

Введение пневмодемпфера обеспечивает устойчивую работу системы, причем увеличение коэффициента вязкого трения свыше 10 нс/м на качество ее функционирования не влияет.

Результаты исследований показали, что при разработке унифицированных конструкций предохранительных клапанов с малым весом и габаритами, с жестким допуском на регулируемый параметр следует предусматривать пневматические демпфирующие элементы, которые обеспечивают мягкую посадку клапана на седло и значительно повышают (до 13000 срабатываний) ресурс агрегатов.

## Л и т е р а т у р а

1. *Мамонтов М. А.* Некоторые случаи течения газа. М., Оборонгиз, 1951, 450 с.

УДК 532.595.001

Л. И. Брудков

### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ АКУСТИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Демпферы, представляющие собой акустические фильтры со свойствами «четырёхполюсника постоянного активного сопротивления» (ЧПАС) [1], являются перспективным средством коррекции частотных характеристик трубопроводных систем, прежде всего, из-за возможности снижения волновых отражений [1], [2]. Однако эффективное использование демпфероздерживается малочисленностью принципиальных схем, определенных единственной известной [2] структурой Т-образной перекрытой ( $\bar{T}$ ) цепи.

Ниже рассматривается синтез демпфера на этапах структурной реализации и формирования принципиальных схем. Синтез структур проводится по двум базовым передаточным функциям [1]:

$$z_{12(1)} = k_1 (s + a)^{-1}; \quad (1)$$

$$z_{12(3)} = k_3 (s^2 + as + b)^{-1} (s + c), \quad (2)$$

где  $z_{12(1)}$ ,  $z_{12(2)}$  — базовые функции;  $k_1$ ,  $k_3$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — некоторые вещественные постоянные, удовлетворяющие условию realizуемости;  $s$  — частотная переменная.

Учитывая специфику демпферов для топливных и гидравлических систем, изложенные в работе [1] ограничения на структурную реализацию дополнены следующими условиями. В последовательных плечах синтезируемой структуры нежелательны емкостные ( $C$ ) элементы, а в шунтирующих плечах — цепи, не содержащие последовательно включенных емкостей. Нежелательны последовательные соединения  $R-L-R$  элементов.

При синтезе структур демпферов сначала сформируем скрещенную мостовую  $X$ —цепь, потом преобразуем ее в  $\bar{T}$ —структуру и найдем соответствующие ей  $T$ - и  $\Pi$ -образные схемы замещения. Искомыми параметрами для  $X$ -цепи являются нормированные импедансы последовательных ( $z_a$ ) и шунтирующих ( $z_b$ ) плеч; для  $\bar{T}$ -образной структуры — импеданс  $2z_a^*$  перекрытия и шунтирующий импеданс  $\frac{1}{2}z_b^*$ ; для  $T$ -цепи — импедансы последовательных ( $z_{HT}$ ) и шунтирующего ( $z_{VT}$ ) плеч; для  $\Pi$ -цепи — импедансы последовательного ( $z_{H\Pi}$ ) и шунтирующих ( $z_{V\Pi}$ ) плеч.

Исходные уравнения связи структур можно представить в следующем виде:

$$z_a = (1 - z_{12}) (1 + z_{12})^{-1}; \quad z_b = z_a^{-1}; \quad (3)$$

$$z_a^* = z_a(z_a - 1)^{-1}; \quad z_b^* = 1/z_a^*; \quad (4)$$

$$z_{VT} = (z_b - z_a)/2; \quad z_{HT} = z_a; \quad (5)$$

$$z_{H\Pi} = 2(z_a^{-1} - z_b^{-1})^{-1}; \quad z_{V\Pi} = z_b. \quad (6)$$

К конечному результату структурной реализации предъявляется полный комплекс ограничений, обеспечивающий формирование принципиальной гидравлической схемы. Схема строится в коаксиальном варианте. Соответствие между уравновешенной структурой и принципиальной гидравлической схемой устанавливается системой динамических аналогий: шунтирующие емкости реализуются расширительными камерами; емкости последовательных плеч — упругими перегородками в каналах, связывающих вход и выход демпфера; активные элементы реализуются безынерционными дросселями с линейными расходными характеристиками; индуктивности — инерционными каналами.

Отметим, что контроль реализуемости элементов Т- и П-образных схем замещения можно устранить, если воспользоваться следующими преобразованиями:

$$\begin{aligned} z_{HT}^{-1} &= 1 + 1/z_a^*; \\ z_{VT} &= z_b^*/2 + (4 + 1/z_b^*)^{-1}; \\ z_{HP}^{-1} &= (2z_a^*)^{-1} + (2 + 2z_a^*)^{-1}; \\ z_{VP} &= 1 + z_b^*. \end{aligned} \quad (7)$$

$$(8)$$

Заменой соотношений (5), (6) на (7) и (8) достигается сокращение расчетов и упрощение этапов в составлении принципиальной гидравлической схемы. Преобразования (7), (8) исходных структур в Т- и П-образные схемы замещения показаны на рис. 1.

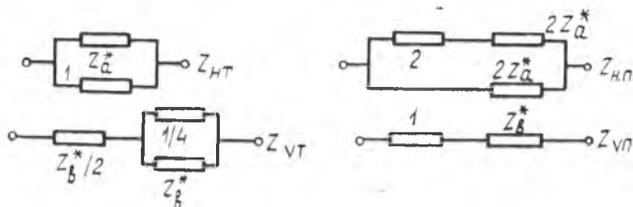


Рис. 1. Ветви Т и П-цепей, представленные элементами Т-структуры демпфера

По соотношениям (1), (3), (4) получим значения определяющих параметров:

$$\begin{aligned} z_a^* &= sL_a + R_a; \quad L_a = 1/2 k_1; \quad R_a = (a - k_1)/2 k_1; \\ z_b^* &= (sC_b + R_b^{-1})^{-1}; \quad C_b = 1/2 k_1; \quad R_b = 1/R_a. \end{aligned} \quad (9)$$

Соотношения (7) и (9) позволяют легко определить состав Т-образной структуры, содержащей емкости  $C_{VT} = 1/2 k_1$  и дуальные индуктивности  $L_{VT} = 2 k_1$ . П-образная схема будет содержать емкости  $C_{VP} = 1/2 k_1$  и индуктивности  $L_{HP} = 1/2 k_1$ . Полученные Т-, Т- и П-образные структуры и соответствующие принципиальные схемы демпферов показаны на рис. 2—4.

По соотношениям (2)—(4) для демпфера с минимальными гидравлическими потерями ( $b = k_3 c$ ) получим следующие значения определяющих параметров:

$$\begin{aligned} 2z_a^* &= sL_{\alpha 1} + [R_{\alpha}^{-1} + (sL_{\alpha 2})^{-1}]^{-1}; \\ z_b^*/2 &= [sC_{\beta 1} + [R_{\beta} + (sC_{\beta 2})^{-1}]^{-1}]^{-1}; \end{aligned}$$

$$L_{\alpha-1} = C_{\beta-1}^{-1} = k_3^{-1}; \quad R_{\alpha} = R_{\beta}^{-1} = (a - k_3 - c)/k_3;$$

$$L_{\gamma 2} = C_{\gamma 2}^{-1} = (a - k_3 - c)/k_3;$$

$$a - k_3 \geq c > 0. \quad (10)$$

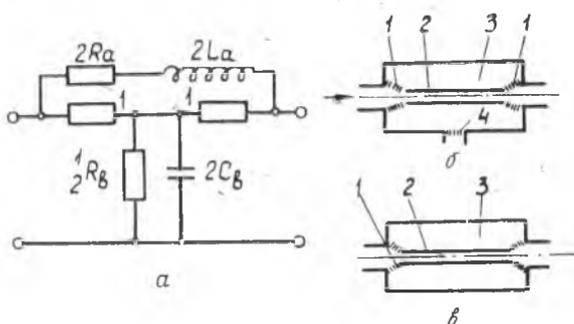


Рис. 2. Демпфер Т-образной структуры: а — структура, реализующая функцию  $z_{12}(1)$ ; б — гидравлическая схема демпфера ПАС с «утечками»; в — схема Т-образного демпфера без утечек; 1 — активные дросселирующие элементы ( $R = 1$ ) демпфера; 2 — инерционная трубка ( $2L_{\alpha}$ ); 3 — расширительная камера-емкость ( $2C_{\alpha}$ ); 4 — дроссель утечек ( $R_{\beta}/2$ )

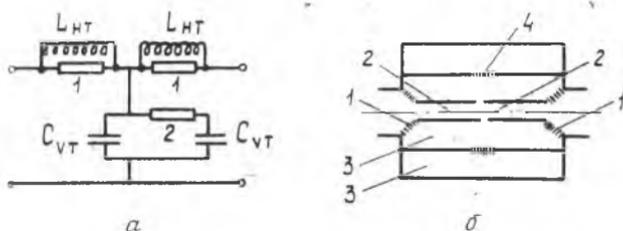


Рис. 3. Т-образный демпфер: а — Т-образная структура; б — гидравлическая схема демпфера; 1 — единичные активные сопротивления; 2 — индуктивные трубки ( $L_{HT}$ ); 3 — кольцевые полости емкостного сопротивления ( $C_{VT}$ ); 4 — активный элемент межемкостной связи

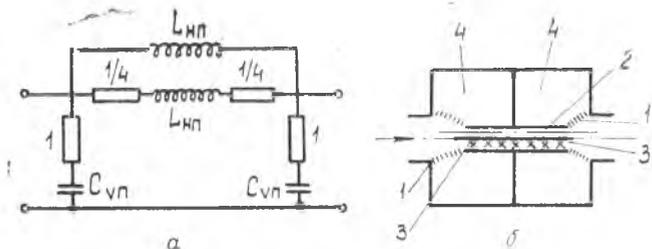


Рис. 4. П-образный демпфер: а—структура демпфера, соответствующая функции  $z_{12}(1)$ ; б—гидравлическая схема демпфера; 1—дрессели единичного сопротивления; 2—индуктивная трубка «без потерь» ( $L_{HP}$ ); 3—индуктивная трубка «с потерями»; 4—кольцевые емкостные полости ( $C_{VP}$ ).

На рис. 5 изображена Т-образная структура и соответствующая гидравлическая схема демпфера в коаксиальном варианте исполнения.

Полученные реализации демпферов по функциям  $z_{12}(1)$  и  $z_{12}(3)$  обеспечивают при их последовательном соединении реализацию иных базовых функций [1].

Подводя итог, отметим следующее. Рассмотренный метод проектирования, основанный на синтезе Т-образных структур

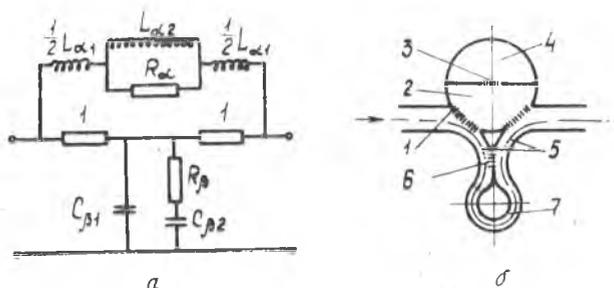


Рис. 5. Демпфер Т-образной структуры, реализующий функцию  $z_{12}(3)$ : а—Т-образная структура ПАС; б—принципиальная гидравлическая схема демпфера; 1—дрессели единичного активного сопротивления; 2—полость гидравлической емкости  $C_{\beta 1}$ ; 3—дрессель (сопротивление  $R_{\beta}$ ); 4—полость гидравлической емкости  $C_{\beta 2}$ ; 5, 7—трубки реализующие индуктивности  $L_{\alpha 1}$  и  $L_{\alpha 2}$ ; 6—дрессель ( $R_{\alpha}$ )

демпферов и преобразованиях (7), (8), обеспечивает формирование новых гидравлических схем демпферов для проточных и непроточных магистралей.

## Л и т е р а т у р а

1. Брудков Л. И., Шорин В. П. Синтез структуры акустических демпферов с активным волновым сопротивлением. — В сб.: Вопросы проектирования и доводки малоразмерных ГТД и их элементов. КуАИ, 1975, с. 82—87.
2. Шорин В. П. Гаситель колебаний, выполненный по схеме Т-образного мостикового четырехполюсника. Труды КуАИ, Куйбышев, 1971, с. 71—81.

УДК 532.542

А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров

### СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КАНАЛОВ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

При определении диапазона частот равномерного пропускания гидравлических каналов, предназначенных для измерения давления, при их проектировании часто возникает необходимость в быстрой оценке собственных частот колебаний рабочей среды в измерительном канале. Из применяемых для этого методов в настоящее время чаще используется метод, основанный на графическом решении трансцендентного уравнения собственных частот измерительного канала [1], [2]. Этот метод трудоемок и недостаточно точен, особенно при определении параметров трубопровода, удовлетворяющих заданным требованиям по частотным характеристикам измерительного канала.

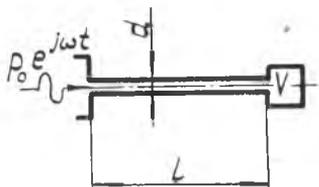


Рис. 1. Схема канала измерения давления

В статье предлагается способ определения первой собственной частоты колебаний измерительной магистрали (рис. 1), состоящей из подводящего трубопровода и датчика с приведенным объемом гидравлической полости.