



طراحی بهینه دوهدفی سیستم تعلیق غیر خطی و فعال خودرو تحت ورودی جاده‌ای تصادفی ترکیبی

محمد خوش سیرت سلیمی^۱، محمد صالح پور^{۲*}

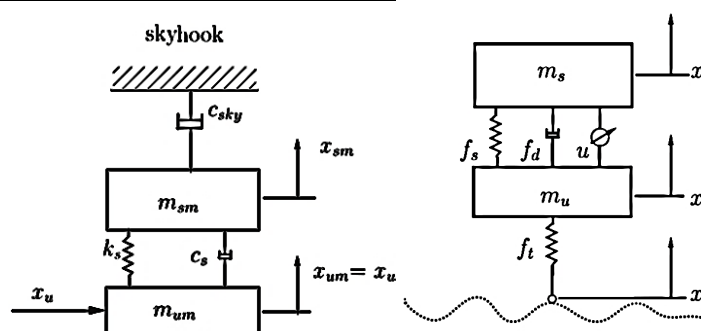
^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد بندر انزلی، دانشگاه آزاد اسلامی، بندر انزلی، ایران

^۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد بندر انزلی، دانشگاه آزاد اسلامی، بندر انزلی، ایران

برجسته‌ها

- طراحی سیستم تعلیق خودرو تحت کاهش اغتشاشات پروفایل جاده‌ای از طریق بهینه‌یابی دوهدفی برای رسیدن به مصالحه بین راحتی سرنشین و فرمان‌پذیری خودرو
- اعمال ورودی جاده‌ای به شکل ترکیب پروفایل‌های تصادفی مختلف

چکیده گرافیکی



مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۱۲

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۰۴

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۴

ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۷/۲۴

*نویسنده مسئول:

mohammad.salehpour@iau.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

بهینه‌یابی دوهدفی

پارتو

سیستم تعلیق غیر خطی و فعال

ورودی تصادفی جاده

الگوریتم MODE-FM

چکیده

در مقاله حاضر تأثیر ورودی‌های مختلف جاده‌ای به شکل پروفایل تصادفی ترکیبی بر نتایج طراحی بهینه سیستم تعلیق فعال و غیرخطی یک‌چهارم خودرو با دو درجه آزادی بررسی شده است. فرایندهای بهینه‌یابی در فضای دو تابع هدف با بهره‌گیری از ترکیب الگوریتم تکامل تفاضلی با ضریب جهش فازی شده، الگوریتم جست‌وجوی نامغلوب و معیار فاصله ازدحامی (MODE-FM) انجام شده و نتایج به کمک جبهه پارتو نمایش داده شده‌اند. در این پژوهش از تلفیق راهکارهای کنترل مدلفزشی، اسکای‌هوک و کنترل تأخیری اینرسی دار برای مدل‌سازی سیستم تعلیق فعال دارای مؤلفه‌های غیرخطی و تحت تأثیر اغتشاشات جاده‌ای استفاده شده است. ضمناً، شتاب عمودی جرم‌معلق و جابه‌جایی نسبی جرم‌معلق و غیرمعلق به‌عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده‌اند. مقایسه نتایج با تحقیقات انجام شده پیشین نشان‌دهنده برتری کار حاضر است، در واقع در تست‌های عملکردی در ۷۵٪ موارد برتری از آن طراحی پیشنهادی این تحقیق است که نشان‌دهنده عملکرد مناسب طراحی مذکور است.

۱- مقدمه

مدل مرجع اسکای‌هوک به کار گرفته می‌شود تا مدل طراحی‌شده، آن را دنبال کند [۱۰]. با توجه به اینکه اثر ورودی‌های جاده دارای تغییرات است دستیابی به کران‌های معین کار دشواری است، لذا از راهکار کنترل تأخیری اینرسی‌دار^۳ (IDC) برای تخمین پارامترهای غیرخطی موجود در سیستم تعلیق و اثرات تحریک جاده‌ای استفاده شده است [۱۱ و ۱۲].

روش‌های بهینه‌یابی تکاملی از راهکارهای قدرتمند برای دستیابی به مصالحه در مسائل دارای چندین تابع هدف (که معمولاً در تضاد با یکدیگر هستند) می‌باشند. در این روش‌ها جمعیتی از جواب‌ها وجود دارند که در صورت پراکندگی مناسب از به دام افتادن در بهینه‌های محلی جلوگیری می‌کنند [۱۳]. مجموعه پاسخ‌های بهینه حاصل نسبت به یکدیگر غیر برتر بوده و در جبهه‌های مختلف پارتو نمایش داده می‌شوند [۱۴]. در میان پارتوهای مذکور لایه نخست دارای مناسب‌ترین پاسخ‌هاست. توجه به این نکته ضروری است که عدم همگرایی زودرس^۴ یا حفظ تنوع^۵ جمعیت و هدایت جست‌وجو به سوی پارتوی اصلی از نکات کلیدی در زمینه نحوه عملکرد روش‌های بهینه‌یابی می‌باشد [۱۵]. در ادامه به تعدادی از تحقیقات انجام‌شده در زمینه طراحی بهینه و کنترلی سیستم تعلیق، اشاره می‌شود.

گائو و همکاران [۱۶] سیستم تعلیق مدل یک‌دوم خودرو را با در نظر گرفتن پارامترهای نامعین و استفاده از روش کنترل مقاوم H_{∞} ^۶ و روش بهینه‌یابی ماتریس خطی نامساوی^۷ روی جاده تصادفی غیرایستا^۸ مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. صالح‌پور و همکاران [۱۱] طراحی کنترل‌کننده مدل‌غزشی بهینه بر اساس مدل مرجع اسکای‌هوک و روش IDC را برای مدل ارتعاشی غیرخطی خودرو توسط فرایندهای بهینه‌یابی در فضای دو و سه هدفی انجام دادند. در [۱۷] از ترکیب روش‌های اسکای‌هوک و کنترل مدل‌غزشی برای طراحی سیستم تعلیق فعال خودروی دارای نامعینی استفاده شده است. نریمان‌زاده و همکاران [۱۸] طراحی بهینه مدل

به علت وجود ناهم‌واری‌های جاده‌ای و انتقال ارتعاشات به سرنشین، طراحان از ابتدای ساخت خودرو سعی در فراهم کردن شرایط بهتر با کاهش انتقال اثرات اغتشاشات جاده به سرنشین داشته‌اند، لذا سیستم تعلیق خودرو به‌عنوان مکانیسم بازدارنده ابداع و به کار گرفته شد. سیستم تعلیق خودرو را از لحاظ تکامل در مکانیسم مستهلک‌کنندگی آن می‌توان به سه نوع سیستم تعلیق غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال تقسیم نمود [۱]. طراحی سیستم تعلیق خودرو برای رسیدن به مصالحه بین راحتی سرنشین و امکان فرمان‌پذیری خودرو، به‌عنوان معیارهای متضاد، همواره برای محققین چالش‌برانگیز بوده است. فراهم نمودن شرایط مذکور نشانه یک سیستم تعلیق مطلوب است [۲ و ۳]. سیستم تعلیق غیرفعال از ترکیب موازی فنر و مستهلک‌کننده تشکیل شده است و طبق تحقیقات پیشین از ایجاد مصالحه بین راحتی مسافر و فرمان‌پذیری خودرو عاجز است، اما برای تأمین هم‌زمان معیارهای مذکور به‌صورت مناسب با ایجاد سیستم مستهلک‌کننده متغیر در تعلیق نیمه‌فعال تا حدی می‌توان به هدف رسید [۱]. سیستم تعلیق فعال با تغذیه توسط یک منبع انرژی خارجی که به‌موازات سیستم تعلیق نصب شده است کار می‌کند و در قیاس با دو نوع دیگر در ایجاد مصالحه بین راحتی و فرمان‌پذیری موفق‌تر است [۱ و ۴]. بدین‌سان شرایط برای بالاتر بردن کارایی سیستم تعلیق با استفاده از راهکارهای کنترلی متفاوت مانند کنترل بهینه [۵]، کنترل مقاوم [۶]، کنترل گام به عقب^۱ [۷]، کنترل فازی [۸] و... فراهم شده است. روش کنترل مدل‌غزشی^۲ راهکاری مطلوب برای طراحی سیستم‌های دارای نامعینی تحت تحریک خارجی غیرقابل برآورد است. در واقع این روش می‌تواند حساسیت نسبت به نامعینی‌ها را کاهش داده یا از بین ببرد، چنانچه حدود نامعینی‌های مشخص و شرایط تطبیق فراهم گردد، رفتار مطلوب سیستم با گزینش سطح لغزش مناسب، به دست می‌آید [۹]. به‌طور کلی در مدل‌سازی سیستم تعلیق خودرو،

^۶ Robust H_{∞} control

^۷ Linear matrix inequality

^۸ Random non-stationary road

^۱ Back-stepping control

^۲ Sliding mode control

^۳ Inertial delay control (IDC)

^۴ Premature convergence

^۵ Diversity

[۲۴] با استفاده از راهکار کنترل پیش‌بین و قضیه کن-تاکر برای سیستم تعلیق فعال خودرو کنترلر طراحی کردند. بدین منظور از روش بهینه‌یابی مقید غیرخطی برای رسیدن به قانون کنترلی استفاده شد. در [۲۵] طراحی بهینه سیستم تعلیق کامل خودرو شامل عملگر پنوماتیکی (مبتنی بر عملکرد ترمودینامیکی) با استفاده از ترکیب روش طراحی آنالیز حساسیت، بهینه‌یابی چندهدفی ازدحام ذرات^۷ (MOPSO) و دینامیک آشوب انجام شد. نتایج حاصل نشان‌دهنده بهبود قابل‌توجهی در معیارهای راحتی سرنشین و فرمان‌پذیری خودرو است.

در این پژوهش بهینه‌یابی چندهدفی مدل یک‌چهارم غیرخطی و فعال خودرو با بهره‌گیری از الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده (MODE-FM) [۱۹] انجام شده است. برای این منظور از ترکیب روش‌های کنترل مدلغزشی، اسکای‌هوک و کنترل تأخیری اینرسی‌دار [۱۱] برای طراحی سیستم تعلیق فعال دارای پارامترهای غیرخطی و تحت اغتشاشات جاده‌ای [۲۶] استفاده شده است. لازم به ذکر است که متغیرهای طراحی، ضرایب غیرخطی تعلیق به همراه ضرایب کنترلر هستند و نمودار پارتوی حاصل از طراحی بهینه تحت ترکیب سه نوع پروفایل تصادفی جاده‌ای در فضا دو هدفی ارائه شده است. در ادامه عملکرد طراحی‌های مختلف حاصل از کار فعلی و مراجع [۱۱ و ۱۲] تحت تست‌های مختلف جاده‌ای مورد مقایسه قرار گرفته است. ضمناً، توجه به این نکته ضروری است که در کار حاضر در قیاس با مراجع [۱۱ و ۱۲] از حیث نوع طراحی و ورودی جاده‌ای تفاوت‌های قابل‌ذکری وجود دارد که نشانگر نوآوری پژوهش حاضر در زمینه‌های ذکر شده است. در واقع نوع ورودی جاده‌ای مورد استفاده در تحقیق فعلی از جنس تحریک تصادفی (ترکیبی از سه زبری مختلف جاده‌ای) است، در حالی که در دو مرجع دیگر ورودی‌های سینوسی به‌کاررفته‌اند. همچنین از منظر طراحی تفاوت آشکار این کار با مرجع [۱۱]، در استفاده از بهینه‌یابی دوهدفی برای رسیدن به ضرایب مناسب سیستم تعلیق و کنترلر است و نسبت به

یک‌دوم، غیرفعال و خطی خودرو را با استفاده از الگوریتم چندهدفی ژنتیکی متنوع-یکنواخت^۱ در دو فضای دو و پنج هدفی انجام دادند. برای محاسبه نقطه مصالحه طراحی^۲ از دید تمامی توابع هدف، اندازه توابع هدف هر نقطه طراحی به فاصله صفر تا یک نگاشت شده و سپس مجموع مقادیر مزبور با هم جمع شدند؛ نقطه‌ای که دارای کمترین مقدار مجموع مذکور در قیاس با سایر نقاط طراحی بود به‌عنوان نقطه بهینه طراحی انتخاب شد. جمالی و همکاران [۱۹] یک روش جدید بهینه‌یابی چندهدفی از ترکیب الگوریتم تکامل تفاضلی^۳ دارای ضریب جهش فازی شده با الگوریتم جست‌وجوی نامغلوب^۴ [۲۰] و معیار فاصله ازدحامی^۵ [۲۰] به نام الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده^۶ (MODE-FM) پیشنهاد کرده و از روش مذکور برای بهینه‌یابی دو و پنج‌هدفی خودروی پنج‌درجه آزادی استفاده کردند. آن‌ها در کارشان نشان دادند که پاسخ‌های پنج‌هدفی دربرگیرنده دوهدفی هستند و درواقع جواب‌های دو هدفی مرز طراحی پارتو را تشکیل می‌دهند. این امر نشان‌دهنده صحت جواب‌های پژوهش مورد بحث است. در [۲۱] با ترکیب رویه مونت‌کارلو و الگوریتم چندهدفی ژنتیکی متنوع-یکنواخت، بهینه‌یابی چندهدفی مدل خودروی فعال دارای نامعینی و با پنج‌درجه آزادی، در فضای دو و دوهدفی انجام شده است. مرادی و همکاران [۲۲] با الگو قرار دادن شیوه کنترل پیش‌بین از طریق به‌کارگیری و بسط نامعادلات ماتریسی خطی با متغیرهای نامعین، بهینه‌یابی مقید و استفاده از حد اشباع برای نیروی کنترلی مدل خودروی مناسب با سیستم تعلیق فعال و با دو درجه آزادی ارائه کردند. رضانی‌مقدم و همکاران [۲۳] یک کنترل‌کننده خطی تصادفی برای سیستم تعلیق فعال خودرو، تحت تأثیر اغتشاشات تصادفی مدل ایتو ارائه کردند. برای مقابله با عدم قطعیت مدل، با استفاده از معادلات تصادفی همیلتون-جاکوبی-بلمن، قانون کنترلی بهینه اتفاقی استخراج و با استفاده از لم ایتو و بسط تصادفی پایداری لیاپانوف، پایداری تصادفی سیستم حلقه بسته اثبات شد. عبدی و همکاران

⁵ Crowding distance

⁶ Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzified mutation (MODE-FM)

⁷ Multi-Objective Particle Swarm Optimization (MOPSO)

¹ Multi-objective uniform-diversity algorithm

² Trade-off design point

³ Differential Evolution

⁴ Non-dominated sorting algorithm

هستند، مسائل چندهدفی می‌گویند. در بهینه‌یابی چندهدفی، قصد این است که بردار طراحی X^* به شکلی تعیین شود که قیود ارضاء شده و مناسب‌ترین مقادیر برای تمامی توابع هدف $(F(X))$ حاصل شوند؛ نابراین می‌توان دیدگاه مذکور را به صورت زیر بازنویسی کرد [۱۹]:

$$X^* = [X^*_1, X^*_2, \dots, X^*_n]^T \quad (۱)$$

$$F(X) = \{f_1(X), f_2(X), \dots, f_k(X)\} \quad (۲)$$

$$\text{Subject to } \begin{cases} g_i(X) \leq 0 & (i = 1, 2, \dots, m) \\ h_j(X) = 0 & (j = 1, 2, \dots, p) \end{cases} \quad (۳)$$

همان‌طور که ملاحظه می‌شود معادله (۳) دارای m قید نامساوی $g_i(x)$ و p قید مساوی $h_j(x)$ است. بدون اینکه از کلیت مسئله کاسته شود، فرض می‌شود تمامی مسائل به صورت کمینه‌یابی در نظر گرفته می‌شوند. در راهکار فوق‌الذکر جواب‌های مسئله به صورت جبهه پارتو ارائه می‌شوند و البته خواننده محترم برای بررسی مفاهیم بیشتر در این زمینه مثل مفهوم غلبه^۱، مجموعه پارتو^۲ و پارتوی غالب^۳، بهینگی پارتو^۴ و ... می‌تواند به [۱۴ و ۱۸] رجوع کند.

در این روش ابتدا جمعیتی اولیه (در طی نسل‌های بعدی جمعیت والدین)، همانند سایر روش‌های بهینه‌یابی فراکاشی، به طور کاملاً تصادفی تولید می‌شود. سپس به ترتیب دو عملگر جهش^۵ و پیوند^۶ بر آن به صورت تصادفی طبق روابط (۵) و (۶) اعمال می‌شوند و باعث ایجاد جمعیت (به اصطلاح) فرزندان می‌شوند [۱۹]:

$$x_i^G = (x_{1,i}^G, x_{2,i}^G, \dots, x_{d,i}^G), \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (۴)$$

$$v_i^G = x_{best}^G + F \cdot (x_{r_1}^G - x_{r_2}^G), \quad r_1 \neq r_2 \neq i \quad (۵)$$

در روابط (۴) و (۵)، F ، d ، G ، n ، $(i = 1, 2)$ ، x_{best}^G به ترتیب عبارت‌اند از تعداد اعضای جمعیت، شماره نسل، تعداد متغیرهای طراحی، ضریب جهش، دو برداری که به شکل تصادفی انتخاب شده‌اند و برداری که از جبهه پارتوی اول نسل G-1 ام به صورت تصادفی انتخاب شده است [۱۹].

$$u_{j,i}^G = \begin{cases} V_{j,i}^G & \text{if } r_i \leq C_r \text{ or } j = J_r \\ x_{j,i}^G & \text{Otherwise} \end{cases} \quad (۶)$$

مرجع [۱۲]، استفاده از هفت متغیر طراحی (ضرایب فنر و دمپر غیرخطی و کنترلر) در مقابل دو متغیر طراحی (ضرایب کنترلر) می‌باشد. در واقع با لحاظ موارد مذکور، می‌توان بیان کرد که در کار حاضر طراحی‌ای ارائه شده است که بر اساس بهینه‌یابی برای جاده تصادفی به دست آمده و تحت تست‌های مختلفی جاده‌ای مورد بررسی قرار گرفته است.

این پژوهش در پنج بخش تنظیم شده است که بخش حاضر تحت عنوان مقدمه، قسمت نخست مقاله است. در بخش دوم روش پیشنهادی مورد بحث قرار گرفته است و در ادامه نتایج بهینه‌یابی دوهدفی مدل مورد بررسی در این پژوهش در بخش سوم ارائه شده‌اند. در بخش چهارم عملکرد نقاط طراحی مختلف (پیشنهادی این مقاله و مراجع [۱۱ و ۱۲]) در مواجهه با جاده‌های تصادفی مختلف بررسی شده است و در نهایت در بخش پنجم نتیجه‌گیری مباحث و پیشنهادات برای ادامه کار بیان شده‌اند.

۲- روش پیشنهادی

همان‌طور که ذکر شد در این پژوهش برای طراحی بهینه پارتویی دوهدفی مدل ارتعاشی خودروی فعال و غیرخطی از الگوریتم MODE-FM همراه با تلفیق روش‌های کنترل مدل‌غزشی، اسکای هوک و کنترل تأخیری اینرسی‌دار استفاده شده است که در ادامه به تشریح آن‌ها پرداخته می‌شود.

۲-۱- الگوریتم تکامل نفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده

بهینه‌یابی را می‌توان به این شکل تعریف کرد که عبارت است از تعیین بهترین جواب ممکن در بین جواب‌های موجود در مسئله. برای مقایسه بین جواب‌ها و انتخاب جواب بهینه، معیاری به نام تابع هدف تعریف می‌شود. در واقع انتخاب این تابع به ویژگی‌های مسئله بستگی دارد. گاهی در بهینه‌یابی چندین تابع هدف به طور هم‌زمان مدنظر قرار می‌گیرند؛ به این گونه از مسائل بهینه‌یابی که دربرگیرنده چند تابع هدف

⁴ Pareto optimality

⁵ Mutation

⁶ Crossover

¹ Dominance

² Pareto dominance

³ Pareto set

خروجی یعنی ضریب جهش از نوع ممدانی [۱۹] مطابق جدول ۱ استفاده شده است. دلیل بهره‌گیری از سیستم فازی مذکور این است که در واقع در نسل‌های پایین برای یافتن محل بهینه سراسری نیاز به مقادیر بیشتر طول گام و در نسل‌های بالاتر برای رسیدن به نرخ بهتری از هم‌گرایی نیاز به مقدار طول گام کمتری است. ضمناً در میزان تنوع کم در نسل‌های پایین‌تر اندازه طول گام بیشتر و در نسل‌های بالاتر اندازه کمتری برای مقادیر مذکور نیاز است [۱۹]. بدین ترتیب در این پژوهش الگوریتم بهینه‌یابی چندهدفی تکامل تفاضلی با ضریب جهش فازی شده به کار گرفته شده است. برای این منظور ضریب جهش فازی شده به جای ضریب جهش مرسوم اشاره شده در فرمول (۵) استفاده می‌شود. باقی موارد از روندی که پیش‌تر بیان شد، پیروی می‌کنند.

جدول (۱): قواعد فازی مورد استفاده در این مقاله [۱۹].

خروجی سیستم فازی		تنوع	
ضریب جهش است	کم	متوسط	زیاد
کم	خیلی زیاد	زیاد	متوسط
متوسط	زیاد	متوسط	کم
زیاد	خیلی کم	کم	متوسط

۲-۲- معادلات حرکتی مدل ارتعاشی دو درجه آزادی غیرخطی و فعال خودرو

با توجه به مدل ارتعاشی ارائه شده در شکل ۱ معادلات حرکتی سیستم تعلیق مزبور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۱۱] و [۱۲]:

$$m_s \ddot{x}_s = -f_s - f_d + u \quad (۸)$$

$$m_u \ddot{x}_u = f_s + f_d - f_t - u \quad (۹)$$

در معادلات (۸) و (۹)، x_u, x_s, f_t, f_d, f_s و u به ترتیب جابه‌جایی جرم معلق، جابه‌جایی جرم غیرمعلق، نیروی فنر غیرخطی، نیروی دمپر غیرخطی، نیروی اعمالی بر تاپر و نیروی کنترلی نام دارند؛ بنابراین، جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و جرم غیرمعلق را می‌توان به صورت زیر نشان داد:

$$\Delta x = x_s - x_u \quad (۱۰)$$

ضمناً، معادله نیروی فنر غیرخطی و نیروی دمپر غیرخطی را می‌توان به ترتیب از معادلات (۱۱) و (۱۲) به دست آورد:

در رابطه (۶)، r_i عددی است که از محدوده $[0, 1]$ به صورت تصادفی به دست آمده است. ضمناً، G_r نمایانگر احتمال پیوند و J_r برای یقین از برقراری $u_i^G \neq x_i^G$ ، در رابطه مزبور به کاررفته‌اند. حال ترکیب جمعیت اولیه (والدین در نسل‌های بعدی) با جمعیت فرزندان (جمعیت حاصل از جهش و پیوند) در طی دو قدم در الگوریتم MODE-FM صورت می‌پذیرد. در قدم اول عملگر انتخاب چندهدفی بر اساس رابطه (۷) بر جمعیت اعمال می‌شود (با این فرض که $a < b$ یعنی a بر b غلبه می‌کند و $a = b$ یعنی بر هم نامغلوبند). در این صورت داریم [۱۹]:

$$w_i^G = \begin{cases} u_i^G & \text{if } u_i^G < x_i^G \\ x_i^G & \text{if } x_i^G < u_i^G \\ x_i^G \text{ with } u_i^G & \text{if } u_i^G = x_i^G \end{cases} \quad (۷)$$

در قدم دوم برای کاهش جمعیت که تعدادی بین n و $2n$ می‌باشد، از ترکیب دو روش مرتب‌سازی نامغلوب و فاصله ازدحامی بهره گرفته می‌شود. ابتدا بر پایه مفهوم غلبه نحوه چیدمان اعضای جمعیت مشخص می‌شود. اعضای از جمعیت که هیچ مزیتی نسبت به یکدیگر ندارند، جبهه پارتوی نخست را به وجود می‌آورند. سپس جبهه پارتوی اول از جمعیت کنار گذاشته می‌شود و در ادامه طبق رویکرد مذکور برای باقی اعضای جمعیت، سایر جبهه‌ها (از جبهه دوم به بعد) تشکیل می‌شوند. آنگاه به هر فرد از جمعیت مقداری که نمایانگر تنوع جمعیت می‌باشد تخصیص داده می‌شود. معیار مزبور که بر اساس فاصله نرمال شده دو عضو دیگر از جمعیت که اطراف عضو موردنظر (در فضای توابع هدف) قرار دارند، محاسبه می‌شود، فاصله ازدحامی نام دارد. آنگاه اعضاء بر پایه اندازه فاصله ازدحامی به صورت کاهشی مرتب می‌شوند. بدین‌سان اعضای با اندازه بزرگ‌تر از فاصله مذکور از اقبال بیشتری برای راه‌یابی به نسل بعد برخوردار می‌شوند [۱۹].

الگوریتم تکامل تفاضلی علی‌رغم سرعت بالا و عملکرد خوب در جست‌وجوی سراسری، از نقاط ضعفی مانند ناتوانی در جست‌وجوی محلی [۲۷ و ۲۸] و همچنین تنوع کم در هنگام برخورد با هم‌گرایی زودرس رنج می‌برد [۲۹]. جهت رفع موارد ذکر شده، در این پژوهش از سیستم فازی‌ای که مبتنی بر دو ورودی شامل تعداد نسل و مقدار تنوع هر نسل بوده و یک

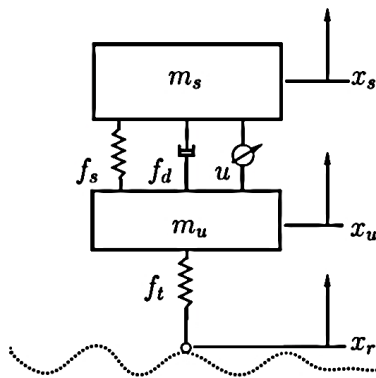
که در معادله (۱۷) ترم‌های s_n ، $\Delta\Omega$ و ω_0 عبارت‌اند از:

$$s_n = \sqrt{2S_g(n\Delta\Omega)\Delta\Omega} \quad (18)$$

$$\Delta\Omega = 2\pi/l \quad (19)$$

$$\omega_0 = (2\pi/l)v_0 \quad (20)$$

در معادلات (۱۷) و (۱۹-۲۰)، φ_n و N_f به ترتیب عبارت‌اند از طول هر قطعه از جاده، متغیر تصادفی‌ای که با استفاده از توزیع یکنواخت از بازه $[0, 2\pi]$ به دست می‌آید و محدودکننده دامنه فرکانس. مقادیر ثابت مورد استفاده در روابط (۱۷)، (۱۹) و (۲۰) را می‌توان در جدول ۲ دید [۲۶].



شکل (۱): اجزای متعلق به مدل یک‌چهارم غیرخطی و فعال خودرو [۱۱ و ۱۲].

جدول (۲): مقادیر ثابت مورد استفاده در معادلات (۱۷) و (۲۰-۱۹) [۲۶].

n_1	n_2	v_0	l	N_f
۲	۱/۵	۲۰ m/s	۱۰۰ m	۲۰۰

ضمناً ترکیب سه نوع پروفایل مختلف جاده‌ای یعنی کلاس‌های A، B و C بر اساس استاندارد ISO 8608 [۳۱] برای بررسی نحوه عملکرد سیستم تعلیق غیرخطی در مواجهه با شرایط مختلف جاده‌ای مورد استفاده قرار گرفته است. توجه به این نکته ضروری است که ضرایب زبری کلاس‌های مذکور طبق استاندارد مورد نظر به ترتیب عبارت‌اند از: $16 \times 10^{-6} m^3$ ، $64 \times 10^{-6} m^3$ و $256 \times 10^{-6} m^3$.

۲-۴- مدل مرجع اسکای هوک

مدل اسکای‌هوک یکی از معروف‌ترین تئوری‌های است که برای بررسی معادلات حرکت در سیستم تعلیق خودرو

$$f_s = k_1 \Delta x + k_2 \Delta x^2 + k_3 \Delta x^3 \quad (11)$$

$$f_d = c_1 \Delta \dot{x} + c_2 \Delta \dot{x}^2 \quad (12)$$

معادله نیروی اعمالی بر تایر را نیز می‌توان به صورت زیر نمایش داد:

$$f_t = \begin{cases} k_t(x_u - x_r) & \text{if } (x_u - x_r) < \frac{(m_s + m_u)g}{k_t} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (13)$$

در روابط (۱۱) تا (۱۳)، k_i ($i = 1, 2, 3$)، c_i ($i = 1, 2$) و k_t و g به ترتیب عبارت‌اند از ضرایب ثابت فنر غیرخطی، ضرایب دمپر غیرخطی، ضریب سفتی تایر و شتاب گرانش زمین. حال فرض می‌کنیم:

$$\begin{cases} x_1 = x_s \\ x_2 = \dot{x}_s \\ x_3 = x_u \\ x_4 = \dot{x}_u \end{cases} \quad (14)$$

در این صورت می‌توان معادلات حرکت را به صورت رابطه (۱۵) بازنویسی کرد:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{m_s}(-f_s - f_d + u) \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_u}(f_s + f_d - f_t - u) \end{cases} \quad (15)$$

۲-۳- معادلات ناهمواری تصادفی جاده

اغتاشات جاده‌ای را می‌توان به صورت یک فرایند تصادفی با چگالی طیف توان (PSD) زیر نمایش داد [۲۶]:

$$S_g = \begin{cases} S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_1} & \text{if } \Omega \leq \Omega_0, \\ S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_2} & \text{if } \Omega \geq \Omega_0, \end{cases} \quad (16)$$

در معادلات مزبور $\Omega_0 = 1/2\pi$ ، Ω فرکانس، $S_g(\Omega_0)$ و n_i ($i = 1, 2$) به ترتیب فرکانس مرجع، فرکانس داده‌شده، معیار زبری جاده و ثابت‌های زبری جاده می‌باشند. حال چنانچه فرض کنیم که خودرو با سرعت افقی ثابت روی جاده حرکت کند، ناهمواری‌های جاده را می‌توان با سری تصادفی زیر مدل کرد [۲۶ و ۳۰]:

$$Z_r(t) = \sum_{n=1}^{N_f} s_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (17)$$

$$\dot{z} = -\frac{1}{m_{sm}} [-k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4) - c_{sky}x_2] \quad (25)$$

با به کارگیری معادله (۲۴) نیاز به فاز رسیدن مرتفع می شود. ضمناً توجه به این نکته ضروری است که متغیر Z عامل پیروی سیستم از مدل مرجع اسکای هوک است. توجه به این نکته ضروری است که نیروی کنترلی مشتمل بر دو قسمت u_{eq} و u_n می باشد که به ترتیب ناظر بر معینی ها و نامعینی های سیستم هستند.

با مشتق گیری از معادله (۲۵) خواهیم داشت:

$$\dot{\sigma} = \frac{1}{m_s} (-f_s - f_d + u) - \frac{1}{m_{sm}} [-k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4) - c_{sky}x_2] \quad (26)$$

همچنین با جایگذاری مفهومی تحت عنوان نامعینی فشرده ($e = -f_s - f_d$) در رابطه (۲۶) داریم:

$$\dot{\sigma} = \frac{1}{m_s} e + \frac{1}{m_s} u - \frac{1}{m_{sm}} [-k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4) - c_{sky}x_2] \quad (27)$$

با توجه به موارد مطروحه در قبل داریم:

$$u = u_{eq} + u_n \quad (28)$$

$$u_{eq} = \frac{m_s}{m_{sm}} [-k_s(x_1 - x_3) - c_s(x_2 - x_4) - c_{sky}x_2] - m_s K \sigma \quad (29)$$

در فرمول (۲۹) پارامتر K بزرگ تر از صفر است. بدین ترتیب معادله (۲۷) را می توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{\sigma} = \frac{1}{m_s} e - K \sigma + \frac{1}{m_s} u_n \quad (30)$$

حال چنانچه \hat{e} تخمینی از نامعینی های سیستم باشد، می توان این طور فرض کرد که:

$$u_n = -\hat{e} \quad (31)$$

با این حساب معادله (۳۰) به صورت زیر بیان می شود:

$$\dot{\sigma} = -K \sigma + \frac{1}{m_s} e - \frac{1}{m_s} \hat{e} \quad (32)$$

در ادامه با جایگذاری خطای تخمین ($\tilde{e} = e - \hat{e}$) در معادله (۳۲) خواهیم داشت:

$$\dot{\sigma} = -K \sigma + \frac{1}{m_s} \tilde{e} \quad (33)$$

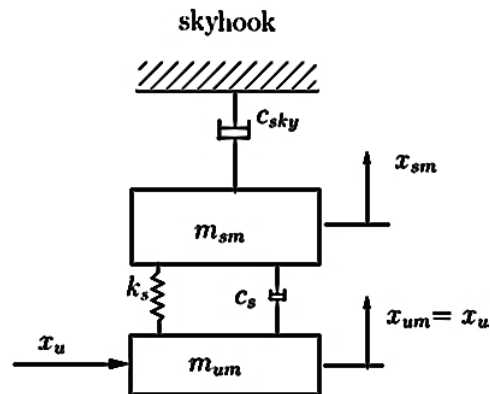
استفاده می شود. با فرض اینکه ضریب سفتی تایر در حدود ده برابر ضریب سفتی فنر سیستم تعلیق است، می توان تقریب مناسبی از ورودی جاده توسط جابه جایی جرم معلق به دست آورد [۱۹]. از این رو معادلات حرکتی مدل اسکای هوک نشان داده شده در شکل ۲ را می توان به صورت زیر نمایش داد [۱۱ و ۱۲].

$$m_{sm} \ddot{x}_{sm} = -k_s(x_{sm} - x_{um}) - c_s(\dot{x}_{sm} - \dot{x}_{um}) - c_{sky} \dot{x}_{sm} \quad (21)$$

$$x_{um} = x_u = x_3 \quad (22)$$

$$m_{sm} \ddot{x}_{sm} = -k_s(x_{sm} - x_3) - c_s(\dot{x}_{sm} - \dot{x}_4) - c_{sky} \dot{x}_{sm} \quad (23)$$

که در روابط (۲۱) تا (۲۳)، $k_s, c_s, m_{um}, m_{sm}, c_{sky}$ و x_{sm} به ترتیب بیانگر ضریب دمپر خطی اسکای هوک، جرم معلق، جرم غیرمعلق، ضریب سفتی فنر خطی، ضریب مستهلک کننده خطی، جابه جایی عمودی جرم معلق نسبت به موقعیت ایستا و جابه جایی عمودی جرم غیرمعلق نسبت به موقعیت ایستا در مدل مرجع اسکای هوک هستند.



شکل (۲): مدل مرجع اسکای هوک [۱۱ و ۱۲].

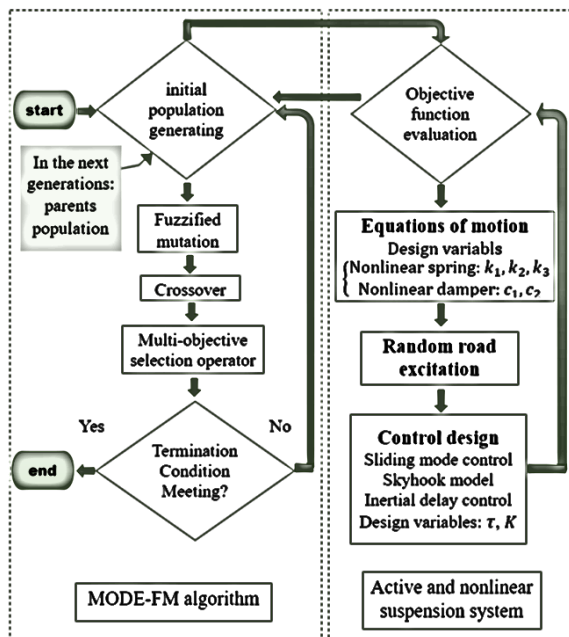
۲-۵- سطح لغزش و طراحی کنترلی

طراحی مدل ارائه شده برای کنترلر مدل لغزشی به صورتی است که با آغاز لغزش، سیستم از مدل مرجع اسکای هوک پیروی می کند و این امر منجر به مدل سازی کنترلر می شود [۱۱ و ۱۲].

در نتیجه برای گزینش سطح لغزش داریم:

$$\sigma = x_2 + \dot{z}, z(0) = -x_2(0) \quad (24)$$

شتاب عمودی جرم معلق (\ddot{X}_s) (نمایانگر راحتی سرنشین) و جابجایی (عمودی) نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق (ΔX) (نمایانگر فرمان‌پذیری خودرو) انجام‌شده است (لازم به توضیح است که منظور از توابع هدف، قدرمطلق مساحت زیر نمودار برحسب زمان معیارهای ذکرشده است). ضمناً، متغیرهای طراحی شامل ضرایب غیرخطی فنر سیستم تعلیق k_i ($i = 1, 2, 3$) ضرایب غیرخطی دمپر سیستم تعلیق c_i ($i = 1, 2, 3$) و ضرایب اثرگذار در مدل‌سازی کنترلر (τ و k) هستند. توجه به این نکته ضروری است که برای نیروی کنترلی حد اشباعی به اندازه $1000N$ (یا $-1000N$) در نظر گرفته شده است. برای امر بهینه‌یابی جمعیت اولیه‌ای به اندازه ۸۰ عضو به تعداد تکرار ۲۴۰ نسل و احتمال پیوند ۰/۵ در نظر گرفته شده است. ضمناً، اندازه پارامترهای ثابت و حدود بالا و پایین متغیرهای طراحی در جدول ۳ ارائه شده‌اند.



شکل (۳): فلوچارت روش پیشنهادی.

نتایج حاصل از بهینه‌یابی برای ترکیب سه کلاس جاده‌ای مختلف A، B و C در شکل ۴ نشان داده شده‌اند. چنان‌که در جبهه پارتوی مزبور مشهود است، تعدادی نقطه غیر برتر وجود دارند که طراح بسته به نیاز خود می‌تواند از هرکدام از آنها استفاده کند. ضمناً در منحنی پارتوی مذکور بهبود در عملکرد هرکدام از توابع هدف موجب تضعیف دیگری می‌شود و بالعکس. در شکل موردبحث نقطه A_1 نشانگر کمترین شتاب

باید توجه داشت که در کنترل تأخیری اینرسی دار (IDC)، از اطلاعات مربوط به گذشته نزدیک سیستم برای تخمین نامعینی بهره گرفته می‌شود. سپس مخالف آن در طراحی کنترلی برای رفع تأثیر نامعینی‌ها استفاده می‌شود:

$$\dot{e} = G_f(s)e \quad (34)$$

در معادله (۳۴)، $G_f(s)$ فیلتر مرتبه اول است که به صورت زیر نشان داده می‌شود:

$$G_f(s) = \frac{1}{1 + \tau s} \quad (35)$$

در معادله (۳۵)، τ ثابتی بزرگ‌تر از صفر با مقدار کم است.

معادله (۳۲) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$e = m_s(\dot{\sigma} + K\sigma) + \hat{e} \quad (36)$$

با وارد کردن رابطه (۳۴) در (۳۶)، خواهیم داشت:

$$\dot{e} = m_s(\dot{\sigma} + K\sigma)G_f(s) + \hat{e}G_f(s) \quad (37)$$

حال می‌توان به جای \hat{e} در رابطه (۳۶) از (۳۷) استفاده کرد:

$$\tau \dot{e} + \hat{e} = m_s(\dot{\sigma} + K\sigma) + \hat{e} \quad (38)$$

با حذف \hat{e} از طرفین معادله (۳۸) و انتگرال‌گیری از نتیجه حاصل، داریم:

$$\hat{e} = \frac{m_s}{\tau}\sigma + \frac{m_s K}{\tau} \int_0^t \sigma dt \quad (39)$$

ضمناً با در نظر گرفتن معادلات (۳۴) و (۳۵)، خطای تخمین به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{\tilde{e}} = -\frac{1}{\tau}\tilde{e} + \dot{e} \quad (40)$$

اگر $\dot{\tilde{e}} = 0$ ، در این صورت، خطای تخمین به‌طور مجانبی به صفر نزدیک می‌شود و در غیر این حالت در نهایت کران‌دار خواهد شد [۱۱ و ۱۲]. لازم به ذکر است که فلوچارت روش پیشنهادی در شکل ۳ نشان داده شده است.

۳- نتایج بهینه‌یابی دوهدفی مدل غیرخطی و فعال خودروی دو درجه آزادی با بهره‌گیری از الگوریتم MODE-FM برای سه کلاس مختلف جاده

در این بخش بهینه‌یابی دوهدفی مدل ارتعاشی غیرخطی و فعال خودرو با لحاظ روش کنترلی ذکرشده در قبل با استفاده از الگوریتم MODE-FM [۱۹] و با در نظر گرفتن توابع هدف

جاده‌ای مزبور هستند، مواجه شدند (به‌اختصار و به‌اصطلاح مورد‌استفاده در کار حاضر: نوع جاده متغیر-سرعت ثابت). در نهایت و در تست چهارم، طراحی‌های پیشنهادی با سرعت متغیر (به شکلی که در تست دوم شرح داده شد) با دو هزار جاده متغیر (به‌نحوی که در تست سوم توضیح داده شد) مواجه شدند (به‌اختصار و به‌اصطلاح مورد‌استفاده در کار حاضر: نوع جاده متغیر-سرعت متغیر).

نتایج حاصل از تست‌های سوم و چهارم برای هر دو تابع هدف (اندازه کمینه و بیشینه تابع هدف مذکور برای هر کدام از دو هزار جاده) مربوط به هر سه طراحی در اشکال ۵ تا ۱۲ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که در اشکال مذکور به‌راحتی می‌توان دید، عملکرد خودروی مربوط به طراحی C_1 از دو طراحی پیشنهادی دیگر (E و F) بهتر است. ضمناً، به‌منظور دستیابی به مقایسه بهتر، میانگین و انحراف معیار هر کدام از دو تابع هدف حاصل از هر چهار تست مختلف مربوط به هر سه طراحی مذکور در جداول ۶ تا ۹ ارائه شده‌اند. همان‌طور که در جداول مذکور می‌توان دید، نتایج حاصل از C_1 در ۷۵٪ موارد بهتر از دو طراحی دیگر است و این امر مؤید برتری نتایج کار حاصل است.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، از الگوریتم MODE-FM برای طراحی بهینه دوهدفی مدل ارتعاشی غیرخطی و فعال یک‌چهارم خودرو با در نظر گرفتن مؤلفه‌های غیرخطی و اثر ناهم‌واری‌های جاده استفاده شده است. بدین منظور تلفیق روش‌های کنترل مدل‌غزشی، اسکای‌هوک و کنترل تأخیری اینرسی‌دار برای مدل‌سازی کنترلر سیستم تعلیق غیرخطی تحت ترکیب سه نوع پروفایل تصادفی مختلف جاده‌ای شامل کلاس‌های A، B و C به کار گرفته شده است. دو تابع هدف متضادی که برای طراحی بهینه خودروی مذکور انتخاب شدند عبارت‌اند از شتاب عمودی جرم‌معلق و جابه‌جایی (عمودی) بین جرم معلق و غیرمعلق. ضمناً برای نیروی کنترلی حد اشباع در نظر گرفته شد. همچنین نشان داده شد که بهینه‌یابی دوهدفی تعداد قابل‌اعتنایی نقطه بهینه در اختیار طراح می‌گذارد که طراح منطبق بر خواسته خود، می‌تواند از آن‌ها بهره بگیرد. لازم به توضیح است که توانمندی طراحی پیشنهادی، در

عمودی جرم معلق و نقطه B_1 نمایانگر کمترین جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق هستند.

برای به دست آوردن نقطه مصالحه طراحی از دید هر دو تابع هدف، تمامی مقادیر توابع هدف نقاط غیر برتر به بازه صفر تا یک نگاشت شدند، از این‌رو نقطه‌ای که کمترین فاصله اقلیدسی توابع هدف نگاشت شده تا مبدأ را دارا بود، نقطه بهینه مصالحه از دید هر دو تابع هدف می‌باشد که در اینجا C_1 نامیده شده است. همچنین به‌روشنی قابل‌مشاهده است که نقاط ارائه‌شده در [۱۱ و ۱۲] در قسمت بالا/راست منحنی پارتو قرار دارند و این نکته حاکی از برتری نتایج حاصل از پژوهش فعلی است. اطلاعات مربوط به نقاط بهینه ارائه‌شده در کار حاضر و نقاط E [۱۱] و F [۱۲] در جداول ۴ و ۵ ارائه شده‌اند.

۴- بررسی عملکرد طراحی‌های پیشنهادی در مواجهه با جاده‌های تصادفی مختلف

برای سنجش توانمندی نقطه مصالحه پیشنهادی در بخش قبل (C_1)، خودروهای طراحی‌شده حاصل از نقطه مزبور و نقاط ارائه‌شده در [۱۱ و ۱۲]، تحت چهار نوع تست دو هزار جاده‌ای مختلف قرار گرفته‌اند. در تست اول هر کدام از سه طراحی مذکور با سرعت ثابت 20 m/s تحت دو هزار جاده تصادفی مختلف از کلاس‌های مختلف A، B و C به‌صورت مجزا قرار گرفتند، یعنی به‌طور مثال طراحی مربوط به نقطه C_1 ابتدا با دو هزار جاده تصادفی از کلاس A و سپس کلاس B و در انتها کلاس C مواجه شد. در ادامه، همین روند برای نقاط طراحی E و F تکرار شد (به‌اختصار و به‌اصطلاح مورد‌استفاده در کار حاضر: نوع جاده ثابت-سرعت ثابت). در ادامه، طراحی‌های مورد‌بحث، تحت تست دوم قرار گرفتند که فرایند آن مشابه با تست اول است، با این تفاوت که طراحی‌های مذکور به‌جای سرعت ثابت، با سرعت متغیر بین 5 m/s تا 30 m/s با ناهم‌واری‌های مذکور مواجه شدند. در واقع برای هر کدام از دو هزار جاده مزبور به‌صورت تصادفی سرعتی در بازه ذکر شده اختصاص داده شد (به‌اختصار و به‌اصطلاح مورد‌استفاده در کار حاضر: نوع جاده ثابت-سرعت متغیر). در تست سوم طراحی‌های پیشنهادی با سرعت ثابت 20 m/s با دو هزار جاده تصادفی که ترکیبی تصادفی از هر سه کلاس

چسبندگی تایر به جاده تابع هدفی (مثل سرعت عمودی تایر) در نظر گرفت و یا طراحی بهینه مکانیسم عملکردی عملگر را مدنظر قرار داد. به علاوه می‌توان با الهام از راهکار ارائه شده در این مقاله، روش‌های مناسبی برای طراحی بهینه مدل یک‌دوم و کامل خودرو ارائه کرد.

تست‌های مختلف جاده‌ای موردسنجش قرار گرفت. مقایسه نتایج کار حاضر با تحقیقات پیشین مؤید برتری کار حاضر است. ضمناً به منظور ادامه تحقیق فعلی پیشنهاد می‌شود که برای تخمین نامعینی‌ها در کنترل تأخیری اینرسی‌دار از فیلتر مرتبه دوم استفاده شود. همچنین می‌توان برای بررسی

جدول (۳): اندازه مقادیر ثابت و کران‌های بالا و پایین متغیرهای طراحی [۱۱ و ۱۲].

τ	k	g	c_{sky}	c_s	k_s	m_{sm}	c_2	c_1	k_t	k_3	k_2	k_1	m_u	m_s	
(s)	(N/m)	(m/s ²)	(Ns/m)	(Ns/m)	(N/m ²)	(kg)	(Ns ² /m ²)	Ns/m	(MN/m ²)	(MN/m ³)	(MN/m ²)	(MN/m)	(kg)	(kg)	
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	✓	✓	مقادیر ثابت سیستم تعلیق
-	-	-	✓	✓	✓	✓	-	-	-	-	-	-	-	-	مقادیر ثابت مدل اسکای- هوک
✓	✓	-	-	-	-	-	✓	✓	-	✓	✓	✓	-	-	متغیرهای طراحی
-	-	۹/۸۱	۳۰۰۰۰	۱۸۶۰	۱۵۰۰۰	۲۴۰	-	-	۰/۱۵	-	-	-	۵۰	۲۴۰	مقادیر ثابت
۰	۰	-	-	-	-	-	۱۰۰	۵۰۰	-	۲	-۰/۱	۰/۰۱	-	-	کران بالا
۱	۱۰۰۰	-	-	-	-	-	۱۵۰۰	۲۰۰۰	-	۵	-۰/۰۵	۰/۰۲	-	-	کران پایین

جدول (۴): اطلاعات مربوط به مقادیر متغیرهای طراحی نقاط بهینه ارائه شده در کار حاضر و نقاط ارائه شده در [۱۱ و ۱۲].

$\tau(s)$	K	c_2 (Ns/m ²)	c_1 (Ns/m)	k_3 (N/m ³)	k_2 (N/m ²)	k_1 (N/m)	
۰/۰۴۱۷۹۵	۵۶۴/۱۹۵۷	۱۲۰/۹۸۶۴	۱۲۱۳/۵۱۹	۳۱۶۴۶۹۵	-۸۵۴۵۷	۱۵۲۸۶/۲۴	A ₁
۰/۲۵۲۹۸۵	۸۷۱/۲۹۵۲	۴۳۱/۸۳۹۶	۱۳۵۷/۶۳۶	۳۳۰۵۹۰۳	-۷۵۴۴۶	۱۷۲۹۴/۸۲	B ₁
۰/۰۴۷۱۸۵	۵۶۷/۶۰۸۸	۷۸۹/۰۳۵۳	۱۰۶۲/۴۹۲	۲۹۳۰۱۱۷	-۷۳۲۸۲/۶	۱۵۱۲۰/۱۹	C ₁
۰/۰۱	۲۰۰	۵۲۴/۲۸	۱۳۸۵/۴	۳۱۷۰۴۰۰	-۷۳۶۹۶	۱۲۳۹۴	E [۱۱]
۰/۰۵۴۸۳۴	۱۸/۲۴۱۲۳	۵۲۴/۲۸	۱۳۸۵/۴	۳۱۷۰۴۰۰	-۷۳۶۹۶	۱۲۳۹۴	F [۱۲]

جدول (۵): مقادیر مربوط به اندازه توابع هدف نقاط بهینه ارائه شده در کار حاضر و نقاط ارائه شده در [۱۱ و ۱۲].

Δx	\ddot{x}_s	
۰/۱۷۷۲۳۹	۳/۶۷۱۷۹۸	A ₁
۰/۱۰۱۶۰۷	۸/۸۵۵۰۴۵	B ₁
۰/۱۴۰۳۴۵	۴/۶۷۸۶۱۵	C ₁
۰/۲۳۲۷۲۹	۹/۷۰۹۴۰۱	E [۱۱]
۰/۲۸۴۵۰۰	۴/۱۱۰۵۰۸	F [۱۲]

جدول (۶): مقایسه میانگین و انحراف معیار \dot{x}_s و Δx برای نقاط C_1 ، E [۱۱] و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده ثابت-سرعت ثابت.

نقاط پیشنهادی	C_1 \dot{x}_s	F [۱۲]			E [۱۱]		
		Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s
جاده نوع A	میانگین	۳/۳۷۷۶۷۷	۰/۲۳۶۸۶۶	۵/۲۸۵۸۶۸	۰/۲۶۰۷۴۴	۳/۷۵۱۱۳۹	۰/۲۸۲۱۵۱
	انحراف معیار	۲/۱۱۷۰۱۸	۰/۱۴۷۵۵۹	۴/۲۷۸۴۴۵	۰/۱۶۹۲۰۵	۳/۲۱۰۳۷۵	۰/۱۷۴۸۳۱
جاده نوع B	میانگین	۳/۱۹۸۱۹۵	۰/۳۱۹۸۹۴	۴/۱۶۵۸۸۵	۰/۳۲۷۰۰۶	۳/۸۷۵۴۷۷	۰/۳۸۴۶۷۸
	انحراف معیار	۲/۳۵۳۷۱۵	۰/۰۴۰۲۳۷	۳/۶۰۹۷۵۶	۰/۰۹۹۹۲۰	۴/۵۱۹۵۵۸	۰/۰۴۰۵۱۸
جاده نوع C	میانگین	۱/۲۱۴۰۳۳	۰/۴۲۴۸۶۹	۱/۲۳۶۹۰۲	۰/۴۲۴۷۱۵	۲/۰۹۹۰۴۴	۰/۴۳۰۲۶۳
	انحراف معیار	۰/۹۵۶۱۱۹	۰/۰۲۱۷۷۶	۰/۹۵۶۴۴۴	۰/۰۲۱۸۴۹	۲/۷۸۰۰۶۶	۰/۰۱۳۸۴۴

جدول (۷): مقایسه میانگین و انحراف معیار \dot{x}_s و Δx برای نقاط C_1 ، E [۱۱] و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده ثابت-سرعت متغیر.

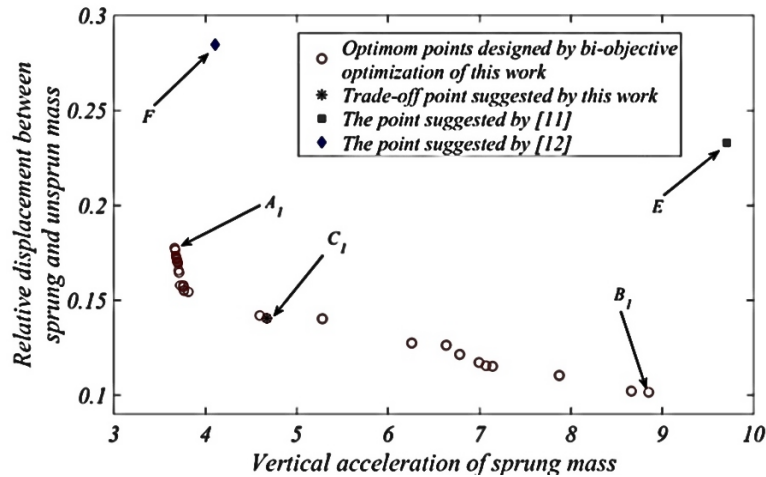
نقاط پیشنهادی	C_1 \dot{x}_s	F [۱۲]			E [۱۱]		
		Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s
جاده نوع A	میانگین	۴/۷۵۵۹۴۴	۰/۰۴۲۲۰۳	۹/۲۵۵۶۳۹	۰/۰۵۵۹۶۵	۴/۸۳۱۷۲۹	۰/۰۵۳۷۳۲
	انحراف معیار	۰/۶۴۰۵۹۱	۰/۰۰۹۳۴۴	۱/۵۳۷۴۴۵	۰/۰۳۰۲۶۷	۱/۱۱۲۷۷۱	۰/۰۵۳۲۷۲
جاده نوع B	میانگین	۳/۷۴۶۵۵	۰/۳۰۲۲۹۹	۴/۷۰۹۵۹۶	۰/۰۴۱۸۹۴	۴/۳۱۱۳۵۷	۰/۳۶۹۸۷۶
	انحراف معیار	۲/۶۱۴۵۸	۰/۰۷۰۲۴۲	۰/۶۴۸۵۵۰	۰/۰۱۱۸۳۲	۴/۶۶۷۰۹۴	۰/۰۶۰۵۸۸
جاده نوع C	میانگین	۲/۱۴۰۵۰۳	۰/۳۶۹۸۵۲	۴/۷۰۹۵۹۶	۰/۰۴۱۸۹۴	۲/۱۶۴۴۲۶	۰/۴۲۷۶۷۸
	انحراف معیار	۲/۳۲۸۲۷	۰/۰۱۷۵۲۵	۰/۶۴۸۵۵۰	۰/۰۱۱۸۳۲	۳/۷۶۸۷۴۵	۰/۰۱۸۳۹۶

جدول (۸): مقایسه میانگین و انحراف معیار \dot{x}_s و Δx برای نقاط C_1 ، E [۱۱] و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر-سرعت ثابت.

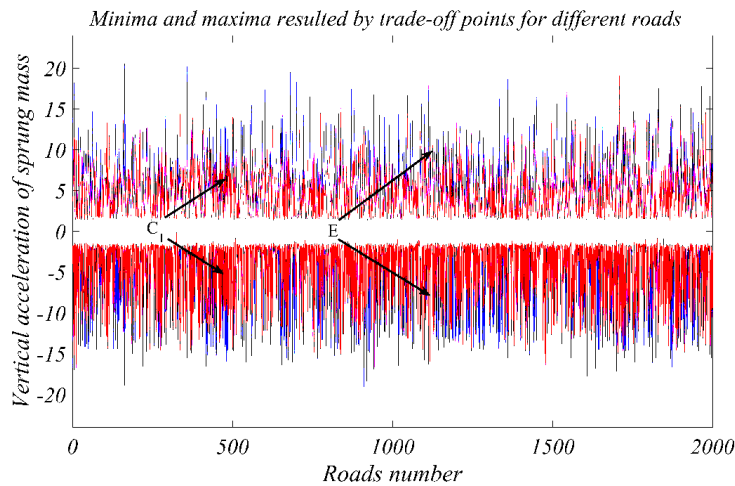
نقاط پیشنهادی	C_1 \dot{x}_s	F [۱۲]			E [۱۱]		
		Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s
میانگین	۳/۳۷۷۶۷۷	۰/۲۳۶۸۶۶	۵/۲۸۵۸۶۸	۰/۲۶۰۷۴۴	۳/۷۵۱۱۳۹	۰/۲۸۲۱۵۱	
انحراف معیار	۲/۱۱۷۰۱۸	۰/۱۴۷۵۵۹	۴/۲۷۸۴۴۵	۰/۱۶۹۲۰۵	۳/۲۱۰۳۷۵	۰/۱۷۴۸۳۱	

جدول (۹): مقایسه میانگین و انحراف معیار \dot{x}_s و Δx برای نقاط C_1 ، E [۱۱] و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر-سرعت متغیر.

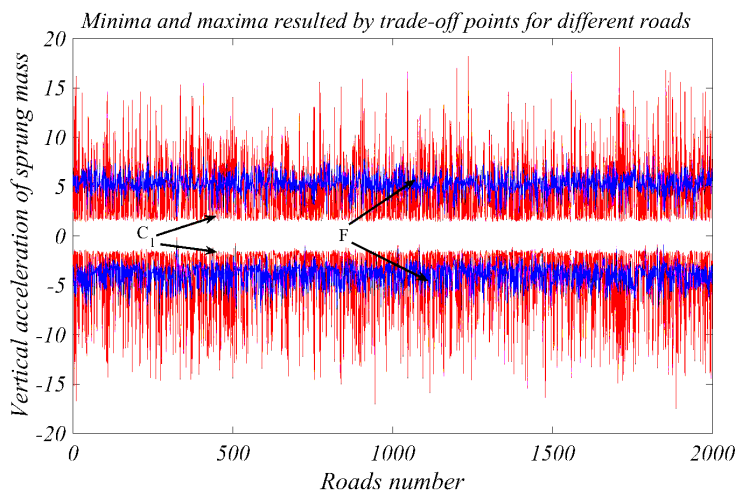
نقاط پیشنهادی	C_1 \dot{x}_s	F [۱۲]			E [۱۱]		
		Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s	Δx	\dot{x}_s
میانگین	۳/۴۲۱۵۷۸	۰/۲۳۵۸۱۵	۵/۲۷۹۸۶۰	۰/۲۵۵۶۰۶	۳/۹۲۰۴۸۹	۰/۲۸۵۱۸۳	
انحراف معیار	۲/۲۱۰۴۲۸	۰/۱۴۵۶۹۹	۴/۱۸۶۷۱۴	۰/۱۶۸۰۶۴	۳/۵۸۳۸۵۱	۰/۱۷۱۳۴۹	



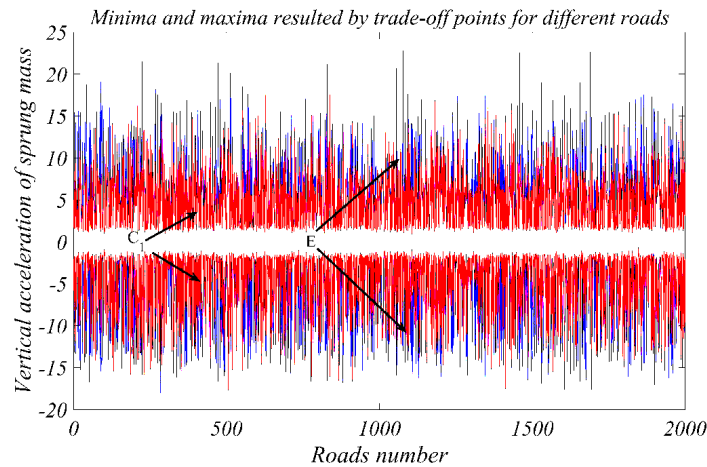
شکل (۴): منحنی پارتوی دوهدفی شتاب عمودی جرم معلق و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق.



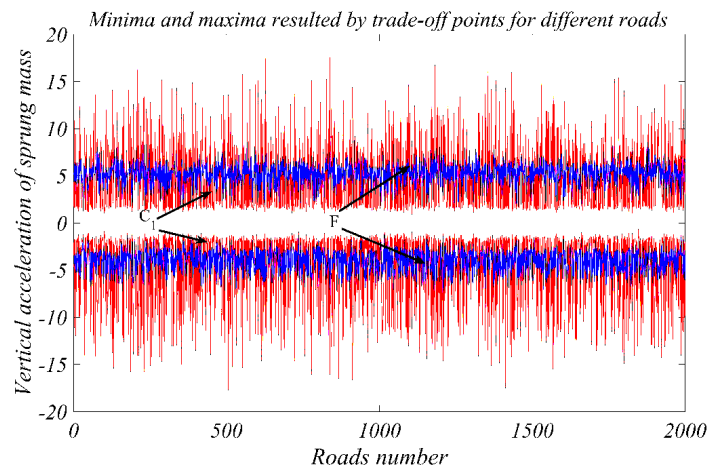
شکل (۵): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی جرم معلق حاصل از نقاط طراحی C_1 و E [۱۱] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر- سرعت ثابت.



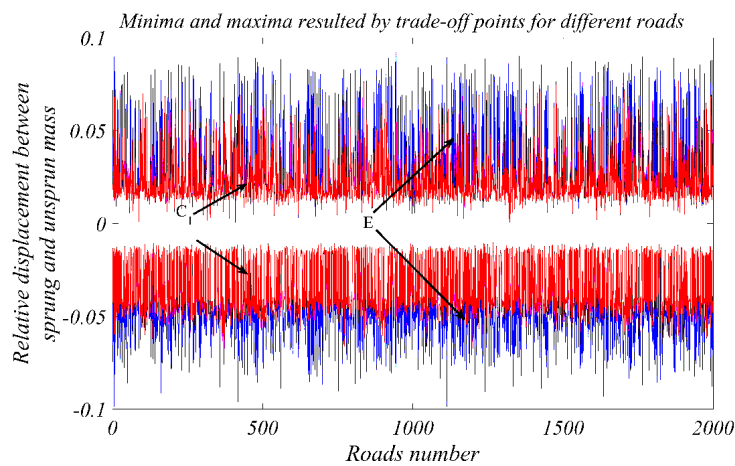
شکل (۶): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی جرم معلق حاصل از نقاط طراحی F و C_1 [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر- سرعت ثابت.



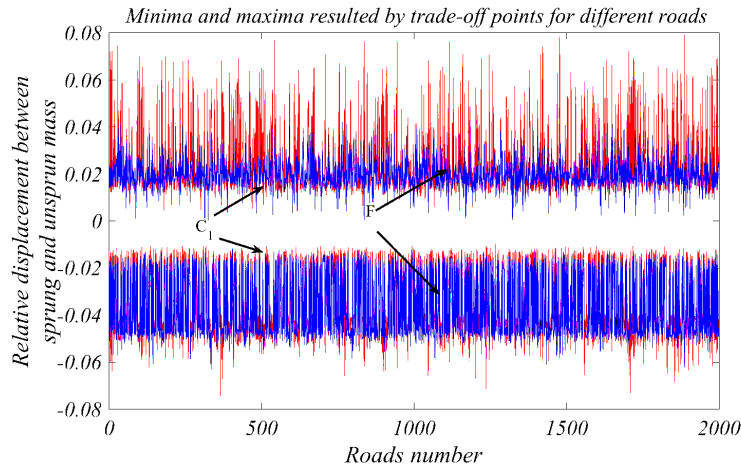
شکل (۷): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی جرم معلق حاصل از نقاط طراحی E و C_1 [۱۱] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر - سرعت متغیر.



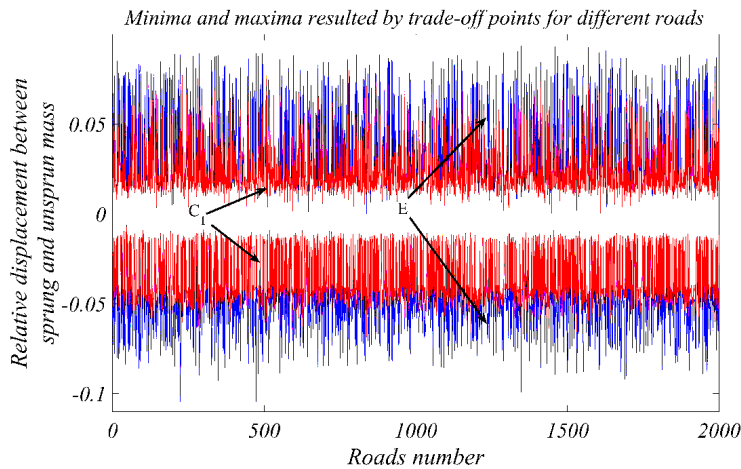
شکل (۸): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی جرم معلق حاصل از نقاط طراحی F و C_1 [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر - سرعت متغیر.



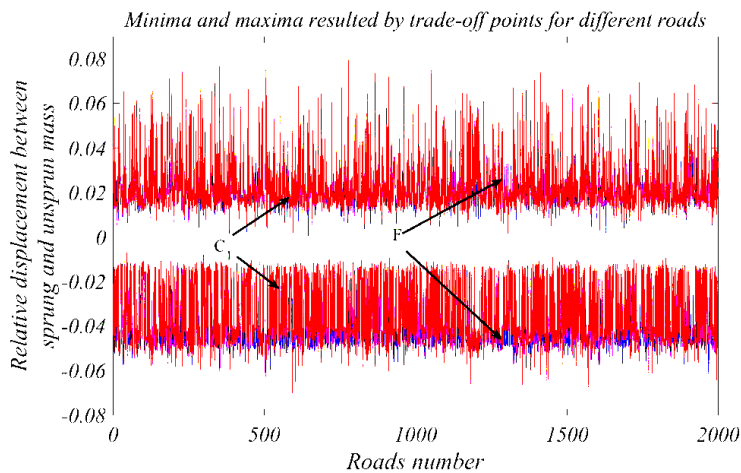
شکل (۹): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابجایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق حاصل از نقاط طراحی E و C_1 [۱۱] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر - سرعت ثابت.



شکل (۱۰): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابجایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق حاصل از نقاط طراحی C_1 و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر-سرعت ثابت.



شکل (۱۱): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابجایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق حاصل از نقاط طراحی C_1 و E [۱۱] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر-سرعت متغیر.



شکل (۱۲): مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابجایی نسبی بین جرم معلق و غیرمعلق حاصل از نقاط طراحی C_1 و F [۱۲] در مواجهه با دو هزار جاده تصادفی نوع جاده متغیر-سرعت متغیر.

Automobile Engineering. 2013; 227(5):675-90. DOI 10.1177/0954407012462953.

[12] Salehpour M, Jamali A, Bagheri A, Nariman-Zadeh N. Optimum sliding mode controller design based on skyhook model for nonlinear vehicle vibration model. *Automotive Science and Engineering*. 2017;7(4):2537-50. DOI 10.22068/ijae.7.4.2537.

[13] Kitayama S, Arakawa M, Yamazaki K. Differential evolution as the global optimization technique and its application to structural optimization, *Applied Soft Computing*. 2011; 11(4): 3792–803. DOI 10.1016/j.asoc.2011.02.012.

[14] Srinivas N, Deb K. Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms. *Evolutionary Computation*. 1994;2(3):221–48. DOI 10.1162/evco.1994.2.3.221.

[15] Toffolo A, Benini E. Genetic Diversity as an Objective in Multi-Objective Evolutionary Algorithms. *Evolutionary Computation*. 2003; 11(2): 151-67.

[16] Guo L X, Zhang L P. Robust H_{∞} control of active vehicle suspension under nonstationary running. *Journal of Sound and Vibration*. 2012;331(26):5824–37. DOI 10.1162/106365603766646816.

[17] Kim C, Ro P I. A sliding mode controller for vehicle active suspension systems with nonlinearities. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 1998;212(20):79-92. DOI 10.1243/0954407981525812.

[18] Nariman-Zadeh N, Salehpour M, Jamali A, Haghgoo E. Pareto optimization of a five degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA). *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 2010;23(54):543–51. DOI 10.1016/j.engappai.2009.08.008.

[19] Jamali A, Rammohan Mallipeddi, Salehpour M, Bagheri A. Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzy inference-based adaptive mutation factor for Pareto optimum design of suspension system. *Swarm and Evolutionary Computation*. 2020; 54:100666. DOI 10.1016/j.swevo.2020.100666.

[20] Deb K, Pratap A, Agarwal S, Meyarivan T. A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA II, *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. (2002); 6(2): 182-97. DOI 10.1109/4235.996017.

۶- مراجع

[1] Bouazara mohamed, J.Richard marc. An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions. *European Journal of Mechanics - A/Solids*. 2001;20: 509-520. DOI 10.1016/S0997-7538(01)01138-X.

[2] Hać A, Youn I. Optimal semi-active suspension with preview based on a quarter car model. *Journal of Vibration and Acoustics*. 1992 ;114(1):84-92. DOI <https://www.mdpi.com/2079-9292/11/10/1657>.

[3] Fleps-Dezasse M, Brembeck M. LPV Control of Full-Vehicle Vertical Dynamics using Semi-Active Dampers. 2016; 49(11):432-39. DOI 10.1016/j.ifacol.016.08.064.

[4] Yildirim Ş. Vibration control of suspension systems using a proposed neural network, *Journal of Sound and Vibration*. (2004); 277(4-5):1059–69. DOI 10.1016/j.jsv.2003.09.057.

[5] Mendoza R, Nawarecki M, Sename O, Dugard L, M'Saad M. An optimal control approach for the design of an active suspension system. *IFAC Proceedings*. 1998; 3(1): 43-8.

[6] Sepehri B, Hemati A. Active Suspension vibration control using Linear H-Infinity and optimal control. *International Journal of Automotive Engineering*. 2014; 4: 805-11.

[7] Yagiz N, Hacıoglu Y. Backstepping control of a vehicle with active suspensions. *Control Engineering Practice*. 2008; 16(12): 1457-67. DOI 10.1016/j.conengprac.2008.04.003.

[8] D'Amato F, Viassolo D. Fuzzy control for active suspensions, *Mechatronics*. 2000; 10: 897-920. DOI 10.1016/S0957-4158(99)00079-3.

[9] Slotine J, Sliding controller design for nonlinear systems. *International Journal of Control*. 1984; 40(2):421-34. DOI 10.1080/00207178408933284.

[10] Yoshimura T, Isari Y, Li Q, Hino J. Active suspension of motor coaches using skyhook damper and fuzzy logic control. *Control Engineering Practice*. 1997; DOI 5(2):175-84. DOI 10.1016/S0967-0661(97)00224-4.

[11] Deshpande V, Shendge P, Phadke S. Active suspension systems for vehicles based on a sliding-mode controller in combination with inertial delay control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of*

- [30] Verros G, Natsiavas S, Papadimitriou C. Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation. *Journal of Vibration and Control*. 2005; 11:581-606. DOI 10.1177/1077546305052315.
- [31] International Standard, mechanical vibration-road surface profiles-reporting of measured data, is ISO8608:2016(E), ICS 17.160;93.080.10.
- [21] Jamali A, Salehpour M, Nariman-zadeh N. Robust Pareto active suspension design for vehicle vibration model with probabilistic uncertain parameters. *Multibody System Dynamics*. 2013; 30(3):265-85. DOI 10.1007/s11044-012-9337-4.
- [22] Mohammadmoradi S, Akbari A, Mirzaei M. Robust Model Predictive Control for Active Suspension System using Linear Matrix Inequalities. *Modares Mechanical Engineering* 2018; 17 (12) :183-192. DOI 20.1001.1.10275940.1396.17.12.48.0.
- [23] Ramezani Moghadam A, Kebriaei H. Design and stability analysis of optimal controller and observer for Itô stochastic model of active vehicle suspension system. *Journal of Control*. 2019;13(3):71-83. DOI 20.1001.1.20088345.1398.13.3.4.9.
- [24] Abdi B, Mirzaei M, Rafatnia S, Akbari Alvanagh A. Analytical Design of Constrained Nonlinear Optimal Controller for Vehicle Active Suspension System considering the Limitation of Hydraulic Actuator. *Journal of Control*. 2017;11(3):25-34. DOI 20.1001.1.20088345.1396.11.3.4.5
- [25] Ghorbany M, Ebrahimi-Nejad S, Mollajafari M. Global-guidance chaotic multi-objective particle swarm optimization method for pneumatic suspension handling and ride quality enhancement on the basis of a thermodynamic model of a full vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2023;0(0). doi:10.1177/09544070221148287. DOI 10.1177/09544070221148287.
- [26] Haiping Du, Nong Zhang. H_∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay. *Journal of Sound and Vibration* 2007; 301:236-52. DOI 10.1016/j.jsv.2006.09.022.
- [27] Liu G, Li Y, Nie X, Zheng H. A novel clustering-based differential evolution with 2 multi-parent crossovers for global optimization. *Applied Soft Computing*. 2012;12(2):663-81. DOI 10.1016/j.asoc.2011.09.020.
- [28] Zhang C, Chen J, Xin B. Distributed memetic differential evolution with the synergy of Lamarckian and Baldwinian learning. *Applied Soft Computing*. 2013;13(5):2947-59. DOI 10.1016/j.asoc.2012.02.028.
- [29] Deng W, Yang X, Zou L, Wang M, Liu Y, Li Y. An improved self-adaptive differential evolution algorithm and its application. *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*. 2013; 128:66-76. DOI 10.1016/j.chemolab.2013.07.004.



Bi-objective Optimization Design of Active and Nonlinear Vehicle Suspension System Under Combinatorial Random Road Profile

Mohammad Khoshsirat Salimi¹, Mohammad Salehpour^{2*}

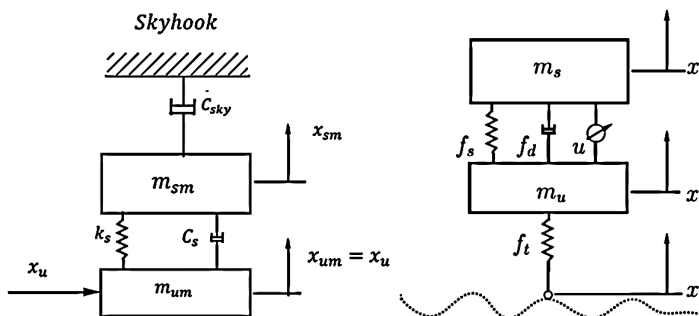
¹ M.Sc. Student, Department of mechanical Engineering, Bandar Anzali Branch, Islamic Azad University, Bandar Anzali, Iran

² Assistant Professor, Department of mechanical Engineering, Bandar Anzali Branch, Islamic Azad University, Bandar Anzali, Iran

HIGHLIGHTS

- Vehicle suspension design subject to road excitation using bi-objective optimization for achieving trade-off between ride comfort and road holding capability of vehicle
- Applying combinatorial road profile in the form of random excitation

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 3 September 2023

Received in revised form: 26 September 2023

Accepted: 16 October 2023

Available online: 16 October 2023

*Correspondence:

mohammad.salehpour@iau.ac.ir

How to cite this article:

M.K. Salimi, M. Salehpour. Bi-objective optimization design of active and nonlinear vehicle suspension system under combinatorial random road profile. Journal of Aerospace Mechanics. 2024; 20(1):89-105.

Keywords:

Active and nonlinear vehicle suspension system
MODE-FM algorithm
Bi-objective optimization
Pareto
Random road input

ABSTRACT

In this paper, effect of the different random road inputs in the form of combinatorial profile on the nonlinear and active quarter car model with two-degree of freedom has been analyzed. Bi-objective optimization processes using differential evolution algorithm with fuzzified mutation along with non-dominated sorting algorithm and crowding distance criterion have been carried out. Further, in current work, the hybrid usage of sliding mode control with skyhook and inertial delay control has been applied for modeling of the active suspension system with nonlinear parameters under the combination of three different random roads excitation, namely, class A, B and C. It is important to notice that the two objective functions which have been selected to be simultaneously optimized are, namely, vertical sprung mass acceleration and relative displacement between sprung mass and unsprung mass. The obtained results have been depicted in Pareto frontiers. Comparison of the results of this work with the ones in the literature has proved the superiority of methodology of this work. In fact, in 75% of outputs of application tests, the proposed design of this work has conquered the ones of previous works, and it shows the proper behavior of the suggested design of this work.

* Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Imam Hossein University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode>.