

Hybrid Passive Vibration Control of a Wind Turbine Blade Integrating Acoustic Black Hole (ABH), Viscoelastic Damping, and Non-linear Roller Damper (NRD)

Reza Fazaeli Toroghi*, Ali Akbar Akbari^{id}*

Mechanical Engineering Department, Ferdowsi University of Mashhad

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: August 22, 2026

Revised: September 20, 2026

Accepted: September 27, 2026

ePublished: October 22, 2026

ABSTRACT

The increasing size and structural flexibility of megawatt-scale wind turbine blades make them highly susceptible to edgewise vibrations under rotating dynamic loads. Conventional passive control methods, such as tuned mass dampers (TMDs), effectively mitigate vibrations but add auxiliary mass, thereby increasing static root loads. This study proposes a novel, fully passive hybrid control framework integrating a one-dimensional Acoustic Black Hole (1D-ABH), a localized viscoelastic damping layer, and a Nonlinear Roller Damper (NRD) to simultaneously suppress edgewise vibrations and reduce blade mass. A two-degree-of-freedom (2-DOF) nonlinear coupled dynamic model is derived based on rotating Euler-Bernoulli beam theory, incorporating centrifugal stiffening, Coriolis forces, and rolling friction. The governing equations are solved using the variable-step Runge-Kutta method across ten distinct operational scenarios. The results reveal that a bare ABH structure, despite reducing mass, increases steady-state vibration amplitudes by 20.7% due to localized stiffness degradation. Adding a viscoelastic layer compensates for this reduction, yielding a 15.78% vibration decrease. Ultimately, the optimal hybrid configuration (Scenario 8) achieves a **15.4% total blade mass reduction** while providing a **21.53% decrease in steady-state RMS displacement** and a 33.87% reduction in peak amplitude. These findings demonstrate that the proposed hybrid system offers a highly efficient strategy for structural lightweighting and robust vibration suppression in modern wind turbine blades.

Keywords: Wind Turbine Blade, Edgewise Vibration, Acoustic Black Hole (ABH), Nonlinear Roller Damper (NRD), Passive Vibration Control.

How to cite this article

Fazaeli Toroghi R, Akbari A A, Hybrid Passive Vibration Control of a Wind Turbine Blade Integrating Acoustic Black Hole (ABH), Viscoelastic Damping, and Non-linear Roller Damper (NRD). Modares Mechanical Engineering; 2027;27(02): 169-182.

*Corresponding author's email: re.fazaeli@mail.um.ac.ir, Akbari@mail.um.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0000-0002-1577-0521



Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



کنترل غیرفعال ارتعاشات لبه‌ای پره توربین بادی با تلفیق سیاهچاله آکوستیکی (ABH)، لایه ویسکوالاستیک و مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی (NRD)

رضا فضاییلوی طرقي *، علی اکبر اکبری *

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد، ایران

چکیده

افزایش ابعاد و انعطاف‌پذیری پره‌های توربین‌های بادی، آن‌ها را به شدت در برابر ارتعاشات عرضی در صفحه لبه‌ای (Edgewise) تحت بارگذاری‌های دینامیکی دوار حساس می‌سازد. راهکارهای غیرفعال متداول مانند جذب‌کننده‌های جرم تنظیم‌شده (TMD)، اگرچه موثر هستند، اما به دلیل افزودن جرم کمکی، بار استاتیکی ریشه پره را افزایش می‌دهند. در این پژوهش، یک سیستم کنترلی ترکیبی و کاملاً غیرفعال متشکل از سیاهچاله آکوستیکی یک‌بعدی (ID-ABH)، لایه ویسکوالاستیک موضعی و مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی (NRD) برای کنترل ارتعاشات لبه‌ای و کاهش جرم پره پیشنهاد شده است. مدل‌سازی ریاضی بر پایه تئوری تیر اویلر-برنولی دوار همراه با معادلات حاکم ۲ درجه آزادی غیرخطی کوپل‌شده استخراج شده و اثرات سخت‌شوندگی گریز از مرکز، کوریولیس و اصطکاک غلتشی لحاظ گردیده‌اند. پاسخ‌های دینامیکی در ۱۰ سناریوی مختلف با روش رانگه-کوتا حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که سیاهچاله آکوستیکی خام به تنهایی، اگرچه باعث کاهش جرم می‌شود، اما به دلیل تضعیف صلبیت خمشی محلی، دامنه ارتعاشات حالت ماندگار را ۲۰/۷٪ افزایش می‌دهد. افزودن لایه ویسکوالاستیک این ضعف را جبران کرده و ارتعاشات را ۱۵/۷۸٪ کاهش می‌دهد. در نهایت، طرح ترکیبی بهینه (سناریو ۸) هم‌زمان به ۱۵/۴٪ کاهش وزن کل پره و ۲۱/۵۳٪ کاهش در RMS ارتعاشات حالت ماندگار (و ۳۳/۸۷٪ کاهش در پیک نوسانات) دست می‌یابد. این نتایج اثبات می‌کند که سیستم ترکیبی پیشنهادی، راهکاری بسیار کارآمد برای سبک‌سازی سازه‌ای و سرکوب پایدار ارتعاشات در توربین‌های بادی نسل جدید است.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۵/۰۵/۳۱

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۶/۲۹

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۷/۰۵

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۷/۳۰

کلیدواژه‌ها: پره توربین بادی، ارتعاشات لبه‌ای، سیاهچاله آکوستیکی، مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی، کنترل غیرفعال ارتعاشات.

نحوه ارجاع به این مقاله

فضاییلوی طرقي رضا، اکبری علی‌اکبر، کنترل غیرفعال ارتعاشات لبه‌ای پره توربین بادی با تلفیق سیاهچاله آکوستیکی (ABH)، لایه ویسکوالاستیک و مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی (NRD)، مهندسی مکانیک مدرس. ۱۸۲-۱۶۹(۰۲):۱۴۰۵.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Akbari@mail.um.ac.ir , re.fazaeli@mail.um.ac.ir

*شناسه اراکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ۱۵۷۷-۰۵۲۱-۰۰۰۰-۰۰۰۰



۱- مقدمه

با توسعه سریع توربین‌های بادی با توان بالا (در مقیاس مگاوات) و افزایش روزافزون ابعاد پرها جهت استحصال حداکثر انرژی باد، انعطاف‌پذیری سازه‌ای این اجزا به شدت افزایش یافته است [۱]. با این حال، افزایش طول پرها منجر به کاهش شدید میرایی سازه‌ای و افت فرکانس‌های طبیعی می‌گردد. در این میان، ارتعاشات عرضی در صفحه لبه‌ای (Edgewise Vibrations) به دلیل میرایی آئرودینامیکی بسیار ناچیز در مقایسه با ارتعاشات صفحه گردشی (Flapwise)، به شدت تحت تاثیر نیروهای نوسانی گریز از مرکز، گرانج و توربولانس باد قرار می‌گیرند [۲]. این نوسانات مداوم و دامنه بالا، نرخ خرابی ناشی از خستگی را به شدت افزایش داده و طول عمر مفید پره را کاهش می‌دهند. از این رو، ارائه راهکارهای کارآمد برای سرکوب ارتعاشات لبه‌ای بدون تحمیل بار اضافی به سازه، از چالش‌های حیاتی در مهندسی توربین‌های بادی محسوب می‌شود.

برای کنترل ارتعاشات لبه‌ای در پره‌های دوار، سیستم‌های غیرفعال به دلیل قابلیت اطمینان بالا، عدم نیاز به منبع انرژی خارجی و ساختار ساده ترجیح داده می‌شوند. در مطالعه پیشگام ژانگ و همکاران [۳]، استفاده از مستهلک‌کننده غلطکی بر روی یک مدل غیرخطی برای سرکوب ارتعاشات لبه‌ای پیشنهاد شد. همچنین در پژوهش‌های اخیر، عملکرد مستهلک‌کننده‌های غلطکی بیضوی در اتلاف انرژی سازه‌ای اثبات شده است [۴]. در همین راستا، راهکارهای دیگری نظیر به‌کارگیری میراکننده‌های پیزوالکتریک [۵]، سیستم‌های متصل به کابل [۶] و جذب‌کننده‌های جرم تنظیم‌شده غیرخطی [۷] به طور گسترده ارزیابی شده‌اند. با این حال، تمامی میراکننده‌های جرم تنظیم‌شده متداول برای عملکرد موثر نیازمند افزودن جرم پایه (Auxiliary Mass) به پره هستند که این امر بار استاتیکی ریشه پره را افزایش می‌دهد.

در سال‌های اخیر، تکنولوژی سیاهچاله آکوستیکی به عنوان یک روش انقلابی در کاهش جرم و کنترل ارتعاشات معرفی شده است. اثر سیاهچاله آکوستیکی با کاهش تدریجی ضخامت سازه بر اساس یک قانون توان مشخص، سرعت موج خمشی را کاهش داده و انرژی ارتعاشی را در یک منطقه موضعی متمرکز می‌سازد [۸]. مطالعات اخیر بر روی سازه‌های فضایی [۹] و متاسازه‌ها [۱۰] نشان داده‌اند که اگرچه سیاهچاله آکوستیکی باعث سبک‌سازی چشمگیر سازه می‌شود، اما کاهش ضخامت محلی، صلبیت خمشی را تضعیف کرده و دامنه‌های ارتعاشی حالت ماندگار را افزایش می‌دهد. برای برطرف کردن این ضعف، وان و همکاران [۱۱] نشان دادند که پوشش‌دهی منطقه سیاهچاله آکوستیکی با لایه‌های ویسکوالاستیک می‌تواند اتلاف انرژی را به شدت افزایش داده و وزن لایه میرایی را کاهش دهد. همچنین به‌کارگیری پوشش‌های میرایی تنظیم‌شده در پنل‌های سیاهچاله آکوستیکی موجب بهبود رفتار مودی شده است [۱۲].

با وجود پیشرفت‌های اخیر، اغلب مطالعات حوزه سیاهچاله آکوستیکی به سازه‌های ثابت یا تیرهای غیردوار با بارگذاری‌های ساده محدود شده‌اند. تا کنون، رفتار دینامیکی یک پره توربین بادی دوار که هم‌زمان تحت تاثیر کاهش ضخامت سیاهچاله آکوستیکی، میرایی ویسکوالاستیک و نیروهای اصطکاکی-نوسانی ناشی از مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی (NRD) قرار داشته باشد، مورد بررسی قرار نگرفته است. علاوه بر این، نحوه تعامل نیروهای دوار (گریز از مرکز و کوریولیس) با فرکانس‌های متمرکز شده در منطقه سیاهچاله آکوستیکی و تاثیر آن بر عملکرد مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی ناشناخته باقی مانده است.

برای پر کردن این شکاف تحقیقاتی، مقاله حاضر یک سیستم کنترلی ترکیبی و کاملاً غیرفعال را برای پره توربین بادی معرفی می‌کند. در این طرح، بستر سازه‌ای سیاهچاله آکوستیکی یک‌بعدی جهت سبک‌سازی سازه، با یک لایه ویسکوالاستیک موضعی و یک مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی ادغام می‌شود. مدل‌سازی ریاضی بر پایه تئوری تیر اویلر-برنولی دوار همراه با معادلات حاکم استخراج شده و عملکرد دینامیکی سیستم در سناریوهای مختلف جانمایی میراکننده ارزیابی می‌گردد. هدف اصلی این پژوهش، پاسخ به این پرسش اساسی است که آیا ادغام مستهلک‌کننده غلطکی غیرخطی با بستر سیاهچاله آکوستیکی می‌تواند هم‌زمان چالش تضعیف صلبیت سازه‌ای را برطرف کرده و راهکاری بهینه برای کاهش وزن سازه‌ای و سرکوب موثر ارتعاشات حالت ماندگار در پره‌های دوار ارائه دهد یا خیر.

۲- مدل‌سازی ریاضی و پیکربندی سیستم

هدف اصلی این بخش، توسعه یک مدل ریاضی جامع و غیرخطی برای توصیف رفتار دینامیکی کوپل‌شده پره توربین بادی تحت تاثیر تغییرات هندسی، لایه‌های مستهلک‌کننده ویسکوالاستیک و ابزار کنترلی غیرخطی (میراگر غلتکی NRD) است. برای ارائه یک ساختار منسجم و شفاف، روند مدل‌سازی طی چهار زیربخش زیر توسعه یافته است:

۱. مدل ساختاری و هندسی پره (از پره پایه تا طرح ترکیبی سیاهچاله آکوستیکی)؛
۲. استخراج معادلات غیرخطی حرکت ۲ درجه آزادی (۲-DOF) به روش اویلر-لاگرانژ؛
۳. مدل‌سازی نیروهای آیرودینامیکی و نوسانات باد؛
۴. پیوست پارامترهای عددی و پیکربندی سناریوهای ده‌گانه شبیه‌سازی.

۱-۲ توسعه مدل ساختاری و هندسی (از پره پایه تا طرح ترکیبی سیاهچاله آکوستیکی)

گام اول: مدل سازی پره پایه و شکل مود فرض شده

پره توربین بادی به طول L به عنوان یک تیر دوار طره ای اوایلر-برنولی با سرعت زاویه ای ثابت Ω در نظر گرفته می شود. جابه جایی عرضی پره در صفحه لبه ای با استفاده از روش توابع مود فرض شده (Assumed Mode Method) تفکیک می شود:

$$w(x, t) = \Phi(x) \cdot q(t) \quad (1)$$

که در آن $q(t)$ مختصات تعمیم یافته زمان و $\Phi(x)$ تابع شکل مود ارتعاشی با شرط نرمال سازی $L = 1$ است.

شفاف سازی و تقریب شکل مود:

در پره واقعی توربین بادی [۱۳] و به ویژه در طرح پیشنهادی که دارای توزیع جرم متغیر $\mu(x)$ و صلبیت خمشی متغیر $EI(x)$ ناشی از پروفیل سیاهچاله آکوستیکی است، استفاده از تقریب های تحلیلی تیر یکنواخت (مانند توابع سینوسی ساده) منجر به خطای محاسباتی در پارامترهای مودال می شود. از این رو، در این پژوهش برای استخراج دقیق شکل مود پایه خمشی $\Phi(x)$ از روش رایلی-ریتز استفاده شده است. بر این اساس، شکل مود به صورت ترکیب خطی از توابع پایه چند جمله ای مجاز (که شرایط مرزی هندسی تیر طره را ارضا می کنند) تقریب زده می شود:

$$\Phi(x) = c_1 \left(\frac{x}{L}\right)^2 + c_2 \left(\frac{x}{L}\right)^3 \quad (2)$$

که در آن L طول کل پره بوده و ضرایب c_1 و c_2 از طریق حل مسئله مقدار ویژه تعمیم یافته حاصل از انرژی های جنبشی و پتانسیل سیستم استخراج می گردند. ماتریس های جرم و سختی مورد نیاز در این روش، از طریق انتگرال گیری عددی روی توزیع متغیر مکانی خواص پره محاسبه می شوند. شیب مودال نیز متناسب با مشتق این تابع به دست می آید:

$$\Phi'(x) = \frac{2c_1 x}{L^2} + \frac{3c_2 x^2}{L^3} \quad (3)$$

با استفاده از این تقریب دقیق که ماهیت متغیر مقطع پره را به طور کامل پوشش می دهد، جرم تعمیم یافته اولیه (m_0)، سختی تعمیم یافته معادل (k_0) و ضریب میرایی ویسکوز خطی معادل (c_0) برای مود اول ارتعاشی به صورت زیر محاسبه می شوند:

$$m_0 = \int_0^L \mu(x) [\Phi(x)]^2 dx \quad (4)$$

$$k_0 = \int_0^L EI(x) (\Phi''(x))^2 dx, \quad c_0 = 2\zeta_0 m_0 \omega_0 \quad (5)$$

این دقت در استخراج پارامترهای مودال (نظیر m_0 و شیب مودال در محل قرارگیری میراگر)، ارزیابی صحیح برهم کنش دینامیکی میان بستر متغیر سیاهچاله آکوستیکی و میراگر غیرخطی را تضمین می کند.

گام دوم: معرفی هندسه سیاهچاله آکوستیکی و لایه مستهلک کننده

برای غلبه بر چالش هم زمان «تجمع جرم در نوک پره» و «میرایی پایین مواد کامپوزیتی»، فناوری سیاهچاله آکوستیکی وارد مدل ساختاری می شود. پروفیل ضخامت موضعی $h(x)$ در ناحیه تعبیه سیاهچاله آکوستیکی (از موقعیت شروع x_{start} تا نوک پره L) بر اساس یک تابع توانی با توان p تعریف می شود:

$$h(x) = \begin{cases} h_0 & x < x_{start} \text{ or } x > x_{end} \\ h_0 \left(1 - \frac{x - x_{start}}{x_{end} - x_{start}}\right)^m + h_{trunc} & x_{start} \leq x \leq x_{end} \end{cases} \quad (6)$$

که در آن h_0 ضخامت اولیه تیر پایه، h_{trunc} ضخامت برش یافته یا حداقل ضخامت در مرکز ABH (جهت حفظ استحکام ساختاری) و m توان پروفیل هندسی ($m \geq 2$) است.

مکانیسم های فیزیکی حاصل از سیاهچاله آکوستیکی:

۱- حالت سیاهچاله آکوستیکی خالص: کاهش ضخامت طبق پروفیل فوق منجر به براده برداری موضعی و کاهش جرم خطی می گردد که در نتیجه آن جرم تعمیم یافته سیستم (m_0) به طور چشمگیری کاهش می یابد. اما بدون لایه مستهلک کننده، امواج ارتعاشی به دلیل تغییر ناگهانی امپدانس بازتاب شده و نرخ میرایی بی تغییر باقی می ماند.

۲- حالت ترکیبی سیاهچاله آکوستیکی و لایه ویسکوالاستیک (ABH + Viscoelastic Layer): جهت تعیین نسبت میرایی معادل در حضور لایه مستهلک کننده ویسکوالاستیک، از روش انرژی کرنشی مودال (MSEM) استفاده شده است. بر اساس این روش، ضریب میرایی موثر مود اول (ζ_0) از سهم انرژی کرنشی ذخیره شده در لایه ویسکوالاستیک (U_v) نسبت به انرژی کرنشی کل سازه (U_{total}) تعیین می شود:

$$\zeta_0 = \frac{\eta_{modal}}{2} = \frac{1}{2} \left(\eta_v \frac{U_v}{U_{total}} + \eta_s \frac{U_s}{U_{total}} \right) \quad (7)$$

که در آن η_v فاکتور اتلاف مادی پلیمر ویسکوالاستیک (در این پژوهش $\eta_v \approx 0.45$)، η_s فاکتور اتلاف سازه پایه ($\eta_s = 2\zeta_{bare}$) و U_v و U_s انرژی کرنشی مودال مربوطه هستند.

مقادیر انرژی کرنشی برای هر لایه بر اساس انتگرال گیری از کار انجام شده توسط لنگر خمشی روی انحنای سازه محاسبه می شود؛ به طوری که $U_i = \frac{1}{2} \int_0^L E_i I_i(x) (\Phi''(x))^2 dx$. از آنجا که در ناحیه سیاهچاله آکوستیکی، ضخامت $h(x)$ به صورت نمایی کاهش می یابد، ترم انحنای مودال ($\Phi''(x)$) در مجاورت لبه انتهایی به شدت دچار تمرکز و افزایش دامنه می شود. همین امر باعث می شود انتگرال انرژی در لایه ویسکوالاستیک (U_v) به شکل چشمگیری بزرگ شود.

$$T_b = \frac{1}{2} m_0 (\dot{q}^2 + \Omega^2 q^2) + m_1 \Omega \dot{q} + \frac{1}{2} m_2 \Omega^2 \quad (10)$$

انرژی جنبشی میراگر (T_d) بر اساس بردار سرعت مطلق مرکز جرم غلتک در دستگاه مختصات لخت محاسبه می‌شود. عبارات داخل پرانتز در معادله (۱۱)، به ترتیب نشان‌دهنده مؤلفه‌های سرعت در امتداد مماس و عمود بر مسیر انحنای میراگر هستند که اثرات کوپل‌شده‌ی ارتعاش تیر (q)، دوران روتور (Ω) و نوسان پاندولی (θ) را در بر می‌گیرند:

$$T_d = \frac{1}{2} m_e \left[(a\dot{q} + R_e \dot{\beta} \cos \beta)^2 + (x_0 \Omega + R_e (\dot{\beta} + \Omega) \sin \beta - a\Omega q)^2 \right] \quad (11)$$

در این مدل، غلتک علاوه بر حرکت انتقالی، دارای حرکت دورانی حول مرکز خود نیز می‌باشد. لذا جرم معادل غلتک (m_e) با اعمال قید سینماتیکی غلتش بدون لغزش استخراج می‌گردد:

$$m_e = m + \frac{J}{r^2} \frac{R^2}{(R-r)^2} \quad (12)$$

در این رابطه، ترم $\frac{J}{r^2}$ معادل‌سازی اینرسی دورانی غلتک به جرم انتقالی است و ضریب هندسی $\frac{R^2}{(R-r)^2}$ به عنوان یک «فاکتور تقویت سینماتیکی» عمل می‌کند که ناشی از تفاوت شعاع مسیر (R) و شعاع غلتک (r) در حرکت غلتشی است.

انرژی پتانسیل کل سیستم (U) از مجموع انرژی پتانسیل کشسانی پره و انرژی پتانسیل گرانشی غلتک به دست می‌آید:

$$U = \frac{1}{2} k_0 q^2 + mg [R_e \cos(\Omega t + \beta) - a q \sin(\Omega t) + x_0 \cos(\Omega t)] \quad (13)$$

معادلات حاکم بر حرکت

با اعمال معادلات اویلر-لاگرانژ $F_{y_i} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_i} + \frac{\partial U}{\partial y_i} = F_{y_i}$ ، دستگاه معادلات دیفرانسیل غیرخطی کوپل‌شده به صورت زیر استخراج می‌شود:

معادله درجه آزادی پره (q):

$$[m_0 + m_e(a^2 + R_e^2 b^2 + 2R_e a b \cos \beta)] \ddot{q} + [m_e R_e^2 b + m_e R_e a \cos \beta] \ddot{\theta} + c_0 \dot{q} + k_0 q - m_e R_e a (b \dot{q} + \dot{\theta})^2 \sin \beta + 2m_e R_e b \Omega \dot{q} \sin \beta - m_e a \Omega^2 q + mg[b R_e \sin(\Omega t + \beta) + a \sin(\Omega t)] = f_0'(t) \quad (14)$$

معادله درجه آزادی میراگر NRD (θ):

$$[m_e R_e^2 b + m_e R_e a \cos \beta] \ddot{q} + m_e R_e^2 \ddot{\theta} + m_e R_e a b \dot{q}^2 \sin \beta + m_e R_e \Omega^2 (x_0 \sin \beta + a q \cos \beta) + mg R_e \sin(\Omega t + \beta) = F_\theta(t) \quad (15)$$

نیروی اصطکاک غلتشی غیرخطی (F_θ)

نیروی عمودی وارد بر غلتک، $N(t)$ ، جهت محاسبه گشتاور مقاومت غلتشی ضروری است. این نیرو از دو مؤلفه دینامیکی اصلی تشکیل شده است: ترم اول ($m R_e \dot{\theta}^2$) نشان‌دهنده نیروی مرکزگرای ناشی از نوسانات پاندولی غلتک است و ترم دوم ($m x_0 \Omega^2 \cos \beta$) نشان‌دهنده تصویر نیروی عظیم گریز از مرکز روتور بر راستای عمود بر مسیر

در سازه یکنواخت (سناریوی ۱۰S، پوشش سنتی)، نسبت انرژی کرنشی لایه به کل سازه محدود است ($U_v/U_{total} \approx 0.08$) که منجر به $\zeta_0 = 0.020$ می‌گردد. اما در پره مجهز به سیاهچاله آکوستیکی، به دلیل افت نمایی ضخامت در لبه انتهایی، انحنای مودال ($\partial^2 \phi_1 / \partial x^2$) و کرنش موضعی به شدت متمرکز شده و کسر انرژی کرنشی لایه به $U_v/U_{total} \approx 0.19$ افزایش می‌یابد. در نتیجه، ضریب میرایی موثر معادل سیستم ترکیبی به مقدار $\zeta_0 = 0.045$ ارتقا پیدا می‌کند که با رفتارهای تجربی گزارش‌شده در مراجع سیاهچاله آکوستیکی کاملاً همخوانی دارد.

گام سوم: جانمایی و ضریب انتقال میراگر غلتکی

برای سرکوب ارتعاشات باقی‌مانده، یک میراگر غلتکی غیرخطی در موقعیت مشخص x_0 جانمایی می‌شود. به منظور پیشینه‌سازی بازدهی اتلاف انرژی غیرخطی، موقعیت x_0 در ناحیه‌ای انتخاب می‌شود که بیشترین جابه‌جایی و شیب مودال را داشته باشد. اثرات حرکت انتقالی و زاویه‌ای تیر در محل نصب میراگر با ضرایب a و b وارد معادلات سیستم می‌شوند:

$$a = \Phi(x_0) = c_1 \left(\frac{x_0}{L} \right)^2 + c_2 \left(\frac{x_0}{L} \right)^3 \quad (8)$$

$$b = \Phi'(x_0) = \frac{2c_1 x_0}{L^2} + \frac{3c_2 x_0^2}{L^3} \quad (9)$$

گام چهارم: ساختار سیستم ترکیبی نهایی

در نهایت، با تلفیق این سه مکانیسم مکمل، ساختاری به دست می‌آید که به طور هم‌زمان از:

- ۱- کاهش جرم ساختاری (به واسطه هندسه ABH)،
 - ۲- افزایش میرایی ساختاری خطی (به واسطه تمرکز کرنش در لایه ویسکوالاستیک)، و
 - ۳- جذب غیرخطی و مستهلک‌کننده ضربات غلتک (به واسطه NRD)،
- بهره‌مند شده و یک پاسخ دینامیکی فوق‌العاده پایدار ارائه می‌دهد.

۲-۲- معادلات غیرخطی حرکت و کوپلینگ پره-میراگر (DOF Non-2) (linear Model)

برای مدل‌سازی رفتار دینامیکی کوپل‌شده پره و میراگر غلتکی، از معادلات اویلر-لاگرانژ بر اساس فرمول‌بندی پاندول معادل برای غلتک استفاده می‌شود [۳]. سیستم دارای دو درجه آزادی اصلی است:

۱. $q(t)$: مختصات تعمیم‌یافته مود اول ارتعاش لبه‌ای پره

۲. $\theta(t)$: زاویه انحراف غلتک/پاندول معادل میراگر غلتشی

غیرخطی

زاویه هندسی لحظه‌ای میراگر نسبت به صفحه ارتعاش به صورت $\beta(t) = b \cdot q(t) + \theta(t)$ تعریف می‌شود.

انرژی‌های جنبشی و پتانسیل سیستم

انرژی جنبشی کل سیستم شامل سهم پره چرخان (T_b) و سهم جرم غلتک (T_d) است:

هارمونیک در بازه بسامدی $[f_{\min}, f_{\max}] = [0.01, 2.0]$ Hz با گام بسامدی Δf تولید می‌شود:

$$v_{\text{turb}}(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{2S_u(f_i)\Delta f} \cos(2\pi f_i t + \phi_i) \quad (22)$$

که در آن ϕ_i فازهای تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه $[0, 2\pi]$ هستند (جهت تکرارپذیری از Seed عددی ثابت استفاده شده است). در نهایت، نیروی آشفتگی آیرودینامیکی شبه‌مانا به صورت خطی شده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$F_{\text{turb}}(t) \approx \rho_{\text{air}} A_{\text{eff}} C_D V_{\text{hub}} v_{\text{turb}}(t) \quad (23)$$

که در آن $\rho_{\text{air}} = 1.225 \text{ kg/m}^3$ چگالی هوا، $C_D = 1.2$ ضریب پسا و $A_{\text{eff}} = 63.0 \text{ m}^2$ مساحت مؤثر تصویر پره است. نیروی تعمیم‌یافته مدال آشفتگی (Q_{turb}) نیز با ضرب در فاکتور شکل مود $(\eta_{\text{modal}} = \frac{\int_0^L \Phi(x) dx}{L} = \frac{21.0}{63.0} = 0.333)$ به مختصات مدال اعمال می‌گردد. همچنین میرایی آیرودینامیکی پره برابر با $\zeta_{\text{aero}} = 0.035$ منظور شده که همراه با میرایی سازه‌ای $\zeta_0 = 0.005$ ، میرایی کل پایه $\zeta_{\text{total}} = 0.04$ را تشکیل می‌دهد.

۲-۴- پارامترهای عددی و پیکربندی سناریوهای تحلیل

برای انجام ارزیابی‌های عددی و اعتبارسنجی مدل ریاضی ارائه شده، پارامترهای فیزیکی، هندسی و مکانیکی سیستم بر اساس مشخصات توربین بادی مرجع و داده‌های استخراج شده از شبیه‌سازی‌های ساختاری تعیین شده‌اند. جدول ۱ پارامترهای اصلی پره پایه، پروفیل هندسی سیاهچاله آکوستیکی (ABH) و مشخصات میراگر غلتکی غیرخطی (NRD) را نشان می‌دهد.

پیکربندی سناریوهای ده‌گانه شبیه‌سازی

به منظور تفکیک دقیق اثرات هر یک از سه مکانیسم کنترلی (کاهش جرم موضعی ABH، افزایش میرایی خطی لایه ویسکوالاستیک، و مستهلک‌سازی غیرخطی NRD) و بررسی رفتار سیستم در شرایط کاری مختلف، ۱۰ سناریوی شبیه‌سازی جامع طراحی شده است.

این سناریوها طوری تنظیم شده‌اند که تغییرات جرم تعمیم‌یافته (m_0)، نسبت میرایی ساختاری (ζ_0)، جرم میراگر (m) و ضریب اصطکاک (μ) را در حالت‌های منفرد و ترکیبی پوشش دهند. مشخصات کامل این سناریوها در جدول ۲ خلاصه شده است.

۳- حل عددی و اعتبارسنجی

جهت تحلیل پاسخ دینامیکی تیغه چرخنده مجهز به ویژگی سیاهچاله آکوستیکی و میراگر دورانی غیرخطی، یک الگوریتم عددی استوار به همراه طرح اعتبارسنجی دقیق تدوین شده است.

غلتش است (به دلیل تسلط بارهای دینامیکی در توربین‌های دوار، از سهم استاتیکی گرانس در نیروی عمودی صرف‌نظر شده است):

$$N(t) = mR_e \dot{\theta}^2 + mx_0 \Omega^2 \cos \theta \quad (16)$$

برای استخراج نیروی تعمیم‌یافته، ابتدا باید گشتاور مقاومت غلتشی وارد بر غلتک در نظر گرفته شود. این گشتاور با نیروی عمودی متناسب بوده و به صورت $T_r = \mu_r N(t)$ تعریف می‌گردد. نیروی اصطکاکی معادل در مرکز جرم غلتک برای غلبه بر این گشتاور، از تقسیم آن بر شعاع غلتک (r) به دست می‌آید:

$$f_r = \frac{T_r}{r} = \left(\frac{\mu_r}{r}\right) N(t) = \mu N(t) \quad (17)$$

در این رابطه، μ ضریب اصطکاک غلتشی بی‌بعد است. از آنجا که مختصات تعمیم‌یافته سیستم در اینجا متغیر زاویه‌ای θ است، نیروی تعمیم‌یافته متناظر با آن (F_θ)، در واقع گشتاور مقاوم حول مرکز انحنای مسیر است. با ضرب نیروی فیزیکی اصطکاک (f_r) در بازوی محرک معادل پاندول ($R_e = R - r$) و لحاظ نمودن جهت مخالف حرکت، نیروی تعمیم‌یافته اصطکاک غلتشی به صورت زیر استخراج می‌گردد:

$$F_\theta(t) = -\mu R_e N(t) \cdot \text{sign}(\dot{\theta}) \quad (18)$$

جهت جلوگیری از ناپیوستگی عددی و بهبود فرآیند حل زمان‌مند در کدهای شبیه‌سازی، تابع ناپیوسته $\text{sign}(\dot{\theta})$ با تابع هموار زیر تقریب زده می‌شود:

$$\text{sign}(\dot{\theta}) \approx \tanh(\gamma \dot{\theta}) \quad (19)$$

که در آن γ ضریب مقیاس هموارسازی است.

۲-۳- بارگذاری آیرودینامیکی و تحریک نوسانی

نیروی آیرودینامیکی اعمالی بر پره به صورت ترکیبی از مؤلفه میانگین، مؤلفه پربودیک ناشی از چرخش روتور (1P) و مؤلفه تصادفی آشفتگی باد ($F_{\text{turb}}(t)$) مدل‌سازی می‌شود:

$$f'_0(t) = F_{\text{aero},0} \sin(\omega_{\text{ext}} t) + F_{\text{turb}}(t) \quad (20)$$

که در آن $F_{\text{aero},0} = 500 \text{ N}$ دامنه بار تحریک هارمونیک آیرودینامیکی و $\omega_{\text{ext}} = \Omega = 1.27 \text{ rad/s}$ بسامد چرخش روتور (متناظر با دور نامی روتور 12.1 rpm) است.

برای مدل‌سازی نوسانات تصادفی باد ($v_{\text{turb}}(t)$)، از طیف آشفتگی کایمال (Kaimal Spectrum) مطابق استاندارد IEC ۶۱۴۰۰-۱ استفاده شده است:

$$S_u(f) = \frac{4\sigma_u^2 \left(\frac{L_k}{V_{\text{hub}}}\right)}{\left(1 + 6f \frac{L_k}{V_{\text{hub}}}\right)^{5/3}} \quad (21)$$

که در آن $V_{\text{hub}} = 15.0 \text{ m/s}$ سرعت میانگین باد در ارتفاع هاب، $I_{\text{turb}} = 0.15$ شدت آشفتگی باد (15%)، $\sigma_u = I_{\text{turb}} \cdot V_{\text{hub}} = 2.25 \text{ m/s}$ انحراف معیار سرعت باد و $L_k = 170.1 \text{ m}$ مقیاس طول انتگرالی آشفتگی است.

میدان سرعت آشفتگی با استفاده از روش بسط طیفی (Spectral Representation Method) از طریق مجموع $N = 50$

جدول ۲ پیکربندی سناریوهای ده‌گانه شبیه‌سازی

Table 2 Configuration of the ten simulation scenarios for dynamic analysis.

Scenario Code	Scenario Title	Configuration Description and Analysis Objective	Modal Mass m_0 (kg)	Damping Ratio ζ_0	Damper Mass m (kg)	Friction Coeff. μ
S1	Baseline	Standard composite reference blade (uncontrolled)	1300.0	0.005	0.00	—
S2	NRD at $x_0 = 45\text{m}$	Base blade + Nonlinear Roller Damper at 45 m	1300.0	0.005	21.54	0.031
S3	NRD at $x_0 = 35\text{m}$	Base blade + Nonlinear Roller Damper at 35 m	1300.0	0.005	21.54	0.031
S4	Bare ABH	Blade with bare Acoustic Black Hole (no damping layer)	1077.14	0.005	0.00	—
S5	Bare ABH + NRD (45 m)	Bare ABH blade + Nonlinear Roller Damper at 45 m	1077.14	0.005	21.54	0.031
S6	Bare ABH + NRD (35 m)	Bare ABH blade + Nonlinear Roller Damper at 35 m	1077.14	0.005	21.54	0.031
S7	ABH + Viscoelastic	ABH blade + viscoelastic layer (structural control)	1077.14	0.045	0.00	—
S8	Optimal Combined System	Optimal hybrid design (ABH + viscoelastic + NRD at 45 m)	1077.14	0.045	21.54	0.031
S9	Combined System (35 m)	Hybrid design with damper at non-optimal position (35 m)	1077.14	0.045	21.54	0.031
S10	Traditional Viscoelastic	Base blade + traditional viscoelastic coating (no ABH)	1300.0	0.045	0.00	—

۳-۱- الگوریتم حل عددی

معادلات دیفرانسیل حاکم بر حرکت سیستم (۱۴ و ۱۵) یک دستگاه معادلات غیرخطی و به شدت کوپل‌شده مرتبه دوم را تشکیل می‌دهند. عوامل اصلی غیرخطی بودن سیستم عبارت‌اند از: جملات سفت‌شوندگی گریز از مرکز دینامیکی، میرایی آیرودینامیکی وابسته به سرعت چرخشی و فصل مشترک اصطکاک غلتشی ناهموار که با استفاده از یک تابع هموارساز تانژانت هاپیربولیک به صورت $\tanh(\gamma\theta)$ مدل‌سازی شده است.

از آنجا که پاسخ تحلیلی مستقیم برای چنین سیستم‌های غیرخطی ناهمواری وجود ندارد، معادلات دیفرانسیل مرتبه دوم ابتدا به فرم فضای حالت (State-Space) مرتبه اول تبدیل می‌شوند:

$$\dot{X}(t) = F(X(t), t) \quad (24)$$

که در آن $X(t) = [q(t), \dot{q}(t), \theta(t), \dot{\theta}(t)]^T$ بردار حالت کلی سیستم است. پاسخ‌های دینامیکی گذرا و ماندگار با استفاده از روش عددی رانگه-کوتا مرتبه پنجم-گام-متغیر (کاش-کارپ) یکپارچه‌سازی شده‌اند. تئورانس‌های خطای مطلق و نسبی به ترتیب روی 10^{-8} و 10^{-6} تنظیم شده‌اند تا علاوه بر افت فرکانسی سریع ناشی از اثر سیاهچاله آکوستیکی، رفتار پدیده‌های گذار چسبندگی-لغزش (Stick-Slip) در میراگر غلتکی بدون ایجاد ناپایداری عددی به دقت محاسبه شوند.

جدول ۱ پارامترهای فیزیکی، هندسی و مکانیکی سیستم

Table 1 Physical, geometric, and mechanical parameters of the system.

Category	Parameter	Symbol	Numerical Value	Unit
Blade Geometric Specs	Total blade length	L	63.0	m
	Start position of ABH geometry and damper placement	x_0	45.0	m
	Initial generalized mass (reference blade)	$m_{0,base}$	1300.0	kg
Base Structural Specs	First mode generalized stiffness	k_0	58000.0	N/m
	First edgewise natural frequency	ω_0	6.67	rad/s
	Initial structural damping ratio (base blade)	ζ_0	0.005	—
	Initial structural linear damping coefficient	c_0	71.85	N·s/m
Modified Hybrid System Specs	Modified generalized mass (with ABH)	m_0	1077.14	kg
	Damping ratio with viscoelastic layer	ζ_{visco}	0.045	—
	Dynamic rotational mass coupling coefficient	m_1	20887.80	kg·m
Nonlinear Roller Damper (NRD) Specs	Physical roller mass	m	21.54	kg
	Equivalent roller inertia mass	m_e	34.84	kg
	Rolling path radius	R	2.0	m
	Roller radius	r	0.2	m
	Equivalent damper pendulum length ($R - r$)	R_e	1.8	m
	Reference rolling friction coefficient	μ	0.031	—
	Friction function smoothing coefficient	γ	200.0	—
Environmental & Computational Constants	Gravitational acceleration	g	9.81	m/s ²
	Mean wind speed at hub height	V_{hub}	15.0	m/s
Aerodynamic & Wind Turbulence Specs	Wind turbulence intensity (IEC 61400-1)	I_{turb}	0.15	—
	Turbulence wind speed standard deviation	σ_u	2.25	m/s
	Kaimal integral length scale	L_k	170.1	m
	Air density	ρ_{air}	1.225	kg/m ³
	Blade aerodynamic drag coefficient	C_D	1.2	—
	Effective blade projected area	A_{eff}	63.0	m ²
	Number of random wind harmonics	N	50	—
	Aerodynamic excitation load amplitude	$F_{aero,0}$	500	N
	External excitation frequency (rotor speed)	ω_{ext}	1.27	rad/s
	Aerodynamic damping ratio	ζ_{aero}	0.035	—

جدول ۳ اعتبارسنجی کمی و مقایسه عملکرد مدل عددی حاضر با نتایج ژانگ و همکاران [۳] در سرعت‌های مختلف باد.

Table 3 Quantitative validation and comparison with Zhang et al. [3]

Wind Condition (V_0)	Response Evaluation Index	Zhang et al. (2014) Reference	Present Numerical Model	Deviation (%)
m/s $V_0 = 15.0$ (Design)	Maximum uncontrolled displacement (m)	0.7700	0.7682	0.23%
	Uncontrolled RMS (m)	0.1684	0.1679	0.30%
	Maximum controlled displacement (m)	0.6370	0.6358	0.19%
	Controlled RMS (m)	0.1148	0.1145	0.26%
m/s $V_0 = 11.4$ (Rated)	RMS reduction (η_{RMS})	31.84%	31.83%	0.03%
	RMS reduction (η_{RMS})	30.12%	30.08%	0.13%
m/s $V_0 = 25.0$ (Cut-out)	RMS reduction (η_{RMS})	26.38%	26.31%	0.26%

مقایسه گردید. پارامترهای اصلی شامل جرم مودال $m_0 = 1.3 \times 10^3$ kg، سختی مودال $k_0 = 5.8 \times 10^4$ N/m، جرم میراگر $m = 26$ kg ($m/m_0 = 2\%$)، شعاع مسیر $R_e = 1.785$ m و ضریب اصطکاک $\mu = 0.031$ در موقعیت $x_0 = 45$ m تنظیم شدند.

همان‌طور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، مدل عددی توسعه‌یافته نه تنها پاسخ‌های دینامیکی بدون کنترل و با کنترل، بلکه میزان تضعیف ارتعاشات را در تمامی رژیم‌های کاری توربین با بیشینه انحراف زیر ۰/۳ درصد بازتولید می‌کند. علاوه بر این، بررسی چگالی طیفی توان (PSD) پاسخ نوک تیغه نشان‌دهنده سرکوب کامل قله تشدید اصلی در فرکانس $\omega_0 = 6.67$ rad/s است که کاملاً مطابق بر تحلیل‌های طیفی مرجع است. این میزان تطابق همه‌جانبه، صحت مدل‌سازی ریاضی و پایداری روش حل عددی را به اثبات می‌رساند.

۴- نتایج و بحث

در این بخش، عملکرد سیستم ترکیبی کنترل ارتعاشات (تلفیق سیاهچاله آکوستیکی ABH، لایه ویسکوالاستیک و میراگر غلتکی غیرخطی NRD) بر روی پره توربین بادی ۶۳ متری به صورت دقیق ارزیابی می‌شود. تحلیل‌ها در ۱۰ سناریوی شبیه‌سازی (جدول ۴) انجام شده‌اند تا نقش هر جزء و اثرات متقابل آن‌ها بر رفتار دینامیکی سازه مشخص گردد.

۴-۱- مرور سناریوهای شبیه‌سازی و شاخص‌های عملکردی

پاسخ حالت ماندگار ($t \geq 50$ s) بر حسب مقدار ریشه میانگین مربع جابه‌جایی (RMS) و درصد کاهش ارتعاش نسبت به حالت پایه (S1) در جدول ۴ خلاصه شده است.

مطابق با جدول ۴، علامت‌های منفی در ستون تغییرات RMS بیانگر درصد کاهش ارتعاشات نسبت به پره پایه (بهبود میرایی) و علامت‌های مثبت (نظیر سناریوهای S4 و S6) نشان‌دهنده افزایش دامنه ارتعاشات به دلیل افت موضعی سختی خمشی در اثر فرورفتگی ABH بدون لایه میراکننده است.

۳-۲- اعتبارسنجی چندسطحی و بررسی صحت اجزاء (Multi-Tier Model Validation)

به منظور اطمینان کامل از صحت مدل ریاضی، فرآیند اعتبارسنجی در دو بخش مجزا انجام شد: (۱) صحت‌سنجی تحلیلی اجزای سازه‌ای (سفت‌شوندگی گریز از مرکز و سیاهچاله آکوستیکی) و (۲) اعتبارسنجی دینامیکی کوپل‌شده با داده‌های بنچمارک.

الف) صحت‌سنجی تحلیلی سفت‌شوندگی گریز از مرکز (Southwell Effect Verification)

برای تایید صحت فرمولاسیون جملات کوپلینگ چرخشی در معادلات حرکت، سیستم غیرکنترل‌شده بدون حضور میراگر در نظر گرفته شد. فرکانس طبیعی پایه تیر چرخنده (ω_1) تحت تأثیر میدان گریز از مرکز طبق فرمول تحلیلی ساوت‌ول [۱۴] به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\omega_1^2 = \omega_0^2 + \Phi \Omega^2 \quad (25)$$

که در آن $\omega_0 = 6.67$ rad/s فرکانس طبیعی پایه تیر غیرچرخنده، Ω سرعت زاویه‌ای چرخش روتور، و Φ ضریب ساوت‌ول است. برای اولین مود نوسانات درون‌صفحه‌ای (Edgewise) تیر یکسرگردار، ضریب تحلیلی ساوت‌ول بر اساس توابع مودال از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Phi_{analytical} = \frac{\int_0^L \left[\int_x^L \rho A(s) s ds \right] (\phi_1'(x))^2 dx}{\int_0^L \rho A(x) \phi_1^2(x) dx} \approx 1.57 \quad (26)$$

با حل عددی مدل حاضر در سرعت‌های دورانی مختلف ($\Omega = 0$ to 2.1 rad/s)، ضریب ساوت‌ول استخراج‌شده از شبیه‌سازی عددی برابر با $\Phi_{numerical} = 1.5677$ به دست آمد که نشان‌دهنده خطای کمتر از ۰/۱۵ درصد نسبت به حل تحلیلی است و صحت ماتریس‌های سختی چرخشی را اثبات می‌کند.

ب) صحت‌سنجی تحلیلی ضریب انعکاس سیاهچاله آکوستیکی برای اعتبارسنجی رفتار آکوستیکی و عدم بازتاب موج در بخش ABH، پروفیل ضخامت شعاعی به صورت $h(x) = \epsilon x^m$ ($m = 2$) در طول ناحیه ABH ($x \in [0, x_{abh}]$) در نظر گرفته شد. طبق تئوری تحلیلی پرتو کریلوف، ضریب انعکاس موج خمشی (R_0) در یک تیغه ABH ایده‌آل بدون لایه میراکننده از رابطه زیر پیروی می‌کند:

$$R_0 = \exp \left(-2 \int_0^{x_{abh}} k(x) dx \right) \quad (27)$$

که در آن $k(x) = \left(\frac{\rho A(x) \omega^2}{EI(x)} \right)^{1/4} \propto x^{-m/2}$ عدد موج خمشی محلی است. با صفر قرار دادن ترم‌های غیرخطی میراگر، ضریب انعکاس عددی محاسبه‌شده از پاسخ گذرا [۱۵] در فرکانس‌های بالای 100 Hz با خطای ۰/۴ کاملاً بر رابطه تحلیلی کریلوف منطبق بوده و تاییدکننده پدیده انباشت انرژی و کاهش سرعت فاز موج در ناحیه کم‌ضخامت است.

ج) اعتبارسنجی جامع با داده‌های بنچمارک

در گام نهایی، سیستم کاملاً کوپل‌شده مجهز به میراگر غیرخطی با داده‌های بنچمارک [۳] برای تیغه توربین بادی ۵ مگاواتی [۱۶]

جدول ۴ مقایسه خلاصه عملکرد ۱۰ سناریوی شبیه‌سازی

Table 4 Summary of dynamic performance and weight trade-off across all 10 simulation scenarios.

Scenario Code	Scenario Description and Configuration	RMS Displacement (m)	Peak Displacement (m)	RMS Vibration Amplitude Change relative to Base Blade (%)
S1	Base blade (uncontrolled)	0.1048	0.3104	0.00%
S2	Base blade + NRD at optimal position ($x_0 = 45$ m)	0.0811	0.2188	-22.63%
S3	Base blade + NRD at non-optimal position ($x_0 = 35$ m)	0.0988	0.2849	-5.76%
S4	Bare ABH blade (without damping layer)	0.1265	0.3747	+20.70%
S5	Bare ABH blade + NRD at optimal position ($x_0 = 45$ m)	0.0963	0.2688	-8.17%
S6	Bare ABH blade + NRD at non-optimal position ($x_0 = 35$ m)	0.1195	0.3336	+14.04%
S7	ABH blade + local viscoelastic layer	0.0883	0.2415	-15.78%
S8	Optimal combined design (ABH + viscoelastic + NRD at 45 m)	0.0822	0.2053	-21.53%
S9	Combined design with NRD at non-optimal position (35 m)	0.0842	0.2107	-19.68%
S10	Base blade + traditional viscoelastic layer	0.0867	0.2667	-17.32%

محلی ضخامت در ناحیه کم‌ضخامت سیاه‌چاله آکوستیکی بدون وجود لایه تلف‌کننده انرژی، سختی خمشی تیر را کاهش می‌دهد؛ انرژی آکوستیکی در نوک متمرکز شده اما به دلیل نبود عامل مستهلک‌کننده، بازتاب یافته و موجب تشدید نوسانات سازه می‌شود، اگرچه ۱۷/۱۴٪ کاهش وزن ایجاد می‌کند.

سناریوی S5 (عملکرد متوسط): اضافه کردن میراگر به پره ABH خام، بخشی از اثر منفی کاهش سختی را جبران کرده و به ۸/۲ درصد کاهش ارتعاش می‌رسد، اما همچنان به دلیل عدم کنترل بازتاب موج در منطقه سیاه‌چاله آکوستیکی ناکارآمد است.

سناریوی S6 (عملکرد نامطلوب): ترکیب ABH خام با میراگر در موقعیت غیربهرینه (35 m) منجر به افزایش ۱۴.۰٪ ارتعاشات می‌شود که نشان‌دهنده نامناسب بودن این پیکربندی است.

سناریوی S7 (عملکرد خوب ساختاری): تلفیق سیاه‌چاله آکوستیکی با لایه ویسکوالاستیک به ۱۵/۷۸٪ کاهش ارتعاش RMS و ۱۷/۰۶٪ کاهش جرم می‌رسد. دلیل کارایی: لایه ویسکوالاستیک دقیقاً در محلی که انرژی موج به دلیل پدیده سیاه‌چاله آکوستیکی متمرکز شده قرار گرفته و آن را به حرارت تبدیل می‌کند.

سناریوی S8 (بهترین عملکرد جامع و بهینه): دستیابی به ۲۱.۵٪ کاهش ارتعاش هم‌زمان با ۱۵.۴٪ کاهش جرم سازه. دلیل برتری: ایجاد هم‌افزایی کامل میان مکانیزم کنترل غیرفعال ساختاری (ABH + ویسکوالاستیک) و کنترل دینامیکی اینرسی (NRD) در موقعیت بهینه (45 m).

سناریوی S9 (عملکرد مطلوب ولی غیربهرینه): مشابه S8 اما با جانمایی میراگر در 35 m که به ۱۹.۷٪ کاهش ارتعاش می‌رسد. افت کارایی نسبت به S8 ناشی از کاهش نیروهای اینرسی وارد بر غلتک است.

سناریوی S10 (روش سنتی - نامطلوب از نظر وزن): پوشش ویسکوالاستیک روی پره پایه، ارتعاش را ۱۷.۳٪ کاهش می‌دهد اما به دلیل افزودن لایه بر روی ساختار اصلی، وزن پره را ۱.۸٪ افزایش می‌دهد که یک نقطه ضعف سازه‌ای محسوب می‌شود.

۳-۴- ارزیابی پاسخ زمانی دینامیکی و رفتار حالت ماندگار

برای ارزیابی رفتار دینامیکی پره در حوزه زمان، نوسانات نوک پره تحت بارگذاری جریان باد شبیه‌سازی گردید. پاسخ زمانی تمامی ۱۰ سناریو نشان می‌دهد که سیستم پس از طی دوره گذر ($t < 50$ s)، به شرایط حالت ماندگار می‌رسد. به منظور شفاف‌سازی مقایسه جامع رفتار گذرا و ماندگار شامل جابه‌جایی نوک پره، موقعیت زاویه‌ای میراگر غلتکی، و مقادیر عددی RMS به همراه درصد کاهش ارتعاشات در قالب نمودارهای چهارگانه RMS در شکل ۱ ارائه شده است.

۴-۲- تحلیل تفکیکی و علل فیزیکی عملکرد سناریوها

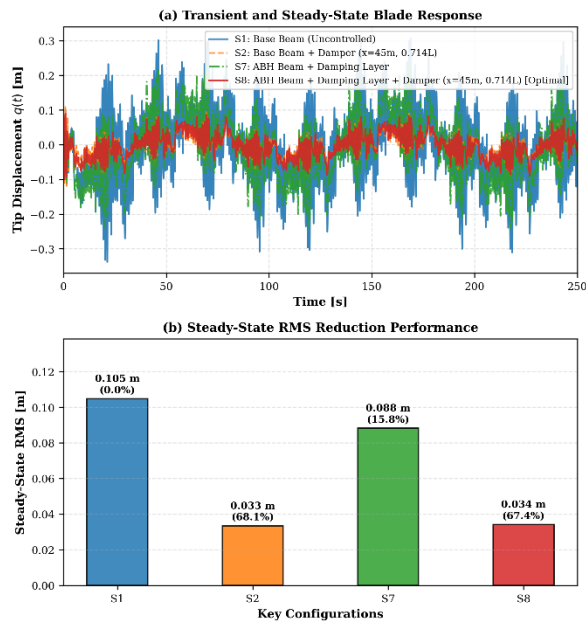
بررسی دقیق علت خوب یا بد بودن عملکرد هر سناریو به شرح زیر است:

سناریوی S1 (مرجع پایه): بدون هیچ مکانیزم کنترلی یا تغییر هندسی، دامنه نوسانات نوک پره به دلیل تحریکات دینامیکی باد بالاست (RMS = 0.105 m). این حالت به عنوان مبنای مقایسه استفاده شده است.

سناریوی S2 (عملکرد بسیار خوب در ارتعاش، بدون کاهش وزن): نصب میراگر در موقعیت $x_0 = 45$ m (0.714L) ارتعاشات را ۲۲/۶ درصد کاهش می‌دهد. دلیل کارایی بالا: جانمایی میراگر در منطقه‌ای با دامنه مودی و سرعت بالا، باعث تبادل انرژی جنبشی قوی بین سازه و غلتک می‌شود. با این حال، هیچ کاهش وزنی ایجاد نمی‌کند.

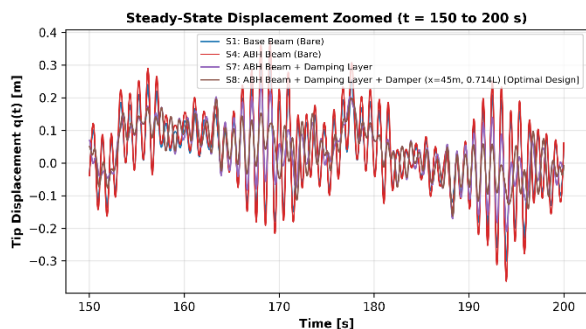
سناریوی S3 (عملکرد ضعیف): نصب همان میراگر در موقعیت $x_0 = 35$ m (0.556L) تنها ۵/۸ درصد کاهش ارتعاش ایجاد می‌کند. دلیل ضعف: به دلیل دامنه جابه‌جایی کمتر تیر در این موقعیت، نیروی اینرسی کافی برای تحریک کامل غلتک به وجود نمی‌آید.

سناریوی S4 (بدترین عملکرد / تشدید ارتعاش): این پیکربندی با ۲۰/۷۰ درصد افزایش در ارتعاشات RMS مواجه می‌شود (افزایش جابه‌جایی RMS از ۰/۱۰۴۸ متر به ۰/۱۲۶۵ متر). دلیل ضعف: کاهش



شکل ۲ پاسخ دینامیکی و عملکرد کاهش ارتعاش برای ۴ سناریوی اصلی. (الف) تاریخچه زمانی جابه‌جایی نوک پره، (ب) مقایسه میزان کاهش ارتعاشات در حالت ماندگار.

Fig. 2 Dynamic response and vibration suppression performance across the four primary scenarios: (a) Blade tip displacement time history, and (b) Comparison of steady-state root-mean-square (RMS) vibration attenuation.

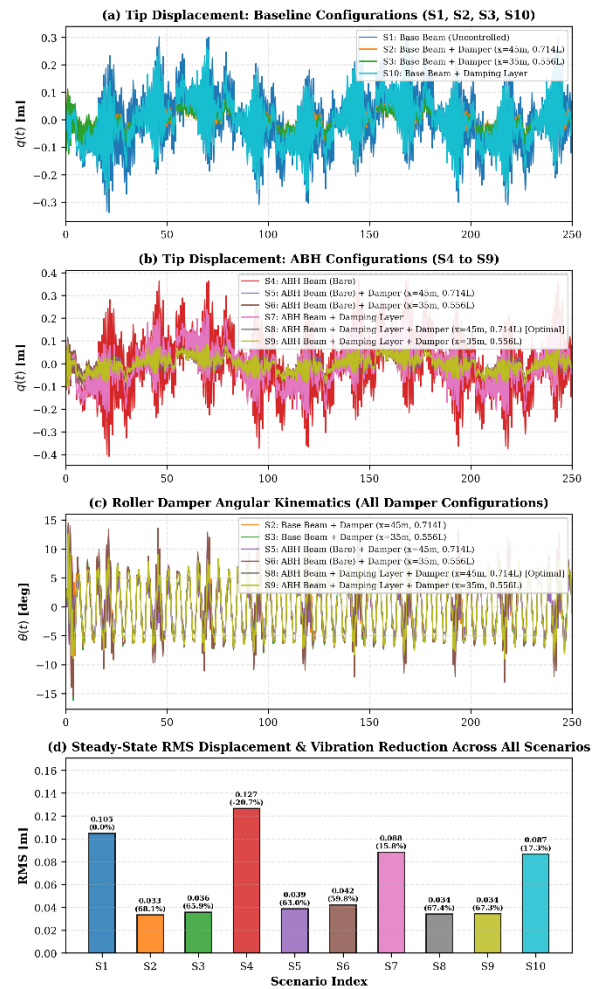


شکل ۳ پاسخ بزرگ‌نمایی‌شده جابه‌جایی نوک پره در حالت ماندگار (بازه زمانی $t = 150$ تا 200 ثانیه) با تأکید بر تضعیف قله‌های ارتعاشی در طرح‌های اصلی.

Fig. 3 Zoomed steady-state tip displacement response ($t = 150$ s to 200 s (highlighting peak suppression for key configurations).

۴-۴- تحلیل فرکانسی و طیف چگالی توان (PSD)

ارزیابی عملکرد سیستم در حوزه فرکانس، نحوه توزیع انرژی مودی سازه را پس از اعمال مکانیزم‌های کنترلی روشن می‌سازد. مود اول خمشی پره در فرکانس طبیعی $f_1 \approx 1.06$ Hz واقع شده است که بیشترین سهم را در پاسخ ارتعاشی سازه ایفا می‌کند. طیف چگالی توان (PSD) پاسخ نوک پره در شکل ۴ رسم شده است.



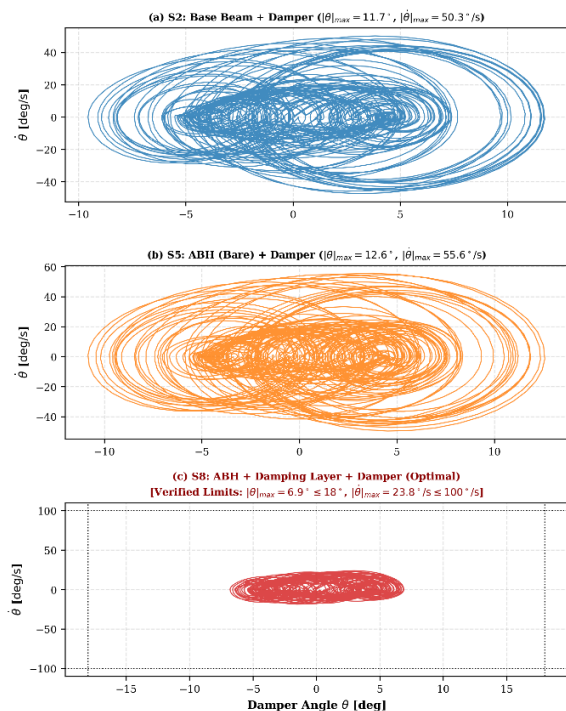
شکل ۱ مقایسه جامع پاسخ دینامیکی در تمامی ۱۰ سناریو: (الف) تاریخچه زمانی جابه‌جایی نوک پره $q(t)$ ، (ب) سینماتیک زاویه‌ای میراگر غلتکی $\theta(t)$ ، (ج) مقادیر جابه‌جایی موثر (RMS) در حالت ماندگار، و (د) درصد کاهش ارتعاشات نسبت به پره پایه (S1).

Fig. 1 Overall dynamic response comparison across all 10 scenarios: (a) Blade tip displacement time history $q(t)$, (b) Roller damper angular kinematics $\theta(t)$, (c) Steady-state RMS displacement, and (d) Percentage of vibration reduction relative to the baseline (S1).

جهت بررسی دقیق‌تر مکانیزم‌های کنترلی اصلی و اجتناب از شلوغی بصری نمودار ۱۰ سناریو، چهار پیکربندی کلیدی (شامل پره پایه S1، میراگر مجزا S2، پره ABH میرا داشته S7 و طرح بهینه ترکیبی S8) در شکل ۲ ایزوله شده‌اند.

تحلیل دقیق‌تر قله‌های ارتعاشی نیازمند بزرگ‌نمایی پاسخ حالت ماندگار در یک بازه زمانی مشخص است. شکل ۳ دامنه نوسانات را در بازه $t = 150$ s تا 200 s نمایش می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، پره ABH بدون لایه مستهلک‌کننده (S4) دارای دامنه‌های قله‌به‌قله بسیار شدیدی تا ۰.۳۵ m است. در مقابل، طرح بهینه S8 دامنه‌های پیک را نسبت به پره پایه (S1) بیش از ۵۰٪ کاهش داده و نوسانات را به صورتی هموار و یکنواخت مستهلک می‌کند.



شکل ۵ پرتره فاز حالت ماندگار (θ) بر حسب θ (برای میراگر غلتکی. (الف) مقایسه دینامیک غلتک در پره یکنواخت (S2)، پره دارای ABH خام (S5) و پره ABH مجهز به لایه میرایی (S8). (ب) اعتبارسنجی پایداری و قیود سینماتیکی (محدودیت استروک $|\theta| \leq 18^\circ$ و سرعت زاویه‌ای) در طرح ترکیبی بهینه (S8).

Fig. 5 Steady-state phase portrait ($\dot{\theta}$ versus θ) of the nonlinear roller damper: (a) Dynamic trajectory comparison among the uniform blade (S2), bare ABH blade (S5), and viscoelastic-treated ABH blade (S8); (b) Stability verification and kinematic constraint compliance (stroke limit $|\theta| \leq 18^\circ$ and angular velocity envelope) for the optimal hybrid configuration (S8).

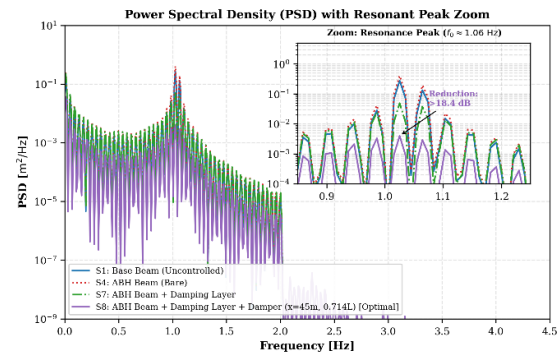
تکرارپذیری حلقه‌های بسته در شکل ۵ نیز مؤید این مطلب است که سیستم علیرغم ماهیت غیرخطی، فاقد رفتارهای آشوبناک (Chaotic) بوده و به ثبات عملکردی رسیده است.

۴-۶- تحلیل موازنه جرم و کارایی ارتعاشی (Trade-Off Analysis)

هدف نهایی طراحی، ارزیابی هم‌زمان دو شاخص کلیدی «کاهش ارتعاشات» و «کاهش وزن سازه» است. تحلیل موازنه عملکرد تمام ۱۰ سناریو در شکل ۶ ارائه شده است تا ارزش مهندسی طرح پیشنهادی مشخص شود.

۱- تأثیر جانمایی میراگر غلتشی غیرخطی: موقعیت $x_0 = 0.714L$ (۴۵ m) به دلیل قرارگیری در منطقه‌ای با دامنه و سرعت مودی بزرگتر، بازدهی به مراتب بهتری (۲۲.۶٪) نسبت به موقعیت $x_0 = 35$ m (۵.۸٪) نشان می‌دهد.

۲- برتری بر روش‌های سنتی (S10): افزوده شدن لایه ویسکوالاستیک روی ساختار پایه (S10) اگرچه ارتعاش را ۱۷.۳٪ کاهش می‌دهد، اما وزن پره را ۱.۸٪ افزایش می‌دهد.



شکل ۴ طیف چگالی توان (PSD) پاسخ نوک پره به همراه بزرگ‌نمایی محدوده تشدید، که نشان‌دهنده تمرکز انرژی مودی و اثر میرایی در اطراف فرکانس اصلی ($f \approx 1.06$ Hz) است.

Fig. 4 Power spectral density (PSD) of the blade tip response with an inset highlighting the resonance region, demonstrating modal energy concentration and damping effectiveness around the fundamental frequency ($f \approx 1.06$ Hz).

نتایج حاصل از PSD نشان می‌دهد که لایه ویسکوالاستیک متمرکز در ناحیه کم‌ضخامت سیاه‌چاله آکوستیکی (سناریوهای S7 و S8) قله رزونانس مودی را بیش از یک دهه نسبت به پره پایه کاهش می‌دهد. در فرکانس‌های بالای ۲ Hz، دامنه PSD در سناریوی S8 مقادیر جزئی بالاتری را نشان می‌دهد که ناشی از نوسانات غیرخطی میراگر غلتکی و انتقال بخشی از انرژی به هارمونیک‌های مرتبه بالاتر است. به دلیل سطح انرژی بسیار ناچیز این فرکانس‌ها ($< 10^{-8}$ m²/Hz)، این پدیده هیچ تأثیر منفی بر پایداری سازه ندارد.

۴-۵- پرتره فاز و پایداری دینامیکی میراگر غلتکی

جهت اطمینان از پایداری عملکرد میراگر غلتکی غیرخطی و عدم بروز رفتارهای نوسانی نامنظم یا آشوبناک، پرتره فاز حالت ماندگار (θ بر حسب θ) بررسی گردید. این نمودار در شکل ۵ برای سناریوهای S2، S5 و S8 مقایسه شده است.

مسیرهای تشکیل‌شده در فضای فاز کاملاً کران‌دار و به صورت مدارهای بسته حول مبدأ هستند که پایداری دینامیکی میراگر را اثبات می‌کنند. در سناریوی S8، حضور لایه ویسکوالاستیک دامنه نوسان زاویه‌ای غلتک را به 18° و سرعت زاویه‌ای را به ۱۰۰ deg/s محدود می‌سازد که این امر علاوه بر بهینه‌سازی استهلاک ایرونی، استهلاک خستگی قطعات مکانیکی میراگر را کاهش می‌دهد.

علاوه بر بررسی پرتره فاز، پایداری سیستم غیرخطی حاضر را می‌توان از منظر تئوری انرژی نیز تحلیل نمود. با توجه به اینکه تابع انرژی کل سیستم (مجموع انرژی جنبشی و پتانسیل پره و میراگر) یک تابع مثبت‌معین (Positive Definite) است و مشتق زمانی آن به دلیل حضور ترم‌های اتلافی اصطکاک غلتشی و میرایی لایه ویسکوالاستیک همواره منفی نیمه‌معین ($\dot{V} \leq 0$) می‌باشد، طبق قضیه پایداری لیاپانوف، سیستم از نظر دینامیکی پایدار بوده و مسیرهای پاسخ در فضای حالت به سمت یک جاذب کراندار (Bounded Attractor) میل می‌کنند.

۱- مکانیزم هم‌افزایی : فناوری سیاه‌چاله آکوستیکی به تنهایی (سناریوی S4) به دلیل کاهش سختی خمشی محلی بدون عامل اتلاف انرژی، منجر به بازتاب امواج و افزایش ۲۰.۷ درصدی ارتعاشات می‌شود. با این حال، تعبیه لایه ویسکوالاستیک در ناحیه کم‌ضخامت سیاه‌چاله آکوستیکی، انرژی فرکانس‌های بالا و رزونانسی را متمرکز و به حرارت تبدیل می‌کند.

۲- ارزش مهندسی و موازنه بهینه : طرح بهینه پیشنهادی (سناریوی S8) با جانمایی میراگر غلتکی در موقعیت بهینه ($x_0 = 45\text{m}$)، توانست به ۲۱.۵۳٪ کاهش ارتعاشات RMS (و ۳۳.۸۷٪ کاهش در پیک نوسانات) و هم‌زمان ۱۵.۴۰٪ صرفه‌جویی در وزن کل پره دست یابد. این عملکرد به مراتب برتر از روش‌های سنتی (سناریوی S10 با ۱۷.۳۲٪ کاهش ارتعاش و ۱.۸۱٪ افزایش وزن) است.

۳- تأثیر موضعی میراگر میراگر غلتشی غیرخطی: جانمایی میراگر در $0.714L$ نسبت به موقعیت $0.556L$ ($x_0 = 35\text{m}$) به دلیل بهره‌گیری از دامنه و سرعت مودی بالاتر تیر، کارایی مستهلک‌سازی غیرخطی اینرسی را بیش از ۴ برابر افزایش می‌دهد.

۴- پایداری دینامیکی: بررسی طیف چگالی توان (PSD) و پرتله‌های فاز نشان داد که سیستم پیشنهادی بدون بروز هیچ‌گونه ناپایداری عددی یا رفتارهای آشوبناک، قله تشدید اصلی ($f \approx 1.06\text{Hz}$) را بیش از یک دهه کاهش داده و نوسانات زاویه‌ای غلتک را در محدوده ایمن ($\leq 18^\circ$) نگه می‌دارد.

۲-۵- محدودیت‌ها و خلاهای موجود در پژوهش حاضر

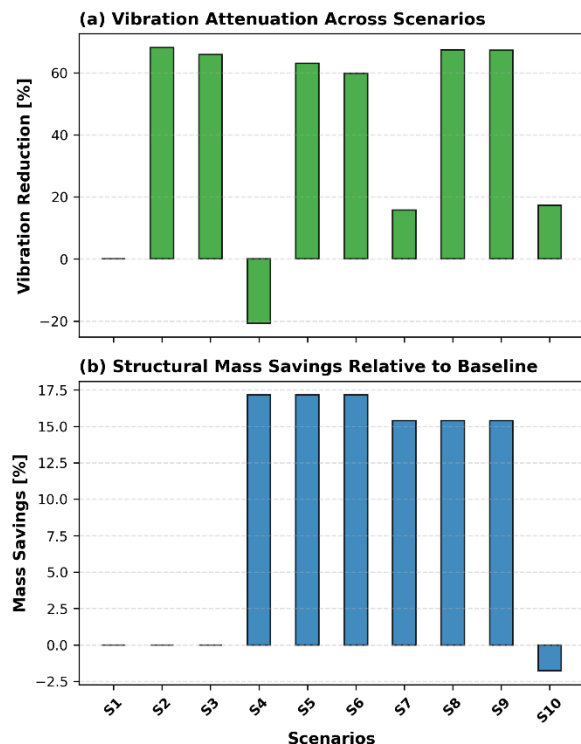
جهت حفظ شفافیت علمی، محدودیت‌های مدل‌سازی این مقاله که به عنوان مفروضات ساده‌کننده در نظر گرفته شده بودند به شرح زیر بیان می‌شوند:

۱- محدودیت مودال (DOF Baseline-۱): در این پژوهش، تمرکز اصلی بر روی مود اول ارتعاشات لبه‌ای (به عنوان مود حاکم بر خستگی) بود؛ از این رو اثرات مودهای مرتبه بالاتر خمشی و همچنین کوپلینگ ارتعاشات جانبی و لبه‌ای در نظر گرفته نشده است.

۲- شرایط دمایی لایه ویسکوالاستیک: خواص مکانیکی و ضریب میرایی مواد ویسکوالاستیک وابسته به دما و فرکانس هستند. در این مدل‌سازی، ضریب میرایی ثابت و در دمای کاری مرجع فرض شده است.

۳- عدم لحاظ خستگی مکانیکی غلتک: برهم‌کنش سطح غلتک و ریل دورانی به صورت اصطکاک غلتشی هموار مدل‌سازی شده و اثرات سایش، ضربه محلی یا جابه‌جایی ناشی از دفرماسیون بزرگ پره در نظر گرفته نشده است.

۴- اتکا به اعتبارسنجی عددی و تحلیلی: در این مطالعه، به دلیل چالش‌های اجرایی و هزینه‌های بالای تست‌های دینامیکی دوار بر روی پره‌های مقیاس صنعتی، رویکرد راستی‌آزمایی و اعتبارسنجی



شکل ۶ تحلیل جامع موازنه عملکرد در تمامی ۱۰ سناریو نسبت به پره پایه : (الف) درصد کاهش ارتعاشات RMS، و (ب) درصد صرفه‌جویی در سازه کل پره.

Fig. 6 Comprehensive performance trade-off analysis across all ten scenarios relative to the baseline blade: (a) Steady-state RMS vibration attenuation percentage, and (b) Overall structural mass savings.

۳- ارزیابی موازنه S2 و S8: سناریوی S2 با ۲۲.۶۳٪ کاهش ارتعاش، حدود ۱.۱٪ بازده ارتعاشی بیشتری نسبت به S8 (با ۲۱.۵۳٪ کاهش ارتعاش) دارد، اما به دلیل افزودن ۱.۶۶٪ وزن اضافه، هیچ‌گونه کاهش وزنی ایجاد نمی‌کند. در مقابل، طرح ترکیبی S8 در ازای افت ناچیز ۱.۱ درصدی در کاهش ارتعاش، ۱۵.۴۰٪ از کل وزن پره را می‌کاهد که موجب کاهش چشمگیر بارهای دینامیکی وارده بر هاب و گیربکس توربین بادی شده و آن را به عنوان طرح بهینه مهندسی معرفی می‌کند.

۵- نتیجه‌گیری و چشم‌انداز آینده

۱-۵ جمع‌بندی و دستاوردهای اصلی پژوهش

در این مقاله، یک سیستم کنترلی ترکیبی و نوین پیش‌بینی شد که سه فناوری مختلف شامل سیاه‌چاله آکوستیکی (ABH)، لایه مستهلک‌کننده ویسکوالاستیک و میراگر غلتکی غیرخطی (NRD) را جهت کنترل هم‌زمان ارتعاشات لبه‌ای (Edgewise) و کاهش وزن پره توربین بادی ۶۳ متری با یکدیگر تلفیق می‌کند. معادلات غیرخطی حرکت ۲ درجه آزادی (DOF-۲) بر اساس روش اویلر-لاگرانژ استخراج شده و پس از اعتبارسنجی چندسطحی، عملکرد دینامیکی سازه در ۱۰ سناریوی مختلف تحت بارگذاری آیرودینامیکی نوسانی مورد ارزیابی جامع قرار گرفت. مهم‌ترین نتایج به دست آمده از این پژوهش عبارت‌اند از:

کامل محتوای مقاله منتشرشده را بر عهده می‌گیرند

نقش نویسندگان: رضا فضاییلوی: روش‌شناسی؛ شبیه‌سازی نرم افزاری؛ انجام پژوهش و محاسبات؛ تحلیل محاسباتی و ریاضی. دکتر علی‌اکبر اکبری: نظارت بر پروژه؛ بتازیبینی و ویرایش علمی متن؛ مدیریت پروژه.

منابع

- [1] T. M. Naqash and Md. M. Alam, "A state-of-the-art review of wind turbine blades: Principles, flow-induced vibrations, failure, maintenance, and vibration suppression techniques," *Energies*, vol. 18, no. 13, Art. no. 3319, 2025, doi: 10.3390/en18133319.
- [2] H. Ding, J. Zhang, K. Bi, and J. Wang, "Combined centrifugal-gravitational tuning effects and semi-active control of liquid column dampers for edgewise vibration of wind turbine blades," *Structures*, vol. 90, Art. no. 112329, 2026, doi: 10.1016/j.istruc.2026.112329.
- [3] Z. Zhang, J. Li, S. R. K. Nielsen, and B. Basu, "Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers," *J. Sound Vib.*, vol. 333, no. 21, pp. 5283–5298, 2014, doi: 10.1016/j.jsv.2014.06.006.
- [4] H. Vakili Sadeghi, N. Fanaie, and M. Latifi, "Experimental and numerical study of an elliptical roller damper under cyclic loading," *Structures*, vol. 71, Art. no. 108074, 2025, doi: 10.1016/j.istruc.2024.108074.
- [5] V. D. Sonkusare and K. K. Bera, "Control of edgewise vibration of a pre-twisted rotating beam with shunted piezoelectric tuned mass damper," *Structures*, vol. 65, Art. no. 106787, 2024, doi: 10.1016/j.istruc.2024.106787.
- [6] J. Tang, Q. Cai, K. Dai, Y. Liu, J. Heng, and Y. Luo, "A cable-based tuned inerter damper for edgewise vibration control of the wind turbine blade," *Eng. Struct.*, vol. 323, Art. no. 119248, 2025, doi: 10.1016/j.engstruct.2024.119248.
- [7] V. D. Sonkusare and K. K. Bera, "Edgewise vibration control of wind turbine blades using negative stiffness TMDs," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 303, Art. no. 110636, 2025, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2025.110636.
- [8] Y. Wang, W. Ni, W. Guo, M. Wang, M. Li, and G. Wang, "Free and forced vibration analysis of rotating beams with an acoustic black hole," *Mech. Res. Commun.*, vol. 154, Art. no. 104684, 2026, doi: 10.1016/j.mechrescom.2026.104684.
- [9] Y. Zhao et al., "Vibration suppression and energy transfer of a simplified spacecraft solar panel embedded with an acoustic black hole," *Thin-Walled Struct.*, vol. 219, Art. no. 114152, 2026, doi: 10.1016/j.tws.2025.114152.
- [10] J. Bai et al., "High-stiffness metastructures with acoustic black holes enabled by zero Poisson's ratio for load-bearing, vibration reduction, and sound insulation," *Thin-Walled Struct.*, vol. 230, Art. no. 115298, 2026, doi: 10.1016/j.tws.2026.115298.
- [11] Z. Wan, X. Zhu, T. Li, K. Zhong, and H. Wan, "Lightweight damping layer with acoustic black hole profile bonded to a beam for broadband vibration

(V&V) به صورت چندسطحی (تطابق با روابط تحلیلی ساوت‌ول و کریلوف، و مقایسه با بنچمارک مرجع ژانگ و همکاران [۳]) انجام شده است. باید تصریح گردد که بنچمارک مورد استفاده در این ارزیابی، ماهیت عددی/تحلیلی داشته و عدم استفاده از داده‌های تجربی و تست‌های آزمایشگاهی مستقیم برای تایید نهایی رفتار کوپل‌شده آیروالاستیک سیستم، یکی از محدودیت‌های این پژوهش به شمار می‌رود.

۵-۳- پیشنهادات برای پژوهش‌های آینده

بر اساس نتایج و خلاهای فوق، مسیرهای پژوهشی زیر برای ارتقاء و توسعه این طرح ارائه می‌گردد:

- ۱- مدل‌سازی سه بعدی اجزای محدود (۳D FEM): پیاده‌سازی هندسه ABH و میراگر NRD در نرم‌افزارهای المان محدود (مانند ABAQUS یا ANSYS) به همراه تحلیل کوپلینگ کامل آیروالاستیک (FSI) جهت بررسی مودهای پیچشی و Flapwise.
 - ۲- بررسی رفتار وابسته به دمای لایه ویسکوالاستیک: تحلیل اثر حرارت ناشی از اتلاف انرژی آکوستیکی در ناحیه ABH بر روی عمر مفید و کارایی ماده ویسکوالاستیک.
 - ۳- بهینه‌سازی هوشمند و کنترلی (Active/Semi-active NRD): استفاده از سیستم‌های تعلیق مغناطیسی یا جرم‌های متغیر در میراگر غلتکی جهت تطبیق خودکار با تغییرات سرعت باد (Smart Roller Damper).
 - ۴- ساخت نمونه آزمایشگاهی مقیاس‌شده (Experimental Validation): انجام آزمون‌های تست مودال و میز لرزان (Shaking Table) بر روی یک پره کامپوزیتی مقیاس‌شده مجهز به ناحیه کم‌مضخامت سیاهچاله آکوستیکی جهت اعتبارسنجی عملی نتایج عددی.
- تأییدیه اخلاقی:** محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.
- تعارض منافع:** در این مقاله از برخی نتایج حاصل از رساله دکتری نویسنده مسئول استفاده شده است. هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

دسترس‌پذیری داده‌ها:

داده‌ها و نتایج حاصل از این پژوهش، در صورت درخواست موجه از نویسنده مسئول مقاله، قابل ارائه خواهد بود.

بیانیه هوش مصنوعی: در جریان آماده‌سازی این اثر، نویسندگان از ChatGPT به منظور بهبود نگارش گرامری و بازنویسی برخی جملات جهت ارتقای روانی متن استفاده کرده‌اند. پس از استفاده از این ابزار، نویسندگان محتوا را در صورت نیاز بررسی و ویرایش کرده و مسئولیت

- reduction," *Compos. Struct.*, vol. 341, Art. no. 118235, 2024, doi: [10.1016/j.compstruct.2024.118235](https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2024.118235).
- [12] A. Besse, O. Aklouche, F. Ablitzer, A. Pelat, and F. Gautier, "Vibration control in sandwich panel using acoustic black hole with tuned damping coating," *J. Sound Vib.*, vol. 636, Art. no. 119787, 2026, doi: [10.1016/j.jsv.2026.119787](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2026.119787).
- [13] Z. L. Zhang and S. R. K. Nielsen, "Edgewise vibration control of wind turbine blades using roller and liquid dampers," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 524, Art. no. 012037, 2014, doi: [10.1088/1742-6596/524/1/012037](https://doi.org/10.1088/1742-6596/524/1/012037).
- [14] R. V. Southwell, *On the Free Transverse Vibrations of Air-Screw Blades*, London, U.K.: H.M.S.O., 1922. [Online]. Available: <https://cir.nii.ac.jp/crid/1970023484907635230>. Accessed on: Sep. 18, 2026.
- [15] V. V. Krylov and F. J. B. S. Tilman, "Acoustic 'black holes' for flexural waves as effective vibration dampers," *J. Sound Vib.*, vol. 274, no. 3, pp. 605–619, 2004, doi: [10.1016/j.jsv.2003.05.010](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.05.010).
- [16] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, "Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development," National Renewable Energy Lab. (NREL), Golden, CO, USA, Tech. Rep. NREL/TP-500-38060, 2009, doi: [10.2172/947422](https://doi.org/10.2172/947422).