

**Г.Е. Веселов, А.С. Сеницын**

**СИНТЕЗ АДАПТИВНОГО СИНЕРГЕТИЧЕСКОГО ЗАКОНА  
УПРАВЛЕНИЯ АКТИВНОЙ СИСТЕМОЙ АМОРТИЗАЦИИ КРЕСЕЛ  
ОПЕРАТОРОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН**

*Операторы землеройных машин очень часто подвергаются воздействию низкочастотной вибрации. Такая ситуация очень неблагоприятна для человека и приводит к потере концентрации, усталости и снижению эффективности выполняемой работы. В обычной машине подобного класса зачастую отсутствует система амортизации колес, поэтому подвеска кресла это единственная система, которая может защитить рабочего от ударов и вибрации. Таким образом объектом исследования является система управления активной подвеской сиденья операторов землеройных машин. Целью исследования, представленного в данной работе, является разработка алгоритмического обеспечения, повышающего уровень комфорта работы операторов землеройных машин. Основной задачей, решаемой в данной работе, является синтез адаптивных синергетических законов управления активной системой амортизации кресел операторов землеройных машин. Предлагаемая структура системы управления строится на основе регулятора, синтезированного методом АКАР и логического блока управления электромагнитными клапанами. Используя принцип интегральной адаптации в состав контура управления включено интегральное звено, обеспечивающее постоянный уровень виброизоляции объекта вне зависимости от его массы. Эффективность предложенного подхода исследуется методом компьютерного моделирования в среде Simscape. В результате выполненной работы получен регулятор, обеспечивающий: 1) эффективное поглощение вибраций и ударов, возникающих в ходе работы землеройной машины (SEAT фактор менее 0,024); 2) отсутствие резонансных частот в области от 0 до 20 Гц. Результаты численного моделирования показали, что указанные характеристики системы подвески сидений сохраняются даже в условиях неопределенности значения изолируемой массы. Численное моделирование также показало, что пренебрежение постоянными времени пропорциональных клапанов приводит к тому, что система амортизации теряет свою эффективность в области частот выше 13,6 Гц.*

*Управляемая подвеска; нелинейный регулятор; адаптация; синергетический подход.*

**G.E. Veselov, A.S. Sinityn**

**SYNTHESIS OF ADAPTIVE SYNERGETIC CONTROL LAW OF AN ACTIVE  
AMORTIZATION SYSTEM IN EARTHMOVING MACHINERY OPERATORS  
SEATS**

*Operators of earth-moving machinery are very often exposed to low-frequency vibration. This situation is very unfavorable for a human and leads to loss of concentration, fatigue and a decrease in effectiveness of performed work. In a conventional machine of this class very often no system for wheels amortization exist, so the seat suspension is the only system that can protect the worker from shocks and vibration. Thus, the object of the study is the active suspension control system for the operator seat in earth-moving machines. The aim of the research presented in this paper is the development of algorithm that enhances the comfort level for the earth-moving machines operators. The main task solved in this paper is a synthesis of adaptive synergistic laws of active amortization system control in earth-moving machine operator seats. The proposed structure of the control system is built on the basis of a regulator synthesized by the AKAR method and a logic control unit for solenoid valves. Using the principle of integral adaptation, an integrated chain is included in the control loop, ensuring a consistent level of vibration isolation of the object, regardless of its mass. The effectiveness of the proposed approach is demonstrated by the computer simulation method in the Simscape environment. As a result of the performed work the obtained regulator provides: 1) effective absorption of vibrations and shocks arising during the operation of the earth-moving machine (SEAT factor less than 0.024); 2) absence of the resonant frequency in the range from 0 to 20 Hz. Numerical modeling results have shown that characteris-*

*tics of seat suspension systems are maintained even under conditions of uncertainty values insulated mass. Numerical simulation also showed that neglecting the time constants of proportional valves leads to the fact that the amortization system loses its efficiency in the frequency range above 13.6 Hz.*

*Active suspension; nonlinear controller; adaptation; synergetics approach.*

**Введение.** Сильные низкочастотные колебания, возникающие в процессе функционирования землеройных машин, могут быть погашены системой активной подвески. Устройства активной подвески сидений используют различные источники энергии для перемещения сиденья по отношению к его основанию. Благодаря применению подобного рода механизмов появляется возможность удерживать сиденье оператора неподвижным, в то время как кузов транспортного средства совершает колебания. Исследования в данном направлении вызывают повышенный интерес, как с академической, так и с промышленной точки зрения. Вначале были исследованы пассивные системы амортизации [1, 2], затем полуактивные [3] и в дальнейшем активные системы [4–6]. Основным результатам указанных исследований является вывод о том, что применение активной подвески значительно повышает уровень комфорта, по сравнению с традиционными пассивными амортизаторами. Концепции полуактивного и активного демпфера успешно применяются в системах подвески автомобилей, кабин грузовиков и сидений операторов [7–8]. Основная идея заключается в применении особых методов управления активной подвеской с целью уменьшения вибрации.

Согласно [9] полуактивная подвеска может эффективно применяться в пассажирском транспорте с целью повышения комфорта движения и управляемости. Авторы протестировали автомобиль с четырьмя электрореологическими амортизаторами, что позволило оценить эксплуатационные характеристики полуактивной системы подвески, управляемой контроллером, основанным на идеи «подвески к небу». С использованием оптимальных демпферов активной, пассивной и полуактивной подвески была проанализирована трехмерная модель автомобиля и обобщенная модель амортизаторов сидений [10]. В результате был разработан адаптационный алгоритм, с помощью которого рассчитывались оптимальные параметра амортизатора. Кроме того, с помощью стандартных кривых уровня дискомфорта аналитическим путем были полученные оптимальные параметры подвески сидений [11].

Для улучшения характеристик активных амортизаторов применяется управления по обратной связи, как наиболее универсальное и мощное средство управления системами в различных условиях эксплуатации. Исполнительный механизм в системах активной и полуактивной подвески управляется с помощью контроллера, в который поступает информация о состоянии системы. Тем не менее, существует ряд факторов, осложняющих решение проблемы виброизоляции. Одной из таких проблем является выбор соответствующих параметров модели, таких как коэффициенты затухания и жёсткости. В работе [12] для решения указанной проблемы используется закон управления, основанный на  $H_{inf}$  подходе. Задача синтеза статического регулятора по обратной связи решается в работе [13]. В ней предложен двухэтапный метод определения матрицы усиления обратной связи, который позволяет системе функционировать даже в условиях частичной неисправности исполнительного механизма. В ряде работ проблема поиска законов управления рассматривается с точки зрения функционирования систем активной подвески в условиях изменяющейся подрессоренной массы. В работе [15] разработана многоцелевая система управления, адаптирующаяся к изменению нагруженной массы. Скользящий регулятор, функционирующий в условиях изменяющейся во времени нагрузкой исследован в работе [15]. В большинстве указанных работ используются значительно упрощенные, а иногда и линеаризованные модели амортизаторов. Целью данной работы, является создание принципиально новой системы управле-

ния, которая будет максимально полно учитывать нелинейную динамику объекта управления и обладать свойством адаптивности к изменению изолируемой массы. Основным инструментом, применяемым в данной статье, является метод аналитического конструирования агрегированных регуляторов (АКАР) [16]. Метод АКАР основывается на синерго-кибернетическом подходе к управлению техническими системами. С его помощью разработчик управляющей системы может «погрузить» в объект управления инвариантные многообразия, форма которых выбирается из соображений выполнения технических требований к замкнутой системе [17, 18]. В рамках синергетической теории управления (СТУ) существует подход к синтезу адаптивных регуляторов, называемый «метод интегральной адаптации» (ИА). Для сохранения свойства инвариантности вводимых многообразий к внешним полиномиальным возмущениям метод ИА подразумевает введение некоторого числа интеграторов в замкнутую систему, при этом количество интеграторов определяется порядком возмущения. Отличительной особенностью данного метода по сравнению с существующей в рамках СТУ теорией нелинейных наблюдателей возмущения (ННВ) является отсутствие необходимости определения «места» вхождения внешнего возмущения в математическую модель объекта управления.

**Моделирование возмущающего воздействия.** Существуют стандарт [19], в котором определяется характер вибрации опоры сиденья, используемый для определения коэффициента передачи амплитуды (SEAT фактор) [20]. Полученные практически путем спектры возмущений, используются для определения области применимости сидений на землеройных машинах. В [19] определены девять классов (EM1 – EM9) возмущающих воздействий, описывающих вибрационные характеристики различных землеройных машин. В рамках данной работы будут рассматриваться только три класса возмущений:

- ◆ EM3 – возмущение, описывающее работу на колесном погрузчике;
- ◆ EM5 – возмущение, описывающее работу на колесном бульдозере;
- ◆ EM6 – возмущение, описывающее работу на гусеничном бульдозере.

Спектральные плотности мощности (СПМ) упомянутых сигналов возбуждения, представлены на рис. 1.

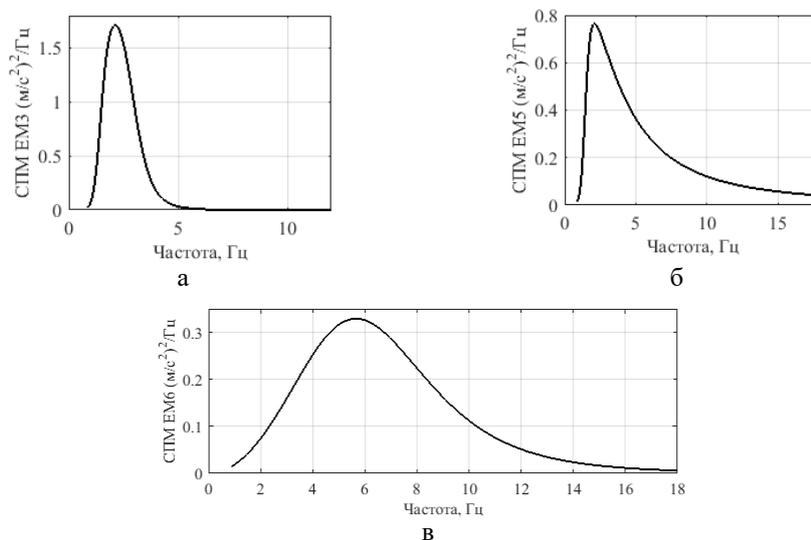


Рис. 1. СПМ возмущения класса EM3 (а), EM5 (б), EM6 (в), согласно ГОСТ 27259-2006 [17]

$SEAT$  фактор является численной оценкой эффективности виброизоляции и определяется выражением:

$$SEAT = \frac{RMS_{a_s}}{RMS_{a_p}}, \quad (1)$$

где  $RMS_{a_s}$  – среднеквадратичное значение вертикального ускорения, измеренного на подушке сиденья,  $RMS_{a_p}$  – среднеквадратичное значение вертикального ускорения, измеренного на основании сиденья,  $SEAT$  – коэффициент эффективности виброизоляции.

Значение  $SEAT = 1$ , означает, что сиденье будет производить аналогичную вибрацию и тот же дискомфорт, что и пол кабины оператора. Если  $SEAT > 1$ , то сиденье увеличивает вибрацию и дискомфорт. Если  $SEAT < 1$ , то сиденье уменьшает вибрацию и увеличивает комфорт.

**Система активной подвески сидений землеройных машин.** Операторы землеройных машин очень часто подвергаются воздействию низкочастотной вибрации. Такая ситуация очень неблагоприятна для человека и приводит к потере концентрации, усталости и снижению эффективности выполняемой работы. В обычной машине подобного класса зачастую отсутствует система амортизации колес, поэтому подвеска кресла – это единственная система, которая может защитить рабочего от ударов и вибрации. Чаще всего, кресло с пассивными амортизаторами усиливает амплитуды на резонансных частотах, что приводит к уменьшению рабочего времени. По этой причине системы амортизации кресел постоянно совершенствуются с целью устранения вибрации и повышения комфорта оператора [7, 10–12].

Структурная схема исследуемой системы амортизации представлена на рис. 2. Представленная конструкция предназначена для защиты от низкочастотных вибраций средней амплитуды. Данный тип виброизоляции часто используется в сиденьях землеройных машин. Для повышения комфорта оператора необходимо обеспечить минимальное ускорение изолируемой массы во всем диапазоне частот сигнала возбуждения и в тоже время необходимо учитывать, что существует физическое ограничение на перемещение амортизатора.

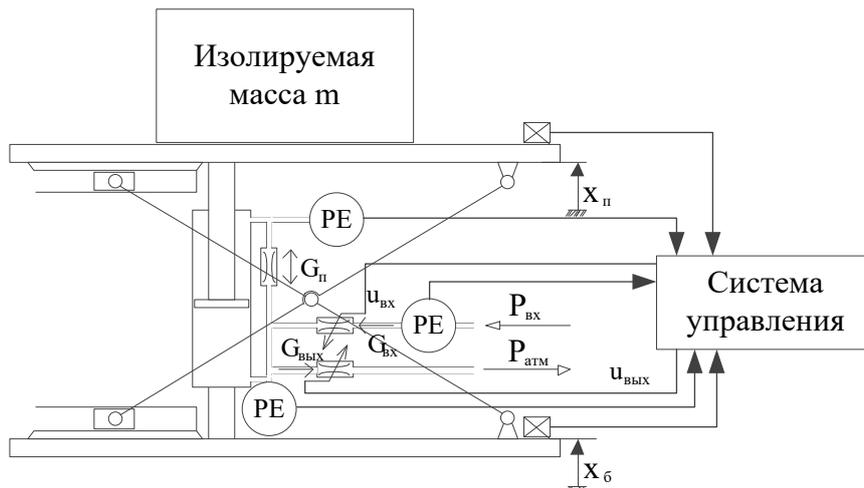


Рис. 2. Структурная схема системы амортизации сиденья

Система амортизации сиденья, представленная на рис. 2, состоит из механизма вертикального перемещения и пневматического цилиндра двойного действия. Штоковые и поршневые полости цилиндра связаны между собой через постоянное отверстие, расход воздуха, проходящий через данное отверстие обозначен  $G_{\text{п}}$ . Для обеспечения неподвижности изолируемой массы используются потоки  $G_{\text{вх}}$  и  $G_{\text{вых}}$ , которые управляются двумя пропорциональными электромагнитными клапанами. Пропорциональные клапаны управляются входными сигналами  $u_{\text{вх}}$  и  $u_{\text{вых}}$ , которые представляют собой напряжение, приложенное к обмотке соответствующего клапана. Нагнетание давления в цилиндр производится компрессором, а излишки воздуха сбрасываются непосредственно в атмосферу.

**Упрощенная математическая модель системы активной подвески.** В случае идеального газа, изменение давления в поршневой полости цилиндра описывается уравнением [21]:

$$\dot{p}_{nn} = \frac{\dot{T} \cdot p_{nn} \cdot (V_{nn0} + A_{nn} x_u) - A_{nn} \cdot p_{nn} \cdot T \cdot \dot{x}_u + G_{nn} T^2 R}{T(V_{nn0} + A_{nn} x_u)}, \quad (2)$$

где  $p_{nn}$  – давление в поршневой полости цилиндра, Па;  $A_{nn}$  – эффективная площадь поршня в поршневой полости,  $\text{м}^2$ ;  $T$  – температура газа в цилиндре, К;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $x_u$  – перемещение поршня цилиндра, м;  $V_{nn0}$  – мертвый объем поршневой полости,  $\text{м}^3$ ;  $G_{nn}$  – массовый расход газа поршневой полости цилиндра, кг/с.

Полагая, что процесс является изотермическим, т.е.  $T = \text{const}$ , перепишем уравнение (2):

$$\dot{p}_{nn} = \frac{A_{nn} \cdot p_{nn} \cdot T \cdot \dot{x}_u + G_{nn} \cdot T^2 \cdot R}{T \cdot (V_{nn0} + A_{nn} \cdot x_u)}. \quad (3)$$

Аналогично для штоковой полости цилиндра:

$$\dot{p}_{un} = \frac{A_{un} \cdot p_{un} \cdot T \cdot \dot{x}_u + G_{un} \cdot T^2 \cdot R}{T \cdot (V_{un0} + A_{un} \cdot (L_u - x_u))}, \quad (4)$$

где  $p_{un}$  – давление в штоковой полости цилиндра, Па;  $A_{un}$  – эффективная площадь поршня в штоковой полости,  $\text{м}^2$ ;  $V_{un0}$  – мертвый объем штоковой полости,  $\text{м}^3$ ;  $G_{un}$  – массовый расход газа штоковой полости цилиндра, кг/с;  $L_u$  – длина цилиндра (максимальный ход поршня), м.

Согласно схеме, приведенной на рис. 2, запишем уравнения массового расхода для штоковой и поршневой полостей цилиндра:

$$G_{nn} = G_y - G_n; \quad G_{un} = G_n, \quad (5)$$

где  $G_y = G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}$ .

Сила, производимая цилиндром двойного действия, описывается формулой:

$$F_u = A_{nn} \cdot (p_{nn} - p_a) - A_{un} \cdot (p_{un} - p_a), \quad (6)$$

где  $p_a$  – атмосферное давление, Па.

Пренебрегая силами трения, возникающими в подвижных узлах, запишем уравнение перемещения изолируемой массы:

$$\begin{aligned} \dot{x}_n &= s_n; \\ \dot{s}_n &= F_u / m - g, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $x_n$  – положение изолируемой массы, м;  $s_n$  – скорость изолируемой массы, м/с;  $m$  – изолируемая масса, кг;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Уравнение перемещения поршня цилиндра имеет вид:

$$x_y = x_n - x_{\delta}; \dot{x}_y = s_n - \dot{x}_{\delta}, \quad (8)$$

где  $x_{\delta}$  – перемещение платформы, на которой установлено кресло с активной системой подвески, м.

С учетом всех преобразований получим систему нелинейных дифференциальных уравнений четвертого порядка, описывающих динамику кресла с активной подвеской:

$$\begin{aligned} \dot{x}_n &= s_n; \\ \dot{s}_n &= \frac{A_{nn} \cdot (p_{nn} - p_a) - A_{un} \cdot (p_{un} - p_a)}{m} - g; \\ \dot{p}_{nn} &= \frac{A_{nn} \cdot p_{nn} \cdot T \cdot (s_n - \dot{x}_{\delta}) + (G_y - G_n) \cdot T^2 \cdot R}{T \cdot (V_{nn0} + A_{nn} \cdot (x_n - x_{\delta}))}; \\ \dot{p}_{un} &= \frac{A_{un} \cdot p_{un} \cdot T \cdot (s_n - \dot{x}_{\delta}) + G_n \cdot T^2 \cdot R}{T \cdot (V_{un0} + A_{un} \cdot (L_y - (x_n - x_{\delta})))}. \end{aligned} \quad (9)$$

**Синтез основного закона управления.** Приступая к синтезу системы управления методом АКАР, в первую очередь необходимо определить форму инварианта, погружаемого в систему. Целью закона управления является стабилизация изолируемой массы в заданном положении т.е.  $x_n = x_3$ . Составим уравнение инвариантного многообразия, погружение которого обеспечит выполнение равенства  $x_n = x_3$ , при  $t \rightarrow \infty$ :

$$s_n = -k \cdot (x_n - x_3), \quad (10)$$

где  $k$  – положительная константа. При выполнении равенства (10) первое уравнение системы (9) принимает вид:

$$\dot{x}_n = -k \cdot (x_n - x_3). \quad (11)$$

При условии, что  $x_3 = \text{const}$ , система (11) имеет единственную точку равновесия  $x_n = x_3$ , что в точности соответствует цели управления.

Так как синтезируемая система управления должна обладать адаптивными свойствами к изменению изолируемой массы, в процессе синтеза необходимо заложить в регулятор соответствующий механизм. Полагая, что масса является неизменной в процессе функционирования системы, следуя идеологии интегральной адаптации, для сохранения свойства инвариантности выражения (10), необходимо заложить в регулятор интегрирующее звено вида:

$$\dot{\zeta} = (s_n - k \cdot (x_n - x_3)) \cdot c_1, \quad (12)$$

где  $c_1$  – положительная константа.

Определившись с формой инвариантного многообразия и адаптационным механизмом, составим макропеременную следующего вида:

$$\psi = s_n - k \cdot (x_n - x_3) + \zeta \cdot c_2. \quad (13)$$

где  $c_2$  – положительная константа.

Для того чтобы найти управляющее воздействие, погружающее инвариантное многообразие (10) в систему (9), сформируем функциональное уравнение следующего вида:

$$\dot{\psi} + \dot{\psi} \cdot 2 \cdot \lambda + \psi \cdot \lambda^2, \quad (14)$$

где  $\lambda$  – положительная константа.

Закон изменения массового расхода воздуха  $G_y$ , обеспечивающий погружение инвариантного многообразия (10) в систему (9) является решением уравнения (14) относительно  $G_y$  и имеет вид:

$$G_y = \frac{1}{T^2 \cdot R} \cdot \left( \frac{1}{A_{nn}} \cdot \left( \left( -k \cdot (F_u/m - g) - c_1 \cdot c_2 \cdot (F_u/m - g + k \cdot s_n) - 2 \cdot (F_u/m - g + k \cdot s_n + (s_n + k \cdot (x_n - x_3)) \cdot c_1 \cdot c_2) \cdot \lambda - (s_n + k \cdot (x_n - x_3) + \xi \cdot c_2) \cdot \lambda^2 \right) \cdot m + \frac{A_{um} \cdot (A_{um} \cdot p_{um} \cdot T \cdot (s_n - \dot{x}_\delta) + G_p \cdot T^2 \cdot R)}{T \cdot (V_{un0} + A_{um} \cdot (L_u - x_n + x_\delta))} \right) \cdot T \cdot (V_{nn0} + A_{nn} \cdot (x_n - x_\delta)) \right) - A_{nn} \cdot p_{nn} \cdot T \cdot (s_n - \dot{x}_\delta) + G_p. \quad (15)$$

Уравнение (15), совместно с уравнением (12) представляет собой искомый нелинейный адаптивный регулятор.

**Вывод вспомогательных уравнений.** Закон управления (15) представляет собой функцию изменения массового расхода газа в поршневой полости цилиндра, которая в свою очередь состоит из двух составляющих  $G_{ex}$  и  $G_{вых}$ . Для разрешения этого противоречия, введем ограничивающее условие: в один момент времени, только один клапан может быть открыт. В таком случае, можно записать уравнение массового расхода для каждого из электромагнитных клапанов:

$$G_{ex} = \begin{cases} |G_y|, G_y > 0; \\ 0, G_y \leq 0. \end{cases} \quad G_{вых} = \begin{cases} |G_y|, G_y < 0; \\ 0, G_y \geq 0. \end{cases} \quad (16)$$

Кроме того, в уравнение (15) входит значение массового расхода газа между цилиндрами  $G_p$ . Положим, что связь между цилиндрами обусловлена небольшим отверстием с острыми краями, в таком случае, массовый расход газа, истекающего через отверстие, описывается уравнением:

$$G_n = \begin{cases} d \cdot A_n \cdot C_d \cdot T^{-0.5} \cdot K_1 \cdot (p_i - p_o), p_o/p_i > B_d; \\ d \cdot A_n \cdot C_d \cdot p_i \cdot T^{-0.5} \cdot \sqrt{K_2 \cdot \left( \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{K_3} - \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{K_4} \right)}, p_o/p_i > B_k; \\ d \cdot A_n \cdot C_d \cdot p_i \cdot T^{-0.5} \cdot K_5, \text{ в любом другом случае,} \end{cases} \quad (17)$$

где  $C_d$  – коэффициент уменьшения потока;  $A_n$  – проходное сечение отверстия,  $m^2$ ;  $B_d = 0,999$ ,  $c_p, c_v$  – постоянные, описывающие свойства используемого газа;

$$d = \begin{cases} 1, p_{nn} > p_{un} \\ -1, p_{nn} \leq p_{un} \end{cases}; \quad p_i = \begin{cases} p_{nn}, p_{nn} > p_{un} \\ p_{un}, p_{nn} \leq p_{un} \end{cases}; \quad p_o = \begin{cases} p_{un}, p_{nn} > p_{un} \\ p_{nn}, p_{nn} \leq p_{un} \end{cases}; \quad K_2 = \frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)};$$

$$K_3 = \frac{2}{\gamma}; \quad K_4 = \frac{\gamma + 1}{\gamma}; \quad K_5 = \sqrt{\frac{\lambda}{R} \cdot B_k^{K_4}}; \quad K_1 = \sqrt{\frac{K_2 \cdot (B_d^{K_3} - B_d^{K_4})}{1 - B_d}}; \quad B_k = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}; \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}.$$

Исполнительные устройства, используемые в предлагаемой системе амортизации, представляют собой электромагнитные клапаны с переменным сечением, в то время как уравнения (16) дают возможность рассчитать массовый расход газа, для решения указанной проблемы необходимо определить отношение между массовым расходом газа и проходным сечением клапана:

$$A_{ex} = \begin{cases} G_{ex}/f_{ex}, f_{ex} > 0 \\ 0, f_{ex} \leq 0 \end{cases}; \quad A_{вых} = \begin{cases} G_{вых}/f_{вых}, f_{вых} > 0 \\ 0, f_{вых} \leq 0 \end{cases}, \quad (18)$$

где

$$f_{\text{вх}} = \begin{cases} d_{\text{вх}} \cdot C_{\text{вх}} \cdot T^{-0,5} \cdot K_1 \cdot (p_{\text{вх}} - p_{\text{нн}}), p_{\text{нн}}/p_{\text{вх}} > B_{\text{л}}; \\ d_{\text{вх}} \cdot C_{\text{вх}} \cdot p_{\text{вх}} \cdot T^{-0,5} \cdot \sqrt{K_2 \cdot \left( \left( \frac{p_{\text{нн}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{K_3} - \left( \frac{p_{\text{нн}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{K_4} \right)}, p_{\text{нн}}/p_{\text{вх}} > B_{\text{к}}; \\ d_{\text{вх}} \cdot C_{\text{вх}} \cdot p_{\text{вх}} \cdot T^{-0,5} \cdot K_5, \text{ в любом другом случае,} \end{cases} \quad (19)$$

$$f_{\text{вых}} = \begin{cases} d_{\text{вых}} \cdot C_{\text{вых}} \cdot T^{-0,5} \cdot K_1 \cdot (p_{\text{нн}} - p_{\text{а}}), p_{\text{а}}/p_{\text{нн}} > B_{\text{л}}; \\ d_{\text{вых}} \cdot C_{\text{вых}} \cdot p_{\text{нн}} \cdot T^{-0,5} \cdot \sqrt{K_2 \cdot \left( \left( \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{нн}}} \right)^{K_3} - \left( \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{нн}}} \right)^{K_4} \right)}, p_{\text{а}}/p_{\text{нн}} > B_{\text{к}}; \\ d_{\text{вых}} \cdot C_{\text{вых}} \cdot p_{\text{нн}} \cdot T^{-0,5} \cdot K_5, \text{ в любом другом случае,} \end{cases} \quad (20)$$

$$d_{\text{вх}} = \begin{cases} 1, p_{\text{вх}} > p_{\text{нн}} \\ -1, p_{\text{вх}} \leq p_{\text{нн}} \end{cases}; d_{\text{вых}} = \begin{cases} 1, p_{\text{нн}} > p_{\text{а}} \\ -1, p_{\text{нн}} \leq p_{\text{а}} \end{cases}; C_{\text{вх}} - \text{коэффициент уменьшения потока}$$

входного клапана;  $C_{\text{вых}}$  – коэффициент уменьшения потока выходного клапана,  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе системы питания активной системы амортизации,  $p_{\text{а}}$ ,  $A_{\text{вх}}$  – проходное сечение входного клапана,  $\text{м}^2$ ;  $A_{\text{вых}}$  – проходное сечение выходного клапана,  $\text{м}^2$ .

Изменение проходного сечения электромагнитных клапанов описывается дифференциальным уравнением:

$$\dot{A}_{\text{вх}} = \frac{A_{\text{двх}} - k_{\text{н.вх}} \cdot u_{\text{вх}}}{t_{\text{р.вх}}}; \dot{A}_{\text{двх}} = \frac{A_{\text{двх}} - k_{\text{н.двх}} \cdot u_{\text{двх}}}{t_{\text{р.двх}}}, \quad (21)$$

где  $A_{\text{двх}}$  – действительное проходное сечение входного клапана,  $\text{м}^2$ ;  $A_{\text{двх}}$  – действительное проходное сечение выходного клапана,  $\text{м}^2$ ;  $k_{\text{н.вх}}$  – коэффициент преобразования В в  $\text{м}^2$  входного клапана;  $k_{\text{н.двх}}$  – коэффициент преобразования В в  $\text{м}^2$  выходного клапана;  $u_{\text{вх}}$ ,  $u_{\text{двх}}$  – напряжения, приложенные к обмоткам входного и выходного клапана соответственно, В;  $t_{\text{р.вх}}$ ,  $t_{\text{р.двх}}$  – постоянные времени.

Управляющим сигналом для электромагнитного клапана является напряжение, в то время, как закон управления приведен к проходному сечению. В силу малого значения постоянной времени клапанов ( $< 7$  мс), можно записать следующее соотношение между напряжением на обмотке клапана и желаемым проходным сечением:

$$u_{\text{вх}} = \begin{cases} u_{\text{вх.макс}}, A_{\text{вх}}/k_{\text{н.вх}} > u_{\text{вх.макс}}; \\ A_{\text{вх}}/k_{\text{н.вх}}, 0 \leq A_{\text{вх}}/k_{\text{н.вх}} \leq u_{\text{вх.макс}}; \\ 0, A_{\text{вх}}/k_{\text{н.вх}} < 0; \end{cases} u_{\text{двх}} = \begin{cases} u_{\text{двх.макс}}, A_{\text{двх}}/k_{\text{н.двх}} > u_{\text{двх.макс}}; \\ A_{\text{двх}}/k_{\text{н.двх}}, 0 \leq A_{\text{двх}}/k_{\text{н.двх}} \leq u_{\text{двх.макс}}; \\ 0, A_{\text{двх}}/k_{\text{н.двх}} < 0; \end{cases} \quad (22)$$

где  $u_{\text{вх.макс}}$  – максимальное напряжение на обмотке входного клапана, В;  $u_{\text{двх.макс}}$  – максимальное напряжение на обмотке выходного клапана, В.

#### Моделирование замкнутой системы с основным законом управления.

В данной работе основным средством исследования эффективности предложенного решения является компьютерное моделирование замкнутой системы «объект управления – регулятор». Данный подход широко распространен и заключается, как правило, в численном решении дифференциальных уравнений объекта управления и, при необходимости, регулятора.

Современные средства компьютерного моделирования, такие, например, как среда Simulink, обладают широким набором инструментов компьютерного моделирования различных систем. Одним из наиболее современных и динамически развиваемых направлений является пакет физического моделирования Simscape.

Simscape предоставляет окружение для моделирования и симуляции физических систем, содержащих компоненты из различных инженерных сфер деятельности: механических, электрических, гидравлических и т.д. Он предоставляет фундаментальные блоки для построения систем из указанных областей знаний. Поскольку компоненты Simscape используют физические соединения, полученные модели соответствуют структуре разрабатываемой системы. Модели Simscape могут использоваться для разработки систем управления и тестирования на системном уровне. Кроме того, пакет Simscape предоставляет возможность трехмерной визуализации работы проектируемой системы. На рис. 3 представлена визуализация модели исследуемой системы адаптивной подвески, созданной в среде Simulink с использованием дополнения SimScape.

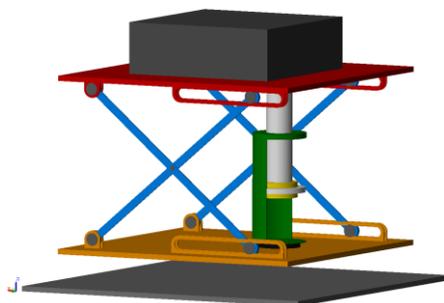


Рис. 3. Трехмерная визуализация модели системы активного амортизатора сиденья

Следует отметить, что в закон управления входит масса изолируемого тела, которая не может быть точно известна заранее. Для решения указанной проблемы в систему управления включено адаптивное звено, поэтому достаточно заложить в регулятор некоторое среднее значение  $m$ . В соответствии с ГОСТ 27259-2006 испытания систем амортизации кресел землеройных машин производятся двумя испытателями массой 52–55 и 98–103 кг, из чего следует, что в регулятор можно заложить  $m = 77$  кг.

Значения параметров исследуемой системы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров исследуемой системы

Параметр	Значение	Параметр	Значение
$A_{mn}$	$0,007854 \text{ м}^2$	$C_d$	0,82
$T$	293,15 К	$A_n$	$1e^{-5} \text{ м}^2$
$V_{mn0}$	$2,8e^{-5} \text{ м}^2$	$c_p$	1005 Дж/кг/К
$A_{um}$	$0,00589 \text{ м}^2$	$c_v$	717,95 Дж/кг/К
$V_{um0}$	$2,8e^{-5} \text{ м}^2$	$C_{ex}$	0,82
$L_u$	0,17 м	$C_{вых}$	0,82
$p_a$	101325 Па	$k_{n,ex}$	$5,0265e^{-6}$
$t_{p,z}$	0,0005 с	$k_{n,вых}$	$5,0265e^{-6}$
$g$	$9,80665 \text{ м/с}^2$	$t_{p,ex}$	0,00625 с
$t_{p,вых}$	0,00625 с	$p_{ex}$	$9e^5 \text{ Па}$
$u_{ex,макс}$	10 В	$u_{вых,макс}$	10 В

Модель пропорционального клапана составлена на основе характеристик пропорционального клапана № 2875 производства фирмы Burkert с максимальным сечением 8 мм при напряжении 10 В.

Моделирование происходит в два этапа:

- 1) в период  $0 \leq t \leq 5$  с, основание, на котором закреплено сиденье, неподвижно. Синтезированный регулятор приводит изолируемую массу в исходное положение;
- 2) в период  $5 < t \leq 16$  с, основание, на котором закреплено сиденье, перемещается по вертикали в соответствии с принятым возмущающим воздействием (ЕМ3, ЕМ5 или ЕМ6). Синтезированный регулятор стремится сохранить исходное положение изолируемой массы.

Так как ГОСТ 27259-2006 требует проведения двух испытаний системы амортизации при различных значениях изолируемой массы. Примем, что в первом испытании,  $m = 53$  кг, а во втором  $m = 100$  кг.

В Таблица 2 приведены значения параметров синтезированного регулятора.

Таблица 2

Значения параметров синтезированного регулятора

Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
$k$	3	$c_1$	10	$\lambda$	0,01
$x_3$	0	$c_2$	1		

Графики перемещения основания сиденья на интервале  $4 \leq t \leq 16$  с, соответствующие возмущающим воздействиям с СПМ ЕМ3, ЕМ5, ЕМ6, рассчитанным в соответствии с ГОСТ 31317.2-2006, представлены на рис. 4.

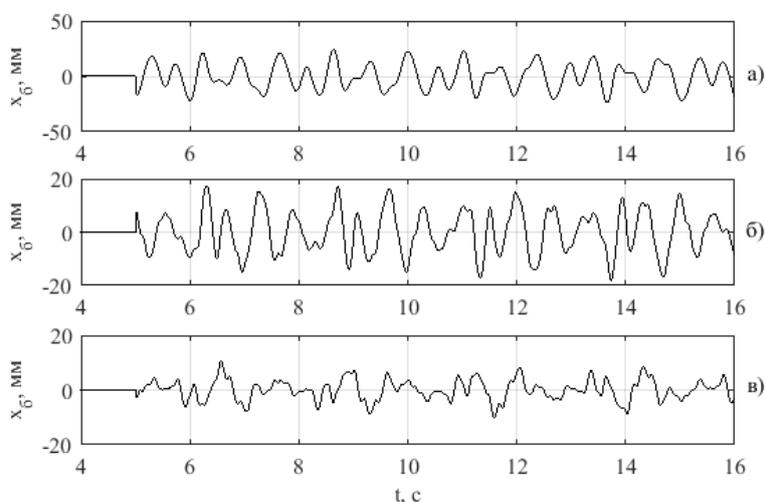


Рис. 4. Графики перемещения основания сиденья, соответствующие возмущающим воздействиям с СПМ: а) ЕМ3, б) ЕМ5, в) ЕМ6

График перемещения изолируемой массы, на первом этапе моделирования (приведение изолируемой массы в исходное положение) представлен на рис. 5.

Как видно из графика, представленного на рис. 5, при отсутствии возмущающего воздействия синтезированный регулятор успешно приводит изолируемую массу в заданное положение вне зависимости от значения параметра  $m$ .

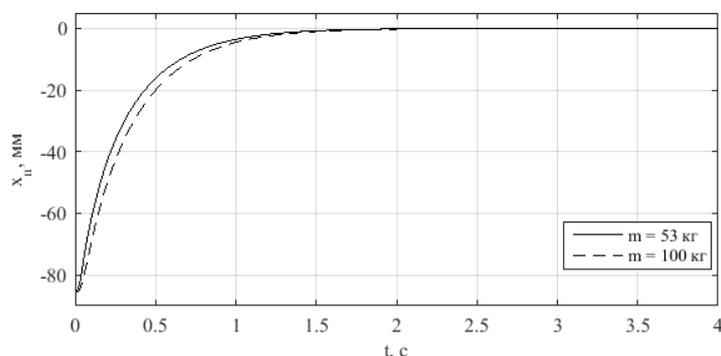


Рис. 5. График перемещения изолируемой массы, на первом этапе моделирования

График перемещения изолируемой массы на интервале времени  $6 < t \leq 16$  с представлен на рис. 6.

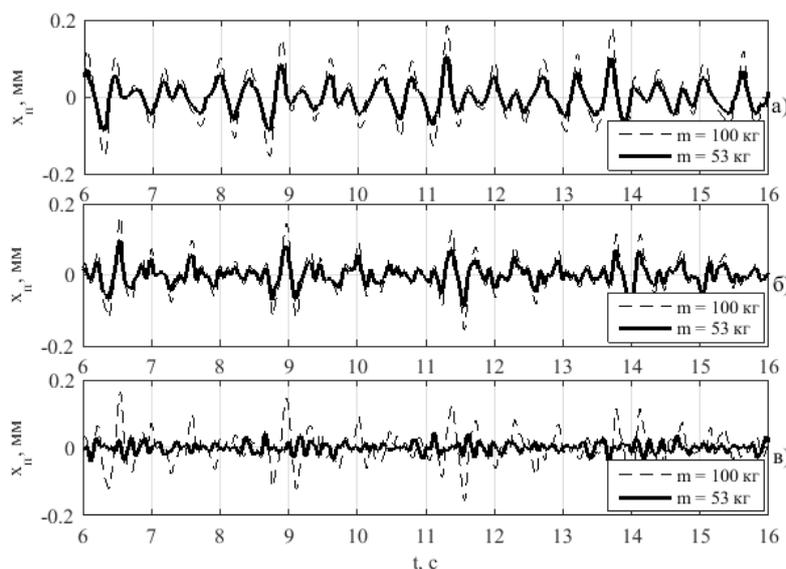


Рис. 6. График перемещения изолируемой массы, на втором этапе моделирования при воздействии возмущающих воздействий: а) EM3, б) EM5, в) EM6.

Основываясь на графике, приведенном на рис. 6, можно сделать вывод, что, несмотря на то, что изолируемая масса перемещается, синтезированный регулятор успешно справляется с поставленной задачей и уменьшает максимальную амплитуду колебаний почти на два порядка. Перемещение изолируемой массы обусловлено тем, что модель, созданная средствами SimScare, является более детализованной по сравнению с математической моделью, предложенной в данной работе, и более точно повторяет свойства реальной физической системы, кроме того, синтезированный регулятор не учитывает динамику изменения проходного сечения пропорционального клапана.

На рис. 7 приведены значения коэффициента затухания колебаний различной частоты.

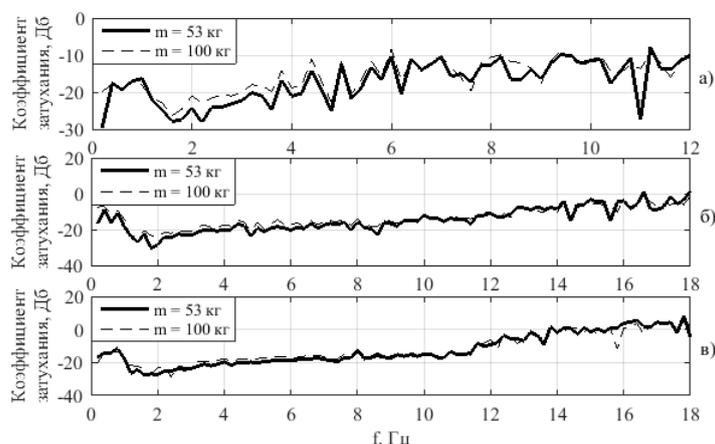


Рис. 7. Значения коэффициентов затухания колебаний различной частоты, на втором этапе моделирования при воздействии возмущающих воздействий: а) EM3, б) EM5, в) EM6

В табл. 3 представлены результаты расчета SEAT фактора в соответствии с (1) на интервале  $t = 6...16$  с. Как следует из данных, представленных в табл. 3, предложенный регулятор эффективно поглощает вибрацию различного частотного состава даже при изменении изолируемой массы.

Таблица 3

**Значения SEAT фактора активной системы подвески сиденья с предложенным синергетическим регулятором**

СПМ возмущающего воздействия	Изолируемая масса	
	53 кг	100 кг
EM3	0,01419	0,01479
EM5	0,01681	0,02083
EM6	0,01843	0,02386

Как следует из графиков, представленных на рис. 7, предложенный регулятор эффективно гасит колебания во всем диапазоне частот СПМ EM3, вне зависимости от значения изолируемой массы. При воздействии на систему возмущения с СПМ EM5 система демонстрирует гашение колебаний с частотой до 16,4 Гц, а при воздействии возмущения с СПМ EM6 колебаний с частотой до 13,6 Гц. Указанные недостатки, обусловлены тем, что при синтезе закона управления не учитывалась динамика изменения проходного сечения клапана.

**Заключение.** В рамках данной работы, получен синергетический закон управления активной системой амортизации кресла оператора землеройных машин, обеспечивающий:

- 1) приведение изолируемой массы в заданное положение;
- 2) эффективное поглощение вибраций и ударов, возникающих в ходе работы землеройной машины;
- 3) отсутствие резонансных частот в области от 0 до 20 Гц.

Как показали результаты численного моделирования, указанные требования выполняются даже в условиях неопределенности значения изолируемой массы. Численное моделирование также показало, что пренебрежение постоянными времени пропорциональных клапанов приводит к тому, что система амортизации теряет свою эффективность в области частот выше 13,6 Гц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Thompson A.G.* Optimum damping in a randomly excited non-linear suspension // *Proc. Inst. Mech. Eng.* – 1969. – Vol. 184. – P. 169-184.
2. *Karnopp D.* Analytical results for optimum actively damped suspensions under random excitation // *ASME J. Vib Acoust. Stress Reliab. – Des.* 1989. – Vol. 111. – P. 278-283.
3. *Crolla D.A.* Semi-active suspension control for a full vehicle model // *SAE technical paper series 911904.* – 1992. – P. 45-51.
4. *Goodall R.M., Kortüm W.* Active control in ground transportation – review of the state-of-the-art and future potential // *Veh. Syst. Dyn.* – 1983. – No. 12. – P. 225-257.
5. *Hrovat D.* Optimal active suspensions for 3d vehicle models // In: *Proc. of the American control conference.* – Arizona, USA, 1991. – Vol. 2. – P. 1534-1541.
6. *Stein G.J.* Results of investigation of an electro-pneumatic active vibration control system // *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D: J Autom Eng.* – 1995. – Vol. 209. – P. 227-234.
7. *Maciejewski I.* Control system design of active seat suspensions // *J. Sound Vib.* – 2012. – Vol. 331. – P. 1291-1309.
8. *Maciejewski I., Krzyzynski T.* Control design of semi-active seat suspension // *J. Theor. Appl. Mech.* – 2011. – Vol. 49 (4). – P. 1151-1168.
9. *Choi S.B., Lee H.K., Chang E.G.* Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller // *Mechatronics.* – 2001. – No. 11. – P. 345-353.
10. *Bouazara M., Richard M.J., Rakheja S.* Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension // *J. Terramech.* – 2006. – No. 43. – P. 97118.
11. *Ksiazek M.A., Ziemianski D.* Optimal driver seat suspension for a hybrid model of sitting human body // *J. Terramech.* – 2012. – No. 49. – P. 255-261.
12. *Sun W., Li J., Zhao Y., Gao H.* Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic // *Mechatronics.* – 2011. – No. 21. – P. 250-260.
13. *Zhang H., Wang R., Wang J., Shi Y.* Robust finite frequency H-inf static-outputfeedback control with application to vibration active control of structural systems // *Mechatronics.* – 2014. – No. 24 (6). – P. 354-66.
14. *Gao H., Lam J., Wang Ch.* Multi-objective control of vehicle active suspension systems via load-dependent controllers // *J. Sound Vib.* – 2006. – Vol. 290. – P. 654-675.
15. *Chen P-Ch, Huang A-Ch.* Adaptive sliding control of non-autonomous active suspension systems with time-varying loadings // *J. Sound Vib.* – 2005. – Vol. 282. – P. 1119-1135.
16. *Колесников А.А.* Синергетическая теория управления. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 344 с.
17. *Колесников А.А., Веселов Г.Е., Попов А.Н. и др.* Синергетические методы управления сложными системами: Механические и электромеханические системы / под общей ред. А.А. Колесникова. – Изд. стереотип. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2013. – 304 с.
18. *Веселов Г.Е., Синицын А.С.* Синтез системы управления адаптивной подвеской с учётом физических ограничений амортизатора // *Известия ЮФУ. Технические науки.* – 2015. – № 7 (168). – С. 170-184.
19. International Organization for Standardization. Earth-moving machinery – laboratory evaluation of operator seat vibration. ISO 7096, Geneva; 2000.
20. *Griffin M.J.* Handbook of human vibration. – London: Elsevier Academic Press; 1996.
21. *Герц Е.В.* Динамика пневматических систем и машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

REFERENCES

1. *Thompson A.G.* Optimum damping in a randomly excited non-linear suspension, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1969, Vol. 184, pp. 169-184.
2. *Karnopp D.* Analytical results for optimum actively damped suspensions under random excitation, *ASME J. Vib Acoust. Stress Reliab.*, Des. 1989, Vol. 111, pp. 278-283.
3. *Crolla D.A.* Semi-active suspension control for a full vehicle model, *SAE technical paper series 911904*, 1992, pp. 45-51.
4. *Goodall R.M., Kortüm W.* Active control in ground transportation – review of the state-of-the-art and future potential, *Veh. Syst. Dyn.*, 1983, No. 12, pp. 225-257.

5. *Hrovat D.* Optimal active suspensions for 3d vehicle models, *In: Proc. of the American control conference*. Arizona, USA, 1991, Vol. 2, pp. 1534-1541.
6. *Stein G.J.* Results of investigation of an electro-pneumatic active vibration control system, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D: J Autom Eng.*, 1995, Vol. 209, pp. 227–234.
7. *Maciejewski I.* Control system design of active seat suspensions, *J. Sound Vib.*, 2012, Vol. 331, pp. 1291-1309.
8. *Maciejewski I., Krzyzynski T.* Control design of semi-active seat suspension, *J. Theor. Appl. Mech.*, 2011, Vol. 49 (4), pp. 1151-1168.
9. *Choi S.B., Lee H.K., Chang E.G.* Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller, *Mechatronics*, 2001, No. 11, pp. 345-353.
10. *Bouazara M., Richard M.J., Rakheja S.* Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension, *J. Terramech.*, 2006, No. 43, pp. 97118.
11. *Ksiazek M.A., Ziemianski D.* Optimal driver seat suspension for a hybrid model of sitting human body, *J. Terramech.*, 2012, No. 49, pp. 255-261.
12. *Sun W., Li J., Zhao Y., Gao H.* Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic, *Mechatronics*, 2011, No. 21, pp. 250-260.
13. *Zhang H., Wang R., Wang J., Shi Y.* Robust finite frequency H-inf static-outputfeedback control with application to vibration active control of structural systems, *Mechatronics*, 2014, No. 24 (6), pp. 354-66.
14. *Gao H., Lam J., Wang Ch.* Multi-objective control of vehicle active suspension systems via load-dependent controllers, *J. Sound Vib.*, 2006, Vol. 290, pp. 654-675.
15. *Chen P-Ch, Huang A-Ch.* Adaptive sliding control of non-autonomous active suspension systems with time-varying loadings, *J. Sound Vib.*, 2005 Vol. 282, pp. 1119-1135.
16. *Kolesnikov A.A.* Sinergeticheskaya teoriya upravleniya [Synergetic control theory]. Moscow: Energoatomizdat, 1994, 344 p.
17. *Kolesnikov A.A., Veselov G.E., Popov A.N. i dr.* Sinergeticheskie metody upravleniya slozhnymi sistemami: Mekhanicheskie i elektromekhanicheskie sistemy [Synergetic control methods of complex systems: Mechanical and Electromechanical systems], under the General edition of A.A. Kolesnikova. Moscow: Knizhnyy dom «LIBROKOM», 2013, 304 p.
18. *Veselov G.E., Sinitsyn A.S.* Sintez sistemy upravleniya adaptivnoy podveskoj s uchetom fizicheskikh ogranicheniy amortizatora [The synthesis of a control system adaptive suspension taking into account the physical limitations of the shock absorber], *Izvestiya YuFU. Tekhnicheskie nauki* [Izvestiya SFedU. Engineering Sciences], 2015, No. 7 (168), pp. 170-184.
19. International Organization for Standardization. Earth-moving machinery – laboratory evaluation of operator seat vibration. ISO 7096, Geneva; 2000.
20. *Griffin M.J.* Handbook of human vibration. – London: Elsevier Academic Press; 1996.
21. *Gerts E.V.* Dinamika pnevmaticheskikh sistem i mashin [Dynamics of pneumatic systems and machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1985, 256 p.

Статью рекомендовал к опубликованию д.т.н., профессор В.В. Курейчик.

**Веселов Геннадий Евгеньевич** – Южный федеральный университет; e-mail: gev@sfned.ru; 347922, г. Таганрог, ул. Чехова, 2; тел.: +78634360450; Институт компьютерных технологий и информационной безопасности; директор.

**Синицын Александр Сергеевич** – e-mail: axcom18@gmail.com; Институт компьютерных технологий и информационной безопасности; аспирант.

**Veselov Gennady Evgenievitch** – Southern Federal University; e-mail: gev@sfned.ru; 2, Chekhov street, Taganrog, 347900, Russia; phone: +78634360450; Institute of Computer Technology and Information Security; director.

**Sinitsyn Alexander Sergeevich** – e-mail: axcom18@gmail.com; Institute of Computer Technology and Information Security; postgraduate student.