https://doi.org/10.15350/17270529.2022.1.4

УДК 533

Гидродинамика работы предохранительного клапана для низковязкой жидкости

М. Р. Королева[1], О. В. Мищенкова[2], К. Е. Симоненко[3], А. Н. Терентьев[2], А. А. Чернова[2]

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

[2] Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Россия, 426069, Ижевск, ул. Студенческая, 7

[3] ООО "НПО "Гидросистемы", Россия, 426068, Ижевск, ул. Автозаводская, д. 5, к. 83, 2/7

Аннотация. Проведено численное исследование внутренней гидродинамики предохранительного клапана, работающего на режиме, близком к критическому, когда существенно снижается вязкость жидкости. Математическое моделирование проведено на основе численного решения уравнений Навье-Стокса для вязкой, несжимаемой жидкости с использованием квазистационарного подхода к описанию работы динамической гидравлической системы. Выявлены конструктивные особенности элементов предохранительного клапана, обуславливающие формирование чередующихся зон повышенного и пониженного давлений в потоке, приводящие к кавитации. Проведены численные исследования новых конструкций элементов предохранительного клапана. Выполнен анализ эффективности антикавитационной оптимизации исполнения клапана в виде диска с перфорацией, и штока с гладкой образующей боковой поверхностью. Для нивелирования эффекта кавитации рекомендуется численно обоснованный переход к штоку с гладкой поверхностью.

Ключевые слова: предохранительный клапан прямого действия, гидродинамика, низковязкая жидкость, критические режимы, кавитация.

✉ *Алена Чернова, e-mail: alicaaa@gmail.com*

Hydrodynamics of a Safety Valve Operation for a Low-Viscosity Liquid

Maria R. Koroleva[1], Olga V. Mishchenkova[2], Konstantin E. Simonenko[3], Aleksey N. Terentyev[2], Alena A. Chernova[2]

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

[2] Kalashnikov Izhevsk State Technical University (7, Studencheskaya St., Izhevsk, 426069, Russian Federation)

[3] SPA "Gidrosistemy" (5/83, 2/7, Avtozavodskaya St., Izhevsk, 426068, Russian Federation)

Summary. A numerical study of the internal hydrodynamics of a safety valve operating in a regime close to critical has been carried out. Under these conditions the liquid viscosity significantly reduces, and its fluidity increases. Mathematical modeling was carried out based on the numerical solution of the Navier-Stokes equations for a viscous incompressible fluid using a quasi-stationary approach to describing the operation of a dynamic hydraulic system. One of the operating modes was studied when the properties (temperature, pressure, density) of the working fluid were closed to critical. The temperature of the liquid was $T = 0.8\ T_c$, static pressure was $P = 0.22\ P_c$ and density $\rho = 2.8\ \rho_c$. At this mode the dynamic viscosity coefficient equaled $3 \cdot 10^{-7}$ Pa·sec, and the saturated steam pressure was $P_s = 0.144\ P_c$. The investigation of the design features of the safety valve elements has shown that they are responsible for the formation of the alternating zones of high and low pressure in the flow leading to cavitation. It is found that the stem geometry causes the formation of high and low pressure zones in the flow leading to cavitation and stem destruction. The diagrams of the relative pressure and velocity along the stem generatrix were built. The detailed diagram analysis shows the location of the dangerous flow zones where the cavitation zones can appear. In the experiment, the stem failure was also found in these areas. The numerical results permit to propose a new design of safety valve elements – a perforated disc and a stem with a smoothed outer profile. Numerical investigations of the new design of safety valve elements have been carried out. The analysis of the operation of the new disc with perforation and the new stem with a smoothed profile of the side surface has been performed. For the valves with perforated disc and with smoothed stem profile, the diagrams of the pressure and velocity along the stem generatrix were built. Both new designs reduce the cavitation effects. However, in the former case, the cavitation area is displaced along the disc, and in the latter case, one of the existing cavitation zones vanished, while the other is reduced. To reduce the effect of cavitation, a numerically justified transition to the stem with a smoothed surface is recommended.

Keywords: direct-acting safety valve, fluid dynamics, low-viscosity fluid, critical modes, cavitation.

✉ *Alena Chernova, e-mail: alicaaa@gmail.com*

ВВЕДЕНИЕ

Запорная арматура в виде предохранительных клапанов прямого действия широко распространена в гидросистемах различной сложности [1 – 3]. Основная функции предохранительных устройств – защита системы от критического повышения давления, однако они могут использоваться также для предотвращения утечек рабочей гидравлической жидкости и частично выполнять функцию распределительных устройств (работать в режиме постоянного перелива жидкости).

Среди всевозможных видов запорных устройств можно выделить класс энергетической арматуры, используемой на производственных предприятиях нефтегазовой отрасли, при проведении технологических работ на трубопроводных линиях, а также в сфере городского хозяйства. Энергетическая арматура отличается от общепромышленной способностью работать в условиях высокого давления (до 100 МПа) и высоких температур, когда могут существенно меняться свойства рабочих сред. Высокие температуры увеличивают текучесть несжимаемой среды и меняют энергетический баланс потока в сторону роста кинетической энергии и снижения статического давления в жидкости, что увеличивает вероятность возникновения зон кавитации в проточных частях предохранительного клапана. Последствиями кавитации могут быть сильные вибрации, громкий шум, загрязнение рабочей жидкости, задросселированный поток, эрозия компонентов клапана, его разрушение, эрозия и разрушение устройства вниз по потоку, появление протечек, а в худшем случае выход из строя и вторичные отказы гидравлической системы. Для предотвращения возникновения эффекта кавитации и бесперебойной работы запорной арматуры, как правило, проводят конструктивную модернизацию устройства. Новые конструктивные решения могут быть направлены на предотвращение контакта кавитационных каверн с внутренними поверхностями каналов [4], на управление параметрами потока среды путем поэтапного достижения необходимого перепада давления, либо на разделение потока заменой одного проходного сечения несколькими с меньшими размерами [5]. Для каждого конкретного клапана такое усовершенствование является уникальным нетиповым и должно быть тщательно продумано и исследовано. Данный этап создания бескавитационных или антикавитационных устройств может быть выполнен с использованием методов математического моделирования.

Известен ряд работ [1 – 12], посвященных вопросам численного исследования нестационарных рабочих процессов в гидравлических устройствах. Исследования, приведенные в данных работах, предполагают использование уравнений Эйлера и Навье-Стокса для сжимаемых и несжимаемых сред и показывают хорошее согласование расчетных данных с экспериментальными. Можно выделить отдельные работы, посвященные вопросам численного моделирования режимов срабатывания гидравлических предохранительных устройств различных типов действия, где оцениваются показатели эффективности и скорости срабатывания клапанов, а также исследуются процессы, сопряженные со срабатыванием таких устройств. Построены, апробированы и верифицированы математические модели кавитирующих течений несжимаемых сред на основе лагранжево-эйлерового описания многофазной среды, где учитывается гетерогенный механизм образования кавитационых каверн [13]. Для моделирования роста и схлопывания применяется уравнение Рэлея-Плессета [14], дополненное уравнениями межфазного переноса массы и энергии, определяющими их внутренние параметры.

Данная работа направлена на численное исследование гидродинамики предохранительного клапана прямого действия, эксплуатационные режимы работы которого близки к критическим. Исследование проводится на основе математического моделирования потоков низковязкой несжимаемой жидкости в проточной части предохранительного клапана и последующей оценки возникновения кавитационных эффектов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматривается предохранительная система, предназначенная для работы с низковязкими жидкостями, состоящая (рис. 1) из двух предохранительных клапанов прямого действия, соединенных параллельно и образующих единую гидравлическую систему. Рабочая среда подается в клапан через расположенный в верхней части канал подвода жидкости (по напорной линии). Далее по внутреннему каналу жидкость распределяется между пружинными клапанами. При этом конструкция сливного канала предопределяет асимметрию течения между составными клапанами и перераспределение потока рабочей среды на один из клапанов.

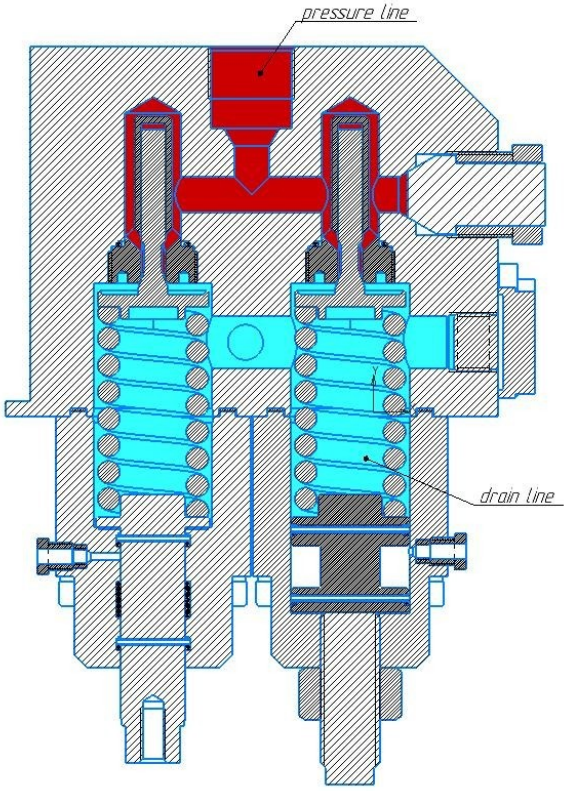


Рис. 1. Общий вид предохранительного клапана
Fig. 1. General view of safety valve

Особенностью данной системы, спроектированной для работы с низковязкими средами на режимах, близких к критическим, является конструктивное переопределение функций составных предохранительных устройств, объединенных в единую систему. Так правый клапан работает в качестве предохранительного, а левый клапан выполняет функцию переливного на режиме самотека жидкости. В силу чего, интерес представляют режимы жидкости, реализуемые в левом клапане при его срабатывании.

Материал корпуса клапана – конструктивная высоколегированная сталь. Рабочее тело – вязкая несжимаемая жидкость. Изменение давления насыщенных паров и динамического коэффициента вязкости жидкости от температуры показано на рис. 2. Все результаты приведены в безразмерном виде по отношению к критическому давлению (P_c), температуре (T_c), плотности (ρ_c), а также скорости звука среды (c). Один из эксплуатационных режимов работы гидравлической системы близок к критическому при температуре жидкости $T = 0.8\ T$, статическом давлении порядка $P = 0.22\ P_c$ и плотности $\rho = 2.8\ \rho_c$. При такой температуре вязкость среды составляет $\eta = 3 \cdot 10^{-7}$ Па·с, а давление насыщенных паров $P_s = 0.144\ P_c$. Длительная работа гидравлической системы на данном режиме привела к повреждению штока и к отказу работы гидравлической системы (рис. 3).

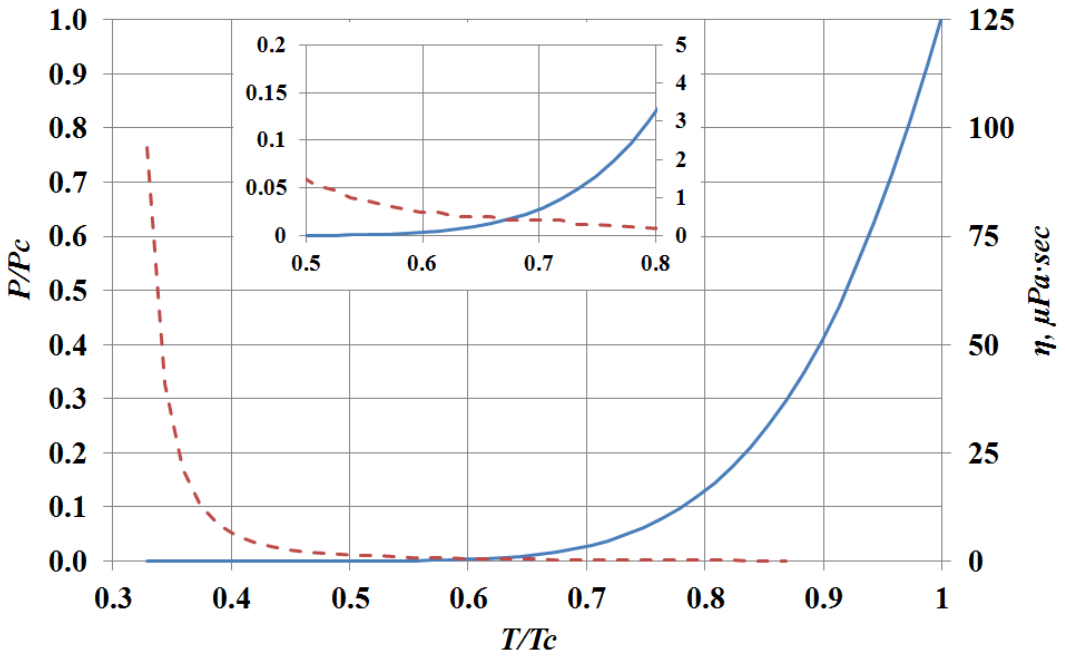


Рис. 2. Изменение свойств рабочей жидкости от температуры
Fig. 2. Dependence of the liquid properties on temperature

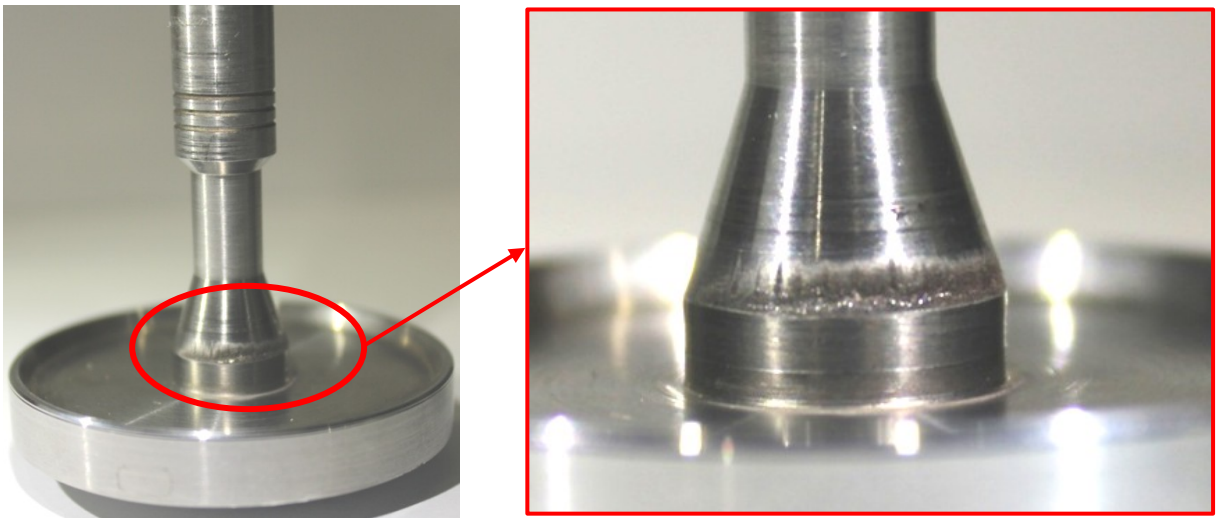


Рис. 3. Кавитационный унос конструктивного материала с поверхности штока
Fig. 3. Cavitation entrainment of structural material from the surface of the rod

Целью проводимых в данной работе исследований является выявление зон возникновения кавитации на определенном режиме работы устройства и проведение модернизации элементов предохранительного клапана для снижения кавитационных эффектов.

Математическое моделирование проводится на основе численного решения уравнений Навье-Стокса для вязкой, несжимаемой жидкости с использованием квазистационарного подхода к описанию работы динамической гидравлической системы. Квазистационарный подход выбран для режима жестко заданного положения тарели для обеспечения технологически необходимого расхода жидкости. Двухфазность среды, реализация механизмов фазового перехода, в т.ч. кавитационные эффекты, непосредственно не моделируются, а оцениваются косвенно по достигаемым перепадам давлений и скоростям.

Рассматривается внутренняя гидродинамика низковязкой рабочей жидкости в рабочих полостях предохранительного клапана прямого действия (рис. 2). Течение описывается системой уравнений сохранения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \bar{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + div(\rho \bar{u}\bar{u}) = Div(P) \quad (2)$$

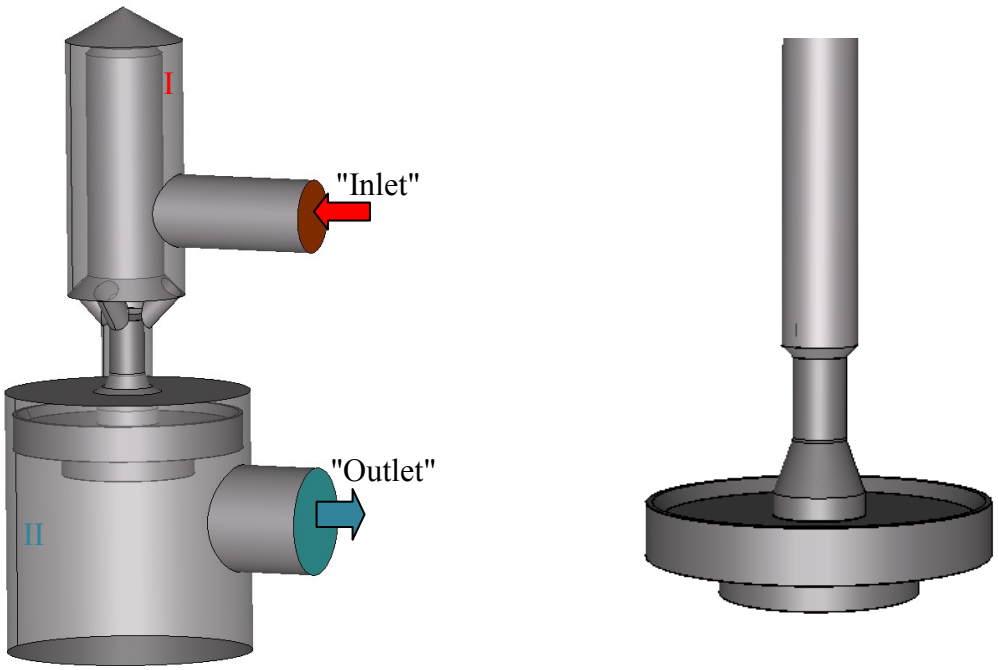
$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + div(\rho E \bar{u}) = div(P\bar{u}) - div(\bar{q}) \quad (3)$$

$$\rho = const \quad (4)$$

где ρ – плотность; $\bar{u}$ – вектор скорости; P – тензор напряжений; E – полная энергия; $\bar{q}$ – тепловой поток; p – давление; T – температура.

Для учета турбулентного характера течения система уравнений (1) – (4) осредняется по Рейнольдсу и замыкается двухзонной моделью турбулентности Ментера SST [15].

Начальные условия: давление и температура жидкости в рабочих объемах клапана – 0.22 P_c и 0.8 T_c, соответственно. Граничные условия (рис. 4) определены следующим образом: на границе "Inlet" определено давление и температура жидкости – 10.5 P_c и 0.8 T_c, соответственно, на границе "Outlet" заданы статическое давление жидкости – 0.22 P_c, на твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания.



a) *b*)

Рис. 4. Расчетная область (*a*) и исходная геометрия штока (*b*)
Fig. 4. Computational area (a) and initial stem geometry (b)

Дискретизация расчетной области производится с использованием неструктурированных сеток, состоящих из 3.12 млн. шестигранных элементов.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

При работе клапана в зоне подачи жидкости (в каналах демпфирования) формируется область высокого давления (рис. 4, область I), а ниже тарели клапана наблюдается область понижения давления (рис. 4, область II). Однако наибольший интерес в виду возможных эффектов представляет течение в переходной области над тарелью, представленное на рис. 5.

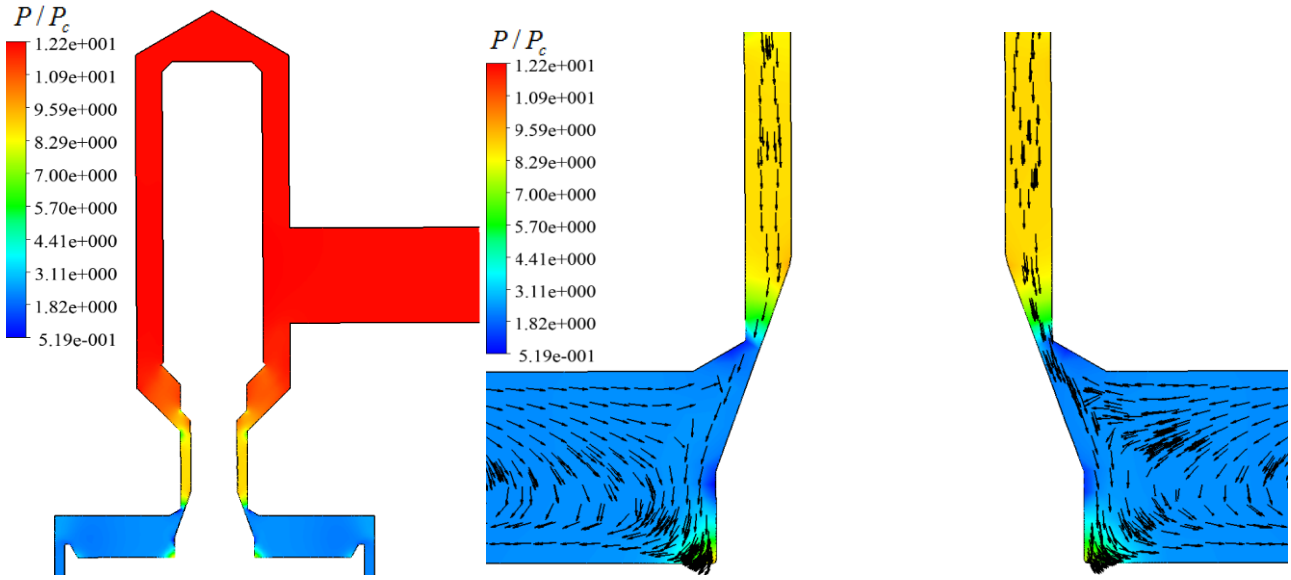
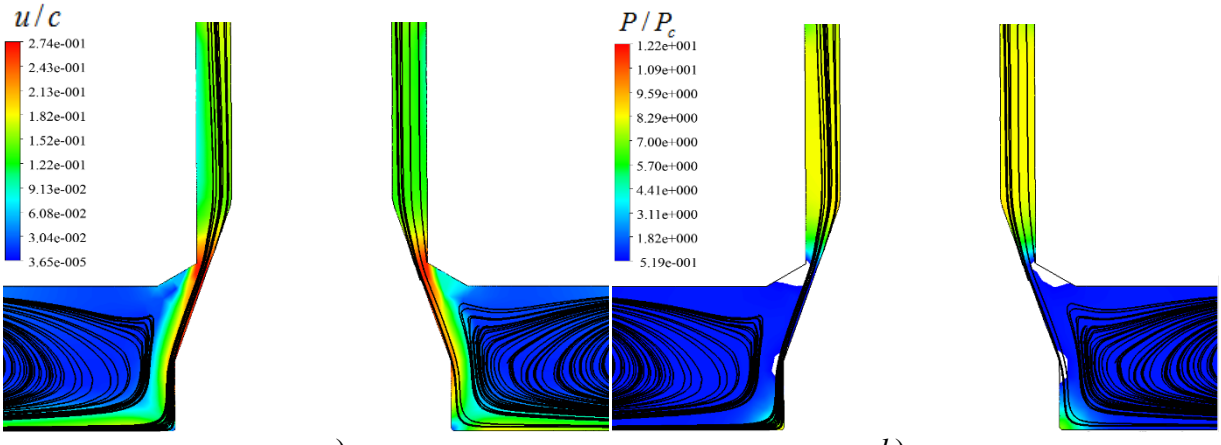


Рис. 5. Поле давлений и вектора скорости жидкости в плоскости симметрии клапана
Fig. 5. Pressure fields and vector velocity field in the symmetry plane of the valve

Из рис. 5 видно, что в области минимального проходного сечения струйное течение сопровождается существенным падением давления. Далее вниз по потоку наблюдается расширение струи, сопровождаемое дальнейшим падением давления. Форма струи, ее локализация и взаимодействие со сформированным над тарелью обратным течением, в совокупности, обуславливают формирование двух зон предположительной очаговой кавитации (рис. 6) – областей с максимальным падением давления до значений, допускающих формирование воздушных пузырьков с их последующим схлопыванием (то есть до давлений меньших давления насыщенных паров).



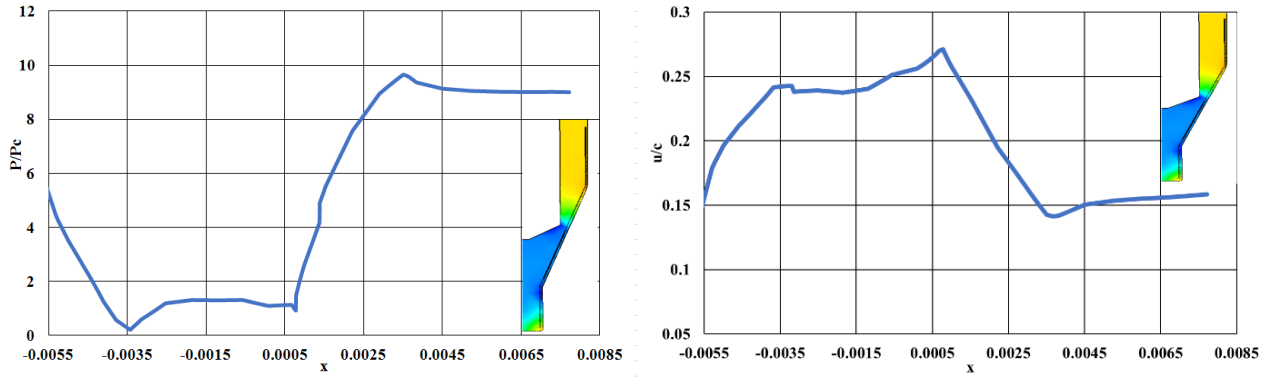
a) *b*)

Рис. 6. Поле скорости (*a*) и давления (*b*) в переходной области
Fig. 6. Velocity (a) and pressure (b) fields in the transition region

В зоне минимального (критического) сечения (между подвижным клапаном и неподвижным "стаканом") происходит одновременно падение давления и увеличение скорости потока жидкости. При этом, формирование вторичной области резкого понижения давления вблизи фаски на поверхности штока клапана (рис. 4, *b*) обусловлено иными механизмами. Как видно из поля скорости тупой по отношению к набегающему потоку угол перехода цилиндрической части головки клапана в коническую является конструктивным элементом, отклоняющим струю, что приводит к формированию присоединенной к нему

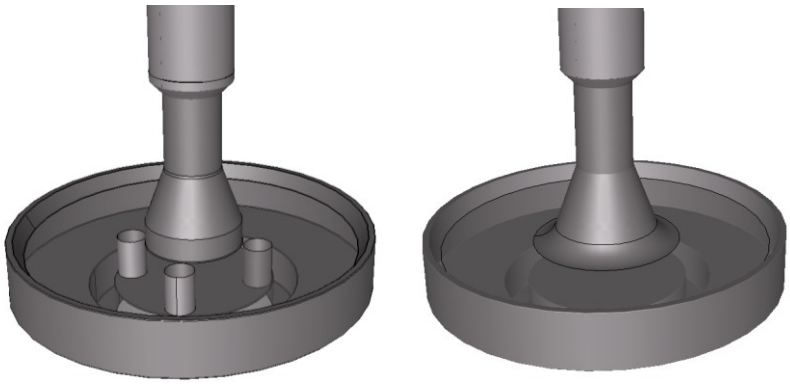
зоны понижения давления (рис. 6). Необходимо отметить, что локализация и форма данной вторичной зоны падения давления соответствует положению области экспериментально зафиксированного кавитационного уноса материала (рис. 3).

На рис. 6, *b* области падения давления ниже отметки давления насыщенных паров выделены белым цветом. В потоке формируется две зоны критического разрежения, в которых давление жидкости опускается ниже давления насыщенных паров. Первая зона расположена в минимальном проходном сечении, вторая – на кромке штока в месте соединения цилиндрической и конической частей. Кавитационные полости, образованные в первой зоне, сносятся течением в направлении второй зоны, между которыми располагается область повышенного давления. На рис. 7 показано изменение относительного давления и скорости в струе вдоль образующей штока. Первоначальный рост кавитационных полостей начинается в минимальном критическом проходном сечении струи. Однако дальнейшее незначительное повышение давления не приводит к их разрушению. Только при подходе ко второй зоне кавитации прогнозируется значительный рост каверн и их разрушение, которое происходит в непосредственной близости от стенки штока, где и зафиксирован унос материала (рис. 3).



a) *b*)

Рис. 7. Изменение относительных давления (*a*) и скорости (*b*) вдоль образующей штока
Fig. 7. Relative pressure (a) and velocity (b) plots along the stem generatrix

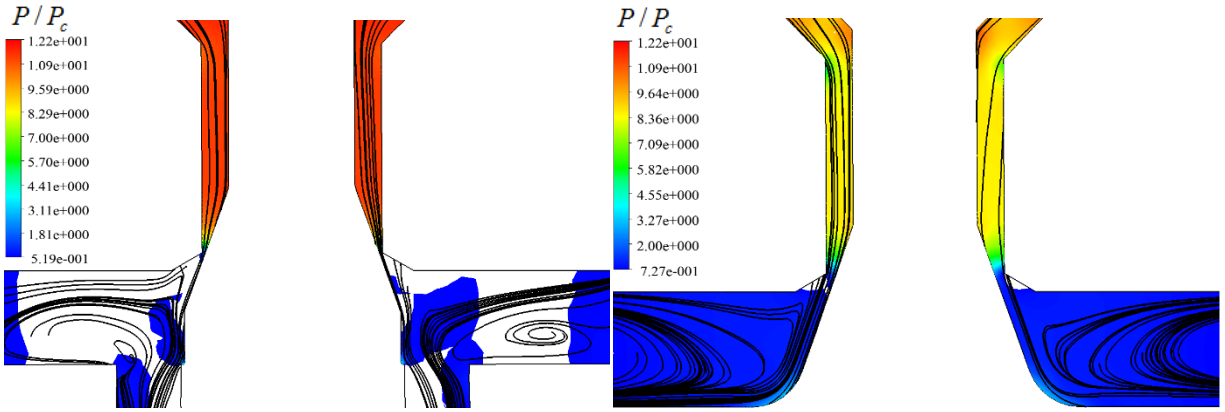


a) *b*)

Рис. 8. Оптимизированные конструктивные исполнения штока клапана: с перфорацией диска (*a*) и сглаженной геометрией головки штока (*b*)
Fig. 8. Optimized valve stem designs: with perforated disc (a) and smoothed stem head geometry (b)

Особенности производства и эксплуатации гидравлической системы позволяют вносить изменения только в геометрию диска и штока. Наиболее приемлемые (с точки зрения производства и установки) варианты изменения конструкции в данном случае – перфорация диска и изменение образующей штока. Перфорация диска может ускорить отвод рабочей среды и изменить расположение зон критического разрежения. С другой стороны, анализ полей гидродинамических величин и векторной картины течения, показывает, что

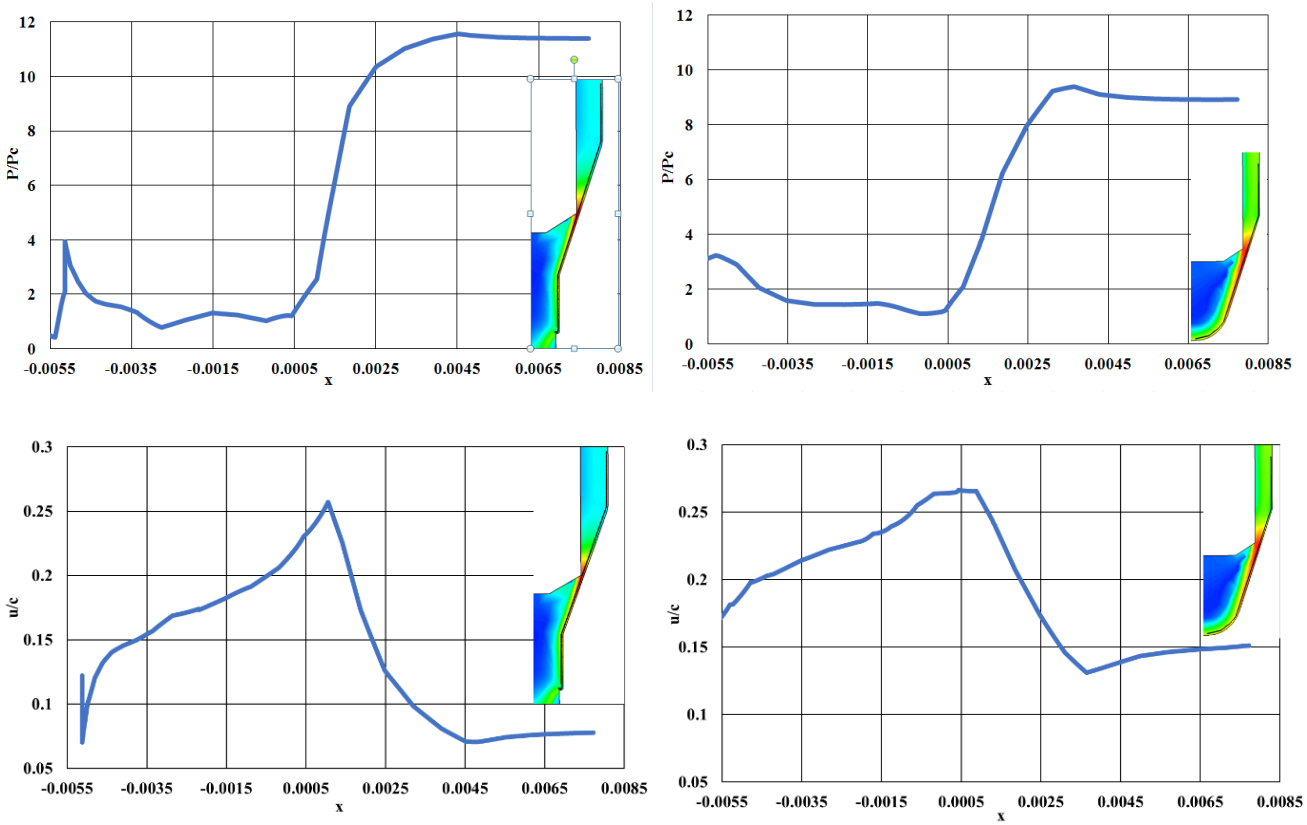
именно наличие резкого перехода от цилиндрической части к конической на поверхности штока является катализатором формирования вторичной зоны пониженного давления. Было проведено моделирование работы клапана с модифицированными геометриями штока и диска (рис. 8, *a*, *b*). Расчетные поля относительных давлений и структура потока, реализуемые в каналах оптимизированных конструкций клапанов, представлены на рис. 9. Распределение относительных давления и скорости вдоль образующей штока для новых конструкций приведены на рис. 10.



a) *b*)

Рис. 9. Поля давлений для клапана с перфорацией диска (*a*) и с измененной геометрией клапана (*b*) в плоскости симметрии

Fig. 9. Pressure fields for the valve with disc perforation (a) and with smooth stem profile (b) in symmetry plane



a) *b*)

Рис. 10. Графики изменения давления (вверху) и скорости (внизу) для клапана с перфорацией диска (*a*) и с измененной геометрией штока (*b*) по образующей штока

Fig. 10. Pressure (top) and velocity (down) plots for the vale with perforated disc (a) and with smooth stem profile (b) along the stem generatrix

Применение схемы с антикавитационными дренажными отверстиями, расположенными с шагом в 90° по поверхности тарели клапана в области штока, приводит к существенному перераспределению потоков и увеличению доли областей с давлением ниже давления критических паров в поддисковом объеме клапана. В частности, в виду близкого расположения дренажных антикавитационных отверстий к оси штока наблюдается дополнительное понижение давления вблизи поверхности штока клапана и в области над приемной тарелью клапана, обусловленное перенаправлением потока рабочего тела в дренажные отверстия. Течение над тарелью не содержит протяженных областей повышенного давления, которые привели бы к росту и схлопыванию кавитационных полостей вблизи штока. Однако явление кавитации в этом случае ожидается на кромке тарели диска. Это также можно отследить на кривой давления (рис. 10, *a*). Давление вдоль образующей штока после критического сечения не достигает значения давления насыщенных паров при данном температурном режиме эксплуатации клапана.

Конструкция со сглаженным штоком позволила удалить вторую зону понижения давления и сократить первую зону, отодвинув ее при этом к верхней части корпуса, предотвратив, таким образом, перенос возникающих каверн в область штока. На кривой давления не регистрируются зоны критического разрежения (рис. 10, *b*). Согласно рис. 9, *b* зоны кавитации далее над тарелью также отсутствуют.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе проведено численное моделирование гидродинамики в рабочих трактах предохранительного клапана прямого действия, работающего на режимах, близких к критическим. Численно выявленные зоны возможного инициирования кавитации сопоставлены с экспериментальной локализацией областей кавитационного уноса конструктивных материалов. Выявлены конструктивные особенности штока предохранительного клапана рассматриваемой конструкции, обуславливающие формирование чередующихся зон повышенного и пониженного давлений, приводящих к кавитации. Для нивелирования эффекта кавитации рекомендуется численно обоснованный переход к клапану с гладкой поверхностью штока. Однако, с учетом уменьшения величины реализуемого перепада давления при перфорации приемного диска, и с учетом характера течения жидкости вблизи стенок клапана, переход к перфорированному диску без внесения дополнительных изменений в конструкцию элементов клапана тоже может обеспечить отсутствие эффекта кавитационно-эрозионного уноса поверхности штока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Quartapelle L., Castelletti L., Guardone A., Quaranta G. Solution of the Riemann problem of classical gasdynamics // Journal of Computational Physics, 2003, vol. 190, iss. 1, pp. 118-140. https://doi.org/10.1016/S0021-9991(03)00267-5

2. Colonna P., Guardone A. Molecular Interpretation of Nonclassical Gasdynamics of Dense Vapors Under the Van Der Waals Model // Physics Fluids, 2006, 18, iss. 5, pp. 056101(1-14). https://doi.org/10.1063/1.2196095

3. Копышев В. П., Медведев А. Б., Хрусталев В. В. Уравнение состояния продуктов взрыва на основе модифицированной модели Ван-дер-Ваальса // Физика горения и взрыва. 2006. Т. 42, № 1. С. 87-99.

REFERENCES

1. Quartapelle L., Castelletti L., Guardone A., Quaranta G. Solution of the Riemann problem of classical gasdynamics // Journal of Computational Physics, 2003, vol. 190, iss. 1, pp. 118-140. https://doi.org/10.1016/S0021-9991(03)00267-5

2. Colonna P., Guardone A. Molecular Interpretation of Nonclassical Gasdynamics of Dense Vapors Under the Van Der Waals Model. *Physics Fluids*, 2006, 18, iss. 5, pp. 056101(1-14). https://doi.org/10.1063/1.2196095

3. Kopyshev V. P., Medvedev A. B., Khrustalev V. V. Equation of state of explosion products on the basis of a modified Van der Waals model. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2006, vol. 42, no. 1, pp. 76-87. http://dx.doi.org/10.1007/s10573-006-0010-1

4. Капранова А. Б., Лебедев А. Е., Мельцер А. М., Солопов С. А., Серов Е. М. О способах оценки критических параметров кавитации в регулирующих органах при транспортировании рабочих сред // Фундаментальные исследования. 2016. № 3-3. С. 488-494.

4. Kapranova A. B., Lebedev A. E., Meltser A. M., Solopov S. A., Serov E. M. O sposobah ocenki kriticheskih parametrov kavitacii v reguliruyushchih organah pri transportirovanii rabochih sred [On the way to assess critical parameters cavitation in transport regulators in the working environment]. *Fundamental'nye issledovaniya* [Fundamental Research], 2016, no. 3-3, pp. 488-494. (In Russian).

5. Флиген Й., Грютесен Л., Херцвурм Й., Лукошек Й., Нэйгель Х. М., Помсел А. Промышленные регулирующие клапаны. Ключевые компоненты экономической эффективности и безопасности установки / пер. с англ., ред. А.Е. Бородко и др. Мюнхен, Германия: Suddeutscher Verlag onpact GmbH, 2009. 71 с.

5. Fliegen J. *Industrielle Prozessregelventile: Schlüsselkomponenten für Anlagensicherheit und -wirtschaftlichkeit*. Verlag Moderne Industrie, 2006. 70 p.

6. Редер Т., Тененев В. А., Королева М. Р. Численное моделирование рабочего процесса в предохранительном клапане с дополнительной газодинамической связью // Интеллектуальные системы в производстве. 2020. Т. 18, № 3. С. 118-126. https://doi.org/10.22213/2410-9304-2020-3-118-126

6. Raeder T., Tenenev V. A., Koroleva M. R. Chislennoe modelirovanie rabochego processa v predohranitel'nom klapane s dopolnitel'noj gazodinamicheskoj svyaz'yu [Numerical simulation of the working process in a safety valve with additional gas-dynamic coupling]. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve* [Intelligent Systems in Manufacturing], 2020, vol. 18, no. 3, pp. 118-126. (In Russian). https://doi.org/10.22213/2410-9304-2020-3-118-126

7. Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Y., Dempster W. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel // Energy Conversion and Management, 2014, vol. 81, pp. 407-419. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.021

7. Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Y., Dempster W. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 81, pp. 407-419. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.021

8. Raeder T., Tenenev V., Chernova A., Koroleva M. Multilevel simulation of direct operated safety valve // Proc. 2018 Ivannikov Ispras Open Conference (ISPRAS), 2018, pp. 109-115. http://dx.doi.org/10.1109/ISPRAS.2018.00025

8. Raeder T., Tenenev V., Chernova A., Koroleva M. Multilevel simulation of direct operated safety valve. *Proc. 2018 Ivannikov Ispras Open Conference (ISPRAS)*, 2018, pp. 109-115. http://dx.doi.org/10.1109/ISPRAS.2018.00025

9. Исмагилова Д. Ф., Исмагилова Р. Ф, Целищев В. А. Математическое моделирование системы защиты от гидравлического удара // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2014. Т. 18, № 4(65). С. 72-78.

9. Ismagilova D. F., IsmagilovaR. F, Tselishchev V. A. Matematicheskoe modelirovanie sistemy zashchity ot gidravlicheskogo udara [Mathematical modeling of water hammer protection system]. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of USATU], 2014, vol. 18, no. 4(65), pp. 72-78. (In Russian).

10. Королева М. Р., Мищенкова О. В., Редер Т., Тененев В. А., Чернова А. А. Численное моделирование процесса срабатывания предохранительного клапана // Компьютерные исследования и моделирование. 2018. Т. 10, № 4. С. 495-509. https://doi.org/10.20537/2076-7633-2018-10-4-495-509

10. Koroleva M. R., Mishchenkova O. V., Reder T., Tenenev V. A., Chernova A. A. Chislennoe modelirovanie protsessa srabatyvaniya predokhranitel'nogo klapana [Numerical simulation of the process of activation of the safety valve]. *Komp'yuternye issledovaniya i modelirovanie* [Computer Research and Modeling], 2018, vol. 10, no. 4, pp. 495-509. (In Russian). https://doi.org/10.20537/2076-7633-2018-10-4-495-509

11. Jin Z., Wei L., Chen L., Qian J., Zhang M. Numerical simulation and structure improvement of double throttling in a high parameter pressure reducing valve // Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2013, vol. 14(2), pp. 137-146. http://dx.doi.org/10.1631%2Fjzus.A1200146

11. Jin Z., Wei L., Chen L., Qian J., Zhang M. Numerical simulation and structure improvement of double throttling in a high parameter pressure reducing valve. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2013, vol. 14(2), pp. 137-146. http://dx.doi.org/10.1631%2Fjzus.A1200146

12. Reader T., Tenenev V. A., Chernova A. A. Determination of flow characteristics in technological processes with controlled pressure // Приборы и методы измерений. 2020. Т. 11, № 3. С. 204-211. https://doi.org/10.21122/2220-9506-2020-11-3-204-211

13. Исаенко И. И., Махнов А. В., Смирнов Е. М., Шмидт А. А.Моделирование кавитации в высокоскоростных течениях в каналах // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Физико-математические науки. 2018. Т. 11. № 1. С. 55-65. https://doi.org/10.18721/JPM.11106

14. Kodolova-Chukhontseva V. V., Dresvyanina E. N., Maevskaia E. N., Dobrovolskaya I. P., Koroleva M. R., Vlasova E. N., Ivan'kova E. M., Elokhovskii V. Yu, Yudin V. E., Morganti P. Influence of chitin nanofibrils ultrasonic treatment on structure and properties of chitosan-based composite materials // Carbohydrate Polymers, 2022, vol. 285, pp. 119194(1-9). https://doi.org/10.1016/j.carbpol.2022.119194

15. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, vol. 4, pp. 1-8.

12. Reader T., Tenenev V. A., Chernova A. A. Determination of flow characteristics in technological processes with controlled pressure. *Pribory i metody izmereniy* [Devices and Methods of Measurements], 2020, vol. 11, no. 3, pp. 204-211. https://doi.org/10.21122/2220-9506-2020-11-3-204-211

13. Isaenko I. I., Makhnov A. V., Smirnov E. M., Shmidt A. A. Modelirovanie kavitatsii v vysokoskorostnykh techeniyakh v kanalakh [Simulation of high-speed cavitating flows in channels]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekh*nicheskogo universiteta. Fiziko-matematicheskie nauki* [St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics], 2018, vol. 11, no. 1, pp. 55-65. (In Russian). https://doi.org/10.18721/JPM.11106

14. Kodolova-Chukhontseva V. V., Dresvyanina E. N., Maevskaia E. N., Dobrovolskaya I. P., Koroleva M. R., Vlasova E. N., Ivan'kova E. M., Elokhovskii V. Yu, Yudin V. E., Morganti P. Influence of chitin nanofibrils ultrasonic treatment on structure and properties of chitosan-based composite materials. *Carbohydrate Polymers*, 2022, vol. 285, pp.119194(1-9). https://doi.org/10.1016/j.carbpol.2022.119194

15. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 2003, vol. 4, pp. 1-8.

Поступила 25.02.2022; после доработки 21.03.2022; принята к опубликованию 25.03.2022
Received 25 February 2022; received in revised form 21 March 2022; accepted 25 March 2022

Королева Мария Равилевна, *кандидат физико-математических наук, доцент, старший научный сотрудник, УдмФИЦ УрО РАН, Ижевск, Российская Федерация*

Мищенкова Ольга Владимировна, *кандидат физико-математических наук, доцент, ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, Ижевск, Российская Федерация*

Симоненко Константин Евгеньевич, *коммерческий директор ООО "НПО "Гидросистемы", Ижевск, Российская Федерация*

Терентьев Алексей Николаевич, *кандидат технических наук, доцент, ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, Ижевск, Российская Федерация*

Чернова Алена Алексеевна, *кандидат технических наук, доцент, ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, Ижевск, Российская Федерация,*
e-mail: alicaaa@gmail.com

Maria R. Koroleva, *Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Senior Researcher, UdmFRC UB RAS Izhevsk, Russian Federation*

Olga V. Mishchenkova, *Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation*

Konstantin E. Simonenko, *commercial director of SPA "Gidrosistemy", Izhevsk, Russian Federation*

Aleksey N. Terentyev, *Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation*

Alena A. Chernova, *Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation,*
e-mail: alicaaa@gmail.com