

УДК 621. 6

## ГАСИТЕЛИ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

© 2019 А.Н. Головин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 10.10.2019

В гидравлических системах различных технических объектов и машин часто применяют гасители колебаний. В работе анализируются гасители различных принципов действия и выделяются пассивные гасители. Все известные схемы пассивных гасителей объединены в 5 групп и представлены в структуре обобщенной схемы в виде самостоятельных ячеек разного уровня сложности. Комбинациями этих ячеек формируются различные схемы гасителей. Предложенная классификация гасителей позволила определить основные варианты развития базовых конструкций устройств: продольное и поперечное. В работе приводятся результаты расчётов характеристик некоторых схем гасителей и их анализ.

*Ключевые слова:* гасители колебаний, гидравлические системы, пассивные гасители, обобщенные схемы.

Для управления динамическими процессами в гидравлических системах различных технических объектов и энергетических установок часто применяют гасители колебаний [1, 2]. Установка гасителей во многих случаях является наиболее рациональным технически и экономически. Введение гасителя в систему не требует перекомпоновки систем, но представляет сложную акустическую задачу по выбору схемы устройства и расчету ее параметров.

Существующие классификации гасителей колебаний разнообразны, но сводятся в основном к делению устройств по принципу действия. Гасители подразделяются на диссипативные, реактивные, комбинированные, пассивные, активные и гибридные. Схема классификации гасителей показана на рис. 1.

Действия активных гасителей заключаются в следующем. С помощью специального устройства в трубопроводных системах возбуждаются колебания той же амплитуды и частоты, что и подавляемые, но имеющие противоположную фазу. Компенсация колебаний основана на принципах суперпозиции и интерференции распространяющихся в системе подавляемых и созданных волн. Основной недостаток активных систем гашения колебаний состоит в сложности их эксплуатации и в том, что они относительно дорогие.

Пассивные гасители работают на энергии существующих колебаний. При этом реактивные гасители колебательными процессами управляют за счет формирования «волновых пробок», изменяющих условия распространения акустических волн. В диссипативных гаси-

телях энергия колебаний преобразуется в тепло в специальных элементах или в специальном материале.

При построении комбинированных гасителей используют одновременно свойства поглощения и отражения энергии колебаний.

Гибридные гасители объединяют активные и пассивные методы управления колебательными процессами в системах.

Эффективным средством устранения колебаний в гидравлических системах является применение пассивных гасителей.

В настоящее время известно большое количество конструкций устройств, разработаны методы расчёта, имеются экспериментальные результаты исследования характеристик гасителей и др. Авторам работы [3] удалось все известные схемы пассивных гасителей представить в структуре обобщенной схемы в виде самостоятельных ячеек разного уровня сложности (рис. 2). Комбинациями этих ячеек можно образовать различные схемы гасителей. Выбор же требуемой схемы гасителя сводится к перебору по определенному алгоритму возможных реализаций структур гасителей и наращиванию (упрощению) связей между или внутри ячеек обобщенной схемы.

Обобщенная схема позволяет:

- представлять схемы гасителей как частные случаи обобщенной структуры;
- осуществлять анализ влияния элементов устройств и их параметров на характеристики гасителей;
- проводить сравнение акустических и гидравлических характеристик гасителей при фиксированных габаритах;
- сравнивать габариты гасителей при одинаковых акустических характеристиках.

Головин Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, старший научный сотрудник.  
E-mail: an-golovin@mail.ru

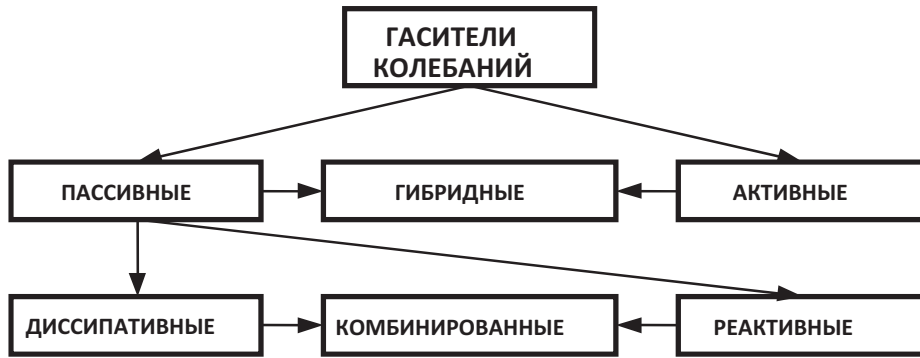


Рис. 1. Классификация гасителей колебаний

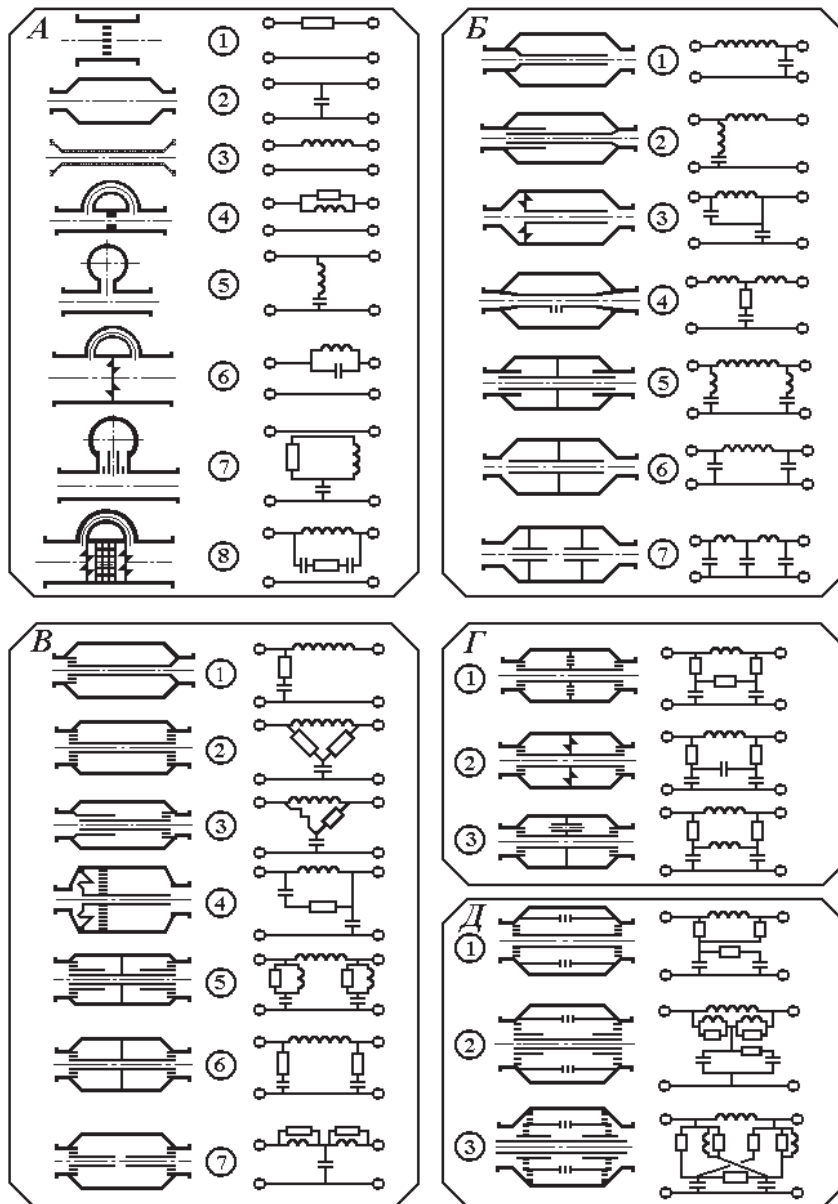


Рис. 2. Гидравлические схемы и электрические аналоги гасителей колебаний

На рис. 2 гасители классифицированы в 5 групп. На этом же рисунке напротив каждой гидравлической схемы гасителя изображена схема его динамической модели в виде электрического фильтра. Такие модели являются обоснованными при условии сосредоточенности

параметров в элементах устройств. Условие сосредоточенности параметров записывается следующим образом:

$$\Phi \leq \frac{\lambda_{\text{МИН}} \dots \lambda_{\text{МИН}}}{10 \dots 8}, \quad (1)$$

где  $\Phi$  – наибольший характерный геометрический размер элементов гасителя;  $\lambda_{\min}$  – наименьшая длина волны колебаний из подавляемого спектра частот.

Следует отметить, что классификация гасителей, приведённая на рис. 2 выполнена с учётом обширного опыта практической работы автора статьи по применению устройств данного типа в гидромеханических системах различных энергетических установок и не является единственным вариантом объединения гасителей в группы и обобщённую схему.

Рассмотрим схемы гасителей в группах «А»...«Д».

В группе «А» объединены схемы простейших устройств. Их динамические модели обычно представляют двухполюсниками [1]. В проводимых исследованиях для унификации анализа динамические модели простейших гасителей на рис. 2 представлены условно в виде четырехполюсников.

По аналогии с электрическими цепями простейшими элементами, воздействующими на динамические процессы в гидравлических магистралях, являются:

- гидравлический дроссель – аналог активного сопротивления;
- расширительная полость или упругая перегородка – аналог электрической емкости;
- проточный канал зауженного поперечного сечения по отношению к основной магистрали – аналог электрической индуктивности.

На рис. 2 в группе «А» одноэлементным гасителям присвоены обозначения «А1»...«А3». Эффект их действия реализуется за счет диссипации колебательной энергии гидравлическим дросселем – А1 или перераспределения энергии колебательного потока за счет отражений волн расширительной полостью – А2 или зауженным проточным каналом – А3.

Для увеличения эффективности воздействия на колебания применяют двухэлементные гасители в виде:

- последовательного резонансного контура, размещаемого в ответвлении по отношению к основной магистрали – схема «А5»;
- параллельного резонансного контура, устанавливаемого в основной магистрали непосредственно на пути распространения колебаний – схема «А6»;
- RL – фильтра, размещаемого также в основной магистрали – схема «А4». В структуре RL – фильтра: R – активное сопротивление; L – инерционность.

Остальные схемы в группе «А» образованы комбинацией схем «А1»...«А3». Введением в структуры схем «А4»...«А6» активных и реактивных элементов достигается изменение первоначальных частотных характеристик. Шунтирование соединительного канала последовательного

резонансного контура (схема "А7") приводит к изменению входного акустического сопротивления гасителя и более благоприятным фазовым характеристикам. Это позволяет расширить частотный диапазон эффективной работы устройства или уменьшить габариты устройства. Такой же цели достигает замена упругой мембраны в параллельном резонаторе на упругодемпфирующую вставку – схема «А8», состоящую из элементов активного и упругого сопротивлений. Для придания специфических свойств характеристикам в структуры гасителей могут вводиться элементы с изменяемыми параметрами. Например, для повышения быстродействия на переходных режимах может быть применен проточный канал с переменными инерционными свойствами. Изменяемый объём расширительной полости у ответвленного резонатора позволяет регулировать частоту настройки резонансного контура. Возможны и другие комбинации свойств и функций основных элементов. Важно другое обстоятельство. Все схемы гасителей в группе «А» построены по одному принципу. Их функциональные элементы включены либо в параллельные, либо в последовательные плечи схемы. Такая компоновка обобщает структуры гасителей группы «А» в виде схемы, изображенной на рис. 3. В этой схеме элемент X образован совокупностью элементов  $X_i$  ( $i = 1 \dots 3$ ). В свою очередь, любой из элементов  $X_i$  может состоять из такой же совокупности элементов, как и исходный элемент X.

Следовательно, применяя преобразование, представленное на рис. 3, к каждому элементу X, можно получить сколько угодно сложную расчетную схему устройств типа приведенных в группе «А». Переход от обобщенной схемы к конкретному устройству осуществляется присвоением элементам схемы  $X_i$  соответствующих значений. Для схемы «А3»:  $X_1 = j\omega L$ ;  $X_2 = 0$ ;  $X_3 = 0$ ,  $j = \sqrt{-1}$ . Для схемы "А6":  $X_1 = 0$ ;  $X_2 = j \cdot \frac{1}{\omega C}$ ;  $X_3 = j\omega L$ .

В отдельную группу "Б" выделены гасители, принцип действия которых аналогичен принципу действия электрических фильтров низких частот [4]. У этих гасителей реактивные элементы входят в последовательные и параллельные плечи. Причем инерционный элемент, реализующийся в виде отрезка трубки зауженного сечения, включается в последовательное плечо. Инерционная трубка служит также для протока рабочего тела к агрегатам. Емкостный или упругий элемент обычно реализуется в виде расширительной полости и включается в параллельные плечи. Работа гасителей состоит в следующем: проточная трубка колебательной составляющей потока оказывает инерци-

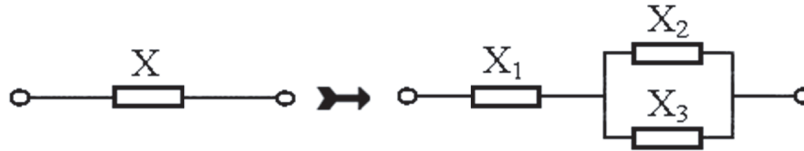


Рис. 3. Обобщенный электрический аналог структур гасителей, объединенных в группу «А»

онное сопротивление, которое возрастает при увеличении частоты колебаний. Из-за наличия у проточной трубки инерционных свойств на ней образуется динамический перепад давления, изменяющийся при изменении частоты колебаний. Под действием существующего динамического перепада давления рабочее тело в полости гасителя с той же частотой сжимается и расширяется. Для поддержания периодического процесса внутри элементов устройства тратится часть энергии, распространяющейся от источника колебаний. Этим достигается эффект гашения колебаний и их перераспределение в системе. При увеличении частоты колебаний «изоляция» колебательной энергии от нагрузки увеличивается. Границей, отделяющей полосу пропускания от полосы гашения, является граничная частота  $f_{гр}$ , которая рассчитывается по формуле

$$f_{гр} = \frac{1}{2\pi \cdot \sqrt{LC}}, \quad (2)$$

где  $L$  – инерционность центральной проточной трубки гасителя;  $C$  – упругость рабочего тела в расширительной полости.

Структуры рассмотренных устройств образуют Г-; П-; Т-образные четырехполюсники. Некоторые возможные схемы гасителей приведены на рис.2 в группе «Б». Число звеньев в устройствах может быть любым. Нарращивание схемы осуществляется каскадным соединением базовых ячеек: «Б4»...«Б7». Однако любая из схем группы «Б» может быть получена из Т-образной мостиковой структуры, которая и взята в качестве обобщенной модели для этих гасителей. Схема Т-образной мостиковой структуры приведена на рис. 4. Как и для гасителей группы «А», переход к конкретным схемам от обобщенной структуры осуществляется вариациями параметров  $X_i$ .

Схемы гасителей в группе «В» получены комбинациями соответствующих схем устройств из групп «А» и «Б». Преобразования следующие: в ветви четырехполюсников, описывающие схемы гасителей группы «Б», включаются двухполюсники, которые описывают схемы устройств в группе «А». Введение диссипативных элементов  $R_i$  в структуры позволяет изменить свойства их динамических характеристик вплоть до состояния, когда волновые сопротивления гасителей становятся активными и не зависят или

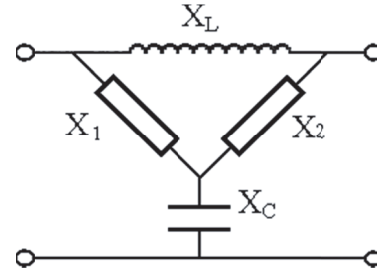


Рис. 4. Универсальный электрический аналог обобщенной структуры гасителей

слабо зависят от частоты колебаний. Так для схемы «В2» при условии сосредоточенности параметров волновые сопротивления  $Z_{c1}$  и  $Z_{c2}$  становятся активными при  $X_1 = R_1$  и  $X_2 = R_2$  и выполнении соотношения [1, 2]

$$R_1 = R_2 = \sqrt{\frac{L}{C}}. \quad (3)$$

При учёте распределённости параметров в реактивных элементах гасителя значения сопротивлений  $R_i$ , при которых волновые сопротивления устройства становятся активными, корректируются [2].

Схемы гасителей представленных в группах «Б» и «В», могут быть получены из обобщенной схемы, приведенной на рис. 4, поскольку в этой схеме элементы  $X_i$  могут иметь такую же структуру, как элемент  $X$  в схеме на рис. 3. Если принять для расчета четырехполюсников традиционный матричный метод, то для обобщенной структуры на рис. 4 получим расчетную модель, изображенную на рис. 5.

Модель составлена из матриц четырехполюсников, соединенных между собой каскадно и параллельно. Она применима для расчета частотных характеристик гасителей во всех рассматриваемых на рис. 2 группах.

Продольным развитием структур гасителей в группе «В» являются схемы устройств, представленные в группе «Г». Их особенностью является наличие двух и более полостей, шунтирующих проточную трубку. Такое наращивание конструкций позволяет существенно увеличить их эффективность действия за счет реализации степенных зависимостей для коэффициентов затухания. Дополнительное шунтирование одно-, двух- или трехэлементными двухполюсниками параллельных плеч позволяет изменять частотные характеристики устройств в зави-

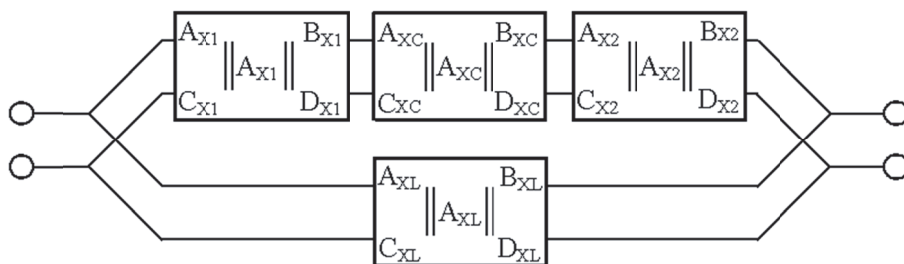


Рис. 5. Универсальная расчетная модель обобщенной структуры гасителей колебаний

симости от решаемой задачи. Так, введение в структуру устройства упругой разделительной мембраны (схема Г2) позволяет увеличить общую упругость элементов схемы. Снижается граничная частота  $f_{гр}$  и увеличивается эффективность действия гасителя на низких частотах.

В отдельный класс выделены устройства, объединенные в группу «Д». Их структуры представляются Т-образными четырехполюсниками, в том числе с несколькими параллельными плечами, переплетенными между собой. В отличие от гасителей группы «Г» наращивание объемов расширительных полостей осуществляется поперечным развитием конструкции. Изменение динамических характеристик гасителей достигается изменением структур ветвей, шунтирующих расширительные полости. При этом для всех структур гасителей в качестве расчетных моделей можно использовать модели, приведенные на рис.4 и 5. В этих моделях значения параметров сопротивлений  $X_i$  и параметры коэффициентов передачи схем гасителей как четырехполюсников  $A(\bar{\ell})$ ,  $B(\bar{\ell})$ ,  $C(\bar{\ell})$ ,  $D(\bar{\ell})$  получаются на основе эквивалентных преобразований [4]. Поэтому расчетная схема на рис.5 является универсальной как для обобщенных структур гасителей, так и для конкретных схем устройств. Применение универсальной расчетной модели для конкретного устройства или схемы гасителя сопряжено только с уровнем детализации элементов в параллельных или последовательных ветвях обобщенной схемы.

Предложенная классификация гасителей колебаний, в зависимости от способов комбинаций типовых элементов в структурах, позволила сгруппировать схемы устройств по функциональным признакам, которые, в свою очередь, определили два основных варианта развития базовых конструкций гасителей: первый – продольное или осевое; второй – поперечное развитие конструкций. Введенная унификация построения структур гасителей позволила также сформировать обобщенную расчетную модель устройств. Применение этой модели делает возможным оценивать собственные акустические и гидравлические характеристики гасителей при их одинаковых габаритах или сравнивать габариты гасителей при одинаковых акустических

характеристиках. Использование унифицированной расчетной модели упрощает создание и применение различных методов автоматизированного проектирования гасителей на заданную эффективность действия.

Эффективность сглаживания пульсирующего потока рабочего тела зависит от собственных характеристик гасителей. Для схем гасителей, которые можно представить в виде четырехполюсников, такими характеристиками являются: коэффициент собственного затухания –  $K_c(\bar{\ell})$  и волновые сопротивления –  $Z_{ci}(\bar{\ell})$ . Обычно  $Z_{c1}(\bar{\ell})$  – волновое сопротивление гасителя со стороны входа в устройство;  $Z_{c2}(\bar{\ell})$  – волновое сопротивление гасителя со стороны выхода. Зависимости  $K_c(\bar{\ell})$  и  $Z_{ci}(\bar{\ell})$  частотно зависимые и определяются соотношениями:

$$K_c(\bar{\ell}) = \left| \sqrt{A(\bar{\ell}) \cdot D(\bar{\ell})} + \sqrt{B(\bar{\ell}) \cdot C(\bar{\ell})} \right|,$$

$$Z_{c1}(\bar{\ell}) = \sqrt{A(\bar{\ell}) \cdot B(\bar{\ell}) / C(\bar{\ell}) \cdot D(\bar{\ell})}, \quad (4)$$

$$Z_{c2}(\bar{\ell}) = \sqrt{D(\bar{\ell}) \cdot B(\bar{\ell}) / C(\bar{\ell}) \cdot A(\bar{\ell})}.$$

Для гарантированного уменьшения амплитуд колебаний давления в гидравлической системе необходимо, чтобы гаситель имел определённые собственные характеристики:  $K_c(\bar{\ell}) \geq 2 \dots 2,5$  и соответствующие значения волновых сопротивлений  $Z_{ci}$ . Эти условия можно обеспечить применением устройств, изображённых в группах «Б» – «Д», динамические модели которых определяются четырехполюсниками. Поскольку для моделей гасителей, сгруппированных в группе «А» показатели эффективности оценивают по другим параметрам, то закономерности изменения характеристик гасителей рассмотрим только применительно к схемам устройств в группах «Б» – «Д».

Общим признаком для гасителей в группах «Б» – «Д» является наличие центральной трубки, предназначенной для протока рабочей жидкости и создания динамического перепада давления на устройстве, за счёт которого в совокупности с упругими свойствами рабочего тела в расширительных полостях осуществляется «изоляция» колебательной энергии на гасителе. Эффектив-

ность этого процесса оценим анализом собственных характеристик устройств, воспользовавшись представлением расчётных моделей гасителей в виде схемы, представленной на рис.5. Исследования проведём для однокамерных гасителей, выделенных из групп “Б” – “В”. Обобщённый электрический аналог анализируемых структур гасителей приведён на рис.4.

Определение соотношений для коэффициентов матриц передачи элементов схемы на рис.5 в общем случае является трудоёмкой задачей. Однако ее можно существенно упростить, если при расчетах использовать следующие допущения:

1. Активные составляющие в сопротивлениях реактивных элементов гасителя пренебрежимо малы.

2. Рассеяние колебательной энергии в гасителях определяется активными элементами (гидравлическими дросселями), которые считаются сосредоточенными, а их сопротивления не зависят от частоты колебаний.

3. Фронт акустической волны в реактивных элементах гасителей плоский. При этом если условие (1) не соблюдается, то предполагается, что реактивные элементы устройств выполнены в виде цилиндрических отрезков трубопроводов с поперечными размерами много меньше осевых.

При использовании принятых допущений и учете продольной распределенности параметров в реактивных элементах устройств матрицы передачи  $\|A_{X_C}\|$  и  $\|A_{X_L}\|$  имеют вид:

$$\|A_{X_C}\| = \begin{vmatrix} \cos(\beta_k) & jZ_{bk} \sin(\beta_k) \\ j\frac{\sin(\beta_k)}{Z_{bk}} & \cos(\beta_k) \end{vmatrix}, \quad (5)$$

$$\|A_{X_L}\| = \begin{vmatrix} \cos(\beta_{\Pi}) & jZ_{\text{вц}} \sin(\beta_{\Pi}) \\ j\frac{\sin(\beta_{\Pi})}{Z_{\text{вц}}} & \cos(\beta_{\Pi}) \end{vmatrix}. \quad (6)$$

Матрицы передачи элементов, шунтирующих расширительную полость гасителей  $\|A_{X_i}\|$  могут быть представлены как в распределенных, так и сосредоточенных параметрах. Однако ввиду того, что в большинстве практических случаев продольные размеры элементов, входящих в состав сопротивлений  $X_i$ , много меньше продольных размеров расширительной полости и проточного канала, элементы  $X_i$  целесообразно рассматривать как сосредоточенные. При этом матрицы, описывающие динамические свойства элементов  $X_i$ , будут иметь следующий вид:

$$\|A_{X_i}\| = \begin{vmatrix} 1 & X_i \\ 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Подставим соотношения (5), (6) в формулы расчётной модели на рис.5. После соответствующих преобразований, введения дополнительных обозначений и наложения условия  $\ell_{\Pi} = \ell_k = \ell$  получим выражения для коэффициентов матрицы передачи обобщенного гасителя как четырехполюсника в виде выражений (8)–(9) [2].

$$\left. \begin{aligned} A(\bar{\ell}) &= \frac{\cos(2\pi\bar{\ell})}{P(\bar{\ell})} \left\langle S^2(S+1)(\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \left\{ \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right]^2 - \bar{X}_1(\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \times \right. \right. \\ &\times (S+1)S^3 \left. \right\} \text{tg}^2(2\pi\bar{\ell}) + j\bar{X}_1S \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] S\sqrt{S+1} \cdot \text{tg}^3(2\pi\bar{\ell}) \left. \right\rangle; \\ B(\bar{\ell}) &= \frac{Z_{\text{вц}} \sin(2\pi\bar{\ell})}{P(\bar{\ell})\sqrt{S+1}} \left\langle (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)(S+1)^2S^2\text{tg}(2\pi\bar{\ell}) + j\sqrt{S+1} \left\{ S^2(S+1)(\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \right. \right. \\ &+ \left. \left. \left[ (S+1) + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] \text{tg}^2(2\pi\bar{\ell}) \right\} \right\rangle; \\ C(\bar{\ell}) &= \frac{\sin(2\pi\bar{\ell})}{P(\bar{\ell})Z_{\text{вц}}\sqrt{S+1}} \left\langle S^4(S+1)\bar{X}_1\bar{X}_2(\bar{X}_1 + \bar{X}_2)\text{tg}(2\pi\bar{\ell}) + j\sqrt{S+1} \left\{ S^2(S+1)^2 \times \right. \right. \\ &\times (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \left. \left. \left[ (S+1)^3 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] \text{tg}^2(2\pi\bar{\ell}) \right\} \right\rangle; \\ D(\bar{\ell}) &= \frac{\cos(2\pi\bar{\ell})}{P(\bar{\ell})} \left\langle S^2(S+1)(\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \left\{ \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right]^2 - \bar{X}_2(\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \times \right. \right. \\ &\times (S+1)S^3 \left. \right\} \text{tg}^2(2\pi\bar{\ell}) + j\bar{X}_2S \left[ (S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2 \right] S\sqrt{S+1} \cdot \text{tg}^3(2\pi\bar{\ell}) \left. \right\rangle, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где:

$$P(\bar{\ell}) = S^2(S+1)(\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + [(S+1)^2 + \bar{X}_1\bar{X}_2S^2]^2 \operatorname{tg}^2(2\pi\bar{\ell});$$

$$S = \frac{S_k}{S_{\Pi}}; \quad \bar{\ell} = \frac{\beta_k}{2\pi} = \frac{\beta_{\Pi}}{2\pi} = \frac{\ell}{\lambda}; \quad \bar{X}_i = \frac{X_i}{Z_{\text{вц}}} \sqrt{S+1}. \quad (9)$$

В формулах (8), (9) обозначения следующие:

$$\beta_k = \frac{\omega \ell_k}{\alpha}; \quad \beta_{\Pi} = \frac{\omega \ell_{\Pi}}{\alpha} \quad - \text{ постоянные распро-}$$

странения колебаний (безразмерные частоты) в расширительной полости и проточном канале гасителя;  $Z_{\text{вц}} = \frac{\rho}{S_{\Pi}} \frac{\alpha}{\rho}$ ,  $Z_{\text{бк}} = \frac{\rho}{S_k} \frac{\alpha}{\rho}$

– соответственно, волновое сопротивление проточного канала и расширительной полости;  $\alpha$ ,  $\rho$  – скорость звука в рабочей жидкости и её плотность;  $\ell_k$ ,  $\ell_{\Pi}$ ,  $S_k$ ,  $S_{\Pi}$  – соответственно, длины и площади поперечных сечений расширительной полости и проточного канала;  $S = \frac{S_k}{S_{\Pi}}$  – степень расширения;

$\ell_{\Pi} = \ell_k = \ell$ ;  $\lambda$ ,  $\omega$  – длина волны и круговая частота подавляемых колебаний;  $\bar{\ell} = \frac{\ell}{\lambda}$

– относительная длина гасителя;  $\bar{X}_i$  – относительные сопротивления элементов, шунтирующих расширительную полость устройств;  $i = 1, 2$ .

Используя формулы (4), (8) получим зависимости для коэффициентов собственного

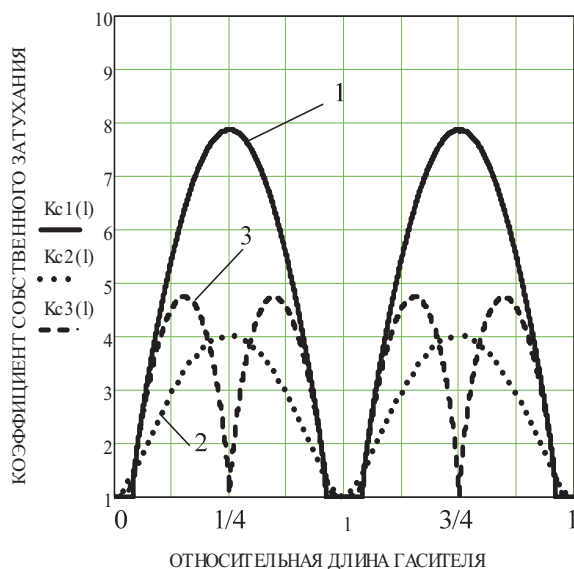


Рис. 6. Зависимости коэффициентов собственного затухания гасителей различных схем: 1 – схема B1, 2 – схема B2, 3 – схема B1

затухания  $Kc(\bar{\ell})$  и относительных волновых сопротивлений  $Z_{ci}(\bar{\ell})$  выбранных схем гасителей. Переход к той или иной схеме гасителя осуществляется соответствующим выбором значений сопротивлений  $\bar{X}_i$ , шунтирующих расширительную полость. Так для схемы (рис. 2) B1:  $\bar{X}_1 = \infty$ ,  $\bar{X}_2 = 0$ ; для схемы B1:  $\bar{X}_1 = R = 1$ ,  $\bar{X}_2 = \infty$ ; для схемы B2:  $\bar{X}_1 = \bar{X}_2 = R = 1$  и т.д.

Графики зависимостей коэффициентов собственного затухания и модулей относительных волновых сопротивлений гасителей приведены на рис. 6, рис. 7, рис. 8.

Анализ графиков показывает, что при учёте продольной распределённости параметров пульсирующего потока жидкости в элементах устройств зависимости собственных характеристик гасителей: коэффициента собственного затухания и модулей волновых сопротивлений периодические – период равен  $0,5\bar{\ell}$ . Внутри интервала периодичности на поведение зависимостей собственных характеристик влияют значения параметров элементов, шунтирующих расширительные полости и инерционные каналы устройств.

Максимальное значение коэффициента собственного затухания реализуются у реактивного гасителя (график 1 на рис. 6). Однако на практике достичь максимального значения коэффициента собственного затухания при частоте колебаний, соответствующей значению  $\bar{\ell} = 1/4$  проблематично. Для этого необходимо обеспечить течение колебательного потока на входе в расширительную полость устройства без потерь. Другим недостатком является то, что у реактив-

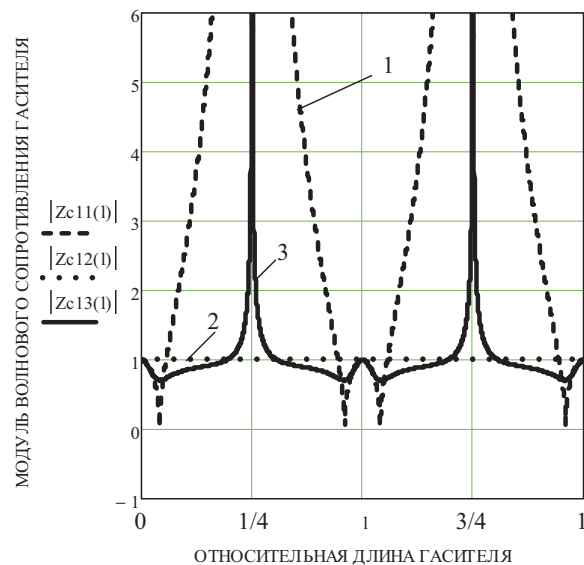
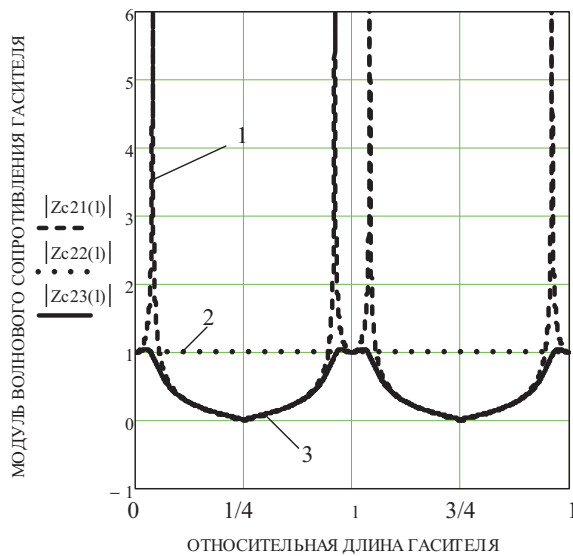


Рис. 7. Зависимости модулей относительных волновых сопротивлений гасителей со стороны левого входного патрубка: 1 – схема B1, 2 – схема B2, 3 – схема B1



**Рис. 8.** Зависимости модулей относительных волновых сопротивлений гасителей со стороны правого входного патрубка: 1 – схема Б1, 2 – схема В2, 3 – 3 – схема В1

ного гасителя в рабочем диапазоне частот существенно изменяются волновые сопротивления (графики 1 рис. 7, рис. 8). Это часто не позволяет «согласовать» волновые сопротивления гасителя и входные импедансы соответствующих частей трубопроводной системы, что является необходимым условием для достижения максимальной

эффективности действия устройства. Поэтому предпочтительными являются гасители, содержащие в структуре активные элементы. У таких гасителей значения коэффициентов собственного затухания меньше, но подбором параметрами их элементов можно достичь требуемых значений волновых сопротивлений и обеспечить их минимальную зависимость от частоты колебаний (графики 2 и 3 на рис.6, рис.7), что делает их применение более эффективным в относительно широком диапазоне частот колебаний рабочей среды.

Результаты анализа выбранных схем гасителей из групп Б и В (рис. 2) с определёнными корректировками нетрудно распространить на остальные схемы устройств из этих групп и на схемы гасителей из групп Г и Д.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
2. Головин А.Н., Шорин В.П. Гасители колебаний для гидравлических систем. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2005. – 168 с.
3. Шестаков Г.В., Головин А.Н. Расчётные модели гасителей для автоматизированного проектирования // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1990. С.44-51.
4. Лосев А.К. Линейные радиотехнические цепи. М.: Высшая школа, 1971. - 560 с.

## DAMPERS FOR HYDRAULIC SYSTEMS

© 2019 A.N. Golovin

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

In hydraulic systems of various technical objects and machines, pulsation dampers are often used. The paper analyzes the dampers of various principles of action and distinguishes passive dampers. All known schemes of passive dampers are combined in 5 groups and are presented in the structure of the generalized scheme in the form of independent cells of different levels of complexity. Combinations of these cells form different schemes dampers. The proposed classification of pulsation dampers allowed to determine the main options for the development of basic designs of devices: longitudinal and transverse. The results of calculations of characteristics of some damper scheme and their analysis are given in the paper.

*Keywords:* vibration dampers, hydraulic systems, passive dampers, generalized schemes.