

УДК 681.883

© А. Н. Крючков, Е. В. Шахматов, В. Н. Самсонов, А. Н. Дружин, Г. М. Макарьянц
Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева
geogy.makaryants@gmail.com

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПЕРСПЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ СРЕДСТВ СНИЖЕНИЯ ШУМОВ СУДОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Важной задачей при разработке гидравлических систем судовых силовых установок является снижение возникающего в них гидродинамического шума (ГДШ). Одним из способов подавления ГДШ является применение гасителей, которые представляют собой устройства, фильтрующие акустические колебания рабочей среды и рассеивающие их энергию. Однако существующие методы проектирования гасителей не учитывают процессы гидродинамического шумообразования на его элементах. Это приводит к значительному снижению эффективности работы гасителей в условиях роста расхода рабочей среды. Представлена методика расчета гасителя ГДШ, главное отличие которой от существующих заключается в моделировании вихревого течения в диффузоре центрального канала и расчете возникающего при этом ГДШ. Использование методики позволило определить закономерности формирования нестационарного течения в диффузоре. Показано, что максимум среднеквадратичного значения пульсаций рабочей жидкости расположен пристеночной области на входе в диффузор центрального канала. Рассчитана частотная зависимость пульсаций давления рабочей среды в диффузоре гасителя. Разработанная методика проектирования гасителя колебаний позволяет достичь среднего значения коэффициента вносимого затухания равного 10.6 в частотном диапазоне от 5 Гц до 1 кГц при скорости течения рабочей среды 30 м/с.

Ключевые слова: гаситель колебаний, коэффициент собственного затухания, гидродинамический шум.

Важнейшим фактором, определяющим боевую эффективность кораблей ВМФ и, особенно, атомных подводных лодок, является их акустическая скрытность. Акустическое совершенство судов, прежде всего, необходимо на малошумных режимах боевого использования кораблей, при которых их подводная шумность формируется в основном за счет работы судовых силовых установок и их систем, а также корабельных механизмов. Улучшение виброакустических характеристик (ВАХ) современных корабельных механизмов и создание эффективных средств их виброакустической защиты привели к тому, что вклад систем энергетических установок в формирование гидроакустического поля кораблей становится определяющим. Значительный вклад в общий акустический фон судовой силовой установки вносят колебательные процессы в ее протяженной и сложной трубопроводной системе.

Поэтому снижение колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является очень важной и актуальной задачей. 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. В связи с этим разработка новых эффективных гасителей колебаний и шума в трубопроводных системах является актуальной научно-технической проблемой.

В состав любых, используемых на кораблях, трубопроводных систем входят источники (насосы, вентиляторы и т. п.), сообщающие рабочей среде необходимую энергию,

потребители (механизмы, оборудование, теплообменные аппараты и т. д.), использующие эту энергию, и сеть трубопроводов, по которым эта энергия в виде энергии рабочей среды передается от источников к потребителям. В трубопроводы включаются функционально необходимые для работы систем элементы — фасонные части и разнообразная арматура, количество которой на современных кораблях очень велико. Так, на атомных подводных лодках используются тысячи единиц различной арматуры и примерно такое же количество фасонных частей.

Ведущей отечественной организацией, выполнившей значительный объем работ по разработке судовых средств акустической защиты, является ГНЦ ЦНИИ имени академика А. Н. Крылова. Выполненные в этом институте в течение последних лет работы по снижению шумности машин, механизмов и оборудования, входящих в состав корабельных систем, привели к тому, что виброактивность систем на современных и перспективных кораблях в основном определяется виброшумовыми характеристиками их элементов — арматуры и фасонных частей, которые формируются при взаимодействии потока рабочей среды с обтекаемыми внутренними поверхностями этих элементов.

Весьма значителен вклад ученых ЦНИИ в области создания специальных средств подавления ГДШ в протяженных гидравлических системах (ГС) судовых силовых установок в целях снижения шумности ГС. В этом направлении широкую известность получили работы Попкова В.И., Кима Я.А., Будрина С.В., Селезского А.И., Рылеевой Т.В., Никифорова А.С., Безъязычного В.В., Попкова С.В. и других [1—4]. В частности, показано, что колебательная энергия от источников распространяется в системе в основном по трубопроводам [1]. На рис. 1 сравнены потоки колебательной мощности, излучаемые насосом в опорную виброизоляцию и в трубопроводы (по жидкости и стенкам трубопровода), из которого видно, что в передаче колебательной энергии от источника по трубопроводу важную роль играет жидкостной тракт.

Для снижения передачи колебательной энергии по жидкостному тракту трубопроводов используются глушители гидродинамического шума. В ЦНИИ им. А. Н. Крылова разработан типовой глушитель гидродинамического шума для ГС различного назначения [4]. Эффективность их применения подтверждена большим количеством экспериментов, в том числе в натурных условиях. Один из результатов приведен на рис. 2.

Глушитель гидродинамического шума включает резиновую цилиндрическую мембрану (оболочку), установленную коаксиально между внутренним перфорированным металлическим цилиндром и корпусом. Пространство между корпусом и резиновой мембраной заполнено воздухом, давление в котором равно давлению в водной среде трубопровода. Типовая конструкция глушителя показана на рис. 3.

Институтом им. А. Н. Крылова предложены также специальные настроечные устройства в целях управления собственными частотами протяженных ГС и их отстройки от резонансных режимов.

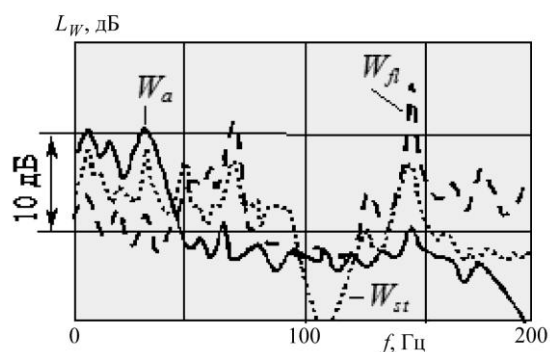
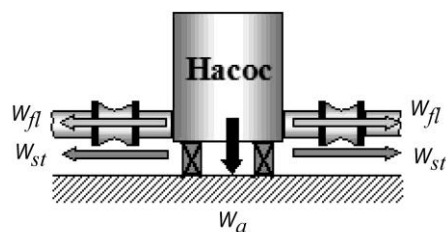


Рис. 1. Соотношение между колебательными мощностями, излучаемыми насосом в опорную виброизоляцию (W_a) и в трубопроводы (по жидкости W_{fl} и стенкам трубопровода W_{st}) [2].

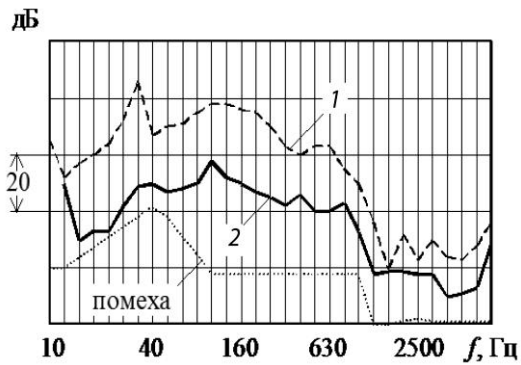


Рис. 2. Изменение спектра гидродинамического шума в системе трубопроводов без применения ГГДШ (1) и с после его установки (2) [4].

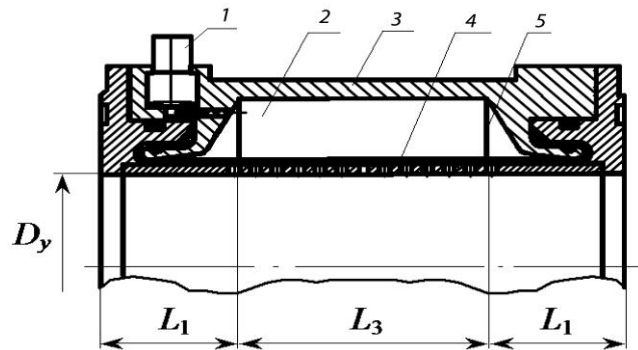


Рис. 3. Конструкция глушителя.

1 — штуцер; 2 — воздушный объем; 3 — корпус глушителя; 4 — перфорированный металлический цилиндр; 5 — резиновая мембрана [4]; D_y — внутренний диаметр трубопровода, L_1 — длина стыковочного участка глушителя (в большинстве случаев $L_1 = L_2$ — условие равенства диаметров трубопроводов на входе и выходе глушителя), L_3 — длина перфорированного участка центрального канала глушителя.

В Самарском государственном аэрокосмическом университете (СГАУ) на основе целого ряда задач повышения надежности изделий аэрокосмической техники под руководством акад. Шорина В. П. и д.т.н., проф. Шахматова Е. В. сформировано научное направление по разработке средств виброакустической защиты трубопроводных систем различного назначения. Ключевым элементом данного направления является разработка теории выбора параметров гасителей колебаний рабочей среды.

Положительное влияние гасителей не ограничивается только эффектами снижения колебаний рабочей жидкости, но и приводит к снижению уровня вибрации, шума, излучаемого гидромеханическими системами, повышению усталостной прочности, уменьшению переменных напряжений в трубопроводных системах, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды.

Коллектив научной школы, созданной В. П. Шориным, занимается разработкой конструктивных схем, расчетом, проектированием и внедрением гасителей колебаний более 40 лет. За это время гасители были внедрены в гидравлические системы самолетов ЯК-40, АН-22, ТУ-154, ИЛ-76, АН-124, АН-225. Установка гасителей позволила стабилизировать работу систем топливопитания двигателей Д18Т, НК-22, НК-25, НК-32. Помимо авиационных систем, гасители применяются в изделиях ракетно-космической техники, гидролиниях станков, испытательных стендов, сельскохозяйственных машинах и других объектах, для которых характерны пульсационные процессы в жидкости. Разработана система критериев оценки эффективности действия гасителей [5]:

- критерии, оценивающие эффективность снижения пульсационных процессов — коэффициент вносимого затухания ($K_{вн}$), коэффициент бегущей волны (КБ) (предложены В. П. Шориным);
- критерий, оценивающий изменение быстродействия системы после введения в нее гасителя колебаний — t_K (предложен Е. В. Шахматовым);
- критерий, оценивающий эффективность снижения вибрационных нагрузок — коэффициент изменения вибрации (КИВ) (предложен А. Б. Прокофьевым).

На базе анализа и обобщения внедренных в промышленность гасителей колебаний разработаны обобщенная расчетная модель и классификация гасителей (рис. 4), включающая схемы, начиная от простейших гасителей (блок А) и заканчивая многоконтурными гасителями (блок Д). Метод проектирования гасителей колебаний для произволь-

ной ГС сводится к следующему. Принимая в качестве метода расчета и исследования многополюсниковых структур традиционный матричный метод, для обобщенной структуры (рис. 5) получим расчетную модель, приведенную на рис. 6. Модель составлена из цепочных матриц простейших четырехполюсников, каскадно и параллельно соединенных между собой. $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ на рис. 6 — частотно-зависимые коэффициенты матрицы передачи [5, 6].

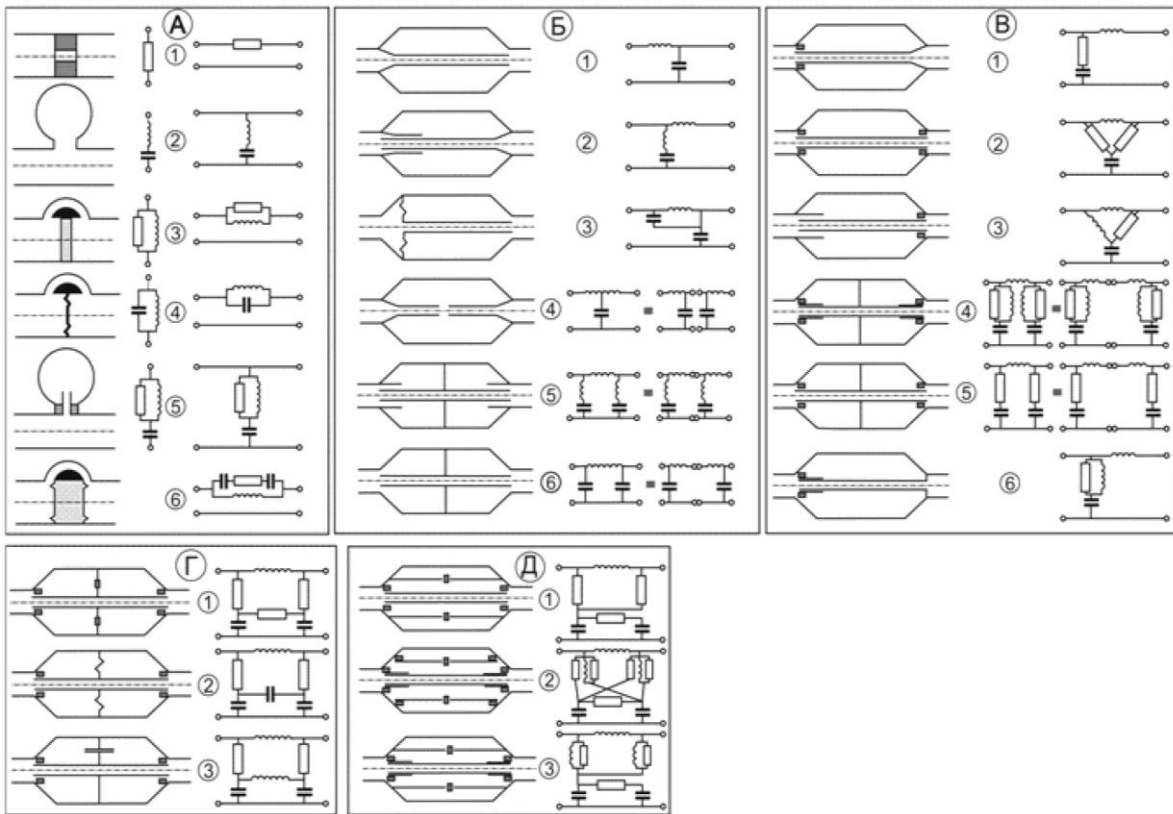


Рис. 4. Классификация гасителей колебаний жидкости [7].

Блок А — простейшие гасители; блок Б — Г, П, и Т-образные реактивные гасители (четыреполюсники); блок В — гасители с элементами активного сопротивления, блок Г — комбинация структур гасителей блоков А, Б и В; блок Д — развитие структур гасителей в радиальном направлении.

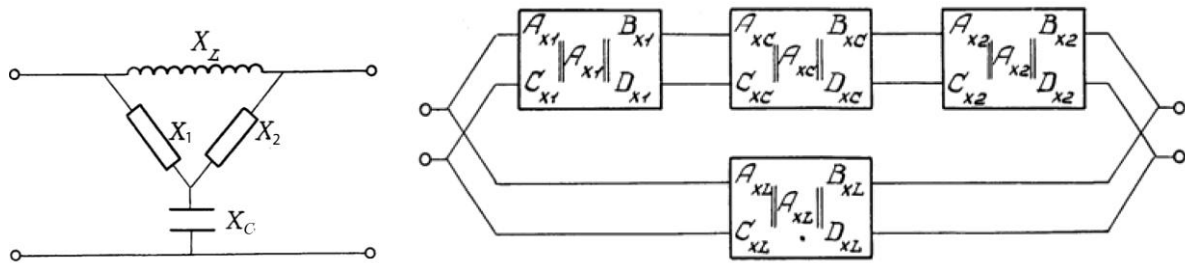


Рис. 5. Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В.

X_L — комплексное акустическое сопротивление центрального канала; X_1 , X_2 — комплексные акустические сопротивления жиклеров на входе и выходе гасителя; X_C — комплексное акустическое сопротивление емкости гасителя.

Рис. 6. Универсальная расчетная модель гасителей колебаний.

Задача установки в пневмогидромеханическую систему гасителя колебаний, обеспечивающего заданный уровень снижения виброакустической нагруженности, имеет многовариантные решения с большим количеством варьируемых параметров. На основании данного обобщенного подхода разработан уникальный гаситель колебаний под руководством д. т. н. Головина А. Н. для реверсивного судового гидропривода НА-360Р, в котором отмечались высокоамплитудные колебания давления, возбуждаемые плунжерным насосом с частотами 180—1200 Гц. Особенность разработанного гасителя заключалась в том, что гаситель выполнялся многокамерным, а его эффективность составила свыше 40 дБ, что обеспечило выполнение требований по ВШХ.

Другой значимой разработкой СГАУ в области судовых ГС являются гасители колебаний для стендовых систем отработки регулирующей гидроарматуры. Важность указанной разработки объясняется тем фактом, что при создании компонентов гидравлических судовых систем проводятся детальное исследование и доводка виброакустических характеристик (ВАХ) устройств. Важной проблемой при этом является корректное определение ВАХ (и прежде всего ГДШ) в условиях значительных акустических и гидродинамических помех, возбуждаемых различным стендовым оборудованием. Принципиальная схема одного из таких стендов представлена на рис. 7.

Стендовая система может быть условно разделена на участок подготовки рабочей жидкости, включающий в себя насосную станцию и гидрозарпорную арматуру, и измерительный участок. Напор создается насосной станцией, состоящей из трех центробежных насосов. Требуемый расход обеспечивается напорным, сливным и байпасным клапанами. Измерительный участок имеет вибрационную изоляцию от участка подготовки рабочей жидкости с помощью гибкой развязки и армированных рукавов. Первоначальная конструкция стенда не предусматривала каких-либо специальных устройств по акустической изоляции измерительного участка. Это связано с тем, что фоновое значение гидродинамического шума было значительно меньше, чем существовавшие нормы. В последнее время нормы были значительно ужесточены. Поэтому потребовалось внедрение устройств по снижению гидродинамического шума, генерируемого запорной арматурой и насосной станцией стенда. Разработку таких устройств необходимо начать с анализа частотного состава подавляемых акустических колебаний.

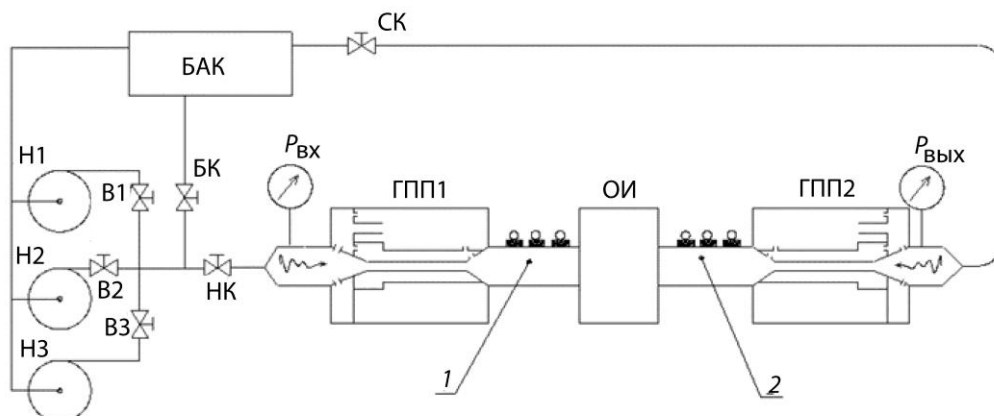


Рис. 7. Схема стенда для определения виброакустических характеристик элементов гидросистемы [20].

Н1 — насос ЦНС 105/240, Н2 — насос 105/490, Н3 — насос 300/240, БК — байпасный клапан, НК — напорный клапан, СК — сливной клапан, ГПП1 — входной гаситель пульсаций потока, ГПП2 — выходной гаситель пульсаций потока, В1, В2, В3 — вентили переключения насосов, ОИ — объект испытаний, $P_{вх}$ — статическое давление на входе измерительного участка, $P_{вых}$ — статическое давление на выходе измерительного участка; 1 — входной измерительный участок, 2 — выходной измерительный участок.

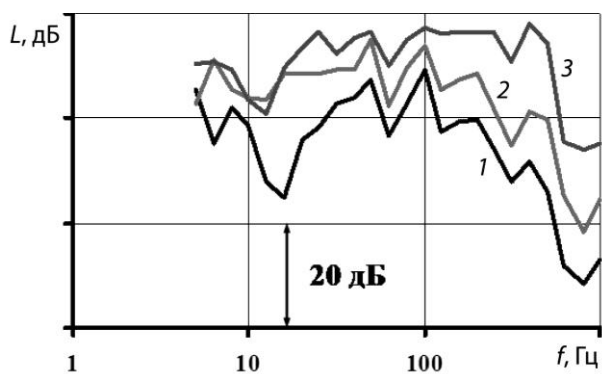


Рис. 8. Спектр гидродинамического шума на измерительном участке стенда.
Расход в стенде: 1 — 7.0 кг/с; 2 — 22 кг/с; 3 — 44 кг/с.

На рис. 8 показаны типичные спектры гидродинамического шума, регистрируемого на измерительном участке стенда. Шум характеризуется как широкополосные акустические колебания рабочей жидкости с малыми амплитудами, убывающими с увеличением частоты. Для подавления акустических колебаний рабочей жидкости в гидросистемах широкое применение нашли гасители колебаний [7—26]. Размещение таких устройств на входе и выходе измерительного участка стенда может решить задачу его акустической изоляции от гидродинамического шума в системе.

Широкополосный состав фонового шума означает, что гаситель должен обладать способностью к подавлению колебаний в широком диапазоне частот. Добиться решения этой задачи с помощью одного конкретного типа гасителя нельзя. Поэтому разработка структуры устройства подавления колебаний рабочей жидкости сводится к составлению его из каскадов, влияющих на отдельные участки спектра гидродинамического шума [8]. Совокупность таких каскадов позволяет уменьшить амплитуды колебаний давления во всем требуемом частотном диапазоне.

Ввиду подобия уравнений, описывающих распространение вынужденных колебаний в трубопроводах и электрических линиях, для анализа динамических процессов в гасителях используются методы теории четырехполюсника [8]. Из теории четырехполюсника известен тип гасителей, принцип действия которых аналогичен принципу действия электрических фильтров нижних частот [11, 12]. Поэтому назначением каскада построенного на базе гасителя такого типа будет снижение амплитуд колебаний в высокочастотной области гидродинамического шума. В структуре этого устройства реактивные элементы содержатся как в последовательных, так и в параллельных плечах. Причем в последовательном плече гасителя должен быть элемент индуктивного сопротивления, конструктивно представляющий собой трубопровод зауженного сечения, а в параллельном плече — элемент емкостного сопротивления, реализуемый расширительной полостью. Физически работа такого гасителя объясняется тем, что на низких частотах индуктивные сопротивления малы, а емкостные велики. На высоких частотах — наоборот. Поэтому в области высоких частот проточная часть гасителя представляет собой большое акустическое сопротивление и колебательная энергия гидродинамического шума замыкается на расширительной полости, обладающей для нее большой акустической проводимостью.

Эффективность работы гасителя можно повысить за счет введения в его состав элементов активного акустического сопротивления, рассеивающих энергию колебаний, локализованную на его реактивных элементах [13, 14]. Работа гасителя с постоянным активным сопротивлением предполагает выполнение условия максимального поглощения энергии колебаний. Это обеспечивается при условии равенства волнового сопротивления гасителя волновому сопротивлению присоединенного трубопровода. Поскольку в большинстве случаев волновое сопротивление присоединенного трубопровода активное и не зависящее от частоты, то диссипативный элемент гасителя должен обеспечивать схожий характер волновых сопротивлений в граничных сечениях гасителя. Активные волновые сопротивления, реализуемые в виде дросселирующих элементов, включены в состав вет-

вей четырехполюсника такого гасителя. Условия активности и постоянства волновых сопротивлений четырехполюсника имеют вид

$$r = \rho \cdot a \sqrt{\frac{l}{S \cdot V_{\text{пр}}}},$$

где r — сопротивление дросселирующих элементов гасителя; l , S — длина и площадь поперечного сечения соединительного канала; $V_{\text{пр}}$ — приведенный объем расширительной полости; a — скорость звука в рабочей жидкости.

Условие согласования волновых сопротивлений гасителя и присоединенных трубопроводов, обеспечивающее наиболее эффективную работу гасителя, записывается в виде

$$r = \frac{\rho \cdot a}{S_{\text{т}}},$$

где $S_{\text{т}}$ — площадь поперечного сечения подводящего трубопровода.

Для снижения габаритов и гидравлического сопротивления гасителя второй каскад располагается параллельно первому. Основным его назначением является снижение гидродинамического шума на низких частотах. Традиционно для решения этой задачи используется резонансный контур, горло которого шунтировано активным сопротивлением [15—17]. Настройка резонансного контура ω_p осуществляется на середину нижнего диапазона частот:

$$\omega_p = a \cdot \sqrt{\frac{S_{\text{г}}}{V_{\text{прп}} \cdot l_{\text{г}}}},$$

где $S_{\text{г}}$ и $l_{\text{г}}$ — соответственно площадь поперечного сечения и длина горла резонатора; $V_{\text{прп}}$ — приведенный объем полости резонатора. Введение в резонатор активного сопротивления, шунтирующего горло, приводит к более медленному нарастанию модуля импеданса резонансного контура в зарезонансной области частот:

$$\bar{Z}_p = \frac{\bar{\omega}^2 \cdot \rho_p}{1 + \bar{\omega}^2 \cdot \rho_p^2} + j \bar{\omega} \cdot \left(\frac{1}{1 + \bar{\omega}^2 \cdot \rho_p^2} - \frac{1}{\bar{\omega}^2} \right),$$

где $\bar{Z}_p = \frac{Z_p}{r}$ — безразмерный импеданс резонаторного контура; $r = \rho \cdot a \cdot \sqrt{\frac{l_{\text{г}}}{S_{\text{г}} \cdot V_{\text{прп}}}}$;

$\bar{\omega} = \omega / \omega_p$; $\rho_p = r / R_{\text{ш}}$; $R_{\text{ш}}$ — гидравлическое сопротивление шунта. Это позволяет расширить полосу эффективного гашения колебаний относительно резонансной частоты контура.

Таким образом, первый контур отвечает за расширение частотного диапазона эффективной работы гасителя, а второй контур обеспечивает увеличение затухания на низких частотах колебаний.

Ввиду отсутствия информации об импедансах присоединенных гидравлических цепей, способность гасителя к снижению акустических колебаний оценивалась по собственным характеристикам: коэффициенту собственного затухания K_s и волновым сопротивлениям со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} . Коэффициент собственного затухания представляет собой отношение амплитуды пульсаций давления на входе гасителя к амплитуде пульсаций на выходе при его нагрузке на волновые сопротивления, т. е. когда $Z_{\text{вх}} = Z_{c1}$, $Z_{\text{вых}} = Z_{c2}$.

Для контура с постоянным активным сопротивлением расчет коэффициента собственного затухания, исходя из условий распределенности параметров, осуществляется с помощью выражения:

$$K_{s\Pi AC} = \sqrt{1 + (m^2 - 1) \cdot \sin^2 \frac{\omega \cdot l}{a}},$$

где $m = S_r / S$ — коэффициент пережатия.

Коэффициент собственного затухания резонансного контура определяется следующим образом:

$$K_{sрез} = \left| 1 + 1 / \left(Z_p \cdot \left(\frac{S_{ТВХ}}{\rho \cdot a} + \frac{S_{ТВЫХ}}{\rho \cdot a} \right) \right) \right|,$$

где $S_{ТВХ}$ и $S_{ТВЫХ}$ — площади трубопроводов со стороны входа и выхода соответственно. Импеданс резонансного контура Z_p определяется с помощью выражения:

$$Z_p = K_{л} + K_{н} \cdot \Psi + j \cdot \left(\frac{\rho \cdot l_r \cdot \omega}{S_r} - \frac{\rho \cdot a^2}{\omega \cdot V_{прп}} \right),$$

где $K_{л} = \beta_1$ — линейная часть активного сопротивления горла резонатора; $K_{н} = \frac{8\beta_2}{3\pi} |g_1|$ — часть активного сопротивления горла резонатора, обусловленная квадратичной составляющей потерь, подсчитанная по амплитуде колебаний источника; β_1 и β_2 — коэффициенты линейной и квадратичной составляющих гидравлических потерь в горле резонатора; $\Psi = |A_g| / |g_1|$ — отношение амплитуды объемного расхода в горле резонатора к амплитуде объемного расхода источника колебаний.

Коэффициент собственного затухания гасителя, состоящего из двух каскадов, имеет следующий вид:

$$K_s = K_{sрез} \cdot K_{s\Pi AC}. \quad (1)$$

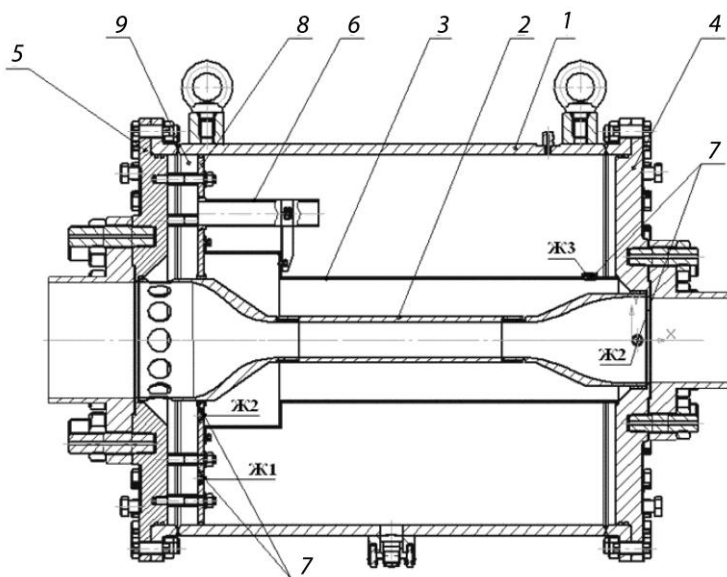


Рис. 9. Конструкция гасителя гидродинамического шума.

1 — емкость резонансного контура; 2 — центральный канал; 3 — емкость контура постоянного активного сопротивления; 4, 5 — присоединительные фланцы; 6 — индуктивность резонансного контура; 7 — жиклеры; 8, 9 — соединительная полость.

После расчета основных геометрических характеристик гасителя колебаний разрабатывается его конструкция. На рис. 9 представлен эскиз конструктивного исполнения гасителя гидродинамического шума.

В силу того, что измерительный участок имеет проходное сечение 150 мм, а присоединительные трубопроводы гидрوليнии — 200 мм, входной и выходной диаметры центрального канала гасителя также различны. С учетом переменного диаметра конфузора и диффузора центрального канала, переменного диаметра расширительной емкости контура с постоянным активным сопротивлением и полости резонатора коэффициент собственного затухания имеет расчетную частотную зависимость, представленную на рис. 10.

Гасители, построенные по описанной схеме, обладают высокой способностью к подавлению акустических пульсаций давления в среднечастотном и высокочастотном диапазонах. Причем эффективность контура, подавляющего высокочастотные колебания, тем выше, чем выше коэффициент пережатия. С другой стороны коэффициент пережатия, равный отношению площадей поперечного сечения подводящего трубопровода и центрального канала, в силу закона сохранения массы, показывает степень повышения скорости в центральном канале. В разрабатываемом гасителе $m \approx 10$, поэтому стационарная составляющая скорости потока в центральном канале увеличится приблизительно в 10 раз. Повышение скорости приводит к увеличению ее градиента в пограничном слое и как следствие вызывает повышение гидродинамического шума [27]. В первом приближении его можно рассчитывать по тем же соотношениям, что и шум турбулентного пограничного слоя на бесконечной жесткой пластине:

$$\frac{P(\omega) \cdot u_*^2}{\tau_\omega^2 \cdot \nu \cdot M^4 \cdot (c_\omega/2)^2} = \begin{cases} 2.208 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{\omega}^{7/2} \cdot Re_*^{4.5} \cdot [3.09 - \ln(\bar{\omega} \cdot Re_*)]^{-1/2} & \text{при } \bar{\omega} \leq \Omega \\ 50.82 \cdot \bar{\omega}^{5/2} \cdot (1.23/\bar{\omega} - 1)^{7/2} & \text{при } \Omega \leq \bar{\omega} \leq 1.23 \end{cases},$$

где $P(\omega)$ — спектральная плотность акустического давления; $u_* = \sqrt{\tau_\omega/\rho_0}$ — динамическая скорость; $\tau_\omega = \mu \cdot du/dy$ — касательные к стенке вязкие напряжения трения; $\mu = \rho_0 \nu$ — динамическая вязкость жидкости; $M = U/c_0$ — число Маха; c_ω — коэффициент поверхностного трения, определяемый из соотношения $\tau_\omega = c_\omega (\rho_0 U^2 / 2)$; $\Omega = 16.0625 \cdot Re_*^{-1}$; $Re_* = u_* \cdot \delta/\nu$ [28].

Этот шум обусловлен гидродинамической неустойчивостью высокоскоростного потока вблизи стенки центрального канала, что вызывает зарождение и деление вихревых структур [29]. Размеры вихревых структур определяют высокочастотный состав и малую мощность генерируемого ими акустического шума. Как показал анализ гидродинамического шума стенда, его интенсивность сравнима с интенсивностью собственного шума гасителя. Поэтому горло резонансного контура гасителя целесообразно размещать на выходе каскада с постоянным активным сопротивлением, тем самым не позволяя собственному шуму гасителя проникать в изолируемый участок гидросистемы.

Другим источником собственного гидродинамического шума гасителя является диффузор центрального канала. Для проверки этого факта проведен вычислительный

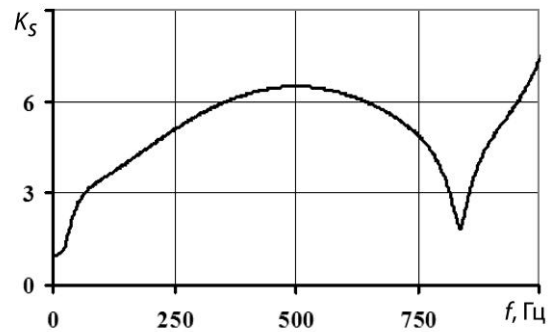


Рис. 10. Коэффициент собственного затухания гасителя гидродинамического шума, полученный согласно (1).

эксперимент, который позволил выявить закономерности формирования нестационарного течения в диффузоре. На рис. 11—15 показано распределение гидродинамических параметров потока по объему центрального канала.

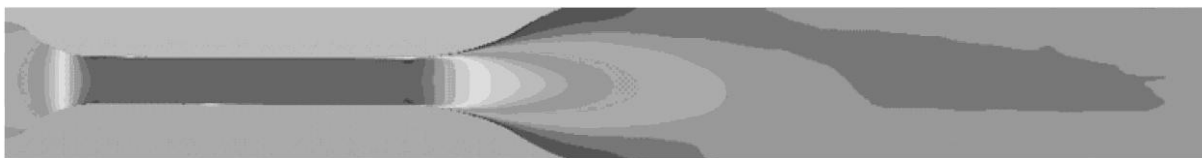


Рис. 11. Распределение среднего значения осевой компоненты скорости потока по центральному каналу.

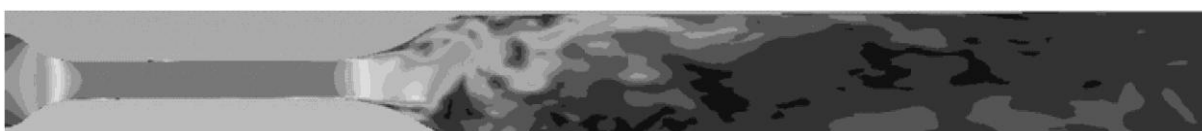


Рис. 12. Распределение мгновенного значения скорости потока по центральному каналу.

Вычислительный эксперимент показал, что движение жидкости в диффузоре центрального канала сопровождается отрывом потока от его стенки. Ввиду сильной турбулентности течения в диффузоре отрыв потока генерирует вихревые структуры, снос которых в сливную магистраль происходит периодически.

На рис. 13 представлена расчетная частотная зависимость пульсаций давления рабочей жидкости $E(f)$ на выходе из диффузора центрального канала. На рис. 14, 15 представлено распределение среднеквадратичного значения пульсаций давления и скорости по центральному каналу.

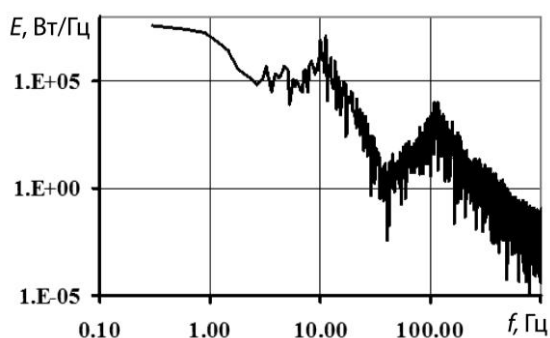


Рис. 13. Частотная зависимость пульсаций давления. Диффузор центрального канала.

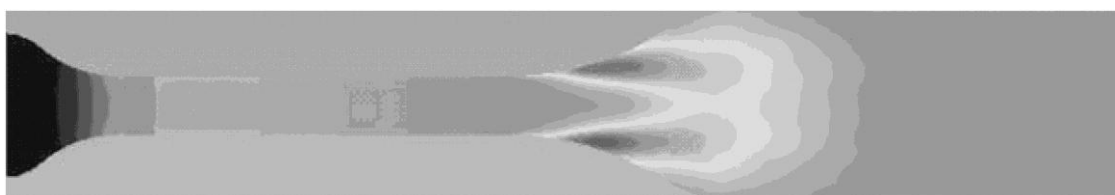


Рис. 14. Распределение среднеквадратичного значения пульсаций давления по центральному каналу.



Рис. 15. Распределение среднеквадратичного значения пульсаций скорости по центральному каналу.

Как видно из рис. 14, 15 максимум среднеквадратичного значения пульсаций рабочей жидкости расположен в диффузоре центрального канала, а максимальное значение на частотной характеристике лежит в диапазоне низких частот порядка 10—20 Гц.

В результате проведенных расчетных и доводочных работ был сформирован алгоритм проектирования гасителя гидродинамического шума, построенного на базе гасителей пульсации давления рабочей жидкости. На первом этапе происходит предварительный расчет основных геометрических параметров гасителя, соответствующих требуемому значению коэффициента собственного затухания и гидравлическому сопротивлению. Разрабатывается его конструкция. Затем с помощью методов теории четырехполосников происходит уточнение коэффициента собственного затухания. Основной рекомендацией является размещение горла второго контура гасителя на выходе центрального канала. Принципиальным отличием нового алгоритма проектирования гасителя колебаний от используемых ранее является введение второго этапа, который заключается в корректировке формы диффузора центрального канала при минимизации среднеквадратичного значения пульсаций давления рабочей жидкости на выходе из гасителя. Для скорректированного профиля рассчитывается спектр колебаний давления, возникающих на выходе из центрального канала. Зная фоновое значение ГДШ, с использованием коэффициента собственного затухания выполняется расчет пульсаций на выходе из гасителя. Затем полученное значение складывается с результатами численного расчета.

Разработанный алгоритм проектирования гасителя колебаний позволяет достичь среднего значения коэффициента вносимого затухания равного 10.6 в частотном диапазоне от 5 Гц до 1 кГц при скорости течения рабочей среды 30 м/с.

Представленная в статье методика позволяет успешно использовать гасители пульсаций не только для подавления высокоамплитудных колебаний давления, но и применять такие устройства для снижения уровня гидродинамического шума. Это позволяет значительно расширить сферу использования гасителей колебания давлений рабочей жидкости.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013—2020 гг.

Литература

1. *Bezyasychny V. V., Popkov V. I.* Application of energy methods for localization of sources and determination of vibration-isolating efficiency of three-dimensional system // International congress on intensity techniques. SETIM. Senlis (France). 1990. P. 411—416.
2. *Попков С. В., Безъязычный В. В., Попков В. И., Кузнецов Н. А.* Распространение колебательных мощностей в инженерных конструкциях // XXIV сессия Российского акустического общества, Сессия Научного совета по акустике РАН. Шумы и вибрации. 2011. С. 164—170.
3. *Ким Я. А., Будрин С. В., Селезский А. И.* Влияние места установки в трубопроводах звукоизолирующих средств на их эффективность // Вопросы судостроения. 1981. Сер. СЭУ. Вып. 20. С. 71—76.
4. *Никифоров А. С., Рылеева Т. В.* Некоторые конструкции глушителей гидродинамического шума // Вопросы кораблестроения. 1978. Серия «Проектирование кораблей», вып. 15. С. 71—76.
5. *Головин А. Н., Шорин В. П.* Гасители колебаний для гидравлических систем. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. 168 с.
6. *Шахматов Е. В., Прокофьев А. Б.* Виброакустическая модель прямолинейного неоднородного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2000. Т. 2, № 5. С. 135—140.
7. *Иголкин А. А., Крючков А. Н., Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Прохоров С. П., Шахматов Е. В., Шорин В. П.* Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. 314 с.
8. *Шорин В. П.* Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
9. *Шорин В. П., Гимадиев А. Г., Шахматов Е. В.* Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 4. С. 127—133.

10. Шорин В. П., Гимадиев А. Г., Шахматов Е. В. Проектирование гасителей колебаний для демпфирования пульсаций давления в системах управления ГТД // Изв. вузов. Машиностроение. 1982. № 7. С. 65—68.
11. Шорин В. П. Проектирование гасителя колебаний типа акустического фильтра низких частот // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. 1972. № 51. С. 161—169.
12. Головин А. Н., Брудков Л. И., Шорин В. П. К расчету собственных характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости типа акустического фильтра низких частот // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. 1980. № 7. С. 36—43.
13. Шорин В. П. Гасители колебаний давления с активным волновым сопротивлением // РТМ 1672-82. М.: НИИСУ. 1982. 21 с.
14. Головин А. Н. Трансформатор активных волновых сопротивлений // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева (национального исследовательского университета). Спец. вып. 2003. Ч. 2. С. 336—342.
15. Шорин В. П., Санчугов В. И. Расчет и проектирование ответвленного резонатора как гасителя колебаний рабочей среды в трубопроводных системах // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. 1975. № 2. С. 256—261.
16. Шорин В. П., Санчугов В. И. Об оценке эффективности действия гасителей пульсаций жидкости, содержащие в своей структуре резонансные контуры // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1978. № 2. С. 132—139.
17. Берестовицкий Э. Г., Брайнин Б. П., Франтов А. А. Методика оценки эффективности глушителя гидродинамического шума на основе резонатора Гельмгольца // Системы управления и обработки информации: науч.-техн. сб. 2011. Вып. 22. СПб.: ОАО «Концерн «НПО «Аврора». С. 160—165.
18. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Использование численного моделирования для расчета собственных характеристик гасителей колебаний давления в распределенных параметрах // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета). 2007. № 1. С. 148—155.
19. Белов Г. О., Головин А. Н., Крючков А. Н., Родионов Л. В., Шахматов Е. В. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в трубопроводных системах // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13, № 4. С. 178—184.
20. Берестовицкий Э. Г., Гладилин Ю. А., Крючков А. Н., Федоров А. Е., Франтов А. А., Шахматов Е. В. Гасители пульсации давления как средство улучшения собственных виброакустических характеристик испытательных гидравлических стендов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С. П. Королева (национального исследовательского университета). 2012. № 2. С. 149—154.
21. Igolkin A. A., Kruchkov A. N., Koh A. I., Safin A. I., Shakhmatov E. V. Pressure reducing valve noise reduction // Proceedings of the Nineteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19), Vilnius, Lithuania, July 08—12, 2012. P. 2458—2464.
22. Prokofiev A., Makariyants G., Shakhmatov E. Modeling of pipeline vibration under the pressure ripples in the working fluid // Proceedings of the 17th International Congress on Sound and Vibration (ICSV17), Cairo, Egypt, 18—22 July, 2010. P. 1142—1149.
23. Makaryants G., Shakhmatov E., Prokofiev A., Kruchkov A. The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples // Proceedings of the 28th International Congress of the Aeronautical Sciences (ICAS2012), Brisbane, Australia, 23—28 September, 2012. P. 2101—2108.
24. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Влияние динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей на вибрационные характеристики трубопроводов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета). 2004. № 1. С. 96—101.
25. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2002. Т. 4., № 2. С. 327—333.
26. Шахматов Е. В., Крючков А. Н., Прокофьев А. Б. Использование гасителей колебаний давления для снижения виброакустической нагруженности гидромеханических систем // Судостроение. 2011. № 3. С. 45—48.
27. Смольяков А. В. Шум турбулентных потоков. СПб.: Изд-во ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2005. 312 с.
28. Смольяков А. В. Интенсивность акустического излучения турбулентного пограничного слоя на пластине // Акустический журнал. 1973. Т. 19, № 2. С. 251—256.
29. Смольяков А. В. Спектр квадрупольного излучения плоского турбулентного пограничного слоя // Акустический журнал. 1973. Т. 19, № 3. С. 420—425.



© A. N. Kryuchkov, E. V. Shakhmatov, V. N. Samsonov, A. N. Druzhin, G. M. Makaryants
Samara State Aerospace University, Samara, Russia
georgy.makaryants@gmail.com

DESIGN TECHNIQUE AND FUTURE-PROOF SCHEME OF THE SHIP PIPE ANTI-NOISE TOOL

The main task in the course of hydraulic system of ship power plants construction is to suppress fluid-borne noise. One way to get around this problem is the application of the pressure pulsation dampener. The dampener is the device that filters acoustics pulsation in working fluid and scatters their energy. However the existing methods of pressure pulsation dampener design do not take into account the processes of noise formation due the vortices on its elements. This fact causes the significant decline of the dampener efficiency under the rise of the flow rate conditions. In this work the new method of pressure pulsation dampener design is presented. The main difference of developed method from traditional ones is the modeling of vortex flux in the diffuser of dampener central duct and fluid-borne noise occurring in such condition. The use of the method allows to define the process pattern of unsteady flux generation in the diffuser. It has been shown that the field of the maximum of the root-mean-square pressure pulsation located near the wall at the inlet part of the dampener diffuser. The frequency vs pressure pulsation in the diffuser curve has been simulated. The developed design method of the pressure pulsation dampener allowed to achieve mean value of insertion losses coefficients equal to 10.6 in the frequency band of 5 Hz to 1 000 Hz under the velocity of the working fluid up to 30 m/s.

Key words: pressure pulsation muffler, attenuation coefficient, hydrodynamic noise.