

Н. Н. Ромашов,г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация,
194021**М.А.Ермилов
Е.Н. Ермилова,
А.Н. Видяскина,**Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
ermilova6488@gmail.com**РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ
РАСЧЁТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА И
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ
ГИДРОСИСТЕМ**

В статье рассматривается методика оценочного расчета гидродинамического шума и виброакустических характеристик запорно-регулирующей арматуры дроссельного типа. Выделены основные параметры, определяющие адекватность и точность методики, определение которых возможно лишь экспериментальным путем. К числу таких параметров относят: акустический КПД, зависящий от режимов работы клапана, эквивалентная площадь контакта возбужденного турбулентного потока с внутренними стенками арматуры и механический импеданс клапана в точках его крепления. В статье подробно описан способ определения механического импеданса клапана.

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

1 Введение

При работе сложных корабельных гидравлических систем различного назначения возникают интенсивные пульсации давления рабочей среды, распространяющиеся по всей системе в виде гидродинамического шума (ГДШ) и возбуждающие механические вибрации трубопроводов, и арматуры, а также присоединённых механических конструкций. Вибрационные и связанные с ними шумовые характеристики окружающей среды арматуры гидросистем относят к их виброакустическим характеристикам (ВАХ). К судовым приборам, клапанам и арматуре предъявляются повышенные требования по ВАХ и ГДШ. В целях их удовлетворения разработчики помимо доработки известных приборов, арматуры и установки на их выходе глушителей шума идут на применение принципиально новых схем дроссельно-запорной арматуры. Одним из

таких решений является использование эластичного дросселирующего элемента с подачей в специально предусмотренную полость управляемого давления газа или жидкости. В настоящей статье предпринята попытка прогнозирования виброакустических характеристик подобных конструкций, за счёт разработки обобщенной методики прогнозирования и расчета ВАХ и ГДШ дроссельно-запорной арматуры.

2 Методика оценочного расчёта ГДШ и ВАХ гидросистем

В основе методики лежит имеющее чёткую физическую трактовку допущение, что основным источником колебаний и шума перспективного клапана с эластичным элементом является возмущённая высокоскоростной струёй рабочая среда гидросистемы. Алгоритм расчёта спектров ГДШ и ВАХ по разработанной методике

представлен на рисунке 1. При разработке алгоритма был использован стандарт ИЕС 534-8-4 [1].

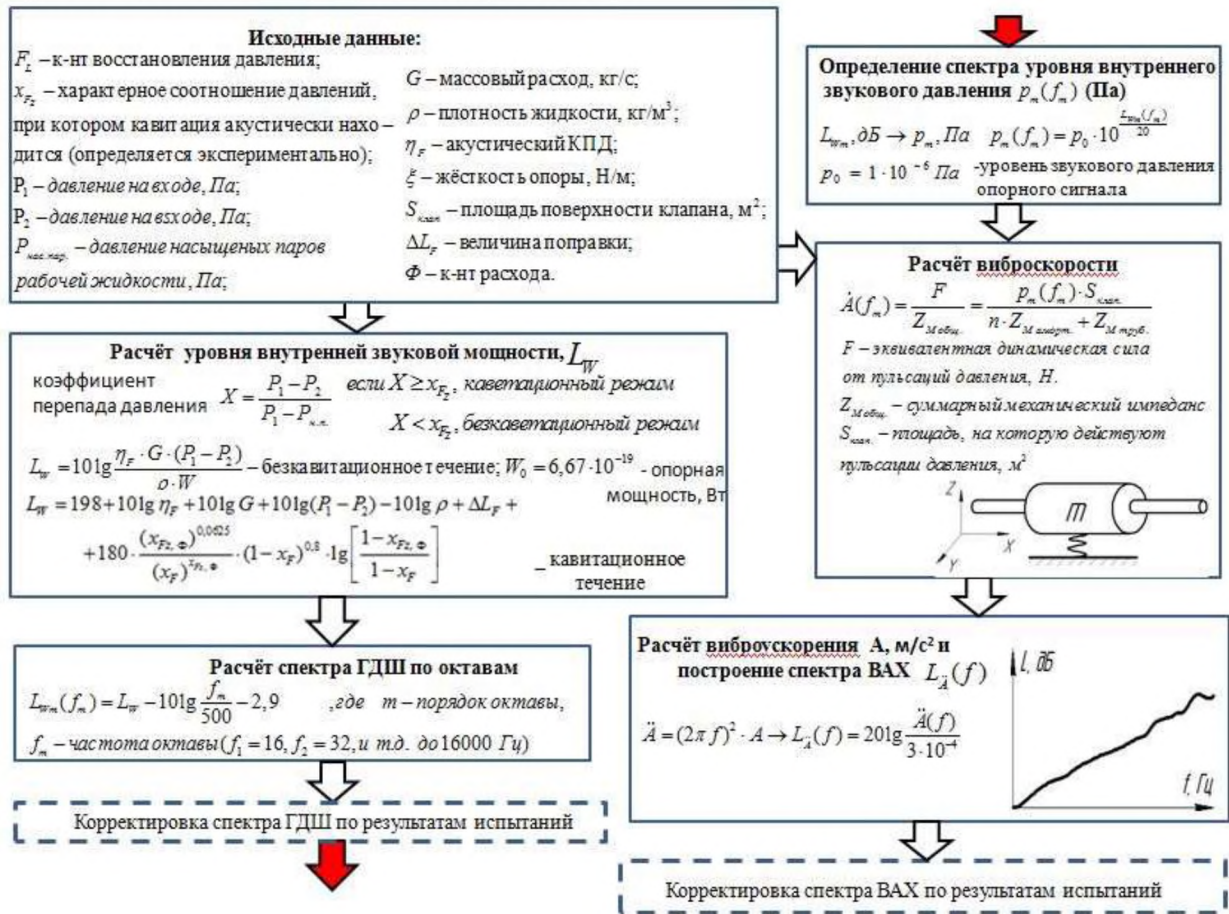


Рисунок 1. Обобщённый алгоритм расчета ГДШ и ВАХ клапана при рабочей среде "вода"

В качестве исходных данных в методике учитываются его конструктивные, гидравлические и акустические параметры. Они представлены в виде безразмерных параметров. Также учитываются режимные параметры течения через клапан. На первом этапе проводится расчёт уровня внутренней звуковой мощности L_w в зависимости от наличия кавитации и акустического КПД клапана. Последний как правило выбирается из справочных данных для клапанов подобного типа. Однако значение КПД по литературным данным колеблется в широких пределах, что значительно снижает достоверность расчёта, в связи с чем их следует выбирать из значений известных малошумных клапанов.

На втором этапе выполняется расчёт спектра ГДШ по октавам, при этом получают линейную зависимость $L_{wm}(f_m)$. Линейная функция $L_{wm}(f_m)$ является убывающей с наклоном -3дБ/окт.

На третьем этапе спектр ГДШ корректируется по результатам испытаний. При отсутствии экспериментальных данных по спектрам ГДШ проводится их косвенная коррекция по результатам вибрационных испытаний клапана (т.е. по ВАХ).

Далее на четвертом этапе находится спектр уровня внутреннего звукового давления в паскалях, по которому рассчитывается спектр виброскорости (этап 5). При этом предполагается известной информация о механическом импедансе в точках контроля виброскорости. Оценка

такого импеданса может быть проведена экспериментально или численно: в пакетах программ ANSYS или SolidWorks. Предполагается также известной площадь внутренней поверхности клапана и трубопровода, на которую воздействует нестационарный поток рабочей среды.

По спектру виброскорости на шестом этапе определяют спектр виброускорения, т.е. ВАХ прибора. Завершается методика коррекцией ВАХ по результатам испытаний.

Изложенная выше методика имеет следующий ряд ограничений и допущений.

1. Вибрация клапана рассмотрена в одномерной постановке по направлению оси амортизаторов оси Z.

2. Не учтена боковая Y и осевая X составляющая колебаний опор клапана.

3. Не учтена акустическая нагрузка по входному и выходному участку трубопровода. Акустическая нагрузка на входе и выходе зависит от частоты колебаний. В зависимости от того, что подсоединено (ёмкость, длинный трубопровод, насос и т.д.), акустической волне создаётся препятствие по распространению. Волны одних частот (для которых звуковой импеданс минимален) проходят беспрепятственно, а для других, наоборот, присоединённые системы могут создавать барьер. Эти явления могут повлиять на возникновение резонансов в системе «клапан – присоединённая нагрузка».

4. Не учтена распределённость параметров колебаний по длине трубопровода.

5. Не учтены высшие формы собственных частот системы "клапан – присоединённые трубопроводы".

6. Фактическая деформация может иметь более сложную, несимметричную форму, причём при определённых условиях могут возникнуть автоколебания эластичного элемента, приводящие к увеличению ГДШ.

Описанная выше методика предполагает экспериментальное определение трёх важнейших величин:

1. Акустического КПД, зависящего от режимов работы клапана и свойств жидкости.

2. Эквивалентной площади контакта возбуждённого турбулентного потока с внутренними стенками арматуры.

3. Механический импеданс (механическое сопротивление дросселя $Z_{\text{мех}}$) клапана в точках его крепления.

Поскольку определение любой из указанной величин представляет значительные экспериментальные трудности, то в настоящей статье мы остановимся на измерении механического импеданса.

3 Определение механического сопротивления дросселя $Z_{\text{мех}}$

Для повышения точности расчёта спектра ГДШ и ВАХ дросселя с эластичным элементом необходимо экспериментально определить входное механическое сопротивление дросселя $Z_{\text{мех}}$. Механическое сопротивление представляет собой отношение динамической силы F_{gi} к виброскорости v_i по конкретной оси i . Так как $Z_{\text{мех}}$ частотно-зависим, необходимо его определить для каждой третьоктавной полосы [2]:

$$Z_{\text{мех}i}(\omega) = \frac{F_{gi}(\omega)}{V_i(\omega)} = \frac{\omega F_{gi}(\omega)}{W_i(\omega)}, \quad (1)$$

где $W_i(\omega)$ – виброускорение элемента, определяемое по его ВАХ.

Оценку входного импеданса дросселя $Z_{\text{мех}}(\omega)$ можно также производить по формуле [2]:

$$Z_{\text{мех}}(\omega) = \left| jM\omega + \frac{\gamma}{j\omega} \right|, \quad (2)$$

где M – масса дросселя и 1/3 массы присоединённых трубопроводов;

γ – жёсткость опор дросселя и присоединённых трубопроводов (опорных и неопорных связей дросселя);

$j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

Для экспериментального определения механического импеданса дросселя необходимо использовать (рисунок 2):

- подвешенный вибровозбудитель;
- импедансную головку состоящую из датчика силы и виброускорения (рисунок 3);
- измерительный комплекс;
- генератор и усилитель для вибровозбудителя.

После сборки стендовой установки для определения механического сопротивления необходимо:

1. Сгенерировать сигнал определённой частоты и подать его через усилитель на вибровозбудитель.
2. После этого записать виброускорения и силы на заданной частоте.
3. Повторить 1 и 2 пункт изменяя частоту сигнала.
4. После того как значение силы и виброускорения определено на всех необходимых частотах (1/3 октавы с 5 до 10000Гц), находим зависимость механического сопротивления от частоты.

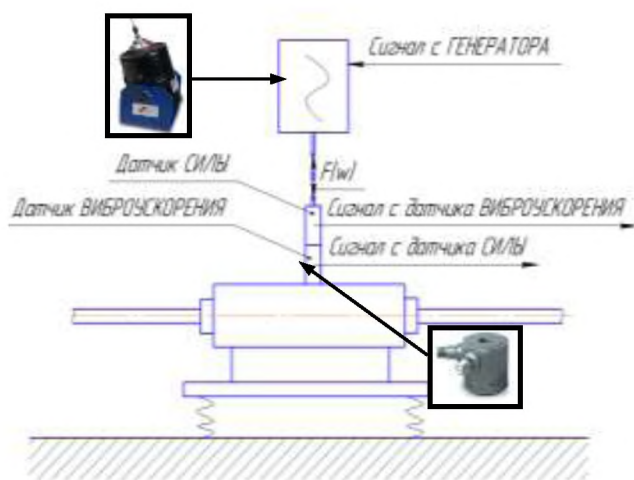


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки определения механического импеданса дросселя

Разработанная выше методика апробирована на примере клапана с эластичным трубчатым элементом, разработанного в АО «Концерн «НПО «Аврора». Принципиальная схема клапана и объемная модель опытного образца показаны на рисунках 3 и 4 соответственно

[3]. Особенности функционирования клапана также приведены в работе [3].

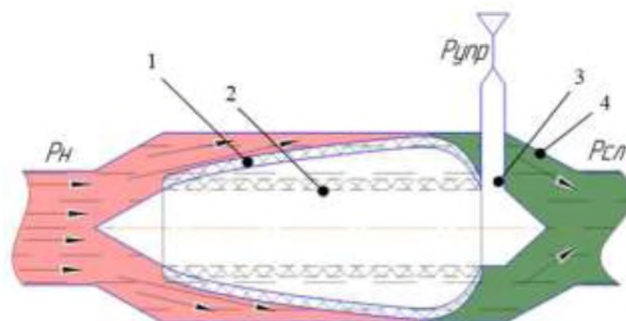


Рисунок 3. Принципиальная схема клапана-дросселя с эластичным трубчатым элементом (ЭТЭ): 1 - исходное (недеформированное) состояние ЭТЭ; 2 – состояние ЭТЭ в при работе клапана; 3 – подвод управляющей рабочей среды; 4- выходная магистраль клапана.

Особенности расчёта гидравлических характеристик гидравлических устройств, учитывающих эластичность их податливых стенок, рассмотрены в работах [5] и [6].

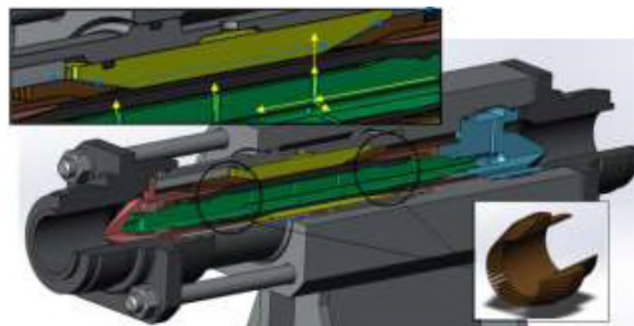


Рисунок 4. Объемная модель дросселя с эластичным трубчатым элементом

На рисунке 5 изображён процесс измерения механического импеданса.

Получившийся спектр модуля механического импеданса монотонно уменьшается с увеличением частоты (рисунок 6). Из данной частотной зависимости можно сделать вывод об инерционном характере импеданса механических частей клапана, что свидетельствует о работе амортизаторов клапана в зарезонансной области.



Рисунок 5. Установка для измерения механического импеданса

Получившийся спектр модуля механического импеданса монотонно уменьшается с увеличением частоты (рисунок 6). Из данной частотной зависимости можно сделать вывод об инерционном характере импеданса механических частей клапана, что свидетельствует о работе амортизаторов клапана в резонансной области.

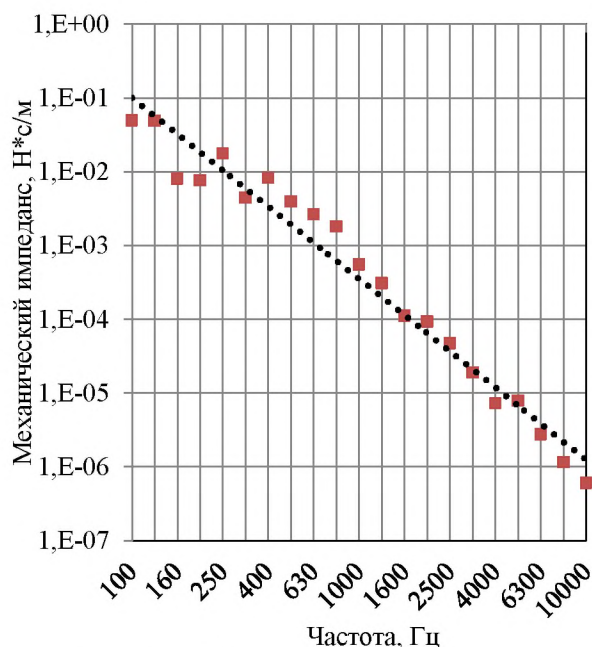


Рисунок 6. Спектр механического импеданса

Заключение

Предложена методика расчёта и оценки виброакустических характеристик запорно-

регулирующей арматуры дроссельного типа. Приведён подробный алгоритм указанной методики, позволяющей определять гидродинамический шум дроссельного устройства и его вибрационные характеристики. Выделены основные параметры, определяющие адекватность и точность методики, определение которых возможно лишь экспериментальным путем. Установлено, что число таких параметров – 3 и к ним относятся: акустический КПД, зависящий от режимов работы клапана, эквивалентная площадь контакта возбуждённого турбулентного потока с внутренними стенками арматуры и механический импеданс клапана в точках его крепления. В статье подробно описан способ определения механического импеданса клапана. В дальнейшем авторы планируют публикацию методов и средств определения остальных вышеуказанных параметров, определяющих точность и достоверность предлагаемой методики.

Список использованных источников

- [1] IEC 534-8-4, Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 4: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International standard, 1994.
- [2] Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций / В.И. Попков, С.В. Попков - СПб.: Сударыня, 2009. - 490 с.
- [3] Крючков А.Н. Исследование гидравлических и виброакустических характеристик перспективного клапана-дросселя с рабочим органом в виде эластичного трубчатого элемента / А.Н. Крючков, Н.Н. Ромашов, М.А. Ермилов, М.В. Баляба // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – Самара, 2017. - Т. 16. - №4. - С. 82-90.
- [4] Волобуев А.Н. Течение жидкости в трубках с эластичными стенками / А.Н. Волобуев // Успехи физических наук. - 1995. - Т. 165. - № 2. - С. 177–186.
- [5] Григулецкий В.Г. Коэффициенты сопротивления при течении турбулентного потока вязкой жидкости в кольцевом зазоре двух соосных цилиндрических труб / В.Г. Григулецкий, Ю.П. Савельев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2017. - Т. 23. - №1. - С. 82–89. DOI: 10.18721/JEST.230108.

INVESTIGATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF A PERSPECTIVE VALVE WITH THE WORKING BODY AS A ELASTIC TUBE ELEMENT

Nikolay N. Romashov

St. Petersburg, Russian Federation,
194021

**Mihail A. Ermilov,
Anna N. Vidyaskina,
Elena N. Ermilova**

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086
ermilova6488@gmail.com

The article deals with the design of a perspective throttle valve with an elastic tubular element designed to reduce the vibration and noise of hydraulic systems, which are subject to increased requirements for vibro-acoustic characteristics. The analysis of known similar devices is carried out and the design of the valve-throttle is proved. A detailed analysis of the deformed 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 flowing part of the valve is shown. The experimental flow characteristics of the valve under study are analyzed, the analysis of which has made it possible to identify the parts of the characteristics at which the constant flow rate remains constant when the pressure drop across the valve changes. The substantiation of this feature of the hydraulic characteristics of a valve with an elastic element is given. The ways of further research directions of the prospective valve are shown.

Key words: *hydraulic systems; shut-off valves; flow and differential characteristics; noise and vibration of hydraulic valves; hydraulic resistance; elastic locking element; flow valve part*

References

- [1] IEC 534-8-4, Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 4: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International standard, 1994.
- [2] Popkov, V.I. and Popkov, S.V. (2009), "Kolebaniya mekhanizmov i konstruksiy" [The vibrations of mechanisms and designs], *Sudarynyya*, St. Petersburg, Russian Federation, 490 p.
- [3] Kryuchkov, A.N., Romashov, N.N., Ermilov, M.A. and Balyaba, M.V. (2017), "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*, vol. 16, no. 4, pp. 82-90.
- [4] Volobuev, A.N. (1995), "Techeniye zhidkosti v trubkakh s elastichnymi stenkami" [The flow of liquid in tubes with elastic walls], *Successes of physical sciences*, vol. 165, no. 2, pp. 177–186.
- [5] Griguletskiy V.G. and Savel'ev U.P. (2017), "Resistance coefficients during a turbulent flow of a viscous fluid in the annular gap of two coaxial cylindrical pipes" [Coefficients of resistance during the flow of a turbulent flow of a viscous fluid in the annular gap of two coaxial cylindrical tubes], *St.Petersburg State Polytechnical University Journal*, vol. 23, no.1, pp. 82–89. DOI: 10.18721/JEST.23.