

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.436:631.37

А. Ф. ГОЛОВЧУК^{1*}

^{1*}Каф. «Автомобілі», Запорізький національний технічний університет, вул. Жуковського, 64, Запоріжжя, Україна, 69063, тел. +38 (061) 764 26 47, ел. пошта golovchuk.a@i.ua, ORCID 0000-0003-0562-2629

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Мета. В науковій статті необхідно вирішити наступні задачі: 1) уточнення математичної моделі для визначення тягово-динамічних, паливно-економічних та екологічних показників мобільних енергетичних засобів; 2) розробку методики теоретичних досліджень системи автоматичного регулювання, статичних та динамічних характеристик автотракторного дизеля з газотурбінним наддувом та мобільного енергетичного засобу. **Методика.** У роботі досліджуються робочі процеси автотранспортних засобів та машинно-тракторних агрегатів шляхом математичного моделювання та розробки відповідних алгоритмів і програм для розрахунків цих процесів в умовах реальної експлуатації. Для теоретичних досліджень розроблена система рівнянь, яка описує нелінійну математичну модель системи автоматичного регулювання частоти обертання автотракторного дизеля. Окрім диференціальних рівнянь першого та другого порядку, в математичному моделюванні робочих процесів тягово-транспортних засобів використані рівняння, які описують експериментальні характеристики автоматичного регулятора, паливного насоса високого тиску, турбокомпресора і дизеля, а також механічні втрати двигуна та зовнішнє навантаження енергетичного засобу. **Результати.** Розроблена математична модель дає можливість визначити ефективність нових конструктивних, експлуатаційних та технологічних впроваджень, а також різних заходів щодо покращення паливно-економічних та екологічних показників автотранспортних засобів та машинно-тракторних агрегатів в експлуатаційних умовах. **Наукова новизна.** Вперше розроблена математична модель «Тракторист–машинно-тракторний агрегат–дорога (поле)», яка дозволяє проводити дослідження тракторних транспортних агрегатів за їздовим циклом із урахуванням процесу вирушення, розгону та сталого руху мобільного енергетичного засобу з переключенням передач. **Практична значимість.** В умовах затяжної економічної кризи, при відсутності необхідного обладнання, приладів та паливно-мастильних матеріалів, порівняльні дослідження мобільних енергетичних засобів можна провести завдяки розробленим математичним моделям із відповідними алгоритмами та програмами, які доведені до практичного використання. На ці комп'ютерні програми Український інститут інтелектуальної власності видав свідоцтва про реєстрацію авторського права за № 49285, № 49286 та № 49287 від 22 травня 2013 року.

Ключові слова: мобільні енергетичні засоби; математичні моделі; алгоритми та програми; статичні й тягово-динамічні характеристики; паливна економічність; токсичність; автотранспортні засоби; машинно-тракторні агрегати

Вступ

Проблеми економії паливно-мастильних матеріалів та захисту довкілля від забруднення токсичними продуктами згоряння пального автотракторних двигунів сьогодні дуже актуаль-

ні. При зниженні витрати пального тягово-транспортними засобами зменшуються викиди шкідливих речовин в атмосферу, що покращує екологічну ситуацію в державі. Підвищення економічності мобільних енергетичних засобів – важливе завдання по економії паливно-енергетичних ресурсів України. Одним з на-

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

прямів зниження експлуатаційної витрати пального двигунами автотракторних засобів і машинно-тракторних агрегатів є оптимізація системи автоматичного регулювання швидкості в залежності від умови роботи мобільних енергетичних засобів.

Для проведення досліджень статичних, тягово-динамічних, паливно-економічних та екологічних показників мобільних енергетичних засобів нами запропонована нелінійна математична модель з розробленими алгоритмами та програмами.

Мета і задачі

Метою роботи є вирішення актуальної проблеми паливної економічності і зниження димоутворення автотранспортних засобів (АТЗ) і машинно-тракторних агрегатів (МТА) шляхом правильного вибору способу регулювання швидкості дизеля і в залежності від умов роботи мобільно-енергетичного засобу (МЕЗ).

Для досягнення цієї мети необхідно було розробити математичні моделі, алгоритми і програми для розрахункових досліджень статичних, тягово-динамічних, техніко-економічних та екологічних показників МЕЗ в експлуатаційних умовах.

Результати

Покращення паливної економічності автотракторних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) – важлива задача економії паливно-енергетичних ресурсів. Одним з напрямків зниження експлуатаційної витрати палива ДВЗ мобільних енергетичних машин вважається оптимізація системи автоматичного регулювання швидкості в залежності від умов роботи автотранспортних засобів чи машинно-тракторних агрегатів [4, 14, 16–18].

Правильний вибір способу регулювання швидкості дизеля в залежності від умов роботи автомобіля чи машинно-тракторного агрегату дозволить покращити їх тягово-динамічні, паливно-економічні та токсичні характеристики.

Для дослідження статичних, тягово-динамічних, техніко-економічних та екологічних показників мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) нами розроблено три математичні моделі

та алгоритми і програми для розрахунків цих показників.

Перша математична модель системи автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання дизеля з газотурбінним наддувом розроблена для побудови і аналізу швидкісних характеристик паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і САРЧ дизеля [11], друга – для розрахунків динамічних характеристик САРЧ дизеля [12], третя модель «Водій (тракторист) – МЕЗ – дорога (поле)» дає змогу проводити дослідження системи автоматичного регулювання дизелів з урахуванням процесів рушання, розгону і руху мобільного енергетичного засобу з переключенням передач по їздовому циклу [3, 10, 13].

Для математичного моделювання процесів рушання, розгону та сталого руху мобільного енергетичного засобу, розроблена функціональна блок-схема, яка складається з трьох блоків: водій (тракторист); тягово-транспортний засіб; дорога (поле). У першому блоці – водій (тракторист) – визначається режим руху МЕЗ та керуюча дія оператора тягово-транспортного засобу. Другий блок – тяговий транспортний засіб – складається з п'яти ланок, які описуються відповідними рівняннями, а саме: універсальний регулятор частоти обертання колінчатого вала двигуна; паливний насос високого тиску; дизель; трансмісія, яка об'єднує в собі зчеплення, коробку передач (КП), головну і кінцеву передачі; ходову частину трактора та причіпної машини. У третьому блоці – дорога (поле) – визначається покриття дороги та його стан, фізико-механічні властивості ґрунту та опір руху тягово-транспортного засобу в залежності від навантаження і режиму руху.

Оператор тягово-транспортного засобу діє на педаль управління регулятором ПНВТ, на педаль управління зчепленням і на важіль перемикачання передач КП у залежності від поточного значення частоти обертання вала дизеля, вала зчеплення і поточного значення часу виконання робочого процесу.

У момент включення трактористом (водієм) вищої передачі ($t = t_{ноч} + \Delta t_{неп}$) частота обертання колінчатого вала дизеля більша частоти обертання веденого вала зчеплення, і при цьому зчеплення починає включатися плавно за залежністю:

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

$$\varphi = \frac{t - t_{\text{поч}} - \Delta t_{\text{пер}}}{\Delta t_{\text{зч}}}, \quad (1)$$

де φ – положення педалі управління зчепленням, яке характеризується безрозмірним параметром, що змінюється у межах від 0 до 1; t – поточне значення часу; $t_{\text{поч}}$ – початкове значення часу, $\Delta t_{\text{пер}}$ – час переключення передачі КП; $\Delta t_{\text{зч}}$ – час робочого ходу педалі управління зчепленням, тобто час повного включення зчеплення.

Положення педалі зчеплення при двох крайніх положеннях визначається за умови $\varphi = 0$, що відповідає повністю розведеним дискам зчеплення, крутний момент при цьому не передається; $\varphi = 1$ – відповідає повністю зведеним дискам зчеплення, при цьому момент тертя зчеплення максимальний.

Система рівнянь, яка описує нелінійну математичну модель САРЧ дизеля з турбонаддувом, має п'ять диференціальних рівнянь, з яких чотири – першого порядку і одне – другого порядку, а також алгебраїчні рівняння, які описують статичні характеристики дизеля і його агрегати. Частина алгебраїчних рівнянь являється аналітичними залежностями між параметрами, а частина – описує опитні характеристики регулятора, ПНВТ, турбокомпресора і двигуна, які апроксимовані методами найменших квадратів поліномами другої і третьої степені [1, 6, 8, 9, 15].

Математична модель для розрахунків динамічних характеристик дизеля з універсальним регулятором описується системою рівнянь. Рівняння руху дизеля як динамічної ланки приведено до виду Коші і можна записати:

$$\frac{dn_d}{dt} = \frac{30}{\pi I_d} \times \left[M_i(q_u, p_k) - M_m(n_d) - M_{\text{нв}}(n_d, H_{\text{нв}}) \right], \quad (2)$$

де I_d – момент інерції двигуна; n_d – частота обертання колінчастого валу двигуна; M_i – індикаторний крутний момент; q_u – циклова подача пального; p_k – тиск надувного повітря; M_m – момент механічних затрат; $M_{\text{нв}}$ – момент

зовнішнього навантаження; $H_{\text{нв}}$ – координата задатчика навантаження.

Індикаторний крутний момент дизеля описується рівнянням:

$$M_i = \frac{H_{\text{нв}} i}{\pi \tau} q_u \eta_i, \quad (3)$$

де $H_{\text{нв}}$ – нижча теплота згоряння пального; i – кількість циліндрів; τ – тактність дизеля; $\pi = 3,14$; η_i – індикаторний ККД дизеля.

Крутний момент двигуна визначається як

$$M_e = M_i - M_m. \quad (4)$$

Момент механічних затрат M_m визначається експериментально і описується рівнянням:

$$M_m = \alpha_{m1} + \alpha_{m2} \cdot n_d, \quad (5)$$

де α_{m1} , α_{m2} – постійні коефіцієнти; n_d – частота обертання колінчастого валу дизеля.

Момент зовнішнього навантаження $M_{\text{нв}}$ при стендовому дослідженні двигуна описується рівнянням:

$$M_{\text{нв}} = \alpha_{\text{нв}1} H_{\text{нв}} (n_d - \alpha_{\text{нв}2} H_{\text{нв}})^2, \quad (6)$$

а при русі мобільного енергетичного засобу:

$$M_{\text{нв}} = (\alpha_{\text{нв}1} + \alpha_{\text{нв}2} + n_d^2) H_{\text{нв}}, \quad (7)$$

де $\alpha_{\text{нв}1}$, $\alpha_{\text{нв}2}$ – постійні коефіцієнти; $H_{\text{нв}}$ – координата задатчика навантаження.

Рівняння динамічної рівноваги ротора турбокомпресора описується в такому вигляді:

$$\frac{dn_{\text{мк}}}{dt} = \frac{30}{\pi I_{\text{мк}}} \times \left[M_m(G_{\text{зм}}, L_{\text{ма}}, n_{\text{мк}}, K_E) - M_k(G_k, L_{\text{ка}}, n_{\text{мк}}, \eta_{\text{ка}}) \right], \quad (8)$$

де M_m , M_k – крутні моменти турбіни і компресора відповідно;

$$M_m = \frac{30 G_{\text{зм}} L_{\text{ма}} \eta_m K_E}{\pi n_{\text{мк}}}; \quad (9)$$

$$M_k = \frac{30 G_k L_{\text{ка}}}{\pi n_{\text{мк}} \eta_{\text{ка}}}, \quad (10)$$

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

де L_{ma} – адіабатична робота розширення одного кг відпрацьованих газів у турбіні, Дж/кг; L_{ka} – адіабатична робота стискування 1 кг повітря в компресорі, Дж/кг; η_m – ККД турбіни; K_E – поправочний коефіцієнт; n_{mk} – частота обертання вала турбокомпресора; I_{mk} – момент інерції турбокомпресора; G_{zm} – витрата відпрацьованих газів через турбіну; G_k – подача повітря компресором; η_{ka} – адіабатичний ККД компресора.

Рівняння динамічної рівноваги муфти чутливого елемента регулятора записується в такому вигляді:

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} + \nu_p \frac{dz}{dt} + E_j(Z_{z,oj}, Z) = P_u(n_n, Z), \quad (11)$$

де m_p , ν_p – приведені до муфти регулятора маса і коефіцієнти тертя регулятора.

Підтримуюча сила регулятора $P_u = P_u(n_n, Z)$ описується рівнянням:

$$P_u = (\alpha_{u1} + \alpha_{u2} \cdot Z) \cdot n_n^2, \quad (12)$$

де α_{u1} , α_{u2} – постійні коефіцієнти апроксимації; n_n – частота обертання кулачного вала ПНВТ; Z – координата муфти регулятора.

Відновлююча сила $E_j = E_j(Z_{z,oj}, Z)$ залежить від попередньої деформації пружини регулятора і координати муфти регулятора і розраховується в залежності від інтервалу швидкісної характеристики, у межах якого знаходиться муфта регулятора.

Рівняння циклової подачі ПНВТ описується рівнянням, яке апроксимоване за експериментальними залежностями:

$$q = b_1 + b_2 \cdot n_n + b_3 \cdot h_n + b_4 \cdot n_n^2 + b_5 \cdot h_n^2 + b_6 \cdot n_n \cdot h_n, \quad (13)$$

де b_1, \dots, b_6 – постійні коефіцієнти апроксимації; h_n – осьова координата дозаторів ПНВТ.

Димність (оптична щільність) відпрацьованих газів визначається як

$$N = \frac{b_{k1} \alpha + b_{k2}}{\alpha + b_{k3}}, \quad (14)$$

$$\alpha = \frac{G_e}{\ell_0 G_n}, \quad (15)$$

$$G_n = 60 n_{di} U_H q_u, \quad (16)$$

де b_{k1} , b_{k2} , b_{k3} – коефіцієнти апроксимації; G_e – витрата повітря; α – коефіцієнт лишку повітря; ℓ_0 – кількість повітря теоретично необхідного для повного згоряння 1 кг пального; G_n – погодинна витрата пального; i_u – число циліндрів дизеля; U_H – передавальне число.

Масовий викид сажі з відпрацьованими газами розраховується за формулою [5]:

$$G_c = a \cdot N^2 \cdot \left(1 - \frac{b \cdot G_{II}}{3600 \cdot G_e} \right) \frac{3600 \cdot G_e}{\rho_n}, \quad (17)$$

де a , b – постійні коефіцієнти; ρ_n – щільність повітря.

Крутний момент двигуна M_e , який перетворюється в трансмісії і передається безпосередньо на осі ведучих коліс енергетичного засобу визначається як

$$M_k = M_e \cdot U_{mp,ikl} \cdot \eta_{mp}, \quad (18)$$

де M_k – ведучий момент від двигуна; M_e – крутний момент двигуна; $U_{mp,ikl}$ – загальне передавальне число трансмісії на i_{kl} -й включеній передачі коробки передач; η_{mp} – механічний ККД трансмісії МЕЗ.

Визначення моменту зовнішнього навантаження і моменту інерції мобільного енергетичного засобу проводиться в такій послідовності.

Момент зовнішнього навантаження, який передається на колінчастий вал двигуна при русі тягово-транспортного засобу визначається за [5]:

$$M_{нав} = \frac{M_{on}}{U_{mp,ikl} \cdot \eta_{mp}} = \frac{\sum P_{on} r_k}{U_{mp,ikl} \cdot \eta_{mp}}, \quad (19)$$

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

де $\sum P_{on}$ – сумарна сила; M_{on} – момент опору АТЗ чи МТА; r_k – радіус колеса тягово-транспортного засобу.

Сумарна сила опору руху МТА чи АТЗ з причепом визначається за формулою:

$$\sum P_{on} = P_f \pm P_i \pm P_j + P_w + P_{кр}, \quad (20)$$

де $P_f = P_{f1} \pm P_{f2}$ – сила опору перекошування автомобіля чи трактора з причіпною машиною; P_i – сила опору підйому; P_j – сила опору розгону (сила інерції); P_w – сила опору повітря; $P_{кр}$ – сила тяги на гаці, яка паралельна поверхні шляху.

При буксировці автомобілем чи трактором причепа $P_{кр} = P_{f2}$. При математичному моделюванні рушання, розгону і сталого руху МТА приймалося, що при $V \leq 10$ $P_w = 0$, крім того, кожен причіп збільшує коефіцієнт опору повітря на 25 %.

При виконанні МТА польових робіт момент зовнішнього навантаження транспортного агрегату змінюється на момент навантаження від сили опору робочих органів ґрунтообробних машин і силу опору кочення трактора і причіпної машини:

$$M_{нав} = M_{мо} + M_f, \quad (21)$$

де $M_{мо}$ – момент, який створюється силою опору робочих органів ґрунтообробної машини, який приведений до колінчастого валу двигуна; M_f – момент опору коченню трактора і причіпної машини, який приведений до колінчастого валу двигуна.

При цьому рівняння (19) через момент зовнішнього навантаження можна виразити:

$$M_{нав} = \frac{M_{он}}{U_{mp.i_{кл.}} \cdot \eta_{mp}} = \frac{(P_{кр} + P_f) r_k}{U_{mp.i_{кл.}} \cdot \eta_{mp}}, \quad (22)$$

де $P_{кр}$ – сила опору ґрунтообробної машини (сила тяги на крюку трактора); P_f – сила опору коченню машинно-тракторного агрегату.

Сила опору ґрунтообробної машини визначається за рівнянням:

$$P_{кр} = K_c \cdot B \cdot h \cdot i, \quad (23)$$

де K_c – питомий опір робочого органу ґрунтообробної машини; B – ширина захвату робочого органу машини; h – глибина обробки ґрунту; i – кількість робочих органів ґрунтообробної машини.

Швидкість руху мобільного енергетичного засобу

$$V = \frac{3,6\pi \cdot n_k \cdot r_k}{30} = 0,377 \frac{n_{зч} \cdot r_k}{U_{mp.i_{кл.}}} (1 - \delta), \quad (24)$$

де n_k – частота обертання колеса автомобіля чи трактора; $n_{зч}$ – частота обертання вала зчеплення; δ – коефіцієнт буксування ведучих коліс МЕЗ.

Витрата пального на 100 км шляху:

$$G_{n100} = \frac{G_n}{V}. \quad (25)$$

Викиди сажі на 100 км шляху:

$$G_{c100} = \frac{G_c}{V}. \quad (26)$$

Диференціальне рівняння трансмісії тягово-транспортного засобу описується як

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = \frac{30}{\pi I_{зч}} (M_{зч} - M_{нав}), \quad (27)$$

де $I_{зч}$ – момент інерції зчеплення; $M_{зч}$ – момент на валу зчеплення.

При математичному моделюванні системи «Тракторист – МТА – поле» при виконанні тракторним агрегатом ґрунтообробних операцій, наприклад, оранки, важливо врахувати випадкові коливання моменту навантаження $M_{нав}$. Для врахування випадкових процесів змінних $M_{нав}$ при розрахунках на математичній моделі доцільно використати методику математичного моделювання псевдовипадкового процесу коливань моменту навантажень, який передається на колінчастий вал двигуна [7].

Момент інерції двигуна, трансмісії енергетичного засобу з причіпною машиною, які приведені до колінчастого вала дизеля $I_{оє}$, визначаються з умов рівності кінетичної енергії всіх

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

оберткових і поступально рухомих мас тягово-транспортного засобу:

$$I_{\partial} = I_{\partial e} + G_{MEZ} \left(\frac{r_{\kappa}}{U_{mp.i_{KII}}} \right)^2 + \sum_{i=1}^4 \frac{I_{\kappa}}{U_{mp.i_{KII}}^2} + \sum_{i=1}^4 \frac{I_{np}}{U_{mp.i_{KII}}} \left(\frac{r_{\kappa}}{r_{np}} \right)^2, \quad (28)$$

де I_{∂} – момент інерції всіх оберткових і поступально рухомих мас мобільного енергетичного засобу, який приведений до колінчастого валу двигуна; G_{MEZ} – експлуатаційна маса мобільного енергетичного засобу; I_{κ} – момент інерції колеса МЕЗ; I_{np} – момент інерції причепа чи причіпної машини; $U_{mp.i_{KII}}$ – загальне передавальне число трансмісії на i_{KII} -й включеній передачі коробки передач; r_{κ} – радіус колеса МЕЗ; r_{np} – радіус колеса причепа.

Для проведення обчислювальних досліджень статичних і тягово-динамічних характеристик автотракторних дизелів, паливно-економічних, динамічних і екологічних показників МЕЗ з універсальним регулятором розроблені відповідні алгоритми і програми. Ці математичні моделі дозволяють проводити з високою точністю порівняльні дослідження різних варіантів систем автоматичного регулювання дизеля з однаковою повторюваністю режимів роботи двигуна і автотранспортного засобу або машинно-тракторного агрегату.

Це дуже важливо сьогодні, коли порівняльні дослідження мобільних енергетичних засобів в експлуатаційних умовах по паливній економічності, динамічним і екологічним показникам являються складним організаційно-технічним завданням з причини відсутності необхідного обладнання, приладів і паливно-мастильних матеріалів. Розроблена математична модель системи «водій – мобільний енергетичний засіб – дорога (поле)» дає змогу проводити дослідження системи автоматичного регулювання (САР) дизелів мобільного енергетичного засобу по їздовому циклу.

Адекватність математичної моделі підтверджується збігом розрахункових та експериментальних характеристик і кривих перехідних процесів дизелів і машинно-тракторного агре-

гату при виконанні польових і транспортних робіт. Досліджуваний універсальний регулятор на транспортних роботах дозволяє економити 6–8 % пального.

Таким чином, математична модель тягово-динамічних процесів мобільних енергетичних засобів для досліджень системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з газотурбінним наддувом складається з системи диференціальних та алгебраїчних рівнянь у вигляді функціональних залежностей, які дають можливість досліджувати АТЗ чи МТА в умовах реальної експлуатації та по їздовому циклу.

Наукова новизна та практична значимість

Наукова новизна полягає у розробці методики дослідницького їздового циклу з урахуванням найбільш характерних режимів руху машинно-тракторного агрегату в умовах реальної експлуатації. На розроблені математичні моделі, алгоритми і програми для теоретичних досліджень статичних, динамічних, паливно-економічних показників МТА і АТЗ державна служба інтелектуальної власності України видала свідоцтва про реєстрацію авторського права [11–13].

Висновки

1. Для дослідження статичних, тягово-динамічних, техніко-економічних та екологічних показників мобільних енергетичних засобів розроблено три математичні моделі та алгоритми і програми, які доведені до практичного використання. Першою математичною моделлю [11] розраховуються швидкісні характеристики ПНВТ з універсальним регулятором і дизеля з газо-турбінним наддувом, другою [12] – розраховуються динамічні показники перехідних процесів у дизелі з турбонаддувом, а завдяки третій моделі [13] проводяться розрахунки процесів рушання, розгону та сталого руху машинно-тракторного агрегату з переключенням передач по їздовому циклу.

2. Удосконалена математична модель для визначення паливної економічності та екологічних показників АТЗ і МТА за їздовим циклом враховує статичні і динамічні характеристики

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

автотракторного ДВЗ та його агрегатів, а також МЕЗ в умовах реальної експлуатації.

3. Розроблена математична модель дає можливість визначити ефективність нових конструктивних, експлуатаційних та технологічних впроваджень, а також різних заходів щодо покращення паливно-економічних та екологічних

показників АТЗ і МТА в експлуатаційних умовах.

4. Використання розроблених математичних моделей сьогодні є актуальним і перспективним при вирішенні нагальних проблем економії паливно-енергетичних ресурсів та екологічної безпеки України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андрусенко, С. И. К расчету переходных процессов в САР дизелей на ЭЦВМ / С. И. Андрусенко, К. Е. Долганов // Тр. ЦНИТА. – Ленинград, 1974. – Вып. 61. – С. 27–31.
2. Гутаревич, Ю. Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей / Ю. Ф. Гутаревич. – Киев : Урожай, 1989. – 224 с.
3. Ковбасенко, С. В. До питання дослідження показників руху легкових та вантажних автомобілів за їздовими циклами за допомогою математичної моделі / С. В. Ковбасенко, О. С. Андрухіна, С. Ю. Гутаревич // Вісн. нац. трансп. ун-ту : наук.-техн. зб. / Нац. трансп. ун-т. – Київ, 2012. – Вип. 25. – С. 221–225.
4. Крутов, В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / В. И. Крутов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 472 с.
5. Кутьков, Г. М. Тяговая динамика тракторов / Г. М. Кутьков. – Москва : Машиностроение, 1989. – 215 с.
6. Лукьянченко, Б. С. Метод расчёта на ЭЦВМ разгона дизелей с газотурбинным наддувом / Б. С. Лукьянченко // Двигателестроение. – 1987. – № 11. – С. 13–15.
7. Математическое моделирование псевдослучайного процесса колебаний момента сопротивления, действующего на коленчатый вал тракторного дизеля / К. Е. Долганов, А. С. Бурко, В. И. Романюк, С. А. Ковалев // Двигателестроение. – 1986. – № 2. – С. 21–24.
8. Математическая модель двигателя 6 ЧН 13/14 как объекта регулирования по частоте вращения коленчатого вала / В. В. Минцев, А. И. Зайцев, А. Б. Ландышев, А. Н. Маслов // Двигателестроение. – 1990. – № 12. – С. 21–24.
9. Назаренко, О. О. Теоретичне дослідження режимів роботи машинно-тракторних агрегатів / О. О. Назаренко, О. С. Пушка // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / Кіровоград. нац. техн. ун-т. – Кіровоград, 2015. – Вип. 45, ч. 1. – С. 232–239.
10. Сахно, В. П. Математична модель для визначення показників паливної економічності автомобіля з двигунами різної потужності при виконанні міського їздового циклу / В. П. Сахно, О. А. Копач // Вісн. нац. трансп. ун-ту : наук.-техн. зб. / Нац. трансп. ун-т. – Київ, 2012. – Вип. 25. – С. 181–185.
11. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49285 (Україна). Комп'ютерна програма «Математична модель розрахунку динамічних показників перехідних процесів дизеля з турбінним наддувом» / А. Ф. Головчук ; заявл. 22.05.13. – 1 с.
12. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49286 (Україна). Комп'ютерна програма «Математична модель розрахунку параметрів зовнішньої швидкісної характеристики дизеля з газотурбінним наддувом» / А. Ф. Головчук ; заявл. 22.05.13. – 1 с.
13. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49287 (Україна). Комп'ютерна програма «Математична модель розрахунку процесів рушання, розгону та руху машинно-тракторного агрегату» / А. Ф. Головчук ; заявл. 22.05.13. – 1 с.
14. Топливная экономичность и динамика автобуса с регуляторами различных типов / Л. В. Крайнык, Р. В. Пелехатый, А. А. Токарев [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 2. – С. 13–15.
15. Третяк, М. В. Універсальна модель гібридного тягово-транспортного засобу (ТТЗ) сільськогосподарського призначення / М. В. Третяк // Техн. електродинаміка. – 2013. – № 3. – С. 57–60.
16. Экспериментальная оценка скоростных и топливно-экономических свойств большегрузного автопоезда с двумя вариантами топливного насоса / Ю. Г. Котиков, А. Э. Горев, Б. В. Мамин, А. А. Шестаков // Двигателестроение. – 1982. – № 10. – С. 46–47.
17. Gross, R. Is diesel exhaust deadly / R. Gross // Commercial Carrier J. – 1985. – No. 8. – P. 63–67.
18. Jante, A. Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. Band 2 / A. Jante, K. Hofman. – Berlin : VEB Verlag Technik, 1959. – 740 p.

А. Ф. ГОЛОВЧУК^{1*}

^{1*}Каф. «Автомобілі», Запорозький національний технічний університет, ул. Жуковського, 64, Запоріжжє, Україна, 69063, тел. +38 (061) 764 26 47, ел. пошта golovchuk.a@i.ua, ORCID 0000-0003-0562-2629

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Цель. В научной статье необходимо решить следующие задачи: 1) уточнение математической модели для определения тягово-динамических, топливно-экономических и экологических показателей мобильных энергетических средств; 2) разработку методики теоретических исследований системы автоматического регулирования, статических и динамических характеристик автотракторного дизеля с газотурбинным наддувом и мобильного энергетического средства. **Методика.** В работе исследуются рабочие процессы автотранспортных средств и машинно-тракторных агрегатов путем математического моделирования и разработки алгоритмов и программ для расчетов этих процессов в условиях реальной эксплуатации. Для теоретических исследований разработана система уравнений, которая описывает нелинейную математическую модель системы автоматического регулирования частоты вращения автотракторного дизеля. Кроме дифференциальных уравнений первого и второго порядка, в математическом моделировании рабочих процессов тягово-транспортных средств использованы уравнения, которые описывают опытные характеристики автоматического регулятора, топливного насоса высокого давления, турбокомпрессора и двигателя, а также моменты механических потерь двигателя и внешнюю нагрузку. **Результаты.** Разработанная математическая модель позволяет определить эффективность новых конструктивных, эксплуатационных и технологических разработок, а также различных мероприятий по улучшению топливно-экономических и экологических показателей автотранспортных средств и машинно-тракторных агрегатов в эксплуатационных условиях. **Научная новизна.** Впервые разработана математическая модель «Тракторист–машинно-тракторный агрегат–дорога (поле)», которая позволяет проводить исследования транспортных тракторных агрегатов по ездовым циклам с учетом процессов трогания и разгонов мобильного энергетического средства с переключением передач. **Практическая значимость.** В условиях затяжного экономического кризиса, при отсутствии необходимого оборудования, приборов и топливно-смазочных материалов, сравнительные исследования мобильных энергетических средств возможно провести благодаря разработанным математическим моделям с соответствующими алгоритмами и программами, которые доведены до практического использования. На эти компьютерные программы Укрпатент выдал свидетельства о регистрации авторских прав № 49285, № 49286 и № 49287 от 22 мая 2013 года.

Ключевые слова: мобильные энергетические средства; математические модели; алгоритмы и программы; статические и тягово-динамические характеристики; топливная экономичность; токсичность; автотранспортные средства; машинно-тракторные агрегаты

A. F. GOLOVCHUK^{1*}

^{1*}Dep. «Automobiles», Zaporizhzhia National Technical University, Zhukovskiy St., 64, Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, tel. +38 (061) 764 26 47, e-mail golovchuk.a@i.ua, ORCID 0000-0003-0562-2629

MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING THE INDICATORS OF TRACTIVE VEHICLES

Purpose. The research paper involves solving of the following tasks: 1) refinement of the mathematical model for determining the traction and dynamic, fuel and economic, environmental indicators of mobile energy facilities; 2) methodology development of theoretical studies of automatic control systems, static and dynamic characteristics automotive-tractor diesel with a gas turbine supercharger and a mobile power facility. **Methodology.** The work studies the working processes of vehicles and machine-tractor aggregates by mathematical simulation and the development of algorithms and programs for the calculation of these processes in actual operational conditions. The system of equations has been developed for theoretical research. It describes a nonlinear mathematical model of the automatic control system of an automotive-tractor diesel rotating frequency. In addition to the differential equations

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

of the first and second order, equations are used in mathematical simulation of working processes of traction vehicles. These equations describe experimental characteristics of an automatic regulator, a high-pressure fuel pump, a turbocharger and an engine, as well as moments of engine mechanical losses and an external load. **Findings.** The developed mathematical model allows determining the effectiveness of new design, operational and technological developments, as well as various measures in order to improve the fuel-economic and environmental performances of vehicles and machine-tractor aggregates in operating conditions. **Originality.** For the first time, the mathematical model "Tractor driver – machine-tractor aggregate – road (field)" was developed. It allows conducting research of transport tractor aggregates by driving cycles, taking into account the processes of starting and speeding up the mobile-power sources with gear shift. **Practical value.** In conditions of a protracted economic crisis, in the absence of the necessary equipment, instruments, combustible and lubrication materials, comparative research of mobile power sources can be carried out thanks to the developed mathematical models with corresponding algorithms and programs that are brought to practical use. For these computer programs State Intellectual Property Service of Ukraine issued Certificates on registration of copyright No. 49285, No. 49286, No. 49287 of May 22, 2013.

Keywords: mobile power sources; mathematical models; algorithms and programs; static and traction-dynamic characteristics; fuel economy; toxicity; motor vehicles; machine and tractor aggregate

REFERENCES

1. Andrusenko, S. I., & Dolganov, K. Y. (1974). K raschetu perekhodnykh protsessov v SAR dizeley na ETsVM. *Trudy TsNITA*, 61, 27-31.
2. Gutarevich, Y. F. (1989). *Okhrana okruzhayushchey sredy ot zagryazneniya vybrosami dvigateley*. Kyiv: Urozhay.
3. Kovbasenko, S. V., Andriukhina, O. S., & Hutarevych, S. Y. (2012). Do pytannia doslidzhennia pokaznykh rukhu lehkovykh ta vantazhnykh avtomobiliv za yizdovymy tsyklamy za dopomohoiu matematychnoi modeli. *The National Transport University Bulletin*, 25, 221-225.
4. Krutov, V. I. (1978). *Dvigatel vnutrennego sgoraniya kak reguliruemyy obekt*. Moscow: Mashinostroenie.
5. Kutkov, G. M. (1989). *Tyagovaya dinamika traktorov*. Moscow: Mashinostroenie..
6. Lukyanchenko, B. S. (1987). Metod rascheta na ETsVM razgona dizeley s gazoturbinnym nadduvam. *Dvigatolestroyeniye*, 11, 13-15.
7. Dolganov, K. Y., Burko, A. S., Romanyuk, V. I., & Kovalev, S. A. (1986). Matematicheskoye modelirovaniye psevdosluchaynogo protsessa kolebaniy momenta soprotivleniya, deystvuyushchego na kolenchatyy val traktornogo dizelya. *Dvigatolestroyeniye*, 2, 21-24.
8. Mintsev, V. V., Zaytsev, A. I., Landyshev, A. B., & Maslov, A. N. (1990). Matematicheskaya model dvigatelya 6 ChN 13/14 kak obekta regulirovaniya po chastote vrashcheniya kolenchatogo vala. *Dvigatolestroyeniye*, 12, 21-24.
9. Nazarenko, O. O., & Pushka, O. S. (2015). Theoretical research of operating modes of machine-tractor aggregates. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, 45 (1), 232-239.
10. Sakhno, V. P., & Kopach, O. A. (2012). Matematychna model dlia vyznachennia pokaznykh palyvnoi ekonomichnosti avtomobilia z dvyhunamy riznoi potuzhnosti pry vykonanni miskoho yizdovoho tsykladu. *The National Transport University Bulletin*, 25, 181-185.
11. Golovchuk, A. F. (2013). *UA Registration Certificate of copyright for a work No. 49285*. State Intellectual Property Service of Ukraine.
12. Golovchuk, A. F. (2013). *UA Registration Certificate of copyright for a work No. 49286*. State Intellectual Property Service of Ukraine.
13. Golovchuk, A. F. (2013). *UA Registration Certificate of copyright for a work No. 49287*. State Intellectual Property Service of Ukraine.
14. Kraynyk, L. V., Pelekhatyy, R. V., Tokarev, A. A., Smirnov I. V., & Nagornyak G. A. (1982). Toplivnaya ekonomichnost i dinamika avtobusa s regulyatorami razlichnykh tipov. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2, 13-15.
15. Tretiak, M. V. (2013). Universal model of hybrid vehicle for agricultural purposes. *Tekhnichna Elektrodynamika*, 3, 57-60.
16. Kotikov, Y. G., Gorev, A. E., Mamin, B. V., & Shestakov, A. A. (1982). Eksperimentalnaya otsenka skorostnykh i toplivno-ekonomicheskikh svoystv bolshegruznogo avtopoyezda s dvumya variantami toplivnogo nasosa. *Dvigatolestroyeniye*, 10, 46-47.
17. Gross, R. (1985). Is diesel exhaust deadly. *Commercial Carrier Journal*, 8, 63-67.

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

18. Jante, A., Hofman K. (1959). *Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. Band 2*. Berlin: VEB Verlag Technik.

Стаття рекомендована до друку д.т.н., проф. В. І. Шинкаренком (Україна), д.т.н., проф. Г. Ф. Бабушкіним (Україна)

Надійшла до редколегії: 17.02.2017

Прийнята до друку: 18.05.2017