

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Прокофьев А.Б., Шорин В.П.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Фактором, значительно осложняющим решение проблемы обеспечения параметрической и функциональной надежности пневмогидравлических систем авиационной техники являются пульсации (колебания) давления рабочей жидкости. Пульсации давления в магистралях подачи топлива во многих случаях ухудшают смесеобразование, приводят к появлению неустойчивых режимов горения в камерах. Сопутствующие неустойчивости горения вибрации увеличивают нагрузки на корпус камер сгорания и могут распространяться на смежные системы летательного аппарата. Эффективным способом ослабления колебаний является применение специальных устройств коррекции динамических характеристик агрегатов ПГС, принцип действия которых основан на рассеянии и перераспределении колебательной энергии. Теоретическая база расчета и проектирования гасителей колебаний разработана достаточно полно. Однако лишь результаты экспериментальных исследований позволяют судить об адекватности характеристик расчетной модели и свойств реального объекта. В данной работе рассматривается методика исследования динамических характеристик агрегатов гидравлических систем, математическая модель которых описывается пассивным четырехполосником (это корректирующие устройства, трубопроводы, фильтры, различные полости).

Прежде чем перейти к рассмотрению методов исследования динамических характеристик, кратко остановимся на самих характеристиках. Как и любые физические объекты, устройства коррекции динамических характеристик описываются определенной системой параметров. Наиболее полное их обоснование содержится в работах В. П. Шорина [1]. К таким параметрам относятся входное сопротивление Z_r и проводимость Y_r гасителя. Математическая модель устройства коррекции сводится к четырехполосному элементу. Значительную роль в описании характеристик гасителей играют характеристические параметры четырехполосника: волновые

сопротивления четырехполюсника со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} . Для оценки характеристик устройств коррекции используются коэффициент собственного затухания K_c , коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$ и коэффициент бегущей волны $K_б$. Необходимо отметить, что при использовании понятия “четыреполюсник” динамические свойства КУ полностью описываются матрицей передачи, с помощью которой устанавливается связь между комплексными амплитудами давления и расхода на входе и выходе гасителя. Знание частотно зависимых коэффициентов матрицы передачи $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ позволяет достаточно просто переходить и к другим динамическим характеристикам, например, к волновым сопротивлениям и коэффициенту собственного затухания:

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{A(\omega) \cdot B(\omega)}{C(\omega) \cdot D(\omega)}}$$

$$Z_{c2} = \sqrt{\frac{B(\omega) \cdot D(\omega)}{A(\omega) \cdot C(\omega)}} \quad (1)$$

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

где ω - круговая частота колебаний;

$A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ - коэффициенты матрицы передачи устройства.

Таким образом, в наиболее общей постановке задача экспериментального исследования динамических характеристик устройств коррекции может быть сведена к определению частотнозависимых коэффициентов матрицы передачи этого устройства.

Решение этой задачи показано в работах [2,3]. При экспериментальном определении величины параметров A, B, C, D исследуемого элемента трубопроводной системы необходимо измерять значения амплитуд колебаний давления и объемной скорости на входе и выходе, а также фазовые соотношения между ними. В настоящее время средства измерения переменного расхода чрезвычайно дороги. Кроме того, их использование не всегда возможно конструктивно. Поэтому применяемые на практике методы экспериментального определения динамических характеристик направлены в обход непосредственного измерения переменного расхода. В этой работе рассматривается метод экспериментального определения параметров A, B, C, D в трех опытах

без измерения объемной скорости, где предполагается использование одного элемента трубопроводной системы с известной частотной характеристикой и трех датчиков давления согласно схеме рис. 1. При этом используется свойство пассивных четырехполосников изменять места коэффициентов A и D в матрице передачи при перемене входа и выхода устройства.

Обозначим на схеме рис. 1:

параметры элемента трубопроводной системы с известными частотными характеристиками - A_1, B_1, C_1, D_1 ;

параметры исследуемого объекта - A_x, B_x, C_x, D_x .

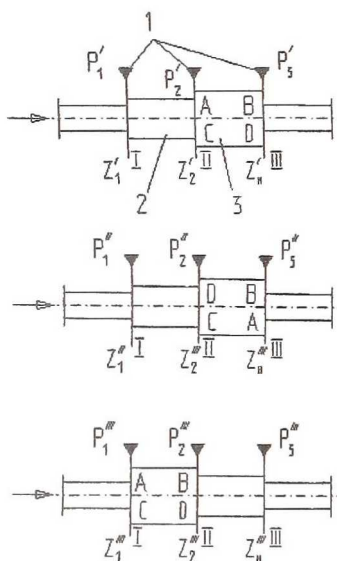


Рис 1. Схема реализации метода расчетно-экспериментального определения динамических характеристик по результатам трех опытов; 1 - датчики давления; 2 - элемент трубопроводной системы с известными частотными характеристиками; 3 - исследуемый элемент трубопроводной системы

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{P_1'}{P_2'} &= A_1 + \frac{B_1}{Z_2'} \\
 \frac{P_2'}{P_3'} &= A_x + \frac{B_x}{Z_n'} \\
 \frac{P_2'}{P_3' \cdot Z_2'} &= C_x + \frac{D_x}{Z_n'} \\
 \frac{P_1''}{P_2''} &= A_1 + \frac{B_1}{Z_2''} \\
 \frac{P_2''}{P_3''} &= D_x + \frac{B_x}{Z_n''} \\
 \frac{P_2''}{P_3'' \cdot Z_2''} &= C_x + \frac{A_x}{Z_n''} \\
 \frac{P_1'''}{P_2'''} &= A_x + \frac{B_x}{Z_2'''} \\
 \frac{P_2'''}{P_3'''} &= A_1 + \frac{B_1}{Z_n'''} \\
 \frac{P_2'''}{P_3''' \cdot Z_2'''} &= C_1 + \frac{D_1}{Z_n'''}
 \end{aligned} \right\} (2)$$

Примем граничное условие проводимых опытов $Q_{II}=0$ и $Z_n' = Z_n'' = Z_n''' = \infty$.

Существуют и другие возможные виды нагрузок (например, акустически открытый конец), но данное условие обеспечивает наибольшую простоту реализации. При этом нагрузкой является простая заглушка, которой может быть и сам датчик давления. Тогда для системы (2) получим следующее решение:

$$\begin{aligned}
 A_x &= \frac{P'_2}{P'_3} \\
 B_x &= \frac{P'''_1 - A_x P'''_2}{C_1 P'''_3} \\
 C_x &= \frac{P'_1 - P'_2 A_1}{B_1 P'_3} \quad (3) \\
 C_x &= \frac{P''_1 - P''_2 A_1}{B_1 P''_3} \\
 D_x &= \frac{P''_2}{P''_3}
 \end{aligned}$$

Оценка точности данного метода производится со совпадением значений коэффициента C_x в двух опытах, формула для определения которого в обоих экспериментах неизменна.

Подставив выражения (3) в формулы (1), получим соотношения для расчета коэффициента затухания K_c и волновых сопротивлений Z_{c1} и Z_{c2} :

$$\begin{aligned}
 K_c &= \sqrt{\frac{P'_2 P''_2}{P'_3 P''_3} + \frac{1}{P'_3} \sqrt{\frac{(P'''_1 P'_3 - P'''_2 P'_2)(P'_1 - P'_2 A_1)}{B_1 C_1 P'''_3}}} \\
 Z_{c1} &= \sqrt{\frac{B_1 P'_3 P'_2 (P'''_1 P'_3 - P'''_2 P'_2)}{C_1 P'_3 P'''_3 P'_2 (P'_1 - A_1 P'_2)}} \quad (4) \\
 Z_{c2} &= \sqrt{\frac{B_1 P''_2 P'_3 (P'_1 P'_3 - P'_2 P'_2)}{C_1 P'_2 P''_3 P'''_3 (P'_1 - A_1 P'_2)}}
 \end{aligned}$$

Если за элемент с известной частотной характеристикой на мерном участке взять отрезок прямолинейного трубопровода постоянного сечения с длиной l и диаметром d , то для этого отрезка можно применить уравнения, предложенные И. А. Чарным [4]. Решение уравнений можно записать в форме:

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1(\omega) & B_1(\omega) \\ C_1(\omega) & D_1(\omega) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{pmatrix}$$

Коэффициенты матрицы передачи будут иметь вид:

$$A_1 = \operatorname{ch} \gamma l$$

$$B_1 = Z_b \operatorname{sh} \gamma l$$

$$C_1 = \frac{1}{Z_r} \operatorname{sh} \gamma l$$

$$D_1 = \operatorname{ch} \gamma l$$

где Z_b - волновое сопротивление трубопровода;

$$Z_b = \frac{\rho_0 a}{S} \sqrt{\frac{1}{j\omega} \left(j\omega + \frac{\lambda v_0}{2d} \right)}$$

ρ_0 - плотность рабочей среды;

v_0 - скорость стационарного потока в трубопроводе;

a - скорость звука;

l - длина трубопровода;

S - площадь поперечного сечения отрезка трубопровода;

λ - коэффициент сопротивления в формуле Дарси-Вейсбаха для потери напора на трение;

ω - круговая частота;

d - диаметр трубопровода;

γ - постоянная распространения волнового процесса;

$$\gamma = \delta + j\varepsilon$$

где δ - коэффициент затухания;

ε - коэффициент фазы.

При точном расчете частотных характеристик линии коэффициент затухания δ и коэффициент фазы ε можно найти по соотношениям

$$\gamma = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{B_{\text{тр}}}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0} \right)^2 + \frac{4a^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2}} - \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0} - 1 \right]} \quad (5)$$

$$\varepsilon = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{\mathbf{B}_{\text{тр}}}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{2\mathbf{b}}{\rho_0 \omega r_0}\right)^2 + \frac{4\mathbf{a}^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2} + \frac{2\mathbf{b}}{\rho_0 \omega r_0}} + 1 \right]} \quad (6)$$

где ω - круговая частота колебаний;

ρ_0 - плотность среды;

r_0 - радиус сечения трубы;

$\mathbf{B}_{\text{тр}}$ - приведенный модуль упругости трубы

$$\mathbf{B}_{\text{тр}} = \frac{\mathbf{B}}{1 + \frac{2r_0 \mathbf{B}}{\delta_{\text{ст}} \mathbf{E}_{\text{ст}}}}$$

$\mathbf{E}_{\text{ст}}$ - модуль упругости материала стенки трубы;

$\delta_{\text{ст}}$ - толщина стенки трубы;

\mathbf{B} - модуль объемной упругости среды;

\mathbf{a}, \mathbf{b} - соответственно вещественная и мнимая части амплитудно-фазовой частотной характеристики касательного напряжения на стенке трубы.

При колебаниях ламинарного потока величины \mathbf{a} и \mathbf{b} находятся по формулам

$$\mathbf{a} = \frac{\rho_0 \omega r_0}{2\mathbf{k}_1}$$

$$\mathbf{b} = \frac{\rho_0 r_0}{2} \left(\frac{\mathbf{k}_2}{\mathbf{k}_1} - 1 \right) \omega,$$

где

$$\mathbf{k}_1 = \frac{(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}}$$

$$\mathbf{k}_2 = \frac{4\bar{\omega}(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}} \quad (7)$$

$$\bar{\omega} = \frac{r_0^2 \omega}{8\nu}$$

Рассмотренный метод был опробован при экспериментальном определении динамических характеристик трубопроводной линии диаметром $d=21,4$ мм. Трубопровод является наиболее распространенным элементом гидравлических и топливных систем. Учитывая, что вышеизложенный метод определения динамических характеристик гидравлических устройств предполагает использование трубопровода как мерного участка с известными свойствами, целесообразно в первую очередь исследовать подробно именно его характеристики. Поскольку трубопроводная линия представляет собой симметричный четырехполюсный элемент, то

$$Z_{c1}=Z_{c2}=Z_v$$

и рассмотренный метод несколько упрощается. Расчетные зависимости (4) в этом случае принимают следующий вид:

$$K_c = \left| \frac{P'_2}{P'_3} + \frac{1}{P'_3} \sqrt{\frac{(P''_1 P'_3 - P''_2 P'_2)(P'_1 - P'_2 A_1)}{B_1 C_1 P'_3}} \right|$$

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{B_1 (P'_3 P''_1 - P''_2 P'_2)}{C_1 P'_3 (P'_1 - A_1 P'_2)}}$$

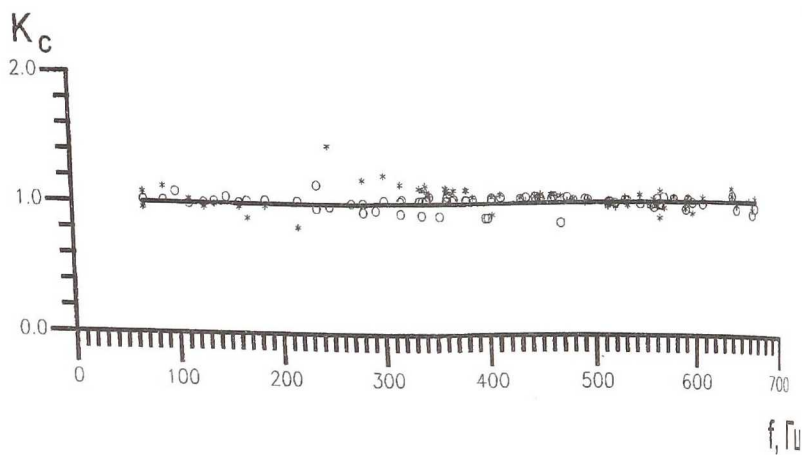
Исследования проводились на масле АМГ-10. Колебания давления рабочей среды создавались пульсатором сиренного типа. Был исследован частотный диапазон 70-670 Гц (по основной гармонике возбуждения) при статическом давлении 4 МПа. Температура рабочей среды поддерживалась в пределах 308-313 К.

Частотные зависимости коэффициента затухания K_c и модуля

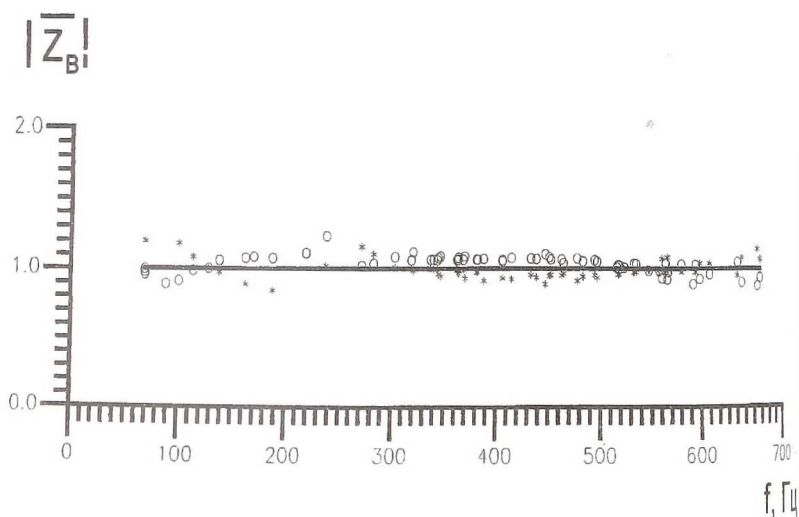
относительного волнового сопротивления $|\bar{Z}_v|$ ($|\bar{Z}_v| = \frac{Z_{v.эксп}}{Z_{v.рас}}$)

приведены на рис. 2.

Анализ графиков позволяет отметить удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных результатов. Некоторое несоответствие результатов может быть объяснено влиянием погрешностей измерительного канала.



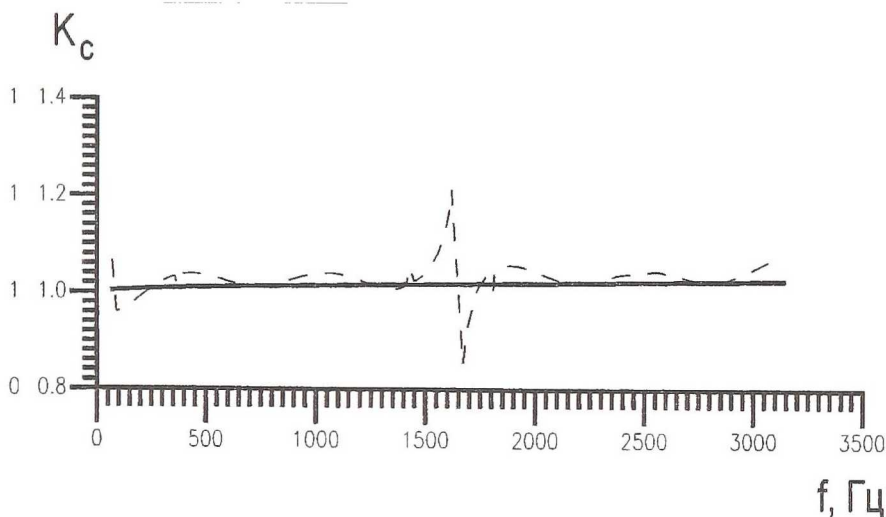
а)



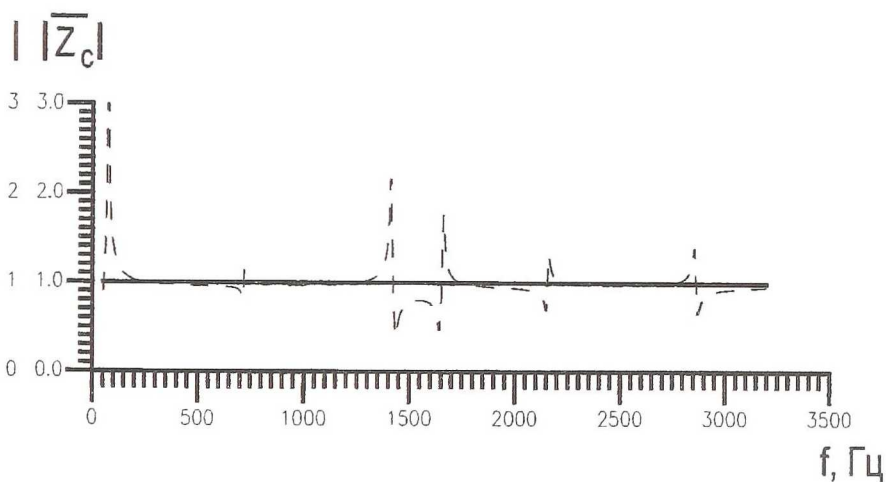
б)

Рис. 2. Зависимости коэффициента затухания K_c (а) и модуля волнового сопротивления $|\bar{Z}_B|$ (б) трубопроводов различной длины от частоты колебаний:

— расчет; * - $l=0.94$ м; ° - $l=0.41$ м.



а)



б)

Рис. 3. Деформация собственных характеристик трубопровода при наличии 5% систематической погрешности измерительного канала
 - расчет при отсутствии систематической погрешности;
 - расчет при наличии систематической погрешности;

Предпринимались также попытки определения комплекса динамических характеристик и по высшим гармоникам пульсатора (второй - четвертой). Однако в этой области частот было зафиксировано весьма существенное расхождение между расчетными и экспериментальными значениями характеристик. Объясняется это тем, что амплитуды высших гармоник пульсатора существенно меньше амплитуды основной гармоники возбуждения (разница составляет 1-2 порядка), следовательно, увеличивается погрешность определения амплитуды. А особенностью метода является весьма существенная зависимость погрешности определяемых значений коэффициента собственного затухания K_c и волнового сопротивления Z_b от отклонения измеренного значения амплитуды сигнала относительно ее расчетной величины. Так на рис.3 показано, как деформируются значения K_c и $|Z_b|$ при наличии систематической погрешности в 5% хотя бы по одному измерительному каналу. Из вышеизложенного можно сделать вывод, что увеличение точности определения динамических характеристик агрегатов гидравлических систем возможно путем применения более точного измерительного оборудования.

Список литературы

1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. -М.: Машиностроение, 1980. -156с.
2. Шестаков Г. В. Разработка методов автоматизированного проектирования гасителей колебаний давления для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов: Диссертация на соискание ученой степени кандид. технич. наук.-Самара,1991.-233 с.
3. Шорин В. П. Экспериментальное определение частотных характеристик элементов трубопроводных систем //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ КуАИ. - Куйбышев, 1969.-Вып. 20.-С.256-261.