DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(2)-41

Параметрическое численное исследование динамических характеристик пневмогидравлических устройств на основе осесимметричных уравнений Навье-Стокса

А.В. Титова, ORCID: 0000-0001-7836-729X <titovaspace@ya.ru>
А.И. Карпов, ORCID: 0000-0001-8380-1599 <karpov@udman.ru>
Удмуртский федеральный исследовательский центр УрО РАН,
Россия, 426067, г. Ижевск, ул. им. Татьяны Барамзиной, д. 34.

Аннотация. Работа посвящена уточнению и параметрическому исследованию численных характеристик сопряжённой осесимметричной модели динамики пневмогидравлических устройств (ПГУ). Модель объединяет нульмерную термодинамическую постановку для газовой полости и движения поршня с двумерными осесимметричными нестационарными уравнениями Навье–Стокса для вязкой несжимаемой рабочей жидкости; реализация выполнена в разработанном авторами программном коде методом конечных объёмов на неразнесённой сетке с алгоритмом PISO. Приведена полная постановка сопряжённой задачи (геометрия, определяющие уравнения, начальные и граничные условия, характерное число Рейнольдса), обоснован выбор ламинарной модели течения. Выполнено исследование численных характеристик алгоритма: сеточная сходимость (размер ячейки от 3,0 до 0,5 мм) и влияние шага по времени, с обоснованием выбора базовой конфигурации (размер ячейки 1,0 мм). Корректность модели подтверждена сопоставлением расчётного стационарного положения поршня с экспериментальными данными. Показано, что учёт вязкости и сжимаемости жидкости даёт релаксационный (демпфирующий) эффект: сопряжённая модель воспроизводит физически обусловленное затухание переходного процесса, тогда как нульмерная модель завышает время затухания колебаний примерно в десять раз. Структура течения (профили осевой скорости и векторные поля с рециркуляционными зонами) непосредственно демонстрирует механизм демпфирования. Сделан вывод, что предложенная сопряжённая модель является более надёжной основой прогнозирования демпфирующих характеристик ПГУ, а её собственная программная реализация обеспечивает необходимый контроль над схемами дискретизации, граничными условиями и алгоритмом сопряжения.

Ключевые слова: пневмогидравлическое устройство; сопряжённый алгоритм; уравнения Навье–Стокса; метод конечных объёмов; несмещённая сетка; сеточная сходимость; реверсивное течение; сжимаемость жидкости.

Для цитирования: Титова А.В., Карпов А.И. Параметрическое исследование численных характеристик динамики пневмогидравлических устройств на основе сопряжённой осесимметричной CFD-модели. Труды ИСП РАН, 2026, том 38, вып. 6, часть 2, стр. 333–346. DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(6)-41.

A parametric numerical study of the dynamical characteristics of pneumohydraulic devices using the axisymmetric Navier-Stokes equations

A.V. Titova, ORCID: 0000-0001-7836-729X < titovaspace@ya.ru >
A.I. Karpov, ORCID: 0000-0001-8380-1599 <karpov@udman.ru>
Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences,
34, Tatyana Baramzina st., Izhevsk, Udmurt Republic, 426067, Russia

Abstract. The paper is devoted to the refinement and parametric study of the numerical characteristics of a coupled axisymmetric CFD model of pneumohydraulic device (PHD) dynamics. The model couples a zero-dimensional thermodynamic formulation for the gas cavity and piston motion with the two-dimensional axisymmetric unsteady Navier–Stokes equations for a viscous incompressible working fluid; the implementation is carried out in an in-house code using the finite-volume method on a non-staggered grid with the PISO algorithm. The full statement of the coupled problem is given (geometry, governing equations, initial and boundary conditions, characteristic Reynolds number), and the choice of a laminar flow model is justified. A study of the numerical characteristics of the algorithm is performed: grid convergence (cell size from 3.0 to 0.5 mm) and the influence of the time step, with justification of the baseline configuration (cell size 1.0 mm). The model is verified against experimental data for the steady piston position. It is shown that accounting for the fluid viscosity and compressibility provides a relaxation (damping) effect: the coupled CFD model reproduces the physically justified decay of the transient process, whereas the zero-dimensional model overestimates the oscillation damping time by about ten times. The flow structure (axial velocity profiles and vector fields with recirculation zones) directly demonstrates the damping mechanism. It is concluded that the proposed coupled CFD model is a more reliable basis for predicting the damping characteristics of PHD5, while its in-house implementation ensures the required control over the discretization schemes, boundary conditions and coupling algorithm.

Keywords: pneumohydraulic device; coupled algorithm; Navier–Stokes equations; finite volume method; non-staggered grid; grid convergence; reversing flow; fluid compressibility.

For citation: Titova A.V., Karpov A.I. A parametric study of the numerical characteristics of a coupled CFD algorithm for predicting the dynamics of pneumohydraulic devices. Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS, 2026, vol. 38, issue 6, part 2, pp. 333-346 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(6)-41.

1. Введение

Пневмогидравлические устройства (ПГУ) применяются в системах подрессоривания большегрузных колёсных, гусеничных и специальных транспортных машин как компактные элементы, объединяющие функции упругого звена и демпфера. Газовая полость обеспечивает нелинейную прогрессивную упругую характеристику, а перетекание рабочей жидкости через дроссельные каналы отвечает за диссипацию энергии силового воздействия. Такое сочетание делает ПГУ эффективными при переменных нагрузках и ударных воздействиях, но одновременно усложняет расчёт, поскольку в одном узле взаимодействуют механика подвижного поршня, термодинамика газа и нестационарная гидродинамика жидкости [1-3].

На ранних стадиях проектирования широко применяются нульмерные модели, в которых рабочие полости описываются осреднёнными давлениями, объёмами и расходами. Такие модели удобны для оценки статической упругой характеристики и быстрых параметрических расчётов [3-5]. Обычно, нульмерная математическая модель включает в себя уравнение движения поршня, который определяет силы, развиваемой амортизатором, уравнение расхода жидкости через дроссель, связывающее перемещения поршня с изменением объема газа, уравнения изменения объема газа и давления в пневмобаллоне, уравнение давления в поршневой области и выглядит следующим образом:

$$m\frac{du}{dt} = F(t) - P_1(t)S_1,$$
$$Q_{1-2} = u * S_1$$

где: $F(t)$ – сила, действующая на амортизатор (Н); $P_1(t)$ – давление в поршневой области (Па); S_1 – площадь поршня (м²); m – масса системы поршень-толкатель (кг); u – скорость поршня (м/с); Q_{1-2} – объемный расход жидкости в сечении дросселя (м³/с).

Уравнение изменения объема газа и давления в пневмобаллоне:

$$\frac{dV_3}{dt} = -Q_{1-2}; \frac{dP_3}{dt} = -\frac{P_3}{{V_3}^k}\frac{d{V_3}^k}{dt};$$

Уравнение давления в поршневой области:

$$P_2 = P_3,$$
$$P_1 = P_2 + \frac{Q_{1-2}^2\rho}{2A^2{S_{1-2}}^2}.$$

Здесь A – коэффициент расхода рабочей жидкости при истечении. P_1, P_2, P_3 – давление в запоршневой области гидроцилиндра, в гидравлической части пневмобаллона и газовой полости пневмобаллона соответственно, S_{1-2} – площадь дроссельного отверстия, V_3 – объем газовой полости пневмобаллона.

Хотя данные нульмерные модели получили широкое распространение на ранних этапах проектирования [3, 5], при анализе динамических процессов они не описывают пространственную структуру течения, инерционность и сжимаемость жидкости, локальные зоны рециркуляции и отрыв потока. В результате расчёт может корректно предсказать конечное статическое положение поршня, но ошибаться в оценке времени затухания колебаний и пиковых давлений.

В работах [6 -10] предложена методика расчёта динамических характеристик ПГУ на основе сопряжения гидродинамической модели жидкой фазы с термодинамической моделью газовой полости. Ранее апробация такого подхода выполнялась авторами с использованием коммерческого пакета FlowVision [7], что позволило получить разумные, но предварительные результаты. В настоящей работе расчёты выполнены в разработанном авторами программном коде (свидетельство о регистрации прав на ПО №2025667946), реализующем сопряжённый алгоритм непосредственно на уровне дискретных уравнений. Это обеспечивает полный контроль над схемами дискретизации, граничными условиями и алгоритмом сопряжения, позволяет детально разрешать обратное (рециркуляционное) течение в рабочей полости и не требует коммерческой лицензии.

Цель работы – выполнить параметрическое исследование численных характеристик динамики ПГУ с использованием сопряжённой осесимметричной CFD-модели и сформулировать инженерные рекомендации по применению результатов такого расчёта. Численными характеристиками, вынесенными на исследование, являются сеточная сходимость, влияние шага по времени и параметры сопряжённого алгоритма (схемы дискретизации, коррекция скоростей на гранях контрольных объёмов, число итераций PISO); корректность модели подтверждается сопоставлением с экспериментальными данными.

2. Постановка сопряжённой задачи численного моделирования

2.1 Расчётная область и геометрия

Рассматривается пневмогидравлический амортизатор, включающий гидроцилиндр с подвижным поршнем, дроссельный узел и газовую полость, отделённую гибкой непроницаемой диафрагмой. Геометрия расчётной области приведена на рис. 1. Задача

решается в осесимметричной постановке в координатах (*x, r*): ось x совпадает с осью симметрии устройства. Внешняя сила *F*, приложенная к штоку, перемещает поршень *P* (сечение S_1) и вытесняет рабочую жидкость из полости V_1 через дроссельное сечение S_{12} радиуса R_{12} в полость V_2; рост давления газа p_3 в полости V_3 создаёт обратное упругое воздействие. При постоянной нагрузке равновесное состояние достигается без движения жидкости.

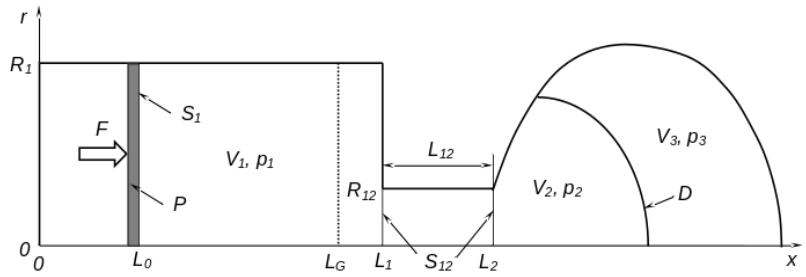


Рис. 1. Геометрия осесимметричной расчётной области: F – внешняя сила; P – подвижный поршень; S_1 – сечение поршня; V_1, V_2 – гидравлические полости; V_3 – газовая полость; S_{12} (R_{12}) – дроссельное сечение; D – диафрагма.

Fig. 1. Axisymmetric computational domain: F – external force; P – moving piston; S_1 – piston cross-section; V_1, V_2 – liquid chambers; V_3 – gas chamber; S_{12} (R_{12}) – throttle cross-section; D – diaphragm.

2.2 Определяющие уравнения

Жидкая фаза описывается осесимметричными нестационарными уравнениями Навье–Стокса для вязкой несжимаемой жидкости постоянной плотности. Уравнения количества движения (осевая и радиальная компоненты) и неразрывности имеют вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}v\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}rv\frac{\partial u}{\partial r} \quad (1)$$
$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x}v\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}rv\frac{\partial v}{\partial r} \quad (2)$$
$$\frac{\partial ur}{\partial x} + \frac{\partial vr}{\partial r} = 0, \quad (3)$$

где u, v – осевая и радиальная компоненты скорости, p – давление, ρ – плотность, $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость. Полные выражения конвективных и вязких членов приведены в работе [11].

Газовая полость описывается дифференциальным адиабатическим уравнением состояния (политропное сжатие), движение поршня – уравнением динамики с учётом внешней силы, давления газа и интегрального давления жидкости на подвижную границу:

$$m\left(\frac{d^2L_0}{dt^2}\right) = F - p_1S_1\,; \quad p_3V_3^{\gamma} = const \quad (4)$$

где m – масса поршня, L_0 – координата поршня, γ – показатель адиабаты. В отличие от нульмерной модели, где расходы во входном S_1 и дроссельном S_{12} сечениях полагаются равными, решение уравнений (1)-(3) даёт фактический профиль осевой скорости и реальный расход в дроссельном сечении. Из-за конечной сжимаемости жидкости входной и выходной расходы в переходном периоде не совпадают, что приводит к изменению объёма рабочей полости и росту давления – этот механизм и обеспечивает физически обусловленный релаксационный (демпфирующий) эффект.

2.3 Начальные и граничные условия, характерное число Рейнольдса

Задаются следующие граничные условия (рис. 1): на оси симметрии – условие симметрии (v = 0, $\partial u/\partial r$ = 0); на жестких стенках – условие прилипания (u = v = 0); на выходном (дроссельном) сечении – мягкое условие для скорости и фиксированное давление; на входной подвижной границе – скорость, равная скорости поршня, с перестроением сетки при перемещении границы. Начальные условия: жидкость покоится (u = v = 0), начальное давление в гидравлической и газовой полостях p_0 = 3,57 МПа. Базовые параметры модели сведены в табл. 1.

Табл. 1. Базовые параметры расчетной модели [5].
Table 1. Baseline parameters of the computational model [5].

Параметр	Значение	Ед. изм.
Внешняя нагрузка	40	кН
Радиус рабочего гидроцилиндра	0,055	м
Начальный объем газовой полости	0,00357	м3
Масса поршня	10,5	кг
Начальное давление гидравлической и газовой полости	3,57	МПа
Коэффициент расхода	0,7	-
Плотность рабочей жидкости	850	кг/м³

Расчёты выполнены для статического нагружения силой F = 40 кН. Характерное число Рейнольдса оценивается как $Re = \rho U d /\mu$, где $d \approx 2R_{12}$ – характерный размер дроссельного сечения, U – характерная скорость жидкости в нём. При ρ = 850 кг/м³, d ≈ 0,03 м и характерной скорости порядка 1 м/с для рассмотренного диапазона вязкостей μ = 0,01–1 Па·с получаем Re ≈ 25–2,5·10³. Эти значения лежат ниже либо вблизи нижней границы перехода к турбулентности для внутренних течений, а сам переходный процесс кратковременен (≈ 0,2 с). Поэтому течение рассматривается как ламинарное, и модель турбулентности не используется (см. п. 3.3).

3. Численная реализация

3.1 Программный комплекс и метод дискретизации

Численное решение уравнений (1)-(4) выполнено в собственном (in-house) программном коде, разработанном авторами. Применяется метод конечных объёмов [12] с комбинированной аппроксимацией конвективных членов по схеме «центральные разности – против потока» (central difference – upwind). Нестационарные уравнения интегрируются по неявной схеме. Поле течения в переменных «давление – скорость» рассчитывается по алгоритму PISO [13], обеспечивающему устойчивый расчёт обратного (реверсивного) течения в рабочей полости. Использована неразнесённая сетка, что существенно упрощает перестроение расчётной области при перемещении входной границы (поршня); скорости на гранях контрольных объёмов восстанавливаются по интерполяции Rhie–Chow [14]. Поскольку расчёт ведётся в собственном коде, коммерческая лицензия не требуется; ранее эквивалентная по физической постановке задача решалась в пакете FlowVision [7], результаты которого использованы для предварительной верификации.

3.2 Расчётная сетка, шаг по времени и сеточная сходимость

В расчетах используется равномерная ортогональная разностная сетка (рис. 2) для осесимметричной расчетной области, представленной на рис.1. Применение равномерной сетки обусловлено тем, что характер течения в исследуемой области определяется наличием резкого сужения сечения канала при $x=L_1$, что приводит к формированию зоны возвратного течения. Таким образом, необходимо проводить расчет поля течения с равной степенью дискретизации как в пристеночной области, так и в ядре потока.

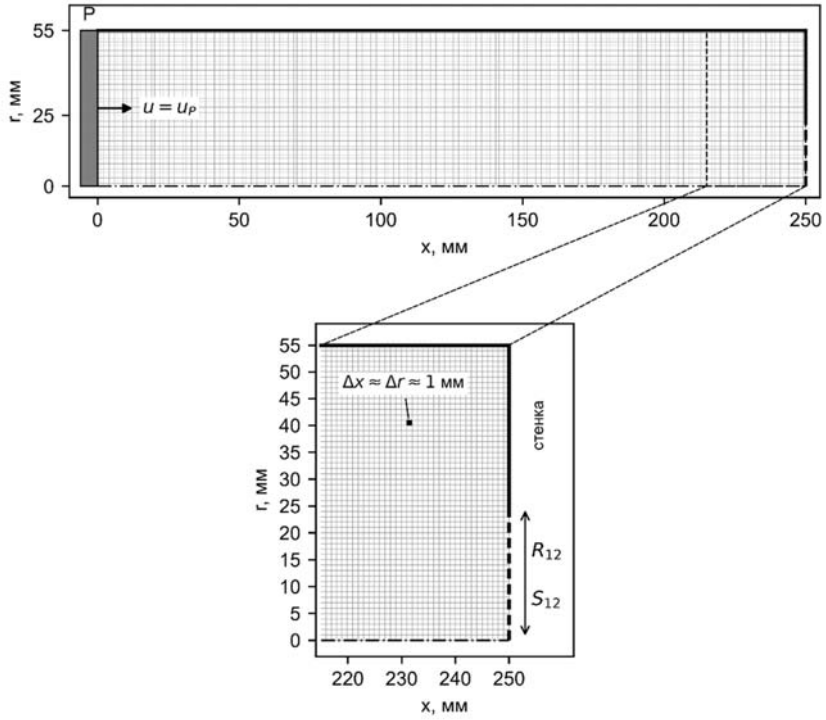


Рис. 2. Расчётная сетка (сверху – вся расчётная область, снизу – фрагмент у дроссельного сечения S_{12}); P – подвижная граница (поршень). Равномерная сетка 250×56 узлов, $\Delta x \approx \Delta r \approx 1$ мм; штрихпунктир – ось симметрии, штрихи – выходное сечение.
Fig. 2. Computational grid (top – entire computational domain, bottom – fragment near the throttle cross-section S_{12}); P – moving boundary (piston). Uniform 250×56 grid, $\Delta x \approx \Delta r \approx 1$ mm; dash-dotted line – symmetry axis, dashed line – outlet cross-section.

Исследование сеточной сходимости выполнено последовательным измельчением структурированной сетки с характерным размером ячейки от 3,0 до 0,5 мм (кривые 1–5 на рис. 3, 4). При измельчении сетки решение монотонно сходится: расхождение между двумя наиболее подробными сетками (0,67 и 0,5 мм) по установившемуся положению поршня и по давлению в рабочей полости не превышает нескольких процентов. На основании этого для параметрических расчётов принята базовая сетка с характерным размером ячейки 1,0 мм (250×56 узлов, 26 ячеек по дроссельному каналу); дальнейшее измельчение ниже 1,0 мм практически не изменяет интегральные показатели, поэтому такая сетка обеспечивает компромисс между точностью и вычислительными затратами.

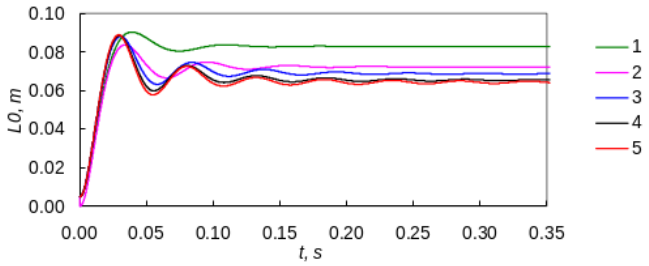


Рис. 3. Сеточная сходимость: перемещение поршня L_0 при различном размере ячейки: 1 – 3,0 мм; 2 – 2,0 мм; 3 – 1,0 мм; 4 – 0,67 мм; 5 – 0,5 мм.
Fig. 3. Grid convergence: piston displacement L_0 for various cell sizes: 1 – 3.0 mm; 2 – 2.0 mm; 3 – 1.0 mm; 4 – 0.67 mm; 5 – 0.5 mm.

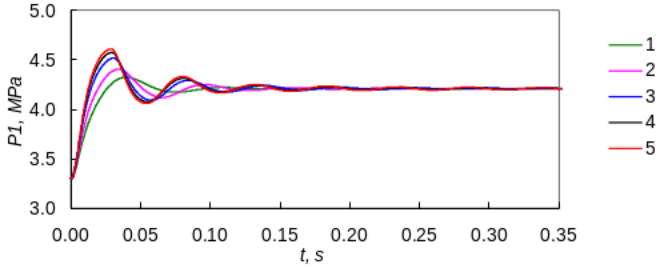


Рис. 4. Сеточная сходимость: давление в рабочей полости при различном размере ячейки (обозначения кривых – см. рис. 3).
Fig. 4. Grid convergence: pressure in the main chamber for various cell sizes (curve legend as in Fig. 3).

В принципе, применяемая неявная разностная схема аппроксимации нестационарных членов уравнений сохранения является безусловно устойчивой, однако значение шага по времени существенно влияет на скорость сходимости решения. На рис. 5 представлены данные параметрических расчетов при различных значениях шага по времени, в результате которых принято значение $3 \cdot 10^{-5}$ с. Отметим, что на каждом шаге по времени проводится 1000 внутренних итераций в алгоритме PISO для обеспечения сходимости решения нелинейных уравнений Навье-Стокса.

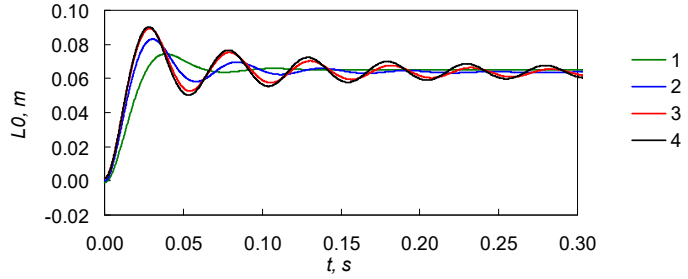


Рис. 5. Сходимость решения по перемещению поршня при различных значениях шага по времени: 1 – 3.0e-4 с, 2 – 1.0e-4 с, 3 – 3.0e-5 с, 4 – 1.0e-5 с.
Fig. 5. Solution convergence on piston displacement for various time steps: 1 – 3.0e-4 s, 2 – 1.0e-4 s, 3 – 3.0e-5 s, 4 – 1.0e-5 s.

3.3 Модель течения

В соответствии с оценкой характерного числа Рейнольдса (п. 2.3: $\mathrm{Re} \approx 40–4 \cdot 10^2$ в рабочем диапазоне вязкостей) и кратковременностью переходного процесса течение рассматривается как ламинарное; модель турбулентности не применяется. Такой выбор обоснован также характером решаемой задачи – расчётом нестационарного реверсивного течения в замкнутой полости при отсутствии развитых сдвиговых слоёв, для которых турбулентное замыкание было бы необходимо.

3.4 Верификация

Корректность модели подтверждается сопоставлением расчётного установившегося положения поршня с экспериментальными данными [5] в диапазоне внешних нагрузок (рис. 6). Относительное отклонение расчётного стационарного положения поршня от экспериментального не превышает 5 % в диапазоне нагрузок 50–80 кН; при малых нагрузках 40 и 35 кН оно возрастает примерно до 12 и 28 % соответственно, что обусловлено малой абсолютной величиной перемещения поршня при этих нагрузках.

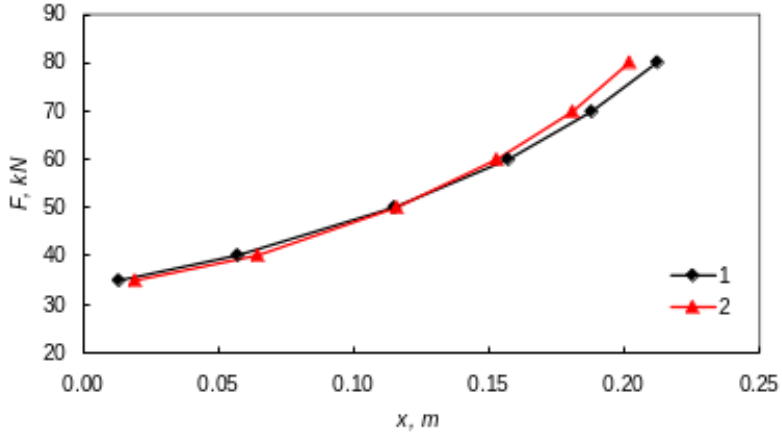


Рис. 6. Стационарное положение поршня при различной внешней силе: 1 – эксперимент [5]; 2 – расчёт (настоящая работа).
Fig. 6. Stationary piston position under various external force: 1 – measurements [5]; 2 – present prediction.

4. Результаты и обсуждение

4.1 Сопоставление нульмерной и CFD-моделей. Структура течения

На рис. 7 приведены расчётные зависимости перемещения поршня от времени при статической нагрузке F = 40 кН, полученные по нульмерной модели [6] (кривая 1) и по сопряжённой CFD-модели (кривая 2), а также экспериментальное конечное статическое положение [5] (кривая 3). Сопряжённая постановка даёт более быстрое затухание колебаний даже при больших проходных сечениях, что связано с учётом дополнительных физических механизмов диссипации: вязкого трения в пограничных слоях, формирования вихревых (рециркуляционных) структур и нестационарного перераспределения давления. Таким образом, гидравлическое сопротивление ПГУ не сводится к сопротивлению калиброванного отверстия.

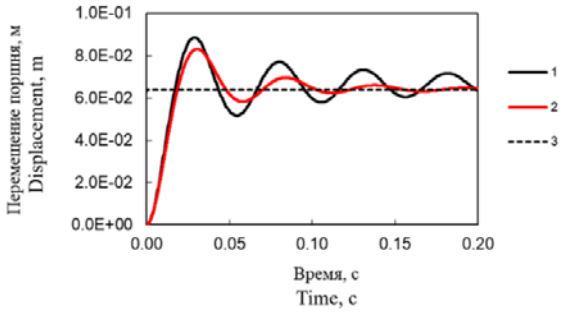


Рис. 7. Динамика перемещения поршня при F = 40 кН: 1 – нульмерная модель; 2 – сопряжённая CFD-модель; 3 – экспериментальное конечное статическое положение [5].
Fig. 7. Piston displacement dynamics at F = 40 kN: 1 – zero-dimensional model; 2 – coupled CFD model; 3 – experimental final static position [5].

Наличие рециркуляционного течения подтверждается профилями осевой скорости в дроссельном сечении (рис. 8). Кривая 2 соответствует моменту, когда интегральный расход близок к нулю, однако профиль скорости знакопеременен по радиусу – это отмечает начало обратного движения жидкости вследствие нарастающего давления газа. Кривая 4 соответствует установившемуся безрасходному режиму. Представленные профили дают количественное подтверждение наличия возвратных течений, на которые опирается интерпретация механизма демпфирования.

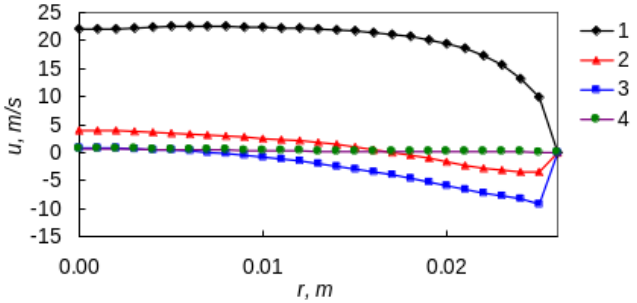


Рис. 8. Профиль осевой скорости в дроссельном сечении в различные моменты времени: 1 – 0,01 с; 2 – 0,03 с; 3 – 0,043 с; 4 – 0,2 с. Знакопеременность профиля (кривая 2) свидетельствует о рециркуляции.
Fig. 8. Axial velocity profile in the throttle cross-section at different times: 1 – 0.01 s; 2 – 0.03 s; 3 – 0.043 s; 4 – 0.2 s. The sign change of curve 2 indicates recirculation.

Векторные поля скорости в главной рабочей камере в те же моменты времени представлены на рис. 9: отчётливо видны разворот течения у выходного сечения и рециркуляционные зоны, что непосредственно демонстрирует структуру течения в аксиальной плоскости. На рис. 10 представлены поля осевой скорости в рабочем цилиндре и дроссельном канале в различные моменты времени.

4.2 Влияние вязкости и температуры рабочей жидкости

Вязкость рабочей жидкости определяет интенсивность диссипативных потерь и характер переходного процесса. На рис. 11 приведены расчётные зависимости перемещения поршня для трёх значений динамической вязкости (кривые 1–3: μ = 1,0; 0,1; 0,01 Па·с).

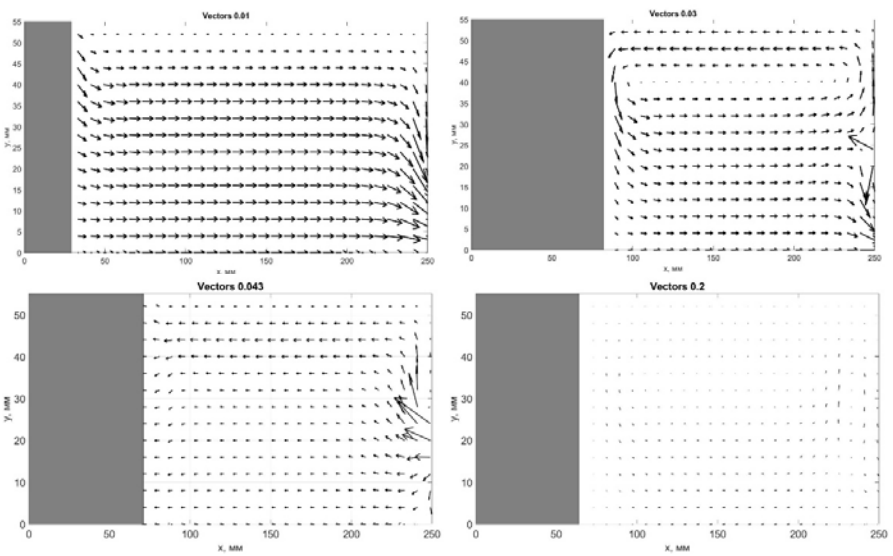


Рис. 9. Векторы скорости в главной рабочей камере в моменты времени 0,01; 0,03; 0,043; 0,2 с (слева направо, сверху вниз); серым показано положение поршня.
Fig. 9. Velocity vectors in the main chamber at 0.01, 0.03, 0.043, 0.2 s (left to right, top to bottom); the grey block indicates the piston position.

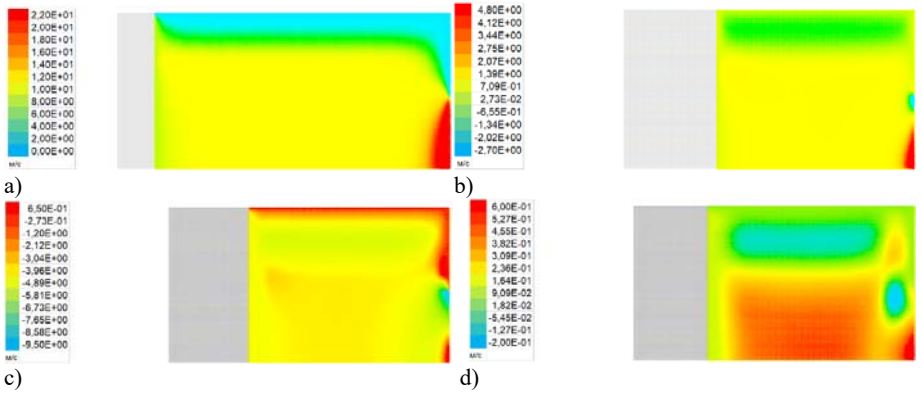


Рис. 10. Поля осевой скорости в различные моменты времени:
a – t = 0,01 с (прямой ход); b – t = 0,03 с (начало реверса, нулевой интегральный расход); c – t = 0,043 с (обратное течение); d – t = 0,2 с (равновесие). Расчётная область та же, что на рис. 2 (ось симметрии – нижняя граница, выходное сечение – справа внизу, серым показан поршень); цветовые шкалы (м/с) подобраны отдельно для каждого момента времени.
Fig. 10. Axial velocity fields at different time instants:
a – t = 0.01 s (forward stroke); b – t = 0.03 s (reversal onset, zero net flow rate); c – t = 0.043 s (reverse flow); d – t = 0.2 s (equilibrium). The computational domain is the same as in Fig. 2 (the symmetry axis is the lower boundary, the outlet cross-section is at the lower right, the grey block indicates the piston); colour scales (m/s) are individual for each time instant.

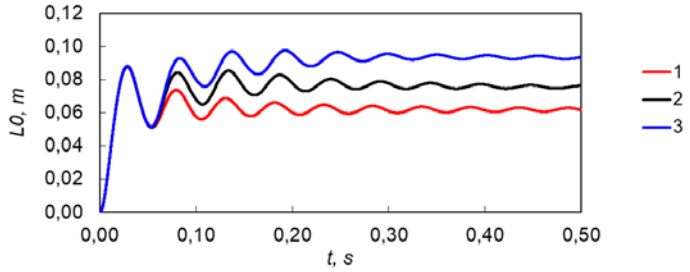


Рис. 11. Влияние динамической вязкости рабочей жидкости на перемещение поршня: 1 – μ = 1,0 Па·с; 2 – μ = 0,1 Па·с; 3 – μ = 0,01 Па·с.

Fig. 11. Effect of the working-fluid dynamic viscosity on piston displacement: 1 – μ = 1.0 Pa·s; 2 – μ = 0.1 Pa·s; 3 – μ = 0.01 Pa·s.

Во всём рассмотренном диапазоне отклик остаётся недодемпфированным (колебательным): при уменьшении вязкости растут амплитуда и длительность затухающих колебаний, а установившееся положение поршня смещается. Наиболее выраженный колебательный режим соответствует наименьшей вязкости μ = 0,01 Па·с (кривая 3).

Подчеркнём, что речь идёт о переходе к слабодемпфированному (колебательному) режиму: рассматриваемое устройство пассивно и под статической нагрузкой остаётся устойчивым – колебания затухают при любой вязкости из рассмотренного диапазона. Значение μ = 0,01 Па·с достижимо в рабочем диапазоне температур: при нагреве жидкости до порядка +100 °C [15] (характерном для интенсивно работающего амортизатора вследствие диссипации энергии) её вязкость снижается на один–два порядка относительно значений при нормальной температуре, то есть слабодемпфированный режим реализуется именно при перегреве. Это обосновывает необходимость проверки демпфирующих характеристик ПГУ при крайних эксплуатационных температурах.

4.3 Влияние радиуса дроссельного отверстия

Радиус дроссельного отверстия является основным конструкционным параметром, определяющим тип переходного процесса. На рис. 12 приведены зависимости перемещения поршня при различных радиусах дросселя (номера кривых соответствуют радиусу отверстия в миллиметрах).

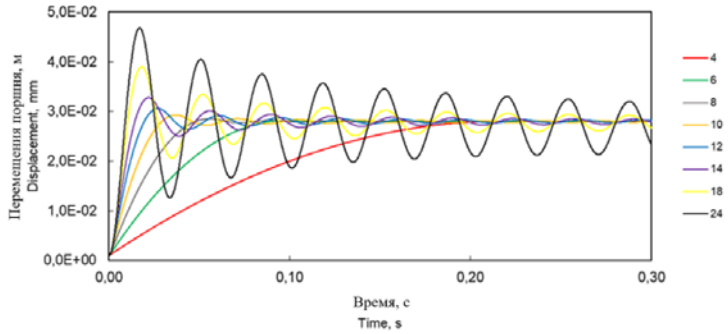


Рис. 12. Влияние радиуса дроссельного отверстия на перемещение поршня; номера кривых соответствуют радиусу отверстия в миллиметрах.

Fig. 12. Effect of the throttle orifice radius on piston displacement; curve numbers correspond to the orifice radius in millimetres.

При малом радиусе (4 мм) расход через дроссель ограничен, и процесс становится сильно передемпфированным – апериодическим (кривая 4): поршень плавно, без колебаний выходит на новое положение равновесия. При увеличении радиуса система переходит в колебательный режим, а при большом радиусе (24 мм) наблюдаются выраженные слабозатухающие колебания (кривая 24). Таким образом, качественный переход между апериодическим и колебательным режимами управляется прежде всего радиусом дросселя, тогда как вязкость (рис. 11) в реальном диапазоне модулирует амплитуду и время затухания в пределах колебательного режима.

5. Заключение

Главный недостаток термодинамической (нульмерной) постановки для прогнозирования параметров пневмогидравлических устройств состоит в пренебрежении базовыми свойствами рабочей жидкости – вязкостью и сжимаемостью. Такая модель даёт разумные результаты для статического нагружения, однако оценка динамических характеристик требует более глубокого физического описания: термодинамическая модель предсказывает интенсивный колебательный процесс с нереалистично длительным периодом затухания.

В работе сформулирован CFD-подход на основе осесимметричных нестационарных уравнений Навье–Стокса для вязкого течения, реализованный в виде сопряжённого алгоритма, объединяющего термодинамическую (нульмерную) и гидродинамическую (двумерную) постановки, и выполнена его программная реализация в собственном коде. Особенностями реализации являются несмещённая сетка с коррекцией скоростей на гранях контрольных объёмов, упрощающая перестроение расчётной области при движении поршня, и алгоритм PISO, устойчивый в фазах реверса потока. Параметрическое исследование численных характеристик алгоритма обосновало выбор базовой конфигурации: размер ячейки около 1,0 мм (250×56 узлов) (сеточная сходимость подтверждена в диапазоне 3,0–0,5 мм), шаг по времени $3\cdot10^{-5}$ с, до 1000 итераций PISO на шаг с подобранными коэффициентами релаксации. Расчётные стационарные положения поршня согласуются с экспериментальными данными в диапазоне нагрузок 35–80 кН, а время затухания переходного процесса, завышаемое нульмерной моделью примерно в десять раз, воспроизводится физически обоснованно.

Переход к CFD-моделированию требует заметных усилий по формулировке физической модели, разработке вычислительного алгоритма и программной реализации, а также возросших вычислительных ресурсов; однако для двумерных эллиптических задач рассматриваемого класса эти затраты вполне приемлемы. Опыт работы показал, что применение коммерческого пакета [7] целесообразно на этапе предварительного анализа, тогда как собственная программная реализация обеспечивает необходимые контроль, гибкость и воспроизводимость при исследовании особенностей сопряжённой задачи.

Список литературы / References

[1]. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963, 320 с. / Pevzner Ya.M., Gorelik A.M. Pneumatic and Hydro-Pneumatic Suspensions. Moscow, Mashgiz, 1963, 320 p. (in Russian).

[2]. Bauer W. Hydropneumatic Suspension Systems. Second Edition. Berlin, Heidelberg, Springer, 2021, 306 p.

[3]. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2017, 211 с. / Tsipilev A.A. Methods for Determining the Calculated Characteristics and Assessing the Thermal Load of Pneumohydraulic Devices of Suspension Systems of High-Speed Tracked Vehicles at the Design Stage. PhD Thesis. Moscow, Bauman Moscow State Technical University, 2017, 211 p. (in Russian).

[4]. Михайлин А.А., Маринкин А.П. Расчет гидропневматической подвески. Автомобильная промышленность, 1999, № 2, стр. 17-19. / Mikhailin A.A., Marinkin A.P. Calculation of Hydro-Pneumatic Suspension. Automotive Industry, 1999, no. 2, pp. 17-19 (in Russian).
[5]. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Исследование внутренней динамики пневмогидравлических устройств. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2017, № 2(683), стр. 19-29. DOI: 10.18698/0536-1044-2017-2-19-29. / Sarach E.B., Tsipilev A.A. Investigation of the Internal Dynamics of Pneumohydraulic Devices. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building, 2017, no. 2(683), pp. 19-29 (in Russian). DOI: 10.18698/0536-1044-2017-2-19-29
[6]. Титова А.В., Карпов А.И. Расчет упругой характеристики пневмогидравлического амортизатора гусеничной машины. Химическая физика и мезоскопия, 2025, т. 27, № 3, стр. 283-290. DOI: 10.62669/17270227.2025.3.27. / Titova A.V., Karpov A.I. Calculation of the Elastic Characteristic of a Pneumohydraulic Shock Absorber of a Tracked Vehicle. Chemical Physics and Mesoscopy, 2025, vol. 27, no. 3, pp. 283-290 (in Russian). DOI: 10.62669/17270227.2025.3.27.
[7]. 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, стр. 94-103. DOI: 10.62669/17270227.2025.1.10. / Titova A.V., Karpov A.I. Experience in Using the FlowVision Software Package for Calculating the Characteristics of Hydro-Pneumatic Suspensions of Heavy-Duty Vehicles. Chemical Physics and Mesoscopy, 2025, vol. 27, no. 1, pp. 94-103 (in Russian). DOI: 10.62669/17270227.2025.1.10.
[8]. Yang L., Yang F., Xia M.B. Modeling and Dynamic Analysis of a Novel Hydro-pneumatic Suspension System. Applied Mechanics and Materials, 2015, vol. 772, pp. 188-191. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.772.188.
[9]. Li R., Yang F., Lin D. Design, experimental modeling and analysis of compact double-gas-chamber hydro-pneumatic strut. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, vol. 162, 108121.
[10]. Wu W., Tang H., Zhang S. et al. High-Precision Dynamics Characteristic Modeling Method Research considering the Influence Factors of Hydropneumatic Suspension. Shock and Vibration, 2020, vol. 2020, pp. 1-21.
[11]. Landau L.D., Lifshitz E.M. Fluid Mechanics. Oxford, Butterworth-Heinemann, 1987.
[12]. Patankar S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. London, Hemisphere, 1980.
[13]. Issa R.I. Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting. Journal of Computational Physics, 1986, vol. 62, no. 1, pp. 40–65. DOI: 10.1016/0021-9991(86)90099-9.
[14]. 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, pp. 1525–1532. DOI: 10.2514/3.8284.
[15]. ISO 3448:1992. Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification. Geneva, International Organization for Standardization, 1992, 4 p. Available at: https://www.iso.org/standard/8774.html, accessed 16.01.2026/.

Информация об авторах / Information about authors

Анастасия Вячеславовна ТИТОВА – младший научный сотрудник Удмуртского федерального исследовательского центра Уральского отделения Российской академии наук. Сфера научных интересов: численное моделирование пневмогидравлических устройств, CFD-моделирование, динамика жидкости, лабораторное и вычислительное моделирование технических систем.

Anastasia Vyacheslavovna TITOVA – Junior Researcher at the Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. Research interests: numerical modeling of pneumohydraulic devices, CFD modeling, fluid dynamics, laboratory and computational modeling of technical systems.

Александр Иванович КАРПОВ – доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник Удмуртского федерального исследовательского центра Уральского отделения Российской академии наук. Сфера научных интересов: вычислительная гидродинамика, математическое моделирование, механика жидкости и газа, численные методы.

Alexander Ivanovich KARPOV – Dr. Sci. (Phys.-Math.), Chief Researcher at the Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. Research interests: computational fluid dynamics, mathematical modeling, fluid and gas mechanics, numerical methods.