Journal of Operational Research in its Applications
Vol.22, NO.2, Summer 2025
ISSN: 2251-7286
DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290

Multi-Objective Optimization of Vehicle Suspension System Using Meta-Heuristic Algorithms

P. Afzali[1], J. Rezapour[2*]
[1] *Assistant Professor, Department of Computer Engineering, Astaneh Ashrafieh Branch, Islamic Azad University, Astaneh Ashrafieh, Iran.*
[2] *Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Lahijan Branch, Lahijan, Iran.*

Research Paper

Received: 7 October 2024
Accepted: 18 March 2025

Abstract: The design of the vehicle suspension system has always been one of the important issues in mechanical engineering. The main goal of the suspension system is to reduce or eliminate the vibrations transmitted from the road to the vehicle body. In this paper, an attempt has been made to design an optimal suspension system to absorb these vibrations well by using two optimization methods, Genetic Algorithm and Particle Swarm Optimization. In the optimization process, in order to increase passenger ride comfort and increase the road holding, the parameters of damping coefficient and spring stiffness coefficient, damping coefficient and stiffness of the car seat, sprung mass and unsprung mass are adjusted. In the present paper, the driver's body and the car seat, along with the car model, are modeled as a four-degree-of-freedom system in the MATLAB/Simulink program so that passenger ride comfort and tire adhesion to the road can be examined. The simulation results provide the designer with all the optimal design points from the perspective of the objective functions, and the designer selects one of these points according to his needs.

Introduction: The design of the vehicle suspension system has always been one of the important issues in mechanical engineering. The main goal of the suspension system is to reduce or eliminate the vibrations transmitted from the road to the vehicle body.

Materials and Methods: In this paper, an attempt has been made to design an optimal suspension system to absorb these vibrations well by using two optimization methods, Genetic Algorithm and Particle Swarm Optimization. In the optimization process, in order to increase passenger ride comfort and increase the road holding, the parameters of damping coefficient and spring stiffness coefficient, damping coefficient and stiffness of the car seat, sprung mass and unsprung mass are adjusted. In the present paper, the driver's body and the car seat, along with the car model, are modeled as a four-degree-of-freedom system in the MATLAB/Simulink program so that passenger ride comfort and tire adhesion to the road can be examined.

Results and Discussion: The simulation results provide the designer with all the optimal design points from the perspective of the objective functions, and the designer selects one of these points according to his needs.

** Corresponding Author: Javad.Rezapour@iau.ac.ir ; Javad.rs82@gmail.com*

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

Journal of Operational Research in its Applications
Vol.22, NO.2, Summer 2025
ISSN: 2251-7286
DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290

Conclusions: The simulation results provide the designer with all the optimal design points from the perspective of the objective functions, and the designer selects one of these points according to his needs.

Keywords: Suspension System, Multi-Objective Optimization, Genetic Algorithm, Particle Swarm Algorithm.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

مجله تحقیق در عملیات در کاربردهای آن، سال بیست و دوم، شماره دوم (پیاپی ۸۵)،تابستان ۰۴، ص ص ۲۲-۱
شاپا ۷۲۸۶-۲۲۵۱
DOI:10.71773/jamlu-2025-2-2290

بهینه‌سازی چندهدفی سیستم تعلیق خودرو با بهره‌مندی از الگوریتم‌های فراابتکاری

پروانه افضلی[1]، جواد رضاپور[2]*
۱- استادیار، گروه مهندسی کامپیوتر، واحد آستانه اشرفیه، دانشگاه آزاد اسلامی، آستانه اشرفیه، ایران
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد لاهیجان، دانشگاه آزاد اسلامی، لاهیجان، ایران

رسید مقاله: ۱۶ مهر ۱۴۰۳
پذیرش مقاله: ۲۸ اسفند ۱۴۰۳

چکیده
طراحی سیستم تعلیق خودرو همواره یکی از مسایل مهم مهندسی مکانیک بوده است. هدف اصلی سیستم تعلیق، کاهش و یا از بین بردن ارتعاشات انتقالی از جاده به بدنه خودرو می‌باشد. در این مقاله سعی شده است تا با استفاده از دو روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک و الگوریتم ازدحام ذرات، سیستم تعلیق بهینه‌ای طراحی شود تا این ارتعاشات را به خوبی جذب کند. در روند بهینه‌سازی، به منظور افزایش راحتی سواری سرنشین و افزایش چسبندگی تایر با جاده، پارامترهای ضریب میرایی و ضریب سختی فنر، ضریب میرایی و سختی صندلی خودرو، جرم فنربندی شده و جرم فنربندی نشده، تنظیم می‌شوند. در مقاله حاضر، بدن راننده و صندلی خودرو در کنار مدل ماشین به عنوان یک سیستم چهار درجه آزادی در برنامه متلب/سیمولینک مدل‌سازی شده‌اند تا به‌وسیله آن‌ها، راحتی سواری سرنشین و چسبندگی تایر به جاده مورد بررسی قرار گیرد. نتایج شبیه‌سازی، تمامی نقاط بهینه‌ی طراحی از دید توابع هدف را در اختیار طراح قرار می‌دهد و طراح با توجه به نیاز خود یکی از این نقاط را انتخاب می‌کند.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق، بهینه‌سازی چندهدفی، الگوریتم ژنتیک، الگوریتم ازدحام ذرات.

۱ مقدمه
در سال‌های اخیر، کنترل ارتعاشات وسایل نقلیه توجه بسیاری از محققان را به سمت خود جلب کرده است. ارتعاشات ناشی از جاده و خودرو، در راحتی مسافران و پایداری خودرو در عبور از ناهمواری‌ها تاثیر به‌سزایی دارد [۱-۳]. تحقیقات نشان داده است که راحتی مسافران و پایداری خودرو در تضاد با هم هستند، یعنی با تنظیم پارامترهای تعلیق برای رسیدن به پایداری بهتر، راحتی تضعیف می‌شود و با تنظیم مشخصات تعلیق برای رسیدن به راحتی بیشتر، پایداری وسیله نقلیه به خطر می‌افتد [۴]. سیستم‌های تعلیق به سه دسته اصلی تقسیم می‌شوند:

* عهده‌دار مکاتبات
آدرس الکترونیکی: Javad.Rezapour@iau.ac.ir; Javad.rs82@gmail.com

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

غیرفعال، فعال و نیمه‌فعال. سیستم تعلیق غیرفعال از یک جفت دمپر و فنر موازی تشکیل شده است. افزایش ضرایب دمپر در سیستم تعلیق غیرفعال، راحتی وسیله نقلیه را افزایش می‌دهد، اما این بهبود در راحتی باعث کاهش پایداری خودرو می‌شود [۵]. به طورکلی سیستم تعلیق غیرفعال، توانایی تنظیم مطلوب این دو معیار را به طورهم‌زمان ندارد. بنابراین برای جبران این نقص از سیستم‌های تعلیق فعال استفاده می‌شود، که نیاز به منبع خارجی دارند و می‌توانند در کنار راحتی، پایداری وسیله نقلیه را هم تأمین کنند [۶-۹]. عملکرد سیستم تعلیق فعال، بسیار بهتر از سایر سیستم‌های تعلیق موجود است [۱۰]. از انواع دیگر سیستم‌های تعلیق، سیستم تعلیق نیمه‌فعال است، که نحوه عملکرد آن بین سیستم تعلیق غیرفعال و فعال است، اما بر خلاف سیستم تعلیق فعال نیاز به منبع انرژی خارجی ندارد [۱۱]. به منظور بهبود عملکرد سیستم‌های تعلیق، از روش‌های مختلفی نظیر کنترل بهینه [۱۲]، منطق فازی، شبکه عصبی [۱۳] وکنترل تطبیقی [۱۴] استفاده می‌شود. گادهی و همکاران [۱۵] به منظور طراحی بهینه سیستم تعلیق غیرفعال از سه روش NSGA-II، SPEA2 و PESA-II استفاده کردند. آن‌ها از مدل نصف خودرو استفاده کردند و در نتایج خود نشان دادند که روش NSGA-II نسبت بقیه روش‌ها نمودار پارتو بهتری می‌دهد. اولیویرا و همکاران [۱۶] به منظور بهبود مقدار خوش‌فرمانی و راحتی سرنشین، یک سیستم تعلیق فعال طراحی نموده و از روش فازی برای کنترل ارتعاشات بهره جستند. دینگ و همکاران [۱۷] از روش شبکه‌های عصبی تطبیقی برای کنترل مداوم دمپر موجود در سیستم تعلیق استفاده کردند. هدف آنان از بین بردن ارتعاشات جرم فنربندی‌شده در حضور ناهمواری‌های جاده بوده است. آن‌ها همچنین برای بهینه کردن پارامترهای کنترلر خود از روش ازدحام ذرات استفاده کردند.

هدف در این مقاله، طراحی یک سیستم تعلیق بهینه با استفاده از دو روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک و الگوریتم ازدحام ذرات می‌باشد، به‌گونه‌ای که این سیستم، ارتعاشات انتقالی از جاده به خودرو را به نحوی مناسب جذب کند. بدن راننده و صندلی خودرو در کنار مدل یک چهارم خودرو به عنوان یک سیستم چهار درجه آزادی در برنامه متلب/سیمولینک مدل‌سازی می‌گردند. توابع هدف اصلی در بهینه‌سازی، بیشینه کردن مقدار راحتی سرنشین و چسبندگی تایر خودرو به جاده درنظرگرفته می‌شوند. همچنین در حالتی خاص، حداقل کردن مقدار جابجایی سر راننده نیز به عنوان تابع هدف در نظرگرفته می‌شود. پارامترهای ضریب میرایی و ضریب سختی فنر سیستم تعلیق، ضریب میرایی و سختی صندلی خودرو، جرم فنربندی شده و جرم فنربندی نشده، به عنوان شش متغیر طراحی در این مطالعه، درنظرگرفته شده‌اند. تمامی نقاط بهینه‌ی طراحی از دید توابع هدف در اختیار طراح قرار می‌گیرند و طراح با توجه به نیاز خود یکی از این نقاط را انتخاب می‌کند. درنهایت، نتایج به‌دست آمده از روش‌های الگوریتم ازدحام ذرات و دیدگاه دوم الگوریتم ژنتیک، حاکی از دستیابی به پاسخ‌هایی مطلوب و برتری این نتایج در مقایسه با سایر مراجع معتبر می‌باشد.

ساختار مقاله در ادامه به این شرح است: بخش ۲ به معرفی معیار راحتی و تشریح مدلسازی‌های دینامیکی ارتعاشاتی خودرو اختصاص دارد. در بخش ۳، مفاهیم بهینه‌سازی چندهدفی و الگوریتم‌های ازدحام ذرات و ژنتیک بیان می‌گردند. مدل‌سازی در بخش ۴ شرح داده می‌شود. در بخش ۵، شبیه‌سازی و تحلیل نتایج مورد بحث قرار می‌گیرند. نتیجه‌گیری و جمع‌بندی نیز در بخش ۶ بیان می‌شوند.

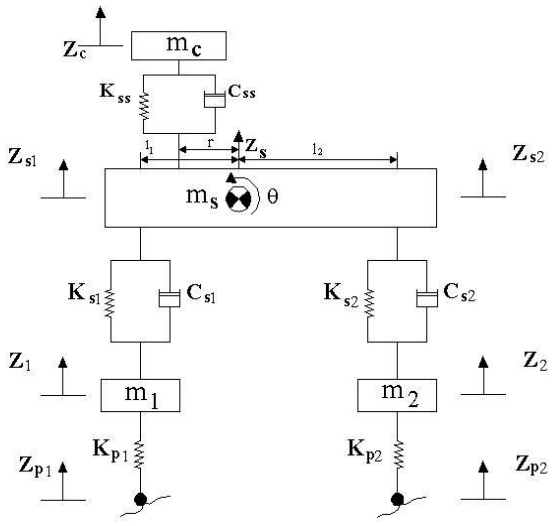
[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

۲ معیار راحتی و مدلسازی‌های دینامیکی ارتعاشاتی خودرو

کیفیت راحتی بر اساس احساس راحتی مسافر در محیط خودروی درحال حرکت تعیین می‌گردد. مشکلات عدم راحتی و عدم خوش‌سواری اصولاً از ارتعاشات بدنه خودرو که از منابع ارتعاشی گوناگون صادر می‌شوند، ناشی می‌گردند. این منابع شامل ناهمواری‌های جاده‌ای، نیروهای آیرودینامیکی، ارتعاشات موتور، سیستم انتقال قدرت و ناهمگونی و عدم بالانس تایر و متعلقات چرخ می‌باشند. معمولاً ناهمواری‌های جاده از دست‌اندازهای عمیق تا تغییرات جزیی ارتفاع سطح جاده به عنوان منبع مهم ایجاد ارتعاشات منتقل‌شده به بدنه خودرو از طریق سیستم تعلیق و متعلقات چرخ می‌باشند. ارتعاشات ایجادشده از نیروهای آیرودینامیکی مستقیماً بر بدنه خودرو وارد و ارتعاشات ایجادشده از موتور و سیستم انتقال قدرت از طریق اتصالات آن‌ها به بدنه منتقل می‌شوند، در صورتی که ارتعاشات ناشی از جاده و ناهمگونی تایر و اتصالات چرخ از طریق سیستم تعلیق بر بدنه خودرو منتقل می‌گردند.

جهت مطالعه راحتی خودرو، مدل‌های مختلفی وجود دارند. برای خودروی سواری با سیستم تعلیق مستقل یک مدل خودروی ۵ درجه آزادی مثل شکل ۱ ممکن است مورد استفاده قرار گیرد. در این مدل، حرکت زاویه‌ای غلت (دوران حول محور طولی) و یک حرکت خطی انتقالی عمودی (حرکت خطی قائم در طول محور عمودی) بدنه خودرو و دو حرکت خطی چرخ‌ها در نظر گرفته می‌شوند. به جرم بدنه خودرو اصطلاحاً جرم معلق[1] و به جرم چرخ‌ها و اجزاء متصله و قسمتی از سیستم تعلیق و غیره، جرم نامعلق[2] گفته می‌شود.



شکل ۱. مدل خودروی ۵ درجه آزادی

جهت به‌دست آوردن معادلات دیفرانسیلی حرکتی خودرو برای مطالعه رفتار و مشخصه ارتعاشی آن از قانون دوم نیوتن برای هر جرم استفاده می‌گردد. بعد از تعیین این معادلات فرکانس‌های طبیعی و نسبت دامنه ها با استفاده از اصل مودهای (مودهای نرمال) ارتعاشی (یا ارتعاشات آزاد)، سیستم به‌دست می‌آید. لازم به ذکر است

[1] Sprung mass
[2] Unsprung mass

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

که هر چقدر تعداد درجه آزادی مدل بیشتر باشد، آنالیز ارتعاشی آن پیچیده‌تر می‌گردد و نیاز به کامپیوتر جهت حل معادلات، غیرقابل اجتناب می‌باشد. خودرو یک سیستم ارتعاشی پیچیده است که دارای درجه آزادی زیادی می‌باشد، ولی می‌توان با در نظر گرفتن درجات آزادی مهم‌تر که در تحلیل دارای اهمیت بیشتری می‌باشند، این سیستم پیچیده را ساده نمود. به عنوان مثال، جهت ایجاد مدلی از اثرات جرم معلق و غیرمعلق و سفتی فنر و اثرات دمپر در نوسانات خودرو، یک مدل خطی با دو درجه آزادی را می‌توان درنظرگرفت.

۳ مفاهیم بهینه‌سازی چند هدفی و الگوریتم‌های فراابتکاری تکاملی

در مسائل بهینه‌سازی چندهدفی به دنبال یافتن بردار طراحی $X^* = \{x_1^*, x_2^*, ..., x_n^*\}^T$ عضو R^n هستیم که توابع هدف $F = \{f_1(X), f_2(X), ..., f_k(X)\}^T$ عضو R^k را بهینه کند،

تحت m قید نامساوی

$$g_t(X) \leq ۰ \qquad t = ۱,۲,\ldots,m \tag{۱}$$

و p قید تساوی

$$\square_j(X) = ۰ \qquad j = ۱,۲,\ldots,p \tag{۲}$$

بدون اینکه از عمومیت مساله کاسته شود، فرض می‌کنیم که همه بردارهای هدف باید کمینه شوند. این مساله کمینه‌سازی چند هدفی که تحت عنوان مسایل پارتو[1]، دسته‌بندی می‌شود، با تعاریف زیر شناخته می‌شود:

- **پارتوی غالب:**

بردار $U = [u_1, u_2, \ldots, u_n]$ بر بردار $V = [v_1, v_2, \ldots, v_n]$ غالب می شود $(U \prec V)$ اگر و فقط اگر:

$$\forall i \in \{۱,۲,\ldots,k\},\ u_i \leq v_i \ \wedge\ \exists j \in \{۱,۲,\ldots,k\}:\ u_j < v_j \tag{۳}$$

- **بهینگی پارتو:**

یک نقطه $X^* \in \Omega$ (Ω ناحیه قابل قبول طراحی است که معادلات ۱ و ۲ را اغنا می‌کند) را پارتوی بهینه گویند اگر و فقط اگر $F(X^*) \prec F(X)$. یا به عبارت دیگر:

$$\forall i \in \{۱,۲,\ldots,k\},\ \forall X \in \Omega - \{X^*\}\ \ f_1(X^*) \leq f_1(X) \tag{۴}$$

$$\wedge\ \exists j \in \{۱,۲,\ldots,k\}:\ f_j(X^*) < f_j(X)$$

- **مجموعه پارتو:**

در مسایل بهینه‌سازی چند هدفی، یک مجموعه پارتو (Þ*) حاوی تمامی بردارهای پارتوی بهینه است.

$$Þ^* = \{X \in \Omega | \exists X' \in \Omega:\ F(X') \prec F(X)\} \tag{۵}$$

از آنجایی‌که الگوریتم‌های فراابتکاری تکاملی با مجموعه‌ای از جمعیت‌های اولیه مسایل را حل می‌کنند، به‌طور وسیعی در حل مسایل بهینه‌سازی چند هدفی کاربرد دارند و بسیاری از مشکلات روش‌های معمول را نیز

[1] Pareto

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

ندارند. به عنوان مثال، در این گونه روش‌ها با یک بار اجرای برنامه کلیه بردارهای بهینه به‌دست می‌آیند. این در حالی است که در روش‌های دیگر معمولا به ازای هر بار اجرای برنامه تنها یک بردار طراحی به‌دست می‌آید.

۳-۱ الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک در حل مسائل بهینه‌سازی چندهدفی بسیار خوب عمل می‌کند. دکتر دب، الگوریتمی را بر پایه الگوریتم ژنتیک برای حل مسایل چندهدفی بنیان گذاشته است [۱۸]. این روش که مرتب سازی نقاط غیر برتر یا NSGA نامیده می‌شود نسبت به الگوریتم‌های قبلی در زمینه بهینه‌سازی چند هدفی از قدرت بالاتری برخوردار است. به دلیل مشکلاتی که این روش در حل مسائل بهینه‌سازی داشت، الگوریتم اصلاح‌شده آن چند سال بعد توسط دب به نام NSGA II معرفی شد که در یافتن مجموعه جوابهای غیر برتر سریع‌تر و بهتر عمل می‌کند[۱۹].

با مشخص شدن هر چه بیشتر توانایی‌ها، انعطاف‌پذیری و سرعت الگوریتم ژنتیک، کاربرد این روش در مسائل بهینه‌سازی رو به افزایش است [۲۰-۲۲]. بهینه‌یابی پارامترها در سیستم‌های مهندسی مختلف که بر پایه الگوریتم ژنتیک و یا به طور کل الگوریتم‌های تکاملی استوار است، یکی از زمینه‌های نوپا و دارای پتانسیل زیاد برای تحقیقات می‌باشد.

۳-۲ الگوریتم بهینه‌سازی گروه ذرات (PSO)

برای برخی از حیوانات مانند دسته ماهی‌ها، پرندگان، مورچه‌ها، که به‌صورت گروهی زندگی می‌کنند، رفتارهای پیچیده‌ای در هنگام حرکت قابل مشاهده است. این در حالی است که حرکت هر کدام از اعضای جمع بسیار ساده بوده و هر یک از اعضا به اطلاعات محدودی دسترسی دارند و صرفاً از موقعیت تعداد اندکی از همسایگان‌شان اطلاع دارند. در چنین مجموعه‌ای، هر کدام از اعضای گروه صرفاً از چند قانون ساده تبعیت می‌کنند و رفتارهای پیچیده‌ای برای کل جمع، چیزی جز ترکیب این قوانین ساده نیستند. این قوانین ساده عبارتند از:

- همواره سعی کن، بطور نسبی، در نزدیکی سایرین حرکت کنی؛
- سعی کن در جهتی که بقیه حرکت می‌کنند، حرکت کنی؛
- تقریباً با همان سرعتی که دیگران حرکت می‌کنند، حرکت کن؛

حاصل تبعیت از چنین قوانین ساده‌ای برای حرکت، حرکت‌های پیچیده‌ای است که در مجموع توسط دسته‌ی حیوانات حاصل می‌شود. این مجموعه رفتارها را می‌توان در قالب مفهومی بنام هوش جمعی[1] تعریف کرد؛ هوش جمعی نوعی روش هوش مصنوعی است که مبتنی بر رفتارهای جمعی در سامانه‌های نامتمرکز و خودسامانده بنیان شده است [۲۳]. این سامانه‌ها معمولاً از جمعیتی از کنش‌گران ساده تشکیل شده است که به‌طور

[1] Swarm Intelligence

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

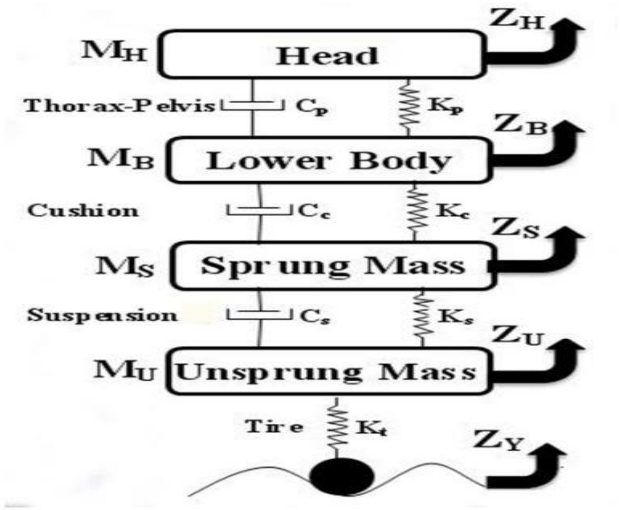
محلی بایکدیگر و با محیط خود در تعامل هستند. با وجود اینکه معمولاً هیچ کنترل تمرکزیافته‌ای، چگونگی رفتار کنش‌گران را به آن‌ها تحمیل نمی‌کند، تعاملات محلی آن‌ها به پیدایش رفتاری عمومی می‌انجامد.

٤ مدل سازی

در این بخش، ابتدا به مدل‌سازی سیستم تعلیق خودرو به همراه سرنشین و صندلی پرداخته می‌شود و در ادامه مشخصات ورودی مربوطه به ناهمواری جاده، تشریح می‌گردد.

٤-١ مدل سازی سیستم تعلیق خودرو و سرنشین

ساختار مدل‌های ارتعاشی مربوط به بدن انسان برای شبیه‌سازی، در [۲۴] بررسی و ارایه شده است. شکل ۲، دیاگرام مدل چهار درجه آزادی خودرو را به همراه سرنشین و صندلی خودرو نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، هدف اصلی این مقاله، بیشینه کردن مقدار راحتی سرنشین و چسبندگی تایر خودرو به جاده می‌باشد. همچنین در حالتی خاص، حداقل کردن مقدار جابجایی سر راننده نیز به عنوان تابع هدف درنظرگرفته خواهد شد. در اینجا مدلسازی به صورت خطی در نظر گرفته شده و تایر توسط یک فنر خطی با سفتی k_t مدل‌سازی می‌شود [۲۴].



شکل ۲. دیاگرام مدل چهار درجه آزادی خودرو[۲۴]

در مدل مورد نظر، ثابت‌های m_S و m_U، به ترتیب نمایانگر جرم فنربندی‌شده و جرم فنربندی‌نشده مدل یک چهارم خودرو می‌باشند. ضرایب سفتی و میرایی سیستم تعلیق نیز توسط پارامترهای c_S و k_S نشان داده می‌شوند. مشخصات فیزیکی بالشتک صندلی خودرو بصورت خطی و با سفتی k_C و میرایی c_C مشخص می‌شوند. سرنشین به‌صورت دو درجه آزادی و با در نظرگرفتن پایین تنه و سر راننده مدلسازی می‌شود. این مدلسازی به‌صورتی است که سر راننده توسط یک فنر و یک میراگر به پایین تنه آن وصل شده و پارامترهای آن به ترتیب، k_p و c_p می‌باشند.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

جابجایی سیستم تنها در راستای عمود و با ورودی از سطح جاده در نظرگرفته می‌شود. در زمانی مشخص، جابه‌جایی جرم فنربندی‌شده (z_S) و فنربندی‌نشده (z_U) با ورودی جاده (z_Y) اندازه‌گیری می‌شوند. متغیرهای (z_B) و (z_H) جابجایی پایین تنه و سرِ سرنشین را نشان می‌دهند. معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم بر اساس قانون نیوتن به‌صورت زیر نوشته می‌شوند.

$$m_H\ddot{z}_H = -c_p(\dot{z}_H - \dot{z}_B) - k_p(z_H - z_B) \quad (۶)$$

$$m_B\ddot{z}_B = c_p(\dot{z}_H - \dot{z}_B) + k_p(z_H - z_B) - c_p(\dot{z}_B - \dot{z}_S) - k_C(z_B - z_S) \quad (۷)$$

$$m_S\ddot{z}_S = c_C(\dot{z}_B - \dot{z}_S) + k_C(z_B - z_S) - c_S(\dot{z}_S - \dot{z}_U) - k_S(z_S - z_U) \quad (۸)$$

$$m_U\ddot{z}_U = c_S(\dot{z}_S - \dot{z}_U) + k_S(z_S - z_U) - k_t(z_U - z_Y) \quad (۹)$$

بر اساس معادلات (۶) تا (۹) مدل سیمولینک سیستم خودرو چهار درجه آزادی در نرم‌افزار متلب مدل‌سازی می‌گردد.

جرم راننده برابر $m = ۶۵$ کیلوگرم در نظرگرفته می‌شود. بر اساس [۲۴] جرم سر راننده به‌طور حدودی برابر $m_H = \frac{۲m}{۷}$ و جرم پایین تنه راننده حدودا برابر $m_B = \frac{۵m}{۷}$ در نظرگرفته می‌شود که در اینجا مقدار حدودی آن‌ها به همراه دیگر مشخصات خودرو در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱. مشخصات سیستم خودرو چهار درجه آزادی[۲۴]

توضیح	پارامتر	مقدار
جرم فنربندی شده	m_S	۲۴۰ (kg)
جرم فنربندی نشده	m_U	۳۶ (kg)
جرم سر راننده	m_H	۲۰ (kg)
جرم پایین تنه راننده	m_B	۴۵ (kg)
سفتی فنر ستون فقرات	k_p	۴۵۰۰۵/۳ (N/m)
میرایی ستون فقرات	c_p	۱۳۶۰ (Ns/m)
سفتی فنر بالشتک صندلی	k_C	۲۰۰۰۰ (N/m)
میرایی بالشتک صندلی	c_C	۱۶۴۹/۰۳ (Ns/m)
سفتی تایر	k_t	۱۶۰۰۰۰ (N/m)

٤-۲ مشخصات ورودی جاده

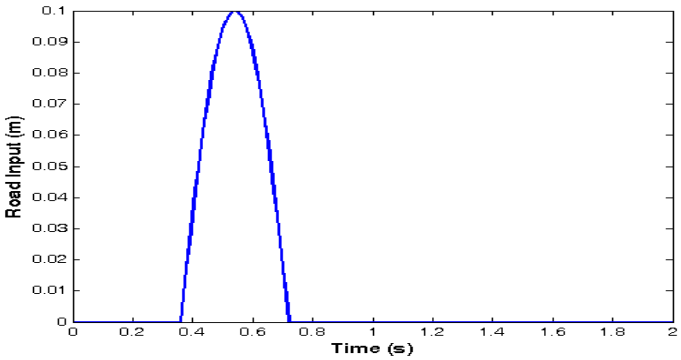
ورودی جاده به صورت سینوسی می‌باشد که با استفاده از معادله شماره ۱۰ تولید می‌شود که وابسته به سرعت خودرو(v)، پهنای در نظر گرفته شده برای دست انداز (L)، ارتفاع دست انداز (h) و فاصله چرخ‌های جلو از عقب خودرو (d) می‌باشد.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

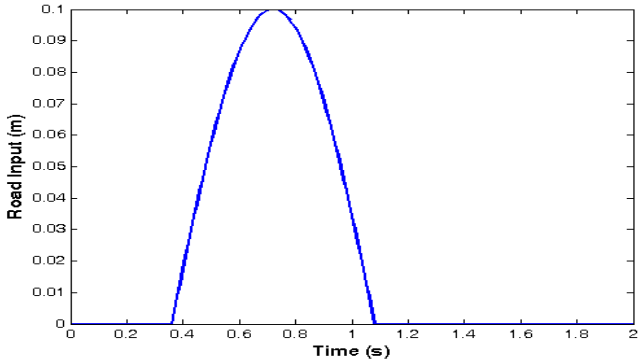
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

$$z_Y = \begin{cases} 0 & when \quad t < \dfrac{d}{v} \\ h \cdot \sin\left[\dfrac{\pi v}{L}\left(t - \dfrac{d}{v}\right)\right] & for \quad \dfrac{d}{v} \le t \le \dfrac{d+L}{v} \\ 0 & when \quad t > \dfrac{d+L}{v} \end{cases} \qquad (10)$$

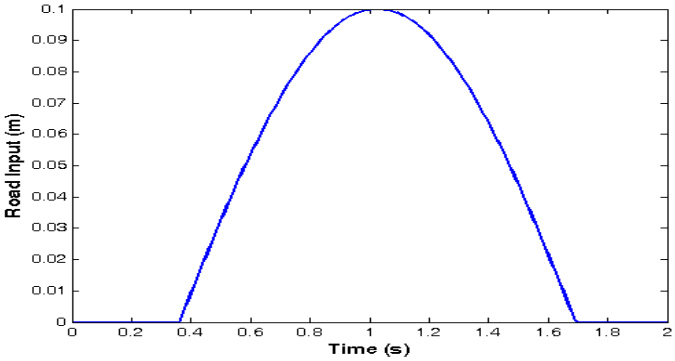
در شکل ۳، معادله‌ی دست‌انداز بر اساس زمان برای دست‌انداز با ارتفاع ۰/۱ متر و با پهنای ۱ متر و با یک متر فاصله چرخ‌ها از یکدیگر در نظرگرفته شده است. همچنین برای پهناهای ۲ و ۳.۷ متر نیز نمودار دست انداز بر حسب زمان در شکل‌های ۴ و ۵ درنظرگرفته شده است. در این مقاله سرعت خودرو ثابت و برابر با ۱۰ کیلومتر بر ساعت در نظرگرفته شده است.



شکل ۳. ورودی جاده به سیستم تعلیق خودرو به ازای دست‌انداز با طول ۱ متر [۲۴]



شکل ٤. ورودی جاده به سیستم تعلیق خودرو به ازای دست‌انداز با طول ۲ متر



شکل ۵. ورودی جاده به سیستم تعلیق خودرو به ازای دست‌انداز با طول ۳/۷ متر

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

در این مقاله، تاثیر ورودی دست‌انداز جاده با مشخصات مختلف بررسی می‌شوند. زمانی‌که خودرو با یک سرعت مشخص از روی این چنین سطح جاده‌ای عبور کند، تحریک ایجادشده توسط سطح جاده به عنوان یک ورودی با فرکانس مشخص برای سیستم تعلیق در نظرگرفته می‌شود. بر اساس وزن‌های مختلف و تغییرات در سختی فنر، تحریک‌های ناشی از سطح، از طریق جاده و سپس از طریق چرخ و بدنه خودرو به بدن سرنشین انتقال می‌یابد. در صورتی که مقدار بیشینه ارتعاشات انتقالی به بدن سرنشین از یک مقدار مشخص که در استاندارد ISO 2631-1 آورده شده، بیشتر شود، آن موقع راحتی سرنشین دچار اخلال می‌شود. همچنین بی‌نظمی‌های موجود در سطح جاده با انتقال به بدن سرنشین مخصوصا قفسه سینه که ناشی از نوسانات جابجایی و نیروی انتقالی می‌باشد، می‌تواند باعث ایجاد خستگی در ستون فقرات سرنشین و مشکلات مربوط به کمردرد شود. بی‌نظمی‌های جاده می‌تواند بر روی چسبندگی تایر با جاده نیز تأثیر به‌سزایی بگذارد. در صورتی که مقدار جابجایی نسبی چرخ و تایر منفی شود، آنگاه خودرو تمایل دارد تا تماس خود را با سطح جاده از دست بدهد و به شکل مستقیمی بر روی چسبندگی تایر با جاده تاثیر بگذارد. در این مقاله تاثیرات دست انداز جاده بر روی راحتی سرنشین، میزان چسبندگی جاده و جابجایی سر سرنشین بررسی می‌شود.

۵ شبیه‌سازی و تحلیل نتایج

این بخش در ابتدا، چگونگی شبیه‌سازی سیستم چهار درجه آزادی خودرو به همراه سیستم تعلیق غیر فعال به‌صورت بهینه‌نشده، تشریح می‌شود و سپس پس از انجام شبیه‌سازی و استخراج نتایج و مشخص شدن پارامترهای اصلی سیستم، طراحی سیستم تعلیق خودرو با دو روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات و الگوریتم ژنتیک به‌گونه‌ای صورت می‌گیرد که سیستم به بهینه‌ترین مقدار خود برسد.

۵-۱ شبیه‌سازی سیستم دینامیکی بهینه نشده

در ابتدا سه نوع دست انداز جاده در نظرگرفته می‌شود. این سه ورودی شامل، دست انداز با طول زیاد ۳/۷ متر بر اساس استاندارد IRC-99-1988، دست انداز معمولی با طول ۲ متر و دست انداز شهری با طول ۱ متر و با ارتفاع ۰/۱ متر می‌باشند.

مقدار چسبندگی تایر به جاده برای پایداری خودرو و ترمزگیری از اهمیت بالایی برخوردار است. در مدل‌سازی انجام گرفته در این مقاله، اختلاف جابجایی نسبی بین تحریک جاده و جابجایی چرخ، به عنوان مقدار چسبندگی یاRoad Holding بیان می‌شود. همچنین برای اندازه‌گیری راحتی سرنشین، از مقدار موثر[1] شتاب جرم فنربندی شده استفاده می‌شود. به‌صورتی که هرچه مقدار RMS شتاب کاهش یابد، میزان راحتی سرنشین به همان نسبت افزایش می‌یابد. همچنین لازم به ذکر است که جابجایی سر راننده نیز از منظر سلامتی و امنیت راننده از

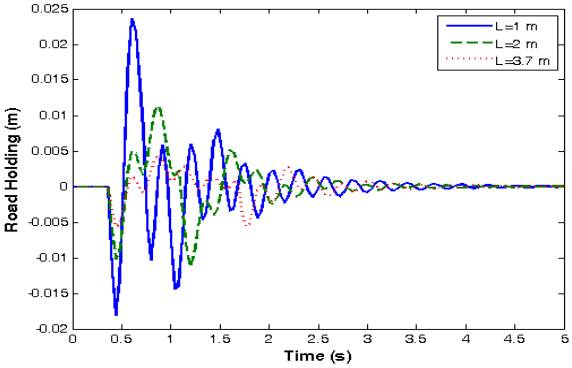
[1] RMS

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

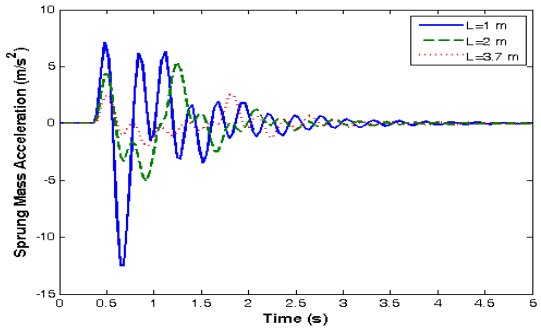
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد. با درنظرگرفتن این نکات مدل‌سازی انجام شده و سیستم چهار درجه آزادی خودرو به همراه سیستم تعلیق غیر فعال، شبیه‌سازی می‌شود.

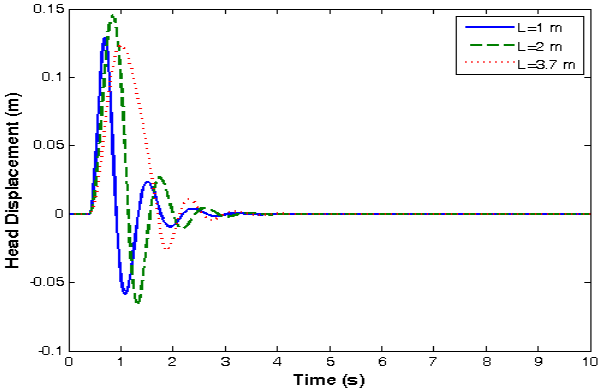
شبیه‌سازی برای ۳ طول مختلف دست‌انداز مورد بررسی قرار می‌گیرد. شکل ۶ نمودار مقدار اختلاف جابه‌جایی ورودی جاده و تایر را نشان می‌دهد. واضح است که با افزایش طول دست انداز، خودرو چسبندگی بیشتری را نسبت به جاده خواهد داشت. اما نواسانات این پارامتر در دست انداز به طول ۱ متر، قابل توجه می‌باشد. همچنین در نمودار شکل ۷ نشان داده شده که چگونه با کاهش طول دست انداز از ۳.۷ متر به ۱ متر، مقدار شتاب وارده به جرم فنر بندی شده افزایش و در نتیجه راحتی سرنشین بشدت کاهش می‌یابد. در شکل ۸ نیز جابجایی سر راننده بر حسب زمان در حالت بهینه نشده و در پهنای دست اندازهای متفاوت نشان داده شده است.



شکل ٦. نمودار اختلاف ورودی جاده و تایر بر حسب زمان در حالت بهینه نشده و با پهنای دست‌انداز متفاوت



شکل ۷. نمودار شتاب جرم فنربندی شده بر حسب زمان در حالت بهینه نشده و با پهنای دست‌انداز متفاوت



شکل ۸. نمودار جابجایی سر راننده بر حسب زمان در حالت بهینه نشده و در پهنای دست انداز متفاوت

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

۵-۲ بهینه‌سازی سیستم دینامیکی

پس از انجام شبیه‌سازی و استخراج نتایج، پارامترهای اصلی سیستم مشخص می‌گردند. در طراحی سیستم تعلیق خودرو می‌توان با تغییر ضریب فنریت و مقدار میرایی و یا جرم سیستم تعلیق، مقدار ارتعاشات وارده به سرنشین و مقدار خوش فرمانی خودرو را تغییر داد. بدین منظور در این مقاله طراحی بهینه سیستم تعلیق با استفاده از دو روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات و الگوریتم ژنتیک جهت دستیابی به بهینه‌ترین مقادیر متغیرهای طراحی تاثیرگذار و مطلوب‌ترین مقادیر توابع هدف صورت گرفته است. سرعت خودرو برابر ۱۰ کیلومتر بر ساعت فرض می‌شود و ارتفاع و پهنای دست انداز به ترتیب برابر ۰/۱ و ۱ متر خواهند بود. مطابق جدول ۲، برای متغیرهای طراحی انتخاب شده حد پایین و بالایی درنظرگرفته می‌شود که مقادیر آن‌ها از این حدود تجاوز نکنند.

جدول ۲. بازه متغیرهای طراحی

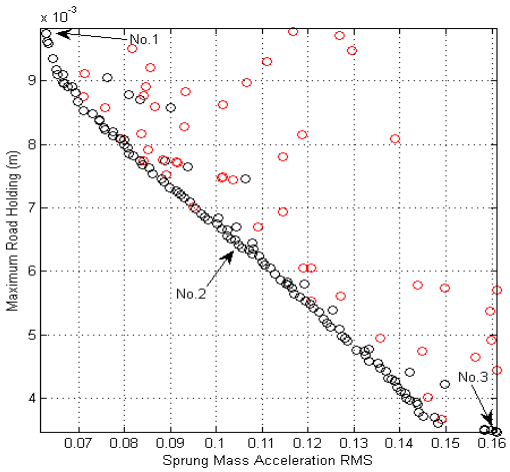
متغیرهای طراحی	m_S	m_U	k_c	c_c	k_s	c_s
حد پایین	۲۰۰	۲۰	۱۰۰۰۰	۱۰۰۰	۲۵۰۰	۵۰۰
حد بالا	۴۰۰	۴۰	۲۰۰۰۰	۲۰۰۰	۲۰۰۰۰	۳۰۰۰

۵-۲-۱ بهینه‌سازی سیستم دینامیکی با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات

به منظور بهینه‌سازی سیستم تعلیق ابتدا از روش ازدحام ذرات استفاده می‌شود. برای الگوریتم ازدحام ذرات، پارامترهای طراحی این روش در جدول ۳ آمده است. تعداد جمعیت و تعداد نسل‌ها برابر ۱۰۰ عدد در نظر گرفته می‌شود. پس از انجام عمل بهینه‌سازی نمودار پارتو این الگوریتم در شکل ۹ نشان داده می‌شود.

جدول ۳. پارامترهای طراحی الگوریتم PSO

W ضریب اینرسی	C۱ ضریب یادگیری	C۲ ضریب یادگیری	دلتا
۰/۴	۲	۲	۱۰۰۰



شکل ۹. نمودار پارتو به‌دست آمده از روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

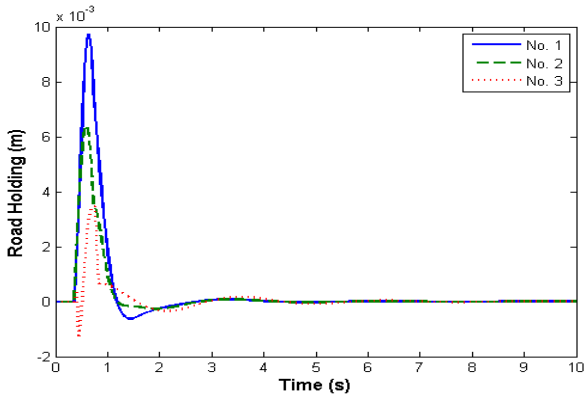
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

متغیرهای طراحی نقاط بهینه انتخاب شده از نمودار پارتو در جدول ۴ نشان داده شده است.

جدول ٤. متغیرهای طراحی به‌دست آمده از بهینه‌سازی به روش ازدحام جمعیت در سه نقطه طراحی انتخاب‌شده

متغیرهای طراحی	m_S	m_U	k_c	c_c	k_s	c_s
نقطه No.۱	۳۹۳/۲۹	۳۰/۶۷	۱۰۱۸۰	۱۰۰۰	۲۵۴۲/۱	۸۱۸/۴۵
نقطه No.۲	۴۰۰	۳۱/۰۵	۱۰۵۱۴	۱۰۰۰	۲۵۰۰	۷۶۸/۴۰
نقطه No.۳	۴۰۰	۳۷/۱۳	۱۰۵۷۸	۱۰۰۰	۲۵۰۰	۵۰۰

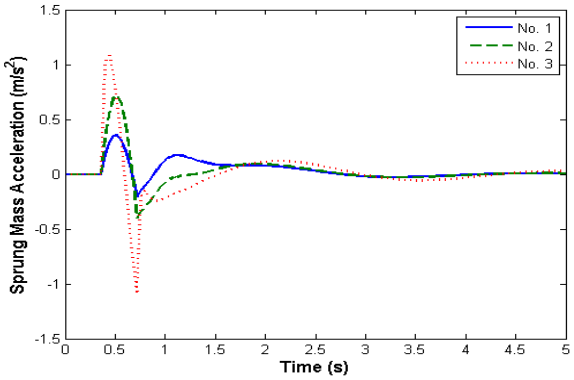
از روی نمودار پارتو مشخص است که هر چه به سمت راست حرکت کنیم از مقدار Road Holding کم و به مقدار RMS شتاب جرم فنر بندی شده افزوده می‌شود. در نقطه No.۱ سیستم در حالتی قرار دارد که کمترین مقدار ارتعاشات به راننده منتقل شود و در ازای آن به‌طور نسبی مقدار چسبندگی خودرو با سطح جاده کم می‌باشد. همچنین، نقطه No.۳ به طور برعکس، مقدار چسبندگی در بیشترین حالت خود قرار دارد اما شتاب وارده به جرم فنربندی شده و پیرو آن به راننده بالا می‌باشد که نامطلوب است. به منظور ایجاد تعادل نسبی بین نتایج به‌دست آمده، نقطه‌ای انتخاب می‌گردد که در آن هم ارتعاشات وارده به بدنه کم باشد و هم مقدار چسبندگی خودرو با سطح جاده بالا باشد. نقطه No.۲، به عنوان نقطه مصالحه‌ی نمودار پارتو انتخاب می‌گردد. نمودار شکل ۱۰، مقدار اختلاف جابجایی ورودی جاده و تایر را برای سه نقطه طراحی در نمودار پارتو نشان می‌دهد. در این نمودار واضح است که اختلاف جابجایی بین ورودی جاده و تایر در نقطه No.۳ در کم‌ترین حالت خود قرار دارد. به همین ترتیب در نمودار شکل ۱۱، مقدار RMS شتاب جرم فنر بندی شده در نقطه No.1 در کم‌ترین مقدار خود می‌باشد. در نمودار شکل ۱۲، جابجایی سر راننده نشان داده شده است. در این نمودار مشاهده می‌شود که نتایج مربوط به نقاط طراحی No.۱ و No.۲ تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند اما در نقطه No.۳ که ارتعاشات وارده نسبتا زیاد می‌باشد، مشاهده می‌شود که نوسانات جابجایی سر راننده نیز بیشتر است.



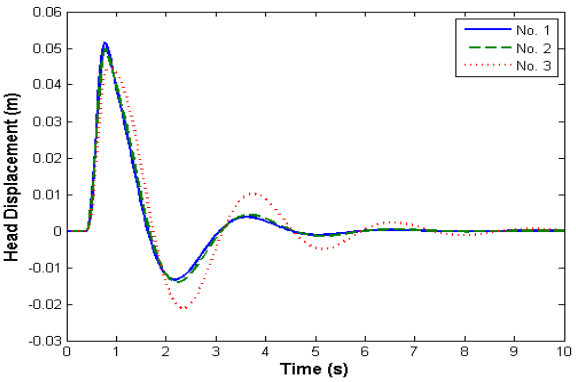
شکل ۱۰. نمودار اختلاف ورودی جاده و تایر بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش ازدحام ذرات در ۳ نقطه طراحی مختلف

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]



شکل ۱۱. نمودار شتاب جرم فنربندی شده بر حسب زمان؛ بهینه‌شده توسط روش ازدحام ذرات در ۳ نقطه طراحی مختلف



شکل ۱۲. نمودار جابجایی سر راننده بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش ازدحام ذرات در ۳ نقطه طراحی مختلف

۵-۲-۲ بهینه‌سازی سیستم دینامیکی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

در این بخش از روش الگوریتم ژنتیک برای بهینه کردن پارامترهای طراحی استفاده می‌شود. با توجه به تعداد متغیرها تعداد جمعیت اولیه برابر با ۱۰۰ کروموزوم و تعداد نسل‌ها برابر با ۳۰۰ عدد درنظرگرفته می‌شود. همچنین مقدار ضریب عملگر جهش برابر ۰/۱ و مقدار ضریب عملگر تقاطع برابر ۰/۹ خواهد بود. به منظور استخراج نتایج مناسب‌تر از این روش، دو دیدگاه مورد بررسی قرار می‌گیرد که در ادامه تشریح می‌گردند.

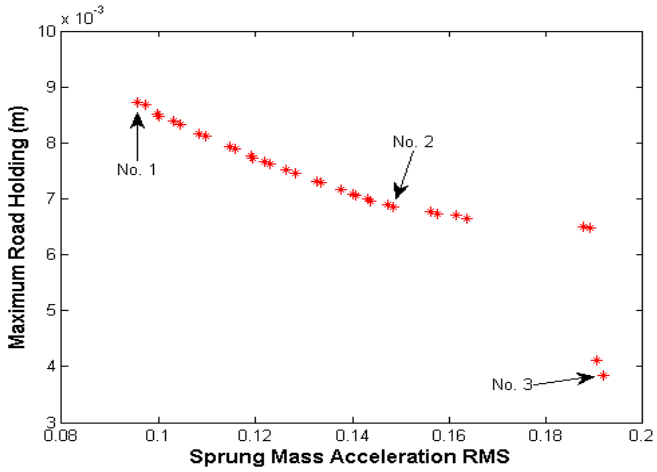
۵-۲-۲-۱ بهینه‌سازی سیستم دینامیکی با استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه اول)

در دیدگاه اول یک بهینه‌سازی دو هدفه انجام می‌گیرد که در آن دو تابع هدف که با یکدیگر در تناقض هستند. این دو تابع هدف به ترتیب، مقدار راحتی سرنشین و میزان چسبندگی خودرو به سطح جاده می‌باشد. همان‌گونه که در قبل توضیح داده شد، این دو مقدار در طراحی سیستم تعلیق باید به بیشترین حالت خود برسند. در این مقاله پارامتر راحتی سرنشین معادل مقدار RMS شتاب جرم فنربندی‌شده و چسبندگی خودرو به جاده معادل اختلاف ورودی جاده و جابجایی تایر در نظر گرفته شده است. با کاهش دو پارامتر RMS شتاب جرم فنربندی‌شده و اختلاف ورودی جاده و جابجایی تایر، دو تابع هدف راحتی سرنشین و چسبندگی خودرو افزایش می‌یابند.

حال که توابع هدف در دیدگاه اول مشخص شد، عمل بهینه‌سازی برای ۳۰۰ نسل انجام می‌پذیرد و نمودار پارتو مطابق شکل ۱۳ استخراج می‌گردد که در آن نقاط بهینه طراحی مشخص شده‌اند.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]



شکل ۱۳. نمودار پارتو بدست آمده از روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک

مقادیر متغیرهای طراحی نقاط بهینه انتخاب شده از نمودار پارتو، در جدول ۵ نشان داده شده است.

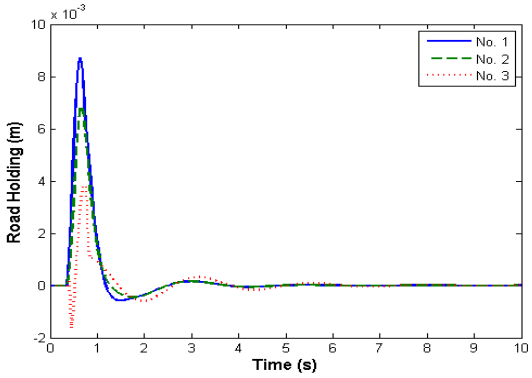
جدول ۵. متغیرهای طراحی به‌دست آمده از بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک (دیدگاه اول) در سه نقطه طراحی انتخاب‌شده

متغیرهای طراحی	m_S	m_U	k_c	c_c	k_s	c_s
نقطه No.۱	۳۹۱/۲۴	۳۰/۹۶	۱۱۷۶۱/۷۳	۱۰۴۸/۹	۳۳۷۷/۸۳	۸۱۱/۲۴
نقطه No.۲	۳۹۱/۲۵	۳۱/۹۲	۱۱۷۶۱/۵۵	۱۰۴۸/۸۵	۳۳۷۷/۸۳	۸۱۰/۴۱
نقطه No.۳	۳۹۱/۲۴	۳۷/۳۵	۱۱۷۶۱/۵۶	۱۰۴۸/۸۵	۳۳۷۷/۸۳	۵۰۰/۵

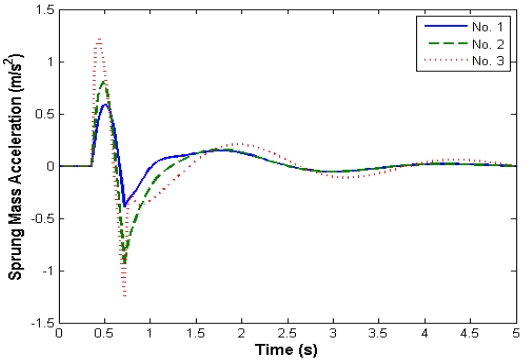
همانند بخش قبل، سه نقطه‌ی No.۱، No.۲ و No.۳ در این نمودار انتخاب شده‌اند. نقطه No.۱ محلی است که در آن به ازای بالا بودن مقدار اختلاف جابجایی بین ورودی جاده و تایر خودرو، مقدار RMS شتاب جرم فنربندی شده به حداقل مقدار و در نتیجه راحتی سرنشین به بیشترین مقدار خود می‌رسد. همچنین در نقطه No.۳ عکس این مساله رخ می‌دهد و به ازای افزایش RMS شتاب، کمترین مقدار اختلاف جابه‌جایی تایر و ورودی جاده و در نتیجه بیشترین چسبندگی تایر را با جاده خواهیم داشت. قابل ذکر است که تمامی نقاط موجود در این نمودار، نقاط بهینه طراحی هستند و همگی پاسخ نسبتا مطلوبی را می‌دهند، باید توجه داشت که می‌توان از بین آن‌ها نقطه‌ای را پیدا کرد که هر دو تابع هدف را به صورت نسبی در مقدار کمینه قرار دهد. در اینجا نقطه No.۲ به عنوان نقطه مصالحه‌ی طراحی انتخاب می‌گردد. نمودار شکل ۱۴، نشان‌دهنده‌ی مقدار اختلاف جابجایی ورودی جاده و تایر را برای سه نقطه طراحی در نمودار پارتو می‌باشد. در شکل ۱۵، مقدار RMS شتاب جرم فنر بندی شده در نقطه No.۱ در کمترین مقدار خود می‌باشد. در شکل ۱۶، جابجایی سر راننده نشان داده شده است.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

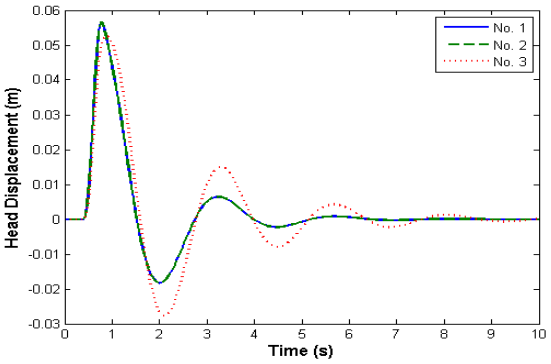
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]



شکل ۱٤. نمودار اختلاف ورودی جاده و تایر بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۳ نقطه طراحی مختلف



شکل ۱۵. نمودار شتاب جرم فنربندی شده بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۳ نقطه طراحی مختلف



شکل ۱٦. نمودار جابجایی سر راننده بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۳ نقطه طراحی مختلف

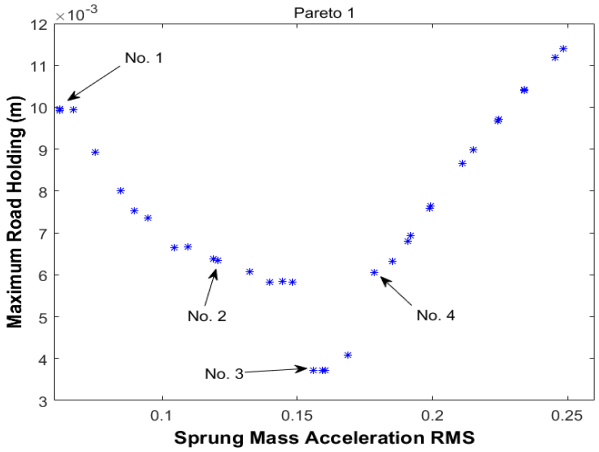
۵-۲-۲-۲ بهینه‌سازی سیستم دینامیکی با استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم)

عامل دیگری را که در طراحی سیستم تعلیق خودرو می‌توان مد نظر قرار داد، مقدار جابجایی سر راننده می‌باشد. چرا که افزایش این مقدار می‌تواند باعث ایجاد حالت تهوع و سرگیجه در فرد گردد. بدین منظور می‌توان بهینه‌سازی را با دیدگاه دومی انجام داد که در آن مقدار جابجایی سر راننده به عنوان تابع هدف سوم انتخاب گردد. در بهینه‌سازی سه هدفه، می‌توان سه نمودار پارتو رسم کرد که به‌صورت دو به دو توابع هدف را با یکدیگر مقایسه کند و در نتیجه به ازای هر تابع هدف می‌توان یک نقطه انتخاب نمود که با احتساب نقطه مصالحه، در مجموع چهار نقطه مناسب طراحی خواهیم داشت. برخلاف قبل در اینجا ۴ نقطه بهینه انتخاب

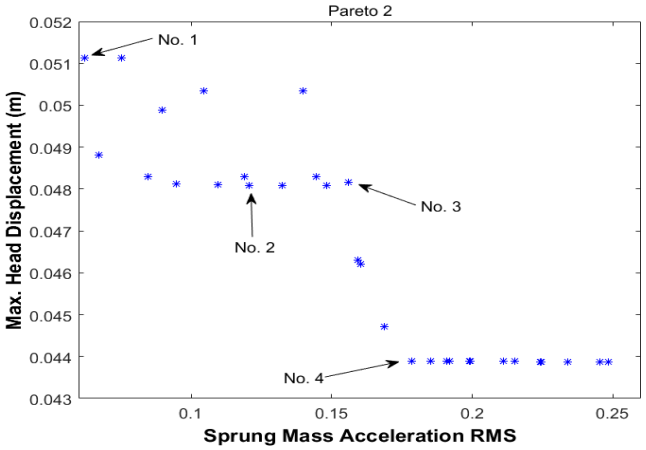
[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

می‌شود. در این بخش نقطه No.۴ با در نظر گرفتن کمینه کردن تابع هدف جابجایی سر راننده انتخاب می‌شود. در شکل ۱۷، همانند دیدگاه اول دو تابع هدف RMS شتاب جرم فنربندی شده و اختلاف جابجایی تایر و ورودی سطح جاده مدنظر قرار می‌گیرند. اما در شکل ۱۸، در کنار تابع هدف RMS شتاب جرم فنربندی‌شده، مقدار جابجایی سر راننده نیز در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۷. نمودار پارتو مربوط به دو تابع هدف RMS شتاب جرم فنربندی شده و اختلاف جابجایی تایر و ورودی سطح جاده



شکل۱۸. نمودار پارتو مربوط به دو تابع هدف RMS شتاب جرم فنربندی شده و جابجایی سر راننده

متغیرهای طراحی نقاط بهینه انتخاب شده از نمودار پارتو در جدول ۶ نشان داده شده است.

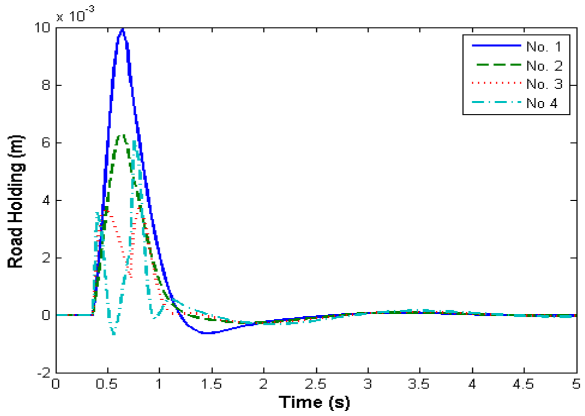
جدول ٦. متغیرهای طراحی به‌دست آمده از بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم) در چهار نقطه طراحی انتخاب‌شده

متغیرهای طراحی	m_S	m_U	k_c	c_c	k_s	c_s
نقطه No.۱	۳۹۹/۹۷	۳۰/۶۷	۱۱۰۳۴/۵۱	۱۰۱۸/۰۴	۲۵۲۶/۵۸	۸۲۲/۱۳
نقطه No.۲	۳۹۹/۹۹	۳۱/۵۷	۱۱۰۳۴/۴۸	۱۶۰۱/۷۱	۲۵۲۶/۲۱	۷۸۹/۱۹
نقطه No.۳	۴۰۰	۳۱/۵۶	۱۱۰۳۴/۵۹	۱۰۱۸/۰۲	۲۵۲۶/۲۱	۶۹۷/۶۳
نقطه No.۴	۳۹۹/۹۹	۳۲/۳۱	۱۸۰۴۲/۲۱	۱۶۰۱/۷۱	۲۵۲۶/۲۱	۵۷۰/۲۶

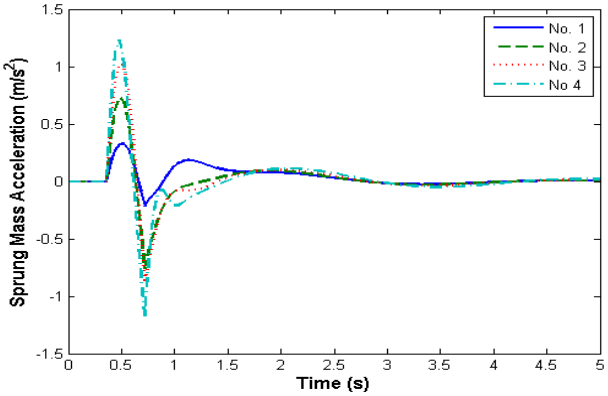
نتایج مربوط به مقدار اختلاف جابجایی ورودی جاده و تایر، مقدار RMS شتاب جرم فنربندی‌شده و جابه‌جایی سر راننده برای چهار نقطه طراحی به ترتیب در شکل‌های ۱۹ تا ۲۱ نشان داده شده است.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

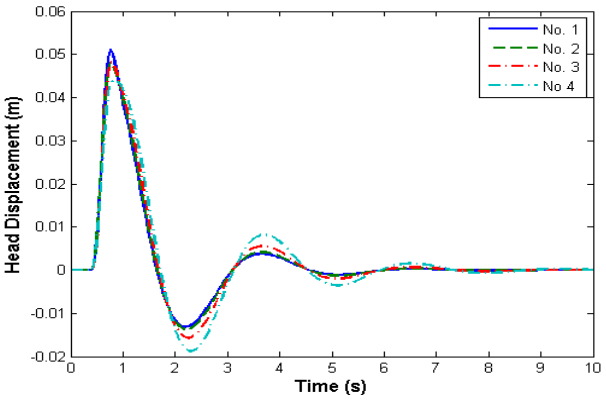
[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]



شکل ۱۹. نمودار اختلاف ورودی جاده و تایر بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۴ نقطه طراحی مختلف



شکل ۲۰. نمودار شتاب جرم فنربندی شده بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۴ نقطه طراحی مختلف



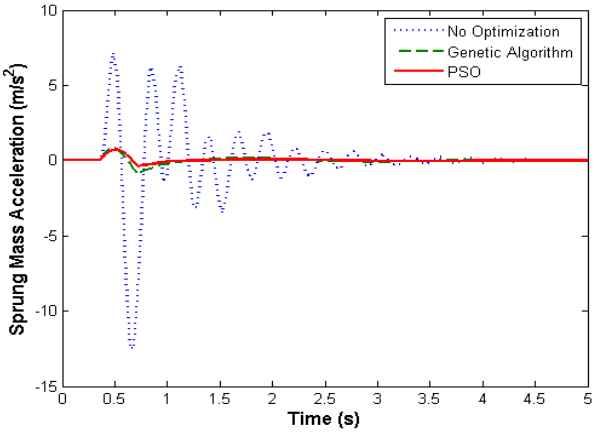
شکل ۲۱. نمودار جابجایی سر راننده بر حسب زمان؛ بهینه شده توسط روش الگوریتم ژنتیک در ۴ نقطه طراحی مختلف

۳-۵ تحلیل نتایج و اعتبارسنجی

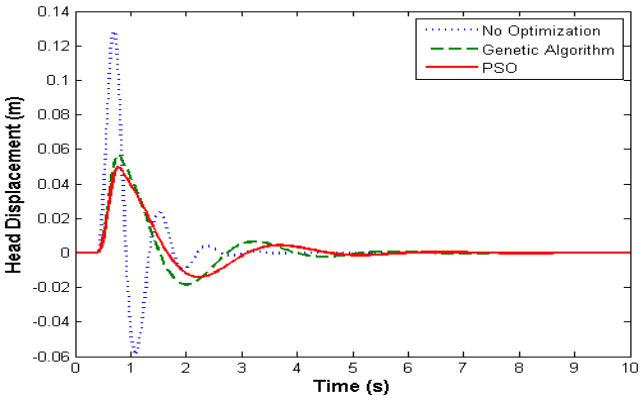
در این بخش، پس از انجام عمل بهینه‌سازی توسط دو روش ازدحام ذرات و الگوریتم ژنتیک، نتایج به‌دست آمده مربوط به نقاط مصالحه‌ی هر دو روش، در کنار نتایج سیستم بهینه نشده، در شکل‌های ۲۲ و ۲۳ نمایش داده می‌شوند.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]



شکل ۲۲. نمودار جرم فنربندی شده بر حسب زمان؛ مقایسه بین روش‌های بهینه‌سازی در کنار مدل بهینه نشده



شکل ۲۳. نمودار جابجایی سر راننده بر حسب زمان؛ مقایسه بین روش‌های بهینه‌سازی در کنار مدل بهینه نشده

در جدول ۷ نیز جهت اعتبارسنجی، نتایج و مقادیر توابع هداف به‌دست آمده در نقطه مصالحه بهینه‌سازی این تحقیق با مرجع [۲۴] مقایسه شده‌اند. در این جدول، مقادیر مساحت‌های زیر نمودار پاسخ‌های زمانی نشان داده شده است. در این جدول ملاحظه می‌شود که نتایج بدست آمده از روش الگوریتم ازدحام ذرات و دیدگاه دوم الگوریتم ژنتیک، پاسخ‌های مناسبی را ارایه می‌دهند؛ به طوری‌که راحتی سواری با استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم) و الگوریتم ازدحام ذرات نسبت به مرجع [۲۴]، به ترتیب ۲۱ درصد و ۳۲ درصد بهبود را نشان می‌دهد. علاوه براین، ۳۹ درصد و ۳۷ درصد بهبود در جابه‌جایی سرِ سرنشین به ترتیب نتیجه‌ی استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم) و الگوریتم ازدحام ذرات در مقایسه با مرجع [۲۴]، می‌باشد.

جدول ۷. مقایسه نتایج توابع هدف در روش‌های مختلف با مرجع [۲۴]

	مقدار RMS شتاب جرم فنربندی شده	بیشینه مقدار جابجایی سر راننده
مرجع [۲۴]	۰/۱۵۳۳	۰/۰۷۸۵
الگوریتم ازدحام ذرات	۰/۱۰۴۹	۰/۰۴۹۷
الگوریتم ژنتیک (دیدگاه اول)	۰/۱۴۸۵	۰/۰۵۶۶
الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم)	۰/۱۲۰۸	۰/۰۴۸۱

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

٦ نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

سیستم تعلیق خودرو یکی از اجزای کلیدی برای تضمین کیفیت سواری و راحتی سرنشینان است. این سیستم وظیفه دارد ارتعاشات و ضربات ناشی از ناهمواری‌های جاده را جذب کرده و انتقال آن‌ها به سرنشینان را به حداقل برساند. در این مقاله تلاش گردید تا یک سیستم تعلیق بهینه با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی فراابتکاری به‌گونه‌ای طراحی شود که ارتعاشات انتقالی از جاده به خودرو به گونه‌ای مطلوب جذب گردند. طراحی بهینه‌ی سیستم تعلیق مدل یک چهارم خودروی دارای چهار درجه آزادی از دید دو تابع هدف راحتی سرنشین و چسبندگی تایر خودرو به جاده و همچنین در حالتی خاص، حداقل کردن مقدار جابجایی سر راننده به عنوان تابع هدف سوم، دستاوردی است که با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات و الگوریتم ژنتیک به‌دست آمده‌است. شش متغیر طراحی در این پژوهش، ضریب میرایی و ضریب سختی فنر سیستم تعلیق، ضریب میرایی و سختی صندلی خودرو، جرم فنربندی شده و جرم فنربندی نشده، درنظر گرفته شدند. نتایج حاصل در مقایسه با حالت بهینه‌نشده و همچنین در مقایسه با [۲۴]، راحتی سواری بهتر و نیز جابه‌جایی سر سرنشین کمتری را نشان می‌دهند؛ به طوری که جابه‌جایی سرِ سرنشین به‌دست آمده از بهینه‌سازی سیستم تعلیق با استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم) و الگوریتم ازدحام ذرات نسبت به [۲۴]، به ترتیب ۳۹ درصد و ۳۷ درصد بهبود یافته است. همچنین قابل ذکر است که راحتی سواری حاصل از بهینه سازی سیستم تعلیق با استفاده از الگوریتم ژنتیک (دیدگاه دوم) و الگوریتم ازدحام ذرات در مقایسه با [۲۴]، به ترتیب بهبود ۲۱ درصدی و ۳۲ درصدی را نشان می‌دهد.

منابع

[1] Lu, Y., Zhen, R., Liu, Y., Zhong, J., Sun, C., Huang, Y., Khajepour, A., (2025). Practical solution for attenuating industrial heavy vehicle vibration: A new gain-adaptive coordinated suspension control system. Control Engineering Practice, 154, 106125.

[2] Wang, L., Liu, F., Song, Z., Ni, U., He, Z., Zhai, Z., Zhu, Z., Zhou, Q., Song, Z., Li, Z., (2024). Advances in tractor rollover and stability control: Implications for off-road driving safety. Computers and Electronics in Agriculture, 226, 109483.

[3] Yu, M., Evangelou, S. A., Dini, D., (2024). Advances in Active Suspension Systems for Road Vehicles. Engineering, 33, 160–177.

[4] Liu, Z., Si, Y., Sun, W., (2024). Ride comfort oriented integrated design of preview active suspension control and longitudinal velocity planning. Mechanical Systems and Signal Processing, 208, 110992.

[5] Zhang, H., Ling, L., Zhai, W., (2024). Adaptive nonlinear damping control of active secondary suspension for hunting stability of high-speed trains. Applied Mathematical Modelling, 133, 79-107.

[6] Guo, X., Zhang, J., Sun, W., (2023). Robust saturated fault-tolerant control for active suspension system via partial measurement information. Mechanical Systems and Signal Processing, 191, 110116.

[7] Soudani, M.S., Aouiche, A., Ghanai, M., Chafaa, K., (2024). Advanced active suspension control: A three-input fuzzy logic approach with jerk feedback for enhanced performance and robustness. Measurement, 229, 114326.

[8] Zhou, S., Liu, Z., Gao, H., Zhao, M., Wang, L., Jiang, G., (2024). Turn-on/off control with dynamic significance of active suspension based on energy dissipation principle for manned lunar rover under low gravity and rough terrain conditions. Mechanical Systems and Signal Processing, 209, 111071.

[9] Shi, X., Yu, Q., Wu, Z., Li, J., Zhu, S., (2024). Active control for vehicle suspension using a self-powered dual-function active electromagnetic damper. Journal of Sound and Vibration, 569, 117976.

[10] Liu, Z., Si, Y., Sun, W., (2024). Ride comfort oriented integrated design of preview active suspension control and longitudinal velocity planning. Mechanical Systems and Signal Processing,

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]

208, 110992.
[11] Yang, J., Ning, D., Sun, S.S., Zheng, J., Lu, H., Nakano, M., Zhang, S., Du, H., Li, W.H., (2021). A semi-active suspension using a magnetorheological damper with nonlinear negative-stiffness component. Mechanical Systems and Signal Processing, 147, 107071.
[12] Azmi, R., Mirzaei, M., Habibzadeh-Sharif, A., (2023). A novel optimal control strategy for regenerative active suspension system to enhance energy harvesting. Energy Conversion and Management, 291, 117277.
[13] Mahmoodabadi, M.J., Nejadkourki, N., Yousef Ibrahim, M., (2024). Optimal fuzzy robust state feedback control for a five DOF active suspension system, Sliding mode neural network inference fuzzy logic control for active suspension systems. Results in Control and Optimization, 17, 100504.
[14] Chen, X., Fan, Y., Wang, G., Mu, M., (2024). Fixed-time adaptive control of quadrotor suspension system with unknown payload mass. Journal of the Franklin Institute, 361(18), 107316.
[15] Gadhvi, B., Savsani, V., Patel, V., (2016). Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System Using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II. Procedia Technology, 23, 361-368.
[16] Oliveira, K. F., César, M. B., Gonçalves, J., (2017). Fuzzy Based Control of a Vehicle Suspension System Using a MR Damp, In CONTROLO 2016, ed: Springer, 402, 571-581.
[17] Ataei, M., Asadi, E., Goodarzi, A., Khajepour, A., Khamesee, M. B., (2017). Multi-objective optimization of a hybrid electromagnetic suspension system for ride comfort, road holding and regenerated power. Journal of Vibration and Control, 23, 782-793.
[18] Srinivas, N., Deb, K., (1994). Muiltiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms. Evolutionary computation, 2, 221-248.
[19] Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., Meyariva, T., (2002). A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. IEEE transactions on evolutionary computation, 6, 182-197.
[20] Rezapour, J., Sharifi, M., Nariman-zadeh, N., (2011). Application of fuzzy sliding mode control to robotic manipulator using multiobjective genetic algorithm. International Symposium on Innovations in Intelligent Systems and Applications, Istanbul, Turkey, 455-459.
[21] Pezhman, A., Rezapour, J., Mahmoodabadi, M. J., (2020). An optimal hybrid adaptive controller based on the multi-objective evolutionary algorithm for an under-actuated nonlinear ball and wheel system. Journal of Mechanical Science and Technology, 34, 1723-1734.
[22] Rezapour, J., Afzali, P., (2020). Rollover avoidance in sport utility vehicles: a multi-criteria viewpoint. Automotive Science and Engineering Iran University of Science & Technology, 10, 3357-3368.
[23] Yaghoubi, S., Ghanbarzadeh, A., (2024). Modeling and optimization of car suspension system in the presence of magnetorheological damper using Simulink-PSO hybrid technique. Results in Engineering, 22, 102065.
[24] Varude,V.R., Mathew, A.A., Diwan, A.Y., Banerjee, N., Mitra, A.C., (2018). Effect of Induced Geometric Non-Linearity in a Spring on Vehicle Ride Comfort and Road Holding. Materials Today: Proceedings, 5(9), 20177-20185.

[Downloaded from jamlu.lahijan.iau.ir on 2026-11-04]

[DOI: 10.71773/jamlu-2025-2-2290]