

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ СИЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: l_titova@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 22, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Стаття присвячена дослідженню та узагальненню принципів розробки програмної динамічної моделі автотракторних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Структурована модель динаміки двигуна та визначені критерії ідентифікації моделі з об'єктом. Формальний опис експертного об'єкта (ЕО) включає функціональну схему ДВС яка характеризує його параметри і оператори, що встановлюють відповідні співвідношення між цими параметрами. Динамічна модель базується на відомих рівняннях ДВЗ в моментах. Для моделювання використовувалися диференціальні рівняння швидкості і прискорення колінчатого валу в статичному і динамічному режимах. Визначено перехідні характеристики, амплітудно-частотні і енергетичні спектри. Розглянуто приклад моделювання перехідних процесів за допомогою пакету Simulink Matlab при виникненні неполадок в окремих циліндрах.

Ключові слова: моделювання, модель, амплітудно-частотний спектр, енергетичний спектр, потужність.

Постановка проблеми

Двигун внутрішнього згорання є складною системою, що включає ряд підсистем, які в свою чергу пов'язані прямими та оберненими зв'язками, з великою множиною фізичних процесів, що характеризують стан та режими його роботи [1-4]. Діагностування технічного стану ДВЗ, його експертиза, базується на вимірюванні детермінованих і ймовірних параметрів робочих процесів двигуна, порівняння їх за певними критеріями із відомими значеннями та віднесення стану ДВЗ до певного класу за найкращим наближенням його до цього класу [5-10]. При цьому ідентифікація стану ДВЗ потребує використання всіх розроблених математичних методів класифікації стану та розпізнавання образів, інформаційних технологій формування бази даних і бази знань [11-14]. Результати багаторічних досліджень проведених відомими вченими (тут може якісь вузи додати) [15] дозволили обґрунтувати

використання згаданих методів, створити інформаційне, технічне, метрологічне, алгоритмічне та програмне забезпечення вимірювальної експертної системи двигуна [16]. Проте її практичне використання в умовах експлуатації при пошуку несправностей, особливо при сучасній множині марок двигунів, є достатньо складною, трудомісткою та й до того ж не оперативною задачею.

Мета цього дослідження – підвищення ефективності експертної оцінки за рахунок розробки більш адекватної моделі ДВЗ, яка описує робочі процеси і зміну параметрів, що характеризують несправності двигуна та його складових частин.

Аналіз останніх досліджень

ДВЗ слід розглядати як динамічну систему, завдяки постійній зміні різноманітних фізичних процесів що в ньому протікають, а математична модель, яка відображає ці зміни в часі – як динамічну модель системи (ДВЗ) [17].

При математичному моделюванні певного процесу його конкретна реалізація може бути описана у вигляді відповідності між елементами множини $\bar{O}$ можливих значень x і елементами впорядкованої множини $\bar{O}$ моментів часу t , тобто у вигляді відображення $\vec{T} \rightarrow \vec{X}: x(t) \in \vec{X}, t \in \vec{T}$. Розглядаючи вихід $y(t)$ системи (це може бути вектор) як її реакцію на керуючі $u(t)$ і некеровані $v(t)$ входи $x(t) = \langle u(t), v(t) \rangle$, можна модель ДВЗ виразити у вигляді «Black Box» (більшість сучасних діагностичних приладів) і описати її як сукупність двох процесів: $\vec{X} = \langle x(t) \rangle$ і $\vec{Y} = \langle y(t) \rangle, t \in \vec{T}$. Проте модель ДВЗ у вигляді такого «Black Box» неефективна, адже вона не дозволяє локалізувати неполадки, що виникають у реальному двигуні [18]. Цього недоліку позбавлена модель «White Box», коли залежності між входом і виходом можна описати тим чи іншим способом [19]. В найбільш загальній моделі динаміки системи цього досягають введенням стану системи $z(t)$, якому притаманна внутрішня характеристика залежна від поточного значення

вихідного процесу [22]. Таким чином, враховуючи характеристики стану існує наступний опис виходу $\zeta: \vec{Z} \times \vec{T} \rightarrow \vec{Y}$, що можна описати наступним чином: $y(t) = \zeta(t, z(t))$, $t \in \vec{T}$. Залежність ζ від t враховує можливість зміни залежності виходу від стану з плином часу [21]. Для завершення побудови математичної моделі слід описати зв'язок між входом і станом. Іншими словами слід ввести параметричну множину відображень $\mu_{\tau t}: \vec{Z} \times \vec{X}(\cdot) \rightarrow \vec{Z}$, заданих для всіх значень параметрів $t \in \vec{T}$, $\tau \in \vec{T}$ і $\tau \leq t$. При цьому приймається умова. Що стан в будь-який момент $t > \tau$ однозначно визначається станом z_t в момент τ і відрізком реалізації входу $x(\cdot)$ від t до τ або перехідним відображенням $z(t) = \mu_{\tau t}(z_t, x(\cdot)) = \sigma(t, \tau, z_t, x(\cdot))$.

Математична модель ДВЗ як системи, умовно названу «White Box» є системою із множиною входів, станів і виходів та зв'язків між ними:

$$\vec{X} \xrightarrow{\sigma} \vec{Z} \xrightarrow{\zeta} \vec{Y}.$$

Конкретизуючи множини $\vec{X}, \vec{Z}, \vec{Y}$ і відображення σ і ζ , отримуємо моделі різних ДВЗ [22].

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до моделювання перехідних процесів динамічної моделі силової енергетичної установки машин для лісотехнічних робіт.

Результати досліджень

Структурна математична модель ДВЗ (експертний об'єкт (ЕО) визначається як $M(R) = \langle G, S, R \rangle$, де G – множина елементів, що утворюють модель; S – область визначення перетворення подібності; R – множина правил, які встановлюють співвідношення зв'язку ρ на Z структурі типів з'єднання, $R - (\Sigma, \rho)$. Для формального опису ЕО необхідно, використовуючи функціональну схему ДВЗ, ввести множину параметрів, що його характеризують $\vec{Q} = \langle q_i \rangle$, $i = \overline{1, n}$ і базис операторів $\vec{A} = \langle A_i \rangle$, $i = \overline{1, m}$, які встановлюють співвідношення між цими параметрами (рис. 1, а).

Усі параметри ЕО можна розділити на чотири підмножини $\vec{Q} = \langle \vec{V}, \vec{\alpha}, \vec{\beta}, \vec{\gamma} \rangle$, де $\vec{V} = (v_i) = [\vec{X}(\vec{\alpha}, t); \vec{Y}(\vec{\gamma}, t); \vec{Z}(\vec{\beta}, t)]$, $i = \overline{1, k}$ – фазові змінні: вектори вхідних $\vec{X} = \langle x_i \rangle$; $i = \overline{1, s}$ і вихідних $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$; $i = \overline{1, v}$ змінних пов'язаних між собою операторним рівнянням $\vec{Y} = \vec{A}(\vec{X})$; $\vec{Z} = \langle z_i \rangle$; $i = \overline{1, k}$ – внутрішні змінні, що утворюють множину станів експертного об'єкту; $\vec{\alpha} = \langle \alpha_i \rangle$; $i = \overline{1, l}$ – зовнішні параметри ЕО; $\vec{\beta} = \langle \beta_i \rangle$; $i = \overline{1, p}$ – внутрішні параметри ЕО; $\vec{\gamma} = \langle \gamma_i \rangle$; $i = \overline{1, r}$ – вихідні параметри ЕО.

Множина вихідних параметрів $\vec{\gamma} = \langle \gamma_i \rangle$ дозволяє кількісно оцінити якість протікання робочих процесів ЕО: $\vec{\gamma} = F_1(\vec{A}, \vec{\alpha}, \vec{\beta})$. При комп'ютерному моделюванні

виконується оцінка параметрів $\vec{\gamma} = F_2[\vec{Y}(t)]$, $\vec{Y}(t) = \vec{A}(\vec{\beta})\vec{X}(\vec{\alpha}, t)$, де $0 < t \leq T_n$; T_n – час обробітку реалізації процесу. Вихідні параметри ЕО отримуємо в результаті обробітку вибірки об'ємом v множини реалізацій $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$. Блок $\vec{A}$ (рис. 1, б) є математичною моделлю ЕО. В блоці $\vec{F}_2$ здійснюємо перетворення та статистичний обробіток вибірки $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$, результатом якої є оцінка вихідного параметра системи y^* . Ці оцінки порівнюють з номінальними значеннями вихідних параметрів та приймають рішення про подальшу процедуру моделювання. Відповідність моделі об'єкта оцінюють критерієм якості ідентифікації:

$$I(\vec{c}) = M\{F[e(\vec{z}(n), \vec{c})]\} = [y(n) - \hat{y}(n)] \xrightarrow{n \rightarrow \infty} \min,$$

де $M\{\dots\}$ – математичне очікування;

$F[\dots]$ – функція втрат.

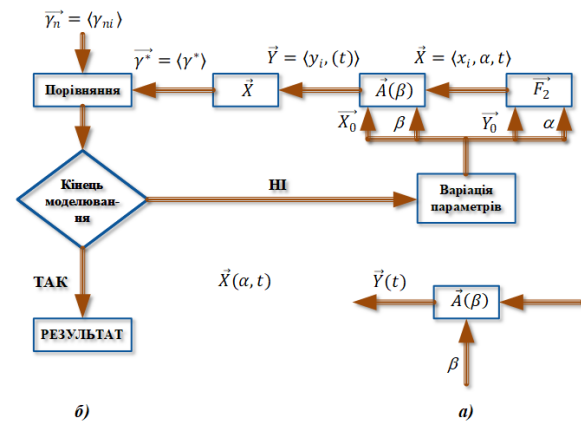


Рис. 1. Схема моделі експертного об'єкту: а – структурна узагальнена; б – функціональна.

Fig. 1. The scheme of the model of the expert object: a - structural generalized; b – functional.

При моделюванні використовувалися різні математичне описання ЕО, у тому числі аналогічне тому, яке використовувалося при обробці вимірювальних процесів, зокрема кутові швидкості і прискорення колінчатого валу: складання і вирішення диференціальних рівнянь ДВЗ і системи автоматичного управління швидкісним режимом в статичному і динамічному режимах, визначення перехідних характеристик, амплітудно-частотних і енергетичних спектрів, авто і взаємно кореляційних функцій, динамічних швидкісних характеристик, інтегральних характеристик і частотних показників.

Двигун є тепловою машиною циклічної дії, робота якого характеризується сукупністю параметрів: N_e – ефективна потужність; M – крутний момент; p_k – тиск наддуву; α – коефіцієнт надлишку повітря; η_e – ефективний ККД; η_m – механічний ККД; g_e – ефективна питома витрата палива; G_m – годинна витрата палива; h – положення рейки паливного насоса високого тиску; ψ – положення важеля керування подачею палива; ω – кутова швидкість колінчастого валу; ε – кутове прискорення колінчастого валу; J_∂ – приведений до валу момент інерції двигуна; η_v – коефіцієнт наповнення циліндра.

Використаємо диференціальні рівняння динаміки ДВЗ (відомі з теорії ДВЗ, як рівняння у моментах) для діагностування за перехідними характеристиками, враховуючи внутрішньо циклові зміни умов швидкості колінчастого валу ω . Використаємо кутову координату φ за якою можливо виділити роботу окремих циліндрів, які впливають на перехідний процес, а величину цього впливу оцінюємо з позиції визначення їх технічного стану.

Базою є прийняття рівняння динаміки ДВЗ:

$$J_{\partial}(\varphi) \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\omega^2}{2} \frac{\partial J_{\partial}}{\partial \varphi} = M_i - M_T - M_H,$$

$\{M = M_T - M_H\}$ – ефективний момент

де M_i – індикаторний момент; M_T – момент втрат від тертя; M_H – момент навантаження. При цьому враховуємо, що: $M_i(\omega, \psi, \varphi)$; $M_T(\omega, \psi, \varphi)$; $M_H(\omega, P_k)$.

$$M_i^K = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i1}^K(\varphi - \zeta_m); M_i^G = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i1}^G(\varphi - \zeta_m);$$

$$M_{iH} = \omega^2 \frac{\partial I_{\partial}}{\partial \varphi} = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{iH1}(\varphi - \zeta_m) + M_{iH}^{3AL};$$

$$\varepsilon = \frac{1}{J_{\partial}} [M_i^K + M_i^G - M_{iH} - M_T - M_H] =$$

$$= \varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G + \varepsilon_{iH} + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \varepsilon_T + \varepsilon_H =$$

$$= \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{i1}^K(\varphi - \zeta_m) + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{i1}^G(\varphi - \zeta_m) +$$

$$+ \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{iH1}(\varphi - \zeta_m) + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{B1}(\varphi_m) + \varepsilon_T^0 + \varepsilon_H;$$

де $M_i^K, M_i^G, M_{iH}, M_{iH}^{3AL}$ – моменти: компресійна і газова складові індикаторного моменту, інерційний, інерційний залишковий; $\varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G, \varepsilon_i^{T\partial} = \varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G, \varepsilon_{iH}, \varepsilon_{iH}^{3AL}, \varepsilon_T = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{B1}(\varphi_m) + \varepsilon_T^0, \varepsilon_H$ – складові прискорення: компресійна, газова, термодинамічна, інерційна невідновлена змінна, інерційна залишкова, прискорення тертя в ЦПП та інших з'єднаннях, прискорення навантаження; φ – кут повороту колінчастого валу; ζ_m – кут фазового зсуву між індикаторними моментами окремих циліндрів; $i_{\text{ц}}$ – число циліндрів.

Для кожного із циліндрів складові повного прискорення визначаються:

$$\varepsilon_{i1}^K = \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^K(\varphi - \zeta_{1m}) = \frac{1}{J_{\partial}} V_{\text{ц}} p_c K_1(\varphi);$$

$$\varepsilon_{i1}^G = \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^G(\varphi - \zeta_{1m}) = \frac{1}{J_{\partial}} V_{\text{ц}} p_i S_1(\varphi);$$

$$\varepsilon_{iH1} = -\left\langle \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^{\text{РЕГ}}(\varphi - \zeta_{1m}) + \frac{M_{iH}^{3AL}}{J_{\partial}} \right\rangle = \varepsilon_{iH1}^{\text{РЕГ}} + \varepsilon_{iH1}^{3AL};$$

$$\varepsilon_{\text{ц}} = \varepsilon_1^K + \varepsilon_1^G + \varepsilon_{iH} + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \varepsilon_{T1}$$

де $\varepsilon_{\text{ц}}$ – прискорення колінчастого валу, викликаного роботою одного циліндра (прискорення циліндра); $V_{\text{ц}}$ – робочий об'єм циліндра; p_c – тиск стиснення; p_i – середньо індикаторний тиск; $K_1(\varphi), S_1(\varphi)$ – відповідно компресійна і газова силові функції;

Останні, викликані роботою циліндра, описуються наступними рівняннями:

$$K(\varphi) = \frac{\Gamma(\varphi)}{2\Delta^n(\varphi)};$$

$$S(\varphi) = \frac{G\Gamma(\varphi)}{2\sigma^q};$$

$$\Gamma(\varphi) = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)};$$

$$\Delta(\varphi) = \frac{1 + 0.5(\gamma_{\text{ст}} + 1)}{1 - \cos(\varphi) + \lambda^{-1}(1 - \cos(\beta))};$$

$$G = \frac{(\gamma_{\text{ст}} - 1)(q - 1)}{(\rho_i - 1)(q - 1) + \rho_i \left(1 - \left(\frac{\gamma_{\text{ст}}}{\rho_i}\right)^{1-q}\right)};$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin(\varphi));$$

$$\lambda = \frac{r}{L};$$

де r і L – відповідно радіус кривошипу і довжина шатуна; $\gamma_{\text{ст}}$ – ступінь стиснення; n і q – середні значення відповідно політроп стиснення і розширення; ρ_i – ступінь попереднього розширення продуктів горіння;

$$\sigma = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi \in [0, \varphi_z]; \\ \frac{D}{\rho_i} & \text{при } \varphi \in [\varphi_z, \pi]; \end{cases}$$

$$\varphi_z = \sqrt{\frac{\rho_i - 1}{(\gamma_{\text{ст}} - 1)(\lambda + 1)}}$$

Функції $K_1(\varphi)$ і $S_1(\varphi)$ для всіх вихрекамерних двигунів при різних значеннях політроп стиснення і розширення можуть бути апроксимовані, які залежать лише від ступеню стиснення.

При стаціонарному режимі повного навантаження та при вільному розгоні і вибігу повне прискорення колінчастого валу описується наступним чином:

$$\varepsilon = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{\text{ц}m} + \varepsilon_T + \varepsilon_{iH}^{3AL};$$

Для прикладу розглянемо один із розроблених методів аналізу ЕО – моделювання частотних (спектральних) залежностей. Кутове прискорення колінчастого валу двигуна відповідно до (2-7), без врахування невідновленої інерційної складової, можна подати у вигляді послідовності імпульсів. Знімаючи сигнал з датчика кутових міток, який має прямокутну форму (рис. 2,а), амплітудно-частотні спектри цього сигналу чи лінійно-експоненційного типу $x(t) = \beta t e^{\alpha t}$ (складові крутного моменту і кутового прискорення колінчастого валу; α і β – постійні величини залежні від ступеню стиснення) визначали наступним чином:

$$S_n(\omega) = A_n \tau_i \frac{\sin\left(\frac{\omega \tau_u}{2}\right)}{\frac{\omega \tau_u}{2}}$$

$$S_{ad}(\omega) = \beta \frac{(\alpha^2 + \omega^2)}{(\alpha^2 - \omega^2)^2}$$

де $\omega = 2\pi f$; f – частота в герцах; A_n і τ_i – відповідно амплітуда та тривалість прямокутного імпульсу.

Оскільки активна фаза робочих процесів ДВЗ відбувається на лінійному проміжку імпульсу лінійно-експоненційного типу $x(t) = \beta t e^{\alpha t}$, а ширина його спектру визначається крутизною фронту, можна розглядати лише симетричний імпульс трикутної форми.

$$s(t) = \begin{cases} \frac{A_m(1-2|t|)}{\tau_i}, & -\frac{\tau_i}{2} \leq t \leq \frac{\tau_i}{2}; \\ 0, & t < -\frac{\tau_i}{2}, t > \frac{\tau_i}{2}; \end{cases}$$

Амплітуда A_m (9) відповідає максимуму амплітуди імпульсу лінійно-експоненційного типу $x_{\text{max}}(t) = \frac{1}{\alpha} e^{-\frac{1}{\beta}}$, а тривалість $\frac{\tau_i}{2}$ – тривалості його лінійного проміжку $t_{\text{max}} = \frac{1}{\alpha\beta}$. Амплітудно-частотний спектр такого імпульсу

$$S_m(\omega) = A_m \frac{\tau_i}{2} \left(\frac{\sin\left(\frac{\omega \tau_i}{4}\right)}{\frac{\omega \tau_i}{4}} \right)^2 = \frac{1}{\alpha\beta} e^{-\frac{1}{\beta}} \left(\frac{\sin\left(\frac{\omega}{2\alpha\beta}\right)}{\frac{\omega}{2\alpha\beta}} \right)^2.$$

АЧС послідовності пачок із $N = 4$ імпульсів з амплітудно-імпульсною модуляцією гармонічним

сигналом частоти F , що викликані нерівномірною роботою циліндрів (рис. 2, в):

$$S_{mNM}(\omega) = A_m \left(\frac{\sin(\frac{\omega\tau_i}{2})}{\frac{\omega\tau_i}{2}} \right)^2 + \frac{A_m m}{2\tau_i} \sum_{k=1}^N \left(\frac{\sin(k\omega+F)(kT_n+\frac{\tau_i}{2})}{\omega+F} + \frac{\sin(k\omega-F)(kT_n+\frac{\tau_i}{2})}{\omega-F} \right);$$

де m – глибина модуляції.

Приклади моделювання з використанням пакету SIMULINK програми MATLAB приведені на рис. 3-5.

АЧС немодульованої послідовності пачок із N імпульсів трикутної форми при $\omega > 0$ з періодом T_b (рис. 2, б) описується:

$$S_{mN}(\omega) = A_m \tau_i \left(\frac{\sin(\frac{\omega\tau_i}{2})}{\frac{\omega\tau_i}{2}} \right)^2 \exp\left(-j\left(\frac{\omega\tau_i}{2}\right)\right) \sum_{n=1}^N \exp(-j(n-1)\omega T_b)$$

Досліджені за допомогою моделі функції потужності циліндрів $N(\varphi)$ та відхилення $\Delta N(\varphi)$ від справного стану. Шляхом моделювання занижених значень середньо-ефективного тиску p_e та тиску в кінці такту стиснення p_c . Цим моделювалися відповідно несправна робота ЦПГ та відмови паливонадачі. Результати моделювання приведені на рис. 6.

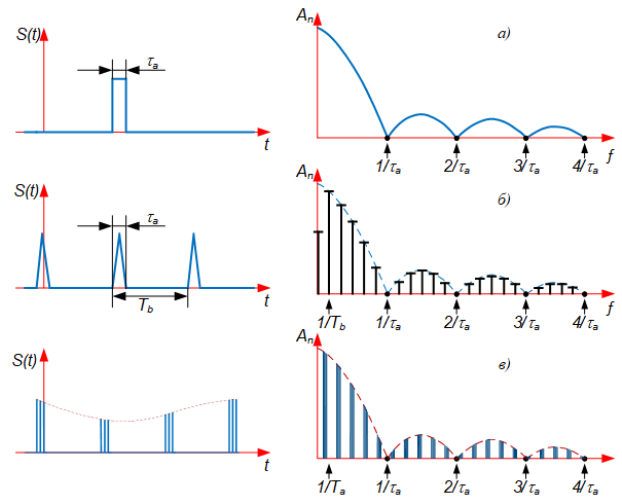


Рис. 2. Амплітудно-частотні спектри: а – одиночного імпульсу; б – послідовності імпульсів; в – пачки із $N = 4$ імпульсів з амплітудно-імпульсною модуляцією гармонічним сигналом частоти F .

Fig. 2. Amplitude-frequency spectra: a - single pulse; b - sequence of pulses; in - bundles with $N = 4$ pulses with amplitude-pulse modulation by a harmonic signal of frequency F .

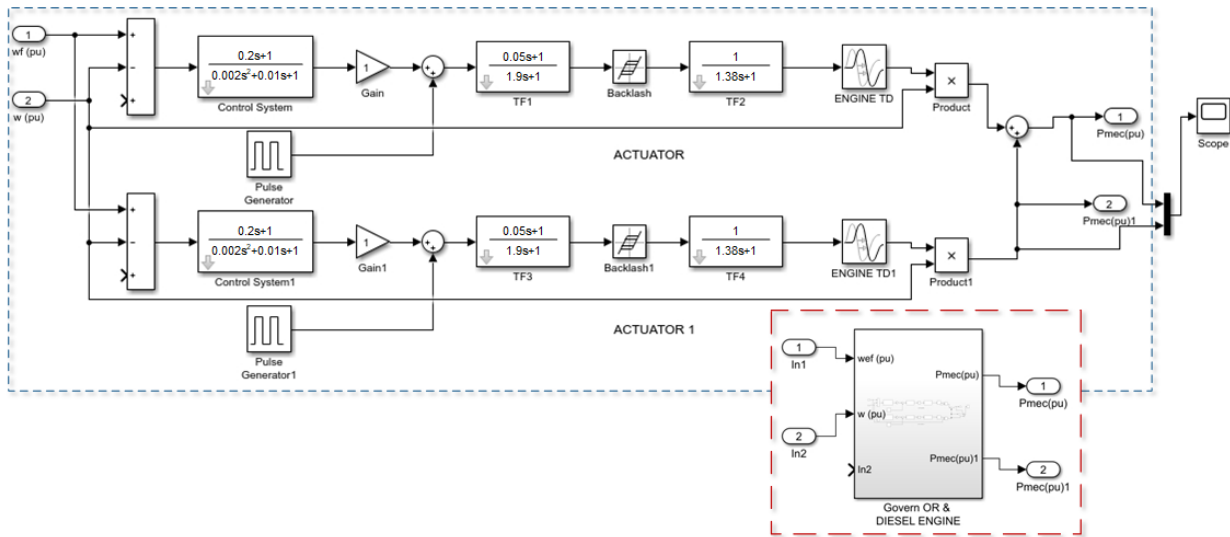


Рис. 3. Блок (Block diagram) і субблок моделювання роботи ДВЗ.

Fig. 3. Block diagram and subblock of ICE operation simulation.

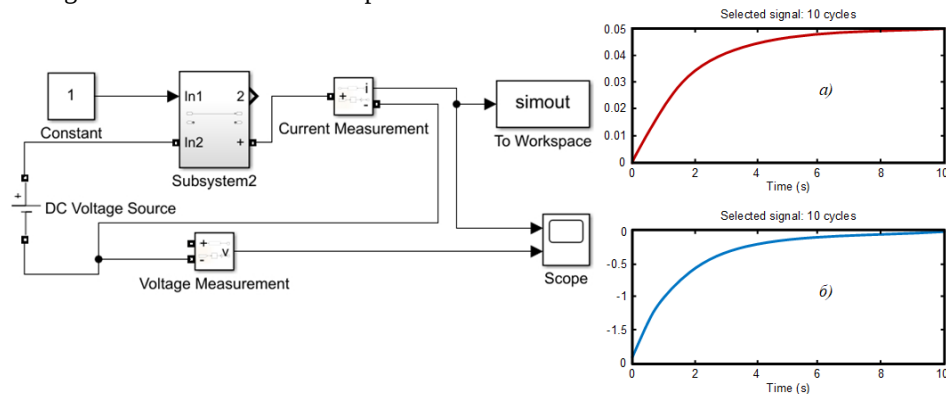


Рис. 4. Нормовані перехідні характеристики і блок (Simulink) роботи ДВЗ: а – нормальна робота, б – граничні зазори ЦПГ.

Fig. 4. Normalized transient characteristics and block (Simulink) of the internal combustion engine: a - normal operation, b - limit gaps of the CPG.

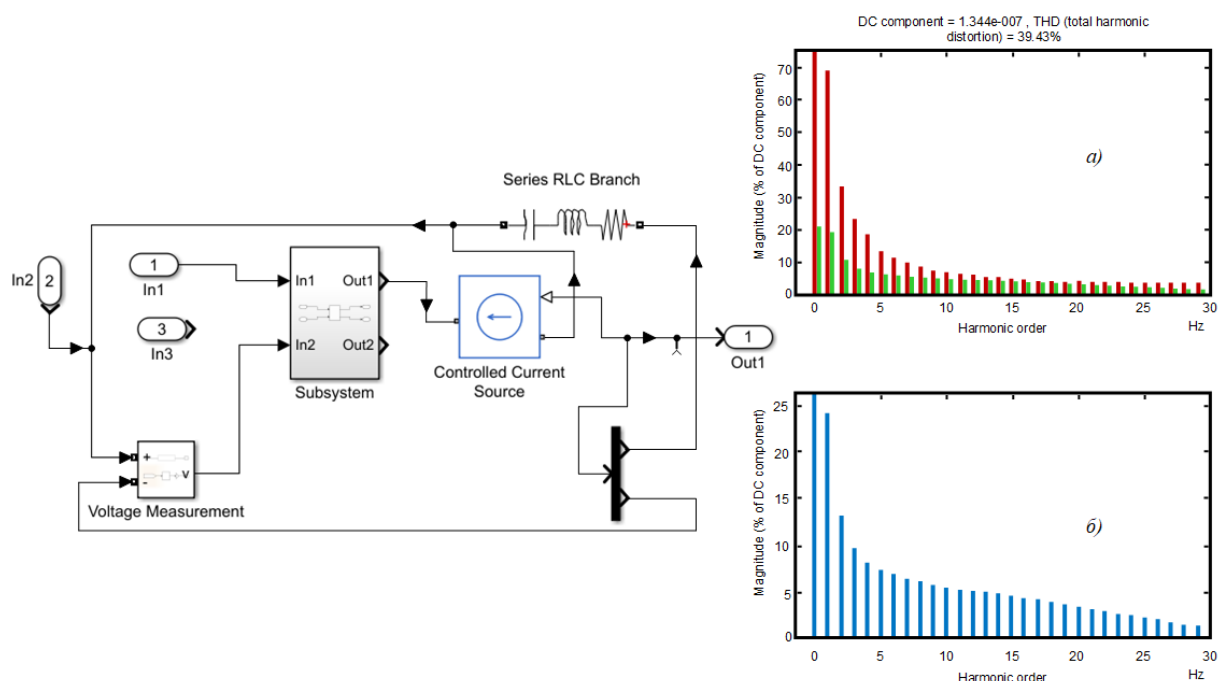


Рис. 5. Амплітудно-частотний спектр і блок (Simulink) роботи ДВЗ: а – нормальна робота, б – граничні зазори ЦПГ.

Fig. 5. Amplitude-frequency spectrum and block (Simulink) of internal combustion engine operation: a - normal operation, b - limit gaps of CPG.

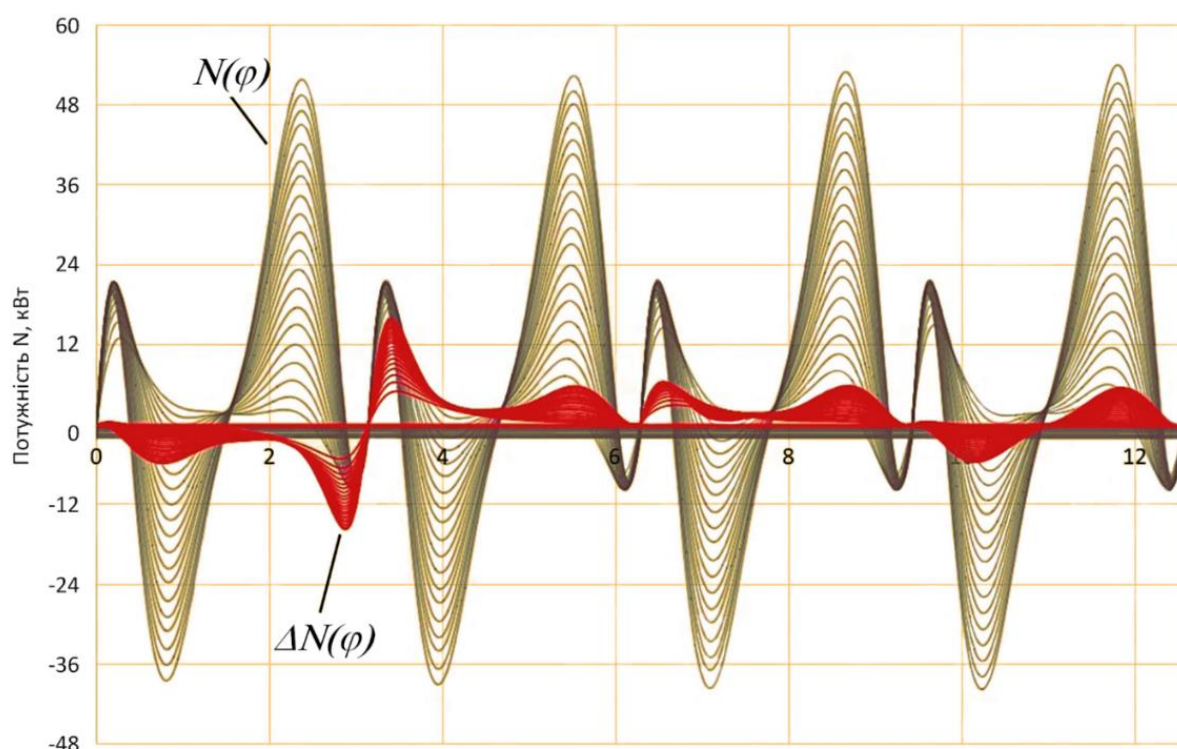


Рис. 6. Функції $N(\varphi)$ справного двигуна і $\Delta N(\varphi)$ – для двигуна з двома несправними циліндрами (3 циліндр – p_c занижений на 30%, 4 циліндр – p_c занижений на 30%).

Fig. 6. Functions $N(\varphi)$ of a working engine and $\Delta N(\varphi)$ – for an engine with two faulty cylinders (3 cylinder - p_c underestimated by 30%, 4 cylinder - p_c underestimated by 30%).

З метою реалізації описаного способу діагностування за перехідними характеристиками та подальшого визначення напрямків дослідження технічних вимог до засобів діагностики проводився експеримент за параметрами створеної моделі дизеля Д-240.

Цінність моделі полягає у можливій розробці на її основі засобів для постійного моніторингу ефективної потужності. Це дасть можливість встановити чи спрогнозувати критичний стан механічної частини двигуна, системи паливободачі і системи управління за зміною параметрів в часі і

вчасно вивести попередження про вірогідність аварійної відмови. Встановлено зокрема, що при зниженні ефективної потужності на 15% різко знижує ефективність роботи техніки на 25%, а при зниженні більш ніж на 25% – завжди призводить до відмови.

Висновки

1. Практичне використання методів визначення технічного стану ДВЗ вимірювальною системою за допомогою порівняння отриманих значень з математичною динамічною моделлю дозволяє підвищити оперативність і знизити трудомісткість процесу експертної оцінки.

2. Доведена доцільність структурування моделі динаміки ДВЗ як моделі «White Box» з обов'язковим розглядом усіх фазових змінних.

3. Використання динамічної моделі значно спрощує пошук неполадок, адже ступінь і види цих неполадок безпосередньо створюються в самій комп'ютерній моделі.

4. Використання динамічної моделі розширює перелік методів експертної оцінки ДВЗ і його окремих елементів, забезпечує підвищення точності та достовірності такої оцінки. Крім того, ці методи можуть бути ефективними при автоматизованому управлінню агрегатами із змінним навантаженням (машино-тракторні агрегати, дробарки, подрібнювачі, дизель-генератори, тощо).

Список літератури

1. Антонов А. И. Переходный процесс в двумерной экстремальной системе при наличии запрещенных областей и случайном методе поиска. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 69-81.
2. Медведев Г. А., Рыжиков А. П. О применении алгоритмов случайного поиска в системах автоматической оптимизации. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 81-92.
3. Растригин Л. А., Рина К. К. Автоматная теория случайного поиска. Рига: Зинтане, 2013. 342 с.
4. Таев И. С., Егоров Е. Г., Горшков Ю. Е., Попова Е. П. Оптимизация параметров дугогасительной камеры электрического аппарата. Москва. Аппараты низкого напряжения. 2011. Вып. 1(92). С. 24-32.
5. Петров А. А. Численные методы условной оптимизации. Москва. Мир. 2017. 290 с.
6. Vox M. J. A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 2015. №8. P. 42-52.
7. Burkhard G. Über das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. Elektr. 2014. Vol. E05. P. 96-105.
8. Hooke R., Jeeves T. Direct search solution of numerical and ststist1cal problems. JACM. 2011. Vol. 8. P. 212-229.
9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 2014. Vol. 11. P. 400-415.
10. Luws R., Jaakola T. Optimization by direct search and systematic reduction of the size of seach region. Ch.E. Journal. 2013. Vol. 19. P. 760-766.
11. Rosenbrock H. H. An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 2020. Vol. 3. P. 175-184.
12. Rumelhart D. E. Learning representations of back-propagation errors. Nature. 2016. Vol. 323. P. 533-536.
13. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Москва. Мир. 2016. 220 с.
14. Goldberg D. E. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 2019. 308 p.
15. Колков Д. А. Анализ интервальных методов поиска глобального экстремума. Фундаментальные исследования. 2006. Вып. 2. С. 22-23.
16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. Bucharest. Vol. 58. No 2. P. 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.
17. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbiocature separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.
19. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 146-152.
20. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методи технічного обслуговування лісових машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 155. С. 132-137.
21. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Обґрунтування технічних заходів підтримання працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 160. С. 189-195.
22. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування

України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 322-328.

References

1. Antonov A. I. (2011). Transient process in a two-dimensional extremal system in the presence of forbidden regions and a random search method. Statistical optimization problems. Riga: Zintane. 69-81.
2. Medvedev G. A., Ryzhakov A. P. (2011). On the application of random search algorithms in automatic optimization systems. Statistical optimization problems. Riga. Zintane. 81-92.
3. Rastrigin L. A., Ripa K. K. (2013). Automatic theory of random search. Riga. Zintane. 342.
4. Taev I. S., Egorov E. G., Gorshkov Yu. E., Popova E. P. (2011). Optimization of parameters of the electric apparatus arc-extinguishing chamber. Moscow. Low voltage devices. 1(92). 24-32.
5. Petrov A. A. (2017). Numerical methods of conditional optimization. Moscow. Myr. 290.
6. Box M. J. (2015). A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 8. 42-52.
7. Burkhard G. (2014). Uber das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. Elektr. E05. 96-105.
8. Hooke R., Jeeves T. (2011). Direct search solution of numerical and statistical problems. JACM. 8. 212-229.
9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. (2014). Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 11. 400-415.
10. Luws R., Jaakola T. (2013). Optimization by direct search and systematic reduction of the size of search region. Ch.E. Journal. 19. 760-766.
11. Rosenbrock H. H. (2020). An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 3. 175-184.
12. Rumelhart D. E. (2016). Learning representations of back-propagation errors. Nature. 323. 533-536.
13. Rekleytis G. (2016). Optimization in technology. Moscow. Myr. 220.
14. Goldberg D. E. (2019). Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 308.
15. Kolkov D. A. (2006). Analysis of interval methods of searching for a global extremum. Fundamental research. 2. 22-23.
16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M., Ohienko A. V. (2019). Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. 58(2). 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.
17. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(1). 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.
19. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methodical provisions of the need for mobile means of maintenance of forest MEZ. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 196(3). 146-152.
20. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methods of maintenance of forest machines. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 155. 132-137.
21. Titova L. L., Rogovskii I. L. (2015). Substantiation of technical measures to maintain the efficiency of machines for forestry work. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 160. 189-195.
22. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2015). Analysis of periodicity of maintenance of machines for forestry works. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. 212(1). 322-328.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Титова

Аннотация. Статья посвящена исследованию и обобщены принципы разработки программной динамической модели автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Структурированная модель динамики двигателя и определены критерии идентификации модели с объектом. Формальное описание экспертного объекта (ЭО) включает функциональную схему ДВС характеризующая его параметры и операторы, устанавливают соответствующие соотношения между этими параметрами. Динамическая модель базируется на известных уравнениях ДВС в моментах. Для моделирования использовались дифференциальные уравнения скорости и ускорения коленчатого вала в статическом и динамическом режимах. Определены переходные характеристики, амплитудно-частотные и энергетические спектры. Рассмотрен пример моделирования переходных процессов с помощью пакета Simulink Matlab при возникновении неполадок в отдельных цилиндрах.

Ключевые слова: моделирование, модель, амплитудно-частотный спектр, энергетический спектр, мощность.

SIMULATION OF TRANSITIONAL PROCESSES OF DYNAMIC MODEL OF POWER ENERGY INSTALLATION OF MACHINES FOR FORESTRY WORKS

L. L. Titova

Abstract. The article is devoted to the research and generalization of the principles of development of the software dynamic model of autotractor internal combustion engines (ICE). The engine dynamics model is structured and the criteria for model identification with the object are defined. The formal description of the expert object (EO) includes a functional diagram of the internal combustion engine that characterizes its parameters and operators that establish the appropriate relationships between these parameters. The dynamic model is based on the known ICE equations at the moments. Differential equations of velocity and acceleration of the crankshaft in static and dynamic modes were used for modeling. Transient characteristics, amplitude-frequency and energy spectra are determined. An example of modeling transients using the Simulink Matlab package in case of problems in individual cylinders is considered.

Key words: modeling, model, amplitude-frequency spectrum, energy spectrum, power.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.