

Управление динамикой движения седельных автопоездов

А.М. АБРАМОВ, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого

Целью автоматизированной системы управления динамикой движения автопоездов (СУДАП), как и любой автоматической системы, является оказание помощи водителю в критических ситуациях. Путем активного использования сил и моментов тормозной и противобуксовочной систем в режиме продольного и поперечного движения формируется механизм, оказывающий положительное влияние на устойчивость транспортного средства в целом, а также механизм активного предотвращения складывания и бокового опрокидывания седельного автопоезда.

Элементная база системы СУДАП формируется на основе известных систем: электронной тормозной системы (ЭТС) и входящих в нее антиблокировочной тормозной системы (АБС) и противобуксовочной системы (ПБС). Результаты измерений, полученные в эксперименте, подтверждают целесообразность широкого внедрения разработанной автоматизированной СУДАП.

Динамика движения транспортного средства описывается дифференциальными уравнениями продольного, поперечного и вращательного движений. Рассматривая в качестве входного сигнала угол поворота рулевого колеса, можно показать, что угловое перемещение транспортного средства относительно вертикальной оси даже при условии, что коэффициент сцепления не превышает предельных значений, зависит как от параметров входного сигнала — угла поворота рулевого колеса и его скорости, так и от скорости движения и поворачиваемости транспортного средства (рис. 1).

В целом уравнения движения транспортного средства показывают, что все виды движения (круговое, ускорение, крен и т.д.) подвержены влиянию сил, возникающих в результате взаимодействия шин с опорной поверхностью. Продольные и поперечные силы (F_x и F_y) взаимодействия шины с опорной поверхностью зависят от коэффициента проскальзывания S , угла бокового увода δ и вертикальной нагрузки F_z [1, 2, 3]. Если при криволинейном движении, например, в результате торможения одного колеса, проявляется изменение коэффициента проскальзывания S , то сразу же изменяются продольные F_x и

боковые силы F_y . Вследствие изменения поперечных сил оказывается воздействие на курсовой угол β и поперечную динамику автомобиля. Наглядно эти отношения демонстрируются на рис. 2 относительно сил на

левом переднем колесе. У свободно катящегося колеса ($S=0$) результирующая сила колеса F_R ($S=0$) равна боковой силе F_{y11} ($S=0$), которая пропорциональна углу увода колеса δ . При торможении в результате повышения коэффициента проскальзывания (S_1) возрастает тормозная сила F_{r11} и одновременно снижается боковая сила F_{y11} . Результирующая сила F_{R11} (S_1) рассчитывается из сложения векторов F_{x11} (S_1) и F_{y11} (S_1). В результате изменения коэффициента проскальзывания возникает разворачивающий момент результирующей силы F_{R11} , что в свою очередь приводит к

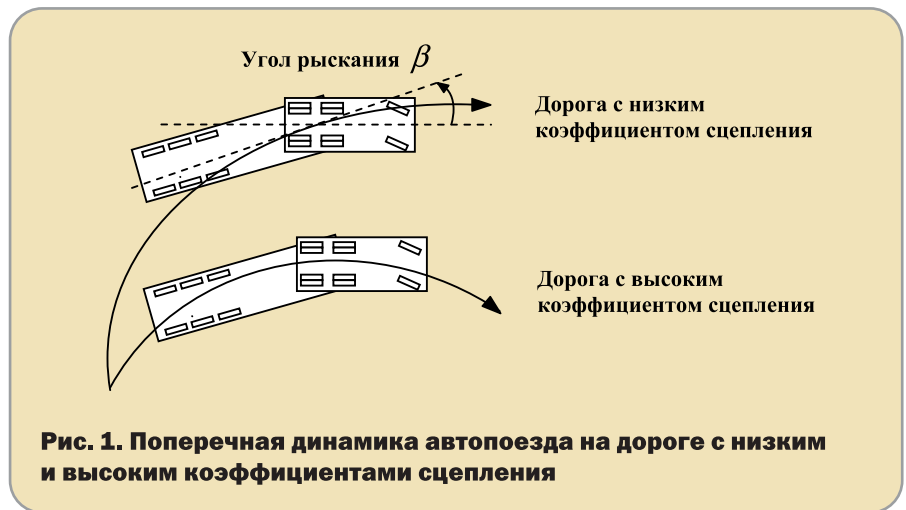


Рис. 1. Поперечная динамика автопоезда на дороге с низким и высоким коэффициентами сцепления

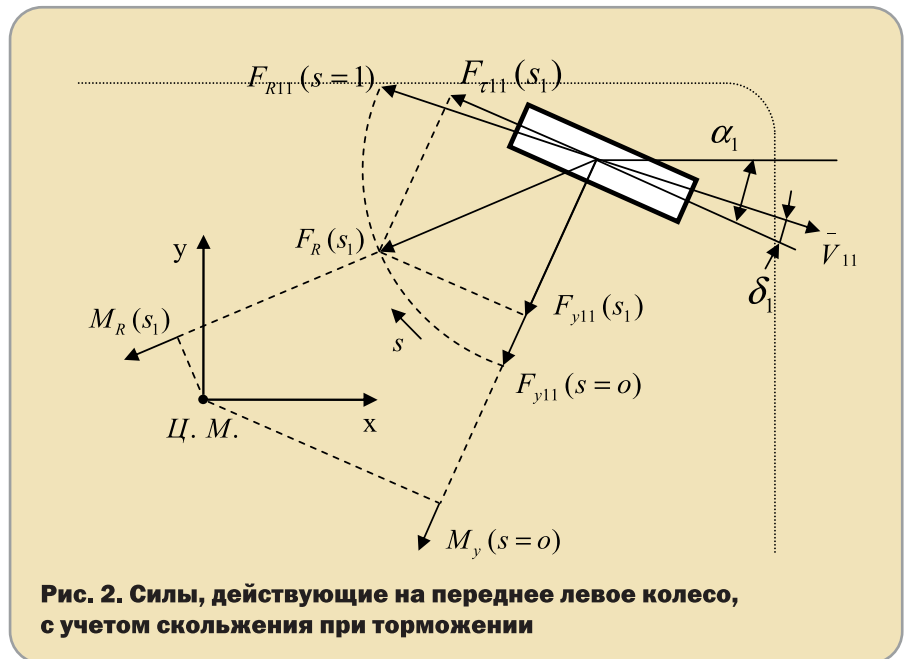


Рис. 2. Силы, действующие на переднее левое колесо, с учетом скольжения при торможении

изменению момента рыскания (момента углового перемещения относительно вертикальной оси) с M_R ($S=0$) до M_R (S_1). Кроме того, снижение боковых сил до F_{y11} (S_1) способствует уменьшению разворачивающего момента, который в значительной степени определяется боковой силой.

Система СУДАП должна учитывать величину угловой скорости относительно вертикальной оси ω_z . При превышении пороговых значений коэффициента сцепления во время криволинейного движения (например, на скользкой дороге) отсутствие управления курсовым углом может привести к значительному изменению угла рыскания β и, как следствие, к потере устойчивости транспортного средства (рис. 1, верхняя кривая). Исходя из этого, система управления СУДАП должна учитывать не только угловую скорость относительно вертикальной оси, но и угол рыскания β .

Для транспортных средств с высоко расположенным центром масс, наряду с опасностью бокового заноса на дороге с низким коэффициентом сцепления, существует опасность его опрокидывания на дороге с высоким коэффициентом сцепления. Поэтому система СУДАП для подобного вида транспортных средств должна принимать во внимание в дополнение к вышеназванным характеристикам (угловая скорость относительно вертикальной оси ω_z и угол рыскания β) еще и крен кузова λ , который создает угрозу переворота транспортного средства.

СУДАП в основном базируется на имеющейся электронной системе управления тормозами ЭТС, которая уже осуществляет управление продольной динамикой автомобиля. Эта система осуществляет продольное замедление автопоезда посредством торможения, с использованием функции ABS, и ограничения крутящего момента двигателя посредством противобуксовочной системы ПБС. С помощью СУДАП оказывается воздействие на поперечную динамику автопоезда, а именно на поперечное и угловое отклонение и на поперечные колебания автомобиля и прицепа. Тем самым, посредством целенаправленного воздействия с помощью имеющихся систем (тормозной системы, двигателя) предотвращаются критические ситуации, связанные, в первую очередь, с поперечным движением, такие как

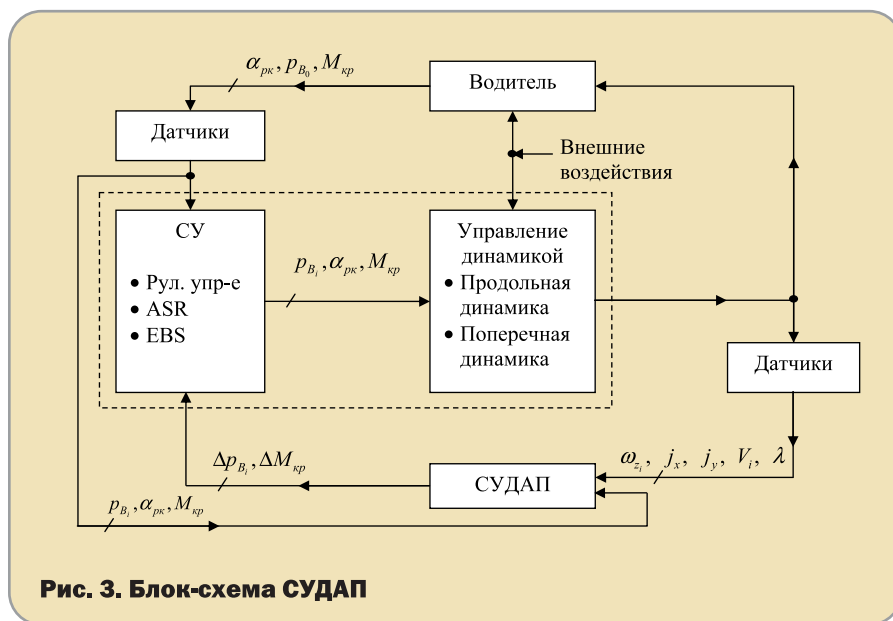


Рис. 3. Блок-схема СУДАП

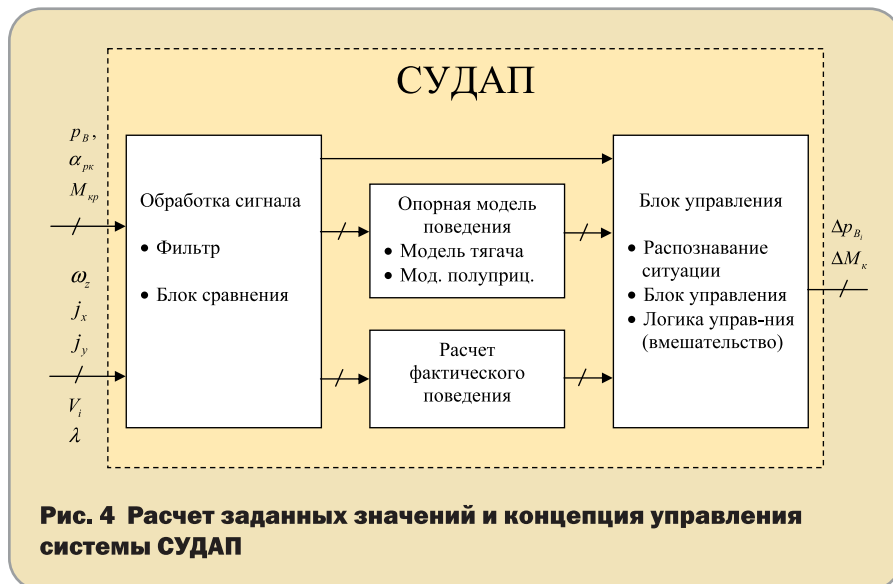


Рис. 4. Расчет заданных значений и концепция управления системы СУДАП

занос или опрокидывание, и таким образом ситуация остается контролируемой водителем.

СУДАП представляет собой работающий параллельно с водителем контур управления, который исключительно в критических ситуациях активно помогает водителю (рис. 3).

Для управления степенью свободы в поперечной плоскости в блоке управления СУДАП должны быть рассчитаны заданные значения. Для этого с помощью математической модели для седельного автопоезда определяются угловая скорость автомобиля и полуприцепа относительно вертикальной оси, угол рыскания, угол складывания автопоезда и максимально допустимое поперечное ускорение, при котором возникает угроза опрокидывания автопоезда. Рассчитанные с помощью

математической модели заданные значения так должны моделировать поведение транспортного средства в стабильном режиме движения, чтобы при нормальном движении автомобиля не требовалось никаких вмешательств.

На рис. 4 представлена структура СУДАП.

Математические модели для расчета заданных значений в системе управления динамикой должны быть эффективно запрограммированы в блоке управления, и для них должно требоваться как можно меньше расчетного времени. Расчет заданных значений для системы СУДАП основывается на решении дифференциальных уравнений, с помощью которых и выводится математическая модель движения ав-

топоезда (рис. 5). При этом должны учитываться и такие качества грузового автомобиля, как переменная масса, опасность опрокидывания и другие.

В случае с седельным автопоездом (рис. 6) может быть использована велосипедная модель для получения линеаризованных уравнений поперечной динамики:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} \\ I_{z1} \cdot \omega_{z1} &= F_{y1} \cdot a_1 - F_{y2} \cdot a_2 - F_{y3} \cdot (b_1 - e_1) \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 &= F_{y3} - F_{y3} \\ I_{z2} \cdot \omega_{z2} &= -F_{y3} \cdot b_2 - F_{y3} \cdot a_2 \end{aligned} \quad (1)$$

где: y_1, y_2 — перемещение центра тягача и полуприцепа в поперечном направлении; β_1, β_2 — угол рыскания тягача и полуприцепа; ω_{z1}, ω_{z2} — угловая скорость тягача и полуприцепа относительно вертикальной оси; F_{y1}, F_{y2} — силы бокового увода на колесах тягача; F_{y3} — сила бокового увода на колесах полуприцепа; F_{y3} — сила в опорно-сцепном устройстве, действующая в поперечном направлении; m_1, m_2 — масса тягача и седельного прицепа; I_{z1}, I_{z2} — момент инерции тягача и седельного прицепа относительно вертикальной оси, проходящей через центр тягача.

После исключения F_{Ay} и геометрического перерасчета угла бокового увода δ с учетом курсового угла β , угловой скорости относительно вертикальной оси ω_z и угла поворота управляемых колес α из уравнений (1) выводятся модели для расчета заданных значений.

Для описанного здесь автопоезда получается выражение, в котором угловая скорость ω_z является исходной величиной, а угол поворота рулевого колеса — α входной величиной:

$$\frac{\omega_z}{\alpha} = f_1(v, EG_1, m_1, m_2, G) = \frac{v}{l + EG_1(m_1, m_2, G) \cdot v^2} \quad (2)$$

где: v — мгновенное значение продольной скорости;

EG_1 — первый градиент поворачиваемости;

G — конструктивные параметры автопоезда.

При расчете градиента поворачиваемости у грузовых автомобилей в значительно большей степени учитываются колебания массы транспортного средства и геометрические параметры.

По аналогии с выражением (2) определяется угол рыскания β :

$$\frac{\beta}{\alpha} = f_2(v, EG_0, EG_1, m_1, m_2, G) \quad (3)$$

и это позволяет построить математическую модель для определения угла складывания седельного автопоезда

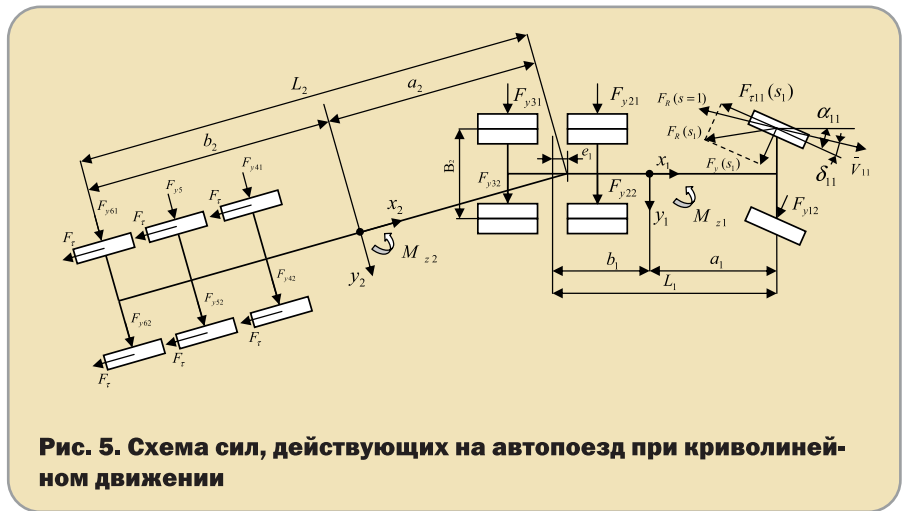


Рис. 5. Схема сил, действующих на автопоезд при криволинейном движении

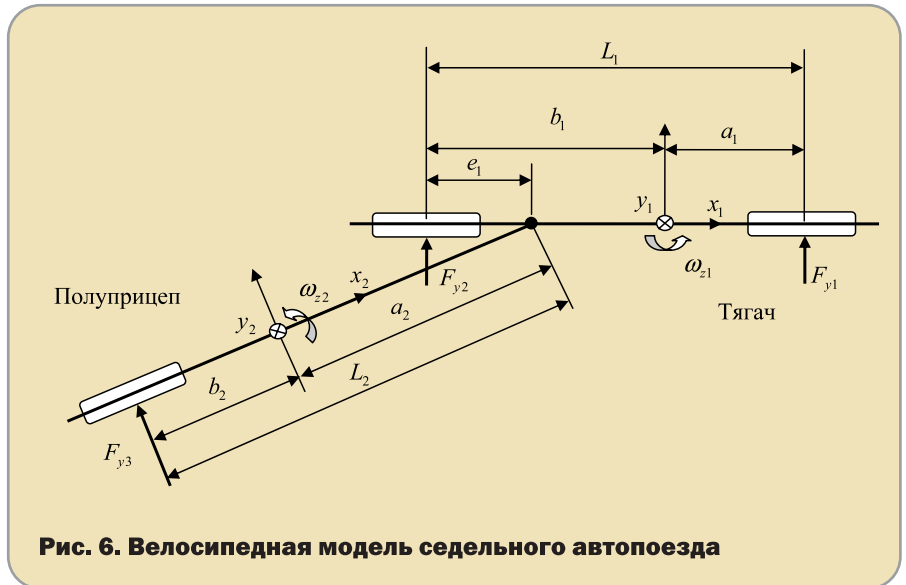


Рис. 6. Велосипедная модель седельного автопоезда



Рис. 7. Основная стратегия управления

$$\frac{\beta}{\alpha} = f_2(v, EG_0, EG_1, m_1, m_2, G) \quad (3)$$

С помощью выражений (2), (3), (4) математической модели определяется стабильное поведение транспортного средства. Отклонения от стабильного поведения автомобиля проявляются в нестационарных фазах движения в незначительной степени, а в нестабильных фазах движения — в большей степени. Если эти отклонения превысят допустимый порог, тогда система

СУДАП оказывает стабилизирующие воздействия.

Для стабилизации транспортного средства в критической ситуации СУДАП на основе рассогласования выдает корректирующие сигналы, которые передаются далее в соответствии с текущим состоянием автомобиля на трансмиссию или на отдельно притормаживающие колеса. Цель стабилизирующего воздействия состоит в том, чтобы разрядить крити-



ческую ситуацию и сделать ее контролируемой.

У грузового автомобиля, так же как и у легкового, различают две основные критические ситуации: недостаточная и избыточная поворачиваемость (в сравнении с нейтральной поворачиваемостью).

Стабилизирующее тормозное воздействие прикладывается при недостаточной поворачиваемости автомобиля на внутреннее колесо задней оси. Если автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью, тормозное воздействие прикладывается на переднее внешнее колесо (рис. 7). При такой стратегии управления принимается во внимание следующее: из-за торможения одного колеса стабилизирующий разворачивающий момент, изменяющий движение автомобиля, возникает в результате увеличения продольной силы на колесе. С возникновением этой продольной силы одновременно уменьшается сила бокового увода на тормозящем колесе, которая обеспечивает стабилизирующий момент.

Стабилизирующее воздействие может осуществляться благодаря торможению и на остальные колеса вне зависимости от режима движения, состояния загрузки и, соответственно, нагрузки на колеса.

В дополнение к поведению легкового автомобиля у седельных автопоездов различают еще дополнительные критические ситуации движения:

- избыточная и недостаточная поворачиваемость прицепа;
- опасность переворота транспортного средства.

Эти ситуации могут быть взяты под контроль соответствующим стабилизирующим воздействием системы СУДАП.

С помощью функциональной зависимости (4) по аналогии с тягачами

описывается стационарное номинальное поведение седельного полуприцепа в случае его недостающей или избыточной поворачиваемости. Если во время движения проявляются повышенные отклонения от номинального поведения, тогда принимаются меры по стабилизации движения посредством тормозных воздействий на полуприцеп.

Учитывая, что индивидуальные бортовые тормозные воздействия у седельного полуприцепа на практике нецелесообразны, торможение седельного полуприцепа осуществляется всеми колесами одновременно. Кроме того, у грузовых автомобилей существует опасность переворачивания из-за высоко расположенного центра масс при возникновении боковых ускорений (например, при криволинейном движении или совершении маневра). При этом динамическая граница опрокидывания не определяется как постоянная предельная величина, значительно чаще переворот автомобиля происходит вследствие боковых ускорений, на которые оказывают влияние:

- динамические характеристики автомобиля: жесткость подвески, вид загрузки и другие характеристики;
- характеристики дороги (уклон проезжей части);
- выполняемый маневр.

Система СУДАП своевременно распознает угрозу опрокидывания и осуществляет стабилизирующее воздействие. Дополнительные требования к системе СУДАП грузового автомобиля предъявляются вследствие сильно варьирующихся конфигураций транспортных средств (например, меняющаяся загрузка, состав автопоезда) и получающихся в результате этого разных параметров математических моделей. Эти параметры не могут оставаться

постоянными, как в системе ESP легкового автомобиля, а автоматически должны адаптироваться к конкретному состоянию транспортного средства.

Таким образом, вектор скорости EG_1 зависит от массы автомобиля и соответственно от массы отдельных его элементов и от геометрии транспортного средства (уравнение 2).

Аналогичная зависимость существует и для других векторов скорости EG_0 и EG_2 .

Идентификация этих изменяющихся параметров осуществляется системой СУДАП с помощью различных блоков (рис. 4).

Таким образом, система управления динамикой автопоезда повышает активную безопасность за счет:

- повышения курсовой устойчивости автопоезда при предельно сложных условиях дорожного движения для всех режимов эксплуатации;
- повышения стабильности движения во время экстренных маневров управления, вызванных неуверенностью и паникой водителя, и как следствие — значительного уменьшения опасности заноса и опрокидывания.

Эти преимущества позволяют делать выводы, что система управления динамикой автомобиля СУДАП значительно повышает активную безопасность движения, а также способствует предотвращению ДТП и уменьшению масштабов причиняемого ими ущерба.

ЛИТЕРАТУРА

1. Erhardt R., van Zanter A.T. Die Regelung der Fahrdynamik im physikalischen Grenzbereich //DI-Berichte. — 1995. — № 1224.
2. Hecker F., Hummel S., Jundt O., Leimbach K.-D., Faye I., Schramm Y. Fahrdynamik-regelung fuer Nutzfahrzeuge//VDI-Berichte. — 1997. — № 1341.
3. Лутвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1971.