

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 519.63:532.5:629.4.2

doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-56-66

СОПРЯЖЕННОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕССОРАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Анастасия Вячеславовна Титова^{1✉}, Александр Иванович Карпов²

^{1,2} УдмФИЦ УрО РАН, Удмуртская Республика, Ижевск, Россия

^{1,2} titovaspace@ya.ru

Аннотация

Разработана вычислительная методика прогнозирования динамических характеристик гидропневматических рессор железнодорожных транспортных средств, основанная на сопряженном решении уравнений гидродинамики и термодинамики. В отличие от традиционных нульмерных гидравлических моделей, предложенный подход учитывает вязкость, инерционность и сжимаемость рабочей жидкости, что позволяет устранить характерное для упрощенных методик завышение времени затухания переходных процессов и пиковых давлений. Математическая модель включает двумерные осесимметричные нестационарные уравнения Навье–Стокса для вязкой несжимаемой жидкости, уравнение движения поршня под взаимодействием внешней нагрузки и противодействия в рабочей камере, а также нульмерную термодинамическую модель газовой полости (в рассмотрении политропного процесса), являющейся упругим элементом подвешивания. Численная реализация выполнена методом конечных объемов с использованием PISO-алгоритма и динамического перестроения сетки для учета подвижной границы поршня.

Научная новизна работы состоит в том, что впервые для задач динамики гидропневматических рессор железнодорожного подвижного состава реализовано полное сопряжение двумерной модели вязкой жидкости и термодинамической модели газа с обратной связью через расход рабочей жидкости в дросселе. Количественно подтверждено, что пренебрежение вязкостью и сжимаемостью в нульмерных моделях ведет к существенному завышению времени затухания колебаний (до порядка величины) и искажению амплитудных нагрузок. Разработанный подход может использоваться в качестве виртуального испытательного стенда при проектировании перспективных гидропневматических рессор для пассажирских вагонов и локомотивов, а также для уточнения ресурсных испытаний и создания цифровых двойников узлов рессорного подвешивания.

Ключевые слова: рессора, элемент, подвижной состав, математическое моделирование, гидродинамика, подвижная граница, демпфирование.

Ссылка для цитирования:

Титова А.В. Сопряженное математическое моделирование нестационарных течений в гидропневматических рессорах подвижного состава / А.В. Титова, А.И. Карпов // Транспортное машиностроение. – 2026. – № 8. – С. 56-66. doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-56-66.

Original article

Open Access Article

CONJUGATE MATHEMATICAL MODELING OF UNSTEADY FLOWS IN HYDROPNEUMATIC SPRINGS OF ROLLING STOCK

Anastasia Vyacheslavovna Titova^{1✉}, Aleksandr Ivanovich Karpov²

^{1,2} UdmFRC Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, the Udmurt Republic, Izhevsk, Russia

^{1,2} titovaspace@ya.ru

Abstract

A computational technique is developed for predicting the dynamic characteristics of hydropneumatic springs of railway transport based on the conjugate solution of equations of hydrodynamics and thermodynamics. Unlike traditional zero-dimensional hydraulic models, the proposed approach takes into account the viscosity, inertia and compressibility of the working fluid, which eliminates the overestimation of the attenuation time of transient processes and peak pressures characteristic of simplified methods. The mathematical model includes two-dimensional axisymmetric non-stationary Navier–Stokes equations for a viscous incompressible fluid, the equation of piston motion under the interaction of external load and back pressure in the working chamber, as well as a zero-dimensional thermodynamic model of a gas cavity (considering a polytropic process), which is an elastic suspension element. The numerical implementation was performed by the finite volume method using PISO algorithm and dynamic grid reconstruction to ac-

count for the movable piston boundary. The scientific novelty of the work consists in the fact that for the first time, for the problems of the dynamics of railway rolling stock hydropneumatic springs a complete coupling of a two-dimensional viscous fluid model and a thermodynamic gas model with feedback through the flow rate of the working fluid in the throttle was realized. It is quantitatively confirmed that neglecting viscosity and compressibility in zero-dimensional models leads to a significant increase in the vibration attenuation time (up to a number of magnitudes) and distortion of amplitude loads. The developed approach can be used as a virtual test bench in the design of promising hydraulic springs for passenger cars and locomotives, as well as to refine resource testing and create digital doubles of spring suspension units.

Keywords: spring, element, rolling stock, mathematical modeling, hydrodynamics, movable boundary, damping.

Reference for citing:

Titova AV, Karpov AI. *Conjugate mathematical modeling of unsteady flows in hydraulic springs of rolling stock. Transport Engineering. 2026;8:56-66. doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-56-66.*

Введение

Современный этап развития железнодорожного транспорта характеризуется ростом скоростей движения, грузонапряженности и осевых нагрузок. В этих условиях требования к плавности хода, минимизации динамического воздействия на путь и обеспечению сохранности перевозимых грузов становятся определяющими факторами конкурентоспособности подвижного состава. Система рессорного подвешивания тележки является промежуточным звеном между колесной парой и кузовом, призванным гасить колебания, возникающие при взаимодействии пути и подвижного состава. Эффективность этой системы напрямую влияет на усталостную долговечность несущих конструкций, ресурс рельсов и безопасность движения.

В тележках пассажирских вагонов и локомотивов широко распространены телескопические гидравлические гасители колебаний, выполняющие функцию демпфирования [1, 4]. Однако для обеспечения требуемой плавности хода в широком диапазоне нагрузок все большее внимание привлекают гидропневматические рессоры (также известные как пневмогидравлические упругие элементы). Такие устройства совмещают в одном узле упругую характе-

ристику (при сжатии газа) и демпфирование (при дросселировании вязкой жидкости через калиброванные отверстия), что позволяет реализовать прогрессивную нелинейную зависимость силы сопротивления от хода подвески. Известны технические решения, адаптирующие характеристику рессоры к изменению статической нагрузки, например, за счет дифференциального давления газа или применения золотниковых механизмов [5, 6]. В грузовом и специальном подвижном составе, где требования к энергоемкости подвески особенно высоки, гидропневматические схемы рассматриваются как одно из перспективных направлений [5]. Однако их широкое внедрение в тележечное подвешивание до настоящего времени ограничено сложностью конструкции и недостаточной проработанностью методов динамического расчета.

Основным инструментом инженерного анализа гидропневматических рессор на сегодняшний день являются нульмерные гидравлические модели. В рамках такого подхода устройство описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений для сосредоточенных параметров, а связь расхода и перепада давления

на дросселе задается квазистационарным уравнением Бернулли с эмпирическим коэффициентом расхода. Данная методология, унаследованная от классической гидравлики, обладает фундаментальным ограничением: она принципиально не учитывает вязкость, инерционность и сжимаемость рабочей жидкости. Следствием такого упрощения является систематическая ошибка при прогнозировании динамических режимов. Как будет показано ниже, данные модели предсказывают интенсивный, нереалистично долго затухающий колебательный процесс для основных параметров (перемещение поршня, давление в полостях). Время переходного процесса может оказаться завышенным на порядок (до 2...3 секунд), тогда как в натурных условиях демпфирование происходит за 0,2...0,3 секунды. Это приводит к некорректной оценке демпфирующих свойств рессоры, ошибкам в определении пиковых нагрузок на буксовый узел и раму тележки и, как следствие, невозможности целенаправленной оптимизации геометрии дроссельной системы на этапе проектирования.

Теоретические основы расчета гидропневматических устройств заложены в классических работах В. Бауэра [2], а также в исследованиях Е.Б. Сарача и А.А. Ципилева [3], где детально проработаны нульмерные термодинамические модели. Данные работы остаются основой для статических и низкочастотных расчетов, однако их авторы прямо указывают на ограниченность подхода при анализе быстропротекающих процессов. Попытки повысить точность нульмерных моделей за счет введения эмпирических корректировок носят частный характер и не устраняют физическую неполноту модели. Параллельно

развивается направление вычислительной гидродинамики (*CFD*) применительно к элементам гидроаппаратуры. В работах Рэдера [7], Ни [8], Мориты [9] представлены результаты численного моделирования течений в дроссельных каналах и клапанах. Эти исследования убедительно демонстрируют сложную вихревую структуру потока и значимость учета вязких эффектов. Однако в них, как правило, рассматривается стационарное течение с фиксированным перепадом давления, либо движение твердого тела задается кинематически, без обратной связи между гидродинамическим полем давления и динамикой подвижных элементов.

Таким образом, в настоящее время ощущается недостаток комплексных сопряженных моделей, которые объединяли бы детальное *CFD*-описание вязкого течения в проточной части гидропневматической рессоры, динамику движения поршня под действием переменного поля давления и термодинамику газовой полости в их взаимосвязи. Для железнодорожной отрасли, где требования к ресурсу и надежности элементов рессорного подвешивания регламентируются ГОСТ 32204-2013, создание такой модели является актуальной научно-технической задачей. Настоящая работа направлена на устранение указанного пробела. Цель исследования – разработка, верификация и апробация сопряженной *CFD*-методики расчета динамических характеристик гидропневматических рессор подвижного состава, основанных на совместном решении двумерных уравнений Навье–Стокса, уравнения движения поршня и термодинамических соотношений для газовой полости.

Материалы, модели, эксперименты и методы

В качестве объекта исследования рассматривается гидропневматическая рессора (ГПР), конструктивно близкая к описанной в работах [2, 3]. Основными элементами являются: рабочий цилиндр с подвижным поршнем, дроссельный канал, гидравлическая полость, соединенная с газовой камерой через гибкую разделительную мембрану. При приложении

внешней нагрузки F к штоку поршня жидкость перетекает из полости V_1 в полость V_2 через дроссель сечением S_{12} , сжимая газ в камере V_3 . Упругая характеристика формируется за счет политропного сжатия газа, а демпфирование – за счет вязкого трения при течении жидкости в дросселе и сопутствующих вихревых потерях.

Расчетная схема, приведенная на рис. 1 принята осесимметричной (цилиндрические координаты x, r). Геометрические параметры (радиус поршня R_1 , радиус дросселя R_{12} , длина дроссельного канала L_{12} ,

начальный объем газовой полости V_{30}) и физические свойства рабочей жидкости (плотность ρ , динамическая вязкость μ , коэффициент сжимаемости β) соответствуют данным из [2, 3] и приведены в таблице.

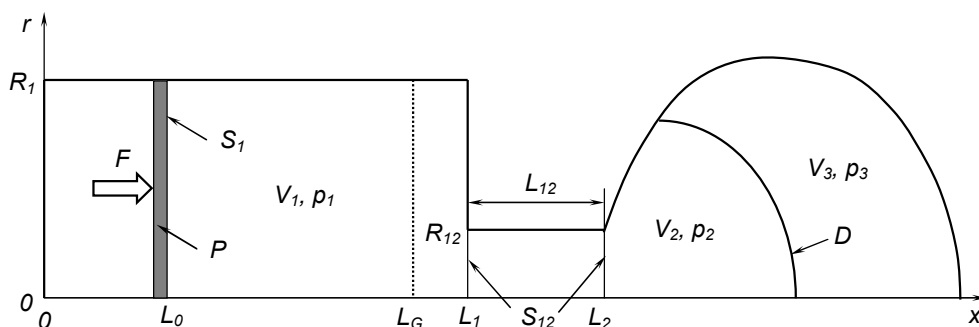


Рис. 1. Расчетная схема прототипа гидропневматической подвески
Fig. 1. Calculation scheme of the hydro-pneumatic suspension prototype

Основные параметры расчетной модели

Таблица

Table

Main parameters of calculation model

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Радиус поршня	R_1	0,055	м
Радиус дросселя	R_{12}	0,01...0,025	м
Длина дроссельного канала	L_{12}	0,02	м
Начальный объем газовой полости	V_{30}	0,00357	м ³
Начальное давление в системе	p_0	3,3	МПа
Плотность жидкости	ρ	850	кг/м ³
Динамическая вязкость жидкости	μ	0,01...1,0	Па·с
Коэффициент сжимаемости	β	$5 \cdot 10^{-10}$	Па ⁻¹
Показатель политропы газа	γ	1,25	—

Течение вязкой несжимаемой жидкости в цилиндре и дроссельном канале описывается осесимметричными нестационарными уравнениями Навье–Стокса и неразрывности [10]:

нарными уравнениями Навье–Стокса и неразрывности [10]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \nu \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \nu \frac{\partial v}{\partial r} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0. \quad (3)$$

где u, v – осевая и радиальная компоненты скорости; p – давление; $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость.

Используются следующие граничные условия:

- на оси симметрии ($r = 0$):
 $\frac{\partial u}{\partial r} = 0, v = 0$;

- на твердых неподвижных стенках:
 $u = v = 0$ (условие прилипания);
- на подвижной границе поршня:
($x = L_0(t)$): $u = u_p(t), v = 0$;
- на выходе из дросселя:
($x = L_1 + L_{12}$): $\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0$.

Процесс сжатия/расширения газа в камере V_3 считается политропным с постоянным показателем γ :

$$p_3 V_3^\gamma = \text{const.} \quad (4)$$

В дифференциальной форме:

$$\frac{dp_3}{dt} = -\frac{p_3}{V_3^\gamma} \frac{dV_3^\gamma}{dt}. \quad (5)$$

Давление в гидравлической полости V_2 принимается равным давлению газа: $p_2 = p_3$ (мембрана идеально гибкая, массой пренебрегаем).

Движение поршня массой m_p описывается вторым законом Ньютона:

$$m_p \frac{du_p}{dt} = F(t) - p_w S_1, \quad (6)$$

где $S_1 = \pi R_1^2$ – площадь поршня; p_w – эффективное давление в полости V_1 у поршня. В отличие от классической 0D-модели, давление p_w не равно среднему давлению p_1 , а определяется с учетом сжимаемости жидкости:

$$p_w = p_1 - \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_1}{V_1}, \quad (7)$$

$$\Delta V_1 = (Q_{12} - Q_{10}) \Delta t, \quad (8)$$

где $Q_{10} = u_p S_1$ – расход, создаваемый движением поршня; $Q_{12} = \int_0^{R_{12}} u \, 2\pi r \, dr$ – фактический объемный расход через дроссель, получаемый интегрированием про-

филя осевой скорости из CFD-решения; Δt – шаг по времени.

Изменение объема газовой полости связано с перемещением поршня и сжимаемостью жидкости:

$$V_3 = V_3^0 - (V_1 - V_1^0) - \Delta V_2, \quad (9)$$

где V_1 – текущий объем полости V_1 (определяется положением поршня), ΔV_2 – изменение объема полости V_2 за счет перетечек (в данной модели V_2 считается постоянным, так как его изменения малы по сравнению с V_3). Уравнение (5) интегрируется одновременно с (6)–(8).

Для численного решения системы (1)–(3) применяется метод конечных объемов на структурированной неразнесенной сетке. Использование неразнесенной сетки упрощает перестроение узлов при движении поршня. Конвективные члены аппроксимируются гибридной схемой «центральные разности – против потока» для обеспечения устойчивости при больших числах Рейнольдса. Диффузионные члены – центральными разностями второго порядка. Интегрирование по времени – неявное, первого порядка (схема Эйлера).

Дискретный аналог обобщенного уравнения переноса для переменной Φ (в качестве которой выступают u , v) имеет вид:

$$a_P \Phi_P = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + a_N \Phi_N + a_S \Phi_S + b, \quad (10)$$

где коэффициенты a_E, a_W, a_N, a_S определяются схемой аппроксимации и физическими свойствами [11].

Для согласования полей скорости и давления на неразнесенной сетке применяется процедура *PISO* (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) [12, 13]. Алгоритм включает шаг-предиктор (решение momentum equations с давлением с предыдущего шага), первую и вторую коррекции. Для подавления нефизичных осцилляций давления типа «шахматная доска» используется интерполяция Рай-Чоу [14] при вычислении скоростей на гранях контрольных объемов.

Перемещение поршня приводит к изменению расчетной области. На каждом шаге по времени после вычисления новой

скорости поршня $u_p^{(n+1)}$ и его положения $L_0^{(n+1)}$ производится перестроение сетки: все узлы в осевом направлении сдвигаются пропорционально их относительному расстоянию от неподвижной границы (метод «подвижных узлов»). Такой подход сохраняет структуру сетки и не требует полной регенерации.

Решение связанной задачи «жидкость–поршень–газ» выполняется по следующей схеме на каждом временном шаге $t^{(n)}$:

1. По известным значениям $F^{(n)}$, p_w^n из уравнения (6) вычисляется $u_p^{(n+1)}$ (явный шаг).

2. Определяется новое положение поршня: $L_0^{(n+1)} = L_0^{(n)} + u_p^{(n+1)} \Delta t$.

3. Сетка перестраивается в соответствии с новым $L_0^{(n+1)}$.

4. Решаются уравнения Навье–Стокса (1)–(3) с граничными условиями, включая $u = u_p^{(n+1)}$ на поршне. В результате получаются поля скорости и давления, а также интегральный расход $Q_{12}^{(n+1)}$.

5. По формуле (8) вычисляется изменение объема ΔV_1 и по формуле (7) – эффективное давление $p_w^{(n+1)}$.

6. Интегрированием уравнения (5) с учетом (9) находится новое давление газа $p_3^{(n+1)}$ и затем $p_2^{(n+1)} = p_3^{(n+1)}$.

7. Переход к следующему шагу $t^{(n+1)}$.

Все вычисления реализованы в авторском программном коде на языке Fortran.

Для верификации разработанной модели использованы результаты экспериментальных исследований гидропневматического амортизатора гусеничной машины, опубликованные в работе [2]. В указанной работе приведены:

- статическая упругая характеристика (зависимость усилия на штоке от перемещения поршня) для различных нагрузок;
- данные по времени переходного процесса при ступенчатом нагружении (качественно).

Результаты

На первом этапе проводилось сопоставление расчетных и экспериментальных данных для статического режима нагружения. На рис. 2 представлена зависимость перемещения поршня L_0 от величины внешней нагрузки F в установившемся состоянии (при $t \rightarrow \infty$).

Как видно из рис. 2, результаты CFD -расчета практически совпадают с экспериментальными точками во всем диапазоне нагрузок. Максимальное относительное отклонение не превышает 5%. Результаты $0D$ -модели также демонстрируют хорошее согласие с экспериментом (отклонение до 7 %), что подтверждает корректность термодинамической части обеих моделей и

Экспериментальный стенд представлял собой гидропневматический амортизатор, нагружаемый гидравлическим прессом с регистрацией перемещения и давления.

Верификация проводилась в два этапа:

1. Статический режим. Сравнение расчетного (по CFD -модели при $t \rightarrow \infty$) и экспериментального положений поршня под действием постоянной силы FF . Это позволяет оценить корректность термодинамической части модели.

2. Динамический режим. Сравнение расчетных кривых перемещения поршня во времени с качественной картиной, описанной в [2], а также с результатами, полученными по классической $0D$ -модели (уравнения (1)–(6) из [2] с эмпирическим коэффициентом расхода).

На основе предварительных исследований сеточной сходимости выбран размер ячейки 1,0 мм в осевом и радиальном направлениях (сетка 150×30 узлов). Шаг по времени принят $\Delta t = 1 \cdot 10^{-4}$ с, что обеспечивает устойчивость и приемлемую точность при максимальных скоростях течения до 20 м/с. Коэффициенты релаксации для скоростей и давления составляют 0,3 и 0,8 соответственно. Критерием сходимости итераций $PISO$ на каждом физическом шаге служит уменьшение невязки по уравнению неразрывности до 10^{-6} .

позволяет использовать их для дальнейшего анализа динамики.

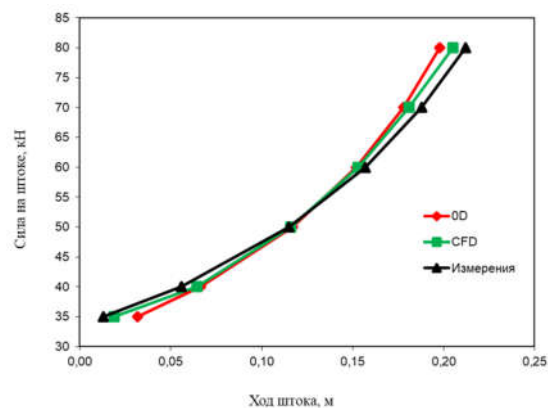
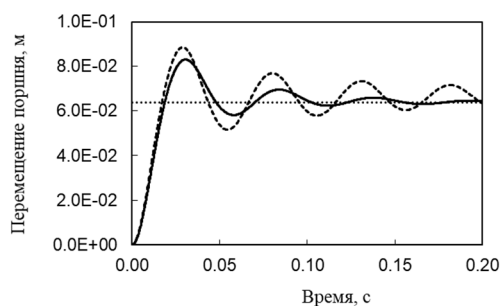


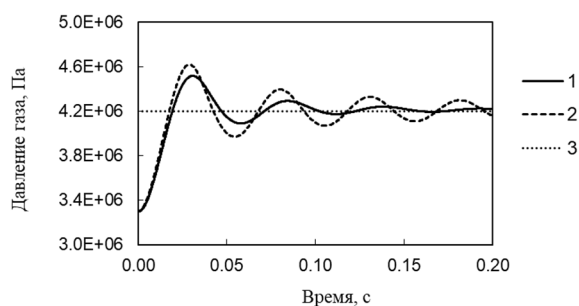
Рис. 2. Статическая упругая характеристика гидропневматической рессоры
Fig. 2. Static elastic characteristic of the hydropneumatic spring

Исследование динамического поведения проводилось приложением нагрузки

$F = 40 \text{ кН}$. На рис. 3 представлены зависимости перемещения поршня $L_0(t)$.



а)



б)

Рис. 3. Динамика переходного процесса при нагружении $F = 40 \text{ кН}$:

а – перемещение поршня; б – давление в газовой полости;

1 – *CFD*-модель; 2 – *0D*-модель; 3 – экспериментальное конечное положение поршня [2]

Fig. 3. Transient dynamics under load $F = 40 \text{ кН}$:

a – piston displacement; b – gas chamber pressure;

1 – CFD model; 2 – 0D model; 3 – experimental steady-state piston position [2]

Анализ рис. 3а показывает принципиальное различие в характере переходного процесса. Нульмерная-модель предсказывает затухающие колебания с периодом около 0,05 с и временем установления (достижения 95 % от статического значения) порядка 2,0...2,5 с. *CFD*-модель демонстрирует практически апериодический процесс: поршень плавно выходит на статическое положение за 0,1...0,15 с без выраженных колебаний. Конечное положение поршня в обоих случаях одинаково и соответствует экспериментальной точке из работы [2]. На рис. 3б представлена дина-

мика давления в газовой полости. В *0D*-расчете наблюдаются значительные осцилляции давления с амплитудой до 1,2 МПа относительно среднего значения. *CFD*-расчет дает монотонный рост давления до равновесного значения 4,1 МПа. Максимальное давление в *CFD*-модели на 18 % ниже пиковых значений, получаемых по *0D*-модели.

На рис. 4 представлены поля осевой скорости в рабочем цилиндре и дроссельном канале в различные моменты времени, полученные в *CFD*-расчете.

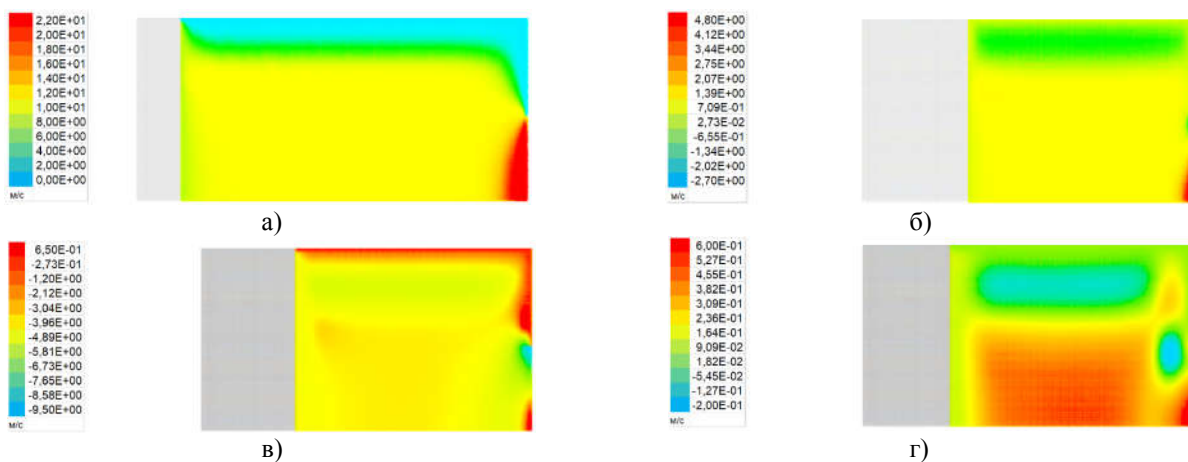


Рис. 4. Поля осевой скорости в различные моменты времени: а – $t=0,01 \text{ с}$ (прямой ход); б – $t=0,03 \text{ с}$ (начало реверса); в – $t=0,043 \text{ с}$ (реверс, нулевой интегральный расход); г – $t=0,2 \text{ с}$ (равновесие)

Fig. 4. Axial velocity fields at different time instants: a – $t=0.01 \text{ s}$ (forward stroke);

b – $t=0.03 \text{ s}$ (reversal onset); v – $t=0.043 \text{ s}$ (reversal, zero net flow rate); g – $t=0.2 \text{ s}$ (equilibrium)

Анализ полей скорости позволяет выявить следующие особенности:

- прямой ход (рис. 4а). Жидкость ускоряется при входе в дроссельный канал, формируется почти плоский профиль скорости в узкой части. В угловой зоне ($r \approx R_{12}, x \approx L_1$) наблюдается отрыв потока с образованием вихревой зоны;

- начало реверса (рис. 4б). По мере роста давления в газовой полости скорость на оси дросселя снижается, вихревая зона увеличивается в размерах;

- момент реверса (рис. 4в). Интегральный расход через дроссель становится равным нулю, однако локальные скоро-

сти достигают ± 15 м/с. В дроссельном канале формируется сложное течение с двумя противонаправленными потоками: в приосевой области жидкость движется в сторону газовой камеры, в пристеночной – обратно. Это сопровождается интенсивным вихреобразованием;

- равновесие (рис. 4г). При $t = 0,2$ с движение жидкости отсутствует, поле скоростей близко к нулю.

На рис. 6 показано изменение во времени расхода на поршне $Q_{10} = u_p S_1$ и расхода через дроссель Q_{12} , полученного интегрированием профиля скорости из CFD-решения.

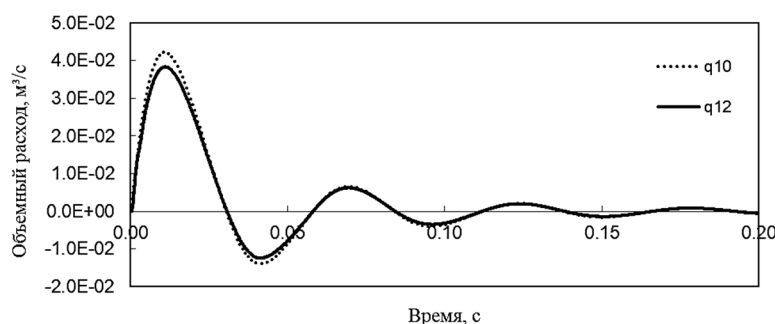


Рис. 6. Объемный расход:
 Q_1 (расход, создаваемый поршнем); Q_{12} (фактический расход через дроссель)
 Fig. 6. Volumetric flow rate:
 Q_1 (piston-generated flow rate); Q_{12} (actual throttle flow rate)

В начальный момент времени ($t < 0,02$ с) расход Q_{12} отстает от Q_{10} : жидкость сжимается, и часть объема аккумулируется в полости V_1 . Разность расходов ($Q_{12} - Q_{10}$) достигает максимума

$2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с при $t \approx 0,01$ с. Это приводит к изменению объема ΔV_1 и, согласно формуле (7), к росту эффективного давления p_w (рис. 7).

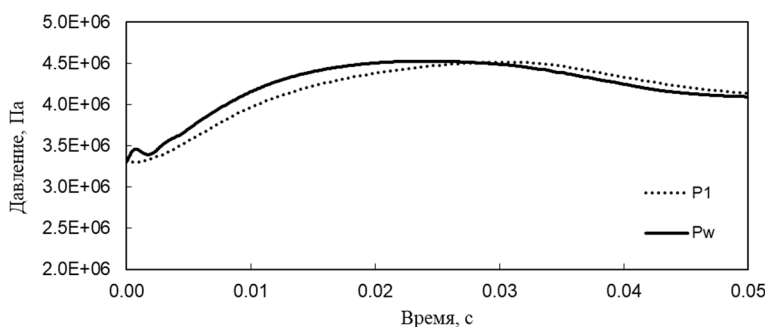


Рис. 7. Давление в полости V_1 :
 1 – p_1 (среднее давление); 2 – p_{wpw} (эффективное давление у поршня)
 Fig. 7. Pressure in chamber V_1 :
 1 – p_1 (average pressure); 2 – p_{wpw} (effective pressure at the piston)

В интервале $t = 0,02 \dots 0,05$ с расход Q_{12} превышает Q_{10} , что соответствует реверсному движению жидкости. Колебания

давления p_w сглажены по сравнению с осцилляциями p_1 в 0D-модели (рис. 3б) именно при учете сжимаемости.

Обсуждение/Заключение

В статье представлены результаты разработки и верификации сопряженной *CFD*-модели гидропневматической рессоры для прогнозирования динамических характеристик элементов рессорного подвешивания подвижного состава. Сравнение *0D* и *CFD*-подходов показало, что классические *0D*-модели дают неверную картину переходных процессов, завышая время затухания колебаний на порядок из-за отсутствия учета вязкой диссипации, инерционности и сжимаемости жидкости.

Визуализация полей скорости позволила идентифицировать дополнительные механизмы диссипации энергии: формирование отрывных вихревых зон и сложное реверсивное течение с высокими локальными градиентами скорости. Параметрические исследования выявили влияние диаметра дросселя, вязкости рабочей жидкости и начального объема газа на характеристики рессоры.

Установлено, что уменьшение радиуса дросселя повышает демпфирование, но может привести к локальному гидроудару при малых значениях. Изменение вязкости рабочей жидкости может существенно менять динамические характеристики рессоры. На основе полученных результатов сформулированы практические рекомендации по выбору геометрии дросселя и рабочей жидкости.

Разработанная сопряженная *CFD*-модель позволяет более точно прогнозировать динамические характеристики гидропневматических рессор и может служить основой для создания цифровых двойников узлов рессорного подвешивания. Модель может быть интегрирована в систему автоматизированного проектирования тележек грузовых и пассажирских вагонов, что открывает новые возможности для проектирования элементов рессорного подвешивания.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Bauer W. Hydropneumatic Suspension Systems. Berlin, Heidelberg: Springer; 2021. 215 p.
2. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Исследование внутренней динамики гидропневматических устройств // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 2. С. 19–29.
3. Патент RU 2102640 C1, МПК F16F 5/00. Гидропневматическая рессора / [авторы]; заявитель и патентообладатель. № 95103458/28; заявл. 10.03.1995; опубл. 20.01.1998.
4. Патент US 3656632 A, МПК B61G 11/12. Hydro-pneumatic shock absorber / [авторы]; заявитель. опубл. 18.04.1972.
5. Raeder T., Tenenev V.A., Chernova A.A. Incorporation of Fluid Compressibility into the Calculation of the Stationary Mode of Operation of a Hydraulic Device at High Fluid Pressures // Russian Journal of Nonlinear Dynamics. 2021. Vol. 17, No. 2. P. 195–209.
6. Nie W., He H., Sha L., Wang C., Du F. Computational Fluid Dynamics Simulation and Optimization of Hydropneumatic Spring Damper Valves for Heavy Vehicle Applications // Machines. 2023. Vol. 11, 680.
7. Morita R., Inada F., Mori M., Tezuka K., Tsujimoto Y. *CFD* Simulations and Experiments of Flow Fluctuations Around a Steam Control Valve // Journal of Fluids Engineering. 2007. Vol. 129, No. 1. P. 48–54.
8. ГОСТ 32204–2013. Гасители колебаний гидравлические тележек локомотивов и вагонов. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2014. 12 с.
9. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. М.: Наука, 1986. 736 с.
10. Patankar S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. London: Hemisphere; 1980. 210 p.
11. Issa R.I. Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting // Journal of Computational Physics. 1986. Vol. 62, No. 1. P. 40–65.
12. Wanik A., Schnell U. Some Remarks on the PISO and SIMPLE Algorithms for Steady Turbulent Flow Problems // Computers and Fluids. 1989. Vol. 17, No. 4. P. 555–570.
13. Rhie C.M., Chow W.L. A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation // AIAA Journal. 1983. Vol. 21. P. 1525–1532.

REFERENCES

1. Bauer W. Hydropneumatic Suspension Systems. Berlin: Heidelberg (Springer); 2021.
2. Sarach EB., Tsipilev A.A. Research of internal dynamics of hydro-pneumatic devices. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2017;2:19-29.
3. Hydropneumatic spring. RF Patent 2102640 C1, МПК F16F 5/00 No. 95103458/28. 20 January 1998.
4. Hydropneumatic shock absorber. RF Patent US 3656632 A, МПК B61G 11/12. 18 April 1972.
5. Raeder T, Tenenev VA, Chernova AA. Incorporation of Fluid Compressibility into the Calculation of the Stationary Mode of Operation of a Hydraulic Device at High Fluid Pressures. Russian Journal of Nonlinear Dynamics. 2021;17(2):195–209.
6. Nie W, He H, Sha L, Wang C, Du F. Computational Fluid Dynamics Simulation and Optimization of Hydropneumatic Spring Damper Valves for Heavy Vehicle Applications. Machines. 2023;11:680.
7. Morita R, Inada F, Mori M, Tezuka K, Tsujimoto Y. CFD Simulations and Experiments of Flow Fluctuations Around a Steam Control Valve. Journal of Fluids Engineering. 2007;129(1):48–54.
8. GOST 32204-2013. Current collectors of railway electric rolling stock. General specifications. Moscow: Standartinform; 2014.
9. Landau LD, Lifshits EM. Hydrodynamics. Moscow: Nauka; 1986.
10. Patankar SV. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. London: Hemisphere; 1980.
11. Issa RI. Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting. Journal of Computational Physics. 1986;62(1):40–65.
12. Wanik A, Schnell U. Some Remarks on the PISO and SIMPLE Algorithms for Steady Turbulent Flow Problems. Computers and Fluids. 1989;17(4):555–570.
13. Rhie CM, Chow WL. A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation. AIAA Journal. 1983;21:1525–1532.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Britsin S., Ryabinin M., Sarach E.** Calculation of the Hydro-Pneumatic Suspension Damper // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779, 012033.
2. **Stroll H., Durst F., Peric M., Pereira J.C.F., Scheuerer G.** Study of Laminar, Unsteady Piston-Cylinder Flows // Journal of Fluids Engineering. 1993. Vol. 115, No. 4. P. 687–693.
3. **Титова А.В., Карпов А.И.** Опыт применения программного комплекса FlowVision для расчета характеристик гидропневматических подвесок большегрузных транспортных средств // Химическая физика и мезоскопия. 2025. Т. 27, № 1. С. 94–103.
4. **Титова А.В., Карпов А.И.** Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора гусеничной машины // Химическая физика и мезоскопия. 2025. Т. 27, № 3. С. 283–290.

BIBLIOGRAPHIC LIST

1. **Britsin S, Ryabinin M, Sarach E.** Calculation of the Hydro-Pneumatic Suspension Damper. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;779: 012033.
2. **Stroll H, Durst F, Peric M, Pereira JCF, Scheuerer G.** Study of Laminar, Unsteady Piston-Cylinder Flows. Journal of Fluids Engineering. 1993;115(4):687–693.
3. **Titova AV, Karpov AI.** The experience of using FlowVision software package for calculating the characteristics of hydro-pneumatic suspensions of heavy-duty vehicles. Chemical Physics and Mesoscopies. 2025;27(1):94-103.
4. **Titova AV, Karpov AI.** Calculation of elastic characteristics of pneumohydraulic shock absorber of a tracked vehicle. Chemical Physics and Mesoscopies. 2025;27(3):283-290.

Информация об авторах:

Титова Анастасия Вячеславовна, – младший научный сотрудник, тел. 8-951-211-42-08, SPIN-код: 5066-2851.

Titova Anastasia Vyacheslavovna – Junior Researcher, phone: 8-951-211-42-08, SPIN code: 5066-2851.

Карпов Александр Иванович – доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник.

Karpov Aleksandr Ivanovich – Doctor of Physico-Mathematical Sciences, Chief Researcher.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 11.03.2026; одобрена после рецензирования 01.07.2026; принята к публикации 27.07.2026. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», проректор по научной работе Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 11.03.2026; approved after review on 01.07.2026; accepted for publication on 27.07.2026. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Vice–Rector for Research at Bryansk State Technical University at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.