Научная статья
Original article
УДК 629.33

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ДРИФТА ЗАДНЕПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ И РАЗРАБОТКА КОНТРОЛЛЕРА
ANALYSIS OF REAR-WHEEL DRIVE CAR DRIFT MECHANISM AND CONTROLLER DEVELOPMENT

Гунье Цзиньлун, магистрант, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва, Российская Федерация, email: gybgyjl@gmail.com

Gongye Jinlong, Undergraduate, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation, email: gybgyjl@gmail.com

Аннотация: Дрифт – это особый способ прохождения поворотов на автомобилях, при котором во время поворота сохраняется большой угол бокового увода, руль поворачивается в противоположную сторону, а задние колеса испытывают нагрузку на шины и начинают уходить в занос. Дрифт позволяет преодолеть ограничение силы давления на шины при обычном вождении, тем самым расширяя зону стабильности движения. В данной статье анализируется механизм дрифта и разрабатывается контроллер дрифта автомобиля.

Основное исследование включает в себя анализ модели динамики автомобиля с тремя степенями свободы в фазовой плоскости, точке равновесия и касательном пространстве, а затем разработку интегрированного контроллера, содержащего отслеживание траектории, управление положением автомобиля и управление исполнительными механизмами, и, наконец, проверку управляющего воздействия

контроллера на платформе моделирования, что позволяет реализовать управление движением автомобиля в дрифте.

Annotation: Drifting is a special way of cornering in a car, which refers to the form of cornering in which a larger sideslip angle is maintained, the steering wheel is rotated in the opposite direction, and the rear tires are saturated with tire force and begin to skid. Drifting breaks through the limitation of tire force in the conventional driving process, thus expanding the stability area of driving. This paper analyzes the mechanism of drift and develops a vehicle drift controller.

The main research includes the analysis of the three-degree-of-freedom dynamics model of the vehicle in the phase plane, equilibrium point and tangent space, and then develops an integrated controller containing trajectory tracking, vehicle attitude control and actuator control, and finally verifies the control effect of the controller in the simulation platform to realize the control of vehicle drifting driving.

Ключевые слова: Дрифт автомобиля; Автоматическое вождение; Устойчивость автомобиля; Управление автомобилем; Автомобильная динамика.

Keywords: Vehicle drifting; Automated driving; Vehicle stability; Vehicle control; Vehicle dynamics.

Существует два типа поворотов для самоуправляемых автомобилей. Один из них - обычный поворот, а другой - дрифт. Обычный поворот может справиться с большинством сценариев вождения, но все же есть некоторые сценарии, например, когда дорожное покрытие слишком гладкое или когда автомобиль случайно теряет управление и уходит в занос, обычный поворот не может обеспечить стабильное вождение, и единственным методом поворота остается дрифт. Поэтому изучение автомобильного дрифта помогает расширить границы управления автомобилями и улучшить способность к движению и стабильность самодвижущихся автомобилей. В данной статье мы хотим изучить динамику заднеприводного автомобиля и проанализировать различия между дрифтом и обычным поворотом в фазовой плоскости. Затем последовал сбалансированный анализ состояния автомобиля и

разработка интегрированного контроллера, учитывающего характеристики дрифта. Контроллер содержит слой отслеживания траектории, слой управления состоянием автомобиля и слой управления скоростью вращения колес.

Моделирование динамики автомобиля и сил в шинах

Дрифт – это состояние неустойчивого равновесия. Во время поворота задние колеса выходят за пределы трения трение и начинают проскальзывать, в результате чего автомобиль приобретает большой угол бокового скольжения центра масс. При этом движущая сила задних колес, а также угол поворота передних колес одновременно влияют на поперечное перемещение автомобиля [1]. В данной работе используется динамическая модель автомобиля с тремя степенями свободы.

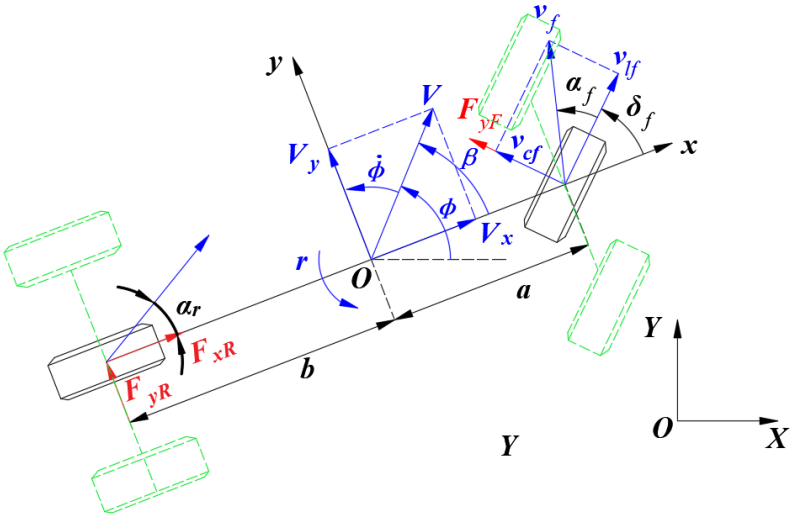


Рисунок 1 – Модель динамики автомобиля с тремя степенями свободы

Для упрощения конструкции автомобиля используется модель велосипеда. В качестве величин состояния выбраны скорость автомобиля V, угол бокового скольжения центра масс β и поперечная угловая скорость автомобиля r. Входными данными для модели являются угол поворота переднего колеса δ и продольная сила F_{xR} на заднем колесе. Уравнение модели представлено в уравнении (1).

$$\dot{r} = \frac{aF_{yF}\cos\delta - bF_{yR}}{I_z}$$

$$\dot{\beta} = \frac{\left(F_{yF}\cos(\delta-\beta) + F_{yR}\cos(\beta) - F_{xR}\sin(\beta)\right)}{mV} - r \qquad (1)$$

$$\dot{V} = \frac{F_{yF}\sin(\beta-\delta) + F_{xR}\cos(\beta) + F_{yR}\sin(\beta)}{m}$$

где m - масса автомобиля; I_z - вращательный момент инерции автомобиля; a и b - расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней осей, соответственно; F_{yF} и F_{yR}- боковые силы на передних и задних колесах, соответственно.

Для представления боковых сил в шине в данной работе используется упрощенная модель шины Пасейки [2].

$$F_y = -\mu D F_z \sin(C \arctan(B\alpha)) \quad (2)$$

где μ- коэффициент трения, B, C, D - коэффициенты формулы шины, а α- угол отклонения боковины переднего колеса, получен из уравнения (3).

$$\alpha_R = arctan\left(\frac{V_y - br}{V_x}\right), \alpha_F = arctan\left(\frac{V_y + ar}{V_x}\right) - \delta \quad (3)$$

Поскольку во время дрифта силы, действующие на шины задних колес, всегда насыщены, уравнение (2) используется только для расчета боковых сил на передних колесах и боковой силы на задних колесах во время обычного движения. Боковая сила на заднем колесе связана с продольной силой следующим образом.

$$F_{xR}^2 + F_{yR}^2 = (\mu F_{zR})^2 \quad (4)$$

Анализ механизма дрифта автомобиля

Сначала анализ проводится в фазовой плоскости на основе модели динамики автомобиля. Модель динамики транспортного средства, представленная в предыдущем разделе, содержит три состояния. Для управления дрейфом ключевым моментом является сохранение ориентации транспортного средства, а также достижение точного отслеживания траектории, а управление скоростью является вторичным. Поэтому в данном разделе скорость транспортного средства считается фиксированной, а в фазовой плоскости анализируются угол бокового скольжения центра масс и угловая скорость поперечной качки. Скорость автомобиля задается равной 10 м/с, а продольная сила заднего колеса составляет 16% от максимальной силы трения заднего колеса, и в соответствии со второй и третьей формулами в уравнении (1) строятся фазовые плоскости для трех случаев δ = 0°, δ = 5° и δ = 10°, как показано на рис. 2, 3 и 4 соответственно.

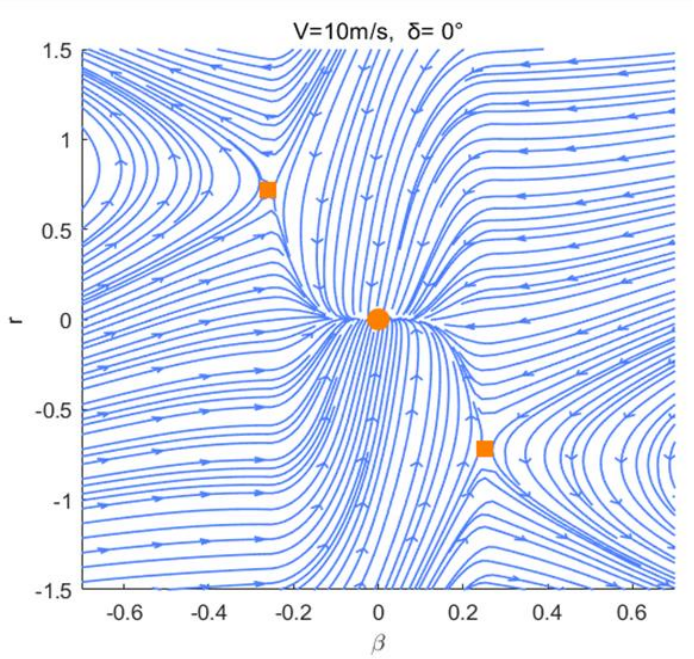


Рисунок 2 – Фазовая диаграмма при δ = 0°

На рисунке 2 круговая точка в начале координат представляет собой точку устойчивого равновесия, в которой автомобиль движется по прямой линии. Производные от состояний в первых трех квадрантах сходятся здесь, представляя нормальные левые и правые повороты автомобиля. Во втором и четвертом квадрантах имеется квадратная точка соответственно. В этих двух точках нет траекторий, сходящихся к этой точке. Поэтому это две точки неустойчивого равновесия, также известные как седловые точки. Они представляют собой равновесие с дрейфом по часовой стрелке и против часовой стрелки соответственно.

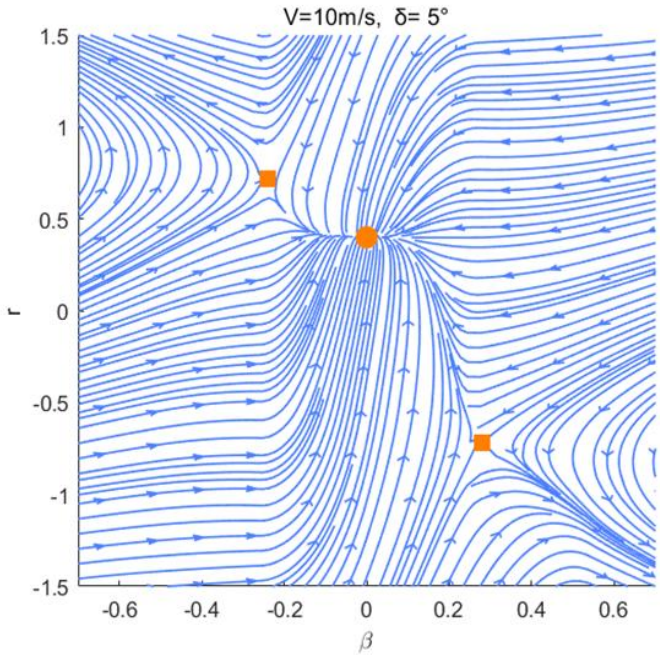


Рисунок 3 – Фазовая диаграмма при δ = 5°

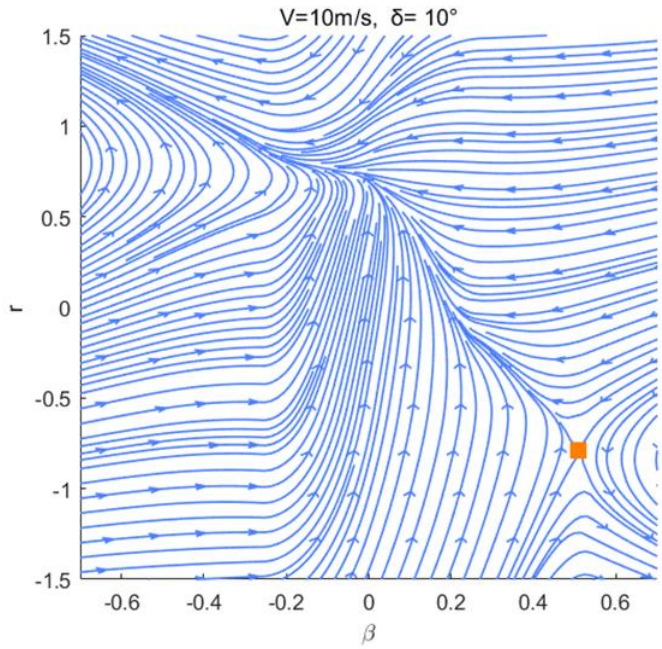


Рисунок 4 – Фазовая диаграмма при δ = 10°

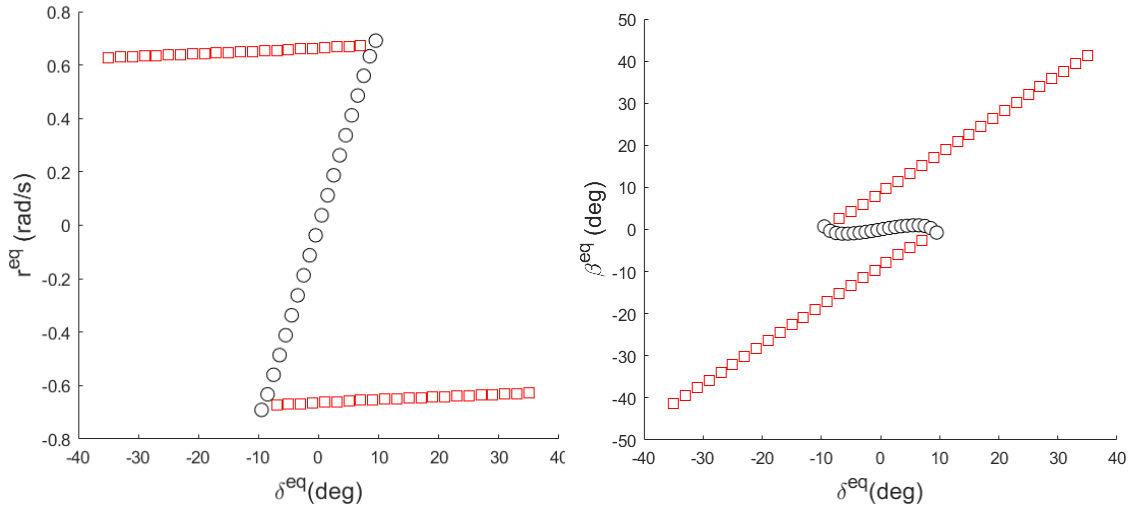
На рисунке 3 по мере увеличения угла поворота переднего колеса точка стабильного равновесия перемещается во второй квадрант, представляя собой стабильный левый поворот. На рисунке 4 угол поворота переднего колеса увеличивается еще больше, и точка устойчивого равновесия сталкивается с точкой неустойчивого равновесия и исчезает. В этот момент единственным вариантом остается дрифт на повороте.

Для модели динамики автомобиля система находится в равновесии, когда производные первого порядка от состояния системы и входа управления равны нулю. В этот момент автомобиль может поддерживать стабильное состояние и входы управления для устойчивого дрифта. Для того чтобы определить параметры равновесного состояния этой системы, в данном разделе проводится анализ равновесия системы автомобиля.

Пусть состояние системы $\dot{r} = \dot{\beta} = \dot{V} = 0$, подставив в уравнение (1), можно получить уравнение равновесия автомобиля. В этой системе уравнений имеется семь неизвестных$V, \beta, r, F_{yF}, F_{yR}, \delta,$ где F_{yF}, F_{yR} - функции остальных переменных. Таким образом, решаемая система состоит из пяти неизвестных и трех уравнений состояния. При анализе равновесия мы фиксируем скорость автомобиля и угол поворота переднего колеса и решаем для остальных состояний.

Задав скорость $V = 10$ м/с и изменяя угол наклона переднего колеса от -35° до 35°, можно решить задачи равновесия и получить угол бокового скольжения центра масс, угловую скорость маятника и продольную силу заднего колеса. На рисунках 5 показано изменение каждого из данных равновесия.

(а) $\delta - r$ (б) $\delta - \beta$



(в) $\delta - F_{xR}$

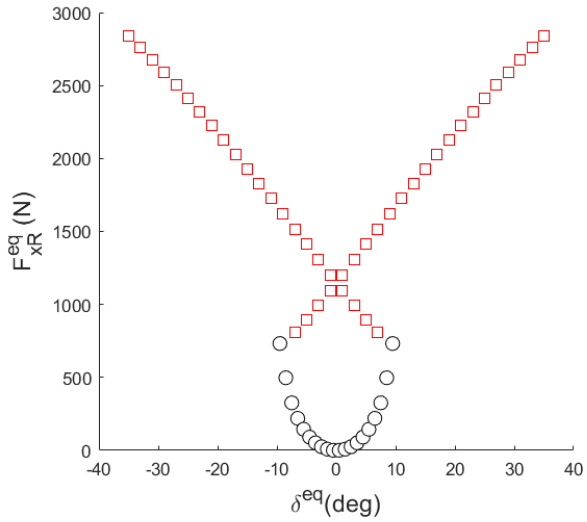


Рисунок 5 – Распределение точек равновесия системы

На рисунке черным цветом обозначено обычное движение, а красным - движение в дрифте. Распределение точек равновесия при дрифте показывает, что при обычном движении автомобиля угол поворота переднего колеса в основном используется для управления поперечной угловой скоростью, а изменение угла бокового скольжения центра масс очень мало. Во время дрифта, когда угол бокового скольжения центра масс увеличивается, угол поворота переднего колеса

должен поворачиваться в противоположном направлении на больший угол, чтобы сохранить равновесие автомобиля. Однако диапазон изменения угловой скорости поперечного маятника в это время очень мал. Это означает, что при дрифте автомобиля стабилизация угловой скорости поперечного маятника должна контролироваться в первую очередь, чтобы обеспечить стабильность состояния автомобиля. Как видно на рис. (в), продольная сила, действующая на задние колеса автомобиля во время дрифта, гораздо больше, чем при обычном прохождении поворотов. Чем больше требуемый угол бокового скольжения центра масс, тем больше требуемая продольная сила задних колес.

В этом разделе мы проанализировали состояние дрейфа автомобиля в фазовом пространстве и в точке равновесия. Далее анализируются возможные производные вблизи точки равновесия дрейфа в касательном пространстве. Для некоторого набора определенных состояний автомобиля V, β, r возможные производные всех величин состояния, удовлетворяющих возможностям привода и рулевого управления автомобиля, образуют касательное пространство в трех измерениях. Касательное пространство для скорости 10 м/с, угла бокового скольжения -30° и поперечной угловой скорости 0,6 рад/с представлено на рис. 6.

Видно, что все возможные производные этого состояния распределены по одной поверхности. Из-за ограничений, накладываемых этой поверхностью, только две производные величины состояния могут контролироваться одновременно в процессе управления транспортным средством, а третья производная ограничена контролем этой поверхности. Это ограничение неизбежно для заднеприводных автомобилей [3]. Обычно угол рысканья и угловая скорость рысканья транспортного средства выбираются для управления, чтобы обеспечить стабильность состояния при дрейфе транспортного средства, а скорость транспортного средства остается ограниченной этой поверхностью [4].

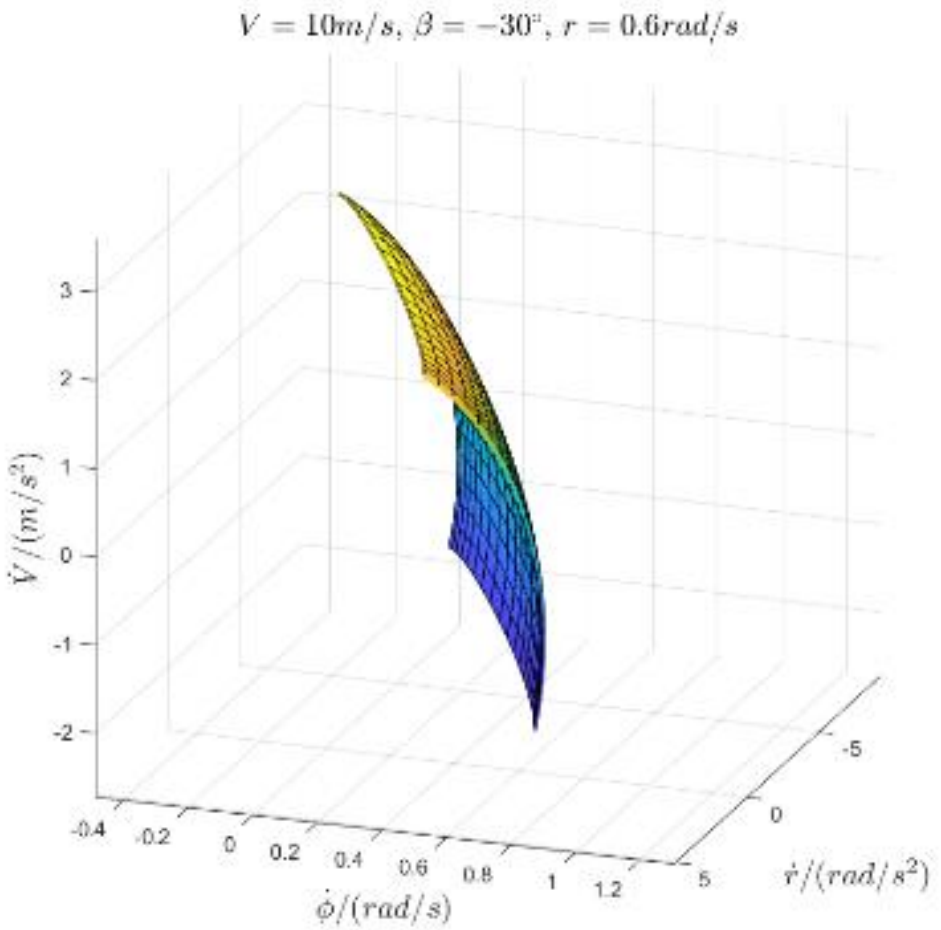


Рисунок 6 – Касательное пространство автомобиля при $V = 10$м/с, $\beta = -30°$, $r = 0{,}6$ рад/с

Разработка контроллера дрифта

Задача контроллера дрейфа - управлять движением автомобиля по заданной траектории в соответствии с желаемым углом бокового скольжения. Контроллер состоит из трех частей: части отслеживания траектории, основанной на кинематической модели автомобиля, части управления движением автомобиля и части управления исполнительными механизмами.

Контроллер слежения за траекторией используется для вычисления желаемого состояния автомобиля, чтобы он мог двигаться по заданной траектории. В данной работе задача отслеживания траектории решается с помощью линейно-квадратичный регулятор на основе кинематической модели транспортного средства. Кинематическая модель автомобиля показана на рис. 7, а математическая модель представлена в уравнении (5).

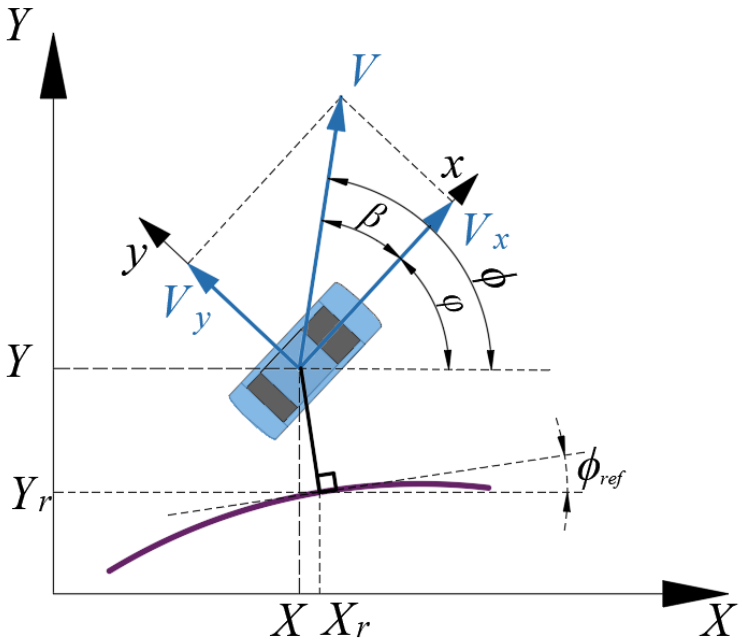


Рисунок 7 – Кинематическое моделирование для отслеживания траектории

$$\dot{X} = V_x cos\varphi - V_y sin\varphi$$
$$\dot{Y} = V_x sin\varphi + V_y cos\varphi \quad (5)$$
$$\dot{\varphi} = r$$

где X, Y - положение автомобиля в глобальной системе координат, V_x, V_y - продольная и поперечная скорость автомобиля, φ - угол рысканья автомобиля, r - угловая скорость рысканья. Угол рысканья удовлетворяет уравнению $\varphi = \phi - \beta$ Система линеаризуется, чтобы получить выражение для уравнения пространства состояний, как показано в уравнении (6).

$$\dot{\xi} = A\xi + Bu$$
$$\eta = C\xi \quad (6)$$

где ξ - отклонение фактической величины состояния от эталонной величины состояния, а u - отклонение управляющей величины от эталонной величины управления, как показано в уравнении (7). a - матрица состояния, b - матрица ввода, c - матрица наблюдения, как показано в уравнении (8) (9) (10).

$$\xi = \begin{bmatrix} X - X_r \\ Y - Y_r \\ \varphi - \varphi_r \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} V_x - V_{xr} \\ V_y - V_{yr} \\ r - r_r \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -V_{xr}sin\varphi_r - V_{yr}cos\varphi_r \\ 0 & 0 & V_{xr}cos\varphi_r - V_{yr}sin\varphi_r \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$B = \begin{bmatrix} cos\varphi_r & sin\varphi_r & 0 \\ sin\varphi_r & cos\varphi_r & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

где подстрочный индекс r обозначает эталонное значение.

Исходя из этой модели, функция затрат для отслеживания пути с помощью линейно-квадратичного регулятора имеет вид.

$$J = \frac{1}{2}\int_0^\infty (\xi^T Q\xi + u^T Ru)\, dt \quad (11)$$

где Q - весовая матрица ошибки состояния, а R - весовая матрица ошибки объема управления. Минимизируя эту функцию затрат, можно получить объем управления, который потребляет энергию и имеет оптимальную комбинацию ошибок слежения. Окончательно решенный объем управления имеет вид

$$u = -K\xi \quad (12)$$

где K - оптимальный коэффициент усиления регулятора, полученный путем решения уравнения Риккати для системы.

$$\begin{gathered} A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \\ K = R^{-1}B^T P \end{gathered} \quad (13)$$

Контроллер действия управляет состоянием автомобиля, контролируя скорость изменения величины состояния для уменьшения ошибки состояния. Желаемая скорость изменения угла бокового скольжения достигается с помощью пропорционально-дифференциального закона управления в сочетании с форвардным управлением, как показано в уравнении 14.

$$\dot{\beta}_{out} = k_{p\beta}(\beta_d - \beta) + k_{d\beta}\left(\dot{\beta}_d - \dot{\beta}\right) + k_\beta\left(\frac{C_{ref}Vcos\Delta\phi}{1 - C_{ref}e}\right) \quad (14)$$

где $k_{p\beta}, k_{d\beta}, k_{\beta}$ - параметры регулятора, $\beta_d = arctan(\frac{V_{yd}}{V_{xd}})$ - желаемый угол бокового скольжения, C_{ref} - кривизна траектории в опорной точке, V - скорость транспортного средства, $\Delta\phi$ - отклонение курсового угла, а e - боковое отклонение транспортного средства от опорной траектории.

Скорость изменения желаемой угловой скорости рысканья регулируется пропорционально-дифференциальным законом управления, как показано в уравнении 15.

$$\dot{r}_{out} = k_{pr}(r_d - r) + k_{dr}(\dot{r}_d - \dot{r}) \tag{15}$$

Желаемое ускорение стабилизируется с помощью пропорционально-дифференциально-интегрального закона управления, как показано в уравнении 16.

$$\dot{V}_{out} = k_{pV}(V_d - V) + k_{iV}\sum_{j=0}^{k} e_v(j)dt + k_{dV}\frac{e_v(k) - e_v(k-1)}{dt} \tag{16}$$

Согласно уравнению (1), боковые силы на передних и задних колесах решаются, и результаты представлены в уравнениях (17) (18).

$$F_{yfout} = \frac{b(m\dot{V}_{out}sin\beta + mV(\dot{\beta}_{out} + r)cos\beta) + I_z\dot{r}_{out}}{(a+b) * cos(delta)} \tag{17}$$

$$F_{yrout} = -\frac{I_z\dot{r}_{out}}{b} + \frac{-(ab(\frac{I_z\dot{r}_{out}}{b} + m\dot{V}_{out}sin\beta + mVcos\beta(\dot{\beta}_{out} + r))}{b(a+b)} \tag{18}$$

Продольная сила задних колес зависит от режима движения автомобиля. Когда транспортное средство движется нормально, сила в шинах задних колес не насыщена, поэтому продольная сила задних колес получается в соответствии с уравнением (1), как показано в уравнении (19). Когда транспортное средство дрифтует, сила в шине заднего колеса насыщается, и продольная сила заднего колеса получается в соответствии с уравнением (20).

$$F_{xrout} = \frac{m\dot{V}_{out} + \frac{I_z\dot{r}_{out}sin\beta}{b} - \frac{b\left(sin(\beta - \delta) + \frac{acos\delta sin\beta}{b}\right)\left(\frac{I_z\dot{r}_{out}}{b} + m\dot{V}_{out}sin\beta + mVcos\beta(\dot{\beta}_{out} + r)\right)}{cos\delta(a+b)}}{cos\beta} \tag{19}$$

$$F_{xrout} = \sqrt{(\mu F_{zr})^2 - F_{yrout}} \tag{20}$$

Поперечные и продольные силы, возникающие на задних колесах, тесно связаны с вращением шины и ее скоростью в поперечном и продольном направлениях. Эта зависимость показана на рисунке 8.

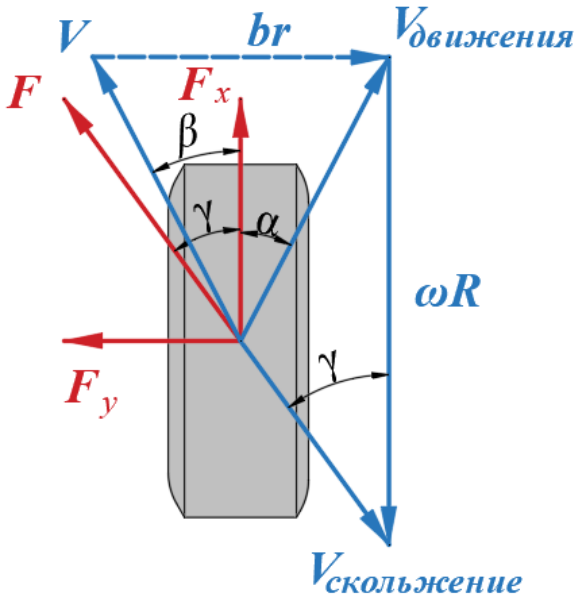


Рисунок 8 – Зависимость силы на задней шине от скорости

Используя зависимость, показанную на рис. 8, можно получить угловую зависимость между вектором силы задней шины и вектором скорости, как показано в уравнении (21).

$$\frac{F_y}{F_x} = tan\gamma = \frac{br - Vsin\beta}{\omega R - Vcos\beta} \tag{21}$$

Согласно уравнению (21), можно получить зависимость между продольной силой шины и скоростью движения шины, как показано в уравнении (22), так что продольной силой шины можно управлять, регулируя скорость вращения колеса.

$$\omega_{out} = \frac{1}{R}\left(\frac{(br - Vsin\beta)F_{xrout}}{F_{yrout}} + Vcos\beta\right) \tag{22}$$

Согласно уравнению (3), зависимость между углом поворота переднего колеса и углом бокового отклонения переднего колеса может быть получена, как показано в уравнении (23). Связь между углом бокового отклонения переднего колеса и боковой силой переднего колеса может быть получена из уравнения (2). Таким образом, мы можем получить угол поворота переднего колеса по боковой силе на переднем колесе (см. уравнение (17)).

$$\delta = arctan\left(\frac{V_y + ar}{V_x}\right) - \alpha_F \tag{23}$$

В итоге мы получаем две целевые величины, которые необходимо контролировать, а именно: скорость заднего колеса ω и угол поворота переднего колеса δ. Скорость задних колес, с другой стороны, должна контролироваться косвенно, путем управления скоростью колес через управление приводом и тормозной системой автомобиля для контроля крутящего момента задних колес. Связь между крутящим моментом, продольной силой заднего колеса и скоростью шины может быть выражена уравнением (24).

$$I\dot{\omega} = \tau - RF_x \tag{24}$$

Управление скоростью вращения колеса может быть достигнуто путем использования динамики ошибки первого порядка скорости вращения колеса для расчета желаемого крутящего момента, как показано в уравнении (25).

$$\tau_{out} = k_\omega I(\omega - \omega_{out}) + I\dot{\omega}_{out} - RF_{xrout} \tag{25}$$

где τ_{out} - желаемый крутящий момент, k_ω - коэффициент регулятора, а I - момент инерции шины.

Учитывая разницу между скоростями вращения левого и правого колес во время движения автомобиля, как показано в уравнении (26)

$$\omega_{outL} = \omega_{out} - \frac{dr}{2R}, \omega_{outR} = \omega_{out} + \frac{dr}{2R} \tag{26}$$

Передача нагрузки из-за смещения центра тяжести во время движения автомобиля рассматривается в уравнении (27), а ожидаемые продольные силы на левом и правом задних колесах рассчитываются на основе передачи нагрузки, как показано в уравнении (28) (29).

$$\Delta F_{zr} = \frac{phmrV_x}{d} \tag{27}$$

$$F_{xroutL} = \frac{(0.5 - \Delta F_{zr})}{F_{zr}} F_{xrout} \tag{28}$$

$$F_{xroutR} = \frac{(0.5 + \Delta F_{zr})}{F_{zr}} F_{xrout} \tag{29}$$

Имитационный эксперименти анализ результатов

Для того чтобы проверить эффект отслеживания траектории и стабилизации дрейфа контроллера, в этом разделе проводится экспериментальная проверка с помощью совместного моделирования с помощью программ CarSim/Simulink. Carsim используется для обеспечения динамики транспортного средства и моделирования дорожной среды, необходимых для эксперимента, а Simulink используется для запуска контроллера. Параметры, относящиеся к транспортному средству, приведены в таблице 1, а коэффициенты, относящиеся к контроллеру, - в таблице 2. Экспериментальные условия работы задаются как движение автомобиля по траектории с изменением кривизны и дрейфом с постоянным углом бокового отклонения центра масс 40° (положительное число означает, что автомобиль дрейфует по часовой стрелке[5]. Эталонная траектория получается так же, как и в [6]. Изменение каждого параметра опорной траектории и результаты эксперимента показаны на рис. 9.

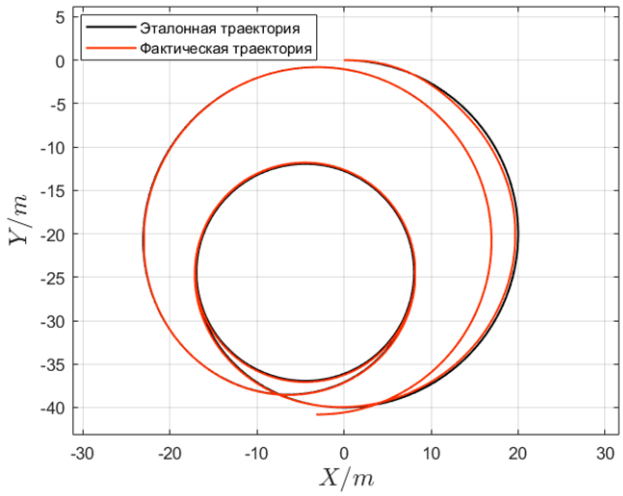
Таблица 1 – Параметры автомобиля

Параметр	Символ	Значение
Масса автомобиля	m	$630 kg$
Момент инерции автомобиля	I_z	$510\ kg{\cdot}m^2$
Расстояние от центра масс до передней оси	a	$1.165 m$
Расстояние от центра масс до задней оси	b	$1.165 m$
Высота центра масс	h	$0.375 m$
Расстояние до задней оси	d	$1.485 m$
Момент инерции шины	I	$1.1 kg{\cdot}m^2$
Радиус шины	R	$0.298 m$
Коэффициент передачи нагрузки	p	0.6

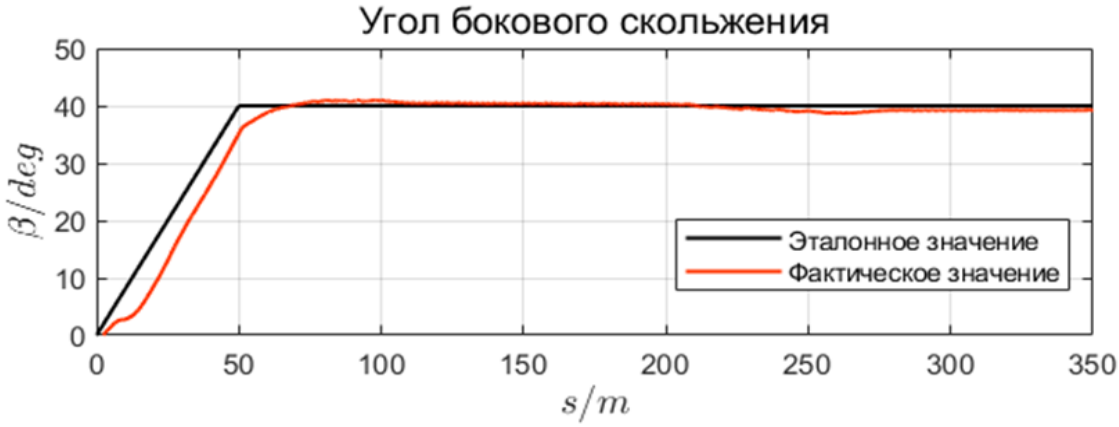
Таблица 2 – Параметры контроллера

Параметр	Значение
$k_{p\beta}$	3
$k_{d\beta}$	0.5
k_{β}	0.5
k_{pr}	25
k_{dr}	0.5
k_{pV}	3.5
k_{iV}	0.01
k_{dV}	0.3
Q	Diag (10,10,20)
R	Diag (100,100,5)

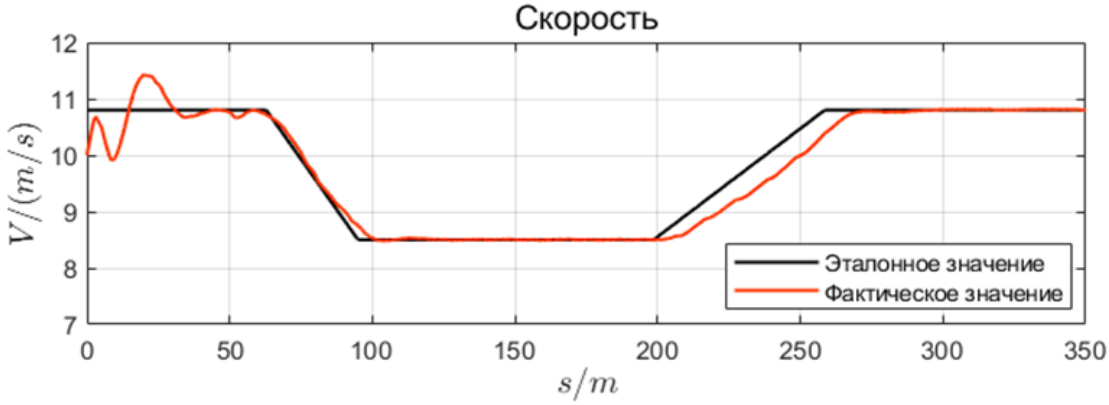
Из результатов работы контроллера следует, что среднеквадратичное значение поперечной ошибки составляет 0,144 м, среднеквадратичное значение ошибки бокового отклонения центра масс составляет 2,3477°, среднеквадратичное значение угловой ошибки поперечного маятника составляет 0,6403 рад, среднеквадратичное значение ошибки угловой скорости поперечного маятника составляет 0,0694 рад/с, среднеквадратичное значение ошибки скорости - 0,2306 м/с. На рис. 9(а) видно, что, поскольку скорость автомобиля в начальные моменты времени должна быть отрегулирована до скорости, необходимой для дрифта, поэтому ошибки угловой скорости и скорости Угол рыскания в это время больше. Когда регулировка скорости автомобиля завершена, ошибка быстро уменьшается.



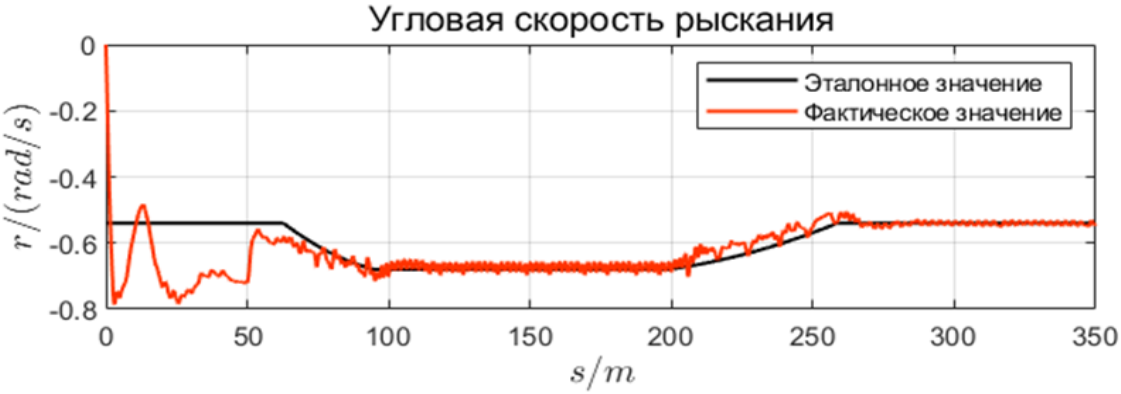
(а) Информация о траектории движения транспортного средства



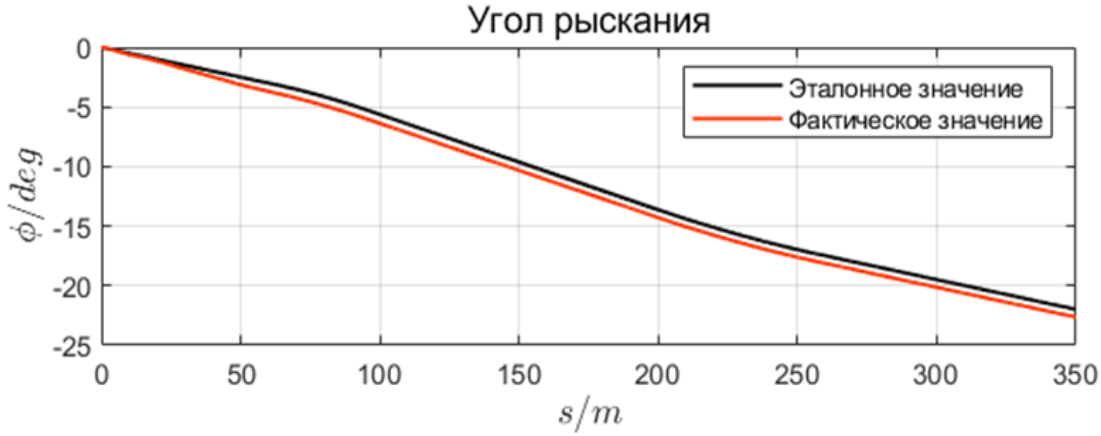
(б) изменение угла бокового отклонения центра масс



(в) Изменение скорости транспортного средства



(г) Изменение угловой скорости рыскания



(д) Изменение угла рыскания

Рисунок 9 – Результаты эксперимента

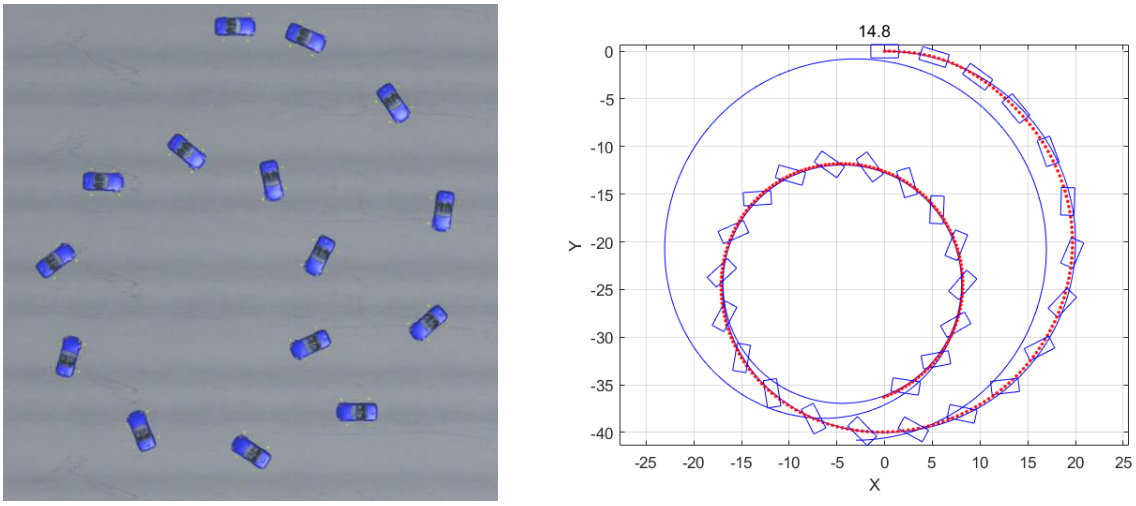


Рисунок 10 – Эффект симуляции дрифта

На рис. 11 показано изменение угла поворота переднего колеса и скорости вращения заднего колеса. Видно, что тенденция изменения угла поворота передних колес совпадает с углом боковой оси автомобиля, а тенденция изменения скорости задних колес совпадает со скоростью автомобиля и углом рыскания. Это также указывает на то, что передние колеса в основном используются для управления боковым углом центра масс автомобиля во время дрифта, в то время как скорость задних колес используется для управления вращением и скоростью движения авто.

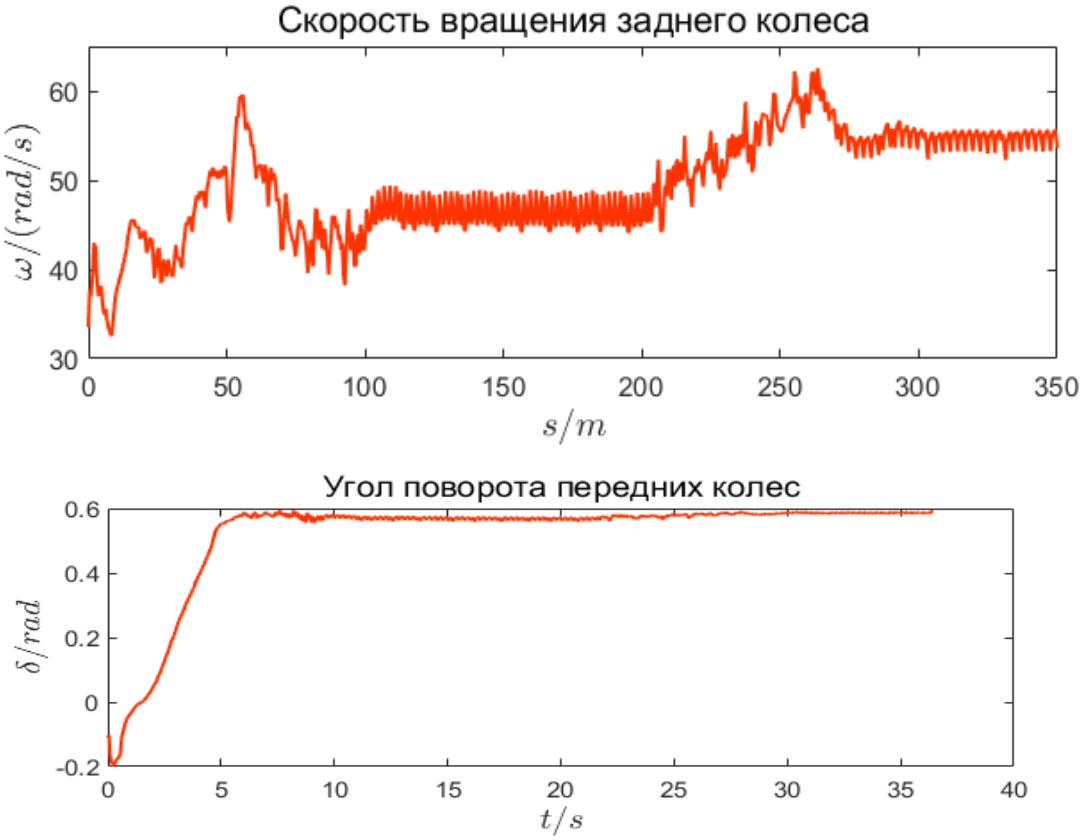


Рисунок 11 – Изменение угла поворота передних колес и скорости вращения задних колес

Заключение

В этой статье механизм дрейфа транспортного средства выясняется путем анализа модели динамики транспортного средства с тремя степенями свободы в фазовой плоскости, точке равновесия и касательном пространстве. Затем, в соответствии с требованиями дрифта транспортного средства, разрабатывается контроллер дрейфа транспортного средства, основанный на LQR отслеживании траектории, управлении положением транспортного средства и управлении исполнительными механизмами, и проверяется целесообразность применения контроллера на платформе моделирования, который доказывает, что способен поддерживать хороший контроль угла бокового отклонения центра масс транспортного средства при сохранении небольшой ошибки отслеживания траектории.

Литература

1. Хиндиех Р. Й. Динамика и управление дрифтом в автомобилях[D]. Стэнфордский университет, 2013.

2. Х. Донг, Х. Ю и Цзи Ж., "Модельное предсказание в реальном времени для одновременного дрейфа и слежения за траекторией автономных транспортных средств", 2022 6-я Международная конференция по управлению и искусственному интеллекту в автотранспорте (CVCI), Нанкин, Китай, 2022, с. 1-6, doi: 10.1109/CVCI56766.2022.9964790.

3. Т. Гоэл, Дж. Уай Го и Дж. Кристиан Гердес, "Открытие новых измерений: планирование движения и управление транспортными средствами с использованием тормозов во время дрейфа," в сб. трудов IEEE Симпозиума по интеллектуальным автомобилям, 2020, с. 560–565.

4. Дж. И. Го, Т. Гоэл и Дж. Кристиан Гердес, "К автоматизированному управлению транспортными средствами за пределами пределов стабильности: дрейф по общему пути", Журнал динамических систем, измерений и управления, том 142, № 2, февраль 2020, статья № 021004.

5. Р. И. Хиндие и Дж. Кристиан Гердес, "Контроллерный каркас для автономного дрейфа: проектирование, стабильность и экспериментальная

проверка", Журнал динамических систем, измерений и управления, том 136, № 5, сентябрь 2014, статья № 051015.

6. Дж. И. Го и Дж. Кристиан Гердес, "Одновременная стабилизация и отслеживание основных траекторий дрейфа автомобиля," в сб. трудов Симпозиума IEEE по интеллектуальным транспортным средствам, 2016, с. 597–602.

References

1. Hindiyeh R Y. Dynamics and control of drifting in automobiles[D]. Stanford University, 2013.

2. H. Dong, H. Yu and J. Xi, "Real-Time Model Predictive Control for Simultaneous Drift and Trajectory Tracking of Autonomous Vehicles," 2022 6th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI), Nanjing, China, 2022, pp. 1-6, doi: 10.1109/CVCI56766.2022.9964790.

3. T. Goel, J. Y. Goh, and J. C. Gerdes, “Opening new dimensions: Vehicle motion planning and control using brakes while drifting,” in Proc. IEEE Intell. Veh. Symp., 2020, pp. 560–565.

4. J. Y. Goh, T. Goel, and J. Christian Gerdes, “Toward automated vehicle control beyond the stability limits: Drifting along a general path,” J. Dyn. Syst. Meas. Control, vol. 142, no. 2, Feb. 2020, Art. no. 021004.

5. R. Y. Hindiyeh and J. Christian Gerdes, “A controller framework forautonomous drifting: Design, stability, and experimental validation,” J.Dyn. Syst. Meas. Control, vol. 136, no. 5, Sep. 2014, Art. no. 051015.)

6. J. Y. Goh and J. C. Gerdes, “Simultaneous stabilization and tracking of basic automobile drifting trajectories,” in Proc. IEEE Intell. Veh. Symp., 2016, pp. 597–602.