

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРСПЕКТИВНОГО КЛАПАНА-ДРОССЕЛЯ С РАБОЧИМ ОРГАНОМ В ВИДЕ ЭЛАСТИЧНОГО ТРУБЧАТОГО ЭЛЕМЕНТА

©2017

- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
kan@ssau.ru
- Н. Н. Ромашов** ведущий научный сотрудник;
концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург;
nielju@mail.ru
- М. А. Ермилов** младший научный сотрудник кафедры автоматических систем энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
emasamara@gmail.com
- М. В. Баляба** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
bmw-surgut@yandex.ru

Рассматривается конструкция перспективного клапана-дресселя с эластичным трубчатым элементом, разработанным в целях снижения вибрации и шума гидравлических систем, к которым предъявляются повышенные требования по виброакустическим характеристикам. Проведён анализ известных устройств и обоснована конструктивная схема клапана-дресселя. Выполнен анализ деформированного состояния эластичного трубчатого элемента и показана связь деформаций данного элемента с гидравлическими параметрами рабочей среды в проточной части клапана. Представлены экспериментальные расходно-перепадные характеристики исследуемого клапана, анализ которых позволил выявить участки характеристик, при которых сохраняется постоянство расхода при изменении перепада давления на клапане. Приведено обоснование данной особенности гидравлических характеристик клапана с эластичным элементом. Показаны пути дальнейших исследований перспективного клапана.

Гидравлические системы; запорно-регулирующая арматура; расходно-перепадные характеристики; шум и вибрация гидравлических клапанов; гидравлическое сопротивление; эластичный запорный элемент; проточная часть клапанной арматуры.

Цитирование: Крючков А.Н., Ромашов Н.Н., Ермилов М.А., Баляба М.В. Исследование гидравлических и виброакустических характеристик перспективного клапана-дресселя с рабочим органом в виде эластичного трубчатого элемента // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 4. С. 82-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-4-82-90

Введение

Снижение колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах является важной и актуальной задачей на многих объектах, например, на морских судах, энергетических и химических производственных предприятиях. Потребность в устройствах подавления пульсаций рабочей среды и ГДШ в трубопроводных системах обусловлена, с одной стороны, необходимостью обеспечения работоспособности систем при значительных уровнях колебаний давления и, с другой, в связи с ужесточением норм по уровню шума. Последний фактор связан со значительным вкладом в общий шум акустического излучения именно трубопроводных систем.

Клапана с традиционным «жёстким» запорным элементом широко эксплуатируются. Одним из возможных перспективных путей снижения виброактивности является использование эластичного запорно-регулирующего элемента. Рассмотрим некоторые из них.

Анализ конструкций

Пережимной клапан согласно патенту RU 2 348 850 [1] имеет эластичную трубку, которая под действием металлических шибров деформируется и создаёт необходимый перепад (рис. 1). Недостатком клапана являются значительные массогабаритные характеристики. К недостаткам конструкции следует отнести: малое быстродействие, большие деформации упругого элемента, наличие больших контактно-трущихся поверхностей, снижающих его надёжность и ресурс.

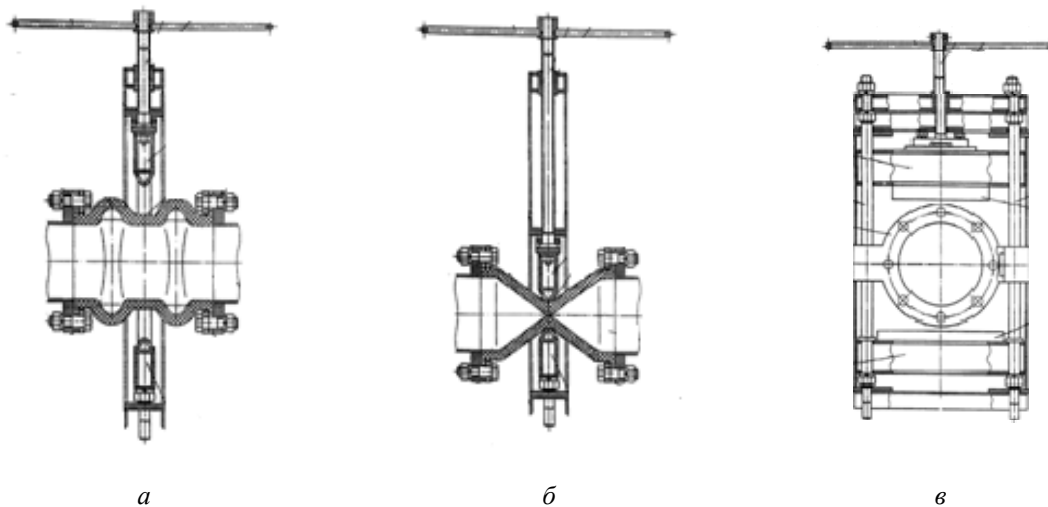


Рис. 1. Пережимной клапан RU 2 348 850:
а – полностью открытое положение; б – закрытое положение; в – вид по оси трубы

В запорном устройстве для перекрытия трубопроводов согласно патенту RU(11) 2 376 519 [2] внутренняя полость упругого элемента соединена с управляющей магистралью (рис. 2). Деформация эластичного элемента создаётся за счёт давления управляющего газа. Основным недостатком устройства являются значительные массогабаритные размеры клапана и значительные деформации упругого элемента. Конструкция клапана ограничивает возможности регулирования потока.

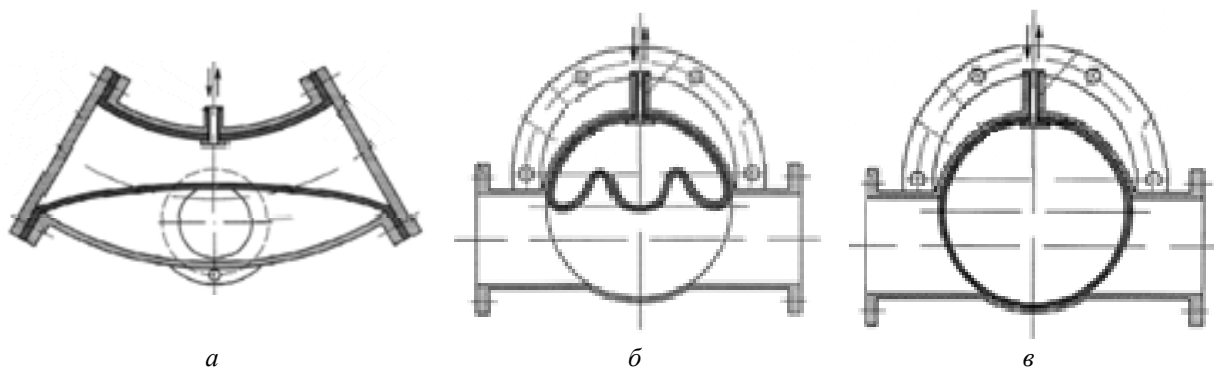


Рис. 2. Запорное устройство для перекрытия трубопроводов RU(11) 2 376 519:
а – вид по оси трубопровода; б – полностью открытое положение; в – закрытое положение

Лучшими массогабаритными характеристиками обладают устройства согласно патентам US 3,552,712 [3] и US 5,671,774 [4], использующие упругий элемент в виде эластичной трубки, деформация которой зависит от давления в управляющей магистрали. В устройстве US 3,552,712 (рис. 3). трубчатый неметаллический элемент испытывает радиальное внешнее нагружение. При этом нарушается его цилиндрическая форма. Недостатками устройства являются значительная деформация элемента и отсутствие возможности полного перекрытия проходного сечения.

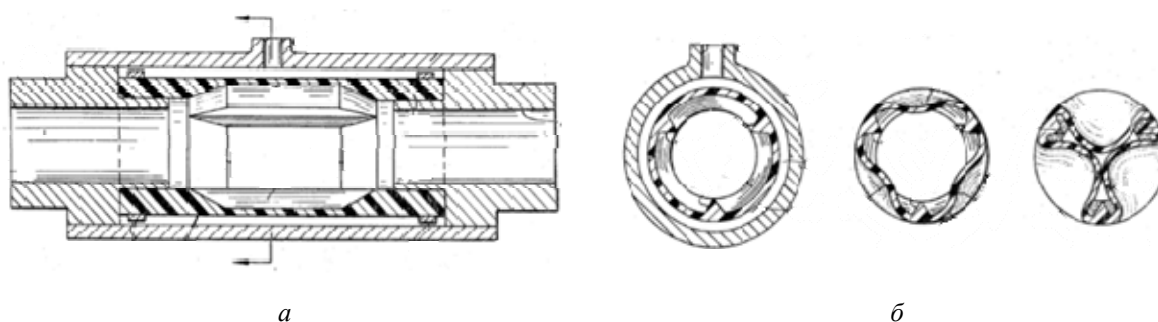


Рис. 3. Клапан с эластичным элементом US 3,552,712:
а – конструктивная схема; б – стадии развития деформации упруго-эластичного элемента

Наилучшую из рассмотренных конструкций имеет клапан по патенту US5,671,774 (рис. 4), поскольку его упругий элемент испытывает наименьшую сложную деформацию (растяжение по оси и сжатие по диаметру) и компенсируется перекося цилиндрической формы.

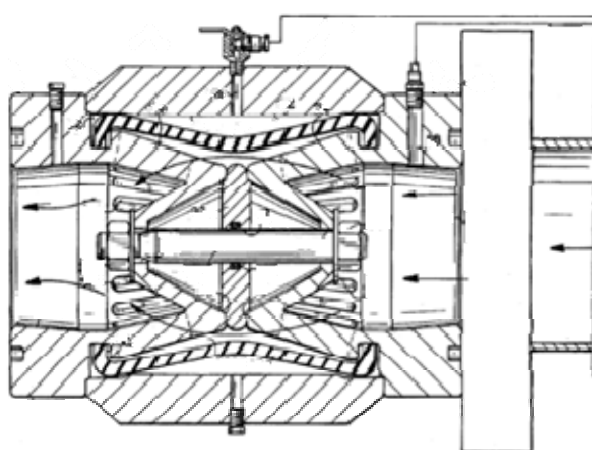


Рис. 4. Клапан с эластичным элементом US 5,671,774

Таким образом, анализ известных конструкций запорно-регулирующей арматуры с эластичными элементами и их работы показал:

1. Деформация сжатия эластичного элемента приводит к потере его цилиндрической формы, что вызывает неполное перекрытие потока и не позволяет использовать такие элементы в запорных устройствах. Следовательно в клапанах такого типа целесообразно использовать деформации растяжения.

2. Применение механического воздействия на эластичный элемент ведёт к его повышенной деформации и ускоренному износу. Следовательно целесообразно воздействовать на упругий эластичный элемент за счёт изменения давления управляющей среды.

Перспективный клапан с рабочим органом в виде эластичного трубчатого элемента

В АО «Концерн «НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург) разработана конструкция клапана, принципиальная схема которого приведена на рис. 5.

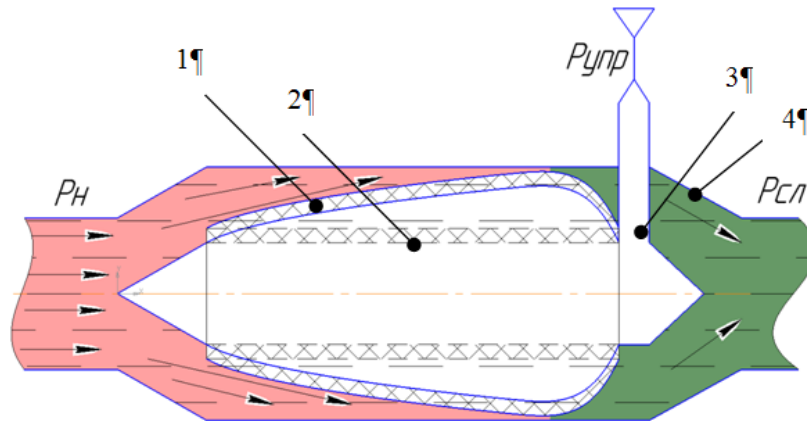


Рис. 5. Принципиальная схема клапана с эластичным трубчатым элементом

Эластичный трубчатый элемент (ЭТЭ) 1 закреплён на цилиндрическом каркасе 2, установленном в центре клапана по его оси. Через каналы в поддерживающих пилонах 3 подаётся управляющая рабочая среда под давлением $P_{упр}$ в управляющую полость ЭТЭ. Разность давлений в проточном кольцевом канале $P_{кан}$ и в управляющей полости $P_{упр}$ определяет радиальные деформации растяжения ЭТЭ, регулирующего расход жидкости через клапан. С другой стороны, давление $P_{кан}$ в канале зависит как от давления напора P_n (входного давления клапана), давления слива $P_{сл}$ (выходного давления клапана), так и от деформации ЭТЭ, ограничиваемой внешним корпусом клапана 4. Гидравлическое сопротивление клапана определяется площадью кольцевой щели, образованной внешней поверхностью эластичного элемента и внутренней поверхностью корпуса.

По принципиальной схеме был разработан опытный образец клапана (рис. 6), отличительной особенностью которого является наличие поддерживающих ЭТЭ втулок с узкими щелевыми прорезями. Втулки ограничивают деформацию ЭТЭ при больших перепадах давления на нём.

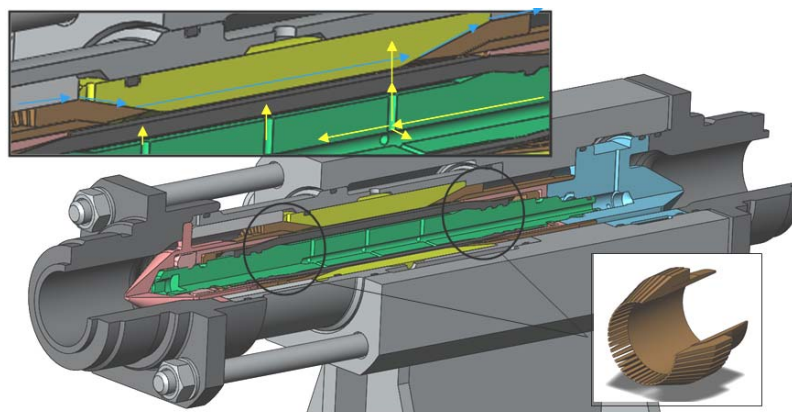


Рис. 6. Объёмная модель клапана с ЭТЭ

Течение жидкости в канале с эластичными стенками существенно отличается от течения в канале с жёсткими стенками. Основное отличие заключается в изменении площади канала в зависимости от гидравлических параметров потока жидкости [5; 6].

Рассмотрим физическую картину взаимодействия потока рабочей жидкости с ЭТЭ. При работе клапана на различных режимах ЭТЭ испытывает сложную осесимметричную радиальную деформацию (рис. 7): $\Delta r(x) = r(x) - r_0$ (x – осевой размер, откладываемый по потоку от места заделки ЭТЭ; $r(x)$ – наружный радиус ЭТЭ при функционировании клапана; r_0 – номинальный наружный радиус ненагруженного ЭТЭ). Представление параметра в виде функции $f(x)$ обозначает его зависимость от осевой координаты x . Предварительную оценку $\Delta r(x)$ можно провести по формуле радиальной деформации упругой трубы под действием перепада давления $\Delta P(x)$:

$$\Delta r(x) = \frac{r_0^2}{hE_{mp}} \Delta P(x), \quad (1)$$

где r_0 – номинальный радиус трубы при $\Delta P(x) = 0$; h – толщина стенки трубы; E_{mp} – модуль упругости материала трубы.

Вследствие суперэластичных свойств ЭТЭ и малой жёсткости (в радиальном и в осевом направлении) его деформация будет определяться не только перепадом давления $\Delta P(x)$ в сечении x , но и продольной деформацией этого сечения $\Delta x(x)$. Эта величина может быть определена по формуле

$$\Delta x(x) = \frac{\Delta r(x)}{E_{mp}} \cdot \frac{x}{r_0} \Delta P(x). \quad (2)$$

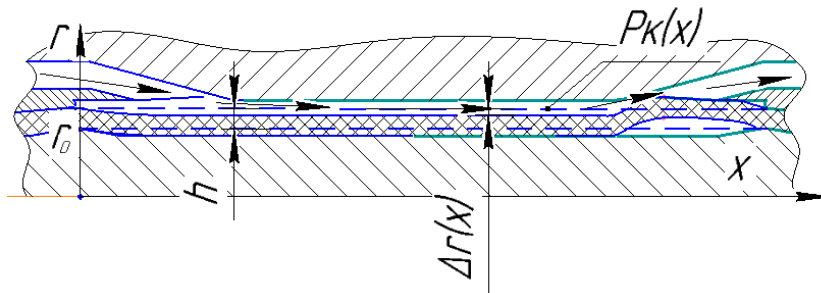


Рис. 7. Деформация ЭТЭ

Сравнение величин радиальной и осевой деформации ЭТЭ (по формулам (1) и (2)) показывает, что осевая составляющая деформации ЭТЭ значительно меньше радиальной, так как $\frac{r_0}{h} \gg \frac{\Delta r x}{r_0}$. Из формулы (2) следует, что осевая деформация возрастает с увеличением величины x и достигает максимума к сечению выхода потока из кольцевого клапана с ЭТЭ. Одновременно с этим в данном сечении реализуется наибольший перепад давления, определяемый как разность давлений в полости управления $P_{нр}$ и в кольцевом канале $P_{кан}(x)$:

$$\Delta P(x) = P_{нр} - P_{кан}(x).$$

Распределение давления по длине канала $P_{кан}(x)$ имеет убывающий характер и зависит от деформации ЭТЭ $\Delta r(x)$. Так как наибольшая деформация Δr_{max} отмечается на конечном участке выхода потока из управляемой кольцевой щели, то в данном сечении будут наблюдаться наибольшие скорости потока и значительные градиенты давления в осевом направлении. Перепад давления в кольцевом канале на участке длиной l может быть определён по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P = \lambda(\text{Re}) \frac{l}{d_r} \rho \frac{v^2}{2} \quad \text{или} \quad dP = \lambda(\text{Re}_x) \frac{1}{d_r(x)} \rho \frac{v(x)^2}{2} dx, \quad (3)$$

где $\lambda(\text{Re})$ – безразмерный коэффициент гидравлического трения; Re – число Рейнольдса; $d_r(x) = 2\delta(x)$ – гидравлический диаметр; $\delta(x)$ – радиальный размер канала (радиальный зазор); ρ – плотность жидкости; $v(x)$ – средняя скорость потока.

Величина $\delta(x)$ определяется значением радиальной деформации ЭТЭ:

$$\delta(x) = \delta_0 - \Delta r(x), \quad (4)$$

где δ_0 – номинальный радиальный размер канала.

Средняя скорость определяется по расходу жидкости:

$$v(x) = \frac{Q}{S_K} = \frac{Q}{\pi D_K \delta(x)}, \quad (5)$$

где Q – объёмный расход рабочей жидкости; S_K, D_K – соответственно площадь проходного сечения и средний диаметр кольцевого канала.

Подставляя (4), (5) в (3), получим

$$\Delta P = \int_0^l \lambda(\text{Re}) \frac{\rho Q^2}{2[\delta_0 - \Delta r(x)]^2} \frac{dx}{2\pi^2 D_K [\delta_0 - \Delta r(x)]} = \int_0^l \lambda \frac{\rho Q^2}{4\pi^2 D_K^2 [\delta_0 - \Delta r(x)]^3} dx. \quad (6)$$

Формула (6) показывает, что перепад давления на дросселе имеет кубическую зависимость от радиальной деформации упругого элемента.

Таким образом, из формул (1) и (6) следует, что рабочий поток оказывает влияние на деформацию ЭТЭ, которая, в свою очередь, воздействует на поток. Это объясняет сложность физической картины работы клапана, в котором реализуется интенсивное гидродинамическое взаимодействие податливого ЭТЭ с высокоскоростным потоком рабочей среды. При этом происходит взаимное влияние полей деформации ЭТЭ и гидравлических параметров потока (скорости, давления). Результаты такого взаимодействия приводят к необычному виду расходно-перепадных характеристик исследуемого клапана. На рис. 8 представлена экспериментальная расходно-перепадная характеристика клапана, полученная при давлении напора 3 МПа и разных давлениях управления ($P_{упр} = 0 \dots 3$ МПа).

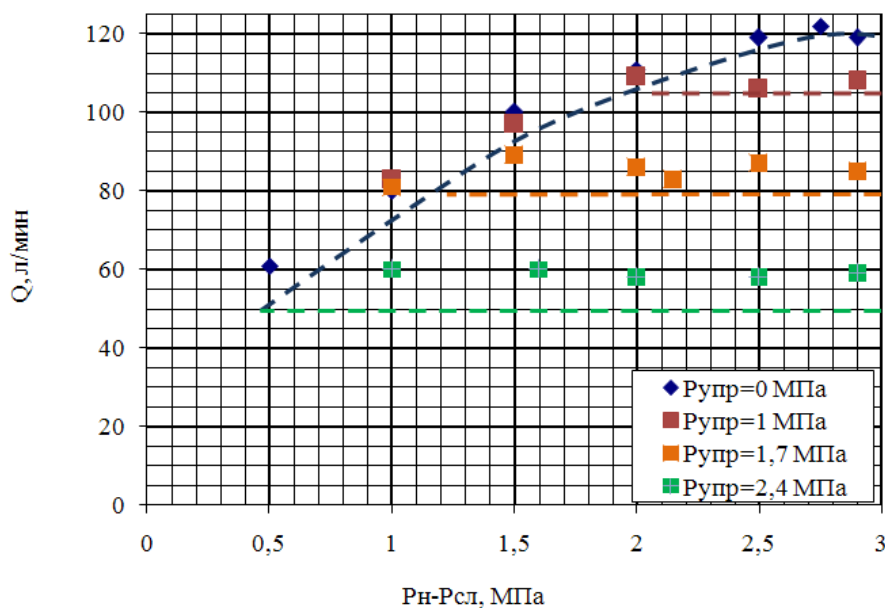


Рис. 8. Расходно-перепадная характеристика клапана

Из рис. 8 видно, что при управляющем давлении 1 МПа с увеличением перепада давления до 2 МПа расход увеличивается. Однако при дальнейшем увеличении перепада давления на клапане-дресселе его пропускная способность становится практически постоянной.

Аналогичная картина наблюдается и при других давлениях управления. Таким образом, образуется участок характеристики, на котором при увеличении перепада давления на клапане-дресселе расход через него остаётся постоянным – так называемая «полка» с постоянным расходом. На этом участке характеристики давление слива становится меньше давления управления. Следовательно в этой области режимов ($P_{упр} > P_{сл}$) реализуется деформация ЭТЭ, обеспечивающая постоянство расхода. Подобная картина наблюдается и при других исследованных давлениях управления.

Обнаруженное данное свойство клапана с ЭТЭ может быть использовано при создании систем стабилизации расхода рабочей среды. Стабилизация расхода жидкости через клапан объясняется следующим. При увеличении расхода (следовательно и скорости жидкости) в соответствии с законом Бернулли давление в кольцевом канале снижается, что вызывает уменьшение его проходного сечения за счёт деформации ЭТЭ и падение расхода до исходного уровня.

Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования виброакустических характеристик клапана на различных рабочих средах (вода и жидкость ПГВ по ГОСТ 25821-83) показали снижение интенсивности виброакустических параметров агрегата по сравнению с существующими аналогами (серийными клапанами с жёсткими металлическими подвижными рабочими органами).

В качестве примера на рис. 9 приведены третьоктавные спектры уровней виброускорений корпуса клапана с ЭТЭ и серийного малошумного аналога при одинаковых рабочих режимах. Из рис. 9 видно, что уровни виброускорения клапана с ЭТЭ в целом не превышают, а в области частот свыше 2 кГц значительно (на 5 – 15 дБ) ниже, чем у серийного клапана.

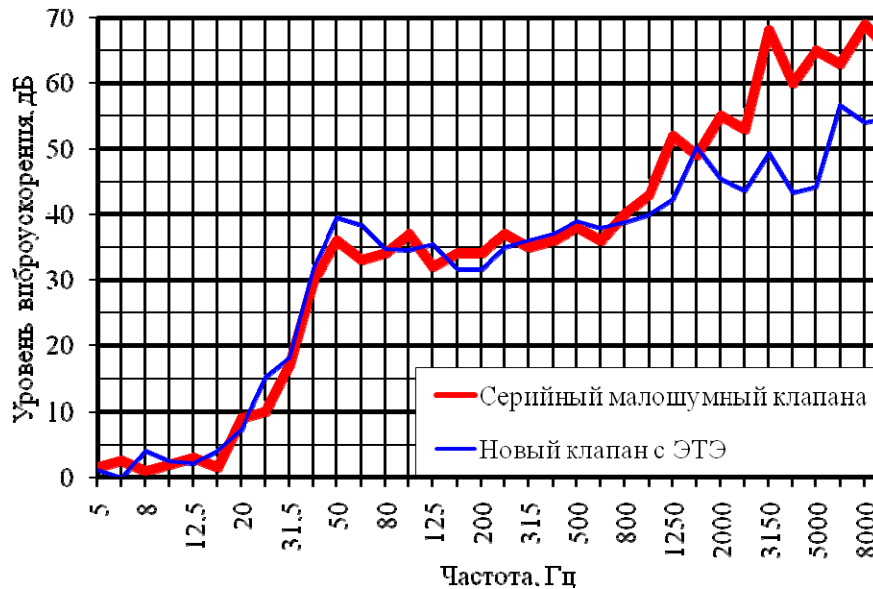


Рис. 9. Спектр вибрации клапана с ЭТЭ и серийного малошумного аналога на режиме работы:
 $P_n = 1 \text{ МПа}$, $P_{сн} = 0,2 \text{ МПа}$, $Q = 80 \text{ л / мин}$

Заключение

Таким образом, предложенная конструкция перспективного клапана-дросселя с эластичным рабочим органом обладает улучшенными виброакустическими характеристиками. Рассмотренные гидродинамические процессы в проточной части клапана, связанные с взаимодействием эластичного элемента с потоком, требуют дополнительного детального исследования. Такие исследования должны включать совместное численное моделирование процессов течения и деформации эластичного элемента, а также экспериментальное изучение гидравлических и виброакустических характеристик клапана.

Библиографический список

1. Кущенко С.Н., Липицкий С.Г. Пережимной клапан: патент РФ № 2348850; опубл. 10.03.2009.
2. Кольцов В.П., Бухвалов А.В., Куницын А.Г. Запорное устройство для перекрытия трубопроводов: патент РФ № 2376519; опубл. 20.12.2009.
3. Whitlock C.H. Collapsible tube valve. Patent US, no. 3552712, 1971.
4. Klein R.D. Rate-of-flow control valve. Patent US, no. 5671774, 1997.
5. Волобуев А.Н. Течение жидкости в трубках с эластичными стенками // Успехи физических наук. 1995. Т. 165, № 2. С. 177-186. DOI: 10.3367/UFNr.0165.199502с.0177
6. Григулецкий В. Г., Савельев Ю. П. Коэффициенты сопротивления при течении турбулентного потока вязкой жидкости в кольцевом зазоре двух соосных цилиндрических труб // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2017. Т. 23, № 1. С. 82-89. DOI: 10.18721/JEST.230108.

INVESTIGATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF A PROSPECTIVE VALVE WITH AN ELASTIC TUBULAR ELEMENT USED AS THE WORKING BODY

© 2017

- A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kan@ssau.ru
- N. N. Romashov** Leading Researcher; Avrora JSC, St. Petersburg, Russian Federation; niclju@mail.ru
- M. A. Ermilov** Junior Researcher, Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; emasamara@gmail.com
- M. V. Balyaba** Postgraduate Student, Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; bmw-surgut@yandex.ru

The article deals with the design of an advanced throttle valve with an elastic tubular element designed to reduce the vibration and noise of hydraulic systems upon which strict requirements for vibroacoustic characteristics are imposed. The analysis of known similar devices is carried out and the design of the throttle valve is justified. A detailed analysis of the strained state of the elastic tubular element is performed and the relationship between the deformations of this element and the hydraulic parameters of the working medium in the flow part of the valve is shown. The experimental flow characteristics of the valve under study are analyzed. The analysis made it possible to identify the parts of the characteristics at which the flow rate remains constant when the pressure differential across the valve changes. This feature of the hydraulic characteristics of a valve with an elastic element is substantiated. Ways of further directions of the prospective valve research are shown.

Hydraulic systems; shut-off valves; flow and differential characteristics; noise and vibration of hydraulic valves; hydraulic resistance; elastic locking element; valve flow part.

Citation: Kryuchkov A.N., Romashov N.N., Ermilov M.A., Balyaba M.V. Investigation of hydraulic and vibroacoustic characteristics of a prospective valve with an elastic tubular element used as the working body. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 4. P. 82-90. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-4-82-90

References

1. Kushchenko S.N., Lipitskiy S.G. *Perezhimnoy klapan* [Sphincter valve]. Patent RF, no. 2348850, 2009. (Publ. 10.03.2009)
2. Kol'tsov V.P., Bukhvalov A.V., Kunitsyn A.G. *Zapornoe ustroystvo dlya perekrytiya truboprovodov* [Closing device for pipeline shutdown]. Patent RF, no. 2376519, 2009. (Publ. 20.12.2009)
3. Whitlock C.H. Collapsible tube valve. Patent US, no. 3552712, 1971
4. Klein R.D. Rate-of-flow control valve. Patent US, no. 5671774, 1997.
5. Volobuev A.N. Fluid flow in tubes with elastic walls. *Physics-Usppekhi*. 1995. V. 38, Iss. 2. P. 169-178. DOI: 10.1070/PU1995v038n02ABEH000069
6. Griguleckii V.G., Savel'ev Yu.P. Drag coefficients under turbulent flow of a viscous fluid in the annular gap of two coaxial cylindrical tubes. *St. Petersburg State Polytechnical University Journal*. 2017. V. 23, no. 1. P. 82-89. DOI: 10.18721/JEST.230108. (In Russ.)