

## СНИЖЕНИЕ ИМПУЛЬСНОЙ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

© 2016 Е. А. Куличкова

АО «Центр технологии судостроения и судоремонта»  
конструкторское бюро «Армас», г. Санкт-Петербург

В статье представлены результаты работ по снижению импульсной вибрации трубопроводной арматуры при нестационарных режимах работы. Выделены основные параметры, оказывающие влияние на виброакустические характеристики арматуры при открытии и закрытии: конструкция привода, геометрия проточной части, режим работы. Исследован процесс формирования динамической силы, действующий на запорный элемент арматуры. Приведены временные зависимости суммарного гидравлического сопротивления, скорости протекания рабочей среды и динамической силы. Определена возможность выбора режима работы, обеспечивающего минимальную вибрационную активность трубопроводной арматуры. Предложена новая конструкция запорного элемента крана шарового. Выполнен анализ проточной части методами численного моделирования. Показан характер течения, наличие зон обратного тока, образование вихрей, а также определены потери давления и значения коэффициента гидравлического сопротивления при различной степени закрытия проходного сечения крана. Приведены результаты экспериментального исследования импульсной вибрации. Показано снижение уровней вибрации при работе трубопроводной арматуры на нестационарных режимах, что приведёт к обеспечению безопасной эксплуатации трубопроводных систем, уменьшению шумовой загрязнённости окружающей среды и улучшению условий труда обслуживающего персонала. Результаты работы могут быть использованы при разработке новых конструкций трубопроводной арматуры.

*Вибрация, трубопроводная арматура, нестационарный режим, коэффициент гидравлического сопротивления.*

Эффективность управления технологическими процессами в гидравлических системах во многом определяется трубопроводной арматурой. При работе трубопроводной арматуры неизбежно динамическое взаимодействие потока рабочей среды с обтекаемыми элементами проточной части арматуры. Результатом этого взаимодействия является возникновение вибрации корпуса и шума – как воздушного в окружающей среде, так и гидродинамического в рабочей среде. Особенно интенсивно процесс шумозащиты происходит при изменении режима работы арматуры, т.е. на так называемых импульсных режимах. На основании накопленного опыта разработки, испытаний и эксплуатации различных типов арматуры можно выделить основные па-

раметры, оказывающие влияние на виброакустические характеристики при импульсных режимах работы (при открытии и закрытии):

– конструкция привода (шум и вибрация от движущихся частей, шум и вибрация от потока управляющей среды, механические и гидравлические удары);

– геометрия проточной части (воздействие потока среды на конструктивные элементы проточной части, которое приводит к интенсивному вихреобразованию, кавитации, увеличению пульсаций давления и формированию дополнительной виброакустической энергии);

– режим работы арматуры (время срабатывания, перепад давления, скорость течения среды).

*Цитирование:* Куличкова Е.А. Снижение импульсной вибрации трубопроводной арматуры // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2016. Т. 15, № 2. С. 145-151. DOI: 10.18287/2412-7329-2016-15-2-145-151

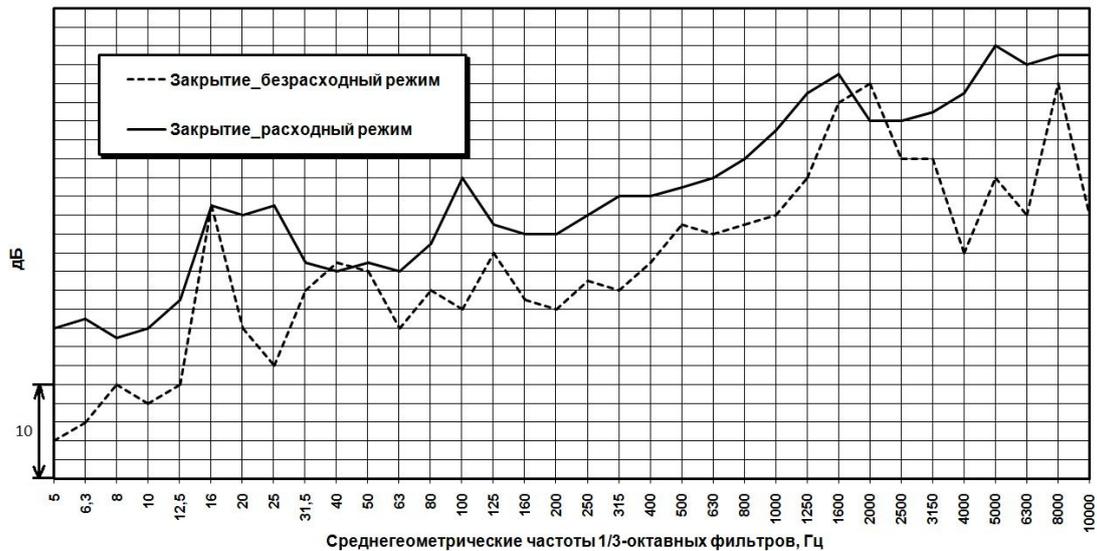


Рис. 1. Уровни нестационарной вибрации при закрытии арматуры

При этом обычно уровни вибрации механического характера значительно меньше уровней вибрации, обуславливающих взаимодействие потока рабочей среды с обтекаемыми элементами проточной части арматуры. Типичные уровни вибрации арматуры в расходном и безрасходном режимах приведены на рис. 1.

Физические процессы, которые возникают при весьма быстром перекрытии проходного сечения гидравлического трубопровода, впервые были исследованы Н. Е. Жуковским [1]. Но чаще условия работы арматуры на импульсных режимах отличаются от условий, при которых проводил свои исследования Н.Е. Жуковский. Отличие заключается в том, что во многих трубопроводных системах отсутствуют протяжённые прямолинейные участки, в

силу чего фазное время значительно меньше времени закрытия. При этом классический гидроудар не реализуется.

В этом случае механизм динамического взаимодействия тормозящегося потока рабочей среды с обтекаемыми элементами в проточной части арматуры отличается от механизма, рассмотренного Н. Е. Жуковским. Для упрощения рассмотрим следующий случай: труба 2 с установленными в ней запорной арматурой 3 и дополнительным гидравлическим сопротивлением 4 соединяет два бесконечно больших объёма 1, уровень воды в которых разнесён по высоте на некоторую величину  $H$  (рис. 2). Труба короткая, движение запорного элемента достаточно медленное, так что гидроудара не происходит.

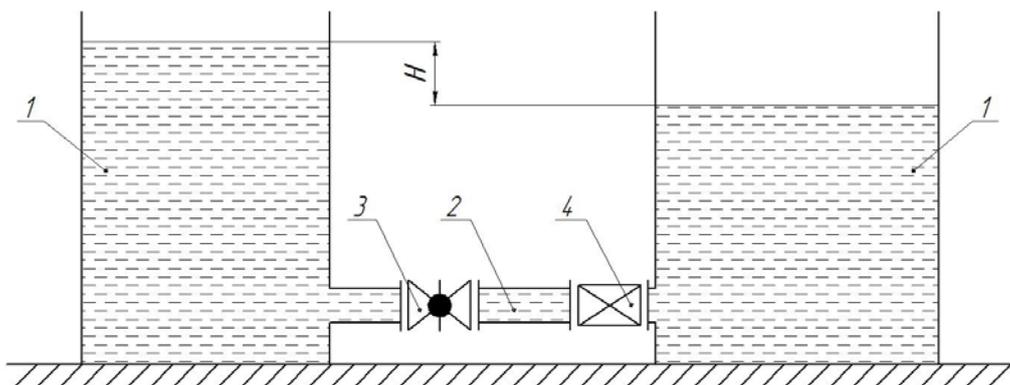


Рис. 2. Схема для оценки динамической силы: 1 – бесконечные объёмы, 2 – труба, 3 – запорная арматура, 4 – дополнительное гидравлическое сопротивление

Импульс силы, действующей на запорный элемент при его движении, равен изменению момента количества движения рабочей среды:

$$\vec{F}\Delta t = \Delta(m\vec{V}), \quad (1)$$

где  $\Delta(m\vec{V})$  – изменение момента количества движения жидкости, (кг·м)/с;  $\Delta t$  – изменение времени, с;  $\vec{V}$  – скорость течения воды, м/с;  $\vec{F}$  – сила, действующая по направлению потока рабочей среды,  $H$ .

Поскольку труба соединяет бесконечные объёмы, то давление на входе участка трубы перед арматурой постоянно, постоянен и перепад давления между входом и выходом трубы. В этом случае связь перепада давления и скорости описывается соотношением:

$$H = \zeta \frac{V^2}{2g} = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{V^2}{2g}, \quad (2)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\zeta_1, \zeta_2$  – соответственно безразмерные коэффициенты гидравлического сопротивления арматуры  $3$  и самой трубопроводной системы, в которой она установлена.

Обычно коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) арматуры в открытом положении значительно меньше КГС всей системы, а зависимость коэффициента от степени закрытия для рассматриваемой трубы с характерными размерами определяется методами численного моделирования либо экспериментальными исследованиями. По мере закрытия арматуры её КГС растёт, сначала сравниваясь с КГС системы, а затем и превышая его. При закрытом проходном сечении арматуры этот коэффициент стремится к

бесконечности. Как следует из (2), пока КГС арматуры значительно меньше КГС трубопроводной системы, скорость воды практически не изменяется, и она начнёт уменьшаться тогда, когда эти величины станут сопоставимыми. При этом, пока скорость рабочей среды мало меняется, динамическая сила близка к нулю, и она начинает возрастать, когда скорость и, соответственно, масса протекающей воды начинают изменяться. В соответствии с (2) скорость протекания воды описывается соотношением:

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\zeta}}. \quad (3)$$

Временные зависимости суммарного гидравлического сопротивления, скорости протекания рабочей среды и динамической силы, действующей на запорный элемент, рассчитанные для системы с параметрами  $H = 1$  м,  $\zeta_2 = 40$  при равномерном движении запорного элемента, приведены на рис. 3. Зависимость коэффициента  $\zeta_1$  от степени закрытия проходного сечения с характерными диаметром  $DN = 0,1$  м определена методами численного моделирования.

Как видно из рис. 3, динамическая сила действует не в течение всего времени закрытия арматуры, а только в течение некоторой, весьма незначительной части этого времени, что, естественно, приводит к возрастанию силы. Таким образом, изменяя закон закрытия, можно изменить как длительность, так и форму действующего импульса силы. Вследствие этого появляется возможность выбора режима закрытия, обеспечивающего минимальную вибрационную активность трубопроводной арматуры.

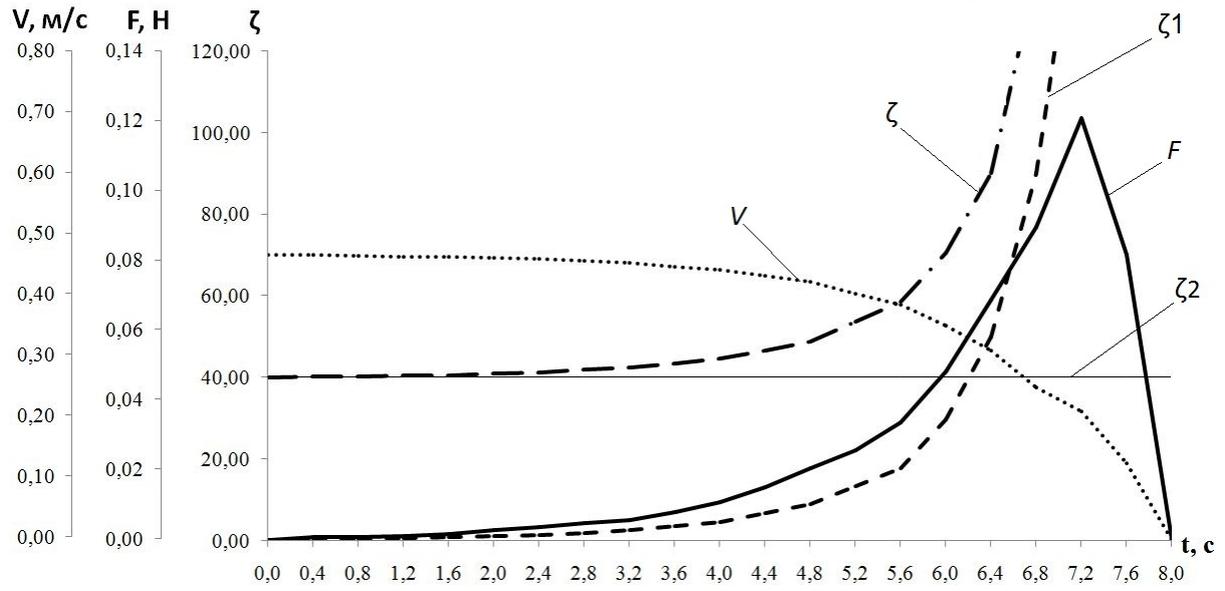


Рис. 3. Временные зависимости КГС арматуры  $\zeta_1$ , КГС системы  $\zeta_2$ , суммарного КГС  $\zeta$ , скорости протекания рабочей среды  $V$  и динамической силы  $F$

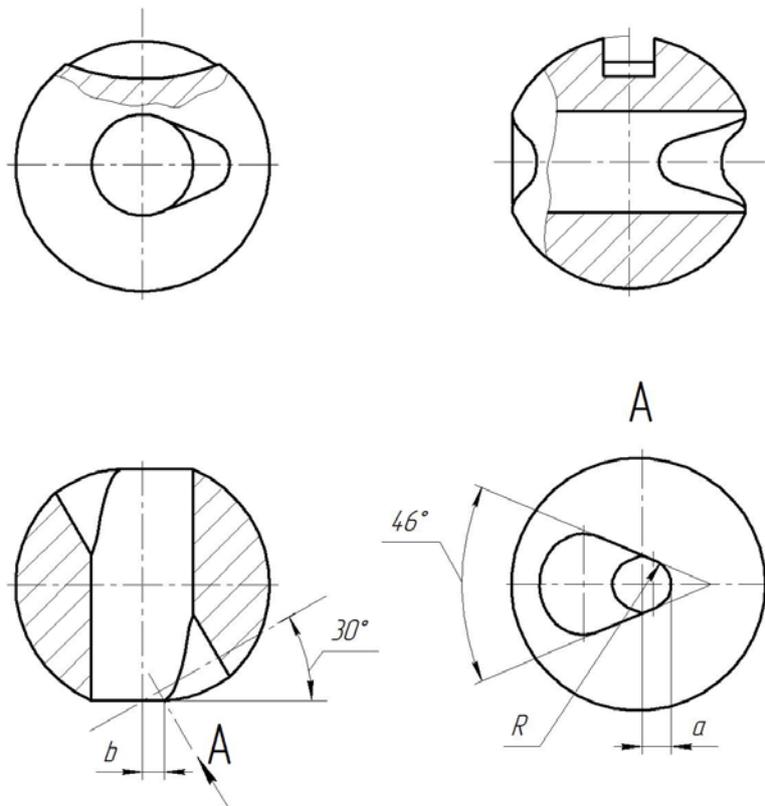


Рис. 4. Запорный элемент крана шарового

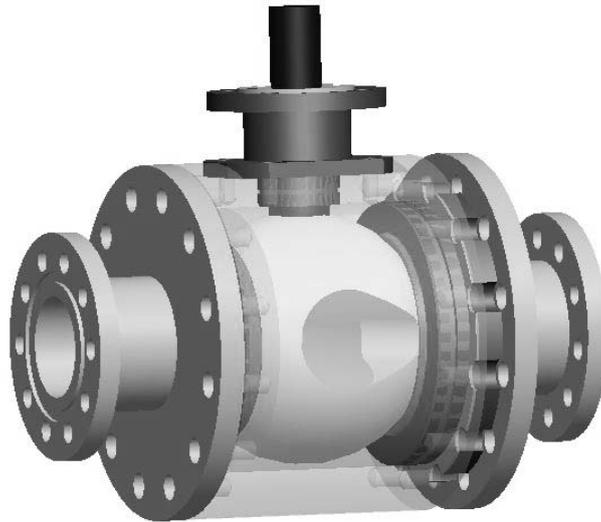


Рис. 5. 3D модель крана шарового

Для экспериментального подтверждения полученных результатов разработан кран шаровой с заранее заданным законом закрытия, который реализуется путём выполнения сегментных вырезов. Профиль вырезов определялся с учётом обеспечения равнопроцентной расходной характеристики при закрытии, уменьшения амплитуды динамической силы, увеличения эффективного времени закрытия крана. Полученная при этом геометрия запорного элемента приведена на рис. 4.

Трёхмерная модель крана в положении «закрыто» представлена на рис. 5.

Для наглядности корпус выполнен из прозрачного материала.

Анализ проточной части крана шарового проводился методами численного моделирования с использованием программного обеспечения ANSYS Fluent. Результаты моделирования приведены на рис. 6. Полученные поля скоростей и давлений позволяют наглядно показать характер течения, наличие зон обратного тока, образование вихрей, а также определить потери давления и значения КГС при различной степени закрытия крана.

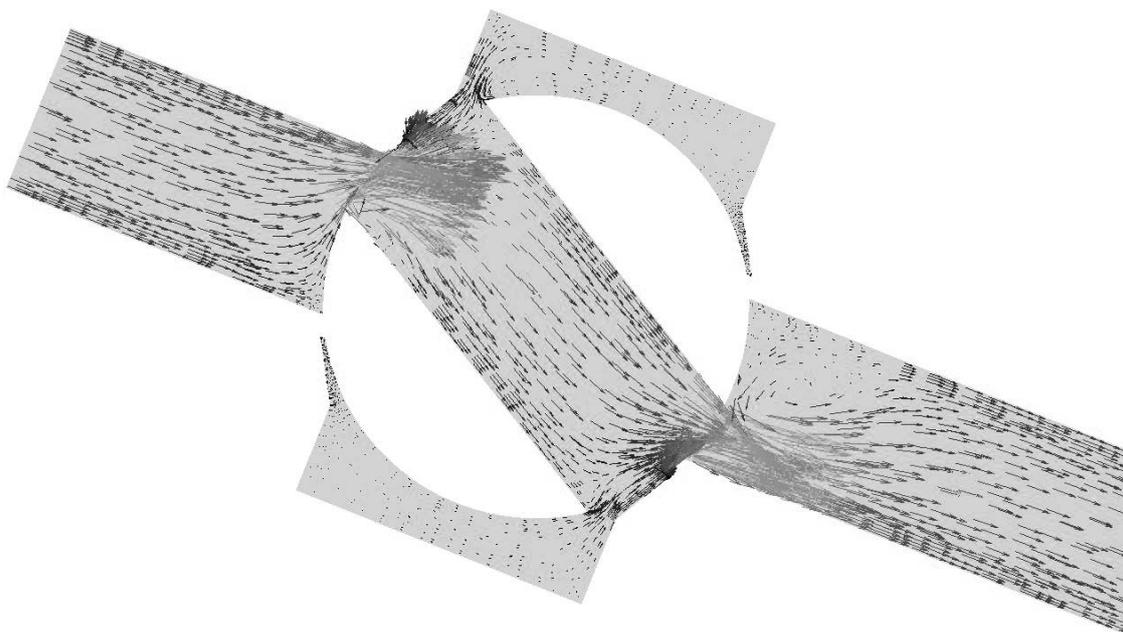


Рис. 6. Распределение скорости при закрытии крана

Испытания проводились на двух образцах крана шарового: с сегментными вырезами на запорном элементе и без них. Измерение вибрации при открытии и закрытии проводилось в соответствии с методикой контроля импульсной вибрации арматуры [3], являющейся дополнением к МКШС-81. Результатом измерения вибрации является кривая, огибающая максимальные значения уровней вибрации в трёх взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 7).

Результаты экспериментальных исследований показали эффективность внедрения принципа увеличения площади

проходного сечения для уменьшения уровней вибрации при нестационарном режиме работы. Следует отметить, что снижение уровней шума и вибрации при эксплуатации трубопроводной арматуры, в том числе на нестационарных режимах, приведёт к обеспечению безопасной эксплуатации трубопроводных систем, уменьшению шумовой загрязнённости окружающей среды и улучшению условий труда обслуживающего персонала. Полученные результаты целесообразно использовать при проектировании новых образцов трубопроводной арматуры.

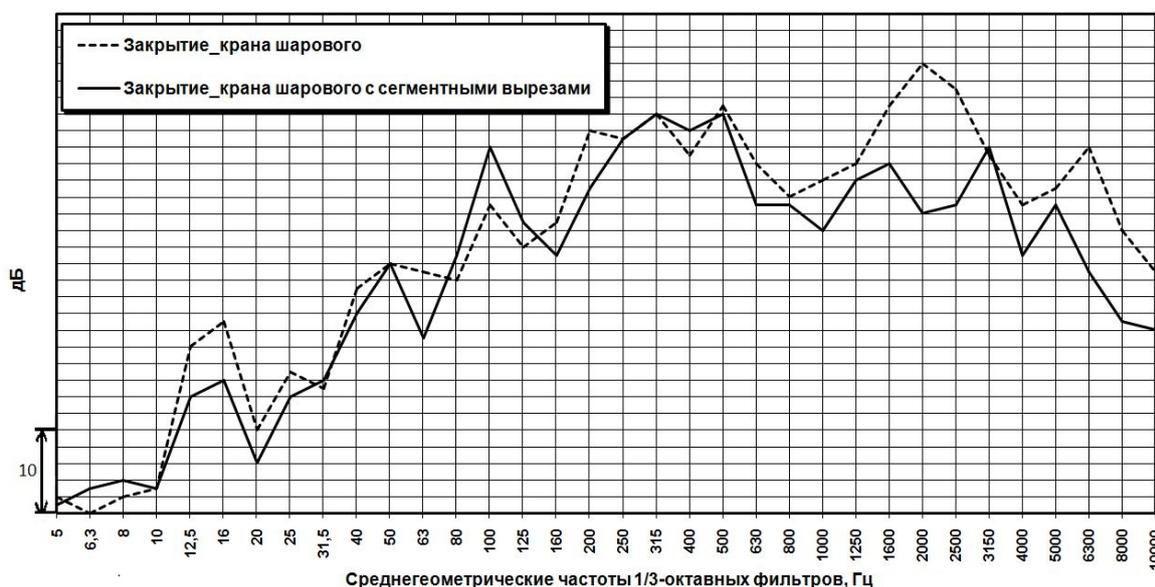


Рис. 7. Уровни нестационарной вибрации при закрытии крана шарового

### Библиографический список

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.-Л.: ГИТТЛ, 1949. 108 с.
2. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л.: Машиностроение, 1976. 504 с.
3. Методика контроля импульсной вибрации арматуры и гидравлической аппаратуры на заводских стендах (МКИВС-95А). СПб.: ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова, 1995. 13 с.

### Информация об авторах

**Куличкова Елена Асановна**, заместитель главного конструктора по специализации общесудовых систем - начальник отдела, АО «Центр технологии судостроения и судоремонта» конструкторское бюро «Армас», г. Санкт-Петербург. E-mail: [elenakulichkova@mail.ru](mailto:elenakulichkova@mail.ru). Область научных интересов: улучшение виброакустических характеристик трубопроводной арматуры.

## REDUCING PULSE VIBRATION OF VALVES UNDER TRANSIENT CONDITIONS

© 2016 E. A. Kulichkova

Shipbuilding & Ship repair Technology Center, Saint-Petersburg, Russian Federation

The paper presents the results of work on reducing vibration of valves under transient conditions. The main parameters that influence the vibroacoustic characteristics of tube fitting in opening and closing of valves are distinguished: actuator types, geometry of the flow area, operating conditions. The process of formation of the dynamic force acting on the closure element of the fitting is examined. Time-dependent characteristics of flow resistance coefficients, flow velocity and dynamic force are given. The possibility of choosing the operating conditions providing minimum vibration of the valves is determined. A new design of the ball valve closure member is proposed. The analysis of the flow area is carried out using methods of numerical simulation. The flow pattern, the presence of reverse-flow areas, formation of eddy flows are shown, the pressure drop and flow resistance coefficient are specified. The results of experimental research of vibration are presented. The level of vibration of valves is shown to decrease under transient conditions, which results in ensuring safe operation of valves, reducing sound emission and improving working conditions of the operating staff. The results of research can be used to develop new designs of valves.

*Vibration, valve, transient conditions, hydraulic resistance coefficient.*

### References

1. Zhukovskiy N.E. *O gidravlicheskom udare v vodoprovodnykh trubakh* [Hydraulic shock in water pipes]. Moscow-Leningrad: GITTL Publ., 1949. 108 p.
2. Povkh I.L. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Engineering hydromechanics]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1976. 504 p.
3. *Metodika kontrolya impul'snoy vibratsii armatury i gidravlicheskoj apparatury na zavodskikh stendakh (MKIVS-95A)* [Control of valve vibration under transient conditions on plant exercisers (MKIVS-95A)]. St. Petersburg: TsNII im. Akademika A.N. Krylova Publ., 1995. 13 p. (In Russ.)

### About the author

**Kulichkova Elena Asanovna**, Deputy Chief Designer, Shipbuilding & Ship repair Technology Center, Saint-Petersburg, Russian Federation. E-mail: [elenakulichkova@mail.ru](mailto:elenakulichkova@mail.ru). Area of Research: improving the vibroacoustic parameters of valves.