

طراحی، ساخت و ارزیابی جاذب ارتعاشی برای کاهش اثر تداخلی لرزش‌های کمباین بر عملکرد دستگاه پایش تلفات دانه

عادل طاهری حاجی‌وند*^۱ و حسین نوید^۱

تاریخ دریافت: ۹۹/۱۱/۲۳ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۵/۲۶

۱- گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز

*مسئول مکاتبه: a.taheri@tabrizu.ac.ir

چکیده

یکی از روش‌های اندازه‌گیری میزان دانه‌های تلف شده در کمباین استفاده از دستگاه پایش تلفات دانه است. در این دستگاه معمولاً از حسگرهای پیزوالکتریک که حساسیت بالایی دارند، استفاده می‌شود. هنگام برداشت محصول لرزش‌های کمباین مانع از عملکرد صحیح و مطمئن این حسگرها می‌گردد. به منظور کاهش اثر تداخلی لرزش‌های کمباین بر عملکرد حسگرها لازم است از انتقال این لرزش‌ها به دستگاه پایش تلفات دانه جلوگیری شود؛ لذا استفاده از جاذب‌های ارتعاشی قبل از نصب دستگاه روی کمباین ضروری خواهد بود. در این تحقیق بعد از طراحی یک جاذب ارتعاشی میرا، معادلات دیفرانسیل حاکم بر رفتار ارتعاشی جاذب استخراج گردید. سپس با مد نظر قرار دادن تحریک خارجی هارمونیک، تابع پاسخ فرکانسی سامانه استخراج شده و اثر عامل‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت با استفاده از آزمون‌های تجربی عملکرد جاذب ارتعاشی طراحی شده مورد تایید قرار گرفت. نتایج نشان داد که جاذب ارتعاشی طراحی شده کارایی بسیار بالایی داشته و موجب کاهش ۹۹٪ میزان شتاب منتقل شده از کمباین به حسگر می‌شود. از نتایج تحقیق حاضر می‌توان در طراحی و ساخت انواع جاذب‌های ارتعاشی استفاده کرد.

واژه‌های کلیدی: جاذب ارتعاشات، دستگاه پایش تلفات دانه، کمباین، نسبت انتقال‌پذیری

Design, Construction and Evaluation of a Vibration Absorber for Grain Loss Monitoring System of Combine Harvesters

Adel Taheri Hajivand^{1*} and Hossein Navid¹

Received: 5 Mar 2021

Accepted: 16 May 2021

¹Department of Biosystems Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

*Corresponding author: a.taheri@tabrizu.ac.ir

Abstract

Using grain loss monitor system is one of the ways to measure the amount of grain loss in combine harvesters. The piezoelectric sensors that have a very great sensitivity are usually used in this kind of systems. Combine harvester vibrations prevent proper and certain function of these sensors during harvesting process. It is necessary to prevent the transfer of these vibrations to grain loss monitor system in order to reduce the interference of the vibrations on the systems performance. Therefore, the use of vibration absorbers before installing the measuring device on the combine harvester is helpful. In this study, a vibration damping absorber was designed and thereafter, its differential equations were obtained. Then, the frequency response function of the system was obtained considering the external harmonic excitation and the effect of various parameters were examined. Finally, the performance of the designed vibration absorber was demonstrated with experimental tests. The results indicated that the designed vibration absorber had a high efficiency and resulted in 99% reduction of the acceleration transferred from harvester to the sensor. The results of this study can be applied in designing and construction of vibration absorbers.

Keywords: Combine, Grain loss monitor system, Isolator, Transmissibility ratio

How to cite:

Taheri Hajivand A. and Navid H. 2021. *Design, Construction and Evaluation of a Vibration Absorber for Grain Loss Monitoring System of Combine Harvesters*. Journal of Agricultural Mechanization 6 (2): 67-74.

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر به منظور کاهش تلفات دانه کمباین، استفاده از دستگاه پایش تلفات دانه در قسمت‌های جداکننده و تمیزکننده کمباین مورد توجه قرار گرفته است. این دستگاه مزایای زیادی از جمله صرفه‌جویی در زمان، نمایش دایمی میزان تلفات، اندازه‌گیری تلفات بدون نیاز به توقف کمباین، آگاهی از منشأ واقعی تلفات، کنترل تلفات و ... را به همراه دارد. با وجود این که ارتعاشات و لرزش‌های کمباین نقش مفید و موثری در عملکرد کمباین و فرآیند جداسازی دانه دارد، یکی از عواملی که باعث اختلال در عملکرد دستگاه پایش تلفات دانه می‌گردد، انتقال این لرزش‌ها از کمباین به دستگاه است؛ بنابراین لازم است که از انتقال این ارتعاشات و لرزش‌ها به دستگاه جلوگیری کرد. بسته به شرایط، نوع و وضعیت سامانه ممکن است هزینه تهیه و بکارگیری وسایل حذف‌کننده ارتعاشات بالا باشد، هر چند که در برخی شرایط نیز ممکن است هزینه زیادی لازم نباشد. لذا طراح باید تعاملی بین شدت ارتعاشات قابل قبول و هزینه‌های حذف آنها به وجود آورد. گاهی نیروی نامیزانی که ارتعاشات نامطلوب را ایجاد می‌کند، از خصوصیات ذاتی یا شرایط کاری ماشین منشأ می‌گیرد. این نیرو اگر کوچک هم باشد، ممکن است در حالت تشدید پاسخ ناخواسته بزرگی را به وجود آورد. در این موارد، با استفاده از جاذب ارتعاشی می‌توان پاسخ ناخواسته را به مقدار زیادی کاهش داد.

از جمله تحقیقاتی که تاکنون به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات تجهیزات زراعی و ساخت جاذب ارتعاشی صورت گرفته است می‌توان به تحقیق (Marsili et al. 2002) اشاره کرد. آنها ارتعاش منتقل شده به صندلی یک تراکتور چهارچرخ محرک که به دو سیستم جدید برای کاهش ارتعاش انتقالی به صندلی راننده - سیستم تعلیق روی محور جلو و همچنین یک ضربه‌گیر در روی اتصال سه نقطه (برای انتقال و حمل و نقل) - مجهز بود، اندازه‌گیری و بر اساس استاندارد ISO مورد بررسی و تحلیل قرار دادند. نتایج حاصل نشان می‌دهد سیستم تعلیقی که در روی محور جلو نصب شده است در اکثر موارد باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در مقدار ارتعاش منتقل شده به صندلی در جاده‌های مختلف، در حضور یا عدم حضور ادوات خاک‌ورزی می‌شود.

(Sam & Kathirvel 2006) مقدار ارتعاشات منتقل شده به دست و بدن را در دو تیلر که یکی از آنها دارای صندلی و دیگری بدون صندلی بود در شرایط مختلف عملکرد (حین خاک‌ورزی دوار در مزرعه شخم خورده و نخورده و حمل و نقل در دو نوع جاده‌ی مزرعه‌ای و آسفالت) بررسی کردند. نتایج حاصل از این بررسی‌ها نشان داد که با افزایش سرعت موتور، میزان ارتعاش ماشین نیز افزایش می‌یابد. در تیلر نوع پیاده میزان ارتعاش منتقل شده به دست بیشتر از نوع سواره بود. در حالی که میزان ارتعاش منتقل شده به کل بدن و دست در تیلر نوع سواره در حین حمل و نقل بیشتر بود. این محققان تأثیر جاذب‌های

ارتعاش در کاهش میزان ارتعاشات منتقل شده در تراکتور دو چرخ را نیز بررسی کردند. نتایج حاصل نشان داد که جاذب‌های ارتعاشی می‌توانند میزان ارتعاش منتقل شده به دست را در حدود ۵۰ درصد کاهش دهند.

(Beygzadeh et al. 2013) در تحقیق خود ارتعاشات تراکتور مسی فرگوسن ۳۹۹ را در حالت حمل و نقل در جاده‌ی خاکی مزرعه‌ای بررسی کردند. ارتعاش منتقل شده از تراکتور به بدن راننده باعث ناراحتی، آسیب، درد و کاهش بازده کار می‌گردد. سیگنال‌های شتاب ارتعاش منتقل شده در موقعیت صندلی تراکتور و در جهت عمودی در سه نسبت دنده ۱، ۲ و ۳ و در ۳ سطح سرعت موتور (۱۲۵۰، ۱۵۰۰ و ۱۷۵۰ دور بر دقیقه) اندازه‌گیری و ذخیره شد. نتایج این تحقیق نشان داد که ریشه میانگین مربع های RMS شتاب ارتعاش در جهت عمودی با افزایش سرعت دورانی موتور افزایش می‌یابد

تحقیقات نشان می‌دهد که جاذب‌های ارتعاشی دینامیکی^۱ که به جاذب‌های جرم میرایی تنظیم شده^۲ معروفند یکی از روش‌های مفید و کم هزینه در کنترل و کاهش ارتعاشات مکانیکی سیستم‌ها هستند (Hunt and Nissen, 1982 و Jeong et al. 2014). اولین سیستم جاذب ارتعاشی که به صورت سیستم جرم و فنر بود در سال ۱۹۱۱ مورد استفاده قرار گرفت.

محدودیت‌های موجود در زمینه کنترل محدوده فرکانسی باعث شد تا استفاده از عامل میرایی به موازات عامل فنر در سیستم جاذب مورد توجه قرار گیرد. بر این اساس اکنون عامل‌های طراحی سیستم جاذب ارتعاشی دینامیکی جرم، فنر و میرایی هستند. در این خصوص مقادیر بهینه این پارامترها مورد توجه محققان قرار گرفته است (Marian & Giaralis, 2014 و Berardengo, M., et al. 2014).

(Huang & Lin 2014) سیستم جاذب ارتعاشی جدیدی با استفاده از دو تیر کوچک که توسط فنر به هم متصل شده‌اند را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که جاذب ارتعاشی طراحی شده تأثیر قابل ملاحظه‌ای در کاهش ارتعاشات تجهیزات تحت تحریک نوسانی دارد.

(Zhao et al. 2011 & 2012) برای واحد جداکننده کمباین برنج یک دستگاه اندازه‌گیری تلفات با استفاده از حسگرهای پیزوالکتریک PVDF^۳ ارائه کردند. در این تحقیق ویژگی‌های حسگر طراحی شده و نیز چگونگی کنترل لرزش‌های کمباین تشریح شد. طیف فرکانسی شتاب عمودی ناشی از بدنه کمباین نزدیک ۳ کیلوهرتز بدست آمد؛ همچنین برای تضعیف اثر تداخلی لرزش کمباین یک بازوی شناور لرزش‌گیر طراحی گردید که از دو لایه مجزاکننده تشکیل شده بود.

(Khalilvandi et al. 2016) برای بررسی میزان ارتعاشات عقب کمباین در شرایط مختلف مزرعه، از یک حسگر شتاب سه محوره

³ Polyvinylidene Fluoride

¹ Dynamic vibration absorber

² Tuned mass damper

کنترل کننده استفاده شد. در این تحقیق برای نشان دادن مزایای کنترلر IT2FOFPID، از سه کنترل کننده مختلف شامل PID فازی نوع ۱ (T1FPID)، PID، فازی مرتبه کسری (FOFPID) و روش کنترل PID فازی نوع ۲ (IT2FPID) استفاده شد. پس از بررسی، اعتبار کنترلر IT2FOFPID در مقایسه با دیگر روش‌ها مورد تایید قرار گرفت. یافته‌ها نشان داد که این کنترل کننده در مقایسه با سایر کنترل کننده‌ها در حضور ناهمواری‌های جاده عملکرد بهتری دارد.

سیستم‌های جاذب ارتعاشی دینامیکی با عملکرد در نواحی تشدید سیستم و کاهش نیروی منتقل شده تأثیر قابل ملاحظه‌ای در کاهش دامنه ارتعاشی سیستم دارند. هدف اصلی از تحقیق حاضر، ارائه سیستم جاذب ارتعاشی میرا به منظور به حداقل رساندن اثر تداخلی لرزش‌های عقب کمباین روی عملکرد دستگاه پایش تلفات دانه است. بدین منظور ابتدا با در نظر گرفتن محدودیت‌های موجود، یک جاذب ارتعاشی طراحی و سپس با توجه به مدل ریاضی جاذب ارتعاشی، معادلات حاکم بر رفتار ارتعاشی آن استخراج گردید. با فرض نیروی خارجی هارمونیک، تابع فرکانسی سیستم که نشان‌دهنده نسبت دامنه جابجایی کمباین به جابجایی حسگر می‌باشد بدست آمده و سپس با استفاده از مدلی تحلیلی به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد جاذب ارتعاشی پرداخته شد. در نهایت با استفاده از آزمون‌های تجربی، عملکرد جاذب ارتعاشی طراحی شده مورد تایید قرار گرفت.

۲- طراحی و شبیه‌سازی جاذب ارتعاشی

حسگری که در دستگاه پایش تلفات دانه کمباین مورد استفاده قرار می‌گیرد معمولاً از نوع پیزوالکتریک است. این دستگاه در عقب کمباین متصل می‌گردد و جاذب ارتعاشی بین حسگر و بدنه کمباین قرار می‌گیرد تا باعث کاهش انتقال لرزش‌های بدنه کمباین به حسگر شود. به منظور تشریح عملکرد کلی جاذب ارتعاشی میرا در ابتدا ساختاری مشابه شکل ۱ در نظر گرفته شد. جاذب ارتعاشی طراحی شده از دو لایه جذب‌کننده، دو صفحه صلب و یک پایه صلب که موقعیت اتصال سیستم به بدنه کمباین است، تشکیل شده است.

با توجه به اینکه خروجی عقب کمباین دارای عرضی نزدیک به یک متر است و عرض حسگر معمولاً کم و در حدود ۲ سانتی‌متر می‌باشد و این مقدار نمی‌تواند نمایان‌گر شرایط کلی میزان تلفات عقب کمباین باشد، لذا برای ساخت جاذب ارتعاشی از ۴ حسگر در کنار هم با مدارات پردازش جداگانه پیشنهاد شد. صفحه صلب اول از جنس فولاد با ابعاد $80 \times 150 \text{ mm}^2$ و صفحات صلب دوم از چهار صفحه فولادی با ابعاد $20 \times 150 \text{ mm}^2$ می‌باشند.

به منظور مطالعه تحلیلی جاذب طراحی شده در شکل ۱ مدل ریاضی آن بیان می‌شود. در این مدل صفحات صلب به صورت جرم متمرکز و لایه‌های جذب‌کننده با استفاده از فنر و میرا معادل هر لایه مدل‌سازی شده است. مطابق شکل ۲ لایه جذب‌کننده اول یک تکه و

دیجیتالی استفاده کردند. این حسگر را در قسمت عقب کمباین JD955 ICM نصب کردند و مقادیر شتاب این قسمت را در سه سطح سرعت پیشروی، سه سطح سرعت دورانی کوبنده و در دو حالت وجود یا عدم وجود محصول در رایانه ذخیره کردند. نتایج حاصل از تحلیل آماری داده‌ها نشان داد، تأثیر ناهمواری‌های زمین بر شتاب در راستای قائم بیشتر از متغیرهای مربوط به ماشین است. وجود محصول در داخل کمباین باعث افزایش در مقادیر شتاب شد که علت آن پایین بودن درصد رطوبت گندم برداشت شده ذکر می‌شود.

در تحقیق (Adriani et al. (2016 آمده است که به تازگی در ماشین آلات پیشرفته کشاورزی نیاز به نصب حسگرهای تصویر بر روی بدنه ماشین مطرح شده است. ضربه‌ای که ناشی از جابجایی‌های عمودی در اثر تماس تایر و خاک و لرزش مکانیکی موتور ایجاد می‌شود، باعث نوسانات و لرزش‌هایی می‌شود که کیفیت داده هر فعالیتی را که توسط تجهیزاتی مانند دوربین، اسپکتروادیومتر یا لیزر اسکنر انجام می‌شود، کاهش می‌دهد. در این مقاله مدل‌سازی و شبیه‌سازی سامانه فعال برای کاهش و کنترل نوسانات با استفاده از یک کنترل کننده PID مورد توجه قرار گرفته است. نتایج نشان داد که سیستم تثبیت کننده فعال از طریق یک سیستم حلقه بسته با یک کنترل کننده کسری، عملکرد بهتر در کاهش جابجایی و شتاب لرزش را ارائه می‌دهد. علاوه بر این، نتایج عددی، ظرفیت بهتر سیستم مبتنی بر کنترل کننده کسری را برای کاهش اختلال در لرزش در مقایسه با سیستم PID کلاسیک برای شرایط عملیاتی ماشین‌آلات مختلف مانند سرعت پیشروی و بار تأیید می‌کند.

در تحقیق (Taghizadeh-Alisaraei (2017 تمرکز بر رویکردهای مدرن برای تجزیه و تحلیل ارتعاشات صندلی‌های تراکتور و اتومبیل بوده‌است که در بسیاری از دستورالعمل‌های استاندارد نادیده گرفته می‌شود. یک مدل ابتکاری برای ارزیابی تأثیر ارتعاشات، از نظر شدت ارتعاش و شکل سیگنال، بر روی کاربر پیشنهاد شد. میزان متوسط انتقال ارتعاش از سکوی موتور به پایه، ۳۱ درصد تخمین زده شد. می‌توان نتیجه گرفت که ناهمواری زمین ارتعاشاتی را در محدوده فرکانس ۰ تا ۳۰ هرتز ایجاد می‌کند، در حالی که موتور باعث ایجاد ارتعاشاتی در برخی فرکانس‌ها در محدوده ۵۰-۲۰۰ هرتز می‌شود.

در تحقیق (Mohammadikia & Aliasghary (2019 آمده است: سیستم‌های تعلیق به عنوان قطعات حیاتی وسایل نقلیه مدرن در نظر گرفته می‌شوند و در انواع مختلف تراکتور مورد نیاز هستند. برای افزایش راحتی در حین رانندگی در شرایط ناهموار جاده از سیستم‌های تعلیق فعال^۱ برای کنترل محرک هیدرولیکی و جداسازی اتاق کاربر تراکتور از لرزش‌ها استفاده می‌شود. در این مطالعه از یک کنترلر فازی (IT2FOFPID) در سیستم تعلیق فعال تراکتور برای به حداقل رساندن نوسانات سطح ناهموار، طراحی شده است. الگوریتم بهینه‌سازی مبتنی بر زیست جغرافیایی^۲ برای تنظیم پارامترهای

² Biogeography-based optimization (BBO)

¹ Active suspension (AS)

و با توجه به شرایط در نظر گرفته شده، $x_3 = x_4 = x_5 = x$ و $m_i = m$ ، $k_i = k$ ، $c_i = c$ خواهد بود که $(i = 2,3,4,5)$ است. نتیجه معادلات دیفرانسیل حاکم بر حرکت را می‌توان به صورت ساده شده‌ی رابطه (۲) بیان نمود:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + 4c)\dot{x}_1 - c\dot{x}_2 - 3c\dot{x} + (k_1 + 4k)x_1 - kx_2 - 3kx = c_1 \dot{x}_0 + k_1 x_0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - kx_1 + kx_2 - c\dot{x}_1 + c\dot{x}_2 = f \\ m\ddot{x} - kx - kx_1 + c\dot{x} - c\dot{x}_1 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

با اعمال تبدیل لاپلاس به روابط فوق و فرض شرایط اولیه صفر (X_1 سرعت و جابجایی اولیه) و با استفاده از روش کرامر، جابجایی‌های X و X_1 که به ترتیب نشان‌دهنده جابجایی‌های صفحات صلب m و m_1 می‌باشند به صورت رابطه (۳) بدست می‌آیند:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{1}{\Delta} (ms^2 + cs + k)[(c_1s + k_1)(ms^2 + cs + k)X_0 + F(cs + k)] \\ X &= \frac{1}{\Delta} [(cs + k)(c_1s + k_1)(ms^2 + cs + k)X_0 + F(cs + k)^2] \end{aligned} \quad (3)$$

جابجایی‌های X و X_1 را می‌توان به صورت ساده رابطه (۴) نوشت:

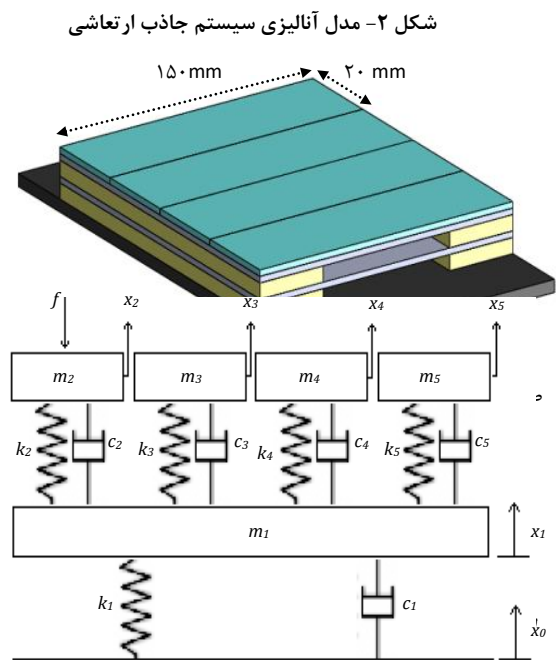
$$\begin{aligned} X_1 &= G_2 X_0 + G_3 F \\ X &= G_0 X_0 + G_1 F \end{aligned} \quad (4)$$

که در رابطه اخیر G_i و $(i=0,1,2,3)$ ضرایب انتقال پذیری هستند و به صورت رابطه (۵) بدست می‌آیند.

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{cc_1s^2 + (ck_1 + c_1)s + kk_1}{[m_1s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \\ G_1 &= \frac{c^2s^2 + 2cks + k^2}{[m_1s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k)^2 - 4(cs + k)^2(ms^2 + cs + k)^2} \\ G_2 &= \frac{mc_1s^2 + (mk_1 + cc_1)s^2 + (ck_1 + c_1k) + kk_1}{[m_1s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \\ G_3 &= \frac{cks}{[m_1s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \end{aligned} \quad (5)$$

در سیستم حاضر هدف کاهش دامنه ارتعاشات جرم m نسبت به تحریک پایه‌ی X_0 است، بنابراین به منظور بررسی تأثیر پارامترهای مختلف، ضریب انتقال پذیری G_0 که معرف نسبت دامنه ارتعاشی جرم به پایه است، مورد مطالعه قرار می‌گیرد. با در نظر گرفتن $s=i\omega$ که در آن $i = \sqrt{-1}$ و ω فرکانس تحریک است، تابع پاسخ فرکانسی که

لایه جذب‌کننده دوم برای هر حسگر جداگانه طراحی شده است. در استخراج معادلات حاکم بر حرکت فرض می‌شود که نیروی ضربه دانه f فقط روی حسگر اول وارد می‌شود؛ بدین ترتیب می‌توان پاسخ دینامیکی هر حسگر را بصورت جداگانه مورد بررسی قرار داد.

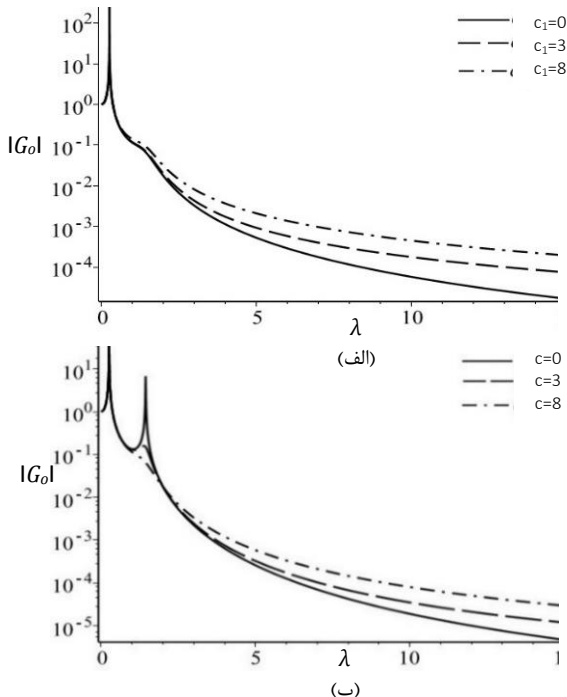


شکل ۱- ساختار حسگر و جاذب ارتعاشی
 شکل ۲- مدل آنالیزی سیستم جاذب ارتعاشی

با استفاده مستقیم از قانون دوم نیوتن، معادلات حاکم بر حرکت سیستم نشان داده شده در شکل ۲ به صورت رابطه (۱) بدست می‌آید:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_1(x_1 - x_0) - \sum_{i=2}^5 \{c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_1) + k_i(x_i - x_1)\} = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 = f \\ m_3 \ddot{x}_3 - k_3x_1 + k_3x_3 - c_3\dot{x}_1 + c_3\dot{x}_3 = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 - k_4x_1 + k_4x_4 - c_4\dot{x}_1 + c_4\dot{x}_4 = 0 \\ m_5 \ddot{x}_5 - k_5x_1 + k_5x_5 - c_5\dot{x}_1 + c_5\dot{x}_5 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

با توجه به اینکه چهار لایه جذب‌کننده دوم و صفحات صلب دارای مشخصات یکسانی هستند، بنابراین ضرایب میرایی، سفتی و جرم این عوامل یکسان در نظر گرفته شده است. k_1 و c_1 مربوط به خواص جاذب اول، k و c مربوط به مشخصات جاذب دوم، m_1 جرم صفحه صلب اول و m جرم هر یک از صفحه‌های صلب دوم است. با این توضیح



شکل ۳- تأثیر ضرایب میرایی بر ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ بر حسب فرکانس بی‌بعد. (الف) میرایی جذب‌کننده اول، C_1 ; (ب) میرایی جذب‌کننده دوم، c .

Fig 3. The effects of absorbers damping on the $G_0(\omega)$ in terms of dimensionless frequency. (a) C_1 , first absorber damping; (b) c , second absorber damping.

به منظور بررسی تأثیر ضرایب سفتی جاذب بر دامنه انتقالی به حسگرها در شکل ۴ ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ بر حسب فرکانس بی‌بعد و به ازای مقادیر مختلف سفتی جذب‌کننده اول و جذب‌کننده دوم نشان داده شده است.

نتایج نشان می‌دهد که تأثیر مقادیر سفتی جذب‌کننده اول بر ضریب انتقال‌پذیری به مراتب بیشتر از تأثیر سفتی جذب‌کننده دوم می‌باشد. وجود فنر جذب‌کننده اول باعث ایجاد فرکانس تشدید می‌گردد که با افزایش مقدار سفتی متناظر، میزان ضریب انتقال‌پذیری نیز افزایش می‌یابد ولی در فرکانس‌های بالاتر سفتی جذب‌کننده اول تأثیر چندانی بر ضریب انتقال‌پذیری یا دامنه منتقل شده به حسگرها ندارد. همچنین با توجه به شکل ۴-ب مشاهده می‌شود که مقدار سفتی جذب‌کننده دوم نیز تأثیر مشابه با مقادیر سفتی جذب‌کننده اول دارد.

بنابراین، در طراحی جاذب ارتعاشی هر چند مقادیر سفتی جذب‌کننده‌ها تأثیر چندانی بر ضریب انتقال‌پذیری ندارند، اما در انتخاب ماده مناسب بایستی توجه نمود که ماده‌ای باید استفاده شود که سفتی آن در محدوده پایین‌تری باشد چون هر چقدر ماده مورد استفاده سفت‌تر باشد رفتار ماده به جسم صلب متمایل شده و از تأثیر آن بر عملکرد جاذب ارتعاشی کاسته می‌شود.

نسبت دامنه ارتعاش حسگرها به دامنه تحریک پایه می‌باشد را می‌توان به صورت رابطه (۶) بدست آورد.

$$G_0(\omega) = \frac{-cc_1\omega^2 + i(ck_1 + c_1k)\omega + kk_1}{[-m_1\omega^2 + i(c_1 + 4c)\omega + (k_1 + 4k)](-m\omega^2 + ic\omega + k) - 4(ic\omega + k)^2} \quad (۶)$$

همچنین می‌توان با جایگذاری رابطه (۶) در رابطه (۴) و با اعمال تبدیل فوری معکوس پاسخ سیستم نسبت به ورودی‌ها را در حوزه زمان بدست آورد.

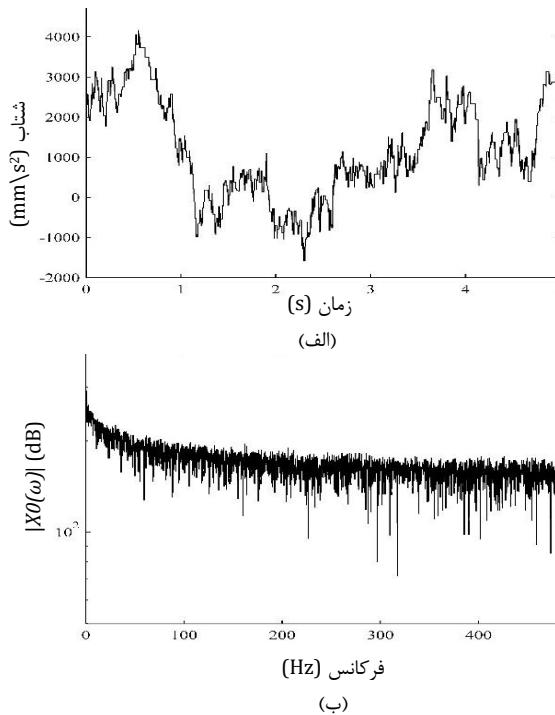
۳- نتایج عددی

در این قسمت به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر روی دامنه جاذب ارتعاشی پرداخته می‌شود. با توجه به اینکه جاذب ارتعاشی طراحی شده به منظور کاهش دامنه ارتعاشات انتقالی از سوی بدنه کمپاین به حسگرها مورد استفاده قرار می‌گیرد بنابراین هدف اصلی بررسی دامنه ارتعاشات X تحت تأثیر حرکت پایه X_0 می‌باشد. همان‌طور که اشاره گردید ضریب انتقال‌پذیری G_0 نشان‌دهنده تابع تبدیل بین پارامترهای بیان شده است، بنابراین در این قسمت فقط تأثیر پارامترهای طراحی بر روی این ضریب ارائه و مورد مطالعه قرار می‌گیرند. در جدول ۱ مقادیری که برای پارامترهای بیان شده در شکل ۲ در نظر گرفته شده است، آورده شده است. در شکل ۳ تأثیر میرایی جذب‌کننده‌ها بر ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ بر حسب فرکانس بی‌بعد (نسبت فرکانس تحریک پایه به فرکانس طبیعی جذب‌کننده دوم، $(\lambda = \omega / \sqrt{k/m})$) نشان داده شده است. همان‌طور که از رابطه (۴) مشاهده می‌شود $G_0(\omega)$ نشان‌دهنده نسبت دامنه حسگر به دامنه حرکت پایه است. با توجه به شکل ۳ وجود جاذب ارتعاشی باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در دامنه انتقالی پایه به حسگرها در نواحی دورتر از فرکانس طبیعی سیستم می‌گردد به طوری که به ازای فرکانس‌های بیشتر وجود جاذب ارتعاشی با مشخصات جدول و به ازای $C_1 = 8 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ و $\lambda = 8$ کاهش حدود ۱۰۰۰ برابری در دامنه حرکت حسگر نسبت به دامنه پایه را منجر می‌شود. همچنین استفاده از میرایی باعث کاهش دامنه منتقل شده به حسگر در محدوده تحریک خارجی با فرکانسی معادل با فرکانس‌های طبیعی سیستم می‌شود.

جدول ۱- مقادیر پارامترهای در نظر گرفته شده برای طراحی جاذب ارتعاشی

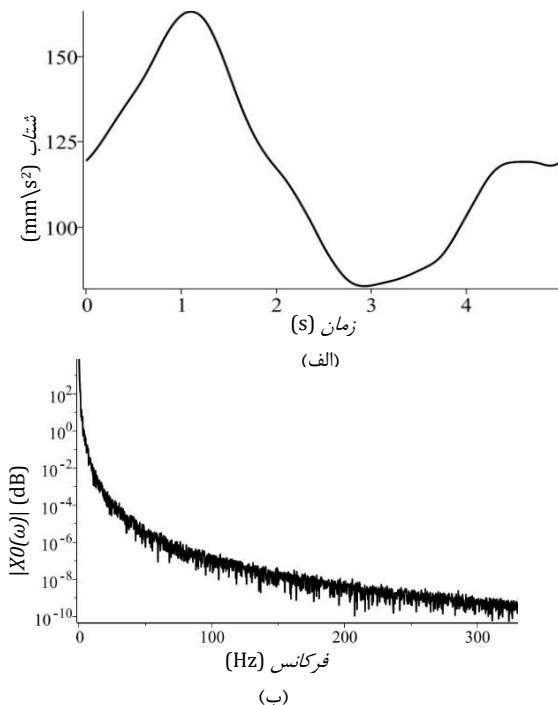
Table 1. Considered value for the parameters design of vibration absorber

اندازه	نام پارامتر
۱۰۰ g	جرم صفحه صلب اول، m_1
۲۵ g	جرم صفحه صلب دوم، m
۸ KN/m	سفتی جذب‌کننده اول، k_1
۱ N/s/m	میرایی جذب‌کننده اول، C_1
۱۵ KN/m	سفتی جذب‌کننده دوم، k
۸ N/s/m	میرایی جذب‌کننده دوم، c



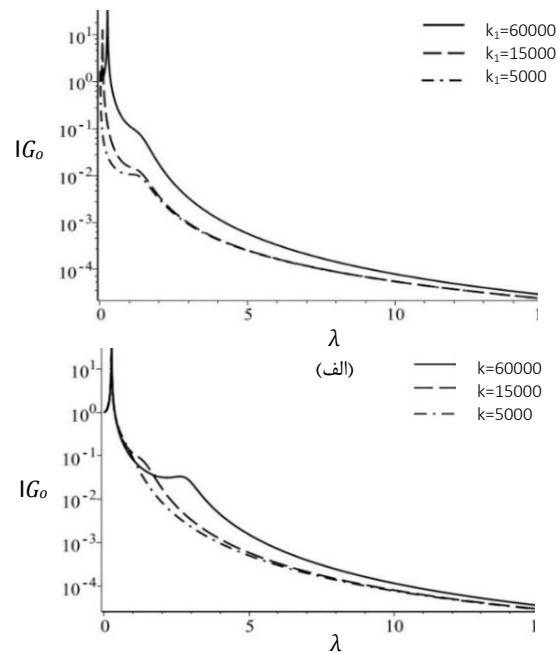
شکل ۵- شتاب عمودی عقب کمباین در شرایط کاری سرعت دورانی کوبنده برابر ۶۰۰rpm و سرعت پیشروی ۲/۴ km/h (الف) شتاب؛ (ب) طیف فرکانسی شتاب

Fig 5. Acceleration in the vertical direction of the combine in rotational speed of 600rpm and advance speed of 2.4 km/h. (a) acceleration; (b) frequency spectrum.



شکل ۶- شتاب منتقل شده به حسگرها در شرایط کاری سرعت دورانی کوبنده برابر ۶۰۰ rpm و سرعت پیشروی ۲/۴ km/h (الف) شتاب، (ب) طیف فرکانسی شتاب.

Fig 6. Transferred response to the sensors in rotational speed of 600rpm and advance speed of 2.4 km/h. (a) acceleration; (b) frequency spectrum.



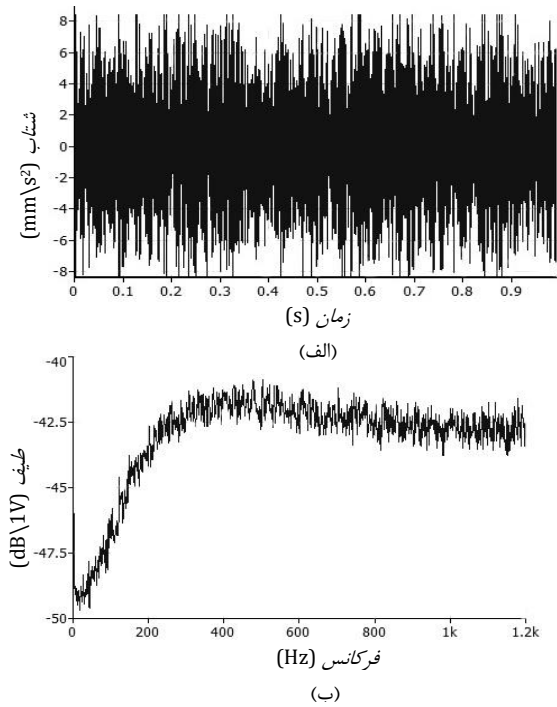
شکل ۴- تأثیر ضرایب سفتی بر ضریب انتقال پذیری $G_0(\omega)$ بر حسب فرکانس بی‌بعد. (الف) سفتی جذب‌کننده اول، k_1 ; (ب) سفتی جذب‌کننده دوم، k .

Fig 4. The effects of absorbers stiffness on the $G_0(\omega)$ in terms of dimensionless frequency. (a) K_1 , first absorber stiffness; (b) k , second absorber stiffness.

به منظور بررسی عملکرد جاذب طراحی شده شتاب حرکت پایه، که در واقع همان شتاب عقب کمباین است از داده‌های نتایج تجربی استفاده گردید. این داده‌ها که از تحقیق Khalilvandi, (2016) کسب شده است با استفاده از حسگر ADXL345 ساخته شده توسط شرکت آنالوگ دیوایس، بدست آمده است. در شکل ۵ داده‌های شتاب در جهت عمودی کمباین و در شرایط سرعت دورانی کوبنده برابر ۶۰۰rpm و سرعت پیشروی ۲/۴km/h نشان داده شده است. همان طور که از شکل ۵-ب مشاهده می‌شود، محدوده فرکانسی عملکرد کمباین در این شرایط در محدوده فرکانسی صفر تا ۵۰۰ Hz قرار دارد. با مد نظر قرار دادن شتاب اعمالی به پایه جاذب ارتعاشی که در واقع همان شتاب بدنه عقب کمباین است و با استفاده از نتایج تجربی موجود و به ازای مقادیر عددی داده شده در جدول ۱ پاسخ منتقل شده به حسگرها، $x(t)$ به صورت شکل ۶ بدست می‌آید. با توجه به شکل‌های ۵ و ۶ می‌توان گفت استفاده از جاذب ارتعاشی طراحی شده باعث کاهش دامنه شتاب منتقل شده به حسگرها از 4000 m/s^2 به 165 m/s^2 می‌شود.

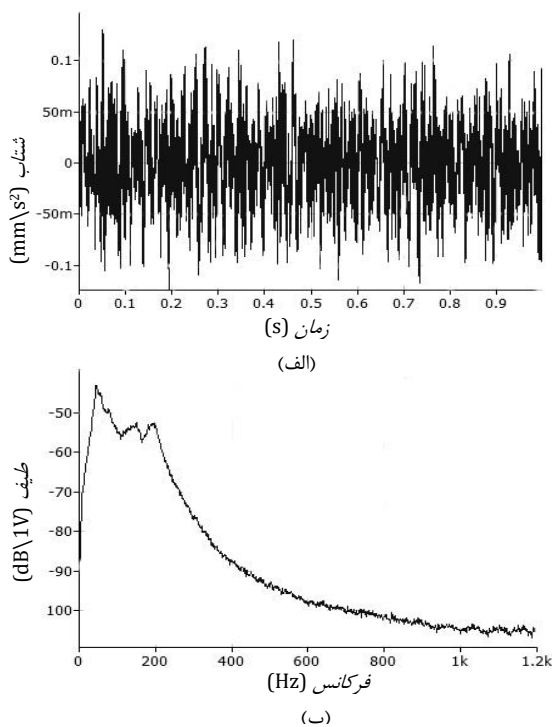
۴- آزمون تجربی

پس از طراحی جاذب ارتعاشی و بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر رفتار آن، در این بخش به مطالعه تجربی و بررسی کارایی جاذب ارتعاشی طراحی شده و میزان شتاب انتقالی از طریق پایه به حسگر پرداخته می‌شود. جاذب ارتعاشی طراحی و ساخته شده از پنج عضو تشکیل شده است: (۱) صفحه صلب اول، (۲) لایه جذب‌کننده اول، (۳) صفحه صلب دوم، (۴) لایه جذب‌کننده دوم و (۵) پایه. از شتاب‌سنج بروئل-کجییر^۱ مدل ۴۵۰۷ با حساسیت 10 mV/ms^{-2} جهت اندازه‌گیری میزان ارتعاشات استفاده گردید که با استفاده از یک لایه بسیار نازک چسب به صفحه صلب دوم چسبانده شد. لایه‌های جذب‌کننده از جنس اسفنج انتخاب گردید. به منظور شبیه‌سازی حرکت پایه، لرزاننده مدل بروئل-کجییر مورد استفاده قرار گرفته است. مجموعه جاذب ارتعاشی بر روی لرزاننده نصب شده و سپس به منظور شبیه‌سازی شرایط واقعی عملکرد پایه، سیگنال اتفاقی با محدوده فرکانسی $1/2 \text{ kHz}$ با استفاده از سیستم تولید سیگنال و داده‌برداری بروئل-کجییر، تولید و به عنوان ورودی به لرزاننده فرستاده شده است. با استفاده از همین دستگاه ولتاژ خروجی از شتاب‌سنج با نرخ داده‌برداری $3/2 \text{ kHz}$ در مدت زمان ۳۰ ثانیه و با بهره‌گیری از نرم‌افزار پلاس ۱-۵-۱۲ ثبت شده است. در این آزمایش به منظور مقایسه میزان انتقال‌پذیری شتاب پایه به حسگر، با استفاده از یک شتاب‌سنج، شتاب پایه نیز ثبت گردیده است. در شکل ۷ شتاب و طیف فرکانسی شتاب اعمالی به پایه جاذب ارتعاشی با استفاده از لرزاننده در مدت زمان 500 ms نشان داده شده است. در این شکل حداکثر شتاب اعمالی به لرزاننده برابر $8/3 \text{ V}$ و RMS برابر $3/3 \text{ V}$ می‌باشد. تحت این شرایط تحریک پایه، دامنه و طیف شتاب منتقل شده به حسگر در شکل ۸ ارائه شده است. با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که حداکثر شتاب منتقل شده از طریق جاذب به حسگر برابر $1/3 \text{ mV}$ و RMS آن برابر $3/3 \text{ mV}$ می‌باشد. این نتایج نشان می‌دهد که جاذب ارتعاشی طراحی شده با توجه به کارایی بسیار بالای خود باعث کاهش ۹۹٪ میزان شتاب منتقل شده از پایه به حسگر می‌شود. که این امر موجب می‌شود جاذب ارتعاشی ارائه شده با دقت قابل قبولی اثر تداخلی لرزش‌های کم‌باین را جذب کرده و بنابراین استفاده از آن در دستگاه پایش تلفات دانه کم‌باین بسیار سودمند باشد.



شکل ۷ شتاب اعمالی به پایه جاذب از طرف لرزاننده (الف) دامنه شتاب؛ (ب) طیف فرکانسی شتاب.

Fig 7. Applied acceleration to the vibration absorber by a vibrator. (a) Acceleration; (b) frequency spectrum.



شکل ۸ شتاب منتقل شده از طریق جاذب به حسگر (الف) دامنه شتاب؛ (ب) طیف فرکانسی شتاب.

Figure 8. Acceleration transmitted to the sensor by a vibrator. (a) Acceleration; (b) frequency spectrum.

¹ Brüel & Kjær

by a variable-unbalance excitation. The Journal of the Acoustical Society of America, 135(4): pp. 2289-2289. elastomer to dynamic vibration absorber for

Khalilvandi, S., Navid, H., Karimian, Gh. and Rezai, M. (2016). *Investigation of combine harvester rear vibration at the time domain in different operating conditions*. The 10th national congress on biosystem engineering. (In Persian).

Marian, L. and A. Giaralis. (2014). *Optimal design of a novel tuned mass-damper-inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems*. Probabilistic Engineering Mechanics.

Marsili, A., Ragni, L., Santoro, G., Servadio, P. and Vassalini, G. (2002). *Innovative Systems to reduce Vibration on Agricultural Tractors: Comparative Analysis of Acceleration transmitted through the Driving Seat*, Bio Systems Engineering, Vol. 81, pp. 35-47.

Mohammadikia, R. and Aliasghary, M. (2019). *Design of an interval type-2 fractional order fuzzy controller for a tractor active suspension system*. Computers and Electronics in Agriculture. Volume 167, 105049.

Sam, B. and Kathirvel, K. (2006). *Vibration Characteristics of Walking and Riding Type Power Tillers*, Bio Systems Engineering, Vol. 95 (4), pp. 517-528.

Sergio, A., Rafael, V., Carlos, A., Rubens, A. and José, A. (2016). *Fractional PID controller in an active image stabilization system for mitigating vibration effects in agricultural tractors*. Computers and Electronics in Agriculture. Volume 131, Pages 1-9.

Taghizadeh, A., saraei, A. (2017). *Analysis of annoying shocks transferred from tractor seat using vibration signals and statistical methods*. Computers and Electronics in Agriculture. Volume 141, Pages 160-170.

Zhao, Z., Li, Y., Chen, J. and Xo, J. (2011). *Grain separation loss monitoring system in combine harvester*, Computers and Electronics in Agriculture, Vol. 110, pp. 183-188.

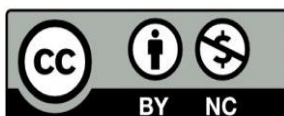
Zhao, Z., Li, Y., Liang, Z. and Chen, Y. (2012). *Optimum design of grain impact sensor utilizing poly vinylidene fluoride films and a floating raft damping structure*, Bio Systems Engineering, Vol. 112, pp. 223-227.

۵- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر جاذب ارتعاشی میرا به منظور کاهش دامنه ارتعاشات منتقل شده از بدنه کمباین به حسگرهای مورد استفاده در دستگاه پایش تلفات کمباین طراحی و با استفاده از مدل ریاضی به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر میزان انتقال پذیری و دامنه حرکت حسگرها پرداخته شد. با استفاده از مدل سیستم ارتعاشی میرا و استفاده از قانون دوم نیوتن معادلات حاکم بر ارتعاشات سیستم استخراج گردید. سپس با اعمال تبدیل لاپلاس ضریب انتقال پذیری که نشان دهنده نسبت دامنه ارتعاش حسگرها به دامنه ارتعاشی پایه می باشد محاسبه شد. در نهایت تأثیر پارامترهای میرایی و سفتی جاذب ارتعاشی بر میزان انتقال پذیری مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می دهد که جاذب طراحی شده به ازای فرکانس های دورتر از فرکانس طبیعی سیستم، تأثیر قابل ملاحظه ای در کاهش دامنه نوسانات منتقل شده به حسگرها را داشته و در این میان تأثیر مقدار میرایی بر کاهش دامنه ارتعاشات حسگر به مراتب بیشتر از تأثیر مقادیر سفتی جاذب ارتعاشی می باشد. نتایج آزمون های تجربی انجام شده نشان می دهند که جاذب ارتعاشی ارائه شده باعث کاهش ۹۹٪ میزان شتاب منتقل شده از پایه به حسگر می شود. که این امر نشان می دهد جاذب ارتعاشی ارائه شده با دقت قابل قبولی اثر تداخلی لرزش های کمباین را جذب کرده و بنابراین استفاده از آن در دستگاه پایش تلفات دانه کمباین بسیار سودمند خواهد بود.

۶- منابع

- Berardengo, M., A. Cigada, A., Guanziroli, F. and Manzoni, S. (2014). *An adaptive tuned mass damper based on shape memory alloys with an extended range of frequency*. In Environmental Energy and Structural Monitoring Systems (EESMS), IEEE Workshop on.
- Huang, S., and K.-A. Lin. (2014). *a New Design of Vibration Absorber for Periodic Excitation*. Shock and Vibration.
- Hunt, J. and C. Nissen. (1982). *The broadband dynamic vibration absorber*. Journal of sound and vibration, 83(4): pp. 573-578.
- Jeong, U., Kim, J., Yoon, J. and Oh, J. (2014). *Application magnetorheological elastomer to dynamic vibration absorber for vibration reduction*



This is an open access article under the CC BY NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/2.0/>)