

*А. О. МОЛОДАН, Є. О. ДУБІНІН, О. С. ПОЛЯНСЬКИЙ, М. В. ПОЛТАВСЬКИЙ,
М. В. КРАСНОКУТСЬКИЙ*

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ, ЩО ВИТРАЧАЄТЬСЯ НА НАСОСНІ ХОДИ У ВІДКЛЮЧЕНОМУ ЦИЛІНДРІ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА КОЛІСНОЇ МАШИНИ

В роботі запропоновано визначення значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі та визначено, що при відключенні циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати частині індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра. Визначена робота на переміщення деталей у відключених циліндрах при подвійному ході всмоктування та нагнітання паливної суміші.

Ключові слова: потужність, автотракторний двигун, відключення подачі палива, відключений циліндр, насосні втрати, політропний процес стиснення.

A. MOLODAN, Ye. DUBININ, O. POLYANSKYI, M. POLTAVSKYI, M. KRASNOKUTSKYI

DETERMINATION OF THE POWER EXPENDED FOR THE PUMPING STROKE IN THE DISCONNECTED CYLINDER OF THE AUTOTRACTOR ENGINE OF THE WHEELED MACHINE

In the article proposes the determination of the value of the power spent on pumping strokes in the disconnected cylinder and it is determined that when the cylinders are disconnected and the position of the engine controls remains unchanged, the indicator pressure with the cylinders disconnected will be equal to part of the indicator pressure of a standard tractor engine.

The indicator engine power is determined when the fuel supply to one cylinder is turned off. Work on the movement of parts in disconnected cylinders during a double stroke of suction and injection of the fuel mixture is determined.

Keywords: power, automobile and tractor engine, fuel supply shutdown, disabled cylinder, pumping losses, polytropic compression process.

Вступ.

Особливістю роботи автотракторного двигуна є широкий діапазон швидкісних і навантажувальних режимів роботи при русі автомобіля, включаючи тягові, коли двигун передає крутний момент в трансмісію, і гальмівні, коли двигун сприймає гальмівний момент від трансмісії і гальмує рух автомобіля.

Ці особливості роблять практично неможливим винос режимів, на яких відбувається відключення і подальше включення циліндрів, з робочої зони. Тому процеси відключення-включення циліндрів автотракторного двигуна не повинні бути різкими, ступінчастими і це слід враховувати і забезпечувати при розробці пристрою відключення-включення циліндрів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Аналіз процесів відключення-включення подачі палива при відключенні циліндрів показує, що необхідно враховувати у перебігу перехідних процесів зміни початкового тиску відключених циліндрів [1-3].

При відключенні подачі палива в частину циліндрів їх тепловий стан істотно відрізняється від стану робочих циліндрів [4], так як вони інтенсивно охолоджуються рідиною і циркулюючим через них повітрям [5]. При подальшому збільшенні навантаження і включенні циліндрів в роботу в деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) можуть виникнути значні температурні зміни і напруги, що небажано, а для двигунів великої потужності це неприпустимо [4, 5].

Використання способу відключення тільки паливopодачі на автотракторних двигунах транспортних засобів на режимах холостого ходу і малих навантажень для підвищення паливної економічності може виявитися дуже різної ефективності, вимагає аналізу і узагальнення відомих результатів, розробки розрахункових методів визначення і

обґрунтування кількості відключених циліндрів, режимів роботи двигунів, на яких це відключення ефективне. Методи оцінки величини ефекту недостатньо розроблені. Не вивчено питання про режими включення циліндрів, способи забезпечення керованості цим процесом і можливий вплив цього перехідного режиму на роботу машини, на якій встановлено двигун. Особливо це важливо для автотракторних двигунів, так як на режимах холостого ходу і малих навантажень машина здійснює високоточні маневри і повинна мати добру керованість.

Мета та постановка задачі.

Метою даного дослідження є визначення роботи, яку треба затратити на переміщення деталей у відключеному циліндрі, щоб стиснути деяку кількість газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі дослідження:

– визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра, щоб стиснути деяку кількість газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру;

– визначити роботу на переміщення деталей у відключених циліндрах при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші;

– провести термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відключеним циліндром для роботи стиснення в ДВЗ з деякими припущеннями за рівнянням ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи.

Постановка питання визначення необхідної потужності на переміщення деталей у відключеному циліндрі.

В експлуатації автотракторних двигунів можливі випадки роботи з виключеною подачею палива одного або декількох циліндрів без втручання у рухомі елементи ГРМ, а також із втручанням.

Деяка частина індикаторної потужності, що розвивається в циліндрах двигуна, витрачається в самому двигуні на власні потреби і не може бути використана споживачем. Цю потужність називають [6] потужністю механічних втрат $N_{\text{мв}}$. Дана потужність витрачається на подолання тертя $N_{\text{тер}}$, привід всіх допоміжних механізмів $N_{\text{доп. мех}}$, що забезпечують нормальну роботу двигуна, і на здійснення процесів газообміну в двигуні $N_{\text{ГО}}$, тобто

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}}. \quad (1)$$

У разі ж відключення одного з циліндрів двигуна механічні втрати зростають на величину насосних втрат цього циліндра [7]

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}} + N_{i_{\text{ц}}-i}. \quad (2)$$

де $N_{i_{\text{ц}}-i}$ – потужність, яка витрачається на переміщення поршня і подолання насосних ходів у відключеному циліндрі.

Визначимо допустиме число обертів колінчастого валу двигуна для роботи з вимкненим одним циліндром. Якщо двигун при роботі всіх циліндрів на номінальному режимі має ефективну потужність $N_{e \text{ ном}}$, число обертів $n_{\text{ном}}$ і механічний ККД $\eta_{\text{м ном}}$, потужність механічних втрат на цьому режимі буде дорівнювати

$$N_{\text{мв ном}} = N_{e \text{ ном}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{м ном}}} - 1 \right). \quad (3)$$

Із залежності [6]

$$N_{\text{мв}} = C_1 n^m, \quad (4)$$

визначимо значення постійного коефіцієнта C_1

$$C_1 = \frac{N_{\text{мв ном}}}{n_{\text{ном}}^m}. \quad (5)$$

Величину показника m приймаємо за дослідними даними. Знаючи значення C_1 і m , можна визначити потужність механічних втрат двигуна для всього діапазону чисел обертів.

На рисунку 1 [6] крива $N_{\text{мв}}$ виражає залежність $N_{\text{мв}} = C_1 n^m$. Підсумовуючи ординати зовнішньої характеристики $N_e = f(n)$, отримаємо криву індикаторної потужності двигуна $N_{in} = f(n)$.

Відключення роботи циліндрів відбувається за рахунок припинення подачі палива у циліндри.

Існують різні способи реалізації відключення циліндрів двигуна. Вони діляться на дві великі групи:

- зупинка кривошипно-шатунного механізму (КШМ);
- відключення системи живлення.

Однак конструктивна розробка модульних двигунів є надзвичайно складним завданням. При цьому знижується надійність, збільшується вартість технічного обслуговування і підвищуються вимоги до кваліфікації сервісного персоналу.

Відключити циліндри від системи живлення можна двома способами:

- припиненням подачі свіжого заряду в циліндри;
- припиненням подачі палива в циліндри.

Припинення подачі заряду в циліндри здійснюється шляхом зупинки клапанного механізму. Основним вузлом в системі відключення клапанів є блокувальний механізм з електромагнітним або гідравлічним приводом, який забезпечує можливість розриву кінематичного зв'язку між деталями газорозподільного механізму.

Однак застосування цього способу пов'язане зі значними ускладненнями механізму газорозподілу і системи управління, а також викликає проникнення масла в робочі порожнини циліндрів.

Пропонується спосіб відключення циліндрів, який застосуємо до сучасних автотракторних двигунів, будь-то з іскровим запалюванням чи дизельних з механічним приводом та електромеханічним приводом подачі палива.

При тому, що індикаторна потужність рівномірно розподіляється між циліндрами, можна визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра [6]

$$N'_{in} = (i'_{\text{ц}} - 1) N_{in \text{ц}} = \frac{i'_{\text{ц}} - 1}{i'_{\text{ц}}} N_{in}, \quad (6)$$

де $N_{in \text{ц}}$ – індикаторна потужність одного циліндра,

$$N_{in \text{ц}} = \frac{N_{in}}{i'_{\text{ц}}}. \quad (7)$$

За обчисленим значенням потужності N_{in} для різних обертів колінчастого валу двигуна

можна побудувати зовнішню індикаторну характеристику при роботі $(i_u' - 1)$ циліндрів двигуна [7].

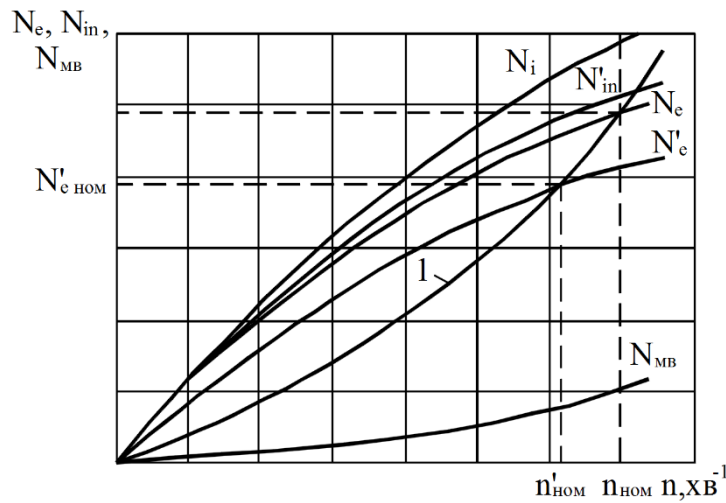


Рис. 1 – Теоретичні криві потужності автотракторного двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра:

1 – навантажувальна характеристика автотракторного двигуна

При вимкненій подачі палива в один циліндр потужність механічних втрат двигуна зменшується внаслідок зменшення втрат тертя в цьому циліндрі внаслідок зниження максимального тиску циклу. Зазначене зменшення потужності механічних втрат не представляє істотного значення, роботу двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр допускаємо із збереженням колишньої залежності $N_{MB} = f(n)$. Маючи криві $N_{in} = f(n)$ і $N_{MB} = f(n)$, неважко побудувати криву $N_e = f(n)$, розраховуючи ординати кривої N_{MB} з ординат кривої N_{in} . Крива N_e являє собою зовнішню характеристику двигуна при роботі $(i_u' - 1)$ циліндрів двигуна. Точка перетину цієї кривої з кривою 1 двигуна визначає допустиме число обертів $n_{ном}$ і відповідну потужність $N_{e\text{ном}}$ при роботі двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр. З іншого боку індикаторну потужність відключеного циліндра можна визначити [6]

$$N_{in\ x} = N_e - N_{e(i_u'-1)}, \quad (8)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна при роботі всіх циліндрів; $N_{e(i_u'-1)}$ – ефективна потужність при роботі двигуна з одним вимкненим циліндром.

Індикаторна потужність двигуна визначається як сума індикаторних потужностей окремих циліндрів

$$N_{in} = \sum_1^{i_u'} N_{in\ x}. \quad (9)$$

Тоді згідно з [8] розраховуємо коефіцієнт рівномірності роботи циліндрів двигуна

$$k_r = \frac{N_{in(x)\text{min}}}{N_{in(x)\text{max}}}, \quad (10)$$

де $N_{in(x)min}$ – найменше значення індикаторної потужності циліндра двигуна, що випробовується; $N_{in(x)max}$ – найбільше значення індикаторної потужності одного циліндра двигуна, що випробовується.

Якщо у циліндр припинена подача палива, а поршень продовжує працювати вхолосту, то при цьому слід враховувати додаткові втрати енергії, що витрачаються на рух поршня і пов'язаних з ним механізмів.

Втрати потужності складаються з наступних складових:

N_1 – втрати на переміщення власне поршня із зчленованими з ним механізмами;

N_2 – втрати на стиск повітря в циліндрі (насосні ходи).

Величину потужності, необхідну на подолання переміщення відключеного циліндра із зчленованими з ним механізмами, можна отримати з рівняння

$$N_1 = \frac{N_{in\Delta}}{\eta_m}(1 - \eta_m), \quad (11)$$

де $N_{in\Delta}$ – індикаторна потужність відключеного циліндра; η_m – механічний ККД на подолання тертя у відключеному циліндрі.

Потужність тертя залежить від температури мастила і числа обертів. Підвищення температури мастила знижує його в'язкість і зменшує роботу тертя. При підвищенні числа обертів колінчатого валу параметри тертя в різних вузлах змінюється по-різному. В цілому у циліндрі робота тертя зростає приблизно пропорційно збільшенню числа обертів колінчастого вала в 1,5-1,8 рази.

У тих випадках, коли відсутні дані від випробувань відключеного циліндру, але є всі дані про його конструкцію та параметри режиму, при якому автотракторний двигун повинен працювати, то $N_{in\Delta}$ визначається рівнянням

$$N_{in\Delta} = P_{in\Delta} V_b \left[\frac{1 + \alpha}{\lambda_{c\text{ пр}}} (A_c - A_r) + A_r \right], \quad (12)$$

де $P_{in\Delta}$ – індикаторний тиск у відключеному циліндрі; V_b – об'єм циліндру; α – відносна величина камери згоряння в циліндрі; $\lambda_{c\text{ пр}}$ – секундна теоретична продуктивність циліндру; A_c – робота стиску повітря у відключеному циліндрі (насосний хід); A_r – робота розширення повітря у відключеному циліндрі.

Втрати пропорційні роботі

$$A_{1,2} \equiv N_1; N_2. \quad (13)$$

Робота на переміщення деталей у відключених циліндрах (рис. 2)

$$A = \int_{s_1}^{s_2} F ds, \quad (14)$$

де F – вага елементів, що працюють вхолосту.

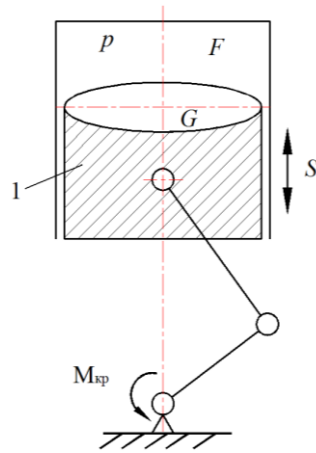


Рис. 2 – Схема переміщення власне поршня в циліндрі
1 – поршень

Коли поршень стискає повітря в циліндрі (нагнітання) і випускає

$$A_{\text{мех}} = \int_0^S P_{\text{надл}} \cdot F ds, \quad (15)$$

де $P_{\text{надл}}$ – надлишковий тиск.

Робота нагнітання та всмоктування

$$A_{\text{нагн}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds, \quad (16)$$

$$A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{вс}} \cdot F ds. \quad (17)$$

Робота за подвійний хід

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds + P_{\text{вс}} \cdot F ds = F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds \quad (18)$$

або

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \frac{F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds}{S} = p_i, \quad (19)$$

де p_i – середній індикаторний тиск.

Роботу стиснення в ДВЗ визначають з деякими припущеннями за рівнянням ізотермічного, адіабатного процесу для якого справедливо рівняння політропи [6]

$$p_a V_a^n = p_c V_c^n = p \cdot V^n = const, \quad (20)$$

де p_a , p_c – тиск робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення; b – показник політропи

$b = \frac{c - c_p}{c - c_v}$, який для адіабатного процесу приймається рівним показнику адіабати $k = c_p / c_v$; c

– молярна теплоємність; p, V – поточні значення тиску і об'єму робочої суміші в циліндрі ДВЗ; V_a, V_c – об'єм робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення [6]

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon, \quad (21)$$

де ε – ступінь стиснення.

Як адіабатний, так і ізотермічний процеси стиснення газу або повітря можуть розглядатися тільки як теоретичні. В дійсності процеси стиснення йдуть за політропою, що має змінний показник. Показник політропи залежить від інтенсивності теплообміну в процесі стиснення газу у відкритому охолоджуваному циліндрі $k > n > 1$.

Для політропного процесу робота стиснення дорівнює [6]

$$A_c = \int_{v_1}^{v_2} p dv = -\frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (22)$$

або

$$\begin{aligned} A_c = A_b &= \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R T_1 \left(\varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) = \\ &= \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R (T_2 - T_1). \end{aligned} \quad (23)$$

де A_b – робота політропного процесу стиснення; T_1, T_2 – температура газу на всмоктуванні та нагнітанні відповідно; R – питома газова постійна суміші, Дж/(кг·К).

Отже, роботу «політропного» відкритого циліндру можна знайти за формулою

$$\begin{aligned} A_{\text{відкрит}} &= p_1 v_1 - \frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) - p_2 v_2 = -\frac{b}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \\ &= -\frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right] = -\frac{b}{b-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (24)$$

Середнє значення показника політропи, як правило, визначається за параметрами газу на початку і в кінці процесу стиснення.

Потужність, що витрачається на насосні ходи у відкритому циліндрі, дорівнює [6]

$$N_{i_{n-1}} = \frac{Q A_{\text{відкрит}}}{1000}, \quad (25)$$

де Q – масова подача суміші до відкритого циліндру, яка пов'язана з об'ємною подачею \dot{V} наступним чином [6]

$$Q = \dot{V} / \rho, \quad (26)$$

де ρ – щільність газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування.

Об'ємну подачу (\dot{V}) знаходимо за формулою [6]

$$\dot{V} = V_1 \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot n, \quad (27)$$

де V_1 – обсяг газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування; $\Delta i_{\text{ц}}$ – число відключених циліндрів; n – частота обертання колінчатого валу автотракторного двигуна з відключеними циліндрами.

Отже потужність, що витрачається на насосні ходи у відклученому циліндрі, дорівнює

$$N_{i_{\text{ц}}-1} = \frac{-\frac{b}{b-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right] \cdot V_1 \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot n}{1000 \cdot \rho}. \quad (28)$$

Аналіз результатів дослідження.

Встановлено, що при відклученні циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відклученими циліндрами буде дорівнювати частині індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

Висновки.

1. Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра із зчленованими з ним механізмами при отриманні деякої кількості газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення у відклученому циліндрі.

2. Визначена робота на переміщення деталей у відклучених циліндрах при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші.

3. Проведений термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відклученим циліндром для роботи стиснення в ДВЗ з деякими припущеннями за рівнянням ізотермічного, адіабатного процесу для якого справедливо рівняння політропи.

4. Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відклученому циліндрі, та визначено, що при відклученні циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск у відклученому циліндрі буде дорівнювати частині індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

Список літератури

1. Vinoth B. , Univ A. Technology for Cylinder Deactivation // Society of Automobile Engineers (SAE). College of Engineering, Guindy, Anna University, 2005. Technical paper number: 2005-01-0077. P. 6.
2. Cylinder cutout with sequential turbocharging gives 50 percent power increase // II Modern power system. 1982., No. 3 Vol. 11. P. 40-43.
3. Leone T. G., Pozar M. Fuel economy benefit of cylinder deactivation - sensitivity to vehicle application and operating constraints // II SAE paper / Ford Motor Co. SAE International Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, 2001., No. 3591 Vol. 01. P. 8.
4. Куций П. В. Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 : захист 06.11.2015 / наук. кер. А. Г. Говорун. Київ: НТУ, 2015. 206 с.
5. Молодан А. О. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відклучення частини циліндрів : дис. на здобуття наук. ступеня д-р техн. наук : 05.22.20 : захист 12.05.2021 / наук. кер. О.С. Полянський. Харків: ХНАДУ, 2021. 387 с.
6. New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units / Podrigalo M. et al. // SAE Technical Paper 2020-01-2014 / Society of Automotive Engineers (SAE). Krakow, Poland, 2020., No. 2014 Vol. 01758236. P. 10.
7. Polyanskiy A. , Molodan A. , Potapov M. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection // XXV научно-техническая конференция с международно участие, Сборник доклады / Технически университет, 2019, 16-18 Май. Варна, 2019., No. 26 Vol. 1. P. 160-165.
8. Молодан А. О. Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки) / ХНТУСГ імені Петра Василенка. Харків, 2019., вип. 201. С. 202-208.

References (transliterated)

1. Vinodh, B. (2005). Technology for Cylinder Deactivation. SAE Technical Paper 2005-01-0077, The article 2005-01-0077. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0077>. [in English].
2. Cylinder cutout with sequential turbocharging gives 50 percent power increase. (1982). II Modern power system, 2(11), 40–43. [in English].

3. Leone, T. G., & Pozar, M. (2001). Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints. SAE Technical Paper, The article 2001-01-3591. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3591>. [in English].
4. Kutsiy, P. V. (2015). Polipshennya ekspluatatsiyonikh pokaznikov transportnikh zasobiv v neustalenykh rezhimakh optimizatsiyeyu sposobu rehulyuvannya dizeliv [Dis. kand. tekhn. nauk, NTU]. http://diser.ntu.edu.ua/Kutsyi_dis.pdf [in Ukrainian].
5. Molodan, A. (2021). Naukovi osnovy zabezpechennia nadiinosti i funktsionalnoi stabilitii kolisnykh mashyn v rezhymy vidkliuchennia chastyny tsylindriv [Doctoral dissertation, KhNADU]. https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_Vchena_rada/VR_64_059_02/dis_Molodan.pdf [in Ukrainian].
6. Podrigalo, M., Dubinin, Y., Molodan, A., Polianskyi, O., Kholodov, M., Klets, D., Kholodov, A., Zadorozhnia, V., Khvorost, O., Potapov, M., & Stepanov, A. (2020). New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units. SAE Technical Paper, The article 2020-01-2014. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>. [in English].
7. Polyanskii, A., Molodan, A., & Potapov, M. (2019). Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection. «Transport, ekolohiya – ustoiichyvo razvytye»: XXV nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodno uchastyem, Sbornik doklady. – Varna: Tekhnicheskyy universytet. 16-18 Mai, 160–165. [in English].
8. Molodan, A. (2019). Vyznachennya potuzhnosti ta roboti dvihuna v protsesi rozhonu kolisnoyi mashini. Visnik Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universitetu sil's'koho hospodarstva imeni Petra Vasilenka (tekhnichni nauki), (201), 202–208. [in Ukrainian].

Надійшла (received) 04.03.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Молодан Андрій Олександрович (Molodan Andrii) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0017-740X>; e-mail: tmirm@ukr.net

Дубінін Євген Олександрович (Dubinin Yevhen) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6176-7358>; e-mail: dubinin-rmn@ukr.net

Полянський Олександр Сергійович (Polyansky Olexandr) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0407-6435>; e-mail: khadi.pas@gmail.com

Полтавський Микола Володимирович (Poltavskiy Mykola) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3985-1585>; e-mail: poltavskiy@ukr.net

Краснокутський Максим Володимирович (Krasnokutskiy Maksym) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-0132-4245>; e-mail: simson1988@ukr.net