

بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق منفعل کابین تراکتور با کمک الگوریتم ازدحام ذرات

سامان آبدانان مهدی‌زاده*

استادیار دانشکده مهندسی زراعی و عمران روستایی، دانشگاه کشاورزی و منابع طبیعی رامین خوزستان

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۱۱/۱۸ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۳/۹/۱۷)

چکیده

این مقاله پژوهشی به منظور تعیین ضریب فنریّت و میرایی سیستم تعلیق کابین تراکتور ITM285 با هدف افزایش راحتی کاربر تراکتور انجام شد. تجزیه و تحلیل‌ها باتوجه به میانگین مربع پاسخ شتاب در باند یک‌سوم اکتاو و سازمان بین‌المللی استاندارد (ISO) انجام پذیرفت. بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق با روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO) روی مدل ۲ درجه آزادی سیستم تعلیق کابین تراکتور در نرم‌افزار MatLab در محدوده فرکانسی از ۱ تا ۱۰ هرتز مدل انجام پذیرفت. مقادیر به‌دست‌آمده برای C_1 و C_2 ، K_1 و K_2 به ترتیب (Ns/m) ۹۴۳، (Ns/m) ۸۵۰، (N/m) ۳۹۲۷ و (N/m) ۲۶۱۹۹ هستند. پارامترهای بهینه‌سازی شده برای سیستم تعلیق کابین تراکتور باتوجه به ISO 2631 1985 نشان از کاهش ۱۶/۷، ۱۰/۱، ۱۱/۵ و ۱۲/۲ برای زمان صعود، زمان نشست، و بیشینه جهش در مقایسه با مقادیر قبلی سامانه تعلیق دارند. در نتیجه باعث کاهش میزان ارتعاش به بدن راننده و همچنین بهبود وضعیت او می‌شود.

کلیدواژگان: ارتعاش انتقالی، بهینه‌سازی ازدحام ذرات، کابین تراکتور.

مقدمه

سیستم تعلیق خودرو از مهمترین قسمت‌های خودرو است که تأثیر زیادی در راحتی سرنشین دارد. علاوه بر مهمترین کارکرد آن که ایجاد راحتی برای سرنشین است، سیستم تعلیق می‌تواند بر خوش‌فرمانی خودرو نیز تأثیر داشته باشد. البته از آنجا که در خودروهای خارج جاده^۱ مانند کامیون و تراکتور، سازش میان خوش‌فرمانی و راحتی سرنشین امر دشواری است از این رو یا صندلی راننده یا کابین آن سیستم تعلیق جداگانه دارد. در نتیجه با طراحی جداگانه هر بخش می‌توان هم خوش‌فرمانی و هم راحتی سرنشین را تأمین کرد. شایان ذکر است از آنجا که در تراکتور سیستم تعلیق خاصی در نظر گرفته نشده است و در ضمن در اکثر فعالیت‌های کشاورزی همچون مراحل تسطیح، کاشت، داشت، و برداشت در مزرعه دارای پستی و بلندی صورت می‌گیرد، بنابراین انتقال ارتعاش حاصل از این ناهمواری‌ها می‌تواند سبب آسیب‌های مکانیکی، فیزیولوژیکی، و روانی شود. این مشکل با هم‌زمان شدن فرکانس طبیعی بدن و فرکانس طبیعی غالب تراکتور (۱-۷ هرتز) بحرانی می‌شود. برای مثال تنه انسان و مهره کمری به ترتیب فرکانس طبیعی ۴-۸ و ۴-۵ هرتز دارند. در نتیجه هم‌زمانی این دو فرکانس با فرکانس طبیعی

غالب تراکتور سبب اعمال آسیب‌های جدی به سلامتی راننده می‌گردد. این مسئله با افزایش سرعت رو به جلو بدتر می‌شود که در طراحی سیستم تعلیق باید در نظر گرفته شود (Kumar et al., 2001). شایان ذکر است ارتعاشاتی که راننده در صندلی تراکتور تجربه می‌کند، در این محدوده آسیب‌پذیر قرار دارد. همچنین هیچ‌گونه تضعیف شایان توجهی در انتقال ارتعاش به بدن راننده در فرکانس‌های پایین در محدوده ۶ تا ۶ هرتز وجود ندارد. آسیب مکانیکی به ارگان‌های بدن باتوجه به اعمال کرنش‌های متفاوت به آن در فرکانس‌های متفاوت بسیار وابسته فرکانسی^۲ است. در حالی که تأثیرات فیزیولوژیکی همیشه با فرکانس یا به هر جنبه دیگر از ارتعاش بستگی ندارد (Chaffin, 1990 & Andersson). قرارگیری رانندگان تراکتورهای کشاورزی تحت چنین ارتعاشاتی، سبب ایجاد خستگی، افزایش احتمال تصادفات رانندگی، و بروز مشکلات دیگر چون آسیب‌دیدگی ستون فقرات می‌گردد. سازمان بین‌المللی استاندارد^۳ (ISO) طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده را با معیار چگالی طیفی توان^۴ (PSD) بیان می‌کند (Esmailzadeh & Taghirad, 1996). مقادیر متناظر این ویژگی با ناهمواری‌های جاده در جدول ۱ نشان داده شده است (Steinwolf et al., 2006).

* نویسنده مسئول: saman.abdanan@gmail.com

1. Off-road

2. Frequency dependent

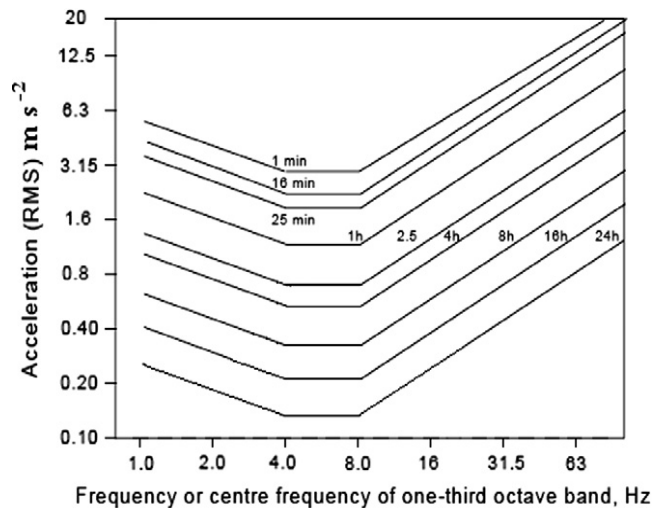
3. International Standardization Organization

4. Power Spectral Density (PSD)

جدول ۱. طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده (Anonymous, 1990).

طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده	$S(K_0)/10^{-6} \frac{m^3}{cycle}$
خیلی خوب	۲-۴
خوب	۸-۳۲
متوسط	۳۲-۱۲۸
ضعیف	۱۲۸-۵۱۲
خیلی ضعیف	۵۱۲-۲۰۴۸

حد تحمل بدن انسان در شتاب عمودی برای اولین بار در E (ISO 2631-1985) گزارش شد و در شکل ۱ نشان داده شده است (Anonymous, 1990).



شکل ۱. محدوده مقاومت انسان در برابر شتاب عمودی Z محور با مدت زمان‌های متفاوت براساس استاندارد (E) ISO 2631-1985 (Anonymous, 1990)

از شکل ۱ می‌توان این نکته را استنباط کرد که حداقل حد استقامت انسان در محدوده ۴-۸ هرتز و شتاب RMS می‌بایست کوچکتر از 1 m/s^2 باشد. در نتیجه به منظور بهبود راحتی رانندگی و جلوگیری از آسیب‌های یادشده کاهش انتقال ارتعاشات حاصل از ناهمواری‌های زمین به او بسیار اهمیت دارد. در سال‌های اخیر در کشورهای کم‌درآمد به مشکلات بهداشت حرفه‌ای کارگران کشاورزی اصلاً توجه نشده است (Kumar et al., 2001). این مسئله به‌خصوص برای رانندگان تراکتور که هنگام انجام عملیات گوناگون کشاورزی در معرض دماهای بسیار بالا، سطح بالایی از ذرات معلق، و ارتعاشات ناشی از ناهمواری‌های مزرعه قرار می‌گیرند، درست‌تر است. در کشورهای با درآمد بالا طراحی تراکتور بسیار پیچیده است و تقریباً تمام محیط کابین کنترل شده و دارای سیستم تعلیق به‌منظور افزایش راحتی راننده است. پیاده‌سازی طرح‌های مشابه

به احتمال زیاد در کشورهایمانند ایران در آینده نزدیک به دلایل اقتصادی میسر نیست، اما بهینه‌سازی سیستم‌های موجود باتوجه به هزینه کمتر، صرفه اقتصادی بیشتری هم برای تولیدکننده و هم مصرف‌کننده خواهد داشت. البته توسعه سیستم تعلیق کابین تراکتور به‌صورت تجربی توسط تعدادی از پژوهشگران از سال ۱۹۷۰ آغاز شده است (Adachi et al. 1996). Scarlett et al. (2007) با عملگرهای دمپر جرمی توانستند کاهش لرزش و سر و صدا در کابین تراکتور ایجاد کنند. در این پژوهش، ابتدا لرزش و سر و صدای اندازه‌گیری شده و نسبت مشارکت سر و صدای ایجادشده توسط اعضای مکانیکی کاهش یافت. در مرحله بعد اثربخشی کنترل دمپر جرمی فعال در نظر گرفته شد و سیستم کنترل فعال براساس تئوری کنترل بازخورد سرعت طراحی گردید. Kumar et al. (2001) مدلی ریاضی به‌منظور بررسی شدت ارتعاش بر سلامت راننده با ۱۹ درجه آزادی توسعه دادند. ۱۱ درجه آزادی مربوط به تراکتور و کابین آن و ۸ درجه دیگر مربوط به بدن راننده تراکتور بود. توسعه مدل ارتعاشی بدن براساس مدل پیشنهادشده Patil et al. (1977) انجام پذیرفت. نتایج مدل‌سازی صورت‌گرفته حاکی از همخوانی مدل ریاضی و آزمایش انجام‌شده داشت (Kumar et al., 2001). Tamboli & Joshi (1999) مقادیر متغیرهای طراحی مانند ضریب سختی فنر و ضریب میرایی ویسکوز سیستم تعلیق کابین (جلو و عقب) را با به‌حداقل‌رساندن ریشه میانگین مربعات پاسخ شتاب^۱ (RMSAR) به‌دست آوردند. آن‌ها با استفاده از مقادیر مرزی جابه‌جایی عمودی مورد نظر RMSAR که در نمودار E (ISO 2631-1985) مشخص شده است، این مقادیر حداقل را استخراج کردند. (Vessonen & Jarviluoma; 2001) رفتار دینامیکی سیستم تعلیق منفعل تراکتور والترا مگا ۸۰۵۰ را مدل‌سازی و بهینه‌سازی کردند. مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم مکانیکی تعلیق کابین تراکتور در نرم‌افزار ADAMS در بازه سرعت پیشروی ۰ تا ۵۰ km/h صورت پذیرفت. آن‌ها دریافتند که میزان ارتعاش منتقل‌شده به کابین با سیستم منفعل در سرعت ۵۰ km/h به بیشینه خود می‌رسد. پیشنهاد آن‌ها اضافه کردن وزنه در اکسل جلو به‌منظور کاهش ارتعاش منتقل‌شده به کابین در سرعت‌های بالای حرکتی بود. بررسی منابع ارتعاش و روش‌های کاهش آن در تراکتورها اهمیت خاصی دارد. Maleki et al. (2008) ارتعاش وارد بر بدن چند راننده تراکتور با جرم‌های متفاوت هنگام رانندگی با سه تراکتور متداول در ایران هنگام انجام عملیات شخم با گاواهن

1. Root-Mean-Square Acceleration Response (RMSAR)

IT285-2WD در جدول ۲ فهرست شده است.

جدول ۲. مشخصات فنی تراکتور IT285-2WD

حداکثر قدرت	KW ۵۶ در ۲۰۰۰ دور در دقیقه
موتور	
موتور	مدل: A4.284
سیستم انتقال	نوع: چهارزمانه، چهارسیلندر
قدرت	هشت سرعت، هشت سرعت جلو، و دو سرعت معکوس
اندازه چرخ و تایر	جلو: ۱۶-۷/۵ Ply ۶ عقب: ۱۸/۴-۳۰ Ply ۶
ابعاد و جرم	فاصله دو محور: ۲۲۹۰ میلی‌متر توده (با سوخت، روغن، و آب): ۲۸۱۲ کیلوگرم جرم بر محور جلو: ۱۱۱۸ کیلوگرم جرم بر محور عقب: ۱۶۹۴ کیلوگرم

به‌منظور مدل‌سازی سیستم تعلیق خودرو روش‌های متفاوتی وجود دارد. انواع مدل‌های سیستم تعلیق عبارت‌اند از مدل یک‌چهارم، یک‌دوم، و کامل. از انواع رایج سیستم‌های تعلیق که روی خودروها و کابین تراکتور و ماشین‌های سنگین استفاده می‌شود، می‌توان به سیستم تعلیق منفعل اشاره کرد. این سیستم تعلیق مجموعه‌ای از فنر و دمپر است که از ابتدا طراحی و روی خودرو نصب می‌شوند. مزیت این نوع سیستم تعلیق این است که هزینه‌ای برای کنترل آن وجود ندارد و در مقایسه با سیستم‌های تعلیق دیگر ارزان‌تر است. در بیشتر خودروهایی که تولید می‌شوند هنوز هم از سیستم تعلیق منفعل استفاده می‌شود (Cao *et al.*, 2010) در نتیجه در این پژوهش نیز از سیستم تعلیق منفعل برای کابین تراکتور استفاده شد. شکل ۲ مدل نصف تراکتور را به همراه کابینش نشان می‌دهد.

این مدل دارای ۲ درجه آزادی است. درجات آزادی آن عبارت‌اند از: حرکت رو به بالای صندلی سرنشین، و چرخش کابین حول محور عرضی. با توجه به این واقعیت که ناهمواری‌های جاده‌ها از طریق بدنه تراکتور به کابین منتقل می‌شود، معادلات حرکت را می‌توان با روش لاگرانژ به صورت روابط ۱ و ۲ بیان و استخراج کرد:

(رابطه ۱)

$$M\ddot{x} + K_1(x - L_1\theta - q) + C_1(\dot{x} - L_1\dot{\theta} - \dot{q}) +$$

$$K_2(x + L_2\theta - q_2) + C_2(\dot{x} + L_2\dot{\theta} - \dot{q}_2) = 0$$

(رابطه ۲)

$$I\ddot{\theta} - [K_1(x - L_1\theta - q) + C_1(\dot{x} + L_1\dot{\theta} - \dot{q})]L_1 +$$

$$[K_2(x + L_2\theta - q_2) + C_2(\dot{x} + L_2\dot{\theta} - \dot{q}_2)]L_2 = 0$$

برگردان دار، دیسک‌زنی، و حرکت روی جاده آسفالت در دو سرعت پیشروی را بررسی کردند. نتایج به‌دست‌آمده بیانگر نبود اختلاف معنی‌دار در سرعت‌های متفاوت پیشروی بود. در حالی که میانگین‌های بردارهای شتاب روی تراکتورها و بدن رانندگان اختلاف معنی‌داری در سطح احتمال ادرصد نشان دادند به نحوی که با افزایش جرم راننده، میانگین بردار شتاب روی بدن او کاهش می‌یافت. به‌عنوان مثال راننده با جرم ۵۵ کیلوگرم بیشترین میانگین شتاب (۹/۸ متر بر مجذور ثانیه) و راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم کمترین میانگین شتاب (۳/۳ متر بر مجذور ثانیه) را به خود اختصاص داده بودند. در پژوهشی دیگر Zehsaz *et al.* (2011) روی تراکتور IT285-2WD با توسعه مدل المان محدود کابین در نرم‌افزار ANSYS با روش تکرارکننده^۱ به بهینه‌سازی سیستم تعلیق کابین تراکتور پرداختند. نتایج حاصل حاکی از کاهش محسوس ارتعاش وارد به راننده بودند (Khaksar *et al.* 2013). نیز راحتی راننده تراکتور ITM399 در طول شخم، دیسک‌زنی، بسته‌بندی یونجه، و حمل‌ونقل تریلر را بررسی کردند. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده شتاب کل منتقل‌شده به راننده به ترتیب حداکثر مقدار خود را برای دیسک‌زنی، بسته‌بندی یونجه، حمل‌ونقل تریلر و عملیات شخم داشت. درضمن بیشترین بزرگی انرژی ارتعاش منتقل‌شده به راننده در فرکانس زیر ۵ Hz اتفاق افتاد.

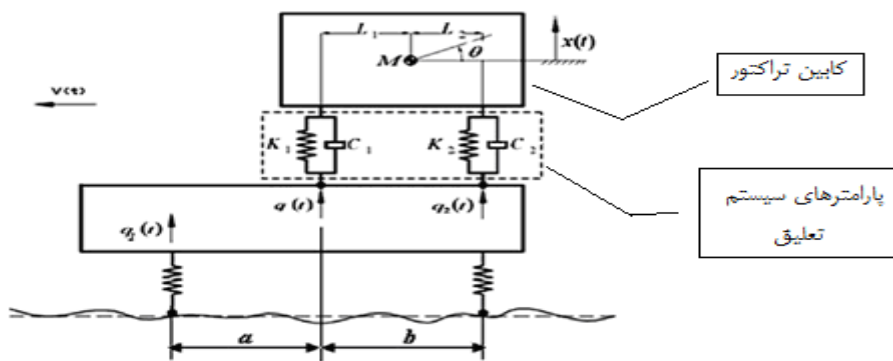
اهداف این پژوهش

از آنجا که هزینه‌های درمان بسیار بالا است و کشاورزان ساعت‌ها در طول عملیات کشاورزی مانند شخم‌زدن در معرض ارتعاشات مخرب قرار می‌گیرند. بنابراین هدف از این پژوهش ۱. توسعه مدلی ریاضی به‌منظور تعیین ارتعاش منتقل‌شده به راننده، ۲. بهینه‌سازی سیستم تعلیق با روش کارآمد PSO و کاهش خطر آسیب به راننده و کشاورز است. بهینه‌سازی سیستم تعلیق کابین تراکتور می‌تواند در راستای شعار «پیشگیری بهتر از درمان است» قرار گیرد.

مواد و روش‌ها

مدل‌سازی ریاضی

تراکتور استفاده‌شده در پژوهش حاضر IT285-2WD است. دلیل انتخاب این مدل فراهم‌بودن اطلاعات لازم در مدل‌سازی بود. شایان ذکر است که روش ارائه‌شده در این پژوهش توانایی پیاده‌سازی روی هر مدل تراکتور را در صورت فراهم‌بودن اطلاعات لازم مدل‌سازی داراست. اطلاعات فنی تراکتور مدل



شکل ۲. مدل دو درجه آزادی کابین تراکتور

ازدحامی^۲ جای می‌گیرد، استفاده شد. این الگوریتم را جیمز کندی و راسل سی‌ابرهات در سال ۱۹۹۵ معرفی کردند، و با الهام از رفتار اجتماعی حیواناتی چون ماهی‌ها و پرندگان که در گروه‌هایی کوچک و بزرگ کنار هم زندگی می‌کنند، طراحی شده است. در الگوریتم PSO، اعضای جمعیت جواب‌ها، به صورت مستقیم با هم ارتباط دارند و از طریق تبادل اطلاعات با یکدیگر و یادآوری خاطرات خوب گذشته، به حل مسئله می‌پردازند (Haupt & Haupt, 2004). الگوریتم PSO برای انواع مسائل پیوسته و گسسته مناسب است و پاسخ‌های بسیار مناسبی برای مسائل بهینه‌سازی متفاوت داده است. PSO براساس رفتار اجتماعی دسته‌های پرندگان عمل می‌کند. برای درک بهتر این تکنیک، سناریوی زیر را در نظر بگیرید (Poli et al., 2007):

دسته‌ای پرنده به‌طور تصادفی در محدوده خاصی به دنبال غذا می‌گردند. در این محدوده فقط تکه‌ای غذا وجود دارد و پرندگان هم از محل این غذا خبر ندارند، ولی در هر لحظه فاصله خود با محل غذا را می‌دانند. در این حالت یک استراتژی مناسب برای یافتن محل دقیق غذا، دنبال کردن آن پرنده‌ای است که از بقیه پرندگان به غذا نزدیک‌تر است. در واقع PSO هم از چنین سناریویی الهام گرفته است و راه‌حلی برای مسائل بهینه‌سازی ارائه می‌دهد. در این روش هر پرنده راه حلی برای مسئله است. تمام پاسخ‌های موجود مقداری شایستگی^۳ دارند که آن‌را از روی تابع شایستگی تعریف شده برای مسئله به دست می‌آورند. هدف این تکنیک یافتن محلی است که بهترین مقدار شایستگی در فضای مسئله را دارد. این مقدار شایستگی در جهت و سرعت حرکت این پرندگان (پاسخ‌های مسئله) به سمت محل غذا (پاسخ بهینه) تأثیر مستقیم دارد.

که در آن x و θ به ترتیب حرکت رو به بالای صندلی سرنشین، و چرخش کابین حول محور عرضی، C_1 و C_2 به ترتیب ضریب میرایی ویسکوز محور جلو و عقب کابین، K_1 و K_2 به ترتیب ضرایب سختی محور جلو و عقب کابین جلو و عقب، L_1 و L_2 به ترتیب فاصله مرکز جرم از محور جلو و عقب کابین، M جرم، و I ممان اینرسی کابین است.

از آنجا که، کابین تراکتور در چهار نقطه روی بدن آن نصب شده است، بنابراین، دو نقطه انتهایی با جابه‌جایی محور عقب تحریک می‌شود و دو نقطه دیگر به با یک نسبت میان فاصله محور عقب و جلو همان‌طور که در رابطه ۳ آمده تحریک می‌شوند (Tamboli & Joshi, 1999).

$$\frac{q(t)}{q_2(t)} = \frac{b}{a+b}(\alpha(\tau) - 1) + 1 \quad (\text{رابطه ۳})$$

که در آن a و b فاصله محور جلو و عقب تراکتور تا محور جلو کابین (شکل ۲) و مقدار $\alpha(\tau)$ از رابطه ۳ به صورت تئوری به دست می‌آید (Tamboli & Joshi, 1999).

$$\alpha(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N q_1^2(t)}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N q_2^2(t)}} \quad (\text{رابطه ۴})$$

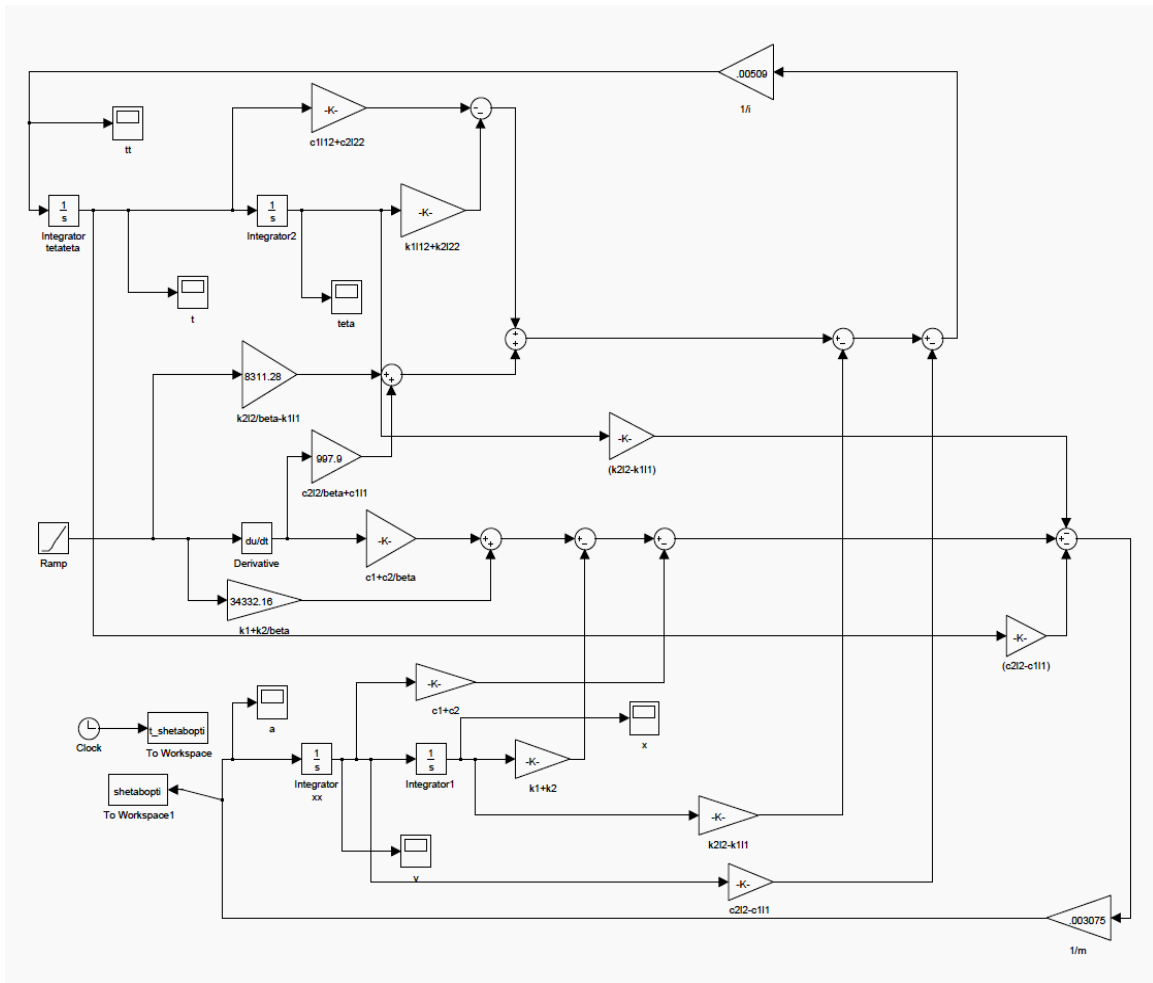
در آزمایش عملی انجام شده توسط Zehsaz et al. (2011) مقدار $\alpha(\tau)$ برای تک‌دیفرانسیل IT285-2WD، ۰/۹ به دست آمد.

بهینه‌سازی

به منظور بهینه‌سازی سیستم تعلیق کابین تراکتور از روش الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات^۱ که یکی از مهم‌ترین الگوریتم‌های بهینه‌سازی هوشمند است که در حوزه هوش

2. Swarm Intelligence

3. Fitness Value



شکل ۳. مدل سیمولینک سیستم تعلیق تراکتور

نتایج و بحث

مدل‌سازی روابط ۱ و ۲ در سیمولینک نرم‌افزار MatLab صورت گرفت. شکل ۳ نحوهٔ پیاده‌سازی معادلات و ارتباط میان پارامترهای گوناگون سیستم تعلیق کابین تراکتور، ورودی، و خروجی را نمایش می‌دهد.

بهینه‌سازی سیستم تعلیق کابین تراکتور

یکی از معیارهای مناسب‌بودن سیستم تعلیق خودرو کاهش شتاب وارد بر صندلی راننده است. به عبارتی هرچه سیستم تعلیق بتواند سریع‌تر شتاب وارد بر صندلی راننده را کاهش دهد، وظیفهٔ خود را به‌خوبی انجام داده و شرایط کاری راننده بهبود یافته است. بنابراین تابع هدف در این پژوهش مقدار بیشینهٔ شتاب وارد بر سرنشین (رابطهٔ ۷) در نظر گرفته شد (Tamboli & Joshi, 1999; Marzbanrad et al., 2013).

$$\text{Minimize } \sum \max [w_i [\ddot{x}(t)_i - g_i]]^2 \quad (\text{رابطهٔ ۷})$$

عامل وزن در فرکانس λ_m ، $\ddot{X}(t)_i$ RMSAR^۳ شتاب

PSO با تعدادی پاسخ اولیه (ذرات) شروع به کار می‌کند و

با حرکت دادن این پاسخ‌ها در طی تکرارهای متوالی، به دنبال یافتن جواب بهینه برای مسئله است. در هر تکرار دو مقدار $GBest^1$ و $PBest^1$ مشخص می‌شوند. پس از یافتن مقادیر، سرعت حرکت ذرات از رابطهٔ ۵ و نیز مکان بعدی هر ذره از رابطهٔ ۶ محاسبه می‌شود.

(رابطهٔ ۵)

$$v_i^{t+1} = w.v_i^t + c_1.r_1.(Pbest_i - x_i^t) + c_2.r_2.(Gbest_i - x_i^t)$$

$$x_i^{t+1} = x_i^t + v_i^{t+1} \quad (\text{رابطهٔ ۶})$$

در این روابط مقادیر r_1 و r_2 عددی تصادفی بین صفر و یک هستند و ضرایب C_1 و C_2 هم که ضرایب یادگیری نامیده می‌شوند معمولاً برابر ۲ مقداردهی می‌شوند (Poli et al., 2007).

۳. مکان بهترین مقدار شایستگی که هر ذره در طول حرکت خود، به آن رسیده است.

۴. مکان بهترین ذره در جمعیت فعلی.

زیر ۵ Hz گزارش کرده‌اند، تصدیق شده است. در نتیجه در فرایند بهینه‌سازی تا فرکانس ۱۰ Hz در نظر گرفته شد. به منظور انجام بهینه‌سازی باتوجه به پژوهش Zehsaz et al. (2011) و Marsili et al. (2002) مقادیر پارامترهای C₁ و C₂، K₁ و K₂ به صورت رابطه ۹ تعریف شدند:

$$\left\{ \begin{array}{l} 5349 \leq K_1 \leq 21397 \quad \frac{N}{m} \\ 7489 \leq K_2 \leq 29956 \quad \frac{N}{m} \\ 298 \leq C_1 \leq 919 \quad \frac{Ns}{m} \\ 417 \leq C_2 \leq 1287 \quad \frac{Ns}{m} \end{array} \right. \quad (\text{رابطه ۹})$$

مقادیر پارامترهای C₁ و C₂، K₁ و K₂ در این پژوهش با روش PSO با مقادیر گزارش شده در پژوهش Zehsaz et al. (2011) در جدول ۵ آورده شده است.

عمودی در فرکانس نام، و g_i مقدار مطلوب RMS شتاب عمودی در فرکانس نام هستند. مقادیر w_i و g_i در استاندارد ISO2631-1985 (E) در جدول ۳ آورده شده است (Tamboli & Joshi, 1999). مقدار RMSAR شتاب عمودی در فرکانس نام در باند یک سوم اکتاو با رابطه ۸ قابل محاسبه است.

$$\text{RMSAR} = (2\pi)^4 \left[\int_{0.89f}^{1.12f} |H(if)|^2 f^4 S_g(f) df \right]^{0.5}$$

که در آن $H(if)$ مقدار خروجی به ورودی است که با تبدیل فوریه از روابط ۱ و ۲ حاصل می‌گردد و S_g نوسانات جاده‌ای است که با توجه به مدل پیشنهادی (Tamboli & Joshi, 1999) و استاندارد ISO2631-1985 (E)، $2.02444 \times 10^{-4} e^{(-0.213f)}$ در نظر گرفته شد. براساس استاندارد ISO5008-۲۰۰۲ رانندگان تراکتورهای چرخدار در معرض فرکانس‌های ارتعاشی پایین (کوچکتر از ۱۰ Hz) قرار می‌گیرند (Anonymous, 2002). البته این مسئله توسط Khaksar et al. (2013) که بیشترین بزرگی انرژی ارتعاش منتقل شده به راننده را در دیسک‌زنی، بسته‌بندی یونجه، حمل و نقل تریلر، و عملیات شخم در فرکانس

جدول ۳. مقادیر w_i و g_i براساس استاندارد ISO2631-1985 (E) در مدت ۱ دقیقه

۱۰	۸	۶/۳	۵	۴	۳/۱۵	۲/۵	۲	۱/۶	۱/۲۵	۱	فرکانس (Hz)
۳/۵۵	۲/۸	۲/۸	۲/۸	۲/۸	۳/۱۵	۳/۵۵	۵	۴/۵	۵	۵/۶	RMSAR (m s ⁻²)
۰/۸	۱	۱	۱	۱	۰/۹	۰/۸	۰/۷۱	۰/۶۳	۰/۵۶	۰/۵	عامل وزن

مقادیر لازم در مدل‌سازی و بهینه‌سازی در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴. مقادیر ویژگی‌های فیزیکی کابین تراکتور تک‌دیفرانسیل IT285-2WD

۲ (m)L	۱ (m)L	I (kg m ²)	M (kg)
۰/۵	۰/۷	۱۹۶/۴	۳۲۵/۲

جدول ۵. مقادیر بهینه از کابین سیستم تعلیق به دست آمده از فرایند بهینه‌سازی

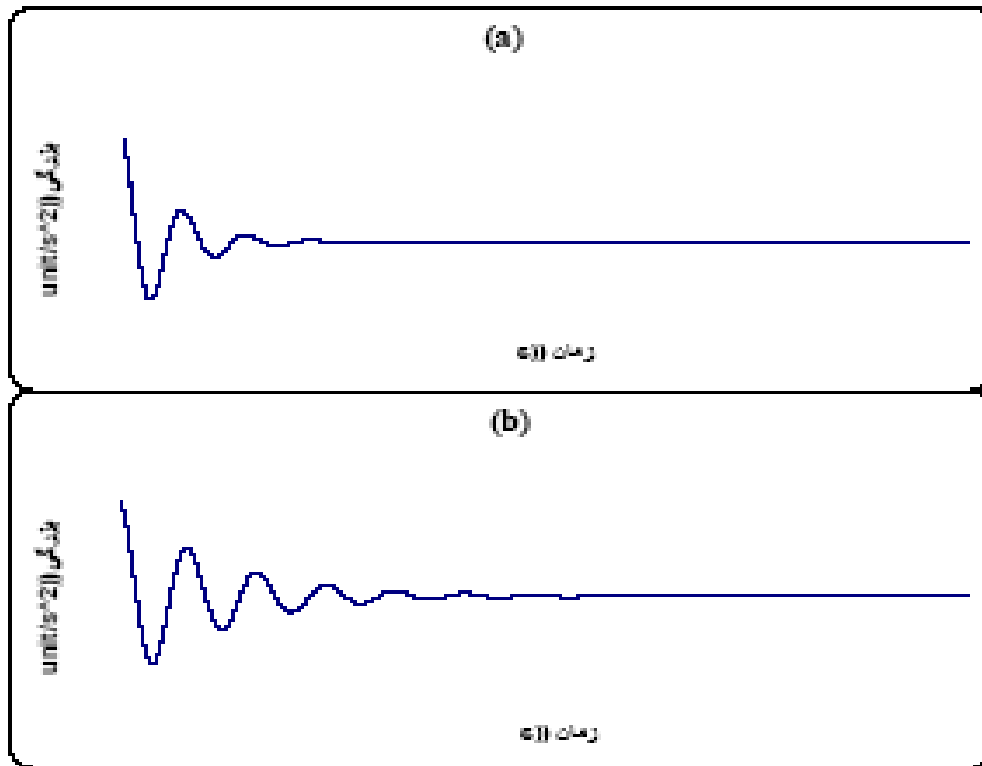
C ₂ (Ns/m)	C ₁ (Ns/m)	K ₂ (N/m)	K ₁ (N/m)	زهساز و همکاران (۲۰۱۱)
۴۱۷	۲۹۸	۱۷۸۹۸	۱۲۴۶۹	
۸۵۰	۹۴۳	۲۶۱۹۹	۳۹۲۷	روش PSO

زمان نوسان کابین تراکتور در مقایسه با مقادیر به دست آمده در پژوهش Zehsaz et al. (2011) بسیار کوتاه‌تر است (شکل ۵b). در نتیجه نیروی حاصل از ارتعاش در مدت زمان کمتری به راننده اعمال می‌شود و سبب آسیب کمتر و راحتی بیشتر راننده می‌شود.

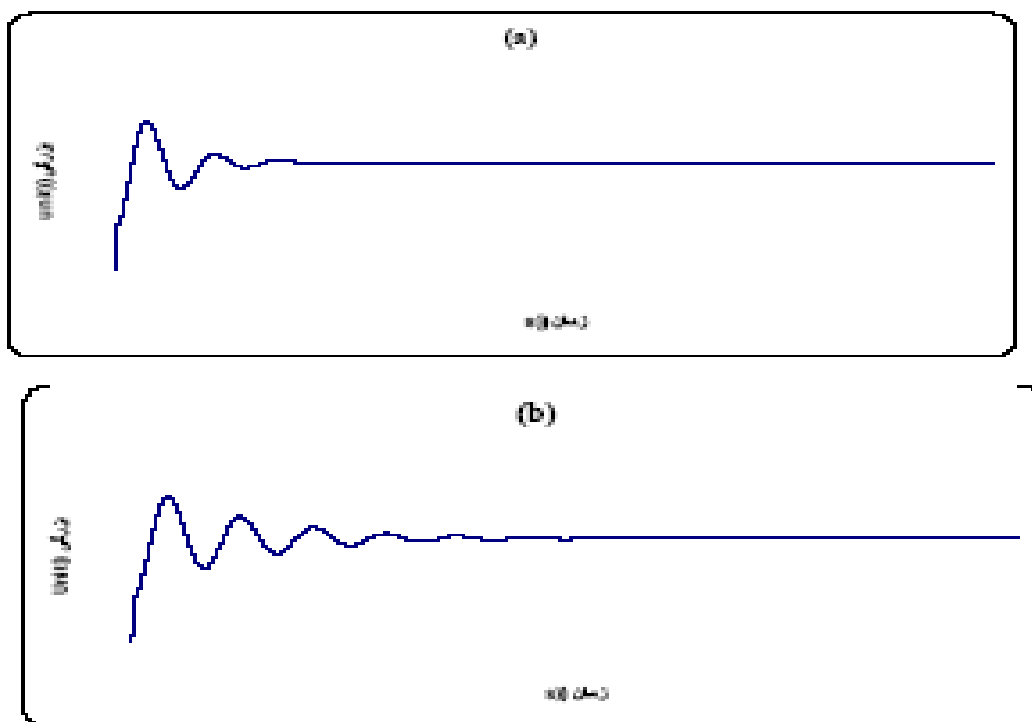
سیستم تعلیق کابین تراکتور مجدداً با مقادیر به دست آمده در روش PSO مدل‌سازی و نمودار شتاب ارتعاش و جابه‌جایی کابین برحسب زمان با توجه به مقادیر موجود در جدول ۵ ترسیم شدند (شکل ۴). شایان ذکر است که به منظور تحریک سیستم از ورودی پله واحد استفاده شد. همان‌طور که در شکل ۵a نشان داده شده است سیستم بهینه‌شده با روش PSO مدت

بیشتری میرا می‌شود که حاکی از موفقیت بیشتر سیستم پیشنهادی روش PSO در مقایسه با روش ارائه‌شده در پژوهش *Zehsaz et al.* (2011) است.

به منظور بررسی کمی ارتعاشات وارد بر کابین و بررسی مقادیر به‌دست‌آمده در روش PSO نمودار جابه‌جایی کابین تراکتور مجدداً ترسیم شد (شکل ۵). همان‌طور که از مقایسه شکل ۵a و ۵b مشخص است جابه‌جایی وارد به کابین با سرعت



شکل ۴. شتاب عمودی سیستم تعلیق کابین تراکتور بهینه‌سازی شده به روش PSO (a)، گزارش شده در پژوهش زهساز و همکاران (۲۰۱۱) (b)



شکل ۵. جابه‌جایی عمودی سیستم تعلیق کابین تراکتور بهینه‌سازی شده به روش PSO (a)، گزارش شده در پژوهش زهساز و همکاران (۲۰۱۱) (b)

جدول ۶. مقادیر زمان صعود، زمان نشت، زمان اوج، و بیشینه جهش

زمان صعود (s)	زمان نشت (s)	زمان اوج (s)	بیشینه جهش (درصد)
۰/۱۵۰۰	۲/۷۲۵۰	۰/۳۲۵۰	۰/۴۰۶۸
۰/۱۲۵۰	۲/۴۵۰۰	۰/۲۸۷۵	۰/۳۵۷۱

به منظور بررسی بیشتر سیستم تعلیق بهینه سازی شده، پارامترهای زمان صعود، زمان نشت، زمان اوج، و بیشینه جهش برای هر دو سیستم پیشنهادی در پژوهش حاضر و Zehsaz et al. (2011) محاسبه و در جدول ۶ قرار داده شدند.

همان طور که در جدول ۶ آمده است، زمان صعود و زمان اوج در پژوهش حاضر کوتاه تر و نشان از عکس العمل سریع تر سیستم پیشنهادی دارد. در ضمن بیشینه جهش کمتر و زمان نشت کوتاه تر سبب افزایش راحتی کاربر در مواجهه سیستم با ناهمواری های زمین است. در نتیجه با تغییر پارامترهای سیستم تعلیق به مقادیر پیشنهادی در این پژوهش علاوه بر کاهش نیروهای اعمالی به راننده سبب افزایش راحتی کاربر نیز خواهد شد.

نتیجه گیری

پارامترهای به دست آمده برای سیستم تعلیق کابین تراکتور (C_1

و C_2 ، K_1 و K_2) در روش PSO به خوبی سبب کاهش ارتعاش کابین تراکتور و در نتیجه کاهش ارتعاش منتقل شده به راننده می شوند. مقادیر به دست آمده برای C_1 و C_2 ، K_1 و K_2 به ترتیب ۹۴۳ (Ns/m)، ۸۵۰ (Ns/m)، ۳۹۲۷ (N/m) و ۲۶۱۹۹ (N/m) هستند. از طرف دیگر زمان صعود، زمان نشت کوتاه تر، و بیشینه جهش کمتر به دست آمده در ترسیم پاسخ ارتعاشی با پارامترهای محاسبه شده در روش PSO حاکی از افزایش راحتی راننده و علاوه بر آن کاهش نیروی وارد به او و در نتیجه سبب کاهش آسیب های احتمالی به ستون فقراتش می شود. درصد مقدار کاهش برای زمان صعود، زمان نشت، و بیشینه جهش در مقایسه با روش Zehsaz et al. (2011) به ترتیب $۱۶/۷$ ، $۱۰/۱$ ، $۱۱/۵$ و $۱۲/۲$ است. در نتیجه تغییر پارامترهای سیستم تعلیق کابین تراکتور به مقادیر به دست آمده در این پژوهش قویاً توصیه می شود.

REFERENCES

- Adachi, H., Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Kubomoto, I., & Ishida, E. (1996). Reduction of vibration and noise of tractor cabin using active mass damper. *JSAE Review*, 17(1), 91-98.
- Anita, S., Arnautu, V., & Capasso, V. (2010). *An Introduction to Optimal Control Problems in Life Sciences and Economics*. New York: Springer Science and Business Media publisher.
- Anonymous (2002). *Agricultural wheeled tractors and field machinery – measurement of whole-body vibration of the operator*. ISO 5008-2002. Geneva (Switzerland): International Organization for Standardization.
- Anonymous. (1990). *International Standard Organization, ISO 2631-1985 (E). Mechanical vibration and shock*, 481-95.
- Cao, J., Li, P., & Liu, H. (2010). An interval fuzzy controller for vehicle active suspension systems. *IEEE Trans. Intelligent Transport System*, 11(4), 885-895.
- Chaffin, D. B., & Andersson, B. G. (1990). *Occupational Biomechanics (2nd Edn.)*. John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Esmailzadeh, E., & Taghirad, H. D. (1996). Active vehicle suspensions with optimal state feedback control. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1-18.
- Etman, L. F. P., Van Campen, D. H., & Schoofs, A. J. G. (1996). Optimization of multibody systems using approximation concepts. In *IUTAM Symposium on Optimization of Mechanical Systems*, 81-88.
- Haupt, R. L., & Haupt, S. E. (2004). *Practical Genetic Algorithms*, Second Edition, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA.
- Khaksar, Z., Ahmadi, H., & Mohtasebi, S. S. (2013). Whole Body Vibration Analysis of Tractor Operators Using Power Spectral Density. *Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 1(1), 6-12.
- Koen, D., Dimitrios, M., Jan, A., Josse, De. B., Herman, R. (2005) Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Comput Electron Agric*, 49, 431-40.
- Kumar, A., Mahajan, P., Mohan, D., & Varghese, M. (2001). Tractor vibration severity and driver health: a study from rural India. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 80(4), 313-28
- Maleki, A., S.S. Mohtasebi, A. Akram & V. Esfahanian (2008). Investigation and Analysis of Driver Weight on His Health and Comfort in Three Commonly Used Tractors in Iran *Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal*. Manuscript MES 07 007. Vol. X.
- Marzbanrad, J., Mohammadi, M., & Mostaani, S. (2013). Optimization of a passive vehicle suspension system for ride comfort enhancement with different speeds based on design of

- experiment method (DOE) method. *Journal of Mechanical Engineering Research*, 5(3), 50-59.
- Marsili, A., Ragni, L., Santoro, G., Servadio, P., & Vassalini, G. (2002). Innovative systems to reduce vibrations on agricultural tractors: comparative analysis of acceleration transmitted through the driving seat. *Biosystem Engineering*, 81(1), 35-47.
- Patil, K. M., Palanichamy, M. S., & Ghista, D. N. (1977). Dynamic response of human body seated on a tractor and effectiveness of suspension systems. *Proceedings 21st Strapp Car Crash Conference SAE, Warrandala, PA, USA, 753-792*.
- Poli, R., Kennedy, J., & Blackwell, T. (2007). Particle swarm optimization - an overview. *Swarm intelligence*, 1, 33-57.
- Scarlett, A. J., Price, J. S., & Stayner, R. M. (2007). Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramech*, 44, 65-73.
- Steinwolf, A. (2006). Random vibration testing Beyond PSD Limitations. *Journal of Sound and Vibration, (Dynamic Testing Reference Issue)*, 12-21.
- Tamboli, J. A., & Joshi, S. G. (1999). Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations. *Journal of Sound Vibration*, 219(2), 193-205.
- Vessonen, I., & Jarviluoma, M. (2001). Simulation based design of mobile machine vibration control and active cabin suspension prototype. *Timo Holopainen and VTT Manufacturing Technology*.
- Zehsaz, M., Sadeghi, M.H., Ettefagh, M. M., & Shams, F. (2011). Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. *Journal of Terramechanics*, 48, 439-450.

