

## طراحی بهینه سیستم تعلیق خودرو با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی

محمد صالح پور\*

استادیار،  
گروه مهندسی مکانیک، واحد  
بندرانزلی، دانشگاه آزاد  
اسلامی، بندرانزلی، ایران

**چکیده:** در این مقاله بهینه یابی دو و هفت هدفی مدل ارتعاشی خطی و فعال خودروی پنج درجه آزادی توسط تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی دارای ضریب جهش فازی شده با الگوریتم جست و جوی نامغلوب و معیار فاصله ازدحامی (MODE - FM) انجام شده است و نتایج در قالب جبهه پارتو به نمایش درآمده اند. توابع هدفی که برای بررسی کارآمدی سیستم تعلیق در دستیابی توأمان به راحتی سرنشین و فرمان پذیری خودرو به کار رفته اند عبارتند از شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جا به جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جا به جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب. متغیرهای طراحی شامل ضرایب فنرها و مستهلک کننده های سیستم تعلیق و صندلی و ضرایب نیروی کنترلی به همراه فاصله صندلی از مرکز جرم معلق هستند که طراحی پیشنهادی مبتنی بر آنها ارائه می شود. ضمناً، ناهمواری جاده ای به صورت پروفایل تصادفی ایستا با زبری کلاس C طبق استاندارد ایزو ۸۶۰۸ به سیستم تعلیق وارد می شود. مقایسه نتایج با کارهای پیشین مؤید برتری کار حاضر است.

**واژه های راهنما:** الگوریتم MODE - FM، بهینه یابی چند هدفی، پارتو، سیستم تعلیق خطی و فعال خودرو، پروفایل تصادفی جاده

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۱۳

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۱۸

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۴

**Mohammad Salehpour\***Assistant Professor,  
Department of  
Mechanical  
Engineering,  
Bandar Anzali  
Branch, Islamic Azad  
University, Bandar  
Anzali, Iran

## Optimal design of vehicle suspension system using multi-objective differential algorithm

**Abstract:** In this paper, a multi-objective differential evolution with fuzzified mutation factor using the combination of non-dominated sorting and crowding distance criterion (MODE-FM) is used for Pareto optimization (in bi- and 7-objective spaces) of a 5-degree of freedom active and linear suspension vehicle model considering the seven conflicting functions simultaneously, under stationary random road profile. The significant conflicting objective functions that have been utilized here for assessing the applicability of the aforesaid suspension system reaching the compromise between ride comfort and road holding capability are, namely, vertical seat acceleration, vertical forward tire velocity, vertical rear tire velocity, relative displacement between sprung mass and forward tire, relative displacement between sprung mass and rear tire, forward control and rear control force. Further, the design variables include the coefficients of springs and dampers of suspension system and seat and coefficients of control force along with the seat position in relation to the center of mass of sprung mass in which the suggested design can be achieved. It should be noted that the road roughness used here is in class C based on the ISO 8608 standard. Comparison of the attained results of this work with those in the literature has proved the superiority of the results of this work.

**Keywords:** MODE - FM algorithm, Multi-objective optimization, Pareto, Linear and active suspension system, Random road profile

## ۱- مقدمه

متضاد هستند. در این روش‌ها جمعیتی از راه‌حل‌ها تولید می‌شوند که در صورت پخش‌شدگی خوب از گیر افتادن الگوریتم در بهینه‌های محلی ممانعت می‌کنند [۶]. مجموعه جواب‌های بهینه به دست آمده نسبت به هم غیربرتر بوده و در جبهه‌های پارتوی<sup>۷</sup> مربوطه ارائه می‌شوند [۷]. در واقع در بین منحنی‌های پارتو، اولین لایه دربرگیرنده بهترین جواب‌هاست. دو مورد حائز اهمیتی که لازم است در روش‌های بهینه‌یابی چندهدفی در نظر گرفته شوند عبارتند از [۸]:

۱- هدایت جست‌وجو به سمت پارتوی اصلی

۲- جلوگیری از همگرایی زودرس<sup>۸</sup> یا محافظت از تنوع جمعیت در ادامه تعدادی از کارهای پیشین در زمینه طراحی بهینه و کنترلی سیستم تعلیق، مرور می‌شوند.

گائو و همکاران با کمک روش مربعات خطی (LQ) طراحی بهینه یک سیستم فعال غیرخطی هیدرو-پنوماتیکی<sup>۹</sup> را انجام دادند [۹]. جورجیو و همکاران در تحقیقشان بهینه‌یابی پارتویی سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه‌فعال یک چهارم خودرو را توسط الگوریتم تکاملی مبتنی بر قوت پارتو<sup>۱۰</sup> (SPEA) انجام دادند [۱۰]. لویرو و همکاران در مقاله‌شان به منظور دستیابی به طراحی بهینه چندهدفی مقاوم سیستم تعلیق غیرفعال یک چهارم خودرو، از نسخه دوم الگوریتم ژنتیک چندهدفی با مرتب‌سازی نامغلوب<sup>۱۱</sup> (NSGA-II) [۱۱] برای رسیدن به مصالحه بین راحتی و فرمان‌پذیری استفاده کردند [۱۲]. نریمان‌زاده و همکاران طراحی بهینه پارتویی مدل ارتعاشی غیرفعال و خطی یک‌دوم خودرو را با استفاده از الگوریتم چندهدفی ژنتیکی متنوع-یکنواخت (MUGA)<sup>۱۲</sup> در فضاهای دو و پنج هدفی انجام دادند. برای به دست آوردن نقطه مصالحه طراحی از منظر همه توابع هدف، مقدار توابع هزینه هر نقطه طراحی به بازه صفر تا یک نگاشت شده و سپس تمام اندازه‌های مذکور با هم جمع شدند؛ راه‌حلی که دارای کمینه مقدار مزبور در مقیاسه با مابقی نقاط طراحی بود به عنوان نقطه مصالحه برگزیده شد [۱۳]. صالح‌پور و همکاران، با استفاده از روش MUGA طراحی بهینه چندهدفی سیستم تعلیق فعال و یک‌دوم خودرو را تحت ورودی دوگانه سینوسی در فضاهای دو و پنج هدفی ارائه کردند. در مقاله مورد بحث، نشان داده شد که جواب‌های پنج هدفی شامل دو هدفی

به دلیل وجود تحریکات جاده‌ای و انتقال ارتعاشات به مسافران خودرو، طراحی همواره در پی یافتن راه‌هایی بودند که اثرات مضر حاصل را کاهش دهند. در واقع از این رهگذر می‌توان اهمیت سیستم تعلیق را درک کرد. به بیان دیگر، سیستم تعلیق<sup>۱</sup> یکی از مهم‌ترین قسمت‌های خودرو است که بر راحتی سرنشینان و توانایی حفظ جاده<sup>۲</sup> خودرو<sup>۳</sup> تأثیر می‌گذارد [۱]. اما توجه به این نکته ضروری است که به‌طور معمول برقراری مصالحه<sup>۴</sup> بین معیار آسایش سرنشینان و توانایی حفظ جاده<sup>۴</sup> خودرو موضوع چالش‌برانگیزی برای پژوهشگران بوده است [۲]. [۳]. در نتیجه، سیستم تعلیقی مطلوب است که بتواند همراه با ایجاد راحتی برای سرنشینان، فرمان‌پذیری مناسبی را برای خودرو مهیا کند [۴].

به‌طور کلی سه نوع سیستم تعلیق وجود دارند که عبارتند از سیستم تعلیق غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال [۵]. سیستم‌های تعلیق غیرفعال با نصب فنر و دمپر به صورت موازی ایجاد می‌شوند؛ البته سوابق پژوهش‌های صورت گرفته در این زمینه مؤید این امر است که سیستم تعلیق مذکور در ایجاد مصالحه توأمان بین راحتی مسافر و فرمان‌پذیری خودرو کارآمد نیست، لذا برای ایجاد هم‌زمان معیارهای مزبور، می‌توان با کمک مستهلک‌کننده متغیر در سیستم تعلیق نیمه‌فعال تا حدی به نتیجه رسید [۱]. اما سیستم تعلیق فعال نیاز به یک منبع انرژی خارجی برای تأمین عملکرد عملگر<sup>۵</sup> دارد که به موازات سایر اجزای سیستم تعلیق نصب شده است؛ در واقع این نوع از سیستم تعلیق در مقیاسه با دو نوع دیگر در ایجاد توازن بین راحتی و فرمان‌پذیری عملکرد بهتری دارد [۱]، [۴]. تضاد ذکر شده بین معیارهای راحتی سرنشین و توانایی حفظ جاده<sup>۲</sup> خودرو (فرمان‌پذیری) نیاز به دستیابی به مصالحه را در طراحی سیستم تعلیق به شدت تقویت کرده است. بنابراین یکی از راهکارهای مناسب در این زمینه استفاده از روش‌های بهینه‌یابی فراابتکاری<sup>۶</sup> (علی‌الخصوص به صورت بهینه‌یابی چندهدفی) می‌باشد.

الگوریتم‌های بهینه‌یابی تکاملی از جمله روش‌های توانمند برای رسیدن به مصالحه در مسائل دارای چندین تابع هدف

<sup>9</sup> Diversity

<sup>1</sup> Linear quadratic (LQ) 0

<sup>1</sup> Hydro-pneumatic 1

<sup>1</sup> Strength Pareto Evolutionary Algorithm (SPEA)

<sup>1</sup> Non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA II)

<sup>1</sup> Multi-objective uniform diversity genetic algorithm

<sup>1</sup> Suspension system

<sup>2</sup> Ride comfort

<sup>3</sup> Road holding capability of vehicle

<sup>4</sup> Trade-off

<sup>5</sup> Actuator

<sup>6</sup> Metaheuristic

<sup>7</sup> Pareto fronts

<sup>8</sup> Premature convergence

جهش در تحلیل بهینه مسائل تک‌هدفی ارائه کردند. در ادامه، از الگوریتم پیشنهادی برای بهینه‌یابی تک‌هدفی سیستم تعلیق خطی و غیرفعال خودرو با پنج‌درجه آزادی تحت ورودی سینوسی دوگانه استفاده شد. در واقع در تحقیق مذکور معیارهای شتاب عمودی صندلی، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، سرعت عمودی تایر جلو و سرعت عمودی تایر عقب با ضرایب وزنی با یکدیگر جمع شدند و تابع هدف را شکل دادند. ضمناً، متغیرهای طراحی دربرگیرنده ضرایب سفتی فنر و دمپر تعلیق جلو و عقب و فاصله صندلی از مرکز جرم معلق بودند. در نتیجه پروسه بهینه‌یابی تک‌هدفی روی تابع هدف حاصل انجام شد و یک نقطه بهینه به دست آمد. مقایسه خروجی‌های الگوریتم با کارهای گذشته نشان‌دهنده عملکرد مطلوب روش مذکور بود [۲۱]. صالح پور و همکاران بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی غیرخطی و فعال یک‌چهارم خودرو را با ترکیب الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی و روش‌های کنترل مدلفزشی، اسکای‌هوک و کنترل تأخیری اینرسی دار<sup>۶</sup> انجام دادند [۲۲]. صالح پور و همکاران برای دستیابی به بهینه‌یابی چندهدفی مدل یک‌دوم غیرفعال خودرو تحت جاده تصادفی غیرایستا از الگوریتم چندهدفی تکامل تفاضلی استفاده کردند [۲۳]. پاپایانو و کولوه‌راس طراحی بهینه پارتویی مدل یک‌دوم خودرو با سیستم تعلیق نیمه‌فعال برای دستیابی به توازن مناسب بین راحتی مسافر و فرمان‌پذیری خودرو را انجام دادند [۲۴]. جمالی و همکاران با تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی دارای ضریب جهش فازی شده با الگوریتم جست‌وجوی نامغلوب<sup>۷</sup> [۱۱] و معیار فاصله ازدحامی<sup>۸</sup> [۱۱]، رویکرد جدیدی به نام الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده<sup>۹</sup> (MODE-FM) را ارائه کردند و از روش مزبور برای طراحی بهینه پارتویی مدل خطی و غیرفعال یک‌دوم خودرو با ورودی سینوسی دوگانه استفاده کردند. هرکدام از پنج معیاری که در [۲۱] توسط ضرایب وزنی با هم جمع شدند در این تحقیق به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفته شدند. متغیرهای طراحی بسان [۲۱] بوده و فرایندهای بهینه‌یابی در دو فضای دو و پنج‌هدفی انجام شدند. تعداد معتنابهی نقطه بهینه در این مقاله به دست آمد و نقطه مصالحه از منظر هر پنج تابع هدف پیشنهاد شد. ضمناً، نشان داده شد که جواب‌های دوتایی مرز پنج‌تایی را

نیز هستند و در واقع پاسخ‌های دو هدفی مرز طراحی منحنی پارتو را تشکیل می‌دهند. این نکته نشان‌دهنده صحت نتایج این تحقیق است [۱۴]. گوئو و ژانگ سیستم تعلیق مدل یک‌دوم خودرو را با مدنظر قرار دادن نامعینی و به‌کارگیری روش مقاوم  $H_{\infty}$  همراه با روش بهینه‌یابی نامساوی‌های ماتریسی خطی<sup>۱</sup> (LMI) تحت تحریک جاده تصادفی غیرایستا مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. در واقع وقتی خودرو با سرعت متغیر در حال حرکت است، پروفایل جاده براساس متغیر مسیر ایستا<sup>۲</sup> و در فضای زمان پروفایل جاده و پاسخ‌های ارتعاشی خودرو غیرایستا هستند. اما در صورتی که سرعت خودرو ثابت باشد، موارد مذکور در هر دو فضای متغیر مسیر و زمان ایستا هستند [۱۵]. جمالی و همکاران با تلفیق رویکرد شبیه‌سازی مونت‌کارلو و الگوریتم MUGA، بهینه‌یابی چندهدفی مقاوم مدل خطی، فعال و پنج‌درجه آزادی خودروی دارای پارامترهای نامعین را تحت ورودی دوگانه سینوسی در فضاهای دو و ده‌هدفی انجام دادند. مقایسه نتایج کارشان با تحقیقات پیشین مؤید عملکرد خوب طراحی حاصل بود [۱۶]. محمودآبادی و همکاران با استفاده از ترکیب روش‌های بهینه‌یابی الگوریتم تجمعی ذره و الگوریتم ژنتیک یک روش جدید ارائه کردند. الگوریتم پیشنهادی مذکور در هر دو فضای بهینه‌یابی تک و چندهدفی با به‌کارگیری برخی از توابع تست معروف تحت سنجش و مذاقه قرار گرفت. در ادامه، با استفاده از روش پیشنهادی، بهینه‌یابی دوهدفی مدل یک‌دوم خودرو صورت پذیرفت [۱۷]. جمالی و همکاران طراحی بهینه پارتویی مدل ارتعاشی خودروی پنج‌درجه آزادی تحت ورودی تصادفی جاده‌ای را توسط الگوریتم MUGA انجام دادند [۱۸]. درهمر و همکاران از ترکیب الگوریتم تجمعی ذره و روش برنامه‌ریزی مربعی متوالی<sup>۳</sup> برای بهینه‌یابی مدل هشت درجه آزادی ارتعاشی خودروی تحت ورودی تصادفی استفاده کردند [۱۹]. گادوی و همکاران در کارشان به مقایسه عملکرد الگوریتم‌های بهینه‌یابی NSGA-II، نسخه دوم الگوریتم تکاملی مبتنی بر قوت پارتو (SPEA-II) و نسخه دوم الگوریتم انتخاب مبتنی بر شکل-دهی پارتو<sup>۴</sup> (PESA-II) برای طراحی بهینه چندهدفی سیستم تعلیق غیرفعال یک‌دوم خودرو تحت ورودی سینوسی پرداختند [۲۰]. صالح پور و همکاران روشی مبتنی بر تلفیق الگوریتم تکامل تفاضلی و منطق فازی برای تنظیم پویای ضریب

<sup>6</sup> Inertial delay control

<sup>7</sup> Non-dominated sorting algorithm

<sup>8</sup> Crowding distance

<sup>9</sup> Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzified mutation (MODE-FM)

<sup>1</sup> Linear matrix inequalities (LMI)

<sup>2</sup> Non-stationary random road

<sup>3</sup> Stationary

<sup>4</sup> Sequential quadratic programming

<sup>5</sup> Pareto Envelope-based Selection Algorithm II (PESA II)

عملگر) برای افزایش راحتی سرنشین و الزامات کنترلی راندمان بالا برای سیستم تعلیق خودرو استفاده کردند. بدین منظور، آنها یک روش تحریک معادل خطی برای بهینه‌یابی پارامترهای کنترل تأخیر زمانی تحت تحریک‌های پیچیده ارائه کردند [۳۱]. زارع و همکاران در مقاله‌شان طراحی بهینه پارتویی سیستم تعلیق نیمه‌فعال شامل دمپر مغناطیسی<sup>۹</sup> را با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام دادند. برای این منظور از مدل دو درجه آزادی خودروی دارای ژنراتور الکترومغناطیسی (برای تأمین انرژی دمپر مزبور) استفاده کردند. نمایش پاسخ‌ها در دو فضای زمان و فرکانس نشانگر عملکرد خوب روش پیشنهادی بود [۳۲]. قربانی و همکاران در تحقیقشان طراحی بهینه‌ی سیستم ارتعاشی کامل خودرو شامل عملگر پنوماتیکی (براساس عملکرد ترمودینامیکی) با به‌کارگیری ترکیب تکنیک طراحی آنالیز حساسیت، بهینه‌یابی چندهدفی تجمعی ذرات<sup>۱۰</sup> (MOPSO) و دینامیک آشوب را انجام دادند. نتایج به‌دست آمده بیانگر بهبود قابل توجهی در معیارهای راحتی خودرو و توانایی حفظ جاده‌ی آن بود [۳۳].

در این مقاله، بهینه‌یابی دو و هفت‌هدفی سیستم تعلیق فعال خودروی پنج درجه آزادی در مواجهه با ناهمواری جاده با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده (MODE-FM) [۲۵] ارائه شده است. ناهمواری جاده به صورت تحریک تصادفی ایستا به مدل خودرو وارد می‌شود که به شکل مجموع سینوسی با پارامتر تغییر فاز تصادفی است [۳۴]. توابع هدف شامل شتاب عمودی صندلی، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب هستند. ضمناً، متغیرهای طراحی شامل ضرایب سیستم تعلیق و نیروی کنترلی به همراه فاصله صندلی از مرکز جرم معلق بوده و نمودارهای پارتوی حاصل در فضاهای دو و هفت‌هدفی نمایش داده شده‌اند. بنابراین در کار حاضر علاوه بر پنج تابع هدفی که در [۲۵]، [۲۶] به‌کار رفته‌اند، دو تابع هدف دیگر به نام‌های نیروهای کنترلی تعلیق جلو و عقب نیز مورد لحاظ قرار گرفته‌اند (بهینه‌یابی انجام شده در [۲۱] نیز تک‌هدفی بود)، بدین معنا که در تمام منابع [۲۱]، [۲۵]، [۲۶] به طراحی بهینه سیستم تعلیق غیرفعال پرداخته شده است و در کار حاضر سیستم تعلیق مورد بررسی فعال است.

تشکیل می‌دهند. [۲۵]. صالح‌پور و باقری، بهینه‌یابی پارتویی مدل یک‌دوم غیرخطی و غیرفعال خودرو را توسط الگوریتم MODE – FM تحت ورودی‌های مختلفی مثل تحریک دوگانه سینوسی، پروفایل تصادفی ایستا و تصادفی غیرایستا انجام دادند. پروفایل جاده مورد استفاده در این تحقیق، از [۱۵] برگرفته شده است که به صورت یک معادله دیفرانسیلی تصادفی است. لازم به ذکر است که توابع هدف مورد استفاده مثل [۲۵] بوده و متغیرهای طراحی شامل ضرایب غیرخطی فنر و دمپر تعلیق جلو و عقب همراه با فاصله صندلی از مرکز جرم معلق بودند. تعداد قابل توجهی پاسخ بهینه در این کار ارائه شد و نقطه بهینه‌ای که قابلیت ایجاد مصالحه بین پنج تابع هدف را داشت محاسبه شد. در عین حال، با به دست آمدن خروجی‌ها مشخص شد که پاسخ‌های پنج تایی شامل دو تایی نیز هستند. [۲۶]. با استفاده از الگوریتم بهینه‌یابی هریس‌هاوک<sup>۱</sup> طراحی بهینه چندهدفی سیستم ارتعاشی غیرفعال خودرو برای مدل‌های تعلیق مختلفی چون یک‌چهارم و یک‌دوم انجام شد [۲۷]. رائو گامپا و همکاران در کارشان از بهینه‌یابی چندهدفی ملخ<sup>۲</sup> (GOA) به‌منظور طراحی کنترل‌کننده‌ی تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر<sup>۳</sup> (P – I – D) برای مدل یک‌چهارم فعال خودرو تحت اغتشاشات جاده-ای به صورت دست‌انداز سینوسی استفاده کردند. مقایسه‌ی نتایج با سایر روهای بهینه‌یابی نشانگر عملکرد مناسب روش پیشنهادی این مقاله بود [۲۸]. برای بهینه‌یابی چندهدفی ماشین‌های سنگین حمل کالا<sup>۴</sup> روش جدیدی به نام الگوریتم ژنتیک تلفیقی<sup>۵</sup> برای سیستم‌های تعلیق غیرفعال و نیمه‌فعال به‌کار گرفته شد. مقایسه نتایج با کارهای گذشته مؤید عملکرد خوب روش پیشنهادی بود [۲۹]. غیب‌الهی و مسیح‌تهرانی در کارشان از ترکیب روش‌های NSGA – II و تکنیک برای ترتیب اولویت براساس شباهت به راه‌حل ایده‌آل<sup>۶</sup> (TOPSIS) برای بهینه‌یابی چندهدفی مدل کامیون (نیمه‌تریلر) با سیزده درجه آزادی با در نظر گرفتن دو تابع هدف جذر میانگین مربعات<sup>۷</sup> (RMS) شتاب (بیانگر راحتی مسافر) و جذر میانگین مربعات نیروی کنترلی (نشانگر مصرف انرژی کنترلی) استفاده کردند. در این راه، آنها کنترلر منطق فازی<sup>۸</sup> (FLC) روی صندلی سرنشین را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند [۳۰]. وو و همکاران در تحقیقشان از یک استراتژی کنترل تأخیر زمانی (و یک موتور خطی به‌عنوان

<sup>6</sup> Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS)

<sup>7</sup> Root mean square (RMS)

<sup>8</sup> Fuzzy logic controller (FLC)

<sup>9</sup> Magnetorheological damper

<sup>1</sup> Multi-objective particle swarm optimization (MOPSO)

<sup>1</sup> Harris Hawk Optimization (HHO)

<sup>2</sup> Grasshopper optimization algorithm (GOA)

<sup>3</sup> Proportional-integral-derivative (P-I-D)

<sup>4</sup> Heavy goods vehicle

<sup>5</sup> Hybrid GA

در شروع الگوریتم، جمعیت اولیه (در نسل‌های بعدی جمعیت والدین) بسان سایر تکنیک‌های بهینه‌یابی، به صورت کاملاً تصادفی ایجاد می‌شود. سپس دو عملگر جهش<sup>۵</sup> و پیوند<sup>۶</sup> بر آن به صورت تصادفی و البته به ترتیب، طبق معادلات (۵-۶) اعمال شده و موجب پدید آمدن جمعیت (به اصطلاح) فرزندان می‌شوند.

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

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

در فرموهای (۴-۵)  $x_{best}^G$ ,  $x_{r_1}^G$  ( $i = 1, 2$ ),  $F$ ,  $d$ ,  $G$ ,  $n$ ، شماره نسل، تعداد ترتیب نشان‌دهنده تعداد افراد جمعیت، شماره نسل، تعداد متغیرهای طراحی (بعد مسئله)، ضریب جهش، دو برداری که به صورت تصادفی انتخاب شده‌اند و برداری که از جبهه پارتوی اول نسل  $G-1$  به شکل تصادفی انتخاب شده است، می‌باشند.

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

در رابطه قبل،  $r_i$  مقداری است که از بازه  $[0, 1]$  به شکل تصادفی به دست آمده است. ضمناً،  $C_r$  بیانگر احتمال پیوند بوده و  $J_r$  برای اطمینان از برقراری  $u_i^G \neq x_i^G$ ، در رابطه مذکور مورد استفاده قرار گرفته است.

ترکیب جمعیت اولیه (والدین در نسل‌های بعدی) با جمعیت فرزندان (جمعیت حاصل از جهش و پیوند) با لحاظ دو گام در الگوریتم MODE-FM انجام می‌شود. در گام اول عملگر انتخاب چندهدفی براساس رابطه (۷) روی جمعیت تلفیقی اعمال می‌شود (با این فرض که  $a < b$  یعنی  $a$  بر  $b$  غالب است و  $a \simeq b$  یعنی بر هم نامغلوب‌اند). بنابراین داریم [۲۵]:

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

در گام دوم به منظور کاهش جمعیت که تعدادی بین  $n$  و  $n \lambda$  است، از ترکیب دو روش مرتب‌سازی نامغلوب و فاصله ازدحامی استفاده

ضمناً، نوع ورودی‌ای که اینجا مورد استفاده قرار گرفته است، برخلاف [۲۱]، [۲۵] تصادفی است. ضمناً، همان‌طور که ذکر شد، در منابع [۱۴]، [۱۶] از الگوریتم MUGA برای امر بهینه‌یابی خودروی تحت ورودی دوگانه‌ی سینوسی استفاده شده است، اما در کار حاضر الگوریتم بهینه‌یابی MODE-FM برای سیستم ارتعاشی تحت ورودی تصادفی به کار رفته است.

## ۲- الگوریتم تکامل تفاضلی چندهدفی با ضریب جهش فازی شده

در بهینه‌یابی مقصود دستیابی به مناسب‌ترین راه‌حل ممکن در میان پاسخ‌های موجود در مسئله است. تابع هدف به‌عنوان معیاری که با تغییر مقدار متغیرهای طراحی در آن، می‌توان به بررسی، مقایسه و در نهایت گزینش جواب بهینه در فرایند بهینه‌یابی پرداخت، تعریف می‌شود. البته انتخاب این تابع براساس خصوصیات مسئله صورت می‌گیرد. در بسیاری از موارد، در روند بهینه‌یابی چندین تابع هدف متضاد به صورت توأمان وجود دارند؛ این شکل از مسائل بهینه‌یابی را چندهدفی می‌نامند. در بهینه‌یابی چندهدفی، مقصود این است که بردار طراحی  $X^*$  به‌گونه‌ای به دست آید که ضمن برآورده شدن تمامی قیود، بهترین مقادیر برای بردار توابع هدف  $(F(X))$  حاصل شوند. در نتیجه برای بیان بهینه‌یابی چندهدفی از منظر ریاضیاتی داریم:

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

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

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

همان‌طور که در روابط قبل مشهود است، در معادله (۳)  $m$  قید نامساوی  $g_i(X)$  و  $p$  قید مساوی  $h_j(X)$  وجود دارند. بدون اینکه بر عمومیت مسئله خدشه‌ای وارد شود، تمامی مسائل به صورت کمینه‌یابی در نظر گرفته می‌شوند. ضمناً، پاسخ‌های مسئله در قالب جبهه پارتو نمایش داده می‌شوند (برای مطالعه بیشتر در این زمینه مثل مفهوم غلبه، مجموعه پارتو و پارتوی غالب، بهینگی پارتو و ... می‌توان به [۷]، [۱۳] رجوع کرد).

<sup>4</sup> Pareto optimality

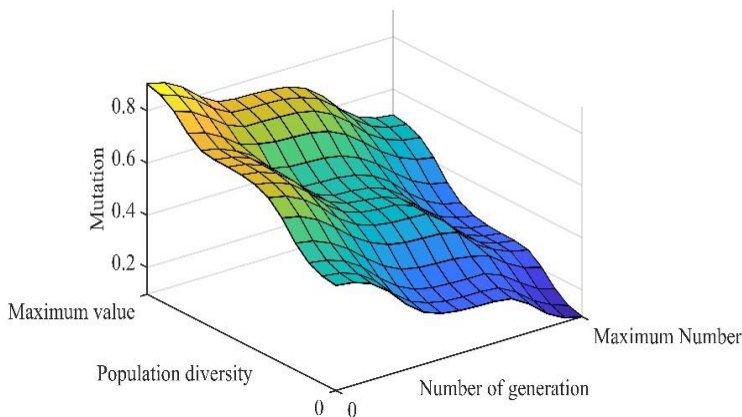
<sup>5</sup> Mutation

<sup>6</sup> Crossover

<sup>1</sup> Dominance

<sup>2</sup> Pareto dominance

<sup>3</sup> Pareto set



شکل ۱ پاسخ سطح سیستم فازی

بنابراین در کار حاضر از الگوریتم بهینه‌یابی چندهدفی تکامل تفاضلی با ضریب جهش فازی شده استفاده شده است. بدین منظور از ضریب جهش فازی شده به جای ضریب جهش معمول مورد اشاره در فرمول (۵) استفاده می‌شود. سایر موارد از روندی که پیشتر شرح داده شد، پیروی می‌کنند. ضمناً، پاسخ سطح سیستم فازی مذکور، در شکل (۱) نمایش داده شده است.

### ۳- مدل ارتعاشی خطی و فعال خودرو

در شکل ۲ مدل ارتعاشی فعال خطی خودرو با پنج درجه آزادی نشان داده شده است. پارامترهای ثابت این خودرو [۱۴]، [۱۶] شامل  $m_1, m_2, m_c, m_s, I_s, k_{p1}, k_{p2}$  و  $l_i (i = 1, 2)$  هستند، که به ترتیب نشان‌دهنده جرم تاپر جلو (فربندی نشده)، جرم تاپر عقب (فربندی نشده)، جرم صندلی (فربندی شده)، جرم معلق (فربندی شده)، ممان اینرسی جرم معلق، ضریب سختی تاپر جلو، ضریب سختی تاپر عقب و موقعیت تاپرها نسبت به مرکز جرم می‌باشند (جدول (۲)). ضمناً، اطلاعات مربوط به متغیرهای طراحی در جدول (۳) ارائه شده‌اند.

معادلات حرکت خودروی مورد بحث (شکل ۲) با فرض کوچک بودن زاویه  $\theta$  عبارتند از [۱۴]، [۱۶]:

$$z_{ps} = z_s - r\theta \quad (8)$$

$$z_{s1} = z_s - l_1\theta \quad (9)$$

$$z_{s2} = z_s + l_2\theta \quad (10)$$

$$F_{ss} = k_{ss}(z_c - z_{ps}) + c_{ss}(\dot{z}_c - \dot{z}_{ps}) \quad (11)$$

میشود. در گام دوم به منظور کاهش جمعیت که تعدادی بین  $n$  و  $2n$  است، از ترکیب دو روش مرتب‌سازی نامغلوب و فاصله ازدحامی استفاده می‌شود. در بدو امر، براساس مفهوم غلبه شکل چینش افراد جمعیت مشخص می‌شود. اعضای از جمعیت که دارای هیچ برتری‌ای نسبت به هم نیستند، در جبهه پارتوی نخست قرار می‌گیرند. در ادامه جبهه پارتوی اول از جمعیت حذف شده و سپس براساس رویکرد مزبور برای سایر افراد جمعیت، جبهه‌های پارتوی دیگر (از جبهه دوم به بعد) ایجاد می‌شوند. آنگاه به هر عضو از جمعیت اندازه‌ای که بیانگر تنوع جمعیت است، اختصاص داده می‌شود. معیار ذکر شده که براساس فاصله نرمال شده دو فرد دیگر از جمعیت که پیرامون عضو مورد نظر (در فضای توابع هدف) موجود هستند، به دست می‌آید، فاصله ازدحامی نامیده می‌شود. سپس اعضاء براساس اندازه فاصله ازدحامی به شکل کاهشی مرتب می‌شوند. در نتیجه افرادی از جمعیت با اندازه‌ی بزرگتر براساس فاصله مذکور از بخت بیشتری برای ورود به نسل بعدی برخوردار هستند [۲۵].

الگوریتم تکامل تفاضلی با وجود سرعت بالا و عملکرد مناسب در جست‌وجوی سراسری، از ضعف در جست‌وجوی محلی [۳۵]، [۳۶] و همین‌طور میزان تنوع پایین در حین مواجهه با هم‌گرایی زودرس رنج می‌برد [۳۷]. برای برطرف کردن نکات مذکور، در الگوریتم MODE-FM از سیستم فازی‌ای (که مبتنی بر دو ورودی شامل تعداد نسل و میزان تنوع هر نسل و یک خروجی یعنی ضریب جهش است) از نوع ممدانی [۲۵] مطابق جدول (۱) بهره گرفته شده است. دلیل استفاده از سیستم فازی مورد بحث این است که در نسل‌های پایین برای پیدا کردن محل بهینه سراسری نیاز به اندازه بزرگتر طول گام و در نسل‌های بالاتر برای دستیابی به نرخ مناسب‌تری از هم‌گرایی، نیاز به اندازه طول گام کمتری است. ضمناً در اندازه تنوع کم در نسل‌های پایین‌تر مقدار طول گام بیشتر و در نسل‌های بالاتر مقدار کمتری مورد نیاز است [۲۵].

جدول ۱ قواعد فازی مورد استفاده در این مقاله [۲۵]

| خروجی سیستم فازی<br>ضریب جهش است |       | تنوع      |       |
|----------------------------------|-------|-----------|-------|
| زیاد                             | متوسط | کم        | زیاد  |
| متوسط                            | زیاد  | خیلی زیاد | کم    |
| کم                               | متوسط | زیاد      | متوسط |
| متوسط                            | کم    | خیلی کم   | زیاد  |

<sup>2</sup> Surface response of fuzzy system

<sup>1</sup> Mamdani

جدول ۳ اطلاعات مربوط به متغیرهای طراحی سیستم تعلیق [۱۴]، [۱۶]

| متغیر طراحی                         | نمایه (دیمانسیون)                  | حد پایین | حد بالا |
|-------------------------------------|------------------------------------|----------|---------|
| ضریب سفتی فنر صندلی                 | $K_{SS} \left(\frac{N}{m}\right)$  | ۵۰۰۰     | ۱۵۰۰۰   |
| ضریب دمپر صندلی                     | $C_{SS} \left(\frac{Ns}{m}\right)$ | ۱۰۰۰     | ۴۰۰۰    |
| ضریب سفتی تعلیق جلو                 | $K_{S1} \left(\frac{N}{m}\right)$  | ۱۰۰۰۰    | ۲۰۰۰۰   |
| ضریب دمپر تعلیق جلو                 | $C_{S1} \left(\frac{Ns}{m}\right)$ | ۵۰۰      | ۲۰۰۰    |
| ضریب سفتی تعلیق عقب                 | $K_{S2} \left(\frac{N}{m}\right)$  | ۱۰۰۰۰    | ۲۰۰۰۰   |
| ضریب دمپر تعلیق عقب                 | $C_{S2} \left(\frac{Ns}{m}\right)$ | ۵۰۰      | ۲۰۰۰    |
| موقعیت صندلی نسبت به مرکز جرم       | $r (m)$                            | ۰        | ۰/۵     |
| ضریب دمپر فعال برای سیستم تعلیق جلو | $g_1 \left(\frac{N}{m}\right)$     | ۵۰۰      | ۲۰۰۰    |
| ضریب دمپر فعال برای سیستم تعلیق عقب | $g_2 \left(\frac{N}{m}\right)$     | ۵۰۰      | ۲۰۰۰    |

ضمناً، در معادلات (۸) تا (۲۰)  $z_i (i = 1, 2)$ ،  $z_s$ ،  $z_c$  و  $\theta$  به ترتیب بیانگر جابه‌جایی عمودی صندلی، جابه‌جایی عمودی مرکز جرم معلق، جابه‌جایی عمودی تاپرها، جابه‌جایی عمودی گوشه‌های جرم معلق و جابه‌جایی دورانی جرم معلق می‌باشند.

توجه به این نکته ضروری است که زیرنویس‌های ۱ و ۲ به ترتیب نشان‌دهنده محور چرخ‌های جلو و عقب می‌باشند [۱۴]، [۱۶]. همچنین، ورودی‌های جاده به چرخ‌های جلو و عقب با  $z_{p_i} (i = 1, 2)$  نشان داده شده‌اند که به صورت پروفایل تصادفی ایستا هستند که در ادامه توضیح داده می‌شود [۳۴]. توجه به این نکته ضروری است که خودروی مزبور با سرعت ثابت  $v = 20 \text{ m/s}$  ناهمواری ذکر شده را طی می‌کند و تاپر عقب از همان مسیر تاپر جلو با تأخیر زمانی  $\Delta t = \frac{l_1 + l_2}{v}$  رد می‌شود.

### ۳-۱- ورودی جاده

تحریکات جاده ای مورد استفاده در کار حاضر را می‌توان به صورت فرایندی تصادفی با چگالی طیف توان (PSD) زیر نشان داد [۳۴]:

$$F_{S_1} = k_{S_1}(z_{S_1} - z_1) + c_{S_1}(\dot{z}_{S_1} - \dot{z}_1) \quad (12)$$

$$F_{S_2} = k_{S_2}(z_{S_2} - z_2) + c_{S_2}(\dot{z}_{S_2} - \dot{z}_2) \quad (13)$$

$$u_1 = g_1 \dot{z}_{S_1} \quad (14)$$

$$u_2 = g_2 \dot{z}_{S_2} \quad (15)$$

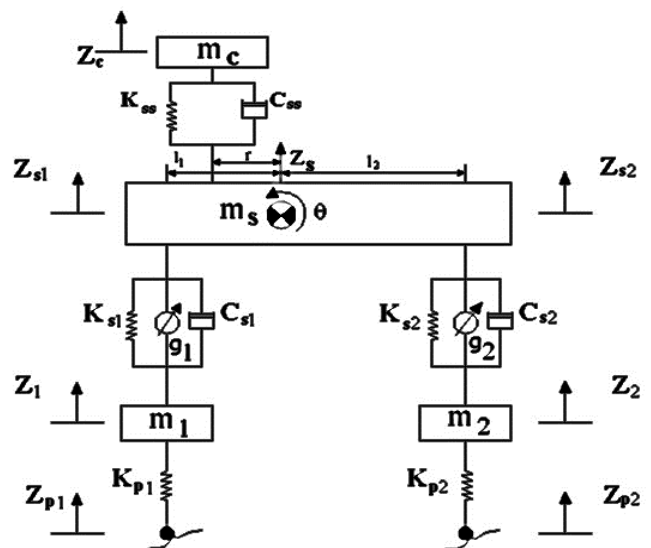
$$m_c \ddot{z}_c = -F_{SS} \quad (16)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -F_{S_1} - F_{S_2} + F_{SS} - u_1 - u_2 \quad (17)$$

$$I_s \ddot{\theta} = l_1 F_{S_1} - l_2 F_{S_2} - r F_{SS} + l_1 u_1 - l_2 u_2 \quad (18)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{S_1} - k_{p_1}(z_1 - z_{p_1}) + u_1 \quad (19)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{S_2} - k_{p_2}(z_2 - z_{p_2}) + u_2 \quad (20)$$



شکل ۲ مدل پنج‌درجه آزادی خطی فعال خودرو [۱۴]، [۱۶]

جدول ۲ اندازه پارامترهای ثابت سیستم تعلیق [۱۴]، [۱۶]

| پارامتر ثابت | مقدار                  |
|--------------|------------------------|
| $l_1$        | 1.011 m                |
| $l_2$        | 1.803 m                |
| $k_{p_1}$    | 175500 N/m             |
| $k_{p_2}$    | 175500 N/m             |
| $I_s$        | 1230 kg.m <sup>2</sup> |
| $m_s$        | 730 kg                 |
| $m_c$        | 75 kg                  |
| $m_1$        | 75 kg                  |
| $m_2$        | 40 kg                  |

در قبل ارائه شده است. توابع هدف متضادی که برای امر بهینه یابی چندهدفی انتخاب شده‌اند، عبارتند از: شتاب عمودی صندلی ( $\ddot{z}_c$ )، سرعت عمودی جرم غیرمعلق جلو (تایر جلو) ( $\dot{z}_1$ )، سرعت عمودی جرم غیرمعلق عقب (تایر عقب) ( $\dot{z}_2$ )، جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو ( $d_1$ )، جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب ( $d_2$ )، نیروی کنترلی تعلیق جلو ( $u_1$ ) و نیروی کنترلی تعلیق عقب ( $u_2$ ) (پنج تابع هدف اول مانند توابع هدف ارائه شده در [۱۴] هستند و ضمناً میانگین و واریانس توابع هدف مذکور در [۱۶] در فرایند بهینه‌یابی استفاده شده‌اند). به طوری که:

$$d_i = z_{si} - z_i, \quad i = 1, 2 \quad (26)$$

باید دقت شود که توابع هدف به کار رفته در اینجا برابر با قدرمطلق سطح زیرمنحنی‌های پاسخ زمانی حاصل از هر کدام از نقاط طراحی هستند.

در این پژوهش، برای امر بهینه‌یابی دوهدفی مدل ارتعاشی خودرو، شش ترکیب دوهدفی توابع هدف مزبور از بین ۲۱ ترکیب ممکن آنها در نظر گرفته شده و نتایج در قالب جبهه پارتو نمایش داده شده‌اند. این شش زوج تابع عبارتند از ( $\dot{z}_c, \dot{z}_1$ )، ( $\dot{z}_c, \dot{z}_2$ )، ( $\dot{z}_c, d_1$ )، ( $\dot{z}_c, d_2$ )، ( $\dot{z}_c, u_1$ ) و ( $\dot{z}_c, u_2$ )، که البته هر زوج به صورت جدا بهینه شده است.

در ادامه بهینه‌یابی برای هفت تابع هدف مذکور به صورت هم‌زمان انجام گرفته و منحنی‌های حاصل از بهینه‌یابی هفت-هدفی با لحاظ نتایج به دست آمده از بهینه‌یابی دوهدفی ارائه شده‌اند.

برای اجرای فرایند بهینه‌یابی با استفاده از الگوریتم MODE-FM جمعیت اولیه‌ای برابر با ۸۰ عضو، احتمال پیوند ۰/۵ و تعداد نسل برابر با ۲۴۰ در نظر گرفته شده است. ضمناً، همان‌طور که پیشتر اشاره شد، ضریب جهش به صورت پویا و با استفاده از قواعد فازی به دست می‌آید.

#### ۴-۱- بهینه‌یابی دو هدفی سیستم تعلیق خودرو

نتایج به دست آمده از بهینه‌یابی دوهدفی در قالب منحنی‌های پارتو در اشکال (۳) تا (۸) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در اشکال مذکور به صورت آشکار می‌توان دید، بهبود در مقدار یکی از توابع هدف باعث تضعیف تابع هدف دیگر می‌شود و بالعکس. ضمناً، غیر از نقاط بهینه ارائه شده در اشکال مذکور، هر گروه دیگری از متغیرهای طراحی انتخاب شوند، توابع هدف به دست آمده از

$$S_g = \begin{cases} S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_1} & \text{if } \Omega \leq \Omega_0, \\ S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_2} & \text{if } \Omega \geq \Omega_0, \end{cases} \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)  $\Omega_0 = 1/2\pi$ ،  $\Omega$  فرکانس،  $S_g(\Omega_0)$  و  $n_i$  ( $i = 1, 2$ ) به ترتیب بیانگر فرکانس مرجع، فرکانس داده شده، معیار زبری جاده و ثابت‌های زبری جاده هستند. حال اگر فرض شود که خودرو با سرعت افقی ثابت روی جاده حرکت می‌کند، اغتشاشات جاده را می‌توان با سری تصادفی زیر بیان کرد [۳۴]:

$$Z_r(t) = \sum_{n=1}^{N_f} s_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (22)$$

ضمناً برای شرح بیشتر معادله (۲۲) داریم:

$$s_n = \sqrt{2S_g(n\Delta\Omega)\Delta\Omega} \quad (23)$$

$$\Delta\Omega = 2\pi/l \quad (24)$$

$$\omega_0 = \left(2\pi/l\right)v_0 \quad (25)$$

در روابط (۲۲) و (۲۴-۲۵)  $N_f$  و  $\varphi_n$  به ترتیب نشان‌دهنده طول هر قطعه از جاده، متغیر تصادفی‌ای که با استفاده از توزیع یکنواخت از بازه  $[0, 2\pi)$  به دست می‌آید و محدود کننده دامنه فرکانس، هستند (در واقع معادله (۲۲) به جای  $z_{p_i}$  در معادلات (۱۹-۲۰) استفاده شده است). مقادیر ثابت مورد استفاده در معادلات (۲۱-۲۲) و (۲۴-۲۵) در جدول (۴) ارائه شده‌اند [۳۴].

جدول ۴ مقادیر ثابت مورد استفاده در معادلات (۲۱) و (۲۴-۲۵) [۳۴]

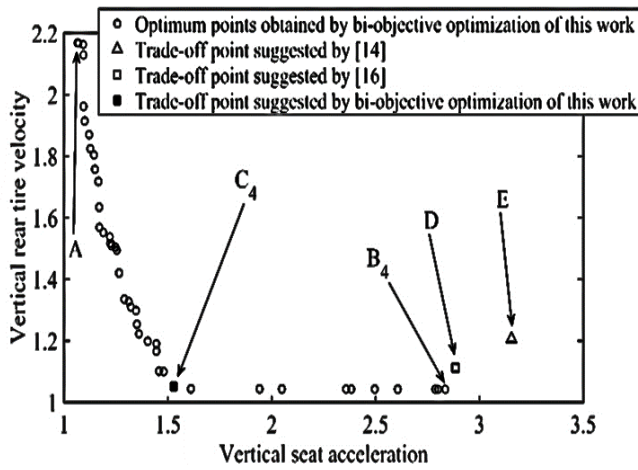
| $n_1$ | $n_2$ | $v_0$  | $l$   | $N_f$ |
|-------|-------|--------|-------|-------|
| 2     | 1.5   | 20 m/s | 100 m | 200   |

ضمناً پروفایل جاده‌ای مورد استفاده در کار حاضر از نوع کلاس C براساس استاندارد ایزو ۸۶۰۸ [۳۸] می‌باشد که ضریب زبری کلاس مذکور  $256 \times 10^{-6} m^3$  است.

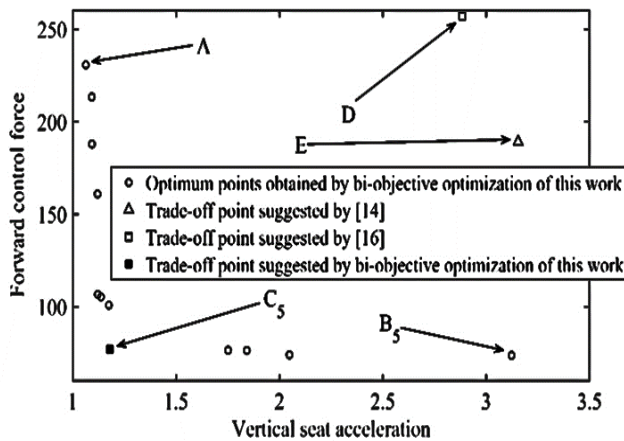
#### ۴-۲- بهینه‌یابی چندهدفی سیستم تعلیق خودرو

در این بخش نتایج بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی پنج درجه آزادی سیستم تعلیق خطی و فعال خودرو با مشخصات ذکر شده

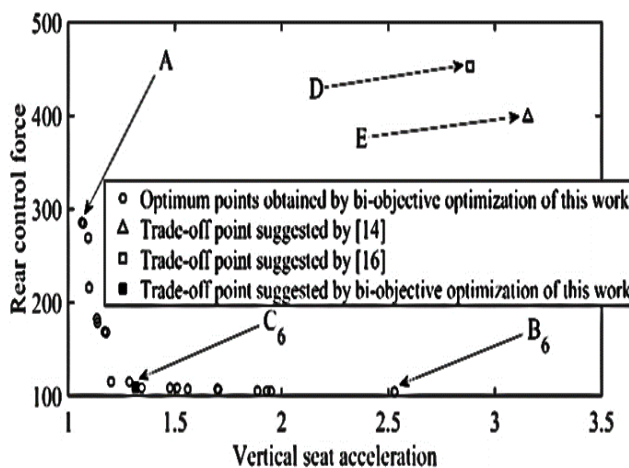




شکل ۶ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب



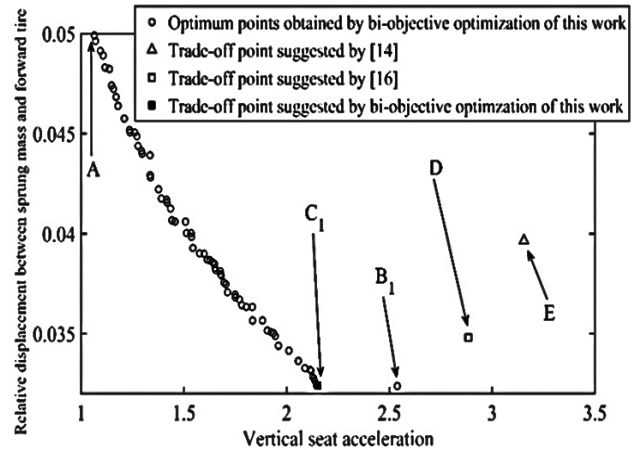
شکل ۷ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی جلو



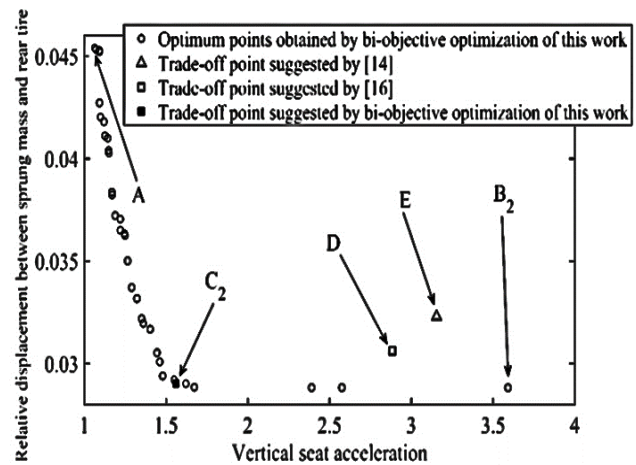
شکل ۸ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی عقب

در اشکال مورد بحث نقطه طراحی A نشان دهنده کمترین شتاب عمودی صندلی و نقاط  $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$  و  $B_6$

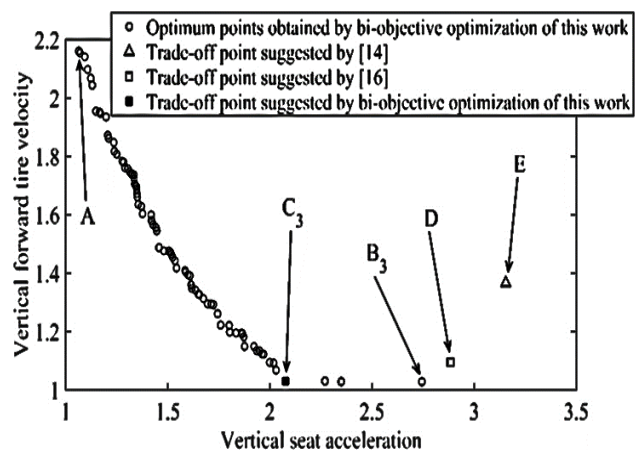
آنها در محل بدتری نسبت به جبهه پارتوی مورد نظر قرار می گیرند. این فضای غیرمطلوب در منحنی های پارتوی مورد بحث در منطقه بالا/ راست آنها می باشد.



شکل ۹ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو



شکل ۱۰ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب



شکل ۱۱ منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر جلو

به ترتیب نشانگر کمترین سرعت عمودی تایر جلو، کمترین سرعت عمودی تایر عقب، کمترین جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو، کمترین جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب، کمترین نیروی کنترلی تعلیق جلو و کمترین نیروی کنترلی تعلیق عقب هستند.

نکته‌ای که باید به آن توجه شود این است که می‌توان برای هر کدام از منحنی‌های پارتوی دوهدفی به‌دست آمده، نقاط مصالحه‌ای ارائه کرد. همان‌طور که در اشکال (۳) تا (۸) مشخص شده است، نقاط بهینه  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  و  $C_6$  نشان‌دهنده نقاط مصالحه در فضاهای دوهدفی مزبور هستند.

در واقع با تحلیل دقیق اشکال مذکور می‌توان دریافت که حرکت از نقاط  $B_1$  تا  $B_6$  به  $C_1$  تا  $C_6$  به ترتیب سبب حدود ۱۵٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۳)، ۵۷٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۴)، ۲۴٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۵)، ۴۶٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۶)، ۶۲٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۷) و ۴۸٪ بهبود در شتاب عمودی صندلی (شکل ۸) شده است، اما در تابع هدف دیگر تضعیف قابل‌ذکری ایجاد نشده است.

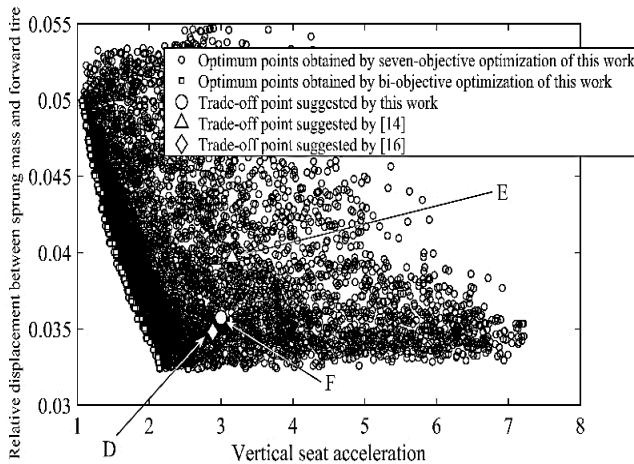
همان‌طور که در نمودارهای پارتو آشکارا پیداست، نقاط ارائه شده در [۱۴]، [۱۶] در منطقه بالاراست آنها قرار دارند و این نکته بیانگر برتری نتایج پژوهش حاضر است. اطلاعات مربوط به نقاط بهینه ذکر شده، نقطه  $E$  [۱۴] و نقطه  $D$  [۱۶] در جداول (۵-۶) ارائه شده‌اند.

با وجود اینکه بهینه‌یابی دوهدفی داده‌های مفیدی را به طراحان و پژوهشگران ارائه می‌کند، اما همه خروجی‌های حاصل از آن، با انجام یک بهینه‌یابی هفت‌هدفی (که در بخش بعدی بیان می‌شود) به‌جای شش بهینه‌یابی مجزای دوهدفی به‌سادگی قابل‌حصول است.

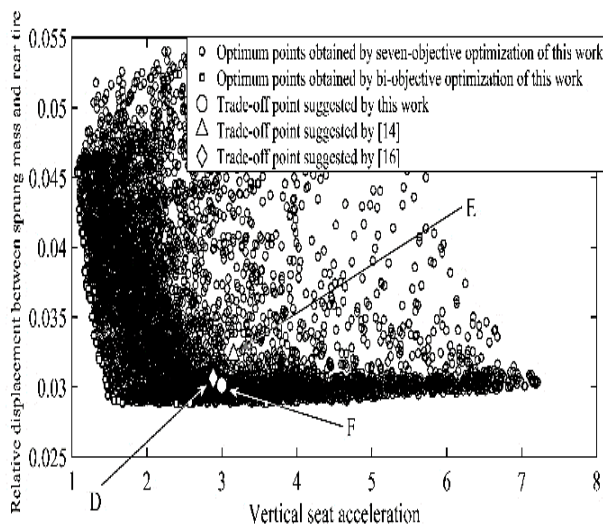
#### ۴-۲- بهینه‌یابی هفت‌هدفی سیستم تعلیق خودرو

در این بخش بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی یک‌دوم خودرو در نظر گرفتن توأمان هر هفت تابع هدف صورت پذیرفته است و پاسخ‌ها در اشکال (۹) تا (۱۴) ارائه شده‌اند. در واقع بهینه‌یابی هفت‌هدفی به‌شکل هم‌زمان امکان طراحی بهتری را برای متخصصان امر مهیا می‌کند.

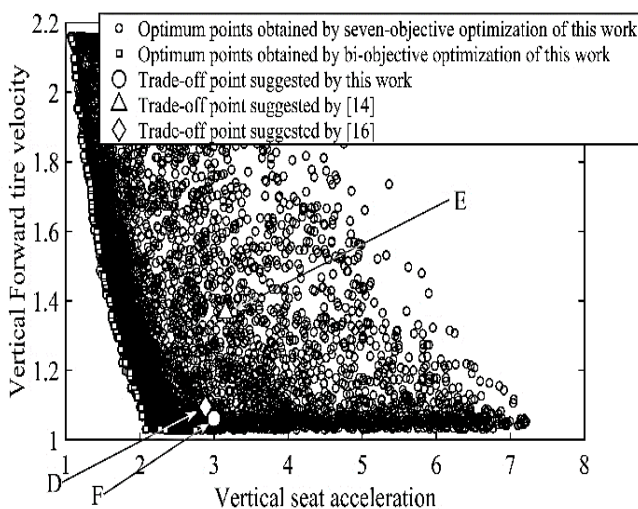
با کمی دقت در نمودارهای مذکور مشخص می‌شود که نقاط غیربرتر حاصل از بهینه‌یابی دوهدفی مرز نقاط بهینه‌یابی هفت‌هدفی را تشکیل داده‌اند و البته این نکته مهم مؤید صحت راه‌حل‌های حاصل از بهینه‌یابی هفت‌هدفی است.



شکل ۹ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر جلو



شکل ۱۰ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب

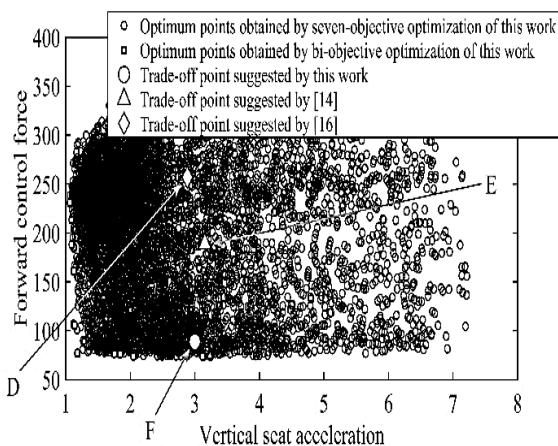


شکل ۱۱ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر جلو

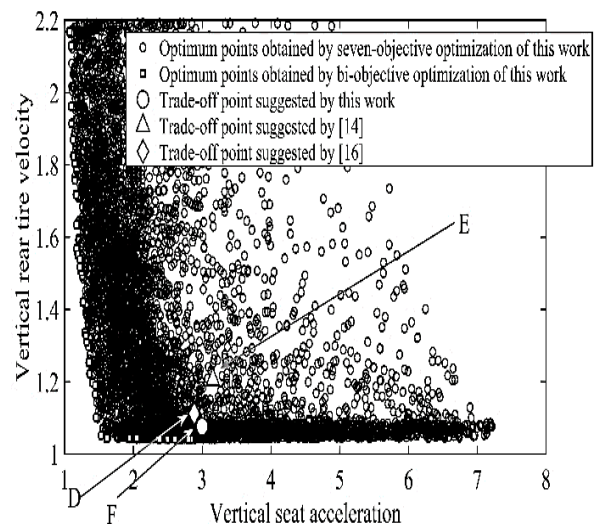
جدول ۵ مقادیر مربوط به متغیرهای طراحی نقاط بهینه ارائه شده و مراجع [۱۴]، [۱۶]

|        | $k_{SS}$ | $c_{SS}$ | $k_{S_1}$ | $c_{S_1}$ | $k_{S_2}$ | $c_{S_2}$ | r         | $g_1$     | $g_2$    |
|--------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|
| A      | 50967.37 | 1111.54  | 10185.78  | 502.1655  | 10283.46  | 505.4566  | 0.217349  | 1977.269  | 1936.892 |
| $B_1$  | 63280.59 | 1104.31  | 19888.72  | 1995.279  | 10459.65  | 500.411   | 0.001225  | 1895.861  | 519.1932 |
| $B_2$  | 147676.3 | 1047.084 | 10048.07  | 505.4828  | 19869.95  | 1997.591  | 0.425149  | 524.9624  | 1393.474 |
| $B_3$  | 59417.73 | 3411.632 | 19985.22  | 1997.091  | 10605.52  | 712.7727  | 0.227167  | 503.1075  | 510.6098 |
| $B_4$  | 143611.7 | 3642.105 | 19411.22  | 505.4828  | 19881.1   | 1997.591  | 0.198998  | 509.6163  | 501.7643 |
| $B_5$  | 134244.1 | 3685.367 | 10177.64  | 1636.828  | 10136.11  | 657.5426  | 0.3906912 | 512.634   | 1965.264 |
| $B_6$  | 143611.7 | 2261.03  | 19411.22  | 505.4828  | 10476.2   | 956.7797  | 0.198998  | 509.61637 | 501.7643 |
| $C_1$  | 50623.74 | 1148.575 | 19228.25  | 1995.279  | 10034.25  | 500.411   | 0.001225  | 1800.648  | 519.1932 |
| $C_2$  | 53003.78 | 1051.013 | 12205.95  | 505.4828  | 13772.87  | 1997.591  | 0.425149  | 1781.064  | 988.5627 |
| $C_3$  | 50481.92 | 1394.953 | 19838.86  | 1997.94   | 10005.71  | 600.497   | 0.00667   | 553.8463  | 1625.388 |
| $C_4$  | 52015.43 | 1307.765 | 10758.61  | 591.1696  | 19661.02  | 1994.593  | 0.495883  | 1630.679  | 805.971  |
| $C_5$  | 50967.37 | 1111.54  | 10185.78  | 552.5502  | 10283.46  | 505.4566  | 0.401133  | 506.9164  | 1936.892 |
| $C_6$  | 50623.74 | 1317.15  | 14747.43  | 569.5248  | 10034.25  | 760.6476  | 0.238701  | 1984.783  | 519.1932 |
| D [16] | 51587.3  | 3666.667 | 10000     | 1928.571  | 10000     | 2000      | 0.460318  | 2000      | 2000     |
| E [14] | 146825.4 | 3238.095 | 11111.11  | 1238.095  | 10000     | 1666.667  | 0.396827  | 1428.571  | 2000     |
| F      | 67127.97 | 1516.011 | 12092.85  | 1955.767  | 10334.45  | 1997.591  | 0.352764  | 508.1561  | 553.2579 |
| G      | 55348.05 | 2451.865 | 12596.85  | 1965.583  | 13792.54  | 1963.182  | 0.171536  | 1150.353  | 1002.127 |

شدند)، ارائه کرد. برای این منظور تمامی اندازه‌های توابع هدف هر کدام از نقاط غیربرتر به یک بازه دلخواه (مثل صفر تا یک) نگاشت می‌شوند، نقطه‌ای که دارای کمینه مجموع توابع هدف نگاشت شده است، نقطه بهینه طراحی از منظر همه توابع هدف می‌باشد که در اینجا F نامیده شده است (جدول ۵-۶).



شکل ۱۳ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی تعلیق جلو



شکل ۱۲ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب

براساس نتایجی که در بهینه‌یابی هفت‌هدفی به‌دست آمده است، می‌توان یک نقطه مصالحه طراحی از دید همه توابع هدف را به‌جای شش نقطه طراحی مجزاء (که در بخش قبل محاسبه

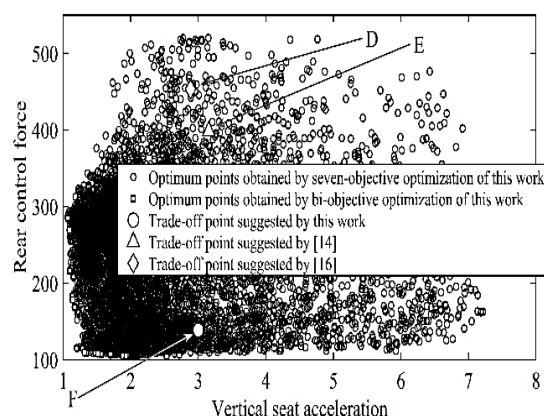
جدول ۶ مقادیر مربوط به توابع هدف نقاط بهینه ارائه شده در کار حاضر و مراجع [۱۴]، [۱۶]

|        | $\ddot{z}_c$ | $d_1$    | $d_2$    | $\dot{z}_1$ | $\dot{z}_2$ | $u_1$    | $u_2$    |
|--------|--------------|----------|----------|-------------|-------------|----------|----------|
| A      | 1.063831     | 0.049909 | 0.045399 | 2.16018     | 2.168325    | 230.7771 | 285.6361 |
| $B_1$  | 2.538059     | 0.032381 | 0.053063 | 1.044809    | 2.188985    | 318.2777 | 129.6245 |
| $B_2$  | 3.591161     | 0.052826 | 0.028827 | 2.150837    | 1.061879    | 92.20611 | 371.1792 |
| $B_3$  | 2.743255     | 0.035029 | 0.047106 | 1.028469    | 1.819044    | 103.4417 | 119.643  |
| $B_4$  | 2.834948     | 0.054612 | 0.030215 | 2.108417    | 1.042231    | 130.3322 | 145.6841 |
| $B_5$  | 3.122626     | 0.038889 | 0.043811 | 1.174351    | 1.90253     | 73.76731 | 306.2831 |
| $B_6$  | 2.529329     | 0.053347 | 0.040375 | 2.108431    | 1.558769    | 120.0274 | 104.461  |
| $C_1$  | 2.151744     | 0.032411 | 0.052702 | 1.045181    | 2.191086    | 301.5495 | 124.946  |
| $C_2$  | 1.560701     | 0.048724 | 0.029036 | 2.136992    | 1.073405    | 253.7097 | 248.846  |
| $C_3$  | 2.07662      | 0.034511 | 0.046902 | 1.030602    | 1.993346    | 99.53227 | 284.2134 |
| $C_4$  | 1.528233     | 0.047301 | 0.029446 | 1.98797     | 1.051381    | 229.3182 | 231.9929 |
| $C_5$  | 1.180137     | 0.051741 | 0.046059 | 2.057244    | 2.168621    | 76.99338 | 276.2419 |
| $C_6$  | 1.314716     | 0.04623  | 0.043547 | 1.999791    | 1.759098    | 283.5656 | 109.6289 |
| D [16] | 2.883754     | 0.034803 | 0.03063  | 1.095128    | 1.112106    | 256.9183 | 453.0055 |
| E [14] | 3.154157     | 0.039652 | 0.032302 | 1.366602    | 1.206453    | 189.2114 | 398.6859 |
| F      | 2.998657     | 0.035736 | 0.030121 | 1.061843    | 1.076207    | 88.6882  | 138.8189 |
| G      | 2.78122      | 0.034603 | 0.030335 | 1.065211    | 1.083263    | 183.4917 | 253.7751 |

مورد بحث بهتر باشند، که اطلاعات یک نمونه از آنها که G نام-گذاری شده است در جداول (۵-۶) نمایش داده شده است.

#### ۵- مقایسه عملکرد طراحی پیشنهادی کار حاضر با طراحی‌های ارائه شده در [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با جاده‌های تصادفی مختلف

برای بررسی کارکرد نقطه مصالحه پیشنهادی در بخش قبل (F)، سیستم‌های تعلیق طراحی شده حاصل از نقطه مذکور و نقاط ارائه شده در [۱۴]، [۱۶]، تحت دو نوع تست سه هزار جاده‌ای مختلف قرار گرفته‌اند. در تست اول هرکدام از سه طراحی مزبور با سرعت ثابت  $20 \text{ m/s}$  تحت سه هزار جاده تصادفی مختلف از کلاس C قرار گرفتند (تست اول: سرعت ثابت). در ادامه، طراحی‌های مورد نظر تحت تست دوم قرار گرفتند که در آن به جای سرعت ثابت، با سرعت متغیر بین  $5 \text{ m/s}$  تا  $30 \text{ m/s}$  با ناهمواری‌های مذکور مواجه شدند. به بیان دیگر، برای هرکدام از سه هزار جاده مزبور به صورت تصادفی سرعتی در بازه ذکر شده تخصیص داده شد (تست دوم: سرعت متغیر).

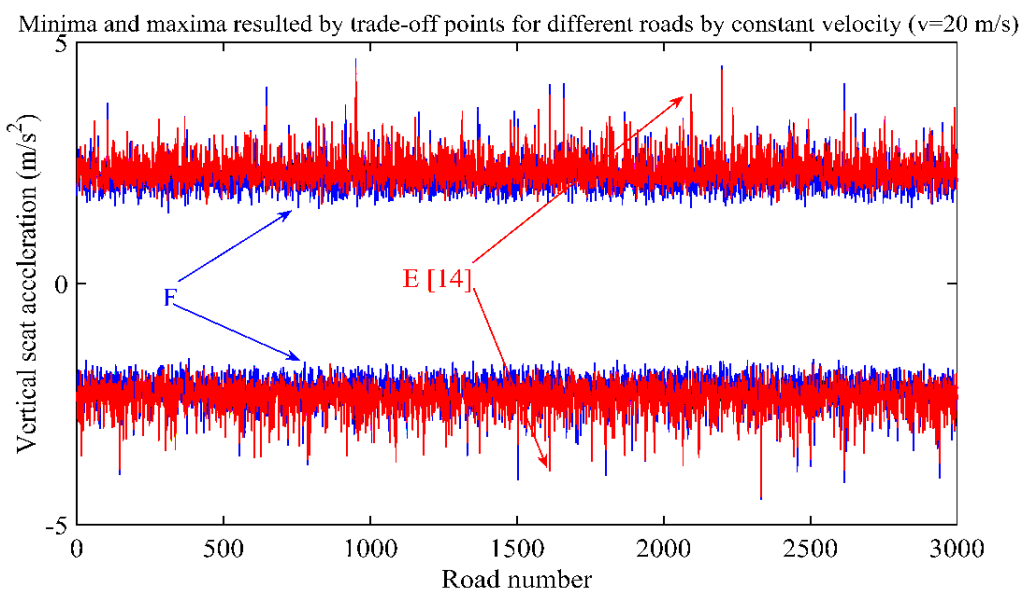


شکل ۱۴ مقایسه پارتوی دو و هفت‌هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و نیروی کنترلی تعلیق عقب

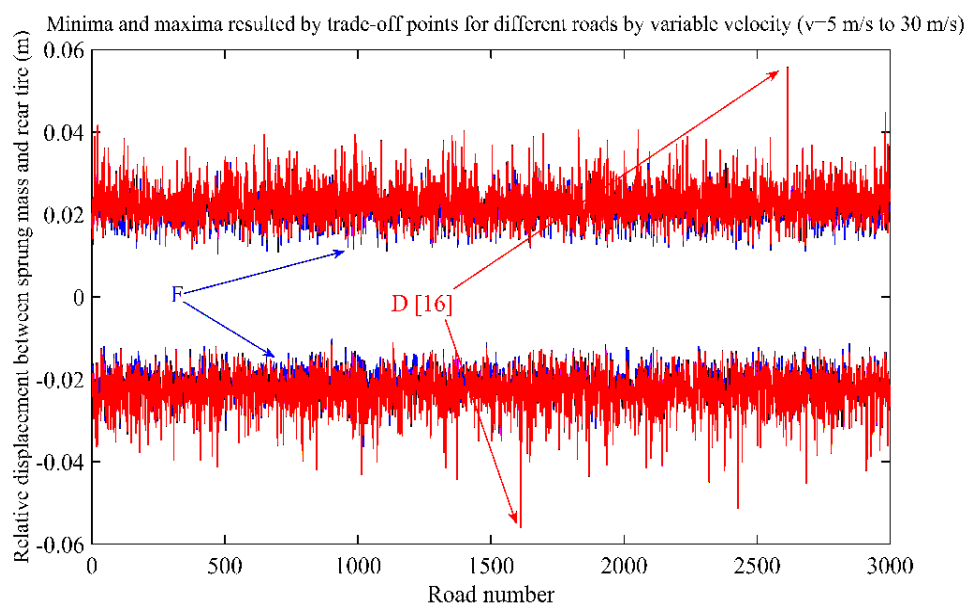
ضمناً همان‌طور که در نمودارهای پارتوی مربوطه دیده می‌شود، نقطه مذکور تقریباً در همه اشکال به مرز طراحی نزدیک است و در بیشتر موارد از نقاط ارائه شده در [۱۴] و [۱۶] نیز بهتر است. البته در میان نقاط به دست آمده در کار حاضر می‌توان مواردی را یافت که در تمام موارد از نتایج ارائه شده در منابع

جدول ۷ مقایسه میانگین و انحراف معیار توابع هدف حاصل از طراحی پیشنهادی کار حاضر و منابع [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت

|                 | $\dot{z}_c$ | $d_1$    | $d_2$    | $\dot{z}_1$ | $\dot{z}_2$ | $u_1$    | $u_2$    |
|-----------------|-------------|----------|----------|-------------|-------------|----------|----------|
| Mean ( F )      | 3.128845    | 0.038394 | 0.032194 | 1.085806    | 1.089192    | 99.58076 | 153.8583 |
| Std ( F )       | 0.111451    | 0.001923 | 0.001037 | 0.028142    | 0.019922    | 5.406048 | 5.198459 |
| Mean ( E [14] ) | 3.255062    | 0.043454 | 0.036238 | 1.402236    | 1.22        | 208.8393 | 442.3638 |
| Std ( E [14] )  | 0.105099    | 0.0018   | 0.00114  | 0.039844    | 0.023277    | 10.78106 | 12.9819  |
| Mean ( D [16] ) | 2.985346    | 0.039262 | 0.034255 | 1.119697    | 1.12481     | 291.4064 | 497.3056 |
| Std ( D [16] )  | 0.094228    | 0.001597 | 0.00106  | 0.029485    | 0.021085    | 11.4675  | 14.54707 |



شکل ۱۵ مقایسه نقاط کمینه و بیشینه شتاب عمودی صندلی حاصل از نقاط طراحی F و E [۱۴] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت



شکل ۱۶ مقایسه نقاط کمینه و بیشینه جابه‌جایی نسبی بین جرم معلق و تایر عقب حاصل از نقاط طراحی F و D [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت ثابت

استفاده شد. توابع هدف متضادی که برای بهینه‌یابی انتخاب شدند عبارتند از شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر جلو، جابه‌جایی نسبی جرم معلق و تایر عقب، نیروی کنترلی تعلیق جلو و نیروی کنترلی تعلیق عقب. همان‌طور که در نتایج مقاله به وضوح دیده شد، بهینه‌یابی چندهدفی تعداد زیادی نقطه بهینه طراحی به طراح ارائه می‌کند که هیچ‌یک بر دیگری برتری ندارد و طراح با توجه به خواسته خود می‌تواند یک نقطه را به‌عنوان نقطه بهینه طراحی مورد استفاده قرار دهد. ضمناً، نتایج حاصل از بهینه‌یابی هفت‌هدفی با دوهدفی مقایسه شدند و نشان داده شده که نتایج دوهدفی در مرز طراحی قرار دارند که این نکته نماینگر صحت نتایج کار حاضر است. مقایسه جواب‌های کار حاضر با کارهای پیشین بیانگر برتری عملکرد راه‌حل‌های تحقیق فعلی بود.

به‌منظور مقایسه مناسب، میانگین<sup>۱</sup> و انحراف معیار<sup>۲</sup> (Std) هرکدام از دو تابع هدف حاصل از هر دو نوع تست مربوط به هر سه طراحی مورد اشاره در جداول (۷-۸) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در جداول مذکور مشهود است، نتایج حاصل از F در اکثر قریب به اتفاق موارد بهتر از دو طراحی دیگر است و این امر نشان‌دهنده برتری نتایج تحقیق حاضر است.

ضمناً، دو نمونه نمودار مربوط به اندازه کمینه و بیشینه توابع هدف برای هرکدام از سه هزار جاده مربوط به سه طراحی مذکور در اشکال (۱۵-۱۶) ارائه شده‌اند. همان‌طور که در اشکال مزبور می‌توان دید، عملکرد خودرویی مربوط به طراحی F در برخورد با تحریکات جاده‌ای مناسب است.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، از الگوریتم MODE - FM برای بهینه‌یابی چندهدفی مدل ارتعاشی خطی و فعال پنج‌درجه آزادی خودرو

جدول ۸ مقایسه میانگین و انحراف معیار توابع هدف حاصل از طراحی پیشنهادی کار حاضر و منابع [۱۴]، [۱۶] در مواجهه با سه هزار جاده تصادفی با سرعت متغیر

|                 | $\ddot{z}_c$ | $d_1$    | $d_2$    | $\dot{z}_1$ | $\dot{z}_2$ | $u_1$    | $u_2$    |
|-----------------|--------------|----------|----------|-------------|-------------|----------|----------|
| Mean ( F )      | 2.973767     | 0.036617 | 0.03057  | 1.018166    | 1.017913    | 94.96076 | 146.1595 |
| Std ( F )       | 0.375634     | 0.004895 | 0.003954 | 0.150394    | 0.156148    | 13.48254 | 18.96871 |
| Mean ( E [14] ) | 3.083901     | 0.041379 | 0.034401 | 1.318168    | 1.141986    | 199.0228 | 419.8882 |
| Std ( E [14] )  | 0.404427     | 0.005502 | 0.004499 | 0.19246     | 0.172888    | 28.78623 | 53.55967 |
| Mean ( D [16] ) | 2.825048     | 0.037387 | 0.032521 | 1.051093    | 1.053042    | 277.3877 | 472.1523 |
| Std ( D [16] )  | 0.372486     | 0.004916 | 0.004208 | 0.153073    | 0.157957    | 36.68883 | 59.93142 |

## ۷- مراجع

- [3] M. Fleps-Dezasse and J. Brembeck, "LPV Control of Full-Vehicle Vertical Dynamics using Semi-Active Dampers," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, no. 11, pp. 432-439, 2016/01/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.064>.
- [4] Ş. Yildirim, "Vibration control of suspension systems using a proposed neural network," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 277, no. 4, pp. 1059-1069, 2004/11/05/ 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.057>.
- [5] M. Bouazara and M. J. Richard, "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*
- [1] N. Yagiz and Y. Hacioglu, "Backstepping control of a vehicle with active suspensions," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 12, pp. 1457-1467, 2008/12/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2008.04.003>.
- [2] A. Hac and I. Youn, "Optimal Semi-Active Suspension with Preview based on a Quarter Car Model," in *1991 American Control Conference*, 26-28 June 1991 1991, pp. 433-438, doi: 10.23919/ACC.1991.4791404.

<sup>2</sup> Standard deviation (Std)

<sup>1</sup> Mean

- 255, 2011. [Online]. Available: <http://www.iust.ac.ir/ijae/article-1-67-en.html>.
- [15] L.-X. Guo and L.-P. Zhang, "Robust  $H_\infty$  control of active vehicle suspension under non-stationary running," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, no. 26, pp. 5824-5837, 2012/12/17/ 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.07.042>.
- [16] A. Jamali, M. Salehpour, and N. Nariman-zadeh, "Robust Pareto active suspension design for vehicle vibration model with probabilistic uncertain parameters," *Multibody System Dynamics*, vol. 30, no. 3, pp. 265-285, 2013/10/01 2013, doi: [10.1007/s11044-012-9337-4](https://doi.org/10.1007/s11044-012-9337-4).
- [17] M. J. Mahmoodabadi, A. A. Safaie, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "A novel combination of Particle Swarm Optimization and Genetic Algorithm for Pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model," *Applied Soft Computing*, vol. 13, no. 5, pp. 2577-2591, 2013/05/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2012.11.028>.
- [18] A. Jamali, H. Shams, and M. Fasihozaman, "Pareto multi-objective optimum design of vehicle-suspension system under random road excitations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 228, no. 3, pp. 282-293, 2014/09/01 2014, doi: [10.1177/1464419314531757](https://doi.org/10.1177/1464419314531757).
- [19] L. R. C. Drehmer, W. J. Paucar Casas, and H. M. Gomes, "Parameters optimisation of a vehicle suspension system using a particle swarm optimisation algorithm," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 4, pp. 449-474, 2015/04/03 2015, doi: [10.1080/00423114.2014.1002503](https://doi.org/10.1080/00423114.2014.1002503).
- [20] B. Gadhvi, V. Savsani, and V. Patel, "Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System Using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II," *Procedia Technology*, vol. 23, pp. 361-368, 2016/01/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.03.038>.
- [21] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "A new adaptive differential evolution optimization algorithm based on fuzzy inference system," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 20, no. 2, pp. 587-597, 2017/04/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2017.01.004>.
- [22] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. Nariman-zadeh, "Optimum sliding mode controller design based on skyhook model for nonlinear vehicle vibration model," *ASE*, vol. 7, no. 4, pp. 2537-2550, 2017, doi: [10.22068/ijae.7.4.2537](https://doi.org/10.22068/ijae.7.4.2537).
- [23] M. Salehpour, A. Jamali, A. Bagheri, and N. N. Nariman-zadeh, "Optimum Pareto design of vehicle *Mechanics - A/Solids*, vol. 20, no. 3, pp. 509-520, 2001/05/01/ 2001, doi: [https://doi.org/10.1016/S0997-7538\(01\)01138-X](https://doi.org/10.1016/S0997-7538(01)01138-X).
- [6] S. Kitayama, M. Arakawa, and K. Yamazaki, "Differential evolution as the global optimization technique and its application to structural optimization," *Applied Soft Computing*, vol. 11, no. 4, pp. 3792-3803, 2011/06/01/ 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2011.02.012>.
- [7] N. Srinivas and K. Deb, "Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms," *Evolutionary Computation*, vol. 2, no. 3, pp. 221-248, 1994, doi: [10.1162/evco.1994.2.3.221](https://doi.org/10.1162/evco.1994.2.3.221).
- [8] A. Toffolo and E. Benini, "Genetic Diversity as an Objective in Multi-Objective Evolutionary Algorithms," *Evolutionary Computation*, vol. 11, no. 2, pp. 151-167, 2003, doi: [10.1162/106365603766646816](https://doi.org/10.1162/106365603766646816).
- [9] B. Gao, J. Darling, D. G. Tilley, R. A. Williams, A. Bean, and J. Donahue, "Control of a hydropneumatic active suspension based on a non-linear quarter-car model," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 220, no. 1, pp. 15-31, 2006/02/01 2006, doi: [10.1243/095965105X77501](https://doi.org/10.1243/095965105X77501).
- [10] G. Georgiou, G. Verros, and S. Natsiavas, "Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system," *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, no. 1, pp. 77-92, 2007/01/01 2007, doi: [10.1080/00423110600812925](https://doi.org/10.1080/00423110600812925).
- [11] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II," *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, vol. 6, no. 2, pp. 182-197, 2002, doi: [10.1109/4235.996017](https://doi.org/10.1109/4235.996017).
- [12] B. Loyer and L. Jézéquel, "Robust design of a passive linear quarter car suspension system using a multi-objective evolutionary algorithm and analytical robustness indexes," *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 10, pp. 1253-1270, 2009/10/01 2009, doi: [10.1080/00423110802613394](https://doi.org/10.1080/00423110802613394).
- [13] N. Nariman-Zadeh, M. Salehpour, A. Jamali, and E. Haghgoo, "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*, vol. 23, no. 4, pp. 543-551, 2010/06/01/ 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2009.08.008>.
- [14] Salehpour, Jamali, and z. Nariman, "Optimal Selection of Active Suspension Parameters Using Artificial Intelligence," *ASE*, vol. 1, no. 4, pp. 244-

- [31] K. Wu *et al.*, "Experimental research on vehicle active suspension based on time-delay control," *International Journal of Control*, pp. 1-17, doi: 10.1080/00207179.2023.2201650.
- [32] H. Zare, M. M. Jalili, and M. R. Fazel, "Multiobjective optimization for semi-active electromagnetic vehicle suspensions," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 45, no. 8, p. 419, 2023/07/17 2023, doi: 10.1007/s40430-023-04347-y.
- [33] M. Ghorbany, S. Ebrahimi-Nejad, and M. Mollajafari, "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*, p. 09544070221148287, 2023, doi: 10.1177/09544070221148287.
- [34] H. Du and N. Zhang, " $H_\infty$  control of active vehicle suspensions with actuator time delay," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 301, no. 1, pp. 236-252, 2007/03/20/ 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.09.022>.
- [35] G. Liu, Y. Li, X. Nie, and H. Zheng, "A novel clustering-based differential evolution with 2 multi-parent crossovers for global optimization," *Applied Soft Computing*, vol. 12, no. 2, pp. 663-681, 2012/02/01/ 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2011.09.020>.
- [36] C. Zhang, J. Chen, and B. Xin, "Distributed memetic differential evolution with the synergy of Lamarckian and Baldwinian learning," *Applied Soft Computing*, vol. 13, no. 5, pp. 2947-2959, 2013/05/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2012.02.028>.
- [37] W. Deng, X. Yang, L. Zou, M. Wang, Y. Liu, and Y. Li, "An improved self-adaptive differential evolution algorithm and its application," *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, vol. 128, pp. 66-76, 2013/10/15/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.chemolab.2013.07.004>.
- [38] "Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data," ISO, ISO 8608:2016(E), 2016. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standard/71202.html>.
- vibration model excited by non-stationary random road using multi-objective differential evolution algorithm with dynamically adaptable mutation factor," *ASE*, vol. 8, no. 4, pp. 2854-2867, 2018, doi: 10.22068/ijae.8.4.2854.
- [24] G. Papaioannou and D. Koulocheris, "Multi-objective optimization of semi-active suspensions using KEMOGA algorithm," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 22, no. 4, pp. 1035-1046, 2019/08/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2019.02.013>.
- [25] A. Jamali, R. Mallipeddi, M. Salehpour, and A. Bagheri, "Multi-objective differential evolution algorithm with fuzzy inference-based adaptive mutation factor for Pareto optimum design of suspension system," *Swarm and Evolutionary Computation*, vol. 54, p. 100666, 2020/05/01/ 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.swevo.2020.100666>.
- [26] M. Salehpour and A. Bagheri, "Pareto optimization of a nonlinear vehicle model using multi-objective differential evolution algorithm with fuzzy inference-based adaptive mutation factor (MODE-FM)," *ASE*, vol. 11, no. 3, pp. 3594-3613, 2021, doi: 10.22068/ase.2021.595.
- [27] M. Issa and A. Samn, "Passive vehicle suspension system optimization using Harris Hawk Optimization algorithm," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 191, pp. 328-345, 2022/01/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matcom.2021.08.016>.
- [28] S. R. Gampa *et al.*, "Pareto optimality based PID controller design for vehicle active suspension system using grasshopper optimization algorithm," *Journal of Electrical Systems and Information Technology*, vol. 9, no. 1, p. 24, 2022/12/14 2022, doi: 10.1186/s43067-022-00065-y.
- [29] V. Prasad, D. N. Pawaskar, and P. Seshu, "Hybrid GA for multi-objective design of heavy goods vehicle suspension system," *Soft Computing*, vol. 27, no. 15, pp. 10719-10735, 2023/08/01 2023, doi: 10.1007/s00500-023-08235-4.
- [30] H. Gheibollahi and M. Masih-Tehrani, "A multi-objective optimization method based on NSGA-II algorithm and entropy weighted TOPSIS for fuzzy active seat suspension of articulated truck semi-trailer," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 237, no. 17, pp. 3809-3826, 2023/09/01 2023, doi: 10.1177/09544062231151799.