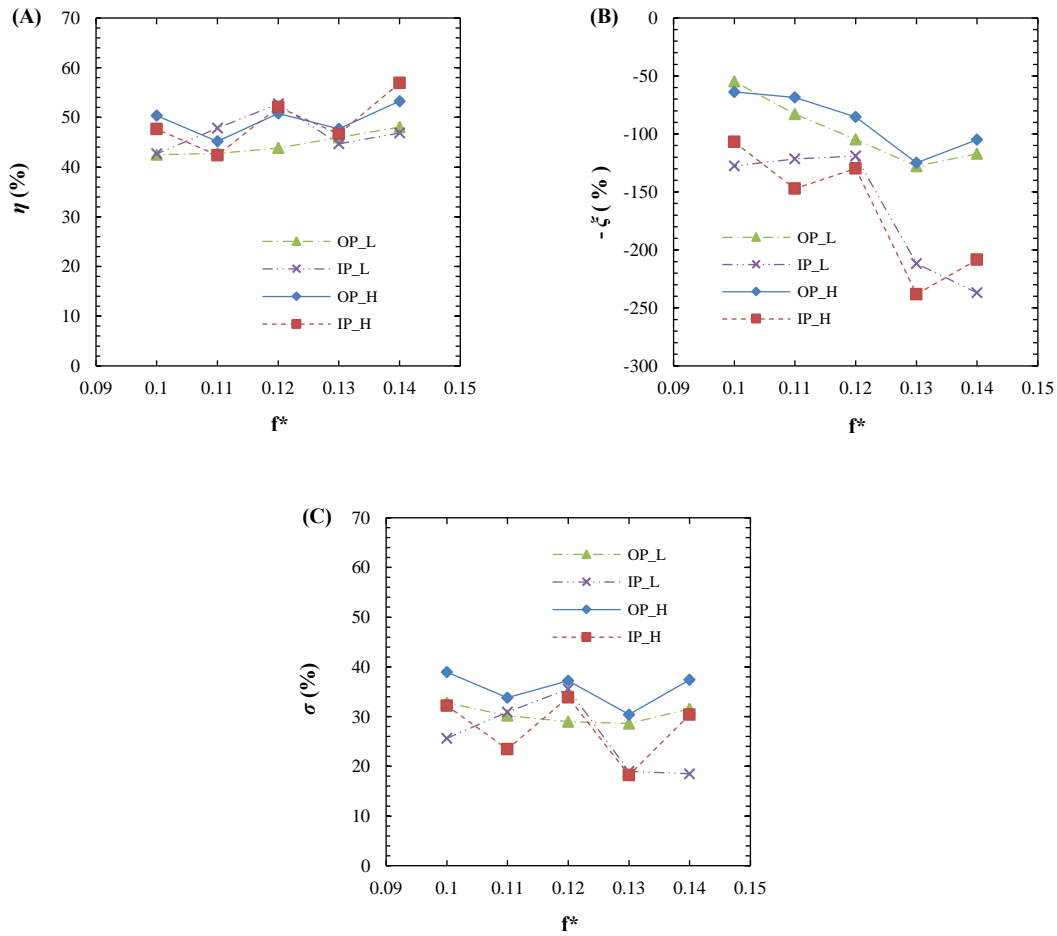


Fig. 31 Results of power performance (A: efficiency, B: fluctuation, C: single performance indicator)

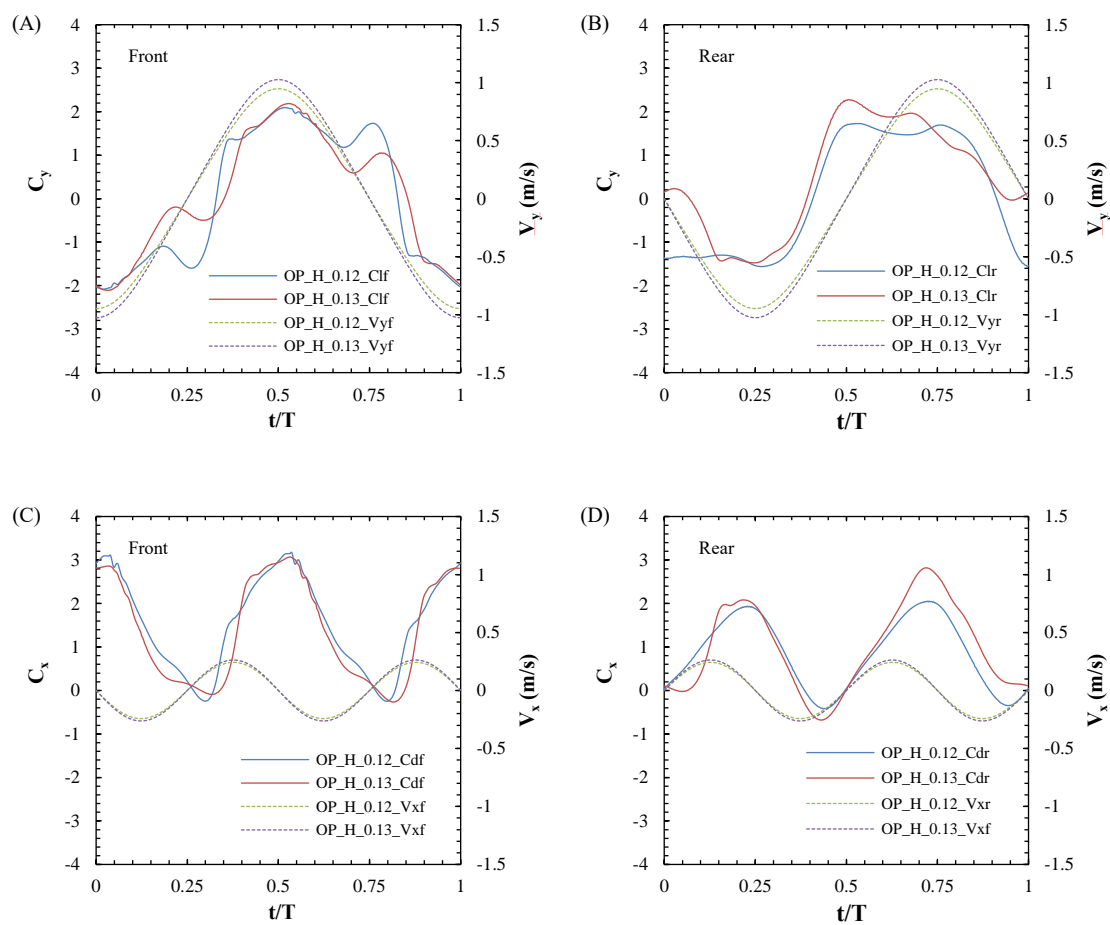
효율 결과를 비교해 보았을 때, 유속이 0.9m/s 에서 1.2m/s 로 높아질 때 역위상 및 동위상 조건 모두 효율이 증가한 것으로 나타났다. 0.9m/s 에서 역위상 조건은 무차원주파수(f^*)가 증가함에 따라 효율이 42.5%에서 48.05%로 점진적으로 증가함을 보였으며, 동위상조건에서는 무차원주파수가 0.13 인 조건에서 효율이 감소한 반면, 0.12 와 0.14 인 조건에서는 증가한 것으로 나타났다. 효율 범위는 Newman 한계[62] 0.64 를 기준으로 66.4%(역위상, 0.9m/s, $f^* = 0.1$) ~ 88.9%(동위상, 1.2m/s, $f^* = 0.14$)의 값을 보인다.

또한 이 조건에서 레이놀즈 수와 효율성 수준이 실현 가능한 추세로 높기 때문에 추가적인 분석은 고유속 조건에서 수행되었다.

다음으로 Table 9 와 Fig. 31 (B) 에 제시된 출력 변동을 비교했다. 여기서 출력 변동성은 2 장에서 Eq. (15) 에 정의된 식을 통해 계산하였으며, 출력 성능에 부정적인 영향을 미치는 부분을 고려하여 Fig. 31 (B) 에서 음수로 표기하였다. 동위상 상태에서 유속 0.9m/s 조건의 결과를 제외하고는 무차원주파수가 증가함에 따라 변동성이 지속적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 무차원주파수가 0.13 인 조건에선 최대점에 도달한 후 약간 감소하는 형태를 가진다. 동위상 및 역위상 조건에서의 변동성을 비교할 때, 동위상 조건이 54.74~127.76 % 범위로 역위상 조건이 106.99~238.17 % 범위인 것에 비해 더 큰 변동을 생성함을 보여준다. 이러한 차이는 고유속 조건에서 훨씬 더 두드러지며, 무차원주파수가 0.12 일 때 동위상 및 역위상 조건에 대해 각각 129.89 및 85.43 의 값을 가지고, 이는 약 1.5 배의 차이를 갖는다. 또한 무차원주파수가 0.13 일 때는 이 차이가 약 1.9 배로 더 커지게 된다. 무차원주파수가 0.12 와 0.14 인 조건 모두 효율성 측면에서 이점을 제공하지만, 변동성 측면에서는 0.12 인 조건일 때 더 우수한 경향을 보인다. 여기서 무차원주파수가 0.12 인 조건은 선행 연구[39]에서도 권장한다고 보고되었다.

이를 바탕으로 Eq. (16) 에서 $f_1:f_2$ 의 계수를 결정하기 위해 효율과 변동의 변화폭이 가장 큰 동위상 조건(1.2m/s)을 기준으로 하였을 때 각각의 최소값과 최대값의 차에 미치는 무차원주파수 변화의 민감도를 파악하였다. 여기서 $(\eta_{\max} - \eta_{\min})/\Delta f^* : (\xi_{\max} - \xi_{\min})/\Delta f^*$ 는 약 1:9 이므로, $f_1 : f_2$ 는 9:1 로 적용하였다. 다음으로 효율과 변동을 나타내는 지표인 단일 성능 지표(σ)의 결과를 확인했다. Table 9 와 Fig. 31 (C) 의 결과를 종합하면 유속이 0.9 m/s 일 때 무차원주파수가 0.11 과 0.12 인 조건을 제외하고는 역위상 조건이 동위상 조건보다 높은 값을 보였다. 또한 유속이 높은 경우(1.2m/s) 동위상 결과는 18.21~33.88 인 것에 비해 역위상 결과는 30.42~38.94 로 전체적으로 역위상 조건이 성능이 좋은 것으로 나타났다.

또한 고유속에서 역위상 조건의 경우 동위상과 비교하여 비슷한 효율성 비율을 유지하면서 변동성은 줄일 수 있다는 것을 발견했다. 추가적으로 무차원주파수가 0.12 인 조건에서의 성능을 자세히 조사하기 위해 고유속 조건일 때 각각 무차원주파수가 0.12 와 0.13 인 조건에서 힘과 출력을 비교했다.



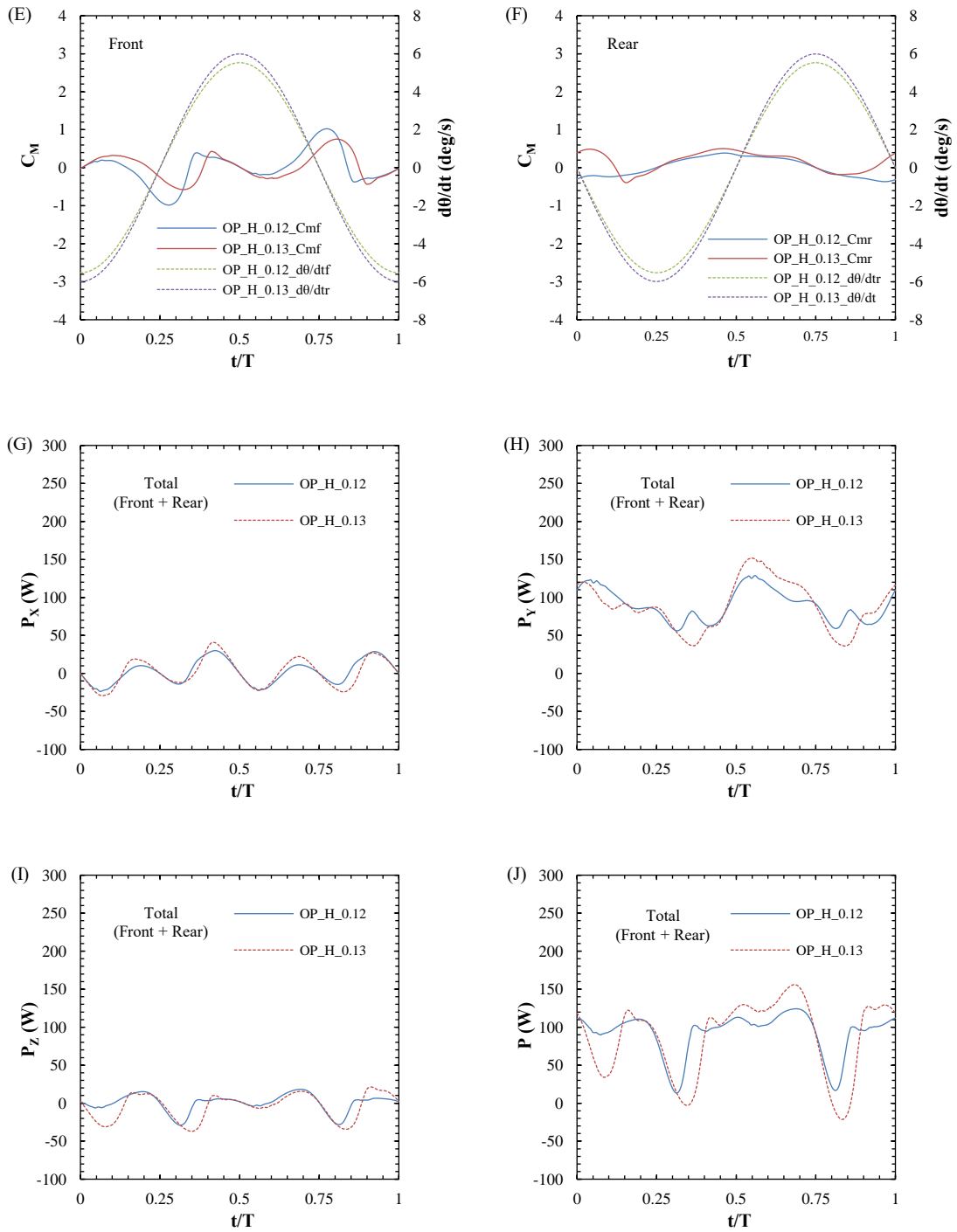


Fig. 32 Force and power results

Fig. 32 에서 역위상 조건을 비교할 때 총 출력을 표시하는 그래프(J)는 $f^*=0.12$ 의 그래프보다 $f^*=0.13$ 의 그래프에서 더 큰 변동성을 보여준다. 특히, $t/T=0.1$ 에서

$f^*=0.12$ (93.81W)의 경우에 비해 $f^*=0.13$ (37.00W)의 경우 상당한 출력 강하가 존재한다. 이 원인을 규명하기 위해 $t/T=0$ 과 0.1 사이의 압력과 와류 분포에 대한 결과를 Fig. 33에 나타내었다.

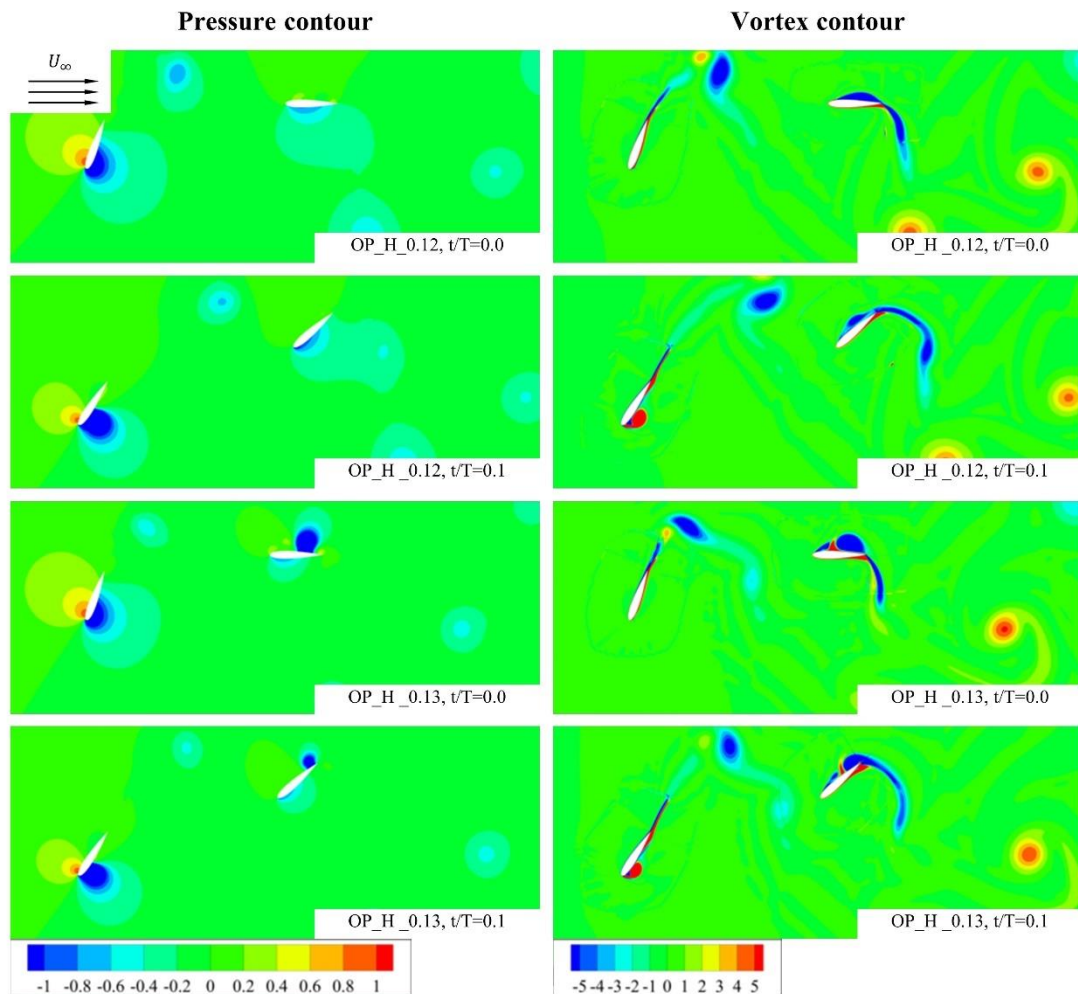


Fig. 33 Pressure and vortex contour of out-of-phase conditions ($t/T=0.0\sim 0.1$)

Fig. 33은 앞쪽 수중익이 비슷한 와류와 압력 분포를 가지고 있음을 보여주지만 $f^*=0.12$ 에서 와류를 더 빠르게 방출하여 두 사례 모두 앞쪽 수중익에 대한 유사한 힘 결과를

언는다. 그러나 서로 다른 웨딩 타이밍은 뒤쪽 수중익의 와류 분포에 영향을 미치게 된다. $f^*=0.13$ 의 경우 시계 방향의 청색 와류가 뒤쪽 가장자리(trailing edge, TE) 부분에 강하게 형성되어 음의 압력이 생기는 영역이 발생한다. 이로 인해 Fig. 33에 표시된 것처럼 양력의 차이가 발생하게 되고 추가적으로 출력의 차이도 발생하게 된다. 여기서 항력과 모멘트의 경우 차이점이 양력에서 관찰된 것만큼 영향이 크지 않았다.

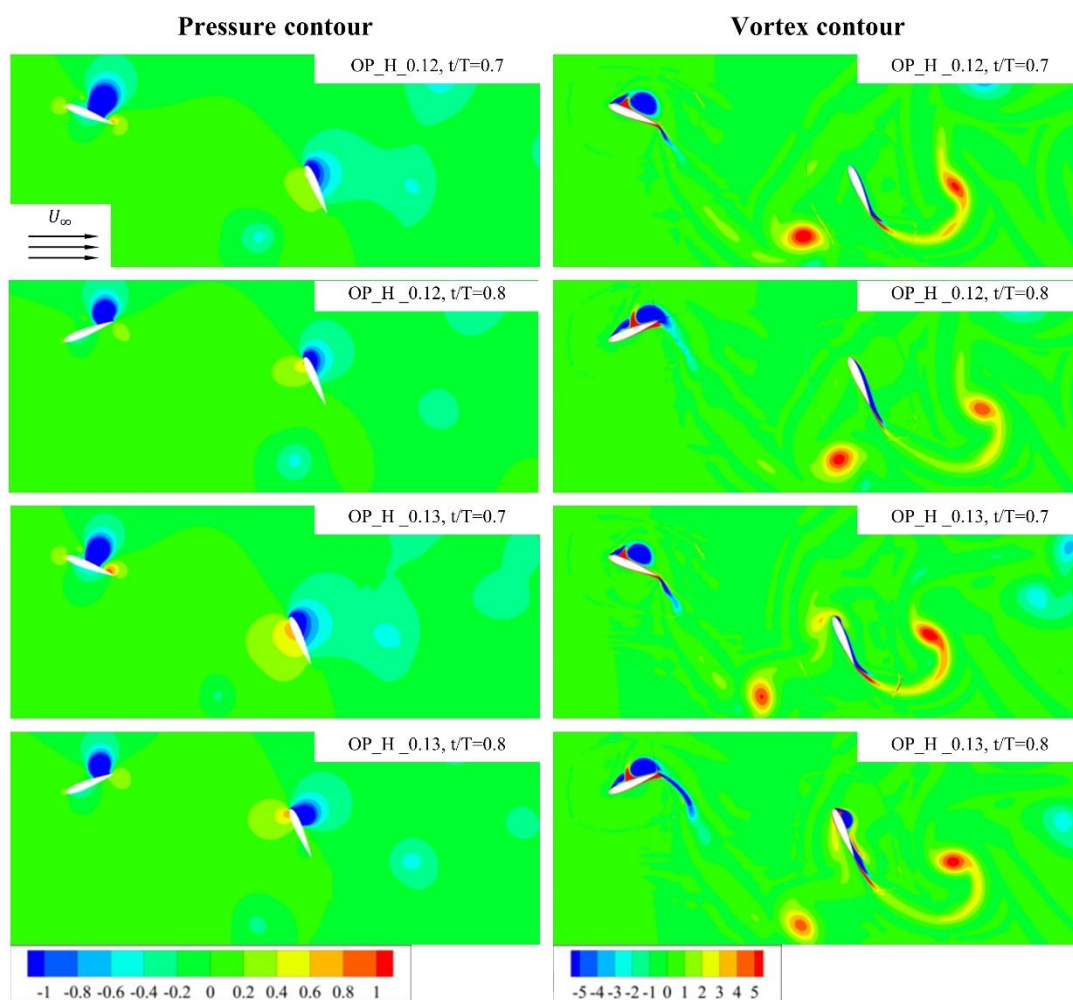
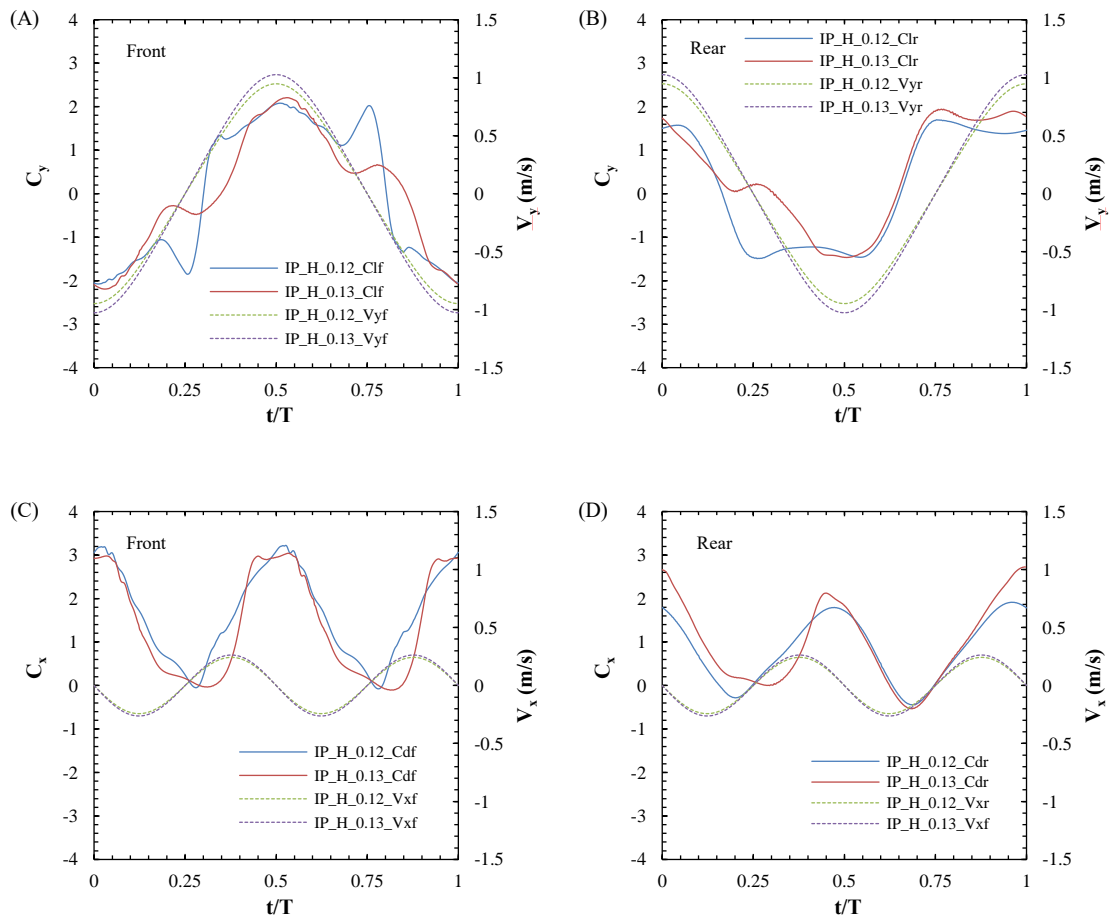


Fig. 34 Pressure and vortex contour of out-of-phase conditions ($t/T=0.7\sim 0.8$)

Fig. 34 에서 볼 수 있듯이 무차원주파수 0.12 조건에서 강한 적색 와류 (반시계 방향 회전) 는 뒤쪽 수중익에 근접한 반면, 무차원주파수가 0.13 일 때는 뒤쪽 수중익의 앞쪽 가장자리와 충돌하여 $t/T=0.7$ 에서 높은 압력을 일으키고 $t/T=0.8$ 일 때 빠르게 붕괴된다. 이는 무차원주파수가 0.12 일 때보다 0.13 인 조건에서 양력 감소가 더 크게 만드는 원인이 된다. f^* 가 0.12 인 경우 강한 적색 소용돌이가 뒤쪽 포일 바닥 표면 근처의 흐름을 방해하고 t/T 가 0.7 및 0.8 인 조건에서 압력 강도를 더 감소시킨다. 따라서 이러한 상호 작용 효과는 양력의 진폭을 줄이고, 변동성을 줄이는데 기여한다.



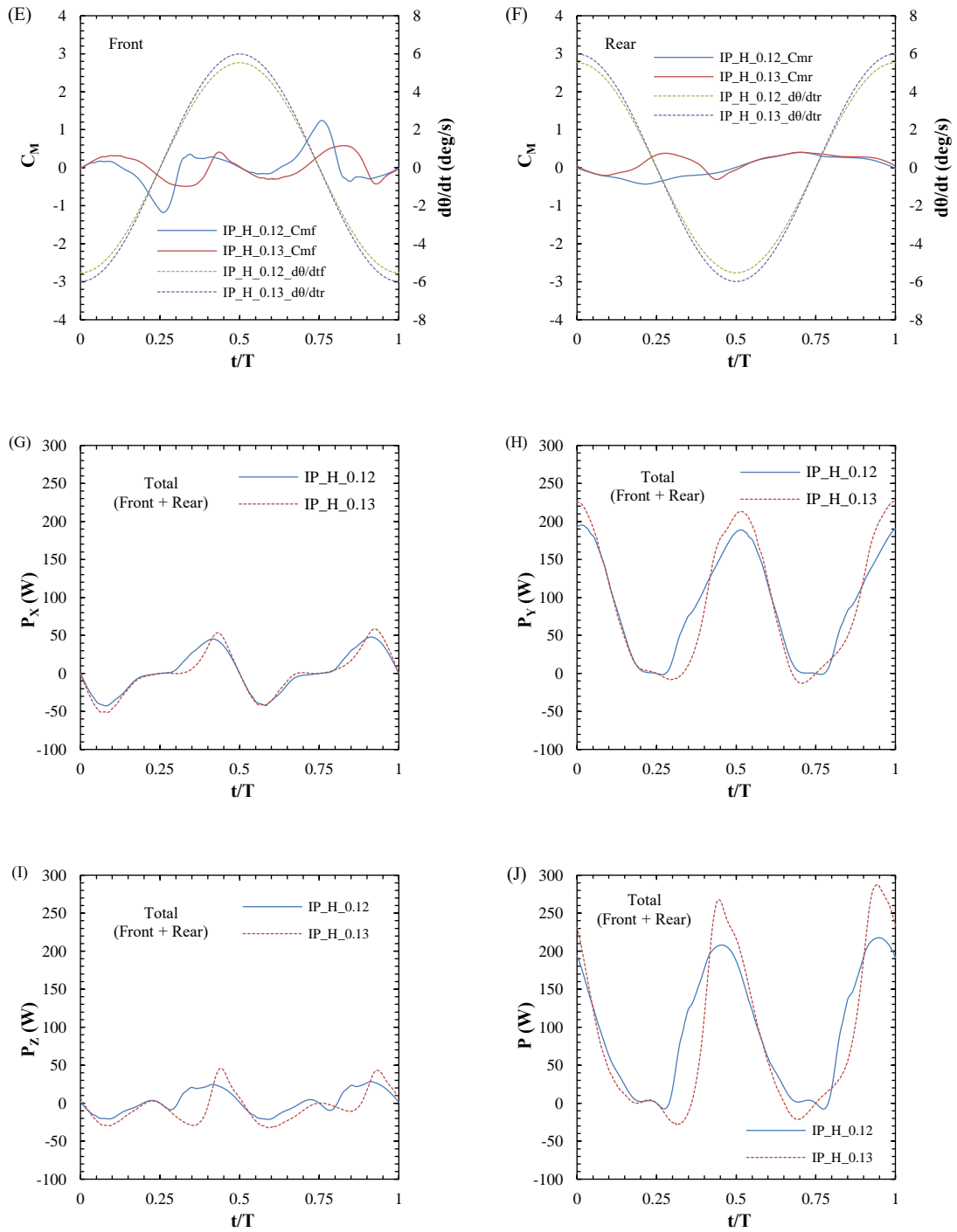


Fig. 35 Force and power of in-phase conditions

다음으로 Fig. 35 과 같이 동위상 조건에 대한 힘 및 출력 곡선을 분석했다. Fig. 35 의 동위상 조건을 비교한 결과, 동위상 조건을 비교하면 전체 출력 그래프가 무차원주파수

0.12 인 조건에서 보다 0.13 인 조건에서 더 많이 변동하는 것을 알 수 있다. 이것은 **Fig. 32** 의 역위상 조건과 일치한다. 그 중에서도 무차원주파수가 0.13 인 조건에서 t/T 가 0.3 과 0.4 사이일 때 출력이 크게 감소한다. 이에 대한 원인을 찾기 위해 $t/T=0.3$ 과 $t/T=0.4$ 의 압력과 와류 분포를 **Fig. 36** 에 나타내었다.

뒤쪽 수중익의 수직 속도가 $t/T=0.5$ 에서 최대가 되는 지점 근처에서도 흥미로운 부분을 관찰할 수 있다. **Fig. 35(B)** 에 나타난 바와 같이 뒤쪽 수중익의 양력 피크의 진폭은 상호작용 효과로 인해 앞쪽 수중익의 양력 피크의 진폭보다 작다. 이러한 감소 원인을 찾기 위해 $t/T=0.5$ 와 $t/T=0.6$ 에서의 압력과 와류 분포를 **Fig. 37** 에 나타내었다.

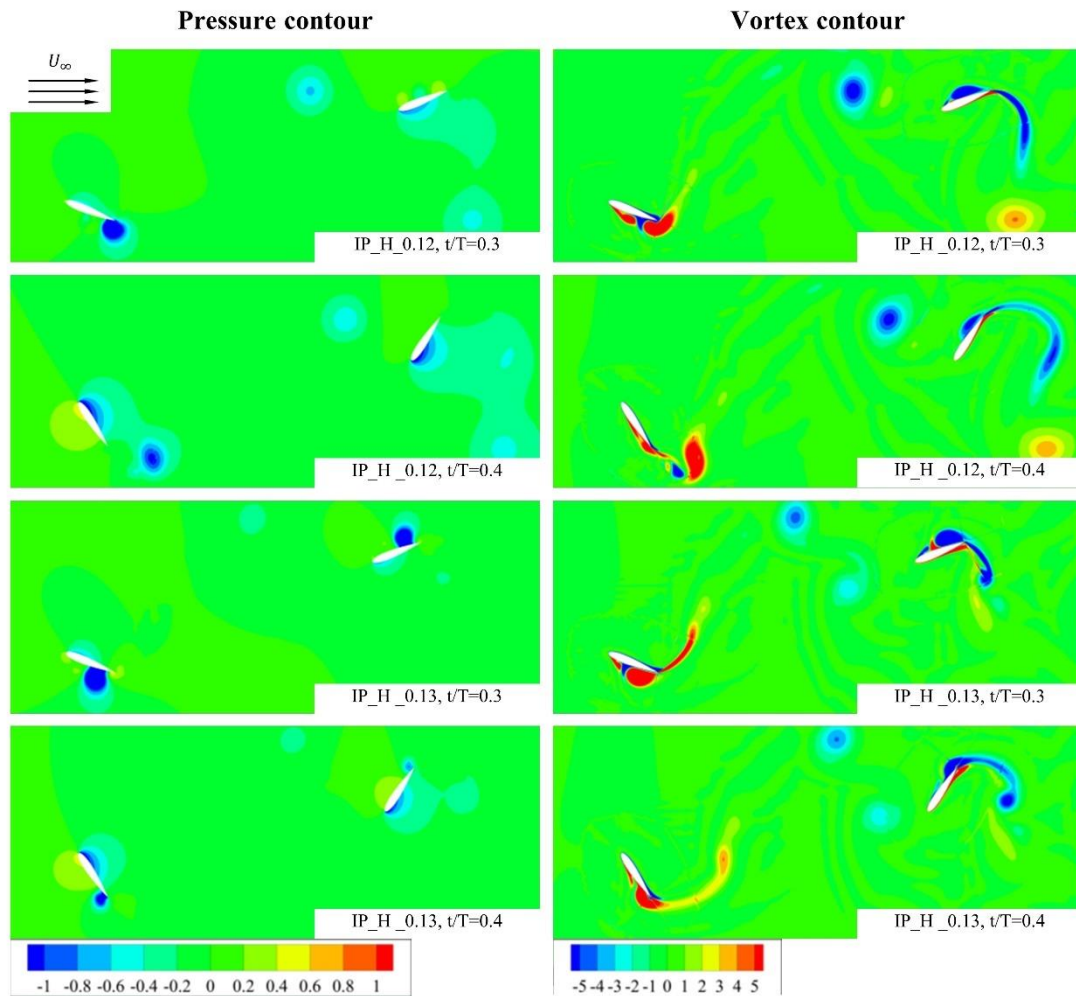


Fig. 36 Pressure and vortex contour of in-phase conditions ($t/T=0.3\sim 0.4$)

Fig. 36의 결과에서, 역위상 조건과 유사하게 무차원주파수가 0.12 일 때의 웨딩 타이밍이 앞쪽 수중익의 TE에서 약간 더 빠른 속도로 발생하는 것을 볼 수 있다. 구체적으로, 무차원주파수가 0.12인 경우 $t/T=0.3$ 에서 앞쪽 수중익에 강력한 와류가 지속되고, 하부에 음의 압력 영역이 존재하게 되어 양력의 방향과 반대되는 힘을 발생시킨다. 결과적으로, 양력은 감소하고 $t/T=0.4$ 에서 발산이 뒤따르며, 궁극적으로 Fig. 35에 도시된 것처럼 양력의 급격한 변화로 이어진다. 이와 대조적으로, 무차원주파수가 0.13인 경우,

$t/T=0.4$ 에서도 완전히 분리되지 않아 눈에 띄는 적색 와류가 나타난다. 이는 **Fig. 35** 의 양력 곡선으로도 확인할 수 있다. 더욱이, 다양한 분리 타이밍으로 인해 뒤쪽 수중익의 와류 거동이 변화하게 된다. 이 경우 $t/T=0.3$ 에서 상부 표면의 뒤쪽 가장자리에 가까운 청색 와류(시계 방향)가 상당히 발달하여 음의 압력 영역이 형성되었고, 이 음의 압력 강도는 $t/T=0.4$ 까지 감소했지만 여전히 지속되어 수중익이 아래로 움직이는 힘을 방해한다. 그러나 $f^*=0.12$ 의 경우에는 그러한 음의 압력 영역이 검출되지 않았고, 이로 인해 **Fig. 35** 과 같이 양력에 눈에 띄는 차이가 발생하여 출력에 큰 차이가 발생하였다. 이때 항력과 모멘트의 차이가 존재하더라도 양력만큼 큰 영향을 주지 않는다.

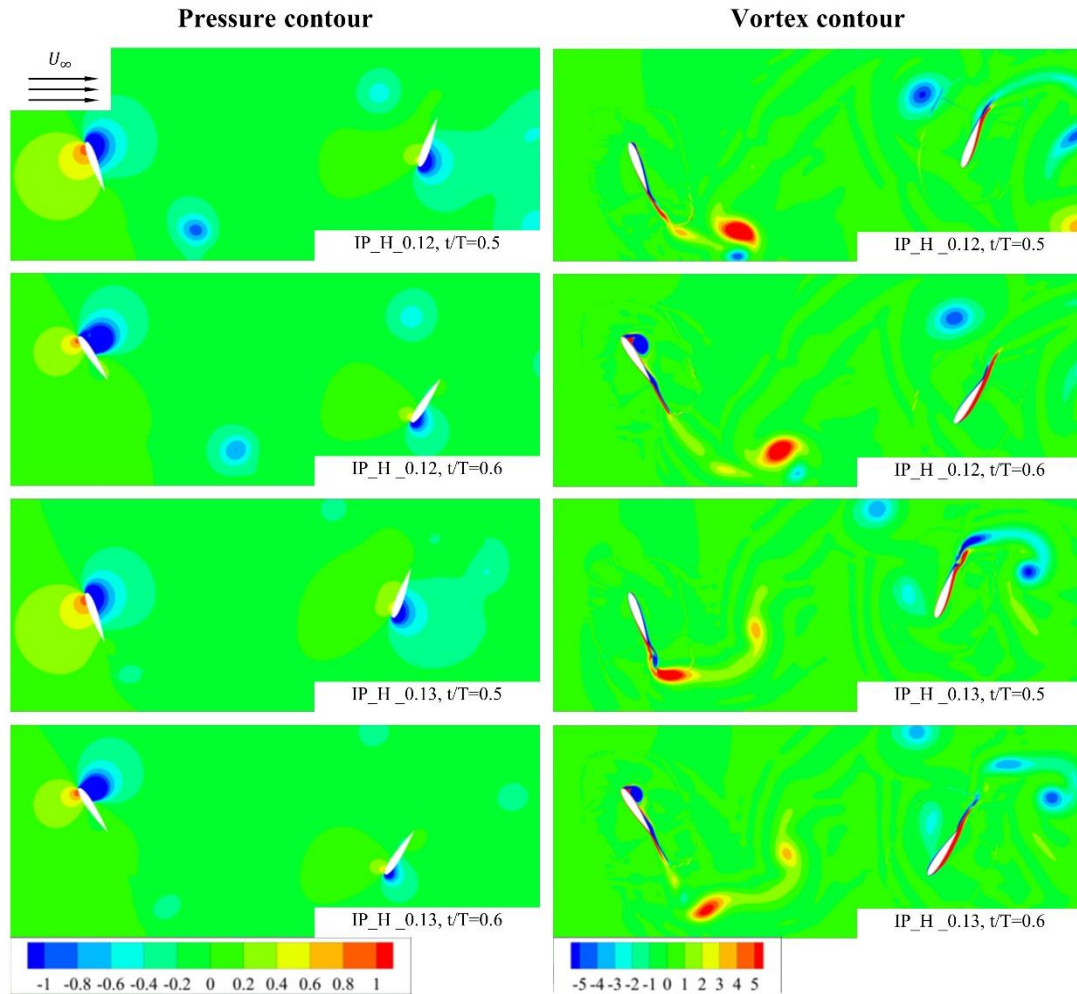


Fig. 37 Pressure and vortex contour of in-phase conditions ($t/T=0.5\sim 0.6$)

Fig. 37 를 확인해 보면, 무차원주파수가 0.12 인 조건에서 강한 시계 방향 회전을 갖는 청색 와류는 무차원주파수 0.13 조건의 와류와 비교하여 뒤쪽 수중익에 더 가깝게 위치한다. 동시에, 이전에 앞쪽 수중익에서 흘러나온 무차원주파수 0.13 조건의 약한 청색 와류는 $t/T=0.5$ 에서 뒤쪽 수중익의 앞쪽 가장자리 (leading edge, LE) 에 접근하고 $t/T=0.6$ 에서 TE 로 이동한다. 두 조건 모두 청색 와류가 뒤쪽 수중익의 상부 표면 근처 흐름을 방해하여

$t/T=0.5$ 및 0.6 에서 압력 강도가 감소한다. 이러한 상호 작용은 양력 진폭을 줄이는 데 기여하는 결과를 보인다.

2) 터빈 본체 하중해석

이전에 평균적으로 뛰어난 출력 성능을 보였던 무차원주파수 0.12 조건에서 부하의 영향을 비교하기 위해 동위상 및 역위상 조건 모두에서 부하 분석을 수행했다. Table 10 과 Fig. 38 은 결과 데이터를 나타낸다.

Table 10 Results of load analysis

case		mean	maximum	minimum	range
OP_H_0.12	F_{Lx} (N)	233.50	357.22	101.98	255.23
	F_{Ly} (N)	0.70	2.45	-0.40	2.85
	M_{Lx} (Nm)	0.00	11.89	-11.89	23.77
	M_{Ly} (Nm)	0.00	4.90	-4.90	9.80
	M_{Lz} (Nm)	0.12	0.90	-0.54	1.44
IP_H_0.12	F_{Lx} (N)	236.02	555.67	13.29	542.38
	F_{Ly} (N)	0.83	56.16	-49.88	106.05
	M_{Lx} (Nm)	0.00	0.00	0.00	0.00
	M_{Ly} (Nm)	0.00	0.00	0.00	0.00
	M_{Lz} (Nm)	0.18	12.39	-11.55	23.94

먼저, 힘의 측면에서 볼 때, 항력에 의해 발생한 하중(F_{Lx})은 역위상 조건에서 가장 높다. 이는 동위상 조건과 비교했을 때 최대 크기와 하중 범위가 각각 64%, 47%로 크게 감소한 결과이다. 양력에 의해 발생한 하중(F_{Ly})의 경우, 역위상 조건과 같이 양측이 180° 위상 차이가 있을 때 하중의 최대 크기와 범위가 각각 4%와 3%씩 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 양쪽의 대칭되는 움직임으로 힘이 무효화되기 때문이다. 반면, 양쪽의 180° 위상 차이로 인해 11.89 Nm 의 요 모멘트에 의한 하중(M_{Ly})이 발생하여 하향 움직임과 상향

움직임 간에 F_{Lx} 값이 약간 다르게 나타났다. 그러나 F_{Ly} 의 차이는 큰 영향을 미치지 않아 바다 피치 모멘트(M_{Lz})가 4.9 Nm의 결과를 보였다. 동위상 조건의 경우, F_{Lx} 와 F_{Ly} 의 스윙 방향이 동일함에도 불구하고 F_{Ly} 가 같은 방향이기 때문에 M_{Lz} 는 12.39 Nm의 값을 얻었다. 그러나 역위상 조건을 선택하면 항력과 양력으로 인한 하중이 크게 감소하고 모멘트는 약간만 감소한다. 따라서 역위상 조건은 동위상 조건과 비교하여 시스템 본체의 길이가 줄어들고 효율은 비슷하며 시스템 본체에 가해지는 변동과 부하는 더 작다는 것을 알 수 있다. 그리고 하중 감소를 최적화하기 위해서는 적절한 조건을 선택하는 것이 중요하다는 것을 확인할 수 있다.

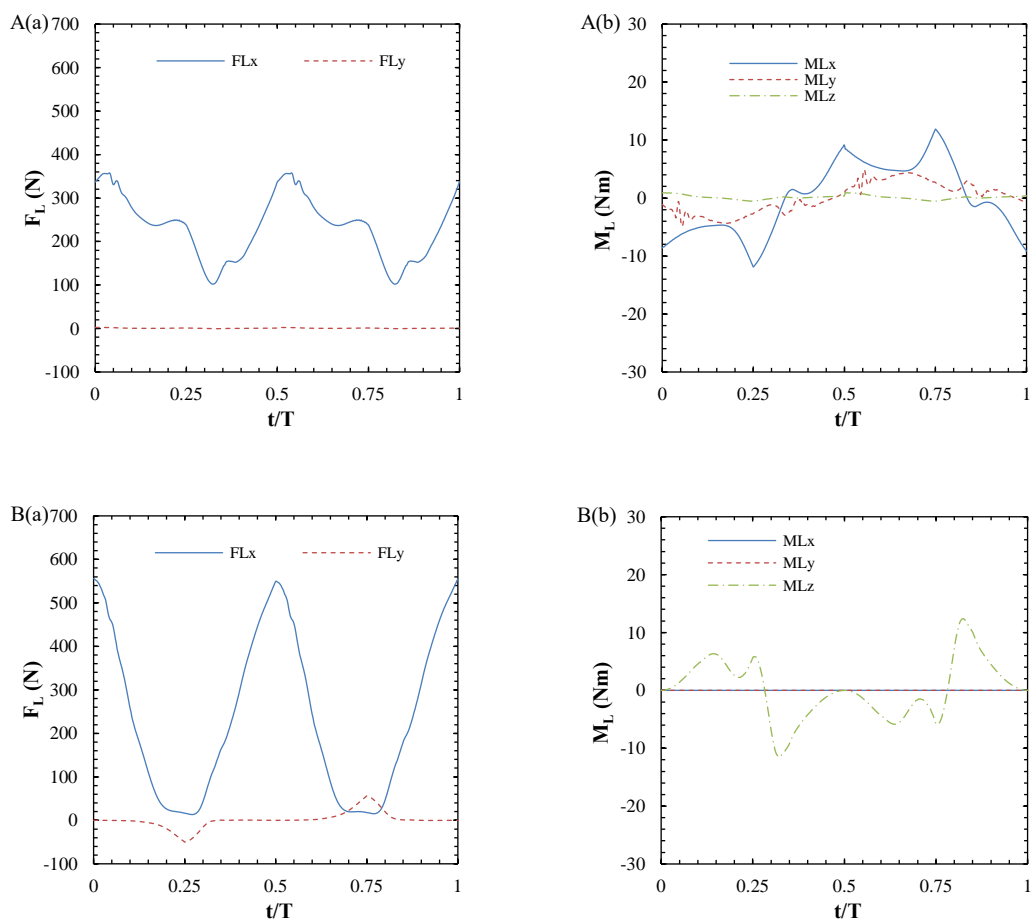


Fig. 38 Force and power of body load

5. 소결론

본 장에서는 시스템을 반으로 나눠 앞·뒤 수중익의 움직임만을 고려했던 2 장에서의 결과를 바탕으로, 4 개의 수중익을 가진 터빈 시스템의 좌·우 움직임과 하중을 모두 고려했다. 2D CFD 를 통해 출력 효율과 변동 뿐만 아니라 시스템 본체에 가해지는 부하까지 고려하였다. 분석 조건은 동위상(in-phase) 및 역위상(out-of-phase) 조건에 대해 20 개의 사례를 선정하였으며, 높은 출력 성능을 위해 무차원주파수(f^*) 범위는 0.1~0.14 이고 전역 위상차(global phase difference, Φ_{1-2})는 90° 에 가깝도록 이격거리(L_x)를 설정했다. 이때 유속은 저유속(0.9m/s)과 고유속(1.2m/s) 조건으로 설정하였다. 분석 결과, 고유속 조건에서 역위상 조건은 동위상 조건과 유사한 수준의 효율을 가지며 변동 수준이 낮은 것으로 나타났다. 또한 시스템 본체에 가해지는 부하를 절반 이하로 줄이는 효과도 있음을 확인했다. 따라서 역위상 조건은 다중 수중익이 있는 발전기에서 유리한 성능을 제공할 수 있음을 알 수 있다.

IV. 결론

이 연구에서는 네발 달린 수생 생물을 모방한 직렬 플래핑-포일 유체동력 터빈(tandem flapping-foil hydrokinetic turbine, TFHT)을 제안했다. 터빈의 출력 효율, 변동, 시스템 본체에 가해지는 부하를 비교하기 위해 2D 전산 유체 역학(computational fluid dynamics, CFD)을 통해 터빈의 성능을 분석했다. 먼저 출력 성능을 평가하기 위해 출력 효율(power efficiency, η)과 변동(power fluctuation, ξ)의 단일 성능 지표(single performance indicator, σ)가 제안되었으며 나비에-스토크스(Navier-Stokes) 방정식에 기반한 자체 CFD 코드를 분석 도구로 활용했다. 첫번째로 앞·뒤 수중익 사이의 이격거리(separate distance, L_x)와 위상차(phase difference, ϕ_{1-2})의 변화가 미치는 영향을 조사하기 위해 10 가지 사례를 선정했고, 무차원주파수(reduced frequency, f^*) 및 피치각(pitch angle, θ)에 따른 영향을 살펴보기 위해 이격거리가 $2c$ 일 때 뒤쪽 리드(rear-lead, $\phi_{1-2} = -90^\circ$) 조건과 $6c$ 일 때 앞쪽 리드(front-lead, $\phi_{1-2} = 90^\circ$) 조건을 선택하여 총 34 개의 1 차 매개변수 사례를 분석했다. 성능 지표를 평가한 후, 1 차 매개변수 분석(parametric analysis)을 통해 34 개의 사례 중에서 최적의 사례를 도출했다. 이후 두 번째 매개변수 분석에서는 더 높은 피치각과 이격 거리의 영향을 조사하기 위해 초기 최적에 따라 7 개의 사례를 추가로 선택했다.

연속적인 매개변수 분석 결과를 검토한 결과, 무차원주파수가 일정하게 유지될 때 효율성은 전역 위상차(global phase difference, Φ_{1-2}) 및 피치각에 의해 영향을 받는 것으로 확인되었다. 또한 증가된 피치각의 영향은 위상차 및 이격거리 조건과 복잡하게 연결되어 있다. 분석 결과, 피치각이 70° 이고, 무차원주파수는 0.12 이며, 이격거리가 $4c$ 인 경우가 가장 높은 성능 지수와 허용 가능한 시스템 길이를 가져 41 가지 사례 중 최적 조건인 것으로 나타났다.

이 결과를 바탕으로 20 개의 사례를 동위상(in-phase) 및 역위상(out-of-phase)으로 분리하여 선정했다. 이는 저유속(0.9m/s, $Re = 201,440$) 및 고유속 조건(1.2m/s, $Re = 268,587$) 하에서 0.1~0.14 사이의 무차원주파수 범위에서 전역위상차가 90° 에 근접하도록 이격거리를 설정하였다.

해석결과 고유속조건에서 무차원주파수가 0.12 인 역위상 조건일 때, 50.82%의 효율, 85.43%의 변동성을 가져 동위상 조건과 비슷한 수준의 효율성을 유지하면서 변동성은 감소시키는 것으로 나타났다. 이는 이론적 최고값인 Newman 한계 0.64 [62]의 79%에 해당한다. 이 때의 출력량은 184.31W 이며, 이 시스템을 실제 발전 적용 시 유속을 1.2m/s 에서 2m/s 조건으로, 해당 코드길이 0.2m 에서 10 배 증가시킬 경우 약 85.33kW 의 출력이 예상된다. 또한, 역위상 조건은 시스템 본체의 항력을 동위상 조건의 절반 미만으로 줄일 수 있는 것을 확인하였다. 따라서 TFHT 의 역위상 조건에 있는 수증기는 다중 포일을 활용한 동력 추출 시스템 설계 시 더 유리한 환경을 제공 가능하다는 것을 확인하였다.

본 연구에서 제시한 바와 같이 최적의 범위 내에서 피치각, 무차원주파수, 전역 위상차 등의 설계 변수가 미치는 영향을 사전에 검토하는 것은 최적 설계를 도출하는 데 필수적인 과정임을 확인하였다. 그리고 출력 변동성을 줄이기 위해 플라이휠(flywheel)을 사용해야 하는 기존 FHT 개발과 달리 역위상 조건의 이점을 활용하여 효과적인 터빈 설계를 진행할 수 있을 것으로 보인다. 추후에는 매개변수 분석 결과를 검증하고 제안된 TFHT 의 최종 설계를 개발하기 위한 실험 연구가 수행될 것이다. 또한 추가적으로 2D CFD 해석의 한계를 고려하여 3D 의 영향을 파악하기 위한 연구가 진행될 것이다.

Reference

- [1] D. Gielen, F. Boshell, D. Saygin, M.D. Bazilian, N. Wagner, R. Gorini, The role of renewable energy in the global energy transformation, *Energy Strategy Reviews* 24 (2019) 38–50.
- [2] N.D. Laws, B.P. Epps, Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57 (2016) 1245–1259.
- [3] Y. Wang, X. Sun, D. Huang, Z. Zheng, Numerical investigation on energy extraction of flapping hydrofoils with different series foil shapes, *Energy* 112 (2016) 1153–1168.
- [4] A. Bahaj, L.E. Myers, Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production, *Renewable energy* 28(14) (2003) 2205–2211.
- [5] M.I. Yuce, A. Muratoglu, Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43 (2015) 72–82.
- [6] M.S. Chowdhury, K.S. Rahman, V. Selvanathan, N. Nuthammachot, M. Suklueng, A. Mostafaeipour, A. Habib, M. Akhtaruzzaman, N. Amin, K. Techato, Current trends and prospects of tidal energy technology, *Environ Dev Sustain* 23(6) (2021) 8179–8194.
- [7] F. O'Rourke, F. Boyle, A. Reynolds, Tidal energy update 2009, *Applied Energy* 87(2) (2010) 398–409.
- [8] X. Wu, X. Zhang, X. Tian, X. Li, W. Lu, A review on fluid dynamics of flapping foils, *Ocean Engineering* 195 (2020) 106712.
- [9] M. Lahooti, D. Kim, Multi-body interaction effect on the energy harvesting performance of a flapping hydrofoil, *Renewable energy* 130 (2019) 460–473.
- [10] T. Kinsey, G. Dumas, Optimal Tandem Configuration for Oscillating-Foils Hydrokinetic Turbine, *Journal of Fluids Engineering* 134(3) (2012).
- [11] J.M. Benyus, *Biomimicry: Innovation inspired by nature*, Morrow New York, 1997.
- [12] W. Birnbaum, Das ebene Problem des schlagenden Flügels, *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 4(4) (1924) 277–292.
- [13] M.J. Lighthill, Aquatic animal propulsion of high hydromechanical efficiency, *Journal of Fluid Mechanics* 44(2) (1970) 265–301.
- [14] M.S. Triantafyllou, A.H. Techet, F.S. Hover, Review of experimental work in biomimetic foils, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 29(3) (2004) 585–594.
- [15] J. Yu, L. Wang, Parameter optimization of simplified propulsive model for biomimetic robot fish, *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation, IEEE, 2005*, pp. 3306–3311.
- [16] H. Yamaguchi, N. Bose, Oscillating foils for marine propulsion, *The Fourth International Offshore and Polar Engineering Conference, OnePetro, 1994*.
- [17] K. Jones, M. Platzer, Numerical computation of flapping-wing propulsion and power extraction, *35th aerospace sciences meeting and exhibit, 1997*, p. 826.

- [18] J.M. Anderson, K. Streitlien, D. Barrett, M.S. Triantafyllou, Oscillating foils of high propulsive efficiency, *Journal of Fluid mechanics* 360 (1998) 41–72.
- [19] D.A. Read, F. Hover, M. Triantafyllou, Forces on oscillating foils for propulsion and maneuvering, *Journal of Fluids and Structures* 17(1) (2003) 163–183.
- [20] N.P.B. Mannam, P. Krishnankutty, H. Vijayakumaran, R.C. Sunny, Experimental and numerical study of penguin mode flapping foil propulsion system for ships, *Journal of Bionic Engineering* 14(4) (2017) 770–780.
- [21] J. Yu, Y. Hu, R. Fan, L. Wang, J. Huo, Mechanical design and motion control of a biomimetic robotic dolphin, *Advanced Robotics* 21(3–4) (2007) 499–513.
- [22] Y. Chen, H. Wang, E.F. Helbling, N.T. Jafferis, R. Zufferey, A. Ong, K. Ma, N. Gravish, P. Chirarattananon, M. Kovac, A biologically inspired, flapping–wing, hybrid aerial–aquatic microrobot, *Science robotics* 2(11) (2017) eaao5619.
- [23] N.P.B. Mannam, M.M. Alam, P. Krishnankutty, Review of biomimetic flexible flapping foil propulsion systems on different planetary bodies, *Results in Engineering* 8 (2020) 100183.
- [24] W. McKinney, J. DeLaurier, Wingmill: an oscillating–wing windmill, *Journal of energy* 5(2) (1981) 109–115.
- [25] S.T. Davids, A computational and experimental investigation of a flutter generator, Monterey, California: Naval Postgraduate School, 1999.
- [26] M. Platzer, M. Ashraf, J. Young, J. Lai, Development of a new oscillating–wing wind and hydropower generator, 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2009, p. 1211.
- [27] K.D. Jones, K. Lindsey, M. Platzer, An investigation of the fluid–structure interaction in an oscillating–wing micro–hydropower generator, *WIT Transactions on The Built Environment* 71 (2003).
- [28] K. Lindsey, A feasibility study of oscillating–wing power generators, NAVAL POSTGRADUATE SCHOOL MONTEREY CA, 2002.
- [29] J.H. Ko, J. Kim, Experimental study on power improvement of a flapping tidal stream turbine by mimicking a manta–ray, *Ocean and Polar Research* 39(4) (2017) 293–300.
- [30] T.Q. Le, J.H. Ko, D. Byun, Morphological effect of a scallop shell on a flapping–type tidal stream generator, *Bioinspiration & biomimetics* 8(3) (2013) 036009.
- [31] J. Kim, T. Quang Le, J. Hwan Ko, P. Ebenezer Sitorus, I. Hartarto Tambunan, T. Kang, Experimental and numerical study of a dual configuration for a flapping tidal current generator, *Bioinspir Biomim* 10(4) (2015) 046015.
- [32] E. Filippas, T.P. Gerostathis, K. Belibassakis, Semi–activated oscillating hydrofoil as a nearshore biomimetic energy system in waves and currents, *Ocean Engineering* 154 (2018) 396–415.
- [33] M. Ashraf, J. Young, J. Lai, Reynolds number, thickness and camber effects on flapping airfoil propulsion, *Journal of Fluids and structures* 27(2) (2011) 145–160.
- [34] H. Nguyen Le Dang, T.Q. Le, D. Jeong, J.H. Ko, Camber effect on the stability and power performance of a right–swing hydrofoil turbine, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 14 (2022).
- [35] H. Nguyen Le Dang, H.C. Park, J.H. Ko, Dynamic response estimation for a variable–camber NACA0012 hydrofoil of a flapping–type tidal stream turbine,

Journal of Marine Science and Technology (2021) 1–12.

- [36] H. Nguyen Le Dang, D. Jeong, J.H. Ko, Study of the power performance of a variable-camber hydrofoil used in a flapping tidal stream turbine, *Journal of Marine Science and Technology* 27(3) (2022) 1148–1162.
- [37] T. Kinsey, G. Dumas, G. Lalande, J. Ruel, A. Mehut, P. Viarouge, J. Lemay, Y. Jean, Prototype testing of a hydrokinetic turbine based on oscillating hydrofoils, *Renewable Energy* 36(6) (2011) 1710–1718.
- [38] J.A. Xu, S.L. Tan, D.T. Guan, R. Ali, L. Zhang, Energy extraction performance of motion-constrained tandem oscillating hydrofoils, *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 9(4) (2017).
- [39] W.H. Xu, G.D. Xu, W.Y. Duan, Z.J. Song, J. Lei, Experimental and numerical study of a hydrokinetic turbine based on tandem flapping hydrofoils, *Energy* 174 (2019) 375–385.
- [40] J. Kim, D.-G. Kim, S. Jung, S.M. Moon, J.H. Ko, Experimental study of a fully passive flapping hydrofoil turbine with a dual configuration and a coupling mechanism, *Renewable Energy* 208 (2023) 191–202.
- [41] T. Kinsey, G. Dumas, Parametric study of an oscillating airfoil in a power-extraction regime, *AIAA journal* 46(6) (2008) 1318–1330.
- [42] P.E. Sitorus, J.H. Ko, Power extraction performance of three types of flapping hydrofoils at a Reynolds number of $1.7E6$, *Renewable Energy* 132 (2019) 106–118.
- [43] P.L. Ma, Z.H. Yang, Y. Wang, H.B. Liu, Y.D. Xie, Energy extraction and hydrodynamic behavior analysis by an oscillating hydrofoil device, *Renewable Energy* 113 (2017) 648–659.
- [44] T. Truong, P.E. Sitorus, H. Park, I. Tambunan, H. Putra, J. Ko, T. Kang, Nonlinear dynamic model for flapping-type tidal energy harvester, *Journal of Marine Science and Technology* 19(4) (2014) 406–414.
- [45] T. Kinsey, G. Dumas, Computational Fluid Dynamics Analysis of a Hydrokinetic Turbine Based on Oscillating Hydrofoils, *Journal of Fluids Engineering* 134(2) (2012).
- [46] T. Kinsey, G. Dumas, Three-Dimensional Effects on an Oscillating-Foil Hydrokinetic Turbine, *J Fluid Eng-T Asme* 134(7) (2012).
- [47] P.L. Ma, Y. Wang, Y.D. Xie, J.Z. Han, G. Sun, J.H. Zhang, Effect of wake interaction on the response of two tandem oscillating hydrofoils, *Energy Science & Engineering* 7(2) (2019) 431–442.
- [48] T. Ji, F. Jin, F. Xie, H. Zheng, X. Zhang, Y. Zheng, Active learning of tandem flapping wings at optimizing propulsion performance, *Physics of Fluids* 34(4) (2022) 047117.
- [49] L.E. Muscutt, G. Dyke, G.D. Weymouth, D. Naish, C. Palmer, B. Ganapathisubramani, The four-flipper swimming method of plesiosaurs enabled efficient and effective locomotion, *Proc Biol Sci* 284(1861) (2017).
- [50] J. Davenport, S.A. Munks, P. Oxford, A comparison of the swimming of marine and freshwater turtles, *Proceedings of the Royal society of London. Series B. Biological sciences* 220(1221) (1984) 447–475.
- [51] W. Liu, Q. Xiao, F. Cheng, A bio-inspired study on tidal energy extraction with flexible flapping wings, *Bioinspiration & biomimetics* 8(3) (2013) 036011.

- [52] A.R. Rivera, G. Rivera, R.W. Blob, Forelimb kinematics during swimming in the pig-nosed turtle, *Carettochelys insculpta*, compared with other turtle taxa: rowing versus flapping, convergence versus intermediacy, *Journal of Experimental Biology* 216(4) (2013) 668–680.
- [53] A. Krahl, The locomotory apparatus and paraxial swimming in fossil and living marine reptiles: comparing Nothosauroida, Plesiosauria, and Chelonioidea, *Palz* 95(3) (2021) 483–501.
- [54] Q. Xiao, Q. Zhu, A review on flow energy harvesters based on flapping foils, *Journal of Fluids and Structures* 46 (2014) 174–191.
- [55] J.H. Ko, J.W. Kim, S.H. Park, D. Byun, Aerodynamic analysis of flapping foils using volume grid deformation code, *Journal of mechanical science and technology* 23 (2009) 1727–1735.
- [56] P.E. Sitorus, B. Won, J.H. Ko, Numerical Study on Power Balance of Front and Rear Hydrofoils in Dual Configuration of a Flapping-Type Tidal Energy Harvester, *The 27th International Ocean and Polar Engineering Conference, OnePetro*, 2017.
- [57] S.H. Park, J.H. Kwon, Implementation of kw turbulence models in an implicit multigrid method, *AIAA journal* 42(7) (2004) 1348–1357.
- [58] T.Q. Le, J.H. Ko, Effect of hydrofoil flexibility on the power extraction of a flapping tidal generator via two- and three-dimensional flow simulations, *Renewable Energy* 80 (2015) 275–285.
- [59] Q. Cheng, X.L. Liu, H.S. Ji, K.C. Kim, B. Yang, Aerodynamic Analysis of a Helical Vertical Axis Wind Turbine, *Energies* 10(4) (2017) 575.
- [60] X. Zheng, S. Pröbsting, H. Wang, Y. Li, Characteristics of vortex shedding from a sinusoidally pitching hydrofoil at high Reynolds number, *Physical Review Fluids* 6(8) (2021) 084702.
- [61] P.E. Sitorus, J.S. Park, J.H. Ko, Hydrodynamic characteristics of cambered NACA0012 for flexible-wing application of a flapping-type tidal stream energy harvesting system, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 11(1) (2019) 225–232.
- [62] J. Young, F.B. Tian, Z.L. Liu, J.C.S. Lai, N. Nadim, A.D. Lucey, Analysis of unsteady flow effects on the Betz limit for flapping foil power generation, *Journal of Fluid Mechanics* 902 (2020).
- [63] S. Nauwelaerts, P. Aerts, Two distinct gait types in swimming frogs, *Journal of Zoology* 258(2) (2002) 183–188.
- [64] M.A. Ashraf, J. Young, J.C.S. Lai, M.F. Platzer, Numerical Analysis of an Oscillating-Wing Wind and Hydropower Generator, *Aiaa Journal* 49(7) (2011) 1374–1386.

A Parametric Study for the Design of a Turtle–Mimicking Hydrokinetic Turbine

Dasom Jeong

Department of Mechanical Engineering
The Graduate School Jeju National University

Abstract

Flapping–foil hydrokinetic turbine (FHT) are inspired by nature and have recently been presented in various forms. In this study, a parametric analysis was performed to design a tandem hydrokinetic turbine with four hydrofoils mimicking a quadruped aquatic animal and its movements. A Navier–Stokes–based computational fluid dynamics (CFD) code was used as the analysis tool, and the performance in terms of power and load was compared and analyzed by varying the pitch angle, reduced frequency (f^*), separation distance, and phase difference of each hydrofoil.

In the first parametric analysis, the pitch angle and dimensionless frequency were set to the smallest values in the given parameter range, focusing on power efficiency and fluctuation. Then, based on the proposed performance metrics and the room for improvement, additional parametric analyses were performed by selecting the 90° front–lead condition for the longest distance of $6c$ and the 90° rear–lead condition for the shortest distance of $2c$. The subsequent parametric analysis showed that the

90° front-lead with a pitch angle of 70° , a reduced frequency of 0.12, and a distance of 4c was the final optimal condition in terms of system length and power balance, with an efficiency of 59.48% and fluctuation of 55.44%.

Next, the performance of each hydrofoil was compared and analyzed in terms of power and load under in-phase and out-of-phase conditions. After optimizing the reduced frequency and separation distance, the out-of-phase condition showed superior characteristics in terms of power, with similar efficiency and lower fluctuations compared to the in-phase condition. As for the loads on the system body, the load level remains lower in the out-of-phase condition compared to the in-phase condition, which is favorable for the design of the structure supporting the turbine. Therefore, the FHT proposed in this study can utilize three or more hydrofoils similar to a conventional rotary turbine, and the performance of the FHT can be improved by phase control between the hydrofoils.