

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.11.012.8

DOI 10.18698/0536-1044-2017-8-46-53

Алгоритм комплексного оптимального управления демпфированием в подвеске колесных машин

М.М. Жилейкин¹, И.В. Федотов²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, Российская Федерация, ул. Автомоторная, д. 2

An Algorithm of Integrated Optimal Damping Control of Suspension in Wheeled Vehicles

M.M. Zhileykin¹, I.V. Fedotov²¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1² State Research Center of the Russian Federation — Federal State Unitary Enterprise NAMI, 125438, Moscow, Russian Federation, Avtomotornaya St., Bldg. 2

e-mail: jileykin_m@mail.ru, ivan.fedotov@nami.ru



Одним из перспективных путей повышения плавности хода колесной машины является разработка динамических полуактивных систем поддрессоривания, а также законов управления ими. Под динамическими системами управления в данной статье понимаются системы, работающие в темпе реального времени с текущими (мгновенными) значениями фазовых координат. Разработаны законы оптимального управления подвеской колесной машины, обеспечивающие повышение уровня комфорта водителя и пассажиров в широком диапазоне условий эксплуатации. Создан комплексный алгоритм работы системы управления подвеской колесной машины, включающий в себя динамическое изменение уровня демпфирования амортизатора и регулирование дорожного просвета с целью повышения уровня комфорта водителя и пассажиров. Методами имитационного моделирования доказана эффективность предложенного алгоритма. Для оценки эффективности работы системы управления подвеской колесных машин выбран критерий «Комфорт». Установлено, что при движении транспортного средства с управляемой подвеской по различным дорогам с разной скоростью критерий «Комфорт» повышается на 20...63 % по сравнению с таковым для колесных машин с неуправляемой подвеской.

Ключевые слова: колесная машина, динамическое управление демпфированием, комфорт водителя и пассажиров, имитационное моделирование



One of the most promising ways to improve the ride quality of a wheeled vehicle is to develop dynamic semi-active suspension systems and ways to control them. In this paper, systems operating in real-time with current (instantaneous) values of the phase coordinates are referred to as dynamic control systems. The laws of optimal control of the wheeled vehicle suspension that provide an increased level of comfort for the driver and passengers under a wide range of operating conditions are developed. An integrated algorithm of operation of a control system for the suspension of a wheeled vehicle is created. It incorporates dynamic

changing of the damping level of the shock absorber and the regulation of road clearance with the aim of enhancing the level of comfort for the driver and passengers. The effectiveness of the proposed algorithm is proved by simulation methods. The «Comfort» criterion is selected to assess the effectiveness of the system controlling the suspension of a wheeled vehicle. It is established that when driving a vehicle with a controlled suspension on different roads with varying speed, the «Comfort» criterion is increased by 20–63 % compared to that for a wheeled vehicle with an uncontrolled suspension.

Keywords: wheeled vehicle, dynamic damping control, comfort of the driver and passengers, simulation

Стремление повысить эксплуатационные свойства колесных машин (КМ) заставляет разработчиков обращать внимание на такой аспект, как увеличение средней скорости движения при сохранении параметров комфорта в допустимых пределах.

Как известно, максимальная скорость движения ограничена его условиями и техническими характеристиками КМ. Ограничения, главным образом зависящие от дорожных условий, разделяют на две группы: по силе тяги и на так называемые прямые ограничения [1]. Увеличение удельной мощности современных машин позволило снять ряд ограничений первой группы. Вторая группа включает в себя ограничения:

- по скорости, определяемые кинематическими характеристиками трансмиссии;
- управляемости, связанные со способностью машины вписываться в реальную кривизну трассы;
- опасности возникновения неуправляемого движения;
- предельным ускорениям корпуса КМ при движении по неровностям, которые могут привести к повышенной утомляемости водителя и пассажиров.

Одним из перспективных путей повышения плавности хода КМ является разработка динамических полуактивных систем поддресоривания, а также законов управления ими [2–5]. Под динамическими системами управления будем понимать системы, работающие в темпе реального времени с текущими (мгновенными) значениями фазовых координат.

Цель работы — разработка законов оптимального управления подвеской КМ, обеспечивающих повышение уровня комфорта водителя и пассажиров в широком диапазоне условий эксплуатации.

Синтез комплексного оптимального управления демпфированием в подвеске КМ. Рассмотрим линеаризованную модель возмущен-

ного движения корпуса КМ относительно трех фазовых координат (рис. 1), описывающую его перемещение относительно вертикальной оси z системы координат, связанной с корпусом, а также его вращение относительно главных осей инерции x и y этой же системы координат.

Корпус КМ будем считать абсолютно твердым телом. Подвеска колес выполнена по «свечной» схеме.

Движение корпуса многоосной КМ можно описать следующими упрощенными уравнениями:

$$\begin{cases} \ddot{z} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^n U_i; \\ \ddot{\phi} = \frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^n U_i l_i; \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{J_x} \sum_{i=1}^n U_i B_i, \end{cases} \quad (1)$$

где \ddot{z} — вертикальное ускорение ЦМ корпуса; M — поддресоренная масса КМ; n — количество колес; U_i — i -е управляющее воздействие

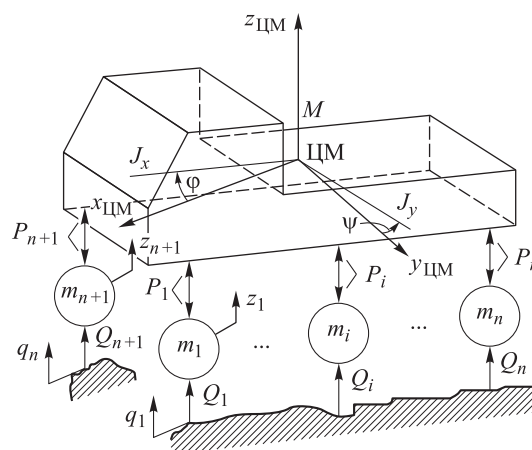


Рис. 1. Расчетная схема многоопорной колебательной системы многоосной КМ: ЦМ — центр масс; m_i — масса i -го колеса; q_i — высота неровности дороги под i -м колесом; Q_i — сила, развиваемая в шине i -го колеса; P_i — сила в подвеске i -го колеса; z_i — вертикальное перемещение центра i -го колеса; n — число колес многоосной КМ

(изменение силы в i -й подвеске); $\ddot{\phi}$ и $\ddot{\psi}$ — угол наклона корпуса относительно оси x и y ; J_y и J_x — момент инерции поддресоренной массы КМ относительно оси y и x ; l_i и B_i — продольная и поперечная координата крепления i -й подвески к корпусу КМ в системе координат, связанной с корпусом КМ.

Исходная система уравнений состояния (1) представляет собой линейную систему, описываемую векторным дифференциальным уравнением

$$\frac{d\mathbf{X}(t)}{dt} = \mathbf{A}(t)\mathbf{X}(t) + \mathbf{R}(t)\mathbf{U}(t), \quad (2)$$

где $\mathbf{X}(t)$ — вектор состояния; $\mathbf{A}(t)$ и $\mathbf{R}(t)$ — матричная функция времени размером $n \times n$ и $n \times 3$; $\mathbf{U}(t)$ — n -мерный вектор управления.

Отметим, что в системе уравнений (1) все элементы a_{ij} матрицы $\mathbf{A}(t)$ равны нулю.

Вектор управления $\mathbf{U}(t) = [U_1(t), \dots, U_n(t)]^T$ по понятным физическим причинам является ограниченным, т. е. принадлежащим замкнутому множеству

$$|U_i(t)| \leq U_{i\max}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Учение Ляпунова об устойчивости движения, позволяющее судить о свойствах возмущенных движений, указывает путь к рациональному конструированию регуляторов. Поэтому метод функций Ляпунова широко применяют для синтеза так называемых стабилизирующих управлений, т. е. обеспечивающих устойчивость конструируемой динамической системы [6].

Идея общего подхода к отысканию стабилизирующего управления для объектов (2) с управляющим воздействием $\mathbf{U}(t)$ заключается в следующем. Пусть задана некоторая скалярная функция $V(\mathbf{X})$, которую можно рассматривать как меру отклонения движущегося объекта (2) от установившегося состояния. В нашем случае установившееся состояние определяется тривиальным решением: $x_1 = x_2 = x_3 = 0$. Тогда в качестве функции Ляпунова $V(\mathbf{X})$ введем положительно определенную евклидову норму вектора $\|\mathbf{X}\|$ или квадрат ее значения [6]:

$$V(\mathbf{X}) = \dot{z}^2 + \dot{\phi}^2 + \dot{\psi}^2.$$

Задачей системы управления становится уменьшение расстояния между движущимся объектом (2) и установившимся значением $\mathbf{X} = 0$.

Прямой метод Ляпунова сводит задачу исследования устойчивости системы (2) к изуче-

нию свойств функции $V(\mathbf{X})$ и ее первой производной, которая рассчитывается по формуле

$$\frac{dV(\mathbf{X})}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial V}{\partial x_i} \left(\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j \right). \quad (3)$$

Полная производная функции V по времени в силу уравнений (3) равна нулю, так как $a_{ij} = 0$, $i, j = 1, 2, \dots, n$.

Вектор оптимального управления $\mathbf{U}(\mathbf{X})$ найдем с помощью метода оптимального демпфирования переходных процессов В.И. Зубова [6]:

$$\mathbf{U}(t) = -\mathbf{U}_{\max} \text{sign} \frac{\partial V}{\partial \mathbf{X}} \mathbf{R}(t)$$

или

$$U_i = -U_{i\max} \text{sign} \left(\sum_{j=1}^3 \frac{\partial V}{\partial x_j} r_{ij} \right), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

где r_{ij} — элементы матрицы $\mathbf{R}(t)$.

Матрицы $\partial V / \partial \mathbf{X}$ и $\mathbf{R}(t)$ описываются следующими соотношениями:

$$\frac{\partial V}{\partial \mathbf{X}} = [2\dot{z} \quad 2\dot{\phi} \quad 2\dot{\psi}];$$

$$\mathbf{R}(t) = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 & \dots & 1 \\ l_1 & l_2 & \dots & l_i & \dots & l_{n/2} \\ B_1 & B_2 & \dots & B_i & \dots & B_{n/2} \end{bmatrix}.$$

Тогда уравнение (4) для оптимального управления преобразуется к виду

$$U_i = -U_{i\max} \text{sign}(\ddot{z} + l_i \ddot{\phi} + B_i \ddot{\psi}), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (5)$$

Нетрудно заметить, что в формуле (5) выражение в скобках представляет собой вертикальное ускорение

$$\ddot{z}_i = \ddot{z} + l_i \ddot{\phi} + B_i \ddot{\psi}, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

в точке крепления i -й подвески к корпусу КМ в системе координат, связанной с корпусом машины. Таким образом,

$$U_i = -U_{i\max} \text{sign}(\ddot{z}_i), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что изменение силы U_i в i -м демпфирующем элементе подвески должно быть противоположно направлено вертикальному ускорению в точке крепления i -й подвески к корпусу КМ, причем если $U_i > 0$, то U_i должно быть направлено вверх, в противном случае — вниз.

Таблица 1

Логика определения уровня демпфирования амортизатора

Знак \ddot{z}_i	Знак \dot{h}_i	Уровень демпфирования в амортизаторе
> 0 (+1)	> 0 (+1)	min (-1)
> 0 (+1)	< 0 (-1)	max (+1)
< 0 (-1)	> 0 (+1)	max (+1)
< 0 (-1)	< 0 (-1)	min (-1)

Реализация управляющего воздействия U_i путем изменения демпфирования в i -м амортизаторе зависит от направления прогиба h_i i -й подвески, т. е. важно знать, отбой или сжатие происходит в данный момент. Примем, что если в подвеске ход «сжатие», то $\dot{h}_i > 0$, если «отбой», то $\dot{h}_i < 0$. Тогда закон управления (6) с учетом знака \dot{h}_i можно записать следующим образом (табл. 1).

С учетом знаков переменных, указанных в табл. 1, закон управления (6) можно записать как

$$U_i = -U_{i\max} \text{sign}(\ddot{z}_i \dot{h}_i), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (7)$$

Недостатком алгоритма (7) является то, что в нелинейных системах с релейным управлением при определенных условиях могут возникать особые режимы — автоколебательные или скользящие. Иногда такие режимы бывают вредными или недопустимыми с точки зрения функционирования объекта управления, так как они могут стать причиной появления высокочастотной вибрации и приводить к повышенным нагрузкам на элементы подвески КМ. Для устранения этого недостатка рассмотрим возможность ограничения максимального управляющего воздействия $U_{i\max}$, что приводит к уменьшению управляющего воздействия и снижению вероятности появления режима автоколебаний [7].

Ограничения на управляющее воздействие.

При разработке систем автоматического регулирования актуальной задачей является использование таких алгоритмов управления, которые использовали бы какую-либо функцию, ограничивающую выходной сигнал. Выходной сигнал регулятора должен иметь ограниченную амплитуду по крайней мере по двум причинам: во-первых, в связи с ограниченными энергетическими ресурсами (реализация больших значений управляющих сигналов требует значи-

тельных энергетических затрат); во-вторых, рабочий диапазон давления в гидравлическом амортизаторе всегда ограничен (в случае превышения давлением предельно допустимого значения срабатывает предохранительный клапан). Таким образом, верхнюю границу допустимых управляющих воздействий всегда можно определить по формуле (7).

Существует также нижняя граница управляющих воздействий, связанная с наличием минимального значения вязкого трения в демпфирующем устройстве и «сухого» трения в уплотнениях. Верхняя и нижняя границы образуют область допустимых значений управления. Рассмотрим такую область для гидравлического амортизатора, выделенную штриховкой на рис. 2.

Исходя из принципа принятых ограничений, в качестве $U_{i\max}$ примем степень изменения коэффициента демпфирования амортизатора

$$U_{i\max} = \frac{k_{и}}{k_{\text{НОМ}}},$$

где $k_{и}$ — измененный коэффициент демпфирования; $k_{\text{НОМ}}$ — номинальный коэффициент демпфирования неуправляемого амортизатора.

Уменьшение управляющего воздействия $U_{i\max}$ предлагается проводить, исходя из значения следующих отношений:

- \dot{h}_i/v_0 , где v_0 — пороговое значение скорости деформации подвески, $v_0 = 1$ м/с;
- h/h_{\max} для хода «сжатие» и $1-h/h_{\max}$ для хода «отбой», где h_{\max} — максимальный ход подвески от одного крайнего положения до другого.

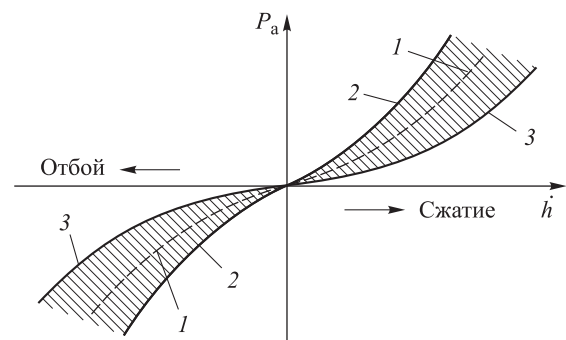


Рис. 2. Область допустимых значений управляющих воздействий для гидравлического амортизатора системы поддрессоривания КМ:

1 — нагрузочная характеристика неуправляемого амортизатора; 2 и 3 — верхняя и нижняя граница допустимых значений; P_a — сила, развиваемая амортизатором; \dot{h} — скорость прогиба подвески

В этом случае снижение коэффициента демпфирования будет ограничено действительным прогибом подвески (чем ближе к ограничителю хода, тем выше демпфирование) и скоростью прогиба (чем больше скорость прогиба, тем выше демпфирование).

Алгоритм изменения демпфирования можно представить так:

- если $\text{sign}(\ddot{z}_i \dot{h}_i) < 0$, то $U_{i\max} = 1$;
- если $\text{sign}(\ddot{z}_i \dot{h}_i) < 0$ (демпфирование необходимо снижать) и $\dot{h}_i > 0$ (сжатие), то $U_{i\max} = \min(\dot{h}_i/v_0, h/h_{\max})$;
- если $\text{sign}(\ddot{z}_i \dot{h}_i) < 0$ (демпфирование необходимо снижать) и $\dot{h}_i < 0$ (отбой), то $U_{i\max} = \min(\dot{h}_i/v_0, 1-h/h_{\max})$.

Изменение уровня демпфирования амортизатора подвески при варьировании дорожного просвета. Как известно, в автомобилях, подвеска которых снабжена пневматическими упругими элементами (ПУЭ) с резинокордными оболочками, часто прибегают к изменению дорожного просвета:

— для повышения уровня комфорта водителя и пассажиров при движении на низкой скорости особенно по дорогам с большими неровностями (например, по грунтовым) дорожный просвет увеличивают, что уменьшает вероятность «пробоя» подвески;

— для повышения устойчивости и снижения аэродинамического сопротивления при движении на большой скорости по дорогам с покрытием высокого качества дорожный просвет уменьшают.

В этих случаях нагрузочная характеристика управляемого амортизатора также должна меняться, обеспечивая повышение уровня комфорта в первом случае и устойчивости движения во втором. Определим степень изменения коэффициента демпфирования в зависимости от изменения значения прогиба упругого элемента исходя из следующих соображений. При номинальных нагрузке и прогибе подвески коэффициент демпфирования определяется по формуле [8]

$$k_{\text{ном}} = 2\Psi P_{\text{ст}} \sqrt{\frac{1}{gh_{\text{ном}}}}, \quad (8)$$

где Ψ — коэффициент затухания; $P_{\text{ст}}$ — статическая нагрузка на упругий элемент; $h_{\text{ном}}$ — номинальный прогиб упругого элемента.

При изменении статического прогиба ПУЭ (вследствие изменения статического давления) получим его новое значение $h_{\text{и}}$, при котором $P_{\text{ст}}$ не меняется. Тогда на основании выражения (8) имеем

$$k_{\text{и}} = k_{\text{ном}} \sqrt{\frac{h_{\text{ном}}}{h_{\text{и}}}}. \quad (9)$$

Из формулы (9) следует, что при увеличении дорожного просвета демпфирование управляемого амортизатора надо снижать, что также способствует повышению комфорта движения, а при уменьшении дорожного просвета — увеличивать, что улучшает устойчивость КМ. При этом в первом случае динамическое управление демпфированием управляемого амортизатора должно быть активировано, что также повышает комфорт, во втором — деактивировано, так как при снижении дорожного просвета уменьшение демпфирования (пусть даже кратковременное) приведет к увеличению вероятности пробоев подвески, что негативно скажется на уровне комфорта движения.

Блок-схема совместной работы алгоритмов изменения дорожного просвета и динамического управления демпфированием управляемого амортизатора показана на рис. 3. При этом принято, что максимальное допустимое значение коэффициента демпфирования $k_{\max} = 2k_{\text{ном}}$, а его минимальное допустимое значение $k_{\min} = 0,5k_{\text{ном}}$.

Исследование эффективности и работоспособности алгоритма работы системы управления демпфированием в подвеске КМ. Эффективность управляемой подвески по предложенному алгоритму проверяли методами имитационного моделирования в сравнении с функционированием неуправляемой подвеской, упругая и демпфирующая характеристики которой имели номинальное демпфирование и статический прогиб.

Техническая характеристика двухосной КМ

Расстояние, м:

от ЦМ корпуса до 1-й оси	1,56
от ЦМ корпуса до 2-й оси	1,74
База, м	3,3
Колея, м	1,7
Свободный радиус колеса, м	0,4
Максимальный прогиб подвески, приведенный к колесу, м	0,24
Момент инерции корпуса относительно продольной/поперечной оси, проходящей через ЦМ, кг·м ²	1 450/8 000

Тип системы поддрессирования Независимая
 подвеска всех колес
 Тип упругого элемента подвески ПУЭ
 Тип демфирующего элемента
 подвески Двухтрубный управляемый
 амортизатор
 Масса, кг:
 корпуса машины 2 400
 колеса 80

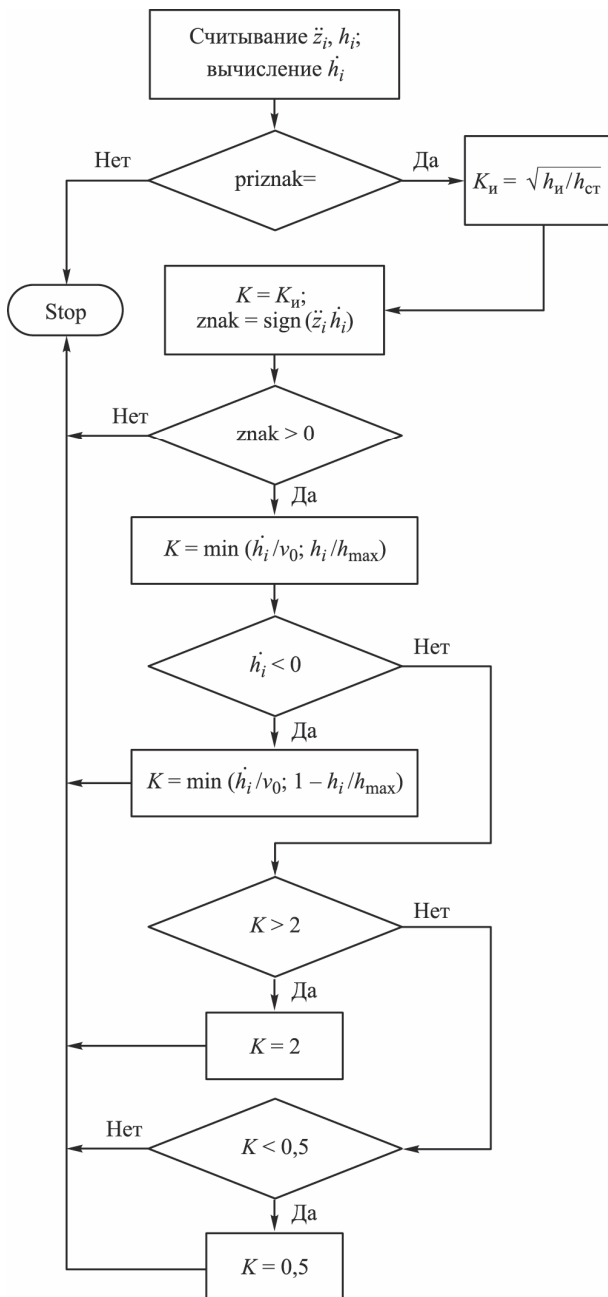


Рис. 3. Блок-схема совместной работы алгоритмов изменения дорожного просвета и динамического управления демпфированием управляемого амортизатора:
 priznak = 0 — динамическое управление демпфированием деактивировано; priznak = 1 — динамическое управление демпфированием активировано

Таблица 2
 Результаты исследования эффективности работы системы управления подвеской двухосной КМ

Тип дороги	Скорость движения, км/ч	Изменение дорожного просвета, м	Критерий «Комфорт», м/с ²
Асфальтовая высокого качества	30	+0,025	0,17/0,23
	80	0	0,42/0,66
	120	-0,025	0,82/2,20
Асфальтобетонная	30	+0,025	0,60/0,89
	80	0	1,60/2,17
	120	-0,025	1,92/2,38
Грунтовая удовлетворительного качества	5	+0,06	0,27/0,49
	10		0,54/0,70
	15		1,53/2,80

Примечание. В числителе дроби указаны значения для управляемой подвески, в знаменателе — для неуправляемой.

Для оценки эффективности работы системы управления подвеской КМ использовали критерий «Комфорт» [9], анализ которого проводили в частотном диапазоне 0,7...22,4 Гц.

Выполнено моделирование прямолинейного движения КМ с разными скоростями по трем типам дорог: асфальтовой высокого качества, асфальтобетонной и грунтовой удовлетворительного качества [10].

Результаты моделирования приведены в табл. 2.

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, показал, что при движении двухосной КМ с управляемой подвеской по дорогам, имеющим покрытия различного качества, критерий «Комфорт» повышается на 20...63 % по сравнению с таковым для КМ с неуправляемой подвеской.

Выводы

1. Разработан комплексный алгоритм работы системы управления подвеской КМ, включающий в себя динамическое изменение уровня демпфирования амортизатора и регулирование дорожного просвета с целью повышения комфорта водителя и пассажиров.

2. Методами имитационного моделирования доказана эффективность предложенного алго-

ритма. Установлено, что уровень комфорта движения существенно повышается при осна-

щении КМ управляемой подвеской.

Литература

- [1] Сухоруков А.В. *Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстросходной гусеничной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2003. 204 с.
- [2] Du H., Sze K.Y., Lam J. Semi-active H_∞ control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 283, is. 3–5, pp. 981–996.
- [3] Poussot-Vassal C., Sename O., Dugard L., Gaspar P., Szabo Z., Bokor J. A new semi-active suspension control strategy through LPV technique. *Control Engineering Practice*, 2008, vol. 16, is. 12, pp. 1519–1534.
- [4] Fallah M.S., Bhat R., Xie W.F. New model and simulation of Macpherson suspension system for ride control applications. *Vehicle System Dynamics*, 2009, vol. 47, no. 2, pp. 195–220.
- [5] Laws S.M. *An active camber concept for extreme maneuverability: mechatronic suspension design, tire modeling, and prototype development*. PhD Diss., Stanford, Stanford University, 2010, 224 p.
- [6] Ловчаков В.И., Сухинин Б.В., Сурков В.В. *Оптимальное управление электротехническими объектами*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2005. 149 с.
- [7] Ивайкин В. Использование скольльзящих режимов в регулировании. *Современные технологии автоматизации*, 2006, № 1, с. 90–94.
- [8] Полунгян А.А., ред. *Проектирование полноприводных колесных машин*. В 3 т. Т. 3. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
- [9] ГОСТ 31191.1–2004 (ИСО 2631-1:1997). *Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Ч. 1. Общие требования*. Москва, Изд-во стандартов, 2004. 45 с.
- [10] Полунгян А.А., ред. *Проектирование полноприводных колесных машин*. В 3 т. Т. 1. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.

References

- [1] Sukhorukov A.V. *Upravlenie dempfiroiushchimi elementami v sisteme podressorivaniia bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. Diss. kand. tekhn. nauk [Management of damping elements in suspension system of high-speed tracked vehicles. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2003. 204 p.
- [2] Du H., Sze K.Y., Lam J. Semi-active H_∞ control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 283, is. 3–5, pp. 981–996.
- [3] Poussot-Vassal C., Sename O., Dugard L., Gaspar P., Szabo Z., Bokor J. A new semi-active suspension control strategy through LPV technique. *Control Engineering Practice*, 2008, vol. 16, is. 12, pp. 1519–1534.
- [4] Fallah M.S., Bhat R., Xie W.F. New model and simulation of Macpherson suspension system for ride control applications. *Vehicle System Dynamics*, 2009, vol. 47, no. 2, pp. 195–220.
- [5] Laws S.M. *An active camber concept for extreme maneuverability: mechatronic suspension design, tire modeling, and prototype development*. PhD Diss., Stanford, Stanford University, 2010, 224 p.
- [6] Lovchakov V.I., Sukhinin B.V., Surkov V.V. *Optimal'noe upravlenie elektrotekhnicheskimi ob'ektami* [Optimal control of electrical objects]. Tula, TulSU publ., 2005. 149 p.
- [7] Ivaikin V. Ispol'zovanie skol'ziashchikh rezhimov v regulirovanii [The use of sliding modes in the regulation]. *Sovremennye tekhnologii avtomatizatsii* [Contemporary Technologies in Automation]. 2006, no. 1, pp. 90–94.
- [8] *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Ed. Polungian A.A. In 3 vol. Vol. 3. Moscow, Bauman Press, 2008. 432 p.
- [9] GOST 31191.1–2004 (ISO 2631-1:1997). *Vibratsiia i udar. Izmerenie obshchei vibratsii i otsenka ee vozdeistviia na cheloveka. Ch. 1. Obshchie trebovaniia* [State Standard 31191.1–2004 (ISO 2631-1:1997). Vibration and shock. Measurement and evaluation of human ex-

posure to whole-body vibration. Part 1. General requirements]. Moscow, Standartinform publ., 2004. 45 p.

[10] *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Ed. Polungian A.A. In 3 vol. Vol. 1. Moscow, Bauman Press, 2008. 496 p.

Статья поступила в редакцию 10.04.2017

Информация об авторах

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

ФЕДОТОВ Иван Вадимович (Москва) — главный специалист отдела «Шасси» управления «Системы узлы и агрегаты». ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (125438, Москва, Российская Федерация, ул. Автомоторная, д. 2, e-mail: ivan.fedotov@nami.ru).

Information about the authors

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

FEDOTOV Ivan Vadimovich (Moscow) — Main Specialist, Chassis Department, Systems, Components and Assemblies Sector. State Research Center of the Russian Federation — Federal State Unitary Enterprise NAMI (125438, Moscow, Russian Federation, Avtomotornaya St., Bldg. 2, e-mail: ivan.fedotov@nami.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 2-е издание учебника
под редакцией **В.Т. Калугина**

«Аэродинамика»

Изложены теоретические и прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. Приведены сведения из кинематики и динамики газов; даны основные уравнения аэродинамики, аналитические и численные методы расчета вихревых, потенциальных, плоских, пространственных и вязких течений. Рассмотрены теории скачков уплотнения; изоэнтропических, отрывных течений; пограничного слоя. Предложены практические задачи по определению аэродинамических характеристик летательных аппаратов и их элементов, даны понятия гистерезисных и нестационарных явлений в аэродинамике, представлены методы экспериментального моделирования процессов обтекания.

Содержание пособия соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Для студентов технических университетов, слушателей военных академий, а также аспирантов, инженеров и научных работников, специализирующихся в области ракетно-космической техники.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru