УДК 621.314-621.391

О.В. ЛАВРИНЕНКО

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ПРОЦЕССА КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГРМ ДВС И ЕГО МОДЕЛИРОВАНИЕ НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ

В работе дается математическое описание вибрационного процесса клапанного механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и моделируются его вибрации, которые рассматриваются как аналог тока в активно-индуктивно-емкостной цепи во время колебательного переходного процесса. Параметры такой цепи соответствуют определенным параметрам механической системы. Показано, что информативными параметрами для диагностики клапанов двигателя могут быть коэффициент затухания тока и его величина, значения начальных и центральных моментов распределения максимумов тока и характер функции распределения вероятностей.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, газораспределительный механизм, диагностика, вибрации, информативный параметр, коэффициент затухания.

Постановка проблемы. К техническому совершенству двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в последнее время предъявляются все возрастающие требования, в том числе по надежности в процессе эксплуатации. Диагностика технического состояния один из эффективных путей обеспечения надежности ДВС и его основных систем и механизмов. Газораспределительный механизм (ГРМ) – один из основных механизмов двигателя, параметры которого в процессе эксплуатации изменяются. Поэтому существует необходимость в математическом описании процессов его работы, контроле его технического состояния в процессе эксплуатации по соответствующим информативным параметрам и диагностическим признакам.

Анализ литературы показывает, что в настоящее время ведутся исследования, направленные на создание новых систем диагностирования ДВС [1]. Предложены пути решения задач диагностики новейшими алгоритмами теории информации: алгоритмы идентификации с адаптивной моделью [2], нейронные сети [3], Вейвлет–преобразования [4], нечеткая логика [5]. Глубина диагностирования при этом существенно зависит от выбора математической модели диагностического сигнала.

Рассмотрим механизм возбуждения вибрации в конструкции ДВС при работе газораспределительного механизма. В исследовании рассматриваем широко распространенную схему газораспределительного механизма, представленную на рис. 1. Динамическое взаимодействие между указанными элементами имеет сложный характер и может быть как одноимпульсным, так и многоимпульсным.

Рис. 1 – Газораспределительный механизм с верхним положением распредвала: 1–кулачок, 2–толкатель.

Воздействие на конструкцию двигателя ударных импульсов от удара кулачка о толкатель определяется во временной области законом изменения ударных сил $x_i(t)$ и временем задержки между первоначальным и i -м ударными импульсами t_{ui} .

Пусть первоначальный импульс определяется индексом 0, время его задержки t_{u0} равно нулю. Входное воздействие $x(t)$, вызванное ударами кулачка о толкатель и состоящее из первоначального и k последующих импульсов, определяется во временной области выражением:

$$x(t) = \sum_{i=0}^{k} x_i\left(t - t_{\text{иi}}\right). \qquad (1)$$

В частотной области выражение для $X(f)$ может быть получено на основе следующего свойства преобразования Фурье:

$$g(t-\tau) \rightarrow FT \rightarrow G(f)e^{-i2\pi f\tau}, \qquad (2)$$

где $G(f) = \int\limits_0^{\infty} g(t)e^{-i2\pi ft}dt$ – преобразование Фурье для функции $g(t)$.

Следовательно

$$X(f) = \sum_{i=0}^{k} X_i(f)e^{-i2\pi f t_{ui}}. \qquad (3)$$

Так как процесс отличается значительной стохастичностью и определяется большим количеством факторов, то параметры входного воздействия: число соударений, форма ударных импульсов и длительность времени задержки между ними – носят случайный характер.

В результате ударного взаимодействия между кулачком и толкателем возникают колебания, распространяющиеся по конструкции двигателя. Силовой агрегат, с точки зрения передачи по нему колебаний, можно представить как совокупность пластин и стержней, определенным образом соединенных между собой. Вибрация, возникающая в ДВС в результате динамического взаимодействия его деталей, распространяется от места возникновения во всех направлениях в виде упругих волн различных типов: продольных, сдвиговых, крутильных.

Каналами распространения вибрации, при работе ГРМ, от места возникновения к месту ее регистрации на блоке силового агрегата является канал клапан –

головка блока, головка блока – блок двигателя.

Соотношение между входным возмущением и выходным сигналом зависит от свойств механической системы. Несмотря на нелинейные искажения, возникающие при прохождении вибрации через среды с различными характеристиками, полагаем, что с точки зрения прохождения по конструкции двигателя вибрации, вызванной ударными взаимодействиями деталей ГРМ, а также перекладкой поршня и соударениями в подшипниках с большой степенью приближенности можно рассматривать как линейную систему (рис 2).

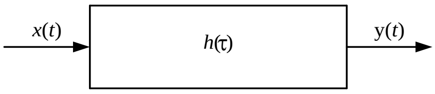

Рис.2 – Одноканальная линейная система

Во временной области свойства одноканальной линейной системы описываются импульсной переходной функцией, которая представляет собой реакцию системы на единичное воздействие в виде дельта–функции Дирака:

$$h(\tau) = y(t), \text{ при } x(t) = \delta(t), \tag{4}$$

где $h(\tau)$ – импульсная переходная функция линейной системы, $x(t)$ – входное воздействие, $y(t)$ – выходной сигнал, $\delta(t)$ – дельта–функция Дирака.

При этом считается, что система не может реагировать на возмущение до тех пор, пока оно не поступило на ее вход:

$$h(\tau) = 0 \text{ при } \tau < 0 . \tag{5}$$

Описание свойств системы в частотной области осуществляется посредством преобразования Фурье импульсной переходной функции (частотная характеристика системы):

$$H(f) = \int_0^\infty h(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau . \tag{6}$$

В общем случае частотная характеристика является комплексной функцией частоты то ее принято описывать соотношением:

$$H(f) = Hr(f) - jHi(f), \tag{7}$$

где $Hr(f)$ и $Hi(f)$ – соответственно действительная и мнимая части функции $H(f)$, определяемые следующими выражениями:

$$Hr(f) = \int_0^\infty h(\tau) \cos 2\pi f\, \tau d\tau , \tag{8}$$

$$Hi(f) = \int_0^\infty h(\tau) \sin 2\pi f\, \tau d\tau . \tag{9}$$

Для записи частотной характеристики принято пользоваться полярной формой:

$$H(f) = |H(f)| e^{-j\varphi(f)}; \tag{10}$$

$$|H(f)| = \sqrt{Hr^2(f) + Hi^2(f)}; \tag{11}$$

$$\varphi(f) = arctg \frac{Hi(f)}{Hr(f)} . \tag{12}$$

Модуль $|H(f)|$ называют амплитудной характеристикой, $\varphi(f)$ – фазовой характеристикой линейной системы.

Возмущение, вызванное динамическим взаимодействием деталей, распространяется многими каналами по конструкции двигателя. Поэтому для решаемой диагностической задачи под передаточной функцией j – го канала понимается реакция конструкции ДВС на единичное воздействие, приложенное в точке соударения, прошедшее по j–му каналу и зарегистрированное в месте установки датчика.

Из [6] известно, что наибольшая часть информации от места возбуждения вибрации к месту регистрации передается по одному, основному каналу наиболее быстро и с наименьшими потерями и искажениями. Обозначим импульсную переходную функцию основного канала $h_0(i)$ и соответствующую ему передаточную функцию $H_0(f)$. Дополнительные каналы распространения вибросигналов, помимо импульсных переходных и передаточных функций, оцениваются временем задержки вибросигнала в них по сравнению с основным каналом. Время задержки вибросигнала в основном канале t_{k0} будет равным нулю.

Импульсные переходные функции и частотные характеристики дополнительных каналов распространения вибрации определяются из:

$$h_j(\tau - t_{kj}) \text{ и } H_j = (f) e^{-j2\pi f t_{kj}} , \tag{13}$$

где j – порядковый номер канала; t_{kj} – задержка вибросигнала в j –м канале.

Важно, что передаточные функции могут меняться для различных экземпляров одной и той же конструкции силового агрегата, что связано с технологическим варьированием материала и размеров деталей. Поэтому частотная характеристика основного канала распространения вибросигнала более стабильна по сравнению с передаточными функциями дополнительных каналов из–за своей наименьшей протяженности.

В работе [7] были проанализированы виброакустические сигналы, сопровождающие работу впускных и выпускных клапанов ГРМ ДВС. Временные диаграммы этих сигналов схожи с кривыми изменения тока в активно–индуктивно–емкостной (RLC) цепи при колебательном переходном процессе. Поскольку клапанов в ГРМ может быть множество, то этот механизм в общем случае может рассматриваться как многовходовая колебательная система второго порядка, характеризующаяся определенным вектором импульсных переходных функций с составляющими:

$$\varphi_i(\tau) = \frac{\omega_i^2}{\psi_i} e^{-\beta_i \tau} \sin(\psi_i \tau) U(\tau),\ i = \overline{1, n} , \tag{14}$$

где $\psi_i = \sqrt{\omega_i^2 - \beta_i^2}$; $\beta_i = \frac{R_i}{2L_i} > 0$; $\omega_i = \frac{1}{\sqrt{L_i C_i}}$; $\omega_i > \beta_i$.

Величина активного сопротивления R_i в электрической цепи соответствует силе трения в клапанном механизме, величина индуктивности L_i соответствует массе подвижных частей механизма, величина емкости C_i – размерам деталей механизма, величина тока в цепи соответствует $\varphi_i(\tau)$, а напряжение питания цепи $U(\tau)$.

Выбор функции вида (14) обусловлен тем, что *RLC* – контур в колебательно режиме имеет такую же характеристику, а также совпадает с экспериментальными результатами моделирования. Но предположение о том, что линейная механическая система характеризующая точки второго порядка вида (14), не всегда согласуются с практикой. На некоторых спектрограммах вибраций впускных и выпускных клапанов ГРМ иногда наблюдается характерный подъем в области близких к нулю частот, Это объясняется наличием путей распространения от источника белого шума до точки съема вибраций с большим механическим затуханием, канала распространения с слабо выраженными резонансными свойствами. Его можно описать либо моделью линейной системы первого порядка с экспоненциальной импульсной переходной функцией, либо апериодическим звеном второго порядка. Для сохранения уникальности подхода остановимся на втором случае, так как он включает в качестве предельного и апериодический случай, потому что при этом импульсную переходную функцию можно получить как передел (14) при $\omega_i = \beta_i$ в виде

$$\lim_{\omega_i \to \beta_i} \varphi_i(\tau) = \lim_{\psi_i \to 0} \omega_i^2 \tau e^{-\beta_i \tau} \frac{\sin \psi_i \tau}{\psi_i \tau} U(\tau) = \beta_i^2 \tau e^{-\beta_i \tau} U(\tau); \quad (15)$$

$$\varphi_i(\tau) = \frac{\omega_i^2}{i\tilde{\psi}_i} e^{-\beta_i \tau} \sin(i\tilde{\psi}_i \tau) U(\tau) = \frac{\omega_i}{\tilde{\psi}_i} e^{-\beta_i \tau} \operatorname{sh}(\tilde{\psi}_i \tau) U(\tau) = $$
$$= \frac{\omega_i^2}{2\tilde{\psi}_i} \left[e^{-(\beta_i - \tilde{\psi}_i)\tau} - e^{-(\beta_i + \tilde{\psi}_i)\tau} \right] U(\tau). \quad (16)$$

Вероятностный анализ математической модели выполнен в предположении, что на каждый из входов многовходовой системы, представленной вектором импульсных переходных функций (14) воздействует процесс, который можно рассматривать как аддитивное наложение большого числа независимых импульсов, возникающих в случайный момент времени. Такой физический процесс в рамках сформулированных предположений можно описать моделями типа «белый шум». В общем случае компоненты (14) могут быть стационарно стохастически связанными. При этом каждая компонента–отклик, связанные с определенным каналом распространения представляется в установившемся режиме в виде линейного процесса.

$$\xi_i(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_i(t - \tau) d\eta_i(\tau), \; i = \overline{1, n}, \quad (17)$$

где каждая $\varphi_i(\tau), \tau \in (-\infty, \infty)$ определяется по (14) с учетом (15) для отдельных компонент, а $\{\eta_i(\tau), i = \overline{1, n}\}$ – вектор порождающих процессов с независимыми приращениями, производные компонент которого воздействуют на входы многовходовой системы. При этом предполагаем, что компоненты вектора порождающего процесса можно рассматривать как стохастически эквивалентные.

Разбиение суммарного процесса вибраций в точке регистрации на слагаемые осуществляется в соответствии с резонансными свойствами каждого канала и колебательной системы клапанного механизма ГРМ в целом. Корреляционная функция рассматриваемого процесса в установившемся режиме с учетом (17) может быть записана так:

$$R(s) = \sum_{k,i=1}^{n} a_k a_i h_{ki}(s), \; s \in (-\infty; \infty), \quad (18)$$

где $h_{ki}(s)$ – взаимная корреляционная функция *k*–го *и* *i*–го каналов распространения.

Следовательно, из (17,18) интегрируя получим:

$$h_{ki}(|s|) = \frac{\kappa_{2ki}}{2} \frac{\omega_k^2 \omega_i^2}{\psi_k \psi_i} e^{-\beta_i |s|} \left[a_{ki} \cos \psi_i s + b_{ki} \sin \psi_i |s| \right], \quad (19)$$

где для всех $k, i = \overline{1, n}$, κ_{2ki} – смешанный второй семиинвариант случайных величин $\eta_k(1)$и $\eta_i(1)$, $\kappa_{2ki} = \kappa_2[\eta_k(1)\eta_i(1)]$, который при $k = i$ переходит в обычную дисперсию случайной величины.

$$a_{ki} = \frac{\beta_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \tilde{\psi}_{ki}^2} - \frac{\beta_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \tilde{\psi}_{ki}^2} \geq 0;$$
$$b_{ki} = \frac{\tilde{\psi}_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \tilde{\psi}_{ki}^2} + \frac{\psi_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \psi_{ki}^2}; \quad (20)$$
$$\beta_{ki} = \beta_k + \beta_i; \; \psi_{ki} = \psi_k + \psi_i; \; \psi_{ki} = \psi_k - \psi_i.$$

При $\psi_i \to 0$ получим формулу

$$\lim_{\psi_i \to 0} h_{ki}(|s|) = \kappa_{2ki} \frac{(\omega_k \beta_i)^2}{\beta_{ki}^2 + \psi_k^2} |s| e^{-\beta_i |s|}. \quad (21)$$

Таким образом, (18) с учетом (19) принимает вид

$$R(s) = \sum_{k,i=1}^{n} \frac{1}{2} a_k a_i \kappa_{2ki} \frac{(\omega_k \omega_i)^2}{\psi_k \psi_i} e^{-\beta_i |s|} \left[a_{ki} \cos \psi_i s + \right.$$
$$\left. + b_{ki} \sin \psi_i |s| \right], \; s \in (-\infty, \infty). \quad (22)$$

Если ввести обозначения

$$A_{in} = \frac{a_i \omega_i^2}{2\psi_i} \sum_{k=1}^{n} \frac{a_k \omega_k^2 a_{ki}}{\psi_k} \kappa_{2ki} \geq 0;$$
$$B_{in} = \frac{a_i \omega_i^2}{2\psi_i} \sum_{k=1}^{n} \frac{a_k \omega_k^2 b_{ki}}{\psi_k} \kappa_{2ki}, \quad (23)$$

то корреляционную функцию вибропроцесса представим в виде

$$R(s) = \sum_{i=1}^{n} e^{-\beta_i |s|} \left[A_{in} \cos \psi_i s + B_{in} \sin \psi_i |s| \right], \quad (24)$$

при всех $s \in (-\infty, \infty)$.

В (24) все компоненты вектора $\psi_i, i=\overline{1,n}$, называются резонансными частотами, так как они определяют положение максимумов спектра, а компоненты вектора $\beta_i, i=\overline{1,n}$ – коэффициентами затухания. При $s=0$ из (24) получим дисперсию вибропроцесса в виде

$$R(0)=\sum_{i=1}^{n} A_{in}=\sum_{i,k=1}^{n}\frac{a_i a_k(\omega_i\omega_k)^2}{2\psi_i\psi_k}a_{ki}\kappa_{2ki}. \qquad (25)$$

Выражение (23) можно представить в виде суммы экспоненциально–синусных компонент

$$R(s)=\sum_{i=1}^{n} e^{-\beta_i|s|}C_{in}\sin(\psi_i|s|+\Phi_{in}). \qquad (26)$$

Автокорреляционная функция вибропроцесса ГРМ полностью определяется параметрами $a_i, \psi_i, \beta_i, i=\overline{1,n}$, которые можно использовать в качестве диагностических признаков при анализе вибраций клапанного механизма ГРМ в рамках корреляционной теории.

Вибропроцесс

$$\xi(t)=\sum_{i=1}^{n} a_i\,\xi_i(t) \qquad (27)$$

является стационарным и гильбертовым $R(0)<\infty$, поэтому для него существует спектральная плотность, определяемая как косинус–преобразование Фурье с учетом (24) в виде

$$S(\omega)=2\sum_{i=1}^{n}\frac{A_{in}\beta_i(\omega_i^2+\omega^2)+B_{in}\psi_i(\omega_i^2-\omega^2)}{(\omega_i^2+\omega^2)^2-4\omega^2\psi_i^2}. \qquad (28)$$

Рассмотрим одномерную характеристическую функцию процесса (27). Если все компоненты вектора порождающего процесса стохастически эквивалентны, то запишем вид ее логарифма

$$\ln f_\xi(u)=ium\sum_{i=1}^{n}a_{in}+$$
$$+\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\left[\exp\left(iux\sum_{i=1}^{n}a_{in}\varphi_i(\tau)\right)- \qquad (29)\right.$$
$$\left.-1-iux\sum_{i=1}^{n}a_{in}\varphi_i(\tau)\right]\frac{dK(x)}{x^2}d\tau$$

Полученное выражение (29) позволяет по известным характеристикам порождающего процесса с использованием преобразования Фурье–Стилтьеса вычислить значения функции распределения вероятностей процесса (27). Появление тех или иных дефектов ГРМ эквивалентно изменению значений параметров R_i, L_i, C_i в предложенной математической модели, что в свою очередь изменяет начальные и центральные моменты, а также характер кривой функции распределения вероятностей на основе выражения (29).

Выводы. Для диагностики клапанного механизма ГРМ по их вибрациям можно использовать следующие диагностические признаки: коэффициент затухания $\beta_i, i=\overline{1,n}$; параметры $\psi_i, i=\overline{1,n}$; величины начальных и центральных моментов; характер кривой функции распределения вероятностей. На основе проведенного вероятностного анализа модели вибрации клапанного механизма ГРМ и предложенных диагностических признаков разработан пакет программ для информационно–измерительной системы вибродиагностики.

Список литературы: **1.** *Лавриненко О.В.* Современные информационно–измерительные системы вибродиагностики ДВС /*А.Н. Борисенко, П.С. Обод,* // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010.–№39, С. 132–137. **2.** *Обозов А.А.* Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС/ А.А. Обозов, В.И. Таричко // Двигателестроение. – 2012. – № 4. С.30–34. **3.** *Sangha M.S.* Neural network fault classification of transient data in an automotive engine // *M.S. Sangha, J.B. Gomm,* D.Yu. J. Modell., Identif. Contr.2008.–№3(2).–P148-155. **4.** *Мигущенко Р.П.* Елементи контролю та діагностики стану вібраційних об'єктів: монографія/ Р.П. Мигущенко.–Харків: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ», 2014.–224 с. **5.** *Кузнецов А.В.* Разработка системы диагностики ДВС на основе нечеткой логики: диссерт. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.13.06 /*Кузнецов А.В.*– М..2007.–147с. **6.** *Болас М.* Виброакустическая диагностика дизелей / М. Болас, Я. Сурма Автомобильный транспорт. - 1990. – № 7. С31–35. **7.** *Лавриненко О.В.* Определение информационных параметров для системы диагностики газораспределительного механизма ДВС / О.В. Лавриненко, – Харьков: Вестник НТУ "ХПИ", 2014. №62, с.87–94.

Bibliography (transliterated):**1.** Lavrinenko O.V., Borisenko A.N., Obod P.S. Sovremennye informacionno–izmeritel'nye sistemy vibrodiagnostiki DVS [Modern information-measuring system of the vibration diagnostics of ICE] *Vestnik NTU "KhPI"* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute]. Kharkov, 2010, no39, p.p. 132–137. **2.** Obozov A.A. Tarichko V.I. Razvitie metodov i sistem tehnicheskogo diagnostirovanija ICE [Development of methods and technical diagnostics systems of Internal combustion engine] *Dvigatelestroenie* [Engine building] 2012, no4. p.p.30–34. **3.** Sangha M.S., Gomm J.B., Yu. D. Neural network fault classification of transient data in an automotive engine *J. Modell., Identif. Contr.* 2008.–no 3(2), p.p.148–155. **4.** Myhushchenko R.P. Elementy kontrolyu ta diahnostyky stanu vibratsiynykh ob"yektiv: monohrafiya [Elements of control and diagnostics of vibrating objects. Monograph]–Kharkiv, "*Pidruchnyk NTU "KhPI"*, 2014, 224p. **5.** Kuznecov A.V. *Razrabotka sistemy diagnostiki DVS na osnove nechetkoj logiki: discert. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spets. 05.13.06* [Development of the internal combustion engine diagnostic system based on fuzzy logic: candidate eng. sci. diss. (Ph. D.] Moscow, 2007, 147p. **6.** Bolas M., Surma Ja., Vibroakusticheskaja diagnostika dizelej [Vibroacoustic diagnostics of diesel engines] *Avtomobil'nyj transport* [Auto Transport] Moscow, 1990, no.7.p.p.31–35. **7.** Lavrinenko O.V. Opredelenie informacionnyh parametrov dlja sistemy diagnostiki gazoraspredelitel'nogo mehanizma DVS [Definition of information parameters for system diagnostics timing mechanism of the internal combustion engine] *Vestnik NTU "KhPI"* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute]. Kharkov, 2014, no. 62, p.p.87–94.

Поступила (received) 15.02.2016

Лавріненко Ольга Валеріївна – асистент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», тел.: (063) 695-12-65; e-mail: lavrinol2004@gmail.com

Lavrinenko Olga Valerivna – assistant, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", tel.: (063) 695-12-65; e mail: lavrinol2004@gmail.com