

УДК 629.331

ВЛИЯНИЕ МЕЖОСЕВОГО ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

Е. Е. Баулина, к. т. н. / А. В. Круташов, к. т. н., доц. / В. В. Серебряков, к. т. н., проф. / А. И. Филонов
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

ВВЕДЕНИЕ

Необходимость применения комбинированных энергетических установок (КЭУ) на автомобилях сегодня не вызывает сомнений. Однако до недавнего времени эти установки рассматривались разработчиками только в аспекте улучшения топливно-экономических качеств тех автомобилей, на которых они применяются. Но функциональность КЭУ не ограничивается этими свойствами автомобилей. Автомобили с КЭУ уже в базе могут иметь полноприводное шасси, построенное на основе параллельной или последовательно-параллельной схем КЭУ. При этом электромашина располагается, как правило, в приводе одного из мостов и приводит его через механический редуктор. Таким образом обеспечивается подключаемый полный привод. В таком автомобиле привод основной ведущей оси осуществляется тепловым двигателем. Кроме того, есть возможность встроить в трансмиссию вторую электромашину соосно ДВС.

Реализация КЭУ по такой схеме позволяет добиться расширения функциональности автомобилей с КЭУ, то есть появляется возможность изменять характеристики управляемости, устойчивости и проходимости автомобиля путём управления распределением тяги между его осями.

1. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ПРОБЛЕМ И ВОЗМОЖНЫЙ ПУТЬ РЕШЕНИЯ

Особенностью параллельной схемы КЭУ с приводом на разные оси является качество колёс одной оси автомобиля в тяговом режиме, а другой — в тормозном. Эта особенность позволяет использовать потенциал рекуперации при переводе одного из мостов в тормозной режим. Именно рекуперация представляет важнейшим ресурсом улучшения энергоэффективности гибридных автомобилей, и задача повышения эффективности ра-

боты системы рекуперации автомобиля с КЭУ является на сегодняшний день актуальной.

Эту задачу можно решать в двух аспектах. Первый связан с совершенствованием параметров самого автомобиля, что подробно было рассмотрено в статье [1]. Второй, не менее важный, аспект касается совершенствования алгоритма управления КЭУ.

Стоит оговориться, что возможности изменения характеристик проходимости и управляемости остаются ограниченными, поскольку при подключении второй оси осуществляется лишь изменение межосевого распределения мощности. Управляемое изменение крутящего момента между колёсами оси в этом случае не производится, поэтому в дальнейшем требуется реализовать отдельный электропривод колёс оси, который позволяет создавать необходимую в дорожной ситуации межколёсную несимметричность тяги. Тем самым расширяются функциональные возможности автомобиля в отношении проходимости и управляемости за счёт реализации в нужный момент тяги одного, соответствующего ситуации, электродвигателя колеса этой оси [2].

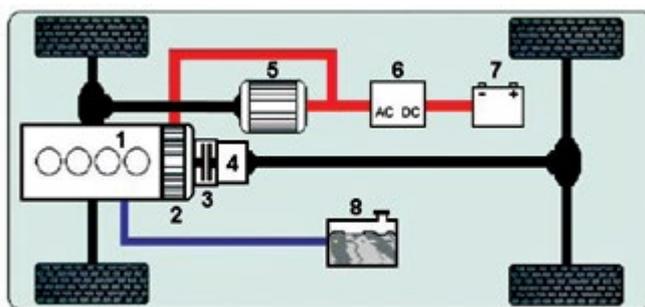


Рисунок 1. Последовательно-параллельная схема КЭУ: 1 — ДВС; 2 — электромашина 1; 3 — соединительная муфта; 4 — редуктор; 5 — электромашина 2; 6 — преобразователь; 7 — блок аккумуляторных батарей; 8 — топливный бак

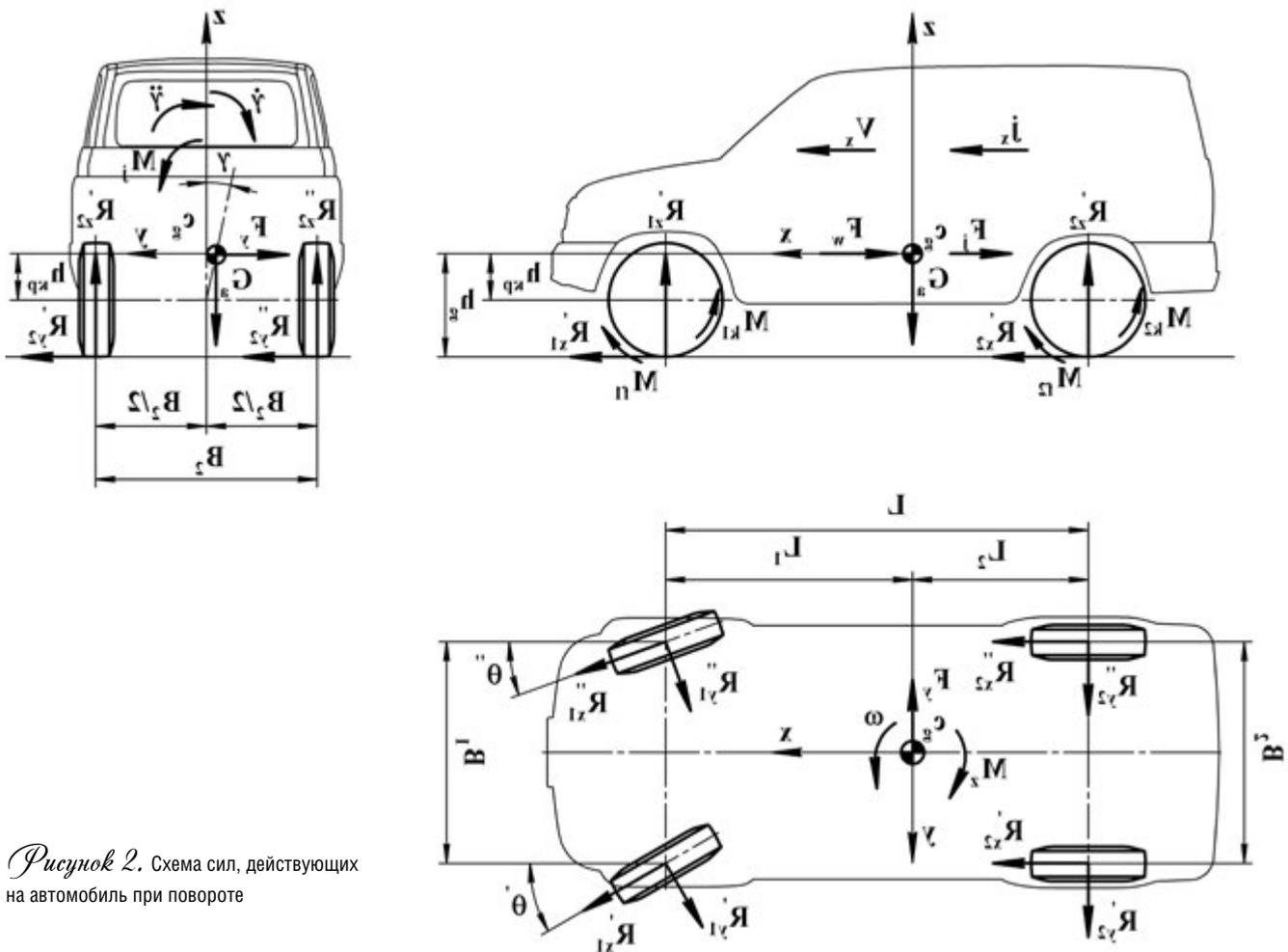


Рисунок 2. Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

Как правило, система автоматического управления (САУ) автомобиля с КЭУ настроена на минимизацию расхода топлива и вредных выбросов при как можно меньшем дисбалансе энергии и создана без учёта изменяемого в процессе движения типа привода. Однако так как автомобиль может изменять тип привода в процессе движения, то возможна корректировка алгоритма управления в пользу повышения безопасности. В связи с этим работа, направленная на исследование управляемости автомобилей с изменяемым в процессе движения перераспределением мощности, достаточно актуальна.

В работе рассматривается последовательно-параллельная схема КЭУ, запатентованная сотрудниками научно-технического центра «Автомобили с КЭУ» (рис. 1), позволяющая варьировать как тип привода, так и тип двигателей, обеспечивающих привод ведущих колёс.

2. ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Для описания движения автомобиля по криволинейной траектории создана математическая модель автомобиля, позволяющая учесть изменение типа привода и провести исследование влияния изменения межосевого

распределения тяги на управляемость и устойчивость автомобиля [3]. На основании анализа математических моделей движения автомобиля при решении задач устойчивости и управляемости исследования проводились с использованием одномассовой модели, учитывающей пространственные факторы с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу, предложенных профессором В. В. Селифоновым. Обоснование выбора математической модели и принятые допущения подробно изложены в [3].

Схема сил, действующих на автомобиль при повороте, используемая при математическом описании движения автомобиля, представлена на рис. 2.

Так как в итоге силовые и кинематические факторы приводятся к осям автомобиля, то математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений, составленной по принципу Даламбера, для схемы сил, представленных на рис. 3.

Система дифференциальных уравнений составлена для плоскопараллельного движения центра масс автомобиля в подвижной системе координат (x_c, y_c) , связанной с центром масс автомобиля, относительно неподвижной (XOY) , связанной с дорогой. Здесь

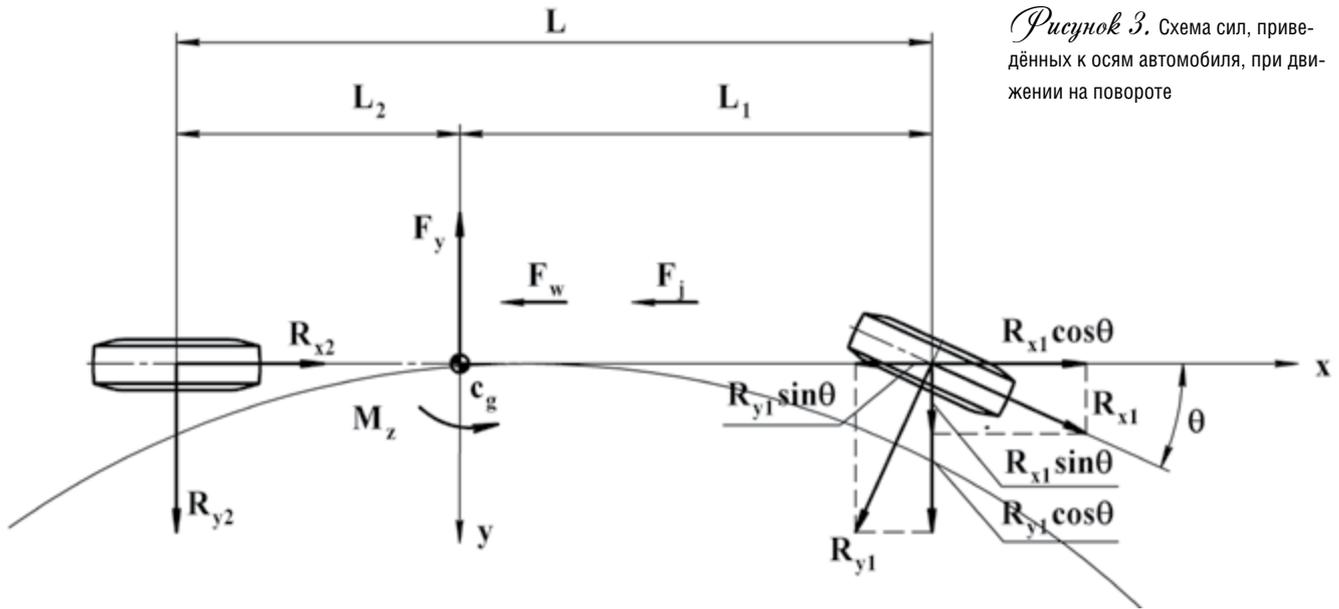


Рисунок 3. Схема сил, приведённых к осям автомобиля, при движении на повороте

и в дальнейшем индекс 1 относится к передней оси, индекс 2 — к задней, ' — к внутреннему относительно центра поворота колесу, " — к наружному. Принятые на рис. 2 обозначения: F_y — боковая сила; F_w — сила сопротивления воздуха; F_i — сила инерции; R_{x1}' , R_{x2} — касательные реакции на передней и задней осях; R_{y1}' , R_{y2} — боковые реакции на передней и задней осях; θ — средний угол поворота управляемых колёс.

$$\begin{cases} m_a \cdot j_x = \Sigma F_x \\ m_a \cdot j_y = \Sigma F_y \\ I_z \cdot \dot{\omega} = \Sigma M_z \end{cases} \quad (1)$$

Динамика крена кузова может быть описана дифференциальным уравнением:

$$I_x \cdot \ddot{\gamma} + (k_{a1} + k_{a2}) \cdot \dot{\gamma} + (c_{y1} + c_{y2}) \cdot \gamma = \Sigma M_x, \quad (2)$$

где m_a — полная масса автомобиля; j_x , j_y — продольное и боковое ускорения центра масс; ΣF_x , ΣF_y — суммы проекций на оси x и y сил, действующих на автомобиль; I_x , I_z — моменты инерции автомобиля относительно продольной и вертикальной осей; γ , $\dot{\gamma}$, $\ddot{\gamma}$ — угол, угловая скорость и угловое ускорение крена кузова; k_{a1} , k_{a2} — коэффициенты сопротивления амортизаторов крену; c_{y1} , c_{y2} — угловые жёсткости передней и задней подвесок; ΣM_x , ΣM_z — суммы моментов сил, действующих на автомобиль относительно продольной и вертикальной осей; ω — угловое ускорение продольной оси автомобиля.

Задача работы связана с резкой сменой касательных реакций, поэтому динамика крена не рассматривается, так как смена привода происходит при установившемся повороте. Следовательно, уравнение (2) исключено из системы (1). Для определения ускорений центра масс автомобиля использовалась кинематическая схема плоскопараллельного движения (рис. 4).

В связи с принятыми допущениями рассматриваются следующие степени свободы автомобиля: перемеще-

ния автомобиля в направлении продольной и поперечной осей, поворот автомобиля относительно вертикальной оси, поперечный крен поддрессоренной массы автомобиля.

Так как переход к пространственной модели в основном связан с влиянием различных факторов на углы увода осей, то пространственные факторы учитывались с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу осей:

$$k_{\text{экв}} = \frac{F_y \cdot L_{22} \cdot (k_{a1}' + k_{a2}') \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_{21}}{[F_y \cdot L_{21} + M_z] \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_1 + F_y \cdot L_{22} \cdot (k_{a1}' + k_{a2}') \cdot h_{кр} \cdot L \cdot (k_{\delta 12} \cdot k_{\delta 12} + k_{\delta 12})}$$

где F_y — боковая сила, действующая на автомобиль; L — база автомобиля; L_1 , L_2 — расстояния от центра масс до передней и задней осей; c_{y1} , c_{y2} — угловые жёсткости передней и задней подвесок; G_n — вес поддрессоренных частей автомобиля; M_z — разворачивающий момент в плоскости дороги, вызванный разницей касательных реакций по колёсам; $h_{кр}$ — плечо крена кузова; γ — угол крена кузова; k_{δ} — коэффициент сопротивления силовому уводу шины; k_b — коэффициент кинематического увода шины; k_g — коэффициент угла наклона плоскости колеса; k_x — коэффициент кинематического увода оси.

При расчёте этих коэффициентов учитываются: силовой увод осей (δ_c), кинематический увод колёс (δ_k), кинематический увод осей (δ_{ocu}) [3]. Решение дифференциальных уравнений осуществляется численным методом, и вычисление $k_{\text{экв}}$ происходит на каждом шаге интегрирования, таким образом, основные факторы, влияющие на устойчивость и управляемость, учтены. Модель шины представлена характеристиками $R_y = f(\delta_c)$ [3].

Автомобиль с КЭУ изначально обладает избыточной поворачиваемостью, что в неблагоприятных дорожных условиях может привести к неконтролируемому заносу задней оси. В целях повышения активной безопасно-

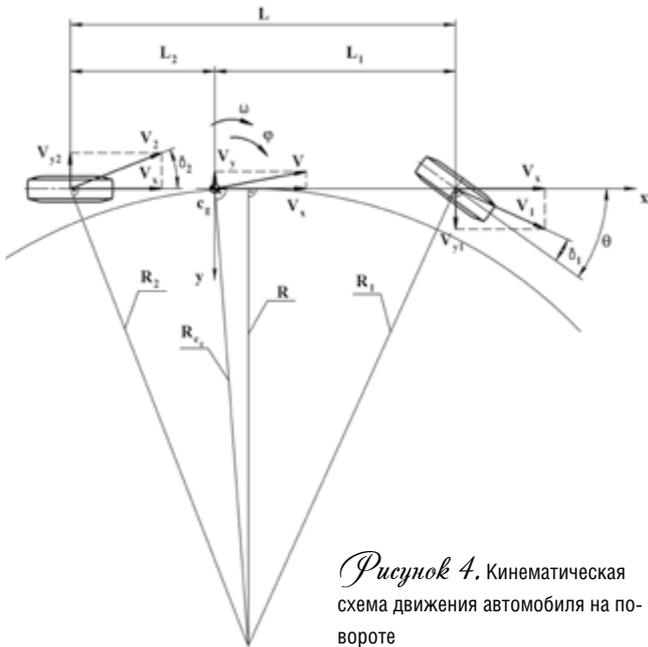


Рисунок 4. Кинематическая схема движения автомобиля на повороте

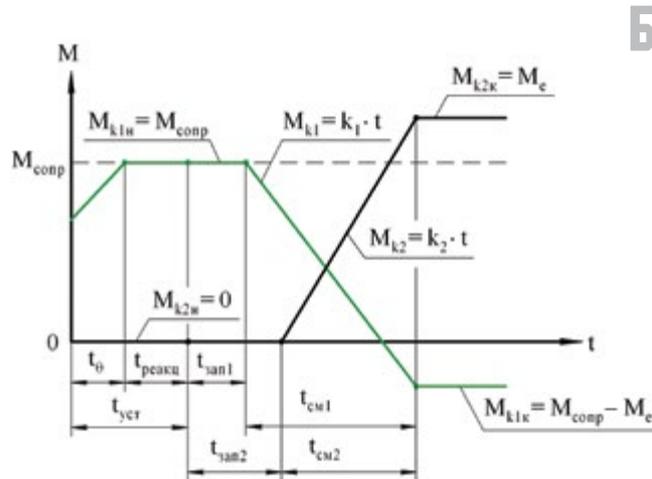
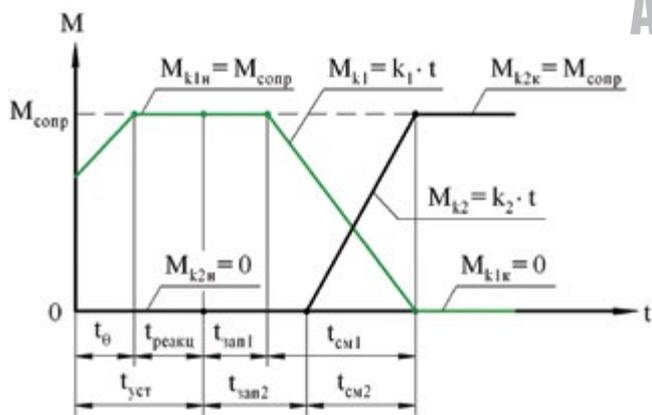


Рисунок 5. Схема изменения моментов без учёта (а) и с учётом (б) рекуперации энергии

сти целесообразно изменить характер управляемости на нейтральную или недостаточную путём изменения касательных реакций на осях автомобиля. Это может быть достигнуто с помощью изменения типа привода, а также использования режима рекуперации на колёсах одной из осей. В данной работе под рекуперацией понимается не только возврат энергии при торможении автомобиля, но и накопление её за счёт избытка энергии ДВС при выходе его на характеристику минимальных удельных расходов.

Для учёта смены привода в процессе движения в дифференциальных уравнениях задаётся алгоритм изменения моментов, подводимых к колёсам, в функции времени. Алгоритм связан с работой комбинированной установки. До начала смены привода момент, подводимый к колёсам, равен моменту сопротивления движению. Крутящие моменты начинают изменяться со временем по линейному закону при установившемся движении по кругу. При отсутствии рекуперации (рис. 5а) конечное значение нарастающего момента определяется моментом сопротивления. При наличии (рис. 5б) ДВС выводится на характеристику минимальных удельных расходов, подводимый от него крутящий момент может превысить момент сопротивления, тогда для сохранения равномерного движения генератор создаёт тормозной момент, равный разнице избыточного момента ДВС и момента сопротивления. Модель позволяет менять привод с любого на любой как с синхронным, так и с несинхронным изменением моментов.

В окончательном виде математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_x \cdot (\dot{V}_x - \vartheta \cdot V_y) = R_{x1} \cdot \cos \theta + R_{x2} - k_{acc1} \cdot \left(\theta - \frac{\vartheta \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \sin \theta \\ m_x \cdot (\dot{V}_y + \vartheta \cdot V_x) = k_{acc1} \cdot \left(\theta - \frac{\vartheta \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta + R_{y1} \cdot \sin \theta + k_{acc2} \cdot \left(\frac{\vartheta \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \\ I_x \cdot \dot{\vartheta} = k_{acc1} \cdot \left(\theta - \frac{\vartheta \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta \cdot L_1 + R_{y1} \cdot \sin \theta \cdot L_1 - k_{acc2} \cdot \left(\frac{\vartheta \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \cdot L_2 \end{cases}$$

3. ПРОВЕДЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Смена привода в процессе движения может сказаться как на статических характеристиках устойчивости и управляемости, так и на динамических. Статические характеристики оценивались общепринятыми в теории автомобиля показателями: статической чувствительностью автомобиля к управлению, коэффициентом недостаточной поворачиваемости, коэффициентом запаса по управляемости, коэффициентом устойчивости против заноса задней оси.

Смену привода можно рассматривать как динамический процесс, во время которого автомобиль находится в переходном состоянии. Для оценки характеристик переходного процесса есть нормированные показатели, имеющиеся в ГОСТе по испытаниям транспортных средств на устойчивость и управляемость. Но они ис-

пользуются для оценки автомобилей с постоянным приводом и связаны с воздействием на рулевое колесо, поэтому использовать их для оценки процесса, связанного со сменой привода, не совсем корректно. Для оценки управляемости и устойчивости автомобиля в процессе смены привода каких-либо нормированных показателей и методик испытаний нет, так как широкого распространения такие автомобили пока не имеют. Но по аналогии с динамическими испытаниями можно предположить, что во время смены привода произойдут отклонения каких-либо параметров, сказывающихся как на устойчивости, так и на управляемости, поэтому в качестве динамических критериев целесообразно использовать отклонения угловой скорости и бокового ускорения относительно их значений до смены привода, выраженные в процентах:

- отклонение угловой скорости:

$$\Delta\omega = \frac{\omega_{\text{экстрем}} - \omega_{\text{уст}}}{\omega_{\text{уст}}} \cdot 100, [\%]$$

- отклонение бокового ускорения:

$$\Delta j_y = \frac{j_{y_{\text{экстрем}}} - j_{y_{\text{уст}}}}{j_{y_{\text{уст}}}} \cdot 100, [\%].$$

где $j_{y_{\text{экстрем}}}$, $\omega_{\text{экстрем}}$ — экстремумы функций $j_y(t)$ и $\omega(t)$; $j_{y_{\text{уст}}}$, $\omega_{\text{уст}}$ — установившиеся значения бокового ускорения и угловой скорости автомобиля до смены привода.

Приведённые показатели могут служить для комплексной оценки управляемости.

Для определения режимов, при которых целесообразно проводить динамические исследования, проведён расчёт ряда статических характеристик управляемости и устойчивости автомобиля в одноприводном варианте. Статические характеристики позволили определить поворачиваемость автомобиля и выявить наличие критических (или характерных) по управляемости скоростей для каждого типа привода. При расчёте статических характеристик задавались фиксированный радиус поворота и фиксированный коэффициент сцепления,

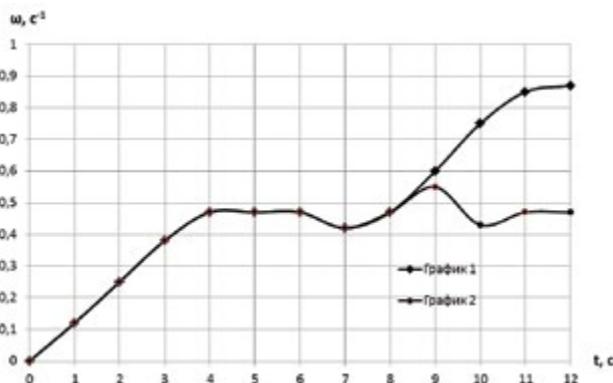


Рисунок 6. Характеристика угловой скорости

пленения, изменялась скорость движения автомобиля с определённым шагом. Создана программа расчёта, реализующая описанный алгоритм. Характеристики оценочных показателей при высоком и низком коэффициентах сцепления приведены в [3].

Существующие нормативные документы предусматривают для оценки управляемости автомобиля несколько типов испытаний. Но в процессе выполнения этих испытаний не предусматривается смена привода автомобиля. В связи с новизной поставленной задачи было принято решение изменять тип привода при движении по окружности постоянного радиуса с постоянной скоростью. Для проявления влияния смены привода на управляемость движение автомобиля осуществлялось с как можно большими боковыми ускорениями.

Коэффициенты сцепления были приняты следующие: на сухом асфальтобетонном покрытии — 0,78, на заснеженном — 0,32.

Радиусы окружностей в условиях как высокого, так и низкого коэффициентов сцепления были определены согласно предварительному расчёту статических характеристик.

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Были проведены расчёты шести вариантов смены привода без рекуперации энергии и два варианта с рекуперацией как для высокого, так и для низкого коэффициентов сцепления. Результаты расчётов показали, что при равномерном движении по кругу смена привода в условиях высокого коэффициента сцепления в любом варианте незначительно влияет на управляемость автомобиля. Отклонения бокового ускорения и угловой скорости не превышают 12 %, что, по субъективной оценке водителя, не ощущается.

Однако в случае совмещения смены привода с рекуперацией на скользком покрытии оказывается заметное влияние на управляемость и устойчивость автомобиля. Дело в том, что алгоритм работы КЭУ предусматривает выход ДВС на характеристику минимальных расходов с передачей избытка его энергии через генератор в накопитель. В этом случае колёса, связанные с ДВС, работают в тяговом режиме, а связанные с обратимой электромашиной — в тормозном. При этом совместные действия продольной и поперечной реакций могут превысить силу сцепления колёс с дорогой, что вызовет занос автомобиля. Это проявилось в условиях низкого коэффициента сцепления. Занос автомобиля произошёл при основном эксплуатационном режиме КЭУ при боковом ускорении около 2,5 м/с² и угловой скорости порядка 0,45 рад/с. При этом привод менялся с переднего на задний, а рекуперация осуществлялась на передней оси автомобиля.

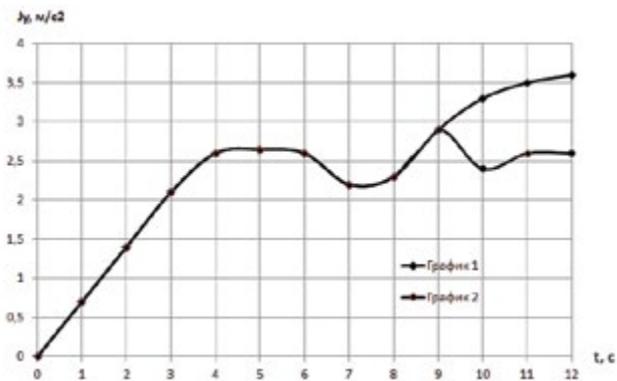


Рисунок 7. Характеристика боковых ускорений

В целях предотвращения потери устойчивости автомобилем была проведена корректировка алгоритма управления энергетической установкой. При наличии избытка мощности от ДВС рекуперация должна осуществляться с задней оси. Переключение режима рекуперации с передней оси на заднюю, как видно из приведённых графиков, предотвратило развитие заноса задней оси автомобиля, что было вызвано заметным изменением характера управляемости в сторону недостаточной (рис. 6 и 7).

На рисунках: график 1 — характеристика автомобиля без корректировки управляемости; график 2 — характеристика автомобиля при выполнении корректировки управляемости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На следующем этапе работы для подтверждения проведённых вычислительных экспериментов необходимо провести экспериментальные исследования. По их результатам будут выданы окончательные рекомендации для модернизации алгоритма управления КЭУ с целью учёта показателей управляемости и устойчивости. При этом очевидна необходимость широкого использования режима рекуперации для корректировки управляемости автомобиля с КЭУ. Количественная оценка влияния этих корректировок на топливную экономичность гибридного автомобиля также будет дана в дальнейшем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Бахмутов С. В., Филонов А. И., Баулина Е. Е. Совершенствование процесса рекуперации энергии гибридного автомобиля // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. — 2013. — № 7. — С. 102–114.
2. Бахмутов С. В., Круташов А. В., Маликов О. В. Расширение функциональных возможностей — необходимый шаг в развитии конструкции гибридных автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. — 2012. — № 6 (77). — С. 43–46.
3. Баулина Е. Е. Методика повышения устойчивости и улучшения управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения: дис. ... канд. техн. наук. — М., 2010. — 212 с.