

УДК 629.3.032

ПОБУДОВА СТАТИЧНОЇ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

М.М. Балака¹, М.А. Пархоменко²

¹доцент кафедри будівельних машин, e-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua

²студент групи БМОм-23, e-mail: parkhomenko_ma-2023@knuba.edu.ua

^{1,2}Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна

Анотація. У роботі наведено методикку побудови теоретичної статичної тягової характеристики землерийно-транспортної машини з використанням лінеаризованої регуляторної характеристики дизельного двигуна, яка у графічній формі визначає тягово-зчіпні та паливно-економічні властивості машини, дозволяє провести оцінку останніх за критерієм узагальненого енергетичного потенціалу продуктивності та розв'язати значний клас задач, пов'язаних з виробничою експлуатацією машин.

Ключові слова: тягова характеристика, землерийно-транспортна машина, дизельний двигун, колісний рушій, сила тяги, ґрунтова опорна поверхня.

STATIC TRACTION CHARACTERISTIC PLOTTING OF EARTH-MOVING MACHINE

Maksym Balaka¹, Maksym Parkhomenko²

¹Associate Professor of Construction Machines Department, e-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua

²Student of BMOm-23 group, e-mail: parkhomenko_ma-2023@knuba.edu.ua

^{1,2}Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

Abstract. The methodology for the theoretical static traction characteristic plotting of an earth-moving machine using the linearized regulatory characteristics of the diesel engine is provided in the paper, which graphically determines the machine traction-coupling and fuel-economy properties. This allows you to rate these properties by the criterion of the generalized energy potential of productivity and solve the significant class of tasks related to the production operation of machines.

Keywords: traction characteristic, earth-moving machine, diesel engine, wheeled mover, traction force, soil support surface.

Вступ. Тягова характеристика є основним технічним документом землерийно-транспортних та навантажувальних машин, що здійснюють подолання опорів на робочих органах при взаємодії з ґрунтом шляхом створення сили тяги колісним рушієм. Тягова характеристика може бути побудована аналітичним способом на стадії проєктування машин [1–6] або за допомогою отриманих при тягових випробуваннях експериментальних даних відповідно до умов експлуатації цих машин [7–12] на об'єктах дорожнього та меліоративного будівництва, розробки корисних копалин.

У дослідницькій практиці використовуються статична, динамічна і статистична види тягових характеристик, які відрізняються між собою характером зміни сили тяги (опором на робочому органі машини):

- статична тягова характеристика дає уявлення про тягово-зчіпні властивості землерийно-транспортної або навантажувальної машини при практично постійному характері зовнішніх сил, що діють на робочий орган;
- динамічна тягова характеристика враховує, як виняток, гармонічний характер зміни зовнішніх сил, що діють на робочий орган машини;
- статистична тягова характеристика зв'язує тягово-зчіпні та паливно-економічні властивості досліджуваної машини з випадковим характером зміни опорів на її робочому органі.

Найбільшу складність під час побудови тягової характеристики аналітичним способом на стадії проєктування машини викликає метод задання основної залежності $\delta = \delta(T)$, тут T – сила тяги колісного рушія при зміні від нуля до сили тяги за зчепленням, а коефіцієнт буксування рушія δ змінюється від нуля до 100 %. Так, у результаті тягового розрахунку та розрахунку основних параметрів землерийно-транспортних і навантажувальних машин [2–5, 10–12] отримано або відомо параметри силової установки, механізму відбору потужності, трансмісії на робочих передачах, ходового обладнання, опорної поверхні руху та вагові характеристики машини.

Мета роботи полягає у викладенні методики побудови теоретичної статичної тягової характеристики землерийно-транспортних машин з механічною трансмісією, враховуючи характерні процеси взаємодії колісного ходового обладнання машин з ґрунтовими опорними поверхнями.

Матеріал та результат досліджень. На сучасних землерийно-транспортних і навантажувальних машинах в якості силових установок встановлюються переважно автомобільні, тракторні або транспортні дизельні двигуни. На рис. 1 представлено механічну характеристику дизельного двигуна, який обладнано всережимним регулятором. Вона виражає у графічній формі залежність крутного моменту M_e , потужності N_e , годинної G_e і питомої g_e витрати палива від кутової швидкості колінчастого валу ω_e .

При заданих значеннях $\omega_{ен}$ і $M_{ен}$ (точка a_2) координатами характерних точок регуляторної характеристики будуть: для $a_1 - (\omega_{ем}, M_{ем})$, для $a_3 - (\omega_{ex}, 0)$. З урахуванням коефіцієнтів налагодження роботи, отримуємо:

$$\omega_{ем} = \chi_0 \cdot \omega_{ен}; \tag{1}$$

$$M_{ем} = \chi_m \cdot M_{ен}; \tag{2}$$

$$\omega_{ex} = \omega_{ен} / (1 - \chi_p), \tag{3}$$

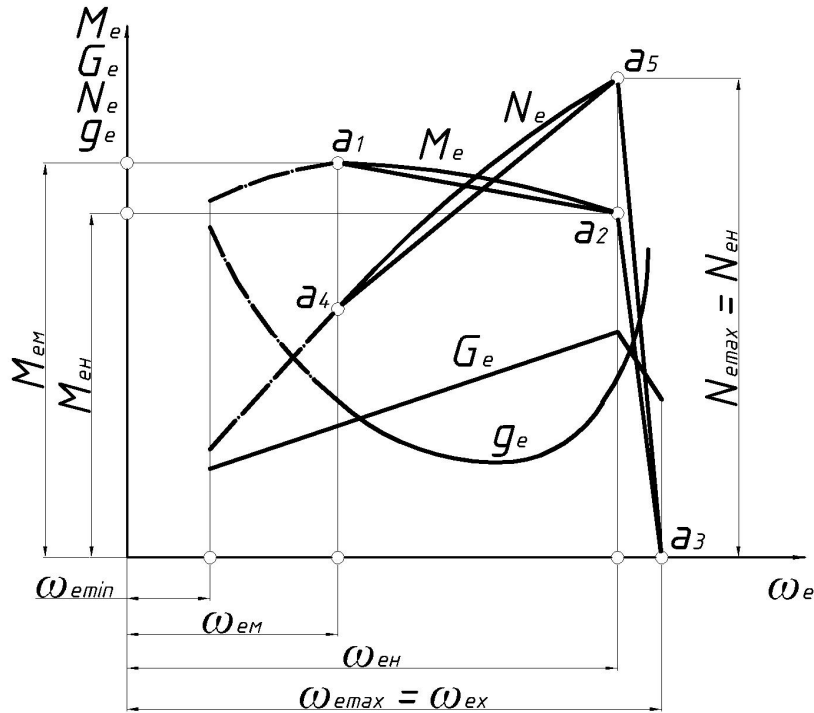


Рис. 1. – Механічна характеристика дизельного двигуна, обладнаного всережимним регулятором (регуляторна характеристика)

де χ_0 – коефіцієнт зниження кутової швидкості колінчастого валу, $\chi_0 = 0,60 \dots 0,75$; χ_m – коефіцієнт пристосування двигуна (з коректором $\chi_m = 1,08 \dots 1,15$, без коректору $\chi_m = 1,0 \dots 1,1$); χ_p – ступінь невідчутності регулятора, $\chi_p = 0,08 \dots 1,10$.

Залежність $M_e = M_e(\omega_e)$ на регуляторній гілці характеристики двигуна (ділянка a_2a_3) наближена до лінійної, тому поточне значення M_e при зміні в діапазоні від $M_{ен}$ до нуля буде

$$M_e = M_{ен} \frac{\omega_{ex} - \omega_e}{\omega_{ex} - \omega_{ен}}. \tag{4}$$

Криву $M_e = M_e(\omega_e)$ на безрегуляторній гілці характеристики з похибкою не більш 5 % [10] можна замінити прямою a_1a_2 , при цьому поточне значення M_e у діапазоні від $M_{ен}$ до $M_{ем}$ визначаємо за виразом

$$M_e = M_{ен} + (M_{ем} - M_{ен}) \cdot \frac{\omega_{ex} - \omega_e}{\omega_{ex} - \omega_{ен}}. \quad (5)$$

Таким чином, надалі основна залежність регуляторної характеристики двигуна $M_e = M_e(\omega_e)$ у робочому діапазоні від $M_{ен}$ до нуля представляється двома прямими a_1a_2 і a_2a_3 .

Похідну залежність $N_e = N_e(\omega_e)$ визначаємо за виразом

$$N_e = M_e \cdot \omega_e. \quad (6)$$

Для регуляторної характеристики дизельного двигуна, що перебудована в функції обертального моменту (рис. 2), яка використовується для побудови статичної тягової характеристики аналітичним способом і з врахуванням відбору потужності на привід допоміжних механізмів, будуть справедливими наступні залежності:

$$tg\alpha_1 = C_1 = \frac{\omega_{ex} - \omega_{ен}}{M_{ен}}; \quad (7)$$

$$tg\alpha_2 = C_2 = \frac{\omega_{ен} - \omega_{ем}}{M_{ем} - M_{ен}}; \quad (8)$$

$$tg\alpha_3 = C_3 = \frac{G_{ен} - G_{ex}}{M_{ен}}; \quad (9)$$

$$tg\alpha_4 = C_4 = \frac{G_{ен} - G_{ем}}{M_{ем} - M_{ен}}, \quad (10)$$

де C_1, C_2 (1/с·Н·м); C_3, C_4 (кг/год·Н·м).

Силу тяги при максимальній експлуатаційній потужності двигуна, максимальної вільної потужності, яка знімається з колінчастого валу при роботі на j -й робочій передачі – $T_{Менj}$ (Н) визначаємо за залежністю

$$T_{Менj} = \frac{(M_{ен} - M_{eo}) \cdot i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}}{r_c} - P_f, \quad (11)$$

де $M_{ен}$ – момент, що відбирається на привід допоміжних механізмів, Н·м; i_{Mj}, η_{Mj} – відповідно передаточне число і механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії приводу рушія на j -й робочій передачі; r_c – силовий радіус пневматичної шини (для колісної машини) або радіус ведучої зірочки (для гусеничної машини), м.

Силу тяги за максимальним моментом двигуна на j -й робочій передачі T_{Mj} (Н) визначаємо за формулою

$$T_{Mj} = \frac{(M_{ем} - M_{eo}) \cdot i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}}{r_c} - P_f. \quad (12)$$

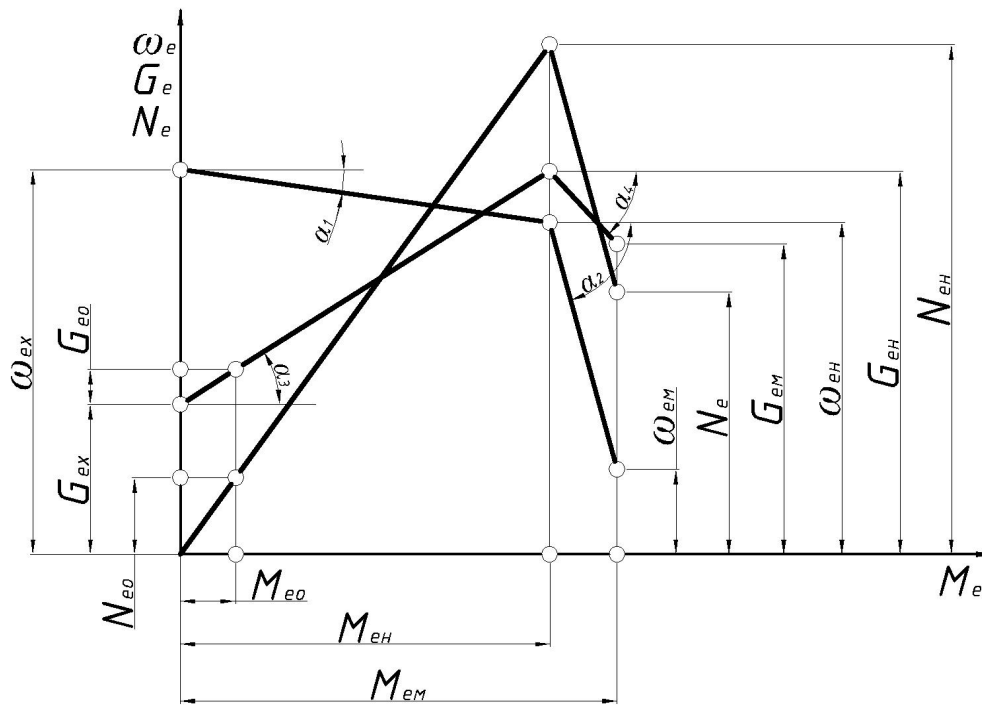


Рис. 2. – Регуляторна характеристика дизельного двигуна, перебудована у функції обертального моменту

Швидкість руху машини на холостому ході на j -й робочій передачі – V_{xj} (м/с) визначаємо при $T = 0$ за формулою

$$V_{xj} = \frac{r_c}{i_{Mj}} \cdot \left[\omega_{ex} - C_1 \left(M_{eo} + \frac{P_f r_c}{i_{Mj} \eta_{Mj}} \right) \right]. \quad (13)$$

Розрахункову швидкість (теоретична швидкість, яка відповідає номінальній кутовій швидкості колінчастого валу двигуна ω_{en}) j -й робочій передачі – V_{pj} (м/с) визначаємо за залежністю

$$V_{pj} = \omega_{en} \cdot \frac{r_c}{i_{Mj}}. \quad (14)$$

Криві коефіцієнту буксування рушія $\delta = \delta(T)$ і тягового ККД $\eta_T = \eta_T(T)$ визначаємо при зміні сили тяги T_k в межах від нуля до сили тяги за зчепленням T_ϕ за результатами розрахунків, які виконано за залежностями:

$$\delta_k = \left[A \cdot \frac{T_k}{G_{зч}} + B \cdot \left(\frac{T_k}{G_{зч}} \right)^n \right] \cdot 100, \quad (15)$$

де A , B , n – дослідні коефіцієнти, які залежать від типу, рисунку протектора шини та тиску повітря у пневматичній шині, а також виду, стану та вологості ґрунтової опорної поверхні [2–5]; $G_{зч}$ – зчїпна вага машини.

$$\eta_{Tjk} = \frac{\eta_{Mj} \cdot T_k}{T_k + P_f} \left(1 - \frac{\delta_k}{100} \right). \quad (16)$$

Побудову інших кривих тягової характеристики – $V_{\delta} = V_{\delta}(T)$, $N_T = N_T(T)$, $G_e = G_e(T)$ і $g_e = g_e(T)$ здійснюємо, враховуючи роботу двигуна на відповідній гілці регуляторної характеристики.

Розглянемо випадок, коли двигун робить на регуляторній гілці характеристики (сила тяги T_k змінюється в межах від нуля до $T_{Менj}$).

Крива дійсної швидкості руху

$$V_{\delta jk} = \frac{r_c}{i_{Mj}} \left\{ \omega_{ex} - C_1 \left[M_{eo} + \frac{(T_k + P_f) r_c}{i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}} \right] \right\} (1 - \delta_k / 100). \quad (17)$$

Крива тягової потужності

$$N_{Tjk} = 10^3 T_k \cdot V_{\delta jk}. \quad (18)$$

Крива годинної витрати палива

$$G_{ejk} = G_{ex} + C_3 \cdot \frac{(T_k + P_f) r_c}{i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}}. \quad (19)$$

Крива питомої витрати палива

$$g_{ejk} = 1000 \frac{G_{ejk}}{N_{Tjk}}. \quad (20)$$

Тепер для випадку, коли двигун робить на безрегуляторній гілці регуляторної характеристики (сила тяги T_k змінюється в межах від $T_{Менj}$ до T_{φ} , якщо $T_{\varphi} \geq T_{Mj}$ і від $T_{Менj}$ до T_{Mj} , якщо $T_{\varphi} \leq T_{Mj}$).

Крива дійсної швидкості руху

$$V_{\delta jk} = \frac{r_c}{i_{Mj}} \left\{ \omega_{ex} - C_2 \left[M_{eo} - M_{ен} + \frac{(T_k + P_f) r_c}{i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}} \right] \right\} (1 - \delta_k / 100). \quad (21)$$

Крива тягової потужності

$$N_{Tjk} = T_k \cdot V_{\delta jk}. \quad (22)$$

Крива годинної витрати палива

$$G_{ejk} = G_{ен} - G_{eo} + C_4 \left[M_{eo} + \frac{(T_k + P_f) r_c}{i_{Mj} \cdot \eta_{Mj}} - M_{ен} \right]. \quad (23)$$

Крива питомої витрати палива

$$g_{ejk} = \frac{G_{ejk}}{N_{Tjk}}. \quad (24)$$

У виразах (15) – (24) значення δ_k , $V_{\delta k}$, N_{Tk} , G_{ek} , g_{ek} на j -й робочій передачі визначаються відповідними значеннями сили тяги T_k .

Розрахунок параметрів та побудова теоретичної статичної тягової характеристики землерийно-транспортних машин з механічною трансмісією на персональному комп'ютері здійснюємо за програмами [3, 4, 10].

Основними оцінювальними показниками тягово-зчіпних та паливно-економічних властивостей землерийно-транспортних машин, що визначаються за тяговими характеристиками [8, 11], є тягова потужність N_T , сила тяги T , дійсна швидкість руху V_δ , коефіцієнт буксування рушія δ , тяговий коефіцієнт корисної дії η_T , годинна G_T і питома витрати палива g_T .

Ці показники визначаються на всіх робочих передачах та на характерних режимах – максимальній тяговій потужності і максимального тягового коефіцієнта корисної дії. В якості прикладу (рис. 3) показано визначення вказаних вище оцінювальних показників тягового-зчіпних і паливно-економічних властивостей на одній з робочих передач землерийно-транспортної машини з використанням залежностей тягової характеристики:

а) на режимі максимальної тягової потужності – T_{N_T} ($0a_1$), $V_{\delta N_T}$ (a_1a_5), δ_{N_T} (a_1a_2), η_{TN_T} (a_1a_6), G_{TN_T} (a_1a_4), g_{TN_T} (a_1a_3);

б) на режимі максимального тягового ККД – $N_{T\eta}$ (b_1b_7), T_η ($0b_1$), $V_{\delta\eta}$ (b_1b_5), δ_η (b_1b_2), $G_{T\eta}$ (b_1b_4), $g_{T\eta}$ (b_1b_3).

Характерні значення сили тяги землерийно-транспортної машини:

– нормальна сила тяги, яка відповідає максимальній потужності двигуна або номінальному обертовому моменту – T_{N_e} (нормальну силу тяги – $T_{N_e n}$ на різних передачах визначаємо за тяговою характеристикою самохідної колісної землерийно-транспортної машини або розраховуємо за формулою $T_{N_e n} = M_{en} i_{Mn} \eta_{Mn} / r_c$ (тут n – номер передачі);

– сила тяги T_M , що відповідає максимальному обертовому моменту двигуна (на різних передачах T_M розраховуємо для $T_{N_e n}$ за умови заміни в ній M_{en} на M_{em});

– сила тяги, що відповідає максимальній тяговій потужності на різних передачах (номінальна сила тяги) – $T_{N_T I}$, $T_{N_T II}$, $T_{N_T III}$, ..., $T_{N_T n}$;

– сила тяги, що відповідає максимальному тяговому коефіцієнту корисної дії на різних передачах – $T_{\eta I}$, $T_{\eta II}$, $T_{\eta III}$, ..., $T_{\eta n}$;

– сила тяги T_φ , що визначається умовами зчеплення пневматичних шин колісного рушія з опорною поверхнею (знаходимо за тяговою характеристикою землерийно-транспортної машини або розраховуємо за формулою $T_\varphi = \varphi \cdot R$).

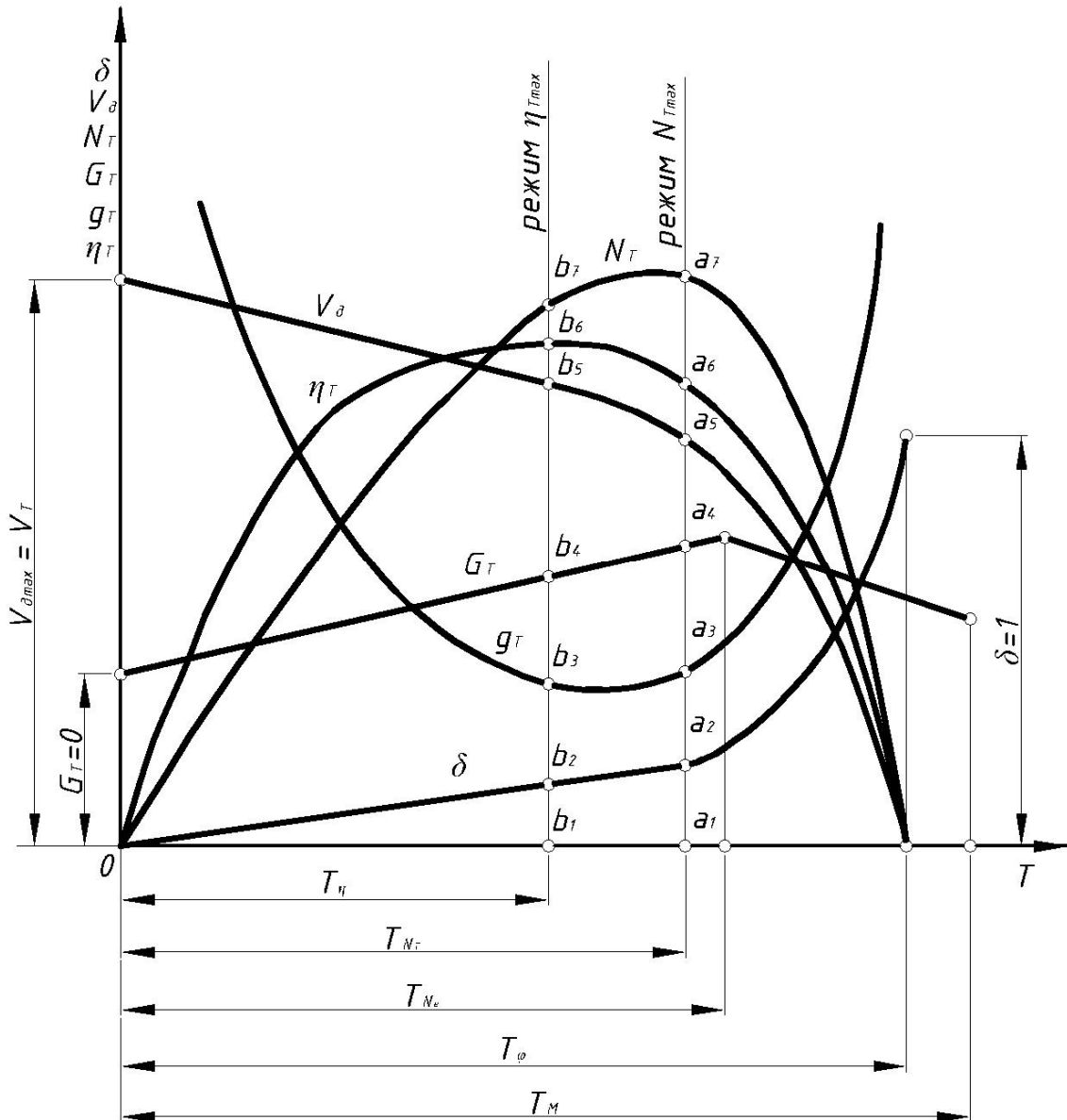


Рис. 3. – Оцінювальні показники тягово-зчіпних і паливно-економічних властивостей землерійно-транспортної машини

Висновки. Представлена методика побудови теоретичної статичної тягової характеристики землерійно-транспортних машин враховує регуляторну характеристику дизельного двигуна, робочі параметри колісного рушія та фізико-механічні властивості ґрунтової опорної поверхні, що у подальшому дозволить розв’язати значний клас задач з проектування та виробничої експлуатації таких машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Аржаєв Г. О., Пелевін Л. Є., Балака М. М. Визначення складової сили тяги рушія, що обумовлена зовнішнім тертям виступів рисунка протектора пневматичної шини. *Вісник*

Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. Кременчук, 2008. Вип. 5/2008 (52). Ч. 2. С. 75–79.

2. Пелевін Л. Е., Балака М. Н., Аржаєв Г. А. Силовое взаимодействие эластичного колеса с деформирующейся опорной средой. *Интерстроймех-2007: материалы Междунар. науч.-техн. конф.* (11–14 сент. 2007 г.). Самара: СГАСУ, 2007. С. 205–209.

3. Пелевін Л. Е., Абрашкевич Ю. Д., Балака М. Н., Аржаєв Г. А. Моделирование процесса взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью. *Горное оборудование и электромеханика*. 2013. № 7. С. 10–16.

4. Балака М. М. Методика розрахунку і побудови тягової характеристики окремого колеса з пневматичною шиною. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Харків, 2016. Вип. 73. С. 87–91.

5. Balaka M., Gorbatyuk Ie., Mishchuk D., Prystailo M. Characteristic properties of support surfaces for self-propelled scrapers motion. *Fundamental and applied research in the modern world: Abstracts of the 6th International scientific and practical conference* (January 20–22, 2021). Boston, USA, 2021. 53–58. URL: <https://sci-conf.com.ua/vi-mezhdunarodnaya-nauchno-prakticheskaya-konferentsiya-fundamental-and-applied-research-in-the-modern-world-20-22-yanvarya-2021-goda-boston-ssha-arhiv/> (дата звернення: 07.04.2024).

6. Балака М. М. Дослідження часового фактору зносу протектора шин самохідного скрепера. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Харків, 2021. Вип. 92, т. 2. С. 116–121. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2021.92.2.116> (дата звернення: 07.04.2024).

7. Пелевін Л. Є., Аржаєв Г. О., Балака М. М. Аналіз технічних рішень випробувальних стендів для дослідження роботи колеса з пневматичною шиною. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. Київ, 2007. Вип. 69. С. 64–70.

8. Балака М. М., Пелевін Л. Є., Аржаєв Г. О., Цепляєв А. С. Визначення параметрів експериментальної тягової характеристики окремого колеса з пневматичною шиною. *Строительство. Материаловедение. Машиностроение*. Днепропетровск: ПГАСА, 2008. Вип. 46. С. 78–83.

9. Балака М. Н., Антонков М. А. Проявление различных видов износа при эксплуатации пневматических шин. *Нефть и газ Западной Сибири: материалы Междунар. науч.-техн. конф.* (17–18 окт. 2013 г.). Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. Т. 4. С. 14–16.

10. Балака М. М., Пелевін Л. Є., Аржаєв Г. О. Застосування принципів мехатроніки при тягових випробуваннях позашляхових технологічних засобів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Харків, 2012. Вип. 57. С. 55–58.

11. Балака М. М., Пелевін Л. Є., Аржаєв Г. О., Василенко А. В. Експериментальні дослідження роботи колеса з пневматичною шиною на опорній поверхні, що деформується. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. Херсон, 2013. № 1(8). С. 132–139.

12. Балака М. М., Кім А. О., Міщук Д. О., Ходневич М. М. Особливості робочого циклу і організації скреперних робіт. *Сучасні проблеми та перспективи розвитку машинобудування України: тези доповідей Міжнар. наук.-практ. онлайн конф.* (23–24 верес. 2021 р., м. Київ). К.: НУБіП України, 2021. С. 16–18.