



Research Article

Energy Harvesting from a Flapping Hydrofoil with Prescribed Pitch Profile

Abbas Ebrahimi^{1*}, Majid Hajipour² and Mohsen Salehi¹

¹Aerospace Engineering Department, Sharif University of Technology.

² College of Interdisciplinary Science and Technology, University of Tehran

* corresponding author:(ebrahimi_a@sharif.ir)

Article Info

Article history:

Received: 5 November 2024

Revised: 20 January 2025

Accepted: 8 March 2025

Keywords:

Energy harvesting,
flapping foils,
numerical simulation.

Abstract

This work investigates a semi-active mechanism for harvesting energy from water flow using a flapping hydrofoil with a prescribed pitch profile and passively induced heave motion. The hydrofoil is connected via a hinged arm to an electrical generator, constraining the foil's vertical motion to an arc centered at the generator (Fig. 1). A pitch profile is imposed by an actuator and controller, while the hydrodynamic forces generate the plunging response; the arm transmits torque to the generator. A coupled multiphysics model is developed that integrates (i) the dynamics of the power take-off, actuator, and controller (Eqs. (1)–(7)), and (ii) unsteady two-dimensional Reynolds-Averaged Navier–Stokes simulations with the $k-\omega$ SST model for the surrounding flow (Eq. (10)). The coupling is performed in Fluent using user-defined functions with sliding meshes that represent the arm and pitching block (Figs. 3–6). To validate the model, we compare its predictions against oscillating NACA0012 data and a published flapping-hydrofoil harvester case (Figs. 7–10). We employ a greedy search (Eq. (14)) to identify the dominant non-dimensional parameters and their optima: the natural frequency and damping ratios (actuator-to-generator), the target effective angle of attack, and the critical arm angle. Under the tested conditions (Table 1), the optimized configuration delivers a net electrical power of 770 W, with dominant contributions near the reversals of the heave motion (Fig. 15).

Introduction

Marine flows offer high energy density and extended duty cycles relative to wind and solar resources, enabling competitive capacity factors for renewable generation (see [1]–[12]). Among marine energy converters, flapping-foil devices are attractive because they can extract power over a wide range of flow speeds and directions while remaining compact (Section 1 of the Persian text). Flapping foils undergoing combined pitch and heave generate unsteady aerodynamic phenomena such as dynamic stall, leading-/trailing-edge vortex formation, and vortex shedding that can be leveraged for either propulsion or power extraction depending on kinematics and flow regime (Figs. 7–9, [14], [15]).

Early concepts such as the wingmill demonstrated the viability of oscillating-wing power generation, followed by studies on tandem and bio-inspired configurations that exploit upstream shed vortices ([16]–[22]). However, much of the literature prescribes the foil kinematics without closing the

loop to a realistic power-take-off (PTO), actuator, and control system. This omission limits predictive fidelity when optimizing for net (harvested minus spent) power.

The present study addresses this gap by modeling, in a unified framework, (i) the generator inertia, stiffness, and damping; (ii) an actively pitched hydrofoil; and (iii) a linear controller that commands the actuator torque to track a target effective angle of attack (Eqs. (1)–(9)). The hydrofoil's heave arises passively from the hydrodynamic loads and geometric constraint of the hinged arm (Fig. 1). Using the coupled model, we perform a parametric optimization (Eq. (14)) focused on four non-dimensional parameters identified via the nondimensional form of Eqs. (7). The objective is to maximize net average power while maintaining robust, periodic operation. Unlike previous studies that prescribe foil kinematics without modeling the energy conversion system, this work integrates the full electromechanical and fluid dynamic subsystems.

To Cite this article:

Ebrahimi, A., Hajipour, M. and Salehi, M. 2025. Energy harvesting from a flapping hydrofoil with prescribed pitch profile, *Sharif Mechanical Engineering Journal*, 41(1), 55-68. <https://doi.org/10.24200/j40.2025.65532.1723>

Methodology

Mechanical and control model: The device comprises a NACA0012 hydrofoil (chord 0.60 m) attached to a rigid arm of length 1.2 m that is hinged at the generator. The inflow speed is 1.5 m/s. The PTO and the pitch actuator are modeled as rotational inertia-spring-damper elements; generalized coordinates are the arm angle and the foil pitch (Eqs. (1)–(6)). The Lagrangian formulation (Eqs. (2)–(4)) yields two weakly coupled equations of motion (Eqs. (7)), linked by the prescribed actuator torque. A linear controller maps the tracking error in effective angle of attack to actuator torque; the effective angle is defined kinematically from the instantaneous foil motion and inflow (Eqs. (8)–(9)).

CFD model and mesh motion: The unsteady RANS equations (Eq. (10)) with the $k-\omega$ SST closure are solved using a finite-volume solver (Fluent v17). The computational domain comprises three sliding mesh zones to accommodate arm rotation and foil pitching while preserving mesh quality near the hydrofoil (Figs. 3–6). Boundary conditions include uniform-velocity inlet, fixed-pressure outlet, symmetry on lateral boundaries, and moving-wall condition on the foil. The near-wall resolution ensures $y^+ < 1$ across the cycle (Fig. 9). Time stepping is implicit, first-order in time with second-order spatial discretization; typical mesh counts are $\sim 2 \times 10^5$ cells with a 0.5 ms step during validation (Section 3.2).

Coupling and validation: At each time step, the solver: (1) advances the flow, (2) evaluates hydrodynamic forces and moments on the foil, (3) updates kinematics via Eqs. (7), and (4) updates mesh positions (Fig. 2). Validation includes comparison with oscillatory NACA0012 measurements at reduced frequency 0.1 (Figs. 7–8) and with a published flapping-foil harvester simulation (Fig. 10). Despite expected deviations in the downstroke due to URANS limitations in resolving dynamic-stall vortices, lift and drag loops are of the correct magnitude and phase for design exploration. Performance metrics and optimization. The average electrical output of the PTO and the actuator consumption are computed from torque-rate products (Eqs. (12)–(13)); net power is their difference. A greedy search (Section 4, Eq. (14)) iteratively optimizes one parameter at a time while holding others fixed until convergence (Table 1).

Results and Discussion

Four nondimensional parameters govern the optimized response: (i) the actuator-to-generator natural-frequency ratio, (ii) the actuator-to-generator damping ratio, (iii) the target effective angle of attack, and (iv) the critical arm angle

that triggers reversal of commanded torque. Trends are summarized here; quantitative curves appear in Figs. 11–14 with converged values in Table 1.

Frequency-ratio effect: (i) Increasing the frequency ratio reduces tracking lag and enhances power output, with an optimum at ~ 6.47 (Fig. 11).

Damping-ratio effect: Heavier actuator damping suppresses overshoot yet slows response; concurrently, the generator's effective damping adjusts the energy-absorption bandwidth. The net-power optimum occurs near 0.917 (Fig. 12).

Effective AoA: The controller's target effective angle balances strong leading-edge vortex formation against stall losses. Over 30° – 50° , the optimum is $\approx 44.6^\circ$ (Fig. 13).

Critical arm angle: Allowing larger heave excursions increases available hydrodynamic work but also demands larger corrective torques. The best trade-off is at $\approx 29.9^\circ$ (Fig. 14).

At the joint optimum (Table 1), the time-resolved flow shows periodic leading- and trailing-edge vortex shedding synchronized with heave reversals (Fig. 15). Instantaneous net power peaks near the start and end of the heave stroke, when dynamic-stall-induced pressure gradients are strongest. The resulting net average power is 770 W at the specified inflow and geometry. The solution is periodic and robust under small parameter perturbations around the optimum.

Conclusion

A semi-active flapping-foil energy harvester was modeled by tightly coupling a two-DOF mechanical system (generator, actuator, controller) with URANS flow simulations (Eqs. (1)–(10)). A greedy search over four governing nondimensional parameters (Eq. (14)) identified clear optima: frequency ratio ~ 6.47 , damping ratio ~ 0.917 , target effective angle of attack $\sim 44.6^\circ$, and critical arm angle $\sim 29.9^\circ$ (Table 1). The optimized configuration delivers 770 W of net power for a NACA0012 foil (0.60 m chord) on a 1.2 m arm at 1.5 m/s inflow. Flow-field analysis (Fig. 15) indicates that dynamic-stall-driven vortex dynamics near stroke reversals dominate useful work extraction. This integrated framework enables robust, high-fidelity optimization of flapping-foil energy harvesters and provides a foundation for future experimental validation and control refinement. The framework preserves the original numbering of equations, figures, tables, and references from the Persian manuscript, enabling direct cross-reference in the compressed English submission.

Funding: This research did not receive any specific grant from funding agencies in the public, commercial, or not-for-profit sectors.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Author Contributions: All authors contributed to the reported work for conceptualization, methodology, validation, writing-review and editing, and supervision.



برداشت انرژی از مکانیزم هیدروفویل نوسانی نیمه فعال با حرکت پیچ ورودی

عباس ابراهیمی^{۱*}، مجید حاجی پور^۲ و محسن صالحی^۱^۱ دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران.^۲ دانشکده علوم و فناوری های میان رشته ای، دانشگاه تهران، تهران.

*نویسنده مسئول (ebrahimi_a@sharif.ir)

چکیده

در پژوهش حاضر، مکانیزم نیمه فعالی برای برداشت انرژی از جریان آب، شبیه سازی و مطالعه شده است. سامانه، شامل هیدروفویلی با حرکت پیچ فعال به همراه حرکت نوسانی غیرفعال بالا-پایین بوده است، که از طریق یک بازو به مولد برق متصل شده است. با اعمال حرکت پیچ به هیدروفویل، نیروهای هیدرو دینامیکی ایجاد شده موجب نوسان بالا-پایین هیدروفویل می شوند، که این حرکت از طریق بازو به مولد منتقل می شود. مدل سازی دینامیکی، شامل: مولد برق، هیدروفویل، کنترل کننده، و عمل گر با شبیه سازی جریان آب پیرامون هیدروفویل نوسانی انجام شده است. برای شبیه سازی میدان سیال، از معادله های متوسط گیری شده رینولدز و الگوی آشفتگی کی-امگا استفاده شده است. نسبت بسامد طبیعی عمل گر به مکانیزم، نسبت میرایی عمل گر به مکانیزم، زاویه ی حمله ی هیدروفویل و زاویه ی بازو به عنوان متغیرهای بی بعد و اثرگذار مسئله، استخراج و مقادیر بهینه ی آن ها به ترتیب برابر ۶/۵، ۰/۹، ۴۵ درجه، و ۳۰ درجه، و همچنین توان خروجی برابر ۷۷۰ وات به دست آمده اند.

اطلاعات مقاله

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۸/۱۵

تاریخ اصلاحیه: ۱۴۰۳/۱۱/۰۱

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۲/۱۸

واژگان کلیدی:

برداشت انرژی،

هیدروفویل نوسانی،

حرکت پیچ فعال.

۱. مقدمه

استحصال انرژی از جریان های آبی در بین سایر منابع تجدیدپذیر، سهم عمده و رو به رشدی در تولید برق را به خود اختصاص داده است.^[۱-۴] جریان های سطحی رودخانه ها، جریان های زیرسطحی دریایی، و جریان امواج دریایی یا جریان های جذر و مدی می توانند برای برداشت انرژی استفاده شوند. چگالی انرژی بالا و زمان بهره برداری روزانه ی طولانی از مزایای اصلی منبع اخیر هستند. چگالی انرژی های آبی حدود ۱۶ برابر بیشتر از چگالی انرژی خورشیدی و ۵ برابر بیشتر از چگالی انرژی باد و به طور میانگین حدود ۲/۵ کیلووات بر مترمربع هستند.^[۵-۷] همچنین، مبدل های انرژی دریایی می توانند در ۹۰٪ از طول شبانه روز انرژی تولید کنند، در حالی که عدد مذکور برای نمونه های بادی و خورشیدی به حدود ۲۰ تا ۳۰ درصد کاهش می یابد.^[۸] در مقابل، یکی از چالش های انرژی دریایی، پایین بودن بسامد امواج دریاست، که حدود یک هرتز است و برای تطبیق با بسامد استفاده شده ی ژنراتورها گاهی لازم است بسامد مذکور تا ۵۰ برابر افزایش پیدا کند.^[۹]

بستگی به نوع منبع انرژی و همچنین محل قرارگیری آن ها روی خط ساحلی، نزدیک ساحل یا دور از ساحل، برداشت کننده های انرژی دریایی به انواع مختلفی

تقسیم بندی می شوند.^[۱۰] برداشت کننده های انرژی دریایی، شامل بخش دریافت کننده هستند، که وظیفه ی جذب انرژی مکانیکی آب و انواع مختلفی، از جمله: تضعیف کننده ها، جاذب های نقطه ای، و ترمیناتورها را دارند.^[۱۱] بخش دیگر، مبدل های انرژی هستند که شامل مبدل های توربینی، الکترومغناطیسی، و پیزوالکتریکی هستند.^[۱۲] دریافت کننده ی انرژی در پژوهش حاضر از نوع جاذب نقطه ای بوده است، که از حرکت رفت- برگشتی و نوسانی هیدروفویل در جریان آب، انرژی دریافت می کند.

فویل های نوسانی با حرکت های رفت و برگشت بالا-پایین^۱ و پیچ^۲ یا ترکیبی از آن ها هستند، که همراه با پدیده های آیرودینامیکی ناپایا، تشکیل و انتشار گردابه ها و در زوایای حمله ی زیاد، دارای واماندگی دینامیکی^۳ هستند. درجه ی آزادی حرکت پیچ، زاویه ی حمله ی لحظه ای فویل حین دوران حول محوری از آن است، ولی درجه ی آزادی بالا-پایین حرکت فویل می تواند به صورت انتقال در جهت عمودی یا روی کمانی از دایره باشد.

فویل نوسانی می تواند در دو حالت برداشت انرژی از جریان سیال یا تولید نیروی پیش رانش و به عبارتی، انتقال انرژی به جریان سیال قرار گیرد، که این موضوع به رژیم جریان سیال و متغیرهای سینماتیکی و دینامیکی مسئله بستگی دارد.

^۳ Dynamic Stall^۱ Plunge^۲ Pitch

و حرکت نوسانی بالا- پایین رفتن آن به‌صورت القایی است؛ بنابراین، برداشت‌کننده‌ی اخیر انرژی از نوع نیمه‌فعال است. الگوی حرکت پیچ هیدروفویل در طول زمان به‌عنوان ورودی توسط یک عمل‌گر تأمین می‌شود و هیدروفویل را در هر لحظه در زاویه‌ی حمله‌ی مناسب قرار می‌دهد تا نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی تولیدشده موجب حرکت رفت و برگشتی بازو شوند. قراردادن هیدروفویل در زاویه‌ی پیچ مطلوب توسط عمل‌گر نیازمند صرف انرژی است، ولی در شرایط طراحی بهینه، انرژی خالص قابل برداشت مثبت خواهد بود. بنابراین، مطالعه‌ی پارامتریک متغیرهای سینماتیکی و سازه‌ای این مسئله به‌منظور رسیدن به طرحی که در آن، کمترین توان توسط عمل‌گر مصرف و بیشترین توان ممکن از جریان آب برداشت شود، ضرورت دارد.

به‌طور کلی، هدف اصلی از انجام پژوهش حاضر دستیابی به یک الگوی حرکت بهینه برای هیدروفویل در برداشت‌کننده‌های انرژی مبتنی بر فویل‌های نوسانی به کمک شبیه‌سازی کامل دینامیکی و سیالاتی بوده است. با بررسی بخش پیشینه‌ی پژوهش مشخص شد که عمده‌ی پژوهش‌های صورت‌گرفته، محدود به مطالعه‌ی هیدروفویل‌هایی با حرکت‌های اجباری از پیش تعیین‌شده بدون بازخورد گرفتن از شرایط جریان بوده‌اند. بنابراین، در پژوهش حاضر با مدل‌سازی همه‌ی اجزاء اصلی یک برداشت‌کننده‌ی انرژی از جمله: ژنراتور، عمل‌گر، و کنترل‌کننده، روش مطالعه‌ی فویل‌های نوسانی ارتقاء داده شده است. بنابراین امکان بهینه‌سازی و به‌کارگیری این سامانه را در گستره‌ی وسیعی از شرایط عملکردی فراهم می‌کند. همچنین در پژوهش حاضر، با بررسی آثار دینامیکی پارامترهای مختلف و ارائه‌ی روشی مبتنی بر استفاده از توابع تعریف‌شده توسط کاربر در نرم‌افزار فلونت، مدل‌سازی دینامیکی و شبیه‌سازی عددی به‌صورت ترکیبی و هم‌زمان صورت گرفته و در نتیجه، با بررسی اندرکنش متقابل سازه و سیال، مدل‌سازی جامع‌تری از فویل‌های نوسانی معمول ارائه شده است. در نهایت، نیز با کمک نتایج شبیه‌سازی‌ها، بهینه‌سازی پارامتری بر پارامترهای اصلی شناسایی شده در برداشت‌کننده‌ی مذکور صورت گرفته است.

۲. مدل‌سازی دینامیکی و معادله‌های حاکم

شماتیک مکانیزم نیمه‌فعال برداشت انرژی پژوهش حاضر در شکل ۱ مشاهده می‌شود. این سامانه شامل هیدروفویلی با قابلیت حرکت پیچ فعال و حرکت بالا- پایین رفتن غیرفعال بوده است، که توسط یک بازو به ژنراتوری متصل شده است. با قرارگرفتن هیدروفویل ذکرشده در مسیر جریان آب و اعمال حرکت نوسانی پیچ با سینماتیک معلوم به‌عنوان ورودی، نیروهای هیدرودینامیکی تولیدشده موجب القاء حرکت نوسانی بالا-پایین رفتن به هیدروفویل می‌شوند. همچنین، بازویی با طول مشخص، که از یک طرف به هیدروفویل و از طرف دیگری به ژنراتور لولا شده است، باعث مقیدکردن حرکت بالا-پایین رفتن هیدروفویل روی کمانی از دایره‌ای با مرکز محل ژنراتور و شعاع برابر طول بازو شده است.

هیدروفویل استفاده‌شده در مطالعه‌ی حاضر از نوع ۰۰۱۲ NACA با طول وتر ۶۰ سانتی‌متر بوده است؛ که توسط بازوی متصل‌کننده‌ی هیدروفویل به

با توجه به اینکه هر یک از درجه‌های آزادی حرکت نوسانی فویل می‌تواند به‌صورت آزاد یا مقید باشند، بنابراین حرکت فویل نوسانی می‌تواند به شکل فعال، نیمه‌فعال^۱، و یا خودالفا^۲ باشد.^[۱۳] اگر فویل با جذب انرژی از سیال در حال حرکت به حرکت درآید، در حالت برداشت انرژی است؛ ولی اگر بخشی از انرژی حرکت فویل به جریان منتقل شود، در حالت تولید پیش‌رانش قرار دارد. در حالت اول، در دنباله‌ی جریان جداشده از فویل، کاهش مومنتم و در حالت دوم، افزایش مومنتم وجود دارد.^[۱۴] همچنین، ممکن است یک فویل نوسانی ترکیبی از دو حالت برداشت انرژی از جریان سیال و انتقال انرژی به جریان سیال در فازهای زمانی مختلف دوره‌ی تناوب، نوسان داشته باشد. در فویل نوسانی برداشت‌کننده‌ی انرژی باید حالت اول بر حالت دوم غالب باشد.^[۱۵] مزیت برداشت‌کننده‌های انرژی مبتنی بر فویل نوسانی، نسبت به نمونه‌های توربینی، توانایی آن‌ها در برداشت انرژی در محدوده‌ی وسیعی از سرعت و جهت جریان‌های آبی است.

پیشنهاد استفاده از فویل‌های نوسان‌کننده برای استخراج انرژی از جریان یکنواخت سیال، اولین بار توسط کنی و لوریر^۳ (۱۹۸۱)، ارائه شده است. آن‌ها دستگاهی شامل یک ایرفویل نوسانی فعال به نام وینگ‌میل^۴ ساختند، و با آزمایش در تونل باد نشان دادند که بازده برداشت انرژی آن بیشتر از بازده آسیاب‌های بادی است. همچنین، جونز و همکاران (۱۹۹۹)،^[۱۷] و دیوید (۱۹۹۹)،^[۱۸] با هدف استخراج انرژی از فویل‌های نوسانی در جریان‌های آبی رودخانه‌های با سرعت کم، عملکرد بال نوسانی در تونل آب را مطالعه کرده و نتیجه گرفته‌اند که بال نوسانی به تنهایی معایبی دارد و با چیدمان دوتایی پشت سرهم از بال‌ها^۵ می‌توان آن را بهبود داد. ژو و همکاران (۲۰۰۲)،^[۱۹] نیز به‌کمک شبیه‌سازی عددی جریان نشان دادند که بال‌های دم ماهی می‌توانند از گردابه‌های جداشده از بال‌های روی بدن ماهی در بالادست، انرژی جذب کنند و بازده پیش‌رانشی بالاتری را تولید کنند. لیائو^۶ و همکاران (۲۰۰۳)،^[۲۰] نیز به‌صورت تجربی نشان دادند که قراردادن یک بال انعطاف‌پذیر در دنباله و گردابه‌های جداشده از یک نیم‌استوانه^۷ می‌تواند منجر به تولید نیروی پیش‌رانش شود. همچنین، کینزی^۸ و همکاران (۲۰۰۷ و ۲۰۰۸)،^[۲۱ و ۲۲] از سال ۲۰۰۳ برخی مطالعات عددی و تجربی روی بال‌های نوسان‌کننده برای استخراج انرژی انجام داده‌اند.

اولین نمونه‌ی تجاری توربین آبی بر مبنای هیدروفویل نوسانی، توسط یک شرکت خصوصی با توان طراحی ۱۵۰ کیلووات آزمایش شده است،^[۲۳ و ۲۴] که طبق نتایج به‌دست‌آمده، بیشینه‌ی توان تولیدی آن ۸۵ کیلووات با بازده‌ی ۱۱٪/۵ بوده است. یک توربین آبی ۱۰۰ کیلوواتی با طرح دو هیدروفویل نوسانی پشت‌سر نیز توسط تیدال^۹ (۲۰۰۹)،^[۲۵] ۲۰۰۹ آزمایش شده است؛ که در آن، یک برداشت‌کننده‌ی انرژی شامل حرکت دورانی رفت و برگشتی بازویی یک‌سر لولا و انتقال حرکت مذکور به یک مولد برق مطالعه شده است. هیدروفویلی در انتهای دیگر بازو متصل شده است، که ناشی از نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی وارده بر آن موجب حرکت نوسانی رفت و برگشت روی بخشی از کمان دایره می‌شود. با توجه به اینکه حرکت پیچ هیدروفویل به‌صورت اجباری

^۶ Liao

^۷ D-shape cylinder

^۸ Kinsey

^۹ Tidal

^۱ Semi-activated systems

^۲ Self-sustained systems

^۳ Kinney & Laurier

^۴ Wingmill

^۵ Tandem-wing arrangement

تعمیم یافته‌ی غیر پایستار هستند. تابع لاگرانژ ($\mathcal{L}$) نیز مطابق رابطه ۲ محاسبه می‌شود.

$$\mathcal{L} = T - V \quad (2)$$

که در آن، T مجموع انرژی‌های جنبشی شامل انرژی دورانی مبدل برق، انرژی دورانی هیدروفویل، و عملگر حول مبدل برق و حول محور دوران عملگر هستند. V انرژی پتانسیل فنر پیچشی متصل به مبدل برق است. بنابراین با استفاده از روابط ۳، تابع لاگرانژ مطابق رابطه ۴ استخراج می‌شود.

$$T = \frac{1}{2} I_g \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} (I_a + m_a L^2) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} I_a \dot{\beta}^2, \quad V = \frac{1}{2} K_g \alpha^2 \quad (3)$$

$$\mathcal{L} = \frac{1}{2} (I_g + I_a + m_a L^2) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} I_a \dot{\beta}^2 - \frac{1}{2} K_g \alpha^2 \quad (4)$$

که در آن‌ها، I_g لختی دورانی مبدل برق، I_a لختی دورانی هیدروفویل و عملگر حول مرکز جرم، m_a جرم هیدروفویل و عملگر، و L برابر طول بازوی رابط هستند. K_g برابر ضریب فنر پیچشی متصل کننده مبدل برق و بازوی رابط است. با انتخاب زوایای α و β به عنوان مختصات تعمیم یافته مسئله، نیروها و گشتاور تعمیم یافته‌ی Q_α و Q_β با استفاده از روش کار مجازی (رابطه ۵) طبق رابطه ۶ محاسبه شده‌اند.

$$\delta W^{nc} = [F_y L \cos \alpha - F_x L \sin \alpha - M_{act} - C_g \dot{\alpha}] \delta \alpha + [M_{act} + M_{fluid} - C_{act} \dot{\beta}] \delta \beta \quad (5)$$

$$\begin{cases} Q_\alpha = F_y L \cos \alpha - F_x L \sin \alpha - M_{act} - C_g \dot{\alpha} \\ Q_\beta = M_{act} + M_{fluid} - C_{act} \dot{\beta} \end{cases} \quad (6)$$

که در آن‌ها، C_g و C_{act} به ترتیب ضریب میرایی دورانی مبدل برق و عملگر هستند. با جای گذاری روابط ۴ و ۶ در رابطه ۱، معادله‌های دینامیکی مربوط به درجه‌ی آزادی پیچ (α) و درجه‌ی آزادی حرکت بالا-پایین رفتن (β) مطابق رابطه ۷ استخراج شده‌اند.

$$\begin{cases} (I_g + I_a + m_a L^2) \ddot{\alpha} + C_g \dot{\alpha} + K_g \alpha = F_y(t) L \cos \alpha - F_x(t) L \sin \alpha - M_{act}(t) \\ I_a \ddot{\beta} + C_{act} \dot{\beta} = M_{act}(t) + M_{fluid}(t) \end{cases} \quad (7)$$

بنابراین، به علت یک طرفه بودن وابستگی درجه‌های آزادی α و β ، معادله‌های حرکت این دو درجه‌ی آزادی نیز وابستگی ضعیفی به یکدیگر دارند. به عبارتی، زاویه‌ی β می‌تواند مستقل از α تغییر کند و مقدار آن روی زاویه‌ی α مؤثر است. گشتاور M_{act} یگانه عامل هم‌بند کردن دو معادله‌ی مذکور است، که توسط کنترل کننده به صورت لحظه‌ای تعیین می‌شود.

با توجه به هندسه‌ی مسئله، می‌توان زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر هیدروفویل با جریان آزاد (۷) را طبق رابطه ۸ محاسبه کرد.

$$\gamma = \alpha + \beta + \tan^{-1} \left(\frac{L \dot{\alpha} \cos \alpha}{U_\infty + L \dot{\alpha} \sin \alpha} \right) \quad (8)$$

طبق رابطه‌ی اخیر، در صورتی که هیدروفویل در زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر مطلوب γ_{opt} قرار داشته باشد، مقدار متناظر زاویه‌ی β (β_d) مطابق رابطه ۹ خواهد بود.

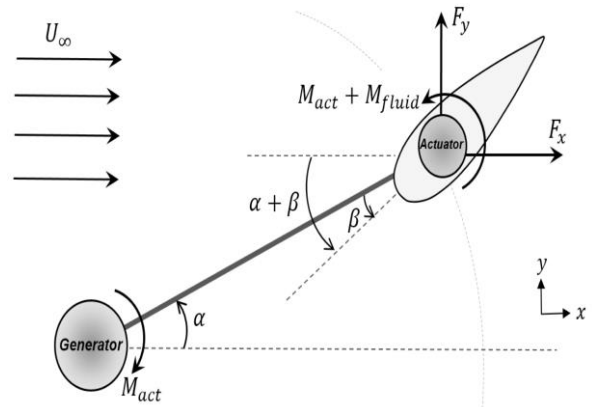


Figure 1. Energy harvesting mechanism, forces, and torques acting on the system.

شکل ۱. مکانیزم برداشت کننده‌ی انرژی، نیروها و گشتاورهای وارد بر سامانه.

ژنراتور برابر ۱/۲ متر شده است. برداشت کننده‌ی انرژی اخیر در جریان آبی با سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه قرار گرفته است؛ که برای مدل سازی دینامیکی، مبدل برق آن با یک درجه‌ی آزادی دورانی با ضرایب اینرسی، میرایی، و سفتی مشخص بوده است. برای تعیین گشتاور لازم جهت قراردادن هیدروفویل در موقعیت پیچ مطلوب از یک کنترل کننده خطی با شیب ثابت ۱/۲ استفاده شده است. اعمال حرکت پیچ هیدروفویل توسط عملگری انجام شده است که مشابه مبدل برق مدل سازی می‌شود. مدل سازی دینامیکی برداشت کننده‌ی انرژی توسط قابلیت توابع تعریف شده توسط کاربر (UDF) به نرم افزار فلوئنت معرفی شده است. سپس شبیه سازی جریان ناپایا اطراف هیدروفویل به صورت تأثیر متقابل دینامیک برداشت کننده و نیروهای هیدرو دینامیکی انجام شده است. این شبیه سازی‌ها برای مقادیر مختلف متغیرهای مؤثر در عملکرد برداشت کننده انجام و مقادیر بهینه‌ی آن‌ها با هدف بیشینه سازی انرژی استخراج شده محاسبه شده‌اند.

در شکل ۱، علائم F_x ، F_y ، و M_{fluid} نیروها و گشتاورهای اعمالی به هیدروفویل هستند. از جرم بازوی رابط بین هیدروفویل و مبدل برق و نیروهای هیدرو دینامیکی وارد بر آن صرف نظر شده است. گشتاور اعمال شده توسط عملگر برای کنترل زاویه‌ی پیچ هیدروفویل با M_{act} نشان داده شده است، که گزینه‌ی آن نیز به مبدل برق اعمال شده است. زاویه‌ی بین بازو و محور x با α و زاویه‌ی بین بازو و خط وتر هیدروفویل با β معرفی شده است. مبدل برق و عملگر با فنر و میرا کننده‌ی دورانی مدل سازی شده‌اند. بازوی رابط به مرکز جرم هیدروفویل متصل شده است.

۱.۲. معادله‌های دینامیکی حاکم بر مسئله

با استفاده از روش لاگرانژ می‌توان معادله‌های حرکت مجموعه را به دست آورد؛ که در آن، معادله‌های دینامیکی از رابطه ۱ استخراج می‌شوند.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i} = Q_{q_i}, \quad i = 1, \dots, n \quad (1)$$

رابطه‌ی اخیر برای تمام درجه‌های آزادی مسئله برقرار است و در آن، Q_{q_i} و q_i به ترتیب نشان دهنده مختصات تعمیم یافته، نیروها، و گشتاورهای

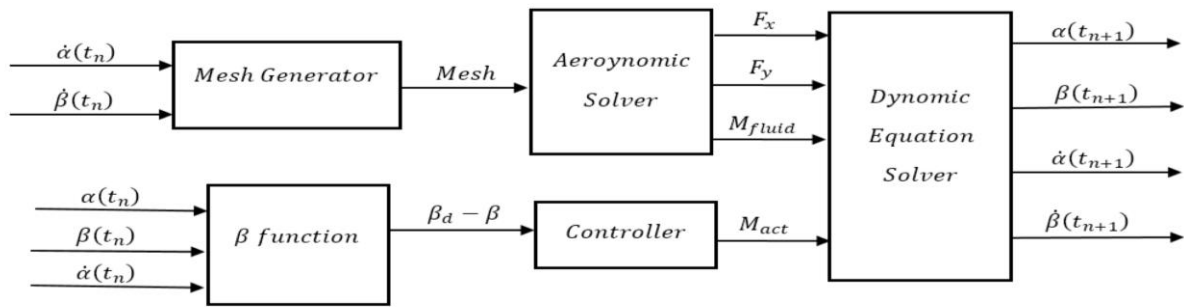


Figure 2 . Steps for solving the equations of motion at each time step.

شکل ۲. مراحل حل معادله‌های حرکت در هر گام زمانی.

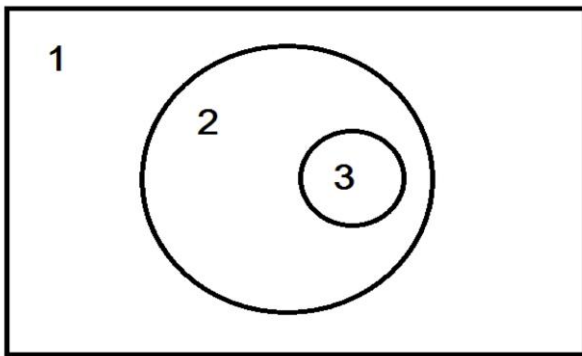


Figure 3. General classification of the computational domain.

شکل ۳. تقسیم‌بندی کلی دامنه‌ی حل محاسباتی.

۳. شبیه‌سازی عددی میدان جریان

حل معادله‌های پیوستگی و اندازه‌ی حرکت سیال با فرضیات جریان دو بُعدی، ناپایا، و تراکم‌ناپذیر و با معادله‌های متوسط‌گیری‌شده‌ی رینولدز مطابق روابط ۱۰ انجام شده است.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i u_j}) \end{aligned} \quad (10)$$

۱.۳. دامنه و شبکه‌ی محاسباتی

برای اعمال حرکت‌های پیچ و بالا-پایین رفتن هیدروفویل در طول شبیه‌سازی، شبکه‌ی محاسباتی از سه ناحیه‌ی مجزا مطابق شکل ۳ تشکیل شده است. این نواحی با رویکرد شبکه‌ی لغزان^۱ به یکدیگر مرتبط شده‌اند. هیدروفویل در ناحیه‌ی ۳ قرار دارد. ناحیه‌ی ۱، در طول زمان شبیه‌سازی، ثابت است، ولی نواحی ۲ و ۳، حرکت دورانی دارند. به عبارتی، حرکت ناحیه‌ی ۲ برای شبیه‌سازی حرکت بازو و حرکت ناحیه‌ی ۳ برای شبیه‌سازی حرکت پیچ هیدروفویل نسبت به بازو استفاده می‌شوند. سینماتیک هر یک از نواحی در توابع تعریف‌شده توسط کاربر در هر گام زمانی محاسبه و در طول شبیه‌سازی

$$\beta_d = \gamma_{opt} - \alpha - \tan^{-1} \left(\frac{L \dot{\alpha} \cos \alpha}{U_{\infty} + L \dot{\alpha} \sin \alpha} \right) \quad (9)$$

زاویه‌ی γ_{opt} ، براساس موقعیت هیدروفویل باید طوری انتخاب شود که گشتاورهای ناشی از نیروهای وارد بر هیدروفویل همواره باعث ادامه‌ی حرکت مجموعه در جهت مطلوب شوند.

۲.۲. مراحل حل معادله‌ها

برای حل عددی دستگاه معادله‌ی ۷، باید مقادیر نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی F_x ، F_y ، M_{fluid} ، و همچنین گشتاور M_{act} در هر گام زمانی محاسبه شوند. نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی توسط حل گر سیالاتی در هر گام زمانی و پس از بروزرسانی شبکه‌ی محاسباتی ناشی از تصحیح موقعیت هیدروفویل محاسبه می‌شوند. مقدار گشتاور M_{act} نیز با حل معادله‌های مربوط به کنترل‌کننده محاسبه می‌شود. بردار فضای حالت این مسئله برابر زوایای α و β و مشتق‌های مرتبه‌ی اول آن‌ها هستند. برای محاسبه‌ی گشتاور M_{act} در هر گام زمانی، یک مقدار مطلوب برای زاویه‌ی β به نام β_d انتخاب و اختلاف آن‌ها به‌عنوان ورودی کنترل‌کننده استفاده می‌شود. زاویه‌ی β_d متغیر مناسبی برای برقراری ارتباط با نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی نیست و به همین دلیل، زاویه‌ی دیگری به نام زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر هیدروفویل (γ) معرفی شده است. در هر لحظه به ازاء مقدار زاویه‌ی β_d ، زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر هیدروفویل دارای مقدار مطلوب γ_{opt} است. بنابراین، مراحل کلی حل دستگاه معادله‌ی ۷، در هر گام زمانی به این صورت است (شکل ۲):

۱- حل میدان جریان ناپایا توسط حل گر سیالاتی؛

۲- تعیین مقادیر نیروها و گشتاورهای هیدرودینامیکی؛

۳- تعیین زاویه‌ی β_d با داشتن مقدار γ_{opt} ؛

۴- محاسبه‌ی گشتاور M_{act} توسط کنترل‌کننده با داشتن مقادیر β و β_d ؛

۵- حل عددی دستگاه معادله‌ی ۷ به اندازه‌ی یک گام زمانی و محاسبه‌ی مقادیر جدید α و β ؛

۶- بروزرسانی شبکه‌ی محاسباتی با داشتن مقادیر جدید α و β ؛

۷- تکرار مراحل ۱ تا ۶ تا اتمام زمان شبیه‌سازی.

^۱ Sliding mesh

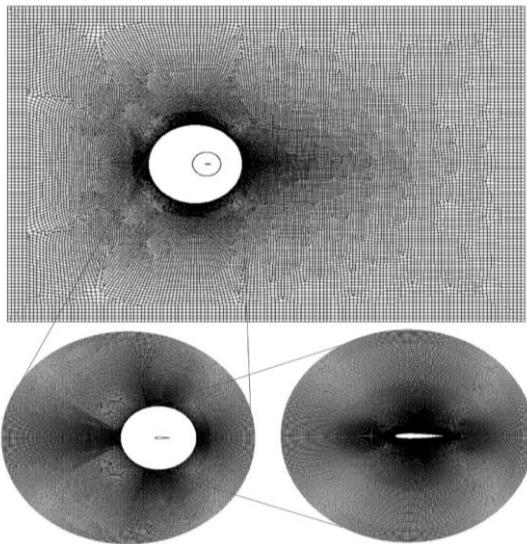


Figure 5 - Quality of the computational mesh in different regions.

شکل ۵. کیفیت شبکه‌ی محاسباتی در نواحی مختلف.

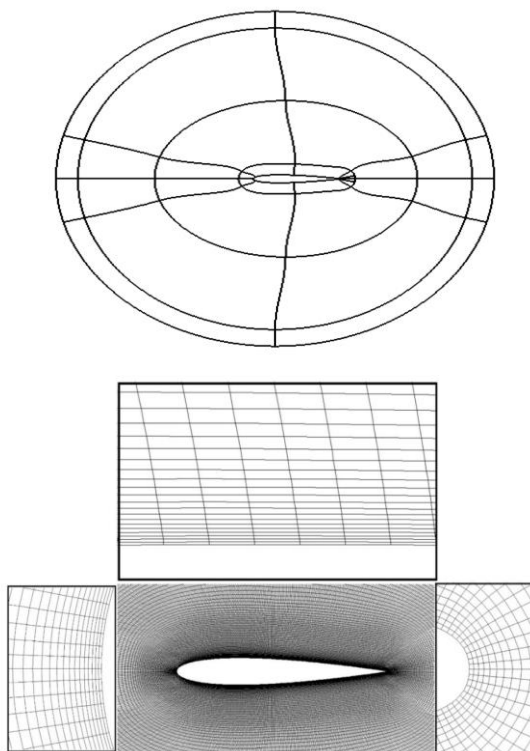


Figure 6. Block structure and computational mesh around the hydrofoil.

شکل ۶. بلوک‌بندی و شبکه‌ی محاسباتی اطراف هیدروفویل.

می‌شود. نسبت منطری شبکه‌های لایه‌ی اول، در بخش لبه‌ی حمله از $3/5$ شروع می‌شود و در روی سطح هیدروفویل به بیشترین مقدار خود یعنی $26/7$ می‌رسد و در بخش لبه‌ی فرار هیدروفویل تا مقدار ۱ کاهش می‌یابد. به دلیل شبکه‌بندی نوع O ناحیه‌ی اطراف هیدروفویل، لبه‌ی فرار به شکل گرد با شعاع حدودی $10^{-3} \times 1/5$ برابر طول وتر هیدروفویل در نظر گرفته شده است.

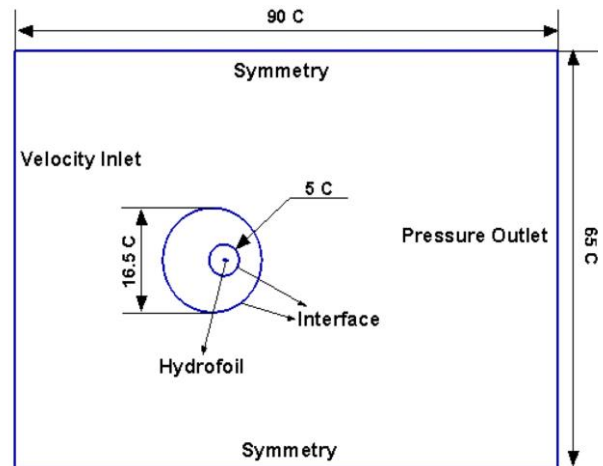


Figure 4 . Dimensions of the computational domain and the type of boundary conditions.

شکل ۴. ابعاد دامنه‌ی حل محاسباتی و نوع شرایط مرزی.

به هر شبکه‌ی هر ناحیه اعمال می‌شود. با این روش، ساختار و کیفیت اولیه‌ی شبکه‌ی محاسباتی در طول حل ثابت خواهد بود، که باعث افزایش سرعت اجرا در طول زمان می‌شود.

ابعاد دامنه‌ی محاسباتی حل عددی در شکل ۴ مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، ابعاد هر یک از مرزها نسبت به طول وتر هیدروفویل داده شده است. فاصله‌ی لبه‌ی حمله‌ی هیدروفویل تا مرز بالادست، 35 برابر طول وتر و فاصله‌ی لبه‌ی فرار تا مرز پایین دست حدود 55 برابر طول وتر انتخاب شده است. فاصله‌ی دو مرز جانبی بالا و پایین هیدروفویل نیز حدود 33 برابر طول وتر است. مرز دایره‌ای حول هیدروفویل دارای قطر 5 برابر طول وتر و مرز دایره‌ای حول بازو دارای قطر حدود 16 برابر طول وتر است. شرط نوع ورودی سرعت با سرعت یکنواخت برای مرز بالادست دامنه و شرط نوع خروجی فشار برای مرز پایین دست دامنه اعمال شده است. شرط نوع متقارن برای مرزهای بالا و پایین دامنه و برای مرزهای دایره‌ای میان نواحی از نوع رابط^۱ استفاده شده است. مرز هیدروفویل نیز از نوع مرز دیواره‌ی متحرک^۲ انتخاب شده است.

شبکه‌ی محاسباتی در نواحی ۱ و ۲ به ترتیب شامل حدود 44000 و 68000 گره از نوع ترکیب مربعی و مثلثی بی‌سازمان هستند. در ناحیه‌ی ۳، شبکه از نوع سازمان‌یافته با حدود 90000 گره‌ی محاسباتی مربعی است؛ و بنابراین، شبکه‌ی نهایی در مجموع حدود 200 هزار گره‌ی محاسباتی دارد. کیفیت شبکه‌بندی هر یک از نواحی در شکل ۵ مشاهده می‌شود. برای تولید شبکه‌ی سازمان‌یافته با کیفیت در ناحیه‌ی ۳، ناحیه‌ی مذکور به 34 بلوک مطابق شکل ۶ تقسیم شده است. برای کاهش خطاهای عددی، در بخش‌های مرزی نواحی متحرک، شبکه‌ی محاسباتی به صورت مربعی و یکنواخت تولید شده است، تا با حرکت نواحی نسبت به یکدیگر تغییری در ابعاد شبکه‌ها در دو طرف مرزهای رابط ایجاد نشود.

فاصله‌ی اولین گره‌ی محاسباتی از سطح ایرفول برابر 10^{-4} متر بوده و روی سطح ایرفول در مجموع 600 گره‌ی محاسباتی قرار گرفته است. در شکل ۶، کیفیت شبکه‌بندی در اطراف هیدروفویل، لبه‌ی حمله، و لبه‌ی فرار مشاهده

^۲ Rotational wall

^۱ Interface

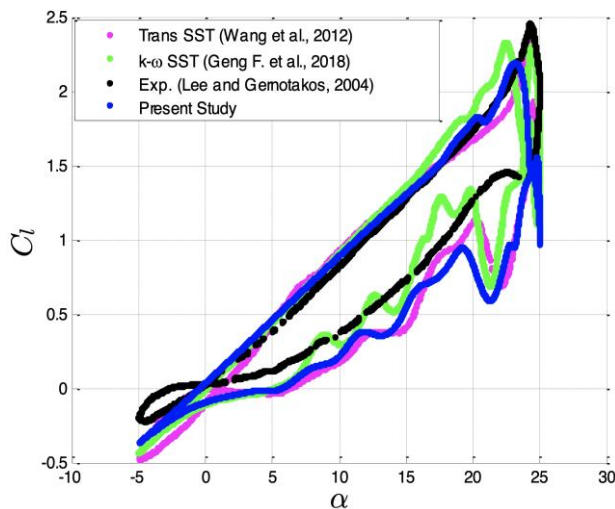


Figure 7. Comparison of the lift coefficient versus angle of attack.

شکل ۷. مقایسه‌ی حلقه‌ی ضریب برآ- زاویه‌ی حمله.

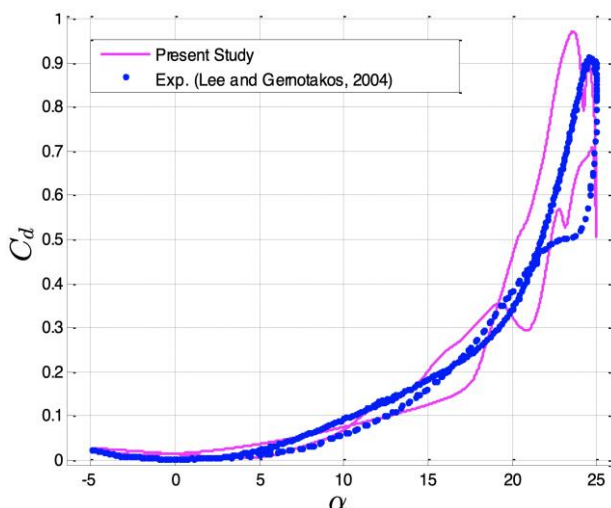


Figure 8. Comparison of the drag coefficient versus angle of attack.

شکل ۸. مقایسه‌ی حلقه‌ی ضریب پسا-زاویه‌ی حمله.

برای سه زمان متفاوت از موقعیت هیدروفویل در شکل ۹ رسم شده است؛ که با توجه به آن، شرط $\gamma^+ \approx 1$ در شبیه‌سازی مذکور همواره برقرار است.

پس از راستی‌آزمایی نتایج شبیه‌سازی هیدروفویل در حرکت پیچ با نتایج آزمایش‌های تجربی، و به دلیل دسترسی‌ناداشتن به نتایج تجربی برای یک برداشت‌کننده‌ی انرژی مشابه با مسئله‌ی پژوهش حاضر، نتایج یک شبیه‌سازی عددی مشابه برای اعتبارسنجی محاسباتی مربوط به برداشت‌کننده‌ی انرژی استفاده شده است. به بیان دیگر، جهت اعتبارسنجی هم‌زمان حرکت‌های پیچ و پلانچ، نتایج شبیه‌سازی عددی که در نوشتار مرجع سیتوروس و کو^۲ (۲۰۱۹)، ارائه شده است، استفاده شده است. هیدروفویل مطالعه‌شده در پژوهش مرجع اخیر نیز از نوع NACA ۰۰۱۲ با طول وتر ۶۰ cm بوده است. طول بازو ۲/۱ m و شبیه‌سازی در جریان آب با سرعت $6/2 \frac{m}{s}$ ، چگالی ثابت

۲.۳. تنظیمات حل گر جریان سیال

عدد رینولدز مسئله با توجه به محدوده‌ی سرعت، چگالی، و لزجت جریان آب، حدوداً برابر 10^6 است. از الگوی آشفتگی $k-\omega$ (SST) استفاده شده است. حل عددی معادلات با کمک حل گر نرم‌افزار تجاری فلوئنت نسخه‌ی ۱۷ انجام شده است؛ که در آن، گسسته‌سازی معادله‌ها با کمک روش حجم محدود بر روی شبکه‌ی از پیش تعریف‌شده انجام شده است. با توجه به فیزیک مسئله و فرض تراکم‌ناپذیری جریان آب از حل گر ناپایا و مبتنی بر فشار و با دقت مضاعف استفاده شده است. همچنین میدان‌های سرعت و فشار به صورت جداگانه و با استفاده از الگوریتم سیمپل حل شده‌اند. گسسته‌سازی معادله‌های فشار و اندازه‌ی حرکت با تقریب مرتبه‌ی دوم ضمنی و گسسته‌سازی زمانی با تقریب مرتبه‌ی اول ضمنی انجام شده است. چگالی آب برابر $1000 \frac{kg}{m^3}$ و لزجت دینامیکی آن برابر $10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$ بوده است. سرعت جریان آب در این شبیه‌سازی با در نظر گرفتن سرعت متعارف جریان‌های آب طبیعی برابر $1/5 \frac{m}{s}$ در نظر گرفته شده است. گام زمانی شبیه‌سازی‌ها نیز با در نظر گرفتن کمینه‌ی بسامد حرکت نواحی، 10^{-3} ثانیه و بیشینه‌ی 5×10^{-3} ثانیه انتخاب شده است.

۳.۳. اعتبارسنجی حل عددی

مطالعه‌های تجربی و عددی بسیاری در زمینه‌ی شناسایی فیزیک آیرودینامیک ناپایا در اطراف ایرفویل نوسانی با حرکت پیچ، به ویژه در زوایای حمله‌ی بالا انجام شده‌اند.^[۲۹-۲۷] مطالعه‌ی تجربی لی^۱ و همکارش (۲۰۰۴)،^[۲۷] برای ایرفویل NACA ۰۰۱۲ در جریان با عدد رینولدز $10^5 \times 1/35$ با الگوی حرکت نوسانی مطابق رابطه‌ی ۱۱، حول محور دوران در یک‌چهارم طول وتر از لبه‌ی حمله و بسامدهای مختلف انجام شده است، که برای اعتبارسنجی سایر کارهای عددی نیز استفاده شده است.

$$\alpha(t) = 10^\circ + 15^\circ \sin\left(\frac{\gamma k U_\infty}{c} t\right) \quad (11)$$

اعتبارسنجی شبیه‌سازی حاضر با الگوی حرکتی رابطه‌ی ۹ برای بسامد کاسته و برابر ۰/۱ انجام شده است. در این شبیه‌سازی، شبکه‌ی محاسباتی دارای حدود ۲۰۰ هزار سلول محاسباتی بوده و از گام زمانی ۰/۵ میلی‌ثانیه استفاده شده است. نتایج حلقه‌ی پسماند ضریب برآ-زاویه‌ی حمله در شکل ۷ مشاهده می‌شود و با نتایج تجربی تحقیق لی و همکارش (۲۰۰۴)،^[۲۷] و دو مطالعه‌ی عددی دیگر مقایسه شده است. مقایسه‌ی نتایج نشان می‌دهند که در بخش بالارفتن هیدروفویل، تطابق نسبتاً خوبی با نتایج تجربی وجود دارد، ولی در حین پایین‌رفتن، شبیه‌سازی مقادیر کمتری را محاسبه کرده است. همان‌طور که در شکل مذکور مشاهده می‌شود، بیشترین خطای شبیه‌سازی نسبت به داده‌ی تجربی در زاویه‌ی حمله‌ی ۲۱ درجه حدوداً برابر با ۵۰٪ بوده است. دلیل اختلاف شبیه‌سازی حاضر و سایر نتایج عددی دیگران با نتایج تجربی می‌تواند ناشی از ناتوانی شبیه‌سازی‌های مبتنی بر متوسط‌گیری زمانی برای پیش‌بینی دقیق ساختار گردابه‌ها باشد. همچنین مقایسه‌ی نتایج ضریب پسا با نتایج تجربی در شکل ۸ مشاهده می‌شود؛ که بیشترین خطای محاسباتی در آن نیز در حدود ۲۵٪ است.

همچنین به منظور اطمینان از انتخاب مقدار مناسب ضخامت لایه‌ی مرزی با توجه مدل آشفتگی $k-\omega$ (SST)، نمودار پارامتر γ^+ در سطح هیدروفویل

^۲ Sitorus & Ko

^۱ Lee

هزینه و انرژی تولیدی توسط حرکت بازو و مبدل برق حاصل می‌شود. حرکت دو درجه‌ی آزادی هیدروفویل منجر به پدیده‌های ناپایای فیزیکی و هیدرودینامیکی می‌شود، که عملکرد مکانیزم تولید انرژی را تحت تأثیر قرار می‌دهند. به عنوان مثال، پدیده‌ی واماندگی دینامیکی، تشکیل و انتشار گردابه‌ها از جمله‌ی موارد مذکور است. اندرکنش متقابل حرکت بازو و هیدروفویل بر یکدیگر نیز از جمله پدیده‌هایی است که می‌تواند در میزان انرژی مصرفی لازم برای قراردادن هیدروفویل در موقعیت پیچ مطلوب و همچنین میزان انرژی تولیدی مؤثر باشد. اختلاف انرژی مصرفی و تولیدی برابر میزان انرژی خالصی است که می‌توان استخراج کرد و تعیین کننده‌ی بازده مجموعه است. بنابراین، شبیه‌سازی عددی برای تحلیل عملکرد مجموعه و محاسبه‌ی بازده‌ی آن ضرورت دارد.

با توجه به اینکه در روند حل مسئله، نیروهای وارد بر هیدروفویل و سینماتیک محاسبه شده‌اند، می‌توان متوسط توان لحظه‌ای خروجی یا توان جذب‌شده از جریان آب توسط ژنراتور و همچنین توان مصرفی عمل‌گر را به ترتیب با روابط ۱۲ و ۱۳ محاسبه کرد.

$$\bar{P}_{out} = \frac{1}{T_{cyc}} \int_0^{T_{cyc}} M_{gen} \dot{\alpha} dt \quad (12)$$

$$\bar{P}_{in} = \frac{1}{T_{cyc}} \int_0^{T_{cyc}} M_{act} \dot{\beta} dt \quad (13)$$

که در آن‌ها، M_{gen} گشتاور واردشده بر مبدل، $\dot{\alpha}$ سرعت زاویه‌ای مبدل یا همان سرعت زاویه‌ای دوران بازو، و $\dot{\beta}$ سرعت زاویه‌ای پیچ هیدروفویل هستند.

با توجه به پیچیدگی و زمان‌بر بودن تحلیل مسئله‌ی حاضر ناشی از اندرکنش نیروهای هیدرودینامیکی و دینامیک مکانیزم، بهینه‌سازی این مسئله مستقیماً و متعارف، یعنی لحاظ کردن هم‌زمان همه‌ی پارامترهای مؤثر، هزینه‌ی محاسباتی زیادی دارد. بنابراین در اینجا از روش جستجوی حریصانه^{۱۳۱} که اثر هر پارامتر را به صورت مستقل از دیگر پارامترها بررسی می‌کند، استفاده شده است. در روش مذکور، در هر مرحله، جستجوی مقدار بهینه فقط بر روی یکی از پارامترها صورت می‌گیرد و سایر پارامترهای مسئله ثابت در نظر گرفته می‌شوند. پس از اینکه جستجوی حریصانه برای همه‌ی پارامترها انجام شد، این روند تکرار می‌شود تا جایی که مقادیر بهینه‌ی پارامترها، همگرا شوند. مراحل الگوریتم جستجوی حریصانه به این صورت است:

- ۱- **تعریف تابع هدف:** تابعی برای بیشینه یا کمینه‌سازی مشخص می‌شود.
- ۲- **انتخاب مقدار اولیه برای متغیرها:** مقدار اولیه‌ای برای جستجو تعیین می‌شود.
- ۳- **تولید گزینه‌های ممکن از وضعیت فعلی:** مجموعه‌ای از حرکات یا انتخاب‌های مجاز ایجاد می‌شود.
- ۴- **انتخاب بهترین گزینه براساس تابع هدف:** گزینه‌ای با بیشترین بهبود لحظه‌ای انتخاب می‌شود.
- ۵- **به‌روزرسانی وضعیت به مقدار انتخاب‌شده:** مقدار فعلی متغیرها با مقدار جدید جایگزین می‌شود.

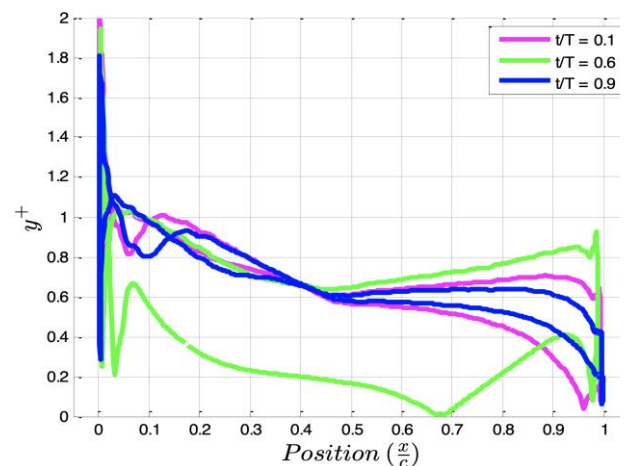


Figure 9. The value of the parameter y^+ on the surface of the hydrofoil during pitch motion.

شکل ۹. مقدار پارامتر y^+ در سطح هیدروفویل در حرکت پیچ.

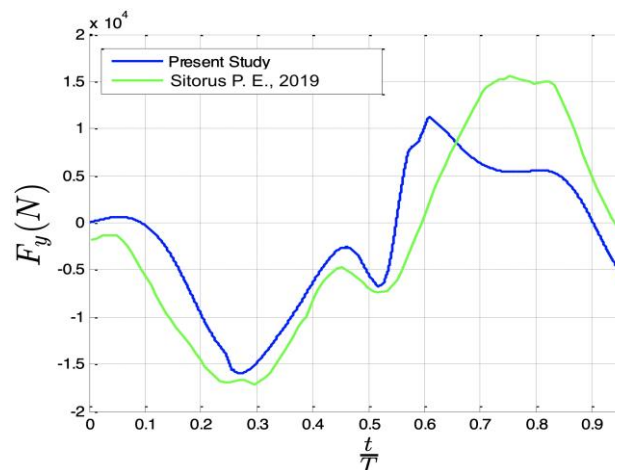


Figure 10. Comparison of the lift force in the reference article simulation and the present simulation.

شکل ۱۰. مقایسه‌ی نیروی برآ در شبیه‌سازی نوشتار مرجع^{۱۳۱} شبیه‌سازی حاضر.

در شکل ۹، و لزجت دینامیکی ثابت و برابر $\frac{kg}{m \cdot s} \times 10^{-4} \times 9/8$ انجام شده است. در شکل ۱۰، نمودارهای نیروی برآ حاصل از شبیه‌سازی حل‌گر استفاده‌شده و نیروی برآ حاصل از نتایج استخراج‌شده‌ی نوشتار مرجع مشاهده می‌شود. با توجه به نمودارهای شکل ۱۰ می‌توان گفت به دلیل هم مرتبه‌بودن نتایج و همچنین تکرار روند مشابه در هر دوی آن‌ها، درستی عملکرد حل‌گر حاضر مورد تأیید است. عدم تطابق کامل نتایج ممکن است به دلیل تفاوت در نحوه‌ی شبکه‌بندی دامنه‌ی حل یا نحوه‌ی اعمال حرکت هیدروفویل باشد.

۴. تعریف مسئله‌ی بهینه‌سازی

هدف از بهینه‌سازی مکانیزم برداشت‌کننده‌ی انرژی حاضر این است که با صرف مقداری انرژی برای قرارگیری هیدروفویل در هر لحظه در موقعیت زاویه‌ی پیچ مطلوب، قابلیت بیشترین برداشت انرژی از جریان آب حاصل شود. انرژی مصرفی توسط عمل‌گر و کنترل‌کننده برای تأمین سینماتیک پیچ هیدروفویل

^۱ Greedy search method

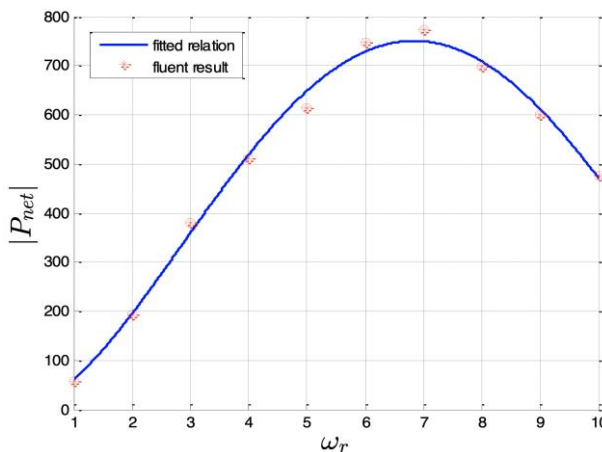


Figure 11. Variation of net power for different values of ω_r .

شکل ۱۱. تغییرات توان خالص به ازاء مقادیر مختلف ω_r .

یک از مقادیر مختلف پارامتر اخیر، شبیه‌سازی برای چند دوره‌ی زمانی انجام شده است، تا میانگین توان خالص در طول یک دوره‌ی زمانی بیشینه شود. شبیه‌سازی به ازاء مقادیر مختلف ω_r بین ۱ تا ۱۰ صورت گرفته و سایر پارامترهای ξ_r ، γ_{opt} و α_{cr} به ترتیب برابر ۰/۹، 45° و 45° انتخاب شده‌اند. نتایج مقدار متوسط توان خالص در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود. به کمک برازش منحنی بر داده‌های به‌دست‌آمده، مقدار بهینه‌ی پارامتر ω_r حدود ۶/۸۴ تخمین زده شده است.

۲.۵. بررسی اثر پارامتر ξ_r

متغیر ξ_r برابر نسبت ضریب میرایی پاسخ دینامیکی عمل‌گر به ضریب میرایی مبدل برق و به عبارت دیگر، ضریب جذب انرژی مبدل است. با افزایش ضریب میرایی مبدل برق، پاسخ دینامیکی عمل‌گر، سرعت کمتر و همچنین نوسان‌های کمتری خواهد داشت و در نتیجه در زمان قرارگیری هیدروفویل در موقعیت پیچ مطلوب مؤثر است. از طرف دیگر، افزایش ضریب میرایی مبدل برق به معنی کاهش ضریب میرایی مبدل است، که این موضوع نیز می‌تواند آثار دوگانه‌ای داشته باشد. از یک طرف، با کاهش ضریب میرایی مبدل، ضریب جذب انرژی آن کاهش می‌یابد و از طرف دیگر مبدل می‌تواند سریع‌تر عمل کند و سرعت زاویه‌ای آن افزایش یابد، که باعث افزایش قابلیت برداشت انرژی می‌شود. برای پیدا کردن مقدار بهینه‌ی پارامتر ξ_r ، حل همبند معادله‌های دینامیکی و شبیه‌سازی‌های جریان به ازاء مقادیر ξ_r بین ۰/۷ تا ۱۰/۰۵ انجام و نتایج آن در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، مقدار متوسط توان مفید در یک دوره‌ی تناوب در ξ_r برابر ۰/۹۲۷ اتفاق افتاده است.

۳.۵. بررسی اثر پارامتر γ_{opt}

متغیر γ_{opt} تعیین‌کننده‌ی زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر مطلوب هیدروفویل است. به عبارت دیگر، کنترل‌کننده با در نظر گرفتن زاویه‌ی فعلی هیدروفویل و جهت سرعت آن، مقدار گشتاور لازم برای قرارگیری آن در زاویه‌ی حمله‌ی مناسب را محاسبه می‌کند. زاویه‌ی γ_{opt} لزوماً با زاویه‌ی هندسی هیدروفویل نسبت به بازو برابر نیست؛ چرا که به دلیل حرکت هیدروفویل، زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر با زاویه‌ی حمله در حالت استاتیکی برابر نخواهد بود. به همین دلیل، رابطه‌ی میان پارامتر γ_{opt} و مقدار گشتاور مورد نیاز وابسته به دینامیک حاکم بر مسئله است و نمی‌توان قبل از شبیه‌سازی در باره‌ی آن اظهار نظر قطعی کرد. در بخش

۶- تکرار مراحل ۳ تا ۵ تا رسیدن به شرط توقف: جستجو تا رسیدن به شرایط توقف ادامه داده می‌شود.

۷- بازگرداندن مقدار بهینه‌ی به‌دست‌آمده: مقدار نهایی به‌عنوان جواب مسئله ارائه می‌شود.

در مسئله‌ی پژوهش حاضر، تابع هدف بهینه‌سازی طبق رابطه‌ی انتگرالی ۱۴ در نظر گرفته شده است:

$$\int_{T_{oc}} [(F_y L \cos \alpha - F_x L \sin \alpha) \dot{\alpha} - M_{act} (\dot{\alpha} + \dot{\beta})] dt \quad (14)$$

رابطه‌ی اخیر، شامل متغیرهای مختلف است و طبق روابط معرفی‌شده در بخش ۱.۲، معادلات دینامیکی حاکم بر مسئله محاسبه می‌شوند.

۵. نتایج و بحث

با بی‌بعدسازی معادلات ۷، پارامترهای اصلی مستقل و بی‌بعد مسئله شناسایی شده است. این متغیرها، نسبت ضریب بسامد طبیعی عمل‌گر به ژنراتور ($\omega_r = \frac{\omega_{nact}}{\omega_{ngen}}$)، نسبت ضریب میرایی عمل‌گر به ژنراتور ($\xi_r = \frac{\xi_{act}}{\xi_{gen}}$)، زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر بهینه (γ_{opt})، و زاویه‌ی بحرانی بازو (α_{cr}) هستند. این تذکر لازم است که زاویه‌ی γ_{opt} ، براساس موقعیت هیدروفویل باید طوری انتخاب شود که گشتاورهای ناشی از نیروهای وارد بر هیدروفویل همواره باعث ادامه‌ی حرکت مجموعه در جهت مطلوب شوند. به عبارتی، با توجه به موقعیت و سرعت بازو، هیدروفویل باید همواره در موقعیتی قرار بگیرد که مقدار و جهت گشتاور هیدرو دینامیکی اعمالی به بازو سبب تشدید حرکت آن شود. مثلاً، اگر بازو در حال حرکت به سمت بالاست، تا جایی که زاویه‌ی بازو به آستانه‌ی حد نهایی مد نظر نرسیده است، گشتاور هیدروفویل نیز بالا رفتن آن را تشدید کند و بعد از رسیدن به حد نهایی، گشتاور هیدروفویل در جهت معکوس و به منظور بازگرداندن بازو وارد شود. به همین منظور، با تعریف یک زاویه‌ی بحرانی برای بازو (α_{cr}) و مقایسه‌ی آن با زاویه‌ی α در هر لحظه، می‌توان زمان تغییر جهت گشتاور هیدروفویل را تعیین کرد.

در بخش حاضر، اثر ۴ پارامتر ذکرشده‌ی اصلی تأثیرگذار بر مسئله در نتایج توان خالص قابل برداشت (P_{net}) که اختلاف روابط ۱۲ و ۱۳ هستند، بررسی و ارائه شده است. در پژوهش حاضر، براساس نمونه‌های برداشت‌کننده‌ی انرژی مشابه، مقادیر ضریب میرایی ژنراتور، ضریب فتر پیچشی ژنراتور، لختی دورانی ژنراتور، لختی دورانی ایرفویل و عمل‌گر، و جرم ایرفویل به ترتیب برابر با $7.00 \text{ kg m}^2/\text{s}$ ، $3.00 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$ ، 5.00 kg m^2 و 3 kg m^2 انتخاب شده است. بنابراین، در مطالعه‌ی حاضر، مقادیر ω_{ngen} و ξ_{gen} ثابت و به ترتیب برابر با 0.73 rad/s و 0.85 محاسبه شده‌اند.

۱.۵. بررسی اثر پارامتر ω_r

متغیر ω_r برابر نسبت بسامد طبیعی پاسخ دینامیکی عمل‌گر به بسامد طبیعی مجموعه‌ی مبدل و هیدروفویل است. یعنی هر چه مقدار آن بیشتر باشد، سرعت عکس‌العمل عمل‌گر بیشتر است. با بالا رفتن سرعت عمل‌گر، هیدروفویل با تأخیر کمتری در موقعیت پیچ مطلوب خود قرار می‌گیرد و این موضوع باعث برداشت انرژی بیشتری از جریان می‌شود. از طرف دیگر، با افزایش سرعت عمل‌گر، توان بیشتری نیز برای حرکت آن مورد نیاز است و بنابراین مقدار بهینه‌ای برای پارامتر مذکور وجود دارد، که در آن اختلاف انرژی برداشت‌شده از جریان با توان مصرفی عمل‌گر بیشینه می‌شود. برای پیدا کردن مقدار بهینه‌ی پارامتر ω_r به ازاء هر

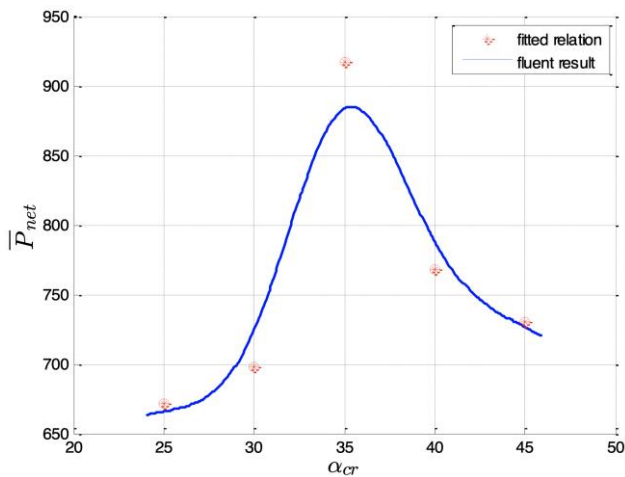


Figure 14. Variation of net power for different values of α_{cr} .

شکل ۱۴. تغییرات توان خالص به ازاء مقادیر مختلف α_{cr} .

جدول ۱. مقادیر بهینه‌ی همگراشده‌ی پارامترهای مسئله.

Table 1 - Optimized converged values of the problem parameters.

Parameter	Symbol	Value
Natural frequency coefficient ratio	ω_r	6.47
Damping coefficient ratio	ξ_r	0.917
Optimum effective angle of attack	γ_{opt}	44.6°
Critical arm angle	α_{cr}	29.9°

علاوه بر افزایش گشتاور مورد نیاز عمل گر برای کنترل هیدروفویل، می‌تواند باعث تسریع ورود هیدروفویل به ناحیه‌ی نامطلوب برداشت انرژی و نیز منجر به کاهش بازده شود. در بخش حاضر، شبیه‌سازی‌ها به ازاء مقادیر α_{cr} از ۲۵ تا ۵۰ درجه انجام شده و با رسم نمودار مقدار متوسط توان خالص در اجراهای مختلف بر حسب مقادیر متناظر α_{cr} آن‌ها مطابق شکل ۱۴، مقدار بهینه‌ی توان خالص در $35/4^\circ$ اتفاق افتاده است.

۵.۵. همگرایی مقادیر بهینه‌ی پارامتر

در بخش‌های قبل، مقدار بهینه‌ی هر پارامتر مستقل از مقادیر سایر پارامترها به دست آمده است. از آنجا که با تغییر مقادیر ثابت سایر پارامترها ممکن است مقدار بهینه‌ی پارامتر مورد مطالعه نیز عوض شود؛ بنابراین شبیه‌سازی‌ها با در نظر گرفتن مقادیر بهینه‌ی جدید به دست آمده برای پارامترها مجدداً تکرار شده است، تا همگرایی حاصل شود. در جدول ۱، مقادیر بهینه‌ی پارامترهای مطالعه شده پس از همگرایی ارائه شده است؛ که مطابق آن، توان مفید برابر ۷۷۰ وات به دست آمده است.

۶.۵. بررسی میدان جریان

در مسئله‌ی بهینه‌سازی حاضر، پدیده‌های آیرودینامیک ناپایا، فیزیک حاکم بر مسئله را تحت تأثیر خود قرار داده‌اند؛ که از جمله‌ی آن‌ها، پدیده‌ی واماندگی دینامیکی و همچنین جدایش گردابه‌ها از سطح هیدروفویل هستند، که موجب تغییرات فشار نوسانی بر روی سطح هیدروفویل می‌شود و در نتیجه،

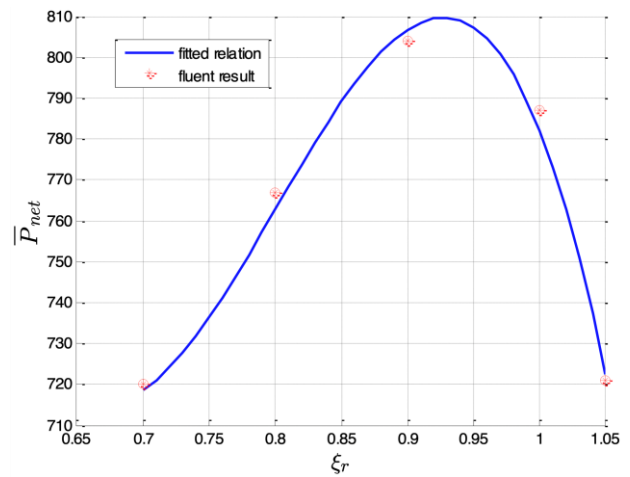


Figure 12. Variation of net power for different values of ξ_r .

شکل ۱۲. تغییرات توان خالص به ازاء مقادیر مختلف ξ_r .

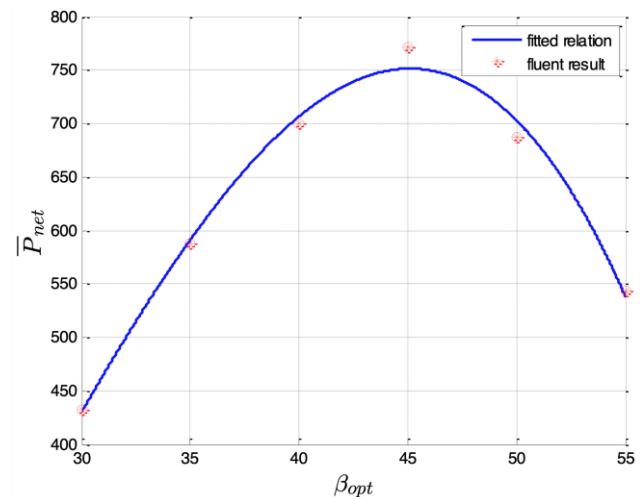


Figure 13. Variation of net power for different values of γ_{opt} .

شکل ۱۳. تغییرات توان خالص به ازاء مقادیر مختلف γ_{opt} .

کنونی، شبیه‌سازی‌ها به ازاء مقادیر ۳۰ تا ۵۰ درجه از پارامتر γ_{opt} انجام شده و با توجه به شکل ۱۳، مقدار بهینه‌ی توان خالص در حدود ۴۵ درجه اتفاق افتاده است.

۴.۵. بررسی اثر پارامتر α_{cr}

پارامتر α_{cr} برای این منظور انتخاب شده است که افزایش بیش از حد زاویه‌ی بازو را کنترل کند. به عبارت دیگر، چنانچه زاویه‌ی بازو به مقدار بحرانی α_{cr} برسد، کنترل کننده‌ی فرمان تغییر جهت زاویه‌ی هیدروفویل را اعمال می‌کند. به این ترتیب با ایجاد شدن گشتاور مخالف، روند افزایشی زاویه‌ی بازو متوقف می‌شود و زاویه‌ی بازو تغییر جهت خواهد داد. افزایش پارامتر α_{cr} به معنی افزایش بازه‌ای است که بازو می‌تواند در آن ناحیه، نوسان کند و این موضوع نیز می‌تواند تأثیر دوگانه‌ای بر بازده برداشت کننده‌ی انرژی داشته باشد. چرا که افزایش بازه‌ی عملکردی به خودی خود موجب افزایش محدوده‌ی برداشت انرژی و در نتیجه افزایش توان می‌شود. اما از طرف دیگر، با تغییر زاویه‌ی بازو، زاویه‌ی حمله‌ی هیدروفویل تغییر می‌کند و به همین دلیل، افزایش بازه‌ی حرکتی بازو

و همچنین ایجاد و جدایش گردابه‌ها به‌صورت نوسانی از لبه‌های حمله و فرار مشاهده می‌شود.

در شکل مذکور، مرحله‌ی حرکت رفت و برگشتی به پایین هیدروفویل، از (الف) شروع شده و تا (ج) ادامه داشته است. همچنین، از (ج) تا (د) نیز مرحله‌ی بالارفتن هیدروفویل مشاهده می‌شود. در کل بخش حرکت رفت و برگشتی به پایین، هیدروفویل دارای زاویه‌ی منفی نسبت به افق و در کل بخش بالارفتن نیز دارای زاویه‌ی مثبت نسبت به افق است. بنابراین، در انتهای مرحله‌ی بالا-پایین رفتن هیدروفویل، زاویه‌ی آن نسبت به افق تغییر علامت می‌دهد. قبل و بعد از تغییر جهت حرکت بالا-پایین رفتن هیدروفویل، واماندگی دینامیکی و بیشترین ضخامت لایه‌ی برشی روی سطح هیدروفویل اتفاق می‌افتد، که منجر به انتشار گردابه‌های لبه‌ی حمله به پایین دست می‌شود. تحلیل توان خالص لحظه‌ای نیز نشان داد که عمده‌ی توان در بخش ابتدا و انتهای مرحله‌ی بالا-پایین رفتن تولید شده است.

۶. جمع‌بندی

در پژوهش حاضر، مدل‌سازی دینامیکی هم‌بند با شبیه‌سازی جریان آب از یک سامانه‌ی برداشت انرژی مبتنی بر فویل‌های نوسانی ارائه شده است. معادله‌های دینامیکی حاکم بر بخش‌های مختلف سامانه‌ی برداشت انرژی از جمله: مبدل برق، عمل‌گر، و کنترل‌کننده استخراج شده است. برای شبیه‌سازی میدان سیال اطراف سامانه از نرم‌افزار فلوئنت با فرضیه‌های جریان دو‌بعدی ناپایا استفاده شده است. با توسعه‌ی توابع تعریف‌شده توسط کاربر، فرایند هم‌بندکردن میدان سیال و معادله‌های دینامیکی به‌صورت لحظه‌ای برقرار شد. با توجه به شکل بی‌بعد معادله‌های دینامیکی، پارامترهای اصلی حاکم بر مسئله، شامل: نسبت بسامد طبیعی، نسبت ضریب میرایی، زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر بهینه، و زاویه‌ی بحرانی بازو شناسایی و با کمک روش جستجوی حریصانه، اثر متغیرهای مذکور در برداشت انرژی بررسی شده‌اند. با تغییر پارامترها و انجام شبیه‌سازی‌های جداگانه و محاسبه‌ی توان مفید، مقدار بهینه‌ی متغیرهای موردنظر محاسبه شده‌اند. تحت شرایط مطالعه‌شده، بیشتر توان تولیدی بهینه‌ی مکانیزم مذکور برابر با ۷۷۰ وات به‌دست آمده است. درنهایت، مقادیر مناسب پارامترهای عملکردی سامانه‌ی برداشت‌کننده‌ی انرژی مطالعه‌شده برابر با 0.0117 ، $6/47^\circ$ ، $0.44/6$ و $29/9^\circ$ ، به ترتیب برای نسبت ضریب بسامد طبیعی، نسبت ضریب میرایی، زاویه‌ی حمله‌ی مؤثر بهینه (بر حسب درجه) و زاویه‌ی بحرانی (بر حسب درجه) به‌دست آمده‌اند.

References – منابع

- Chen, H., Chang, L., Jin, Y., Wang, C., Xu, H., Cai, Z. and Liu, H., 2024. Design and performance study of oscillating hydrofoil-wave energy conversion device. *Journal of Marine Science and Technology*, pp.1-16. <https://doi.org/10.1007/s00773-024-01023-1>
- Zhang, Y., Han, X., Hu, Y., Chen, X., Li, Z., Gao, F. and Chen, W., 2024. Dual-function flapping hydrofoil: Energy capture and propulsion in ocean waves. *Renewable Energy*, p.119956. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2024.119956>
- Qu, H., Li, X., Zheng, J., Dong, X., Liu, Z. and Han, Y., 2024. Numerical study on the energy-harvesting performance of a semi-activated coupled-pitching hydrofoil in shear flows. *Applied Ocean Research*, 146, p.103968. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2024.103968>
- Hasanvand, A., Savaedi, M., Hajivand, A. and Salemi, H.H., 2024. Harnessing tidal energy efficiency: A comprehensive analysis of tandem flapping hydrofoils for maximizing power generation from low-level currents. *Ocean Engineering*, 310,

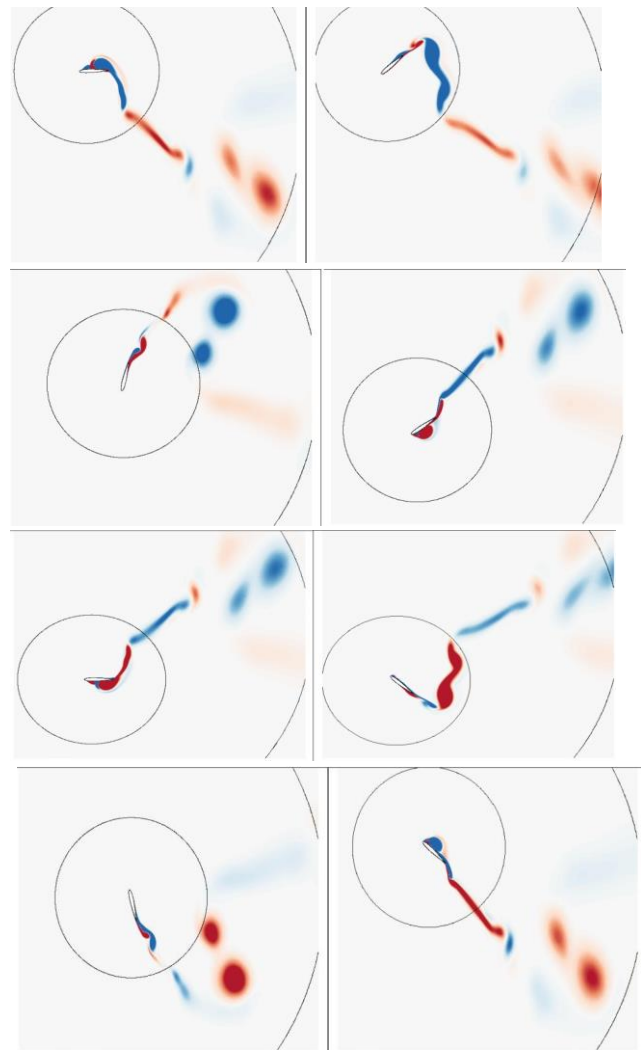


Figure 15. Vorticity contour of the flow field around the hydrofoil during one cycle of motion.

شکل ۱۵. کانتور ورتیسیته‌ی میدان جریان اطراف هیدروفویل در یک دوره‌ی تناوب حرکت.

دینامیک‌های جدیدی به‌وجود می‌آورند. در شکل ۱۵، که مربوط به نتایج شبیه‌سازی حالت بهینه‌ی مجموعه است، کانتور ورتیسیته‌ی میدان جریان اطراف هیدروفویل در زمان‌های مختلف از یک دوره‌ی تناوب کامل حرکت هیدروفویل

- p.118673. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2024.118673>
5. Wan, L., Moan, T., Gao, Z. and Shi, W., 2024. A review on the technical development of combined wind and wave energy conversion systems. *Energy*, p.130885. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130885>
6. Rehman, S., Alhems, L.M., Alam, M.M., Wang, L. and Toor, Z., 2023. A review of energy extraction from wind and ocean: Technologies, merits, efficiencies, and cost. *Ocean Engineering*, 267, p.113192. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113192>
7. Balta, H. and Yumurtaci, Z., 2024. Investigation and Optimization of Integrated Electricity Generation from Wind, Wave, and Solar Energy Sources. *Energies*, 17(3), p.603. <https://doi.org/10.3390/en17030603>
8. Clemente, D., Rosa-Santos, P. and Taveira-Pinto, F., 2021. On the potential synergies and applications of wave energy converters: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 135, p.110162. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110162>
9. Garcia-Teruel, A. and Forehand, D.I.M., 2021. A review of geometry optimisation of wave energy converters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 139, p.110593. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110593>
10. Barua, A. and Rasel, M.S., 2024. Advances and challenges in ocean wave energy harvesting. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 61, p.103599. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103599>
11. Czech, B. and Bauer, P., 2012. Wave energy converter concepts: Design challenges and classification. *IEEE Industrial Electronics Magazine*, 6(2), pp.4-16.
12. Gao, H. and Xiao, J., 2021. Effects of power take-off parameters and harvester shape on wave energy extraction and output of a hydraulic conversion system. *Applied Energy*, 299, p.117278. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117278>
13. Zhao, F., Qadri, M.M., Wang, Z. and Tang, H., 2021. Flow-energy harvesting using a fully passive flapping foil: A guideline on design and operation. *International Journal of Mechanical Sciences*, 197, p.106323. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2021.106323>
14. Xiao, Q. and Zhu, Q., 2014. A review on flow energy harvesters based on flapping foils. *Journal of Fluids and Structures*, 46, pp.174-191.
15. Qadri, M.M., Zhao, F. and Tang, H., 2020. Fluid-structure interaction of a fully passive flapping foil for flow energy extraction. *International Journal of Mechanical Sciences*, 177, p.105587. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105587>
16. McKinney, W. and DeLaurier, J., 1981. The wingmill: an oscillating-wing windmill. *Journal of Energy*, 5, pp.109-115.
17. Jones, K.D., Davids, S.T. and Platzer, M.F., 1999. Oscillating-wing power generation. In *Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*, pp.18-23. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers.
18. Davids, S.T., 1999. A computational and experimental investigation of a flutter generator. Doctoral dissertation, Monterey, California: Naval Postgraduate School.
19. Zhu, Q., Wolfgang, M.J., Yue, D.K.P. and Triantafyllou, M.S., 2002. Three-dimensional flow structures and vorticity control in fish-like swimming. <https://doi.org/10.1017/S002211200200143X>
20. Liao, J.C., Beal, D.N., Lauder, G.V. and Triantafyllou, M.S., 2003. Fish exploiting vortices decrease muscle activity. *Science*, 302, pp.1566-1569. <https://doi.org/10.1126/science.1088295>
21. Kinsey, T. and Dumas, G., 2007. Heaving amplitude effects on oscillating wing turbines. In *Proceedings of the 15th Annual Conference of the CFD Society of Canada*. Toronto, Canada, Paper CFD-2007-1068.
22. Kinsey, T. and Dumas, G., 2008. Parametric study of an oscillating airfoil in a power-extraction regime. *AIAA Journal*, 46(6), pp.1318-1330. <https://doi.org/10.2514/1.26253>
23. The Engineering Business Limited, 2002. Research and development of a 150 kW tidal stream generator. Tech. Rep. Crown Copyright.
24. Sleiti, A.K., 2017. Tidal power technology review with potential applications in Gulf Stream. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69, pp.435-441. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.150>
25. Tidal Limited, 2009. Available at: <http://www.pulsegeneration.co.uk>
26. Kloos, G., Gonzalez, C.A. and Finnigan, T.D., 2015. The bio-STREAM tidal current energy converter. *Bio-Power Systems Pty Ltd*.
27. Lee, T. and Gerontakos, P., 2004. Investigation of flow over an oscillating airfoil. *Journal of Fluid Mechanics*, 512, pp.313-341. <https://doi.org/10.1017/S0022112004009851>

28. Wang, S., Ingham, D.B., Ma, L., Pourkashanian, M. and Tao, Z., 2012. Turbulence modeling of deep dynamic stall at relatively low Reynolds number. *Journal of Fluids and Structures*, 33, pp.191-209. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2012.04.011>
29. Geng, F., Kalkman, I., Suiker, A.S.J. and Blocken, B., 2018. Sensitivity analysis of airfoil aerodynamics during pitching motion at a Reynolds number of 1.35×10^5 . *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 183, pp.315-332. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.11.009>
30. Sitorus, P.E. and Ko, J.H., 2019. Power extraction performance of three types of flapping hydrofoils at a Reynolds number of 1.7×10^6 . *Renewable Energy*, 132, pp.106-118.
31. Farooq, H., Asghar, R., Ahmed, S., and Ahmed, F., 2024. Energy harvesting performance of bio-inspired oscillating hydrofoils in variable flow conditions. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 16(1), p.013701. <https://doi.org/10.1063/5.0123456>