

Научная статья
УДК 532.595.2

URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=177661>

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ГИДРОУДАРНОЙ ВОЛНЫ В СТАБИЛИЗАТОРЕ ДАВЛЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ТИПА

Татьяна Александровна Башарина¹, Сергей Евгеньевич Глебов²✉,

Иван Васильевич Акользин³

^{1,2,3}Общество с ограниченной ответственностью научно-производственное предприятие "Интерполярис"

Нововоронеж, Россия

¹ta@interpolyaris.ru

²se_glebov@mail.ru ✉

³akolziniv@interpolyaris.ru

Аннотация. Стабилизаторы давления применяют для минимизации последствий гидравлических ударов в трубопроводах. В статье представлены результаты вычислительных экспериментов распространения волны гидравлического удара в жидкой рабочей среде в прямом трубопроводе и трубопроводе с установленным стабилизатором давления поршневого типа. Приведен аналитический расчет основных параметров рабочей среды в стабилизаторе давления в момент гидравлического удара, таких как давление гидравлического удара и период колебаний повышенного давления. В ходе верификации аналитического метода установлена относительная погрешность расчета давления гидравлического удара,

составляющая менее 5%, что соответствует приемлемой инженерной точности. Определено, что использование стабилизатора давления поршневого типа снижает давление гидравлического удара более чем на 83%, что свидетельствует об эффективности разработанной конструкции.

Ключевые слова: гидравлический удар, стабилизатор давления, вычислительный эксперимент

Для цитирования: Башарина Т.А., Глебов С.Е., Акользин И.В. Исследование распространения гидроударной волны в стабилизаторе давления поршневого типа // Труды МАИ. 2023. № 133. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=177661>

Original article

INVESTIGATION OF WATER SHOCK WAVE PROPAGATION IN A PISTON-TYPE PRESSURE STABILIZER

Tatyana A. Basharina¹, Sergey E. Glebov²✉, Ivan V. Akolzin³

^{1,2,3}Scientific and production enterprise «Interpolyaris» limited liability company, Novovoronezh, Russia

¹ta@interpolyaris.ru

²se_glebov@mail.ru✉

³akolziniv@interpolyaris.ru

Abstract. In the field of hydraulics in modern mechanical engineering, the issue of wear and tear of piping systems is particularly acute, as pipelines often become unsatisfactory for operation due to internal damage caused by the constant impact of hydraulic shocks on the pipe walls. This process is widely studied, the key feature of hydrostroke is the wave-like

propagation of pressure surge along the pipeline at a speed comparable to the speed of sound in the working medium. Pressure stabilizers are used to minimize the effects of hydraulic shocks in pipelines. The paper presents the results of computational experiments of hydraulic shock wave propagation in a liquid working medium in a straight pipeline and a pipeline with a piston-type pressure stabilizer installed. The analytical calculation of the main parameters of the working medium in the pressure stabilizer at the moment of hydraulic shock, such as pressure of hydraulic shock and period of oscillations of the increased pressure near the piston surfaces is given. In the course of verification of the analytical method, the relative errors of calculation of the amplitude pressure of the hydraulic shock and the velocity of propagation of the hydraulic shock in the pressure stabilizer are established, each of which is less than 5%, which corresponds to an acceptable engineering accuracy. It is determined that the use of the piston-type pressure stabilizer reduces the amplitude pressure of the hydraulic shock by more than 83%, which indicates the effectiveness of the developed design and the possibility of application in various industries.

Keywords: hydraulic shock, pressure self-stabilizer, numerical simulation

For citation: Basharina T.A., Glebov S.E., Akolzin I.V. Investigation of water shock wave propagation in a piston-type pressure stabilizer. *Trudy MAI*, 2023, no. 133. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=177661>

Введение

В области гидравлики в современном машиностроении особенно остро возникает вопрос изнашиваемости трубопроводных систем, поскольку зачастую трубопроводы приходят в неудовлетворительное для работы состояние по причине внутреннего разрушения вследствие постоянного воздействия гидравлических ударов на стенки труб. Явление гидравлического удара или гидроудара представляет собой скачок давления в системе, заполненной жидкостью, вызванный быстрой остановкой потока жидкости. Данный процесс широко изучен, ключевой особенностью гидроудара является волнообразное распространение скачка давления вдоль трубопровода со скоростью, сравнимой со скоростью звука в рабочей среде.

Для минимизации последствий воздействия гидроудара на стенки трубопровода применяют стабилизатор давления (СД) – техническое устройство, обеспечивающее гашение уровня амплитуд гидроударов, вибраций и резонансных явлений в трубопроводных системах. Основным преимуществом СД перед другими устройствами гашения гидроудара является полностью автономная работа в отсутствие необходимости каких-либо источников питания и внешнего управления. К СД предъявляется ряд требований, основанных на принципиальной важности снижения амплитуды колебаний статического давления при распространении волны гидроудара в трубопровод за СД и выраженных в технических характеристиках, таких как уровень гашения амплитуды гидроудара и эффективное время срабатывания. Таким образом, проектирование СД, включающее исследование процессов гидроудара, является актуальной задачей современного машиностроения.

Объект исследования

Целью работы является исследование конструкции СД поршневого типа, обеспечивающего гашение амплитуды колебаний статического давления при гидроударе, и подтверждение работоспособности разработанного СД. Для осуществления поставленной цели проведено численное моделирование процессов возникновения и распространения гидроударной волны в трубопроводе без СД и при установке СД в трубопроводную систему. На рисунке 1 представлен исследуемый СД в сечении с указанием схемы работы в нормальном режиме (направление потока показано синими стрелками) и при гидроударе (направление потока показано красными стрелками).

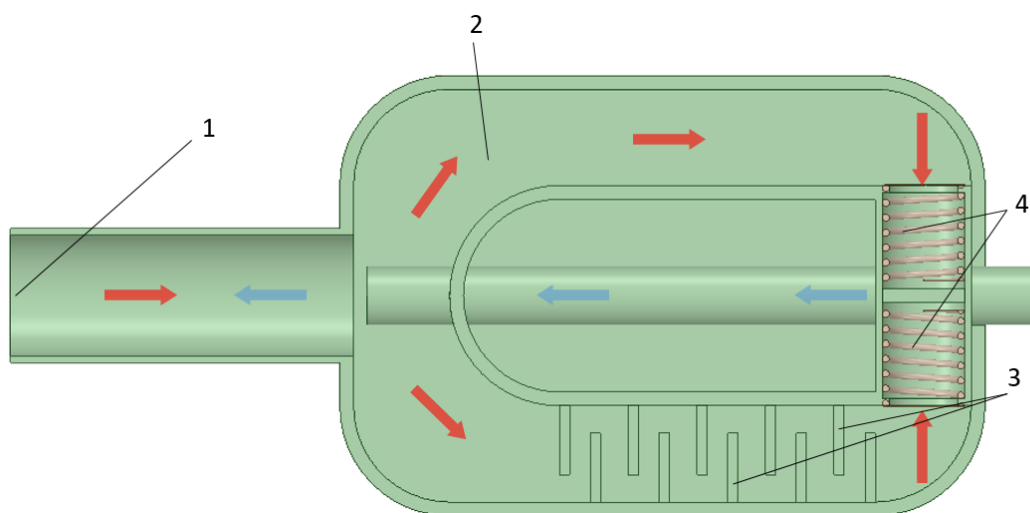


Рисунок 1 – Конструкция СД

В исследуемом СД реализуются одновременно два принципа демпфирования энергии гидроударной волны – расширение волны повышенного давления в камере

большого объёма и самодемпфирование импульсного воздействия волн гидроудара за счет такого же воздействия волн гидроудара в противоположной колебательной фазе, что обеспечивается наличием поршней. Устройство работает следующим образом – согласно рисунку 1, при перекрытии трубопровода со стороны сечения 1 волна скачка давления распространяется вдоль цилиндрического участка, попадает в камеру расширения 2, где статическое давление жидкости уменьшается за счет истечения в больший объем, а поток жидкости разделяется на две части по разные стороны от центрального трубопровода.

Вследствие расположения с одной из сторон камеры расширения лабиринтных ребер 3, образовавшиеся волны давления приходят в камеру стабилизации 4 с фазовым сдвигом относительно друг друга, за счет разности давлений на поверхностях поршней камеры возникает движущая сила, и таким образом запускается колебательный процесс демпфирующего движения поршней, в котором возвращающей силой является сила упругости пружин камеры стабилизации.

Аналитический расчет параметров работы СД

Согласно теории гидроудара [1], волна повышенного давления распространяется со скоростью, зависящей от параметров рабочей среды. Скорость распространения волны в прямолинейном входном участке СД определяется по формуле:

$$c = c_e \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E_e}{E_{cm}} \cdot \frac{d_c}{\delta}}} = 425 \text{ м / с } ,$$

где c_g – скорость звука в воде при данной температуре (принята в расчете равной 20 °С), $E_{ст}$, E_g – модули Юнга материала стали стенок СД и воды соответственно – определяются из справочных данных. Также d , δ – внутренний диаметр трубопровода СД и толщина стенки СД соответственно.

Скорость движения рабочей среды при нормальной эксплуатации определяется по уравнению неразрывности:

$$v = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot d^2} = 5,66 \text{ м / с},$$

где \dot{m} – массовый расход рабочей среды, d – внутренний диаметр трубопровода.

Амплитудное значение давления при гидроударе определяется по формуле Жуковского:

$$P_{\max} = P_1 + cv\rho = 4,02 \text{ МПа} \quad (0.1)$$

где P_1 – давление в трубопроводе при нормальной эксплуатации.

Расстояния, проходимые волной гидроудара в части СД без местных сопротивлений и лабиринтной части СД, соответственно приблизительно равны:

$$l_1 = 209,62 \text{ мм},$$

$$l_2 = 351,09 \text{ мм},$$

Тогда задержка ударной волны лабиринтной части относительно волны в части без местных сопротивлений определяется по формуле:

$$t_3 = \frac{l_2 - l_1}{c} = 3,29 \cdot 10^{-5} \text{ с},$$

где \dot{m} – массовый расход рабочей среды.

Характерная длина волны гидроудара в рассматриваемом случае:

$$\lambda = 0,03 \text{ м},$$

Период колебаний давления на поршне определяется по формуле:

$$T_k = 2\pi \cdot \frac{\lambda}{c} = 4,39 \cdot 10^{-5} \text{ с},$$

Таким образом, фазовый сдвиг между волнами повышенного давления на обеих сторонах поршня составит:

$$\Delta f = \frac{T_k - t_3}{T_k} \cdot 2\pi = 1,567 \text{ рад} \quad (0.2)$$

Таким образом, поскольку величина фазового сдвига составляет около четверти периода, волны давления способны обеспечивать демпфирующее движение поршня,

то есть конструкция лабиринтного канала является работоспособной, и подлежит рассмотрению в вычислительном эксперименте.

Постановка задачи вычислительного эксперимента

Для определения эффективности работы исследуемого СД были проведены два вычислительных эксперимента в программном обеспечении Ansys CFX – в одном исследовалось распространение гидроудара в прямом трубопроводе, а в другом – в таком же трубопроводе при установке СД. Расчетные модели проточной области для численного моделирования указанных систем представлены на рисунках 2, 3. Общая длина прямых участков трубопровода была принята равной 200 мм.

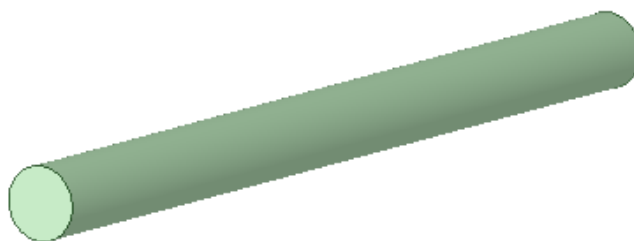


Рисунок 2 – Проточная область модели прямого трубопровода

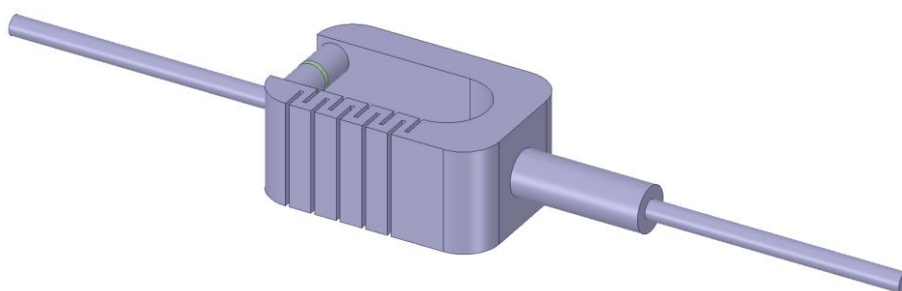


Рисунок 3 – Проточная область модели СД

Приведенные расчетные области моделей разбивались на конечные элементы – тетраэдры. Для корректности расчета движения рабочей среды вблизи стенок

создавались восемь пристеночных призматических слоев с плавным увеличением толщины слоя в 1,2 раза перпендикулярно внешней границе конечно-элементной модели. Общий размер конечно-элементных моделей составил 77452 узлов при числе элементов в 64856 единиц и 983020 узлов при числе элементов в 2685594 единиц для прямого трубопровода и СД соответственно.

Вычислительный эксперимент проводился в изотермической постановке, модель турбулентности – Shear Stress Transport, в качестве рабочей среды была принята вода. Использовалась однофазная модель – для моделирования течения воды использовалась морфология сплошной среды. Граничными условиями являлись давление на входе в расчетную область (параметры входного сечения – Opening, допускается обратный ток жидкости), массовый расход рабочей среды на выходе из системы. Вычислительный эксперимент проводился в диапазоне расхода рабочей среды от 0,2 кг/с до 4 кг/с, однако, рассматривается только номинальный режим работы для данного трубопровода при расходе 1 кг/с.

С целью корректного моделирования работы СД в расчетной модели обеспечивалась возможность движения поршней вдоль осевых направлений пружин (см. рисунок 1) – физические тела пружин исключались из расчета, и учитывались в расчете через силы упругости. Для поршней использовалась модель погруженного твердого тела, что позволяло учитывать влияние гидравлических сил, действующих со стороны рабочего тела и отклоняющих поршни от положения равновесия, а самим поршням – смещаться в ходе расчета, при этом конечно-элементная модель являлась

статической, то есть узлы такой модели зафиксированы и не изменяют своего положения в ходе расчета.

Для указания начального состояния рабочей среды непосредственно до возникновения гидроудара проводился стационарный расчет каждой из рассмотренных систем, имитирующий режим нормальной эксплуатации, а затем проводился нестационарный расчет, в котором имитировалось перекрытие трубопровода установлением на выходном сечении условия непроницаемой стенки. Данные из результатов стационарных расчетов использовались как начальные условия для нестационарных постановок. Параметры нестационарных расчетных моделей указаны в таблице 1.

Таблица 1 –Параметры расчетных моделей

| Наименование параметра | Значение | Единицы измерения |
|---|----------|-------------------|
| Временной шаг | 0,000025 | с |
| Общее время расчета | 0,02 | с |
| Давление рабочей среды на входе | 1,6 | МПа |
| Массовый расход в стационарной постановке | 1 | кг/с |
| Коэффициент упругости пружины в СД | 200 | Н/м |
| Масса поршня в СД | 0,014 | кг |
| Внутренний диаметр трубопровода | 15 | мм |

Математическая модель вычислительного эксперимента

Математическая модель динамики несжимаемой реальной жидкости как сплошной среды в морфологии Continuous fluid в Ansys CFX описывается классическим уравнением гидродинамики – уравнением Навье-Стокса:

$$\rho \frac{\partial(\bar{U})}{\partial t} = -\rho g - grad(p) + \mu \Delta \bar{U}, \quad (0.3)$$

где ρ – плотность несжимаемой рабочей среды, \bar{U} – вектор абсолютной скорости рабочей среды, p – статическое давление рабочей среды, μ – коэффициент динамической вязкости рабочей среды.

Уравнение Навье-Стокса дополняется уравнением неразрывности в дифференциальной форме:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{U}) = 0. \quad (0.4)$$

Для учета сжимаемости модели рабочей среды вводится зависимость плотности рабочей среды от давления через линейную аппроксимационную функцию, применимую в диапазоне давлений до 100 МПа:

$$\rho = f(P) = 998,17 \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] + 0,4534 \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot \text{МПа}} \right]. \quad (0.5)$$

Модель турбулентности Shear Stress Transport описывается уравнением:

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{a_1 \cdot k}{\max(a_1 w, S F_2)}, \quad (0.6)$$

где μ_t – дополнительная вихревая вязкость жидкости, вызванная наличием турбулентности, a_1 – численный коэффициент, k – кинематическая энергия турбулентности, w – частота флуктуаций скорости вследствие турбулентности, S – скорость распространения турбулентных возмущений в жидкости, F_2 – функция, ограничивающая разрешение модели в пределах пограничного слоя.

Результаты вычислительного эксперимента и обсуждение полученных данных

На рисунке 4 представлено распространение волны повышенного давления в форме распределения статического давления в сечении прямого трубопровода в различные моменты времени.

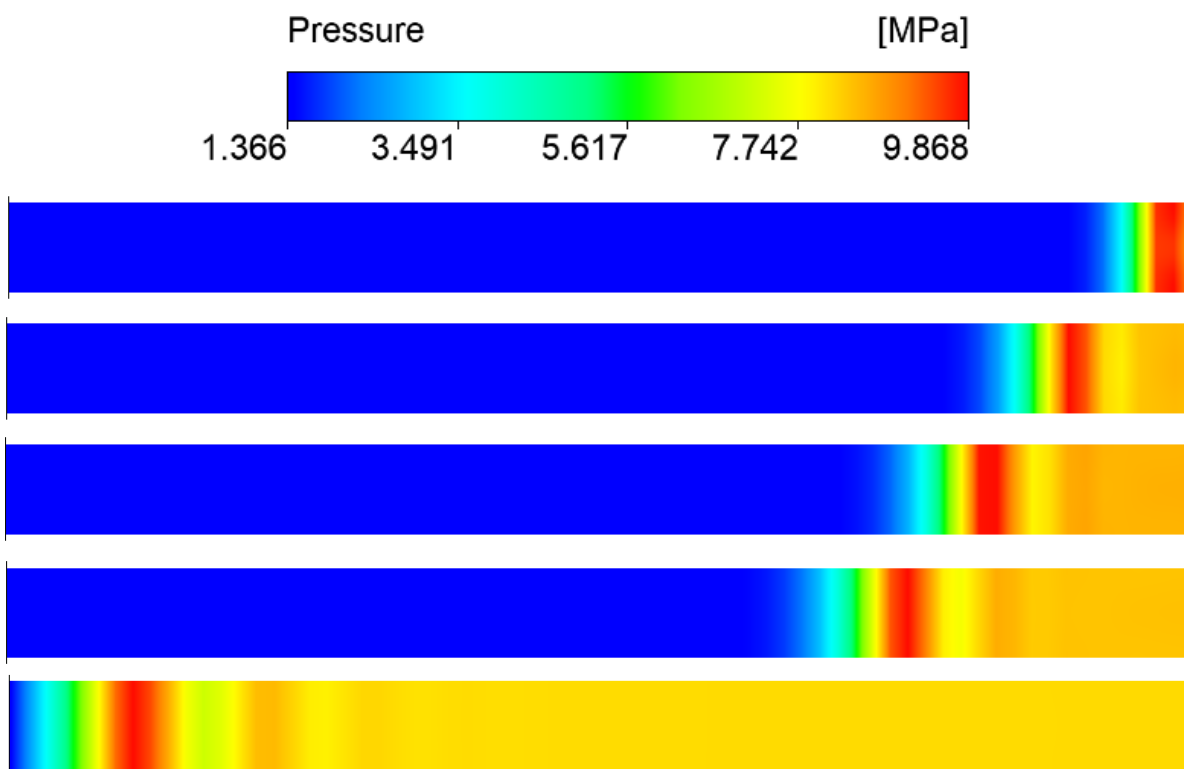


Рисунок 4 – Распределение статического давления в сечении прямого трубопровода через 4, 8, 12, 16, 34 временных шага с начала расчета соответственно сверху вниз (перекрытие трубопровода происходит на рисунке справа)

Как показано на рисунке 4, волна повышенного давления поступает обратно в трубопровод, почти не снижая значения амплитудного давления.

На рисунке 5а показано начальное положение поршня в СД поршневого типа, а на рисунке 5б – смещение поршня в расчете при процессе гидроудара в СД. Согласно рисунку 6, поршни приводятся в движение гидравлическими силами рабочей среды.

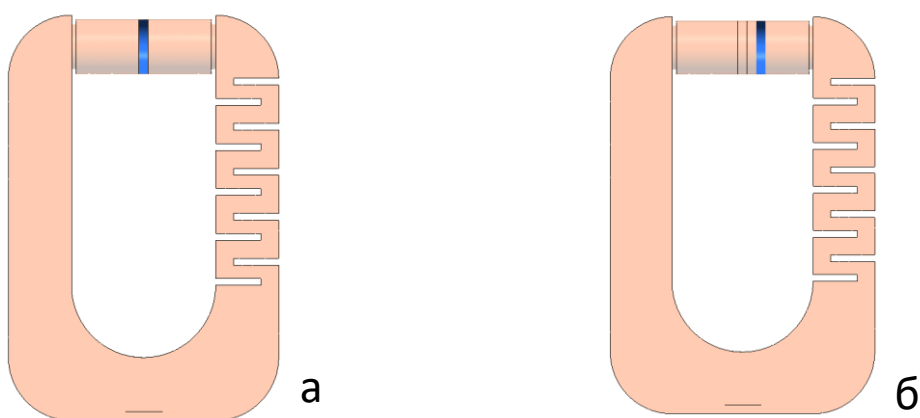


Рисунок 5 – Движение поршня в процессе гидроудара

На рисунке 6 представлены линии тока движения рабочей среды в осевой плоскости СД с указанием скорости движения.

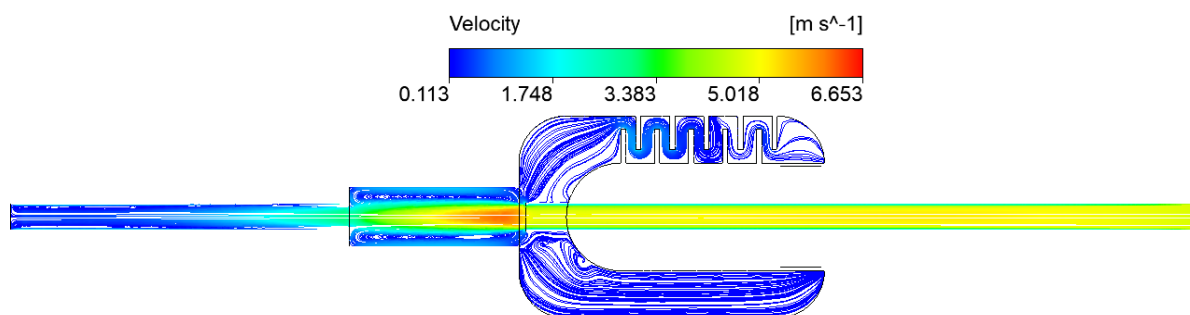


Рисунок 6 – Линии тока рабочей среды в СД

На рисунке 7 представлено распространение волны повышенного давления (гидроудар) рабочей среды в форме распределения статического давления в сечении СД, содержащем поршни, в различные моменты времени.

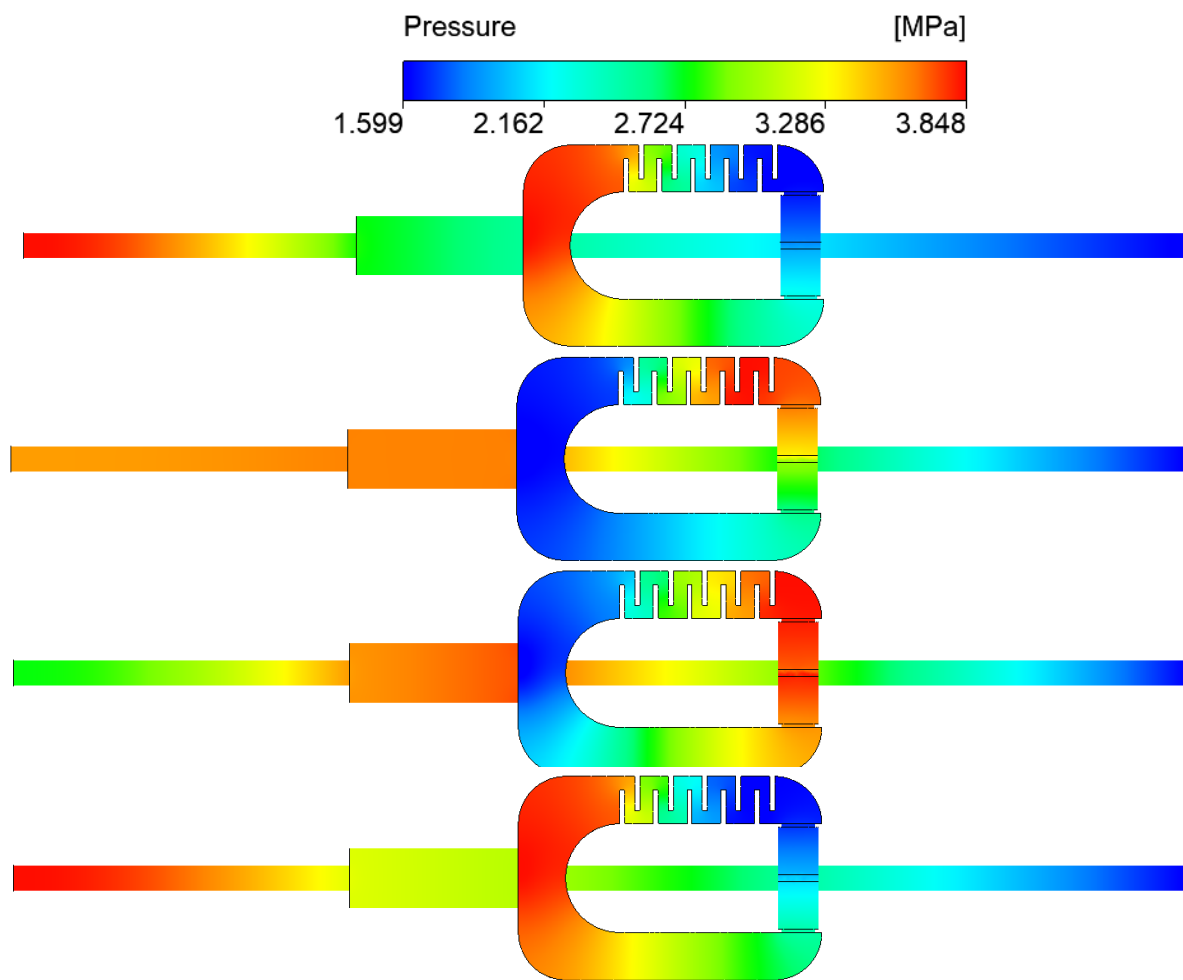


Рисунок 7 – Распределение статического давления в сечении СД через 10, 15, 20, 25 временных шага с начала расчета соответственно сверху вниз (перекрытие трубопровода происходит на рисунке слева)

На рисунке 7 показано, что волна гидроудара проходит дальше по трубопроводу со значительным снижением амплитуды давления, а статическое давление в СД существенно меньше, чем давление в прямом трубопроводе. Отмечается, что полученное амплитудное давление в СД отличается от рассчитанного аналитически с относительной погрешностью в 4,4%, а погрешность между аналитической оценкой скорости распространения гидроударной волны и

данными вычислительного эксперимента составила 3,7%, что свидетельствует об удовлетворительной инженерной точности. Также стоит отметить, что снижение давления рабочей среды в момент гидроудара в трубопроводе за СД составляет не менее 83 %, что свидетельствует об эффективности разработанной конструкции.

Заключение

В ходе исследований было установлено, что разработанная конструкция СД поршневого типа с лабиринтными ребрами снижает амплитудное значение давления рабочей среды в момент гидроудара на участке трубопровода за стабилизатором давления на 83%, а полученные относительные погрешности между данными аналитического расчета и вычислительного эксперимента, такими как значение амплитудного давления гидроудара, скорость распространения гидроударной волны, составили менее 5%, что свидетельствует о работоспособности и высокой эффективности разработанной конструкции, допускающей эксплуатацию стабилизатора давления в системах с высокими требованиями к безопасности и надежности, в том числе в составе гидравлических систем и оборудования атомной промышленности.

Список источников

1. Зенин В.Г. Гидравлический удар. Расчет гидродинамических параметров. – Челябинск: ЮУрГУ, 2021. - 50 с.

2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1992. – 662 с.
3. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
4. Синченко Е.К., Рекач Ф.В., Хассан Н.Ш. Снижение величины гидроудара с помощью стабилизатора сдерживающего принципа действия // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: инженерные исследования. 2012. № 1. С. 33-36.
5. Смирнов Д.Н., Зубов Л.Б. Гидравлический удар в напорных водоводах. – М.: Стройиздат, 1975. - 125 с.
6. Пестунов В.А., Самсонович С.Л., Чубиков В.Н. Экспериментальные исследования опытного образца самостабилизатора давления // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 3. С. 185-192.
7. Мягков К.А., Сериков Д.Ю. и др. Гидродинамический анализ эффективности работы самостабилизатора давления в условиях возникновения и распространения гидравлического удара // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 6. С. 58-64.
8. Рекач Ф.В. Исследование вынужденных колебаний в круговых цилиндрических оболочках методом Д’Аламбера со стабилизатором давления диссипативного типа // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. 2007. № 2. С. 47-52.
9. Тант З.Х. Взаимодействие плоской волны давления со сферической оболочкой в упругой среде // Труды МАИ. 2023. № 129. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=173020>. DOI: [10.34759/trd-2023-129-08](https://doi.org/10.34759/trd-2023-129-08)

10. Санчугов В.И., Рекадзе П.Д. Расчет гидродинамических характеристик стендовых систем // Труды МАИ. 2022. № 124. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=167005>. DOI: [10.34759/trd-2022-124-10](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-10)
11. Юдин Д.А. Результаты численного моделирования конструкций изделий при ударе о жидкую и твердую преграды // Труды МАИ. 2019. № 107. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=107913>
12. Федорова Н.Н., Вальгер С.А., Данилов М.Н., Захарова Ю.В. Основы работы в ANSYS 17. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.
13. Бегляров Д.С., Греков Д.М. Моделирование движения жидкости в стабилизаторе давления с выносными камерами. – М.: Московский государственный университет природообустройства, 2011. С. 62-66.
14. Греков Д.М. Расчет движения жидкости в стабилизаторе давления. – М.: Природообустройство, 2012. С. 68-72.
15. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
16. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. - 463 с.
17. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука, 1986. - 368 с.
18. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. – М.: Машиностроение, 1977. - 192 с.

19. Рекач Ф.В., Синиченко Е.К., Хассан Н.Ш. Расчет стабилизатора давления, эффективно работающего при средних и высоких давлениях // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: инженерные исследования. 2012. № 2. С. 16-21.
20. Зарянкин А.Е., Падашмоганло Т. Разработка и исследование неравномерности в трубопроводных системах и трактах турбомашин на основе математического моделирования // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21. № 1-2. URL: <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-93-110>

References

1. Zenin V.G. *Gidravlicheskiy udar. Raschet gidrodinamicheskikh parametrov* (Hydraulic impact. Calculation of hydrodynamic parameters), Chelyabinsk, YuUrGU, 2021, 50 p.
2. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* (Handbook of hydraulic resistance), Moscow, Mashinostroenie, 1992, 662 p.
3. Al'tshul' A.D. *Gidravlicheskie soprotivleniya* (Hydraulic resistance), Moscow, Nedra, 1982, 224 p.
4. Sinchenko E.K., Rekach F.V., Khassan N.Sh. *Vestnik Rossiiskogo universiteta druzhby narodov. Seriya: inzhenernye issledovaniya*, 2012, no. 1, pp. 33-36.
5. Smirnov D.N., Zubov L.B. *Gidravlicheskiy udar v napornykh vodovodakh* (Hydraulic impact on pressure tubes), Moscow, Stroiizdat, 1975, 125 p.
6. Pestunov V.A., Samsonovich S.L., Chubikov V.N. *Aerospace MAI Journal*, 2011, vol. 18, no. 3, pp. 185-192.

7. Myagkov K.A., Serikov D.Yu. et al. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2017, no. 6, pp. 58-64.
8. Rekach F.V. *Stroitel'naya mekhanika inzhenernykh konstruksii i sooruzhenii*, 2007, no. 2, pp. 47-52.
9. Tant Z.Kh. *Trudy MAI*, 2023, no. 129. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=173020>. DOI: [10.34759/trd-2023-129-08](https://doi.org/10.34759/trd-2023-129-08)
10. Sanchugov V.I., Rekadze P.D. *Trudy MAI*, 2022, no. 124. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=167005>. DOI: [10.34759/trd-2022-124-10](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-10)
11. Yudin D.A. *Trudy MAI*, 2019, no. 107. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=107913>
12. Fedorova N.N., Val'ger S.A., Danilov M.N., Zakharova Yu.V. *Osnovy raboty v ANSYS 17* (Fundamentals of work in ANSYS 17), Moscow, DMK Press, 2017, 210 p.
13. Beglyarov D.S., Grekov D.M. *Modelirovanie dvizheniya zhidkosti v stabilizatore davleniya s vynosnymi kamerami* (Modeling of fluid motion in a pressure stabilizer with remote chambers), Moscow, Moskovskii gosudarstvennyi universitet prirodoobustroistva, 2011, pp. 62-66.
14. Grekov D.M. *Raschet dvizheniya zhidkosti v stabilizatore davleniya* (Calculation of liquid motion in a pressure stabilizer), Moscow, Prirodoobustroistvo, 2012, pp. 68-72.
15. Shorin V.P. *Ustranenie kolebanii v aviatsionnykh truboprovodakh* (Elimination of vibrations in aviation pipelines), Moscow, Mashinostroenie, 1980, 156 p.
16. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* (Dynamics and regulation of hydro- and pneumatic systems), Moscow, Mashinostroenie, 1987, 463 p.

17. Glikman B.F. *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih sistem* (Mathematical models of pneumohydraulic systems), Moscow, Nauka, 1986, 368 p.
18. Berdnikov V.V. *Prikladnaya teoriya gidravlicheskih tsepei* (Applied theory of hydraulic chains), Mashinostroenie, 1977, 192 p.
19. Rekach F.V., Sinichenko E.K., Khassan N.Sh. *Vestnik Rossiiskogo universiteta druzhby narodov. Seriya: inzhenernye issledovaniya*, 2012, no. 2, pp. 16-21.
20. Zaryankin A.E., Padashmoganlo T. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Problemy energetiki*, 2019, vol. 21, no. 1-2. URL: <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-93-110>

Статья поступила в редакцию 14.09.2023

Одобрена после рецензирования 25.09.2023

Принята к публикации 25.12.2023

The article was submitted on 14.09.2023; approved after reviewing on 25.09.2023; accepted for publication on 25.12.2023