



کاهش ارتعاشات خارج از صفحه پره توربین بادی به کمک چاه غیرخطی انرژی پربازده

مازیار دقیقی^۱، علی رحمانی هنزکی^{۱*}، مجید شاه‌قلی^۱، سعید باب^۲

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

^۲ گروه تجهیزات دوار مکانیکی، پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۰۳

بازنگری: ۱۴۰۰/۰۳/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۶

ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۶/۲۴

کلمات کلیدی:

توربین بادی

ارتعاشات مکانیکی پره

روش انرژی

تحلیل حساسیت

چاه غیرخطی انرژی

خلاصه: امروزه استفاده از باد به عنوان یکی از اصلی‌ترین منابع انرژی پاک در سرتاسر جهان به سرعت گسترش یافته است. اخیراً، با توسعه نیروگاه‌های بادی و به تبع آن بزرگتر شدن اندازه توربین‌های بادی، نیروی باد وارده بر آنها بسیار افزایش یافته و در نتیجه تعمیر و نگهداری آن‌ها نیز دشوارتر و پرهزینه‌تر گردیده و به همین دلیل توجه محققان به تجزیه و تحلیل ارتعاشات و مهار آن جلب گردیده است. در این تحقیق یک پره توربین بادی با نوعی جاذب غیرخطی به نام چاه غیرخطی انرژی پربازده مدل شده که در آن تعامل بین پره سنگین و بلند، و جاذب تحت تأثیر نیروی جاذبه در صفحه عمودی و همچنین نیروی باد که به دلیل ویژگی وابستگی به ارتفاع به صورت دوره‌ای تغییر می‌کند، بررسی شده است. بدین منظور، معادلات حرکت پره متصل به چاه غیرخطی انرژی با استفاده از روش انرژی استخراج شده و به صورت عددی حل شده است. سپس به تحلیل حساسیت پارامترهای مؤثر در عملکرد چاه غیرخطی انرژی پرداخته شده و برای جاذب بهینه، رفتار سیستم در شرایط دوران پره به تنهایی و دوران پره با وجود جاذب متصل به آن، بررسی شده است.

۱- مقدمه

به عنوان مثال برج توربین بادی نوردکس که در آلمان نصب شده دارای ۱۶۴ متر ارتفاع، قطر روتور ۱۳۱ متر و توان ۵ مگاوات است. بادی که به چنین توربین بادی بزرگی برخورد می‌کند ممکن است نیروی بسیار و ارتعاشات قابل توجهی ایجاد کند که می‌تواند منجر به آسیب دیدگی و خرابی آن شود. بنابراین در کنار تلاش برای ساخت تجهیزاتی بزرگتر، توجه زیادی از طرف جامعه علمی برای حصول اطمینان از ایمنی ساختاری توربین‌های بادی و کاهش هزینه‌های تعمیر و نگهداری اختصاص داده شده است. توربین‌های بادی چند مگاواتی مدرن ماشین‌های بزرگ بسیار انعطاف پذیری هستند که اغلب در شرایط محیطی سخت کار می‌کنند.

ارتعاشات شدید کنترل نشده ممکن است موجب آسیب دیدن اجزای مکانیکی و خستگی پره‌ها شده و در نهایت منجر به شکست سازه گردد. بنابراین محققان بر طراحی دستگاه‌های میرا کننده و

به دلیل آلودگی هوا، گرم شدن کره زمین و نگرانی‌های فعلی در مورد منابع طبیعی تجدید ناپذیر، توجه جامعه امروز بیش از گذشته به انرژی‌های سبز می‌باشد. باد انرژی دوستدار محیط زیست و تجدیدپذیر را ارائه می‌دهد که مورد علاقه محققان و سرمایه‌گذاران به عنوان یک راه حل جایگزین برای برون رفت از وضعیت بحران فعلی انرژی است.

کاربرد غالب انرژی باد، تولید برق با استفاده از توربین‌های بادی است که می‌تواند با بهره‌گیری از نیروی آیرودینامیکی باد بر روی پره‌های روتور، برق تولید نمایند. با توجه به افزایش تقاضا برای برق و انتظارات بهره‌وری بالاتر از سوی بازار، توربین‌های بادی مدرن به منظور برداشت انرژی بیشتر، در ابعاد بزرگتر و بلندتر ساخته می‌شوند.

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: a.rahmani@sru.ac.ir



سازه‌های دینامیکی با استفاده از چاه غیرخطی انرژی در دهه گذشته علاقه بسیاری را به خود جلب کرده، محققان چاه غیرخطی انرژی را در تجهیزات هوا فضا [۱۷]، ماشین‌آلات دوار [۲۰-۱۸]، معماری [۲۱] و دیگر تجهیزات استفاده نموده‌اند. بعلاوه به منظور گسترش بیشتر کاربردهای مهندسی و حل محدودیت دامنه عملکرد این جاذب‌ها، چاه‌های غیرخطی انرژی دو تعادله^{۱۰} که دارای دو موقعیت تعادل پایدار و یک موقعیت ناپایدار هستند، بسط داده شدند. الشدیدت^{۱۱} [۲۲] ثابت نمود که این جاذب‌ها عملکرد بالای خود را در برابر چندین انرژی اولیه ورودی و زمانهای تحریک مختلف حفظ می‌کنند. رومئو^{۱۲} و همکاران [۲۳] از شبیه سازی عددی برای اثبات اینکه چاه غیرخطی انرژی دو تعادله، عملکرد بهتری در کاهش ارتعاشات گذرا نسبت به چاههای غیرخطی انرژی معمولی دارند، استفاده کردند. فانگ^{۱۳} و همکاران [۲۴] یک روش بسیار مهم برای جذب سریع انرژی ارتعاشات را بررسی نمودند. به علاوه، وانگ^{۱۴} و تانگ^{۱۵} [۲۵] یک دستگاه جذب دو تعادله پیزو الکتریک طراحی کردند که می‌توانست انرژی تشدید سیستم اصلی را جذب کند.

با توجه به منابع مرور شده، ملاحظه می‌شود تا کنون چاه غیرخطی انرژی برای کنترل ارتعاشات توربین بادی بکار نرفته و تحقیق حاضر عملکرد آن را مورد بررسی قرار داده که به نتایج قابل توجهی نیز دست یافته است. بطور دقیق‌تر باید گفت، این تحقیق کنترل ارتعاشات خارج از صفحه پره یک توربین بادی با استفاده از چاه غیر خطی انرژی را بررسی می‌کند. بدین منظور پره توربین همچون یک تیر الاستیک یک سرگیردار درحال گردش در صفحه عمودی در نظر گرفته شده، و از مدل مرجع [۱] برای مدل سازی سازه توربین بادی استفاده شده است. همچنین برای جاذب، چاه غیرخطی انرژی دو تعادله پربازده، معرفی شده توسط الشدیدت [۲۲] به کار گرفته شده است. در این راستا معادلات پرهی تنها و پره با حضور جاذب به کمک معادله اوپلر-لاگرانژ استخراج شده و تأثیر چاه انرژی غیر خطی با تأثیر جاذب خطی بهینه مقایسه شده است.

سیستم‌های کنترل کننده برای روبرو شدن با ارتعاشات نامطلوب ساختاری در پره‌های توربین بادی متمرکز شدند.

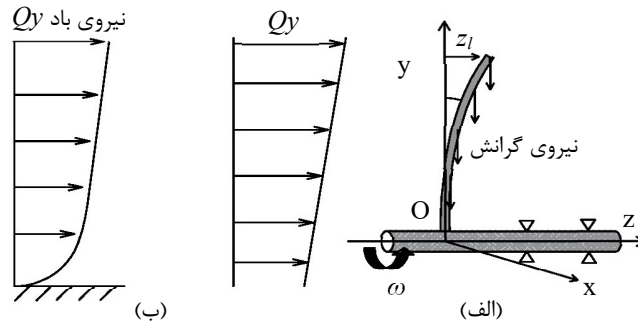
با توجه به اندازه بزرگ توربین‌های بادی، انجام بررسی‌های آزمایشگاهی آن‌ها یک چالش بزرگ است. بنابراین تحقیقات گذشته در مورد ارتعاشات توربین بادی در درجه اول بر روی مدل‌های شبیه‌سازی شده متمرکز شده است. در این راستا، اینو^۱ و همکاران [۱] با استخراج معادلات حرکت یک پره الاستیک منفرد، ارتعاشات خارج از صفحه آن را در برابر نیروی باد مطالعه نمودند. فیتزجرالد^۲ و همکاران [۲] با در نظر گرفتن معادلات حرکت سه پره توربین، عملکرد میراگرهای جرمی تنظیم شده فعال^۳ را بر دامنه نوسان ارتعاشات درون صفحه بررسی نمودند. نگم^۴ و مالاوی^۵ [۳] با در نظر گرفتن پره، ناسل و ملحقات آن به عنوان یک جرم متمرکز بر روی برج توربین بادی و تحقیق در خصوص ارتعاشات حاصل از برخورد باد، به بهینه سازی برج توربین پرداختند. سان^۶ و جهانگیری [۴] نیز ضمن مطالعه معادلات حرکت یک توربین بادی با ۱۲ درجه آزادی، به بررسی اثرات میراگرهای تنظیم جرم^۷، در دامنه ارتعاش درون و بیرون صفحه پرداختند.

در ادبیات موضوع، توجه قابل ملاحظه‌ای به کنترل ساختاری توربین‌های بادی شده و برای کاهش ارتعاشات ناشی از باد و بهبود پاسخ دینامیکی سازه، طرح‌های کنترلی مختلفی از جمله بکارگیری میراگرهای جرمی تنظیم شده [۷-۵]، میراگرهای ستون مایع تنظیم شده^۸ [۸-۱۰] و کنترل کننده‌های ارتعاشات بر اساس دستگاه‌های فعال^۹ [۱۱-۱۴] ارائه شده است. همچنین لیستی از سیستم‌های کنترل مختلفی که برای توربین‌های بادی بکار گرفته شده در مرجع [۱۵] ارائه شده است.

چاه غیرخطی انرژی تجهیزسی سبک وزن با یک یا چند درجه آزادی است که به یک سازه کوچک یا بزرگ دینامیکی از طریق عناصر اساساً غیرخطی متصل می‌گردد [۱۶]. با توجه به اینکه کاهش ارتعاشات در ساختارهای دینامیکی در مقیاس کوچک و بزرگ

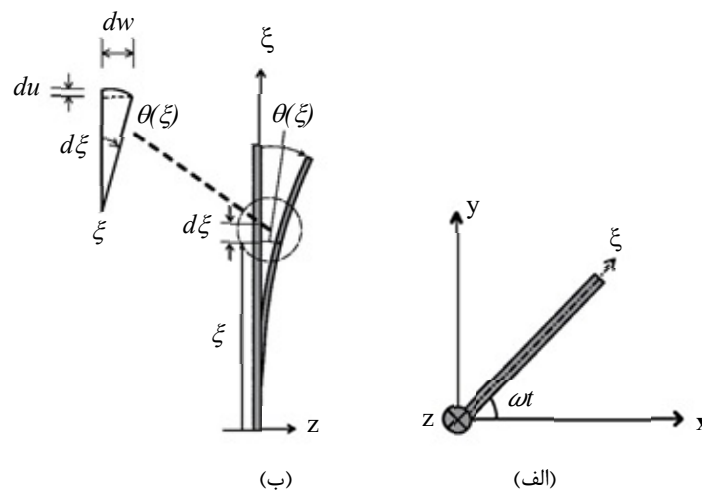
- 1 Inoue
- 2 Fitzgerald
- 3 Active tuned mass dampers
- 4 Negm
- 5 Maalawi
- 6 Sun
- 7 Tuned Mass Damper (TMD)
- 8 Tuned liquid column damper
- 9 Active vibration control devices

- 10 Bi-stable
- 11 Al-Shudeifat
- 12 Romeo
- 13 Fang
- 14 Wang
- 15 Tang



شکل ۱. مدل توربین بادی با یک پره الاستیک: (الف) پره توربین (ب) باد در مدل نظری و واقعی [1]

Fig. 1. Wind turbine model with the single elastic blade: (a) Turbine blade, (b) Theoretical and real model



شکل ۲. سیستم‌های مختصات پره توربین باد: (الف) سیستم‌های مختصات (ب) جابجایی در خارج از جهت صفحه

Fig. 2. Blade coordinate systems: (a) Coordinate systems, (b) Displacement in the out of plane direction

۲- معادلات پره

شافت اصلی افقی و محور z در راستای عمودی در نظر گرفته می‌شود و فرض می‌شود که پره الاستیک با سرعت زاویه‌ای ثابت ω حول محور z می‌چرخد. به علاوه، مختصات $O-\xi$ نیز که با پره می‌چرخد به گونه‌ای در نظر گرفته می‌شود که محور ξ منطبق بر محور x در زمان $t = 0$ باشد.

شکل پره در مود اول با شکل مود اول پره غیر چرخان تقریب زده شده است. خیز مود اول $h(\xi)$ در جهت z برای پره با طول l به صورت زیر نشان داده می‌شود [۱].

$$h(\xi) = (\sin \lambda + \sinh \lambda) \left(\cos \lambda \frac{\xi}{l} - \cosh \lambda \frac{\xi}{l} \right) - (\cos \lambda + \cosh \lambda) \left(\sin \lambda \frac{\xi}{l} - \sinh \lambda \frac{\xi}{l} \right) \quad (1)$$

که λ مقدار ویژه مود اول و برابر با $1/875$ است [۲۶].

شکل ۱ مدل پره یک توربین بادی را به صورت یک تیر یک سرگیردار نشان می‌دهد. به طور کلی باد در جهت افقی (محور z) می‌وزد و نیروی باد بر روی پره چرخان در جهت خارج از صفحه پره‌های توربین باد (صفحه xy) اعمال می‌شود. همانطور که در شکل ۱-ب نشان داده شده است، این نیروی باد (Q_y) بسته به ارتفاع از زمین تغییر می‌کند. در این تحقیق، ارتعاشات خارج صفحه پره‌ها در نظر گرفته می‌شود که با جهت باد همسو می‌باشد. همچنین ارتعاشات مود اول پره در جهت خارج صفحه بررسی شده و از ارتعاشات در مودهای بالاتر، ارتعاشات در جهات دیگر و ارتعاش پیچشی صرف‌نظر شده است.

سیستم مختصات $O-xyz$ با مبدأ O در محل نصب پره‌ها مطابق با شکل ۲-الف پیش بینی شده است. محور z منطبق با محور مرکزی

با معادله (۹) بدست می‌آید:

$$\rho A (4\alpha_1 z_1^2 + \alpha_3) \ddot{z}_1 + c_1 \dot{z}_1 + \{4\rho A \alpha_1 \dot{z}_1^2 + 2\rho A \omega^2 (\alpha_2 - \alpha_1 z_1^2) + EI \beta_4 - 2\rho A g \beta_5 \sin \omega t\} z_1 = Q_c + \Delta Q \sin \omega t \quad (9)$$

که روابط α_1 ، α_2 ، α_3 ، β_4 و β_5 در پیوست آمده است. فرم بدون بعد معادله حرکت (۹) با استفاده از ترم‌های بدون بعد معادله (۱۰) محاسبه می‌گردد. ضخامت پره h و فرکانس طبیعی پره در شرایط جابجایی کوچک و غیرچرخان $p = \sqrt{EI \beta_4 / \rho A \alpha_3}$ به عنوان مقادیر استاندارد استفاده می‌شوند. نمایش بدون بعد متغیرها و پارامترها به صورت زیر می‌باشد:

$$\bar{t} = p_0 t; \quad \bar{z}_1 = \frac{z_1}{h}; \quad \bar{\alpha}_1 = \frac{\alpha_1 h^2}{\alpha_3}; \quad \bar{\alpha}_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_3}; \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{p_0}; \quad (10)$$

$$\bar{c}_1 = \frac{c_1}{\sqrt{EI \beta_4 \rho A \alpha_3}}; \quad \bar{g} = \frac{2\rho A g \beta_5}{EI \beta_4}; \quad \bar{Q}_c = \frac{Q_c}{EI \beta_4 h}; \quad \Delta \bar{Q} = \frac{\Delta Q}{EI \beta_4 h}$$

معادله حرکت در شکل بدون بعد به شرح زیر استخراج و در ادامه این مقاله، از نمایش $\bar{\cdot}$ بر روی نمادها که نشانگر مقدار بدون بعد می‌باشد، صرف نظر می‌شود.

$$(1 + 4\alpha_1 \bar{z}_1^2) \ddot{\bar{z}}_1 + \bar{c}_1 \dot{\bar{z}}_1 + \{4\alpha_1 \bar{z}_1^2 + 2\omega^2 (\alpha_2 - \alpha_1 \bar{z}_1^2) + 1 - \bar{g} \sin \omega t\} \bar{z}_1 = \bar{Q}_c + \Delta \bar{Q} \sin \omega t \quad (11)$$

$$p = \sqrt{\frac{2 + 4\alpha_2 \omega^2 - 3\alpha_1 \omega^2 z_{11}^2 - 12\alpha_1 \omega^2 z_{10}^2}{2(1 + 2\alpha_1 z_{11}^2 + 4\alpha_1 z_{10}^2)}} \quad (12)$$

$$z_1 = z_{10} + z_{11} \sin p t \quad (13)$$

نمودار فرکانس طبیعی شکل ۳ که از معادله حرکت بدون بعد (معادله (۱۲)) به دست آمده است بیان می‌دارد؛ فرکانس طبیعی p با افزایش خیز استاتیک z_{11} یا افزایش دامنه ارتعاش z_{10} کاهش می‌یابد.

تشدید اصلی $p = \omega$ در ارتعاش خارج از صفحه پره مدل شده با پارامترهای مندرج در جدول ۱ اتفاق نمی‌افتد، زیرا فرکانس طبیعی

جابجایی نوک پره در جهت Z با $z_1(t)$ نشان داده می‌شود و خیز پره $w(\xi, t)$ در موقعیت ξ به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$w(\xi, t) = \frac{h(\xi)}{h(l)} z_1(t) \quad (2)$$

همچنین فرض می‌شود که شیب انحنای پره $\theta(\xi) = dw(\xi, t)/d\xi$ در راستای Z که در شکل ۱-ب نشان داده شده، نسبت به طول پره به اندازه کافی کوچک است. با استفاده از تقریب $\cos \theta(\xi) \cong 1 - \theta(\xi)^2/2$ مقدار جابجایی دیفرانسیلی محوری $du(\xi)$ از المان کوچک $d\xi$ در راستای ξ به صورت زیر بدست می‌آید:

$$du(\xi) = d\xi (1 - \cos \theta(\xi)) = \frac{1}{2} \left(\frac{dw(\xi, t)}{d\xi} \right)^2 d\xi \quad (3)$$

با انتگرال گیری معادله (۳) از صفر تا ξ و با در نظر گرفتن معادله (۲)، تغییر نقطه بر روی پره در موقعیت ξ در راستای محوری برابر است با:

$$u(\xi, t) = \alpha(\xi) z_1(t)^2 \quad (4)$$

$$\alpha(\xi) = \frac{1}{2h(l)^2} \int_0^\xi \left(\frac{dh(\xi)}{d\xi} \right)^2 d\xi \quad (5)$$

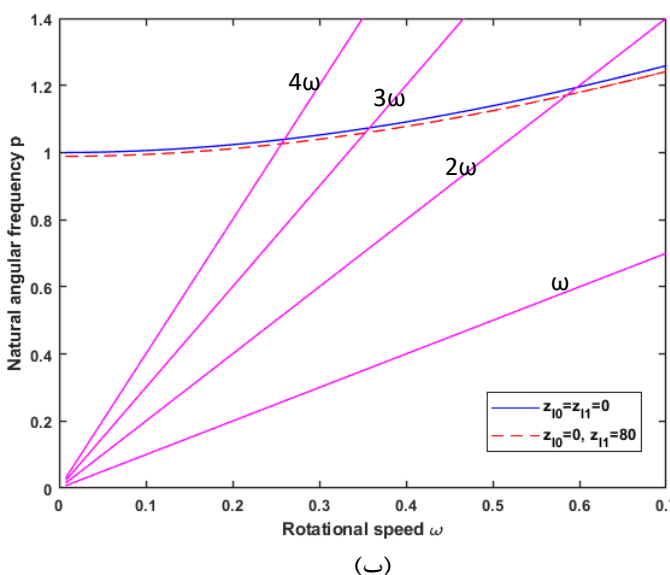
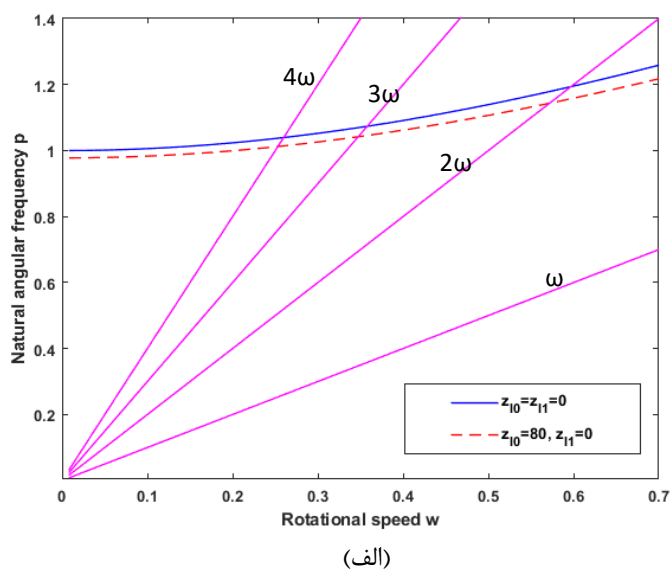
اگر نقطه‌ای بر روی پره در موقعیت ξ در نظر گرفته شود، در زمان $t = 0$ و خیز $\theta = 0$ مختصات اولیه برابر با $(\xi, 0, 0)$ خواهد بود. هنگامی که پره حول محور Z می‌چرخد، در زاویه $\theta = \omega t$ پره به زاویه $\theta(\xi)$ منحرف می‌شود و مختصات (x_ξ, y_ξ, z_ξ) به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$x_\xi = \{\xi - u(\xi)\} \cos \omega t = \{\xi - \alpha(\xi) z_1(t)^2\} \cos \omega t \quad (6)$$

$$y_\xi = \{\xi - u(\xi)\} \sin \omega t = \{\xi - \alpha(\xi) z_1(t)^2\} \sin \omega t \quad (7)$$

$$z_\xi = \frac{h(\xi)}{h(l)} z_1(t) \quad (8)$$

با محاسبه انرژی جنبشی، پتانسیل و نیروهای ناپایستار وارده و با استفاده از معادله لاگرانژ معادله حرکت مدل پره توربین بادی مطابق



شکل ۳. نمودار فرکانس طبیعی: (الف) تأثیر خیز استاتیکی، (ب) تأثیر دامنه ارتعاش آزاد

Fig. 3. Natural frequency diagram: (a) Influence of the static deflection, (b) Influence of the amplitude of the free vibration

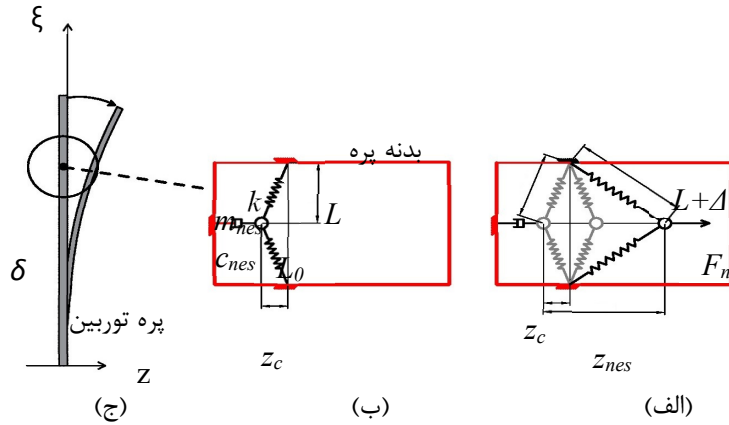
می‌گیرند فشرده شده و انرژی پتانسیل در آنها ذخیره می‌گردد. به این ترتیب و همانگونه که در شکل نشان داده شده است، فنربندی ایجاد شده دارای دو موقعیت تعادل است که در آنها فنرها نه کشیده و نه فشرده شده‌اند و به آن چیدمان دو تعادل گفته می‌شود.

همانطور که در شکل ۴-الف دیده می‌شود دو موقعیت تعادل پایدار جرم‌های چاه غیرخطی انرژی، یعنی فنر با طول آزاد L و بدون کشیدگی یا فشرده‌گی، در نقاط $z = 0$ و $z = 2z_c$ که $z_c > 0$ می‌باشند. در نتیجه، پیکربندی چاه در $z = z_c$ ناپایدار است. برای تجزیه و تحلیل آن، موقعیت اولیه جرم منطبق بر موقعیت تعادل چپ سیستم انتخاب می‌شود (مثلاً $z = 0$). در نتیجه، هنگامی که جرم

پره یعنی p با افزایش سرعت چرخش به دلیل نیروی گریز از مرکز افزایش می‌یابد و با خط تحریک هم مرتبه دوران ω قطع نمی‌شود. البته تشدید اصلی $p = \omega$ ممکن است بسته به مشخصات پره رخ دهد.

۳- معادلات چاه غیرخطی انرژی

شکل ۴ یک چاه غیرخطی انرژی مانند آنچه در مرجع [۲۲] بحث شده است را نشان می‌دهد که برای تحقق سفتی غیرخطی از دو فنر خطی با پیکربندی نشان داده شده، استفاده می‌نماید. در اینجا فرض می‌شود که این فنرهای عرضی وقتی در موقعیت عمودی خود قرار



شکل ۴. پیکر بندی فیزیکی پره توربین و چاه غیر خطی انرژی
 Fig. 4. Physical configuration of the blade and NES

$$y_\delta = \{\delta - u(\delta)\} \sin \omega t = \{\delta - \alpha(\delta)z_l(t)\} \sin \omega t \quad (17)$$

$$z(\delta) = \frac{h(\delta)}{h(l)} z_l(t) \quad (18)$$

با در نظر گرفتن مختصات فوق، انرژی جنبشی و پتانسیل چاه غیر خطی انرژی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{nes} = \frac{1}{2} m_{nes} \{z_l^2 \alpha(\delta)^2 (\omega^2 z_l^2 + 4z_l^2) + \omega^2 \delta^2 - 2\delta \alpha(\delta) \omega^2 z_l^2 + z_{nes}^2\} \quad (19)$$

$$U_{nes} = -\frac{1}{2} k_{nes1} (\bar{z} - z_c)^2 + \frac{1}{4} k_{nes2} (\bar{z} - z_c)^4 - \quad (20)$$

$$\frac{1}{6} k_{nes3} (\bar{z} - z_c)^6 + \frac{1}{8} k_{nes4} (\bar{z} - z_c)^8 + m_{nes} g \alpha(\delta) z_l \sin \omega t$$

که در آن

$$\bar{z} = z_{nes} - z_l \quad (21)$$

با استفاده از معادله اوپلر-لاگرانژ و اعمال آن بر مجموع انرژی جنبشی و پتانسیل پره و چاه غیر خطی انرژی در کنار نیروهای ناپایستار وارده، معادله حرکت مدل پره الاستیک منفرد توربین بادی همراه با چاه غیر خطی انرژی مطابق با معادله زیر بدست می‌آید:

در موقعیتهای $z = z_c$ و $z = z_c$ و $z = 0$ قرار دارد، نیروی افقی خالص F_{nl} فترها صفر می‌شود. البته نیروی عمودی خالص فترها نیز به دلیل تقارن همیشه برابر با صفر است.

ضریب سفتی خطی و غیرخطی منفی در سیستم، با استخراج رابطه نیروی خالص افقی F_{nl} فترها برای چیدمان شکل ۴-ب و پس از تغییر مختصات به سمت راست به اندازه z مشخص می‌شود. از این رو برای انحراف هر فتر، نیروی غیرخطی خالص فترها که بر روی جرم تأثیر می‌گذارند، مطابق با معادله (۱۴) بدست می‌آید:

$$F_{nl} = k_1 \bar{z} - k_2 \bar{z}^3 + k_3 \bar{z}^5 - k_4 \bar{z}^7 + Q(\bar{z}^9) \quad (14)$$

$$L_0 < L$$

$$k_1 = 2k \left(\frac{L}{L_0} - 1 \right) \quad k_2 = \frac{kL}{L_0^3} \quad k_3 = \frac{3kL}{4L_0^5} \quad k_4 = \frac{5kL}{8L_0^7} \quad (15)$$

۴- معادلات حرکت پره و چاه غیر خطی انرژی

موقعیت اتصال چاه غیرخطی انرژی به پره، نقطه δ بر روی پره در محور ξ در نظر گرفته شده است. بنابراین مختصات $(x_\delta, y_\delta, z_\delta)$ آن برابر خواهد بود با:

$$x_\delta = \{\delta - u(\delta)\} \cos \omega t = \{\delta - \alpha(\delta)z_l(t)\} \cos \omega t \quad (16)$$

که در آن‌ها ضرایب بشرح زیر است.

$$fn_{11} = m_{nes} \alpha_3 / \rho A h^2 \quad (26)$$

$$fn_{12} = fn_{14} = fn_{11} \quad (27)$$

$$fn_{13} = m_{nes} \delta / \rho A h \quad (28)$$

$$fn_{15} = m_{nes} \alpha(\delta) \alpha_3 / \rho A \beta_5 h^2 \quad (29)$$

$$fn_{21} = m_{nes} / \rho A \alpha_3 \quad (30)$$

۵- معادلات حرکت پره و جاذب خطی بهینه

مشابه بخش قبل با درنظر گرفتن نقطه δ به عنوان محل اتصال جاذب خطی به پره توربین بادی و استفاده از مختصات ذکر شده در معادله‌های (۱۶) الی (۱۸)، روابط انرژی جنبشی و پتانسیل جاذب خطی مطابق با معادله‌های (۳۱) و (۳۲) استخراج می‌شود.

$$T_{abs} = \frac{1}{2} m_{abs} \left\{ z_i^2 \alpha(\delta)^2 (\omega^2 z_i^2 + 4\dot{z}_i^2) + \omega^2 \delta^2 - 2\delta \alpha(\delta) \omega^2 z_i^2 + \dot{z}_{abs}^2 \right\} \quad (31)$$

$$U_{abs} = \frac{1}{2} k_{abs} \left(z_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l \right)^2 + m_{abs} g \alpha(\delta) z_l \sin \omega t \quad (32)$$

سپس با استفاده از معادله اوپلر-لاگرانژ معادله حرکت پره به همراه جاذب خطی به صورت معادلات (۳۳) و (۳۴) بدست می‌آید:

$$\left\{ \rho A (4\alpha_1 z_i^2 + \alpha_3) + 4m_{abs} \alpha(\delta)^2 z_i^2 \right\} \ddot{z}_i + c_l \dot{z}_i - c_{abs} \frac{h_\delta}{h_l} \left(\dot{z}_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) + \left[4\rho A \alpha_1 z_i^2 + 2\rho A w^2 (\alpha_2 - \alpha_1 z_i^2) + EI \beta_4 - 2\rho A g \beta_5 \sin \omega t \right] z_l + 2m_{abs} \left[2\alpha(\delta)^2 z_l^2 + w^2 \alpha(\delta) \delta - w^2 \alpha(\delta)^2 z_l^2 - g \alpha(\delta) \sin \omega t \right] z_l - k_{abs} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l \right) = Q_c + \Delta Q \sin \omega t \quad (33)$$

$$m_{abs} \ddot{z}_{abs} + c_{abs} \left(\dot{z}_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) + k_{abs} \left(z_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l \right) = 0 \quad (34)$$

$$\left\{ \rho A (4\alpha_1 z_i^2 + \alpha_3) + 4m_{nes} \alpha(\delta)^2 z_i^2 \right\} \ddot{z}_i + c_l \dot{z}_i - c_{nes} \frac{h_\delta}{h_l} \left(\dot{z}_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) + \left[4\rho A \alpha_1 z_i^2 + 2\rho A w^2 (\alpha_2 - \alpha_1 z_i^2) + EI \beta_4 - 2\rho A g \beta_5 \sin \omega t \right] z_l + 2m_{nes} \left[2\alpha(\delta)^2 z_l^2 + w^2 \alpha(\delta) \delta - w^2 \alpha(\delta)^2 z_l^2 - g \alpha(\delta) \sin \omega t \right] z_l \quad (22)$$

$$+ k_{nes1} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right) - k_{nes2} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^3 + k_{nes3} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^5 - k_{nes4} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^7 = Q_c + \Delta Q \sin \omega t$$

$$m_{nes} \ddot{z}_{nes} + c_{nes} \left(\dot{z}_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) - k_{nes1} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right) + k_{nes2} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^3 - k_{nes3} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^5 + k_{nes4} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^7 = 0 \quad (23)$$

سپس با استفاده از مقادیر بی بعد شده در معادله (۱۰)، اقدام به بی بعد سازی معادلات حرکت کل گردیده و معادلات نهایی به شکل زیر استخراج می‌شود:

$$\left(1 + 4(\alpha_1 + \alpha(\delta)^2) f_{n11} \right) z_i^2 \ddot{z}_i + c_l \dot{z}_i - c_{nes} \frac{h_\delta}{h_l} \left(\dot{z}_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) + \left[4(\alpha_1 + \alpha(\delta)^2) f_{n12} \right] z_l^2 + 2w^2 (\alpha_2 - \alpha_1 z_i^2) z_l + \left[2w^2 (\alpha(\delta) f_{n13} - \alpha(\delta)^2 z_i^2 f_{n14}) + 1 - g(1 + f_{n15}) \sin \omega t \right] z_l + k_{nes1} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right) - k_{nes2} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^3 + k_{nes3} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^5 - k_{nes4} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^7 = Q_c + \Delta Q \sin \omega t \quad (24)$$

$$f_{n21} \ddot{z}_{nes} + c_{nes} \left(\dot{z}_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l \right) - k_{nes1} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right) + k_{nes2} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^3 - k_{nes3} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^5 + k_{nes4} \left(z_{nes} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l - z_c \right)^7 = 0 \quad (25)$$

در این تحقیق از مشخصات پره تحلیل شده در [۱] استفاده شده که در جدول ۱ مشخص شده است.

تشدیدهای نمایش داده شده در این شکل تشدیدهای فوق هارمونیک مرتبه دوم، مرتبه سوم و مرتبه چهارم هستند، زیرا که فرکانسهای تشدید، مربوط به نقاط تقاطع خط p با خطوط 2ω ، 3ω و 4ω در نمودار فرکانس طبیعی شکل ۳، در سرعت‌های بدون بعد حدود $0/6$ ، $0/35$ و $0/25$ می‌باشند. دامنه پاسخ در $p = 2\omega$ خصوصیت نرم‌شوندگی را نشان می‌دهد و مربوط به تغییر فرکانس طبیعی p با افزایش دامنه ارتعاش Z_1 است که در نمودار فرکانس طبیعی نشان داده شده است. در صورتی که این نمودار با نمودار شکل ۶ مرجع [۱] مقایسه شود، ملاحظه می‌شود که نتایج بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

بطور دقیق‌تر نمودار دامنه ارتعاشات پره در بازه $0/57$ تا $0/61$ و با در نظر گرفتن گام $\Delta\omega = 0/001$ در شکل ۶ رسم گردیده و حداکثر

معادلات بی بعد شده حرکت نیز به شرح زیر می‌باشد:

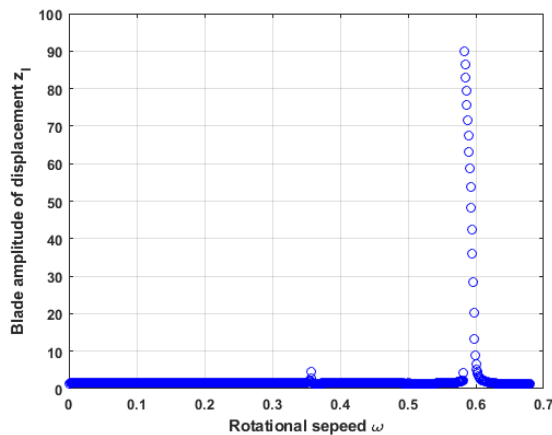
$$\left(1 + 4(\alpha_1 + \alpha(\delta)^2 f_{n_{11}}) z_l^2\right) \ddot{z}_l + c_l \dot{z}_l - c_{abs} \frac{h_\delta}{h_l} \left(\ddot{z}_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l\right) + \left[4(\alpha_1 + \alpha(\delta)^2 f_{n_{12}}) \dot{z}_l^2 + 2w^2(\alpha_2 - \alpha_1 z_l^2)\right] z_l \quad (35)$$

$$+ \left[2w^2(\alpha(\delta) f_{n_{13}} - \alpha(\delta)^2 z_l^2 f_{n_{14}}) + 1 - g(1 + f_{n_{15}}) \sin wt\right] z_l - k_{abs} \frac{h_\delta}{h_l} \left(z_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l\right) = Q_c + \Delta Q \sin wt$$

$$f_{n_{21}} \ddot{z}_{abs} + c_{abs} \left(\dot{z}_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} \dot{z}_l\right) + k_{abs} \left(z_{abs} - \frac{h_\delta}{h_l} z_l\right) = 0 \quad (36)$$

۶- حل معادلات

شکل ۵ منحنی تشدید معادله حرکت بدون بعد که به صورت عددی و با استفاده از روش رانگ کوتاه حل شده است، را نشان می‌دهد.



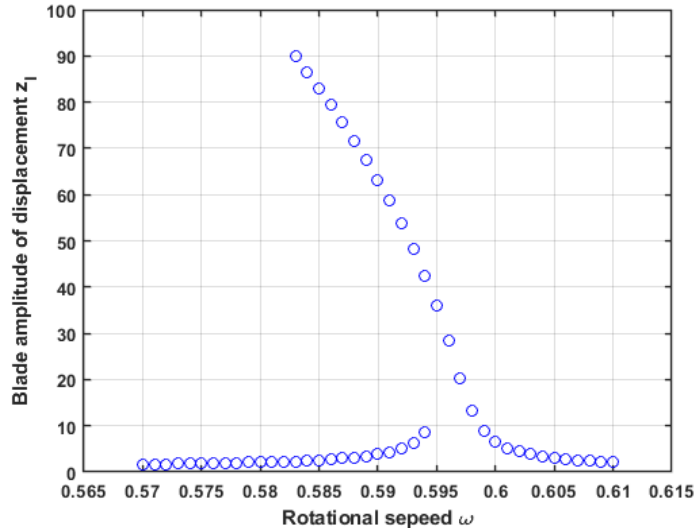
شکل ۵. پاسخ فرکانسی پره توربین

Fig. 5. Frequency response of the turbine blade

جدول ۱. پارامترهای استفاده شده [۱]

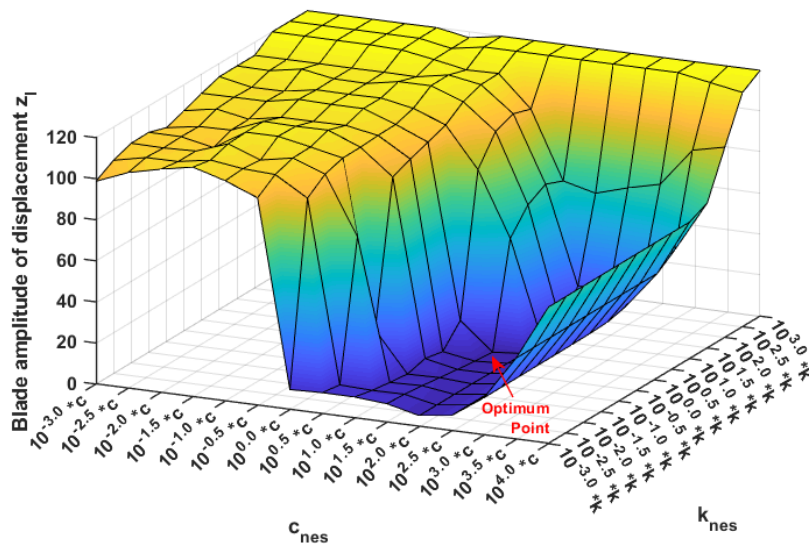
Table 1. Blade Parameters

واحد	با بعد	پارامتر
kg/m ^۳	۷۸۷۰	چگالی پره
GPa	۲۰۰	مدول الاستیسیته پره
m	۱/۰	طول پره
m	۰/۰۴	عرض پره
m	۰/۰۰۲۵	ضخامت پره
N.s/m	۰/۰۰۱	c_l
N	۰/۳	Q_c
N	۰/۱	ΔQ



شکل ۶. پاسخ فرکانسی پره توربین، حول رزونانس سوپرهارمونیک دوم

Fig. 6. Frequency response of the blade, around the second super-harmonic resonance



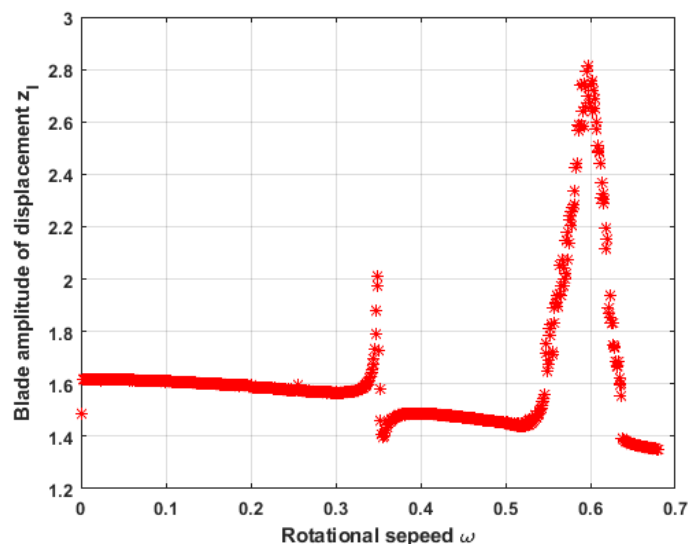
شکل ۷. دامنه ارتعاش نسبت به ضرایب سفتی و میرایی چاه غیرخطی انرژی

Fig. 7. Blade vibration amplitude versus stiffness and damping coefficients of NES

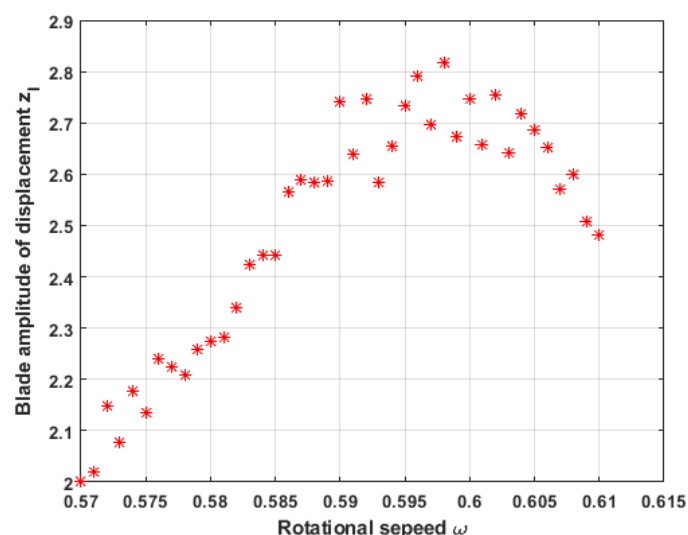
محاسبه گردد. ضریب فنری و میرایی اولیه برای چاه غیرخطی انرژی به گونه‌ای است که فرکانس خطی برابر با فرکانس پره و میرایی چاه غیرخطی انرژی ۱۰ برابر میرایی پره می‌باشد. در مرحله اول نقطه اتصال جاذب به پره، در فاصله ۰/۸ متری از انتهای گیردار پره در نظر گرفته شده و برای تمامی موارد مندرج، حداکثر مقدار دامنه ارتعاشات محاسبه شده است. بر این اساس و با تحلیل حساسیت حول مقادیر اولیه پارامترهای چاه غیرخطی انرژی که در شکل ۷ نیز نشان داده شده است، بیشترین میزان جذب انرژی و کمترین دامنه ارتعاش در

دامنه ارتعاشات برابر با ۹۰/۰۱ در $\omega = ۰/۵۸۳$ بوده که در شکل ۶ قابل مشاهده است.

معادلات حرکت پره به همراه چاه غیرخطی انرژی نیز به صورت عددی حل گردیده است. در این راستا با در نظر گرفتن جرم جاذب به میزان ۱٪ جرم پره به عنوان سیستم اصلی که منطبق بر ادبیات فن است [۲۷]، تحلیل حساسیت اثر مقادیر ضرایب سفتی و میرایی چاه غیرخطی انرژی روی دامنه پره انجام شده است تا پارامترهای بهینه جهت تنظیم مقادیر ضرایب سفتی و میرایی چاه غیرخطی انرژی



شکل ۸. پاسخ فرکانسی پره توربین با وجود چاه غیرخطی انرژی
Fig. 8. Frequency response of the turbine blade with NES

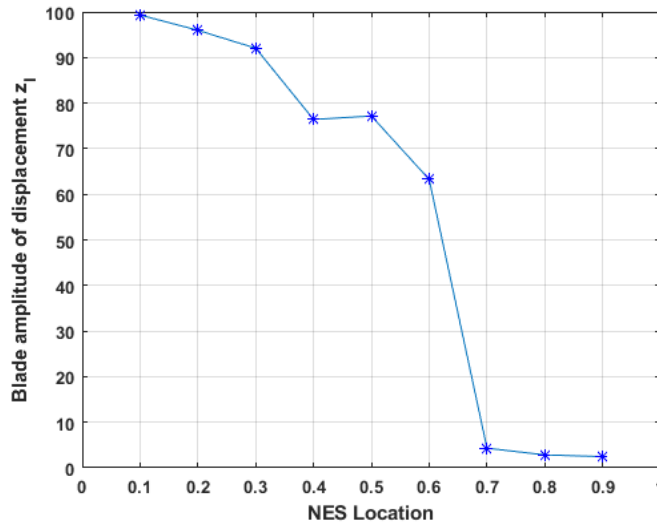


شکل ۹. پاسخ فرکانسی پره توربین با چاه انرژی غیر خطی، حول رزونانس سوپرهارمونیک دوم
Fig. 9. Frequency response of the turbine blade with NES, around the second super-harmonic resonance

که در شکل ۶ نمایش داده شده است، کاهش قابل توجهی خصوصاً حول رزونانس سوپرهارمونیک دوم تجربه نموده است. در ادبیات موضوع و به عنوان نمونه در مراجع [۲۸-۳۰] نشان داده شده است که بهترین نقطه اتصال جاذب در محل دامنه ماکزیمم سازه است. لیکن از آنجایی که در منابع ذکر شده سیستم اصلی خطی در نظر گرفته شده است اما در این تحقیق سیستم اصلی نیز غیرخطی است، و جهت اطمینان از قابل قبول بودن نتایج آن منابع در حالت کلی، تحلیل حساسیت جهت تعیین نقطه بهینه اتصال انجام می گیرد.

$\omega = 0.598$ و برابر با $2/81$ می باشد که با ضریب سفتی برابر با $10^{1/5}$ مقدار آن در فرکانس طبیعی پره و ضریب میرایی $10^{1/5}$ برابر ضریب میرایی پره بدست آمده است.

پاسخ فرکانسی پره به ازای ضرایب فنریت و میرایی بهینه چاه غیرخطی انرژی در بازه سرعت بدون بعد تا 0.7 در شکل ۸ آمده است. پاسخ فرکانسی پره در نقطه بهینه شکل ۹ نشان داده است. همانطور که ملاحظه می شود، دامنه نوسان پره در زمان بهره گیری از چاه انرژی غیرخطی در قیاس با مقادیر آن در زمان ارتعاش بدون آن



شکل ۱۰. دامنه ماکزیمم ارتعاشات پره حول رزونانس سوپرهارمونیک دوم بر حسب محل اتصال جاذب به پره

Fig. 10. Maximum vibrations amplitude of blade around the second super-harmonic resonance, based on the location of absorber on the blade

$$\xi_{abs} = \left(\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \right)^{1/2} \Rightarrow c_{abs} = 2\xi_{abs} m_{abs} \omega_{abs}, \quad \omega_{abs} = \sqrt{\frac{k_{abs}}{m_{abs}}} \quad (38)$$

در این حالت جرم جاذب بهینه خطی برابر با جرم چاه غیرخطی انرژی در نظر گرفته شده و نسبت جرم وزنه جاذب و سیستم اصلی یک صدم است و براین اساس ضریب سفتی جاذب خطی $k_{abs} = 1/2624 \text{ N/m}$ و ضریب میرایی آن $c_{abs} = 0.12 \text{ N.s/m}$ خواهد شد.

با حل عددی معادلات فوق به روش رانگ کوتا پاسخ فرکانسی پره به همراه جاذب خطی بهینه مطابق با شکل ۱۱ بدست خواهد آمد که حداکثر دامنه ارتعاشات در آن برابر با $3/85$ خواهد بود. با مقایسه شکل ۱۱ و شکل ۸ مشخص است که جاذب غیرخطی دامنه را بیشتر کاهش داده است.

با جمع نمودارهای پاسخ فرکانسی پره توربین بادی به همراه چاه غیرخطی انرژی، پره به همراه جاذب خطی بهینه و پره به تنهایی در اطراف منطقه رزونانسی سوپرهارمونیک دوم نمودار شکل ۱۲ بدست خواهد آمد:

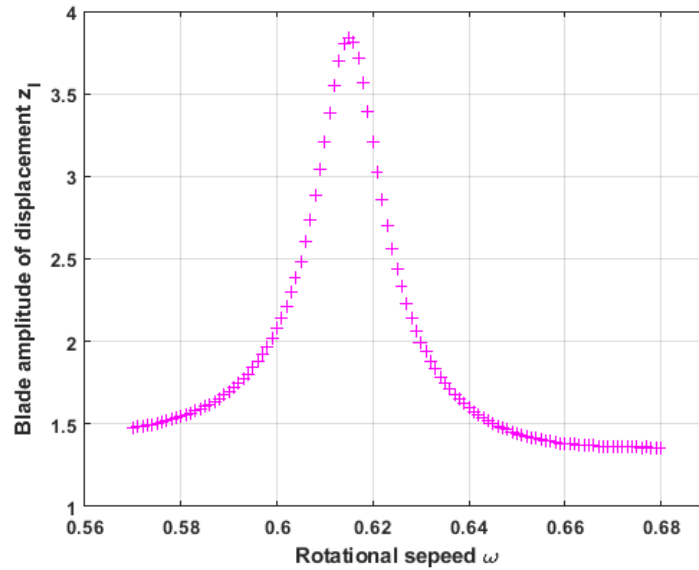
شکل ۱۲ ملاحظه می‌شود هر دو جاذب دارای کارکرد قابل ملاحظه‌ای در کاهش دامنه ارتعاشات پره توربین بادی در تقابل با نیروی باد می‌باشند، بگونه‌ای که مقدار آن از $90/01$ در حالت ارتعاش پره به تنهایی، به میزان $2/81$ با چاه غیرخطی انرژی و $3/85$ با جاذب خطی بهینه تغییر می‌کند. در این راه چاه غیرخطی انرژی با توجه به بهره‌گیری از فنر غیرخطی، علاوه بر توانایی کاهش بیشتر دامنه

بدین طریق که چاه غیرخطی انرژی به پره دارای طول یک متر، در فواصل $0/1$ متری مطابق با شکل ۱۰ متصل گردید. همانگونه که در شکل ۱۰ نشان داده شده، حداکثر کارایی جاذب در نقطه $0/9$ متری از سر گیردار پره بدست آمد. البته ملاحظه می‌شود که مقدار آن در محدوده $0/7$ تا $0/9$ تقریباً مشابه است.

این مقایسه نشان می‌دهد بهترین محل جهت اتصال جاذب به پره نزدیکترین فاصله امکان‌پذیر به انتهای پره است. بنابراین با توجه به محدودیت فیزیکی اتصال در نقاط انتهایی پره، جهت حل معادلات و نهایتاً رسم نمودار مقایسه‌ای نقطه اتصال $0/8$ متری از انتهای سر گیردار پره در نظر گرفته می‌شود. همانطور که مشخص است پاسخ سیستم اصلی بطور کامل و بدون ایجاد هیچ‌گونه افزایش دامنه محلی در اطراف نقطه رزونانس، کاهش پیدا کرده است که بطور کیفی منطبق بر رفتار چاه غیرخطی انرژی در منابع مرتبط است.

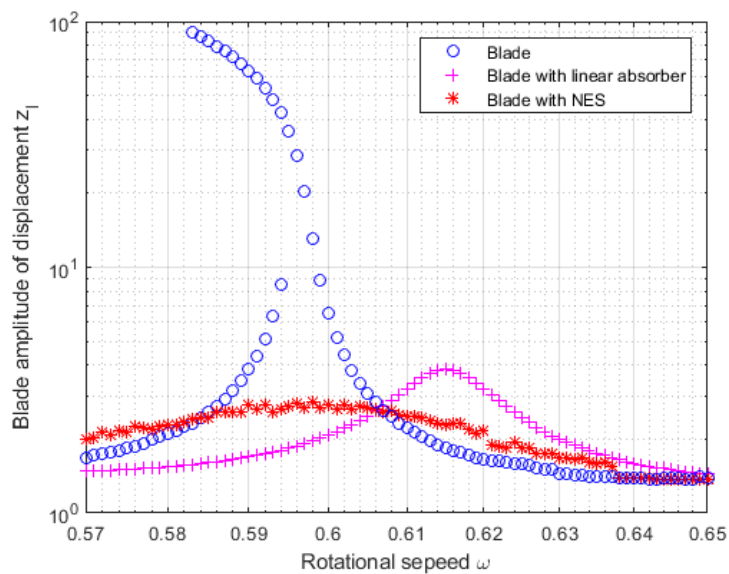
پارامترهای جاذب خطی بهینه متصل به پره، بر اساس روابط دن هارتوگ [۳۱] استخراج شده است. البته جرم جاذب خطی با جرم چاه غیرخطی انرژی مساوی فرض شده است و همانطور که می‌دانیم داشتن جاذب بهتر با جرم چند برابر قطعاً نشانه برتری نخواهد بود. بر اساس این معیار، ضرایب فنریت و دمپینگ جاذب در حالت بهینه با استفاده از رابط زیر استخراج می‌شوند:

$$\frac{\omega_{abs}}{p_0} = \frac{1}{1+\mu} \Rightarrow k_{abs} = m_{abs} \left(\frac{p_0}{1+\mu} \right)^2, \quad \mu = \frac{m_{abs}}{m_{blade}} \quad (37)$$



شکل ۱۱. پاسخ فرکانسی پره به همراه جاذب خطی بهینه

Fig. 11. Frequency response of the blade with optimal linear absorber



شکل ۱۲. پاسخ فرکانسی پره همراه با چاه غیر خطی انرژی، جاذب خطی بهینه و بدون آن‌ها

Fig. 12. Frequency response of the blade With and without NES and optimal linear absorber

متناسب با ارتفاع آن در زمان چرخش بکار گرفته است، و معادلات حرکت جهت محاسبه دامنه ارتعاشات پره در زمان تشدید با سرعت زاویه‌ای‌های مختلف به کمک روش عددی استخراج کرده است. در بهینه‌سازی انجام شده، بهترین ضرایب سفتی فنر و میرایی چاه غیرخطی انرژی بدست آمده، و نتایج با نتایج بدست آمده از معادله حرکت پره تنها و پره همراه با جاذب خطی مقایسه شده است. بر

ارتعاش، موجب می‌گردد تغییرات دامنه نوسان پره به آرامی انجام پذیرد.

۷- نتیجه گیری

مطالعه حاضر یک چاه غیر خطی انرژی پربازده را برای کاهش ارتعاش خارج از صفحه یک پره توربین بادی تحت بارگذاری موج باد

فرکانس طبیعی تیر بدون دوران و با جابجایی ناچیز، Hz	p
نیروی باد در ارتفاع شافت توربین، N	Q_c
تغییرات نیروی باد ناشی از تغییر ارتفاع، N	ΔQ
زمان، s	t
خیز استاتیکی، m	z_{1c}
خیز دینامیکی، m	z_{1d}

علائم یونانی

موقعیت اتصال چاه غیر خطی انرژی، m	δ
زاویه خیز پره، rad	θ
مقدار ویژه مود اول	λ
نسبت جرمی جاذب خطی بهینه به سیستم اصلی	μ
چگالی، kg/m ^۳	ρ
سرعت زاویه‌ای، rad/s	ω

اساس نتایج و بحث‌های ارائه شده، نکات اصلی زیر را می‌توان نتیجه گرفت:

الف. بکارگیری چاه غیرخطی انرژی پربازده^۱ میزان دامنه ارتعاشات پره در شرایط تشدید را برای نمونه بررسی شده به میزان ۹۶٪، یعنی از ۹۰/۰۱ به ۲/۸۱ کاهش داده است.

ب. دامنه ارتعاشات در زمان بکارگیری چاه غیرخطی انرژی جهت کنترل ارتعاشات پره توربین بادی در قیاس با جاذب خطی بهینه ۳۱٪ کمتر است که دلالت بر کارایی بهتر چاه غیر خطی انرژی دارد.

ج. تأثیر ضرایب سفتی فنر و میرایی چاه انرژی بر عملکرد آن بسیار مؤثر بوده بگونه‌ای که با در نظر گرفتن پارامترهای نامناسب عملاً دامنه ارتعاشات حاصله از نیروهای وارده نه تنها کاهش نیافته، بلکه افزایش خواهد یافت.

د. بهترین کارایی چاه غیرخطی انرژی از نقطه نظر محل اتصال در دورترین فاصله ممکن از انتهای گیردار آن حاصل می‌گردد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

مساحت، m ^۲	A
ضریب میرایی، Ns/m	c_l
ضریب میرایی جاذب خطی بهینه، Ns/m	c_{abs}
ضریب میرایی چاه غیرخطی انرژی، Ns/m	c_{nes}
مدول الاستیسیته، N/m ^۲	E
نیروی خالص افقی، N	F_{nl}
شتاب گرانش، m/s ^۲	g
مود اول تیر در نقطه انتهایی تیر	h_l
مود اول تیر در نقطه اتصال چاه غیرخطی انرژی	h_δ
ممان اینرسی سطح پره، m ^۴	I
ضریب سفتی فنر، N/m	k
ضریب سفتی جاذب خطی بهینه، N/m	k_{abs}
ضریب سفتی فنر چاه غیرخطی انرژی، N/m	k_{nes}
طول پره، m	l
جرم جاذب خطی بهینه، kg	m_{aba}
جرم چاه غیرخطی انرژی، kg	m_{nes}
فرکانس طبیعی تیر، Hz	p

- ### منابع
- [1] T. Inoue, Y. Ishida, T. Kiyohara, Nonlinear vibration analysis of the wind turbine blade (occurrence of the superharmonic resonance in the out of plane vibration of the elastic blade), Journal of vibration and acoustics, 134(3) (2012).
 - [2] B. Fitzgerald, B. Basu, S.R. Nielsen, Active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades, Structural Control and Health Monitoring, 20(12) (2013) 1377-1396.
 - [3] H.M. Negm, K.Y. Maalawi, Structural design optimization of wind turbine towers, Computers & Structures, 74(6) (2000) 649-666.
 - [4] C. Sun, V. Jahangiri, Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3D pendulum tuned mass damper, Mechanical Systems and Signal Processing, 105 (2018) 338-360.
 - [5] J. Arrigan, V. Pakrashi, B. Basu, S. Nagarajaiah, Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers, Structural Control and Health Monitoring, 18(8) (2011) 840-851.
 - [6] M.A. Lackner, M.A. Rotea, Passive structural control of offshore wind turbines, Wind energy, 14(3) (2011) 373-

1 Highly efficient nonlinear energy sink

- energy transfer in mechanical and structural systems, Springer Science & Business Media, 2008.
- [17] K. Yang, Y.-W. Zhang, H. Ding, T.-Z. Yang, Y. Li, L.-Q. Chen, Nonlinear energy sink for whole-spacecraft vibration reduction, *Journal of Vibration and Acoustics*, 139(2) (2017).
- [18] S. Bab, S.E. Khadem, M. Shahgholi, Lateral vibration attenuation of a rotor under mass eccentricity force using non-linear energy sink, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 67 (2014) 251-266.
- [19] S. Bab, S.E. Khadem, M. Shahgholi, Vibration attenuation of a rotor supported by journal bearings with nonlinear suspensions under mass eccentricity force using nonlinear energy sink, *Meccanica*, 50(9) (2015) 2441-2460.
- [20] S. Bab, M. Najafi, J.F. Sola, A. Abbasi, Annihilation of non-stationary vibration of a gas turbine rotor system under rub-impact effect using a nonlinear absorber, *Mechanism and Machine Theory*, 139 (2019) 379-406.
- [21] F. Nucera, F.L. Iacono, D. McFarland, L. Bergman, A. Vakakis, Application of broadband nonlinear targeted energy transfers for seismic mitigation of a shear frame: Experimental results, *Journal of sound and vibration*, 313(1-2) (2008) 57-76.
- [22] M.A. Al-Shudeifat, Highly efficient nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, 76(4) (2014) 1905-1920.
- [23] F. Romeo, G. Sigalov, L.A. Bergman, A.F. Vakakis, Dynamics of a linear oscillator coupled to a bistable light attachment: numerical study, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 10(1) (2015).
- [24] X. Fang, J. Wen, J. Yin, D. Yu, Highly efficient continuous bistable nonlinear energy sink composed of a cantilever beam with partial constrained layer damping, *Nonlinear Dynamics*, 87(4) (2017) 2677-2695.
- [25] H. Wang, L. Tang, Modeling and experiment of bistable two-degree-of-freedom energy harvester with magnetic coupling, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 86 (2017) 29-39.
- [26] S.S. Rao, *Vibration of continuous systems*, John Wiley & Sons, 2019.
- [27] F. Georgiades, A. Vakakis, Dynamics of a linear beam with 388.
- [7] P. Murtagh, A. Ghosh, B. Basu, B. Broderick, Passive control of wind turbine vibrations including blade/tower interaction and rotationally sampled turbulence, *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 11(4) (2008) 305-317.
- [8] S. Colwell, B. Basu, Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control, *Engineering Structures*, 31(2) (2009) 358-368.
- [9] H.R. Karimi, M. Zapateiro, N. Luo, Semiactive vibration control of offshore wind turbine towers with tuned liquid column dampers using H_∞ output feedback control, in: 2010 IEEE International Conference on Control Applications, IEEE, 2010, pp. 2245-2249.
- [10] S.K. Yalla, A. Kareem, J.C. Kantor, Semi-active tuned liquid column dampers for vibration control of structures, *Engineering Structures*, 23(11) (2001) 1469-1479.
- [11] S.J. Johnson, J.P. Baker, C. Van Dam, D. Berg, An overview of active load control techniques for wind turbines with an emphasis on microtabs, *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 13(2-3) (2010) 239-253.
- [12] M.A. Lackner, G. van Kuik, A comparison of smart rotor control approaches using trailing edge flaps and individual pitch control, *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 13(2-3) (2010) 117-134.
- [13] V. Maldonado, J. Farnsworth, W. Gressick, M. Amitay, Active control of flow separation and structural vibrations of wind turbine blades, *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 13(2-3) (2010) 221-237.
- [14] M.N. Svendsen, S. Krenk, J. Høgsberg, Resonant vibration control of rotating beams, *Journal of sound and vibration*, 330(9) (2011) 1877-1890.
- [15] L.Y. Pao, K.E. Johnson, Control of wind turbines, *IEEE Control systems magazine*, 31(2) (2011) 44-62.
- [16] A.F. Vakakis, O.V. Gendelman, L.A. Bergman, D.M. McFarland, G. Kerschen, Y.S. Lee, Nonlinear targeted

- Journal of Vibration and Control, 23(6) (2017) 1001-1025.
- [30] A.E. Mamaghani, S. Khadem, S. Bab, Vibration control of a pipe conveying fluid under external periodic excitation using a nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, 86(3) (2016) 1761-1795.
- [31] J.P. Den Hartog, *Mechanical vibrations*, Courier Corporation, 1985.
- an attached local nonlinear energy sink, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 12(5) (2007) 643-651.
- [28] P. Asgharifard-Sharabiani, H. Ahmadian, Nonlinear model identification of oil-lubricated tilting pad bearings, *Tribology International*, 92 (2015) 533-543.
- [29] S. Bab, S. Khadem, M. Mahdiabadi, M. Shahgholi, Vibration mitigation of a rotating beam under external periodic force using a nonlinear energy sink (NES),

پیوست

- در بخش ۴ این مقاله انرژی جنبشی و پتانسیل پره و چاه غیرخطی انرژی محاسبه و با استفاده از معادله اویلر-لاگرانژ معادله حرکت مدل پره الاستیک منفرد توربین بادی همراه با چاه غیر خطی انرژی استخراج گردید. در معادلات بدست آمده (۲۴) و (۲۵) ضرائب $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_4$ و β_5 استفاده شد که نحوه محاسبه آنها به شرح زیر می باشد.
- $$\alpha_2 = \int_0^l \xi \alpha(\xi) d\xi \quad (\text{پ-۲})$$
- $$\alpha_3 = \frac{1}{h(l)^2} \int_0^l h(\xi)^2 d\xi \quad (\text{پ-۳})$$
- $$\beta_4 = \frac{1}{h(l)^2} \int_0^l \left(\frac{d^2 h(\xi)}{d\xi^2} \right) d\xi \quad (\text{پ-۳})$$
- $$\beta_5 = \int_0^l \alpha(\xi) d\xi \quad (\text{پ-۴})$$
- $$\alpha_1 = \int_0^l \alpha(\xi)^2 d\xi \quad (\text{پ-۱})$$

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Daghighi, A. Rahmani Hanzaki, M. Shahgholi, S. Bab, *Out-of-Plane Vibration Mitigation of Wind Turbine Blade Using Highly Efficient Nonlinear Energy Sink*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(12) (2022) 5851-5866.

DOI: [10.22060/mej.2021.19784.7111](https://doi.org/10.22060/mej.2021.19784.7111)



