

محاسبه انتقال جرم خودرو ناشی از ناهمواریهای جادهای در مانورهای شتاب گیری و

ترمزگیری

علی اسفندی^۱، سید مجید عطایی اردستانی^۲، حسن غفوری ورزنده^۳، کاظم رضاکاشی زاده^{۴*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده برق - کامپیوتر دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهر مجلسی، اصفهان، ایران

۲- استادیار گروه مکانیک دانشگاه فنی و حرفه‌ای (خوارزمی شهرضا)، اصفهان، ایران

۳- مرکز تحقیقاتی مهندسی پیشرفته، واحد شهر مجلسی، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران

۴- مدرس گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد قم، قم، ایران

*اصفهان، صندوق پستی، kazem.kashyzadeh@gmail.com

چکیده

در مقاله حاضر، هدف اصلی محاسبه انتقال جرم خودرو ناشی از ناهمواری‌های جاده‌ای در مانورهای مختلف اعم از شتاب‌گیری و ترمزگیری است. برای دستیابی به این هدف مدل فربندی شده یک خودروی کامل بصورت ۱۰ درجه آزادی و در حالت کلی بر اساس مشخصات ارتعاشاتی آن در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شد. جایجایی عمودی چرخ‌ها ناشی از ناهمواری‌ها بر روی جاده‌های مختلف بر اساس کلاسه‌بندی استاندارد ایزو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت و مسیر کلی حرکت خودرو برابر با ۱۰۰۰ متر بدست آمد. در ادامه با استفاده از تحلیل دینامیکی معکوس مدل ارائه شده در سیمولینک متلب، نیروهای وارد شده به هر یک از چرخ‌های خودرو در طی مانورهای مختلف بدست آمد. در نهایت با استفاده از تاریخچه نیرویی بدست آمده در چرخ‌ها در اثر عبور از ناهمواری‌های جاده‌ای و نیز تحت اثر عمل شتاب‌گیری و ترمزگیری، میزان انتقال جرم از عقب به جلوی خودرو در مانور ترمزگیری و میزان انتقال جرم از جلو به عقب خودرو در مانور شتاب‌گیری بدست آمد.

کلیدواژگان

ارتعاشات خودرو، انتقال جرم، مدل کامل خودرو، ناهمواری‌های جاده‌ای، مانور شتاب‌گیری، مانور ترمزگیری.

Calculation of vehicle's mass transfer due to road roughness in accelerating and braking maneuvers

Ali Esfandi¹, Seyed Majid Ataei Ardestani², Hasan Ghafari Varzaneh³, Kazem Reza Kashyzadeh^{4*}

- 1- Department of Electrical Engineering, Majlesi Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran.
- 2- Department of Mechanical Engineering, Technical & Vocational University (Kharazmi College), Isfahan, Iran.
- 3- Center For Advanced Engineering Research, Majlesi Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran.
- 4- Department of Mechanical Engineering, Qom Branch, Islamic Azad University, Qom, Iran.

* kazem.kashyzadeh@gmail.com

Abstract

In this paper, the main purpose is the calculation of mass transfer due to road roughness in different maneuvers including of the vehicle accelerating and braking. To achieve this goal, the damping model of a full car for 10 degrees of freedom, based on the vibrations in MATLAB software was Simulated. Vertical displacement of the wheels on uneven roads based on ISO classification at a constant speed of 70 km per hour and the general direction of the vehicle was 1,000 meters. The following, using inverse dynamics analysis in MATLAB Simulink, the forces acting on each wheel of the vehicle during various maneuvers was obtained. Finally, using of force histories resulting in the wheels of to cross the road roughness, as well as accelerating and braking, rate of mass transfer from back to front in the braking maneuver and rate of mass transfer from the front to the rear of the vehicle in the accelerating maneuvers was obtained.

Keywords

Vehicle vibration, Mass transfer, Full car model, Road roughness, Acceleration maneuvers, Braking maneuver

حال تغییر است که این انتقال بار در چسبندگی چرخ‌ها به سطح جاده و پایداری خودرو تاثیر بسزایی دارد. هر چند طرح‌هایی برای کاهش انتقال وزن بر روی خودروها مانند کاهش ارتفاع خودرو، کاهش وزن خودرو و تغییر در سیستم تعلیق انجام گرفته ولی هنوز اشکالات در انتقال وزن همچنان به قوت خود باقی است. بنابراین نیاز است تا در قدم اول بتوان میزان بار بر روی هر یک از چرخ‌های خودرو را در شرایط مختلف حرکت خودرو بطور لحظه‌ای تعیین نمود.

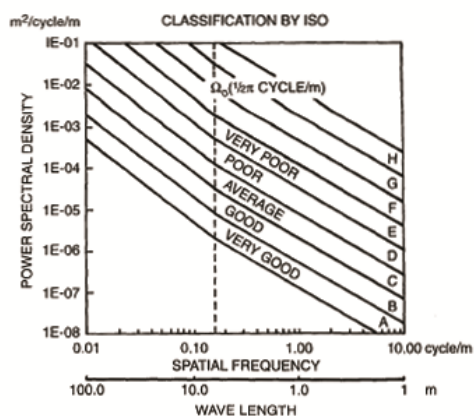
۱- مقدمه

در سال‌های اخیر با پیشرفت صنعت خودروسازی و ورود علم الکترونیک و کنترل به این صنعت، طراحان خودرو در سیستم‌های کنترلی خودرو تغییرات زیاد و پیچیده‌ای به منظور عملکرد بهتر و ایمنی بالاتر انجام داده‌اند. یکی از سیستم‌های مهم در جهت ایمنی خودرو، سیستم تعلیق و فربندی است. بطور معمول وزن خودرو به دو قسمت وزن فنرسوار و وزن غیرفنرسوار تقسیم می‌شود. در پایداری خودرو وزن فنرسوار نقش بسزایی را ایفا می‌کند. در هنگام ترمزگیری، شتاب‌گیری و دور زدن، بار روی هر یک چرخ‌ها بطور لحظه‌ای در

سازمان استاندارد ISO طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای (A-H) را بر اساس تابع چگالی طیفی توانی مطابق شکل-۱ پیشنهاد کرده است، که به صورت پارامتری این دسته‌بندی در جدول-۱ ارائه گردیده است.

جدول-۱ طبقه‌بندی ناهمواری‌های جاده‌ای پیشنهادی سازمان استاندارد ایزو [۷و۵]

طبقه‌بندی جاده‌ها	بازه مقادیر تابع چگالی طیفی توانی ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{Cycle}/\text{m}$)
عالی	کمتر از ۲
بسیار خوب	۲ تا ۸
خوب	۸ تا ۳۲
متوسط	۳۲ تا ۱۲۸
بد	۱۲۸ تا ۵۱۲
بسیار بد	۵۱۲ تا ۲۰۴۸



شکل-۱ نمودار کلاسه‌بندی جاده‌ها بر اساس استاندارد ایزو [۷و۵]

در طبقه‌بندی ناهمواری‌های سطح جاده توسط سازمان استاندارد ایزو روابط میان تابع چگالی طیفی توانی $Sg(\Omega)$ و فرکانس فضایی Ω برای جاده‌های مختلف با دو خط مستقیم و شیب‌های متفاوت در مقیاس لگاریتمی قابل بیان است که برای دو بازه مختلف از فرکانس به صورت زیر می‌باشد [۹ و ۱۰]:

$$\text{if } \Omega \leq \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_1} \quad (1)$$

$$\text{if } \Omega > \frac{1}{2\pi} \Rightarrow Sg(\Omega) = Sg(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N_2} \quad (2)$$

مقادیر $Sg(\Omega_0)$ در فرکانس فضایی $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi} \text{ Cycle}/\text{m}$ برای جاده‌های مختلف در جدول-۱ ارائه شده است که در آن ثوابت N_1 و N_2 به ترتیب برابر ۲ و ۳/۲ در نظر گرفته می‌شود.

آنالیز یک نمونه از کامیون با اندازه متوسط با استفاده از یک مدل ۸ درجه آزادی و متشکل از ۵ قسمت مورد بررسی قرار گرفته است و برای جاده نیز با استفاده از نرم‌افزار سیمولینک مدل سازی صورت گرفته است [۱]. کاشی‌زاده و همکارانش به بررسی اثر سرعت حرکت خودرو بر روی شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای اعمال شده به خودرو پرداخته‌اند. در این تحقیق از ۳ سطح سرعت حرکت خودرو ۳۴، ۷۰ و ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت استفاده شده است همچنین بررسی اثر ناهمواری‌های جاده‌ای بر روی مولفه‌های خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق از دو مدل سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال بصورت 1/4 خودرو استفاده شده است که با در نظر گرفتن حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت، بر اساس طبقه‌بندی انواع جاده‌ها، تغییرات جابجایی عمودی سیستم استخراج شده و به کمک آن تابع تبدیل برای سیستم مورد نظر بدست آمده است [۲].

در پژوهشی دیگر، سیستم تعلیق ۳ خودروی سنگین در بزرگراه مورد آزمایش قرار گرفته است و به تحلیل نیروهای دینامیکی آنها پرداخته شد [۳].

لیبمن و همکارانش [۴] به تحقیق و بررسی کنترل پایداری الکترونیکی بوش در ارتباط با انحراف خودرو از مسیر حرکتی خود پرداختند. داوودی و همکارش در سال ۲۰۰۶ به بررسی کنترل فازی پایداری دینامیکی خودرو جهت جلوگیری از واژگونی پرداختند. در این تحقیق سعی بر آن شده است تا کنترل کننده‌های طراحی شود که قابل نصب در خودرو بوده و با استفاده از سنسورها و عملگرها، سیستم تعلیق و ترمز و فرمان را بصورت هماهنگ تحت کنترل خود درآورد [۵]. علی‌پور و همکارانش در سال ۲۰۱۴ به بررسی پایداری جانبی خودروی الکتریکی با چهار چرخ محرک در جاده‌های لغزنده پرداخته‌اند. در این تحقیق یک کنترلر جدید پیشنهاد شده است که دارای ۳ مرحله عملکردی بسیار حساس، حساس و کم حساس می‌باشد. در آن کنترل بر روی سرعت حرکت طولی خودرو و نیز انحراف خودرو از مسیر حرکت خود در مرحله عملکردی بسیار حساس قرار می‌گیرد. بر این اساس در عملکرد حساس کنترلر، نیروهای کنش و اندرکنش و نیز گشتاور منحرف کننده خودرو از جاده تعیین می‌شود. بنابراین نیروی‌های مناسب وارده به چرخ‌ها محاسبه می‌شوند. در نهایت کنترلر مناسب و مفید برای آن تعریف می‌گردد [۶].

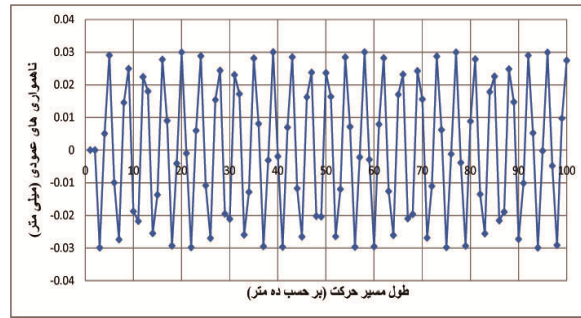
۲- کلاسه‌بندی جاده‌ها

از عوامل مهم در انجام تحلیل‌های المان محدود و دیگر تحلیل‌ها، استفاده از شرایط مرزی مناسب می‌باشد و مناسب‌ترین شرط مرزی در تحلیل‌های خودرو اعم از بدنه، سیستم تعلیق و دیگر متعلقات آن وارد کردن جابجایی‌های ناشی از سطح جاده به خودرو و چرخ‌های آن است که به صورت کاملاً اتفاقی می‌باشد.

در تلاش‌های اولیه پیشین که به بر روی اجزای مختلف خودرو صورت گرفته است، تحریک جاده به شکل موج‌های سینوسی، توابع پله یا موج‌های مثلثی بکار برده می‌شد. چنین ورودی‌هایی، تنها می‌توانند برای ارزیابی مقایسه‌ای طرح‌های مختلف مفید باشند و برای مطالعه رفتار واقعی اجزای خودرویی که روی پروفیل جاده (که به ندرت شکل ساده‌ای دارد) حرکت می‌کند، نمی‌توانند معتبر باشند، چرا که برآمدگی‌های سطح جاده، ندرتاً بصورت منظم و یکنواخت می‌باشد بلکه ماهیت اتفاقی دارند. لذا ناصافی سطح جاده باید به شکل یک تابع اتفاقی بیان شود.

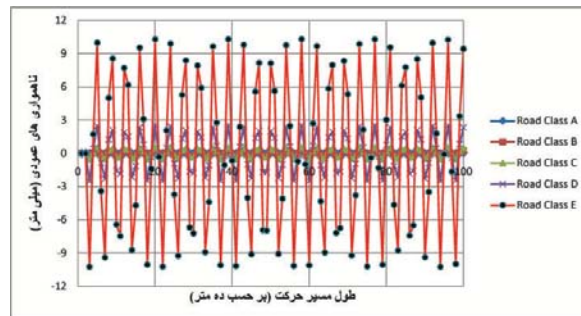
۳- شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای

در مطالعات گذشته، به شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای و بررسی عوامل موثر بر شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده‌ای در اثر حرکت مدل 1/4 خودرو با سرعت ثابت 70Km/h در طول مسیر پیمایش 1Km و در نظر گرفتن دو نوع سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال بر روی جاده‌های مختلف پرداخته شده است [۱۰]. در این تحقیق از نتایج بدست آمده در مطالعات قبلی استفاده شده است. به عنوان مثال می‌توان تاریخچه مکانی ناهمواری‌های جاده‌ای برای کلاسه‌بندی A را در شکل ۲- مشاهده نمود:

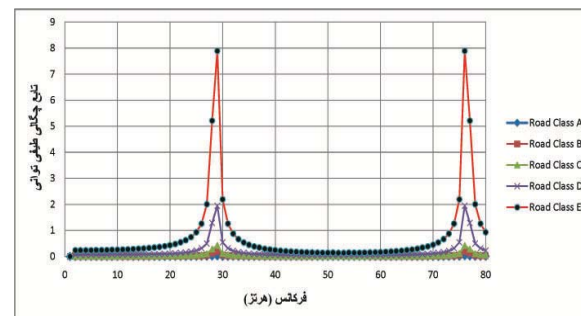


شکل ۲- ناهمواری‌های جاده‌ای بر حسب طول مسیر حرکت خودرو با سرعت ثابت 70 Km/h در جاده کلاس A

به منظور درک بهتر از داده‌های استفاده شده در پژوهش حاضر، تاریخچه مکانی ناهمواری‌های جاده‌ای بدست آمده برای کلاسه‌بندی‌ها مختلف در شکل ۳ آورده شده است. همچنین تابع چگالی طیفی توانی (PSD) جاده‌های مختلف بر حسب فرکانس هر تزی در شکل ۴- با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

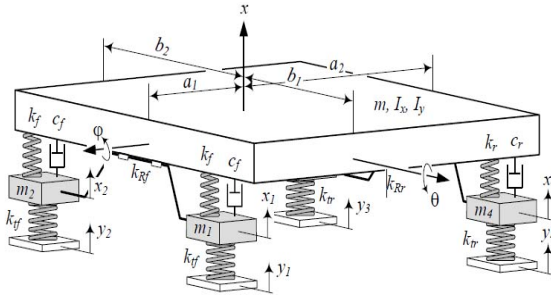


شکل ۳- تاریخچه مکانی ناهمواری‌های جاده‌های مختلف [۱۱]



شکل ۴- تابع چگالی طیفی توانی جاده‌های مختلف بر حسب فرکانس هر تزی [۱۱]

در این تحقیق، مدل کامل خودرو بصورت ۱۰ درجه آزادی مطابق با شکل- ۵ استفاده شده است که در آن بدنه خودرو دارای درجات آزادی چرخش حول محور طولی و عرضی است. چهار جرم فنربندی نشده (جلوی خودرو سمت چپ، جلوی خودرو سمت راست، عقب خودرو سمت چپ و عقب خودرو سمت راست) به همراه جرم‌های فنربندی شده نیز دارای حرکت قائم می‌باشند. در این مدل سیستم تعلیق بین جرم‌های فنربندی شده و فنربندی نشده با المان- های فنر و دمپر مدل شده‌اند.



شکل ۵- مدل فنربندی شده خودروی کامل

مشخصات ارتعاشاتی استفاده شده به منظور شبیه‌سازی مدل کامل خودرو مطابق با شکل ۵- در جدول ۲ آورده شده است.

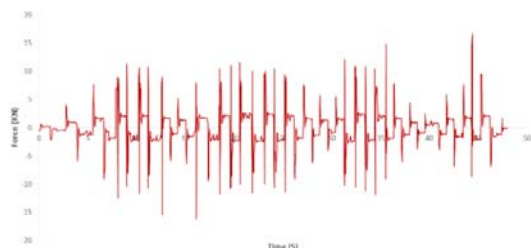
جدول ۲- مشخصات ارتعاشاتی خودروی کامل استفاده شده در شبیه‌سازی

مولفه	علامت	مقدار	واحد
جرم بدنه	m_s	۱۵۰۰	Kg
ممان اینرسی طولی بدنه	I_ϕ	۴۶۰	Kg m
ممان اینرسی عرضی بدنه	I_θ	۲۱۶۰	Kg m
جرم لاستیک‌های جلو	m_{uf}	۵۹	Kg
جرم لاستیک‌های عقب	m_{ur}	۵۹	Kg
سختی فنرهای سیستم تعلیق در جلوی خودرو	K_{sf}	۳۵۰۰۰	N/m
سختی فنرهای سیستم تعلیق در عقب خودرو	K_{sr}	۳۸۰۰۰	N/m
ضریب دمپ سیستم تعلیق در جلوی خودرو	C_{suf}	۱۰۰۰	Ns/m
ضریب دمپ سیستم تعلیق در عقب خودرو	C_{sur}	۱۰۰۰	Ns/m
سختی فنر لاستیک‌ها	$K_{usf} = K_{usr}$	۱۹۰۰۰۰	N/m
فاصله بین مرکز جرم تا جلوی خودرو	A	۱,۴	M
فاصله بین مرکز جرم تا عقب خودرو	B	۱,۷	M
عرض بدنه خودرو	S	۲	m

در این مرحله مدل کامل خودرو با در نظر گرفتن مشخصات ارتعاشی آن در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب مطابق با شکل ۶- شبیه‌سازی شده است. همانطور که در شکل ۶- مشخص است، مدل کامل خودرو در نظر گرفته شده دارای چهار عدد Body Sensor است که رفتار هر سیستم‌تعلیق به همراه تمام متعلقات آن از جمله چرخ خودرو، فنر، دمپر و نیز جرم‌های معلق

۴- شبیه‌سازی مدل کامل خودرو

شکل ۷- نیروی وارد شده به چرخهای جلوی خودرو در هنگام حرکت با سرعت ثابت 70 km/h



شکل ۸- نیروی وارد شده به چرخهای عقب خودرو در هنگام حرکت با سرعت ثابت 70 km/h

همانطور که از پیش هم انتظار می‌رفت، نیروهای وارد شده به چرخهای عقب و جلوی خودرو تقریباً یکسان است (مشابه می‌باشد ولی برابر نیستند) علت آن هم استفاده از سختی فنر متفاوت در چرخهای جلو و عقب خودرو می‌باشد. بطوریکه در چرخ جلو خودرو دارای مقدار ۳۸۰۰۰ ولی در چرخ عقب خودرو دارای مقدار ۳۵۰۰۰ می‌باشد که گاهی در برخی نقاط نیرویی که حساسیت بیشتری دارند، اختلاف مشاهده می‌شود.

۵-۲ استخراج نیروهای وارد شده به چرخها در مانور شتاب‌گیری

در حالت شتاب‌گیری فرض شده است که خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در حال حرکت است که در مانور شتاب‌گیری در طی مسیر ۲۰۰ متر، سرعت خودرو را به اندازه ۳۰ کیلومتر بر ساعت افزایش داده و پس از آن خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت به حرکت خود ادامه می‌دهد. لذا بطور کلی مقدار جابجایی بدست آمده برای هر دو چرخ عقب و جلوی خودرو شامل ۳ مرحله است [۱۲]:

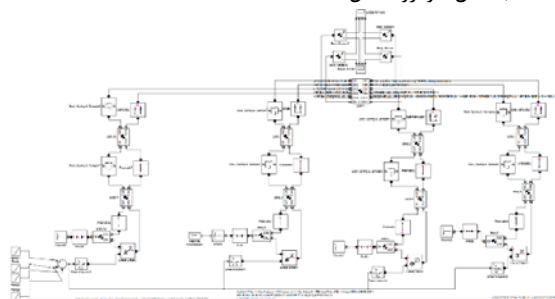
- ✓ حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در طی مسیر پیمایش ۷۰۰ متر
- ✓ شتاب‌گیری و افزایش سرعت خودرو به سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت در طی مسافت ۲۰۰ متر
- ✓ حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت در طی ادامه مسیر

با توجه به روابط فیزیکی موجود بین سرعت، مسافت و زمان می‌توان مدت زمان سپری شده توسط خودرو به منظور پیمودن مسافت یک کیلومتری برای هر یک از ۳ حالت بالا بصورت جداگانه در جدول ۳ گزارش شده است:

جدول ۳- مدت زمان لازم برای پیمودن مسافت یک کیلومتر توسط خودرو با شرایط عملکردی مختلف

شماره حرکت	شرایط عملکردی خودرو	مدت زمان (ثانیه)
۱	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت	۵۱,۴۳
۲	شتاب‌گیری و افزایش سرعت خودرو در طی مسافت ۲۰۰ متر	۴۷,۵۳۴
۳	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت	۳۶

و نامعلق بصورت بلوکی جداگانه شبیه‌سازی شده است و توسط بلوک Body Sensor به مدل خودرو متصل شده است.



شکل ۶- شبیه‌سازی بلوکی مدل کامل خودرو در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب

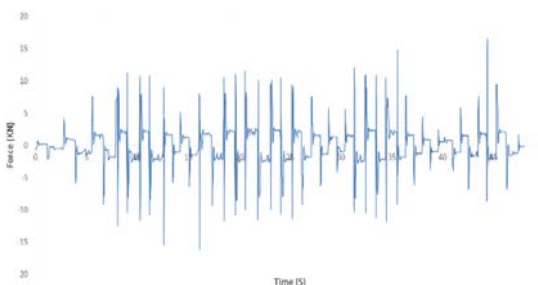
با توجه به داده‌های جدول ۲- در مورد مولفه‌ها و مشخصات ارتعاشی خودروی کامل، در شبیه‌سازی لازم است تا مختصات مکانی مرکز ثقل خودرو و چرخها نیز مشخص گردد. بدین ترتیب که ارتفاع مرکز ثقل خودرو از زمین برابر با ۳۵ سانتی‌متر و نیز ارتفاع مرکز ثقل خودرو از سطح زمین برابر با ۷۵ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است که این مقدار برای خودروهای سواری بین ۷۰ تا ۸۰ سانتی‌متر می‌باشد. مختصات طولی و عرضی مرکز ثقل نیز با توجه به داده‌های اندازه طول خودرو، عرض خودرو و فاصله بین مرکز ثقل تا اکسل جلو و عقب خودرو و نیز فاصله بین دو اکسل مشخص شده است.

۵- نتایج و بحث

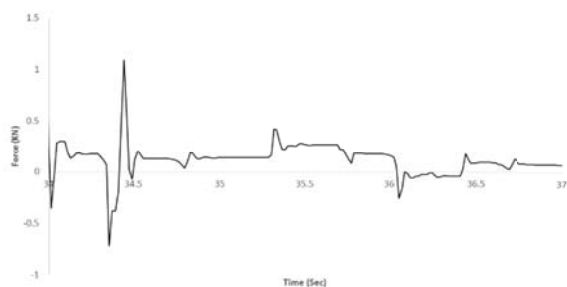
با توجه به جاده‌های موجود در ایران، می‌توان بیشترین جاده را از نوع D در نظر گرفت و به علت کاربردی بودن این تحقیق در صنعت خودرو و گاه‌ها حمل و نقل کشور، از جاده رایج در ایران یعنی کلاس D از استاندارد ایزو استفاده شده است.

۵-۱ استخراج نیروهای وارد شده به چرخها در حرکت با سرعت ثابت

در این مرحله با فرض اینکه خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در حال حرکت می‌باشد، جابجایی عمودی چرخ به عنوان ورودی در نظر گرفته شده است بطوریکه برای هر چهار چرخ یکسان است. در نهایت تحلیل معکوس دینامیکی انجام شده تا بتوان نیروهای وارد شده به سیستم تعلیق را در هر چهار چرخ بدست آورد. پیش از تحلیل و شبیه‌سازی برای حرکت با سرعت ثابت قابل پیش‌بینی است که با توجه به یکسان بودن میزان جابجایی عمودی در چرخها، نیروی وارد شده به سیستم تعلیق نیز در هر ۴ طرف برابر خواهد. لذا به منظور صحت‌گذاری بر شبیه‌سازی کامل خودرو در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب این کار انجام شده است.



شکل-۱۱ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ جلوی خودرو در اثر مانور شتاب گیری در بازه زمانی شتاب گیری خودرو



شکل-۱۲ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ عقب خودرو در اثر مانور شتاب گیری در بازه زمانی شتاب گیری خودرو

۵-۳ استخراج نیروهای وارد شده به چرخها در مانور ترمزگیری

به منظور شبیه سازی مانور ترمزگیری فرض شده است که در ابتدا خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت مسیر ۴۰۰ متر را می پیماید و سپس در مانور ترمزگیری در طی مسیر ۵۰ متر، سرعت خودرو را به اندازه ۳۰ کیلومتر بر ساعت کاهش داده و پس از آن خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت به حرکت خود ادامه می دهد. لذا بطور کلی مقدار جابجایی بدست آمده برای هر دو چرخ عقب و جلوی خودرو شامل ۳ مرحله است:

- ✓ حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت در طی مسیر پیمایش ۴۰۰ متر
- ✓ ترمزگیری و کاهش سرعت خودرو به سرعت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در طی مسافت ۵۰ متر
- ✓ حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در ادامه مسیر در ادامه مدت زمان سپری شدن توسط خودرو به منظور پیمودن مسافت ۱۰۰۰ متری در هر ۳ حالت فوق، در جدول-۴ آورده شده است:

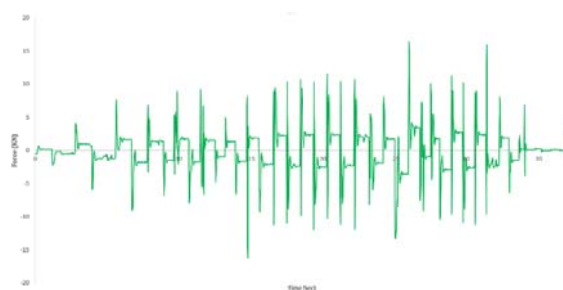
جدول-۴ مدت زمان لازم برای پیمودن مسافت ۱۰۰۰ متر توسط خودرو با شرایط عملکردی مختلف

شماره حرکت	شرایط عملکردی خودرو	مدت زمان (ثانیه)
۱	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت	۳۶
۲	ترمزگیری و کاهش سرعت خودرو در طی مسافت ۵۰ متر	۴۴٫۸۶۶
۳	حرکت خودرو با سرعت ثابت ۷۰ کیلومتر بر ساعت	۵۱٫۴۳

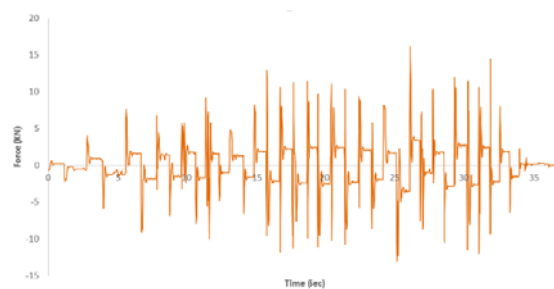
تحلیل معکوس دینامیکی انجام شده و نمودارهای تاریخچه زمانی نیروهای وارد شده بر چرخهای جلو و عقب خودرو در طول مسیر حرکت به ترتیب مطابق با شکل-۱۳ و شکل-۱۴ استخراج شده است. در ادامه نمودارهای تاریخچه زمانی نیرو فقط در بازه زمانی مانور ترمزگیری خودرو برای هر چرخ مطابق با شکل-۱۵ و شکل-۱۶ بدست آمده است.

با استفاده از داده های ورودی بیان شده در بالا، تحلیل معکوس دینامیکی در محیط سیمولینک متلب انجام شده تا بتوان نیروهای وارد شده به سیستم تعلیق را در چرخهای جلو و عقب خودرو بدست آورد. با توجه به ماهیت موضوع (درصد انتقال جرم خودرو از جلو به عقب خودرو در هنگام شتاب گیری) فقط به استخراج داده های مربوط به چرخ های جلو و عقب پرداخته شده است. از طرفی با در نظر گرفتن پروفیل سطح جاده بصورت توزیع یکنواخت در عرض جاده، داده ها برای چرخهای جلو سمت چپ و راست با یکدیگر برابر و نیز داده های چرخ عقب سمت راننده و کمک راننده نیز یکسان در نظر گرفته شده است.

نمودارهای تاریخچه زمانی نیروهای وارد شده بر چرخها در طول مسیر حرکت برای چرخ جلو و عقب خودرو به ترتیب در شکل-۹ و شکل-۱۰ آورده شده است. در ادامه به منظور درک بهتر مسئله، نمودارهای تاریخچه زمانی نیرو فقط در بازه زمانی مانور شتاب گیری خودرو برای هر چرخ مطابق با شکل-۱۱ و شکل-۱۲ استخراج شده است.



شکل-۹ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ جلوی خودرو در اثر مانور شتاب گیری در طول مسیر حرکت



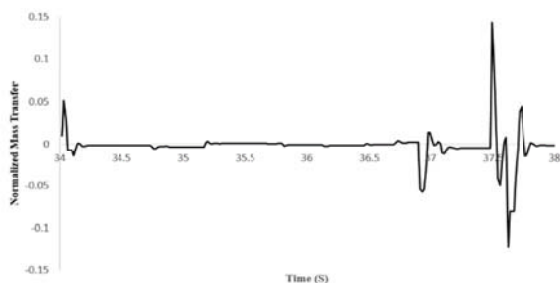
شکل-۱۰ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ عقب خودرو در اثر مانور شتاب گیری در طول مسیر حرکت



بر اساس داده‌های بدست آمده از میزان جابجایی قائم چرخ جلو و عقب خودرو در هنگام شتاب‌گیری و ترمزگیری، نیروهای وارد شده به هر چرخ بدست آمد. در نهایت با توجه به نیروهای بدست آمده و مقایسه آن‌ها با حالت قبل از شتاب‌گیری و ترمزگیری می‌توان میزان انتقال جرم در هر چرخ را بدست آورد.

۶-۱ محاسبه انتقال جرم در مانور شتاب‌گیری

در هنگام شتاب‌گیری، قسمت جلوی خودرو بالا می‌رود و قسمت انتهایی خودرو به سمت پائین حرکت می‌کند که این مقدار بستگی به شدت شتاب‌گیری خودرو خواهد داشت. چنین نتیجه‌ای نیز در نمودارهای جابجایی قائم بدست آمده برای چرخ‌های جلو و عقب خودرو نیز ملاحظه شده است. به منظور بهتر نشان دادن تغییرات انتقال جرم در طی زمان شتاب‌گیری، از رگرسیون خطی برای داده‌های بدست آمده استفاده شده است که می‌توان آن را در شکل-۱۷ مشاهده نمود:



شکل-۱۷ نمودار رگرسیون خطی تغییرات وزن در چرخ جلوی خودرو در طی زمان شتاب‌گیری

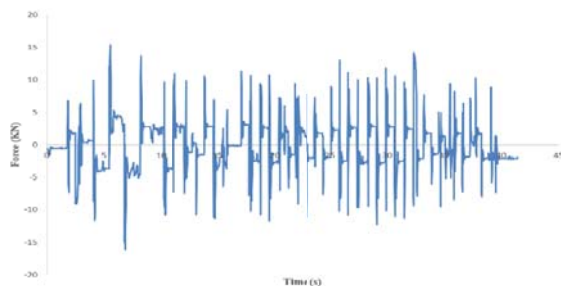
رابطه رگرسیون خطی برای داده‌های شکل-۱۷:

$$y = -0.0019x + 0.0664$$

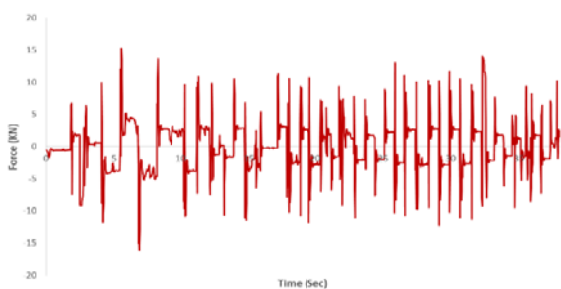
واضح است که در طی زمان شتاب‌گیری انتقال جرم از قسمت مثبت به ناحیه منفی نمودار می‌رود (منحنی قرمز رنگ) و این بدین معنا است که هر چقدر از نظر زمانی جلوتر روییم مقدار بار جرمی از روی چرخ جلوی خودرو برداشته می‌شود یا به عبارت دیگر درصد انتقال جرم از جلوی خودرو به سمت عقب خودرو بیشتر می‌شود. این نشان‌دهنده کاهش درصد بار وزنی روی چرخ جلو در هنگام شتاب‌گیری می‌باشد. اگر قرار باشد در طی این حرکت مقدار عددی برای این انتقال جرم گزارش شود، بهتر است با استفاده از فرمول بیان شده برای رگرسیون خطی و نیز مشخص بودن بازه زمانی فرآیند شتاب‌گیری، میانگین عددی حساب شود. برای این حرکت، انتقال جرم نرمالیزه شده برابر است با

$$\text{average of mass transfer for front tyre} = -2.68\%$$

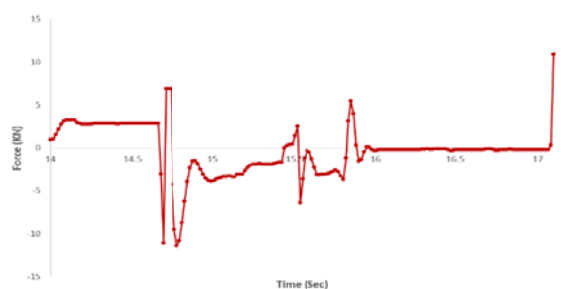
همین مراحل نیز برای چرخ عقب خودرو انجام شده است که نتایج را می‌توان در زیر مشاهده نمود (شکل-۱۸):



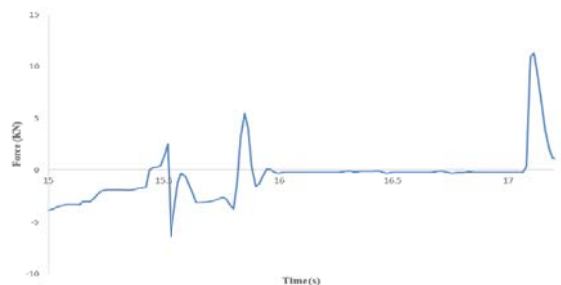
شکل-۱۳ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ جلوی خودرو در اثر مانور ترمزگیری در طول مسیر حرکت



شکل-۱۴ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ عقب خودرو در اثر مانور ترمزگیری در طول مسیر حرکت



شکل-۱۵ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ جلوی خودرو در اثر مانور ترمزگیری در بازه زمانی ترمزگیری خودرو



شکل-۱۶ تاریخچه زمانی نیروی وارد شده به چرخ عقب خودرو در اثر مانور ترمزگیری در بازه زمانی ترمزگیری خودرو

۶- محاسبه انتقال جرم در مانورهای مختلف

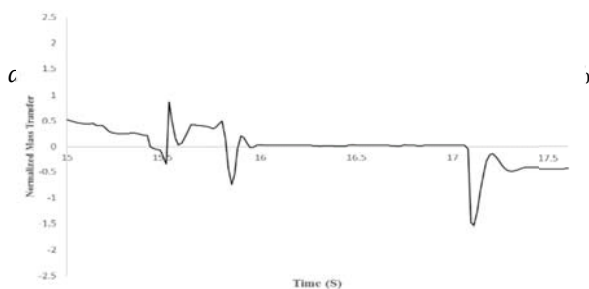
$$y = +0.0001x - 0.0007$$

در طی زمان ترمزگیری انتقال جرم از قسمت منفی به ناحیه مثبت نمودار می‌رود (معادله خط رگرسیون دارای شیب مثبت است) و این بدین معنا است که هر چقدر از نظر زمانی جلوتر رویم مقدار بار جرمی بر روی چرخ جلوی خودرو بیشتر می‌شود یا به عبارت دیگر درصد انتقال جرم از عقب خودرو به سمت جلوی خودرو می‌باشد که باعث می‌گردد تا ارتفاع جلوی خودرو در هنگام ترمزگیری نسبت به سطح تراز خود پائین‌تر آید. این نشان‌دهنده افزایش درصد بار وزنی روی چرخ جلو در هنگام ترمزگیری می‌باشد.

اگر قرار باشد در طی این حرکت مقدار عددی برای این انتقال جرم گزارش شود. بهتر است با استفاده از فرمول بیان شده برای رگرسیون خطی و نیز مشخص بودن بازه زمانی فرآیند ترمزگیری، میانگین حساب شود. برای این حرکت انتقال جرم نرمالیزه شده برابر است با:

$$\text{average of mass transfer for front tyre} = 0.9\%$$

مراحل بیان شده در بالا نیز برای چرخ عقب خودرو انجام شده است که نتایج را می‌توان در زیر مشاهده نمود (شکل-۲۰):



شکل-۲۰ نمودار رگرسیون خطی تغییرات وزن در چرخ عقب خودرو در طی زمان ترمزگیری

رابطه رگرسیون خطی برای داده‌های شکل-۲۰:

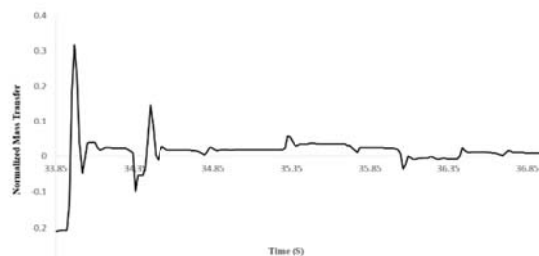
$$y = -0.00003x + 0.0253$$

با استفاده از رگرسیون خطی و محاسبه مقدار میانگین، می‌توان چنین گزارش نمود که درصد انتقال جرم نرمالیزه شده برای چرخ عقب در هنگام شتاب‌گیری برابر است با:

$$\text{verage of mass transfer for rear tyre} = -2.46\%$$

۷- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر به بررسی میزان انتقال جرم خودرو در مانورهای مختلف پرداخته شده است. بدین ترتیب که در ابتدا بر اساس کلاس-بندی ناهمواریهای جاده‌ای ارائه شده از طرف شرکت بین‌المللی استانداردسازی ایپزو، جایجایی‌های عمودی وارده به خودرو در طول مسیر حرکت خودرو در سرعت‌های ثابت ۷۰ و ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت و بر اساس جاده کلاس D استخراج شده است. در ادامه برای مانورهای



شکل-۱۸ نمودار رگرسیون خطی تغییرات وزن در چرخ عقب خودرو در طی زمان شتاب‌گیری

رابطه رگرسیون خطی برای داده‌های شکل-۱۸:

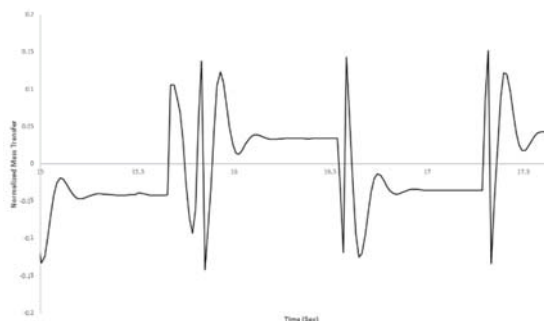
$$y = +0.0041x - 0.1344$$

با استفاده از رگرسیون خطی و محاسبه مقدار میانگین، می‌توان چنین گزارش نمود که درصد انتقال جرم نرمالیزه شده برای چرخ عقب در هنگام شتاب‌گیری برابر است با:

مقدار بدست آمده مثبت می‌باشد که نشان‌دهنده افزایش میزان بار جرمی بر روی چرخ عقب خودرو در هنگام شتاب‌گیری است.

۶-۲ محاسبه انتقال جرم در مانور ترمزگیری

در هنگام ترمزگیری جلوی خودرو به سمت پائین حرکت می‌کند و در پی آن عقب خودرو به سمت بالا می‌آید که این مقدار بستگی به شدت ترمزگیری خودرو خواهد داشت. چنین نتیجه‌ای نیز در نمودارهای جایجایی قائم بدست آمده برای چرخ‌های جلو و عقب خودرو نیز ملاحظه شده است. به منظور بهتر نشان دادن تغییرات انتقال جرم در طی زمان ترمزگیری، از رگرسیون خطی برای داده‌های بدست آمده استفاده شده است که می‌توان آن را در شکل-۱۹ مشاهده نمود:



شکل-۱۹ نمودار رگرسیون خطی تغییرات وزن در چرخ جلوی خودرو در طی زمان ترمزگیری

رابطه رگرسیون خطی برای داده‌های شکل-۱۹:

[۹] نادری بلداجی، م. علیمردانی، ر. عباس زاده، ر. احمدی، ح. (۱۳۸۷). بررسی معادلات بار دینامیکی و انتخاب معادله مناسب با اندازه گیری لغزش چرخ تراکتور. پنجمین کنگره ملی مهندسی ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون. دانشگاه فردوسی مشهد.

[۱۰] م. نوایی، ک. مقدمیان، م. حبیب‌نیا، "تایر، انتخاب، استفاده و نگهداری"، نشر رزقی، ۱۳۸۹

[11] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, "Study effects of vehicle velocity on a road surface roughness simulation", Applied Mechanics and Materials, 2013, Vol. 372, pp. 650-656.

[12] K. Reza Kashyzadeh, S. M. S Mousavi Bafrouyi, S. Arab, "Study of the vibration behavior of vehicle body due to Road roughness during accelerating motion", Journal of Mechanical Engineering and Vibration", 2016, Accepted, (In Persian).

مختلف ترمزگیری و شتاب‌گیری خودرو تحت شرایط تعیین شده، تاریخچه جابجایی وارد شده به چرخ‌های عقب و جلوی خودرو بدست آمده است. در ادامه مدل کامل خودرو در محیط سیمولینک نرم افزار متلب شبیه‌سازی شده و با استفاده از تحلیل دینامیک معکوس، نیروهای وارد شده به هر یک از چرخ‌های خودرو در طی مانورهای محاسبه شده است. در نهایت به منظور بررسی میزان انتقال جرم در مانورهای شتاب‌گیری و ترمزگیری، از تاریخچه نیرویی بدست آمده در مراحل قبل استفاده شده است. نتایج حاصل حرکت الاکلنگی حول مرکز ثقل خودرو را نشان می‌دهد. بدین ترتیب که در مانور شتاب‌گیری، چرخ جلوی خودرو به سمت بالا و چرخ عقب خودرو به سمت پائین حرکت کرده و در مانور ترمزگیری بالعکس عمل می‌کند. به عبارت دیگر در مانور ترمزگیری، چرخ جلوی خودرو به سمت پائین و چرخ جلوی خودرو به سمت بالا حرکت خواهد کرد. لذا مقدار درصد انتقال جرم بر روی هر دو چرخ عقب و جلوی خودرو یکسان نمی‌باشد. که برای این امر علت‌های متفاوتی وجود دارد که عبارتند از:

- ۱- فاصله بین مرکز جرم خودرو و هر یک از محورهای عقب و جلوی خودرو که متفاوت با یکدیگر می‌باشند. لذا تعادل الاکلنگی را بطور کامل در فترها و بطور کلی سیستم دو طرف یکسان قرار نمی‌دهد و میزان جابجایی‌ها در چرخ‌های عقب و جلوی خودرو بستگی به این طول خواهد داشت.
- ۲- مقدار ضریب سختی فنر چرخ عقب و جلوی خودرو یکسان نمی‌باشد، لذا میزان نیروی وارد شده به چرخ و بطور کلی سیستم و در پی آن میزان انتقال جرم محاسبه شده در دو طرف خودرو متفاوت خواهد بود.

۸- مراجع

[1] A study of vibration behavior of a medium size track considering frame flexibility use of ADAMS, International ADAMS user conference, 1998.

[2] K. Reza Kashyzadeh, M. J. Ostad-Ahmad-Ghorabi, A. Arghavan, "Investigating the Effect of Road Roughness on Automotive Component", Engineering Failure Analysis, Vol. 47, 2014.

[3] L. Davis, J. Bunker, "Suspension testing of 3 heavy vehicles – dynamic wheel force analysis", Brisbane Queensland, Australia, 2009.

[4] E. K. Liebmenn, K. Meder, J. Schuh, G. Nenninger, "Safety and performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control", Robert Bosch Corporation, Chassis Systems.

[۵] داوودی، محسن و منهج، محمدباقر، "کنترل فازی پایداری دینامیکی خودرو جهت جلوگیری از واژگونی".

[6] H. Alipour, M. Sabahi, M. B. B. Sharifian, "Lateral stabilization of a four wheel independent drive electric vehicle on slippery roads", Mechatronics, 2014.

[۷] ک. رضاکاشی‌زاده، "تخمین عمر خستگی سامانه تعلیق و فرمان چرخ خودرو در مانورهای مختلف تحت بارهای اتفاقی"، تز دکترای دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۹۴.

[۸] کیهانی، علیرضا و طباطبایی، فر، احمد، مکانیک تراکتور و ادوات خاک ورزی، انتشارات دانشگاه تهران، ۱۳۸۵.