



## Edgewise Vibration Reduction of a Small-Scale Wind Turbine Blade with Considering Vibration Coupling

H. Biglari, V. Fakhari\*

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** Edgewise vibration in wind turbine blades is one of the important factors that results in reducing the performance of wind turbines. In this paper, an optimally tuned mass damper is proposed to reduce edgewise vibration of a small-scale horizontal axis wind turbine blade (5 kW) with considering the coupling between edgewise and flapwise vibrations. For this purpose, partial differential equations governing dynamics of the system are derived using the Lagrange method. These equations are completely nonlinear and linearization is not performed to avoid possible errors in the analysis and also, the blade is considered as a flexible member. In deriving governing equations, coupling effect between in-plane and out-of-plane vibrations of the blade, and effect of centrifugal forces and gravity are considered. In order to reduce vibration of the blade, a tuned mass damper is used and its parameters are optimized using one of the genetic algorithm methods for a real blade sample. Finally, with applying wind force as a sweep sine excitation, effectiveness of the optimized tuned mass damper in vibration reduction of the blade is investigated and the related results are presented. Results show that the wind turbine blade vibration reduction is achieved properly using the optimally tuned mass damper.

### Review History:

Received: 2019/12/29  
Revised: 2019/05/09  
Accepted: 2019/06/16  
Available Online: 2019/07/07

### Keywords:

Wind turbine blade  
Edgewise vibration reduction  
Tuned mass damper  
Optimization  
Coupling between edgewise and flapwise vibrations

### 1- Introduction

These New and renewable energies have an increasing impact on human societies. Wind energy is one of these new energies that have many benefits like cheap and renewable. Wind turbine blade edgewise vibrations can be considered as one of the most important concerns in wind turbines [1]. Therefore, the control or reduction of these vibrations can be of great help in more efficient wind turbines. Qiao et al. [1] investigated the vibration analysis and wind turbine blade vibration reduction by applying piezoelectric and introducing a kind of intelligent active control method. Chen et al. [2] reduced the edgewise vibration of a wind turbine blade under severe wind conditions by applying a semi-active phase-controlled fuzzy method to give a voltage corresponding to the amount of vibration to the magnetic damper to reduce vibrations. Ikeda et al [3] reduced wind turbine blade vibrations by using an inactive tuned mass damper. Using optimal values tuned mass damper, they reduced blade vibrations to an acceptable level. In this study, we tried to reduce the edgewise vibrations by using an optimally tuned mass damper. Optimization of tuned mass damper based on a relatively complete dynamic model of the wind turbine blade, taking into account the effect of coupling edgewise and flapwise vibrations, as well as the effect of variations along the length of the blade (centrifugal forces and gravity).

### 2- Methodology

The Lagrange method is used to find the dynamical equations governing the system. A horizontal axis turbine blade with

\*Corresponding author's email: v\_fakhari@sbu.ac.ir

three blades is shown in Fig. 1. with the corresponding coordinate system. Fig. 2. shows how the tuned mass damper is located in the wind turbine blade.

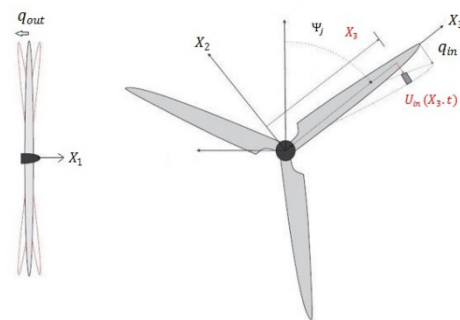


Fig. 1. Wind turbine blade and related coordinates in edgewise and flapwise vibration

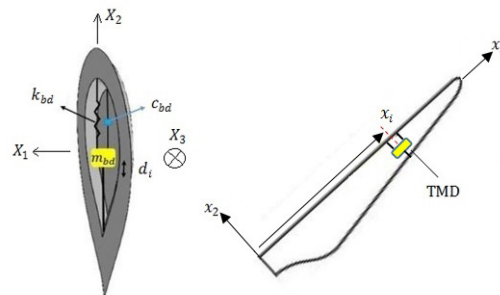


Fig. 2. Packaging of a tuned mass damper in wind turbine blade



The vibrational equations of motion of the blade with tuned mass damper are obtained as follows:

$$\begin{aligned} & (m_{in} + m_{bd}\varphi_{in}^2(x_i))\ddot{q}_{in} + m_{bd}\varphi_{in}(x_i)\dot{d} + \\ & c_{in}\dot{q}_{in} + (k_{in}\Omega^2[m_{in} + m_{bd}\varphi_{in}(x_i)])q_{in} \\ & + k_c q_{out} = f_{in} + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3)\varphi_{in}(x_3)dx_3 + \\ & m_{bd}\varphi_{in}(x_i)g \sin \Psi_j \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & (m_{out} + m_{bd}\varphi_{out}^2(x_i))\ddot{q}_{out} + c_{out}\dot{q}_{out} \\ & + k_c q_{in} + k_{out}q_{out} = f_{out} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & m_{bd}\ddot{d}_i + m_{bd}\varphi_{in}(x_i)\ddot{q}_{in} + c_{in}\dot{d}_i + \\ & k_{bd}\dot{d}_i = -m_{bd}\varphi_{in}(x_i)g \cos \Psi_j \end{aligned} \quad (3)$$

Also:

$$m_{in} = \int_0^L \mu(x_3)\varphi_{in}^2(x_3)dx_3 \quad (4)$$

$$m_{out} = \int_0^L \mu(x_3)\varphi_{out}^2(x_3)dx_3 \quad (5)$$

In which  $\mu$  is the unit mass of the blade per length,  $k_c$  is the spring coefficient of the tuned mass damper,  $\varphi_{in}$  is first normalized mode shape for the in-plane vibrations,  $\varphi_{out}$  is first normalized mode shape for the out-plane vibrations,  $\Psi_j$  is the Azimut angle for the  $j$ th blade,  $m_{bd}$  is the mass of the damper,  $d$  is the amount of displacement of the damper mass relative to the blade,  $c_{in}$  and  $c_{out}$ , respectively, represents the damping of the structure in the edgewise direction, flapwise direction and also the damper damping,  $f_{in}$  and  $f_{out}$ , respectively, represent the wind force components in-plane and out-plane of the blade.

To calculate the function of unit mass per length, cross-section and second moment of the area by entering the profile of different parts of the blade in the software and fitting the curve on it, the curve equation is considered as the corresponding equation for the continuation of the analysis. In order to find the mode shape of the blade, the fix-free vibration equation of a non-uniform beam is used based on Euler-Bernoulli beam assumptions. In order to ensure the accuracy of dynamic modeling, the results of solving the dynamic equations of the blade with the corresponding results of the Cad software have been compared. The type of algorithm used for optimization in this study is based on the NSGA-II multi-objective function genetic algorithm.

The variation of the target function (maximum displacement of the blade tip) in terms of the variations of the optimization variables (spring and damping coefficient of mass fragmentation) in the optimization process is presented in Fig. 3. The optimization constraints, as well as the values obtained from optimization, are presented in Table 1.

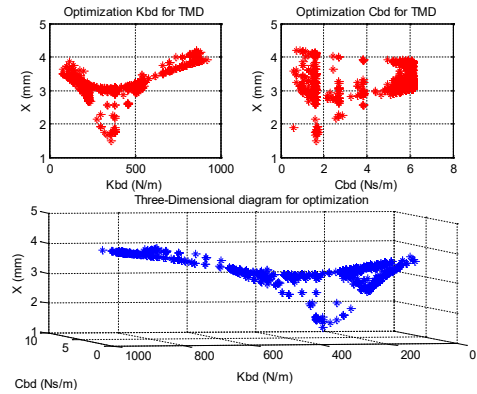


Fig. 3. Variations of the objective function (maximum displacement of the tip of the blade) in terms of variation of optimization variables (spring and damping coefficient of the tuned mass damper) in the optimization process

Table 1. Optimization constraints and optimal values

Optimization Variable	Constraint	Optimal Value
(Ns/m)	0.6 < < 6	1.724
(N/m)	80 < < 930	360
(cm)	-2 < < 2	1.53

### 3- Results and Discussion

In this study, wind excitation in the form of a sweep sine wave with linearly increasing frequency from 30 up to 250 rad/s is applied. Edgewise vibration at the tip of the blade with and without tuned mass dampers in the presence of wind speeds of 5 m/s, 10 m/s, 15 m/s and 20 m/s is done. The simulation result at 10 m/s is shown in Fig. 4.

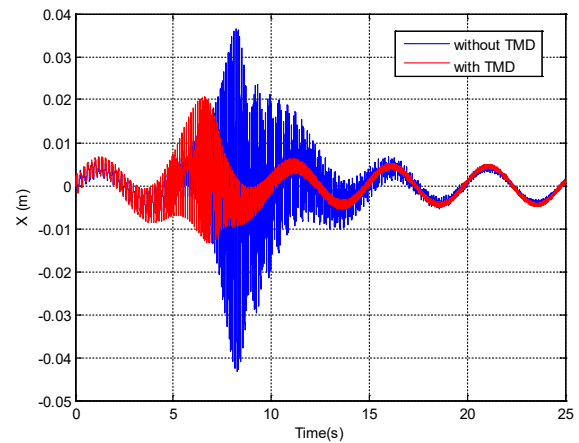


Fig. 4. Edgewise vibration at the tip of the blade with and without employing of an optimally tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with speed of 10 m/s

The percentage of the root mean square of the edgewise vibration reduction of the blade with a tuned mass damper relative to the alone blade is given in Table 1. As shown in Table 1, the effect of the tuned mass damper on the reduction of the root mean square of the edgewise vibration at the tip of the wind turbine blade is small at low wind speeds. But at high wind speeds, the tuned mass dampers have a very effective effect on reducing wind turbine blade vibrations.

**Table 2. Effect of employing the tuned mass damper on edgewise vibration reduction (rms) of a wind turbine blade in the presence of a sweep sine wind excitation from 30 to 250 radians per second**

Wind speed	Root mean square vibrations reduction at the tip of the blade
5 m/s	11.34
10 m/s	40.21
15 m/s	48.6
20 m/s	53.7

#### 4- Conclusion

In order to study the effect of the applied control method, the comparison between the root mean square values of the vibrations at the tip of the wind turbine blade with and without the tuned mass damper was investigated. The results indicate that the tuned mass damper was more effective in reducing vibrations for high wind speeds. Therefore, based on this

study, it can be stated that the use of tuned mass dampers to reduce the vibrations of wind turbine blades can be effective. Also, the use of these dampers in areas with a high average wind speed has a significant effect on reducing vibrations.

#### 5- References

- [1] Y. Qiao, J. Han, C. Zhang, J. Chen, and K. Yi, Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade, *Applied Composite Materials*, 19(3-4) (2012) 747-754.
- [2] J. Chen, C. Yuan, J. Li, and Q. Xu, Semi-active fuzzy control of edgewise vibrations in wind turbine blades, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 147 (2015) 251-261.
- [3] T. Ikeda, Y. Harata, Y. Sasagawa, and Y. Ishida, Vibration Suppression of Wind Turbine Blades, In: *Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Buffalo, New York, USA, 2014.





## کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک با در نظر گرفتن کوپلینگ ارتعاشات

حامد بیگلری، وحید فخاری\*

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۱۰-۰۸  
بازنگری: ۱۳۹۸-۰۲-۱۹  
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۳-۲۶  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۴-۱۶

### کلمات کلیدی:

پره توربین باد  
کاهش ارتعاشات صفحه‌ای  
میراگر جرمی تنظیم شده  
بهینه‌سازی  
کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از  
صفحه

**خلاصه:** در این مقاله، کاهش ارتعاشات صفحه‌ای یک نمونه پره توربین باد محور افقی مقیاس کوچک (۵ کیلو وات) با استفاده از میراگر جرمی تنظیم شده بهینه و با در نظر گرفتن کوپلینگ میان ارتعاشات داخل و خارج از صفحه پره مورد بررسی قرار می‌گیرد. به این منظور، ابتدا معادلات دیفرانسیل حاکم بر دینامیک پره به همراه میراگر جرمی با استفاده از روش لاگرانژ استخراج می‌گردند. برای اجتناب از خطا در تحلیل، از خطی سازی معادلات سیستم خودداری شده و پره به صورت عضو انعطاف پذیر در نظر گرفته می‌شود. در استخراج معادلات حاکم، اثر کوپلینگ میان ارتعاشات صفحه‌ای و ارتعاشات خارج از صفحه پره و همچنین تأثیر نیروهای گریز از مرکز و جاذبه در نظر گرفته می‌شود. در ادامه، به منظور کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره، از میراگر جرمی استفاده می‌شود و پارامترهای آن با استفاده از یکی از روش‌های الگوریتم ژنتیک برای یک نمونه پره واقعی بهینه‌سازی می‌گردد. در نهایت، با اعمال نیروی باد به صورت سینوسی با فرکانس متغیر، تأثیر میراگر در کاهش ارتعاشات پره در چهار سرعت باد مختلف مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصل ارائه می‌گردند. نتایج به دست آمده نشان دهنده کاهش مطلوب دامنه ارتعاشات پره توربین باد با استفاده از میراگر جرمی بهینه است.

### ۱- مقدمه

گسترش انرژی‌های نو و تجدیدپذیر تأثیری روز افزون و روبه رشد در زندگی جوامع بشری دارد. انرژی باد یکی از این انرژی‌های نوین بوده که به علت ارزان بودن و تجدیدپذیر بودن مورد توجه فراوانی قرار دارد. تکنولوژی طراحی و ساخت توربین‌های باد به‌طور مداوم در حال پیشرفت است. توربین بادی انرژی جنبشی موجود در باد را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌نماید.

مطالعات زیادی بر روی کارایی انرژی باد به عنوان یک منبع انرژی نو و تجدید پذیر برای نواحی شهری و روستایی صورت گرفته است [۱]. ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد را می‌توان یکی از مهم‌ترین نگرانی‌ها در توربین‌های بادی دانست [۲]. بنابراین مهار و یا کاهش این ارتعاشات می‌تواند کمک شایانی به بهره‌روی هر چه بیشتر توربین باد نماید. کرن و همکاران [۳] روش کنترل فعال را برای کاهش ارتعاشات روتور به همراه سه پره توربین باد را مورد بررسی قرار دادند. ژانگ و همکاران [۴] عمل‌کرد جاذب‌های ارتعاشی مایع،

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: v\_fakhari@sbu.ac.ir

برای کنترل ارتعاشات عرضی توربین‌های بادی ۲ و ۳ مگاوات را مورد بررسی قرار دادند. هر پره با تئوری تیر اوپلر برنولی مدل شده است. جرم واحد طول و ممان اینرسی پره‌ها متغیر در نظر گرفته شده است. ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه در نظر گرفته شده است. برای توربین ۲ مگاواتی بیشترین کاهش ارتعاشات ۳۴ درصد و برای توربین ۳ مگاواتی بیشترین کاهش ارتعاشات ۲۶ درصد ثبت شد. چن و همکاران [۵] کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد تحت شرایط باد شدید را با به‌کار بردن روش کنترل فازی نیمه فعال برای دادن ولتاژ متناسب با میزان ارتعاشات به میراگر مغناطیسی برای کاهش ارتعاشات مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها توانستند میزان ارتعاشات انتهای پره را به میزان ۲۰ درصد کاهش دهند. مفهوم میراگر جرمی تنظیم شده نخستین بار توسط تارگوف در سال ۱۹۴۷ معرفی شد [۶]. حدود ۲ دهه قبل ساکای و همکاران [۷] دمپر ستون مایع را برای کاهش ارتعاشات توربین‌های بادی محور افقی بلند به‌کار بردند. وانگ و همکاران [۸] کاهش ارتعاشات توربین باد دور از ساحل را با استفاده از میراگر جرمی تنظیم شده به روش غیر فعال مورد بررسی

از صفحه پره، و نیز اثر تغییرات در راستای طول پره (نیروهای گریز از مرکز و جاذبه) انجام می‌گردد. مسلماً بهینه‌سازی بر اساس مدل دینامیکی کامل‌تر و دقیق‌تر به نتایج واقعی‌تری منجر خواهد شد. به این منظور، از یکی از روش‌های الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. همچنین، مدل هندسی پره مطابق با استاندارد ایرفویل 823S در نظر گرفته شده است.

در بخش ۲، معادلات دینامیکی پره به همراه میراگر جرمی با استفاده از روش لاگرانژ استخراج می‌شود. در ادامه مشخصات فیزیکی پره توربین باد استخراج شده و در نهایت فرکانس طبیعی پره شبیه سازی شده با فرکانس به دست آمده از نرم افزار کامسول به منظور اعتبار سنجی حل مقایسه می‌شود. در بخش ۳، با معرفی تابع هدف، قیود بهینه‌سازی و سپس اعمال روش الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی، مقادیر بهینه برای پارامترهای میراگر جرمی به دست می‌آیند. در بخش ۴، به منظور یافتن میزان تأثیر میراگر جرمی بهینه شده در کاهش ارتعاشات پره، با اعمال نیروی باد به صورت جاروب فرکانسی، با فرکانس‌هایی که از ۰/۵ تا ۴ برابر فرکانس تشدید مود اول تغییر می‌کنند، میزان دامنه ارتعاشات انتهایی پره در دو حالت با و بدون وجود میراگر با یکدیگر مقایسه می‌شوند. در بخش ۵، نتایج به دست آمده مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرند.

## ۲- استخراج معادلات حرکت و اعتبار سنجی

در این بخش به یافتن معادلات حرکت پره با میراگر جرمی، یافتن پارامترهای فیزیکی پره و نیز اعتبار سنجی آن پرداخته می‌شود.

### ۲-۱- استخراج معادلات حرکت

برای یافتن معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم از روش لاگرانژ استفاده می‌شود. یک پره توربین بادی محور افقی که دارای سه پره می‌باشد، همراه با سیستم مختصات مربوطه در شکل ۱ نشان داده شده است. زاویه آیزموس  $\Psi_j(t)$  برای پره  $j$ ام از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$\Psi_j(t) = \Omega t + \frac{2\pi}{3}(j-1) \quad j = 1, 2, 3 \quad (1)$$

که در آن  $\Omega$  سرعت دورانی پره است. در این مقاله، فرض شده که

قرار دادند. کیاو و همکاران [۲] آنالیز ارتعاش و کاهش ارتعاش پره توربین باد را با به‌کارگیری پیژوالکتریک و ارائه نوعی روش کنترل فعال هوشمند بررسی نمودند. استاینو و همکاران [۹] ارتعاشات صفحه‌ای توربین باد را با استفاده از روش کنترل فعال LQR مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها اثرات شتاب گریز از مرکز و جاذبه را در مدل‌سازی لحاظ نمودند. نتایج حاصل نشان داد که ارتعاشات به میزان قابل ملاحظه‌ای (۶۵ درصد برای بیش‌ترین جابجایی در انتهای پره) کاهش یافت. تاکاشی و همکاران [۱۰] کاهش ارتعاشات پره توربین باد را با استفاده از میراگر جرمی تنظیم شده به روش غیر فعال مورد بررسی قرار دادند. پره به صورت یک میله صلب که ابتدای آن به یک فنر پیچشی متصل است مدل شده است. آن‌ها با استفاده از مقادیر بهینه جاذب ارتعاش، ارتعاشات پره را تا حد قابل قبولی کاهش دادند. همچنین آن‌ها میزان تأثیر جرم جاذب را بر کاهش ارتعاشات بررسی کردند و دریافتند که با افزایش میزان جرم جاذب میزان ارتعاشات کاهش بیش‌تری می‌یابد.

تاکنون مطالعات اندکی در مورد کاهش ارتعاشات پره توربین‌های باد مقیاس کوچک صورت گرفته است. در واقع، اکثر مقالات به بررسی ارتعاشات پره‌های مربوط به توربین‌های باد چند مگاواتی پرداخته‌اند. نویسندگان مقاله حاضر در [۱۱] به کارگیری میراگر جرمی بهینه را به منظور کاهش ارتعاشات پره توربین باد مقیاس کوچک مورد بررسی قرار دادند. اما در آن پژوهش، اثر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه، تأثیر نیروهای وزن و گریز از مرکز پره در استخراج معادلات دینامیکی حاکم لحاظ نگردید و از مدل ساده‌تری استفاده شد. در این پژوهش سعی بر آن است که پس از یافتن پارامترهای فیزیکی یک نمونه پره توربین باد محور افقی با مقیاس کوچک، با استفاده از میراگر جرمی بهینه، ارتعاشات صفحه‌ای پره را تا حد امکان کاهش داد. همچنین، اکثر مقالاتی که به بهینه‌سازی پارامترهای میراگر جرمی تنظیم شده برای پره توربین باد پرداخته‌اند، عموماً از روابط بهینه‌سازی میراگرهای جرمی برای سیستم‌های یک درجه آزادی استفاده نموده‌اند. به عبارت دیگر، در آن مطالعات فرض شده که پره توربین باد یک سیستم یک درجه آزادی است و بر اساس آن، پارامترهای میراگر جرمی بهینه شده‌اند. در حالی که در این پژوهش، بهینه‌سازی میراگر جرمی بر اساس مدل دینامیکی نسبتاً کاملی از پره توربین باد با در نظر گرفتن اثر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x_3) (v_{in}^2(x_3, t) + v_{out}^2(x_3, t) + v_3^2(x_3, t)) dx_3 + \frac{1}{2} m_{bd} v_{di}^2 \quad (4)$$

$$U = \frac{1}{2} k_{in} q_{in}^2 + \frac{1}{2} k_{out} q_{out}^2 + k_c q_{in} q_{out} + \frac{1}{2} k_{bd} d_i^2 \quad (5)$$

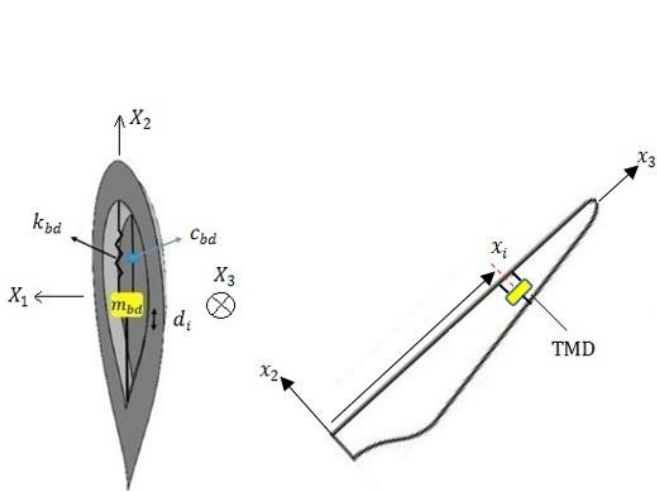
که در آن  $\mu(x_3)$  جرم واحد طول پره و  $k_{bd}$  ضریب فنریت میراگر جرمی افزوده شده به پره می‌باشد. همچنین  $v_{in}$  و  $v_3$  مولفه‌های سرعت پره هستند که از رابطه (۶) قابل محاسبه می‌باشند (نحوه استخراج مولفه‌های سرعت در پیوست ۱ مقاله قابل ملاحظه است):

$$\begin{cases} v_{in}(x_3, t) = -\Omega x_3 - \varphi_{in}(x_3) \dot{q}_{in}(t) \\ v_{out}(x_3, t) = -\varphi_{out}(x_3) \dot{q}_{out}(t) \\ v_3(x_3, t) = -\Omega \varphi_{in}(x_3) q_{in}(t) \end{cases} \quad (6)$$

$m_{bd}$  جرم میراگر و  $v_{di}$  سرعت مطلق حرکت جرم میراگر داخل پره توربین است که از رابطه (۷) محاسبه می‌شود:

$$v_{di}^2 = [\varphi_{out}(x_i) \dot{q}_{out}]^2 + [\Omega x_i + \varphi_{in}(x_i) \dot{q}_{in} + \dot{d}_i]^2 + [\Omega \varphi_{in}(x_i) q_{in}]^2 \quad (7)$$

که در آن،  $d_i$  میزان جابه‌جایی جرم میراگر نسبت پره است که جهت مثبت آن در جهت مثبت  $u_{in}$  در نظر گرفته شده است. همچنین:



شکل ۲: نحوه قرار گیری جاذب ارتعاشات در پره توربین باد  
Fig. 2. Packaging of tuned mass damper in wind turbine blade

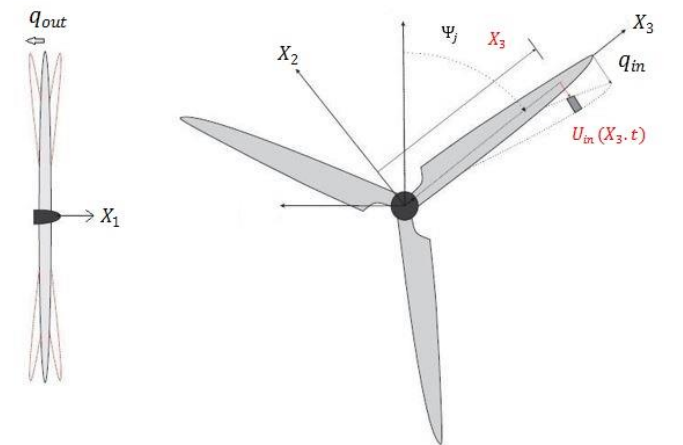
سرعت دورانی پره ثابت است. همچنین  $j$  شماره پره مورد بررسی است (پره اول، پره دوم، پره سوم). در این پژوهش معادلات سیستم برای یک پره استخراج می‌شود، زیرا معادلات سایر پره‌ها مشابه می‌باشد. جابه‌جایی صفحه‌ای و خارج از صفحه پره توربین باد در هر نقطه به فاصله  $x_3$  از محور آن به ترتیب از روابط (۲) و (۳) قابل محاسبه است:

$$u_{in}(x_3, t) = -\varphi_{in}(x_3) q_{in}(t) \quad (2)$$

$$u_{out}(x_3, t) = -\varphi_{out}(x_3) q_{out}(t) \quad (3)$$

که در آن  $\varphi_{in}(x_3)$  شکل مود اول نرمال شده برای ارتعاشات داخل صفحه،  $\varphi_{out}(x_3)$  شکل مود اول نرمال شده برای ارتعاشات خارج از صفحه،  $q_{in}(t)$  بخش زمانی جابه‌جایی صفحه‌ای پره و  $q_{out}(t)$  بخش زمانی جابه‌جایی خارج از صفحه پره توربین باد است. لازم به ذکر است که در این مقاله، با توجه محدوده فرکانسی تحریک، تنها موده‌های اول ارتعاشی پره (صفحه‌ای و خارج از صفحه) در نظر گرفته شده‌اند. در شکل ۲ نمای یک پره توربین باد به همراه میراگر جرمی درون آن آورده شده است.

انرژی‌های جنبشی و پتانسیل پره به ترتیب از روابط (۴) و (۵) قابل محاسبه‌اند:



شکل ۱: پره توربین باد و مختصات مربوطه در حالت ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه  
Fig. 1. Wind turbine blade and related coordinates in edgewise and flapwise vibration

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{d}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial d_i} + \frac{\partial U}{\partial d_i} = F_d \quad (14)$$

نیروهای تعمیم یافته به صورت روابط (۱۵) تا (۱۷) قابل محاسبه هستند.

$$F_{in} = f_{in} - \dot{c}_{in} \dot{q}_{in} + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}(x_3) dx_3 \quad (15)$$

$$+ m_{bd} \varphi_{in}(x_i) g \sin \Psi_j \quad (16)$$

$$F_{out} = f_{out} - \dot{c}_{out} \dot{q}_{out} \quad (16)$$

$$F_d = -\dot{c}_{bd} \dot{d}_i - m_{bd} g \cos \Psi_j \quad (17)$$

که در آن،  $c_{in}$ ،  $c_{out}$  و  $c_{bd}$  به ترتیب نمایانگر میرایی سازه در جهت صفحه‌ای، در جهت خارج از صفحه و نیز میرایی میراگر هستند. در ضمن، ترم‌های سوم و آخر معادله (۱۵) به ترتیب مربوط به نیروی ناشی از وزن خود پره و نیروی ناشی از جرم میراگر در جهت ارتعاش داخل صفحه هستند. همچنین،  $f_{in}$  و  $f_{out}$  به ترتیب نمایانگر مولفه‌های نیروی باد در راستاهای صفحه‌ای و خارج از صفحه پره هستند که روابط مربوطه در پیوست ۲ ارائه شده‌اند. لازم به ذکر است که در این مقاله، نیروی تحریک باد به صورت تابع سینوسی با فرکانس متغیر در نظر گرفته شده که دامنه آن با استفاده از روش تئوری المان پره بر حسب سرعت متوسط باد محاسبه می‌گردد. محاسبه دامنه نیروی باد بر اساس روش مذکور به تفصیل در مرجع [۹] ارائه شده است.

با جای‌گذاری ترم‌های مربوط به انرژی جنبشی، پتانسیل و نیروهای تعمیم یافته در معادلات لاگرانژ، معادلات نهایی ارتعاشی پره با میراگر جرمی به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned} & (m_{in} + m_{bd} \varphi_{in}^2(x_i)) \ddot{q}_{in} + m_{bd} \varphi_{in}(x_i) \ddot{d}_i + \\ & c_{in} \dot{q}_{in} + (k_{in} \Omega^2 [m_{in} + m_{bd} \varphi_{in}(x_i)]) q_{in} + k_c q_{out} = \end{aligned} \quad (18)$$

$$f_{in} + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}(x_3) dx_3 + m_{bd} \varphi_{in}(x_i) g \sin \Psi_j$$

$$\begin{aligned} & (m_{out} + m_{bd} \varphi_{out}^2(x_i)) \ddot{q}_{out} + \\ & c_{out} \dot{q}_{out} + k_c q_{in} + k_{out} q_{out} = f_{out} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} k_{in} = & \int_0^L EI_{in}(x_3) \left( \frac{d^2 \varphi_{in}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 + \\ & \Omega^2 \int_0^L \left( \int_x^L \mu(r) r dr \right) \left( \frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 - \end{aligned} \quad (8)$$

$$g \cos \Psi_j \int_0^L \left( \int_x^L \mu(r) r dr \right) \left( \frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3$$

$$\begin{aligned} k_{out} = & \int_0^L EI_{out}(x_3) \left( \frac{d^2 \varphi_{out}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 \\ & + \Omega^2 \int_0^L \left( \int_x^L \mu(r) r dr \right) \left( \frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 - \end{aligned} \quad (9)$$

$$g \cos \Psi_j \int_0^L \left( \int_x^L \mu(r) r dr \right) \left( \frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3$$

$$k_c = \int_0^L EI_{in\_out}(x_3) \left( \frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right) \left( \frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right) dx_3 \quad (10)$$

که در آن  $E$  مدول یانگ،  $I_{in}(x_r)$  ممان دوم سطح پره در راستای ارتعاشات داخل صفحه،  $I_{out}(x_r)$  ممان دوم سطح پره در راستای ارتعاشات خارج از صفحه و  $I_{in\_out}(x_r)$  ممان دوم سطح پره برای کوپلینگ ارتعاشات است. همچنین در معادلات (۸) و (۹) ترم‌های دوم و سوم به ترتیب انرژی پتانسیل ناشی از نیروهای گریز از مرکز و جاذبه در راستای طولی پره می‌باشند. کار مجازی برای محاسبه کار نیروهای تعمیم یافته به صورت زیر است:

$$\delta W_{ext} = F_{in} \delta q_{in} + F_{out} \delta q_{out} + F_d \delta d_i \quad (11)$$

که در آن  $F_{in}$  مجموع نیروهای وارد بر پره در راستای صفحه‌ای،  $F_{out}$  مجموع نیروهای وارد بر پره در راستای خارج از صفحه و  $F_d$  مجموع نیروهای وارد بر حرکت میراگر جرمی می‌باشند. معادلات لاگرانژ برای پره با میراگر جرمی به صورت معادلات زیر می‌باشند:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{in}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{in}} + \frac{\partial U}{\partial q_{in}} = F_{in} \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{out}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{out}} + \frac{\partial U}{\partial q_{out}} = F_{out} \quad (13)$$



برای محاسبه تابع‌های مربوط به جرم واحد طول و ممان‌های دوم سطح با وارد کردن مشخصات قسمت‌های مختلف پره در نرم افزار متلب و برازش منحنی بر روی آن، معادله منحنی به‌عنوان معادله مربوط به مختصه مورد نظر برای ادامه تحلیل در نظر گرفته می‌شود. برای نمونه در شکل ۴ منحنی مربوط به ممان دوم سطح پره در راستای صفحه‌ای آورده شده است. که با برازش منحنی روی آن معادله ممان دوم سطح به‌صورت معادله (۲۳) می‌باشد (معادله سایر مشخصه‌ها به صورت مشابه به‌دست آمده‌اند).

$$I_{in}(x_3) = -0.0001876x_3^6 + 0.0009588x_3^5 - 0.001967x_3^4 + 0.002039x_3^3 - 0.001074x_3^2 - 0.0002284x_3 + 0.00000319 \quad (23)$$

$$I_{out}(x_3) = (4.791e-06)\sin(2.618x_3 + 0.08681) + (4.843e-06)\sin(5.236x_3 + 0.9596) + (2.364e-06)\sin(10.47x_3 - 0.1084) + (1.15e-06)\sin(15.71x_3 - 0.9821) + (9.105e-07)\sin(20.94x_3 - 1.836) + (1.808e-07)\sin(31.42x_3 + 2.659) \quad (24)$$

$$I_{in\_out}(x_3) = 0.0003789x_3^6 - 0.001834x_3^5 + 0.0034609x_3^4 - 0.0031884x_3^3 + 0.0014347x_3^2 - 0.00025677x_3 \quad (25)$$

$$\mu(x_3) = -72.19x_3^6 + 341x_3^5 - 649.4x_3^4 + 635.3x_3^3 - 332.4x_3^2 + 81.15x_3 + 1.3499 \quad (26)$$

$$A(x_3) = -0.1489x_3^6 + 0.6798x_3^5 - 1.217x_3^4 + 1.072x_3^3 - 0.4695x_3^2 + 0.08181x_3 + 0.002351 \quad (27)$$

به منظور یافتن شکل موده‌های ارتعاشی پره، از معادله ارتعاشات عرضی آزاد یک تیر غیریکنواخت بر مبنای فرضیات تیر اوپلر-برنولی به‌صورت رابطه زیر استفاده می‌گردد.

$$\frac{\partial^2}{\partial x_3^2} \left[ EI(x_3) \frac{\partial^2 w(x_3, t)}{\partial x_3^2} \right] + \rho A(x_3) \frac{\partial^2 w(x_3, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (28)$$

با استفاده از روش جداسازی متغیرها، بخش مکانی معادله دیفرانسیل جزئی مذکور استخراج شده و با در نظر گرفتن شرایط مرزی به صورت تیر یک سرگیردار و حل عددی آن به روش تکرار، توابع مربوط به شکل موده‌های داخل و خارج از صفحه به صورت معادلات (۲۹) و (۳۰) به‌دست می‌آیند. همچنین، شکل موده‌های

$$m_{bd} \ddot{d}_i + m_{bd} \varphi_{in}(x_i) \dot{q}_{in} + c_{in} \dot{d}_i + k_{bd} d_i = -m_{bd} \varphi_{in}(x_i) g \cos \Psi_j \quad (30)$$

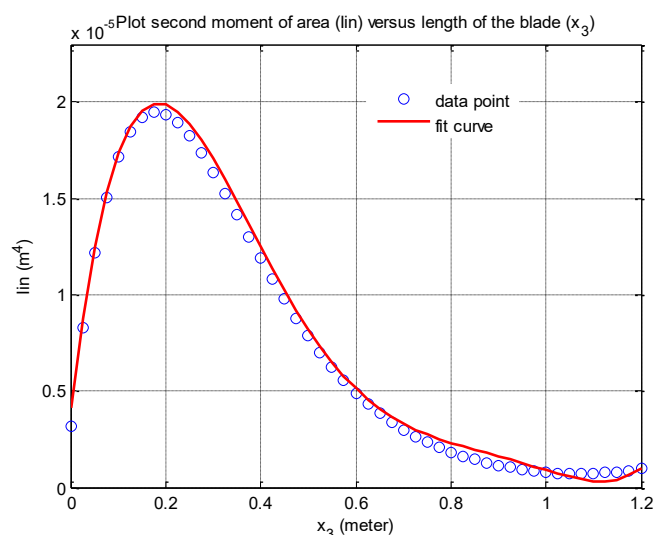
که در آن:

$$m_{in} = \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}^2(x_3) dx_3 \quad (31)$$

$$m_{out} = \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{out}^2(x_3) dx_3 \quad (32)$$

## ۲-۲- استخراج مشخصه‌های فیزیکی یک نمونه پره توربین باد

در شکل ۳ مدل هندسی یک نمونه پره توربین باد ۵ کیلو وات مدل 823S که در نرم افزار سالید ورکس با مقیاس کوچک‌تری مدل شده است، آورده شده است. طول پره ۱/۲ متر و وزن آن ۵/۵ کیلوگرم است.



شکل ۴: منحنی تغییرات ممان دوم سطح در جهت ارتعاشات داخل صفحه در طول پره

Fig. 4. The second moment of area variation curve in the edgewise direction of vibrations along the blade



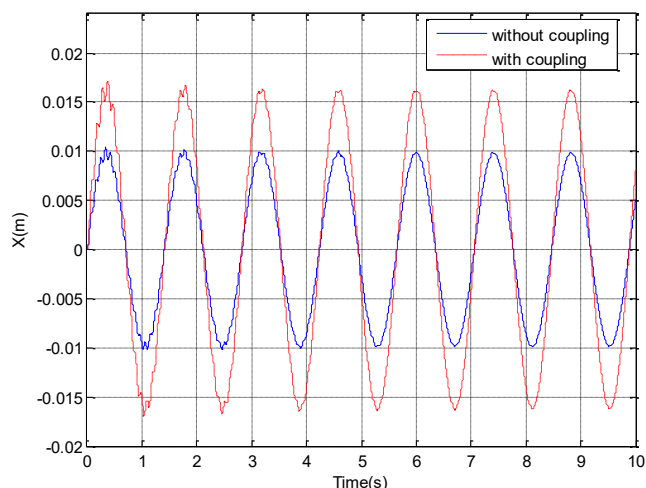
شکل ۳: مدل هندسی یک نمونه پره توربین باد

Fig. 3. Geometric model of a wind turbine blade sample

مقاله، طراحی میراگر و بهینه‌سازی بر مبنای مدل دقیق‌تر پره (با لحاظ نمودن اثر کوپلینگ ارتعاشی) انجام شده و نتایج مربوطه ارائه می‌گردند.

#### ۲-۴- اعتبار سنجی

به‌منظور اطمینان از صحت مدل‌سازی دینامیکی، نتایج حاصل از حل معادلات دینامیکی پره با نتایج متناظر از نرم‌افزار کامسول مورد مقایسه قرار می‌گیرند. شکل مود اول ارتعاشات صفحه‌ای برای پره به دست آمده از نرم‌افزار کامسول در شکل ۷ مشاهده می‌شود. مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات صفحه‌ای با شبیه‌سازی در نرم‌افزار کامسول برابر با ۷۳ رادیان بر ثانیه می‌باشد (همگرایی فرکانس طبیعی پس از تعداد المان ۲۸۵۰۰۰ به دست آمد). همچنین، مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات صفحه‌ای با حل عددی معادلات در متلب، برابر با ۶۲ رادیان بر ثانیه به‌دست آمده است. این فرکانس، حدود ۱۵ درصد با فرکانس به‌دست آمده از نرم‌افزار کامسول تفاوت دارد. به‌طور مشابه، مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات خارج از صفحه با شبیه‌سازی در نرم‌افزار کامسول برابر با ۱۴۹ رادیان بر ثانیه به دست آمده است. همچنین، مقدار فرکانس طبیعی مذکور با استفاده از حل عددی معادلات در متلب، برابر با ۱۳۱ رادیان بر ثانیه می‌باشد. این فرکانس، حدود ۱۲ درصد با فرکانس به‌دست آمده از نرم‌افزار کامسول تفاوت دارد.



شکل ۶: ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره با و بدون در نظر گرفتن تأثیر کوپلینگ در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه و فرکانس تحریک ۵ رادیان بر ثانیه

Fig. 6. Edgewise vibrations at the tip of the blade with and without considering of the effect of coupling in a wind speed of 10 m/s and excitation frequency of 5 rad/s

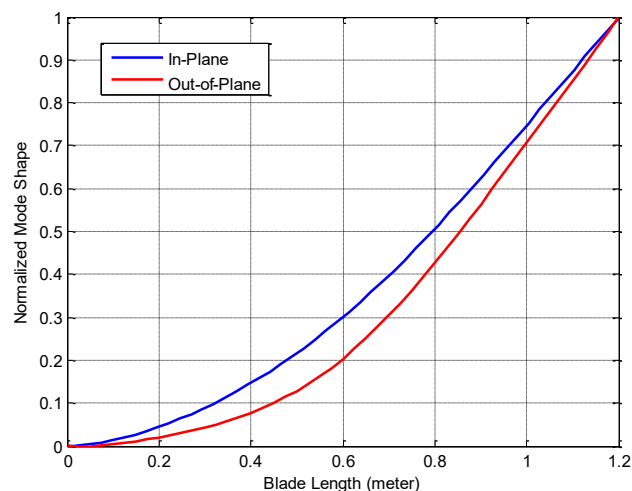
نرمال شده ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه در شکل ۵ نشان داده شده‌اند.

$$\varphi_{in}(x_3) = 0.52941x_3^6 - 2.0825x_3^5 + 3.1752x_3^4 - 2.3567x_3^3 + 0.87766x_3^2 + 0.69122x_3 - 0.0032581 \quad (29)$$

$$\varphi_{out}(x_3) = 1.7207x_3^6 - 5.8946x_3^5 + 6.746x_3^4 - 2.7169x_3^3 + 0.80412x_3^2 + 0.0668853x_3 - 0.000883319 \quad (30)$$

#### ۲-۳- بررسی میزان تأثیر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه بر ارتعاشات صفحه‌ای پره

در این بخش، اثر لحاظ نمودن کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه در مدل‌سازی ارتعاشات صفحه‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد. به این منظور، نمودار زمانی ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون در نظر گرفتن اثر کوپلینگ ارتعاشات استخراج می‌گردد. شکل ۶ نمودار مذکور را در سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه و فرکانس تحریک ۵ رادیان بر ثانیه نمایش می‌دهد. با توجه به شکل ۶ مشاهده می‌شود که لحاظ نمودن کوپلینگ ارتعاشات، اثر قابل ملاحظه‌ای بر میزان ارتعاشات صفحه‌ای پیش‌بینی شده توسط مدل دینامیکی دارد. از آن‌جا که در واقعیت، کوپلینگ ارتعاشات مذکور وجود دارد، مدل دینامیکی دربردارنده اثر کوپلینگ ارتعاشات، رفتار ارتعاشی پره را دقیق‌تر (نزدیک‌تر به واقعیت) پیش‌بینی می‌نماید. مسلماً طراحی میراگر جرمی و بهینه‌سازی پارامترهای آن مبتنی بر مدل دینامیکی دقیق‌تر، به نتایج قابل اعتمادتری منجر خواهد شد. لذا در این



شکل ۵: شکل مودهای مربوط به ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه  
Fig. 5. Edgewise and flapwise mode shapes of vibrations

ناشی از روش عددی به کار گرفته شده در حل معادله دیفرانسیل غیرخطی حاکم بر ارتعاشات پره و همچنین خطای مربوط به برازش منحنی‌ها برای تغییرات سطح مقطع، جرم واحد طول و ممان‌های دوم سطح در راستای طول پره اشاره نمود.

### ۳- بهینه‌سازی

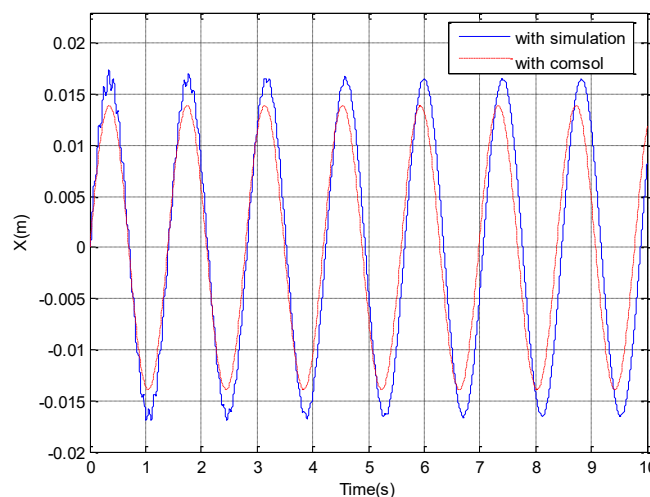
برای بهینه‌سازی میراگرهای جرمی روش‌های مختلفی وجود دارد. از طرفی اکثر مطالعاتی که به بهینه‌سازی میراگر جرمی پرداخته‌اند، عموماً از روابط بهینه میراگرهای جرمی به دست آمده برای سیستم‌های یک درجه آزادی استفاده نموده‌اند، که اکثر آن‌ها بر پایه کار صادق و همکاران [۱۳] است. در حالی که در این پژوهش بهینه‌سازی میراگر جرمی بر اساس مدل نسبتاً دقیق پره توربین باد با در نظر گرفتن تاثیرات کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه، و همچنین تغییرات در راستای طول پره، با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک انجام شده است. نوع الگوریتم به کار رفته برای بهینه‌سازی در این پژوهش بر اساس الگوریتم ژنتیک تابع چند هدفه از نوع NSGA-II می‌باشد. این الگوریتم که توسط میاریوان [۱۴] مورد توسعه قرار گرفت، مجموعه‌ای از مسیرها را پیشنهاد می‌دهد که این مسیرها هیچ برتری مطلق بر هم ندارند. در نهایت مسیر بهینه از بین این مجموعه از مسیرها تعیین می‌گردد. (در این پژوهش برای بهینه‌سازی، تعداد ۳۰۰ نسل و جمعیت هر نسل ۱۰ عدد در نظر گرفته شد).

پارامترهای مورد نظر برای بهینه‌سازی شامل: فنریت میراگر و ضریب میرایی آن می‌باشند. واضح است که هر چه محل نصب میراگر به نوک پره نزدیک‌تر باشد، میراگر عمل کرد بهتری دارد، اما از آنجا که موقعیت قرارگیری میراگر جرمی به علت محدودیت فضا در نوک پره نمی‌تواند در قسمت نوک پره نصب شود، بنابراین حدود تغییرات برای موقعیت قرارگیری میراگر از ابتدا تا حدود ۰/۷ طول پره می‌تواند در نظر گرفته شود که برای داشتن بیش‌ترین بازده، میراگر جرمی تنظیم شده در فاصله ۰/۷ از ابتدای پره نصب شده است. با توجه به فرمول‌های ارائه شده در روابط (۳۱) تا (۳۳) [۱۳] مقادیر اولیه برای متغیرهای بهینه‌سازی (شامل نسبت جرم میراگر به جرم مؤثر پره، فنریت و میرایی) به دست می‌آیند. از آنجا که این مقادیر بر مبنای روابط تجربی از آزمایشات به دست آمده است در این پژوهش برای



شکل ۷: شکل مود اول ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با شبیه‌سازی در نرم افزار کامسول

Fig. 7. The first mode shape of edgewise vibration for the wind turbine blade obtained by simulation in Comsol software



شکل ۸: ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با اعمال نیروی سینوسی با دامنه ۱۰ نیوتن در انتهای پره به دست آمده از حل عددی معادلات در متلب و نرم افزار کامسول

Fig. 8. Edgewise vibration of the wind turbine blade by applying a sine force with amplitude of 10N at the tip of the blade obtained from the numerical solution of equations in MATLAB and Comsol software

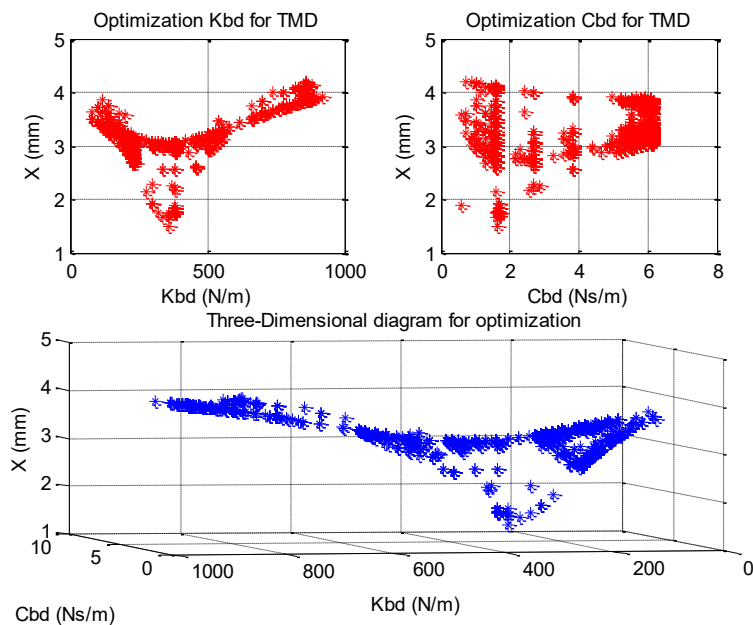
همچنین، اعتبارسنجی ارتعاشات اجباری پره با مقایسه نتایج حاصل از حل عددی معادلات در متلب با نتایج متناظر به دست آمده از نرم‌افزار کامسول انجام شده است. شکل ۸، ارتعاشات صفحه‌ای پره با اعمال تحریک نیروی سینوسی با دامنه ۱۰ نیوتن در انتهای پره، به دست آمده از حل عددی معادلات در متلب و نتایج متناظر حاصل از نرم افزار کامسول را نشان می‌دهد. با توجه به شکل مذکور ملاحظه می‌شود که میزان دامنه ارتعاشات اجباری حاصل از حل عددی معادلات در متلب حدود ۱۴ درصد با مقدار متناظر به دست آمده از نرم‌افزار کامسول تفاوت دارد.

از مهم‌ترین دلایل وجود خطا میان نتایج حاصل از حل عددی معادلات دیفرانسیل غیرخطی حاکم در متلب با مقادیر متناظر به دست آمده از شبیه‌سازی در نرم‌افزار کامسول، می‌توان به خطای

جدول ۱: قیود بهینه‌سازی و مقادیر بهینه

Table 1. Optimization constraints and optimal values

مقدار بهینه شده	قیود	متغیرها
$C_{bd}=1/224$	$0.16 < C_{bd} < 6$	ضریب میرایی میراگر (Ns/m)
$K_{bd}=360$	$80 < K_{bd} < 930$	فنریت میراگر (N/m)
$d_i=1/53$	$-2 < d_i < 2$	جاب‌جایی جرم میراگر (cm)



شکل ۹: تغییرات تابع هدف (بیشینه جابجایی انتهای پره) بر حسب تغییرات متغیرهای بهینه‌سازی ( فنریت و ضریب میرایی میراگر جرمی) در روند بهینه‌سازی

Fig. 9. Variations of the objective function (maximum displacement of the tip of the blade) in terms of variation of optimization variables (spring and damping coefficient of tuned mass damper) in the optimization process

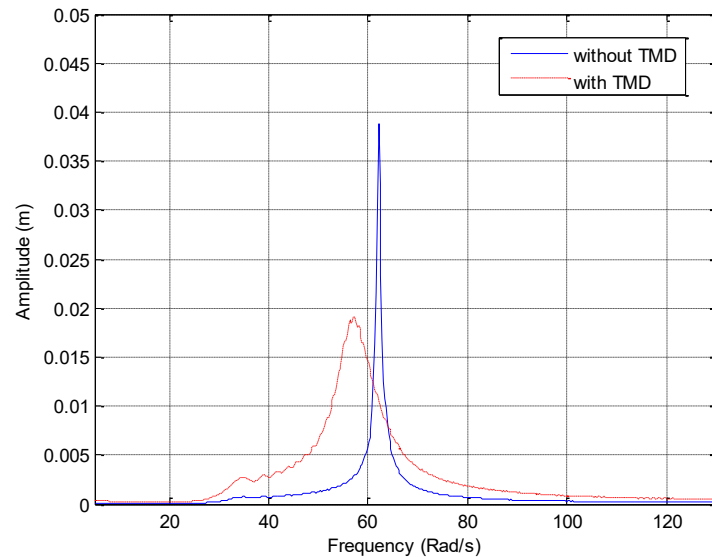
$$K_{bd} = \omega_0^2 f^2 m_{bd} \quad (32)$$

$$C_{bd} = 2\xi f \omega_0 m_{bd} \quad (33)$$

که در آن  $\gamma$  نسبت جرم میراگر به جرم مؤثر پره،  $K_{bd}$  فنریت میراگر،  $C_{bd}$  ضریب میرایی میراگر و  $\omega_0$  فرکانس طبیعی سازه (پره) می‌باشد. همچنین ضرایب  $\xi$  و  $f$  از روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند [۱۳]

اطمینان از صحت بهینه‌سازی از ۰/۲ تا ۲ برابر آن‌ها به عنوان قیود بهینه‌سازی پارامترها در نظر گرفته می‌شوند. همچنین جرم میراگر ۰/۰۵ جرم مؤثر پره در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. میزان جاب‌جایی جرم میراگر داخل پره نیز به عنوان قید در بهینه‌سازی پارامترها لحاظ می‌شود زیرا جرم میراگر با توجه به محدودیت فضای داخل پره عملاً نمی‌تواند به میزان زیادی جاب‌جا شود.

$$\gamma = \frac{m_{bd}}{m_0} \quad (31)$$



شکل ۱۰: نمودار پاسخ فرکانسی ارتعاشات صفحه‌ای پره با و بدون میراگر جرمی بهینه در سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه

Fig. 10. Frequency response diagram of edgewise vibration of the blade with and without employing the optimal tuned mass damper at average wind speed of 10 m/s

به منظور بررسی تأثیر به کارگیری میراگر جرمی بر ارتعاشات صفحه‌ای پره، نمودار پاسخ فرکانسی پره با و بدون میراگر جرمی بهینه، برای سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه در شکل ۱۰ ارائه می‌گردد. با توجه به شکل ۱۰، ملاحظه می‌شود که اگرچه با افزودن میراگر جرمی دامنه ارتعاشات در اطراف فرکانس طبیعی کمی افزایش یافته، ولی دامنه ارتعاشات در فرکانس طبیعی به میزان قابل توجهی کاهش یافته است.

#### ۴- نتایج شبیه سازی و بحث

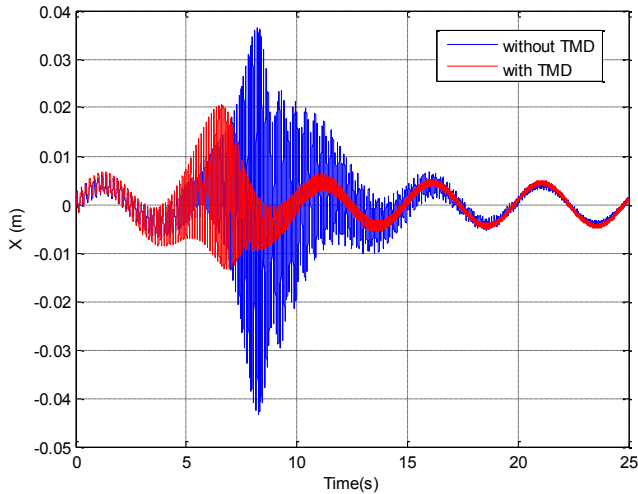
معادلات دیفرانسیل غیرخطی حاکم بر رفتار ارتعاشی پره توربین باد با و بدون وجود میراگر جرمی (روابط (۱۸) تا (۲۰)) با استفاده از روش عددی ode45 در نرم‌افزار متلب سیمولینک حل می‌شوند. در شبیه‌سازی‌های ارائه شده در این بخش، نیروی تحریک باد به صورت تابع سینوسی با جاروب فرکانسی (از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه) در نظر گرفته شده که دامنه آن وابسته به سرعت متوسط باد است. نتایج شبیه‌سازی برای چهار سرعت متوسط مختلف باد (۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ متر بر ثانیه) به ترتیب در شکل‌های ۱۱، ۱۲، ۱۳ و ۱۴ ارائه شده‌اند. همانگونه که در شکل‌های ۱۱ تا ۱۴ مشاهده می‌شود، با اضافه نمودن میراگر جرمی، فرکانس طبیعی کمی جابجا شده و در ضمن، بیشینه دامنه ارتعاشات صفحه‌ای پره کاهش می‌یابد. در ادامه، به

$$f = \frac{1}{1+\gamma} + \left[ 1 - \zeta_0 \sqrt{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \right] \quad (34)$$

$$\xi = \frac{\zeta_0}{1+\gamma} + \sqrt{\frac{\gamma}{1+\gamma}} \quad (35)$$

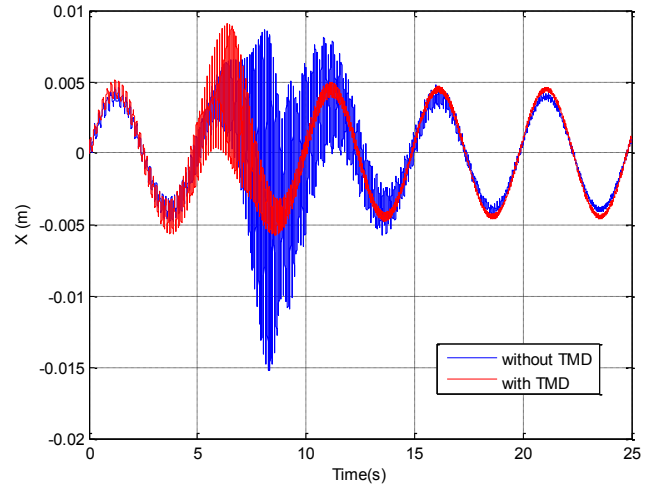
که در آن  $\zeta_0$  ضریب میرایی سازه اصلی می‌باشد. تابع هدف مسئله بهینه‌سازی بیشینه جابه‌جایی انتهای پره در نظر گرفته می‌شود، که بهینه‌سازی سعی بر کاهش این تابع هدف دارد. بهینه‌سازی با کوپل نرم افزار متلب و نرم افزار مود فرانتیر (که یکی از نرم افزارهای کاربردی و موجود برای بهینه‌سازی بوده و رابط کاربری بسیار ساده و سرعت انجام محاسبات بالایی دارد) صورت می‌پذیرد. قیود بهینه‌سازی و همچنین، مقادیر به دست آمده از بهینه‌سازی در جدول ۱ ارائه شده‌اند. لازم به ذکر است که بهینه‌سازی بر اساس سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه انجام شده است.

تغییرات تابع هدف (بیشینه جابه‌جایی انتهای پره) بر حسب تغییرات متغیرهای بهینه‌سازی (فتریت و ضریب میرایی میراگر جرمی) در روند بهینه‌سازی در شکل ۹ ارائه شده است. با توجه به شکل مذکور، ملاحظه می‌گردد که نقطه کمینه نمودار، مربوط به کمینه مقدار تابع هدف است که مقادیر مربوط به این نقطه به عنوان مقادیر بهینه متغیرهای بهینه‌سازی در جدول ۱ معرفی شده‌اند.



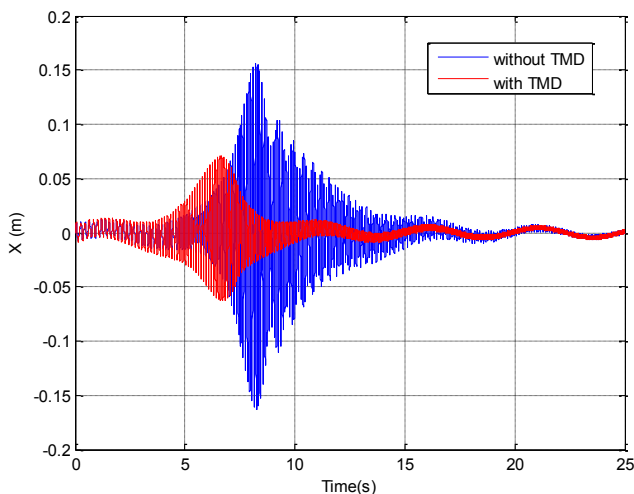
شکل ۱۲: ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میراگر جرمی بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه

**Fig. 12.** Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without employing the optimal tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with average speed of 10 m/s



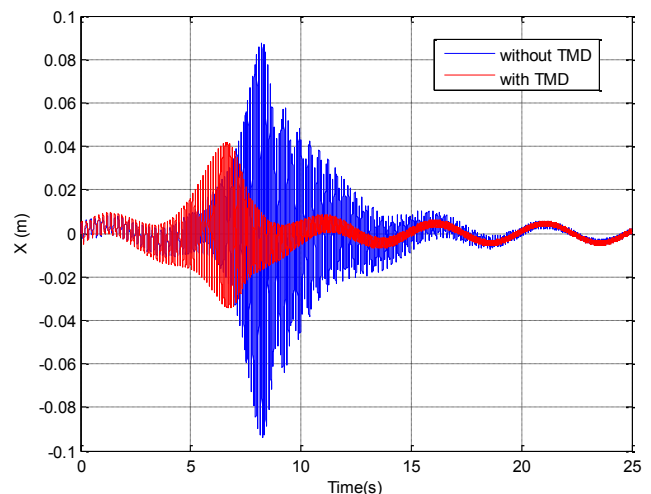
شکل ۱۱: ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میراگر جرمی بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۵ متر بر ثانیه

**Fig. 11.** Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without employing the optimal tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with average speed of 5 m/s



شکل ۱۴: ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میراگر جرمی بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۲۰ متر بر ثانیه

**Fig. 14.** Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without employing the optimal tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with average speed of 20 m/s



شکل ۱۳: ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میراگر جرمی بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۱۵ متر بر ثانیه

**Fig. 13.** Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without employing the optimal tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with average speed of 15 m/s

حالت تشدید آورده شده است. که در آن میزان کاهش ارتعاشات از رابطه (۳۶) محاسبه شده است.

$$\eta = \frac{\sigma_{q,0} - \sigma_0}{\sigma_{q,0}} \quad (36)$$

منظور بررسی کمی میزان کاهش ارتعاشات، میزان کاهش بیشینه دامنه ارتعاشات و همچنین، جذر میانگین مربعات ارتعاشات در سرعت‌های مختلف متوسط باد بررسی می‌گردد. در جدول ۲ مقایسه میزان تأثیر میراگر جرمی، در کاهش دامنه بیشینه ارتعاشات صفحه‌ای انتهای پره توربین باد (نقطه پیک نمودارهای دامنه بر حسب زمان) در

جدول ۳: میزان تأثیر میراگر جرمی در کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه

**Table 3. Effect of employing the tuned mass damper on edgewise vibration reduction (rms) of tip of the wind turbine blade in the presence of a sweep sine wind excitation from 30 to 250 rad/s**

سرعت باد	درصد کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات انتهایی پره
۵ m/s	۱۱/۳۴
۱۰ m/s	۴۰/۲۱
۱۵ m/s	۴۸/۶
۲۰ m/s	۵۳/۷

در سرعت باد پایین، کوچک است. اما در سرعت‌های باد بالا، میراگر جرمی تأثیر بسیار موثری در کاهش ارتعاشات پره توربین باد دارد. در این مقاله، هدف اصلی از به کارگیری میراگر جرمی، کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد است که نتایج مربوطه ارائه گردیدند. در انتها، اثر به کارگیری میراگر جرمی بر ارتعاشات خارج از صفحه نیز بررسی می‌گردد. شکل ۱۵ ارتعاشات خارج از صفحه پره توربین باد را با و بدون استفاده از میراگر جرمی بهینه برای سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، مشاهده می‌شود که با به کارگیری میراگر جرمی بهینه، فرکانس طبیعی ارتعاشات کمی جابجا شده و در ضمن، بیشینه دامنه ارتعاشات خارج از صفحه کاهش یافته است. بنابراین، با به کارگیری میراگر جرمی، نه تنها ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد کاهش یافته، بلکه ارتعاشات خارج از صفحه نیز کاهش می‌یابد. از طرفی، با مقایسه دامنه ارتعاشات خارج از صفحه (شکل ۱۵) با دامنه ارتعاشات صفحه‌ای در همان سرعت متوسط باد (شکل ۱۲)، مشاهده می‌شود که دامنه ارتعاشات صفحه‌ای بیشتر از دامنه ارتعاشات خارج از صفحه است. بنابراین، کاهش ارتعاشات صفحه‌ای دارای اهمیت بیشتری نسبت به کاهش ارتعاشات خارج از صفحه است و بر این اساس، هدف اصلی این مقاله کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد است.

جدول ۲: میزان تأثیر میراگر جرمی در کاهش بیشینه ارتعاشات (نقطه پیک نمودارهای دامنه بر حسب زمان) صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه

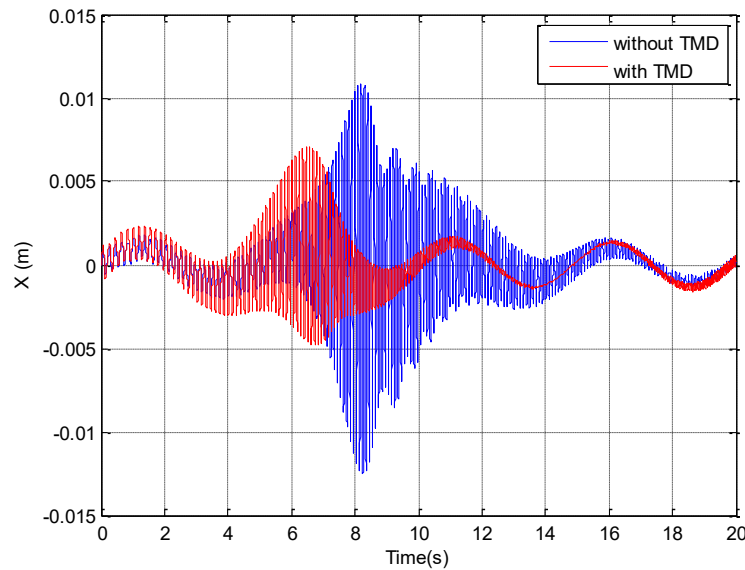
**Table 2. Effect of employing the tuned mass damper on maximum edgewise vibration reduction (peak point of amplitude diagrams versus time) of tip of the wind turbine blade in the presence of a sweep sine wind excitation from 30 to 250 rad/s**

سرعت باد	درصد کاهش بیشینه ارتعاشات انتهایی پره
۵ m/s	۶۲/۵
۱۰ m/s	۶۹/۳۱
۱۵ m/s	۶۳/۴۴
۲۰ m/s	۶۱/۲۴

که در آن  $\sigma_{q_2}$  بیان‌گر بیشینه جابه‌جایی نوک پره در حالت بدون کنترل و  $\sigma$  بیان‌گر بیشینه جابه‌جایی نوک پره با اعمال روش کنترلی روی آن است.

همان‌طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، میراگر جرمی در کاهش بیشینه ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد در فرکانس تشدید در تمام سرعت‌های باد تأثیر بسیار موثری دارد. به بیان ساده جدول ۲ بیان می‌کند که بیش‌ترین میزان جابه‌جایی پره توربین باد که مربوط به قسمت انتهایی پره است و در فرکانس تشدید این بیشینه جابه‌جایی رخ می‌دهد، با افزودن میراگر جرمی به سیستم این بیشینه جابه‌جایی کاهش چشم‌گیری را خواهد داشت.

از آنجا که مقایسه تأثیر میراگر در کاهش ارتعاشات را نمی‌توان تنها در فرکانس تشدید مورد بررسی قرار داد و باید تمام فرکانس‌های ممکن را بررسی کرد. به‌منظور مقایسه بهتر ارتعاشات پره تنها و پره با میراگر جرمی، مقایسه بین جذر میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره تنها و پره با میراگر جرمی با یک‌دیگر صورت می‌پذیرد. این مقایسه به‌صورت درصد کاهش جذرمیانگین مربعات ارتعاشات پره با میراگر جرمی نسبت به پره تنها در جدول ۳ نشان داده شده است. همان‌طور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، تأثیر میراگر جرمی در کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد



شکل ۱۵: ارتعاشات خارج از صفحه پره توربین باد با و بدون میراگر جرمی بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه

Fig. 15. Flapwise vibration of the wind turbine blade with and without employing the optimal tuned mass damper in the presence of a sweep sine wind excitation with average speed of 10 m/s

## ۵- نتیجه گیری

که استفاده از میراگرهای جرمی تنظیم شده برای کاهش ارتعاشات پره‌های توربین باد مقیاس کوچک می‌تواند مؤثر باشد. همچنین استفاده از این میراگرها در نواحی که متوسط سرعت باد بالایی را دارند تأثیر قابل توجهی را در کاهش ارتعاشات دارند. به منظور ادامه پژوهش، نویسندگان پیشنهاداتی را به صورت زیر بیان می‌کنند:

- در نظر گرفتن سرعت دورانی متغیر برای پره
- در نظر گرفتن مودهای ارتعاشی بالاتر در رفتار دینامیکی پره
- انجام پژوهش برای سایر پره‌های توربین‌های مقیاس کوچک با ایرفویل‌های متفاوت
- در نظر گرفتن کوپلینگ بین پایه و پره در تحلیل
- اعمال سایر روش‌های کنترلی غیر فعال به سیستم و مقایسه با روش ذکر شده در این مقاله
- اعمال روش‌های کنترلی فعال به سیستم و مقایسه با روش ذکر شده در این مقاله و سایر روش‌های کنترلی غیر فعال

## تشکر و قدردانی

نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از مهندسان برجسته آقایان، محمد کیبیری سده، محمدرضا باقریان و تندر فهیمی زند دانشجویان کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشگاه شهید بهشتی، که

در این مقاله تأثیر میراگر جرمی بهینه بر کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مورد بررسی قرار گرفت. به منظور اعتبارسنجی، مقدار فرکانس طبیعی و شکل مود اول پره با مقدار به دست آمده از نرم افزار کامسول مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دهنده تطابق نسبتاً خوب میزان فرکانس طبیعی اول و شکل مود حاصل از شبیه سازی با مقدار به دست آمده از نرم افزار بود. به منظور بهینه سازی پارامترهای میراگر جرمی، از روش الگوریتم ژنتیک و کوپل بین نرم‌افزارهای متلب و مود فرانتیر استفاده شد. تابع هدف بهینه سازی بر مبنای میزان تأثیر میراگر جرمی بر کاهش دامنه ارتعاشات در نظر گرفته شد. نیروی باد به صورت تحریک سینوسی با فرکانس متغیر به پره اعمال شد. نتایج حاصل نشان داد که میزان تأثیر میراگر جرمی در کاهش بیشینه ارتعاشات انتهای پره توربین باد که در فرکانس تشدید رخ می‌دهد، در تمامی سرعت‌های باد بسیار چشم‌گیر است. برای انجام تحلیل مناسب‌تر از میزان تأثیر روش کنترلی اعمالی مقایسه بین جذر میانگین مربعات ارتعاشات انتهای پره توربین باد در دو حالت با و بدون وجود میراگر جرمی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل بیانگر تأثیر موثرتر میراگر جرمی در کاهش ارتعاشات برای سرعت‌های بالای باد بود. بنابراین بر اساس این پژوهش می‌توان اینگونه بیان کرد



زیر خواهند بود:

$$\begin{cases} v_{in}(x_3, t) = -\Omega x_3 - \varphi_{in}(x_3) \dot{q}_{in}(t) \\ v_{out}(x_3, t) = -\varphi_{out}(x_3) \dot{q}_{out}(t) \\ v_3(x_3, t) = -\Omega \varphi_{in}(x_3) q_{in}(t) \end{cases} \quad (41)$$

که همان رابطه (۶) است. از آن جا که مولفه‌های سرعت  $v_{in}$ ،  $v_{out}$  و  $v_3$  به ترتیب در راستای محورهای  $X_1$ ،  $X_2$  و  $X_3$  هستند، بر یکدیگر عمود هستند. لذا انرژی جنبشی پره مطابق رابطه (۴) مقاله خواهد بود. بنابراین، در استخراج سرعت مطلق نقطه‌ای روی پره به فاصله  $X_3$  از محور آن، تنها از فرض ثابت بودن سرعت دورانی پره ( $\Omega$ ) استفاده شده است.

**پیوست ۲: نحوه استخراج مؤلفه‌های نیروی باد ( $f_{out}$  و  $f_{in}$ )**  
ارائه شده در روابط (۱۵) و (۱۶):

در ذیل، نحوه یافتن دامنه نیروی باد بر حسب سرعت متوسط باد به روش تئوری المان پره بر اساس مرجع [۹] ارائه می‌گردد:  
تئوری المان پره، نیروهای ایرودینامیکی ناشی از باد روی پره توربین را با در نظر گرفتن مشخصات ایرفویل پره محاسبه می‌کند. در شکل ۱۷، مدل پره و همچنین، مولفه‌های نیروهای ایرودینامیکی و سرعت نسبی باد اعمالی بر پره، بر اساس تئوری المان پره نشان داده شده‌اند.  
دامنه نیروی باد که موجب حرکت در صفحه پره توربین باد می‌شود، از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۹]:

$$P_{Edgewise} = P_N = P_L(r, t) \cos(\varphi) + P_D(r, t) \sin(\varphi) \quad (42)$$

که در آن  $\varphi$  زاویه حمله،  $P_L$  و  $P_D$  به ترتیب نیروی‌های برا و پسا می‌باشند که از روابط زیر قابل محاسبه‌اند [۹]:

$$P_L(r, t) = \frac{1}{2} \rho v_{rel}^2(r, t) c(r) C_l(\alpha) \quad (43)$$

$$P_D(r, t) = \frac{1}{2} \rho v_{rel}^2(r, t) c(r) C_d(\alpha) \quad (44)$$

که در آن  $\rho$  چگالی پره،  $c(r)$  قطر المان پره،  $C_l(\alpha)$  ضریب

در این پژوهش با نویسندگان مقاله کمال همکاری را داشته‌اند، تقدیر و تشکر نمایند.

## پیوست‌ها

**پیوست ۱: نحوه استخراج مولفه‌های سرعت ارائه شده در رابطه (۶):**

بردار موقعیت مکانی نقطه‌ای روی پره به فاصله  $x_3$  از محور آن را در سیستم مختصات دوار متصل به بدنه پره ( $X_1, X_2, X_3$ ) نمایش داده شده در شکل (۱) بر حسب بردارهای یکه  $\hat{i}$ ،  $\hat{j}$  و  $\hat{k}$  می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\vec{r}_i(t) = u_{out}(x_3, t) \hat{i} + u_{in}(x_3, t) \hat{j} + x_3 \hat{k} \quad (37)$$

با جایگذاری روابط (۲) و (۳) برای  $u_{in}$  و  $u_{out}$  در رابطه فوق، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\vec{r}_i(t) = -\varphi_{out}(x_3) q_{out}(t) \hat{i} - \varphi_{in}(x_3) q_{in}(t) \hat{j} + x_3 \hat{k} \quad (38)$$

با مشتق‌گیری زمانی از رابطه فوق و با توجه به این که مشتق بردارهای یکه سیستم مختصات دوار  $X_1, X_2, X_3$  که با سرعت دورانی  $\Omega$  می‌چرخد، به صورت  $\dot{\hat{i}} = \Omega \hat{j} \times \hat{i} = 0$ ،  $\dot{\hat{j}} = \Omega \hat{i} \times \hat{j} = \Omega \hat{k}$ ،  $\dot{\hat{k}} = \Omega \hat{i} \times \hat{k} = -\Omega \hat{j}$  است، سرعت مطلق نقطه‌ای روی پره به فاصله  $x_3$  از محور آن، به صورت زیر خواهد بود:

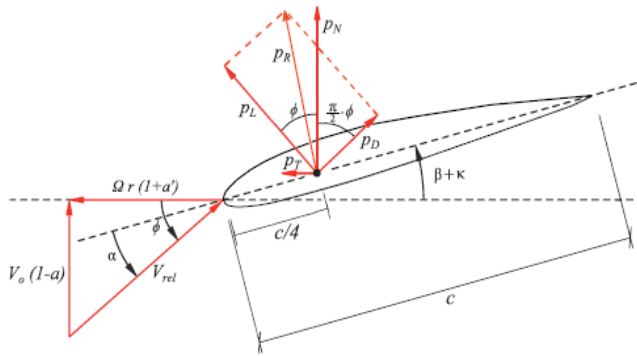
$$\vec{v}_i(t) = \dot{\vec{r}}_i(t) = -\varphi_{out}(x_3) \dot{q}_{out}(t) \hat{i} \quad (39)$$

$$- \varphi_{in}(x_3) \dot{q}_{in}(t) \hat{j} - \Omega \varphi_{in}(x_3) q_{in}(t) \hat{k} - \Omega x_3 \hat{j}$$

مرتب‌سازی رابطه فوق، رابطه به صورت زیر به دست می‌آید:

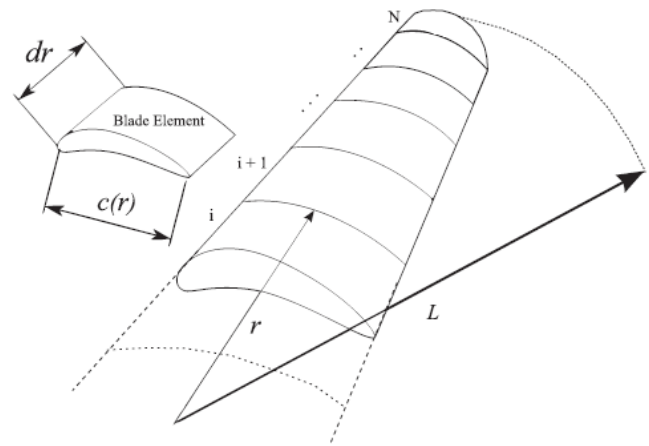
$$\vec{v}_i(t) = [-\varphi_{out}(x_3) \dot{q}_{out}(t)] \hat{i} + [-\Omega x_3 - \varphi_{in}(x_3) \dot{q}_{in}(t)] \hat{j} + [-\Omega \varphi_{in}(x_3) q_{in}(t)] \hat{k} \quad (40)$$

اگر مؤلفه سرعت در راستای محور  $X_1$  (راستای ارتعاشات خارج از صفحه پره)  $v_{out}$ ، مؤلفه سرعت در راستای محور  $X_2$  (راستای ارتعاشات داخل صفحه پره)  $v_{in}$  و مؤلفه سرعت در راستای  $X_3$  (راستای طولی پره)  $v_3$  نامگذاری شود، معادلات سرعت به صورت



شکل ۱۷: مولفه‌های نیروهای ایرودینامیکی و سرعت نسبی باد اعمال شده به پره [9]

Fig. 17. The components of the aerodynamic forces and the relative velocity of the wind applied to the blade [9]



شکل ۱۶: نمایی از ایرفویل پره بر اساس مدل تئوری المان پره [9]  
Fig. 16. A view of the airfoil blade based on the model of the blade element momentum theory [9]

Rotors, AIAA Journal, 50(1) (2012) 148–161.

[4] Z. Zhang, A. Staino, B. Basu, and S. R. K. Nielsen, Performance evaluation of full-scale tuned liquid dampers (TLDs) for vibration control of large wind turbines using real-time hybrid testing, Engineering Structure, 126 (2016) 417–431.

[5] J. Chen, C. Yuan, J. Li, and Q. Xu, Semi-active fuzzy control of edgewise vibrations in wind turbine blades, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 147 (2015) 251–261.

[6] W. P. Targoff, The associated matrices of bending and coupled bending-torsion vibrations, Journal of the Aeronaut Sciences, 14(10) (1947) 579–582.

[7] F. Sakai, Tuned liquid column damper-new type device for suppression of building vibration, In: Proceedings of the first International Conference on High-rise Buildings, 1989.

[8] W. Wang and B. Wang, Passive Control of a Pentapod Offshore Wind Turbine Under Earthquakes, In: Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Trondheim, Norway, 2017.

[9] A. Staino, B. Basu, and S. R. K. Nielsen, Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades, Journal of Sound and Vibration, 331(6) (2012) 1233–1256.

[10] T. Ikeda, Y. Harata, Y. Sasagawa, and Y. Ishida,

شکل ۱۶: نمایی از ایرفویل پره بر اساس مدل تئوری المان پره [9]  
Fig. 16. A view of the airfoil blade based on the model of the blade element momentum theory [9]

برای  $C_d(\alpha)$  ضریب پسا است. همچنین،  $v_{rel}$  سرعت نسبی ناشی از باد روی پره می‌باشد که از رابطه زیر قابل محاسبه است [۹]:

$$v_{rel}(r, t) = \sqrt{[v_0(r, t)(1 - \alpha)]^2 + (\Omega r)^2 (1 + \alpha')^2} \quad (45)$$

همچنین رابطه فوق به صورت تقریبی می‌تواند به صورت رابطه زیر محاسبه شود:

$$v_{rel} = \sqrt{v_0^2 + (\Omega r)^2} \quad (46)$$

که در آن  $v$  سرعت متوسط باد است.

## مراجع

- [1] J. Leary, A. While, and R. Howell, Locally manufactured wind power technology for sustainable rural electrification, Energy Policy, 43 (2012) 173–183.
- [2] Y. Qiao, J. Han, C. Zhang, J. Chen, and K. Yi, Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade, Applied Composite Materials, 19(3–4) (2012) 747–754.
- [3] S. Krenk, M. N. Svendsen, and J. Høgsberg, Resonant Vibration Control of Three-Bladed Wind Turbine

- and Vibration, 333(21) (2014) 5283–5298.
- [13] F. Sadek, B. Mohraz, A. W. Taylor, and R. M. Chung, A method of estimating the parameters of tuned mass dampers for seismic applications, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 26(6) (1997) 617–635.
- [14] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II, *IEEE Transactions in Evolutionary Computation*, 6(2) (2002) 182–197.
- [15] Z. L. Zhang and S. R. K. Nielsen, Edgewise vibration control of wind turbine blades using roller and liquid dampers, *Journal of Physics: Conference Series*, 524 (2014) 1-10.
- Vibration Suppression of Wind Turbine Blades, In: *Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Buffalo, New York, USA, 2014.
- [11] H. Biglari and V. Fakhari, Edgewise Vibration Reduction of a Small-Scale Wind Turbine Blade Using an Optimal Tuned Mass Damper. In: *Proceedings of the 8th International Conference on Acoustics and Vibration*, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, 2018 (In Persian).
- [12] Z. Zhang, J. Li, S. R. K. Nielsen, and B. Basu, Mitigation of edgewise vibrations in wind turbine blades by means of roller dampers, *Journal of Sound*

