

ВИБРАЦИОННАЯ ЗАЩИТА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ АКТИВНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ НЕЙРОСЕТЕВЫМ КОНТРОЛЛЕРОМ

VIBRATION PROTECTION OF THE HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEM OF MOBILE VEHICLES USING ACTIVE REGULATION BY A NEURAL NETWORK CONTROLLER

З.А. ГОДЖАЕВ, д.т.н.
С.Е. СЕНЬКЕВИЧ, к.т.н.
В.А. КУЗЬМИН

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ,
Москва, Россия

Z.A. GODZHAEV, DSc in Engineering
S.E. SEN'KEVICH, PhD in Engineering
V.A. KUZ'MIN

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia,
fic51@mail.ru

Большую часть времени эксплуатации колесные сельскохозяйственные тракторы работают на полях с разными почвенными фонами, а при выполнении транспортных работ – на грунтовых дорогах либо в условиях бездорожья. В этих условиях необходима система поддрессоривания, позволяющая обеспечить регламентированную плавность хода и эффективную виброзащиту оператора. Цель исследования – разработать новый контроллер, скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети (РБФНС), реализованный для активной системы поддрессоривания $\frac{1}{4}$ части мобильного энергетического средства (МС). Алгоритм управления основан на радиальных базисных функциях и сочетает в себе преимущество адаптивной системы управления и управления режимом скольжения. Правило адаптации используется для регулирования базисных функций на основании информации о заданной поверхности скольжения в режиме реального времени. Так как такой подход обладает способностью к обучению, то его реализация может быть начата без каких-либо начальных значений РБФНС. Предлагается для управления параметрами скользящего режима использовать нейронную сеть. Для управления активной системой поддрессоривания МС предлагается адаптивный контроллер режима скользящего режима РБФНС. Регулируемый параметр для контроллера РБФНС выбирается как $g_s = 8,5$, чтобы покрыть диапазон гауссовских функций.

Предложен новый контроллер режима скольжения гидравлически активной системы поддрессоривания на основе нейронной сети. Результаты имитационного моделирования показывают, что благодаря использованию данного нейросетевого контроллера система поддрессоривания достаточно эффективно снижает виброактивность колебательной системы исследуемого МС от неровностей дороги.

Ключевые слова: сравнительная оценка, гидроподвеска, активная система поддрессоривания, нейронная сеть.

Most of the time of operation, wheeled agricultural tractors work in fields with different soil back-grounds and in transport on dirt roads or even off-road. Under these conditions, a suspension system is needed to ensure the smoothness ride and effective vibration protection of the operator. Purpose of the study. To develop a new sliding mode controller based on radial basis functions in a neural network (RBFNN), implemented for an active suspension system of $\frac{1}{4}$ of a part of a mobile energy facility (MF). Materials and methods. The control algorithm is based on radial basis functions and combines the advantage of an adaptive control system and slip mode control. The adaptation rule is used to regulate basic functions based on information about a given sliding surface in real time. Since this approach has the ability to learn, its implementation can be started without any initial RBFNN values. It is proposed to use the neural network to control the parameters of the sliding mode. Results and discussion. To control the active MF suspension system, an adaptive RBFNN sliding mode controller is proposed. The adjustable parameter for the RBFSS controller is selected as $g_s = 8,5$ to cover the range of Gaussian functions. Conclusions. A new controller for the sliding mode of a hydraulically active suspension system based on a neural network is proposed. Simulation results show that due to the use of this neural network controller, the suspension system quite effectively reduces the vibrational activity of the oscillatory system of the studied MF from road irregularities.

Keywords: comparative evaluation, hydraulic suspension, active suspension system, neural network.

Введение

Большую часть времени эксплуатации колесные сельскохозяйственные тракторы работают на полях с разными почвенными фонами, а при выполнении транспортных работ – на грунтовых дорогах либо в условиях бездорожья. В этих условиях необходима система поддрессирования, позволяющая обеспечить регламентированную плавность хода и эффективную виброзащиту оператора.

Влияние вибрации на организм человека, в особенности на пассажиров ТС, было рассмотрено во многих исследованиях [1–4]. При этом тело человека по-разному реагирует на различные вибрации. Это зависит от направления и частоты колебаний. Согласно исследованиям [5, 6, 7–15], тело человека более чувствительно к горизонтальным колебаниям, чем к вертикальным. В вертикальном направлении наиболее чувствительным является диапазон 4–8 Гц, который соответствует резонансным частотам органов брюшной полости. Чувствительность же в горизонтальных направлениях наиболее высокая в диапазоне 1–2 Гц. Диапазон 0,5–0,75 Гц вызывает «морскую болезнь». Таким образом, самые «неудобные» частоты для человека и те, которые должна ослаблять система поддрессирования, находятся в диапазоне 0,5–10 Гц. Исходя из этого система поддрессирования трактора в данной работе оценивалась в этом диапазоне частот [5].

Верхняя граница диапазона частот, в пределах которого работают системы поддрессирования, обычно не превышает 25 Гц. Плавность хода ТС зависит в значительной мере от динамического поведения кузова ТС (т.е. поддрессированной массы), который во время работы подвержен воздействию комбинации вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний.

Колебания остова должны измеряться в двух направлениях: по вертикали и по горизонтали. Наиболее часто используемый метод измерения – среднеквадратичное ускорение (*RMS*). Определяется как:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}. \quad (1)$$

Однако, чтобы упростить проведение эксперимента, часто измеряют только величину вертикального ускорения. Данные замеры проводили только по вертикальной составляющей.

Обобщенная формула (1) используется для определения величины среднеквадратичного ускорения и оценки системы поддрессирования с точки зрения плавности хода. Существуют определённые стандарты, касающиеся измерения величины плавности хода на сельскохозяйственных ТС и предельно допустимых величин виброускорений, воспринимаемых оператором ТС. Среди них обычно выделяют 2 ISO стандарта: ISO 2631-74, который регулирует основные вопросы, связанные с измерением уровня вибрации и влиянием вибрации на здоровье человека; ISO 5008-74, описывающий методику измерения и анализа вибронегруженности оператора ТС.

Для управления динамическими системами в условиях неопределенности были предложены традиционные схемы управления адаптивным режимом системы поддрессирования, однако им для создания алгоритма управления дополнительно необходима информация о работе системы. Как следствие, тема разработки модели с адаптивной структурой управления сейчас является актуальной.

Для создания контроллеров систем поддрессирования с активным управлением в основном использовались сложные динамические системы с нечеткой логикой [8] и нейросетевым управлением [9], а также их комбинации. Для комбинированных подходов необходим сложный механизм обучения или конкретная база эффективных решений, созданная методом проб и ошибок [9].

Цель исследования

Разработка нового контроллера скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети (РБФНС), реализованного для активной системы поддрессирования ¼ части МС.

Материалы и методы

Алгоритм управления основан на радиальных базисных функциях и сочетает в себе преимущество адаптивной системы управления и управления режимом скольжения. Правило адаптации используется для регулирования базисных функций на основании информации о заданной поверхности скольжения в режиме реального времени. Так как такой подход обладает способностью к обучению, то его реализация может быть начата без каких-либо начальных значений РБФНС [6].

Радиальная базовая функция режима скольжения контроллера

Предлагается для управления параметрами скользящего режима использовать нейронную сеть. Для создания нелинейного контроллера требуется две переменные состояния: z_s, z_u на основе нелинейного изменяющегося во времени динамического уравнения 3-го порядка. Другие переменные рассматриваются как изменяющаяся во времени функции:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \dot{z}_s(t) = x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) &= x_3(t) \\ \dot{x}_3(t) &= -a_1(t)x_1(t) - a_2(t)x_2(t) - a_3(t)x_3(t) + \\ &+ f_u(t) + b(t)u(t) - u_d(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где $a_i(t)$ – изменяющаяся во времени функция, зависящая от параметров системы поддрессирования МС; $f_u(t)$ – функция некоторых неизмеримых переменных z_u , которые ограничены этой системой поддрессирования; $b(t)$ – положительная изменяющаяся во времени функция; $u_d(t)$ – возмущение из-за изменения силы трения в гидравлической системе; $e_1 = x_{1d} - x_1$, $e_2 = x_{2d} - x_2$ и $e_3 = x_{3d} - x_3$ – ошибки переменных состояния. Тогда уравнение можно переписать как:

$$\begin{aligned} \ddot{e}_3(t) &= \ddot{x}_{3d}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + \\ &+ a_3(t)x_3(t) - b(t)u(t) - f_u(t) + u_d(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Если все вышеперечисленные функции, изменяющиеся во времени, известны, то уравнение управления системой поддрессирования будет представлять собой:

$$\begin{aligned} u_{eq}(t) &= \frac{1}{b(t)} [\ddot{x}_{3u}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + \\ &+ a_3(t)x_3(t) - f_u(t) + u_d(t) - \ddot{e}_3(t) + \dot{s}(t) + \lambda s(t)], \end{aligned} \quad (4)$$

где $s(t)$ – поверхность скольжения на фазовой плоскости, которая определяется как:

$$s(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) e_1(t) = e_2(t) + \lambda e_1(t). \quad (5)$$

По результатам предыдущих исследований [6, 8, 9] известно, что нейронная сеть является мощным алгоритмом для создания нелинейной динамической модели. РБФНС используется для моделирования нелинейного взаимодействия переменной поверхности скольжения $s(t)$ и закона управления системой $u(t)$. Гауссовы функции используются как функции активации каждого нейрона в скрытом слое этого контроллера. Величина возбуждения гауссо-

вых функций – это расстояние между входным значением скользящей переменной $s(t)$ и средним положением гауссовой функции:

$$\theta_j = (s - c_j)^2, \quad (6)$$

где c_j – среднее положение нейрона j .

Весовые коэффициенты w_j между нейронами входного слоя и нейронами скрытого слоя указаны как константа 1,0. Весовые коэффициенты w_k между нейронами скрытого слоя и нейронами выходного слоя корректируются в соответствии с правилом адаптации. Выходом функции РБФНС является:

$$g(s) = \sum_{j=1}^n w_j \varphi_j(s - c_j), \quad (7)$$

где $\varphi_j(s) = \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right)$ является гауссовой

функцией и j -м нейроном выходного слоя; σ_j и c_j – среднеквадратическое отклонение и математическое ожидание гауссовой функции, соответственно; n – количество нейронов, которое является входным значением РБФНС-функции.

Чтобы использовать преимущества режима скольжения и адаптивных схем управления в РБФНС, переменная поверхности скольжения задается как входное значение РБФНС, вводится правило адаптации для регулирования весов между скрытыми и выходными нейронными слоями. Для случая с одним входом и одним выходом управляющий вход контроллера нейронной сети представляет собой:

$$u = \sum_{j=1}^n w_j \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right). \quad (8)$$

Аппроксимированный закон управления РБФНС U может отличаться от закона управления u_{eq} из уравнения (4):

$$\dot{s}(t) = \dot{e}_2 + \lambda \dot{e}_1 = -\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)], \quad (9)$$

$$s(t)\dot{s}(t) = s(t)(-\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)]). \quad (10)$$

Исходя из теоремы Ляпунова, условие достижения скользящей поверхности $s \cdot \dot{s} < 0$ [4–6]. Если выбрать управляющий входной сигнал u для выполнения этого условия, система будет сходиться к началу фазовой плоскости. Весовые коэффициенты РБФНС регулируются на основе условия достижения $s \cdot \dot{s} < 0$. Правило адаптации используется для корректировки весов и поиска их оптимальных зна-

чений, а также для достижения стабильной сходимости. Правило адаптации выведено из правила наискорейшего спуска, чтобы минимизировать значение $s \cdot \dot{s}$ относительно w_j . Тогда уравнение весовых коэффициентов представляет собой:

$$\begin{aligned} \dot{w}_j &= -\Gamma \frac{ds(t)\dot{s}(t)}{du(t)} \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \Gamma b(t)s(t) \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \\ &= \gamma s(t) \exp\left(-\frac{(s-c_j)^2}{\sigma_j^2}\right) = \gamma s(t)\phi_j(s). \end{aligned} \quad (11)$$

Параметр скорости адаптации Γ и входной параметр системы $b(t)$ объединены в качестве параметра скорости обучения γ . Весовые коэффициенты между скрытыми и выходными слоями нейронной сети могут быть отрегулированы в режиме реального времени. Из уравнения (1) можно сделать вывод, что переменная $b(t)$ всегда является положительным значением для этой системы поддрессоривания. Из уравнения (9) видно, что \dot{s} увеличивается с уменьшением u и наоборот. Если $s > 0$, то увеличение u из-за возрастания w_j приведет к уменьшению $s \cdot \dot{s}$. Когда условие $s < 0$, $s \cdot \dot{s}$ будет уменьшаться с уменьшением u через уменьшение w_j . Следовательно, правило (11) достижимо.

Радиально базисная функция (РБФ) [5, 7, 8, 15] и адаптивная структура контроллера скольжения РБФРС (радиально-базисная функция режима скольжения) показаны на рисунке 1 и 2, соответственно. Параметры гауссовых функций σ_j и c_j в некоторых случаях могут быть заданы как константы. Коэффициент распространения $u_j = 0,6$, а среднее значение функций c_j для упрощения задается как интегральные константы от -5 до $+5$. Масштабный коэффициент g_s выбирается из диапазона так, чтобы отображать переменную поверхности скольжения s .

Теоретически РБФНС может использоваться для моделирования и аппроксимации любого нелинейного контроллера. Коэффициент $\tilde{W} = \bar{W} - \hat{W}$ показывает разницу между оптимальным значением весового коэффициента и его текущим значением. \hat{W} представляет собой текущее значение весового коэффициента нейронной сети. Выберем функцию Ляпунова как

$$V = \frac{1}{2}s^2 + \frac{b}{2\gamma}\tilde{W}^T\tilde{W}. \quad (12)$$

Можно сказать, что функция Ляпунова постепенно уменьшается, а система управления устойчива. Скользящая поверхностная переменная $s(t)$ сходится по граничному слою $s = 0$ в фазовой плоскости, а \tilde{W} остается ограниченной.

Результаты и обсуждение

Для управления активной системой поддрессоривания МС предлагается адаптивный контроллер режима скольжения РБФНС. Регулируемый параметр для контроллера РБФНС выбирается как $g_s = 8,5$, чтобы покрыть диапазон гауссовских функций. Параметр λ в уравнении скольжения (2) задается равным $0,5$; это значение обозначает наклон поверхности скольжения в фазовой плоскости, значение параметра скорости обучения γ было выбрано равным $0,6$, коэффициент уравнения управления скольжением режимом на основе нейронной сети g_u равен $0,8$. Коэффициент распределения

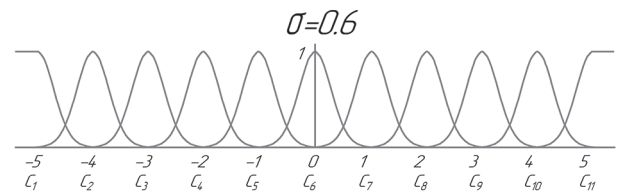


Рис. 1. Гауссова функция РБФ

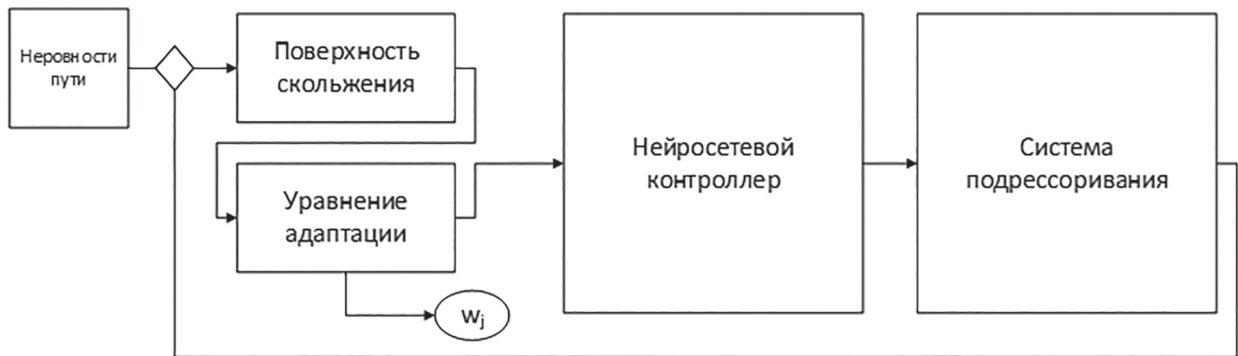


Рис. 2. Структура адаптивного нейросетевого контроллера

гауссовских функций задается как константа 0,6. Чтобы исследовать параметры управляющего сигнала на основе динамического поведения пружины, выполнялись следующие эксперименты. Частота дискретизации в экспериментах составляет 150 Гц.

На рис. 3 показано динамическое изменение положения пружины при движении МС по синусоидальной дорожной поверхности с амплитудой колебаний 40 мм, используя схему управления РБФНС. На сплошной линии показан профиль дороги, штрихпунктирная линия обозначает пассивное перемещение поддрессоренной массы, а тонкая линия обозначает изменение положения массы пружины с активной системой поддрессоривания.

Максимальное смещение поддрессоренной массы составляет 7,5 мм для начального периода обучения. После этого колебание поддрессоренной части МС составляет менее 1,5 мм. Это небольшое колебание вызвано динамическим изменением деформации шины. На рис. 4

показано ускорение массы пружины с различным количеством РБФ, чтобы оценить влияние количества узлов этой нейронной сети.

Среднеквадратичные значения амплитуд колебаний ускорения составляют 16,61 и 10,31 мм/с² соответственно для 5 и 11 узлов РБФ. Положение поддрессоренной массы и динамические характеристики ускорения этой системы поддрессоривания во время движения МС по неровной дороге со случайной амплитудой показаны на рис. 5 и 6 соответственно.

Можно заметить, что амплитуда колебаний ускорения находится в пределах 18 мм/с², за исключением начального периода обучения. Среднеквадратичные значения перемещения и ускорения составляют 1,04 мм и 8,52 мм/с² соответственно.

Выводы

1. Предложен новый контроллер режима скольжения гидравлически активной системы поддрессоривания на основе нейронной сети.

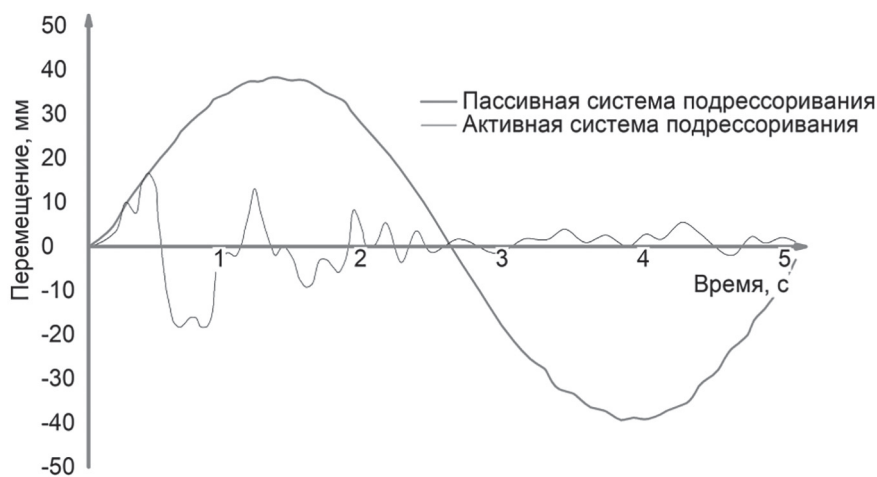


Рис. 3. Динамическое перемещение поддрессоренной массы во времени

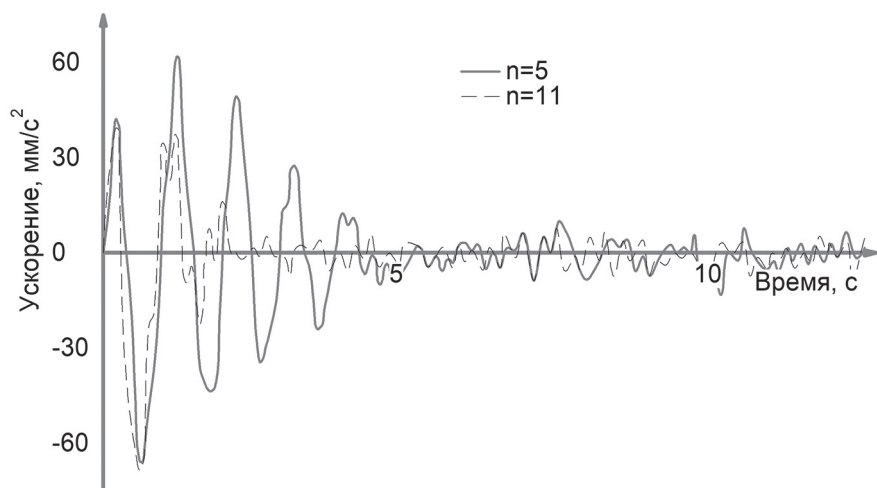


Рис. 4. Изменение ускорения поддрессоренной массы при количестве узлов РБФ $n = 5$ и 11



Рис. 5. Изменение положения подрессоренной массы во времени

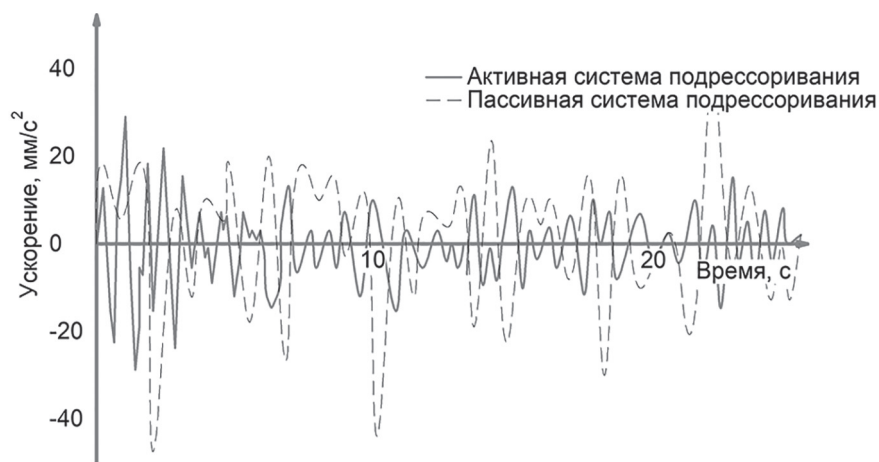


Рис. 6. Ускорение подрессоренной массы во времени

Данный алгоритм управления сочетает в себе методы адаптации и метод управления режимом скольжения, устанавливает соответствующие весовые значения РБФ путем обучения алгоритма в режиме реального времени.

2. Результаты имитационного моделирования показывают, что благодаря использованию данного нейросетевого контроллера система подрессорирования достаточно эффективно снижает виброактивность колебательной системы исследуемого МС от неровностей дороги.

3. Разработанный алгоритм и метод управления, с применением нейросетевого контроллера может успешно применяться при создании и модернизации систем подрессорирования мобильных машин и энергетических средств. Это позволит повысить точность расчетных показателей системы и сократит время их оценки.

Литература

1. Галашин В.А., Бородин В.П. Пневматические регулируемые системы подрессорирования колесных машин // Труды МВТУ. № 463. С. 36–60.

2. Густомясов А.Н. Исследование колебаний автомобиля с подвеской переменной структуры: дисс. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 Автомобили и тракторы. М., 1979. 204 с.
3. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 280 с.
4. Рудня М.Я., Ломако Д.М. Колебания автомобиля большой грузоподъемности с гидропневматической частично связанной подвеской при случайных внешних возмущениях // Автомобильная промышленность. 1973. № 9. С. 18–21.
5. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе подрессорирования быстросходной гусеничной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы. М., 2003. 204 с.
6. Bentkus V.A Lyapunov-type Bound in R^d // Theory Probab. Its Appl. 2005. Vol. 49, № 2. P. 311–323.
7. Cherry A. S., Jones R. P. Fuzzy logic control of an automotive suspension systems // IEE Proc Control Theory Appl. 1995. Vol. 142, № 2. P. 149–160.
8. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Искусственная нейронная сеть для обоснования па-

- раметров ходовых систем тракторов // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2017. № 4. С. 24–30.
9. YU F., Crolla D.A. State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension // *Veh. Syst. Dyn.* 1998. Vol. 30, № 6. P. 457–471.
10. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control* // *Veh. Syst. Dyn.* 1994. Vol. 23, № 1. P. 211–235.
11. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems – part ii: comprehensive analysis based on a full-car model // *Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD*. 1986. Vol. 80. P. 205–234.
12. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions // *Comput. Control Eng. J.* 1994. Vol. 5, № 3. P. 143–148.
13. Gohrle C. et al. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers // *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2014. Vol. 22, № 3. P. 1135–1142.
14. Победин А.В.. Перспективы использования динамических гасителей колебаний в подвесках тракторных кабин // *Тракторы и сельхозмашины*. 2014. № 11. С. 16–21.
15. Rolland L.Hardy. Multiquadric Equations of Topography and Other Irregular Surface // *J. Geophys. Res.* 1971. Vol. 76, № 8. P. 1905–1915.
- ly coupled sus-pension under random external disturbances. *Avtomobil'naya Promyshlennost'*. 1973. No 9, pp. 18–21.
5. Suhorukov A.V. Upravlenie dempfruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny: Diss. ... kand. tekhn. nauk [Control of damping elements in the suspension system of a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. *Special'nost' 05.05.03 – Avtomobili i traktory*. Moscow, 2003. 204 p.
6. Bentkus V. A Lyapunov-type Bound in R d. *Theory Probab. Its Appl.* 2005. Vol. 49. No 2, pp. 311–323.
7. Cherry A. S., Jones R. P. Fuzzy logic control of an automotive suspension systems. *IEE Proc Control Theory Appl.* 1995. Vol. 142. No 2, pp. 149–160.
8. Kuz'min V.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A. Artificial neural network to justify the parameters of the tractor running systems. *Sel'skohozyajstvennyye Mashiny i Tekhnologii*. 2017. No 4, pp. 24–30.
9. YU F., Crolla D.A. State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension. *Veh. Syst. Dyn.* 1998. Vol. 30. No 6, pp. 457–471.
10. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control*. *Veh. Syst. Dyn.* 1994. Vol. 23. No 1, pp. 211–235.
11. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems - part ii: comprehensive analysis based on a full-car model. *Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD*. 1986. Vol. 80, pp. 205–234.
12. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions. *Comput. Control Eng. J.* 1994. Vol. 5. No 3, pp. 143–148.
13. Gohrle C. et al. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2014. Vol. 22. No 3, pp. 1135–1142.
14. Pobedin A.V. Prospects for the use of dynamic vibration dampers in the suspension of tractor cabins. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2014. No 11, pp. 16–21.
15. Rolland L.Hardy. Multiquadric Equations of Topography and Other Irregular Surface. *J. Geophys. Res.* 1971. Vol. 76. No 8, pp. 1905–1915.

References

1. Galashin V.A., Borodin V.P. Pneumatic adjustable wheel suspension systems. *Trudy MVTU*. No 463, pp. 36–60.
2. Gustomyasov A.N. Issledovanie kolebanij avtomobilya s podveskoj peremennoj struktury: Diss. ... kand. tekhn. nauk [Study of vibrations of a vehicle with a suspension of variable structure: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. *Special'nost' 05.05.3 Avtomobili i traktory*. Moscow, 1979. 204 p.
3. Platonov V.F. *Polnoprivodnye avtomobili* [Four wheel drive vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 280 p.
4. Rudnya M.YA., Lomako D.M. Oscillations of a heavy-duty vehicle with a hydropneumatic partial-