



یک سیستم کنترل رول فعال مقاوم برای بهبود پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال

رضا کاظمی^{1*}، محمد امین سعیدی²

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 1969764499، kazemi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 29 بهمن 1393

پذیرش: 01 اردیبهشت 1394

ارائه در سایت: 19 اردیبهشت 1394

کلید واژگان:

خودروی مفصلی حامل سیال

کنترل مقاوم

پایداری واژگونی

سیستم کنترل رول فعال

چکیده

در این مقاله برای بهبود پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، یک سیستم کنترل رول فعال با استفاده از یک کنترلر غیرخطی مقاوم ارائه شده است. برای این منظور، ابتدا یک مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی از خودروی مفصلی توسعه داده شد و سپس با استفاده از نرم افزار تراک سیم در مانور استاندارد صحنه گذاری گردید. سپس اندرکنش دینامیکی بین بار سیال و خودرو با ترکیب روش شبه دینامیکی برای مدل سازی سیال درون مخزن و بکارگیری یک مدل دینامیکی غیرخطی شانزده درجه آزادی خودروی مفصلی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین برای جلوگیری از واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، یک سیستم کنترل غیرخطی مقاوم، با ترکیب روش کنترل مودلغزش و خطی سازی فیدبک ارائه شد. عملکرد سیستم کنترلی طراحی شده برای دو حجم پرشدگی مختلف در مانورهای استاندارد گردش مانا و تعویض خط نشان داده شده است. سپس جهت بررسی پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، نسبت انتقال بار جانبی به عنوان یک عامل مهم مورد بررسی قرار گرفت. در ادامه برای بررسی عملکرد سیستم کنترل مقاوم، یک کنترلر خطی نیز به کار گرفته شد. نتایج شبیه سازی عملکرد موثر سیستم کنترل مقاوم ارائه شده را در مانور بحرانی تعویض خط، تحت افزایش سرعت طولی و کاهش ضریب اصطکاک سطح جاده، تایید می نمایند.

A new robust active roll control system for improving roll stability of an articulated vehicle carrying liquid

Reza Kazemi*, Mohammad Amin Saeedi

Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B.1969764499 Tehran, Iran, Kazemi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 18 February 2015
Accepted 21 April 2015
Available Online 09 May 2015

Keywords:

Articulated vehicle carrying liquid
Robust Control
Roll Stability
Active Roll Control System

ABSTRACT

In this paper, to improve the roll stability of an articulated vehicle carrying liquid an active roll control system using a robust nonlinear controller is presented. First, a sixteen-degree-of-freedom nonlinear dynamic model of an articulated vehicle is developed. Next, using TruckSim software in a standard maneuver, the vehicle model is validated. Then, the dynamic interaction between the fluid cargo and the tractor semitrailer vehicle, by integrating a quasi-dynamic slosh model with sixteen-degree-of-freedom of a tractor semitrailer model is investigated. Also, for rollover prevention of an articulated vehicle carrying liquid, a novel nonlinear robust control including combination of sliding mode control and feedback linearization control is proposed. Control system performance for two different fill volumes in J-turn and lane change maneuvers is shown. Next, to investigate the rollover stability of an articulated heavy vehicle carrying liquid, load transfer ratio is considered as an important factor. Moreover, in order to study the performance of the robust control system, a linear controller has been used. The simulation results confirm the excellent performance of the proposed robust control system in critical lane change maneuver due to increase of longitudinal velocity and a reduction of road friction coefficient.

1- مقدمه

که در آن تأثیر متقابل سیال و جامد وجود دارد خودروهای حامل سیال هستند. تلاطم سیال درون تانکرها، پدیده نوسان سیال ناشی از حرکت تانکر می باشد. بدلیل خطرات ناشی از واژگونی خودروهای حامل سیال، تلاطم سیال درون تانکر و اندرکنش دینامیکی بین بار سیال و خودرو از اهمیت

یک خودروی سنگین مفصلی حامل سیال در مرسوم ترین شکل خود شامل دو واحد کشنده و شبه تریلر حاوی تانکر حامل سیال می باشد که بواسطه کولپینگ های مکانیکی به هم متصل شده اند. از جمله سیستم های مکانیکی

Please cite this article using:

R. Kazemi, M. A. Saeedi, A new robust active roll control system for improving roll stability of an articulated vehicle carrying liquid, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 353-364, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

مودلغزش به علت مقاوم بودن در برابر عدم قطعیت‌های سیستم و دینامیک مدل نشده، برای بسیاری از کاربردهای مهندسی مفید است [15]. همچنین در سال‌های اخیر، جهت بهبود عملکرد کنترل مودلغزش، ترکیب‌های مختلفی از این کنترل مقاوم و سایر روش‌های کنترلی ارائه شده است [16-18]. در این مقاله نیز برای طراحی سیستم کنترلی، روش کنترل مودلغزش و خطی سازی فیدبک با هم ترکیب شدند و یک کنترلر غیرخطی مقاوم جدید، جهت بهبود پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال توسعه داده شد. ادامه مقاله به صورت زیر سازماندهی شده است:

در بخش دوم، یک مدل دینامیکی غیرخطی شانزده درجه آزادی توسعه داده شد و سپس با استفاده از نرم‌افزار تراک سیم در مانور تعویض خط دوگانه صحنه‌گذاری گردید. در بخش سوم اندرکنش دینامیکی بین بار سیال و مدل دینامیکی خودروی مفصلی، با ترکیب روش تابع پتانسیل برای مدل‌سازی سیال درون مخزن و مدل دینامیکی غیرخطی خودرو بررسی شد. در بخش چهارم برای جلوگیری از وقوع واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، یک سیستم کنترلی رول فعال با ترکیب روش خطی‌سازی فیدبک و کنترل مودلغزش توسعه داده شد. عملکرد سیستم کنترلی در مانورهای استاندارد برای حجم پرشدگی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین برای مقایسه از یک سیستم کنترل تناسبی-انتگرالی نیز استفاده شده است. در انتها نتایج شبیه‌سازی نشان داده شده است.

2- مدل‌سازی دینامیکی خودروی مفصلی

همان‌طوری که در شکل 1 نشان داده شده است، مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی که برای ارزیابی سیستم کنترلی بکار می‌رود، شامل واحدهای کشنده و شبه تریلر است که به وسیله یک کوپلینگ مکانیکی به نام چرخ پنجم² به هم متصل شده‌اند. درجات آزادی متعلق به این مدل، شامل سرعت طولی و جانبی واحد کشنده، سرعت زاویه‌ای چرخشی کشنده، سرعت زاویه‌ای چرخشی شبه تریلر، زاویه رول³ کشنده، زاویه شبه تریلر و ده درجه آزادی مربوط به سرعت زاویه‌ای چرخ‌ها است. در توسعه مدل دینامیکی، فرض‌های زیر استفاده شده‌اند: (1) در این مدل چرخ‌های جلویی واحد کشنده فرمان‌پذیر در نظر گرفته شده‌اند. (2) برای واحدهای کشنده و شبه تریلر هیچ گونه حرکت عمودی⁴ و حرکت ناوشی⁵ وجود ندارد. (3) برای جرم‌های فنر بندی نشده، حرکت رول نادیده در نظر گرفته می‌شود.

همان‌طوری که از شکل 1 مشخص است سیستم مختصات $x_n y_n z_n$ ، سیستم مختصات اینرسیال ثابت بر روی زمین است. مرکز جرم کل واحد کشنده شامل جرم‌های فنربندی شده و نشده، در نقطه CG_t واقع شده است. نقطه P_t محل برخورد خط عمودی گذرنده از CG_t و محور غلت واحد کشنده می‌باشد. این نقطه بعنوان مبدا دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ انتخاب شده است. دستگاه مختصات اخیر بر روی جرم‌های فنربندی نشده کشنده ثابت شده است. بنابراین به همراه آن‌ها در جهت‌های طولی و عرضی حرکت نموده و چرخش زاویه‌ای را انجام می‌دهد ولی حرکت غلت ندارد.

ماتریس دوران مابین دستگاه مختصات اینرسیال $x_n y_n z_n$ و دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ را می‌توان به صورت روابط (1) و (2) معرفی نمود.

$$\begin{bmatrix} i_n \\ j_n \\ k_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & -\sin \psi_t & 0 \\ \sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} \quad (1)$$

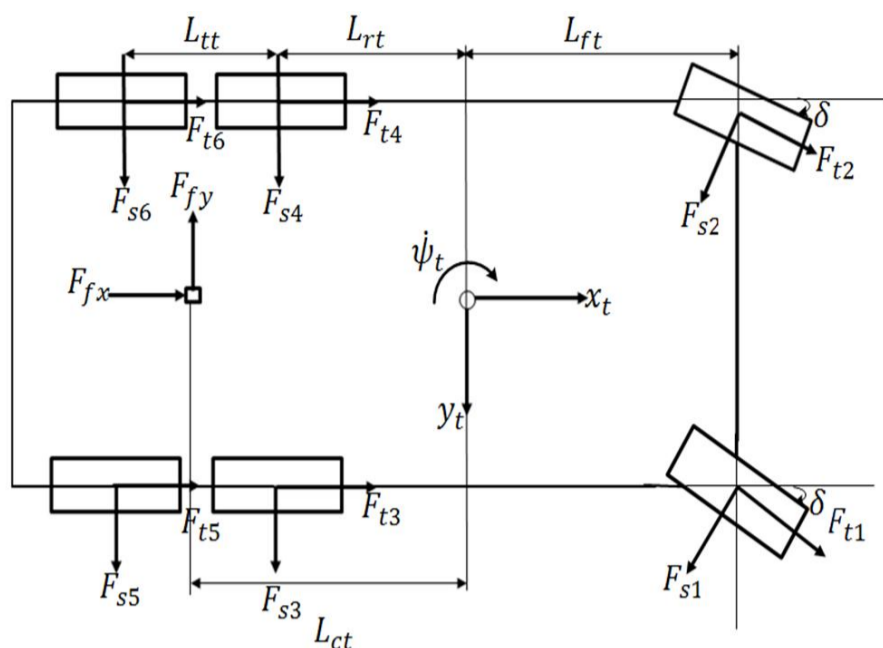
زیادی برخوردار است. حرکت سیال درون مخزن به هندسه تانکر، حجم سیال و نوع مانور خودرو بستگی دارد [1-3]. همچنین نیروها و گشتاورهای حاصل از توزیع فشار روی دیواره تانکر، تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر تانکر و کل سیستم سازه خواهند داشت که به نوبه خود، حرکت سیال درون تانکر را دستخوش تغییر می‌کند. بدلیل وجود نیروها و گشتاورهای ناشی از حرکت سیال درون مخزن، خودروهای حامل سیال نسبت به خودروهای سنگین معمولی، آستانه‌ی پایداری کمتری از خود نشان می‌دهند. بطوری‌که برای یک خودروی مفصلی با بار صلب طی یک مانور پله‌ای واحد، آستانه واژگونی در حدود $0/34g$ است و برای همین خودرو با تانکر حاوی 50 درصد سیال، این مقدار در حدود زیر $0/2g$ است [4-6]. رامولد [7] با توجه به رفتار حالت گذرای سیال، پاسخ دینامیکی یک کامیون دو محوره با مخزن مستطیلی شکل را در مانورهای ترمزگیری مورد بررسی قرار داد. او برای مدل‌سازی رفتار سیال از معادلات ناویر-استوکس و از تقریب حجم محدود به همراه تکنیک کسر حجمی استفاده نمود. سالم و همکارانش [8] دینامیک جانبی خودروی مفصلی حامل سیال را با استفاده از مدل‌سازی رفتار سیال درون مخزن به وسیله روش مکانیکی معادل بررسی نمودند. طالبی [9,10] و همکارانش بهینه‌سازی آستانه واژگونی تانکر خودروهای حامل سوخت را با استفاده از مدل تابع پتانسیل برای مدل‌سازی سیال و بر مبنای طراحی الگوریتم بهینه‌سازی سطح مقطع تانکر انجام دادند. آزادی و همکارانش [11] تاثیر پارامترهای مختلف را بر روی پاسخ دینامیکی رول یک خودروی مفصلی حامل سیال بررسی نمودند. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که افزایش حجم سیال باعث افزایش زاویه رول و احتمال وقوع واژگونی در مانور تعویض خط می‌شود.

از پژوهش‌های صورت گرفته در ارتباط با بهبود پایداری دینامیک جانبی، با استفاده از سیستم‌های کنترلی می‌توان به کار سمپسون [12] اشاره نمود که یک سیستم کنترل رول فعال با استفاده از روش کنترل بهینه خطی برای یک خودروی مفصلی با بار صلب طراحی نمود. یانگ [13] و همکارانش یک الگوریتم کنترل پایداری چند منظوره با استفاده از کنترلر بهینه خطی¹ بر مبنای ترمزگیری اختلافی ارائه نمودند که پایداری واژگونی خودروی مفصلی با بار صلب را بهبود می‌بخشید. مروری بر پژوهش‌های صورت گرفته در ارتباط با افزایش پایداری واژگونی خودروهای مفصلی حامل سیال آشکار می‌سازد که تلاش‌های صورت گرفته عمدتاً در جهت انتخاب و طراحی بهینه مخازن حامل سیال، استفاده از صفحات عرضی برای محدود ساختن حرکت سیال درون مخزن و اقداماتی از این موارد بوده است و از کارهای اندکی که برای بهبود وضعیت حرکت جانبی این خودروها با استفاده از سیستم‌های کنترلی انجام شده می‌توان به کار لین [14] اشاره نمود که جلوگیری از واژگونی یک خودروی مفصلی حامل سیال را با فرمان پذیرنمودن محورهای واحد شبه تریلر بررسی نمود.

بدیهی است که سیستم‌های کنترل فعال خودرو باید بتوانند به صورت موثر، پایداری خودرو را در مانورهای بحرانی تضمین نمایند. در این شرایط با توجه به ورودی‌های راننده، پاسخ خودرو نسبتاً غیرخطی است. علاوه بر این، همواره عدم قطعیت‌های مربوط به پارامترهای خودرو، ضریب اصطکاک سطح جاده، سختی جانبی تایرها و عدم قطعیت‌های ناشی از دینامیک مدل نشده وجود دارد. لذا بکارگیری سیستم کنترلی مقاوم جهت دستیابی به یک عملکرد مناسب در حضور عدم قطعیت‌ها، امری ضروری است. روش کنترل

2- Fifth Wheel
3- Roll
4- Bounce
5- Pitch

1- Linear Quadratic Regulator



شکل 2 نیروهای خارجی موثر بر واحد کشنده

$$\begin{aligned} F_{xi} &= F_{ti} \cos(\delta_i) - F_{si} \sin(\delta_i) \\ F_{yi} &= F_{ti} \sin(\delta_i) + F_{si} \cos(\delta_i) \end{aligned} \quad (7)$$

که در رابطه فوق δ_i زاویه فرمان می باشد.

مجموع نیروهای طولی و عرضی تایرهای کشنده را به صورت رابطه (8) تعریف می نماییم:

$$\begin{aligned} F_{xtt} &= F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} \\ F_{ytt} &= F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} \end{aligned} \quad (8)$$

همچنین گشتاور چرخشی ایجاد شده در واحد کشنده طبق رابطه (9) برابر است با:

$$\begin{aligned} M_{ptz} &= (F_{x2} + F_{x4} + F_{x6} - F_{x1} - F_{x3} - F_{x5}) T_w / 2 \\ &+ (F_{y1} + F_{y2}) L_{ft} - (F_{y3} + F_{y4}) L_{rt} - \\ &(F_{y5} + F_{y6}) (L_{rt} + L_{tt}) \end{aligned} \quad (9)$$

همچنین گشتاور غلت وارد بر واحد کشنده طبق رابطه (10) به صورت زیر است:

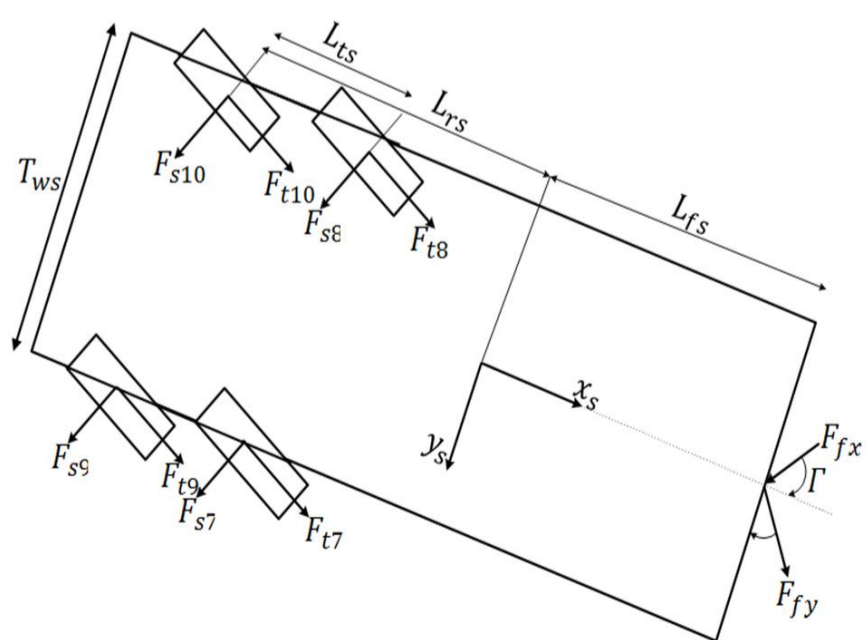
$$\begin{aligned} M_{ptsx} &= m_{st} g h_t \sin(\varphi_t) - K S_t \varphi_t - C S_t \dot{\varphi}_t + K S_w (\varphi_t - \varphi_s) \\ &+ C S_w (\dot{\varphi}_t - \dot{\varphi}_s) \end{aligned} \quad (10)$$

واحد شبه تریلر

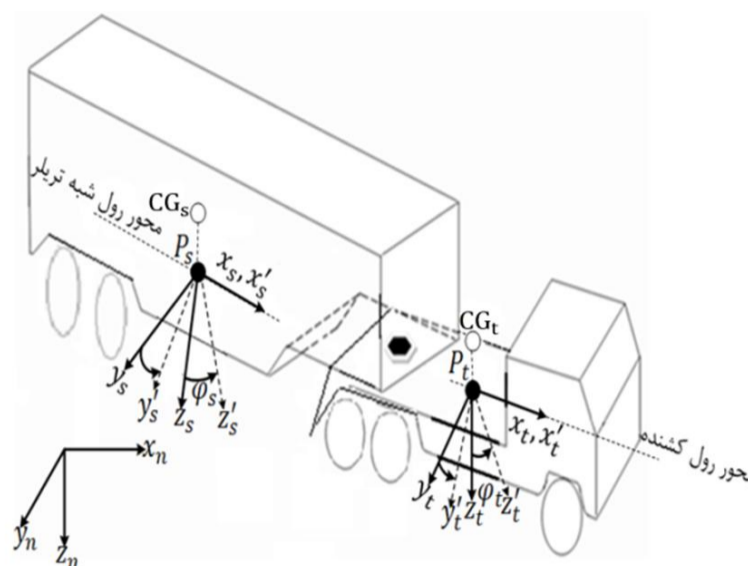
نیروهای خارجی وارده بر واحد شبه تریلر در شکل 3 نشان داده شده اند:

مجموع نیروهای طولی و عرضی تایرهای واحد شبه تریلر را به صورت رابطه (11) تعریف می نماییم:

$$\begin{aligned} F_{xss} &= F_{x7} + F_{x8} + F_{x9} + F_{x10} \\ F_{yss} &= F_{y7} + F_{y8} + F_{y9} + F_{y10} \end{aligned} \quad (11)$$



شکل 3 نیروهای خارجی موثر بر واحد شبه تریلر



شکل 1 مدل دینامیکی شانزده درجه آزادی

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_t \\ \dot{j}_t \\ \dot{k}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & \sin \psi_t & 0 \\ -\sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{i}_n \\ \dot{j}_n \\ \dot{k}_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

همچنین ماتریس های دوران مابین واحد کشنده و شبه تریلر به صورت روابط (3) و (4) است:

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_t \\ \dot{j}_t \\ \dot{k}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & -\sin \Gamma & 0 \\ \sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{i}_s \\ \dot{j}_s \\ \dot{k}_s \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_s \\ \dot{j}_s \\ \dot{k}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & \sin \Gamma & 0 \\ -\sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{i}_t \\ \dot{j}_t \\ \dot{k}_t \end{bmatrix} \quad (4)$$

سرعت زاویه ای دستگاههای مختصات متصل به واحد کشنده، شبه تریلر و مشتقات زمانی بردارهای یکه مربوطه به صورت روابط (5) و (6) تعریف می شوند. سرعت زاویه ای دو دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ و $x'_t y'_t z'_t$ به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} \omega_t &= \dot{\psi}_t k_t \\ \omega'_t &= \dot{\varphi}_t i'_t + \dot{\psi}_t k'_t \end{aligned} \quad (5)$$

همچنین سرعت زاویه ای دو دستگاه مختصات $x_s y_s z_s$ و $x'_s y'_s z'_s$ به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} \omega_s &= \dot{\psi}_s k_s \\ \omega'_s &= \dot{\varphi}_s i'_s + \dot{\psi}_s k'_s \end{aligned} \quad (6)$$

2-1- معادلات حرکت دینامیک طولی و جانبی واحد کشنده و واحد شبه تریلر

جهت ارایه معادلات حاکم بر دینامیک طولی و عرضی بایستی نیروهای وارد بر سیستم را معرفی نماییم. روابط حرکت مورد نظر به صورت مجزا برای دو واحد کشنده و تریلر ارایه می شوند. در هر دو واحد، جرمهای فنربندی شده و نشده، در قالب یک سیستم ملاحظه می گردند. بنابراین نیروهای داخلی مابین اجزای فوق حذف شده و تنها نیروهای خارجی وارد بر دو سیستم کشنده و نیمه تریلر مدنظر قرار گرفته اند.

واحد کشنده

مطابق شکل 2 نیروهای خارجی موثر بر دینامیک سیستم در صفحه، نیروهای طولی و عرضی ایجاد شده در محل تماس تایر و کف جاده و همچنین نیروهای قیدی در مفصل می باشند.

نیروهای طولی و عرضی هر تایر را به ترتیب با F_{ti} و F_{si} نمایش می دهیم. حال می توان با استفاده از قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت را توسعه داد. ترم های F_{xi} و F_{yi} که به ترتیب نیروهای تایرهای کشنده در جهت محورهای مختصات x_t و y_t می باشند، را بصورت رابطه (7) تعریف می نماییم:

$$\begin{aligned}
 F_{Z1} &= \frac{m_t g L_{rt} - m_t a_{tx} h_{ct} - F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{rt} - L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{rt}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad \frac{F_{fy} h_f (L_{rt} - L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{K S_{tf} \phi_t + C S_{tf} \dot{\phi}_t}{W_t} \\
 F_{Z2} &= \frac{m_t g L_{rt} - m_t a_{tx} h_{ct} - F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{rt} - L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{rt}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad \frac{F_{fy} h_f (L_{rt} - L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{K S_{tf} \phi_t + C S_{tf} \dot{\phi}_t}{W_t} \\
 F_{Z3,5} &= \frac{m_t g L_{ft} + m_t a_{tx} h_{ct} + F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{ft} + L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} - \\
 &\quad \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{ft}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{F_{fy} h_f (L_{ft} + L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{K S_{tr} \phi_t + C S_{tr} \dot{\phi}_s}{W_t} \\
 F_{Z4,6} &= \frac{m_t g L_{ft} + m_t a_{tx} h_{ct} + F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{ft} + L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{ft}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad \frac{F_{fy} h_f (L_{ft} + L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{K S_{tr} \phi_t + C S_{tr} \dot{\phi}_s}{W_t} \\
 F_{Z7,9} &= \frac{m_s g L_{fs} + m_s a_{sx} h_{cs} - F_{fx} h_f}{2(L_{fs} + L_{rs})} - \frac{m_s a_{sy} h_{cs}}{W_s} + \frac{F_{fy} h_f}{W_s} + \\
 &\quad \frac{K S_s \phi_s + C S_s \dot{\phi}_s}{W_s} \\
 F_{Z8,10} &= \frac{m_s g L_{fs} + m_s a_{sx} h_{cs} - F_{fx} h_f}{2(L_{fs} + L_{rs})} + \frac{m_s a_{sy} h_{cs}}{W_s} - \frac{F_{fy} h_f}{W_s} - \\
 &\quad \frac{K S_s \phi_s + C S_s \dot{\phi}_s}{W_s} \quad (23)
 \end{aligned}$$

2-3-1-1- محاسبه لغزش تایرها

در این قسمت به ترتیب، لغزش طولی و زاویه های لغزش جانبی تایر مطابق روابط (24) و (25) محاسبه می گردند.

2-3-1-1-1- لغزش طولی تایر

در حالت ترمزگیری:

$$\begin{aligned}
 u_i &\geq V_R \cos(\alpha) \\
 \lambda_i &= (V_R \cos(\alpha) - u_i) / u_i \quad (24)
 \end{aligned}$$

در حالت شتاب گیری خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}
 V_R \cos(\alpha) &> u_i \\
 \lambda_i &= (V_R \cos(\alpha) - u_i) / V_R \cos(\alpha) \quad (25)
 \end{aligned}$$

2-3-1-1-2- زاویه لغزش جانبی تایر

زاویه لغزش تایر به صورت رابطه (26) محاسبه می شود:

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{v_t + L_{ft} r_t}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right) & \alpha_2 &= \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{v_t + L_{ft} r_t}{u_t + r_t \frac{T_w}{2}} \right) \\
 \alpha_3 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t L_{rt}}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right) & \alpha_4 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t L_{rt}}{u_t + r_t \frac{T_w}{2}} \right) \\
 \alpha_5 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t (L_{rt} + L_{tt})}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right) & \alpha_6 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t (L_{rt} + L_{tt})}{u_t + r_t \frac{T_w}{2}} \right) \\
 \alpha_7 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s (L_{rs} - L_{ts})}{u_s - r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right) & \alpha_8 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s (L_{rs} - L_{ts})}{u_s + r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right) \\
 \alpha_9 &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s L_{rs}}{u_s - r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right) & \alpha_{10} &= -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s L_{rs}}{u_s + r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right) \quad (26)
 \end{aligned}$$

2-3-2-2- دینامیک چرخ

چرخ یکی از مهم ترین زیرسیستم ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتاب گیری می باشد. مطابق شکل 4 معادله حرکت چرخ به صورت رابطه (27) بدست می آید [20]:

$$I_w \dot{\omega} = -R_w F_{ti} + T_i \quad (27)$$

همچنین گشتاور چرخشی ایجاد شده در واحد شبه تریلر طبق رابطه (12) برابر است با:

$$\begin{aligned}
 M_{psz} &= (F_{x8} + F_{x10} - F_{x7} - F_{x9}) T_{ws} / 2 \\
 &\quad - (F_{y7} + F_{y8})(L_{rs} - L_{ts}) - (F_{y9} + F_{y10}) L_{rs} \quad (12)
 \end{aligned}$$

همچنین گشتاور غلت وارد بر واحد شبه تریلر طبق رابطه (13) به صورت زیر است:

$$\begin{aligned}
 M_{pssx} &= m_{ss} g h_s \sin(\phi_s) - K S_s \phi_s - C S_s \dot{\phi}_s - K S_w (\phi_t - \phi_s) \\
 &\quad - C S_w (\dot{\phi}_t - \dot{\phi}_s) \quad (13)
 \end{aligned}$$

بنابراین روابط اصلی حاکم بر دینامیک خودروی مفصلی مطابق روابط (14) تا (21) به صورت زیر بدست می آیند:

2-2- معادلات حرکت خودروی مفصلی

$$m_t \dot{u}_t = m_t v_t \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t + F_{xtt} + F_{fx} \quad (14)$$

$$m_t \dot{v}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t = -m_t u_t \dot{\psi}_t + F_{ytt} - F_{fy} \quad (15)$$

$$I_{zzt} \ddot{\psi}_t - I_{xzpt} \ddot{\phi}_t = M_{ptz} + F_{fy} L_{ct} \quad (16)$$

$$I_{xxpt} \ddot{\phi}_t - I_{xzpt} \ddot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{ptsx} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t \quad (17)$$

$$m_s \dot{u}_s = m_s v_s \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + F_{xss} - F_{fx} \cos(\Gamma) + F_{fy} \sin(\Gamma) \quad (18)$$

$$m_s \dot{v}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s = -m_s u_s \dot{\psi}_s + F_{yss} + F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma) \quad (19)$$

$$I_{zzs} \ddot{\psi}_s - I_{xzps} \ddot{\phi}_s = (F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma)) L_{ws} + M_{psz} \quad (20)$$

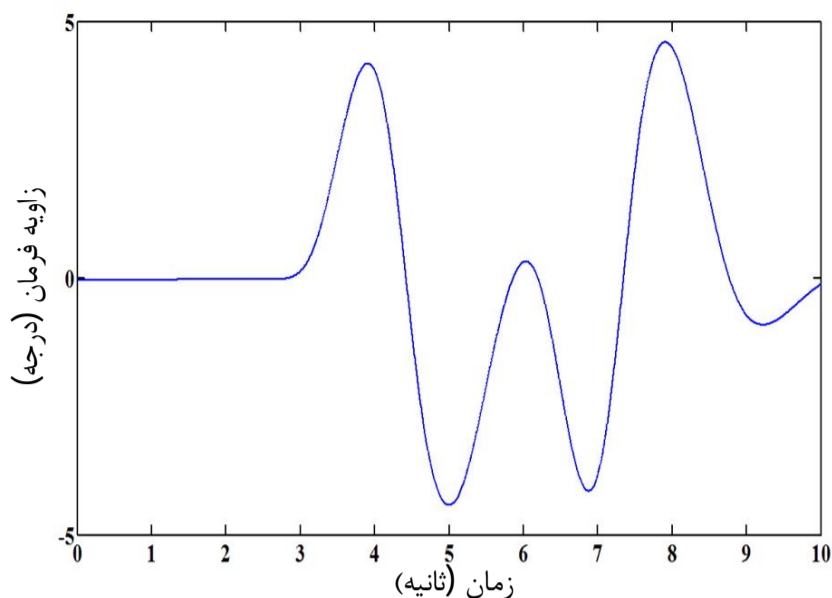
$$I_{xxps} \ddot{\phi}_s - I_{xzps} \ddot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s = M_{pssx} - m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s \quad (21)$$

2-3-2-3- دینامیک تایر

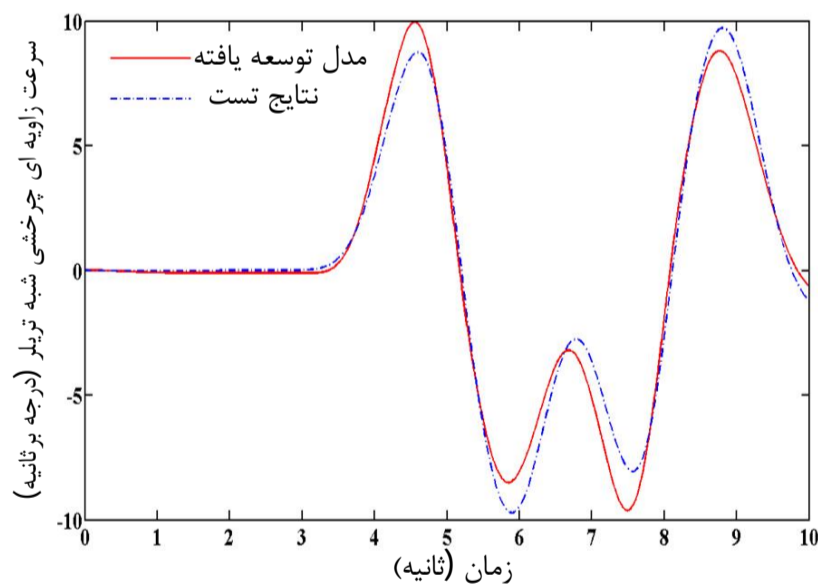
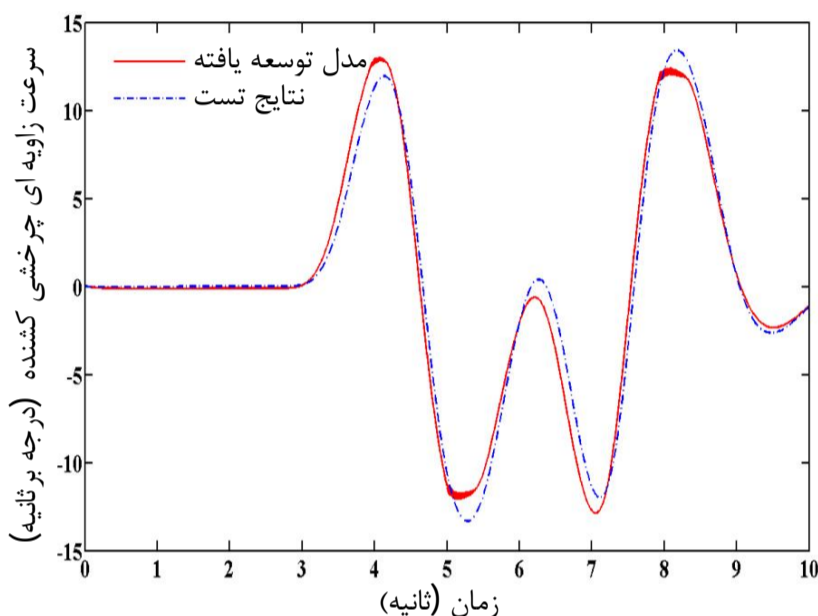
نقش تایر در بررسی رفتار دینامیکی خودرو اهمیت بسیاری دارد زیرا خودرو توسط نیروهای طولی و جانبی ناشی از تماس تایر با جاده کنترل شده و بر روی جاده حرکت کرده، جهت می گیرد یا توقف می کند. در مدل خطی با توجه به رابطه مستقیم نیروهای جانبی با زاویه لغزش طولی تایر، نیروی عمودی روی چرخ ها لحاظ نشده و در نتیجه در این حالت میزان پتانسیل لاستیک برای جلوگیری از لغزش و اشباع شدن آن لحاظ نمی شود. با توجه به این که مدل تایر در سرعت های بالا و در زاویه های لغزش بالا از حالت خطی خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می گذارد لذا از یک مدل پیچیده و واقعی تر نسبت به مدل خطی استفاده می شود. در این جا از مدل تایر داگف که مخصوص خودروهای سنگین است برای محاسبه نیروهای طولی و جانبی از رابطه (22) استفاده می نمایم [19]:

$$\begin{aligned}
 \lambda &= \frac{\mu F_{zi} \left[1 - \varepsilon_r u_i \sqrt{S_i^2 + \tan^2(\alpha_i)} \right] (1 - S_i)}{2 \sqrt{C_i^2 S_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2(\alpha_i)}} \\
 f(\lambda) &= \begin{cases} \lambda(\lambda - 2) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases} \\
 F_{si} &= \frac{C_\alpha \tan(\alpha_i)}{1 - S_i} f(\lambda) \\
 F_{ti} &= \frac{C_i S_i}{1 - S_i} f(\lambda) \quad (22)
 \end{aligned}$$

که در روابط فوق F_{si} و F_{ti} به ترتیب نیروهای رانشی و جانبی هستند. نیروهای عمودی تایر به صورت تابعی از وزن خودرو، شتاب های طولی، جانبی و نسبت انتقال بار جانبی محاسبه می شوند. بدین ترتیب نیروهای عمودی تایر به صورت جمع بار استاتیکی، انتقال بار دینامیکی در جهت طولی و انتقال بار دینامیکی در جهت جانبی به صورت رابطه (23) محاسبه می شوند:



شکل 7 تغییرات زاویه فرمان خودرو

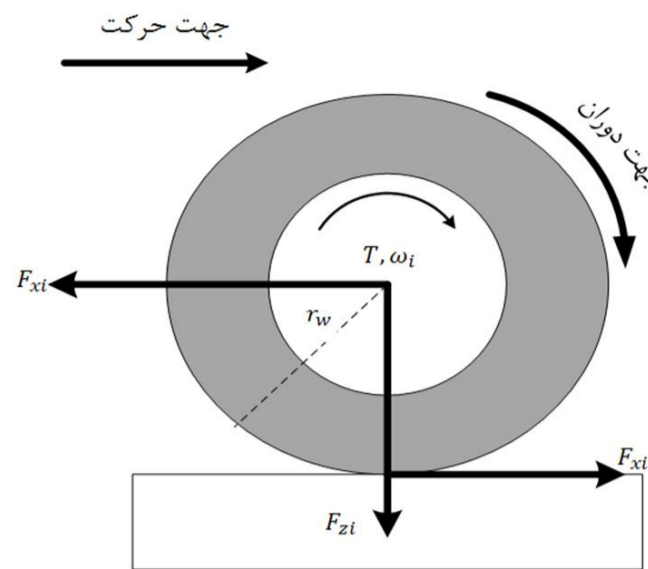


شکل 8 تغییرات سرعت زاویه ای چرخشی واحد کشنده و واحد شبه تریلر

داده شده و مدل تراک سیم، انحرافات در ثانیه‌های پنجم تا هفتم ملاحظه می‌شود.

4- مدل سازی دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

در این پژوهش جهت مدل سازی سیال درون تانک و به منظور بررسی اثرات ناشی از انتقال بار سیال بر دینامیک جانبی خودروی مفصلی، از مدل تابع پتانسیل استفاده می‌شود. در این مدل، سیال درون تانک تحت تاثیر زاویه رول و شتاب جانبی مرکز جرم واحد شبه تریلر شروع به حرکت نموده و حرکت سطح آزاد سیال، باعث انتقال مرکز جرم سیال و تغییر ممان اینرسی آن می‌شود. در این مدل اندازه تغییرات مرکز جرم سیال و ممان اینرسی آن



شکل 4 دیاگرام آزاد چرخ [21]

که در آن T_i گشتاور اعمال شده به چرخ i ام است.

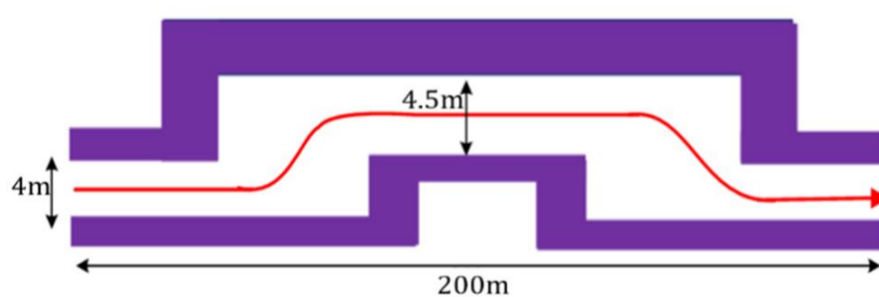
3- صحنه گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی

به منظور صحنه‌گذاری مدل دینامیکی ارایه شده از نرم‌افزار تراک سیم¹ استفاده شده است [22]. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل توسعه داده شده با خودروی تست، یکسان در نظر گرفته شده است. مسیر تست تعویض خط دوگانه² در شکل 5، خودروی مفصلی در شکل 6 و نتایج صحنه‌گذاری در شکل‌های 7 تا 9 نشان داده شده است.

3-1- مانور تعویض خط دوگانه

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه 70 کیلومتر بر ساعت در جاده ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل 7 به آن اعمال شده است.

همان‌طوری که از نمودارهای مربوط به سرعت زاویه‌ای چرخشی خودروی مفصلی مشاهده می‌شود بین مدل شبیه‌سازی شده و تست‌های انجام شده در نرم‌افزار تراک سیم، نتایج قابل قبولی مشاهده می‌شود. همچنین برای زاویه رول علی‌رغم مشاهده تطابق مناسب بین مدل توسعه

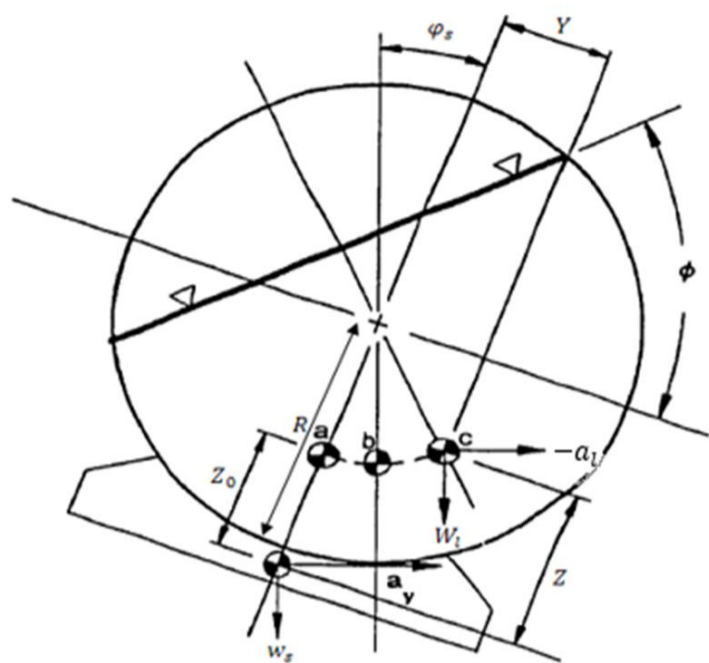


شکل 5 مسیر حرکت خودروی مفصلی



شکل 6 نمایی از خودروی مفصلی با بار صلب در مانور تعویض خط دوگانه

1- TruckSim
2- Double Lane Change



شکل 10 مدل تابع پتانسیل برای یک تانک استوانه‌ای با سطح مقطع دایروی [24]

$$m_s \dot{u}_s + m_l a_l \hat{i} = m_s v_s \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + F_{xss} - F_{fx} \cos(\Gamma) + F_{fy} \sin(\Gamma) \quad (36)$$

$$m_s \dot{v}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s + m_l a_l \hat{j} = -m_s u_s \dot{\psi}_s + F_{yss} + F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma) + (m_s + m_l) g \sin(\phi_s) \quad (37)$$

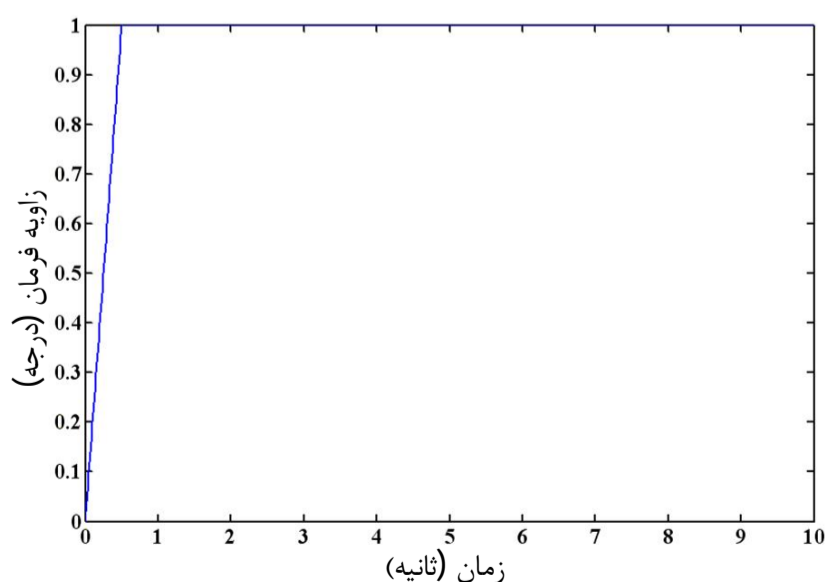
$$(I_{zz_s} + I_{zl}) \ddot{\psi}_s - I_{xz_{ps}} \dot{\phi}_s = (F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma)) L_{ws} + M_{p_{sz}} + m_l a_l \hat{j} X - m_l a_l \hat{i} Y \quad (38)$$

$$(I_{xx_{ps}} + I_{xl}) \ddot{\phi}_s - I_{xz_{ps}} \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s = M_{p_{ssx}} - m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s + m_l a_l \hat{j} Z + m_l a_l \hat{k} Y + m_l g (Z \sin(\phi_s) + Y) + M_B \quad (39)$$

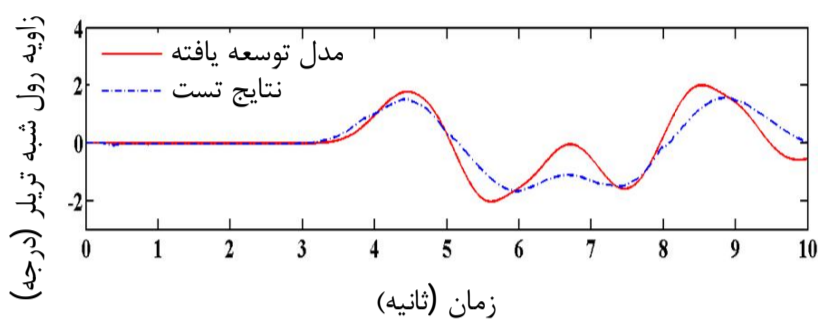
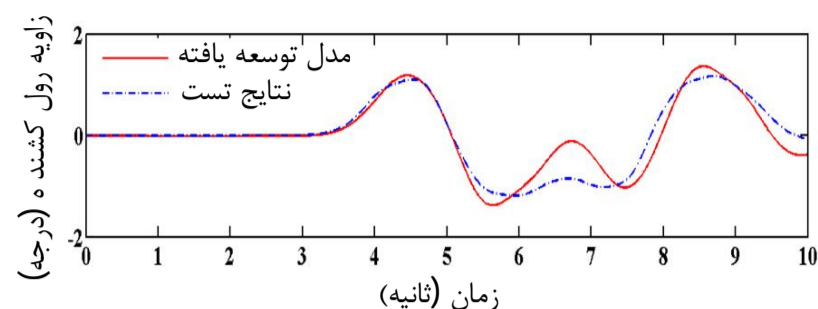
4-2- صحنه گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

صحنه گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال ارایه شده در این مقاله، با استفاده از نتایج تست مدل مرجع [22] انجام شده است. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل ارایه شده با مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال مرجع ذکر شده یکسان در نظر گرفته شده است. صحنه‌گذاری برای یک خودروی مفصلی حامل سیال نیمه پر، در سرعت 90 کیلومتر بر ساعت برای مانور استاندارد گردش حالت مانا مطابق شکل 11 انجام شده است.

همان‌طوری که از شکل 12 مشخص است سرعت زاویه ای چرخشی واحد شبه تریلر با مدل مرجع تطابق بسیار مناسبی دارد. در شکل‌های 13 و 14 شتاب جانبی واحد شبه تریلر و مسیر حرکت خودرو نشان داده شده‌اند.



شکل 11 تغییرات زاویه فرمان خودرو



شکل 9 تغییرات زاویه رول واحد کشنده و شبه تریلر

به صورت تابعی از سطح مقطع تانک، حجم سیال و گرادیان سطح آزاد سیال در نظر گرفته می‌شوند. مطابق شکل 10 گرادیان سطح آزاد سیال تحت زاویه رول و شتاب جانبی مرکز جرم واحد شبه تریلر، با فرض جریان سیال غیرویسکوز و با محاسبه گرادیان فشار طبق رابطه (28) تعیین می‌گردد [23].

$$\tan(\phi) = \left(\frac{\phi_s - a_l}{1 + a_l \phi_s} \right) \quad (28)$$

برای تانک با سطح مقطع دایروی موقعیت مرکز جرم سیال در جهت جانبی و عمودی با استفاده از رابطه (29) محاسبه می‌گردد [23]:

$$\begin{aligned} Z &= R - (R - Z_0) \cos(\phi) \\ Y &= (R - Z_0) \sin(\phi) \end{aligned} \quad (29)$$

که در رابطه فوق R شعاع تانک و Z_0 ارتفاع مرکز جرم سیال در غیاب زاویه رول و شتاب جانبی واحد شبه تریلر است.

همچنین ممان اینرسی سیال متحرک درون تانک با استفاده از حاصل ضرب ممان اینرسی در ماتریس انتقال گرادیان سطح آزاد سیال با استفاده از رابطه (30) محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} I_{xl} &= I_{xl}^0 \\ I_{zl} &= I_{zl}^0 (\cos \phi)^2 \end{aligned} \quad (30)$$

که در رابطه فوق I_{xl}^0 و I_{zl}^0 ممان اینرسی سیال برای حالتی که گرادیان سطح آزاد سیال صفر است، می‌باشند.

محاسبه شتاب مرکز جرم سیال:

با استفاده از رابطه شتاب نسبی و با در نظر گرفتن شتاب مرکز جرم واحد شبه تریلر، شتاب مرکز جرم سیال به صورت رابطه (31) محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} a_l &= (u_s - v_s \dot{\psi}_s - h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s - Z \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s - X \dot{\psi}_s^2 - Y \dot{\psi}_s) \hat{i} + \\ & (v_s + u_s \dot{\psi}_s + h_s \dot{\phi}_s - Y \dot{\phi}_s^2 - Y \dot{\psi}_s^2 + Z \dot{\phi}_s + X \dot{\psi}_s) \hat{j} + \\ & (Z \dot{\phi}_s^2 + X \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + Y \dot{\phi}_s) \hat{k} \end{aligned} \quad (31)$$

4-1- معادلات دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

حال با استفاده از معادلات حرکت خودروی مفصلی و با در نظر گرفتن شتاب مرکز جرم سیال، معادلات دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال به صورت روابط (32) تا (39) بدست می‌آیند:

$$m_t \dot{u}_t = m_t v_t \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t + F_{xtt} + F_{fx} \quad (32)$$

$$m_t \dot{v}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t = -m_t u_t \dot{\psi}_t + F_{ytt} - F_{fy} \quad (33)$$

$$I_{zz_t} \ddot{\psi}_t - I_{xz_{pt}} \dot{\phi}_t = M_{p_{tz}} + F_{fy} L_{ct} \quad (34)$$

$$I_{xx_{pt}} \ddot{\phi}_t - I_{xz_{pt}} \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{p_{tsx}} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t + M_A \quad (35)$$

بسته و از معایب آن مقاوم نبودن در برابر عدم قطعیت پارامتری و ساختاری اشاره نمود. بنابراین ترکیب دو روش کنترل مود لغزش و خطی سازی فیدبک، استفاده از مزایای هر دو روش کنترلی را موجب می شود. برای طراحی سیستم کنترلی از مدل دینامیکی ساده شده معادله ی (35) استفاده می شود.

$$I_{xx_{pt}} \ddot{\varphi}_t - I_{xz_{pt}} \ddot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{p_{tsx}} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t + M_A \quad (40)$$

$$I_{xx_{pt}} \ddot{\varphi}_t = M_{p_{tsx}} - m_{st} h_t (\dot{v}_t + u_t \dot{\psi}_t) + M_A \quad (41)$$

طبق رابطه (41) داریم:

$$f_1 = M_{p_{tsx}} - m_{st} h_t (\dot{v}_t + u_t \dot{\psi}_t) \quad (41)$$

با جایگذاری معادله (41) در معادله (40)، معادله دینامیکی سیستم مرتبه دوم بر اساس رابطه (42) بدست می آید:

$$I_{xx_{pt}} \ddot{\varphi}_t = f_1 + M_A \quad (42)$$

حال خطا را به صورت رابطه (43) در نظر می گیریم:

$$e_1 = \varphi_t - \varphi_d \quad (43)$$

که در آن $\varphi_d = 0$ است.

متغیر لغزش بر اساس رابطه (44) برابر است با:

$$S_t(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + c_1 \right) e_1 \quad (44)$$

با استفاده از روش کنترل مودلغزش بر مبنای خطی سازی فیدبک، ورودی کنترلی واحد کشنده به صورت رابطه (45) طراحی می شود:

$$M_A = I_{xx_{pt}} v_1 - f_1 \quad (45)$$

با انتخاب v_1 به صورت رابطه (46) خواهیم داشت:

$$v_1 = \ddot{\varphi}_d - c_1 \dot{e}_1 - \eta_1 \text{sgn}(S_t) \quad (46)$$

اثبات پایداری: تابع لیاپانوف را به صورت رابطه (47) در نظر می گیریم:

$$V = \frac{1}{2} S_t^2 \quad (47)$$

حال با مشتق گیری طبق رابطه (48) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S_t \dot{S}_t = S_t (\ddot{e}_1 + c_1 \dot{e}_1) \\ &= S_t (\ddot{\varphi}_t - \ddot{\varphi}_d + c_1 \dot{e}_1) \\ &= S_t \left(\frac{f_1 + M_A}{I_{xx_{pt}}} - \ddot{\varphi}_d + c_1 \dot{e}_1 \right) \end{aligned} \quad (48)$$

با توجه به معادله (46) و جایگذاری معادله (45) در معادله (48) مطابق رابطه (49) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S_t (v_1 - \ddot{\varphi}_d + c_1 \dot{e}_1) \\ &= S_t (\ddot{\varphi}_d - c_1 \dot{e}_1 - \eta_1 \text{sgn}(S_t) - \ddot{\varphi}_d + c_1 \dot{e}_1) \\ &= -\eta_1 S_t \text{sgn}(S_t) = -\eta_1 |S_t| \leq 0 \end{aligned} \quad (49)$$

برای پیاده سازی کنترلر، لازم است که متغیرهای حالت سیستم در دسترس باشند. برای اندازه گیری زاویه رول، نرخ زاویه رول و سرعت زاویه ای چرخشی سنسور ژيرو در دسترس است. همچنین برای اندازه گیری سرعت جانبی سنسور نوری بکار می رود.

۵-2- معادلات واحد شبه تریلر

سیستم مرتبه دوم را به صورت رابطه (50) در نظر می گیریم:

$$\begin{aligned} (I_{xx_{ps}} + I_{xl}) \ddot{\varphi}_s - I_{xz_{ps}} \ddot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s &= M_{p_{ssx}} - \\ m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s + m_l a_l j Z + m_l a_l k Y + \\ m_l g (Z \sin(\varphi_s) + Y) + M_B \end{aligned} \quad (50)$$

طبق رابطه (51) داریم:

$$f_2 = M_{p_{ssx}} - m_{ss} h_s (\dot{v}_s + u_s \dot{\psi}_s) + m_l a_l j Z + m_l a_l k Y + m_l g (Z \sin(\varphi_s) + Y) \quad (51)$$

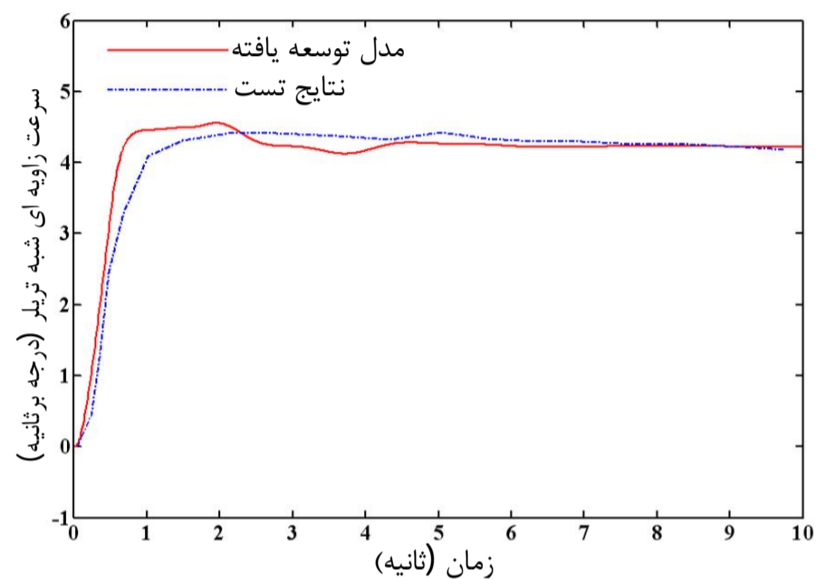
با جایگذاری معادله (51) در معادله (50) رابطه (52) به صورت زیر

ملاحظه می گردد که شتاب جانبی مدل توسعه یافته هم در حالت مانا و هم در حالت گذرا، با مدل مرجع تطابق دارد. برای مسیر حرکت خودرو نیز مدل ارائه شده با دقت قابل توجهی رفتار مدل مرجع را تقریب می زند.

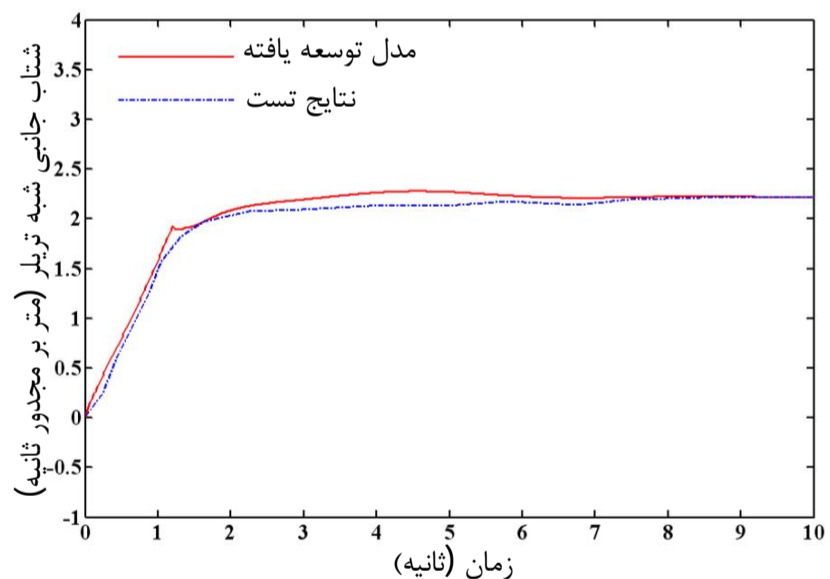
5- طراحی سیستم کنترلی

1-1- معادلات واحد کشنده

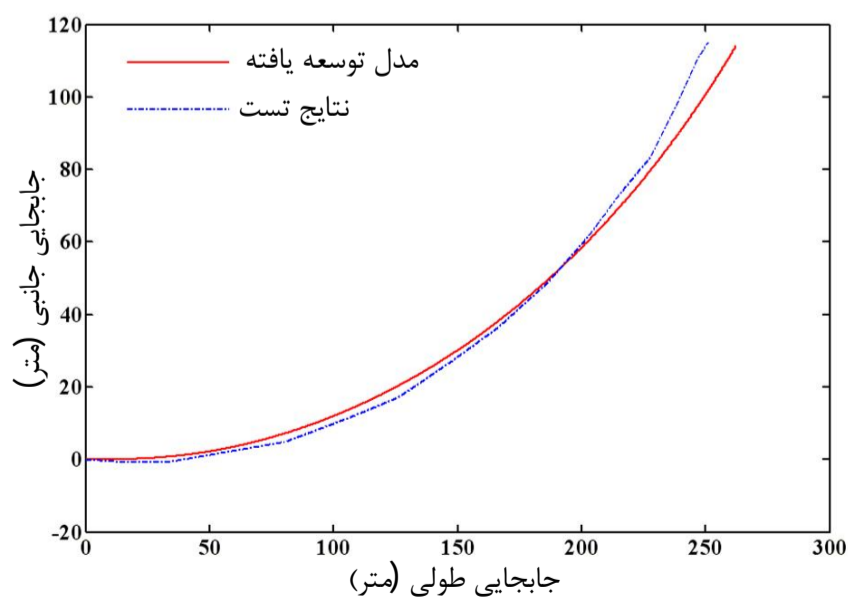
هدف از طراحی سیستم کنترل رول فعال، تولید کردن یک گشتاور از میله ضدغلت می باشد برای این که پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال را افزایش دهد. در روش خطی سازی فیدبک رفتار غیرخطی سیستم با اعمال ورودی طوری حذف می شود که سیستم دینامیکی به صورت خطی در می آید. از مزایای روش خطی سازی فیدبک می توان به پایداری سیستم حلقه



شکل 12 تغییرات سرعت زاویه ای چرخشی واحد شبه تریلر



شکل 13 تغییرات شتاب جانبی واحد شبه تریلر



شکل 14 مسیر حرکت خودرو

بدست می آید:

$$(I_{xx_{ps}} + I_{xl}) \ddot{\varphi}_s = f_2 + M_B \quad (52)$$

حال خطا را به صورت رابطه (53) در نظر می گیریم:

$$e_2 = \varphi_s - \varphi_d \quad (53)$$

که در معادله فوق $\varphi_d = 0$ است.

متغیر لغزش بر اساس رابطه (54) برابر است با:

$$S_s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + c_2 \right) e_2 \quad (54)$$

$$S_s(x, t) = \dot{e}_2 + c_2 e_2$$

ورودی کنترلی واحد شبه تریلر به صورت رابطه (55) تعیین می شود:

$$M_B = I_{xx_{ps}} v_2 - f_2 \quad (55)$$

با انتخاب v_2 به صورت رابطه (56) خواهیم داشت:

$$v_2 = \ddot{\varphi}_d - c_2 \dot{e}_2 - \eta_2 \operatorname{sgn}(S_s) \quad (56)$$

اثبات پایداری: تابع لیاپانوف را به صورت رابطه (57) در نظر می گیریم:

$$V = \frac{1}{2} S_s^2 \quad (57)$$

حال با مشتق گیری مطابق رابطه (58) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S_s \dot{S}_s = S_s (\ddot{e}_2 + c_2 \dot{e}_2) \\ &= S_s (\ddot{\varphi}_s - \ddot{\varphi}_d + c_2 \dot{e}_2) \\ &= S_s \left(\frac{f_2 + M_B}{I_{xx_{ps}}} - \ddot{\varphi}_d + c_2 \dot{e}_2 \right) \end{aligned} \quad (58)$$

با در نظر گرفتن v_2 و جایگذاری معادله (55) در معادله (58) طبق

رابطه (59) داریم:

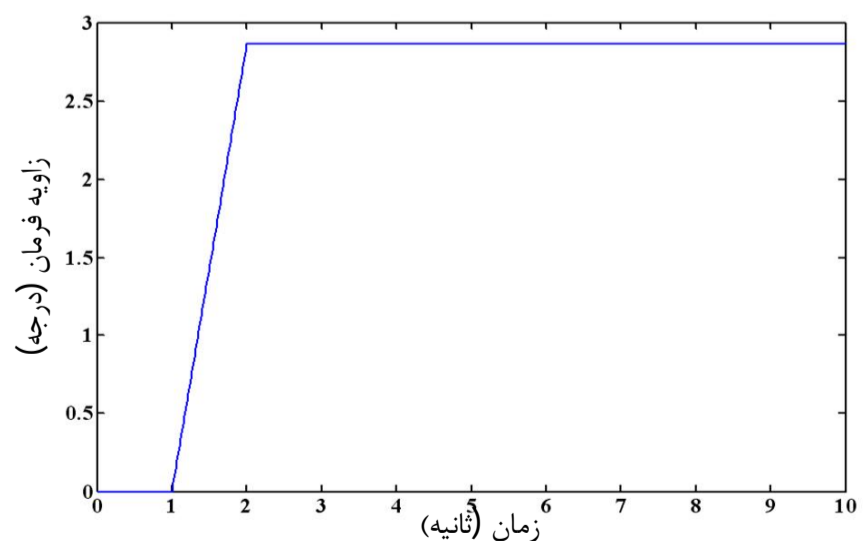
$$\begin{aligned} \dot{V} &= S_s (v_2 - \ddot{\varphi}_d + c_2 \dot{e}_2) \\ &= S_s (\ddot{\varphi}_d - c_2 \dot{e}_2 - \eta_2 \operatorname{sgn}(S_s) - \ddot{\varphi}_d + c_2 \dot{e}_2) \\ &= -\eta_2 S_s \operatorname{sgn}(S_s) = -\eta_2 |S_s| \leq 0 \end{aligned} \quad (59)$$

6- نتایج شبیه سازی

در این پژوهش برای مقایسه و بررسی عملکرد سیستم کنترل رول طراحی شده بر اساس روش کنترل مودلغزش برمبنای خطی سازی فیدبک، یک سیستم کنترل رول خطی نیز توسعه داده شده است. حال عملکرد سیستم کنترلی در جهت بهبود پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، برای حجم پرشدگی متوسط و زیاد در مانورهای حالت مانا و گذرا بررسی شده است.

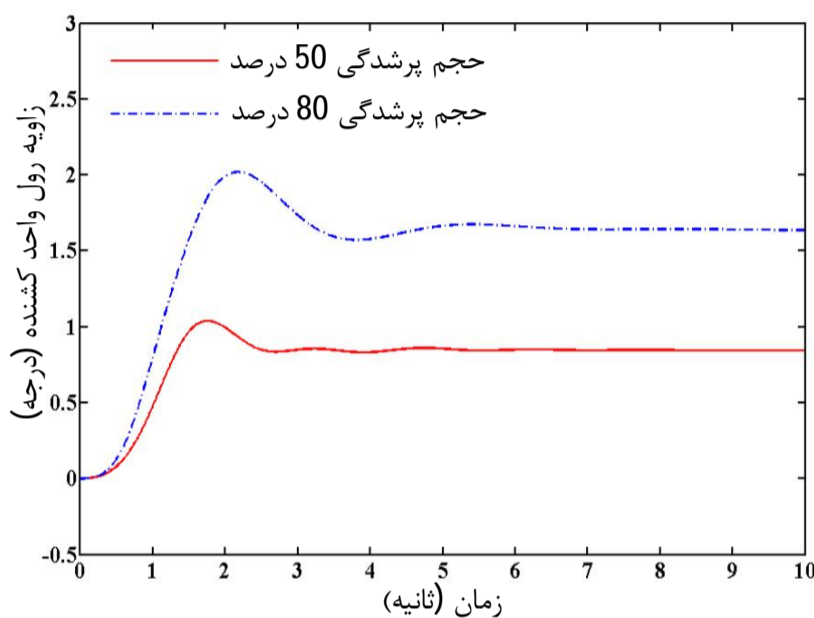
6-1- مانور گردش در مسیر دایره ای

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه 60 کیلومتر بر ساعت در جاده ای خشک با ضریب اصطکاک 0/7، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل 15 به آن اعمال شده است.

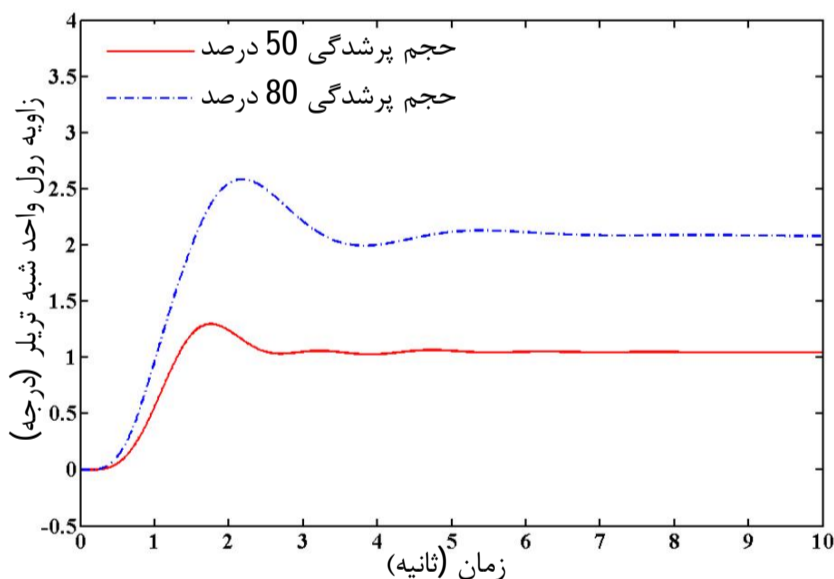


شکل 15 تغییرات زاویه فرمان خودرو

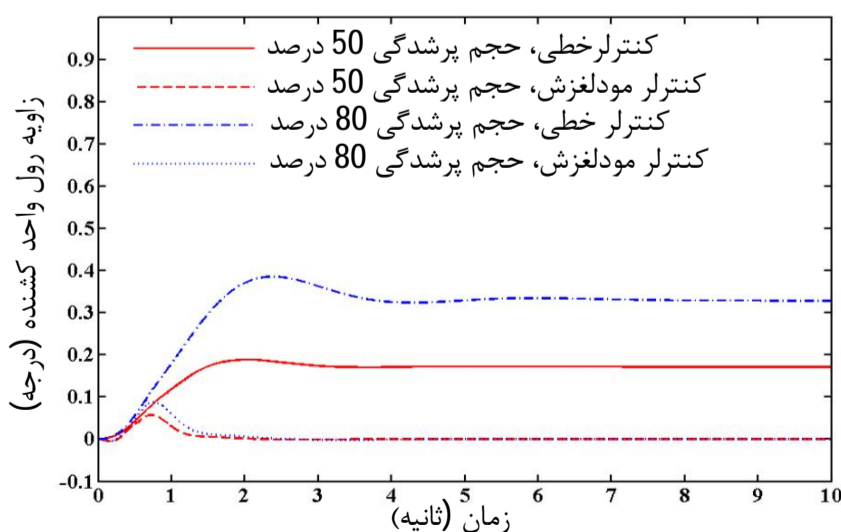
در شکل های 16 تا 19 نتایج شبیه سازی برای زاویه رول واحدهای کشنده و شبه تریلر در حالت کنترل نشده و در حضور سیستم کنترلی برای دو حجم پرشدگی نشان داده شده است. مشاهده می شود که با افزایش حجم سیال درون مخزن، مقدار زاویه رول افزایش می یابد. شکل های 18 و 19 نشان می دهد که هر دو کنترلر توانستند مقدار زاویه رول را در واحدهای کشنده و شبه تریلر محدود نمایند. در مقایسه بین دو سیستم کنترلی، کنترل مودلغزش طراحی شده برمبنای خطی سازی فیدبک عملکرد مناسب تری را نسبت به کنترلر خطی نشان می دهد. در واحد کشنده برای حجم پرشدگی 50 درصد و 80 درصد، مقدار جهش به ترتیب کاهشی به میزان 66 درصد و 75 درصد را نشان می دهد که در مدت زمان 1/5 ثانیه کاملاً صفر می شود، در حالی که با استفاده از کنترلر خطی به یک مقدار ثابت همگرا می شود.



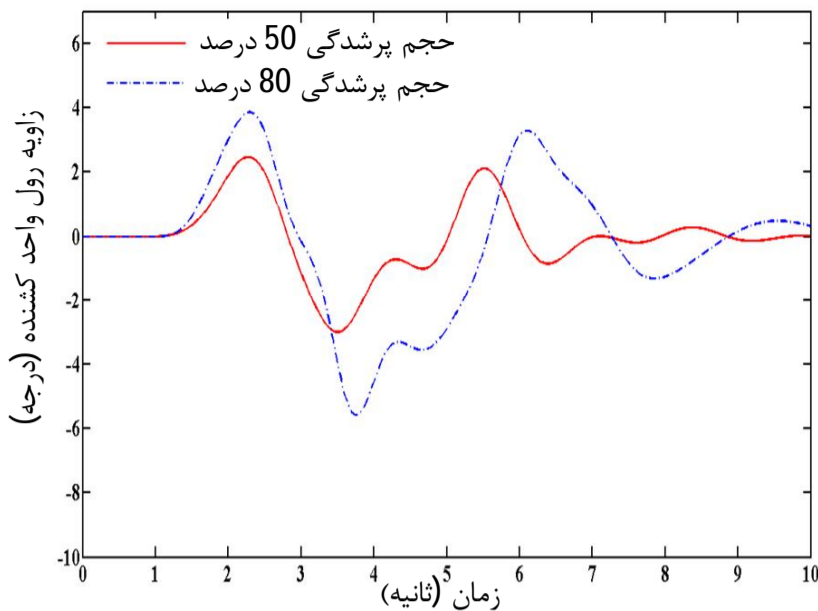
شکل 16 زاویه رول واحد کشنده در حالت کنترل نشده



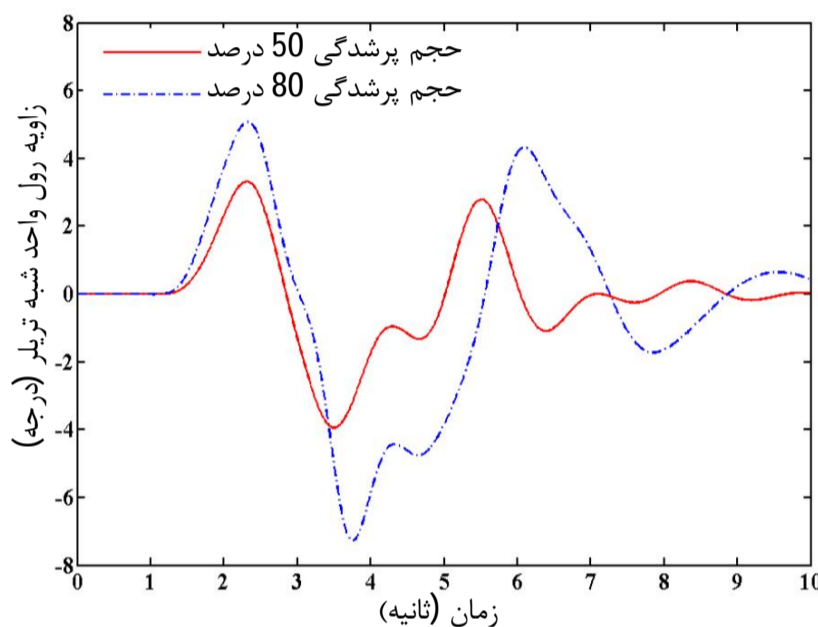
شکل 17 زاویه رول واحد شبه تریلر در حالت کنترل نشده



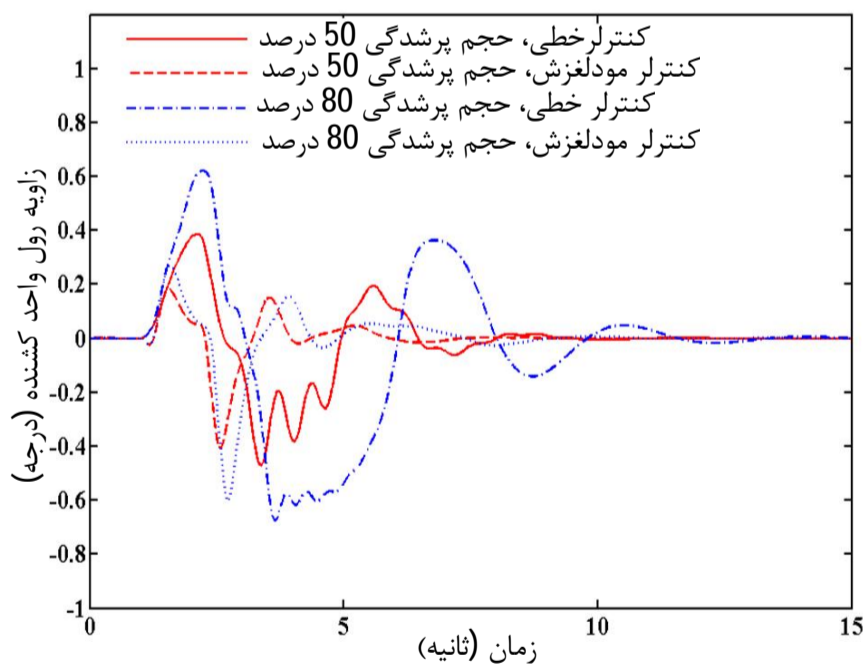
شکل 18 زاویه رول واحد کشنده در حالت کنترل شده



شکل 21 زاویه رول واحد کشنده در حالت کنترل نشده



شکل 22 زاویه رول واحد شبه تریلر در حالت کنترل نشده

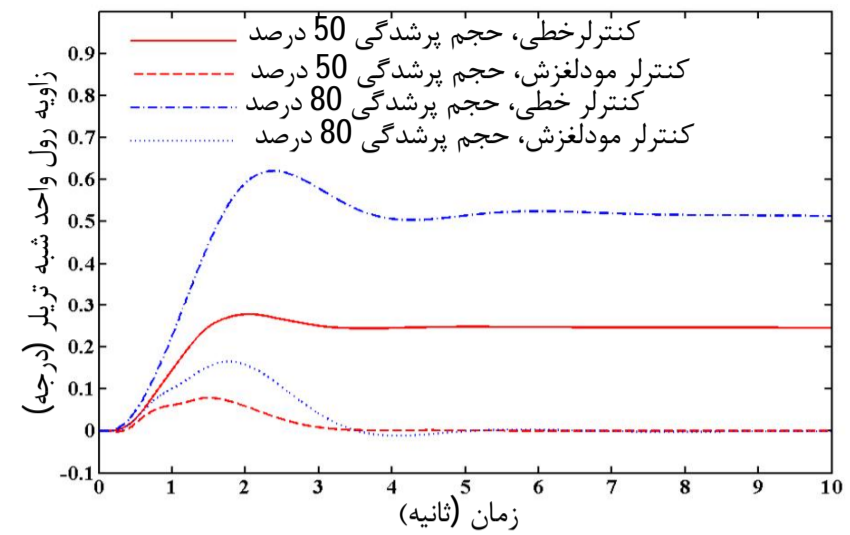


شکل 23 زاویه رول واحد کشنده در حالت کنترل شده

ملايم و مطلوب در هر دو واحد، توانسته است با صرف انرژی کنترلی کمتر به میزان قابل توجهی در واحد کشنده هدف کنترلی را به طور مطلوب‌تری تعقیب نماید.

6-3- نسبت انتقال بار جانبی

رفتار دینامیکی یک خودروی مفصلی با استفاده از نسبت انتقال بار دینامیکی



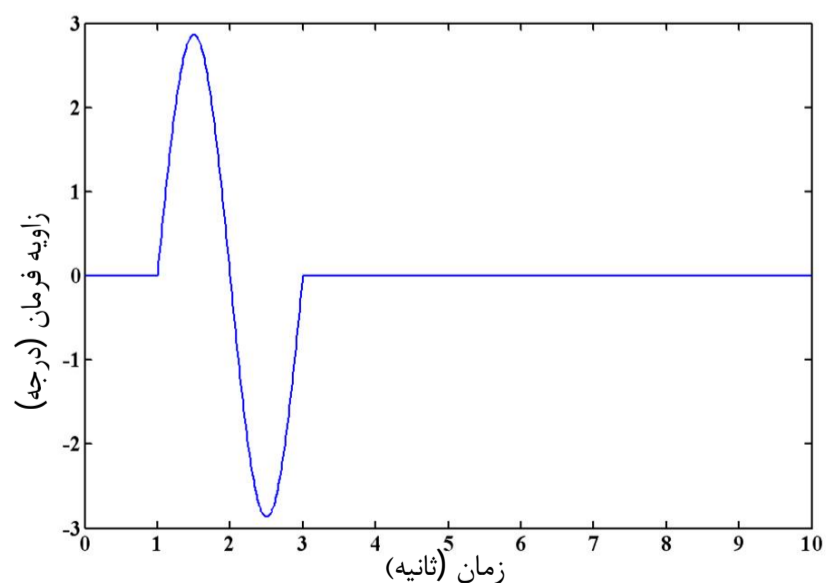
شکل 19 زاویه رول واحد شبه تریلر در حالت کنترل شده

همچنین برای واحد شبه تریلر در حجم پرشدگی 50 درصد و 80 درصد، مقدار زاویه رول بترتیب پس از گذشت 3 ثانیه و 4/6 ثانیه صفر می‌شود.

6-2- مانور تعویض خط

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه 90 کیلومتر بر ساعت در جاده ای با ضریب اصطکاک 0/3، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان مطابق شکل 20 به صورت زیر به آن اعمال شده است. در این قسمت عملکرد دو سیستم کنترلی طراحی شده، طی مانور تعویض خط و شرایط بحرانی با افزایش سرعت طولی و کاهش ضریب اصطکاک جاده مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طوری که از شکل‌های 21 و 22 مشاهده می‌شود برای حالت بدون کنترل، مقدار جهش و زمان نشست زاویه رول برای واحدهای کشنده و شبه تریلر بسیار زیاد است. مطابق شکل‌های 23 و 24 با بحرانی‌تر شدن شرایط رانندگی و غیرخطی‌تر شدن پاسخ‌های خودرو، از کارایی سیستم کنترلی خطی کاسته می‌شود، طوری که حداکثر مقدار جهش و زمان نشست در مقایسه با کنترلر مودلغزش به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. علاوه بر این در حضور سیستم کنترلی خطی، برای هر دو واحد ناپیوستگی‌هایی در زاویه رول دیده می‌شود، حال آن‌که نمودار مربوط به زاویه رول با استفاده از کنترلر مودلغزش، دارای فرم مطلوب و ملایمی است.

شکل‌های 25 و 26 ورودی‌های کنترلی را در حجم پرشدگی 50 درصد برای واحدهای کشنده و شبه تریلر نشان می‌دهد. برای کنترلر خطی در واحدهای کشنده و شبه تریلر، ناپیوستگی‌های شدیدی در فرم منحنی ورودی کنترلی مشاهده می‌شود. حال آن‌که کنترلر مودلغزش علاوه بر داشتن فرم



شکل 20 تغییرات زاویه فرمان خودرو

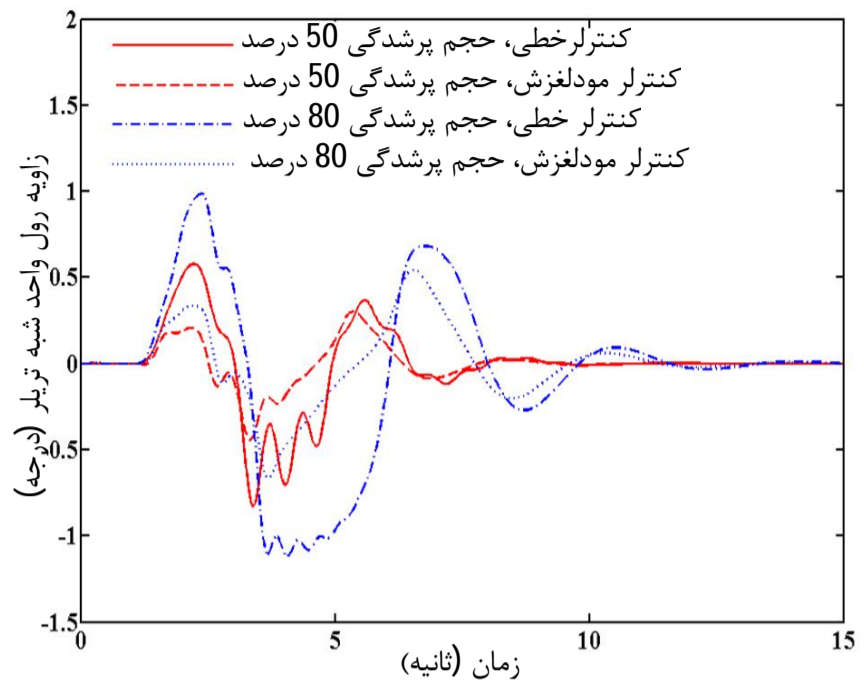
واحد کشده صرف نظر می‌شود [25].

$$LTR = \sum_{j=1}^N \frac{|F_{zrj} - F_{zlj}|}{F_{zrj} + F_{zlj}} \quad (40)$$

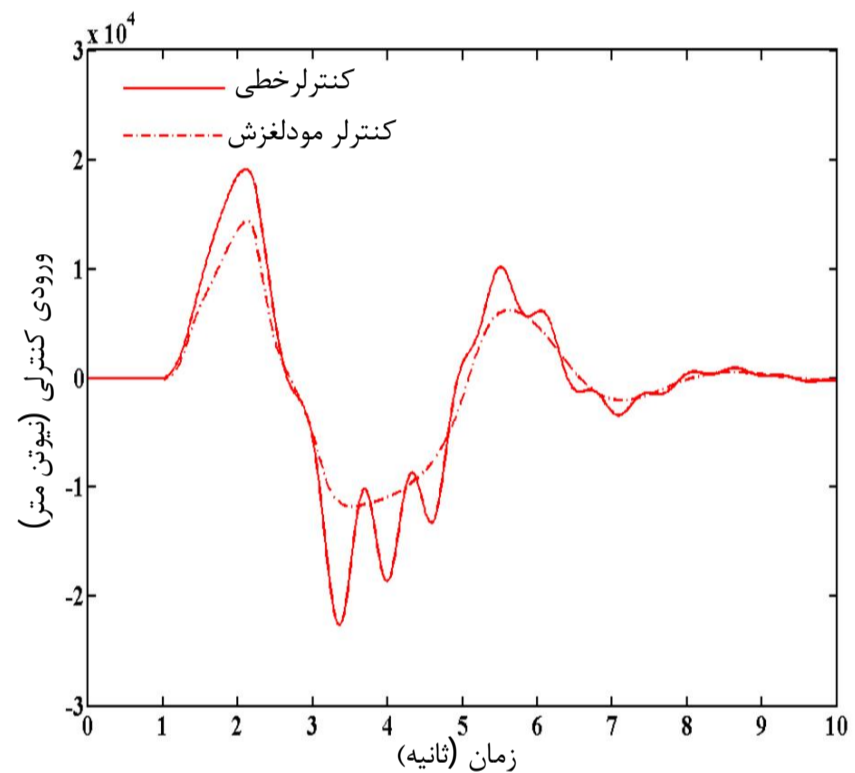
نسبت انتقال بار جانبی از صفر شروع شده و هنگامی که تایرهای خودرو تماس خود را با زمین از دست می‌دهند به مقدار یک می‌رسد. با توجه به عملکرد مناسب کنترل مودلغزش در برآورده ساختن هدف کنترلی و کاهش زاویه رول، تاثیر این کنترل در نسبت انتقال بار جانبی نشان داده شده است. نتایج شبیه‌سازی برای حالت بدون کنترل و در حضور سیستم کنترلی برای مانورهای گردش مانا و تعویض خط در شکل‌های 27 تا 30 آمده است. نتایج شبیه‌سازی برای هر دو مانور نشان می‌دهند با استفاده از سیستم کنترل مودلغزش، کاهش قابل توجهی در نسبت انتقال بار جانبی برای هر دو حجم پرشدگی، نسبت به حالت بدون کنترل اتفاق می‌افتد. برای مانور تعویض خط، بدترین حالت پایداری در پیک دوم اتفاق می‌افتد که با استفاده از سیستم کنترلی برای حجم پرشدگی 50 درصد و 80 درصد، به ترتیب کاهشی به میزان 41 درصد و 49 درصد مشاهده می‌شود.

۷- نتیجه گیری

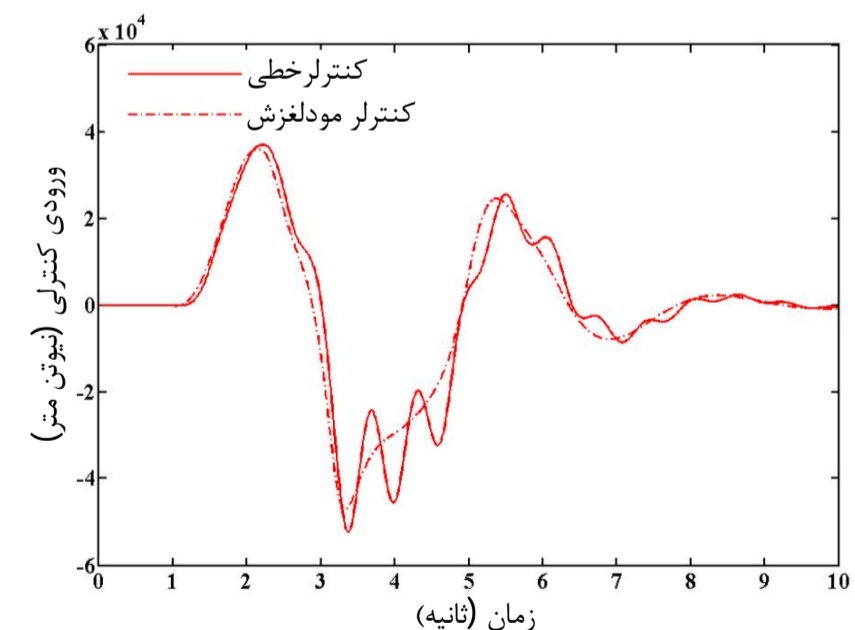
در این مقاله، موضوع جلوگیری از واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال یا ارایه یک سیستم کنترل مقاوم جدید مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا یک مدل دینامیکی کامل غیرخطی خودروی مفصلی توسعه داده شد و با استفاده از



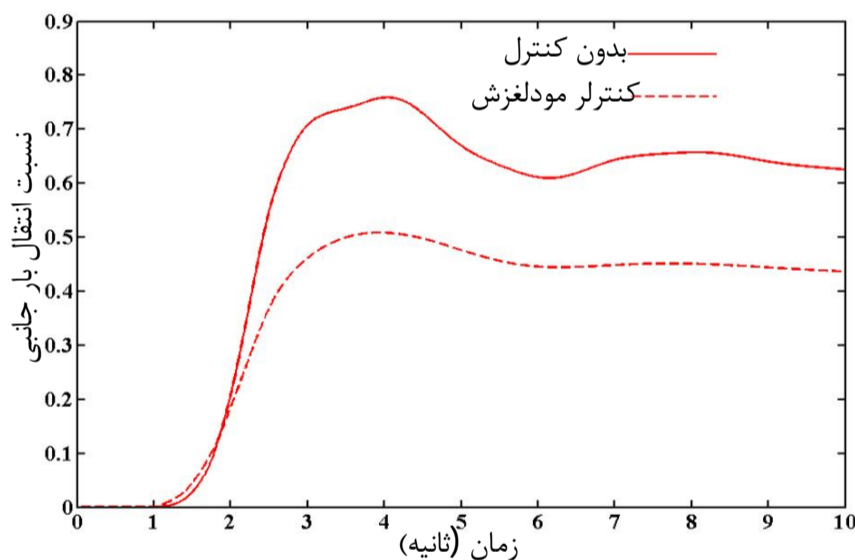
شکل 24 زاویه رول واحد شبه تریلر در حالت کنترل شده



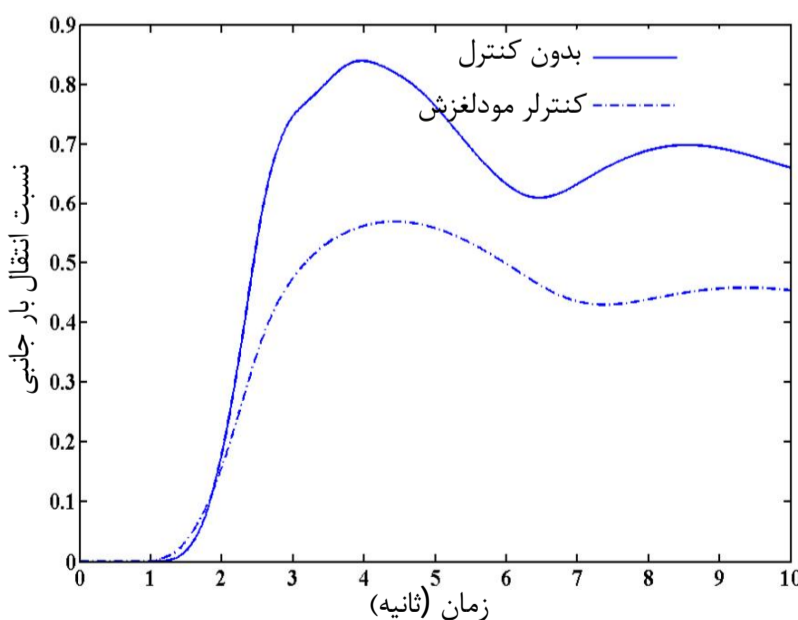
شکل 25 ورودی کنترلی واحد کشده برای حجم پرشدگی 50 درصد



شکل 26 ورودی کنترلی واحد شبه تریلر برای حجم پرشدگی 80 درصد



شکل 27 نسبت انتقال بار جانبی برای حجم پرشدگی 50 درصد در مانور گردش حالت مانا



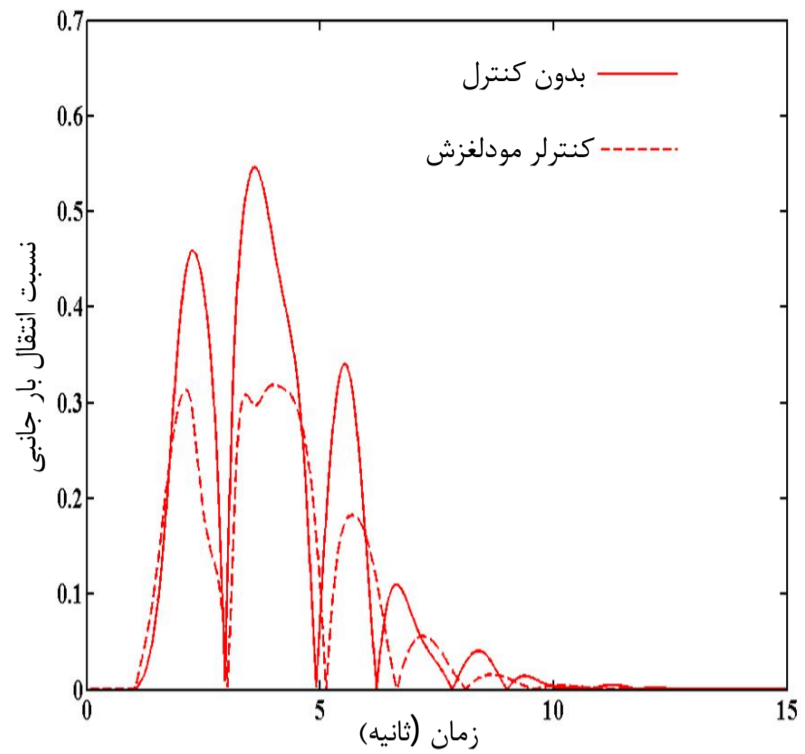
شکل 28 نسبت انتقال بار جانبی برای حجم پرشدگی 80 درصد در مانور گردش حالت مانا

به طور موثرتری مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. نسبت انتقال بار جانبی به صورت نسبت قدر مطلق اختلاف نیروهای عمودی بین تایرهای سمت راست و چپ به مجموع نیروهای تایرهای سمت راست و چپ مطابق رابطه (6U) محاسبه می‌گردد. همچنین از نیروهای عمودی چرخ‌های مربوط به اکسل فرمان پذیر

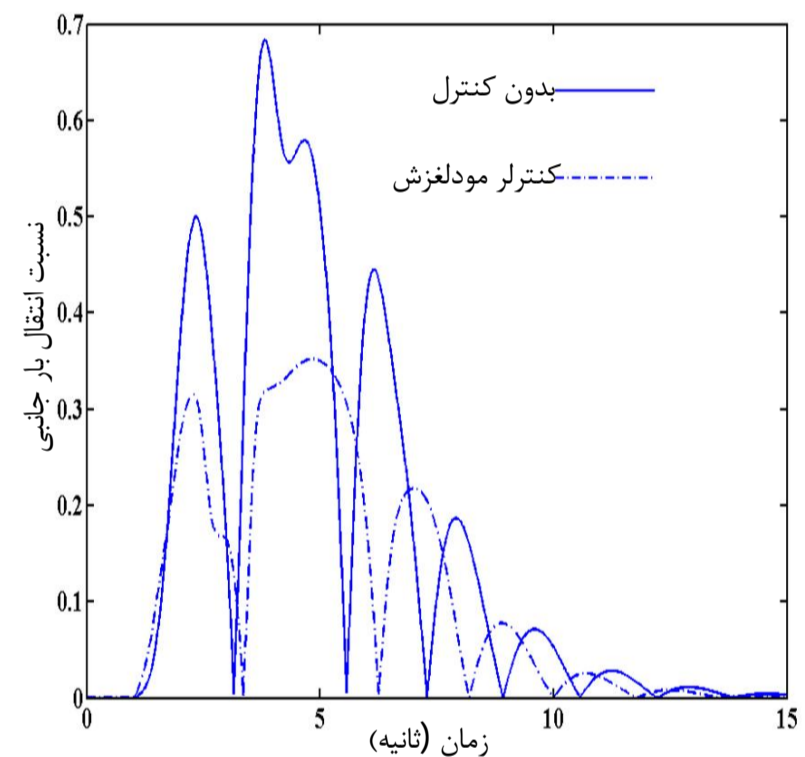
حالت کنترل نشده، حداکثر مقدار جهش برای هر دو واحد در پیک دوم اتفاق می افتد که دلیل آن، به اندرکنش دینامیکی بین سیال و خودرو نسبت داده می شود. در حالی که با استفاده از سیستم کنترلی برای هر دو مانور، کاهش قابل توجهی در نسبت انتقال بار جانبی هم در حالت گذرا و هم در حالت مانا ملاحظه شد.

8- فهرست علائم

h_f	ارتفاع چرخ پنجم از سطح زمین
$h_{wt(ws)}$	ارتفاع چرخ پنجم از محور غلت کشنده (شبه تریلر)
$m_{s(ss)}$	جرم کل (جرم فنربندی شده) شبه تریلر
$m_{t(st)}$	جرم کل (جرم فنربندی شده) کشنده
KS_s	سختی پیچشی سیستم تعلیق شبه تریلر
$KS_{tf(tr)}$	سختی پیچشی سیستم تعلیق قسمت جلوی (عقب) واحد کشنده
K_w	سختی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و شبه تریلر
$v_{t(s)}$	سرعت جانبی کشنده (شبه تریلر)
$u_{t(s)}$	سرعت طولی کشنده (شبه تریلر)
$a_{ty(sy)}$	شتاب جانبی واحد کشنده (واحد شبه تریلر)
R_{wi}	شعاع هر چرخ
c_2	ضریب متغیر لغزش در واحد شبه تریلر
c_1	ضریب متغیر لغزش در واحد کشنده
L	طول تانک
$W_{t(s)}$	عرض کشنده (شبه تریلر)
$h_{ct(s)}$	فاصله مرکز جرم کشنده (شبه تریلر) از سطح زمین
L_s	فاصله میان چرخ پنجم تا انتهای شبه تریلر
L_{ct}	فاصله میان مرکز جرم کشنده و چرخ پنجم
$L_{ft}(L_{rt})$	فاصله میان مرکز جرم کشنده و محور جلویی کشنده (محور عقبی کشنده)
$L_{fs}(L_{rs})$	فاصله میان مرکز جرم نیمه تریلر و چرخ پنجم (محور میانی شبه تریلر)
$L_{rsf}(rsr)$	فاصله میان محور مرکزی شبه تریلر و محور جلویی (عقبی) آن
D	قطر تانک
$I_{xzpt(ps)}$	ممان اینرسی حاصلضرب جرم فنربندی شده کشنده (شبه تریلر)
I_{wi}	ممان اینرسی چرخ
$I_{zzt(s)}$	ممان اینرسی چرخشی کل واحد کشنده (شبه تریلر) حول محور عمودی گذرنده از مرکز ثقل واحد
$I_{xxpt(ps)}$	ممان اینرسی غلت کشنده (شبه تریلر) حول محور غلت گذرنده
$CS_{tf(tr)}$	میرایی پیچشی سیستم تعلیق جلوی (عقب) واحد کشنده
CS_s	میرایی پیچشی سیستم تعلیق شبه تریلر
C_w	میرایی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و شبه تریلر
علائم یونانی	
$\varphi_{t(s)}$	زاویه غلت کشنده (نیمه تریلر)
δ_i	زاویه فرمان چرخ
α	زاویه لغزش چرخ
Γ	زاویه مفصل
$\psi_{t(s)}$	سرعت زاویه ای چرخشی واحد کشنده (واحد شبه تریلر)
η_2	ضریب تابع علامت در واحد شبه تریلر
η_1	ضریب تابع علامت در واحد کشنده



شکل 29 نسبت انتقال بار جانبی برای حجم پرشدگی 50 درصد در مانور تعویض خط



شکل 30 نسبت انتقال بار جانبی برای حجم پرشدگی 80 درصد در مانور تعویض خط

نرم افزار تراک سیم صحنه گذاری گردید. سپس اندرکنش دینامیکی بین خودرو و سیال، با استفاده از روش تابع پتانسیل برای مدل سازی سیال درون مخزن و مدل دینامیکی خودرو بررسی شد. در ادامه جهت بهبود دینامیک جانبی خودروی مفصلی حامل سیال، یک سیستم کنترل رول بر مبنای کنترل مقاوم ارائه گردید. بدین منظور کنترلر مودل لغزش بر مبنای روش خطی سازی فیدبک طراحی گردید و عملکرد سیستم کنترلی طراحی شده برای دو حجم پرشدگی متوسط و زیاد ارزیابی شد. سپس برای مقایسه، یک سیستم کنترل خطی نیز بکار گرفته شد. نتایج شبیه سازی نشان دادند که در مانور تعویض خط با بحرانی شدن شرایط رانندگی، کنترلر مقاوم از نظر تعقیب هدف کنترلی و صرف انرژی، عملکرد مناسب تری را در مقایسه با کنترلر خطی نشان می دهد. همچنین برای مطالعه پایداری واژگونی خودروی مفصلی، نسبت انتقال بار جانبی به عنوان یک عامل مهم و تاثیرگذار مورد توجه قرار گرفت. نتایج شبیه سازی برای مانور تعویض خط بحرانی نشان دادند که در

10- مراجع

- [1] Z. Liu, Y. Huang, A New Method for Large Amplitude Sloshing Problems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 175, No. 2, pp. 185-195, 1994.
- [2] L. Xu, L. Dai, "Transient Operation Effects to Fatigue Life of Tank Vehicles Structures", *5th Conference of the Canadian Society for Civil Engineering*, 2004.
- [3] S. H. Lee, T. Park, K. Moon, S. H. Choi, and K. J. Jun, the articulated vehicle dynamic analysis using the AWS (All Wheel Steering) ECU (Electronic Control Unit) test *Journal of Mech. Sci. Technol*, Vol.4, No.1, pp. 60-71, 2009.
- [4] L. Strandberg, Lateral stability of Road Tankers, National Road & Traffic Res Inst Report 138A, Sweden, 1978.
- [5] R. A. Ibrahim, V. N. Pilipchuk, T. Ikeda, Recent Advances in Liquid Sloshing Dynamics, *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 54, No. 2, pp. 133-199, 2001.
- [6] G. Popov, Shape Optimization of Elliptical Road Containers Due to Liquid Load in Steady-State Turning, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, pp. 203-221, 1996.
- [7] W. Rumold, Modeling and simulation of vehicles carrying liquid cargo, *Multi body System Dynamics*, Vol. 5, No. 1, pp. 351-374, 2001.
- [8] M. Salem, V.H. Mucino, E. Saunders and M. Gautam, Lateral sloshing in partially filled elliptical tanker trucks using a trammel pendulum, *Int J. Heavy Vehicle Syst*, , 16(1-2), pp.207-224, 2009.
- [9] M.H. Shojaeefard, R.Talebitooti, S. Yarmohammadi Satri, Enhancing rollover threshold of fuel tanks based on designing optimization algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No.1, pp.1-12, 2013. (In Persian)
- [10] R. Talebitooti, M.H. Shojaeefard, S. Yarmohammadisatri, Shape design optimization of cylindrical tank using b-spline curves, *Computer & Fluids*, Vol 109, pp. 100-112, 2015.
- [11] S. Azadi, A. Jafari and M. Samadian, Effect of parameters on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 3, pp. 837-848, 2014.
- [12] D. J. M. Sampson, *Active roll control of articulated heavy vehicles*, PhD. thesis, Cambridge University, Cambridge, UK (2000).
- [13] C. Zong, T. Zhu, C. Wang, H. Liu, Multi-objective Stability Control Algorithm of Heavy Tractor Semi-trailer Based on Differential Braking, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 25, No.1, pp. 88-97, 2012.
- [14] D. Wu, Y. Lin, Directional Response Analysis of Tractor-Trailer with Multi-Axle-Steering Carrying Liquid Load, *SAE Technical Paper 01-0415*, 2005.
- [15] J-JE. Slotine J-JE, W. Li, *Applied nonlinear control*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1991.
- [16] M. R. Filho, C. J. Munaro, A design methodology of tracking controllers for magnetic levitation systems, *IEEE International Conference on Control Applications, (Mexico City)*, pp. 47-51, 2001.
- [17] G. Bartolini, A. Pisano and E. Usai, Second order Sliding Mode Control of Container Cranes, *Automatica*, Vol. 38, No. 10, pp. 1783-1790, 2002.
- [18] C. Z. Xu, Y. C. Wang and G. L. Yang, Backstepping adaptive fuzzy sliding mode control of multi-joint robot, *Intelligent Control Techniques*, Vol.33, No.2, pp.28-31, 2011.
- [19] H. Dugoff, C. Fancher, and L. Segel, An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance, *SAE technical paper700377*, 1970.
- [20] M.A. Saeedi, R. Kazemi, M. Rafat, A.H. Pasdar, Real World Modeling and Nonlinear Control of an Electrohydraulic Driven Clutch, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 2, No.2, pp. 107-116, 2012.
- [21] M.A. Saeedi, R. Kazemi, Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 3, No.1, pp. 343-355, 2013.
- [22] Mechanical Simulation Corporation (MSC), TruckSim 8.0 Reference Manual, February 1999.
- [23] X. Kang, *Optimal tank design and directional dynamic analysis of liquid cargo vehicles under steering and braking*, PhD thesis, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada, 2001.
- [24] X. Kang, S. Rakheja, I. Stiharu, Cargo load shift and its influence on tank vehicle dynamics under braking and turning, *Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 9, No.3, PP 183-94, 2002.
- [25] S. Azadi, A. Jafari and M. Samadian, Effect of tank shape on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids, *Int. J. of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 21, No. 3, pp.221 – 240, 2014.

 λ_i لغزش طولی تایر

زیر نویس

 f چرخهای جلو i شماره چرخها

9- پیوست

جدول 1 پارامترهای خودروی سنگین مفصلی

پارامتر	مقدار
میرایی پیچشی سیستم تعلیق جلوی (عقب) واحد کشنده	4/05(6/88)kN.m.s/rad
میرایی پیچشی سیستم تعلیق شبه تریلر	23/9kN.m.s/rad
میرایی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و شبه تریلر	700kN.m.s/rad
ارتفاع مرکز ثقل جرم فنربندی شده کشنده (نیمه تریلر) از محور غلت	0/438(1/8)m
فاصله مرکز جرم کشنده (نیمه تریلر) از سطح زمین	1/05 (1/9)m
ارتفاع چرخ پنجم از سطح زمین	1/22m
ارتفاع چرخ پنجم از محور غلت کشنده (شبه تریلر)	0/63 (1)m
ممان اینرسی چرخشی کل واحد کشنده (شبه تریلر) حول محور عمودی گذرنده از مرکز ثقل واحد	20679 (238898)kg m ²
ممان اینرسی غلت کشنده (نیمه تریلر) حول محور غلت گذرنده	3335 (120024)kg m ²
ممان اینرسی حاصلضرب جرم فنربندی شده کشنده (شبه تریلر)	602 (5756)kg m ²
ممان اینرسی چرخ	11/63kg m ²
سختی پیچشی سیستم تعلیق قسمت جلوی (عقب) واحد کشنده	380 (684)kN.m/rad
سختی پیچشی سیستم تعلیق شبه تریلر	800kN.m/rad
سختی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و شبه تریلر	30000kN.m/rad
فاصله میان مرکز جرم کشنده و محور جلویی کشنده (محور عقبی کشنده)	1/115(2/583)m
فاصله میان مرکز جرم نیمه تریلر و چرخ پنجم (محور میانی شبه تریلر)	5/653(2/047)m
فاصله میان مرکز جرم کشنده و چرخ پنجم	1/959m
فاصله میان محور مرکزی شبه تریلر و محور جلویی (عقبی) آن	1/31m
فاصله میان چرخ پنجم تا انتهای شبه تریلر	9m
جرم کل (جرم فنربندی شده) کشنده	6525(4819)kg
جرم کل (جرم فنربندی شده) شبه تریلر	33221 (30821)kg
شعاع هر چرخ	0/4m
ترک واحد کشنده(واحد شبه تریلر)	2/04(2)m
طول تانک	10m
قطر تانک	2/03m
چگالی	1000kg/m ³
ضریب متغیر لغزش در واحد کشنده	10
ضریب متغیر لغزش در واحد شبه تریلر	38
ضریب تابع علامت در واحد کشنده	0/4
ضریب تابع علامت در واحد شبه تریلر	0/6