

طراحی یک کنترلر مدل پیش‌بین برای خودروی مفصلی سنگین هنگام انجام مانور تعویض خط بحرانی

شهرام آزادی^۳

دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه خواجه‌نصیرالدین طوسی

امیر کریمیان^۱ و علی رحمانی هنزکی^۲

دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۲۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۵/۰۷)

چکیده

این پژوهش یک کنترلر فرمان فعال به‌منظور هدایت یک خودروی مفصلی سنگین در هنگام انجام مانور تعویض خط هوشمند با سرعت بالا جهت اجتناب از برخورد با موانع را ارائه می‌دهد. برای این منظور، پس از ایجاد یک مدل ساده شده از یک خودروی مفصلی در نرم‌افزار متلب، به طراحی سه کنترلرکننده مدل پیش‌بین (MPC)، بهینه خطی انتگرالی (LQI) و همچنین PID دو درجه آزادی برای مجموعه فرمان محور جلوی واحد کشنده پرداخته شده است. بدین منظور با در نظر گرفتن قیود مرتبط با پایداری جانبی خودرو براساس زوایای لغزش دو واحد کشنده و نیم-تریلر و همچنین زاویه مفصل مرجع براساس مسیر حرکت خودرو، پایداری خودرو در هنگام حرکت بر روی جاده‌های خشک و لغزنده بررسی شده است. سپس عملکرد روش‌های کنترلی ارائه شده برای دو سناریوی متفاوت، یعنی یکی وجود یک مانع در مسیر در جاده خشک و دیگری همان شرایط در جاده لغزنده، با شبیه‌سازی همزمان توسط دو نرم‌افزار متلب و تراک‌سیم بررسی گردیده است. همچنین جهت بهینه‌سازی ضرایب کنترلرکننده‌ها، آزمون‌های مختلفی در نرم‌افزار تراک‌سیم تعریف و اجرا شده و با استفاده از یک روش هوشمند ضرایب بهینه به‌دست آمده است. در پایان، با مقایسه عملکرد سه کنترلرکننده، به بررسی نقاط ضعف و قوت آن‌ها پرداخته شده است.

واژه‌های کلیدی: خودرو مفصلی سنگین، کنترلرکننده LQI، کنترلرکننده مدل پیش‌بین مقید، اجتناب از برخورد با موانع

Design a Model Predictive Control for Heavy Articulated Vehicle During a Critical Lane Change Maneuver

A. Karimyan and A. Rahmani Hanzaki

Mechanical Engineering Department
Shahid Rajaei Teacher Training University

Sh. Azadi

Mechanical Engineering Department
K. N. Toosi University of Technology

(Received: 12/May/2019 ; Accepted: 29/July/2019)

ABSTRACT

In this study, an active steering system is suggested to control an articulated heavy vehicle when carrying out a high-speed intelligent lane change maneuver without collision. For this purpose, a simplified model of an articulated heavy vehicle is created in MATLAB/Simulink, then three controller model predictive (MPC), Linear quadratic integral (LQI) as well as 2-DOF PID controller are designed for the front axle steering system. Then the constraints associated with the vehicle lateral stability based on the vehicle sideslip and the reference articulated angle is determined by the vehicle trajectory, for the stability of the vehicle when moving on dry and slippery roads. Also, for the implementation and test of the designed controllers, a detailed vehicle model is extracted from the TruckSim software. Furthermore, in order to evaluate the performance of the control systems, two different scenarios, i.e., facing an obstacle and friction change, are taken into account and are fulfilled on the basis of a co-simulation between MATLAB and TruckSim. Finally, comparison the performance of two controllers to assess their strengths and weaknesses are discussed.

Keywords: Articulated Heavy Vehicle, LQI Controller, MPC Controller, critical lane change maneuver

۱- دانشجوی دکتری: a.karimyan@sru.ac.ir

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): a.rahmani@sru.ac.ir

۳- دانشیار: azadi@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

فرض ثابت بودن سرعت طولی خودرو استفاده شده است [۹]. همچنین اسماعیلی و همکاران به منظور بهبود رفتار پایداری یک خودروی مفصلی طویل به طراحی یک کنترل کننده فرمان فعال برای محورهای واحدهای کشنده و نیم-تریلرها براساس روش مد لغزشی پرداختند [۱۰]. همچنین آن‌ها در پژوهشی دیگر یک کنترل کننده فرمان فعال براساس روش مد لغزشی تطبیقی جهت بهبود رفتار خروج از مسیر خودروی مفصلی طویل را ارائه کرده‌اند [۱۱]. سیکدر در پایان‌نامه خود از یک روش کنترلی تنظیم کننده مرتبه دو خطی براساس روش گوسین و فیلتر کالمن به‌عنوان مجموعه کنترل فرمان فعال برای سه محور از محورهای هر کدام از واحدهای کشنده و تریلرها استفاده کرده است [۱۲]. همچنین نی در پایان‌نامه خود به طراحی و پیاده‌سازی یک مجموعه کنترل فرمان براساس دو روش کنترل بهینه خطی و نرم بی‌نهایت (H_{∞}) پرداخته است [۱۳].

براون و همکاران نیز با بررسی یک مدل ساده شده براساس زوایای یاو و رول دو واحد کشنده و نیم-تریلر به طراحی یک کنترل کننده بهینه خطی مرتبه دو براساس فرمان‌پذیر کردن محور جلوی واحد نیم-تریلر پرداختند [۱۴]. در پژوهشی دیگر آبروشان و همکاران به منظور بهبود ردیابی مسیر یک خودروی مفصلی در سرعت‌های پایین به طراحی یک مجموعه فرمان فعال برای واحد نیم-تریلر پرداخته‌اند. در این پژوهش از یک کنترل کننده فازی به‌منظور کنترل سطح بالا و همچنین یک کنترل PID برای کنترل سطح پایین استفاده شده است [۱۵]. از سوی دیگر، اخیراً موضوعاتی در رابطه با هوشمندسازی این خودروها، براساس طرح‌ریزی مسیر و هدایت خودروها به‌منظور اجتناب از برخورد آن‌ها با موانع مختلف، توسط شرکت‌های تولیدکننده و محققان مورد بحث قرار گرفته است. در این راستا می‌توان به پژوهش شجاعی و همکاران اشاره کرد که در آن به طرح‌ریزی مسیر حرکت یک خودروی مفصلی هوشمند در چندین سناریو مختلف به‌منظور اجتناب از برخورد پرداخته شده است. در این پژوهش با بررسی معادلات سینماتیکی خودرو و شرایط حرکتی خودروهای اطراف، مسیرهای بدون برخورد با خودروهای اطراف در چندین سناریو مختلف استخراج شده است [۱۶-۱۷].

خودروهای مفصلی سنگین به دلیل ویژگی‌های متعدد، کاربرد گسترده‌ای در صنعت حمل نقل جاده‌ای دارند. این خودروها در مرسوم‌ترین حالت، در دو بخش واحد کشنده (واحد تولیدکننده نیروی محرکه) و واحد نیم-تریلر (واحد حمل بار) دسته‌بندی می‌شوند. وجود مدهای مختلف ناپایدارکننده این خودروها مانند قیچی شدن، چرخش شدید و حرکت نوسانی واحد نیم-تریلر نسبت به واحد کشنده، موجب ضعف پایداری جانبی این خودروها در هنگام انجام مانورهای مختلف می‌شود که این مسئله همواره به عنوان یک چالش مهم، مورد پژوهش بسیاری از محققان قرار گرفته است [۱-۲]. در این راستا، طباطبائی و همکاران در پژوهشی به منظور بهبود مانورپذیری این خودروها در هنگام انجام مانورهای مختلف، یک مجموعه کنترل فرمان فعال براساس ایده فرمان‌پذیر کردن تمامی محورهای خودرو ارائه دادند. آن‌ها در این پژوهش، براساس ارائه یک روش جدید جهت محاسبه زاویه مفصل مطلوب، از روش کنترلی مد لغزشی به‌منظور بهبود حرکت خودرو در هنگام انجام مانورهای مختلف استفاده کرده‌اند. همچنین آن‌ها در پژوهشی دیگر به منظور بهبود پایداری خودرو به طراحی یک کنترل کننده یکپارچه براساس فرمان و ترمز پرداخته‌اند [۳-۴].

در پژوهشی دیگر، یانگ و همکاران با طراحی یک کنترل کننده فازی به‌بهبود مانورپذیری یک خودروی مفصلی پرداختند [۵]. سعیدی و همکاران در تحقیقی به بررسی دینامیک گذرای خودروی مفصلی حامل سیال و مقایسه عملکرد آن در برابر خودروی مفصلی با بار صلب پرداخته‌اند [۶]. همچنین آن‌ها در پژوهشی دیگر به بررسی پایداری جانبی و واژگونی یک خودروی مفصلی حامل سیال براساس روش کنترلی مد لغزشی پرداختند [۷-۸]. بدین منظور آن‌ها پس از مدل‌سازی یک خودروی مفصلی، روش تابع پتانسیل براساس تغییر موقعیت مرکز جرم سیال هنگام حرکت خودرو را به‌کار گرفتند. از سوی دیگر، کاظمی و همکاران در تحیق خود به بررسی پایداری جانبی یک خودروی مفصلی براساس روش صفحه فاز پرداختند. در این جهت بررسی نواحی پایدار و ناپایدار، از نمودارهای صفحه فاز براساس دو متغیر لغزش جانبی و سرعت چرخشی با

۱-۲- مدل خودروی مفصلی

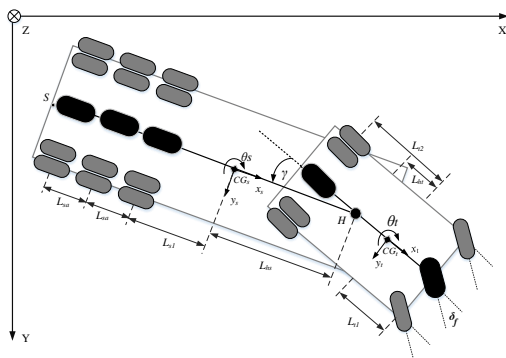
مدل استفاده شده در این تحقیق در شکل ۱ نمایش داده شده است. در این مدل از دینامیک طولی و غلت صرف نظر شده و چرخ‌های طرفین یک محور در قسمت مرکزی آن قرار داده می‌شوند. با انتقال بردار سرعت مرکز جرم واحد کشنده از چارچوب متصل به بدنه کشنده به چارچوب ثابت (زمین) و همچنین نوشتن روابط نیوتن برای هر دو واحد، می‌توان روابط دینامیکی مرتبط با حرکت خودرو مفصلی را به صورت زیر تعریف کرد:

$$(m_s + m_t)(\dot{\beta}_t + \dot{\theta}_t)u_t - m_s[(L_{ht} + L_{hs})\ddot{\theta}_t + L_{hs}\ddot{\gamma}] \quad (۱)$$

$$= F_{yt1} + F_{yt2} + F_{ys1} + F_{ys2} + F_{ys3} \quad (۲)$$

$$I_{z_t} \ddot{\theta}_t + m_t(\dot{\beta}_t + \dot{\theta}_t)u_t L_{ht} = F_{yt1}(L_{t1} + L_{ht}) + F_{yt2}(L_{ht} - L_{t2}) \quad (۳)$$

$$I_{z_s}(\ddot{\theta}_t + \ddot{\gamma}) - m_s[(\dot{\beta}_t + \dot{\theta}_t)u_t - (L_{ht} + L_{hs})\ddot{\theta}_t - L_{hs}\ddot{\gamma}]L_{hs} = -F_{ys1}(L_{s1} + L_{hs}) - F_{ys2}(L_{s2} + L_{hs}) - F_{ys3}(L_{s3} + L_{hs})$$



شکل (۱): مدل صفحه‌ای خودروی مفصلی

۲-۲- صحنه‌گذاری

در پیروی از منابع مانند [۱۸]، جهت صحنه‌گذاری مدل ارائه شده در بخش قبل از نرم‌افزار تراک‌سیم استفاده می‌شود. بدین منظور، یک مدل خودروی مفصلی مطابق مشخصات ارائه‌شده در مرجع [۳] ایجاد شده و با ورودی زاویه فرمان و سرعت طولی ثابت به صورت یک فرم حلقه‌باز در نظر گرفته می‌شود. سپس خودرو در یک مانور با سرعت ۶۰ km/h و در یک جاده با ضریب اصطکاک ۰/۸ و زاویه غریبک فرمان نشان داده شده در شکل ۲ در نظر گرفته می‌شود. در ادامه نتایج نرخ زاویه چرخش، جابه‌جایی عرضی خودرو و شتاب جانبی هر دو مدل با هم مقایسه می‌شوند.

در تحقیق حاضر، جهت هدایت یک خودروی مفصلی هنگام انجام مانور تعویض خط هوشمند و به منظور اجتناب از برخورد با موانع، یک مجموعه فرمان فعال برای محور جلوی واحد کشنده براساس سه روش کنترلی مدل پیش بین مقید، بهینه خطی انتگرالی (LQI) و PID دو درجه آزادی طراحی شده است. به این منظور در ابتدا از یک مدل تک-ردی^۱ سه درجه آزادی از خودرو مفصلی جهت پیاده‌سازی کنترل‌کننده‌ها استفاده می‌شود. بدین صورت که پس از مدل‌سازی خودروی مفصلی در سیمولینک نرم‌افزار متلب، مدل ارائه‌شده براساس نرم‌افزار تراک‌سیم صحنه‌گذاری می‌شود. در ادامه، مسیر حرکت ایمن خودروی مفصلی (مسیر بدون برخورد) برای دو سناریوی مختلف، یکی وجود یک مانع ثابت (خودروی متوقف شده) در مسیر، و دیگری تغییر ضریب اصطکاک جاده پرداخته می‌شود. همچنین ردیابی مسیر بدون برخورد خودرو توسط یک کنترل‌کننده مدل پیش‌بین مقید طراحی شده بر اساس محدودسازی متغیرهای موثر بر پایداری جانبی این خودروها، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

به منظور مقایسه عملکرد روش کنترلی طراحی شده علاوه بر کنترل‌کننده MPC، دو کنترل‌کننده PID و LQI دو درجه آزادی با استفاده از یک مدل سه درجه آزادی نیز بررسی می‌شود. سپس با استفاده از روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات^۲ و همچنین با انجام آزمون‌های مختلف به تنظیم پارامترهای این کنترل‌کننده‌ها پرداخته شده و در ادامه جهت پیاده‌سازی و تست نهایی روش‌های کنترل‌کننده ارائه شده، از مدل غیرخطی خودروی ۳۰ درجه آزادی استخراج شده از نرم‌افزار تراک‌سیم براساس یک فرم حلقه بسته استفاده می‌شود. در پایان، جهت مقایسه عملکرد روش‌های کنترلی ارائه‌شده، به مقایسه نتایج حاصل از آن‌ها براساس ایجاد یک شبیه‌سازی مشترک و هم‌زمان بر پایه ارتباط نرم‌افزار متلب با نرم‌افزار تراک‌سیم پرداخته می‌شود.

۲- مدل‌سازی

در این بخش به مدل‌سازی خودروی مورد مطالعه پرداخته می‌شود. بدین منظور پس از در نظر گرفتن فرضیات مدل به استخراج معادلات حرکت آن پرداخته می‌شود.

1- Single track model
2- Particle Swarm Optimization

۳- واحد کنترل کننده

واحد کنترل کننده مورد استفاده در این پژوهش یک مجموعه فرمان فعال می باشد که بر روی محور جلو واحد کشنده پیاده سازی شده است. هدف از این روش کنترل کننده، کمک به پایداری جانبی خودرو و هدایت آن بر روی مسیر مطلوب حرکتی است. با توجه به توضیحات بخش های قبلی و اهمیت کنترل و هدایت خودروهای بدون سرنشین، در این بخش کنترل کننده فرمان فعال با سه روش کنترلی PID دو درجه آزادی، LQI و مدل پیش بین مقید طراحی می گردد. در ادامه به بررسی روش های کنترلی اشاره شده و نحوه پیاده سازی آن ها پرداخته می شود.

۳-۱- کنترل کننده PID دو درجه آزادی

در سال ۲۰۱۵ آدار و کوزان در پژوهشی به مقایسه عملکرد دو روش کنترلی PID دو درجه آزادی و PID متداول برای مسئله ردیابی مسیره های مرجع زمانی یک بازوی رباتیکی شش درجه پرداختند. نتایج این پژوهش بیانگر عملکرد بهتر کنترل کننده PID دو درجه آزادی بوده است [۱۹].

کنترل کننده PID دو درجه از دو بخش $C_r(S)$ ، براساس مسیر مرجع و $C_y(S)$ ، براساس خروجی مدل تشکیل شده است که این بخش ها به صورت زیر تعریف می شوند:

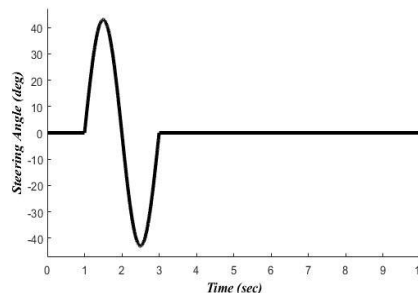
$$C_r(S) = BK_p + \frac{K_i}{S} + \frac{CK_d S}{T_f S + 1} \quad (۴)$$

$$C_y(S) = -K_p - \frac{K_i}{S} - \frac{K_d S}{T_f S + 1} \quad (۵)$$

که در آن، K_p ، K_I ، K_d به ترتیب بهره تناسبی، بهره انتگرالی و بهره مشتقی، و T_f زمان فیلتر مشتق مرتبه اول، B ضریب وزنی مسیر مرجع در بخش تناسبی و C نیز ضریب وزنی مسیر مرجع در بخش مشتق گیر می باشد. خروجی کنترل کننده نیز به صورت زیر تعریف می شود:

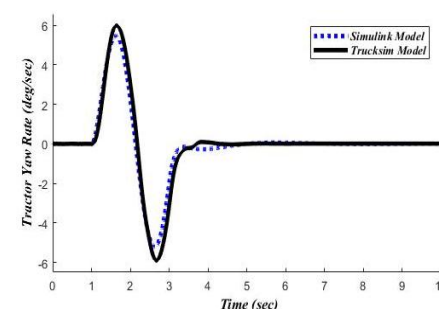
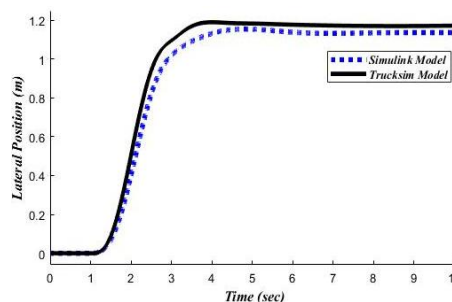
$$u = Y_r C_r(S) + Y C_y(S) \quad (۶)$$

در این رابطه Y خروجی مدل و Y_r سیگنال مرجع می باشد. همچنین با استفاده از نرم افزار متلب می توان تابع تبدیل مدل خطی شده (براساس حرکت خودرو با سرعت ۱۰۰ km/h) از ورودی زاویه فرمان به موقعیت عرضی خودرو



شکل (۲): زاویه غربلیک فرمان در مانور تعویض خط

همچنین در شکل ۳، مقایسه خروجی های نرخ زاویه چرخش واحد کشنده و جابه جایی جانبی مرکز جرم واحد کشنده برای دو مدل سیمولینک و تراک سیم انجام شده است.



الف ب

شکل (۳): مقایسه مدل سیمولینک با مدل تراک سیم: الف: مکان جانبی مرکز جرم واحد کشنده. ب: نرخ زاویه چرخش واحد کشنده.

نتایج حاصل از صحت گذاری مدل، بیانگر شباهت قابل قبول رفتار مدل استفاده شده در این کار با مدل نرم افزار تراک سیم براساس بیشینه خطای کم متغیرهای جابه جایی جانبی (۰.۱/۶٪) و نرخ زاویه چرخش واحد کشنده (۰.۱/۲٪) است.

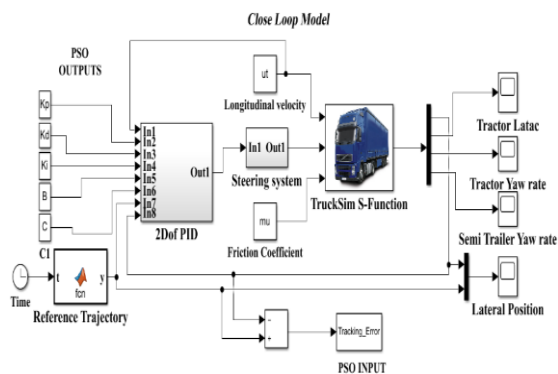
$$X_{i,m}^{(t+1)} = X_{i,m}^{(t)} + V_{i,m}^{(t+1)} \quad (9)$$

که در آن، C_1 و C_2 پارامترهای ثابتی هستند و مقدار آن‌ها برابر با یک می‌باشد. همچنین n نیز تعداد ذرات در گروه، w وزن اینرسی، $V_{i,m}^{(t)}$ سرعت ذره i در تکرار t ، $X_{i,m}^{(t)}$ موقعیت ذره i در تکرار t و $rand()$ یک عدد تصادفی بین صفر و یک می‌باشد. در این پژوهش مسئله بهینه‌سازی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\text{Find } X=(K_p, K_d, K_f, B, C) \quad (10)$$

To minimize $F_{obj}=\max| \text{Tracking Error} |$

در ادامه با تعریف حد بالا و پایین برای ضرایب کنترل کننده PID دو درجه به استخراج ضرایب مطلوب این کنترلر شکل ۴، بلوک دیاگرام فرم حلقه بسته برای استخراج ضرایب بهینه کنترل کننده PID دو درجه، براساس تعداد ذرات ۱۰۰ و تعداد تکرار ۱۰۰۰ ارائه شده است. ضرایب به دست آمده برای این کنترل کننده با استفاده از الگوریتم PSO در هر دو سناریو در بخش نتایج ارائه شده است.



شکل (۴): بلوک دیاگرام کنترلر PID دو درجه.

۳-۳- کنترل کننده مدل پیش بین

کنترل کننده مدل پیش بین یک نوع کنترل کننده بهینه است که براساس رفتار مطلوب مدل در آینده (یک افق زمانی مشخص) و پاسخ‌های مدل از گذشته تا زمان حال، به پیش بینی خروجی براساس یک سیگنال کنترلی مشخص در زمان‌های آینده می‌پردازد. یکی از مزایای این روش کنترلی، استفاده از قیود خطی و غیر خطی مبتنی بر مجموعه‌ای از ورودی‌ها و خروجی‌های مختلف می‌باشد که این موضوع

براساس معادلات فضای حالت دینامیک خودرو را به صورت زیر استخراج کرد:

$$G(S) = \frac{1.698S^4 + 580.7S^3 + 2489S^2 + 3946S + 6062}{S^6 + 7.19S^5 + 29.33S^4 + 37.77S^3 + 51.19S^2} \quad (7)$$

در ادامه با استفاده از تابع تبدیل ارائه شده در رابطه (۷) یا مدل خطی شده در سیمولینک، کنترل کننده مورد اشاره پیاده سازی می‌شود. سپس کنترل کننده پیاده سازی شده براساس مدل غیرخطی خودروی مفصلی ۳۰ درجه آزادی موجود در نرم افزار تراک سیم در یک فرم حلقه بسته قرار داده می‌شود. در ادامه با استفاده از روش بهینه سازی ازدحام ذرات و همچنین با انجام آزمون‌های مختلف، ضرایب بهینه تنظیم کننده این روش کنترلی استخراج گردیده است.

۳-۱-۱- استخراج ضرایب PID دو درجه با استفاده از الگوریتم PSO

این الگوریتم از حرکت دسته جمعی پرندگان که به دنبال غذا می‌باشند الهام گرفته شده است. الگوریتم PSO یک الگوریتم هوشمند براساس جستجوی اجتماعی است که از روی رفتار اجتماعی دسته‌های پرندگان مدل شده است. در این الگوریتم، ذرات در فضای جستجو جاری می‌شوند و تغییر مکان آن‌ها در فضای جستجو تحت تأثیر تجربه و دانش خودشان و همسایگانشان است [۲۰].

از طرفی هر ذره دارای یک سرعت است که هدایت حرکت ذره را بر عهده دارد و با دنبال کردن ذرات بهینه در حالت فعلی، به حرکت خود در فضای مسئله ادامه می‌دهد. در هر گام، هر ذره با استفاده از دو مورد از بهترین مقادیر به روز می‌شود. اولین مورد، بهترین موقعیتی است که تاکنون ذره موفق به رسیدن به آن شده است. موقعیت مذکور شناخته و نگهداری می‌شود که با نام $pbest$ توسط الگوریتم مورد استفاده قرار می‌گیرد. دومین مورد، بهترین موقعیتی است که تاکنون توسط جمعیت ذرات به دست آمده است که این موقعیت نیز با $gbest$ نمایش داده می‌شود. پس از یافتن بهترین مقادیر، سرعت و مکان هر ذره با استفاده از روابط (۸) و (۹) بروز می‌شود.

$$V_{i,m}^{(t+1)} = W.V_{i,m}^{(t)} + C_1 * rand() * (Pbest_{i,m} - X_{i,m}^{(t)}) + C_2 * rand() * (gbest_m - X_{i,m}^{(t)}) \quad (8)$$

همچنین با اضافه کردن یک انتگرال گیر به خروجی مدل و تفاضل روابط جدید با خروجی داریم:

$$y(k+1) = C_m(X_m(k+1) - X_m(k)) + y(k) \quad (17)$$

$$+ y(k) = C_m A_m DX_m(k) + C_m B_m \Delta\delta(k) + y(k)$$

با کنار هم گذاشتن روابط (۱۶ و ۱۷) روابط جدید مرتبط با متغیرهای حالت جدید به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{bmatrix} x(k+1) \\ DX_m(k+1) \\ y(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_m & O_m^T \\ C_m A_m & I_{q \times q} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(k) \\ DX_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix} \Delta\delta(k) \quad (18)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} C \\ O_m & I_{q \times q} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} DX_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix}$$

که در آن، n تعداد سطرها (ستون‌های) ماتریس A_m که در اینجا برابر با 6 می‌باشد و q نیز تعداد خروجی‌هایی مدل می‌باشد که در این پژوهش برابر با 4 در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن متغیرهای حالت، بردار پیش‌بینی آن به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$x(k) = [\Delta\beta_i(k) \quad \Delta\dot{\theta}_i(k) \quad \Delta\dot{\gamma}_i(k) \quad \Delta\gamma(k) \quad \Delta\theta_i(k) \quad \Delta y(k) \quad \beta_i(k) \quad \gamma(k) \quad \gamma(k) \quad \beta_s(k)]^T \quad (19)$$

در ادامه جهت محاسبه خروجی مدل پیش‌بین با بسط مدل فضای حالت ارائه شده در رابطه (۱۸) براساس گام‌های جلو، افق پیش‌بین و افق کنترل داریم:

$$x(k+p) = CA^p x(k) + CA^{p-1} B \Delta\delta(k) + CA^{p-2} B \Delta\delta(k+1) + \dots + CA^{p-m} B \Delta\delta(k+N_c-1)$$

$$\Delta\delta = [\Delta\delta(k_i)^T \Delta\delta(k_i+1)^T \dots \Delta\delta(k_i+N_c-1)^T]^T \quad (20)$$

$$Y = [y(k_i+1|k_i)^T \ y(k_i+2|k_i)^T \ y(k_i+3|k_i)^T \ \dots \ y(k_i+N_p|k_i)^T]^T$$

که در آن، N_p بیانگر افق پیش‌بین و N_c نیز بیانگر افق کنترلی می‌باشد. در این صورت، بردار خروجی پیش‌بین مدل براساس متغیرهای تعیین شده در این مقاله به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$Y = \begin{bmatrix} \beta_i(k+1) & \gamma(k+1) & y(k+1) & \beta_s(k+1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \beta_i(k+N_p) & \gamma(k+N_p) & y(k+N_p) & \beta_s(k+N_p) \end{bmatrix} \quad (21)$$

با ساده‌سازی رابطه (۲۱) و مرتب‌سازی آن براساس تغییرات ورودی کنترلی زاویه فرمان محور جلو و همچنین متغیرهای

تاثیر به‌سزایی بر بهبود رفتار مدل‌های دینامیکی چند ورودی-چند خروجی و افزایش حاشیه پایداری آن‌ها دارد. در این قسمت از این پژوهش، جهت هدایت خودروی مفصلی هنگام عبور از یک مانور تعویض خط با سرعت بالا از یک کنترل‌کننده پیش‌بین خطی مقید چند خروجی استفاده می‌شود. برای رسیدن به این هدف از الگوریتم PFC و فرم فضای حالت مدل استفاده شده است [۲۱].

۳-۲-۱- معادلات فضای حالت مدل خودرو

با ساده‌سازی روابط سینماتیک واحد کشنده و همچنین روابط دینامیکی حاکم بر حرکت خودروی مفصلی، مدل فرم فضای حالت خودرو به صورت زیر استخراج می‌گردد:

$$M\dot{x} = \hat{A}x + \hat{b}u \quad (11)$$

$$y = \hat{C}x$$

که در آن، بردار متغیرهای حالت و ورودی عبارتند از:

$$x = [\beta_i \quad \dot{\theta}_i \quad \dot{\gamma} \quad \gamma \quad \theta_i \quad y]^T \quad (12)$$

$$u = \delta_f$$

که ماتریس‌های M ، \hat{A} ، \hat{b} ، \hat{C} در پیوست (۷-۱) توضیح داده شده‌اند. پس از مرتب کردن روابط بالا، معادلات فرم فضای حالت به صورت زیر استخراج می‌گردند

$$\dot{x} = A_m x + B_m \delta_f \quad (13)$$

که ماتریس‌های A_m و B_m به صورت زیر تعریف می‌شوند

$$A_m = M^{-1}\hat{A} \quad B_m = M^{-1}\hat{b} \quad C_m = \hat{C} \quad (14)$$

۳-۲-۲- پیش‌بینی در فضای حالت

در این بخش به پیش‌بینی در فضای حالت مدل یک ورودی-چند خروجی جهت پیاده‌سازی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین پرداخته می‌شود. رابطه (۱۵) فرم پیش‌بینی فرم فضای حالت بخش قبل می‌باشد

$$x_m(k+1) = A_m x_m(k) + B_m \delta(k) \quad (15)$$

$$y(k) = C_m x_m(k)$$

که به منظور حذف خطای حالت ماندگار یک انتگرال گیر به معادله دینامیک مدل اضافه می‌شود. از طرفی با نوشتن فرم پیش‌بینی براساس یک گام به عقب و تفاضل آن‌ها داریم:

$$X_m(k) = A_m X_m(k-1) + B_m \delta(k-1)$$

$$X_m(k+1) - X_m(k) = A_m(X_m(k-1) - X_m(k-1)) + B_m(\delta(k) - \delta(k-1)) \quad (16)$$

$$DX_m(k+1) = A_m DX_m(k) + B_m \Delta\delta(k)$$

پس از محاسبه $\Delta\delta(k)$ با استفاده از رابطه زیر، ورودی کنترلی فرمان محور جلو واحد کشنده نیز محاسبه می شود.

$$\delta(k) = \delta(k-1) + (f^T f + R)^{-1} f^T Q$$

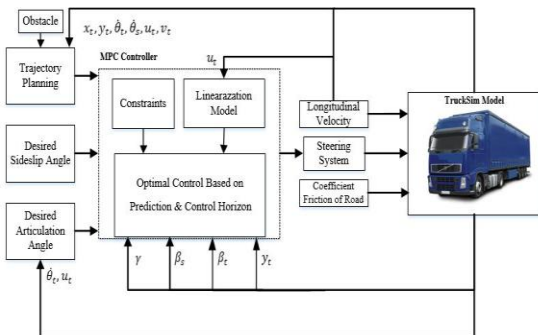
$$([y_r(k) \ \gamma_r(k) \ \beta_{tr}(k) \ \beta_{sr}(k)]^T - Fx(k_i)) \quad (26)$$

در این پژوهش به منظور بهبود عملکرد مجموعه فرمان فعال در شرایط بحرانی (سرعت بالا و اصطکاک پایین) و افزایش حاشیه ایمن پایداری خودرو از قیود مرتبط با زاویه فرمان، تغییرات آن، مکان جانبی مرکز جرم واحد کشنده، زاویه مفصل و زوایای لغزش جانبی هر دو واحد کشنده و نیم-تریلر براساس روابط ارائه شده در جدول ۱ استفاده می شود.

جدول (۱): قیود کنترل کننده مدل پیش بین براساس ورودی و خروجی [۱۸ و ۲۳].

| حداکثر | حداقل | قیود |
|---|---|---|
| ۰/۱ | -۰/۱ (rad) | $\delta_{\min} \leq \delta(t) \leq \delta_{\max}$ |
| ۰/۰۶ | -۰/۰۶ (rad/s) | $\dot{\delta}_{\min} \leq \dot{\delta}(t) \leq \dot{\delta}_{\max}$ |
| $\begin{bmatrix} 0 \\ 0.9 \\ 0.1 \\ 0.15 \end{bmatrix}$ | $\begin{bmatrix} -4(m) \\ -0.9(rad) \\ -0.1(rad) \\ -0.15(rad) \end{bmatrix}$ | $\begin{bmatrix} y_{r\min} \\ \gamma_{\min} \\ \beta_{tr\min} \\ \beta_{sr\min} \end{bmatrix} \leq Y = Fx + \Phi\Delta\delta \leq \begin{bmatrix} y_{r\max} \\ \gamma_{\max} \\ \beta_{tr\max} \\ \beta_{sr\max} \end{bmatrix}$ |

پس از پیاده سازی کنترل کننده مدل پیش بین برای مدل خودروی مفصلی، مدل نهایی آن براساس بلوک دیاگرام نشان داده شده در شکل ۵ در یک فرم حلقه بسته قرار داده خواهد شد. در ادامه با انجام شبیه سازی های مختلف ضرایب وزنی و پارامترهای موثر بر عملکرد آن تنظیم می شوند.



شکل (۵): بلوک دیاگرام فرم حلقه بسته کنترل کننده مدل پیش بین براساس مدل نرم افزار تراکسیم

حالت مسئله، می توان خروجی پیش بین را به صورت رابطه زیر تعریف کرد:

$$Y = Fx(k_i) + \Phi\Delta\delta \quad (22)$$

که در آن، $\Delta\delta(k)$ بیانگر تلاش کنترلی و $Fx(k_i)$ نیز پاسخ آزاد مدل می باشد. با استفاده از روابط (۲۱ و ۲۲)، ماتریس های F و Φ استخراج می شوند که مقادیر آن ها در پیوست (۲-۷) ارائه شده است.

۳-۲-۳- تابع هزینه

تابع هزینه ای که در این پژوهش از آن استفاده می شود یک تابع مرتبه دوم از خطای ردیابی و تغییرات ورودی مدل مبتنی بر متغیرهای مکان جانبی، زاویه مفصل، زاویه لغزش جانبی واحد کشنده و نیم-تریلر و همچنین سیگنال کنترلی می باشد. در ادامه با تعریف بردار خروجی های مرجع R_s به روابط تابع هزینه اشاره می شود:

$$J = ([y_r(k) \ \gamma_r(k) \ \beta_{tr}(k) \ \beta_{sr}(k)]^T - Y(K)^T Q ([y_r(k) \ \gamma_r(k) \ \beta_{tr}(k) \ \beta_{sr}(k)]^T - Y(K) + [\delta(k) \ \delta(k-1)]^T R [\delta(k) - \delta(k-1)]$$

$$(23)$$

که در آن، R و Q به ترتیب ماتریس های اوزان ورودی و خروجی می باشند. همچنین y_r ، موقعیت جانبی مطلوب بدون برخورد با مانع، β_{tr} و β_{sr} نیز زوایای مطلوب لغزش جانبی دو واحد کشنده و نیم-تریلر می باشند که در اینجا مقادیر آن ها برابر صفر در نظر گرفته شده است. همچنین γ_r ، زاویه مفصل مطلوب می باشد که براساس تعقیب مکان چرخ پنجم (نقطه H) توسط انتهای نیم-تریلر (نقطه S) به صورت زیر محاسبه می گردد [۲۲]:

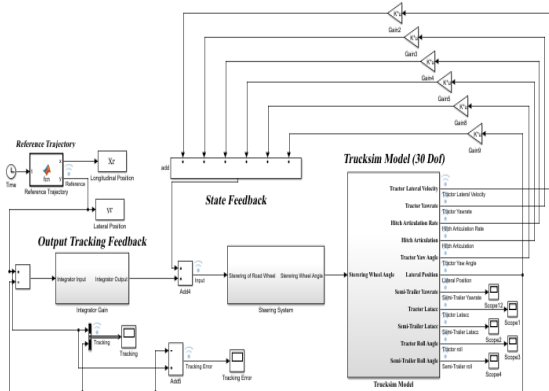
$$\gamma_r = \tan^{-1} \left(\frac{2L_{ht}u_t\dot{\theta}_t}{u_t^2 - (L_{ht}\dot{\theta}_t)^2} \right) \quad (24)$$

با مشتق گرفتن از تابع هزینه و ساده سازی روابط براساس سیگنال کنترلی، رابطه زیر برای حالت غیر مقید استخراج می گردد که جهت محاسبه سیگنال کنترلی در این حالت از آن استفاده می شود:

$$\Delta\delta(k) = (Q^T Q + \bar{R})^{-1} Q^T (R_s - Fx(k_i))$$

$$([y_r(k) \ \gamma_r(k) \ \beta_{tr}(k) \ \beta_{sr}(k)]^T - Fx(k_i)) \quad (25)$$

می‌شوند. سپس با انجام آزمون‌های مختلف، ماتریس‌های وزنی مطلوب محاسبه می‌گردد.



شکل (۷): بلوک کنترل کننده LQI براساس مدل نرم‌افزار تراک سیم

که در آن، N یک ماتریس همانی $N=I(7,1)$ ، $R=100$ ، Q یک ماتریس قطری با هفت سطر و هفت ستون بوده و درایه های روی قطر اصلی آن در سناریو اول به صورت زیر می‌باشد:

$$Q(1,1)=5e3, Q(2,2)=8e0, Q(3,3)=1e3, Q(4,4)=1.2e3 \\ Q(5,5)=2e2, Q(6,6)=500e3, Q(7,7)=98999e3.$$

همچنین برای سناریو دوم نیز ضرایب زیر استخراج شده است:

$$Q(1,1)=6.5e3, Q(2,2)=5e0, Q(3,3)=770, \\ Q(4,4)=2300, Q(5,5)=361, Q(6,6)=452e3, \\ Q(7,7)=77451e3.$$

۴- شیب‌سازی

در این بخش جهت آزمایش روش‌های کنترلی ارائه شده در بخش‌های قبل، از دو سناریوی فرضی استفاده می‌شود. بدین منظور پس از قرار دادن مدل غیرخطی ۳۰ درجه آزادی استخراج شده از نرم‌افزار تراک سیم در بلوک دیاگرام حلقه بسته براساس سه کنترل کننده LQI، PID دو درجه آزادی و مدل پیش بین مقید شده، رفتار خودروی مفصلی هنگام انجام دو مانور مشخص مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه با تغییر پارامترهای موثر بر روش‌های کنترلی و تکرار شیب‌سازی‌ها، به استخراج مقادیر پارامترهای نهایی مربوط به روش‌های کنترلی پرداخته می‌شود. در بخش بعدی به معرفی دو سناریوی فرضی استفاده شده در این پژوهش پرداخته می‌شود.

۳-۴- کنترل کننده LQI

این روش بر پایه یک کنترل کننده بهینه بازخورد متغیرهای حالت و خروجی مدل طرح ریزی شده است. جهت پیاده سازی این کنترل کننده، در گام نخست براساس قانون کنترل بازخورد حالت و همچنین بر مبنای مدل فضای حالت ارائه شده در بخش قبل، ورودی فرمان به صورت زیر تعیین می‌گردد:

$$\delta_f = -Kz \quad (27)$$

$$z = \begin{bmatrix} x \\ x_i \end{bmatrix}$$

که در آن، x بردار متغیرهای حالت و x_i بردار انتگرال خطای ردیابی خروجی مدل می‌باشد. ورودی کنترل کننده برای کمینه کردن تابع هزینه زیر محاسبه می‌گردد:

$$J(\delta_f) = \int_0^{\infty} (z^T Q z + u^T R u + 2z^T N u) dt \quad (28)$$

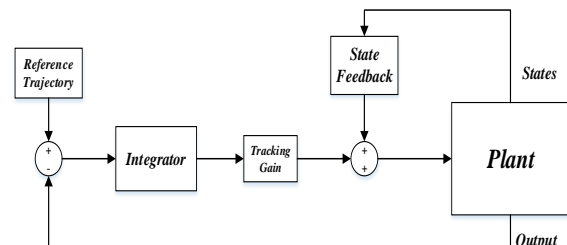
با تغییر ماتریس‌های وزنی Q ، R و N و مقایسه نتایج ردیابی و ورودی فرمان خودرو، مقادیر مطلوب آن‌ها تعیین می‌گردد. در ادامه جهت محاسبه بهره ثابت K ، از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$K = R^{-1}(B^T S + N^T) \quad (29)$$

که پس از حل معادله ریکاتی زیر مقدار S نیز محاسبه می‌گردد:

$$A^T S + SA - (SB + N)R^{-1}(B^T S + N^T) + Q = 0 \quad (30)$$

در شکل ۶ بلوک دیاگرام روش کنترلی LQI نشان داده شده است.



شکل (۶): بلوک دیاگرام فرم حلقه بسته مدل خطی شده

همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است، کنترل کننده LQI و مدل خودروی ۳۰ درجه آزادی استخراج شده از نرم‌افزار تراک سیم در یک فرم حلقه بسته قرار داده

۴-۱- سناریو اول

در این سناریو خودروی مفصلی بدون سرنشین با سرعت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت بر روی یک جاده خشک با ضریب اصطکاک ۰/۸ در حال حرکت می باشد که در حین حرکت خود به یک مانع (یک خودروی در حال حرکت با سرعت ثابت ۶۰ کیلومتر بر ساعت) مواجه می شود. با فرض این که خودرو مفصلی در این فاصله، با کمک تمام ظرفیت ترمز خود نیز نمی تواند شرایط عدم برخورد با خودروی مقابل را تضمین کند، مجبور به تغییر مسیر می شود. از طرفی جهت به دست آوردن مسیر حرکت تعویض خط جهت انجام مانور بدون برخورد، از یک معادله چند جمله ای درجه پنج براساس شروط مرزی موقعیت، سرعت و شتاب نقاط ابتدا و انتهای مسیر، استفاده می گردد. با جایگذاری ضرایب به دست آمده براساس مرجع [۱۶] و همچنین ثابت در نظر گرفتن سرعت طولی خودرو، معادله نهایی تغییر خط به صورت زیر به دست می آید:

$$x_{CG_i}(t) = u_i t + x_0 \quad (30)$$

$$y_{CG_i}(t) = W \left[-\left(\frac{6}{t_f^5}\right)t^5 + \left(\frac{15}{t_f^4}\right)t^4 - \left(\frac{10}{t_f^3}\right)t^3 \right] \quad (31)$$

از طرفی با توجه به شکل ۸ و همچنین با در نظر گرفتن قیدهای هندسی d_1 و d_2 براساس فاصله اولیه قبل از انجام مانور و همچنین فاصله گوشه جلویی خودرو با مانع، هنگام رسیدن خودرو به آن و استفاده از روابط زیر، محدوده زمانی t_f استخراج می گردد:

$$x_A = x_T(0) = d_1 \quad (32)$$

$$y_A - y_T(t_C) = d_2$$

که در آن x_A, y_A موقعیت طولی و عرضی مانع و همچنین x_T, y_T موقعیت طولی و عرضی گوشه ی جلویی واحد کشنده و t_C زمان رسیدن گوشه جلو واحد کشنده خودرو به ابتدای مانع می باشند که با استفاده از روابط زیر محاسبه می شوند:

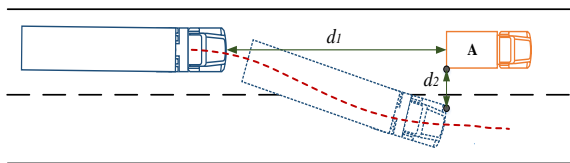
$$x_T(t) = L_f \cos(\theta_t) - \frac{T}{2} \sin(\theta_t) + x_{CG_i}(t) \quad (33)$$

$$y_T(t) = L_f \sin(\theta_t) + \frac{T}{2} \cos(\theta_t) + y_{CG_i}(t) \quad (34)$$

در ادامه مدت زمان رسیدن خودرو به مانع نیز به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$t_c \approx \frac{x_{A0} - x_{T0}}{u_i - v} \approx \frac{d_1}{u_i - v} \quad (35)$$

شکل ۸ مانور تغییر مسیر خودکار براساس فواصل d_1 و d_2 را نشان می دهد.



شکل (۸): ترسیمه سناریوی مانور تعویض خط هوشمند

در جدول ۲ مشخصات مربوط به شرایط مانور با توجه به دو قید d_1 و d_2 ارائه شده است.

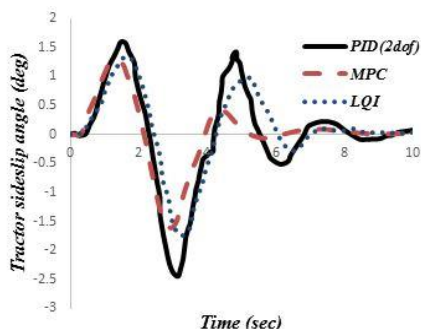
جدول (۲): مشخصات مانور اجتناب از برخورد براساس وجود یک مانع

| پارامتر | مقدار |
|---------|----------|
| d_1 | ۷۰ (m) |
| d_2 | ۱/۵ (m) |
| W | ۴ (m) |
| x_0 | ۰ (m) |
| T_i | ۲/۶ (m) |
| T_A | ۲ (m) |
| L_f | ۱/۹ (m) |
| t_c | ۲/۵۲ (s) |

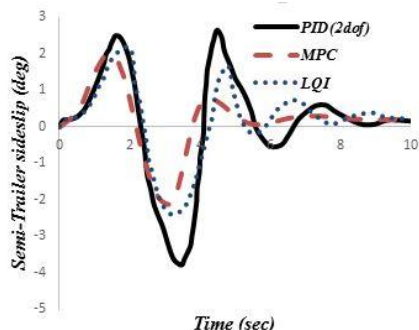
۴-۲- سناریو دوم

در این سناریو نیز همانند سناریو اول، خودروی مفصلی بدون سرنشین با سرعت ثابت ۱۰۰ Km/h در حال حرکت می باشد با این تفاوت که این بار خودرو در یک جاده برفی با ضریب اصطکاک ۰/۳ حرکت می کند [۲۴]. همچنین در طول مسیر حرکت خود همانند سناریو اول به یک مانع ثابت می رسد که به منظور اجتناب از برخورد با آن مانع، مجبور به تغییر مسیر خود می شود. لازم به ذکر است هدف از انجام این مانور، بررسی دینامیک جانبی و پایداری خودروی مفصلی در جاده های لغزنده و همچنین نحوه عملکرد کنترل کننده های مختلف در این شرایط می باشد.

۵- نتایج
در این بخش به مقایسه نتایج مدل دینامیکی خودروی مفصلی همراه با مجموعه کنترل کننده فرمان فعال براساس سه روش PID دو درجه آزادی و مدل پیش بین مقید و LQI در هنگام انجام سناریوهای اشاره شده در بخش قبل پرداخته می شود. برای این کار پس از ایجاد دو مدل سیمولینک مجزا براساس مدل نرم افزار تراکسیم و بر مبنای سه روش کنترلی اشاره شده به مقایسه خروجی های مختلف متأثر از این روش های کنترلی پرداخته می شود.

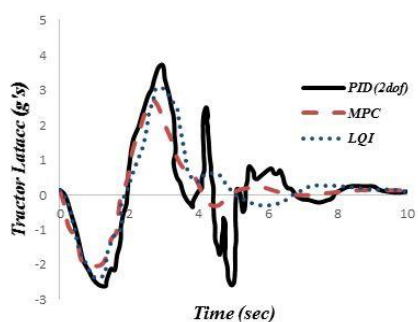


الف

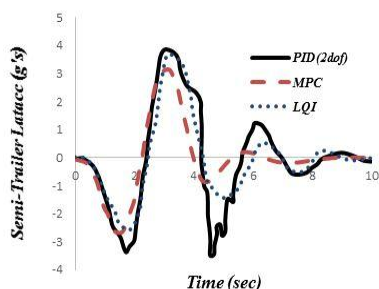


ب

شکل (۱۰): زاویه لغزش جانبی خودرو هنگام انجام سناریو اول: الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریلر



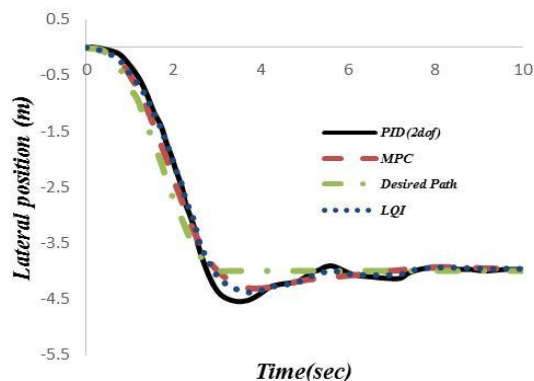
الف



ب

شکل (۱۱): شتاب جانبی خودرو هنگام انجام سناریو اول: الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریلر

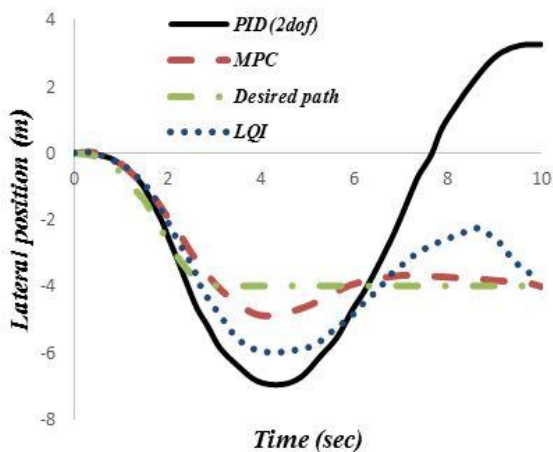
۵-۱- سناریو اول
در شکل ۹ خروجی مرتبط با مسیر حرکت مرکز جرم واحد کشنده خودرو در مقایسه با مسیر مطلوب براساس سه روش کنترلی ارائه شده، نمایش داده شده است. نمودارهای زیر بیانگر برتری کنترل کننده مدل پیش بین نسبت به PID در رابطه با ردیابی مسیر مطلوب است.



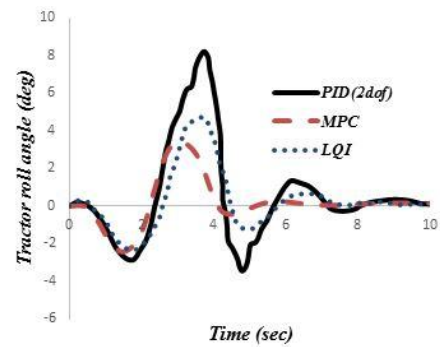
شکل (۹): ردیابی مسیر حرکت مرکز جرم واحد کشنده

همچنین شکل های ۱۰ تا ۱۲ نیز نشان دهنده مقایسه زاویه لغزش جانبی، شتاب جانبی و زاویه غلت دو واحد کشنده و نیم-تریلر با استفاده از سه روش کنترلی PID، LQI و مدل پیش بین است. لغزش جانبی خودرو هنگام استفاده از کنترل کننده مدل پیش بین دارای مقدار کمتری (حدود ۲deg نسبت به PID و حدود ۰/۵deg نسبت به LQI) می باشد که این موضوع می تواند تاثیر به سزایی بر روی پایداری جانبی این خودروها هنگام انجام مانورهای مختلف داشته باشد. از طرفی استفاده از کنترل کننده مدل پیش بین منجر به کاهش شتاب جانبی خودرو (حدود ۰/۶m/s² نسبت به کنترل کننده PID و حدود ۰/۲m/s² نسبت به کنترل کننده

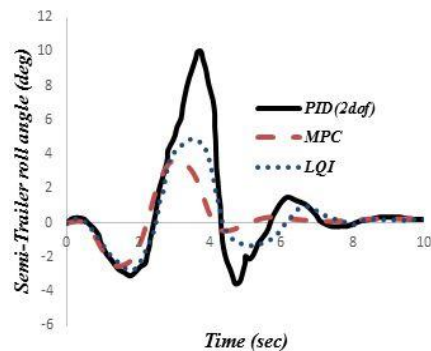
نیم-تریپلر براساس سه روش کنترلی PID دو درجه آزادی، LQI و مدل پیش‌بین نشان داده شده است. هدف از انجام این سناریو بررسی تاثیر قیود دینامیکی کنترل‌کننده مدل پیش‌بین بر روی عملکرد خودروی مفصلی هنگام انجام مانور تعویض خط در جاده لغزنده است. قیود اعمال شده به صورت مستقیم بر روی افزایش پایداری جانبی خودرو تاثیر گذاشته‌اند به طوری که خودروی مجهز به کنترل‌کننده مدل پیش‌بین مقید توانسته حتی در شرایط اصطکاک پایین و سرعت بالا، علاوه بر داشتن خروج از مسیر کم، پایداری خودرو را نیز تضمین کند. این در حالی است که خودرو دارای کنترل‌کننده LQI دارای خروج از مسیر زیاد (۲ m) می‌باشد که این موضوع در بزرگراه‌ها به دلیل محدودیت در موقعیت عرضی جاده یک عیب محسوب می‌شود. از طرفی خودروی مجهز به PID در ثانیه چهارم حرکت از مسیر خود منحرف شده است و بعد از آن نیز به دلیل اصطکاک پایین جاده (۰/۳) و لغزش بالای آن (تا ۲۰ deg) نمی‌تواند به مسیر مطلوب نزدیک شود و در نتیجه با انجام یک حرکت کنترل نشده، واحد نیم-تریپلر آن نسبت به واحد کشنده با سرعت زیاد حرکت می‌کند و این مسئله منجر به ناپایدار شدن حرکت آن و همچنین خروج از جاده می‌شود. از طرفی نمودارهای زاویه غلت بدنه خودرو نیز بیانگر عملکرد مثبت کنترل‌کننده مدل پیش بین (۳ درجه) نسبت به PID (۵ درجه) است.



شکل (۱۳): ردیابی مسیر حرکت مرکز جرم واحد کشنده



الف



ب

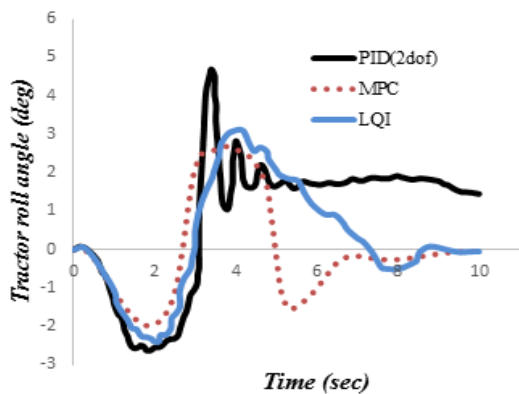
شکل (۱۲): زاویه غلت خودرو هنگام انجام سناریو اول:

الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریپلر

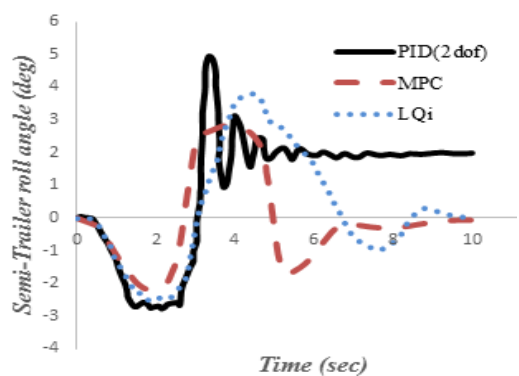
نمودارهای بخش قبل و شکل‌های زیر بیانگر عملکرد مثبت کنترل‌کننده مدل پیش‌بین در هنگام انجام مانور تعویض خط می‌باشد. واحد نیم-تریپلر خودروی مجهز به کنترل‌کننده PID در زمان $3/6s$ براساس وجود یک زاویه لغزش زیاد ($3/8deg$) منحرف می‌شود و این مسئله باعث افزایش زاویه غلت آن (تا $10deg$) نیز می‌شود. در حالی که در همین لحظه واحد نیم-تریپلر خودروی مجهز به کنترل‌کننده MPC با یک زاویه لغزش کمتر ($2deg$) حرکت می‌کند و به همین جهت زاویه غلت بدنه آن نیز مقدار کمتری ($3/5deg$) دارد که این موضوع تاثیر به‌سزایی بر افزایش پایداری این خودروها هنگام انجام مانور تعویض خط دارد.

۵-۲- سناریو دوم

در شکل‌های ۱۳ تا ۱۶ به ترتیب خروجی مرتب با سناریو دوم از جمله، ردیابی مسیر حرکت مطلوب، زاویه لغزش جانبی، شتاب جانبی و زاویه غلت دو واحد کشنده و



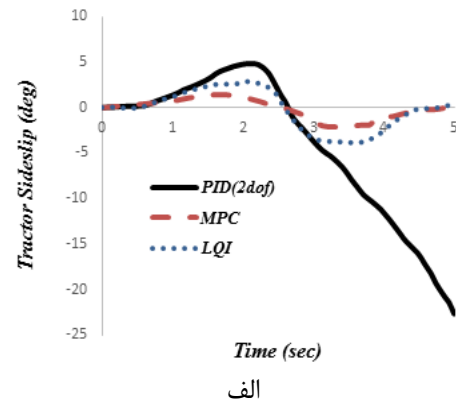
الف



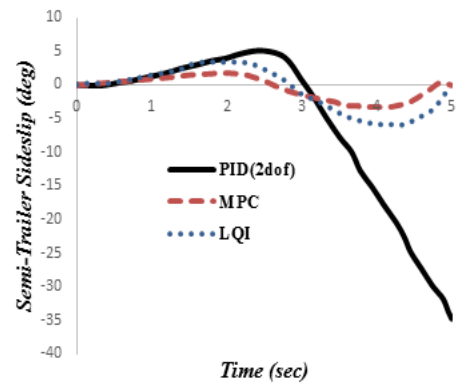
ب

شکل (۱۶): زاویه غلت خودرو پس از انجام سناریو دوم: الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریلر

وجود قيود محدودکننده متغیرهای مرتبط با پایداری جانبی از جمله، لغزش جانبی و زاویه مفصل، منجر به حفظ پایداری خودرو در هنگام حرکت بر روی جاده با اصطکاک پایین شده است. تاثیر این مسئله در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ نیز به صورت واضح مشهود است. با وجود این که خودرو دارای کنترل کننده‌های PID و LQI توانسته‌اند شرایط عدم برخورد با مانع را ارضا کند، اما به دلیل خروج از مسیر حرکت زیاد (حتی خروج از شانه‌های جاده برای PID) و انجام یک حرکت کنترل نشده نمی‌تواند شرایط ایمن را در هنگام انجام مانور تعویض خط تضمین کنند. در حالی که خودروی دارای کنترل کننده MPC با انجام یک مانور ایمن از منظر عدم برخورد و پایداری خودرو، توانسته سناریو پیش روی خود را با موفقیت به اتمام برساند. در جدول‌های ۳ و ۴ ضرایب نهایی کنترل کننده‌های PID و مدل پیش‌بین نشان داده شده است. این ضرایب براساس انجام

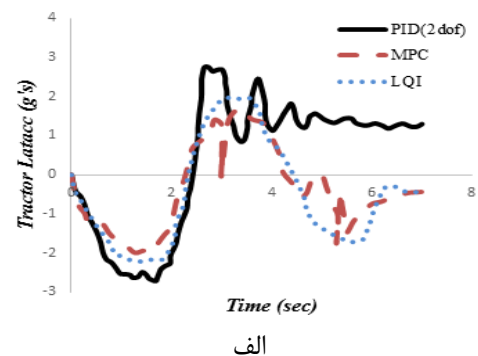


الف

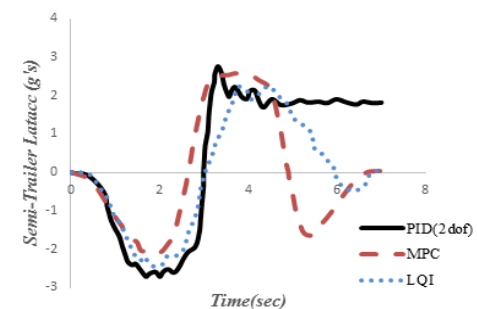


ب

شکل (۱۴): زاویه لغزش جانبی خودرو پس از انجام سناریو دوم: الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریلر



الف



ب

شکل (۱۵): شتاب جانبی خودرو پس از انجام سناریو الف- واحد کشنده، ب- واحد نیم-تریلر

خودروها در حین انجام مانور تعویض خط با سرعت بالا به منظور اجتناب از برخورد با مانع پرداخته شده است. به دلیل مانورپذیری پایین و وجود مدهای ناپایدار حرکتی این خودروها، پایداری آنها در بزرگراه‌ها (در سرعت‌های بالا) بسیار حائز اهمیت می‌باشد. بدین جهت در این پژوهش به منظور بررسی پایداری جانبی و هدایت این خودروها در هنگام انجام مانور تعویض خط در سرعت‌های بالا، دو سناریو متفاوت براساس مدل خودروی نرم‌افزار تراک‌سیم و دو نوع جاده خشک و لغزنده، طراحی گردید. همچنین با اجرای یک شبیه‌سازی همزمان بین نرم‌افزار تراک‌سیم و نرم‌افزار متلب، به طراحی سه کنترل‌کننده PID دو درجه آزادی، LQI و مدل پیش‌بین مقید، به‌عنوان مجموعه فرمان فعال محور جلو واحد کشنده به‌منظور هدایت خودرو در مسیر بدون مانع، پرداخته شد.

نتایج حاصل از این پژوهش حاکی از آن است که وجود قیود محدودکننده متغیرهای موثر بر پایداری در کنترل‌کننده مدل پیش‌بین، تاثیر به‌سزایی بر افزایش پایداری این خودروها هنگام انجام تغییر خط داشته است. این کنترل‌کننده علاوه بر کاهش خطای ردیابی مسیر حرکت خودرو در سناریو اول، باعث کاهش ۴۷ درصدی مقدار بیشینه زاویه لغزش جانبی واحد نیم-تریلر (از ۳/۸deg به ۲deg درجه)، کاهش ۱۸ درصدی مقدار بیشینه شتاب جانبی (از ۳/۹m/s² به ۳/۲m/s²) و همچنین کاهش ۶۰ درصدی زاویه غلت بدنه واحد نیم-تریلر (از ۱۰deg به ۴deg) نسبت به کنترل‌کننده PID شده است که این موضوع تاثیر به‌سزایی در پایداری جانبی این خودروها در هنگام انجام مانور تعویض خط دارد. همچنین در سناریو دوم با کاهش ضریب اصطکاک جاده با تایرها، امکان لغزش خودرو در سرعت‌های بالا، بیشتر می‌شود به همین جهت با مقایسه عملکرد سه کنترل‌کننده می‌توان به برتری کنترل‌کننده مدل پیش‌بین رسید. بدین صورت که استفاده از این کنترل‌کننده منجر به اجرای موفق سناریو شده و پایداری خودرو در حین تغییر مسیر تضمین شده است. در حالی که هر چند کنترل‌کننده‌های LQI و PID شرایط بدون برخورد با مانع را ایجاد کرده اما در تضمین پایداری خودرو توانایی کمتری داشته‌اند. باتوجه به یکسان بودن پایه روش‌های MPC و LQR (بر مبنای کنترلر بهینه)، از مقایسه این کنترل‌کننده‌های نیز می‌توان به این نتیجه رسید که وجود

شبیه‌سازی‌های مختلف تنظیم‌شده و مقدار نهایی آن‌ها براساس جدول‌های ۳ و ۴ استخراج شده است.

جدول (۳): پارمترهای تنظیم‌شده کنترل‌کننده PID دو درجه آزادی

| پارامتر | سناریو اول | سناریو دوم |
|---------|------------|------------|
| K_p | ۰/۰۱۷۸ | ۰/۰۲۴ |
| K_i | ۰/۰۰۰۴۶۸ | ۰/۰۰۱۵ |
| K_d | ۰/۰۴۲۵ | ۰/۱۱۱ |
| T_f | ۰/۰۰۲۱۴ | ۰/۰۰۱۲ |
| B | ۰/۹۸۸۳۵ | ۰/۹۹۸ |
| C | ۰/۸۱۶۳۳ | ۱ |

جدول (۴): پارمترهای تنظیم‌شده کنترل‌کننده مدل پیش‌بین مقیدشده

| پارامتر | سناریو اول | سناریو دوم |
|--|----------------------------|-----------------------------|
| N_p | ۱۲ | ۱۱۰ |
| N_c | ۵ | ۱۰ |
| T_s | ۰/۰۱ | ۰/۰۱ |
| S_δ | ۰/۰۱ | ۰/۰۱ |
| $[S_y \ S_\gamma \ S_{\beta_1} \ S_{\beta_2}]$ | $[۳ \ ۰/۹ \ ۰/۱ \ ۰/۱]$ | $[۳ \ ۰/۹ \ ۰/۱ \ ۰/۱]$ |
| $[w_\delta \ w_{\delta'}]$ | $[۷۰ \ ۰/۵۸e-۳]$ | $[۳ \ ۰/۵۸e-۳]$ |
| $[w_y \ w_\gamma \ w_{\beta_1} \ w_{\beta_2}]$ | $[۴۰۳۲۰۶ \ ۰/۵ \ ۱ \ ۱/۵]$ | $[۷۰e+۶ \ ۲۰۰ \ ۵۰۰ \ ۶۰۰]$ |

از طرفی در جدول ۵ مقادیر بیشینه خطای ردیابی و مقدار RMS آن برای هر سه کنترل‌کننده ارائه شده است.

جدول (۵): مقایسه عملکرد کنترل‌کننده‌ها

| | سناریو اول | | سناریو دوم | |
|-------------|-----------------------------|------------|------------|-----------------------------|
| | قدرمطلق بیشینه خطا(m) | RMS خطا | RMS خطا | قدرمطلق بیشینه خطا(m) |
| PID (2-dof) | ۰/۷ | ۱/۲۱ | ۴/۹ | ۳/۹ |
| LQI | ۰/۲۵ | ۰/۶۶۴ | ۱/۹۵ | ۲/۱۵ |
| MPC | ۰/۲ | ۰/۶۰۳ | ۰/۸ | ۱/۳۶ |

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله با ارائه یک مدل تک-ردی خطی شده از یک خودروی مفصلی با پنج محور، به بررسی حرکت این

- Robust Controller”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 231, No. 3, pp. 322-346, 2017.
9. Kazemi, R., Azadi, S., Esmaeilii, N., and Tabatabaei Oreh, S. H. “Directional Stability Analysis of the Articulated Vehicle Based on Phase Plane”, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 124-134, 2015, (in Persian).
 10. Esmaeili, N., Kazemi, R., and Tabatabaei Oreh, S. H. “Increase the Stability of an Articulated Long Vehicle by Active Disturbance Rejection Backstepping Sliding Mode Control Method”, Modares Mechanical Engineering, Vol. 18, No. 04, pp. 253-264, 2018, (in Persian).
 11. Esmaeili, N., Kazemi, R., and Tabatabaei Oreh, S. H. “An Adaptive Sliding Mode Controller for the Lateral Control of Articulated Long Vehicles”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 233, No. 3, pp. 487-515, 2019.
 12. Sikder, T. “Design of Active Trailer Steering Systems for Long Combination Vehicles Using Robust Control Techniques”, Master Thesis, University of Ontario Institute of Technology, Faculty of Engineering, 2017.
 13. Ni, Z. “Design and Validation of High Speed Active Trailer Steering System for Articulated Heavy Vehicle”, Master Thesis, University of Ontario Institute of Technology, Faculty of Engineering, 2016.
 14. Brown, J., He, Y., and Lang, H. “Modeling and Control Design for Active Trailer Steering of Heavy Vehicles”, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2017.
 15. Abroshan, M., Taiebat, M., Goodarzi, A., and Khajepour, A. “Automatic Steering Control in Tractor Semi-Trailer Vehicles for Low-Speed Maneuverability Enhancement”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 231, No. 1, pp. 83-102, Mar 2017.
 16. Shojaei, S., Rahmani Hanzaki, A., Azadi, S., and Saeedi, M. A. “Design of Decision-Making Lane Change Algorithm of Truck-Semitrailer in Real Dynamic Environment”, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 9, pp. 51-60, 2017, (In Persian).
 17. Shojaei, S., Rahmani Hanzaki, A., Azadi, S., and Saeedi, M. A. “A Novel Decision-Making Unit for Automated Maneuver of Articulated Vehicles in Real Traffic Situations”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019.

قیود دینامیکی تاثیر مهمی در پایداری خودروی مفصلی هنگام حرکت بر روی مسیر بدون مانع را دارند به طوری که بیشینه خطای ردیابی در سناریو دوم براساس MPC حدود ۱۲۵ سانتی متر کمتر بوده و همچنین در حرکت بدنه خودرو نیز تا ۳deg لغزش کمتری ایجاد می شود. بنابراین براساس توضیحات ارائه شده می توان به این نتیجه رسید که از لحاظ عملکرد دینامیکی و پایداری خودرو از بین این سه کنترل کننده، MPC در رتبه اول، LQI در رتبه دوم و PID دو درجه آزادی نیز در رتبه سوم قرار می گیرند.

۷- مراجع

1. Elhemly, M.A.E., Fayed, M.A.A., and Elmaihy, A.A.E. “Tractor-Semitrailer Jackknifing Elimination Using Semitrailer Differential Braking Technique”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 20, No. 1, pp. 19-34, 2013.
2. Yang, X., and Xiong, J. “Nonlinear Yaw Dynamics Analysis and Control for The Tractor-Semitrailer Vehicle”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 20, No. 3, pp. 253-88, 2013.
3. Tabatabaei Oreh, S. H., Kazemi, R., and Azadi, S. “A Sliding-Mode Controller for Directional Control of Articulated Heavy Vehicles”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 22, No. 3, pp. 45-62, 2014.
4. Tabatabaei Oreh, S. H., Kazemi, R., and Azadi, S. “A New Method for Off-Tracking Eliminating in a Tractor Semi-Trailer”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol 23, No. 2, pp.07-30, 2016.
5. Yang, X., Song, J., and Gao, J. “Fuzzy Logic Based Control of the Lateral Stability of Tractor Semitrailer Vehicle”, Mathematical Problems in Engineering, 2015.
6. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. “Transient Dynamic Analysis of an Articulated Vehicle Carrying Liquid Compared with the Rigid Cargo Vehicle”, Aerospace Mechanics Journal, Vol. 13, No. 2, pp. 49-64, 2016, (in Persian).
7. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. “A New Robust Controller to Improve the Lateral Dynamic of an Articulated Vehicle Carrying Liquid”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 231, No. 2, pp.295-315, 2017.
8. Saeedi, M. A., Kazemi, R., and Azadi, S. “Improvement in the Rollover Stability of a Liquid-Carrying Articulated Vehicle Via a New

پیوست-۱-۱: اعضای ماتریس \hat{A}

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= -(C_{t1} + C_{t2} + 3C_{rs}) \\
 a_{12} &= \frac{C_{t2}L_{t2} - C_{t1}L_{t1} + C_s(3L_{ht} + 3L_{hs} + L_{s1} + L_{s2} + L_{s3s}) - (m_t + m_s)u_t^2}{u_t} \\
 a_{13} &= \frac{C_s(3L_{hs} + L_{s1} + L_{s2} + L_{s3})}{u_t} \\
 a_{14} &= 3C_s \\
 a_{21} &= -(C_{t1}(L_{t1} + L_{ht}) + C_{t2}(L_{ht} - L_{t2})) \\
 a_{22} &= \frac{-C_{t1}(L_{t1}L_{ht} + L_{t1}^2 + C_{t2}(L_{ht} - L_{t2})L_{t2} - m_tL_{ht}u_t^2)}{u_t} \\
 a_{31} &= C_s(3L_{hs} + L_{s1} + L_{s2} + L_{s3}) \\
 a_{32} &= \frac{-C_s((L_{s1} + L_{hs})(L_{s1} + L_{st}) + (L_{s2} + L_{hs})(L_{s2} + L_{st}) + (L_{s3} + L_{hs})(L_{s3} + L_{st}) + m_sL_{hs}u_t^2)}{u_t} \\
 a_{33} &= \frac{-C_{rs}((L_{s1} + L_{hs})^2 + (L_{s2} + L_{hs})^2 + (L_{s3} + L_{hs})^2)}{u_t}
 \end{aligned}$$

پیوست-۲: فرم پیش بین متغیرهای حالت

$$\begin{aligned}
 x(k+1) &= Ax(k) + B\Delta\delta(k) \\
 x(k+2) &= Ax(k+1) + B\Delta\delta(k+1) \\
 &= A^2x(k) + AB\Delta\delta(k) + B\Delta\delta(k+1) \\
 x(k+3) &= A^3x(k) + A^2B\Delta\delta(k) \\
 &+ AB\Delta\delta(k+1) + B\Delta\delta(k+2) \\
 &\vdots \\
 x(k+p) &= CA^p x(k) + CA^{p-1}B\Delta\delta(k) \\
 &+ CA^{p-2}B\Delta\delta(k+1) + \dots + CA^{p-m}B\Delta\delta(k+N_c-1)
 \end{aligned}$$

پیوست-۳: ماتریس های مدل پیش بین

$$F = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ CA^3 \\ CA^4 \\ \vdots \\ CA^{Np} \end{bmatrix}, \Phi = \begin{bmatrix} CB & 0 & 0 & \dots & 0 \\ CBA & CB & 0 & \dots & 0 \\ CA^2B & CAB & CB & \dots & 0 \\ CA^3B & CA^2B & CAB & \dots & CB \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ CA^{Np-1}B & CA^{Np-2}B & CA^{Np-3} & \dots & CA^{Np-Nc}B \end{bmatrix}$$

18. Mechanical Simulation Corporation (MSC), TruckSim 8.1 Reference Manual, February, 1999.
19. Adar, N. G., and Kozan, R. "Comparison between Real Time PID and 2-DOF PID Controller for 6-DO Robot Arm", 2nd International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering (ICCESEN), Vol. 130, No 1, pp.269-271, 2016.
20. Kennedy, J., and Eberhart, R. "Particle Swarm Optimization (PSO)", In Proc. IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia, Vol. 4, No. 1, pp.1942-1948, 1995.
21. Wang, L. "Model Predictive Control System Design and Implementation Using MATLAB", Springer Science & Business Media, [Berlin, Germany](#), 2009.
22. Wang, Q., Oya, M., Takagi, N., Taira, Y., and Ota, H. "Adaptive Steering Controller to Improve Handling Stability for Driver-Combined-Vehicles System", In Computational Intelligence in Robotics and Automation (CIRA), IEEE, pp. 409-414, 2009.
23. Chandrasekharan, S., "Development of a Tractor - Semitrailer Roll Stability Control Model", Master Thesis, Ohio State University, Faculty of Engineering, 2007.
24. Walus, K. J., and Olszewski, Z. "Analysis of Tire-Road Contact under Winter Conditions", In Proceedings of the World Congress on Engineering, London, U.K, 2011.

پیوست:

پیوست-۱: ماتریس های فرم فضای حالت

$$M = \begin{bmatrix} (m_t+m_s)u_t & -m_s(L_{ht}+L_{hs}) & -m_sL_{hs} & 0 & 0 & 0 \\ m_tL_{ht}u_t & I_{zt} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m_sL_{hs}u_t & I_{zs}+m_sL_{hs}(L_{ht}+L_{hs}) & I_{zs}+m_sL_{hs}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ u_t & 0 & 0 & 0 & u_t & 0 \end{bmatrix}, \hat{B} = \begin{bmatrix} C_{t1} \\ (L_{ht}+L_{t1})C_{t1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\hat{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & -(L_{hs}+L_{ht})/u_t & -h_{hs}/u_t & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$