

بررسی اثر درجات آزادی سیستم تعلیق در کنترل غیرخطی پایداری و چرخش حول محور طولی خودرو با استفاده از کنترل کننده مود لغزشی

امیر حسین کاظمیان

دانشجوی دکتری، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، عضو هیات علمی، دانشگاه سیستان و بلوچستان، سیستان و بلوچستان، ایران

مجید فولادی*

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران

حسین دریجانی

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران

چکیده

سیستم کنترل پایداری جز سیستم‌های ایمنی فعال برای خودروها به منظور کنترل حرکت دینامیکی خودرو در مانورهای خطرناک می‌باشد. در مقاله حاضر ابتدا شبیه‌سازی سیستم تعلیق غیرفعال ۴ درجه آزادی انجام شده و سپس به منظور بهبود عملکرد سیستم کنترلی، یک سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی با اضافه کردن جرم به قسمت فنربندی نشده سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی و استفاده از میراگر نیمه‌فعال هیبردی توسعه داده شده است. با اتخاذ این رویکرد جدید، مدل ۴ درجه آزادی به مدل ۶ درجه آزادی نیمه‌فعال هیبریدی تبدیل می‌شود. برای بررسی کنترل‌پذیری سیستم با افزایش درجات آزادی، سیستم تعلیق نیمه‌فعال هیبریدی جدید ۸ درجه آزادی با ترکیب مدل ۴ و ۶ درجه آزادی طراحی و شبیه‌سازی کنترل‌کننده مود لغزشی برای این سیستم‌ها انجام شده است و با روش کنترلی PID نیز مقایسه گردیده است. برای شبیه‌سازی و تحلیل دینامیکی از نرم افزار متلب استفاده می‌شود. داده‌های ورودی از مدل سازی حرکت یک خودرو در نرم‌افزار کارسیم استخراج شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که افزایش درجات آزادی به همراه به کارگیری دمپر نیمه‌فعال هیبریدی منجر به پایداری بهتر و خوش‌فرمانی بیشتر خودرو می‌شود.

واژه‌های کلیدی: کنترل پایداری، خوش فرمانی، کنترل مد لغزشی، سیستم هیبریدی نیمه فعال، تئوری لیاپانوف.

The Investigation of Increasing the Degree of Freedom on Improvement of Stability and Reduction of Rollover by using Sliding Mode Control Method

A. H. Kazemian

Mechanical Engineering Department, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

M. Fooladi

Mechanical Engineering Department, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

H. Darijani

Mechanical Engineering Department, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

Abstract

Stability control system is a part of active safety systems in vehicles which is designed to control the vehicles' dynamic motion in emergency maneuvers. In the present study, design and simulation of sliding mode controller has initially been conducted for a suspension system with 4 degrees of freedom (4 DOFs). In order to improve the efficiency of controlling system, a new suspension system with 6 DOFs and using hybrid semi-active damper is developed. By employing this novel approach, the passive model with 4 degrees of freedom is modified to hybrid semi-active model with 6 DOFs. Thereupon, to examine the effects of enhancing of DOF on the stability, a new hybrid semi-active suspension system with 8 DOFs by combining passive 4 DOFs and hybrid semi-active 6 DOFs suspension system is designed and simulated. Numerical results from a typical vehicle that is simulated in CarSim are the input for MATLAB simulation. Investigations show that increasing DOFs accompany with applying hybrid semi-active damper lead to better stability and good handling characteristics of vehicle.

Keywords: Stability control; Good handling, Sliding mode control, Semi-active hybrid system, Liapanov theory.

۱- مقدمه

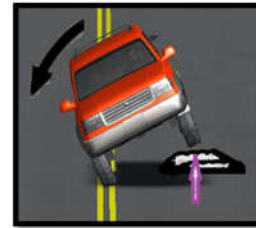
و داشته^۱. واژگونی واداشته در اثر نیروی خارجی اتفاق می‌افتد، نمونه‌هایی از این واژگونی وقتی است که تایلر خودرو به مانعی برخورد کند یا خودرو به گاردریل کنار جاده اصابت نماید. واژگونی غیروادی داشته ناشی از شتاب عرضی بالا در پیچ‌های تند جاده است و ربطی به نیروی خارجی ندارد. نمونه ای از این واژگونی هنگامی است که یک خودرو به منظور جلوگیری از برخورد با یک مانع، مسیر حرکتی خود را سریعاً تغییر می‌دهد و یا اینکه در پیچ‌های تند جاده سرعت بسیار بالایی

با توجه به اینکه درصد زیادی از مرگ و میر در جاده‌ها ناشی از واژگونی خودروها حول محور طولی می‌باشد لذا در کار حاضر مسئله واژگونی خودروهای سبک و راه‌حل کنترل خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. واژگونی به علت چرخش خودرو حول محور طولی اتفاق می‌افتد و عمدتاً بر دو نوع است: واژگونی واداشته^۱ و واژگونی غیر

^۲ Untripped Rollover

^۱ Tripped Rollover

داشته باشد [۱]. واژگونی خودرو به طور غیرقابل چشم پوشی در حوادث رانندگی مرگبار، سهمیم است. از نزدیک به ۱۱ میلیون تصادف در خودروهای سواری^۱، شاسی بلند، وانت و ون در سال ۲۰۱۰، تنها ۳ درصد حوادث مربوط به واژگونی می باشد. با این حال، نزدیک به ۳۳ درصد از تمام مرگ و میر ناشی از تصادفات خودروهای سواری را شامل می شود. بر اساس اطلاعات منتشر شده NHTSA در سال ۲۰۰۶ تصادفات ناشی از غلتش در ۷۰ درصد حوادث خودروهای سبک سهمیم بوده اند [۲].



الف) واژگونی واداشته



ب) واژگونی غیر واداشته
شکل ۱- انواع واژگونی [۲].

با توجه به زیاد شدن تمایل استفاده از خودروهای با مرکز ثقل بالا مانند SUVها^۲، بحث واژگونی به موضوع مهمی در زمینه ایمنی خودرو تبدیل شده است. تاکنون تحقیقات در این زمینه عمدتاً در دو شاخه شناسایی [۳، ۴] و پیشگیری وقوع حوادث و واژگونی صورت گرفته است [۵-۸]. معیارهای متفاوتی در ارتباط با شناسایی آستانه واژگونی ارائه شده اند. از جمله این معیارها می توان به معیار پایداری استاتیکی و معیار مبتنی بر انرژی جنبشی سیستم و معیار زمان تا واژگونی را اشاره نمود. مقالات زیادی استفاده از انواع مکانیزم‌ها، از جمله سیستم های تعلیق متفاوت [۹] سیستم ترمزگیری اختلافی و مکانیزم کنترل فعال فرمان را با به کارگیری روش‌های کنترلی مختلف به منظور کنترل واژگونی خودرو ارائه داده اند [۱۰]. سولماز و همکاران با ارائه روشی مبتنی بر سیستم‌های زمان گسسته در سیستم کنترل فعال فرمان، دینامیک غلتشی خودرو را مورد تحلیل قرار داده اند [۱۱]. سیستم‌های تعلیق خودرو برای کاهش یا حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری‌های جاده به کار گرفته می شوند و وظیفه دارند که تا حد امکان نوسانات ناشی از ناهمواری‌های جاده را که از طریق چرخ‌ها به بدنه منتقل می شود را جذب کنند. سیستم‌های تعلیق خودرو را می توان در سه گروه غیر فعال، نیمه فعال و فعال مورد بررسی قرار داد. سیستم تعلیق غیرفعال با استفاده از عناصر غیرفعال فنر و کمک فنر، انرژی را به

ترتیب ذخیره و تلف می کنند. عملکرد سیستم تعلیق غیرفعال بستگی به شرایط جاده دارد و ضرایب فنر و کمک فنر در سیستم تعلیق غیر فعال ثابت بوده و دارای محدودیت در حذف فرکانس‌ها در بازه فرکانسی وسیع می باشد. با پیشرفت علوم، خودروسازان به استفاده از سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و فعال روی آوردند. سیستم‌های تعلیق فعال و نیمه‌فعال انواعی از مکانیزم‌های تعلیق خودرو هستند که حرکت عمودی چرخ‌های خودرو را در بازه فرکانسی وسیع و اتلاف بلادرنگ انرژی از طریق بازخورد لحظه‌ای کنترل می کنند و هر تأثیر خودرو به طور مستقل بسته به شرایط جاده بالا و پایین می رود تا حداکثر راحتی سرنشینان خودرو تامین گردد [۱۲]. امروزه با توجه به غیرخطی بودن دینامیک خودرو و همچنین عدم شناسایی دقیق پارامترها و عدم قطعیت در مدل دینامیکی خودرو استفاده از کنترل کننده‌های غیرخطی افزایش یافته است. از جمله این کنترل کننده‌ها، کنترل کننده خطی ساز فضای حالت، کنترل کننده H_{∞} و کنترل کننده مود لغزشی^۳ را می توان نام برد. کاظمی و همکاران به منظور بهبود پایداری واژگونی خودرو مفصلی حامل سیال یک سیستم کنترل رول فعال با استفاده از یک کنترلر غیرخطی مقاوم در یک مدل دینامیکی ۱۶ درجه آزادی ارائه دادند و به منظور جلوگیری از واژگونی، آن یک سیستم کنترل غیر خطی مقاوم، با ترکیب روش کنترل مود لغزشی و خطی سازی پسخور طراحی نمودند [۱۳]. بالامورگان و همکاران با بکارگیری میراگر مگنتو رئولوجیکال ارتعاشات یک سیستم تعلیق نیمه‌فعال را کنترل نمودند [۱۴]. کوک و همکاران برای کنترل ارتعاشات یک سیستم تعلیق با میراگر MR از روش کنترل مود لغزشی بر پایه کنترل فازی تطبیقی استفاده نمود [۱۵]. به منظور جلوگیری از واژگونی رضایور و همکاران [۱۶] با استفاده از روش کنترل کننده مود لغزشی، کنترلر مقاوم چندهدفه بهینه‌ای را برای یک خودرو ۸ درجه آزادی طراحی کردند. باکتر و همکاران با هوشمندسازی روش خطی سازی پسخور به طراحی کنترل کننده برای یک سیستم تعلیق فعال یک خودرو بیایانی پرداخته اند [۱۷]. وانگ و همکاران در [۱۸] خودپایدارسازی حرکت غلت خودرو را مد نظر قرار داده و ردیابی یک مقدار مرجع برای سرعت زاویه ای آستانه واژگونی را هدف کنترلی قرار دادند. سعیدی و همکاران در [۱۹] پایداری غلت یک خودرو کمرشکن حمل مایعات را با استفاده سیستم کنترل غلت مورد بررسی قرار دادند.

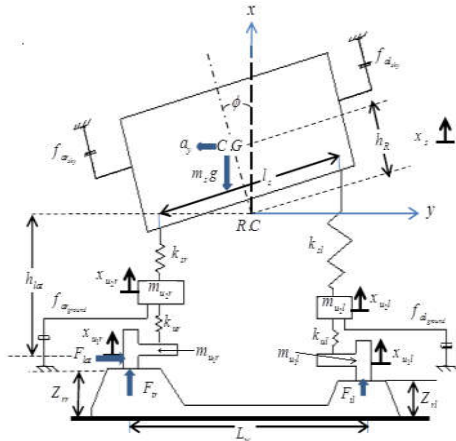
در این مقاله از میراگر [MR] [14, 20] که قابلیت اعمال نیروهای متغیر را دارد در معادلات سیستم استفاده شده است. بنابراین در این پژوهش با اضافه نمودن دو جرم مساوی به صورت متقارن به قسمت فتربندی- نشده سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی غیرفعال یک مدل نیم خودرو [۲۱] و همچنین استفاده از دمپر MR، سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی نیمه- فعال هیبریدی طراحی شده و سپس با استفاده از روش کنترل مود- لغزشی و به کارگیری نظریه پایداری لیاپانوف، یک سیستم کنترلی جدید طراحی می شود. سپس به منظور بررسی کنترل پذیری سیستم با افزایش درج‌جات آزادی، سیستم تعلیق نیمه‌فعال هیبریدی جدید ۸ درجه آزادی با ترکیب مدل سیستم تعلیق غیرفعال ۴ درجه و نیمه‌فعال ۶ درجه آزادی طراحی و شبیه‌سازی کنترل کننده مودلغزشی برای این

^۱ Passenger car

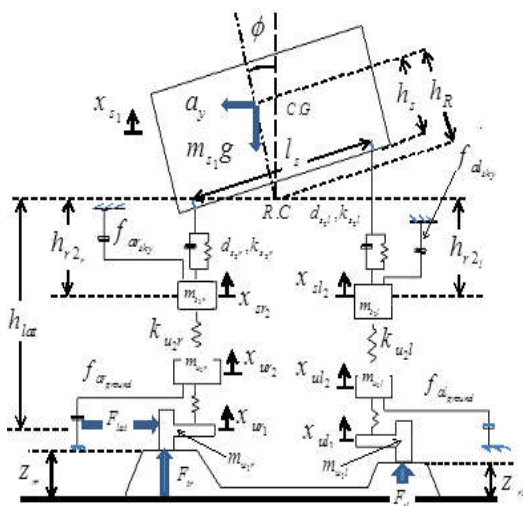
^۲ Sport Utility Vehicle

^۳ Sliding Mode Control

کردن دو جرم مساوی متقارن به قسمت فربندی شده و همچنین استفاده از دمپر MR سیستم تعلیق هیبریدی ۸ درجه آزادی جدید طراحی شده است (شکل ۴). همانطور که در شکل ۴ قابل مشاهده است m_{s_2} بیانگر جرم‌های اضافه‌شده به قسمت فربندی شده خودرو می‌باشد.



شکل ۳- مدل سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی هیبریدی نیمه فعال



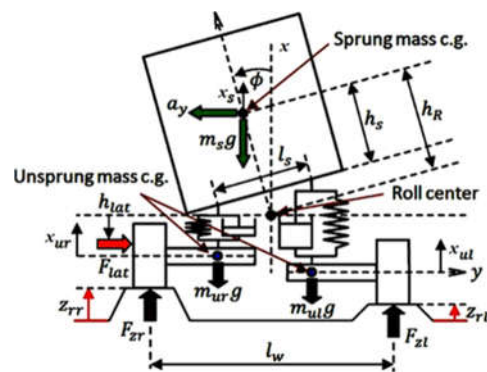
شکل ۴- مدل سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی هیبریدی نیمه فعال

ورودی کنترلی برای مدل‌های ۶ و ۸ درجه آزادی نیروهای کنترلی عبارتند از $f_{a_{sky}}$ و $f_{a_{ground}}$ جایگه $f_{a_{sky}}$ نیروی کنترلی برای جرم فربندی‌شده و $f_{a_{ground}}$ نیروی کنترلی برای جرم اضافه شده به قسمت فربندی‌نشده می‌باشد. به علاوه زیرنویس r و l نیز به ترتیب نمایانگر سمت راست و چپ خودرو می‌باشند. همچنین عوامل تحریک جاده ای برای هر سه سیستم Z_r ، Z_n و a_y هستند. همانطور که پیشتر ذکر گردید تاثیر مستقیم میراگر و نیروهای تولید شده توسط جرم‌های اضافه شده، یک رویکرد جدید در پژوهش حاضر می‌باشد. بنابراین تاثیر نیروهای $f_{l_{sky}}$ و $f_{r_{sky}}$ به صورت مستقل از عملکرد نیروهای دمپری غیرفعال f_{sr} و f_{sl} در نظر گرفته می‌شوند. در استخراج معادلات حاکم بر حرکت خودرو فرض بر این است که خودرو در مسیر مستقیم حرکت می‌کند، ورودی‌های جاده و شتاب

سیستم نیز انجام گرفته است. در نهایت نتایج این مکانیزم کنترلی جدید برای هر دو سیستم‌های تعلیق ۶ و ۸ درجه آزادی مورد بررسی قرار می‌گیرد و همچنین روش کنترلی PID^۱ نیز که امروزه متداولترین روش کنترلی در صنعت است نیز برای این دو مدل دینامیکی ۶ و ۸ درجه آزادی به کار برده شده است که نتایج شبیه‌سازی نشان از عملکرد بهتر کنترل‌کننده مود لغزشی برای سیستم ۸ درجه آزادی و همچنین پیشگیری از واژگونی خودرو در هر دو سیستم ۶ و ۸ درجه آزادی دارد.

۲- مدل دینامیکی سیستم

راجامانی در مرجع [۲۱] با ارائه یک سیستم تعلیق غیرفعال ۴ درجه آزادی در یک مدل نیم خودرو به تحلیل و معرفی شاخصی به منظور پیشگیری از واژگونی واداشته پرداخت که در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- مدل سیستم تعلیق غیر فعال ۴ درجه آزادی [۲۱]

با توجه به شکل ۲، h_R بیانگر ارتفاع مرکز جرم، m_s جرم فربندی شده، a_y شتاب جانبی، ϕ زاویه چرخش، k_s سختی فنری قسمت فربندی شده خودرو، d_s ضریب میرایی قسمت فربندی‌شده خودرو، k_u سختی فنری قسمت فربندی نشده خودرو، k_r سختی تایرها و همچنین جرم‌های فربندی‌نشده خورو (تایرها) می‌باشند. همچنین زیرنویس l و r به ترتیب به جهت‌های چپ و راست خودرو اشاره می‌کند. در پژوهش حاضر نیز مدل ۶ درجه آزادی جدید در تحلیل دینامیک واژگونی معرفی می‌گردد، بنابراین دو جرم مساوی متقارن به قسمت فربندی نشده سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی غیر فعال اضافه شده و با استفاده از میراگر مگنتورئولوژیکال سیستم تعلیق نیمه‌فعال هیبریدی ۶ درجه آزادی طراحی می‌شود که در شکل (۴) نشان داده شده است. باید توجه داشت که اضافه کردن درجات آزادی به منظور بررسی تاثیر آن روی پایداری و خوش‌فرمانی سیستم می‌باشد. همانطور که در شکل ۳ نشان داده شده است m_{s_2} بیانگر جرم‌های اضافه شده- ای هستند که به قسمت فربندی نشده خودرو اضافه شده است.

در ادامه به منظور بررسی بهبود پایداری و همچنین نحوه کنترل‌پذیری سیستم با افزایش درجات آزادی سیستم تعلیق نیمه فعال هیبریدی جدید ۸ درجه آزادی با ترکیب مدل سیستم تعلیق غیرفعال ۴ درجه و نیمه فعال ۶ درجه آزادی طراحی شده است. برای این منظور با اضافه

^۱proportional-integral-derivative control method

$$(I_{xx} + m_s h_r^2) \ddot{\phi} = [k_{sr}(x_s - x_{u2r}) - k_{sl}(x_s - x_{u2l}) + f_{ar_sky} - f_{al_sky}] \frac{l_s}{2} + m_s a_y h_r \quad (10)$$

معادلات حرکت سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی نیز با همین روش به دست می‌آید. بنابراین معادله حرکت شاسی خورو عبارت است از:

$$m_{s1} \ddot{x}_{s1} = -k_{s2r}(x_{s1} - x_{sr2}) - k_{s2l}(x_{s1} - x_{sl2}) - d_{s2l}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{sl2}) - d_{s2r}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{sr2}) + f_{al_sky} + f_{ar_sky} \quad (11)$$

جایی که x_{s1} موقعیت جرم فنربندی شده (شاسی) و x_{sr2} و x_{sl2} نشان‌دهنده موقعیت جرم‌های اضافه‌شده به قسمت فنربندی شده خودرو می‌باشند. در روابط (۱۲) و (۱۳) معادلات حرکت این جرم‌های اضافه شده به قسمت فنربندی شده در سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی ارائه شده است.

$$m_{s2r} \ddot{x}_{sr2} = -k_{s2r}(x_{sr2} - x_{s1}) - k_{s1r}(x_{sr2} - x_{ur2}) - d_{s2r}(\dot{x}_{sr2} - \dot{x}_{s1}) - d_{s1r}(\dot{x}_{sr2} - \dot{x}_{ur2}) - f_{ar_sky} \quad (12)$$

$$m_{s2l} \ddot{x}_{sl2} = -k_{s2l}(x_{sl2} - x_{s1}) - k_{s1l}(x_{sl2} - x_{ul2}) - d_{s2l}(\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{s1}) - d_{s1l}(\dot{x}_{sl2} - \dot{x}_{ul2}) - f_{al_sky} \quad (13)$$

در روابط (۱۲) و (۱۳) x_{u2r} و x_{u2l} موقعیت جرم‌های فنربندی نشده اضافه‌شده به خودرو می‌باشند و معادلات حرکت این جرم‌های فنربندی نشده اضافه‌شده عبارتند از:

$$m_{u2l} \ddot{x}_{ul2} = -k_{s1l}(x_{ul2} - x_{sl2}) - k_{ul}(x_{ul2} - x_{ul1}) - f_{al_ground} \quad (14)$$

$$m_{u2r} \ddot{x}_{ur2} = -k_{s1r}(x_{ur2} - x_{sr2}) - k_{ur}(x_{ur2} - x_{ur1}) - f_{ar_ground} \quad (15)$$

که x_{u1l} و x_{u1r} در روابط (۱۴) و (۱۵) موقعیت جرم‌های فنربندی نشده در دو سمت خودرو (تایرها) را مشخص می‌کنند و همچنین معادلات حرکت عمودی تایرها و معادله حرکت چرخش جرم فنربندی شده (شاسی) حول محور طولی خودرو به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$m_{u1l} \ddot{x}_{ul1} = -k_{ul}(x_{ul1} - x_{ul2}) - k_t(x_{ul1} - z_l) + f_{al_ground} \quad (16)$$

$$m_{u1r} \ddot{x}_{ur1} = -k_{ur}(x_{ur1} - x_{ur2}) - k_t(x_{ur1} - z_r) + f_{ar_ground} \quad (17)$$

$$(I_{xx} + m_{s1} h_r^2) \ddot{\phi} = [k_{s2l}(x_{s1} - x_{sl2}) + d_{s2l}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{sl2}) + k_{s2r}(x_{s1} - x_{sr2}) + d_{s2r}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{sr2})] \frac{l_s}{2} + m_{s1} a_y h_r \quad (18)$$

شایان ذکر است با صفرقرار دادن جرم‌های اضافه شده و جایگزینی دمپرهاى نیمه‌فعال هیبریدی با دمپره‌ای معمولی، معادلات سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی مقاله [۲۱] به دست می‌آیند.

۳- طراحی کنترل کننده سیستم تعلیق با استفاده از روش کنترل مود لغزشی

ایده اصلی روش کنترل مود لغزشی سوق دادن حالت سیستم به یک سطح لغزش و سپس صفر کردن آن است. سطح لغزش به معادله‌ای اطلاق می‌شود که شامل دینامیک‌های خطا و مشتق و یا مشتقات خطای سیستم باشد و نوع این سطح بستگی به متغیرهای سیستم و

جانبی توابع تحریک سیستم تعلیق خودرو می‌باشند و از قانون دوم نیوتن برای استخراج معادلات حاکم بر خودرو استفاده شده است. معادلات حرکت برای مکانیزم تعلیق غیرفعال ۴ درجه آزادی و همچنین سیستم‌های هیبریدی نیمه‌فعال ۶ و ۸ درجه آزادی در سیستم مختصات متصل به جرم فنربندی شده (شاسی) به طور جداگانه مورد مطالعه قرار می‌گیرند. معادلات حاکم برای سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی را می‌توان با استفاده از قانون دوم نیوتن به دست آورد. بنابراین معادله حرکت جرم فنربندی شده می‌شود:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_{sr}(x_s - x_{ur}) - d_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur}) - k_{sl}(x_s - x_{ul}) - d_{sl}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ul}) \quad (1)$$

جاییکه x_s موقعیت جرم فنربندی شده می‌باشد و x_{ur} و x_{ul} نیز به ترتیب موقعیت جرم‌های فنربندی نشده سمت راست و چپ خودرو و l_s نیز فاصله بین سیستم تعلیق چپ و راست هستند. همچنین معادلات حرکت جرم‌های فنربندی نشده و معادله حرکت چرخشی جرم فنربندی شده حول محور طولی خودرو به ترتیب عبارتند از:

$$m_{ur} \ddot{x}_{ur} = k_{sr}(x_s - x_{ur}) + d_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur}) - k_{tr}(x_{ur} - z_r) \quad (2)$$

$$m_{ul} \ddot{x}_{ul} = k_{sl}(x_s - x_{ul}) + d_{sl}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ul}) - k_{tl}(x_{ul} - z_l) \quad (3)$$

$$(I_{xx} + m_s h_r^2) \ddot{\phi} = [k_{sr}(x_s - x_{ur}) + d_{sr}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ur}) - k_{sl}(x_s - x_{ul}) - d_{sl}(\dot{x}_s - \dot{x}_{ul})] \frac{l_s}{2} + m_s a_y h_r \quad (4)$$

به پیرو همین روش معادلات حرکت سیستم تعلیق نیمه فعال هیبریدی ۶ درجه آزادی نیز به دست می‌آیند. بنابراین معادله حرکت جرم فنربندی شده عبارت است از:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_{sr} \left(x_s + \frac{l_s}{2} \sin(\phi) - x_{u2r} \right) - k_{sl} \left(x_s + \frac{l_s}{2} \sin(\phi) - x_{u2l} \right) + f_{ar_sky} + f_{al_sky} \quad (5)$$

در این معادله x_{u2r} و x_{u2l} به ترتیب موقعیت جرم‌های فنربندی نشده اضافه شده به سمت راست و چپ خودرو را مشخص می‌کنند. در روابط (۶) و (۷) معادلات حرکت جرم‌های اضافه‌شده به قسمت فنربندی نشده در سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی هستند.

$$m_{u2r} \ddot{x}_{u2r} = k_{sr} \left(x_s + \frac{l_s}{2} \sin(\phi) - x_{u2r} \right) - k_{ur} (x_{u2r} - x_{u1r}) - f_{ar_ground} \quad (6)$$

$$m_{u2l} \ddot{x}_{u2l} = k_{sl} \left(x_s - \frac{l_s}{2} \sin(\phi) - x_{u2l} \right) - k_{ul} (x_{u2l} - x_{u1l}) - f_{al_ground} \quad (7)$$

در معادله‌های (۶) و (۷) x_{u1r} و x_{u1l} به ترتیب موقعیت جرم‌های فنربندی نشده سمت راست و چپ خودرو (تایرها) می‌باشند. همچنین معادلات حرکت جرم‌های فنربندی نشده چپ و راست و حرکت چرخشی شاسی حول محور طولی خودرو در روابط (۸)، (۹) و (۱۰) ارائه شده‌اند.

$$m_{u1r} \ddot{x}_{u1r} = k_{ur} (x_{u2r} - x_{u1r}) - k_{tr} (x_{u1r} - z_r) + f_{ar_ground} \quad (8)$$

$$m_{u1l} \ddot{x}_{u1l} = k_{ul} (x_{u2l} - x_{u1l}) - k_{tl} (x_{u1l} - z_l) + f_{al_ground} \quad (9)$$

بنابراین ماتریس‌های فضای حالت برای سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی به فرم رابطه (۲۷) ساده می‌شوند:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} \quad (27)$$

و در نهایت متغیرهای عمومی برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال هیبریدی ۸ درجه آزادی به فرم زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} x_1 = x_{s1}, x_2 = \dot{x}_{s1}, x_3 = x_{sl2}, x_4 = \dot{x}_{sl2} \\ x_5 = x_{sr2}, x_6 = \dot{x}_{sr2}, x_7 = x_{ul2}, x_8 = \dot{x}_{ul2} \\ x_9 = x_{ur2}, x_{10} = \dot{x}_{ur2}, x_{11} = x_{ul1}, x_{12} = \dot{x}_{ul1} \\ x_{13} = x_{ur1}, x_{14} = \dot{x}_{ur1}, x_{15} = \phi, x_{16} = \dot{\phi} \end{aligned} \quad (28)$$

ماتریس‌های فضای حالت برای سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی به صورت ذیل ساده و نوشته می‌گردد:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$B = \begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{21} \\ B_{31} \\ B_{41} \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} D_{11} \\ D_{21} \\ D_{31} \\ D_{41} \end{bmatrix}$$

مولفه‌های این ماتریس‌ها نیز مانند مولفه‌های ماتریس ۴ درجه آزادی به دست می‌آیند.

هدف از طراحی کنترل‌کننده مود لغزشی، کاهش انحراف در سیستم-های ۴، ۶ و ۸ درجه آزادی می‌باشد، از این رو مرتبه سیستم برای طراحی کنترل‌کننده جدید مود لغزشی به ترتیب برابر ۴، ۶ و ۸ است و سطح لغزش که با s نشان داده شده به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$s(t) = \left(\lambda + \frac{d}{dt} \right)^{n-1} \hat{x}(t) \quad (30)$$

در معادله (۳۰)، $\hat{x}(t)$ به عنوان خطای بین هر کدام از متغیرها با مقدار مقدار مطلوب آن یعنی $(x_d(t))$ ، پارامتری با مقدار مثبت و ثابت و n مرتبه سیستم تعریف می‌شوند. که در این طراحی برای هر کدام از متغیرها مقدار مطلوب $x_d=0$ و $n=4,6,8$ تعریف می‌شود.

$$s(t) = \left(\lambda + \frac{d}{dt} \right)^{n-1} \hat{x}(t) = 0 \quad (31)$$

به عبارت دیگر سطح لغزش $s(t)$ بیان‌کننده یک مفهوم مکانی است و به صورت یک معادله ریاضی نشان داده می‌شود.

حال با دانستن چگونگی انتخاب سطح لغزش، طراحی کنترل‌کننده مودلغزشی با استفاده از نظریه لیاپانوف قابل دسترسی است. بر پایه یک حقیقت فیزیکی که اساس نظریه لیاپانوف نیز می‌باشد، اگر انرژی یک سیستم مکانیکی به طور پیوسته تحلیل رود آنگاه سیستم چه خطی و چه غیرخطی بایستی الزماً به یک نقطه همگرا گردد. در واقع پایداری یک سیستم طبق روش مستقیم لیاپانوف توسط بررسی تغییرات یک تابع اسکالر امکان‌پذیر است و مشتق انرژی سیستم می‌تواند بدون آنکه به پاسخ واقعی سیستم نیاز باشد معیاری در تشخیص این پایداری گردد. برای تضمین پایداری متغیر لغزش با استفاده از نظریه لیاپانوف ابتدا تابع کاندید لیاپانوف به صورت معادله (۳۲) در نظر گرفته می‌شود و از این رو مساله طراحی کنترل‌کننده مود لغزشی در عمل به اثبات پایداری تابع لیاپانوف منجر می‌شود.

تعداد آنها دارد [۲۲].

معادله فضای حالت برای یک مدل چند درجه آزادی به صورت روابط (۱۹) و (۲۰) بیان می‌شود:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Dz \quad (19)$$

$$y = Cx \quad (20)$$

جایی که A, B, C و D به ترتیب ماتریس‌های ذاتی سیستم، ورودی‌های سیستم، خروجی سیستم و ماتریس ورودی‌های اغتشاشی سیستم می‌باشند. برای تعیین مولفه‌های ماتریس‌ها، برای سیستم

$$\begin{aligned} \text{تعلیق ۴ درجه آزادی غیر فعال، متغیرهای عمومی زیر فرض می‌شود:} \\ x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_{ur}, x_4 = \dot{x}_{ur}, \\ x_5 = x_{ul}, x_6 = \dot{x}_{ul}, x_7 = \phi, x_8 = \dot{\phi} \end{aligned} \quad (21)$$

بنابراین ماتریس فضای حالت برای سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی به صورت ذیل نوشته می‌شود:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

که در آن مولفه‌های ماتریس ذاتی سیستم عبارتند از:

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{(k_{sr} + k_{sl})}{m_s} & -\frac{(d_{sr} + d_{sl})}{m_s} & \frac{k_{sr}}{m_s} & \frac{d_{sr}}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{sr}}{m_{ur}} & \frac{d_{sr}}{m_{ur}} & -\frac{(k_{sr} + k_{tr})}{m_{ur}} & -\frac{d_{sr}}{m_{ur}} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sl}}{m_s} & \frac{d_{sl}}{m_s} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{(k_{sl} + k_{dl})}{m_{dl}} & -\frac{d_{sl}}{m_{dl}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{sl}}{q} & \frac{d_{sl}}{q} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sl}}{m_{dl}} & \frac{d_{sl}}{m_{dl}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sr} - k_{sl}}{q} & \frac{d_{sr} - d_{sl}}{q} & -\frac{k_{sr}}{q} & -\frac{d_{sr}}{q} \end{bmatrix}$$

و مولفه‌های ماتریس B, D به ترتیب عبارتند از:

$$D_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{tr}}{m_{ur}} & 0 & 0 \end{bmatrix}, D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{tl}}{m_{ul}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_s h_r p \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, p = \frac{1}{I_{xx} + m_s h_r^2}, q = \frac{l_s}{2(I_{xx} + m_s h_r^2)} \quad (25)$$

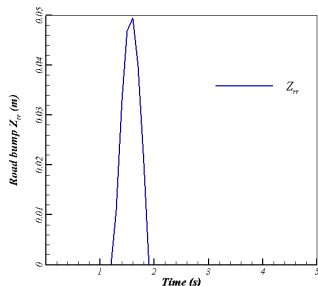
همانگونه که برای ماتریس ۴ درجه آزادی توضیح داده شد، برای سیستم تعلیق نیمه فعال هیبریدی ۶ درجه آزادی نیز متغیرهای عمومی به صورت رابطه (۲۷) انتخاب می‌گردد:

$$\begin{aligned} x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_{u2l}, x_4 = \dot{x}_{u2l} \\ x_5 = x_{u2r}, x_6 = \dot{x}_{u2r}, x_7 = x_{u1l}, x_8 = \dot{x}_{u1l} \\ x_9 = x_{u1r}, x_{10} = \dot{x}_{u1r}, x_{11} = \phi, x_{12} = \dot{\phi} \end{aligned} \quad (26)$$

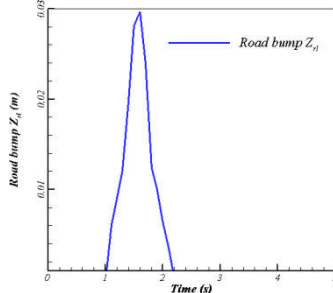
بر طبق معادله (۴۱)، $U_{sat} = -k \times sat\left(\frac{s}{\phi}\right)$ و ناپیوستگی کنترلی k در سطح $s=0$ با افزایش عدم قطعیت در مدل و بهره کنترلی، افزایش می‌یابد. از این معادله مشخص است که ناپیوستگی کنترلی k در سطح $s=0$ با افزایش عدم قطعیت در مدل و بهره کنترلی، افزایش می‌یابد. در نتیجه پارامتر k پدیده عدم قطعیت را بررسی می‌کند.

۴- شبیه سازی عددی

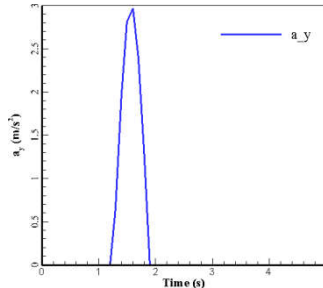
به منظور تحلیل عددی، ورودی های جاده که شامل Z_{II} ، Z_{II} و a_y می‌باشند توسط نمودارهای شکل ۵ معرفی می‌گردند.



الف) دست انداز جاده ای سمت راست Z_{II}



ب) دست انداز جاده ای سمت چپ Z_{II}



ج) شتاب جانبی a_y

شکل ۵- ورودیهای جاده

لازم به ذکر است که در طراحی مود لغزشی برپایه تابع لیاپانوف، مقادیر پارامترهای λ و ϕ در مدل ۶ درجه آزادی به ترتیب ۱۵ و ۰/۰۵ بودند و این مقادیر برای مدل ۸ درجه آزادی ۱۳ و ۰/۰۵ شدند، به علاوه برای تعیین خواص فیزیکی معادل برای سیستم (سختی فنرها، ضرایب دمپینگ، جرم‌های فنربندی شده و فنربندی نشده و ...) از نرم افزار Carsim استفاده شد. برای این منظور مقادیر و داده‌های پیشنهاد شده خودرو مدلسازی شده از نرم افزار Carsim انتخاب شدند. داده‌های به دست آمده از این نرم افزار به ترتیب برای مدل های ۴، ۶ و ۸ درجه

$$V(t) = \frac{1}{2} s(t) \times s(t) \quad (32)$$

با در نظر گرفتن سطح لغزش به فرم معادله (۳۳) خواهیم داشت:

$$H(t) = \left(\lambda + \frac{d}{dt} \right)^{n-1} \quad (33)$$

حال مشتق گیری از رابطه (۳۲) نسبت به متغیر زمان منجر می‌شود به:

$$\dot{V}(t) = s(t) \times \dot{s}(t) \xrightarrow{\text{yields}} \dot{V}(t) = s(t) \times H(t) \times \dot{x} \quad (34)$$

اکنون با جایگذاری رابطه (۱۹) از معادلات فضای حالت داریم:

$$\dot{V}(t) = s(t) \times H(t) \times (\mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{Dz}) \quad (35)$$

با معرفی $\dot{V}(t)$ به فرم:

$$\dot{V}(t) = \gamma \times (\mathbf{u} - \mathbf{G}) \quad (36)$$

که در آن ماتریس های \mathbf{G} و γ به صورت:

$$\mathbf{G} = -(\mathbf{H}(t) \times \mathbf{B})^{-1} (\mathbf{H}(t) \times \mathbf{A} \times \mathbf{x} + \mathbf{H}(t) \times \mathbf{D} \times \mathbf{z}) \quad (37)$$

$$\gamma = s \times \mathbf{H} \times \mathbf{B} \quad (38)$$

تعریف می‌شوند.

بنابراین نیروی کنترلی معادل به صورت رابطه زیر در می‌آید:

$$\mathbf{U}_{eq} = \mathbf{G} - (\delta \times \gamma^{-1}) \quad (39)$$

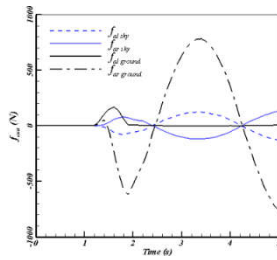
در نتیجه:

$$\dot{V}(t) = -\gamma \delta \gamma^{-1} \leq 0 \quad (40)$$

با شرط $\delta_i \geq 0$ تئوری لیاپانوف برقرار است. بنابراین یک قانون کنترل \mathbf{U}_{eq} چنان انتخاب شد که شرط لغزشی برقرار شود و تنها مشکل این روش، افزایش پدیده وزوز^۱ می‌باشد که به دلیل تحریک دینامیک‌های مدل نشده فرکانس بالای سیستم است. به عبارت دیگر به علت عدم دقت در آشفته‌گی‌ها مانند دینامیک‌های فرکانس بالا و حالت‌های ساختاری مدل نشده و تاخیرهای صرف نظر شده و سایر عوامل مرتبط، سیستم تعلیق دچار لرزش شده و لرزش در عمل مطلوب نیست و باعث فعالیت کنترلی زیاد می‌شود. علاوه بر کاهش چترینگ، عملکرد سیستم حلقه- بسته نیز بهبود خواهد یافت. به عبارت دیگر خاصیت تغییرناپذیری سیستم حتی در حضور اغتشاش و عدم قطعیت‌های سازگار و ناسازگار حفظ خواهد شد. علاوه بر این در کنترل مود لغزشی دینامیکی به دلیل وجود انتگرال گیر بر سر راه سیگنال کنترل، چترینگ حذف خواهد شد. لذا برای اینکه عدم دقت در مدل سازی و آشفته‌گی‌ها محسوب شوند، قانون کنترلی بر روی سطح لغزش بایستی اصلاح گردد. به عبارتی به منظور غلبه بر این مشکل یک تخمین پیوسته از قانون کنترلی سوئیچینگ از طریق هموار کردن ناپیوستگی‌ها در یک محدوده ϕ بدست آورده شده است و تابع علامت که به طور معمول به کار می‌رود با تابع اشباع جایگزین می‌شود و لذا تابع کنترل نهایی به صورت معادله (۴۱) محاسبه می‌گردد.

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}_{eq} - k \times sat\left(\frac{s}{\phi}\right) \Rightarrow \mathbf{U} = \mathbf{U}_{eq} + \mathbf{U}_{sat} \quad (41)$$

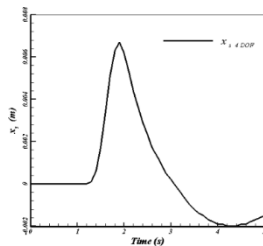
^۱ Chattering



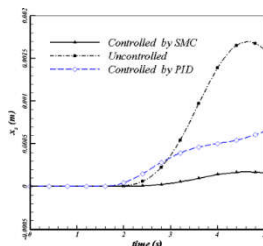
ب) نیروی کنترلی سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی

شکل ۶- نیروهای کنترلی سیستمهای تعلیق

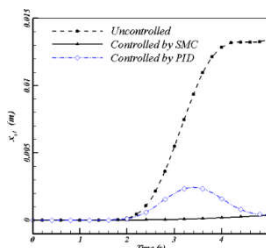
در نمودار شکل‌های ۷ و ۸ جابجایی شاسی x_s برای مدل ۴ و ۶ درجه آزادی و همچنین در شکل ۹ جابجایی شاسی x_{s1} برای سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی در دو حالت کنترل‌شده و کنترل‌نشده رسم شده است.



شکل ۷- پاسخ جابجایی شاسی x_s برای سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی



شکل ۸- پاسخ جابجایی شاسی x_s برای سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی



شکل ۹- پاسخ جابجایی شاسی x_{s1} برای سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی

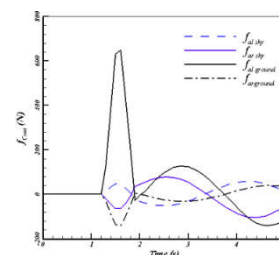
با توجه به نمودارها مشاهده می‌شود که افزایش درجات آزادی سیستم تعلیق خودرو و اعمال کنترل در درجات آزادی بالاتر کمک شایانی به حفظ تعادل و جلوگیری از واژگونی قسمت فرنبنده شده خودرو (شاسی) می‌کند. همچنین تغییرات زاویه پیچش نسبت زمان نیز در

آزادی در جدول ارائه گشته است.

جدول ۱ مقادیر عددی خواص فیزیکی برای مدل سیستم‌های تعلیق ۴، ۶ و ۸ درجه آزادی

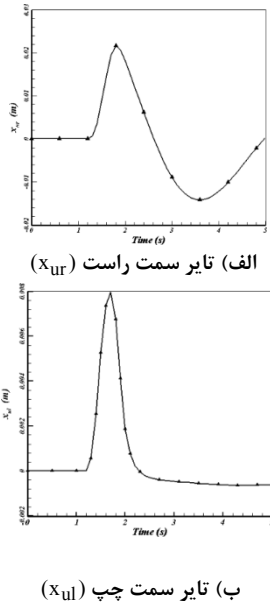
۸ درجه آزادی	۶ درجه آزادی	۴ درجه آزادی
$k_{s2r} = 70 \text{ kN/m}$	$k_{sr} = 90 \text{ kN/m}$	$k_{sr} = 90 \text{ kN/m}$
$k_{s2l} = 70 \text{ kN/m}$	$k_{sl} = 90 \text{ kN/m}$	$k_{sl} = 90 \text{ kN/m}$
$k_{u2r} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{ur} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{tr} = 400 \text{ kN/m}$
$k_{u2l} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{ul} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{tl} = 400 \text{ kN/m}$
$k_{ur} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{tr} = 400 \text{ kN/m}$	$m_s = 1600 \text{ kg}$
$k_{ul} = 20 \text{ kN/m}$	$k_{tl} = 400 \text{ kN/m}$	$m_{ur} = 135 \text{ kg}$
$k_{tr} = 400 \text{ kN/m}$	$m_s = 1600 \text{ kg}$	$m_{ul} = 135 \text{ kg}$
$k_{tl} = 400 \text{ kN/m}$	$m_{ur} = 135 \text{ kg}$	$I_{zz} = 614 \text{ kg.m}^2$
$m_{s1} = 1600 \text{ kg}$	$m_{u1r} = 135 \text{ kg}$	$h_R = 1.1 \text{ m}$
$m_{s2r} = 70 \text{ kg}$	$m_{u1l} = 135 \text{ kg}$	$l_s = 1 \text{ m}$
$m_{s2l} = 70 \text{ kg}$	$m_{u2r} = 45 \text{ kg}$	
$m_{u1r} = 135 \text{ kg}$	$m_{u2l} = 45 \text{ kg}$	
$m_{u1l} = 135 \text{ kg}$	$I_{zz} = 614 \text{ kg.m}^2$	
$m_{u2r} = 35 \text{ kg}$	$h_R = 1.1 \text{ m}$	
$m_{u2l} = 35 \text{ kg}$	$l_s = 1 \text{ m}$	
$I_{zz} = 614 \text{ kg.m}^2$		
$h_R = 1.1 \text{ m}$		
$l_s = 1 \text{ m}$		

مدل کنترلی پیشنهادی جدید نیز برای مدل‌های تعلیق هیبریدی جدید ۶ و ۸ درجه آزادی در نرم افزار متلب^۲ شبیه‌سازی شدند. نمودار نیروهای کنترلی اعمالی به سیستم‌های ۶ و ۸ درجه آزادی در شکل ۶ ارائه شده‌اند.



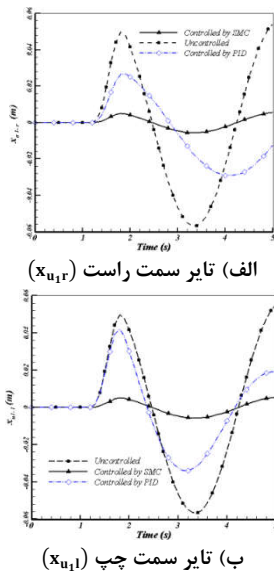
الف) نیروی کنترلی سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی

^۲MATLAB



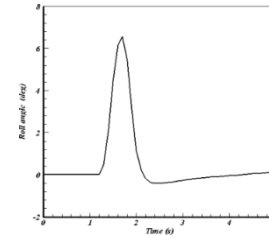
شکل ۱۱- پاسخ جابجایی جرمهای فنربندی نشده چپ و راست (تایرها) برای سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی

با توجه به شکل ۱۲ مشاهده می‌شود که با اعمال کنترل کننده پاسخ تایر سمت راست سیستم ۶ درجه آزادی از ۴۰ میلی متر به ۸ میلی متر کاهش پیدا می‌کند. همچنین برای تایر سمت چپ نیز بیشترین خیز ارتعاشی از ۵۰ میلی متر به ۸ میلی متر کاهش پیدا می‌کند. لذا در سیستم ۶ درجه آزادی بهبود بیش از ۵ برابری مشاهده می‌شود.

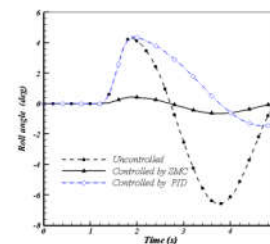


شکل ۱۲- پاسخ جابجایی جرمهای فنربندی نشده چپ و راست (تایرها) برای سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی در دو حالت کنترل شده و کنترل نشده

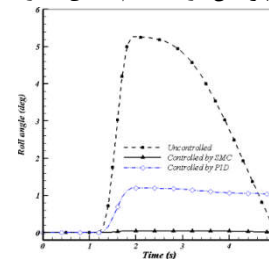
شکل ۱۰ نشان داده شده است. برطبق نمودارها، در غیاب کنترل کننده شاسی تمایل به واژگونی حول محور طولی خود را دارد در حالیکه کنترلر، این تمایل به واژگونی را کم می‌کند. همچنین واضح است که این کاهش تمایل شاسی به چرخش حول محور طولی خودرو در مدل ۸ درجه آزادی آشکارتر است.



الف) زاویه چرخش در سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی



ب) زاویه چرخش در سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی

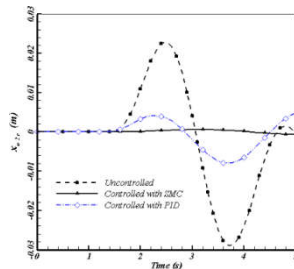


ج) زاویه چرخش در سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی

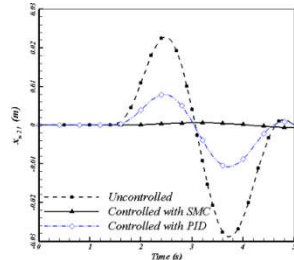
شکل ۱۰- زاویه چرخش (ϕ) در دو حالت کنترل شده و کنترل نشده

تاثیر زمان در جابجایی تایرهای فنربندی نشده چپ و راست شکل‌های ۱۱، ۱۲ و ۱۳ ارائه شده‌اند. از این نمودارها استنباط می‌شود که کنترلر نوسانات را در سیستم‌های تعلیق کاهش می‌دهد و این کاهش نوسانات در سیستم‌های تعلیق هیبریدی و با افزایش تعداد درجات آزادی سیستم به مراتب بیشتر آشکار است.

همچنین با توجه به شکل ۱۳ مشاهده می‌گردد که با اعمال کنترلر پاسخ هر دو تایر سیستم ۸ درجه آزادی از ۳۰ میلی متر به ۴ میلی متر کاهش پیدا می‌کند، به این معنی که در سیستم ۸ درجه آزادی بهبود تقریباً ۸ برابری مشاهده می‌شود که این مسئله نیز مجدداً ثابت می‌شود که افزایش درجات آزادی سیستم و اعمال کنترل کننده در درجات آزادی بالاتر پایداری خودرو به شدت افزایش پیدا می‌کند.



الف) سمت راست (x_{u2r})



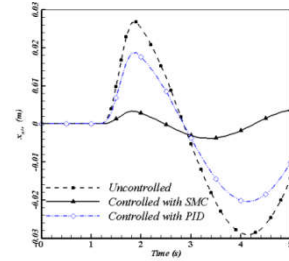
ب) سمت چپ (x_{u2l})

شکل ۱۵- پاسخ جابجایی جرمهای فنربندی نشده اضافه شده برای سیستم های تعلیق ۸ درجه آزادی در دو حالت کنترل شده و کنترل نشده

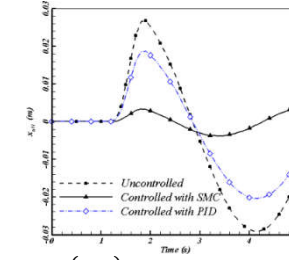
با توجه به شکل ۱۵ مشاهده می شود تمامی نوسانات موجود در قسمت جرم اضافه شده به بخش فنربندی نشده تقریباً از بین می رود و ارتعاش ۲۰ میلی متری در حالت بدون کنترل با اعمال کنترل کننده صفر می شود.

۵- نتیجه گیری

در پژوهش حاضر، پایداری واژگونی یک خودرو با سیستم تعلیق ۴ درجه آزادی مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور جلوگیری از واژگونی خودرو، سیستم تعلیق با اضافه کردن دو جرم متقارن به قسمت فنربندی شده بهبود داده شد و همچنین دمپرها نیز از حالت غیرفعال به مدل کنترل پذیر نیمه فعال تغییر داده شدند. در ادامه به منظور بررسی کنترل پذیری سیستم با افزایش درجات آزادی، سیستم تعلیق نیمه فعال هیبریدی جدید ۸ درجه آزادی با ترکیب مدل سیستم تعلیق غیرفعال با مدل نیمه فعال هیبریدی ۶ درجه آزادی و اضافه کردن دو جرم متقارن به قسمت فنربندی شده سیستم تعلیق، طراحی و شبیه سازی گشت. به منظور بررسی مشکل کنترل غیرخطی از کنترل کننده مود لغزشی برپایه نظریه لیاپانوف استفاده گردید. بر طبق نتایج شبیه سازی شده از نرم افزار متلب نتیجه گرفته می شود که اضافه کردن جرم به سیستم تعلیق که منجر به افزایش درجات آزادی سیستم می شود، باعث کاهش ارتعاشات می گردد. چنین استنباط می شود که تغییر میراگر از نوع غیرفعال به نیمه فعال اثر قابل توجهی بر ثبات سیستم دارد.



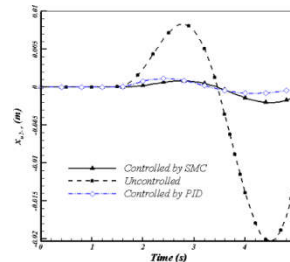
الف) تایلر سمت راست (x_{u1r})



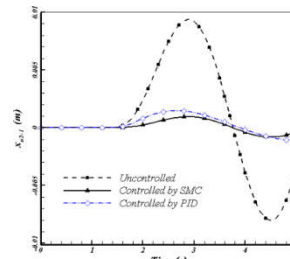
ب) تایلر سمت چپ (x_{u1l})

شکل ۱۳- پاسخ جابجایی جرمهای فنربندی نشده چپ و راست (تایلرها) برای سیستم تعلیق ۸ درجه آزادی در دو حالت کنترل شده و کنترل نشده

در نمودارهای ۱۴ و ۱۵ جابجایی جرمهای اضافه شده به سیستم تعلیق خودروها (m_{u2r} , m_{u2l}) در مدل های سیستم تعلیق ۶ و ۸ درجه آزادی ترسیم شده است. در شکل ۱۴ نیز مشاهده می گردد که با اعمال کنترل کننده پاسخ جرم سمت راست اضافه شده به قسمت فنربندی- نشده از ۲۰ میلی متر به ۲ میلی متر کاهش پیدا می کند و برای جرم سمت چپ اضافه شده فنربندی نشده سمت چپ پاسخ ارتعاشی از ۸ میلی متر به ۱ میلی متر کاهش می یابد.



الف) سمت راست (x_{u2r})



ب) سمت چپ (x_{u2l})

شکل ۱۴- پاسخ جابجایی جرمهای اضافه شده فنربندی نشده برای سیستم های تعلیق ۶ درجه آزادی در دو حالت کنترل شده و کنترل نشده

مولفه ماتریس‌های معادلات فضای حالت برای سیستم‌های تعلیق ۶ و ۸ درجه آزادی در این قسمت ارائه شده‌اند. برای سیستم تعلیق ۶ درجه آزادی المانهای ماتریس به صورت زیر می‌باشند:

$$\mathbf{B}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{l}{m_{u1}r} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ N_1 & -N_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_{u1}l} & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_t}{m_{u1}r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_s h_r N_2 \end{bmatrix}$$

$$E_1 = \frac{k_{sr} l_s}{2(I_{xx} + m_s h_r^2)}, E_2 = \frac{k_{sl} l_s}{2(I_{xx} + m_s h_r^2)}$$

$$N_1 = \frac{l_s}{2(I_{xx} + m_s h_r^2)}, N_2 = \frac{1}{2(I_{xx} + m_s h_r^2)}$$

همچنین برای سیستم تعلیق نیمه فعال هیبریدی ۸ درجه آزادی مولفه های ماتریس‌ها به صورت زیر معرفی می‌گردند:

$$\mathbf{A}_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{s2l} + k_{s2r})}{m_{s1}} & \frac{-(d_{s2l} + d_{s2r})}{m_{s1}} & \frac{k_{s2l}}{m_{s1}} & \frac{d_{s2l}}{m_{s1}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{s2l}}{m_{s2l}} & \frac{d_{s2l}}{m_{s2l}} & \frac{-(k_{s2l} + k_{s1l})}{m_{s2l}} & \frac{-(d_{s2l} + d_{s1l})}{m_{s2l}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s2r}}{m_{s1}} & \frac{d_{s2r}}{m_{s1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{s1l}}{m_{s2l}} & \frac{d_{s1l}}{m_{s2l}} \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{13} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s2r}}{m_{s2r}} & \frac{d_{s2r}}{m_{s2r}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{s1l}}{m_{u2l}} & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{23} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1r}}{m_{s2r}} & \frac{d_{s1r}}{m_{s2r}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{ul}}{m_{u2l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{s2r} + k_{s1r})}{m_{s2r}} & \frac{-(d_{s2r} + d_{s1r})}{m_{s2r}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{-(k_{s1l} + k_{ul})}{m_{u2l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{24} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{31} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{32} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1r}}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{ul}}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{sl} + k_{sr})}{m_s} & 0 & \frac{k_{sl}}{m_s} & 0 \\ \frac{k_{sl}}{m_{u2l}} & 0 & \frac{-(k_{sl} + k_{ul})}{m_{u2l}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sr}}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{ul}}{m_{u2l}} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{13} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sr}}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{ul}}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{sr} + k_{ur})}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{-(k_{ul} + k_t)}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{23} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{ur}}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{31} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ E_1 + E_2 & 0 & 0 & E_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{32} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sr}}{m_{u1r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -A_2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{33} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{ur} + k_t)}{m_{u1r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{l}{m_s} & \frac{l}{m_s} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{l}{m_{u2l}} & 0 & \frac{l}{m_{u2l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{l}{m_{u2r}} & 0 & \frac{l}{m_{u2r}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{l}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

[5] Lu J., Messih D A., Salib., Roll rate based stability control- the roll stability control system, Proceedings of the 20th Enhanced Safety of Vehicles Conference, 2007.

[6] Penny D N., Rollover of sport utility vehicles, The Physics Teacher, Vol.42, pp. 86-91, 2004.

[7] Dahlberg E., Commercial vehicle stability-focusing on rollover, PhD thesis, Royal institute of technology, Stockholm, Sweden, 2001.

[8] Chen B C., Peng H., Rollover warning for articulated heavy vehicles based on a time-to-rollover metric, Journal of dynamic systems, measurement, and control, Vol.127, pp. 406-414, 2005.

[9] Chen B C., Peng H., Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations., Vehicle System Dynamics, Vol.36, pp. 359-389, 2001.

[10] Cech I., Anti-roll and active roll suspensions, Vehicle System Dynamics, Vol. 33, pp. 91-106, 2000.

[11] Solmaz S., Corless M., Shorten R., A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles with active steering, International Journal of Control, Vol.80, pp. 1763-1779, 2007.

[12] Solmaz S., Shorten R., Wulff K., Cairbre F O., A design methodology for switched discrete time linear systems with applications to automotive roll dynamics control, Automatica, Vol.44, pp. 2358-2363, 2008.

[۱۳] کاظمی ر. و سعیدی م., بک سیستم کنترل رول فعال مقاوم برای بهبود پایداری واژگونی خودرو مفصلی حامل سیال. مجله مهندسی مکانیک مدرس د. ۱۵، ش. ۴ ص ۳۵۳-۳۶۴، ۱۳۹۴.

[13] Balamurugan L., Jancirani J., M Eltantawie., Generalized magnetorheological (MR) damper model and its application in semi-active control of vehicle suspension system, International Journal of Automotive Technology, Vol.15, pp. 419-427, 2014.

[14] Quoc N V., Park J H., Choi S B., Design of a novel adaptive fuzzy sliding mode controller and application for vibration control of magnetorheological mount, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.228 pp. 2285-2302, 2014.

[15] Rezapoor J., Bahramijoo B., Jamali A., Nariman-zadeh N., Robust optimal multi-objective controller design for vehicle rollover prevention, International Journal of Automotive Engineering Vol. 4, No.4, 2014.

[16] Buckner G D., Schuetze K T., Beno J H., Intelligent feedback linearization for active vehicle suspension control, Journal of dynamic systems, measurement, and control, Vol.123, pp.727-733, 2001.

[17] Wang J., Shen S., Integrated vehicle ride and roll control via active suspensions, Vehicle System Dynamics, Vol.46, pp. 495-508, 2008.

[18] Saeedi M A., Kazemi R., Azadi S., Improvement in the rollover stability of a liquid-carrying articulated vehicle via a new robust controller, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2016.

[19] Ahmadian M., Integrating Electromechanical Systems in Commercial Vehicles for Improved Handling, Stability, and Comfort, SAE International Journal of Commercial Vehicles, Vol.7, pp. 535-587. 2014.

[21] Rajamani R., Phanomchoeng G., New rollover index for the detection of tripped and untripped rollovers, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.60, pp.4726-4736, 2013.

[22] Slotine J J.E., Li W., Applied nonlinear control, prentice-Hall Englewood Cliffs, NJ, 1991.

$$\mathbf{A}_{33} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{s1r} + k_{ur})}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{-(k_{u1} + k_t)}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{34} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{ur}}{m_{u2r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{43} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{ur}}{m_{u1r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{41} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ (k_{s2r} + k_{s2l})w_1 & (d_{s2r} + d_{s2l})w_1 & -k_{s2l}w_1 & -d_{s2l}w_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{42} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{s2r} \times w_1 & -d_{s2r} \times w_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{44} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{ur} + k_t)}{m_{u1r}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_{s1}} & \frac{1}{m_{s1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{m_{s2l}} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_{u2r}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_{u1l}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{m_{s2r}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-1}{m_{u2l}} & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_{u1r}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_{u1l}} & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D}_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_t}{m_{u1r}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{s1}h_rw_2 \end{bmatrix}$$

$$w_1 = \frac{l_s}{2(I_{xx} + m_{s1}h_r^2)}, w_2 = \frac{1}{I_{xx} + m_{s1}h_r^2}$$

۷-مراجع

[1] Odenthal D., Bunte T., Ackermann J., Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance, Control Conference (ECC), European, IEEE, pp. 598-603, 1999.

[2] Phanomchoeng G., Rajamani R., Prediction and Prevention of Tripped Rollovers, Intelligent Transportation Systems Institute, Center for Transportation Studies, University of Minnesota, 2012.

[3] National Highway Traffic and Safety Board, <http://www.safercar.gov/Vehicle+Shoppers/Rollover/Fatalities>, U.S Department of Transportation, 2011.

[4] Walz M C., Trends in the static stability factor of passenger cars, light trucks, and vans, National highway traffic and safety administration, 2005.