

Л и т е р а т у р а

1. Г а л и ц е й с к и й Б.М. и др. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. - М.:Машиностроение, 1977. - 256 с.
2. К о с о г о р о в В.Н., К а л л и с т о в Е.С. Влияние перетечек газа в зазоры кожухотрубчатых теплообменников на их тепловые и экономические характеристики. - В сб. трудов ВНИИКОМПРЕССОРМАШ. - Сумы: 1975, с.8-17.
3. К е й с В.С., Л о н д о н А.Л. Компактные теплообменники. - М.:Энергия, 1967. - 243 с.
4. А.с. 756173 (СССР). Теплообменник. Косогоров В.Н., Писаревский В.М. и др. Оpubл.Б.И., № 44, 1976.
5. К о ш к и н В.К. и др. Нестационарный теплообмен. - М.:Машиностроение, 1973. - 327 с.
6. Г л и к м а н Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. - М.:Машиностроение, 1977. - 256 с.
7. *Bzaugez H. Compact heat exchangers. Chemical and process engineering, august 1964.*
8. М а н ъ к о в с к и й О.Н. Исследование интегрального расчета теплообменных аппаратов на дискретных математических моделях. - Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 12. - 13 с.

УДК 62-752.

В.В.Тишин, Д.Е.Чегодаев

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СИСТЕМ РЕЛАКСАЦИОННОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Многие задачи динамики таких объектов, как гидро- и газостатические опоры и амортизаторы, разгрузочные устройства осевых сил роторов и элементы пневмопривода решаются в рамках модели релаксационного демпфирования [1]. Главным признаком, выделяющим эти модели (рис.1) среди всех динамических систем, является нали-

ние релаксационной пружины C_1 , последовательно соединенной с демпфером d и ослабляющей его действие на высоких частотах возмущения.

В случае кинематического возмущения динамика таких систем описывается уравнением

$$m\ddot{x} + C_{дин}(x - x_1) = 0, \quad (I)$$

где $x_1(t)$ - входной сигнал системы;

$C_{дин} = C \frac{P(s)}{Q(s)}$ - динамическая реакция упруго-демпферной связи;

$$P(s) = 1 + \sum_{i=1}^n a_i(s)^i, \quad Q(s) = 1 + \sum_{i=1}^n b_i(s)^i.$$

Основные трудности исследования динамических свойств таких систем связаны с определением коэффициентов в выражении динамической реакции упруго-демпферной связи $C_{дин}$. Их расчет затруднен отсутствием точных значений некоторых входящих в эти параметры величин, относящихся к описанию геометрии, газодинамических процессов в элементах тракта и т.д. Наилучшее приближение расчетных динамических коэффициентов к реальным достигается идентификацией их значений по результатам вибрационных испытаний.

Уравнение (I) с учетом входящего в него значения $C_{дин}$ в образах Лапласа с учетом $S = i\omega$ переписывается

$$[mQ(i\omega)(i\omega)^2 + CP(i\omega)]X(\omega) = CP(i\omega)X_1(\omega), \quad (2)$$

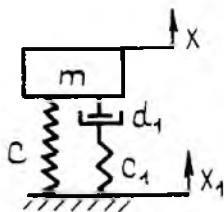
где $X(\omega)$, $X_1(\omega)$ - образы Лапласа функций $x(t)$ и $x_1(t)$ при условии, что значения функций $x(t)$ и $x_1(t)$ вместе со всеми их производными вплоть до порядка $n+2$ равны 0 при $t = 0$.

Введем в рассмотрение комплекснозначную функцию

$$U(\omega) = \frac{X(\omega)}{X_1(\omega)} = \frac{CP(i\omega)}{CP(i\omega) - m\omega^2 Q(i\omega)}. \quad (3)$$

Обозначая $\frac{CP(i\omega)}{Q(i\omega)} = V(\omega)$, получим из (3)

$$V(\omega) = \frac{m\omega^2 U(\omega)}{U(\omega) - 1}. \quad (4)$$



Р и с. I. Динамическая модель релаксационного демпфирования

В результате вибрационных испытаний получается амплитудно-частотная $A(\omega)$ и фазочастотная $B(\omega)$ характеристики системы. Полученные экспериментальные результаты позволяют найти функцию $\tilde{U}(\omega) = A(\omega)e^{iB(\omega)}$, приближенно равную функции $U(\omega)$ на некотором интервале $[\omega_0, \omega_1]$, на котором определены функции $A(\omega)$ и $B(\omega)$. Рассмотрим на этом же частотном интервале функцию

$$\tilde{V}(\omega) = \frac{m\omega^2 \tilde{U}(\omega)}{\tilde{U}(\omega) - 1} = D(\omega)e^{i\varphi(\omega)},$$

приближенно равную функции $V(\omega)$.

Функционал, характеризующий отклонение функции $\tilde{V}(\omega)$ от функции $V(\omega)$, имеет вид

$$J = \int_{\omega_0}^{\omega_1} |V(\omega) - \tilde{V}(\omega)|^2 \rho(\omega) d\omega, \quad (5)$$

где $\rho(\omega)$ — некоторая весовая функция.

От функционала J перейдем к функционалу J_1

$$J_1 = \int_{\omega_0}^{\omega_1} |CP(i\omega) - Q(i\omega)\tilde{V}(\omega)|^2 \rho(\omega) d\omega. \quad (6)$$

Задача идентификации коэффициентов c, a_i, b_i ($i = \overline{1, n}$) сводится к задаче минимизации функционала J_1 при условии неотрицательности искомого коэффициентов.

Пусть $b_0 = 1$, тогда $Q(x) = \sum_{i=0}^n b_i x^i$,

$CP(x) = \sum_{i=0}^n d_i x^i$, где $d_0 = c, d_i = ca_i, i = \overline{1, n}$.

После преобразований функционал (6) может быть представлен в следующем виде

$$J_1 = \sum_{k, l=0}^n (\alpha_{k, l} d_k d_l + \beta_{k, l} b_k b_l - 2(\gamma_{k, l} + \delta_{k, l}) d_k b_l),$$

где $\alpha_{k, l} = R_e(i^{k+l})(-1)^l \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^{k+l} \rho(\omega) d\omega$;

$$\beta_{k, l} = R_e(i^{k+l})(-1)^l \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^{k+l} D^2(\omega) \rho(\omega) d\omega;$$

$$\gamma_{k, l} = R_e(i^{k+l})(-1)^k \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^{k+l} D(\omega) \cos \varphi(\omega) \rho(\omega) d\omega; \quad (7)$$

$$\delta_{k, l} = R_e(i^{k+l+1})(-1)^k \int_{\omega_0}^{\omega_1} \omega^{k+l} D(\omega) \sin \varphi(\omega) \rho(\omega) d\omega.$$

Достоинством предложенного метода перед матричными методами изложенными, например, в [2 - 4], является уменьшение объема

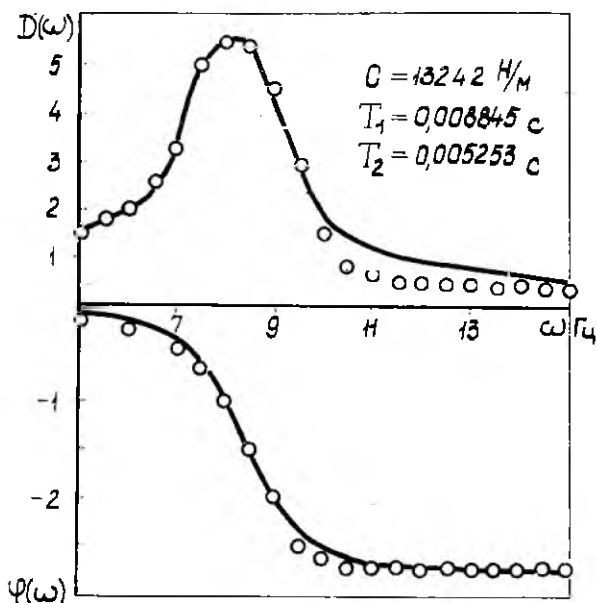
вычислительной работы при сохранении точности решения. Кроме того, введение весовой функции дает возможность получать различные значения идентифицируемых коэффициентов и регулировать степень адекватности математических и физических моделей в зависимости от частотных диапазонов входного сигнала. В качестве примера была рассмотрена поршневая газостатическая опора [1], действие которой основано на восприятии внешней статической и динамической нагрузки результирующей сил давления в рабочей камере. Давление в камере определяется геометрическими размерами опоры и давлением питания газа от внешнего источника.

Экспериментально найденные амплитудно-частотные (АЧХ) и фазочастотные характеристики (ФЧХ) системы были описаны в рамках предложенного метода многочленами P и Q со степенью, равной единице, т.е. $P(s) = 1 + T_1 s$, $Q(s) = 1 + T_2 s$. Минимизация функционала J_1 проводилась методом покоординатного спуска. В результате получены следующие значения идентифицируемых параметров

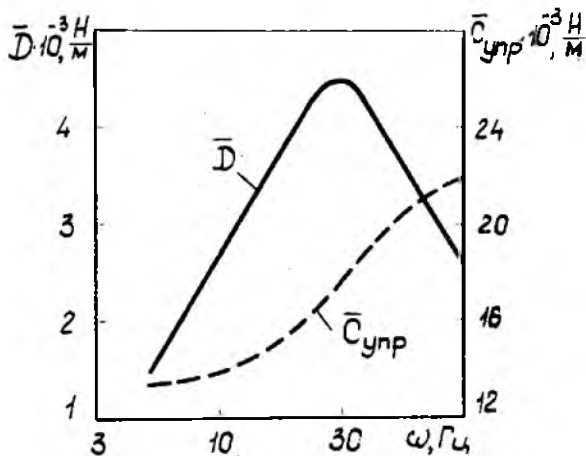
$$C = 13242 \text{ Н/м}, T_1 = 0,008845 \text{ с}, T_2 = 0,005253 \text{ с},$$

которые позволяют построить приближенные значения АЧХ и ФЧХ опоры (рис.2). В резонансной области наблюдается хорошее соответствие аппроксимирующей модели и экспериментальных результатов. Относительная погрешность не превышала 10%. Найденные параметры позволяют получить динамические характеристики (жесткость $\bar{C}_{динр}$ и демпфирование \bar{D}) во всем частотном диапазоне работы опоры (рис.3). Из анализа этих характеристик следует, что при увеличении частоты возмущения опоры динамическая жесткость монотонно возрастает вследствие проявления сжимаемости газа в камере, а демпфирующая характеристика имеет максимальное значение по частоте около 30 Гц и равное 4500 Н/м.

Таким образом, идентификация параметров конкретного динамического объекта по амплитудно-частотной и фазочастотной характеристикам в рамках предложенной методики позволяет получить полную информацию о его динамическом состоянии во всем частотном диапазоне и оценить запас устойчивости системы.



Р и с. 2. Амплитудно-частотная $D(\omega)$ и фазо-частотная $\varphi(\omega)$ характеристики поршневой газостатической опоры



Р и с. 3. Динамические характеристики поршневой газостатической опоры

Л и т е р а т у р а

1. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Газостатические опоры как амортизаторы и генераторы механических колебаний. - В сб.: Вибротехника. - Куйбышев: КуАИ, 1977.

2. Gawrzonski Wodzimiezs „Identyfikacja maciezy bezwladności, tumenia i sztywności za pomoca testow zezonansowych.”
Zeszyty naukowe politechniki Gdanskiej nr 337, Mechanika XLI, 1981.

3. Gawrzonski Wodzimiezs „Identyfikacja transmancji ukadu mechanicznego za pomoca testow zezonansowych” zeszyty naukowe politechniki Gdanskiej nr 337, Mechanika XLI, 1981.

4. SINHA N.K., PILLEW. A new method for reduction of dynamic Systems., „Int. J. Contr.” 1971, 14, N1, p. 111-118.

УДК 681.3.06

Б.Л.Свечинский, Е.Ю.Яковенко, Ю.В.Михеев,
И.Л.Козлова

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИФРОВЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ ПАКЕТА "ДИП"

Широкое внедрение микропроцессоров в системы управления определяет возрастающий интерес к анализу и синтезу цифровых систем управления. Актуальным является создание развитых пакетов прикладных программ (ППП), являющихся основой систем автоматизированного проектирования. В настоящей статье с позиций теории линейных дискретных систем рассматриваются алгоритмические основы ППП "ДИП" (Дискретный пакет).

Пакет "ДИП" является специализированным пакетом, предназначенным для анализа и синтеза дискретных динамических систем. Тело пакета состоит из 10 программ, написанных на ФОРТРАНЕ-IV и обеспечивающих: переход от непрерывных систем к дискретным; выполнение