УДК 623.438

1.2.2 – Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ (физико-математические науки, технические науки)

Опыт применения программного комплекса FlowVision для расчета характеристик гидропневматических подвесок большегрузных транспортных средств

А. В. Титова, А. И. Карпов

Удмуртский федеральный исследовательский центр УрО РАН, Россия, 426067, Ижевск, ул. Т. Барамзиной, 34

Аннотация. Представлены результаты работы, направленной на разработку методологии расчета характеристик динамических процессов пневмогидравлических подвесок тяжёлых транспортных средств с использованием программного комплекса FlowVision. Основной акцент сделан на практическое применение метода решения уравнений Навье-Стокса, реализованного в рамках данного программного комплекса, совместно с функцией подвижного тела. Функция подвижного тела позволяет описать взаимодействие поршня – рабочего органа подвески – с потоком рабочей жидкости внутри гидроцилиндра подвески. В статье детализированы этапы построения расчетной схемы для исследования нестационарного течения внутри гидропневматической подвески. Полученные результаты численного анализа подтверждают целесообразность использования возможностей FlowVision в изучении поведения пневмогидравлических систем.

Ключевые слова: численное моделирование, вычислительная гидрогазодинамика, большегрузные транспортные средства, пневмогидравлическая подвеска, уравнения Навье-Стокса.

⊠ Анастасия Титова, e-mail: <u>titovaspace@ya.ru</u>

Experience in application of the FlowVision software package for the prediction of the hydropneumatic suspensions parameters of heavy-duty vehicles

A. V. Titova, A. I. Karpov

Udmurt Federal Research Center UB RAS (34, T. Baramzina St., Izhevsk, 426067, Russian Federation)

Summary. The results of the algorithm development for the prediction of dynamic parameters of hydropneumatic suspension of heavy-duty vehicles have been presented. The computational technique employs the proposed combined approach based on the joint consideration of non-dimensional statement for dynamic characteristics of overall suspension system and axisymmetric non-stationary Navier-Stokes equations for the viscous fluid motion inside the working capacity. The Navier-Stokes equations are solved by using the capabilities of the FlowVision software package. The solutions of both statements are coupled on the moving piston's surface, when its velocity and position, defined by non-dimensional equations, stand to be the input boundary condition for the set of hydrodynamic equations applied on the moving grid. In turn, the results of hydrodynamic equations solution assigned the fluid flow through the throttle, defining the overall balance between suspension volumes. The obtained numerical results confirm the possibility of analyzing the behavior of hydropneumatic suspension using the adaptive capabilities of FlowVision package.

Keywords: numerical modeling, computational fluid dynamics, heavy-duty vehicles, pneumatic hydraulic suspension, Navier-Stokes equations.

Anastasia Titova, e-mail: <u>titovaspace@ya.ru</u>

введение

Современные большегрузные транспортные средства (TC), такие как карьерные самосвалы, тяжелые грузовики и внедорожные машины, находятся под высокой нагрузкой, что выдвигает особые требования к их ходовым качествам. Одним из ключевых элементов таких машин является подвеска, обеспечивающая поглощение ударных нагрузок и стабильность транспортного средства (TC) при движении по неровным поверхностям. Наиболее удачным решением в данной области признаны гидропневматические подвески (ГПП), обладающие высокой амортизационной способностью и долговечностью. ГПП (рис. 1-2) становится все более распространенной в большегрузных TC благодаря её компактности, малому весу и эффективным демпфирующим характеристикам, которые обеспечивают высокую плавность хода. ГПП функционирует на основе принципа комбинирования силы сжатого газа и жидкостей [1-3]. Основными компонентами такой

системы являются пневматические пружины и гидравлические амортизаторы. Пневматические пружины, заполненные сжатым воздухом или другой газовой смесью, обеспечивают изменение жесткости в зависимости от нагрузки. Это позволяет регулировать положение кузова, минимизируя колебания и передавая на него минимальное воздействие от неровностей пути.



Рис. 1. Гидропневматические подвески в составе большегрузного транспортного средства

Fig. 1. Hydropneumatic suspension as part of a heavy-duty vehicle



Рис. 2. Общий вид гидропневматической подвески Fig. 2. General view of the hydropneumatic suspension

Главный компонент подвески – упругий элемент. Он воспринимает нагрузки от неровности дороги, накапливает полученную энергию и передаёт её кузову ТС. Для определения конструктивных параметров подвески используют упругую характеристику – зависимость между вертикальной нагрузкой на подвеску И eë деформацией, измеренной над осью колеса. Упругая характеристика ГПП во многом определяется особенностями конструкции, типом используемой рабочей среды, а также параметрами компонентов, таких как гидравлическая жидкость, газ (обычно азот) и нелинейность их взаимолействия.

Несмотря на управляемость и адаптивность параметров ГПП, позволяющих достигать оптимального баланса между комфортом, управляемость и устойчивость на дороге, ГПП обладает и рядом недостатков, главным из которых является сложность прогнозирования упругой характеристики (в отличие от линейной зависимости металлической винтовой пружины), делающая процесс проектирования и производства весьма трудоёмким.

При подборе ГПП для большегрузных TC высокой проходимости, на сегодняшний день, используют упругую характеристику, полученную в результате стендовых испытаний, где подразумевается только воздействие статической нагрузки. При динамических нагрузках, характерных для реальной картины дорожной обстановки, поведение упругой характеристики остается непредсказуемым, так как движение рабочей жидкости здесь является существенно нестационарным, из-за чего использование приближенных аналитических моделей гидродинамического нагружения рабочего органа ГПП – поршня для рационального выбора конструкторских решений становится некорректным [4].

Для обеспечения полного соответствия ГПП большегрузных TC специфическим требованиям эксплуатации крайне важно при разработке выполнять детализированные расчеты рабочих процессов. Одной из ключевых задач становится вычисление параметров процессов, происходящих в проточной части системы, так как ГПП должны гарантировать заданный расход рабочей жидкости (РЖ) при определенном перепаде давления между входным и выходным узлами [5 – 6].

При численном моделировании течения РЖ в рабочей части ГПП методом контрольного объема В современных программных комплексах вычислительной гидродинамики (CFD) часто игнорируют подвижность поршня для снижения вычислительных затрат. Тем не менее, при наличии перепадов давления, чтобы полноценно проанализировать нелинейное нестационарное нагружение рабочего органа, необходимо учитывать сопряженную задачу его движения и взаимодействия с потоком среды внутри устройство. Для полноценного сопряженного моделирования работы ГПП в программных пакетах CFD требуется построение расчетных схем с применением подвижной (перестраиваемой) сетки, которая позволяет считать изменение объема гидроцилиндра при движении поршня [4].

Для решения столь сложных задач наиболее эффективными считаются универсальные коммерческие программные комплексы CFD, такие как ANSYS (Fluent и CFX), а также свободно распространяемый пакет программ OpenFOAM. Однако закрытость исходного кода и санкционные ограничения, накладываемые правообладателями коммерческих пакетов в первом случае и высокий порог вхождения для конструкторов, делающий решение инженерных задач неоправданно трудоемким во втором случае, являют поиск альтернативных программных инструментов крайне актуальным вопросом [7].

Одним из таких инструментов, активно используемых для этой цели, является программный комплекс FlowVision, предназначенный для гидро- и газодинамического моделирования. FlowVision – это передовое отечественное программное обеспечение для решения задач вычислительной гидродинамики (CFD), включенное в Реестр российского ПО (номер реестровой записи № 2504).

Для отработки методологии работы с инструментом Подвижное тело в программном комплексе FlowVision в рамках данной работы исследуется тестовая модель – прототип ГПП, общий вид которой приведен на рис. 3. Агрегат состоит из разъемного гидроцилиндра (позиция 3), в полости которого движется поршень (позиция 2) со штоком (позиция 1). Внутренняя полость гидроцилиндра заполнена РЖ. Камера противодавления представлена пневматическим баллоном (позиция 7) с расположенной внутри подвижной эластичной мембраной (позиция 6), по одну сторону которой расположен газ (азот), выполняющий роль упругого элемента, а по другую – жидкость (МГЕ10), передающая усилие от поршня гидроцилиндра к газу посредством мембраны-разделителя. Дроссельная система (позиция 5) и пневмоцилиндр и представляет собой связывает гидропоследовательность дросселирующих регулируемых и нерегулируемых сечений, по которым перетекает РЖ, расход которой, в свою очередь, регулируется в зависимости от перепада давления. Таким образом, во внутреннем объеме ГПП образуются две полости: полость сжатия, где работает поршень со штоком, и полость отскока, где работает упругая мембрана пневмобаллона [3, 6].

Во время такта сжатия клапан дроссельной системы открывается, и РЖ перетекает через отверстие дроссельной системы из полости гидроцилиндра в полость пневмобаллона, сжимая газ. Здесь сила жесткости больше, чем сила демпфирования, что приводит к ослабеванию вибрации TC за счет работы ГПП [7].

Во время такта отбоя (шток движется в обратном направлении) упругая мембрана под действием сжатого газа вытесняет РЖ обратно через каналы дроссельной системы. Давление в гидроцилиндре быстро возрастает за счет сжатия РЖ. При этом такте сила демпфирования превышает силу жесткости, что помогает ослабить вибрацию и обеспечить стабилизацию TC [8].

Экспериментальные исследования ГПП продемонстрировали возможность использования представленной конструкции в широком диапазоне действующих сил. Однако было установлено, что отклонение массового расхода от номинального значения превышает установленное допустимое значение [9, 10]. Для уточнения расходной характеристики необходимо оптимизировать геометрию дроссельного сечения. Достижение данной цели требует использования более прогрессивных методик расчета ГПП.

Цель данной работы состоит в исследовании возможностей программного обеспечения FlowVision для изучения динамических процессов, происходящих в ГПП большегрузных TC. В рамках данной работы поставлены следующие задачи: исследование возможностей ПО FlowVision, для проведения исследований поведения рабочей жидкости и газа в пневмогидравлической системе; разработка расчётной схемы для адекватного описания движения поршня и течения жидкости; проведение численного эксперимента в программной среде FlowVision для анализа упругой характеристики ГПП; оценка влияния ключевых конструктивных параметров подвески на её эксплуатационные свойства.



Рис. 3. Общий вид прототипа гидропневматической подвески [3]: 1 – корпус ГПП; 2 – пневматический баллон; 3 – рабочий гидроцилиндр; 4 – шток с поршнем; 5 – дроссельная система амортизатора

Fig. 3. General view of the hydropneumatic suspension prototype [3]: 1 – body; 2 – pneumatic cylinder; 3 – working hydraulic cylinder; 4 – push rod and piston; 5 – shock absorber throttling system

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И МЕТОД РЕШЕНИЯ

Расчетная схема ГПП приведена на рис. 4. Здесь F – внешнее усилие, приходящее на поршень ГПП, который имеет массу m и площадь поперечного сечения S_1 ; 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.



Рис. 4. Расчетная схема гидропневматической подвески [1]

Fig. 4. Calculation scheme of the hydropneumatic suspension prototype [1]

Математическая модель, описывающая течение сжимаемого газа и несжимаемой жидкости, включает следующие уравнения [11]:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0,$$

где ρ – плотность, t – время, V – вектор скорости.

Уравнение Навье-Стокса:

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla (\rho V \otimes V) = -\nabla \mathbf{p} + \nabla \cdot \hat{\tau}_{eff} + \rho g,$$
$$\hat{\tau}_{eff} = (\mu + \mu_t) \left(2\hat{\mathbf{S}} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V)\hat{\mathbf{l}} \right), \qquad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right),$$

где $\hat{\tau}_{eff}$ – тензор вязких напряжений эффективный, g – вектор ускорения свободного падения, μ – молекулярный коэффициент динамической вязкости, μ_t – турбулентный коэффициент динамический вязкости, \hat{S} – тензор скоростей деформации.

Для моделирования взаимодействия жидкости с подвижным телом учитывается ускорение поверхности тела за счёт изменения давления на текущем шаге по времени:

$$\hat{V}_w^n = V_w^n + \frac{\partial P}{\partial t}K,$$

где V_w^n – локальная скорость поверхности тела на текущем шаге по времени для твердого тела, \hat{V}_w^n – локальная скорость поверхности тела, вычисленная с учетом деформации в процессе интегрирования уравнения импульсов.

Уравнение импульсов решается после уравнения неразрывности, поэтому давление P_{n+1} известно и производная давления по времени вычисляется явным образом:

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{P^{n+1} - P^n}{\tau}.$$

Схема расчетной области ГПП представлена на рис. 5. Граничные условия приведены в таблице.



Рис. 5. Схема расчетной области

Fig. 5. Arrangement of computation domain

Таблица – Граничные условия

N₂	Граничное условие Boundary condition	Тип граничного условия Type of boundary condition	Определение Definition
1	Подвижное тело Movable body	Поступательное движение Translational motion	$m\frac{du}{dt} = F(t) - P_w(t)S_1,$
2	Вхо д Inlet	Полное давление Full pressure	$P_{w} = P_{1} - \frac{dV_{1}}{V} \frac{1}{b},$ $\Delta V_{1} = (Q_{1-2} - Q_{1-0})\Delta t$
3	Стенка Wall	Прилипание No-slip condition	u=0 , $v=0$
4	Симметрия Symmetry	Проскальзывание Free slip	Скорость РЖ на границе направлена по касательной к границе (нормальная составляющая полагается равной нулю). Модуль относительной скорости на границе равен модулю относительной скорости в центре ячейки. The velocity of the liquid at the boundary is directed tangentially to the boundary (the normal component is assumed to be zero). The modulus of relative velocity at the boundary is equal to the modulus of relative velocity at the center of the cell.
5	Свободный выход Opening	Полное давление Full pressure	$\frac{dP_3}{dt} = -\frac{P_3}{V_3{}^k} \frac{dV_3{}^k}{dt};$ $\frac{dV_3}{dt} = -Q_{1-2};$ $P_2 = P_3;$ $P_1 = P_2 + \frac{Q_{1-2}^2\rho}{2A^2S_{1-2}{}^2},$ $P_1 - давление в поршневой области, Q_{1-2} - расход, V_3 - объем в области пневмобаллона, P_3 - давление в области пневмобаллона, k - показатель политропы, P_2 - давление в дроссельной области.$ $P_1 - рressure in the piston region, Q_{1-2} - flow rate, V_3 - volume in the pneumatic cylinder region, P_3 - рressure in the pneumatic cylinder region.$

Методика численного решения уравнений Навье-Стокса [11], описывающих динамику течений несжимаемой жидкости, базируется на методе конечных объемов:

$$\int_{\Omega} (\nabla \cdot F) d\Omega = \sum_{i=faces} (F_i \cdot n_i) \cdot \Delta S_i,$$

где Ω – объем ячейки, ΔS_i – площадь *i*-й грани ячейки.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В процессе численных исследований были получены результаты параметрических расчетов давления в гидравлической и пневматической полостях ГПП (рис. 6, *a*), а также перемещения рабочего органа – поршня (рис. 6. *b*). Здесь видно, как по-разному происходит стабилизация давления для разных полостей. Данные результаты в достаточной мере очевидны, однако количественная оценка времени выхода на стационарное состояние системы как раз и представляет интерес с точки зрения динамики работы рассматриваемого устройства.



Fig. 6. Results of parametric calculations: a) pressure; b) flow rate; c) piston displacement

В ходе проведенной работы были также получены поля распределения параметров нестационарного течения жидкости в расчётной области. На рис. 7 слева показаны распределения продольной составляющей скорости по всей расчетной области в различные моменты времени, справа приведены линии тока. Следует отметить, что в области дроссельного отверстия струйное течение развивается, образуя характерные структуры в проточной части ГПА.

В ходе моделирования рассматривались различные диаметры дроссельной системы (от 4 до 24 мм) при фиксированной конфигурации подвески (рис. 8). Были изучены как статические, так и динамические характеристики системы, включая жесткость подвески, амортизирующие свойства и влияние на частоту собственных колебаний. Результаты моделирования показали, что снижение диаметра дроссельного отверстия приводит к росту общей жесткости подвески на малых амплитудах нагрузки. Меньший диаметр создает большее гидравлическое сопротивление, что ограничивает поток рабочей среды между полостями и увеличивает противодействие сжатию. Однако при еще большем уменьшении диаметра (например, менее 3 мм) наблюдался эффект усиленного демпфирования, который резко ограничил подвижность системы, а расчет завершился с ошибкой на 0.1 с расчетного времени. В реальной жизни данный эффект вполне бы мог привести к значительному снижению эксплуатационного комфорта, особенно при высокочастотных воздействиях.

Также результаты моделирования показали, что увеличение диаметра дроссельного отверстия способствует снижению гидравлического сопротивления и, как следствие, повышению мягкости подвески. При диаметрах свыше 14 мм демпфирующий эффект начинает значительно снижаться, что приводит к ухудшению управляемости транспорта на высоких скоростях. Оптимальные значения диаметра дроссельного отверстия (в диапазоне 8 – 12 мм) обеспечивают баланс между комфортом пассажиров и стабильностью на дороге.



c)

Рис. 7. Поля распределения скоростей в различный момент времени: *a*) прямой ход; *b*) обратный ход; *c*) установившийся режим

Fig. 7. Velocity distribution fields at different moments of time: a) forward motion; b) reverse motion; c) steady state



Рис. 8. Исследование влияния величины радиуса отверстия дроссельной системы на время выхода поршня на стационарный режим

Fig. 8. Study of the influence of the radius of the throttle system opening on the time the piston reaches a stationary mode

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование функции Подвижное тело во FlowVision при моделировании движущегося поршня позволяет достичь высокой точности в решении задач динамики жидкостей и газа с переменными геометрическими параметрами. В данном ПО реализованы все необходимые функции для создания расчетных моделей с использованием подвижных сеток, которые описывают движение рабочих элементов, таких как поршень. Кроме того, встроенный редактор формул предоставляет возможность модификации расчетной модели, позволяя интегрировать в нее схему расчета пневматического баллона.

Приведенные подходы расчета в программной среде FlowVision могут использоваться при моделировании различных технических систем и механизмов, таких как двигатели внутреннего сгорания, гидравлические редукторы, а также другие элементы гидропневматического оборудования. В частности, это возможно для устройств, содержащих подвижные компоненты – поршни, клапаны, золотники и другие узлы.

Уменьшение диаметра дроссельного отверстия повышает жесткость подвески, но чрезмерное снижение может негативно сказаться на комфорте. Оптимальный диапазон диаметра отверстия (8 – 12 мм) обеспечивает баланс между упругостью и демпфированием системы.

В дальнейшем планируется исследование влияния температуры рабочей среды и её вязкости на параметры подвески, а также изучение возможности применения адаптивных дроссельных систем с электронным управлением для динамической смены диаметра отверстия в процессе эксплуатации. Такая стратегия позволит создать интеллектуальные подвески, обеспечивающие максимальный уровень комфорта и безопасности при минимальных энергозатратах.

Также планируется переход к моделированию реальной конструкции гидропневматической подвески приближенных в условиях, максимально экспериментальным данным. Сопоставление расчетных данных с результатами эксперимента позволит выполнить верификацию расчетной модели, что в дальнейшем обеспечит возможность использования ее для оптимизации внутренней геометрии подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М.: Машгиз, 1963. 320 с.

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

3. Михайлин А. А., Маринкин А. П. Расчет гидропневматической подвески // Автомобильная промышленность. 1999. № 2. С. 17-19.

4. 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.772.188

5. 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.772.188

6. 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. 172, 109015. <u>https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109015</u>

REFERENCES

1. Pevzner Ya. M., Gorelik A. M. *Pnevmaticheskie i gidropnevmaticheskie podveski* [Pneumatic and hydropneumatic suspensions]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 320 p.

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

3. Mikhaylin A. A., Marinkin A. P. Raschet gidropnevmaticheskoy podveski [Calculation of hydropneumatic suspension]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automobile Industry], 1999, no. 2, pp. 17-19. (In Russian).

4. 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.772.188

5. 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.772.188

6. 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. 172, 109015. <u>https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109015</u>

7. Badway I. A., Sokar M. Ib., Saber Abd Raboo. Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system // International Journal of Scientific and Engineering Research, 2017, vol. 172, no. 9, pp. 930-935.

8. Britsin S., Ryabinin M., Sarach E. Calculation of the hydropneumatic suspension damper // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 779, 012033. https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012033

9. Wu W., Tang H., Zhang S., Hu L., Zhang F. High-Precision Dynamics Characteristic Modeling Method Research considering the Influence Factors of Hydropneumatic Suspension // Shock and Vibration, 2020, 8886631. https://doi.org/10.1155/2020/8886631

10. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V. Computer simulation results of modular hydropneumatic suspension of a logging vehicle // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2020, vol. 595, 012059. https://doi.org/10.1088/1755-1315/595/1/012059

11. FlowVision. Руководство пользователя. Версия 3.14.02.

7. Badway I. A., Sokar M. Ib., Saber Abd Raboo. Simulation and Control of a Hydro-pneumatic Suspension system. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 2017, vol. 172, no. 9, pp. 930-935.

8. Britsin S., Ryabinin M., Sarach E. Calculation of the hydropneumatic suspension damper. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 779, 012033. https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012033

9. Wu W., Tang H., Zhang S., Hu L., Zhang F. High-Precision Dynamics Characteristic Modeling Method Research considering the Influence Factors of Hydropneumatic Suspension. *Shock and Vibration*, 2020, 8886631. https://doi.org/10.1155/2020/8886631

10. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V. Computer simulation results of modular hydropneumatic suspension of a logging vehicle. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2020, vol. 595, 012059. https://doi.org/10.1088/1755-1315/595/1/012059

11. FlowVision. User Manual. Version 3.14.02

Поступила 05.03.2025; после доработки 15.03.2025; принята к опубликованию 21.03.2025 Received March 5, 2025; received in revised form March 15, 2025; accepted March 21, 2025

Информация об авторах

Титова Анастасия Вячеславовна, младший научный сотрудник, аспирант УдмФИЦ УрО РАН, Ижевск, Российская Федерация, e-mail: <u>titovaspace@ya.ru</u>

Карпов Александр Иванович,

доктор физико-математических наук, главный научный сотрудник, УдмФИЦ УрО РАН, Ижевск, Российская Федерация, e-mail: <u>karpov@udman.ru</u>

Information about the authors

Anastasia V. Titova, Junior Researcher, Post-Graduate Student, Udmurt Federal Research Center UB RAS, Izhevsk, Russian Federation, e-mail: <u>titovaspace@ya.ru</u>

Alexander I. Karpov,

Dr. Sci. (Phys.-Math.), Chief Researcher, Udmurt Federal Research Center UB RAS, Izhevsk, Russian Federation, e-mail: <u>karpov@udman.ru</u>