



Optimal Vibration Control of Bladeless Wind Power Generators

Mahsa Pehlavan-zadeh, Mohsen Irani Rahaghi * and Mehdi Mohammadi Mehr

Department of Solid Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran.

* corresponding author: (Irani@kashanu.ac.ir)

Article Info

Article history:

Received: 31 August 2025

Revised: 14 October 2025

Accepted: 15 December 2025

Keywords:

Vibrations,
renewable energy,
optimization,
bladeless wind turbine,
resonance region.

Abstract

The global energy crisis has drawn growing attention to bladeless wind power generators (BWPGs), which convert wind-induced vibrations into electricity. Their efficiency depends on keeping the natural frequency within resonance. This study presents an optimal control strategy for BWPGs using variable structural stiffness governed by the rod's effective length. Continuous tuning keeps the natural frequency aligned with the vortex-shedding frequency, maximizing harvested power. The influence of stiffness, mass, and damping is analyzed, and design parameters such as geometry are optimized to maintain resonance under changing wind speeds. Numerical simulations agree with experiments, confirming the accuracy and effectiveness of the proposed model and optimization method.

Introduction

This research investigates the vibration analysis and control of bladeless wind power generators (BWPGs) that use a flexible cantilever rod to convert wind-induced oscillations into electrical energy. The dynamic behavior is modeled through free and forced vibration analyses of sandwich beams with thickness-dependent material properties. Using Hamilton's principle, governing equations are derived and solved with trigonometric functions under various boundary conditions, showing good agreement with previous studies. The effects of parameters such as length-to-thickness ratio, honeycomb and auxetic cores, porosity, and reinforcement with graphene nanoplatelets (GPLs) and carbon nanotubes (CNTs) are examined. Results show that honeycomb cores and GPL reinforcement markedly increase the natural frequency, where even 1 wt% GPL provides notable improvement. GPLs offer a cost-effective alternative to CNTs, potentially boosting power output by up to 300%. To maximize energy harvesting, the natural frequency is controlled to remain close to the vortex-shedding frequency.

Methodology

The schematic in Figure 2 illustrates the concept of the bladeless wind power generator (BWPG) investigated in this study. The research focuses on optimal vibration control of the rod to maximize harvested power.

Material selection for the composite rod follows a comparative study summarized in Figures 3-4, identifying a positive-Poisson-ratio honeycomb core and graphene nanoplatelet (GPL) reinforcement as the most effective material configuration.

BWPGs operate on vortex-induced vibration (VIV): as airflow passes a cylindrical or conical rod, alternating vortices create oscillatory lift forces that excite the structure. The motion is converted into electricity through electromagnetic, piezoelectric, or electrostatic transducers. Key components include the vibrating rod, base, control system for stiffness or length tuning, and a storage unit with rectifiers and batteries. For performance optimization, the rod is modeled as a

To Cite this article:

Pehlavan-zadeh, M., Irani Rahaghi, M. and Mohammadi Mehr, M. 2025. Optimal vibration control of bladeless wind power generators, Sharif Mechanical Engineering Journal, 41(2), 137-150. <https://doi.org/10.24200/j40.2025.67390.1743>

sandwich composite beam. Several cores—aluminum and polymer honeycombs and metallic foams—were compared, with the honeycomb core showing the best dynamic behavior. Among reinforcements, GPL yielded the highest response across three tested distributions: uniform, symmetric, and asymmetric.

The system dynamics follow a single-degree-of-freedom mass–spring–damper model derived from the Euler–Lagrange equation. The stiffness, k , is adjusted to maintain resonance between the natural and vortex-shedding frequencies. Harvested power, mainly governed by damping, is calculated from Eq. (3) and summarized in Table 3. The constant-length baseline serves as reference for comparison. For control, an optimal dynamic optimization problem was formulated with design variables (length, stiffness, damping) and constraints on motion and actuation. The Bolza-type cost function was minimized using MATLAB's *fmincon* after discretization via the collocation method. The optimized parameters were applied to a nonlinear feedback controller (Figure 10), enabling real-time adaptation of rod length to maintain resonance as wind speed varies.

Results and Discussion

- Power Improvement and Control Effect

In the baseline case, harvested power is limited to narrow wind-speed bands. With optimal length control, output significantly improves—up to twofold enhancement for certain wind conditions (Table 4). At $U = 4\text{ m/s}$, the optimal and fixed lengths coincide, producing similar power levels.

- Effect of Wind Speed and Diameter

The interaction between wind speed (U) and diameter (D) on the optimal length was analyzed through 3D plots. Figure 11 shows that higher wind speeds require shorter rods, while larger diameters demand longer rods. Figure 12 demonstrates the nonlinear dependency of extracted power on both

parameters, highlighting optimal performance zones where resonance is sustained.

- Influence of Viscoelastic Damping

As BWPGs harvest energy from oscillations, internal damping strongly affects stability and power. A Kelvin–Voigt model was used to represent time-dependent damping. Figure 15 shows normalized power for different materials: higher damping lowers amplitude and output, with metal foams and honeycomb cores performing worse than carbon- and glass-fiber composites.

- Optimal Material Configuration and GPL Distribution

Among the three GPL distributions, the configuration combining the positive-Poisson-ratio honeycomb core with GPL-reinforced skins achieved the best compromise between stiffness tuning and damping loss, maintaining resonance over a wide range of wind speeds. This confirms the effectiveness of the proposed material configuration and length-based control approach.

Conclusion

The results indicate that the proposed control and optimization strategy can substantially improve the efficiency of bladeless wind power generators. The approach allows designers to select suitable materials and structural dimensions based on environmental conditions and design limits. This study marks an important step toward enhancing the performance and reliability of BWPGs and promoting more efficient wind-energy utilization.

The outcomes can guide the design of next-generation bladeless turbines with higher conversion efficiency. When maximum power, stability, and low weight are required, carbon-fiber reinforcement is the most effective choice, while glass-fiber composites provide a more cost-efficient alternative with acceptable performance.

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.



کنترل بهینه‌ی ارتعاش‌های میله‌ی مولدهای بادی بدون پره

مهسا پهلوان‌زاده، محسن ایرانی رهقی* و مهدی محمدی مهر

گروه مکانیک جامدات، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران.

*نویسنده مسئول (Irani@kashanu.ac.ir)

چکیده

بحران جهانی انرژی، توجه گسترده‌ای را به سمت مولدهای بادی بدون پره (BWPGs) به‌عنوان راهکاری نوین برای تولید انرژی پاک جلب کرده است؛ که با استفاده از پدیده‌ی ارتعاش‌های القایی جریان باد، انرژی مکانیکی ناشی از نوسان‌های میله را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. از میان عوامل مؤثر در افزایش بازده مولدهای BWPG، پایداری فرکانس طبیعی سیستم در ناحیه‌ی تشدید، اهمیت ویژه‌ای دارد. هدف پژوهش حاضر، ارائه‌ی روشی بهینه برای کنترل ارتعاش‌های مولدهای بادی بدون پره از طریق تنظیم سفتی مؤثر سازه است؛ سفتی که مستقیماً با طول مؤثر میله در ارتباط است. با کنترل پارامتر اخیر، فرکانس طبیعی سازه در مجاورت فرکانس تشدید حفظ می‌شود و در نتیجه، بیشینه‌ی توان قابل استحصال از جریان باد حاصل می‌شود. در مطالعه‌ی حاضر، تأثیر پارامترهای کلیدی، مانند سفتی، جرم، و میرایی به‌صورت تحلیلی و عددی بررسی شده است. سپس با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی دینامیکی، ابعاد و ویژگی‌های طراحی به‌گونه‌ای تعیین شده‌اند که فرکانس طبیعی سیستم در محدوده‌ی تشدید باقی بماند. نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی تطبیق یافته و اعتبار مدل تحلیلی و اثربخشی روش کنترل پیشنهادی به‌صورت کمی تأیید شده است.

اطلاعات مقاله

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۶/۰۹

تاریخ اصلاحیه: ۱۴۰۴/۰۷/۲۲

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۹/۲۴

واژگان کلیدی:

ارتعاش‌ها،

انرژی تجدیدپذیر،

بهینه‌سازی،

مولد بادی بدون پره،

ناحیه‌ی تشدید.

۱. مقدمه

پژوهش حاضر به تحلیل ارتعاش‌ها و کنترل توربین بادی بدون پره (BWPG) اختصاص دارد. توربین‌های BWPG از یک میله‌ی انعطاف‌پذیر تشکیل شده‌اند، که از پایین به پایه‌ی ثابت و از بالا به دکل متصل هستند. وزش باد موجب نوسان میله می‌شود و در نتیجه، انرژی مکانیکی ناشی از ارتعاش‌ها در محفظه‌ی داخلی (هوزینگ) به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. در گام نخست، در پژوهش حاضر به بررسی ارتعاش‌های آزاد و اجباری تیرهای ساندویچی کامپوزیتی پرداخته شده است؛ که هدف از تحلیل آن، شبیه‌سازی رفتار دینامیکی توربین بادی بدون پره است، که به‌صورت تیر یک‌سر گیردار و یک‌سر آزاد (تیر طره‌ای) مدل‌سازی شده است. در مدل‌سازی حاضر، خواص مواد در راستای ضخامت متغیر بوده و معادله‌های حاکم بر تیر با استفاده از اصل همپلتون استخراج شده‌اند. سپس با استفاده از توابع مثلثاتی و تحت شرایط مرزی مختلف، حل تحلیلی سیستم ارائه شده است. مقایسه‌ی نتایج با پژوهش‌های پیشین، هم‌خوانی مناسبی را نشان می‌دهد، که بیانگر صحت مدل‌سازی تحلیلی ارائه‌شده است. در ادامه، تأثیر پارامترهای طراحی، نظیر: نسبت طول به ضخامت، نوع هسته (از جمله هسته‌های لانه‌زنبوری با نسبت پواسون منفی، هسته‌های فومی، و پلیمری)، میزان تخلخل، و نوع

تقویت‌کننده‌های لایه‌های رویی شامل نانوصفحات گرافنی (GPL) و نانولوله‌های کربنی (CNT) بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند استفاده از هسته‌ی لانه‌زنبوری با ترکیب مواد بهینه و توزیع مناسب GPL موجب افزایش محسوس فرکانس‌های طبیعی تیر می‌شود، به‌گونه‌ای که افزودن فقط ۱٪ وزنی از تقویت‌کننده‌ی GPL باعث بهبود قابل‌ملاحظه‌ای در عملکرد دینامیکی تیر شده است. براساس یافته‌ها، نانوصفحات گرافنی (GPL) می‌توانند جایگزینی اقتصادی و کارآمد برای نانولوله‌های کربنی در تقویت ساختار باشند. پیش‌بینی‌ها حاکی از آن است که به‌کارگیری مواد ذکرشده در طراحی می‌تواند توان خروجی مولد را تا حدود ۳۰٪ افزایش دهد. درنهایت، پژوهش حاضر با هدف کنترل و بهینه‌سازی ارتعاش‌های تیر ادامه یافته است، تا شرایطی فراهم شود که فرکانس طبیعی سازه در مجاورت فرکانس تشدید قرار گیرد و بیشینه‌ی انرژی از جریان باد برداشت شود. مسیر تاوه‌ی فن کارمن ایجاد شده پشت استوانه در شکل ۱ نشان داده شده است.

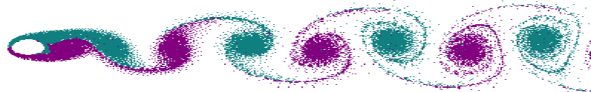


Figure 1. Kármán vortex street behind the cylinder.

شکل ۱. مسیر تاوه‌ی فن کارمن پشت استوانه.

¹ Bladeless Wind Power Generators

استناد به این مقاله:

پهلوان‌زاده، مهسا، ایرانی رهقی، محسن و محمدی مهر، مهدی، ۱۴۰۴. کنترل بهینه‌ی ارتعاش‌های میله‌ی مولدهای بادی بدون پره. مهندسی مکانیک شریف، ۴۱(۲)،

صص ۱۳۷-۱۵۰. <https://doi.org/10.24200/j40.2025.67390.1743>



۲. پیشینه‌ی پژوهش

۱.۲. پژوهش‌های انجام‌شده در بخش توربین‌های بادی بدون پره

چیزفهم^۲ و همکاران (۲۰۱۸)،^[۱] توربین‌های بادی بدون پره را با استفاده از روش گالرکین مدل‌سازی کرده‌اند. ایشان با مدل‌سازی دینامیکی، چهار پیکر بندی ارتعاش‌های ناشی از گردابه‌های توربین‌های بادی بدون پره را بررسی کرده‌اند، که در آن‌ها بلوف^۳‌های مذکور (جسم جامد سختی که در معرض سیال قرار دارد) روی یک ساختار انعطاف‌پذیر نصب شده و در نهایت برای راستی‌آزمایی، کار خود را با شبیه‌سازی عددی مقایسه کرده‌اند. اعمال نیروهای مغناطیسی به ساختار تشدیدکننده اجازه می‌دهد تا به‌طور غیرفعال استحکام سازه تغییر داده شود، که منجر به افزایش محدوده‌ی قفل و در نتیجه افزایش تعداد ساعت‌های کار در سال می‌شود. ویلارل^۴ و همکاران (۲۰۱۸)،^[۲] خلاصه‌ای از کلی‌ترین جنبه‌های یک فناوری جایگزین مبتنی بر تعامل ساختار سیال (VIV)^۵ را ارائه کرده‌اند، که از استفاده از چرخ‌دنده یا شفت اجتناب می‌کند. اعمال نیروهای مغناطیسی به ساختار تشدیدکننده، امکان تغییر غیرفعال سختی سازه را فراهم می‌سازد، که این امر موجب گسترش بازه‌ی قفل‌شدگی و در نتیجه، افزایش مدت زمان عملکرد سالیانه‌ی سامانه می‌شود. هان^۶ و همکاران (۲۰۲۳)،^[۳] در آزمایش‌های کانال آب همراه با مدل مرتبه‌ی کاهش‌یافته (ROM) نشان داده‌اند که حتی در شرایط میرایی ساختاری بالا، مشاهده‌ی پدیده‌ی VIV همیشه در زمانی که نسبت جرم بسیار پایین باشد، محتمل است. ویلیامسون و گواردن^۷ (۲۰۰۸)،^[۴] نتایج و اکتشاف‌های اساسی در مورد ارتعاش‌های ناشی از گردابه را که در دو دهه‌ی گذشته انجام شده است، خلاصه کرده‌اند؛ که بسیاری از آن‌ها مربوط به فشار، جرم، و میرایی بسیار کم، و روش‌های محاسباتی و تجربی جدید بوده است، که قبل از پژوهش ایشان در دسترس نبوده است. برنیتاس^۸ و همکاران (۲۰۰۶)،^[۵] مفهومی جدید در تولید انرژی پاک و تجدیدپذیر از جریان سیال ارائه کرده‌اند، که برای اولین بار با استفاده از VIV، انرژی هیدروکنتیک جریان رودخانه را به شکل قابل استفاده‌ای از انرژی مانند الکتریسیته با موفقیت و کارآمدی تبدیل می‌کند. ایشان مفاهیم اساسی مبدل VIVACE را بررسی و مدل فیزیکی و نمونه‌ی اولیه‌ی آزمایشگاهی آن را ارائه کرده‌اند. همچنین یک مدل ریاضی نیز توسعه داده‌اند تا مشخصات طراحی برای طیف گسترده‌ای از مقیاس‌های کاربردی محاسبه شود. طراحی جدید توربین بادی فاقد یاتاقان، چرخ‌دنده، و غیره بوده است؛ بنابراین، نیازهای تعمیر و نگهداری را می‌توان به شدت کاهش داد و انتظار می‌رود طول عمر آن‌ها بیشتر از توربین‌های بادی سنتی باشد. هوک^۹ و همکاران (۲۰۲۴)،^[۶] با هدف بررسی تعامل سیال-سازه (FSI)^{۱۰} در تیغه‌های توربین بادی با نوک تیز، مدل سه‌بعدی دقیقی از تیغه را در محیط CAD ایجاد و جریان باد را با حل معادله‌های ناویر-استوکس در نرم‌افزار ANSYS Fluent شبیه‌سازی کرده‌اند. سازه‌ی تیغه به‌صورت پوسته‌ی کامپوزیتی در نرم‌افزار ANSYS Mechanical مدل‌سازی و تحلیل به دو روش کوپل یک‌طرفه و دوطرفه انجام شده است. نتایج نشان داده است که جابجایی نوک

تیغه در سرعت‌های بالا قابل توجه بوده و بیشترین تنش در ناحیه‌ی ریشه رخ داده است. همچنین، کوپل دوطرفه، پیش‌بینی دقیق‌تری از رفتار آنرویدینامیکی و استحکام سازه‌ای ارائه داده و براساس آن پیشنهادهایی برای بهینه‌سازی شکل نوک و تقویت بخش ریشه مطرح شده است. سالوادور و همکاران (۲۰۱۷)،^[۷] با استفاده از دو نوع آونگ قوسی‌شکل و دیسکی بر روی یک توربین باد بدون پره‌ی گردابی^{۱۱} (VBW) نشان داده‌اند که در آن‌ها، انرژی جنبشی باد به‌عنوان ورودی به توربین VBW به انرژی الکتریکی مفید برای هر دو نوع آونگ تبدیل می‌شود. همچنین طراحی و توسعه‌ی یک توربین بادی بدون پره‌ی گردابی و یک ژنراتور الکترونیکی مبتنی بر ژئروسکوپ توسط فرانسیس^{۱۲} و همکاران (۲۰۲۱)،^[۸] صورت گرفته است، که توربین برای تولید برق به ژنراتور متصل می‌شود. بونزل و فرازینی^{۱۳} (۲۰۱۸)،^[۹] نیز یک بررسی عددی در رابطه با برداشت انرژی پیژوالکتریک از ارتعاش‌های به‌وجودآمده ناشی از گرداب انجام داده‌اند؛ که در آن یک استوانه‌ی صلب را، که به صورت الاستیک پشتیبانی می‌شود، در دو جهت متقاطع تحت نوسان قرار داده و سپس وابستگی توان الکتریکی برداشت‌شده را به پارامترهای سیستم بررسی کرده‌اند.

۲.۲. مرور مطالعات کنترل و بهینه‌سازی توربین‌های بادی بدون پره

آزادی یزدی (۲۰۲۰)،^[۱۰] کنترل یک برداشت‌کننده‌ی انرژی ارتعاش ناشی از گردابه را انجام داده است. در بیشتر تولیدکننده‌های انرژی تحریک‌شده توسط گردابه، قدرت خروجی فقط در یک باند باریک اطراف سرعت باد معمولاً قابل توجه است، که فرکانس ریزش گردابه با فرکانس طبیعی ساختار مطابقت داشته باشد. برای پیشگیری از محدودیت اخیر، یک مکانیزم جرم تنظیم‌شده در تولیدکننده‌ی انرژی تحریک‌شده توسط گردابه پیشنهاد شده است، که می‌تواند فرکانس طبیعی توربین را به گونه‌ای تغییر دهد که با فرکانس ریزش گردابه در یک باند گسترده از سرعت‌های باد مطابقت داشته باشد. ایشان در پژوهش دیگری (۲۰۱۸)،^[۱۱] یک کنترل‌کننده‌ی پیش‌بینی‌کننده‌ی غیرخطی (NMPC)^{۱۴} برای یک توربین بادی بدون پره، که ارتعاش‌های آن ناشی از گردابه است، را پیشنهاد کرده است. او برای تولید بیشترین نرخ تولید انرژی از روش NMPC برای طراحی یک کنترل‌کننده استفاده کرده و نشان داده است که تولید انرژی NMPC در سرعت‌های باد بالا به دلیل عدم تطابق بین فرکانس ریزش گردابه و فرکانس طبیعی سازه کاهش می‌یابد. بنابراین، یک کنترل‌کننده‌ی دومی با عنوان GS^{۱۵} پیشنهاد داده است، که برای افزایش مجازی فرکانس طبیعی ساختار به‌منظور تطابق با فرکانس ریزش گردابه در بادهایی با سرعت بالا استفاده شده است. همچنین با استفاده از روش GS-NMPC پیشنهادی، توان خروجی را از ۱۰۰ وات به مقدار ۱ کیلووات رسانده است. حسنی و ایرانی رهقی (۲۰۲۲)،^[۱۲] یک برداشت‌کننده‌ی انرژی الکترومغناطیسی متشکل از سه سیم‌پیچ و دو مدل جدید برای میرایی الکترومغناطیسی پیشنهاد داده و یک الگوریتم بهینه‌سازی برای بهینه‌سازی ساختار توان تولیدشده توسط برداشت‌کننده‌ی انرژی نیز پیاده‌سازی کرده‌اند. توان تولیدشده توسط برداشت‌کننده به‌عنوان تابع هدف انتخاب شده است تا

¹⁰ Fluid-Structure Interaction¹¹ Vortex Bladeless Wind¹² Francis¹³ Franzini & Bunzel¹⁴ nonlinear model predictive controller¹⁵ Secondary Gain-Scheduling² Chizfahm³ bluff body⁴ Villarreal⁵ Vortex Induced Vibration⁶ Han⁷ Williamson & Govardhan⁸ Bernitsas⁹ Huque

مدل‌های کنترل، فقط بر تنظیم جرم یا سختی به صورت پارامتری تمرکز داشته‌اند و به سازوکار تغییر هم‌زمان طول و سفتی تیر در ناحیه‌ی تشدید توجه نشده است. سوم، در هیچ‌یک از کارهای پیشین، اثر میرایی ویسکوالاستیک مصالح کامپوزیتی بر بازده انرژی برداشت‌شده به صورت هم‌زمان با کنترل بهینه تحلیل نشده است. بر این اساس، خلأ پژوهشی موجود را می‌توان در این قالب بیان کرد:

تاکنون مدلی جامع، که در آن بهینه‌سازی دینامیکی طول مؤثر راد، توزیع مواد کامپوزیتی (GPL)، و هسته‌ی لانه‌زنبوری، و میرایی ویسکوالاستیک به صورت هم‌زمان و تحت شرایط واقعی تغییرات باد بررسی شود، ارائه نشده است.

بنابراین، ایده‌ی اصلی پژوهش حاضر، توسعه‌ی مدلی است که با استفاده از روش کنترل بهینه‌ی مستقیم و غیرمستقیم تلفیقی بتواند با تغییر لحظه‌ای طول راد، فرکانس طبیعی سازه را با فرکانس ریزش گردابه هم‌تراز نگه دارد و در نتیجه توان برداشت‌شده را بیشینه سازد. این مسیر پژوهش، شکاف میان مدل‌های ساختاری و روش‌های کنترلی موجود را پر می‌کند و مبنایی برای طراحی نسل جدید مولدهای بادی بدون پره با کارایی بالاتر و پایداری ارتعاشی بهینه فراهم می‌سازد.

۳. هندسه‌ی تیر و شبیه‌سازی

همان‌گونه که در شکل ۲، شماتیک کلی مولدهای بادی بدون پره مشاهده می‌شود، در پژوهش حاضر به کنترل بهینه‌ی ارتعاش‌های میله‌ی اصلی (راد) در سامانه‌های مذکور پرداخته شده است. در ادامه، مدل‌سازی دینامیکی تیر و معرفی ساختار کامپوزیتی آن ارائه شده است. برای دستیابی به عملکرد ارتعاشی مطلوب، انتخاب بهینه‌ی مواد در هسته و لایه‌های تقویتی تیر ساندویچی، اهمیت ویژه‌ای دارد. بدین منظور، از میان گزینه‌های بررسی‌شده در بخش مقدمه، ترکیب‌های مختلفی برای هسته و لایه‌های رویی ارزیابی شده‌اند. براساس نتایج تحلیلی و شبیه‌سازی‌های انجام‌شده که در شکل‌های ۳ و ۴ مشاهده می‌شوند، هسته‌ی لانه‌زنبوری با نسبت پواسون مثبت به‌عنوان گزینه‌ی بهینه برای بخش مرکزی و نانو صفحات گرافنی (GPL) به‌عنوان مؤثرترین

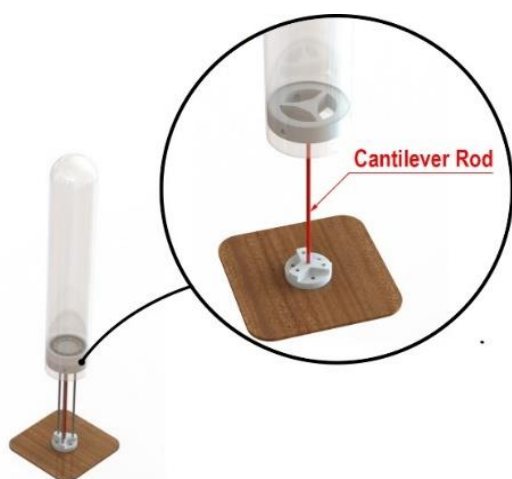


Figure 2. Schematic of the generator and cantilever beam as the rod.

شکل ۲. شماتیک مولد و تیر طره به عنوان راد.

الگوریتم بهینه‌سازی برای یافتن بهترین پیکربندی براساس انتخاب پارامترهای بهینه‌سازی، مانند: تعداد دور سیم‌پیچ‌ها، پیکربندی سیم‌پیچ‌های سیم‌پیچ، و ابعاد آهن‌ربا عمل کند. همچنین برای اولین بار اثر داخلی بین سیم‌پیچ‌ها را بررسی و نتایج کار خود را با آزمون عملی راستی‌آزمایی کرده‌اند.

در سال‌های اخیر، در چند مطالعه‌ی جدید هم تلاش شده است که فناوری مولدهای بادی بدون پره را ارتقاء دهند. محمد^{۱۶} و همکاران (۲۰۲۵)^[۱۳] دو مکانیزم نو در طراحی توربین‌های بادی بدون پره ارائه کرده‌اند که امکان عملکرد مؤثر در بازه‌ی باد ۲ تا ۱۰ متر بر ثانیه را فراهم می‌کند. کانگ^{۱۷} و همکاران (۲۰۲۴)^[۱۴] یک توربین بدون پره طراحی کرده‌اند که از ماده‌ای با سختی متغیر بهره می‌برد و قادر است فرکانس تشدید را تا ۶۰٪ جابجا کند، تا عملکرد بهتری در سرعت‌های مختلف باد داشته باشد. همچنین آوادالله^{۱۸} و همکاران (۲۰۲۵)^[۱۵] با استفاده از پیکربندی چند سیلندر و ژنراتور گردابه‌ای غیرفعال نشان داده‌اند که بهره‌برداری انرژی از ارتعاش‌های پشت‌سر هم افزایش می‌یابد. افزون بر این، برین^{۱۹} و همکاران (۲۰۲۵)^[۱۶] به بهینه‌سازی هندسی توربین‌های بدون پره پرداخته و راهکارهایی برای افزایش توان خروجی همراه با حفظ استحکام سازه‌ای پیشنهاد داده‌اند. مطالعات ایشان نشان داده است که گرایش فعلی در حوزه‌ی مذکور معطوف به کنترل تطبیقی، طراحی چندپارامتری، و ترکیب هندسی است و پژوهش حاضر نیز با تمرکز بر کنترل بهینه‌ی طول راد و طراحی کامپوزیتی پیشرفته، در ادامه‌ی همین مسیر نوآوری قرار دارد.

پژوهش حاضر، رویکردی نوین در طراحی و کنترل توربین‌های بادی بدون پره ارائه داده است، که در آن با استفاده از یک مکانیزم کنترلی سازه‌ای تطبیقی، طول مؤثر راد به صورت پیوسته تنظیم می‌شود، تا سازه همواره در ناحیه‌ی تشدید با فرکانس ریزش گردابه باقی بماند. برخلاف مطالعات پیشین، که معمولاً بر هندسه‌ی ثابت یا کنترل غیرفعال تمرکز داشته‌اند؛ در پژوهش حاضر، یک راهبرد کنترلی فعال با مدل تیر ساندویچی کامپوزیتی شامل هسته‌ی لانه‌زنبوری با نسبت پواسون مثبت و لایه‌های تقویت‌شده با GPL تلفیق شده است. چارچوب بهینه‌سازی دینامیکی مبتنی بر تابع هدف بولزا و حل عددی Collocation-NLP به منظور تنظیم بلادرنگ پارامترهای سازه‌ای استفاده شده است. روش پیشنهادی به‌طور چشمگیری بازده برداشت انرژی را افزایش داده و مسیر تازه‌ای را در توسعه‌ی سامانه‌های تطبیقی BWPG معرفی کرده است.

مرور انجام‌شده نشان می‌دهد که مطالعات متعددی در زمینه‌ی پدیده‌ی ارتعاش ناشی از گردابه (VIV) و کاربرد آن در توربین‌های بادی بدون پره (BWPGs) صورت گرفته است. برخی پژوهش‌های اولیه^{[۱] و [۲]} عمدتاً بر تحلیل دینامیکی و مقایسه‌ی شکل هندسی بلوف‌ها متمرکز بوده‌اند و جنبه‌ی آزمایشگاهی و توصیفی داشته‌اند. در مقابل، برخی دیگر از پژوهش‌ها^[۱۰-۱۲] گام مهمی در حوزه‌ی کنترل و بهینه‌سازی عملکرد مولدهای بادی بدون پره برداشته‌اند، اما مدل‌های ارائه‌شده در آن‌ها چند محدودیت اساسی داشته است.

نخست، در اغلب مطالعات پیشین، فرض شده است که خواص مکانیکی سازه یکنواخت و ثابت بوده و اثر توزیع ناهمگن مواد در راستای ضخامت (مانند GPL یا CNT) در رفتار ارتعاشی در نظر گرفته نشده است. دوم، بیشتر

¹⁸ Awadallah

¹⁹ Breen

¹⁶ Mohamed

¹⁷ Kang

- میله‌ی ارتعاشی به‌عنوان بخش اصلی در معرض جریان باد؛
- پایه و سامانه‌ی تکیه‌گاهی برای تثبیت و اعمال شرایط مرزی مناسب؛
- سامانه‌ی کنترل و تنظیم برای تغییر سختی مؤثر یا طول میله به‌منظور هم‌زمان‌سازی فرکانس طبیعی با فرکانس ریزش گردابه‌ها؛
- واحد برداشت و ذخیره‌سازی انرژی، شامل مدارهای یکسوساز و باتری‌ها.

از منظر طراحی، توربین‌های بادی بدون پره می‌توانند در قالب‌های مختلفی نظیر میله‌ی یک‌سر گیردار، میله‌ی مخروطی، یا آرایه‌های چندمیله‌ای ساخته شوند، تا بیشترین بازدهی در گستره‌ی متغیر سرعت‌های باد حاصل شود.

همان‌گونه که شماتیک کلی مولدهای بادی بدون پره در شکل ۲ مشاهده می‌شود، در پژوهش حاضر به کنترل بهینه‌ی ارتعاش‌های میله‌ی اصلی (راد) در سامانه‌های مذکور پرداخته شده است. در ادامه، مدل‌سازی دینامیکی تیر و معرفی ساختار کامپوزیتی آن ارائه شده است. برای دستیابی به عملکرد ارتعاشی مطلوب، انتخاب بهینه‌ی مواد در هسته و لایه‌های تقویتی تیر ساندویچی، اهمیت ویژه‌ای دارد.

در این راستا، به‌منظور انتخاب ترکیب بهینه‌ی مواد، ابتدا تأثیر نوع هسته در رفتار ارتعاشی بررسی شده است. در این مرحله، هسته‌های مختلف شامل فوم فلز^{۲۰}، لانه‌زنبوری پلیمری، لانه‌زنبوری آلومینیومی با نسبت پواسون مثبت، تیتانیوم Ti-6Al-4V، هسته‌ی متخلخل^{۲۱}، فیبر کربن، و فیبر شیشه‌ای، تحلیل شده‌اند. نتایج تحلیل عددی نشان داده است که با افزایش نسبت ضخامت به طول، فرکانس طبیعی کاهش یافته است؛ اما نوع ماده‌ی هسته، تأثیر قابل‌توجهی در مقدار مطلق آن دارد. به‌ویژه، هسته‌ی لانه‌زنبوری آلومینیومی با نسبت پواسون مثبت به‌دلیل سختی ویژه‌ی بالا و جذب انرژی مناسب در نوسان‌های عرضی، بیشترین جابجایی و پایداری ارتعاشی را ایجاد کرده و به‌عنوان گزینه‌ی نهایی برای بخش مرکزی انتخاب شده است.

در گام بعد، تأثیر نوع تقویت‌کننده‌ی لایه‌های رویی بررسی شده است. بدین منظور، نانوصفحات گرافنی (GPL) با سه الگوی توزیع مختلف و نیز نانوالیاف کربنی (CNR) تحلیل شده‌اند. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، افزایش نسبت طول به ضخامت موجب کاهش فرکانس طبیعی شده است، ولی توزیع بهینه‌ی نانوصفحات گرافنی به‌ویژه در الگوی GPL-S باعث افزایش سختی خمشی و بهبود پاسخ دینامیکی تیر شده است.

درنهایت، هدف از تحلیل‌های انجام‌شده، یافتن بهینه‌ترین ترکیب مواد و ابعاد هندسی (به‌ویژه طول مؤثر تیر) بوده است، تا فرکانس طبیعی سازه همواره نزدیک به فرکانس ریزش گردابه باقی بماند. بر این اساس، ترکیب هسته‌ی لانه‌زنبوری آلومینیومی به همراه تقویت‌کننده‌ی GPL به‌عنوان ساختار نهایی بهینه برای طراحی راد انتخاب شده است.

۲.۳. هسته‌ی لانه‌زنبوری با نسبت پواسون مثبت

در پژوهش حاضر، برای بخش هسته‌ی تیر کامپوزیتی، ساختار لانه‌زنبوری (مطابق رابطه‌ی ۱) با نسبت پواسون مثبت بررسی شده است؛ که به‌دلیل پایداری مکانیکی بالا، جذب انرژی مؤثر، و توزیع یکنواخت تنش در راستای ضخامت بوده است (شکل ۵).

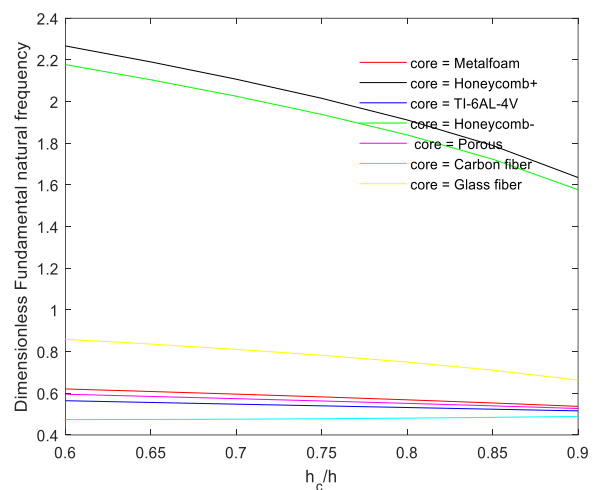


Figure 3. Effect of different cores on the natural frequency.

شکل ۳. تأثیر انواع هسته‌ها در فرکانس طبیعی.

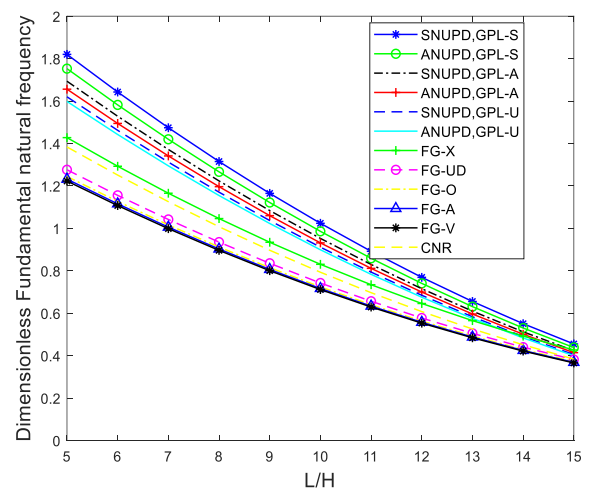


Figure 4. Effect of different reinforcements on the natural frequency.

شکل ۴. تأثیر انواع تقویت‌کننده در فرکانس طبیعی.

تقویت‌کننده‌ی لایه‌های رویی انتخاب شده‌اند؛ که بر پایه‌ی معیارهایی همچون افزایش سختی ویژه، پایداری دینامیکی، و بهبود پاسخ ارتعاشی در ناحیه‌ی تشدید انجام شده‌اند.

۱.۳. اصول عملکرد توربین‌های بادی بدون پره

توربین‌های بادی بدون پره بر پایه‌ی پدیده‌ی ارتعاش‌های ناشی از گردابه (VIV) عمل می‌کنند. هنگامی که جریان باد از کنار یک میله‌ی استوانه‌ای یا مخروطی عبور می‌کند، در ناحیه‌ی پشت آن گردابه‌های متناوبی شکل می‌گیرند، که موجب اعمال نیروهای آئرو‌دینامیکی نوسانی بر سازه و سپس سبب ارتعاش دوره‌ای میله می‌شود؛ و در نتیجه، انرژی جنبشی حاصل از نوسان‌های مذکور قابل استخراج خواهد بود. تبدیل انرژی مکانیکی تولیدشده به انرژی الکتریکی از طریق مبدل‌های الکترومکانیکی انجام می‌شود، که بسته به نوع طراحی می‌توانند از انواع الکترومغناطیسی، پیزوالکتریک، یا الکترواستاتیکی باشند. اجزاء اصلی یک توربین بادی بدون پره شامل این موارد است:

²¹ porous core

²⁰ metal foam

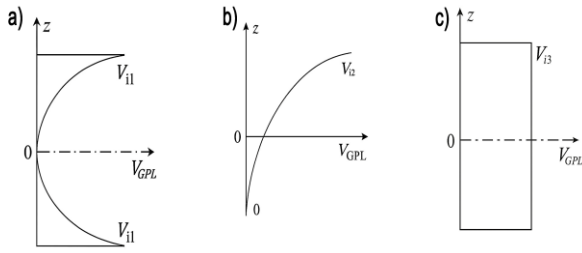


Figure 6. Different distributions of graphene plates: (a) GPL-S, (b) GPL-A, and (c) GPL-U.

شکل ۶. انواع مختلف توزیع صفحه‌های گرافنی: (a) S-GPL، (b) A-GPL و (c) U-GPL.

که در آن‌ها، ϕ_0 و γ_0 به ترتیب نسبت ابعادی داخلی و ضخامت بدون بُعد سلول هستند، همچنین، هسته‌ی آلومینیومی با خواص مکانیکی مدول یانگ برابر با $۶۸/۹$ (GPa) و چگالی ۲۸۰۰ (kg/m³) انتخاب شده است.

در بخش کنونی، به منظور بررسی تأثیر نحوه‌ی توزیع نانوصفحات گرافنی در خواص مکانیکی و رفتار ارتعاشی تیر ساندویچی، سه نوع الگوی توزیع مختلف برای تقویت‌کننده‌های GPL در راستای ضخامت لایه‌ها در نظر گرفته شده است؛ که عبارت‌اند از:

(۱) توزیع یکنواخت (GPL-U)^{۲۲}: در این حالت، نسبت حجمی نانوصفحات در تمام ضخامت لایه، ثابت فرض می‌شود.

(۲) توزیع متقارن (GPL-S)^{۲۳}: بیشترین غلظت نانوصفحات در نواحی سطحی است و به صورت متقارن نسبت به محور میانی، ضخامت کاهش می‌یابد.

(۳) توزیع نامتقارن (GPL-A)^{۲۴}: تراکم نانوصفحات در یک سمت لایه، بیشینه هستند و به تدریج در جهت مقابل کاهش می‌یابد، که در شکل ۶ مشاهده می‌شود.

الگوهای کسر حجمی نانوصفحات گرافنی مطابق با معادله‌ی ۳ تعریف شده و در محاسبه‌ی خواص معادل الاستیکی لایه‌ها به کار رفته‌اند.

$$V_{GPL} = \begin{cases} V_{i1} \rightarrow \text{GPL-U} \\ V_{i2} = [1 - \cos(\frac{\pi(4z+h)}{4h})] \rightarrow \text{GPL-A} \\ V_{i3} = [1 - \cos(\frac{\pi z}{h})] \rightarrow \text{GPL-S} \end{cases} \quad (3)$$

که در آن، V_{i1} ، V_{i2} و V_{i3} بیشینه‌ی مقادیر V_{GPL} هستند، که به صورت رابطه‌ی ۴ به دست می‌آیند:

$$\int V_{GPL} [1 - e_m \psi(z)] dz = \quad (4)$$

$$V^{Total} \int [1 - e_m \psi(z)] dz$$

که در آن، V^{Total} مطابق رابطه‌ی ۵ به دست می‌آید:

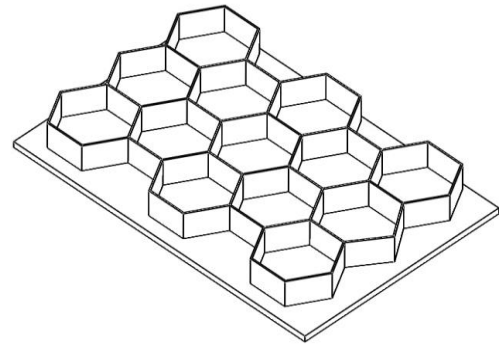


Figure 5. Honeycomb core.

شکل ۵. هسته‌ی لانه زنبوری.

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{4}{\sqrt{3}} \left(\frac{\delta_c}{l_c} \right)^3 \left[1 - 3 \left(\frac{\delta_c}{l_c} \right) \right] E_0 \\ G_c &= \frac{G_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{\delta_c}{l_c} \right)^3 \\ \rho_c &= \frac{8}{3\sqrt{3}} \left(\frac{\delta_c}{l_c} \right) \rho_0 \end{aligned} \quad (1)$$

که در آن، δ_c ضخامت سلول لانه‌زنبوری (m) و l_c طول لانه‌زنبوری (m) است؛ که به ترتیب برابر با $۰/۲۵۴$ نانومتر و $۱/۸۳۳$ نانومتر هستند.

در سازه‌های ساندویچی، ضریب پواسون نقش مهمی در رفتار مکانیکی و دینامیکی دارد. در حالت معمول، مواد با ضریب پواسون مثبت در اثر کشش، منقبض می‌شوند؛ اما مواد با ضریب پواسون منفی (مواد آکوستیک) رفتار معکوس دارند و در هنگام کشش، در جهت عرضی نیز منبسط می‌شوند. این ویژگی باعث افزایش سختی خمشی و ظرفیت جذب انرژی می‌شود. به‌ویژه، استفاده از هسته‌ی لانه‌زنبوری با ضریب پواسون منفی موجب بهبود پایداری ارتعاشی و افزایش فرکانس طبیعی سازه می‌شود. در مقابل، هسته‌های با ضریب پواسون مثبت، انعطاف‌پذیری بیشتری دارند و تغییرشکل‌های بزرگ‌تری را در ناحیه‌ی تشدید تجربه می‌کنند. بنابراین، انتخاب نوع هسته براساس ضریب پواسون آن باید متناسب با هدف طراحی (افزایش سختی یا افزایش دامنه‌ی نوسان) صورت گیرد. در رابطه‌ی ۲، به روابط مکانیکی هسته‌ی مذکور اشاره شده است:

$$\begin{aligned} \rho^c &= \rho_0 \gamma_0 \frac{2 + \phi_0}{2 \cos \theta_0 (\phi_0 - \sin \theta_0)} \\ E_{11}^c &= E_s \gamma_0^3 \frac{1}{(\tan^2 \theta_0 + \gamma_0^2) (\phi_0 - \sin \theta_0) \cos \theta_0} \\ E_{22}^c &= E_s \gamma_0^3 \frac{\phi_0 - \sin \theta_0}{(1 + \gamma_0^2 (\phi_0 \sec^2 \theta_0 + \tan^2 \theta_0)) \cos^3 \theta_0} \\ \nu_{12}^c &= - \frac{\sin \theta_0 (1 - \gamma_0^2)}{(\gamma_0^2 + \tan^2 \theta_0) (\phi_0 - \sin \theta_0)} \\ \phi_0 &= \frac{h_0}{l_0}, \quad \gamma_0 = \frac{t_0}{l_0} \end{aligned} \quad (2)$$

²⁴ Asymmetric distribution

²² Uniform distribution

²³ Symmetric distribution

Table 1. Mechanical and geometric properties.

Mechanical properties of the core (Ti-6Al-4V)	$\nu_{core} = 0.342,$ $\rho_{core} = 4430(\text{kg/m}^3)$ $E_{core} = 113.8 \text{ (GPa)}$
Material constants of the composite face sheets	$E_{CNT} = 5.6466 \text{ (TPa)},$ $\nu_{CNT} = 0.175,$ $\rho_{CNT} = 1400(\text{kg/m}^3)$ $E_m = 2.5 \text{ (GPa)},$ $V_{CNT}^* = 0.12, \nu_m = 0.3$ $\rho_m = 1190 \text{ (kg/m}^3)$
Geometric properties	$L = 20 \text{ h}, \eta_1 = 0.137,$ $\eta_3 = 0.715$

Table 2. Validation of the first three frequencies.

Mode number	This study	Safari et al.	Error (%)
1	0.1383	0.1384	0.07
2	0.5458	0.5405	0.98
3	1.2022	1.1825	1.66

$$V^{Total} = \frac{W_{GPL}}{W_{GPL} + (\rho_{GPL} / \rho_m)(1 - W_{GPL})} \quad (5)$$

۳.۳. راستی آزمایی

در گام نخست، نتایج حاصل از پژوهش حاضر با نتایج گزارش شده توسط صفری و همکاران (۲۰۲۳)،^[۱۷] مقایسه شده است. ویژگی‌های هندسی و مکانیکی مدل استفاده شده در جدول ۱ ارائه شده‌اند. شایان ذکر است که تحلیل عددی با استفاده از نرم‌افزار MATLAB انجام شده است. نتایج اعتبارسنجی در جدول ۲ نشان داده شده است.

نتایج به دست آمده از مدل حاضر با نتایج صفری و همکاران (۲۰۲۳)،^[۱۷] مقایسه شده است. اختلاف کمتر از ۲٪ بین مقادیر عددی، نشانگر دقت بالای مدل تحلیلی پیشنهادی در پیش‌بینی رفتار دینامیکی تیر ساندویچی است. بنابراین، روش مدل‌سازی و پارامترهای به کار رفته درستی قابل قبولی دارند.

برای ارزیابی دقت مدل عددی و اطمینان از درستی روابط به کار رفته در تحلیل ارتعاشی، نتایج حاصل از مدل حاضر با داده‌های گزارش شده در نوشتار چیزفهم و همکاران (۲۰۱۸)،^[۱] مقایسه شده است. همان گونه که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، تطابق مناسبی بین فرکانس طبیعی به دست آمده از مدل تحلیلی و نتایج عددی/ تجربی مرجع وجود دارد. اختلاف نسبی بین دو مجموعه داده کمتر از ۵٪ بوده است، که نشانگر دقت بالای مدل پیشنهادی در پیش‌بینی رفتار دینامیکی سامانه است.

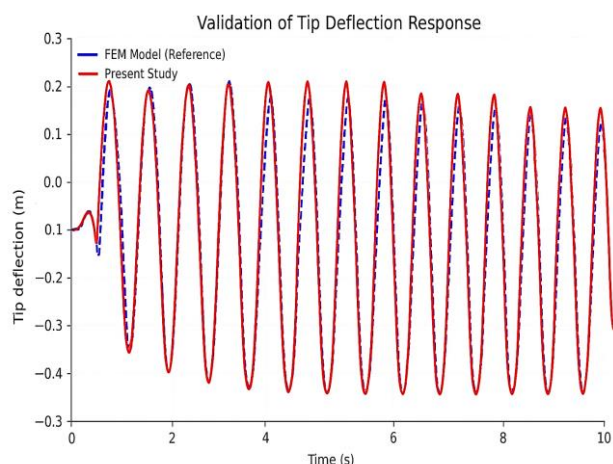


Figure 7. Validation of Structural Rod Tip Displacement.

شکل ۷. اعتبارسنجی جابه جایی نوک میله سازه.

۴.۳. فرضیات و محدودیت‌های مدل

در مدل‌سازی دینامیکی، رفتار ارتعاشی راد مولد به صورت یک سیستم یک درجه‌ای آزادی (SDOF) در نظر گرفته شده است؛ که بر پایه‌ی معادله‌ی اوپلر- لاگرانژ و براساس فرضیات مدل کلاسیک جرم- فنر- میرایی توسعه یافته و حرکت عرضی رأس میله به عنوان متغیر حالت اصلی انتخاب شده و نیروهای آئرو دینامیکی، میرایی ساختاری، و سختی مؤثر سازه در معادله‌های تعادل لحاظ شده‌اند.

نیروی برای آئرو دینامیکی (F_L) ناشی از پدیده‌ی ریزش گردابه‌ها، براساس ضریب برآ (C_L) و ویژگی‌های جریان باد شامل چگالی هوا (ρ)، قطر مؤثر استوانه (D)، و سرعت باد (U)، به صورت رابطه‌ی ۶ مدل‌سازی شده است، که در آن فرکانس ریزش گردابه است، که با عدد استروال (St) تعریف می‌شود:

$$F_L(t) = \frac{1}{2} \rho U^2 C_L D L \sin(2\pi f_s t) \quad (6)$$

$$f_s = \frac{U}{D} St$$

$$F_L(y, \dot{y}, t) = m_s \ddot{y} + c\dot{y} + ky$$

که در آن، F_L نیروی برآ آئرو دینامیکی است، که بر اساس رابطه‌ی شبه پایا (رابطه‌ی ۷) تعریف می‌شود و آثار ناپایداری جریان، آشفتگی باد، و اندرکنش گردابه‌ها در مرتبه‌ی بالاتر در مدل مذکور لحاظ نشده است.

$$F_L(y, \dot{y}, t) = \frac{1}{2} C_L \rho D U \quad (7)$$

رفتار تیر براساس فرضیات تیر کلاسیک اوپلر- برنولی (به صورت: تغییر شکل‌ها: کوچک؛ زاویه‌ی دوران: کم؛ و رابطه‌ی تنش- کرنش: خطی) در نظر گرفته شده است. برای بهینه‌سازی عملکرد توربین، سفتی تیر به صورتی در نظر گرفته شده است که فرکانس طبیعی سازه در محدوده‌ی فرکانس تشدید باشد، که نمودار سرعت آن در شکل ۸ و کانتور سرعت در شکل ۹ مشاهده می‌شود.

در شکل ۸، تغییرات ضریب برآ (C_L) بر حسب زمان مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، ضریب برآ، نوسان‌های متناوب و پایدار با دامنه‌ی تقریباً ثابت بین ۰/۱۷ و ۰/۱۷- داشته است، که بیانگر پدیده‌ی ریزش گردابه‌های متناوب در دو سوی سازه است. نوسان‌های ذکر شده‌ی دوره‌ای نیروی برآ باعث تحریک عرضی سازه و ایجاد ارتعاش‌های منظم در طول زمان می‌شود. پایداری دامنه و تناوب

جدول ۳. محاسبه توان برای سرعت‌های مختلف.

Table 3. Power calculation for different velocities.

Wind velocity (m/s)	Power (w)
0.5	0.02864
1	0.4951
2	0.0246
3	0.0246
4	0.0386
5	0.0505
6	0.0674

آزادی نیاز خواهد بود. توان محاسبه شده برای سرعت های مختلف در جدول ۳ ارائه شده است:

در جدول ۳، به منظور ایجاد یک مبنای مقایسه برای فرآیند بهینه سازی، توان برداشت شده از مولد در حالتی که طول راد ثابت در نظر گرفته شده است، بدون اعمال هیچ گونه الگوریتم بهینه سازی محاسبه شده است. بررسی حاضر برای محدوده ای از سرعت های باد بین ۰/۵ تا ۶ متر بر ثانیه صورت گرفته و نتایج به عنوان مرجع پایه برای ارزیابی بهبود عملکرد در حالت بهینه سازی شده استفاده شده است.

۵.۳. روش کنترلی

در راستای برداشت بالاترین انرژی همواره باید تلاش شود فرکانس طبیعی سازه در راستای برداشت بالاترین انرژی همواره باید تلاش شود فرکانس طبیعی سازه $(\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{mL^3}})$ و فرکانس ریزش گردابه $(\omega_s = 2\pi S \frac{V}{D})$ نزدیک به هم باشند. شایان ذکر است جهت جلوگیری از ناپایداری، یک حاشیه ی پایداری برای تطابق فرکانس طبیعی و فرکانس گردابه در هر لحظه در نظر گرفته شده است. برای هم راستا کردن فرکانس طبیعی سازه با فرکانس ریزش گردابه، لازم است یکی از پارامترهای مؤثر در فرکانس طبیعی تغییر یابد، به گونه ای که در فرکانس ریزش گردابه تأثیر نگذارد. از آنجا که قطر سازه در ممان اینرسی اثرگذار است و تغییر آن موجب تغییر در رفتار آئرو دینامیکی جریان می شود، پارامتر اخیر ثابت در نظر گرفته شده است. بنابراین، فقط پارامترهای جرم و طول، قابلیت تنظیم دارند. در پژوهش حاضر، با استفاده از مکانیزم معرفی شده در بخش بعد، تغییر طول به عنوان راهکار کنترلی انتخاب شده است. به منظور تعیین طول بهینه، از روش کنترل بهینه و بهینه سازی دینامیکی با هدف به دست آوردن مجموعه ای از متغیرهای تصمیم گیری وابسته به زمان برای بهینه سازی تابع معیار عملکرد استفاده شده است. در پژوهش حاضر، از توابعی آماده در حل مسئله ی بهینه سازی دینامیکی استفاده شده است، که توسط سیزنیار و همکارانش (۲۰۰۶)^[۱۸] ارائه شده است. معیار عملکرد به فرم بولزا (رابطه ی ۹) است:

$$J(u(t), p) = G(x(t_f), p, t_f) + \int_0^{t_f} F(x(t), u(t), p, t) dt \quad (9)$$

در پژوهش حاضر، فرآیند بهینه سازی با هدف بیشینه سازی توان برداشت شده از سازه ی ارتعاش پذیر انجام شده است. برای این منظور، مسئله ی بهینه سازی

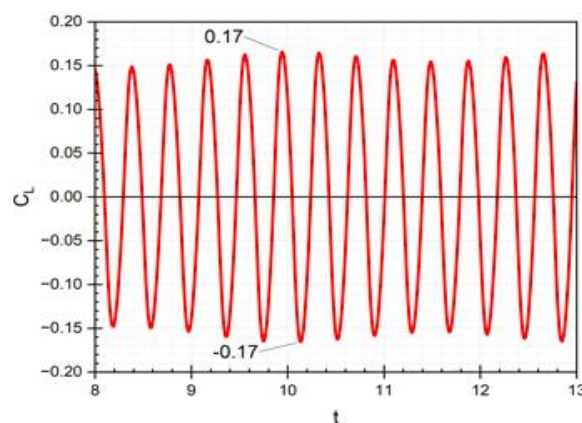


Figure 8. Lift coefficient at critical speed.

شکل ۸. ضریب لیفت در سرعت بحرانی.

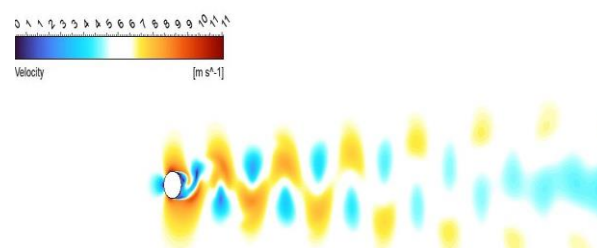


Figure 9. Critical speed contour.

شکل ۹. کانتور سرعت بحرانی.

موج ها، نشانگر وضعیت قفل شدگی^{۲۵} بین فرکانس طبیعی سازه و فرکانس ریزش گردابه است، که در این حالت، بیشینه ی توان ارتعاشی و در نتیجه بیشترین بازده برداشت انرژی حاصل می شود.

در شکل ۹، الگوی میدان سرعت اطراف میله در جریان عبوری باد مشاهده می شود؛ که مطابق آن، در ناحیه ی پشت میله، گردابه های متناوبی در دو سمت تشکیل شده اند، که در فواصل منظم از سازه جدا می شوند. این پدیده که به ریزش گردابه ی فون کارمن^{۲۶} معروف است، موجب ایجاد نیروهای آئرو دینامیکی نوسانی در راستای عمود بر جریان می شود و عامل اصلی تحریک ارتعاش های عرضی سازه به شمار می آید. تغییرات متناوب ناحیه های با سرعت بالا (قرمز) و پایین (آبی)، نشانگر نوسان های فشار در پشت سازه هستند، که به تناوب تغییر علامت می دهند و در هر چرخه، نیروی برای مثبت و منفی ایجاد می کنند. پایداری و تقارن الگوی اخیر، تأیید کننده ی درستی شبیه سازی عددی و وجود وضعیت قفل شدگی بین فرکانس ریزش گردابه ها و فرکانس طبیعی سازه است.

توان برداشت شده از طریق میرایی به عنوان پارامتر اصلی استخراج انرژی محاسبه می شود. برای توان برداشت شده، از معادله ی ۸ استفاده شده است؛ که بیانگر سهم انرژی استخراج شده از ارتعاش ها در هر سیکل کاری بوده و بر پایه ی فرض جریان پایدار و رفتار سینوسی حرکت تدوین شده است.

$$P_{\text{harm}} = \frac{1}{T_{\text{cyl}}} \int_0^{T_{\text{cyl}}} c_{\text{harm}} \dot{y}^2 dt \quad (8)$$

بر اساس فرضیات ذکر شده، مدل برای بازه ی سرعت باد ۲ تا ۱۰ متر بر ثانیه (ناحیه ی جریان آرام تا نیمه آشفته) معتبر است و در سرعت های بالاتر، به مدل سازی دقیق تر آئرو دینامیکی و اندرکنش سیال با سازه ی چنددرجه ی

$$\min_{u(t), p} \{G(x(t_f), p, t_f)\}$$

$$\begin{aligned} M \dot{x}(t) &= f(x(t), u(t), p, t) \\ x(t_0) &= x_0(p) \\ h(x(t), u(t), p, t) &= 0 \\ g(x(t), u(t), p, t) &\leq 0 \\ x(t)^L &\leq x(t) \leq x(t)^U \\ u(t)^L &\leq u(t) \leq u(t)^U \\ p^L &\leq p \leq p^U \end{aligned} \quad (13)$$

به منظور استخراج مسئله‌ی NLP، معادله‌های دیفرانسیل با استفاده از روش کالوکیشن بر روی المان محدود به معادله‌های جبری تبدیل شده‌اند. سپس معادله‌های باقی‌مانده به عنوان مجموعه‌ای از معادله‌های جبری شکل گرفته و حل شده‌اند. روش حل با چندجمله‌ای لاگرانژ بر روی المان i ، $\xi_i \leq t \leq \xi_{i+1}$ تقریب زده می‌شود. حال به بیان معادله‌ی پیوستگی، که موردنیاز پس از گسسته‌سازی رابطه‌ی ۹ بر روی المان‌های محدود، برای متغیرهای حالت و سایر محدودیت‌های برابری و نابرابری دیگر است، توسط رابطه‌ی ۱۴ پرداخته شده است.

$$\begin{aligned} \min_{x_{ij}, u_{ij}, \Delta\zeta_i, p} \{G(x(t_f), p, t_f)\} \\ \text{such that} \\ x_{i0} - x_0(p) &= 0 \\ r(t_{ik}) &= 0 \quad i=1, \dots, NE \quad k=1, \dots, K_x \\ x_{i0} - x_{K_x}^{i-1}(\zeta_i) &= 0 \quad i=2, \dots, NE \\ x_f - x_{K_x}^{NE}(\zeta_{NE+1}) &= 0 \\ u_i^L \leq u_{K_x}^i(\zeta_i) &\leq u_i^U \quad i=1, \dots, NE \\ u_i^L \leq u_{K_x}^i(\zeta_{i+1}) &\leq u_i^U \quad i=1, \dots, NE \\ u_{ij}^L \leq u_{K_x}(\tau_j) &\leq u_{ij}^U \quad i=1, \dots, NE \quad j=1, \dots, K_u \\ x_{ij}^L \leq x_{K_x}(\tau_j) &\leq x_{ij}^U \quad i=1, \dots, NE \quad j=1, \dots, K_x \\ \Delta\zeta_i^L \leq \Delta\zeta_i &\leq \Delta\zeta_i^U \quad i=1, \dots, NE \\ p^L \leq p &\leq p^U \\ \sum_{i=1}^{NE} \Delta\zeta_i &= \zeta_{total} \\ h(t_{ij}, x_{ij}, u_{ij}, p) &= 0 \\ g(t_{ij}, x_{ij}, u_{ij}, p) &\leq 0 \end{aligned} \quad (14)$$

برای حل این مسئله در MATLAB، از جعبه ابزار بهینه‌سازی استفاده شده است؛ که شامل چندین برنامه برای حل مسائل بهینه‌سازی است؛ که در این مورد، تابع fmincon انتخاب شده است.

همان‌گونه که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، خروجی فرآیند بهینه‌سازی در قالب یک کنترل‌کننده‌ی فیدبک غیرخطی^{۲۷} به سامانه‌ی برداشت انرژی اعمال شده است؛ که بر مبنای روش مستقیم در حل مسائل کنترل بهینه‌ی طراحی و با روش غیرمستقیم مبتنی بر معادله‌های کوش-همیلتون تلفیق شده است.

به صورت یک مسئله‌ی کنترل بهینه‌ی غیرخطی (NLP) با استفاده از الگوریتم درونی تابع fmincon در محیط MATLAB حل شده است. تابع هدف به صورت رابطه‌ی ۱۰ تعریف شده است:

$$J = \int_0^T [(P_{\max} - P(t))^2 + \alpha L(t)^2] dt \quad (10)$$

که در آن، $P(t)$ توان لحظه‌ای برداشت‌شده، $P_{\max}$ بیشترین توان ممکن در شرایط تشدید، و α وزن جریمه برای تغییرات سریع طول است تا از نوسان‌های شدید مکانیزم جلوگیری شود. متغیرهای تصمیم، شامل: طول مؤثر راد $L(t)$ ، ضریب میرایی C ، و سختی مؤثر k هستند. پارامترهای ثابت، شامل: جرم سازه m ، چگالی هوا ρ ، ضریب برآ C_L ، و قطر مؤثر D هستند. قیود مسئله نیز به صورت رابطه‌ی ۱۱ تعریف شده‌اند:

$$\begin{aligned} L_{\min} &\leq L(t) \leq \dot{L}(t) \\ L_{\max} &\leq \dot{L}_{\lim} \\ |y(t)| &\leq y_{\max} \end{aligned} \quad (11)$$

به منظور جلوگیری از ناپایداری دینامیکی، در هر تکرار عددی تطابق بین فرکانس طبیعی و فرکانس ریزش گردابه با این شرط (رابطه‌ی ۱۲) کنترل شده است:

$$|\omega_n - \omega_s| \leq 0.05\omega_s \quad (12)$$

نتایج بهینه‌سازی در قالب تغییرات زمانی طول و توان برداشت‌شده در شکل ۱۰ مشاهده می‌شوند؛ که مطابق آن، الگوریتم پیشنهادی با تغییر پیوسته‌ی طول، شرایط تشدید را حفظ کرده و توان خروجی را بهینه ساخته است.

به منظور بیشینه‌سازی توان خروجی، یک مسئله‌ی کنترل بهینه با در نظر گرفتن پارامترهای طراحی (طول، سختی، و میرایی) و شرایط کنترلی (محدوده‌ی جابجایی، محدوده‌ی نیروی محرک، و محدودیت‌های فیزیکی سیستم) فرموله شده است. مدل بهینه‌سازی براساس کمینه‌سازی تابع هدف، شامل: مجموع خطاها و توان تلف‌شده تحت قیود دینامیکی و فیزیکی اجرا شده است. در نهایت، فرآیند بهینه‌سازی به صورت یک مسئله‌ی کنترل بهینه‌ی غیرخطی (NLP) با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی عددی پیاده‌سازی شده است، که دیاگرام بلوکی آن در شکل ۹ مشاهده می‌شود. لذا مسئله‌ی کنترل به صورت رابطه‌ی ۱۳ در نظر گرفته شده است:

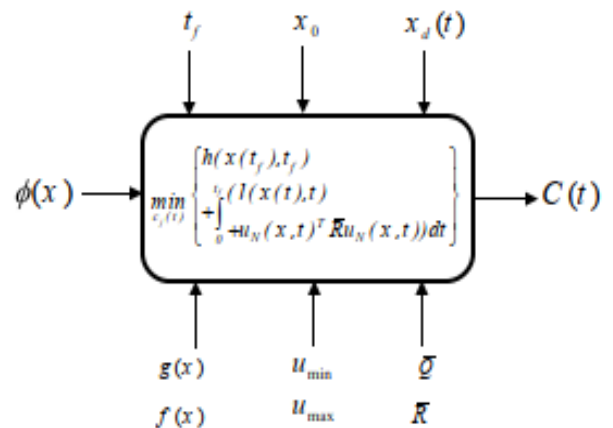


Figure 10. Nonlinear optimization.

شکل ۱۰. بهینه‌سازی غیرخطی.

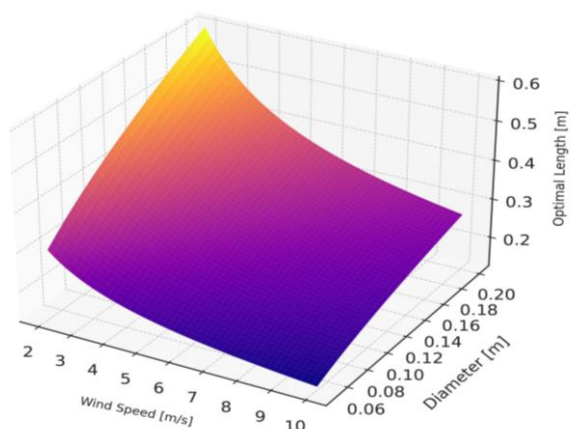


Figure 11. 3D plot of optimal length versus wind velocity and structure diameter.

شکل ۱۱. نمودار سه‌بعدی طول بهینه بر حسب سرعت باد و قطر سازه.

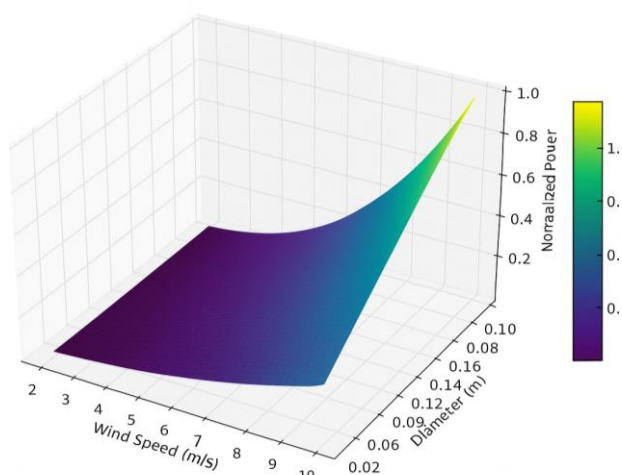


Figure 12. 3D plot of extracted power versus wind velocity and structure diameter.

شکل ۱۲. نمودار سه‌بعدی توان استخراجی بر حسب سرعت باد و قطر سازه.

در تحلیل کنونی، طول بهینه به حالتی اطلاق می‌شود که در آن، فرکانس طبیعی سازه با فرکانس برانگیزش گردابه‌ای منطبق یا نزدیک‌ترین مقدار ممکن باشد. این تطابق موجب افزایش دامنه‌ی ارتعاش‌ها و در نتیجه افزایش توان قابل استحصال از جریان باد می‌شود.

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که با افزایش سرعت باد، طول بهینه کاهش یافته است، در حالی که با افزایش قطر، طول بهینه رشد کرده است.

همان‌گونه که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، توان برداشت‌شده از مولد، تابعی غیرخطی از سرعت باد و قطر سازه است، به‌طوری که نواحی مشخصی از ترکیب دو پارامتر مذکور، عملکرد بهینه‌ی سیستم را نشان می‌دهند.

در شکل ۱۳، طول بهینه، یک روند یکنواخت کاهشی دارد؛ زیرا برای هم‌فازماندن با ورتکس‌شدینگ ($\omega_s \propto V$)، باید فرکانس طبیعی سازه همگام شود؛ لذا افزایش V مستلزم کاهش طول (افزایش سختی مؤثر) است. از دید طراحی، این منحنی مستقیماً پنجره‌ی کاری مکانیزم تغییر طول را تعیین می‌کند. با دانستن بازه‌ی سرعت‌سایت، می‌توان حدود $L_{\min}$ و $L_{\max}$ ، نرخ تغییر مجاز، و ظرفیت عملگر را انتخاب کرد.

جدول ۴. توان برداشت‌شده در شرایط بهینه و غیربهینه.

Table 4. Extracted power in optimal and non-optimal conditions.

Wind velocity (m/s)	Power at constant length (w)	Extracted power at optimal length (w)	Percentage increase
1	0.34	0.63	85.29
2	1.65	3.34	100.02
3	4.32	7.62	76.39
4	12.97	13.12	1.15
5	9.37	13.43	30.23

استفاده از ترکیب اخیر، موجب حذف بسیاری از محاسبات پیچیده‌ی عددی موجود در روش‌های کلاسیک و تسهیل در پیاده‌سازی الگوریتم کنترلی شده است. مزیت اصلی رویکرد اخیر در آن است که تغییرات سرعت باد در هر لحظه به‌صورت خودکار در سامانه لحاظ می‌شود؛ به‌گونه‌ای که با افزایش یا کاهش سرعت باد، فرکانس ریزش گردابه نیز تغییر می‌کند و کنترل‌کننده با تنظیم طول مؤثر راد، فرکانس طبیعی سازه را به‌صورت لحظه‌ای با آن هم‌تراز می‌سازد. بدین ترتیب، سامانه در ناحیه‌ی تشدید کنترل‌شده باقی می‌ماند و بیشینه‌ی توان قابل برداشت حاصل می‌شود.

نتایج عددی نشان می‌دهند که به‌کارگیری روش کنترلی مذکور، توان برداشت‌شده از سامانه را در مقایسه با حالت بدون کنترل، به‌طور میانگین بین ۷۵ تا ۱۲۰ درصد افزایش داده است. جزئیات تغییرات توان و مقادیر بهینه‌ی طول در سرعت‌های مختلف باد در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

نتایج ارائه‌شده در جدول ۴ نشان می‌دهند که تغییر طول مؤثر راد، تأثیر مستقیم در توان برداشت‌شده از مولد دارد. در حالتی که سرعت باد مساوی ۴ متر بر ثانیه بوده است، مقدار طول بهینه تقریباً برابر با طول ثابت اولیه‌ی راد و توان برداشت‌شده نیز فقط حدود ۱/۱۵٪ بیشتر از حالت پایه بوده است؛ بنابراین، در این شرایط، اختلاف عددی اندکی میان دو حالت وجود دارد.

در سایر شرایط کاری و به‌ویژه در سرعت‌های بالاتر، اعمال کنترل بهینه‌ی طول موجب افزایش توان برداشت‌شده تا بیشینه‌ی حدود ۱۰۰/۰۲٪ نسبت به حالت پایه شده است؛ که نشان می‌دهد تطبیق لحظه‌ای فرکانس طبیعی سازه با فرکانس ریزش گردابه‌ها منجر به بیشینه‌سازی پاسخ ارتعاشی و افزایش بازده انرژی برداشت‌شده از باد شده است.

به‌منظور تحلیل جامع‌تر، تأثیر دو پارامتر کلیدی سرعت باد و قطر سازه نیز بر طول بهینه‌ی تیر ارتعاش‌پذیر بررسی شده است. نتایج به‌صورت نمودارهای سه‌بعدی (شکل‌های ۱۱ و ۱۲) ارائه شده‌اند تا امکان تحلیل هم‌زمان اثر دو متغیر مذکور فراهم شود. تأثیر ترکیبی سرعت باد و قطر سازه بر طول بهینه‌ی تیر ارتعاش‌پذیر براساس شبیه‌سازی عددی دوبعدی در محیط MATLAB و با استفاده از مدل دینامیکی جرم-فنر-میرایی انجام شده است. در روش مذکور، با تغییر هم‌زمان سرعت باد و قطر سازه در بازه‌های تعیین‌شده، فرکانس طبیعی سازه (ω_n) و فرکانس ریزش گردابه (ω_s) محاسبه و طول بهینه‌ی تیر به‌گونه‌ای تعیین شده است که نسبت ω_n / ω_s کمینه‌ی اختلاف را داشته باشد.

کنترل‌کننده‌ی فیدبک غیرخطی تولید و مکانیزم فقط در زمان تغییر محسوس سرعت باد فعال شده است.

برای ارزیابی عملی بودن سامانه‌ی مذکور، توان مصرفی مکانیزم خطی در شرایط واقعی برآورد و فرض شده است که محرک الکترومکانیکی با توان نامی ۱۰ وات قادر به تغییر طولی معادل ۰/۰۵ متر در مدت زمان ۱ ثانیه باشد. انرژی مصرفی هر سیکل تغییر طول مطابق رابطه‌ی ۱۵ محاسبه شده است:

$$E_{act} = P_{motor} t = 10 \times 1 = 10J \quad (15)$$

درحالی‌که انرژی برداشت‌شده از ارتعاش‌ها در همان شرایط (برای سرعت باد متوسط ۴ متر بر ثانیه) طبق جدول ۴، حدود ۱۳ ژول برآورد شده است. با در نظر گرفتن اینکه تغییر طول فقط در بازه‌های زمانی کوتاه انجام شده است، نسبت واقعی انرژی مصرفی مکانیزم به انرژی برداشت‌شده در طول زمان بهره‌برداری کمتر از ۲٪ بوده است.

نتایج نشان می‌دهند که مصرف توان مکانیزم در مقایسه با افزایش تا بیش از ۱۰۰٪ توان برداشت‌شده (جدول ۴)، کاملاً ناچیز و استفاده از آن از دیدگاه انرژی کاملاً مقرون به صرفه بوده است. در نتیجه، به کارگیری مکانیزم اخیر ضمن حفظ پایداری سازه، سبب هم‌زمانی پیوسته‌ی فرکانس طبیعی با فرکانس ریزش گردابه و افزایش چشمگیر بازده برداشت انرژی شده است.

در مرحله‌ی نهایی تحلیل، با توجه به اینکه در توربین‌های بادی بدون پره، انرژی از طریق نوسان‌های بدنه ناشی از پدیده‌ی (VIV) استخراج می‌شود، بررسی رفتار میرایی مصالح سازه‌ای اهمیت ویژه‌ای می‌یابد. میرایی مصالح تأثیر مستقیمی در پایداری دینامیکی و توان خروجی مؤثر دارد، زیرا بخشی از انرژی ارتعاشی به صورت گرما هدر می‌رود و فقط بخشی از آن به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود.

برای مدل‌سازی رفتار اخیر، از مدل ویسکوالاستیک به منظور شبیه‌سازی اثر میرایی داخلی مصالح استفاده شده است. این نوع میرایی به زمان و تاریخچه تغییر شکل وابسته است و به صورت یک پدیده‌ی حافظه‌دار در نظر گرفته می‌شود. یکی از مدل‌های متداول در این زمینه، مدل Kelvin-Voigt است، که در عین سادگی، توانایی مناسبی در توصیف رفتار میرایی خطی مواد پلیمری و کامپوزیتی دارد.

در چارچوب مدل Kelvin-Voigt، نیروی مقاوم در برابر تغییر شکل، ترکیبی از نیروی الاستیک ناشی از سختی ماده و نیروی ویسکوز وابسته به نرخ تغییر شکل است. بنابراین، معادله‌ی حرکت سیستم با در نظر گرفتن میرایی ویسکوالاستیک به صورت رابطه‌ی ۱۶ اصلاح شده است:

$$f(x, t) = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} m + \frac{\partial y^5}{\partial^4 x \partial t} \eta + \frac{\partial y^4}{\partial^4 x} EI \quad (16)$$

که در آن، $\frac{\partial y^4}{\partial^4 x} EI$ سختی خمشی، $\frac{\partial y^5}{\partial^4 x \partial t}$ میرایی ویسکوالاستیک (وابسته به مشتق زمانی تغییر شکل خمشی)، $\frac{\partial y^2}{\partial^2 t} m$ نیروی لختی، و $f(x, t)$ نیروی تحریک (نیروی حاصل از نوسانات ورتکس) هستند.

در شکل ۱۵، توان استخراج‌شده‌ی نرمال‌شده برای هسته‌هایی با جنس‌های مختلف بدنه در حضور میرایی ویسکوالاستیک مقایسه شده است. لذا، فرض

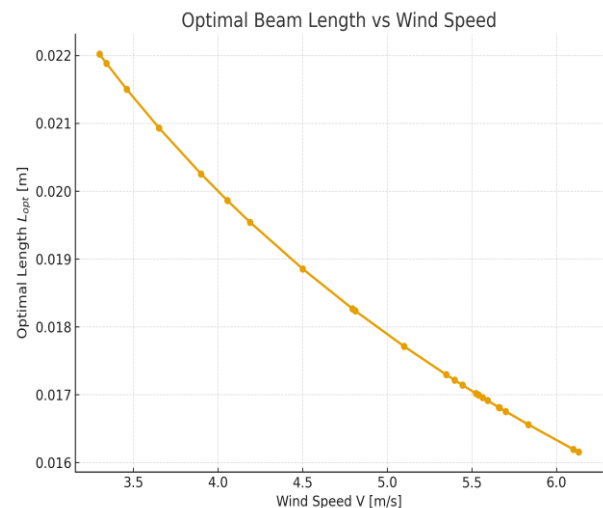


Figure 13. Optimal beam length vs wind speed.

شکل ۱۳. طول بهینه در برابر سرعت باد.

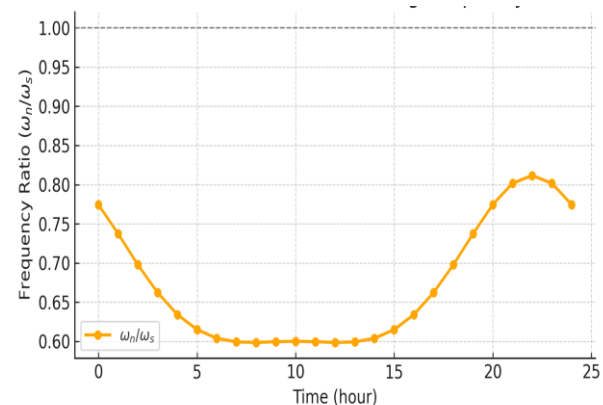


Figure 14. Ratio of structural natural frequency to vortex-shedding frequency.

شکل ۱۴. نسبت فرکانس طبیعی سازه به فرکانس ریزش گردابه.

در شکل ۱۴، نسبت فرکانس طبیعی سازه به فرکانس ریزش گردابه (ω_n / ω_s) مشاهده می‌شود؛ که مطابق آن، مقدار نسبت (ω_n / ω_s) در محدوده‌ی تقریباً ثابت و نزدیک به ۰/۶ باقی مانده است. این امر بیانگر عملکرد مناسب سامانه‌ی کنترل طول راد در هم‌زمان‌سازی نسبی فرکانس‌ها و حفظ سیستم در ناحیه‌ی نیمه‌تشدید است. با افزایش سرعت باد، فرکانس تحریک گردابه‌ای افزایش و طول راد کاهش یافته است، تا نسبت فرکانسی در همان بازه‌ی پایدار باقی بماند. پایداری نسبت فرکانسی در بازه‌ی زمانی ۲۴ ساعته نشان می‌دهد که کنترل‌کننده به صورت پیوسته توانسته است با تغییر طول سازه، شرایط ارتعاشی را در محدوده‌ی بیشینه‌ی توان برداشت حفظ کند، هر چند هم‌فرکانسی کامل (نسبت برابر با ۱) حاصل نشده است.

در پژوهش حاضر، مکانیزم تغییر طول راد به صورت یک سامانه‌ی الکترومکانیکی خطی مجهز به سروموتور و پیچ بال اسکرو طراحی و مدل‌سازی شده است. این مکانیزم قادر است طول مؤثر سازه را در بازه‌ای حدود ۰/۲ تا ۰/۶ متر (معادل تقریباً ۲۰ تا ۳۰ درصد تغییر نسبت به طول اولیه) تنظیم کند. محدوده‌ی مذکور براساس نتایج به دست آمده از تحلیل عددی (شکل ۱۰) تعیین شده و هدف از آن، حفظ تطابق بین فرکانس طبیعی سازه و فرکانس ریزش گردابه در سرعت‌های مختلف باد بوده است. فرمان تغییر طول در هر لحظه توسط

در ناحیه‌ی تشدید را دارد و در شرایط ناپایدار باد نیز منجر به پایداری و افزایش بازده می‌شود. از سوی دیگر، ترکیب هسته‌ی لانه‌زنبوری با نسبت پواسون مثبت و لایه‌های تقویت‌شده با GPL، موجب بهبود رفتار ارتعاشی و افزایش استحکام ویژه‌ی سازه شده است. در مقایسه با تقویت‌کننده‌های CNT، استفاده از GPL ضمن کاهش وزن و هزینه‌ی ساخت، بازده فرکانسی را به میزان تقریبی ۱۰ تا ۱۲ درصد افزایش داده است. از دیدگاه صنعتی، نتایج پژوهش حاضر می‌تواند در طراحی نسل جدیدی از توربین‌های بادی بدون پره با مکانیزم تطبیق‌پذیر استفاده شود. چنین سامانه‌هایی در مقیاس کوچک و محیط‌های شهری، بدون نیاز به پره و گیربکس، قادر به برداشت انرژی از بادهای کم‌سرعت هستند و با کنترل بلادرنگ طول مؤثر، پایداری ارتعاشی و دوام سازه‌ای بیشتری نسبت به سامانه‌های متداول خواهند داشت.

"فهرست علائم"

E_c	مدول الاستیسیته هسته
E_c	مدول الاستیسیته هسته
E_0	مدول الاستیسیته آلومینیوم
G_c	مدول برشی هسته
G_0	مدول برشی آلومینیوم
ρ_c	چگالی هسته
ρ_0	چگالی جرم آلومینیوم
ν_{core}	ضریب پواسون هسته
ν_{CNT}	ضریب پواسون نانولوله‌ی کربنی
z	مختصات در راستای ضخامت
h	ضخامت کل تیر
e_m	ضریب توزیع
W_{GPL}	کسر وزنی نانوصفحه‌های گرافنی
ρ_{GPL}	چگالی نانوصفحه‌های گرافنی
E_m	مدول الاستیسیته ماتریس پلیمری
ρ_m	چگالی ماتریس
V_{i1}	کسر حجمی نانوصفحات گرافنی در توزیع (GPL-U)
V_{i2}	کسر حجمی نانوصفحات گرافنی در توزیع (GPL-A)
V_{i3}	کسر حجمی نانوصفحات گرافنی در توزیع (GPL-S)
V_{CNT}^*	کسر حجمی مؤثر نانولوله‌های کربنی
ρ_{CNT}	چگالی نانولوله کربنی
η_1	نسبت ارتفاع به طول سلول
η_3	نسبت ضخامت به طول مشخصه‌ی سلول
S	عدد استروهل
V	سرعت جریان سیال
D	قطر استوانه
P_{harm}	توان برداشت‌شده
C_{harm}	ضریب میرایی برداشت‌کننده انرژی
T_{cyl}	دوره تناوب ارتعاش استوانه

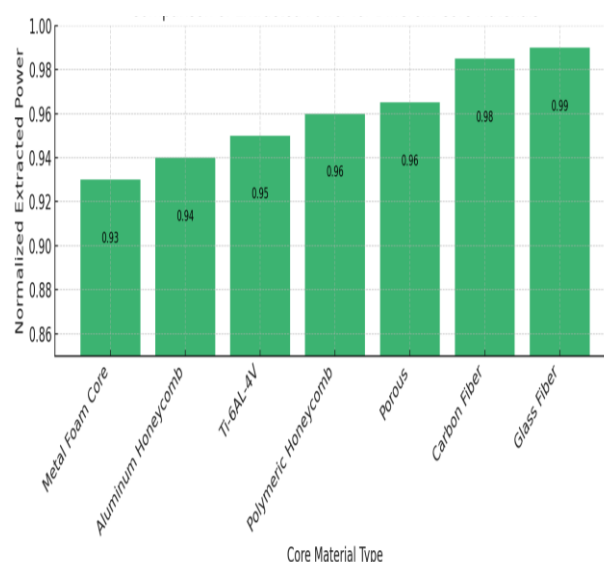


Figure 15. Extracted power for different materials considering viscoelastic damping.

شکل ۱۵. توان استخراجی برای جنس‌های مختلف با احتساب میرایی ویسکوالاستیک.

شده است که افزایش میرایی موجب کاهش دامنه‌ی نوسان و در نتیجه کاهش توان برداشت‌شده می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، فوم فلزی و هسته‌های لانه‌زنبوری، عملکرد ضعیف‌تری نسبت به الیاف کربن و شیشه داشته‌اند.

بررسی نتایج عددی نشان می‌دهد که تغییرات مشاهده‌شده در توان برداشت‌شده، فرکانس طبیعی، و طول بهینه‌ی راد، کاملاً منطبق بر رفتار فیزیکی سیستم تحت اثر پدیده‌ی ریزش گردابه‌ها (VIV) بوده‌اند. با افزایش سرعت باد، فرکانس ریزش گردابه افزایش یافته است. در نتیجه برای حفظ شرط هم‌فرکانسی، طول مؤثر سازه باید کاهش یابد، تا فرکانس طبیعی افزایش یابد. این رفتار در نمودارهای سه‌بعدی طول بهینه و توان برداشت‌شده (شکل‌های ۱۱ و ۱۲) به‌خوبی مشاهده می‌شود.

از سوی دیگر، در سرعت‌های پایین‌تر، فاصله‌ی فرکانسی بین سازه و گردابه‌ها بیشتر بوده و توان برداشت‌شده کمتر شده است، اما با نزدیک‌شدن دو فرکانس مذکور در ناحیه‌ی تشدید، بیشینه‌ی دامنه‌ی ارتعاش و در نتیجه بیشینه‌ی توان قابل استحصال به‌دست آمده است. این تحلیل با روابط حاکم دینامیکی مدل جرم-فنر-میرایی (روابط ۶ و ۷) سازگار است و نشان می‌دهد کنترل هم‌زمان طول راد و سختی معادل، کلید دست‌یابی به بازدهی بالا در توربین‌های بدون پره است.

۴. نتیجه‌گیری

نتایج پژوهش حاضر نشان می‌دهند که استفاده از روش کنترل بهینه‌ی پیشنهادی موجب افزایش قابل‌توجه توان برداشت‌شده از مولدهای بادی بدون پره می‌شود. مقایسه‌ی عددی نتایج با حالت طول ثابت نشان می‌دهد که در سرعت‌های پایین و متوسط باد (۱ تا ۵ متر بر ثانیه)، توان خروجی در مدل بهینه به‌طور میانگین حدود ۵۸٪ بیشتر از حالت ثابت بوده است. بیشترین افزایش توان در سرعت باد ۲ متر بر ثانیه مشاهده می‌شود، که برابر با ۱۰۰٪ بوده است، در حالی که در سرعت‌های بالاتر، اختلاف کمتر ولی همچنان مثبت باقی مانده است؛ که تأیید می‌کند مکانیزم کنترل طول راد، توانایی حفظ سازه

References – منابع

1. Chizfahm, A., Yazdi, E.A. and Eghtesad, M., 2018. Dynamic modeling of vortex induced vibration wind turbines. *Renewable Energy*, 121, pp.632-643. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.038>
2. Villarreal, D.Y. and SL, V.B., 2018. VIV resonant wind generators. *Vortex Bladeless SL*. DOI: N/A. [VortexGreenPaper_en.pdf](https://doi.org/10.1016/j.vortex.2018.01.001)
3. Han, P., De Langre, E., Thompson, M.C., Hourigan, K. and Zhao, J., 2023. Vortex-induced vibration forever even with high structural damping. *Journal of Fluid Mechanics*, 962, p.A13. <https://doi.org/10.1017/jfm.2023.268>
4. Williamson, C.H.K. and Govardhan, R., 2008. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations. *Journal of Wind engineering and industrial Aerodynamics*, 96(6-7), pp.713-735. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2007.06.019>
5. Bernitsas, M.M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y. and Garcia, E.M.H., 2006, January. VIVACE (vortex induced vibration aquatic clean energy): a new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow. In *International conference on offshore mechanics and arctic engineering* (Vol. 47470, pp. 619-637). <https://doi.org/10.1115/1.2957913>
6. Huque, Z., Zemmouri, F., Lu, H. and Kommalapati, R.R., 2024. Fluid-Structure interaction simulations of wind turbine blades with pointed tips. *Energies*, 17(5), p.1090. <https://doi.org/10.3390/en17051090>
7. Salvador, C.S., Teresa, J.A., Martinez, J.M., Bacasnot, M.C., Orilla, K.V., Cabana, R.J. and Ladaran, W.I., 2017, August. Design and construction of arc shaped and disc shaped pendulum for vortex bladeless wind generator. In *2017 25th International conference on systems engineering (ICSEng)* (pp. 363-369). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICSEng.2017.39>
8. Francis, S., Umesh, V. and Shivakumar, S., 2021. Design and analysis of vortex bladeless wind turbine. *Materials Today: Proceedings*, 47, pp.5584-5588. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.03.469>
9. Franzini, G.R. and Bunzel, L.O., 2018. A numerical investigation on piezoelectric energy harvesting from Vortex-Induced Vibrations with one and two degrees of freedom. *Journal of Fluids and Structures*, 77, pp.196-212. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2017.12.007>
10. Azadi Yazdi, E., 2020. Optimal control of a broadband vortex-induced vibration energy harvester. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 31(1), pp.137-151. <https://doi.org/10.1177/1045389X19888711>
11. Yazdi, E.A., 2018. Nonlinear model predictive control of a vortex-induced vibrations bladeless wind turbine. *Smart Materials and Structures*, 27(7), p.075005. <https://doi.org/10.1088/1361-665X/aac0b6>
12. Hasani, M. and Rahaghi, M.I., 2022. The optimization of an electromagnetic vibration energy harvester based on developed electromagnetic damping models. *Energy Conversion and Management*, 254, p.115271. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115271>
13. Mohamed, Z., Soliman, M., Feteha, M. and Saber, E., 2025. A novel optimal design approach for bladeless wind turbines considering mechanical properties of composite materials used. *Scientific Reports*, 15(1), p.1355. <https://www.nature.com/articles/s41598-024-82385-9>
14. Kang, H., Kook, J., Lee, J. and Kim, Y.K., 2024. A novel small-scale bladeless wind turbine using vortex-induced vibration and a discrete resonance-shifting module. *Applied Sciences*, 14(18), p.8217. <https://doi.org/10.3390/app14188217>
15. Awadallah, M.O., Jiang, C., el Mactar, O. and Hassan, A.A., 2025. Boosting energy harvesting efficiency from wake-induced vibration using a multi-cylinder configuration. *Applied Energy*, 381, p.125181. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.125181>
16. Breen, J., Mallik, W. and Adhikari, S., 2025. Performance analysis and geometric optimization of bladeless wind turbines using wake oscillator model. *Renewable Energy*, p.123549. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.123549>
17. Safari, M., Mohammadimehr, M. and Ashrafi, H., 2023. Forced vibration of a sandwich Timoshenko beam made of GPLRC and porous core. *Struct. Eng. Mech*, 88(1), pp.1-12. <https://doi.org/10.12989/sem.2023.88.1.001>
18. Cizniar, M and Fikar, M and Latifi M (2006) Matlab dynamic optimisation code dynopt. user's guide . KIRP FCHPT STU, Bratislava .Epub ahead of print 2006 .