

## Точность идентификации состояния двигателей внутреннего сгорания с настраиваемой моделью с помощью измерительной экспертной системы

И. П. Добролюбов<sup>1,2</sup>, О. Ф. Савченко<sup>1,2,\*</sup>, В. В. Альт<sup>1,3</sup>, О. В. Ёлкин<sup>1</sup>,  
Д. Н. Клименко<sup>1,3</sup>

<sup>1</sup>Сибирский федеральный научный центр агробиотехнологий РАН, 630501, Краснообск, Россия

<sup>2</sup>Новосибирский государственный аграрный университет, 630039, Новосибирск, Россия

<sup>3</sup>Новосибирский государственный технический университет, 630073, Новосибирск, Россия

\*Контактный автор: Савченко Олег Федорович, e-mail: sof-oleg46@yandex.ru

Поступила 16 апреля 2021 г., доработана 4 октября 2021 г., принята в печать 29 октября 2021 г.

Рассмотрены вопросы уменьшения погрешности идентификации технического состояния двигателя внутреннего сгорания и его составных частей как объекта экспертизы путем настраивания параметров применяемой в измерительной экспертной системе виртуальной модели ДВС. Для настройки модели предложено применение градиентного метода, обеспечивающего наиболее быструю минимизацию погрешности идентификации.

*Ключевые слова:* ДВС, техническое состояние, модель, параметр, идентификация, погрешность, оптимизация, градиент.

*Цитирование:* Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В., Ёлкин О.В., Клименко Д.Н. Точность идентификации состояния двигателей внутреннего сгорания с настраиваемой моделью с помощью измерительной экспертной системы. Вычислительные технологии. 2021; 26(6):54–67. DOI:10.25743/ICT.2021.26.6.005.

### Введение

При идентификации технического состояния двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с применением измерительной экспертной системы двигателей (ИЭСД) [1–4] в силу сложности ДВС как объекта экспертизы (ОЭ) рассматриваются преимущественно такие измеряемые процессы, которые отражают техническое состояние основных систем и механизмов двигателя. Быстропротекающие рабочие процессы ДВС характеризуются такими параметрами, как давление в камере сгорания и давление в топливопроводе высокого давления (индикаторные диаграммы), угловая скорость и ускорение вращения коленчатого вала и др.

Выполненные исследования с применением методов анализа сигналов позволили оценить точностные и информационные показатели измерительных каналов ИЭСД [5, 6], провести выбор и оптимизацию обнаружения и измерения совокупности косвенных диагностических параметров, характеризующих техническое состояние ДВС

и его составных частей [7–9], обосновать функциональные характеристики и техническое обеспечение ИЭСД [10]. Многообразие решаемых с применением ИЭСД задач для обеспечения работоспособности ДВС в процессе эксплуатации, обусловленных наличием множества двигателей различных типоразмеров и областей применения, их непрерывным конструктивным и функциональным усложнением, расширением условий технологического использования, определяет также и необходимость оценки параметров отдельных систем и механизмов. Это требует расширения функциональных возможностей ИЭСД и повышения точности оценки параметров, применения для этого компьютерного моделирования рабочих процессов, развития программного и технического обеспечения ИЭСД.

Известны исследования, направленные на моделирование рабочих процессов ДВС с целью достижения необходимых характеристик не только на стадии проектирования, но и их оценки при эксплуатации. Есть работы по выявлению доминирующих факторов, существенно влияющих на техническое состояние двигателей, по определению текущих значений параметров ДВС в эксплуатационных условиях без его демонтажа и разборки, а также по совершенствованию методов их контроля и мониторинга [11–18]. Однако эти исследования носят в основном поисковый характер, использование их результатов в ИЭСД для реальной оценки параметров состояния ДВС в условиях эксплуатации затруднительно. Поэтому для идентификации состояния ДВС в производственных условиях целесообразны применение тестового динамического метода диагностирования, создание перспективной компьютерной настраиваемой модели как основы эффективного метода идентификации состояния ДВС с использованием ИЭСД.

Цель работы — повышение точности идентификации технического состояния ДВС в эксплуатационных условиях с применением ИЭСД путем настройки параметров компьютерной модели.

## 1. Постановка задачи

Уравнение динамики ДВС с учетом влияния важнейших факторов записывается в виде [1–4]

$$J_d(\varphi) \frac{\partial \omega}{\partial t} + \omega^2 \frac{\partial J_d(\varphi)}{\partial \varphi} = M_i(\omega, \psi, \varphi) - M_T(\omega, \varphi) - M_{\text{наг}}(\omega, f_{\text{наг}}), \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} = \varepsilon &= \frac{1}{J_d} \left( M_i - \omega^2 \frac{\partial J_d}{\partial \varphi} - M_T - M_{\text{наг}} \right) = \frac{1}{J_d} (M_i^K + M_i^Г - M_{\text{ин}} - M_T - M_{\text{наг}}) = \\ &= \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_1^K(\varphi - \xi_m) + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_1^Г(\varphi - \xi_m) + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{\text{ин}1}(\varphi - \zeta_m) + \varepsilon_{\text{ин}}^{\text{ост}} + \varepsilon_T + \varepsilon_{\text{наг}}, \\ M_i^K &= \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i_1}^K(\varphi - \xi_m), \quad M_i^Г = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i_1}^Г(\varphi - \xi_m), \quad M_{\text{ин}} = \omega^2 \frac{\partial J_d}{\partial \varphi} = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{\text{ин}1}(\varphi - \zeta_m) + M_{\text{ин}}^{\text{ост}}, \end{aligned}$$

$J_d$  — приведенный момент инерции ДВС и нагрузочных масс;  $M_i$ ,  $M_i^K$ ,  $M_i^Г$ ,  $M_T$ ,  $M_{\text{наг}}$ ,  $M_{\text{ин}}$ ,  $M_{\text{ин}}^{\text{ост}}$  — моменты: индикаторный и его компрессионная и газовая составляющие, трения, нагрузки, инерционный, инерционный остаточный;  $\omega$ ,  $\varepsilon$  — угловые скорость и ускорение коленчатого вала;  $\varepsilon_1^K$ ,  $\varepsilon_1^Г$ ,  $\varepsilon_{\text{ин}1}$ ,  $\varepsilon_{\text{ин}}^{\text{ост}}$ ,  $\varepsilon_T$  и  $\varepsilon_{\text{наг}}$  — составляющие ускорения  $\varepsilon$ :

компрессионная, газовая, инерционная (с индексом “1” моменты и ускорения, вызванные работой одного цилиндра), инерционная остаточная, трения, нагрузки;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала (ПКВ);  $\psi$  — перемещение органа топливоподачи (ход рейки топливного насоса);  $f_{\text{наг}}$  — сила на крюке (нагрузка);  $\xi_m$  — угол сдвига по фазе между индикаторными моментами отдельных цилиндров согласно диаграмме распределения вспышек;  $\zeta_m$  — угол сдвига по фазе между инерционными составляющими отдельных цилиндров в соответствии с их компоновкой;  $i_{\text{ц}}$  — количество цилиндров.

Составляющие полного ускорения коленчатого вала  $\varepsilon_{\text{ц}}$ , вызванные работой одного цилиндра:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_1^{\text{к}} = \frac{1}{J_{\text{д}}} M_{i_1}^{\text{к}}(\varphi - \xi_{1m}) = \frac{1}{J_{\text{д}}} V_{\text{ц}} P_{\text{с}} K_1(\varphi), \\ \varepsilon_1^{\text{г}} = \frac{1}{J_{\text{д}}} M_{i_1}^{\text{г}}(\varphi - \xi_{1m}) = \frac{1}{J_{\text{д}}} V_{\text{ц}} \bar{P}_i S_1(\varphi), \\ \varepsilon_{\text{инп1}} = - \left[ \frac{1}{J_{\text{д}}} M_{i_1}^{\text{рег}}(\varphi - \xi_{1m}) + \frac{M_{\text{инп1}}^{\text{ост}}}{J_{\text{д}}} \right] = \varepsilon_{\text{инп1}}^{\text{рег}} + \varepsilon_{\text{инп1}}^{\text{ост}}, \\ \varepsilon_{\text{ц}} = \varepsilon_1^{\text{к}} + \varepsilon_1^{\text{г}} + \varepsilon_{\text{инп1}}^{\text{рег}} + \varepsilon_{\text{инп1}}^{\text{ост}}, \\ \varepsilon_{\text{ц}} = \begin{cases} \varepsilon(t) & \text{при } \varphi \in \left[ \frac{(k-1)4\pi}{i_{\text{ц}}}; \frac{4k\pi}{i_{\text{ц}}} \right], \quad k = \overline{1, i_{\text{ц}}}, \\ 0 & \text{при } \varphi \notin \left[ \frac{(k-1)4\pi}{i_{\text{ц}}}; \frac{4k\pi}{i_{\text{ц}}} \right], \quad k = \overline{1, i_{\text{ц}}}. \end{cases} \end{array} \right. \quad (2)$$

Здесь  $V_{\text{ц}}$  — объем цилиндра;  $P_{\text{с}}$  — давление сжатия;  $\bar{P}_i$  — среднее индикаторное давление;  $K_1(\varphi)$  и  $S_1(\varphi)$  — безразмерные компрессионная и газовая (индикаторная) силовые функции цилиндра [19], которые для всего множества, например вихрекамерных ДВС, при различных значениях политроп сжатия и расширения могут быть аппроксимированы набором линейно-экспоненциальных кривых, зависящих только от степени сжатия:  $K_{1+}(\varphi) = a_k \varphi e^{-b_k \varphi}$ ,  $S_1(\varphi) = a_s \varphi e^{-b_s \varphi}$ ;  $K_{1+}(\varphi) = |K_1(\varphi)|$  — положительная ветвь функции  $K_1(\varphi)$ ;  $a_k, a_s, b_k, b_s$  — константы.

В установившемся режиме работы агрегата при полной нагрузке  $\varepsilon_{\Sigma} = 0$ . Однако и в этом режиме согласно (1) и (2) составляющие  $\varepsilon_{\text{к}}$  и  $\varepsilon_{\text{г}}$  характеризуют состояние цилиндропоршневой группы и отражают индикаторные момент  $M_i$  и мощность  $N_i$ . По среднему значению суммы переменных  $\varepsilon_{\text{к}} = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_1^{\text{к}}(\varphi - \xi_m)$  и  $\varepsilon_{\text{г}} = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_1^{\text{г}}(\varphi - \xi_m)$  можно оценить полную индикаторную мощность двигателя:

$$N_i = M_i n = \frac{k_{\text{тд}}}{2T_0} n \int_0^{2T_0} (\varepsilon_{\text{к}} + \varepsilon_{\text{г}}) dt = \frac{k_{\text{тд}}}{4\pi} n \int_0^{2\pi} (\varepsilon_{\text{к}} + \varepsilon_{\text{г}}) d\varphi = k_{\text{тд}} n (\bar{\varepsilon}_{\text{к}} + \bar{\varepsilon}_{\text{г}}).$$

Здесь  $k_{\text{тд}}$  — термодинамический коэффициент пропорциональности, зависящий от марки ДВС (числа цилиндров, момента инерции, степени сжатия);  $T_0$  — время поворота коленчатого вала на  $360^\circ$ ;  $n = \bar{\omega}$  — частота вращения коленчатого вала (среднее значение угловой скорости  $\omega$ ).

Уравнение (1) является нелинейным. Выполнив линеаризацию в окрестности квазистатического режима  $\omega = \omega_j^*$ ,  $\psi = \psi_j^*$ ,  $\varphi = \varphi_j^*$ ,  $f_{\text{наг}} = f_{\text{наг}j}^*$  с помощью метода малых отклонений и нормирование, получим уравнение динамики

$$\begin{cases} T_d \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial t} + \beta_d \tilde{\omega} = k_\psi \tilde{\psi}_3 - k_\varphi \tilde{\varphi} + k_p \tilde{P}_k - k_f \tilde{f}_{\text{наг}}, \\ T_r^2 \frac{\partial^2 \tilde{z}}{\partial t^2} + T_k \frac{\partial \tilde{z}}{\partial t} + v \tilde{z} = \tilde{\omega} - k_\alpha \tilde{\alpha}_p, \\ k_g \tilde{g}_ц = \tilde{\psi}_3 + \theta_n \tilde{\omega}, \end{cases} \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} \tilde{\omega} &= \frac{\Delta \omega}{\omega_{\text{ном}}}, \quad \tilde{\psi} = \frac{\Delta \psi}{\psi_{\text{ном}}}, \quad \tilde{\varphi} = \frac{\Delta \varphi}{\varphi_{\text{ном}}}, \quad \tilde{P}_k = \frac{\Delta P_k}{P_{k \text{ ном}}}, \quad \tilde{f}_{\text{наг}} = \frac{\Delta f_{\text{наг}}}{f_{\text{наг ном}}}, \quad \tilde{z} = \frac{\Delta z}{z_{\text{ном}}}, \\ \tilde{\alpha}_p &= \frac{\Delta \alpha_p}{\alpha_{p \text{ ном}}}, \quad \tilde{g}_ц = \frac{\Delta g_ц}{g_{ц \text{ ном}}}, \quad T_d = J_d \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{e \text{ ном}} F_d}, \quad \beta_d = \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{e \text{ ном}}}, \quad k_\psi = \frac{\psi_{\text{ном}}}{M_{e \text{ ном}} F_d} \left( \frac{\partial M_i}{\partial \psi} \right)_j^*, \\ k_\varphi &= k_{1\varphi} \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{e \text{ ном}}}, \quad k_{1\varphi} = \frac{(\omega_j^*)^2}{2} \frac{\partial^2 J_d}{\partial \varphi^2} - \left( \frac{\partial M_i}{\partial \varphi} \right)_j^* + \left( \frac{\partial M_T}{\partial \varphi} \right)_j^*, \\ k_f &= \frac{f_{\text{наг ном}}}{M_{e \text{ ном}} F_d} \left( \frac{\partial M_{\text{наг}}}{\partial f_{\text{наг}}} \right)_j^*, \quad F_d = \left( \frac{\partial M_T}{\partial \omega} \right)_j^* - \left( \frac{\partial M_i}{\partial \omega} \right)_j^* + \left( \frac{\partial M_{\text{наг}}}{\partial \omega} \right)_j^*, \\ \tilde{\psi}_3 &= \tilde{\psi}(t - \tau_3) = -\gamma \frac{z_{\text{ном}}}{\psi_{\text{ном}}} \tilde{z}, \quad \tau_3 = T_3 + \frac{2\varphi_m}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{\varphi_3 + 2\varphi_m}{\omega_{\text{ном}}}, \end{aligned}$$

$T_3$  и  $\varphi_3$  — временной и угловой интервалы, характеризующие процесс подачи топлива;  $z$  — перемещение муфты центробежного регулятора скорости (ЦРС);  $\alpha_p$  — настройка усиления ЦРС;  $T_r, T_k$  — постоянные времени ЦРС — чувствительного элемента и катаракта;  $v, k_\alpha$  — коэффициенты неравномерности чувствительного элемента и усиления ЦРС;  $g_ц$  — цикловая подача топлива;  $\gamma$  — передаточное число;  $\varphi_m$  и  $\theta_n$  — постоянные конструктивные параметры ДВС и топливного насоса.

При нулевых начальных условиях, объединив уравнения (3) и применив символ дифференцирования  $p = \partial/\partial t$ , для системы ДВС — ЦРС безнаддувного двигателя имеем

$$(a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0) \tilde{\omega} = d \tilde{\alpha}_p - (c_2 p^2 + c_1 p + c_0) \tilde{f}_{\text{наг}}, \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} a_3 &= T_d T_r^2, \quad a_2 = \beta_d T_r^2 + T_d T_k, \quad a_1 = \beta_d T_k + v T_d, \quad a_0 = \beta_d v + k_\psi \gamma z_{\text{ном}} \psi_{\text{ном}}, \\ c_2 &= T_r^2 k_f, \quad c_1 = k_f T_k, \quad c_0 = k_f v, \quad d = \gamma k_\psi k_\alpha \frac{z_{\text{ном}}}{\psi_{\text{ном}}}. \end{aligned}$$

В силу принципа суперпозиции уравнение (4) можно представить в виде

$$\begin{cases} (a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0) \tilde{\omega} = d \tilde{\alpha}_p, \\ (a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0) \tilde{\omega} = (c_2 p^2 + c_1 p + c_0) \tilde{f}_{\text{наг}}. \end{cases} \quad (5)$$

В свободном разгоне динамика ДВС описывается первым уравнением в системе (5). В этом режиме ДВС с автономным газотурбонаддувом из-за инерционности наддува можно рассматривать как безнаддувный. Настройка ЦРС на требуемый скоростной режим задается в виде  $\tilde{\alpha}_p(t) = 1(t)$ . Для первого уравнения системы (5) определим значения на входах интегралов  $pu_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ), используя вспомогательную переменную  $u_i$ , которая характеризует текущие значения на выходах интегралов ( $1/p$  — символ интегрирования):

$$pu_1 = (d \tilde{\alpha}_p - a_2 u_1 - a_1 u_2 - a_0 u_3) a_3^{-1}, \quad pu_2 = u_1, \quad pu_3 = \tilde{\omega}. \quad (6)$$

Переходный процесс  $\tilde{\omega}(t) = u_3$  находим путем численного интегрирования (6) при нулевых начальных условиях  $u_1(0) = 0, u_2(0) = 0, u_3(0) = 0$ . В режиме полной нагрузки  $\tilde{f}_{\text{наг}}(t) = 1(t)$  второе уравнение системы (5) преобразуем к такой же форме, как и (6):

$$pu_1 = (\beta_3 \tilde{f}_{\text{наг}} - a_2 u_1 - a_1 u_2 - a_0 u_3) a_3^{-1}, \quad pu_2 = \beta_2 \tilde{f}_{\text{наг}} + u_1, \quad pu_3 = \beta_1 \tilde{f}_{\text{наг}} + u_2, \quad u_3 = \tilde{\omega}. \quad (7)$$

Здесь

$$\beta_1 = \frac{c_2}{a_3}, \quad \beta_2 = \frac{c_1 - a_2 \beta_1}{a_3}, \quad \beta_3 = c_0 - a_2 \beta_2 - a_1 \beta_1.$$

Так как в первом уравнении системы (5) коэффициенты зависят от угла поворота коленчатого вала (или времени), уравнения (7) запишем в виде

$$\beta_1(t) = \frac{c_2(t)}{a_3(t)}, \quad \beta_2(t) = \frac{1}{a_3(t)} [c_1(t) - a_2(t) \beta_1(t)] - 2 \frac{\partial \beta_1}{\partial t},$$

$$\beta_3(t) = c_0(t) - a_3(t) \left( \frac{\partial^2 \beta_1}{\partial t^2} + \frac{\partial \beta_2}{\partial t} \right) - a_2(t) \left( \frac{\partial \beta_1}{\partial t} + \beta_2(t) \right) - a_1(t) \beta_1(t).$$

Структурная схема решения приведена на рис. 1.

На безрегуляторном участке скоростной характеристики первое уравнение ДВС без наддува в системе (3) можно представить аналогично (6) при независимости моментов от угла ПКВ (усреднении процессов за цикл двигателя) и  $M_{\text{наг}} = 0$ :

$$pu_1 = \frac{\mu}{a_1} \tilde{\psi}_3 - \frac{a_0}{a_1} \tilde{\omega}, \quad (8)$$

где  $a_1 = T_d, a_0 = \beta_d, \mu = k_\psi$ .

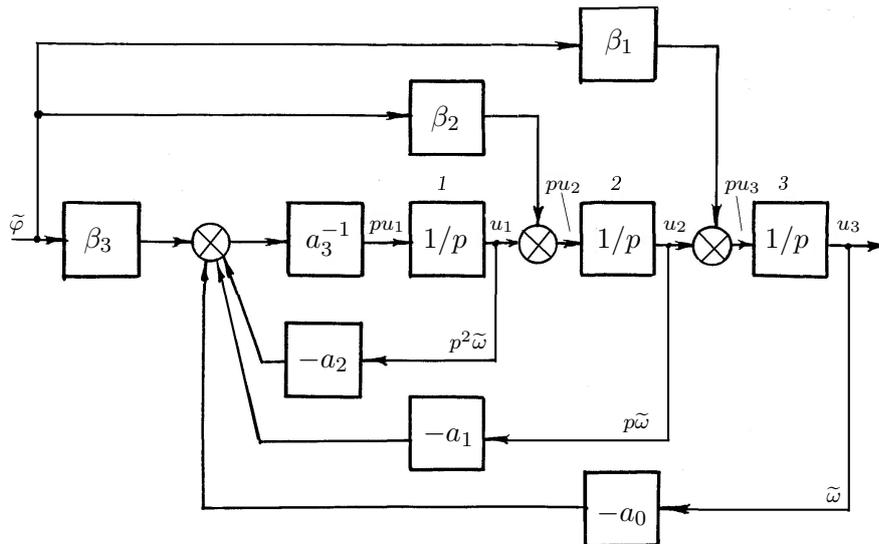


Рис. 1. Структурная схема решений уравнения динамики ДВС при полной нагрузке (7)

Fig. 1. Block diagram of solutions for dynamic equations of the internal combustion engine at full load (7)

В силу принципа суперпозиции при работе двигателя в этом режиме под нагрузкой  $\tilde{f}_{\text{наг}}$  уравнение (8) будет также справедливо при замене  $\tilde{\psi}_3 = -\tilde{f}_{\text{наг}}$  и  $\mu = k_f$ . При учете переменности процессов по углу ПКВ уравнение (8) примет вид

$$pu_1 = \mu\tilde{\psi}_3 - (a_1u_1 + a_0u_2)a_2^{-1}, \quad (9)$$

где  $a_2 = T_d$ ,  $a_1 = \beta_d$ ,  $a_0 = k_\varphi$ ,  $\mu_\varphi = \frac{k_\psi}{a_2}$ ,  $u_2 = \tilde{\varphi}$ .

Алгоритмические схемы, построенные по зависимостям (6), (8), (9), будут упрощениями схемы, приведенной на рис. 1. Результирующее решение уравнения динамики ДВС, ДВС – ЦРС, в том числе при полной нагрузке, получится путем алгебраического суммирования решений по воздействиям  $\tilde{\psi}_3$ ,  $\tilde{f}_{\text{наг}}$  и  $\tilde{\varphi}$ .

В режиме свободного разгона при  $\tilde{\psi}_3(t) = 1(t)$ ,  $M_{\text{наг}} = 0$  и усреднении параметров за цикл (т. е. при зависимости  $M_e$  только от  $\omega$  и  $\psi$ ) в уравнении (8) необходимо заменить  $\tilde{\omega}$  на среднее значение  $\bar{\omega}$ , а коэффициенты  $a_i$  — на следующие:

$$a_1 = \bar{T}_d, \quad a_0 = \beta_d, \quad \mu = \bar{k}_\psi, \quad \bar{T}_d = \frac{\bar{J}_d}{\bar{F}_d} \frac{\omega_{\text{ном}}}{M_{e\text{ном}}},$$

$$\bar{k}_\psi = \frac{\psi_{\text{ном}}}{\bar{F}_d M_{e\text{ном}}} \left( \frac{\partial \bar{M}_i}{\partial \psi} \right)^*, \quad \bar{F}_d = \left( \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \omega} \right)^* - \left( \frac{\partial \bar{M}_i}{\partial \omega} \right)^* = - \left( \frac{\partial \bar{M}_e}{\partial \omega} \right)^*.$$

## 2. Компьютерное моделирование коэффициентов уравнений динамики ДВС

При компьютерном моделировании создавались модели функций  $K_\Sigma(\varphi) = \sum_{n=1}^{i_n} K_n(\varphi)$  и  $S_\Sigma(\varphi) = \sum_{n=1}^{i_n} S_n(\varphi)$ , коэффициентов уравнений (1) и (2), интегрирования уравнения (1) согласно (4)–(9). При этом использованы известные в теории ДВС зависимости

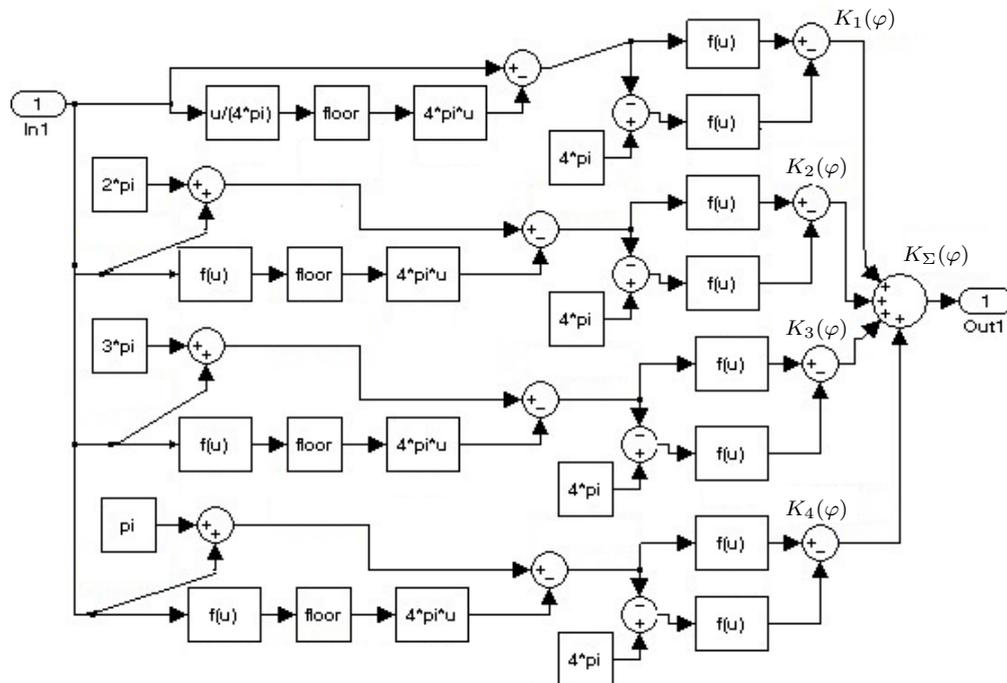


Рис. 2. Структурная схема моделирования функции  $K_\Sigma(\varphi)$

Fig. 2. Structural schemes for modelling the functions  $K_\Sigma(\varphi)$

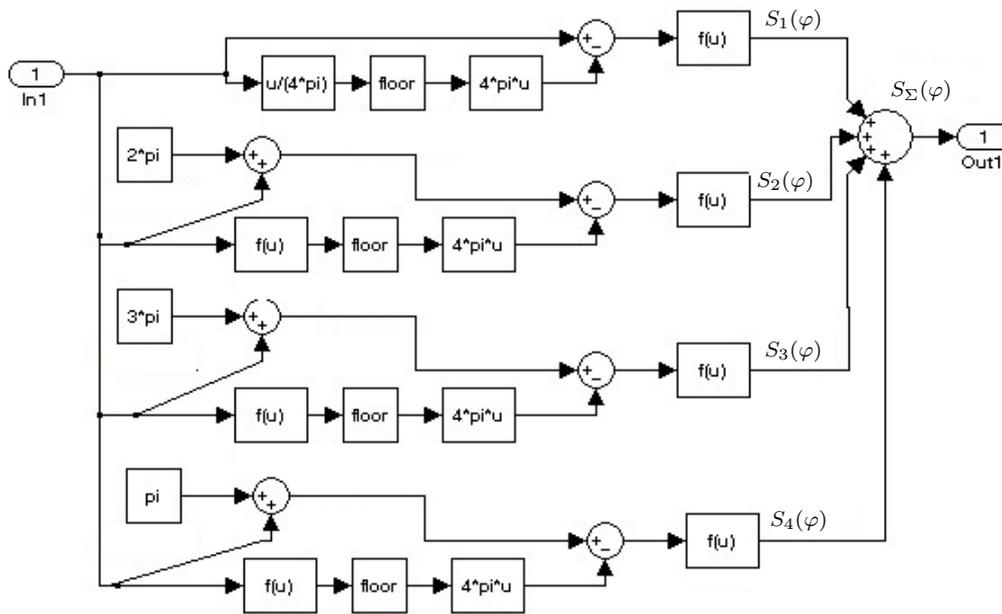


Рис. 3. Структурная схема моделирования функции  $S_{\Sigma}(\varphi)$   
 Fig. 3. Structural scheme for modelling the function  $S_{\Sigma}(\varphi)$

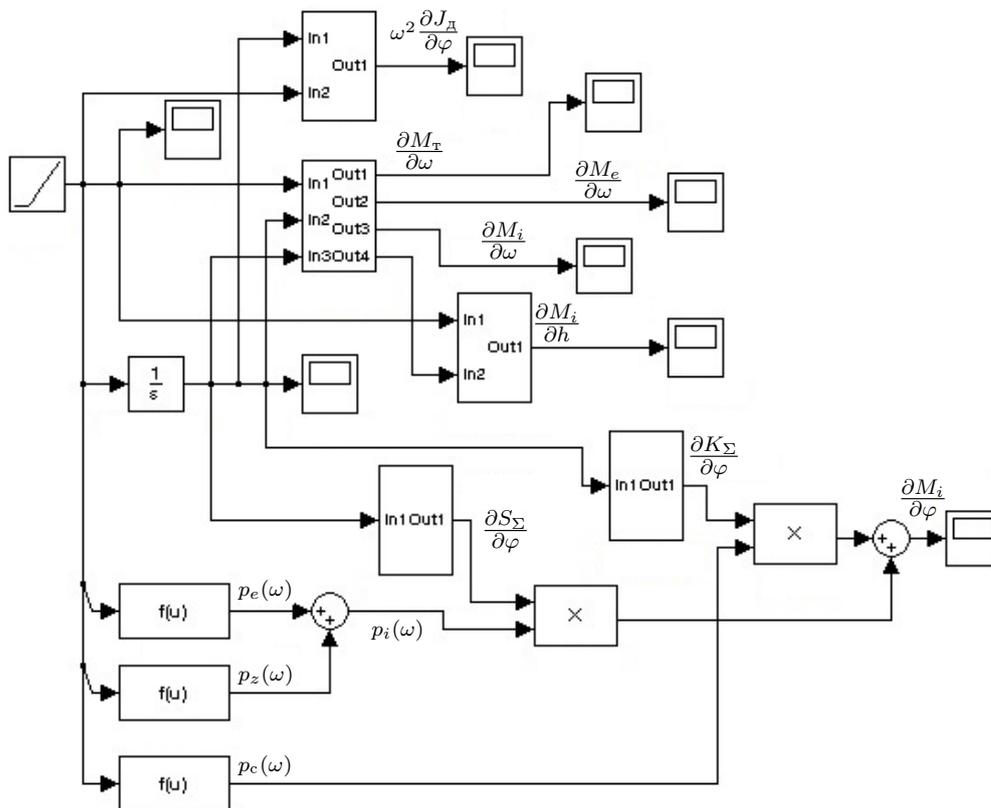


Рис. 4. Структурная схема моделирования коэффициентов уравнения динамики ДВС (1)  
 Fig. 4. Block diagram for the simulation of the coefficients for the equations of dynamics engine (1)

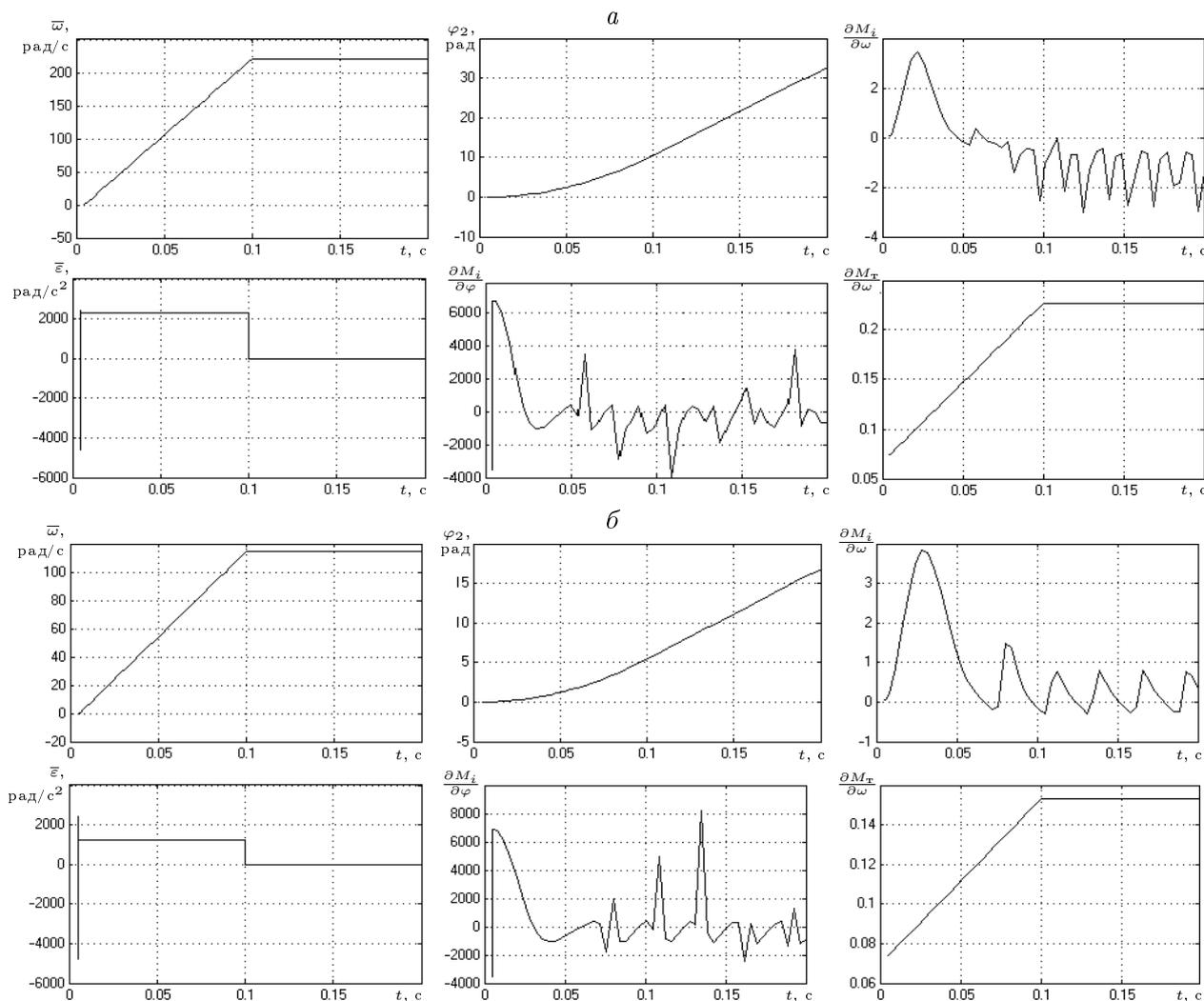


Рис. 5. Примеры моделирования коэффициентов уравнения динамики ДВС (1) при нормальном состоянии ДВС (а) и при отклонении (уменьшении) индикаторного момента от номинального на 15 % (б)

Fig. 5. Examples of modelling for the coefficients of equations for engine dynamics (1) with the normal state of the internal combustion engine (a) and with decrease of the indicator torque from the nominal value by 15 % (b)

для коэффициентов уравнений (1) и (2). В качестве примеров на рис. 1 представлена схема интегрирования уравнения (1) согласно (7), на рис. 2 и 3 приведены структурные схемы моделирования функций  $K_{\Sigma}(\varphi)$  и  $S_{\Sigma}(\varphi)$ , на рис. 4 и 5 — структурные схемы и примеры моделирования коэффициентов уравнений (1) и (2). На рис. 6 представлены структурная схема моделирования процесса интегрирования уравнения (1) с добавлением ЦРС при поступлении на вход ступенчатого воздействия.

### 3. Оптимизация погрешности идентификации настраиваемой модели и испытуемого ДВС

Согласно (1) и (2) составляющие  $\varepsilon_1^k(\varphi)$  и  $\varepsilon_1^r(\varphi)$  характеризуют состояние цилиндропоршневой группы двигателя (практически функции  $K_1(\varphi)$  и  $S_1(\varphi)$  — см. рис. 2 и 3) и отражают компрессионную  $M_{i1}^k$  и газовую  $M_{i1}^r$  составляющие индикаторного момента

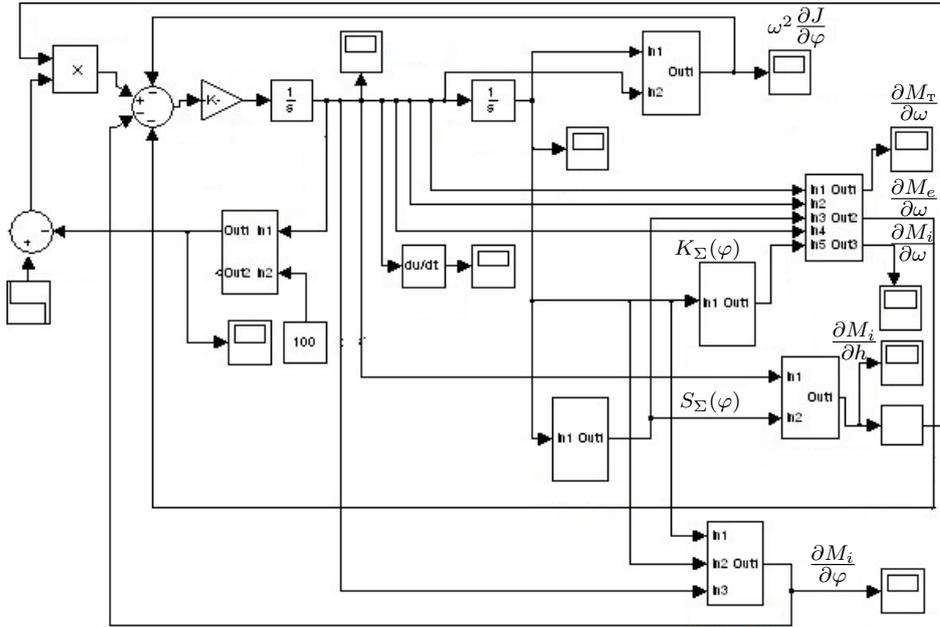


Рис. 6. Структурная схема моделирования процесса интегрирования уравнения динамики ДВС (1)

Fig. 6. Block diagram of the simulation for the integration of the dynamic equations for the internal combustion engine (1)

$M_{i_1}$  и мощности  $N_{i_1}$ . По сумме переменных  $\varepsilon_{\kappa} = \sum_{m=1}^{i_{\kappa}} \varepsilon_1^{\kappa}(\varphi - \xi_m)$  и  $\varepsilon_{\Gamma} = \sum_{m=1}^{i_{\Gamma}} \varepsilon_1^{\Gamma}(\varphi - \xi_m)$  можно оценить полную компрессионную и газовую составляющие индикаторного момента  $M_i$  и мощности  $N_i$  двигателя (см. рис. 6). Исходя из уравнений (1), (3), (6) и (8) зависимость  $\varepsilon_p(t)$  в разгоне без нагрузки характеризует зависимость  $M_e(t)$ , а зависимость  $\varepsilon_b(t)$  в выбеге — зависимость  $M_T(t)$ , а сумма  $\varepsilon_i(t) = \varepsilon_p(t) + |\varepsilon_b(t)|$  — зависимость  $M_i(t)$ . Аналогичная оценка моментов по ускорениям может быть получена по этим ускорениям в функции частоты вращения. В стационарном режиме при прокрутке ДВС без нагрузки ускорения  $\varepsilon_{ин1}$ ,  $\varepsilon_{ин1}^{ост}$  согласно (2) характеризуют инерционный и инерционный остаточный моменты  $M_{ин1}$ ,  $M_{ин1}^{ост}$ . По зависимостям  $\bar{\varepsilon}_p(n)$ ,  $\bar{\varepsilon}_b(n)$ ,  $\bar{\varepsilon}_i(n)$  можно определить значения параметров  $\bar{M}_e(n)$ ,  $\bar{M}_T(n)$ ,  $\bar{M}_i(n)$ , максимальное значение частоты вращения холостого хода  $n_{x \max}$ , запас крутящего момента  $\Delta M_e = M_{e \max} - M_{e \text{ном}}$ , начало действия регулятора, перерегулирование (см. рис. 6).

Критерием минимизации погрешности идентификации (близости модели и испытуемого ДВС) может служить функционал вида [20]

$$E(\boldsymbol{\rho}) = \frac{1}{2} \int_0^{T_n} (\mathbf{y} - \boldsymbol{\omega})^T \|G\| (\mathbf{y} - \boldsymbol{\omega}) dt \rightarrow \min, \quad (10)$$

где  $\boldsymbol{\rho} = \{\rho_0, \rho_1, \dots, \rho_m\}$  — вектор (множество) настраиваемых параметров модели;  $\mathbf{y} = \mathbf{y}(\mathbf{b}, t)$  — вектор (множество) выходных процессов объекта экспертизы;  $\mathbf{b} = \{b_0, b_1, \dots, b_m\}$  — вектор (множество) параметров объекта экспертизы;  $\boldsymbol{\omega} = \boldsymbol{\omega}(\boldsymbol{\rho}, t)$  — соответствующий вектор (множество) выходных процессов модели;  $\|G\|$  — положительно определенная матрица весов различных отсчетов  $y_i$ ;  $T_n$  — интервал измерения.

Функция погрешностей (10) может рассматриваться как гиперповерхность:

$$E(\boldsymbol{\rho}) - E_0 = 0, \quad (11)$$

где  $E_0 = E|_{\boldsymbol{\rho}=\mathbf{b}}$  — минимальное значение функции погрешностей. Линеаризация функции (11) в окрестности точки минимума  $E_0$  при  $\left. \frac{\partial E}{\partial \boldsymbol{\rho}} \right|_{\boldsymbol{\rho}=\mathbf{b}}$  (разложением (11) в ряд Тейлора) приводит к зависимости

$$E(\boldsymbol{\rho}) \approx E_0 + \frac{1}{2}(\boldsymbol{\rho} - \mathbf{b})^\top \left. \frac{\partial^2 E}{\partial \boldsymbol{\rho} \partial \boldsymbol{\rho}^\top} \right|_{\boldsymbol{\rho}=\mathbf{b}} (\boldsymbol{\rho} - \mathbf{b}). \quad (12)$$

При настройке модели одним из эффективных является градиентный метод: определение градиента  $E(\boldsymbol{\rho})$  по параметрам. Из градиентных непрерывных методов эффективен метод наискорейшего спуска, при этом движение происходит по траектории, которая при фиксированной скорости настройки обеспечивает наиболее быстрое уменьшение погрешности. Например, согласно (12), если идентификация проводится по двум параметрам, то уравнение поверхности уровня  $E = \text{const}$  имеет вид

$$dE = \frac{\partial E}{\partial \rho_1} d\rho_1 + \frac{\partial E}{\partial \rho_2} d\rho_2 = 0.$$

Сравнивая измеренные зависимости  $\bar{\varepsilon}_p(n)$ ,  $\bar{\varepsilon}_b(n)$ ,  $\bar{\varepsilon}_i(n)$  с нормативными (эталонными), которые задаются на схеме (см. рис. 6), можно оценить их близость и выявить характерные неисправности. Подстраивая коэффициенты (параметры) на схемах (см. рис. 2–6), можно смоделировать неисправности, характерные для испытуемого двигателя (см. рис. 5). Например, выход зависимости  $\bar{\varepsilon}_p(n)$  за зону выше предельно допустимых значений для эталонной характеристики свидетельствует о повышенном расходе топлива, а выход  $\bar{\varepsilon}_b(n)$  — о повышенной мощности механических потерь. Появление колебательной составляющей на зависимости  $\bar{\varepsilon}_p(n)$  характеризует возникновение повышенной неравномерности работы цилиндров, а появление резких изломов на зависимости  $\bar{\varepsilon}_b(n)$  — наличие сухого трения, задиоров и др.

## Заключение

Для конкретной марки ДВС, измеряя его рабочие процессы (в частности, угловое ускорение коленчатого вала) и моделируя технические состояния (нормальное, допустимое, предельное, предаварийное и аварийное), можно получить соответствующий набор компьютерных моделей, поочередно подстраивая коэффициенты этих моделей до совпадения этих моделей с фактическим состоянием ДВС по заданному критерию близости (9)–(11).

Наличие нескольких компьютерных моделей состояния облегчает в эксплуатационных условиях проведение экспертизы технического состояния испытуемых двигателей. В этом случае, исходя из опыта эксплуатации, проводится подстройка ближайшей к фактическому состоянию ДВС компьютерной модели. При этом повышается эффективность локализации неисправностей ДВС, так как проводится последовательная подстройка коэффициентов, отражающих состояние того или иного узла или системы двигателя. Подобная методика применима также при идентификации состояния агрегата

ДВС — рабочая машина при добавлении модели машины, а также при идентификации агрегата электродвигатель — рабочая машина при создании его компьютерной модели.

Применение рассмотренного критерия минимизации погрешности идентификации объекта экспертизы позволит дополнительно включить в информационное обеспечение ИЭСД эффективный метод идентификации состояния объекта экспертизы путем настраивания компьютерной модели, тем самым повысив достоверность определения технического состояния ДВС и его компонентов.

**Благодарности.** Исследование выполнено в соответствии планом научно-исследовательской работы Федерального государственного бюджетного учреждения науки Сибирского федерального научного центра агроботехнологий Российской академии наук на 2019–2021 гг.

## Список литературы

- [1] **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В.** Идентификация состояния сельскохозяйственных объектов измерительными экспертными системами. Новосибирск: РАСХН. Сиб. отд-ние. СибФТИ; 2003: 209.
- [2] **Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н.** Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей. Новосибирск: РАСХН. Сиб. отд-ние. СибФТИ; 2006: 272.
- [3] **Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н., Савченко О.Ф.** Патент РФ 2543091 С1, МПК G01M15/00; G01M15/04. Способ определения угла опережения впрыска топлива двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. М.: ФИПС; Официальный бюллетень “Изобретения. Полезные модели” № 6. 27.02.2015: 40.
- [4] **Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н., Савченко О.Ф., Клименко Д.Н.** Патент РФ 2721992 С1, МПК G01M15/00; G01M15/04. Способ определения технического состояния двигателей внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. М.: ФИПС; Официальный бюллетень “Изобретения. Полезные модели” № 15. 25.05.2020: 24.
- [5] **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.** Выбор информативных признаков при использовании измерительной экспертной системы двигателя. Измерительная техника. 2005; (2):18–21.
- [6] **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.** Выбор совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной системы ДВС. Двигателестроение. 2012; (2):30–33.
- [7] **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н.** Оптимизация обнаружения и измерения параметров ДВС измерительной экспертной системой. Ползуновский вестник. 2011; (2/2):275–279.
- [8] **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В., Ольшевский С.Н., Клименко Д.Н.** Моделирование процесса оптимального определения параметров состояния двигателей внутреннего сгорания измерительной экспертной системой. Вычислительные технологии. 2015; 20(6):22–35.
- [9] **Савченко О.Ф., Добролюбов И.П.** Моделирование процесса идентификации состояния тракторных двигателей. Проблемы вычислительной и прикладной математики. 2016; 4(6):4–12.

- [10] **Альт В.В., Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н.** Техническое обеспечение измерительных экспертных систем машин и механизмов в АПК. Новосибирск: Россельхозакадемия. Сибирское региональное отделение. ГНУ СибФТИ; 2013: 523.
- [11] **Krogerus T.R., Hyvonen M.P., Huhtala K.J.** A survey of analysis, modeling, and diagnostics of diesel fuel injection systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016; 138(8):081501. DOI:10.1115/1.4032417.
- [12] **Кривцов С.Н.** Методический подход к формированию динамической модели дизельного автомобиля с аккумуляторной топливоподающей системой. *Автомобильная промышленность*. 2016; (10):10–14.
- [13] **Калачин С.В.** Повышение эффективности исследований на основе линейной математической модели машинно-тракторного агрегата. *Нива Поволжья*. 2017; 1(42):72–76.
- [14] **Панченко М.Н., Грачев В.В., Грищенко А.В.** Анализ мгновенной угловой скорости коленчатого вала дизеля. *Транспорт Российской Федерации*. 2018; 4(77):59–62.
- [15] **Tormos V., Martín J., Carreño R., Ramírez L.** A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines. *Tribology International*. 2018; (123):161–179. DOI:10.1016/j.triboint.2018.03.007.
- [16] **Гребенников С.А., Гребенников А.С., Киселёв Г.О., Рогожин А.В., Усов А.Н.** Методология бестормозного диагностирования кривошипно-шатунного механизма ДВС. *Техническое регулирование в транспортном строительстве*. 2020; 3(42):147–155.
- [17] **Грищенко А.В., Шепелев В.Д., Граков Ф.Н., Лукомский К.И., Салимоненко Г.Н.** Диагностирование системы топливоподачи автомобильных ДВС тестовым методом. *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение*. 2020; 20(4):71–83.
- [18] **Джалолов У.Х., Юнусов Н.И., Турсунбадалов У.А., Зиёев Ш.Ш., Хасанов Дж.Р.** Идентификация параметров разгонной характеристики двигателя внутреннего сгорания. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления*. 2020; (35):43–56.
- [19] **Вейц В.А., Кочура А.Е.** Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение; 1976: 384.
- [20] **Эйкхофф П.** Основы идентификации систем управления. Пер. с англ. М.: Мир; 1975: 684.

---

COMPUTATIONAL TECHNOLOGIES

---

**Accuracy of identification of the state of the internal combustion engine with the customized model using the measuring expert system** DOI:10.25743/ICT.2021.26.6.005

DOBROLYUBOV IVAN P.<sup>1,2</sup>, SAVCHENKO OLEG F.<sup>1,2,\*</sup>, ALT VICTOR V.<sup>1,3</sup>, ELKIN OLEG V.<sup>1</sup>, KLIMENKO DENIS N.<sup>1,3</sup>

<sup>1</sup>Siberian Federal Scientific Center of Agro-BioTechnologies of the Russian Academy of Sciences, 630501, Krasnoobsk, Russia

<sup>2</sup>Novosibirsk State Agrarian University, 630039, Novosibirsk, Russia

<sup>3</sup>Novosibirsk State Technical University, 630073, Novosibirsk, Russia

\*Corresponding author: Savchenko Oleg F., e-mail: sof-oleg46@yandex.ru

Received April 16, 2021, revised October 4, 2021, accepted October 29, 2021.

### Abstract

*Purpose and methods.* Improving the accuracy of identification for the technical condition of the internal combustion engine (ICE) in operational conditions using the engine measurement expert system (EMSE) is addressed by adjusting the computer dynamic model of the internal combustion engine.

*Results.* Algorithmic schemes of computer models for the state of the ICE are obtained using the equations of its dynamics, which takes into account the factors such as the movement of the fuel supply body, the force on the hook – the load. The structural schemes of modeling at the input of a step-by-step action are presented. A promising method of tuning the model in the EMSE is proposed, which consists of measuring its working processes, in particular the angular acceleration of the crankshaft, for a specific brand of ICE. Then the corresponding set of models of its technical condition is obtained: normal, permissible, limit, pre-accident and emergency. By adjusting the values of the coefficients of these models in the EMSE, they achieve their coincidence with the actual state of the ICE. The identification error is minimized using the gradient method of steepest descent. The presence of several computer models is a practical advantage in the examination of the technical condition of the tested engines allowing its effective implementation in operational conditions. In this case, based on the experience of operation, the computer model closest to the actual state of the ICE is adjusted. At the same time, the efficiency of localization of ICE malfunctions increases, since the coefficients reflecting the state of the engine components and systems are consistently adjusted.

*Conclusions.* The application of the proposed methodology using the criterion of minimizing the identification error by the gradient method allows implementation of this effective method for identifying the state of the ICE. It increases the reliability of determining the technical state of the ICE and its components by adjusting the computer model.

*Keywords:* internal combustion engine, technical condition, model, parameters, identification, error rate, optimization, gradient.

*Citation:* Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Alt V.V., Elkin O.V., Klimenko D.N. Accuracy of identification of the state of the internal combustion engine with the customized model using the measuring expert system. Computational Technologies. 2021; 26(6):54–67. DOI:10.25743/ICT.2021.26.6.005. (In Russ.)

**Acknowledgements.** This research was carried out in accordance with the plan of research work of the Federal State Budgetary Institution of Science of the Siberian Federal Scientific Center for Agro-Biotechnologies of the Russian Academy of Sciences for 2019–2021.

### References

1. **Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Alt V.V.** Identifikatsiya sostoyaniya sel'skokhozyaystvennykh ob"ektov izmeritel'nymi ekspertnymi sistemami [Identification of the state of agricultural objects by measuring expert systems]. Novosibirsk: RASKhN. Sib. otd. SibFTI; 2003: 209. (In Russ.)
2. **Savchenko O.F., Dobrolyubov I.P., Alt V.V., Olshevskiy S.N.** Avtomatizirovannyye tekhnologicheskie komplekсы ekspertizy dvigateley [Automated technological complexes for expertise of engines]. Novosibirsk: RASKhN. Sib. otd. SibFTI; 2006: 272. (In Russ.)
3. **Dobrolyubov I.P., Alt V.V., Olshevskiy S.N., Savchenko O.F.** Patent RF 2543091 S1, MPK G01M15/00; G01M15/04. Sposob opredeleniya ugla operezheniya vpryska topliva dvigatelya vnutrennego sgoraniya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Patent RU 2543091 C1, MPK G01M15/00; G01M15/04. Method for determining the fuel injection advance angle (IAA) for an internal combustion engine and a device for its implementation]. Moscow: FIPS; Ofitsial'nyy byulleten' "Izobreteniya. Poleznye modeli" No. 6; 27.02.2015: 40. (In Russ.)
4. **Dobrolyubov I.P., Alt V.V., Olshevskiy S.N., Savchenko O.F., Klimenko D.N.** Patent RF 2721992 S1, MPK G01M15/00; G01M15/04. Sposob opredeleniya tekhnicheskogo sostoyaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Method for determining the technical state of internal combustion engines and a device for its implementation]. Moscow: FIPS; Ofitsial'nyy byulleten' "Izobreteniya. Poleznye modeli" No. 15; 25.05.2020: 24. (In Russ.)

5. **Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F.** The choice of informative characteristics when using the expert measuring system of an engine. *Measurement Techniques*. 2005; 48(2):128–132.
6. **Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F.** Optimal set of indirect diagnostic variables for engine measuring expert system. *Dvigatelsestroyeniye*. 2012; (2):30–33. (In Russ.)
7. **Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Olshevskiy S.N.** Optimization for determining and measurement of the ICE parameters by an expert system for measurements. *Polzunovskiy Vestnik*. 2011; (2/2):275–279. (In Russ.)
8. **Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Alt V.V., Olshevskiy S.N., Klimenko D.N.** Modeling the process of optimal determination for the parameters of the conditions of internal combustion engine by measuring expert system. *Computational Technologies*. 2015; 20(6):22–35. (In Russ.)
9. **Savchenko O.F., Dobrolyubov I.P.** Modeling the process for identification of tractor engine states. *Problems of Computational and Applied Mathematics*. 2016; 4(6):4–12. (In Russ.)
10. **Alt V.V., Dobrolyubov I.P., Savchenko O.F., Olshevskiy S.N.** Tekhnicheskoe obespechenie izmeritel'nykh ekspertnykh sistem mashin i mekhanizmov v APK [Technical support for measuring expert systems in agricultural machinery and devices]. Novosibirsk: Rossel'khozakademiya. Sibirskoe regional'noe otdelenie. GNU SibFTI; 2013: 523. (In Russ.)
11. **Krogerus T.R., Hyvonen M.P., Huhtala K.J.** A survey of analysis, modeling, and diagnostics of diesel fuel injection systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016; 138(8):081501. DOI:10.1115/1.4032417.
12. **Krivtsov S.N.** Methodological approach to the formation of a dynamic model of a diesel car with a battery fuel supply system. *Automotive Industry*. 2016; (10):10–14. (In Russ.)
13. **Kalachin S.V.** Increasing the efficiency of research on the basis of the linear mathematical model of machine and tractor unit [Improving the efficiency of research on the basis of a linear mathematical model of a machine-tractor unit]. *Niva Povolzhya*. 2017; 1(42):72–76. (In Russ.)
14. **Panchenko M.N., Grachev V.V., Grishchenko A.V.** Analysis of instantaneous turn rate of diesel crank shaft. *Transport of the Russian Federation*. 2018; 4(77):59–62. (In Russ.)
15. **Tormos B., Martín J., Carreño R., Ramírez L.** A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines. *Tribology International*. 2018; (123):161–179. DOI:10.1016/j.triboint.2018.03.007.
16. **Grebennikov S.A., Grebennikov A.S., Kiselev G.O., Rogozhin A.V., Usov A.N.** Methodology of formless diagnosis of crank mechanism of internal combustion engine. *Technical Regulation in Transport Construction*. 2020; 3(42):147–155. (In Russ.)
17. **Gritsenko A.V., Shepelev V.D., Grakov F.N., Lukomskiy K.I., Salimonenko G.N.** Diagnostics of the fuel supply system of auto ices by the test method. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering Industry*. 2020; 20(4):71–83. (In Russ.)
18. **Dzhalolov U.H., Yunusov N.I., Tursunbadalov U.A., Ziyoev Sh.Sh., Khasanov Dzh.R.** Parameters' identification of acceleration characteristic of internal combustion engine. *Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Electrotechnics, Informational Technologies, Control Systems*. 2020; (35):43–56. (In Russ.)
19. **Veyts V.A., Kochura A.E.** Dinamika mashinnykh agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya [The dynamics of machinery with internal combustion engines]. Leningrad: Mashinostroenie; 1976: 384. (In Russ.)
20. **Eykhoff P.** System identification: Parameter and state estimation. London: Wiley-Interscience; 1974: 555.