

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КОМПРОМИССОМ МЕЖДУ УПРАВЛЯЕМОСТЬЮ И КОМФОРТОМ В МОДЕЛИ ТИПА «ЧЕТВЕРТЬ АВТОМОБИЛЯ»

М. Алхелу, Я. Вассуф, В.В. Серебрянный, А.И. Гаврилов, Е.С. Лобусов

Аннотация. Эффективность подвески транспортного средства обычно оценивается по ее способности обеспечивать максимальный комфорт для пассажиров при передвижении и сохранять непрерывный контакт колес с дорогой. Рассматривается задача управления компромиссом между комфортом и управляемостью в модели системы подвески типа «четверть автомобиля» и ее решение с помощью метода управления с активным подавлением помех (УАПП). Построен адаптивный алгоритм для автоматического управления компромиссом между комфортом и управляемостью в зависимости от параметров УАПП. Идея состоит в том, чтобы использовать сигнал возмущения, оцененный с помощью УАПП, для настройки интересующей области системы. Для подтверждения эффективности предложенного метода адаптивный закон управления протестирован на примере нелинейной гидравлической системы подвески. Кроме того, исследовано влияние амплитуд дорожных возмущений и качества дороги на работу системы. Результаты моделирования показали эффективность и простоту предложенного адаптивного алгоритма.

Ключевые слова: управление активным подавлением помех (УАПП), модель типа «четверть автомобиля» (МЧА), следящий дифференциатор (СД), обратная связь по нелинейной ошибке состояния (ОСНОС), наблюдатель с расширенным состоянием (НРС), схема подавления помех (СПП), пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор (ПИД), пропорционально-дифференциальный регулятор (ПД), управляемость на дороге, комфорт передвижения, поддержание контакта колеса с дорогой (удержание дороги), градиентное правило MIT (метод адаптивного управления).

ВВЕДЕНИЕ

Подвеска автомобиля, или система подвески, представляет собой набор деталей, узлов и механизмов, которые играют роль связующего звена между кузовом автомобиля и дорогой [1]. Подвеска выполняет следующие функции:

- физически соединяет колеса или оси в сборе с несущей рамой автомобиля;
- передает на опорную раму силы и моменты, возникающие при взаимодействии колес с дорогой;
- обеспечивает необходимый характер движения колес относительно рамы, а также необходимую плавность движения.

Когда автомобиль движется по периодическому профилю с резонансами неподрессоренных масс, могут возникнуть значительные колебания в его вертикальных реакциях на дорожные возмущения.

Работы [2–6] посвящены вибрации в системах подвески автомобилей. До недавнего времени при решении задач повышения плавности хода автомобиля конструкторы ограничивались использованием управляемых подвесок для стабилизации положения кузова автомобиля, главным образом для стабилизации продольного угла – угла тангажа. Это способствует безопасной эксплуатации автомобиля, так как влияет на устойчивость системы. Однако безопасность автомобиля в плане потери устойчивости его движения зависит не только от интенсивности вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы. С точки зрения безопасности дорожного движения интенсивные вибрации неподрессоренных масс также могут быть чрезвычайно опасными и, следовательно, нежелательными. Потеря устойчивости автомобиля при движении по периодическим неровностям под действием боковой внешней



силы может произойти из-за ослабления вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля.

Управляемая подвеска – это тип подвески, который во время движения автомобиля позволяет с помощью специальной системы управления регулировать вертикальное перемещение колес относительно шасси или кузова автомобиля. Регулируемые подвески можно разделить на два класса: активные и полуактивные. Специалисты разработали различные варианты автоматизированных систем подвески, в том числе активные и полуактивные системы на основе пружин [7–10]. В полуактивных подвесках используется тот или иной метод изменения коэффициента демпфирования амортизатора, что позволяет влиять на величину создаваемых им сил. Соответствующие изменения коэффициента демпфирования амортизатора в зависимости от текущего режима движения автомобиля рассчитываются блоком управления на основе информации, полученной от сенсорной системы. Активные подвески используют некоторый тип привода для управления расстоянием между центром колеса и шасси.

Плавность хода автомобиля помогает людям чувствовать себя комфортно внутри него, сводит к минимуму повреждение груза и способна минимизировать усилия водителя, необходимые во время длительных поездок в неудобных автомобилях [11, 12]. Управляемость автомобиля характеризует то, как его колеса реагируют на команды водителя, а также как он движется по трассе или дороге. Об этом обычно судят, наблюдая за поведением автомобиля, особенно во время поворотов, ускорения и торможения, а также по устойчивости автомобиля при движении в установившемся режиме [13].

Проектирование подвески часто является компромиссом между комфортом передвижения и управляемостью на дороге, так как автомобили с жесткой подвеской могут обеспечить лучшую регулировку движений корпуса автомобиля и более быструю реакцию. Аналогичным образом, низкий центр тяжести более удобен для управляемости на дороге, но низкий дорожный просвет ограничивает прогиб подвески, что, в свою очередь, требует применения более жестких пружин [8, 14].

В работе [15] исследован компромисс между комфортом передвижения и управляемостью для внедорожных транспортных средств на трех примерах. Авторы предложили критерии проектирования полуактивной системы подвески, которые могли бы значительно снизить или даже устранить противоречие между комфортом передвижения и управляемостью. Такая система основана на пере-

ключении между жесткой пружиной и режимом с высоким демпфированием (для управления) и мягкой пружиной и режимом с низким демпфированием (для комфорта передвижения). В работе [10] предложена автомобильная активная пневматическая система, отвечающая основным характеристикам управляемости и комфорта. Система активной пневматической подвески основана на наборе уравнений для модели типа «четверть автомобиля», пневматического клапана и пневматической пружины. Принят нелинейный алгоритм управления, основанный на технике «бэкстеппинг» (*backstepping*). В работе [16] предложены и проанализированы регуляторы для улучшения управляемости на дороге и комфорта пассажиров автомобиля. Результаты показывают, что оба регулятора обеспечивают хорошую производительность, но предлагаемый регулятор обладает лучшей производительностью и надежностью.

Вклад настоящей статьи заключается в следующем.

- Предложена новая простая и легко настраиваемая адаптивная система управления, основанная на методе управления активным подавлением помех (УАПП, англ. *active disturbance rejection control* (ADRC)), которая позволяет изменять зону управления в зависимости от уровня дорожных помех.
- Стратегия управления масштабируется с помощью одного параметра планирования и автоматически управляет компромиссом между управляемостью и комфортом в модели типа «четверть автомобиля».
- Предложенный алгоритм управления применен к системе подвески с гидравлическим приводом.
- Несколько примеров моделирования демонстрируют эффективность предлагаемого метода.

1. МОДЕЛЬ ТИПА «ЧЕТВЕРТЬ АВТОМОБИЛЯ»

Линейная система активной подвески показана на рис. 1. Динамика системы описывается уравнениями

$$m_s \ddot{z}_s = -K_s(z_s - z_{us}) - C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + u,$$

$$m_{us} \ddot{z}_{us} = K_s(z_s - z_{us}) + C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) - K_{us}(z_{us} - z_r) - C_{us}(\dot{z}_{us} - \dot{z}_r) - u,$$

где z_s – перемещение поддресоренных масс; z_{us} – перемещение неподдресоренных масс; z_r – дефект

дорожного покрытия; K_s – жесткость пружины; K_{us} – жесткость шины; C_s – коэффициент демпфирования демпфера; $C_{us} \approx 0$ – коэффициент демпфирования шины; u – управляющий сигнал.

Используются такие же значения параметров подвески, как в работе [17]: $K_s = 17765$ Н/м, $K_{us} = 190125$ Н/м, $C_s = 535$ Н·с/м, $m_s = 285$ кг, $m_{us} = 41$ кг. Величина $z_s - z_{us}$ характеризует прогиб подвески, \ddot{z}_s – вертикальное ускорение кузова автомобиля.

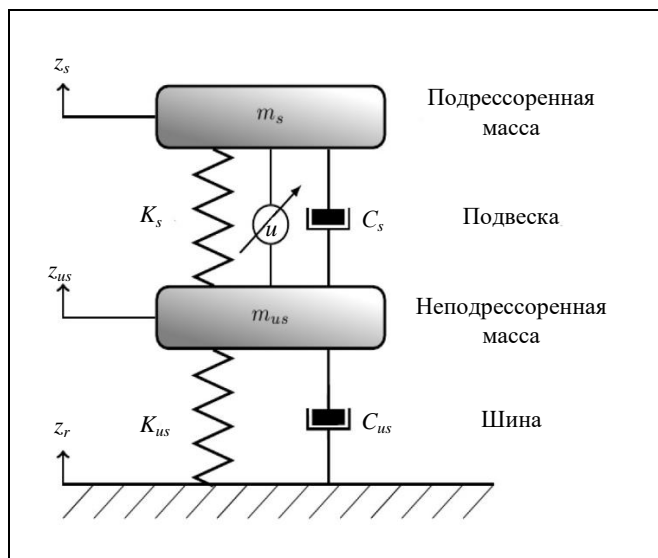


Рис. 1. Линейная активная модель типа «четверть автомобиля»

Комфорт передвижения характеризуется величиной, измеряемой с помощью среднеквадратичного значения (*root mean square, RMS*) вертикального ускорения автомобиля. Чем ниже это значение, тем выше уровень комфорта. С другой стороны, управляемость на дороге характеризуется величиной, которая соответствует продолжительности контакта колеса с поверхностью дороги. Чем больше среднеквадратичное значение прогиба подвески, тем ниже уровень управляемости на дороге.

Существует неизбежное противоречие между комфортом передвижения и управляемостью автомобиля на дороге из-за того, что положение колеса приблизительно соответствует профилю дороги на низких частотах (< 5 рад/с): любое уменьшение хода кузова (вертикальное положение поддрессоренной массы) на этих частотах увеличит прогиб подвески [18]. Чтобы разрешить это противоречие, в настоящей статье рассматривается адаптивная стратегия управления на основе метода УАПШ.

2. АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ АКТИВНЫМ ПОДАВЛЕНИЕМ ПОМЕХ

Как указано в работе [10], и управляемость на дороге, и комфорт пассажиров зависят от хода подвески z_s . По мнению авторов, значение хода подвески следует принимать в зависимости от того, какой из двух аспектов должен быть приоритетным. Более того, возможным способом улучшения характеристик подвески является повышение комфорта пассажиров, когда относительное смещение между поддрессоренной и неподдрессоренной массами находится достаточно далеко от границ подвески. С другой стороны, блок управления должен обеспечивать безопасность управления, ограничивая ход подвески.

Чтобы упростить идею, рассмотрим схему управления, показанную на рис. 2. Предполагается, что обратная связь регулятора определяется как $z_s - \alpha z_{us}$, где $\alpha \in [0, 1]$ – параметр настройки. Когда $\alpha = 0$, вход обратной связи равен z_s – это означает, что алгоритм нацелен на минимизацию вертикального смещения поддрессоренной массы. Как следствие, вертикальное ускорение будет сведено к минимуму, обеспечивая необходимый комфорт. Когда значение параметра α увеличивается, значение хода подвески становится больше, и регулятор постепенно отдает приоритет уменьшению хода подвески.

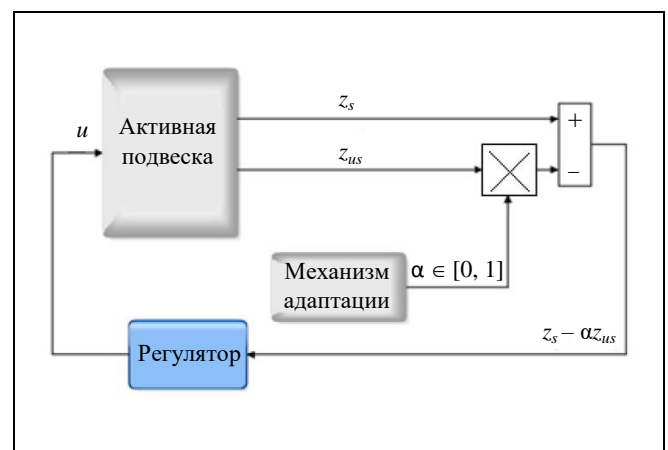


Рис. 2. Предлагаемая схема управления компромиссом между управляемостью и комфортом

В настоящей статье предлагается применить метод УАПШ в качестве регулятора, чтобы воспользоваться его адаптивными возможностями. В этом случае основное внимание будет уделено по-

лучению закона изменения значения параметра α при изменении прогиба подвески.

3. ОПИСАНИЕ МЕТОДА УАПП

Метод УАПП унаследован от пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора и может рассматриваться как надежный метод управления, поскольку он представляет собой всю неизвестную динамику, не включенную в математическую модель управляемой системы, и компенсирует неопределенности моделирования и внешние возмущения в реальном времени [19]. Это заставляет управляемую систему вести себя как интегратор n -го порядка ($1/s^n$, где s – переменная Лапласа, а n выражает порядок сложности системы), который легко управляется регулятором пропорционально-дифференциального (ПД) типа, даже если установка нелинейна и нестационарна. На рис. 3 показана нелинейная структура УАПП, которая состоит из четырех основных блоков: регулятор (обратная связь по нелинейной ошибке состояния (ОСНОС)), наблюдатель с расширенным состоянием (НРС), следящий дифференциатор (СД) и схема подавления помех (СПП).

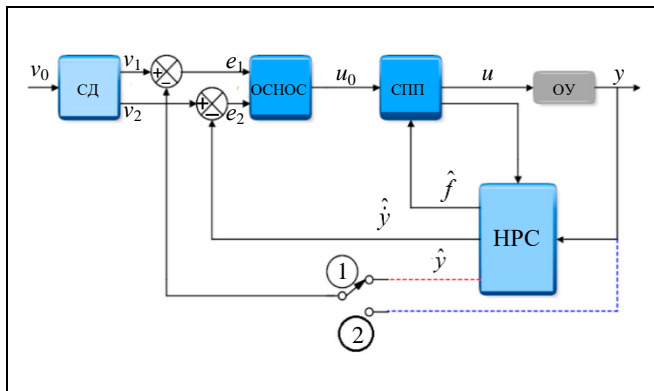


Рис. 3. Схема регулятора УАПП

Метод УАПП не требует точной модели системы и предполагает, что системная динамика может быть выражена в общей форме:

$$\ddot{y} = b_0 u + f, \quad (1)$$

где y – выходной сигнал; u – управляющий вход; f – общие помехи, которые включают в себя внешние и внутренние помехи; b_0 – общий коэффициент усиления регулируемого объекта.

Путем использования СД опорный сигнал сглаживается и генерируются выходные сигналы

для отслеживания опорного сигнала и его дифференциала. Алгоритм заключается в следующем:

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= v_2, \quad \dot{v}_2 = f_{id}(v_1 - v_0, v_2, r_1) = \\ &= -r \operatorname{sign} \left(v_1 - v_0 + \frac{v_2 |v_2|}{2r_1} \right), \end{aligned}$$

где v_0 – желаемый вход; v_1 – сигнал отслеживания системы; v_2 – дифференциальный сигнал системы; r_1 – параметр, определяющий скорость отслеживания. Нелинейная функция f_{id} предлагается в работе [19] для обеспечения максимально быстрого отслеживания опорного сигнала и его производной с учетом предела ускорения r_1 . Параметр r_1 зависит от приложения и настраивается соответствующим образом для ускорения или замедления переходного процесса.

Для оценки динамики системы используется обычный НРС, который оценивает $\hat{y} \approx y$, $\dot{\hat{y}} \approx \dot{y}$ и $\hat{f} \approx f$, включающие в себя внешние возмущения и внутренние динамические неопределенности. НРС используется для мониторинга производительности и прогнозирования состояния установки в режиме реального времени. Этот процесс описан в работе [19]:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{e}} &= z_1 - y, \quad \dot{z}_1 = z_2 + \alpha_1 \hat{e}, \\ \dot{z}_2 &= z_3 + \alpha_2 |\hat{e}|^{1/2} \operatorname{sign}(\hat{e}) + \hat{b}_0 u, \\ \dot{z}_3 &= \alpha_3 |\hat{e}|^{1/4} \operatorname{sign}(\hat{e}), \end{aligned}$$

где y – выход системы; z_1 – сигнал отслеживания; \hat{e} – расчетная погрешность; z_2 – дифференциальный сигнал; z_3 – сигнал отслеживания общих помех; α_1 , α_2 и α_3 – оценочные коэффициенты; u – управляющий вход; \hat{b}_0 – системный коэффициент, который представляет собой оценочное значение усиления b_0 .

Обратная связь по нелинейной ошибке состояния – это нелинейная стратегия управления, которая может повысить точность системы управления. Она описана в работе [19]:

$$\begin{aligned} \hat{e}_1 &= v_1 - z_1, \quad \hat{e}_2 = v_2 - z_2, \\ u_0 &= \beta_1 f_{nl}(\hat{e}_1, \gamma_1, \eta) + \beta_2 f_{nl}(\hat{e}_2, \gamma_2, \eta), \quad (2) \\ u &= \frac{u_0 - z_3}{b_0}, \end{aligned}$$

где \hat{e}_1 – вычисленная системная ошибка; \hat{e}_2 – оцененный дифференциал системной ошибки; β_1 и β_2 – коэффициенты усиления; функция f_{nl} должна обеспечивать хорошую эффективность управления и высокочастотное переключение между режимами, и ее можно выбрать, как в работе [19]:

$$f_{nl}(e, \gamma, h) = \begin{cases} \frac{e}{\eta^{\gamma-1}}, & |e| \leq \eta, \\ |e|^\gamma \text{sign}(e), & |e| > \eta. \end{cases}$$

Отметим, что схема подавления помех (СПП) является последней частью уравнения (2), т. е.

$$u = \frac{u_0 - z_3}{b_0},$$

где оцененное возмущение $z_3 = \hat{f}$ устраняется путем вычитания его из управляющего сигнала u_0 .

На рис. 3 показан переключатель с двумя различными режимами – 1 и 2 – указывающий на возможность передачи выходного сигнала системы непосредственно в регулятор ОСНОС вместо его расчетного значения \hat{y} .

4. АВТОМАТИЧЕСКИЙ ВЫБОР ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРА α

Вернемся к уравнению динамики системы (1). С учетом входа управляющей системы (выхода системы) $y = z_s - \alpha z_{us}$ ясно, что если замкнутая система устойчива, то значение дрейфа f будет меняться почти линейно с изменением амплитуды дорожных возмущений. Это можно увидеть на рис. 4, где сравнение значений функции f с амплитудой возмущения дороги выполнено для замкнутого контура перемещения подрессоренной массы модели типа «четверть автомобиля», который стабилизируется с помощью УАПП. В то же время прогиб подвески обратно пропорционален значениям функции f .

Желательно, чтобы значения параметра α значительно увеличивались с увеличением прогиба подвески, чтобы сохранить баланс между прогибом подвески и комфортом пассажиров.

Это позволяет применить правило МИТ (MIT rule) с положительным градиентом для получения закона изменения параметра α . В этом случае про-

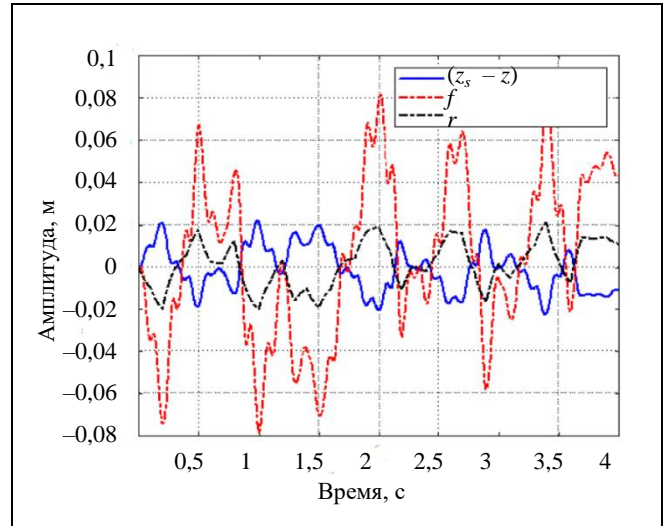


Рис. 4. Значения функции f в зависимости от дорожных помех

гиб подвески можно рассматривать как линейную функцию значений f , т. е.

$$z_s - z_{us} = T_{K,w}(f),$$

где $T_{K,w}$ – фильтр нижних частот (ФНЧ, англ. *Low Pass Filter* (LPF)) с коэффициентом усиления K и частотой среза w . Коэффициент усиления фильтра и частота пропускания являются параметрами настройки. Показатель производительности α будет зависеть от абсолютного значения прогиба подвески, которое можно выбрать следующим образом:

$$J(\alpha) = \frac{1}{2} (z_s(\alpha) - z_{us}(\alpha))^2.$$

Применяя инверсию правила градиента МИТ для увеличения квадратичного показателя производительности по мере увеличения прогиба подвески, получим:

$$\frac{\partial J}{\partial (z_s(\alpha) - z_{us}(\alpha))} = z_s(\alpha) - z_{us}(\alpha) = T_{K,w}(f),$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \gamma \frac{\partial J}{\partial \alpha} = \gamma \frac{\partial J}{\partial (z_s(\alpha) - z_{us}(\alpha))} \times \frac{\partial (z_s(\alpha) - z_{us}(\alpha))}{\partial \alpha} = \gamma T_{K,w}(f) \frac{\dot{T}_{K,w}(f)}{\dot{\alpha}}$$

↓

$$(\dot{\alpha})^2 = \gamma T_{K,w}(f) \dot{T}_{K,w}(f) \Rightarrow \dot{\alpha} = \rho \sqrt{T_{K,w}(f) \dot{T}_{K,w}(f)},$$

где $\gamma > 0$ – параметр настройки и $\rho = \sqrt{\gamma}$. Чтобы упростить задачу, можно считать $\dot{T}_{K,w}(f) =$

$= T_{K,w}(\dot{f})$, следовательно, правило изменения значения параметра α примет вид

$$\dot{\alpha} = \rho \sqrt{T_{K,w}(f) T_{K,w}(\dot{f})},$$

где ρ – константа настройки.

Постоянное интегрирование параметра α со временем приведет к состоянию насыщения, поэтому интегрирование здесь можно рассматривать как процесс нахождения огибающей. Это верно, так как значения α должны уменьшаться по мере уменьшения прогиба подвески со временем и увеличиваться в противоположном случае.

В практических приложениях это может быть легко достигнуто путем добавления простой схемы

нахождения огибающей или эквивалентных математических уравнений в качестве фильтра для фильтрации оценочного значения α .

На рис. 5 показана полная схема управления системой. Фильтр Калмана используется для извлечения значений перемещений z_s, z_{us} отдельно с использованием выходов датчиков (датчик вертикального ускорения подрессоренной массы, датчик вертикального ускорения неподрессоренной массы и потенциометр прогиба подвески). Предполагается, что система будет оснащена двумя типами датчиков: 1 – два датчика ускорения, которые измеряют ускорение подрессоренной массы и ускорение неподрессоренной массы, и 2 – потенциометр, который измеряет прогиб подвески.

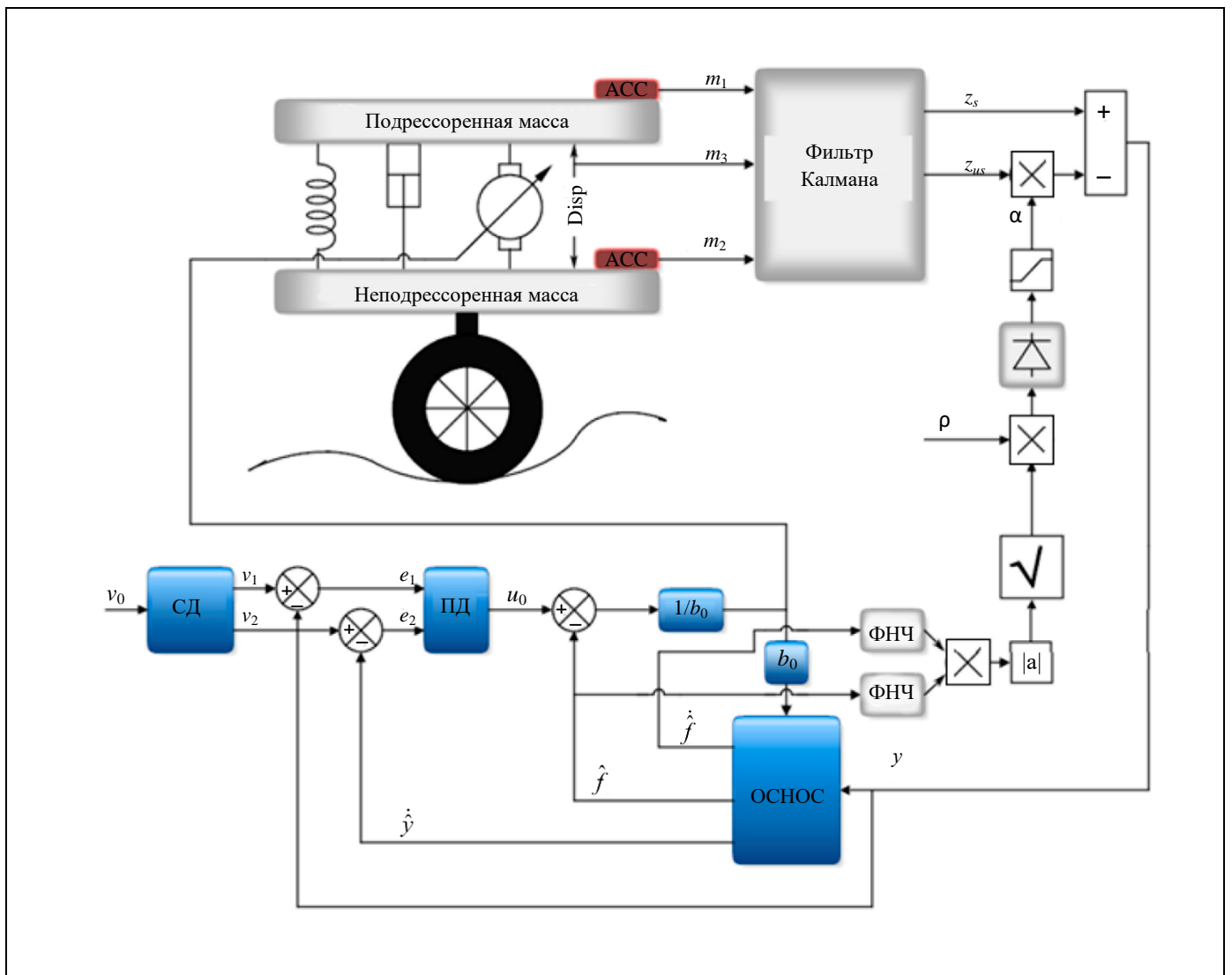


Рис. 5. Адаптивная система управления (полностью)

Линейный фильтр Калмана построен здесь на основе уравнений

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2, \\ \dot{x}_2 &= m_1, \\ \dot{x}_3 &= x_4, \\ \dot{x}_4 &= m_2, \end{aligned} \quad y_e = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_3 \\ x_1 - x_3 \end{pmatrix}, \quad y_m = \begin{pmatrix} \iint m_1 \\ \iint m_2 \\ m_3 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ m_1 \\ 0 \\ m_2 \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где A – матрица состояния; B – матрица управления; C – матрица выхода; m_1 – измеряемое ускорение поддрессоренной массы; m_2 – измеряемое ускорение неподрессоренной массы; m_3 – измеряемый прогиб подвески; y_e – вектор оценки; y_m – вектор измерения и $(x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4)^T = (z_s \ \dot{z}_s \ z_{us} \ \dot{z}_{us})^T$.

Формулы (3), (4) показывают представление в пространстве состояний двух интеграторов второго порядка, которые используются для получения значений положений z_s и z_{us} из измеренных ускорений \ddot{z}_s и \ddot{z}_{us} . Измерение прогиба подвески $z_s - z_{us}$ используется для корректировки расчетных положений в каждый момент времени и для этой цели добавляется в вектор измерения y_m . Без включения измерения прогиба подвески в вектор измерения положения z_s и z_{us} будут иметь постоянные отклонения прогиба от реальных значений.

Матрицы ковариации – ковариация шума процесса и ковариация шума наблюдения – могут быть выбраны эмпирически, начальное значение ковариации оценки изначально выбирается большим, а начальная оценка состояния равна нулю.

Из рис. 5 видно, что значения параметра \dot{a} передаются на детектор огибающей и ограничиваются диапазоном $[0, 1]$. На этом рисунке v_0 – желаемый вход, и в этом подходе он равен нулю. Таким образом, на этом рисунке использование СД не имеет значения, но он присутствует в целях сохранения общей формы УАПП.

Чтобы продемонстрировать эффективность этого закона адаптивного управления, производительность системы оценивается в двух случаях. В первом случае дорожные помехи являются случайными, как в стандарте ISO-8608, в соответствии в ко-

торым система решает проблему комфорта пассажиров. Во втором случае внезапный удар рассматривается как помеха на дороге, при возникновении которой, как ожидается, водитель сосредоточится на задаче управляемости, поскольку основная проблема в этом случае заключается в том, чтобы не потерять контроль над автомобилем.

Чтобы сделать моделирование более реалистичным, мы запустим его на гидравлической активной системе типа «четверть автомобиля» с учетом нелинейной модели гидравлического привода.

5. МОДЕЛИРОВАНИЕ

В этом разделе приведено описание гидравлической активной системы типа «четверть автомобиля», описание дорожных помех, используемых для моделирования, и результаты применения адаптивного регулятора.

5.1. Гидравлическая активная система типа «четверть автомобиля»

Система активной подвески использует гидравлический привод для уменьшения внешней мощности, необходимой для достижения желаемой производительности, и способна оказывать независимое воздействие на подвеску для улучшения качества передвижения. На рис. 6 показана система активной подвески автомобиля.

Предполагается, что гидравлический привод состоит из золотникового клапана (сервоклапана) и гидроцилиндра. На рис. 6 P_s и P_r обозначены давление гидравлической жидкости, поступающей и выходящей из золотникового клапана соответственно; x_{sp} – положение золотникового клапана;

P_u, P_l – давление масла в верхней и нижней камерах цилиндра. Когда золотниковый клапан перемещается вверх (положительное значение), верхняя камера цилиндра соединяется с подающей линией, и ее давление увеличивается. Тем временем нижняя камера подключается к обратному клапану, и ее давление уменьшается. Этот перепад давления расширяет гидравлический цилиндр.

Для создания механического перемещения золотника клапана электрический ток подается на катушку, которая соединена с сервоклапаном. Привод, на который было подано питание, приведет золотник в нужное положение.

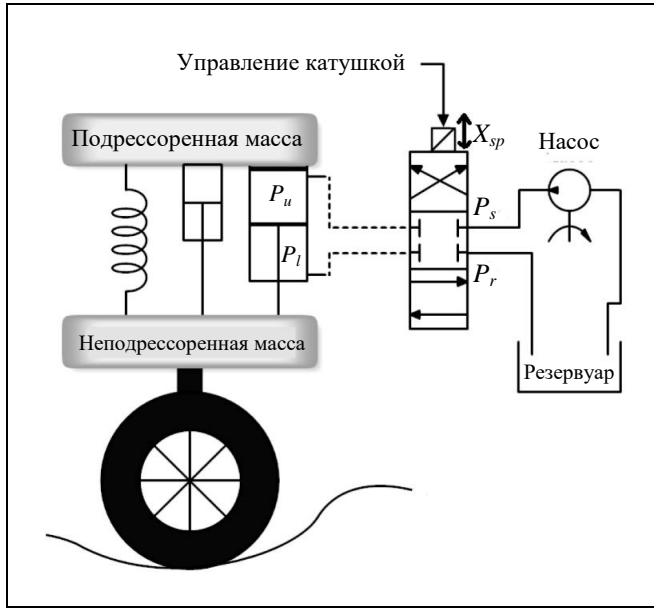


Рис. 6. Активная гидравлическая система подвески

Уравнение привода имеет вид:

$$v_c = L_c \frac{di_{sv}}{dt} + R_c i_{sv} \Rightarrow \frac{I_{sv}}{V_c} = \frac{1}{L_c s + R_c},$$

где R_c и L_c – сопротивление и индуктивность катушки соответственно, v_c – напряжение ротора двигателя, а i_{sv} – его ток. Переход от начертания символов строчными и прописными буквами заключается в представлении уравнений в пространстве Лапласа.

Предполагается, что смещение золотникового клапана x_{sp} связано с током сервоклапана i_{sp} через линейную передаточную функцию

$$\frac{X_{sp}}{I_{sv}} = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\xi w_n s + w_n^2}, \quad (5)$$

где ξ – коэффициент демпфирования и w_n – собственная частота сервоклапана. Обычно предполагается, что динамика (5) очень быстрая, поэтому мы можем записать

$$\frac{X_{sp}}{V_c} \approx \frac{K_v}{\tau s + 1},$$

где τ – постоянная времени сервоклапана и K_v – постоянная усиления.

Предположим, что:

- площадь открытия клапана линейно связана со смещением золотника;
- площадь поршня намного больше, чем отверстие;

- жидкость несжимаема;
- инерция поршня незначительна;
- изменения давления в двух камерах примерно равны, т. е.

$$\Delta P_u \approx -\Delta P_l = \Delta P.$$

Тогда воздействие определяется как

$$F_a = A_p \Delta P,$$

где A_p – средняя площадь поршня; ΔP – разница давлений в трубопроводах клапанов, которая может быть рассчитана, как в работе [20]:

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \Delta \dot{P} = Q - C_{tp} \Delta P - A_p (\dot{z}_s - \dot{z}_{us}),$$

где V_t – общий объем цилиндра; β_e – эффективный объемный модуль; Q – поток гидравлической нагрузки; C_{tp} – общая скорость утечки поршня (*total piston leakage rate*). Уравнение потока с регулировкой нагрузки сервоклапана определяется так:

$$Q = \text{sign}[P_s - \text{sign}(x_{sp})\Delta P] C_d w_g \times x_{sp} \sqrt{\frac{1}{\rho_1} (P_s - \text{sign}(x_{sp})\Delta P)}, \quad (6)$$

где C_d – коэффициент расхода (*discharge coefficient*); w_g – градиент площади золотникового клапана; ρ_1 – плотность гидравлической жидкости. По определению переменных

$$\alpha_1 = 4\beta_e/V_t, \quad \beta = \alpha_1 C_{tp}, \quad \gamma = \alpha_1 C_d w_g \sqrt{1/\rho_1}$$

вся динамика системы может быть представлена в пространстве состояний, как в уравнении (6):

$$\begin{aligned} X_1 &= z_s, \quad X_2 = \dot{z}_s, \quad X_3 = z_{us}, \quad X_4 = \dot{z}_{us}, \\ X_5 &= \Delta P, \quad X_6 = x_{sp}, \quad \dot{X}_1 = X_2, \\ \dot{X}_2 &= -\frac{1}{M_s} (K_s (X_1 - X_3) + C_s (X_2 - X_4) - A_p X_5), \\ \dot{X}_3 &= X_4, \\ \dot{X}_4 &= \frac{1}{M_{us}} (K_s (X_1 - X_3) + C_s (X_2 - X_4) - \\ &\quad - K_{us} (X_3 - z_r) - C_{us} (X_4 - \dot{z}_r) - A_p X_5), \\ \dot{X}_5 &= -\beta X_5 - \alpha_1 A_p (X_2 - X_4 + \gamma X_6 v), \\ \dot{X}_6 &= \frac{1}{\tau} (-X_6 + K_v u), \quad u = V_c, \\ v &= \text{sign}[P_s - \text{sign}(X_6)X_5] \sqrt{P_s - \text{sign}(X_6)X_5}. \end{aligned}$$

В ходе моделирования использовались следующие параметры нелинейной модели системы электрогидравлического привода:

$$\alpha = 4,515 \times 10^{13} \text{ Н/м}^5, \beta = 1 \text{ с}^{-1}, \\ \gamma = 1,545 \times 10^9 \text{ Н/м}^{5/2} \text{ кг}^{1/2}, \\ \tau = \frac{1}{30} \text{ с}, K_v = 4 \times 10^{-3}, A_p = 3,35 \times 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Давление источника $P_s = 10$ бар, внешнее давление $P_r = 1$ бар.

5.2. Модели дорожных возмущений

Для проверки уровня комфорта в качестве дорожных помех используется случайное отфильтрованное возмущение во временной области в соответствии со стандартом ISO-8608 [9]. Дифференциальное уравнение представлено в виде

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v w_d(t),$$

где $q(t)$ – случайный входной сигнал; f_0 – фильтр с более низкой частотой среза; $G_q(n_0)$ – коэффициент неровности дороги; $w_d(t)$ – гауссов белый шум. Скорость транспортного средства составляет $v = 54$ Км/ч и он движется по дороге класса С, для которой $G_q(n_0) = 512 \times 10^{-6}$, $n_0 = 0,1$.

Для испытания на управляемость дорожный удар описывается выражением

$$w_d(t) = \begin{cases} 0,5h(1 - \cos(w_b t)), & t_1 \leq t \leq t_2, \\ 0, & \text{иначе,} \end{cases}$$

где $h = 0,1$ м и w_b – высота и частота ударов соответственно; t_1 и t_2 – нижний и верхний временные пределы функции. Частота ударов задается формулой $w_b = 2\pi/(t_2 - t_1)$.

5.3. Результаты моделирования

Результаты моделирования разделены на три части: первая посвящена проблеме комфорта, когда дорожные помехи являются случайным сигналом, вторая посвящена проблеме управляемости, когда дорожные помехи представляют собой несколько последовательных ударов с определенной частотой, а третья изучает две проблемы вместе, когда дорожные помехи указанных типов смешаны.

Поскольку значения $\dot{\alpha}$ всегда положительны, достаточно добавить фильтр нижних частот Бат-

терворта, чтобы получить огибающую сигнала. Константа настройки параметра ρ установлена равной 200. Фильтр нижних частот выбирается так: $T_{K,w} = 0,1/(0,1s + 1)$. Параметры УАПП выбираются равными

$$w = 0,5 \text{ рад/с}, \alpha_1 = 30w, \alpha_2 = 15w^2, \\ \alpha_3 = 85w^3, b_0 = 0,15, K_p = w^2, K_d = 2w.$$

На рис. 7 показана реакция замкнутого контура, когда дефект дорожного покрытия является случайным. Видно, что значения параметра α в течение всего процесса сохраняются небольшими, так как смещение между поддрессоренной и неподдрессоренной массами все еще далеко от его границ. Однако проектировщик может добавить дополнительное условие, установив значение α равным нулю, если оно ниже определенного порога, чтобы система управления сконцентрировалась на проблеме комфорта.

На рис. 8 показана реакция замкнутого контура, когда дефект дорожного покрытия представляет собой последовательность внезапных ударов.

Из рис. 8 видно, что параметр α сохраняет нулевые значения при отсутствии внешних возмущений, но его значение начинает расти при увеличении амплитуды возмущения. Также можно видеть, что значение параметра α начинает медленно снижаться после завершения ударного воздействия. Это соответствует тому, как автомобиль реагирует на возмущения в реальности, так как ему необходимо сохранять контакт колес с дорогой в течение короткого времени после завершения ударного воздействия, для обеспечения большей безопасности.

Чтобы проверить адаптивность предлагаемого блока управления, этот метод управления применяется к системе гидравлической подвески. Предполагается, что автомобиль движется по дороге, типа С, указанного в стандарте ISO-8608, со скоростью 54 км/ч и внезапно перед ним появляется ряд препятствий высотой 0,1 м.

На рис. 9 показана реакция замкнутого контура на указанные дорожные помехи. Видно, что система фокусируется на проблеме комфорта на первом этапе, когда амплитуда возмущений относительно невелика, в то время как она переключается на проблему управляемости при наезде на неровности. После исчезновения высокоамплитудных помех, вызванных ударами, система возвращается к отработке проблемы комфорта.

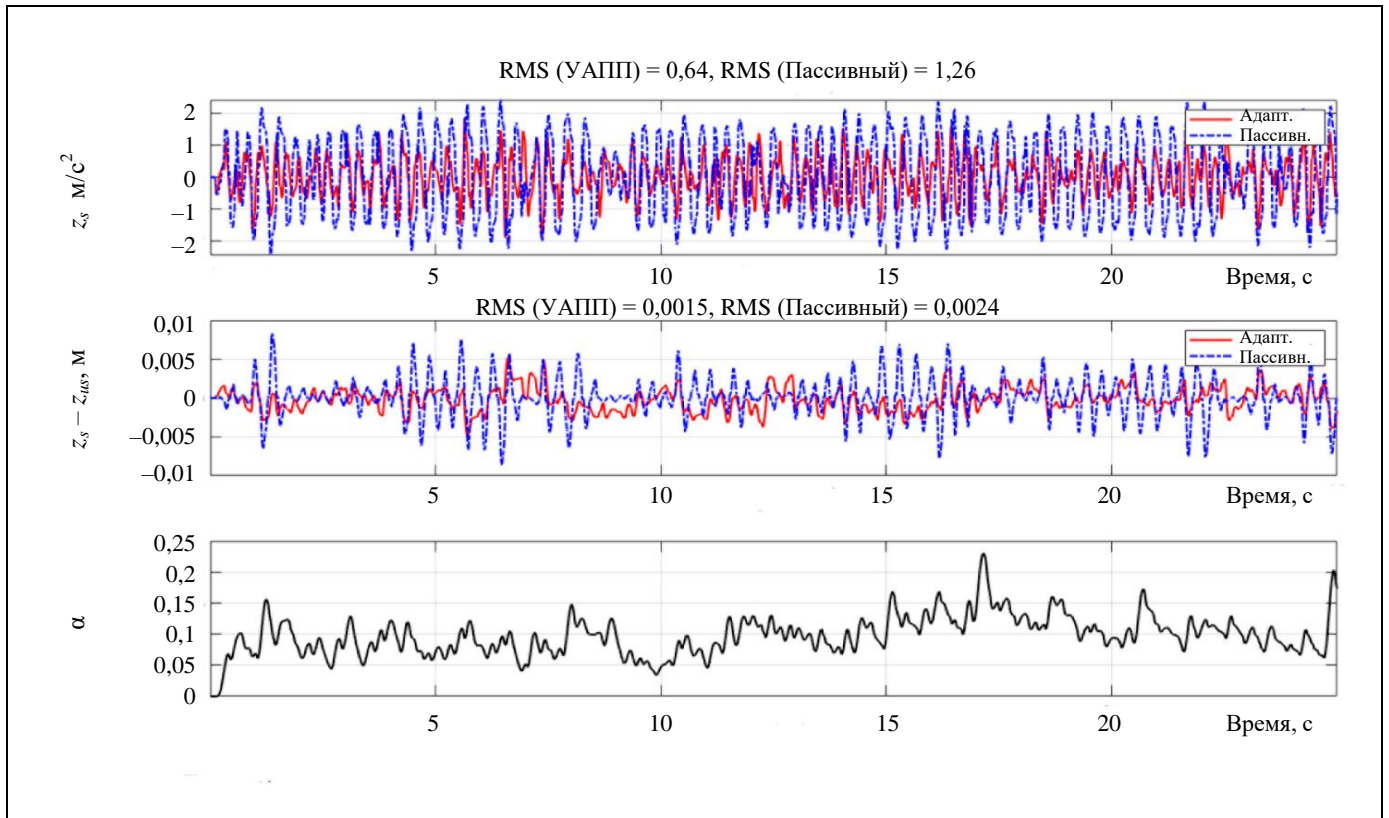


Рис. 7. Результаты работы адаптивной системы при наличии случайных дорожных помех. Синие линии соответствуют пассивной системе, а красные – адаптивному алгоритму УАПП.

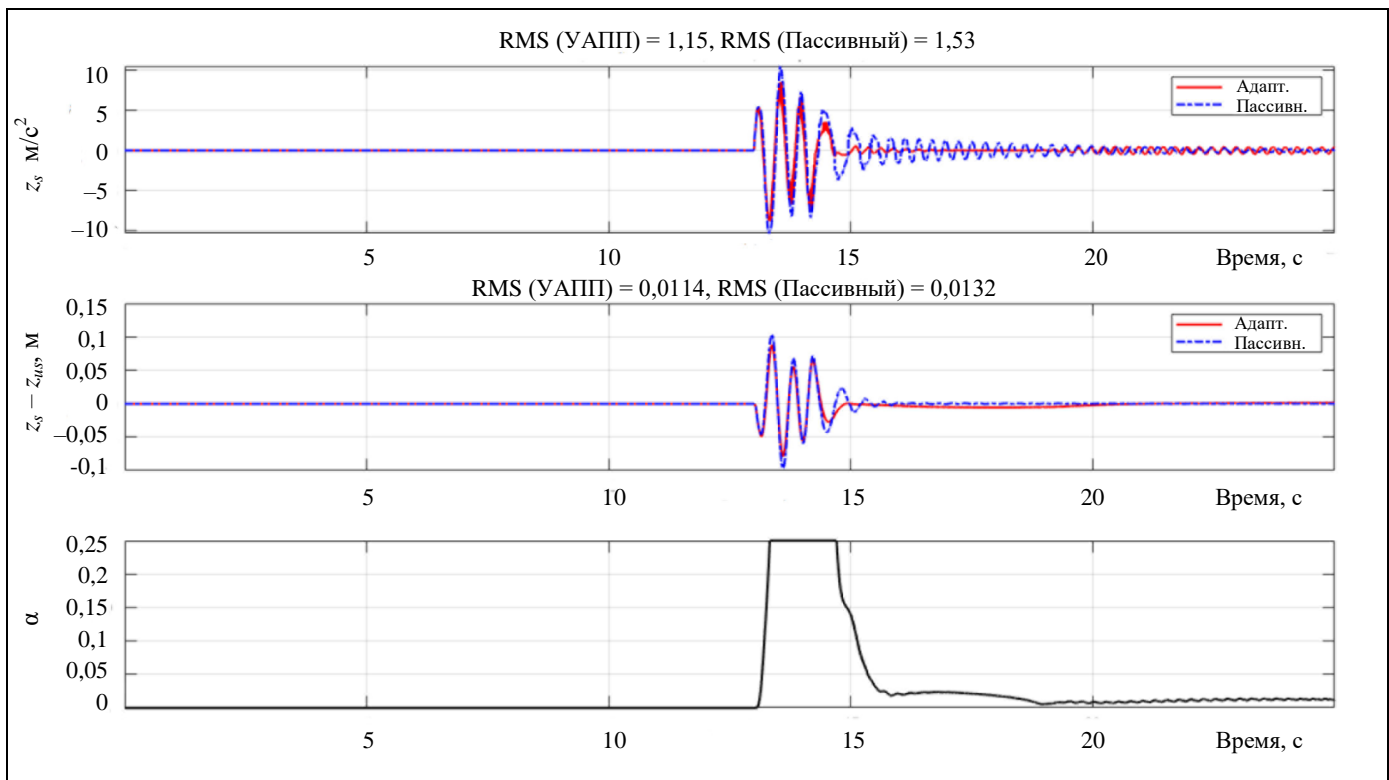


Рис. 8. Результаты работы адаптивной системы при внезапном наезде на дорожные неровности. Синие линии соответствуют пассивной системе, а красные – адаптивному алгоритму УАПП.

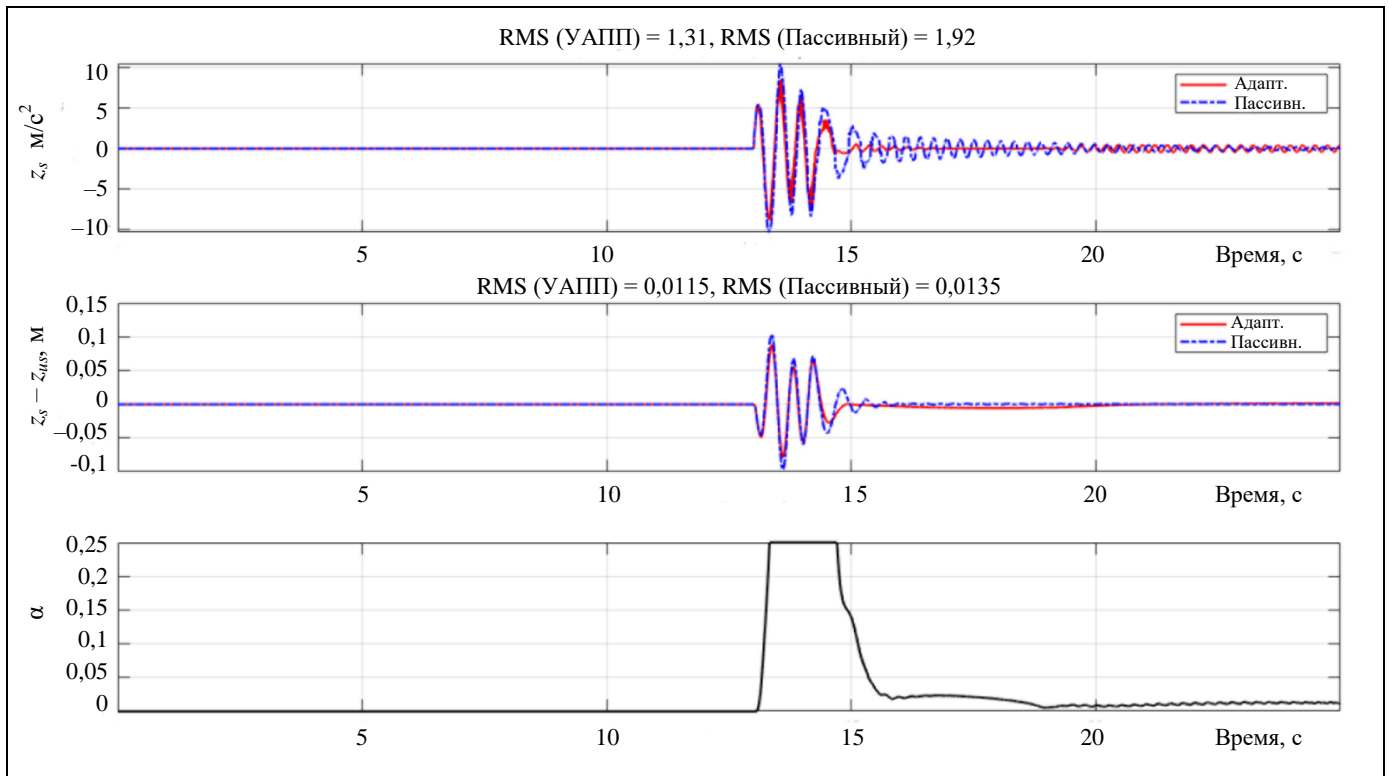


Рис. 9. Реакция замкнутого контура нелинейной системы типа «четверть автомобиля» на гибридные дорожные помехи. Первая строка представляет ускорение поддрессоренной массы, вторая строка представляет прогиб подвески, а третья представляет изменения значения параметра α .

В заключение отметим, что предлагаемый закон управления демонстрирует высокую гибкость в отношении помех, которым подвергается автомобиль. Это позволяет обеспечить компромисс между комфортом и управляемостью с использованием очень простого в настройке и не требующего точного знания динамики системы алгоритма.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ДАЛЬНЕЙШИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящей статье представлен простой подход к управлению противоречием между вертикальным ускорением шасси автомобиля и его положением относительно дорожного покрытия. В связи с возрастающей актуальностью автоматического вождения предлагается механизм автонастройки с применением метода УАПП. Основная идея состоит в том, чтобы использовать отфильтрованные значения общих возмущений, оцененные с помощью УАПП, для переключения режима работы системы между обеспечением комфорта или управляемости. Это делается посредством ввода отфильтрованного значения оцененных возмущений в контур управления путем умножения его на смещение неподдрессоренной массы и вычитания его из смещения поддрессоренной массы. Тестирование замкнутой системы проводится в предполо-

жении, что автомобиль движется по дороге низкого качества на средней скорости и внезапно перед ним появляется ряд препятствий относительно большой высоты.

Результаты моделирования показали способность алгоритма адаптироваться и автоматически переключать внимание между проблемами комфорта и управляемости. Более того, результаты показывают, что этот алгоритм может быть легко настроен для применения к нелинейной модели.

В качестве перспективных направлений исследований можно отметить изучение влияния настройки параметров фильтра Калмана и изменения модели дорожных помех на производительность системы. Кроме того, влияние использования этого регулятора на всю систему автомобиля можно изучить при маневрировании, поворотах и следовании по траектории.

ЛИТЕРАТУРА

1. Goodarzi, A., and Khajepour, A. Vehicle Suspension System technology and design. – Kentfield, CA: 2017. – 77 p.
2. Pinkaew, T., and Fujino, Y. Effectiveness of Semi-active Tuned Mass Dampers under Harmonic Excitation // Engineering Structures. – 2001. – Vol. 23, no.7. – P. 850–856.
3. Chaves, M., Maia, J., and Esteves, J. Analysis of an Electromagnetic Automobile Suspension System. – 2008.



- International Conference on Electrical Machines. – Vilamoura, Portugal, 2008.
4. *Mihai, I., and Andronic, F.* Behavior of a Semi-active Suspension System versus a Passive Suspension System on an Uneven Road Surface // *Mechanics*. – 2014. – Vol 20, no.1. – P. 64–69.
 5. *Zhileykin, M.M., Kotiev, G.O., and Nagatsev, M.V.* Synthesis of the Adaptive Continuous System for the Multi-axle Wheeled Vehicle Body Oscillation Damping // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2018. – Vol. 315, no. 1.
 6. *Ovsyannikov, S., Kalinin, E., and Kolesnik, I.* Oscillation Process of Multi-support Machines When Driving over Irregularities // *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*. – Springer, Cham, 2018.
 7. *Yao, G.Z., Yap, F.F. Chen, G., et al.* MR Damper and Its Application for Semi-active Control of Vehicle Suspension System // *Mechatronics*. – 2002. – Vol. 12, no.7. – P. 963–973.
 8. *Lajqi, S., and Pehan, S.* Designs and Optimizations of Active and Semi-active Non-linear Suspension Systems for a Terrain Vehicle // *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*. – 2012. – Vol. 58, no.12. – P. 732–743.
 9. *Zhou, Q.* Research and Simulation on New Active Suspension Control System. – A thesis presented to the Graduate and Research Committee of Lehigh University in Candidacy for the Degree of Master of Science. – Lehigh University, 2013.
 10. *Maizza, G., and Franz, D.* Simulink Control Model Of An Active Pneumatic Suspension System In Passenger Cars. – Politecnico di Torino, 2019. – 65 p.
 11. *Ryu, S., Park, Y., and Suh, M.* Ride Quality Analysis of a Tracked Vehicle Suspension with a Preview Control // *Journal of Terramechanics*. – 2011. – Vol. 48, no.6. – P. 409–417.
 12. *Tan, B, Wu, Y., Zhang, N., et al.* Improvement of Ride Quality for Patient Lying in Ambulance with a New Hydro-Pneumatic Suspension // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2019. – Vol. 11, no. 4. – P. 1–20.
 13. *Abe, M.* Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015.
 14. *Savsani, Vimal, Patel, V.K., Gadhvi, B, and Tawhid, M.* Pareto Optimization of a Half Car Passive Suspension Model Using a Novel Multiobjective Heat Transfer Search Algorithm // *Modelling and Simulation in Engineering*. – 2017. – Vol. 2017. – Art. ID 2034907.
 15. *Els, P.S., Theron, N., Uys, P.E., Thoresson, M.* The Ride Comfort vs. Handling Compromise for Off-road Vehicles // *Journal of Terramechanics*. – 2007. – Vol. 44, no. 4. – P. 303–317.
 16. *Singh, N., Chhabra, H., and Bhangal, K.* Robust Control of Vehicle Active Suspension System // *International Journal of Control and Automation*. – 2016. – Vol. 9, no. 4. – P. 149–160.
 17. *Hasbullah, F., Faris, W., Darsivan, J., Abdelrahman, M.* Ride Comfort Performance of a Vehicle Using Active Suspension System with Active Disturbance Rejection Control // *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. – 2015. – Vol. 11, no. 1. – P. 78–101.
 18. *de Jesús Lozoya-Santos, J., Tudón-Martínez, J., Morales-Menéndez, R., and Ramírez-Mendoza, R.* Comparison of on-off Control Strategies for a Semi-active Automotive Suspension Using HiL // *IEEE Latin America Transactions*. – 2012. – Vol. 10, no. 5. – P. 2045–2052.
 19. *Han, J.* From PID to Active Disturbance Rejection Control // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. – 2009. – Vol. 56, no. 3. – P. 900–906.
 20. *Pedro, J.O., Dangor, O., Dahunsi, O.A, Ali, M.* CRS and PS-Optimised PID Controller for Nonlinear, electrohydraulic Suspension Systems. – 2013 9th Asian Control Conference (ASCC). – Istanbul, 2013.

Статья представлена к публикации членом редколлегии С.А Красновой.

*Поступила в редакцию 15.10.2021,
после доработки 15.02.2022.
Принята к публикации 28.02.2022.*

Алхелу Мухаммед – аспирант, ✉ alkhelum@student.bmstu.ru,

Вассуф Язан – аспирант, ✉ thelegend990@gmail.com,

Серебряный Владимир Валерьевич – канд. техн. наук,
✉ vsereb@bmstu.ru,

Гаврилов Александр Игоревич – канд. техн. наук,
✉ alexgavrilov@mail.ru.

Лобусов Евгений Сергеевич – канд. техн. наук,
✉ evgeny.lobusov@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

THE HANDLING-COMFORT TRADE-OFF IN A QUARTER-CAR SYSTEM: AUTOMATIC ADAPTIVE MANAGEMENT VIA ACTIVE DISTURBANCE REJECTION CONTROL

M. Alhelou¹, Y. Wassouf², V.V. Serebrenny³, A.I. Gavrilov⁴, and E.S. Lobusov⁵

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

¹✉ alkhelum@student.bmstu.ru ²✉ thelegend990@gmail.com ³✉ vsereb@bmstu.ru ⁴✉ alexgavrilov@mail.ru ⁵✉ evgeny.lobusov@yandex.ru

Abstract. The effectiveness of a vehicle suspension is often assessed by maximum passenger comfort given continuous contact with the road (road holding). This paper investigates managing the comfort-handling trade-off in a quarter-car suspension system via active disturbance rejection control (ADRC). An adaptive control law is built to manage this trade-off automatically depending on the ADRC parameters. The idea is to use the ADRC-estimated disturbance signal to adjust the system's domain of interest. The effectiveness of the proposed approach is validated: the adaptive control law is tested for a nonlinear hydraulic suspension system. Moreover, the effects of road disturbances amplitudes and road quality on the system performance are studied. Simulation results show the smoothness and simplicity of the adaptive algorithm for managing the comfort-handling trade-off.

Keywords: active disturbance rejection control (ADRC), quarter-car model (QCM), tracking differentiator (TD), nonlinear state error feedback (NLSEF), extended state observer (ESO), disturbance rejection scheme (DRS), proportional-integral-differential (PID) controller, proportional-differential (PD) controller, road handling, ride comfort, road holding, gradient MIT rule (adaptive control method).