

## МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.3.027.3

EDN: EGXDOD

### ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С ВЫНОСНОЙ ПНЕВМОКАМЕРОЙ ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНАХ

**Р.Р. Букиров**ORCID: 0009-0003-9303-3142 e-mail: [bukirov\\_r.r.-king@mail.ru](mailto:bukirov_r.r.-king@mail.ru)Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет  
*Санкт-Петербург, Россия***С.В. Репин**ORCID: 0000-0002-4224-5554 e-mail: [repinserge@mail.ru](mailto:repinserge@mail.ru)Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет  
*Санкт-Петербург, Россия*

Представлена новая конструкция пневмогидравлического амортизатора с выносной пневмокамерой, обеспечивающей специфическую упругую характеристику, эффективно снижающую амплитуды колебаний при движении транспортно-технологической машины (ТТМ) по неровной дороге, повышая при этом скорость движения по неровностям дороги. Приведены сравнительные графики давления и жесткости упругого элемента амортизатора с учетом выносной пневмокамеры и без нее. Акцент сделан на снижение динамических нагрузок за счет применения выносной пневмокамеры. В качестве оценки колебательного процесса рассматривается двухмассовая колебательная система, учитывающая поведение неподрессоренной массы, которая выполнена в виде математической модели в программной среде *MathCAD*. Результаты подтверждают эффективность применения нового амортизатора. Проведено компьютерное моделирование свободных колебаний двухмассовой колебательной системы, представлена методика колебательного процесса динамической двухмассовой колебательной системы.

**Ключевые слова:** транспортно-технологические машины, шасси, подвеска, пневмогидравлический амортизатор, демпфирование, колебания, колебательная система подвески, математическая модель.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Букиров, Р.Р. Исследование оптимальных параметров пневмогидравлического амортизатора с высокой пневмокамерой для демпфирования колебаний в транспортно-технологических машинах / Р.Р. Букиров, С.В. Репин // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 58-69. EDN: EGXDOD

### STUDY OF OPTIMAL PARAMETERS OF PNEUMOHYDRAULIC SHOCK ABSORBER WITH REMOTE PNEUMATIC CHAMBER TO DAMPING OSCILLATIONS IN TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

**R.R. Bukirov**ORCID: 0009-0003-9303-3142 e-mail: [bukirov\\_r.r.-king@mail.ru](mailto:bukirov_r.r.-king@mail.ru)St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering  
*St. Petersburg, Russia*

S.V. Repin

ORCID: 0000-0002-4224-5554 e-mail: repinserge@mail.ru

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering

St. Petersburg, Russia

**Abstract.** The paper presents a new design of the pneumohydraulic shock absorber with a remote pneumatic chamber, providing a specific elastic characteristic that effectively reduces oscillation amplitudes during the movement of a transport and technological machine (TTM) on an uneven road, and consequently, increases the speed of TTM movement. Comparative graphs of pressure and stiffness of the elastic element of the shock absorber with and without a remote pneumatic chamber are presented. Emphasis is placed on the reduction of dynamic loads due to the use of a remote pneumatic chamber. A two-mass oscillatory system is made as a mathematical model in MathCAD to assess the oscillatory process, taking into account the behavior of unsprung mass. The results confirm the effectiveness of the new shock absorber. A computer simulation of free oscillations of a two-mass oscillatory system were carried out and a methodology for the oscillatory process of a dynamic two-mass oscillatory system is presented.

**Key words:** transport and technological machines, chassis, suspension, pneumohydraulic shock absorber, damping, oscillations, oscillating suspension system, mathematical model.

**FOR CITATION:** R.R. Bukirov, S.V. Repin. Study of optimal parameters of pneumohydraulic shock absorber with remote pneumatic chamber to damping oscillations in transport and technological machines. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 58-69. EDN: EGXDOD

## Введение

Динамика движения транспортно-технологических машин (ТТМ) на базе колесных шасси грузовых автомобилей (строительных и дорожных машин) зависит от упругодемпфирующих характеристик, особенно при эксплуатации в условиях бездорожья, характеризующегося грунтами с различным состоянием поверхности, непосредственно влияющим на плавность хода и различные эксплуатационные характеристики [1-8]. Поэтому повышение упругодемпфирующих способностей подвески является актуальной проблемой, имеющей важное народнохозяйственное значение. В настоящее время выделяются следующие направления повышения упругодемпфирующих свойств: разработка устройств, обеспечивающих саморегулирование жесткости упругих и демпфирующих характеристик в зависимости от нагрузки и режимов колебаний; разработка новых структур амортизаторов, обеспечивающих существенное повышение упругодемпфирующих свойств подвесок; определение оптимальных параметров комбинированных упругодемпфирующих систем, в частности, при совместной работе гидравлических и воздушных систем поддрессоривания [9].

Плавность хода и эксплуатационные характеристики машины во многом определяются демпфирующими свойствами подвески. Именно поэтому для улучшения их характеристик применяют амортизаторы, ограничивающие скорость сжатия и расширения упругого элемента подвески за счет поглощения большей части энергии колебаний [8, 10]. Также немалую роль играют и упругие элементы подвески, гасящие ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, при этом на них приходится сильнейшие удары со стороны дорожных неровностей. Поэтому гасящая способность данных элементов подвески должна обеспечивать требуемую упругую характеристику, более плавный ход машины и сохранность других элементов подвески [2]. Совместная работа упругих и демпфирующих элементов обеспечивает наилучшую плавность хода. Конструктивно упругие элементы и амортизаторы устанавливаются в конструкцию подвески, как правило, отдельными узлами, но они не обеспечивают требуемую упругую и демпфирующую характеристики. Так, применение данных устройств в условиях бездорожья приводит к снижению на 50 % средней эксплуатационной скорости ТТМ, снижению безопасности дорожного движения, повышению до 70 % расхода топлива, уменьшению до 40 % межремонтного пробега, а потери виброчувствительных грузов (оборудования) достигают 15...30 % [9]. Невозможность обеспечить требуемую упругую и демпфирующую характеристики объясняется тем, что упругая характеристика таких устройств имеет

прогрессивный или линейный характер, имеющие высокие значения жесткости в конце хода сжатия. [11]. Для смягчения упругой характеристики возможно применение дополнительных элементов подвески – пневматических баллонов, связанных с внешним источником сжатого воздуха [10], однако их использование усложняет и удорожает конструкцию.

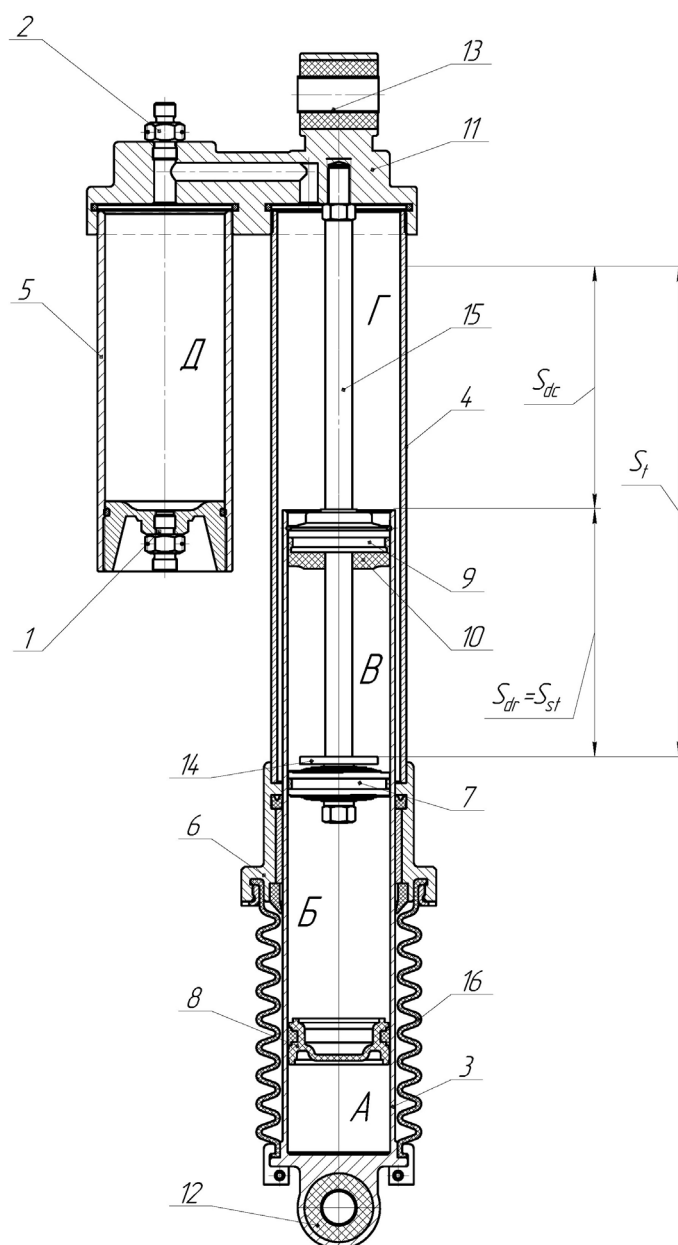
Применение таких известных конструкций, как гидропневматические амортизаторы, содержащие упругий элемент в виде внутренней пневматической камеры [11, 12] способно, в дополнение к основным функциям гашения и демпфирования колебаний подрессоренной массы автомобиля, выполнять еще и функции пневматических баллонов. Однако и этим амортизаторам присуще высокое значение жесткости в конце хода сжатия. Смягчение упругой характеристики таких амортизаторов возможно за счет применения внешней пневматической камеры, связанной с внутренней пневмокамерой и уменьшающей относительное изменение объема газа в конце хода сжатия [2]. Движение по неровностям дороги оказывает на автомобиль воздействие, вызывающее колебания всех подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля. Для рассмотрения колебаний масс в основном используют простейшие одномассовые колебательные системы. Их применение в исследовании позволяет оценить процесс гашения колебаний подрессоренной массы с различными параметрами системы. Однако такая система не учитывает влияние неподрессоренных масс и упругости шин. Использование двухмассовой колебательной системы позволяет изучить влияние подвески не только на колебания подрессоренной массы, но и на колебания неподрессоренной массы, а также на деформации шин [13]. Это, в свою очередь, позволит оценить работу предлагаемого амортизатора, сводящего сам процесс колебаний к минимуму.

В предыдущей работе [2] была представлена примерная конструкция и ориентировочные результаты моделирования одномассовой колебательной системы. В настоящей статье предлагается реализованное в конструкции и запатентованное техническое решение пневмогидравлического амортизатора с дополнительной пневматической камерой, направленное на обеспечение требуемой упругой и демпфирующей характеристики подвески [12]. Уточнены результаты математического моделирования колебательного процесса и упругодемпфирующие характеристики предлагаемого технического решения. Предложена динамическая двухмассовая колебательная система, реализованная в программной среде *MathCAD*. Исследована динамика двухмассовой колебательной системы при свободных колебаниях, и дана оценка влияния применения внешней пневматической камеры на динамику движения ТТМ.

### Техническое решение

Для обеспечения требуемой плавности хода был разработан пневмогидравлический амортизатор с дополнительной выносной камерой, который позволяет обеспечить как требуемую демпфирующую характеристику, так и требуемую упругую характеристику за счет сочетания упругого и демпфирующего элементов, а дополнительное применение выносной пневматической камеры позволяет обеспечить требуемую жесткость в конце хода подвески.

Разработанный пневмогидравлический амортизатор (рис. 1) [14], в отличие от однотрубных гидропневматических аналогов стандартной конструкции, содержит нижний 3 и верхний 4 цилиндры, соединенные уплотнительной направляющей втулкой 6, гидравлический 7 и пневматический 8 поршни, направляющую (разделительная) втулку 9, в нижней части цилиндра 3 имеется проушина 12, для крепления амортизатора к оси машины, верхняя часть цилиндра 4 снабжена верхней крышкой 11 с закрепленной на ней проушиной 13, для крепления к кузову машины, шток 15, жестко закрепленный на крышке 11 с внутренней стороны, проходящий через направляющую (разделительную) втулку 9 и жестко связанный с гидравлическим поршнем 7 стопорным кольцом 14.



**Рис. 1. Конструкция пневмогидравлического амортизатора:**

$S_t$  – общий ход амортизатора;  $S_{dr}$  – ход отбоя;  $S_{dc}$  и  $S_{st}$  – ход сжатия и статическая деформация

**Fig. 1. Design of pneumohydraulic shock absorber:**

$S_t$  – total shock absorber stroke;  $S_{dr}$  – rebound stroke;  
 $S_{dc}$  and  $S_{st}$  – compression stroke and static deformation

Нижний цилиндр 3 имеет три полости: две жидкостные полости Б и В, содержащие амортизирующую жидкость и разделенные поршнем 7, и газовую полость А, заполненную азотом под заданным давлением и отделенную от полости Б поршнем 8. Сам нижний цилиндр 3 снабжен дополнительно защитным кожухом 16 для предохранения самого цилиндра от контакта с окружающей средой (грязь, песок, пыль, химические реагенты), повышая тем самым его надежность. Поршень 7 снабжен дроссельными каналами и клапанами (на рис. 1 не показаны), служащими для перетекания амортизирующей жидкости между полостями Б и В и обеспечения за счет их сопротивления требуемых гидравлических характеристик амортизатора. Втулка 9 со стороны поршня 7 снабжена резиновой амортизирующей прокладкой 10, которая при отбое амортизатора контактирует со стопорным кольцом 14, смягчая тем самым ударную нагрузку на амортизатор и машину [11].

К верхней крышке 11 параллельно с цилиндром 4 прикреплена дополнительная пневматическая камера 5, имеющая канал, соединяющий камеры Д и Г, заполненные сжатым воздухом под заданным давлением. С целью обеспечения оптимальной плавности хода машины в зависимости от грузоподъемности и неровности дороги, а также предохранения амортизатора от перегрузок, дополнительная пневматическая камера 5 имеет предохранительный клапан 1 и регулировочный клапан 2, подключенного к пневматической системе машины (на схеме не показана), обеспечивая тем самым требуемое (настроенное) давление в камере Д и Г.

При движении ТТМ удар от неровностей дороги гасится в основном за счет упругости сжатого азота в полостях Д и Г при движении цилиндра 3 вверх относительно цилиндра 4 и частично за счет сжатия азота в полости А. Объем полости А уменьшается во время такта сжатия за счет вытеснения жидкости штоком 15, движущимся вниз относительно цилиндра 3, так как движение поршня 8 компенсирует вытеснение жидкости штоком. Гашение амплитуды колебаний после удара (т.е. затухание колебаний) происходит за счет гидравлического сопротивления поршня 7, вызванного протеканием жидкости через каналы и клапаны поршня 7.

### Моделирование упругой характеристики

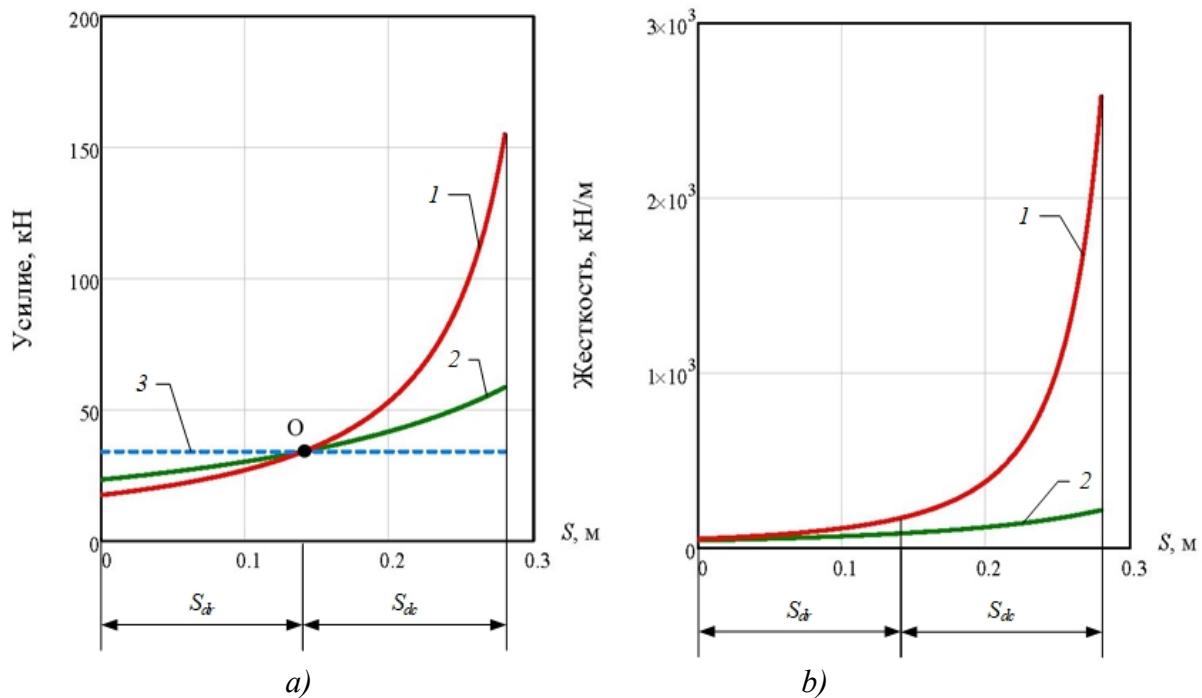
Ударогасящая способность подвески определяется упругой характеристикой, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации (прогиба) подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса. Параметрами, характеризующими упругие свойства подвески, являются [2, 10, 11]: статический прогиб  $S_{st}$ ; динамический ход (прогиб) до верхнего  $S_{dc}$  (сжатие) и нижнего  $S_{dr}$  (отбой) ограничителей хода; коэффициент динамичности; жесткость подвески.

Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров в соответствии с рекомендациями [2, 10, 11]: статической нагрузки  $P_{st}$  на амортизатор в снаряженном состоянии; статического прогиба амортизатора в снаряженном состоянии  $S_{st}$ ; динамического хода сжатия  $S_{dc}$ ; динамического хода отбоя  $S_{dr}$ ; нагрузки  $P_{dc}$  на амортизатор при  $S_{dc}$ ; нагрузки  $P_{dr}$  на амортизатор при  $S_{dr}$ . Плавность хода подвески в значительной степени зависит от жесткости упругого элемента, которая характеризуется зависимостью давления от объема сжимаемого воздуха. Ниже представлена формула расчета жесткости упругого элемента амортизатора от давления в пневмокамерах  $P$ , деформации  $S$  и объема пневматических камер  $V$  с учетом дополнительной камеры и без нее:

$$C = \frac{P \cdot F_{\eta}^2}{V - F_{\eta} \cdot S} \quad (1)$$

где  $S$  – текущая деформация амортизатора (изменяется от 0 до  $S_t = S_{dr} + S_{dc}$ );  $F_{\eta}$  – эффективная площадь рабочей полости пневмогидравлического амортизатора;  $V$  – текущий объем воздуха в камерах Г и Д (рис. 1).

На рис. 2 представлены результаты моделирования в *MathCAD* упругой характеристики и жесткости амортизатора с дополнительной пневматической камерой и без нее для наиболее нагруженной задней оси ТТМ на базе шасси грузового автомобиля КАМАЗ-43502. Основным упругим элементом предлагаемого амортизатора является основная и дополнительная пневмокамера (Г и Д на рис. 1). Восприятие силовых нагрузок обеспечивается давлением сжатого воздуха, а жесткость – объемом, в котором находится сжимаемый воздух [13]. Из рис. 2 а видно, что полученная упругая характеристика имеет пологую характеристику, а применение дополнительной пневматической камеры (линия 2) делает упругую характеристику еще более полой, тем самым значительно снижая усилия на ходе сжатия (примерно на 61 %), и одновременно дает некоторое повышение усилий на ходе отбоя (примерно на 26 %), обеспечивая таким образом более плавное поглощение неровности во всем диапазоне хода подвески.



**Рис. 2. Результаты моделирования в MathCAD упругой характеристики (а) и жесткости (b) амортизатора:**  
 1 – усилие / жесткость без дополнительной камеры; 2 – усилие / жесткость с дополнительной камерой; 3 – линия показывающая положение амортизатора под статической нагрузкой;  $S_{dr}$  и  $S_{dc}$  – ход отбоя и ход сжатия, м

**Fig. 2. Results of MathCAD modeling of elastic characteristic (a) and stiffness (b) of the shock absorber:**  
 1 – force/stiffness without additional chamber; 2 – force/stiffness with additional chamber;  
 3 – line showing the position of the shock absorber under static load;  $S_{dr}$  и  $S_{dc}$  – rebound and compression stroke, m

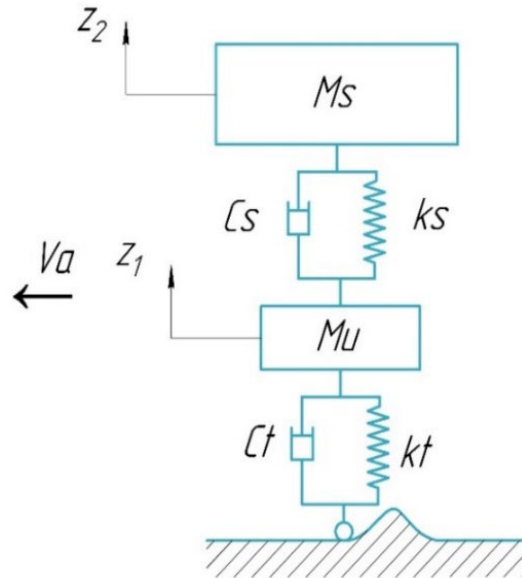
Пересечение линий в точке О объясняется тем, что в качестве исходного для расчета параметров пневматической системы амортизатора было принято расчетное усилие при статической нагрузке  $P_{st}$  снаряженного автомобиля. От него рассчитываются усилия динамического сжатия  $S_{dc}$  и отбоя  $S_{dr}$ . Положение точки О зависит от заданного первоначально давления в камерах Г и Д (рис. 1). Из этого следует, что параметры упругой характеристики могут варьироваться.

Как видно из рис. 2 б, жесткость пневматического упругого элемента без применения дополнительной камеры имеет более прогрессивную характеристику, чем на рис. 2 а, линии 1, и линии 1 и 2 не имеют пересечения. Объясняется это тем, что жесткость в большей степени зависит от объема сжимаемого воздуха  $V$  и эффективной площади рабочей полости  $F_{\eta}$ , которые обеспечиваются конструктивными параметрами. Применение дополнительной камеры в значительной степени снижает жесткость элемента в конечном ходе сжатия  $S_{dc}$ . Так, в случае статической нагрузки на амортизатор жесткость упругого элемента снижается на 51 %, и в конечном ходе подвески жесткость упругого элемента снижается на 92 %.

**Вертикальная динамика двухмассовой колебательной системы**

Оценим, какие результаты дает более пологая характеристика упругого элемента амортизатора, влияющей на плавность хода ТТМ, выполнив моделирование колебательного процесса двухмассовой системы.

Известно, что автомобиль можно представить как колебательную систему, состоящую из нескольких масс, соединенных между собой упругодемпфирующими связями. Для анализа упругодемпфирующих способностей подвески машины была рассмотрена двухмассовая колебательная система (рис. 3), где возмущение колебаний, вызванное после проезда неровности, задано нулевым начальным условием. Данное условие позволяет проанализировать свободное движение системы при выводе ее из состояния покоя, получая свободные колебания, которые показывают собственные частоты системы и степень ее демпфирования [6].



**Рис. 3. Расчетная схема двухмассовой колебательной системы после проезда неровности:**

$M_s$  – поддрессоренная масса;  $M_u$  – неподдрессоренная масса;  $k_s$  – жесткость газовой пружины амортизатора;  $k_t$  – жесткость шин;  $C_s$  – демпфирующая способность амортизатора;  $C_t$  – демпфирующая способность шин;  $z_1, z_2$  – вертикальное перемещение неподдрессоренной и поддрессоренной массы;  $V_a$  – направление движения

**Fig. 3. Calculation scheme of a two-mass oscillating system after passing a bump:**

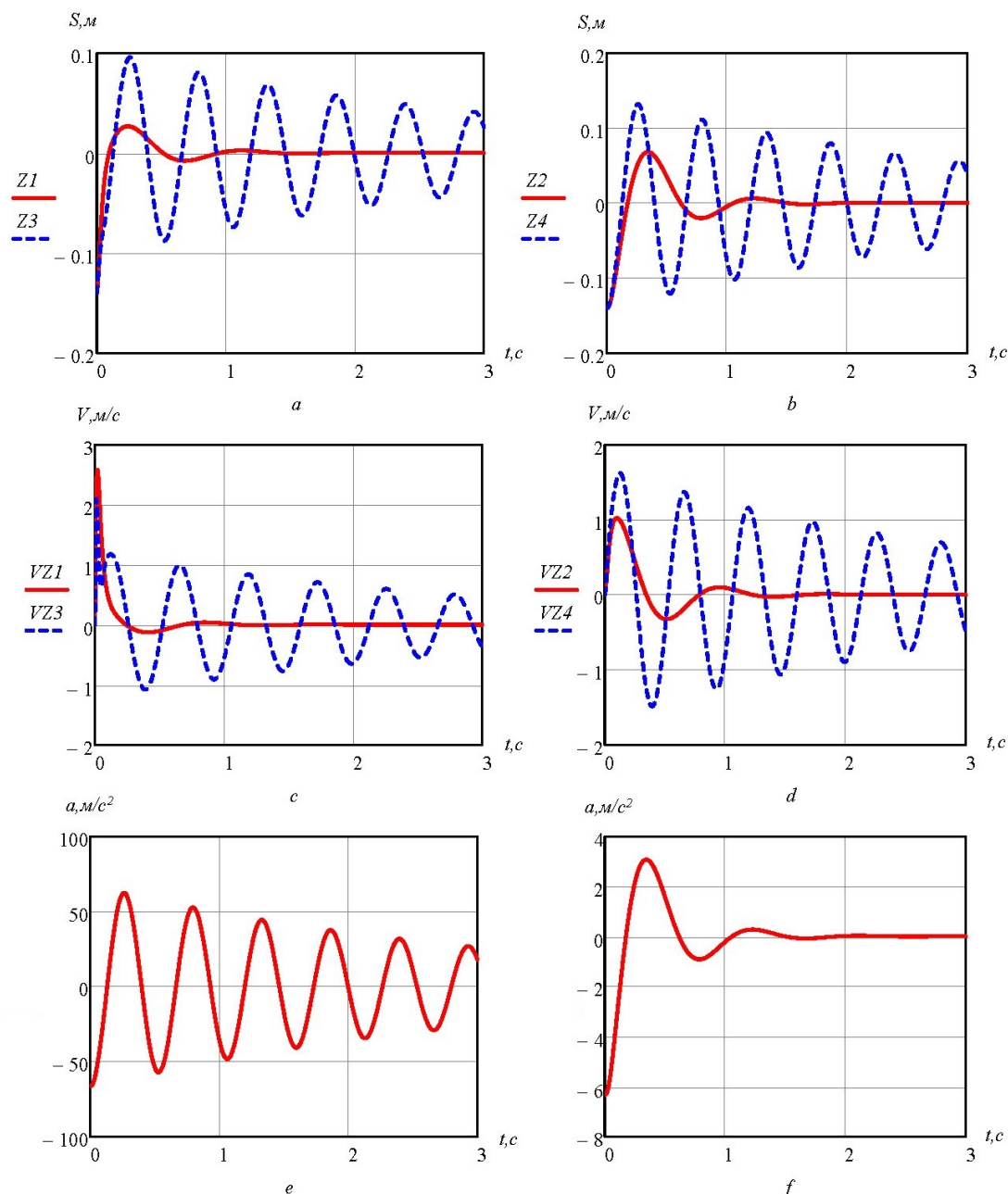
$M_s$  – sprung mass;  $M_u$  – unsprung mass;  $k_s$  – gas spring stiffness of the shock absorber;  $k_t$  – tire stiffness;  $C_s$  – shock absorber damping capacity;  $C_t$  – tire damping capacity;  $z_1, z_2$  – vertical displacement of unsprung and sprung mass;  $V_a$  – direction of motion

Исследование вертикальной динамики колебаний ТТМ выполняется методами математического моделирования, включая разработку физико-математической модели в программной среде *MathCAD*. Численные методы позволяют учитывать различные силовые, подъемные условия работы системы и оценивать параметры конструкции предлагаемого технического решения в заданных условиях эксплуатации [16].

Математическая динамическая модель двухмассовой колебательной системы (рис. 3) представляет собой систему двух дифференциальных уравнений второго порядка [13, 16-20]:

$$\left. \begin{aligned} M_u \cdot \ddot{z}_1 + C_t \cdot \dot{z}_1 + C_s \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_t \cdot z_1 + k_s \cdot (z_1 - z_2) &= 0 \\ M_s \cdot \ddot{z}_2 + C_s \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_s \cdot (z_2 - z_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для получения численного решения данной системы дифференциальных уравнений исходная система уравнений (2) была приведена к форме Коши, выполнена замена обобщенных переменных системы (математических переменных) переменными *MathCAD* (машинными переменными) [18, 19].



**Рис. 4. Результаты моделирования в MathCAD изменения характеристик колебательного процесса поддресоренной и недресоренной массы автомобиля по времени  $t$  (сек), полученные проезда неровности высотой 0,14 м:**

*a – перемещение (ход) колеса; b – перемещение (ход) кузова; c – скорость колебательного движения колеса; d – скорость колебательного движения кузова; e – ускорение кузова без дополнительной камеры; f – ускорение кузова с дополнительной камерой*

**Fig. 4. Results of MathCAD modeling of change in the characteristics of the oscillatory process of the sprung and unsprung mass of the car by time  $t$  (s), obtained after passing a bump of 0.14 m height:**  
*a – displacement (stroke) of the wheel; b – displacement (stroke) of the body; c – speed of oscillatory motion of the wheel; d – speed of oscillatory motion of the body; e – acceleration of the body without additional chamber; f – acceleration of the body with additional chamber*

Для численного решения в программной среде *MathCAD* использовался метод Рунге-Кутты с фиксированным шагом (*rkfixed*). Данный метод используется во многих задачах динамики, и обычно решение начинают с него [18, 19]. Шаг интегрирования выбирают, исходя из



наибольшей парциальной частоты в системе. В нашем случае был выбран интервал интегрирования  $t = 0 \dots 3$  сек. В колебательной системе в результате перемещений масс возникают ускорения этих масс: так, в ТТМ вертикальные виброускорения и их разброс достигают больших значений. Влияние неподрессоренной массы на ускорение поддрессоренной массы значительно больше, чем на перемещение. Это связано с тем, что амплитуда ускорений включает в качестве множителя квадрат частоты, в связи с чем резонансные ускорения поддрессоренных масс значительны [5-7].

Рассмотрим свободные колебания машины, вызванные после проезда неровности и позволяющие оценить силы сопротивления подвески, а также эффективность предлагаемого технического решения. В качестве начальных условий зададим неровность в 0,14 м. Проезд данной неровности может привести к пробоем подвески, а значит является наиболее тяжелым условием. На рис. 4 приведены результаты моделирования колебаний двухмассовой динамической модели подвески после проезда неровности высотой 0,14 м;  $Z1$  и  $Z2$  – перемещение неподрессоренной массы и поддрессоренной без выносной камеры;  $Z3$  и  $Z4$  – перемещение неподрессоренной массы и поддрессоренной с выносной камерой;  $VZ1$  и  $VZ2$  – скорость неподрессоренной массы и поддрессоренной без выносной камеры;  $VZ3$  и  $VZ4$  – скорость неподрессоренной массы и поддрессоренной с выносной камерой.

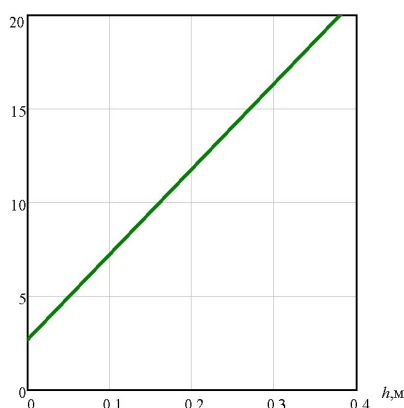
Кривые затухающих колебаний, полученные после проезда неровности высотой 0,14 м, показывают, что происходит полное гашение колебательного процесса на втором периоде без превышения допустимых норм ускорения кузова в случае применения дополнительной пневматической камеры. Так, снижение упругой характеристики примерно в 2,5 раза и увеличение объема воздуха в упругом элементе амортизатора в 1,5 раза привело к значительному снижению перемещения в пиковых значениях неподрессоренных масс на 70 %, поддрессоренных масс на 40 % (рис. 4, *a-b*), что приводит к снижению скорости колебаний кузова на 40 % (рис. 4, *c-d*), а ускорения кузова и во все удалось уменьшить в десятки раз (рис. 4, *e-f*). Кривые затухающих колебаний без дополнительной камеры показывают значительно удлиненный процесс гашения колебаний. Отсутствие дополнительной камеры приводит к увеличению ходов подвески, что, в свою очередь, грозит ее пробоем.

Ускорения кузова в случае применения амортизатора без дополнительной камеры значительно выше, чем в случае использования дополнительной камеры (рис. 4, *e* и *f*) и менее продолжительны по времени, тем самым показывая значительную эффективность применения дополнительной камеры, обеспечивающей требуемые значения виброускорений поддрессоренной массы, а, следовательно, требуемый уровень плавности хода ТТМ. Это обусловлено более пологой упругой характеристикой, значение которой также снижено примерно вдвое [2], которое, в свою очередь, приводит к снижению частоты колебаний масс ТТМ.

Уменьшение жесткости шин практически не влияет на ускорения поддрессоренной массы [6], однако влияет на перемещения поддрессоренной массы, так как шина имеет способность сглаживать некоторые небольшие неровности. Поэтому учет неподрессоренных масс позволяет оценить взаимное влияние колебаний поддрессоренной и неподрессоренной массы, которое приводит к изменению значений собственных частот колебаний. Предлагаемый авторами амортизатор с дополнительной пневматической камерой в рассмотренном случае работает в допустимых пределах без повышенных нагрузок. Колебательные процессы поддрессоренной массы затухают в течение 2 секунд, плавно поглощая нагрузку, выведшую систему из состояния покоя.

Расчеты показывают, что снижение уровня динамических нагрузок пропорционально снижению жесткости упругой характеристики. Разработанная конструкция позволяет снизить динамические нагрузки в 12 раз. Это удалось достичь за счет увеличения объема вследствие установки дополнительной пневматической камеры (камера Д на рис. 1), позволяющей при этом снизить начальное давление в пневматических камерах. Дополнительная пневматическая камера приводит к значительному повышению энергоемкости подвески. Это показывает расчетное соотношение жесткостей при отсутствии и наличии внешней камеры (рис. 5) [2]. На

рис. 5 представлена линия, полученная путем соотношения жесткостей при отсутствии и наличии внешней камеры, а также учета высоты воздушного столба ( $h$ ) в дополнительной пневматической камере Д (рис. 1). В реализованном техническом решении дополнительная камера имеет высоту воздушного столба 0,2 м.



**Рис. 5. Результаты моделирования в MathCAD соотношения жесткостей при отсутствии ( $h = 0$ ) и наличии ( $h = 0 \dots 0,4$ ) внешней камеры**

**Fig. 5. Results of MathCAD modeling of stiffness ratio in the absence ( $h = 0$ ) and presence ( $h = 0 \dots 0.4$ ) of the external chamber**

Применение внешней пневматической камеры обеспечивает заметное повышение плавности хода транспортного средства за счет снижения динамических нагрузок при движении по неровной дороге. Однако возможности применения данного способа повышения плавности хода ограничены. Например, одним из способов повышения эффективности является увеличение диаметра, следовательно, и объема камер Г и Д (рис. 1), однако размеры амортизатора ограничены конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства, а также это приведет к значительному увеличению веса конструкции и ее стоимости изготовления. Увеличение длины выносной камеры 5 (рис. 1) также имеет ограничения, вызванные конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства. Повышение длины камеры Г (рис. 1) приводит к увеличению длины амортизатора, размеры которого ограничены конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства.

### Выводы

Внедрение технического решения в реальную конструкцию и применение новой методики расчета дало возможность получить действительные характеристики предлагаемого пневмогидравлического амортизатора с дополнительной камерой. Она позволила снизить в конце хода подвески упругую характеристику примерно в 2,5 раза, делая ее более полой, снизив также динамические нагрузки за счет снижения первоначального давления в камерах и увеличения объема сжимаемого воздуха. Это привело к уменьшению жесткости подвески в конце хода примерно в 12 раз, повысив тем самым ее энергоемкость.

Предлагаемая конструкция амортизатора сочетает в себе гасящий (демпфирующий) элемент, направленный на снижение колебаний ТТМ, и поглощающий (упругий) элемент, направленный на снижение ударной нагрузки от толчков со стороны неровностей дороги. Также обеспечиваются возможность регулировки упругих характеристик в зависимости от дорожных условий и типа ТТМ, надежность в эксплуатации и удобство обслуживания/сборки амортизатора, облегчается конструкция подвески за счет исключения из нее дополнительных упругих элементов.

Выполнено сравнительное математическое моделирование колебательного процесса двухмассовой системы с двумя видами амортизаторов – с дополнительной пневмогидравли-

ческой камерой и без нее. В качестве возмущения от неровности пути со стороны дороги, действующей на рассматриваемую динамическую систему, была принята модель свободных колебаний, обусловленных после проезда единичной неровности. В результате проведенного моделирования динамической модели установлено, что применение выносной пневматической камеры позволяет снизить перемещения в пиковых значениях неподрессоренных масс примерно на 70 %, поддрессоренных масс – на 40 %, что приводит к снижению скорости колебаний кузова на 40 %, а ускорения кузова удалось уменьшить в десятки раз. При этом в случае использования дополнительной пневматической камеры время затухания уменьшается в значительной степени, показывая, что амортизатор работает в допустимых пределах без повышенных нагрузок и плавно поглощая ее.

Выбранные расчетные схемы колебательного процесса в вертикальной плоскости при движении ТТМ позволяют в полной степени оценить динамические свойства не только кузова, но и неподрессоренных масс машины. Получена математическая модель совместной работы пневмогидравлического амортизатора, подвески транспортно-технологической машины и колеса, реализованная в среде *MathCAD*.

Таким образом, теоретическое исследование работы предлагаемого амортизатора подтвердило возможность применения устройств подобного типа в подвесках транспортно-технологических машин для эффективного поглощения возмущений, вызванных при эксплуатации ТТМ в условиях бездорожья, без необходимости использования дополнительных упругих элементов в виде металлических рессор, металлических пружин и пневмобаллонов. Представленная математическая модель позволяет оценить обеспечивающие динамические показатели колебательных процессов.

*Статья написана при финансовой поддержке выполнения научно-исследовательских работ научно-педагогическими работниками управлением научной работы СПбГАСУ в 2023 году.*

### Библиографический список

1. **Repin S.V.**, Bukirov R.R., Vasilieva P.V. Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery. *Transportation Research Procedia* 50 (2020). Pp. 574-581. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.069
2. **Repin S.**, Bukirov R., Vorontsov I., Gordienko V. & Rajczyk, P. Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic. *Transportation Research Procedia*. 57 (2021). Pp. 553-561. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.09.084
3. **Букиров, Р.Р.** Моделирование характеристик однотрубного гидропневматического амортизатора / Р.Р. Букиров, П.В. Васильева // *Актуальные проблемы современного строительства*: сборник научных трудов. – В 2 ч. Ч. 2. – СПб.: СПбГАСУ, 2020. С. 10-18.
4. **Огороднов, С.М.** Подвески транспортных средств: Методические указания к лабораторным и курсовым работам / С.М. Огороднов. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2011. – 17 с.
5. **Раймпель, Й.** Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 393 с.
7. **Дербаремдикер, А.Д.** Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.
8. **Ерёмина, И.В.** Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.05.03 / И.В. Ерёмина – Тольятти, 2008. – 26 с.
9. **Новиков, В.В.** Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / В.В. Новиков, И.М. Рябов, К.В. Чернышов. – М.; Вологда: Инфа-Инженерия, 2021. – 384 с.
10. **Добромиров, В.Н.** Конструкции амортизаторов: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В.Н. Добромиров, А.В. Острцов. – М: МГТУ «МАМИ», 2007. – 47 с.

11. **Репин, С.В.** Исследование упругой характеристики нового пневмогидравлического амортизатора / С.В. Репин, В.Н. Добромиров, Д.С. Орлов // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 5 (76). С. 260-269.
12. Патент № 204114 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01), B60G 13/06 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор: № 2020143768 заявл. 28.12.2020: опубл. 07.05.2021 / Артемьев В.Н., Репин С. В., Добромиров В.Н., Букиров Р.Р., Васильева П.В.; заявитель СПбГАСУ. – 8 с.
13. **Чернышов, К.В.** Динамика движения. Регулируемые подвески: учебное пособие / К.В. Чернышов и др. – М.: Вологда: Инфа-Инженерия, 2023. – 160 с.
14. Патент № 218675 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор с выносной пневматической камерой: № 2023100475 заявл. 10.01.2023: опубл. 05.06.2023 / Букиров Р. Р.; заявитель Букиров Роман Рустамович. – 10 с.
15. **Манжула, А.В.** Пневмоподвеска, анализ и перспективные конструктивные решения / А.В. Манжула, Н.С. Севрюгина, А.И. Савлук // Материалы V Международной студенческой научной конференции «Студенческий научный форум» [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://scienceforum.ru/2013/article/2013002880> (дата обращения: 18.05.2023).
16. **Рубан, В.Г.** Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad: учеб. пособие / В.Г. Рубан, А.М. Матва. – Рн/Д.: РГУПС. 2009. – 99 с.
17. **Рыков, С.П.** Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография / С.П. Рыков. – СПб.: Лань, 2017. – 440 с.
18. **Левковский, Д.И.** Системный подход к исследованию и разработке информационных систем: метод. указания к лаб. работам / Д.И. Левковский, Р.И. Макаров. – Владимир: ВлГУ, 2010. – 56 с.
19. **Волков, И.В.** Сравнительные исследования динамических качеств вариантов экипажной части восьмиосного электровоза / И.В. Волков, В.Г. Рубан // Вопросы конструирования и исследования магистральных и промышленных электровозов: Сб. научн. тр. – Тбилиси, 1990. С. 55-59.
20. **Сладкова, Л.А.** Динамика подвижного состава и выбор параметров гасителей колебаний / Л.А. Сладкова, А.Н. Неклюдов // Мир транспорта. 2021. Т. 19. № 4 (95). С. 13-20. DOI: 10.30932/1992-3252-2021-19-4-2

*Дата поступления  
в редакцию: 06.12.2023*

*Дата принятия  
к публикации: 31.01.2024*