

Шуляк М.Л.

E-mail: mihail_shulyak@mail.ru

Лебедєв А.Т.

E-mail: car_tractor@rambler.ru

Артёмов М.П.

E-mail: artiomovprof@ukr.net

Калінін Є.І.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. Петра Василенка»,
г. Харків, Україна
E-mail: kalininhtusg@gmail.com

**ОЦІНКА ФУНКЦІОНУВАННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ ЗА
ДИНАМІЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ**

УДК 629.01

В статті наведений аналіз причини виникнення додаткових втрат енергії в режимі сталого руху колісних машин. Зазначений режим супроводжується появою поздовжніх лінійних прискорень, що викликають коливання лінійної швидкості машини, щодо свого середнього значення. Запропоновано розглянути сталий рух МТА, як послідовність розгонів та сповільнень. Аналіз напрямку вектора повного прискорення дозволяє стверджувати, що будь-які відхилення цього вектора від осей ординат і абсцис викликають шкідливу роботу і втрату енергії. Залежно від знака проекції, робота вздовж напрямку руху є додатковою втратою енергії, і в той же час умовою динамічної рівноваги. Умовою динамічної рівноваги є рівність по модулю від'ємних і додатних проекцій вектора на вісь абсцис.

Ключевые слова: втрати енергії, сталий рух, робота МТА, прискорення.

Вступ. Виконання МТА технологічної операції пов'язане з великими витратами енергії, яка витрачається як безпосередньо на виконання самої технологічної операції, так і на динамічні процеси, що виникають в системі взаємодії "трактор-зраряддя".

При сталому русі колісних машин виникають додаткові втрати енергії, оскільки зазначений режим супроводжується появою поздовжніх лінійних прискорень, що викликають коливання лінійної швидкості машини щодо свого середнього значення.

Аналіз джерел. Останнім часом при технічній модернізації сільського господарства в тракторну енергетику найбільш інтенсивно впроваджуються інноваційні досягнення в напрямку "розумного землеробства", що характеризується автоматизованими системами, які обробляють і зіставляють не тільки параметри тракторів і сільгоспмашин, а й дані про протікання технологічних процесів з урахуванням зовнішньої інформації [1, 2].

При цьому можна прогнозувати основні напрямки створення трактора (мобільного енергомодуля) з підвищеними споживчими властивостями [3]. Це потребує уточнення деяких положень теорії трактора, тягової і тягово-енергетичних концепцій в напрямку підвищення ефективності використання механічної енергії для виконання технологічного процесу.

При тенденції, що намітилася останнім часом, підвищення енергонасиченості тракторів, і переходу їх з тягового в тягово-енергетичний засіб, деякі положення теорії трактора і класичної механіки вступають в протиріччя (кочення колеса, потужнісний баланс), інші положення вимагають свого розвитку (тягово-приводні МТА, тягова динаміка трактора).

Відповідно до основних положень класичної механіки робота постійної сили визначається за формулою [4]:

$$A = F \cdot S \cdot \cos \alpha , \quad (1)$$

де S – переміщення тіла під дією сили F , α – кут між векторами сили і переміщення.

З цієї формули можна зробити висновок, що «якщо сила перпендикулярна переміщенню, то робота сили дорівнює нулю. Якщо ж, не дивлячись на дію сили, переміщення точки прикладання сили не відбувається, то сила ніякої роботи не робить».

Робота сил, що діють на агрегат на елементарному шляху:

$$A = (P_{\text{руш}} - \sum P_c) \cdot dS \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де $P_{\text{руш}}$ – рухома сила, P_c – сума сил опору.

Реакції, що діють на ходову систему, прикладені в миттєвих центрах переміщення, отже, їх робота дорівнює нулю. Кінетична енергія агрегату як сума кінетичної енергії поступально рухомих і обертових мас визначається за виразом [5]:

$$E_k = \frac{V^2}{2} (m_1 + m_2), \quad (3)$$

де m_1 – зведена маса трактора; m_2 – зведена маса сільськогосподарських машин в агрегаті.

Зміна кінетичної енергії агрегату визначимо, диференціюючи вираз за швидкістю [5]:

$$\Delta E_k = VdV \cdot (m_1 + m_2). \quad (4)$$

Використовуючи теорему про зміну кінетичної енергії механічної системи, отримаємо:

$$(P_{\text{руш}} - \sum P_c) \cdot dS \cdot \cos \alpha = VdV \cdot (m_1 + m_2). \quad (5)$$

При рівномірному русі, що здійснюється при постійній миттєвій швидкості, енергія двигуна витрачається на подолання сил опору руху. В даному випадку тягова сила на ведучих колесах в будь-який момент часу дорівнює сумі сил опору руху, і, як наслідок, прискорення машини в будь-який момент часу дорівнює нулю.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{\text{руш}} - \sum P_c}{m_1 + m_2} = 0. \quad (6)$$

При сталому русі машини рівновага (на відміну від рівномірного руху) є не статичною, а динамічною. Якщо розглянути сталий режим руху як послідовність прискорень і уповільнень, які відбуваються з певною частотою, то сили, прикладені під кутом до напрямку руху і невідповідність виду $P_{\text{руш}} \neq \sum P_c$, будуть викликати зменшення кінетичної енергії і коливання миттєвої швидкості, що призведе до додаткових дисипативних втрат енергії [6].

Основна частина. З точки зору класичної механіки роботу МТА при виконанні технологічної операції необхідно оцінювати, як несталий рух системи, тобто при $P_{\text{руш}} \neq \sum P_c$ виконується умова, що $dv/dt \neq 0$. Інноваційне спрямування тягової динаміки трактора полягає у вирішенні оберненої задачі: при відомому dv/dt оцінити величини сил $P_{\text{руш}}$ і $\sum P_c$.

Для полегшення аналізу додаткових втрат в сталому режимі руху необхідно ввести поняття додаткової рушійної сили, яка задає коливання dv/dt :

$$P_{\text{руш}} - \sum P_c = \Delta P_{\text{руш}}. \quad (7)$$

Умовою прискорення агрегату є позитивне значення $\Delta P_{\text{руш}}$ - уповільнення негативне. Зміна $\Delta P_{\text{руш}}$ може відбуватися як в наслідку зміни факторів формування $P_{\text{руш}}$ і $\sum P_c$ (коливання моменту двигуна, властивості агрофону), так і відхилення кута α докладання зусиль від напрямку руху агрегату.

Для вирішення завдання - оцінки ефективності режиму роботи агрегату - запишемо основний закон динаміки в такий спосіб:

$$m_{\text{пр}} \cdot \bar{a} = \Delta \bar{P}_{\text{руш}} = \sum_{i=1}^n \Delta \bar{P}_{\text{руш}i}, \quad (8)$$

де $m_{np} = m_1 + m_2$ - приведена маса агрегату; \bar{a} - Прискорення, яке визначається суперпозицією сил $\sum_{i=1}^n \Delta \bar{P}_{py\text{ми}}$, які впливають на агрегат.

Вектор прискорення при координатному способі завдання руху визначається виразом:

$$\bar{a} = \ddot{x} \cdot \bar{i} + \ddot{y} \cdot \bar{j} + \ddot{z} \cdot \bar{k}, \quad (9)$$

де $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$, $\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}$, $\ddot{z} = \frac{d^2z}{dt^2}$.

Вираз (8) прийме вид:

$$m_{np} \cdot \left(\frac{d^2x}{dt^2} \cdot \bar{i} + \frac{d^2y}{dt^2} \cdot \bar{j} + \frac{d^2z}{dt^2} \cdot \bar{k} \right) = \Delta \bar{P}_{py\text{ми}} = \sum_{i=1}^n \Delta \bar{P}_{py\text{ми}}. \quad (10)$$

Положення в просторі центру мас агрегату задамо застосовуючи радіус-вектор, відновлений з початку координат:

$$\bar{r} = a_x \cdot \bar{i} + a_y \cdot \bar{j} + a_z \cdot \bar{k}, \quad (11)$$

де a_x, a_y, a_z - проекції вектора \bar{a} на відповідні осі.

Визначимо кути даного радіус-вектора щодо кожної з осей інерційної системи координат:

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{a_x}{a}\right); \quad (12)$$

$$\beta_y = \arccos\left(\frac{a_y}{a}\right); \quad (13)$$

$$\gamma_z = \arccos\left(\frac{a_z}{a}\right), \quad (14)$$

де $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$ - модуль повного прискорення.

Розглянемо можливі положення радіус-векторів і їх вплив на сумарну роботу агрегату в полярній системі координат (рис. 1)

Приймаємо, що напрямок осі x відповідає напрямку руху агрегату. Тоді вектор \overline{OA} визначає умова розгону з мінімальним бічним відведенням. Проекція даного вектора на вісь абсцис a_{x1} визначить значення сили $\Delta P_{py\text{ш}}$, витраченої на розгін ($\Delta P_{py\text{ш}} > 0$). Довжина проекції буде тим більше, чим більше значення має $\cos \alpha_{x1}$. Тобто можна стверджувати, що кут α визначає складову $\Delta P_{py\text{ш}}$, яка здійснює позитивну роботу. Положення вектора \overline{OC} показує умову уповільнення з частковою витратою сили $\Delta P_{py\text{ш}}$ на бічне відведення агрегату. Проекція a_{x2} отримає негативне значення і визначить умови, при яких $\sum P_c > P_{py\text{ш}}$, тобто $\Delta P_{py\text{ш}}$ викличе уповільнення руху агрегату. Кут α_{x2} визначає складову сили $\Delta P_{py\text{ш}}$, яка реалізована на уповільнення агрегату.

Вектора \overline{OB} , \overline{OD} задають умови бічного відведення агрегату з малими відхиленнями $\Delta P_{py\text{ш}}$ в напрямку руху агрегату. Проекція на вісь абсцис $a_x \rightarrow 0$. Можна стверджувати, що при такому положенні векторів умова рівномірного руху ($\sum P_c \approx P_{py\text{ш}}$) виконується, однак робота визначається кутами β_{y1} і β_{y2} викликає відхилення агрегату від прямолінійного руху і буде шкідливою, а енергія на її виконання - безповоротно втраченою.

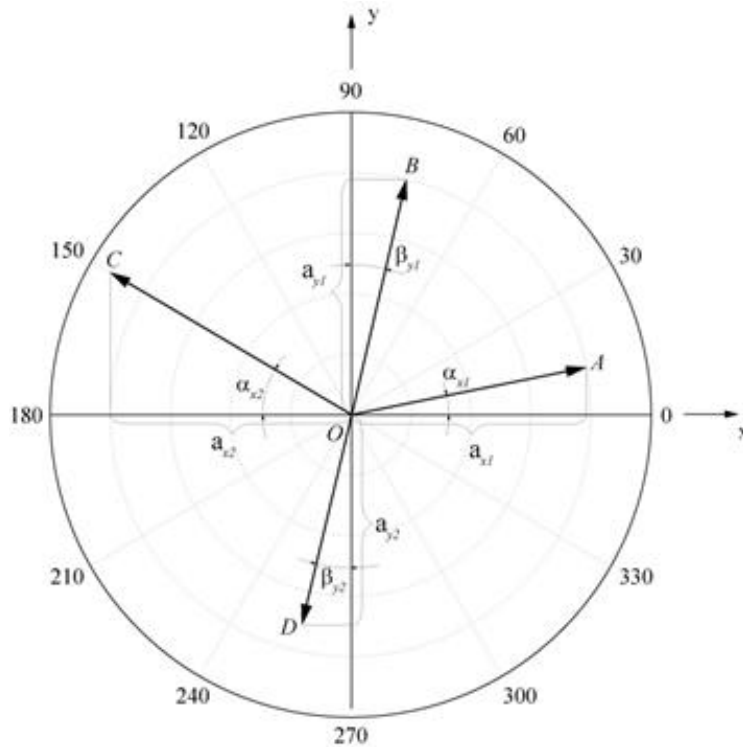


Рис. 1. Положення радіус-векторів в полярній системі координат

Слушно стверджувати, що для збільшення значення корисної роботи повинна виконуватися умова $a_y \rightarrow 0$. У разі розгляду осі ординат знак проекції вказує на відведення агрегату вправо або вліво і не впливає на величину корисної роботи.

Ось аплікат розглядається за аналогією з тією лише відмінністю, що негативні і позитивні значення проекцій задаються рухом агрегату по нерівностях поля, з урахуванням обмеження значення вертикальної координати. Коливання по осі аплікат викликають зміну сили ΣP_c , пов'язану з необхідністю подолання перешкод.

З аналізу положення векторів можна стверджувати, що будь-які відхилення вектора сумарного прискорення \bar{a} в напрямку осей ординат і аплікат викликають шкідливу роботу і втрату енергії. Залежно від знака проекції $\pm a_x$, робота вздовж напрямку руху є додатковою втратою енергії, і в той же час умовою динамічної рівноваги, заснованою на постійній зміні сили $P_{руш}$, витраченої на подолання зовнішніх факторів. Умовою динамічної рівноваги є рівність по модулю від'ємних a_{x2} і додатних a_{x1} проекцій вектора \bar{a} при $\sum_{i=1}^n \Delta \bar{P}_{руш i} \rightarrow 0$.

Критерії оптимізації агрегату по роботі A в режимі сталого руху можна записати у вигляді:

$$\Delta P_{руш} = 0, \text{ при цьому, } a_{x1}, a_{y1}, a_{z1} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Побудуємо в інерціальній системі координат частковий фрагмент усталеного руху МТА при основному обробці ґрунту (рис. 2), що характеризується годографом вектора повного прискорення.

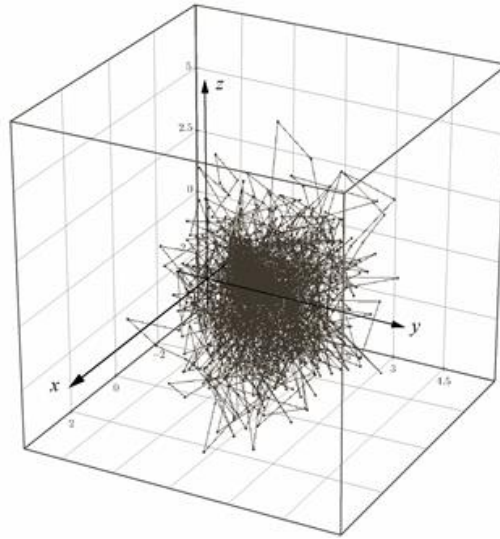


Рис. 2 Частковий фрагмент усталеного руху МТА, що характеризується годографом.

Годограф вектора повного прискорення показує послідовність зміни величини і положення векторів з частотою $0,01375\text{с}$. При аналізі фрагменту сталого руху можна стверджувати, що побудовані вектора задають область роботи МТА, збільшення обсягу якої характеризує приріст енергетичних втрат.

Розподілимо отримані результати щодо інтервалу значення прискорення $a = [-3,5; 3,5]$ і визначимо величини абсолютної і відносної частот розподілу для осі x (рис. 3), y (рис.4) і z (рис. 5).

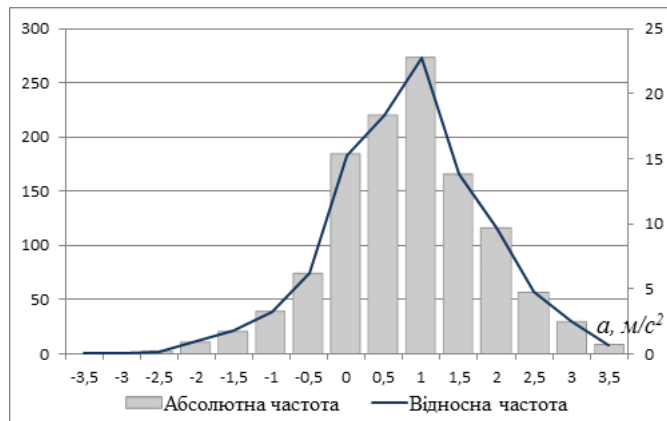


Рис. 3 Частота розподілу проєкцій вектора повного прискорення на вісь x

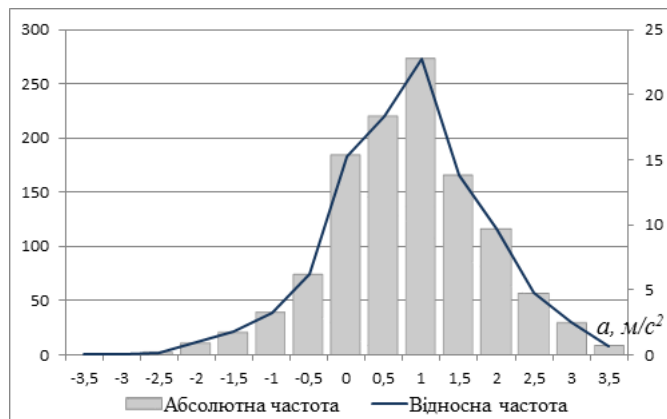


Рис. 4 Частота розподілу проєкцій вектора повного прискорення на вісь y



Рис. 5 Частота розподілу проекцій вектора повного прискорення на вісь z

Прийmemo статистичну гіпотезу H_1 про те, що дані розподілу випадкових величин підкоряються нормальному закону розподілу і висунемо нульову гіпотезу H_0 .

В результаті статистичної перевірки гіпотези можуть бути допущені помилки двох родів. Помилка першого роду (з ймовірністю θ) полягає в тому, що буде відкинута правильна гіпотеза. Помилка другого роду (з ймовірністю χ) полягає в тому, що буде прийнята неправильна гіпотеза.

Виходячи з гіпотези H_1 можна припустити, що безперервна випадкова величина підкоряється закону Гауса з параметрами λ і σ , а її щільність ймовірності визначається рівнянням виду:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\lambda)^2}{2\sigma^2}}. \quad (16)$$

Ймовірність влучення в інтервал (a, b) випадкової величини X , підпорядкованої нормальному закону, визначається функцією помилок виду:

$$P(a < X < b) = \Phi_0\left(\frac{b-\alpha}{\sigma}\right) - \Phi_0\left(\frac{a-\alpha}{\sigma}\right), \quad (17)$$

де $\Phi_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ – інтеграл ймовірності.

Інтеграл ймовірності має наступні властивості:

1. $\Phi_0(-x) = -\Phi_0(x)$, тобто функція $\Phi_0(x)$ – непарна;
2. $\Phi_0(0) = 0$;
3. $\Phi_0(+\infty) = 0,5$.

Ймовірність влучення випадкової величини $X \sim N(\lambda, \sigma)$ в інтервал $(\alpha - \varepsilon, \alpha + \varepsilon)$, симетричний щодо центру розсіювання α , знаходиться за формулою:

$$P(\alpha - \varepsilon < X < \alpha + \varepsilon) = P(|X - \alpha| < \varepsilon) = 2\Phi_0\left(\frac{\varepsilon}{\sigma}\right). \quad (18)$$

Зокрема, $P(|X - \alpha| < 3\sigma) = 2\Phi_0(3)$, тобто практично достовірно, що випадкова величина $X \sim N(\lambda, \sigma)$ прийме свої значення в інтервалі $(\alpha - 3\sigma, \alpha + 3\sigma)$.

Використовуючи комп'ютерну систему статистичного аналізу даних Statistica, отримані характеристики вибірок - табл. 1.

**Результати статистичного аналізу вибірок значень проєкцій прискорень по трьох осях
 глобальної системи координат**

Статистична характеристика	Координатна вісь		
	абсцис	ординат	аплікат
Математичне очікування	0,6011	1,8107	0,2425
Дисперсія	1,0149	0,9525	2,7264
Середньоквадратичне відхилення	1,0074	0,9759	1,6512
Мінімальне значення вибірки	-2,7276	-1,5338	-4,9661
Максимальне значення вибірки	3,6677	5,2169	5,3769
Мода	-0,0037	1,9403	-0,3473
Медіана	0,5884	1,7823	0,3239
Критерії узгодження			
Пирсона (розмірність $n = 8$)	31,25	62,27	6,053
Колмогорова-Смірнова	0,049	0,037	0,024
Шапіро-Уилка	0,99	0,99	0,99

З табл. 1 можна зробити висновок, що вибірки по осях абсцис і ординат не підкоряються нормальному закону розподілу (нульова гіпотеза відкинута), а вибірка по осі аплікат з ймовірністю 53% підтверджує нульову гіпотезу (для рівня значимості в 0,05).

Висновки. Значення прискорень МТА при виконанні основного обробітку зміщено в бік позитивних значень. У діапазон мінімальних втрат $T_{opt} = [-0,5; 0,5]$ потрапляє 39,5% розглянутого інтервалу, що показує для даного режиму великі додаткові втрати енергії (рис. 3). Також варто відзначити, що переважання позитивного прискорення повинно викликати приріст швидкості або збільшення буксування, як параметра, компенсуючого дане явище.

Аналізуючи розподіл по осі ординат можна спостерігати прояв бічного відведення агрегату. При виконанні основного обробітку ґрунту уникнути цього не можливо внаслідок особливостей функціонування меліоративної машини. Проекції прискорення з позитивним знаком складають 98%. Знизити додаткові витрати енергії може вибір оптимального режиму роботи і раціональне компоновання МТА, засноване на співвідношенні мас трактора і сили бічного відведення.

Розподіл частот по осі аплікат рівномірно щодо нуля, що свідчить про рівність прикладених до системи сил, що знаходяться в протифазі одна до іншої. Основним джерелом, що викликає коливання агрегату по осі аплікат, є профіль дороги. Крива, що задає це коливання, може базуватися на аналізі проєкцій прискорення і повинна розглядатись як одна конкретна реалізація випадкової функції, незалежна від початку відліку часу, тобто повинна описувати стаціонарний випадковий процес.

Література

1. Федоренко В. Ф. «Разумное земледелие»-стратегический вектор технической модернизации сельского хозяйства / В. Ф. Федоренко // Техника и оборудование для села. – 2012. – №1. – С. 9-12.
2. Електронні джерела [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу: <http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>, <http://www.dig.ord/CDLGe.V> - Немецкое сельскохозяйственное сообщество.
3. Лебедев А. Т. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання / А.Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2011. – №2(17). – с. 4-8.

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport systems

4. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика. / М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук; Под общ. ред. М. А. Павловского. – К.: Высшая шк. 1990. – 480с.
5. Костюченков Н.В. Эксплуатационные свойства мобильных агрегатов / Костюченков Н. В., Плаксин А. М.; Под ред. А. М. Плаксына. – Астана: КАТУ им. С. Сейфуллина, 2010. – 204 с.
6. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Механіка та машинобудування «Х П І». – Харків: Х П І, 2015. - Вип. № 9 (1118). – С. 98 – 107.

Shulyak M., Lebedev A., Artemov N., Kalinin E. **Evaluation functioning of the agricultural units for dynamic criteria**

In the article the analysis of the causes additional energy losses in the mode sustainable movement of wheeled vehicles. The specified mode is accompanied by longitudinal linear acceleration, which causing fluctuations linear speed machine on their average. Proposed to consider sustainable movement MTU as a sequence of acceleration and deceleration. Analysis the direction of vector of complete acceleration suggests that any deviation of this vector from the axis of ordinates applicant cause harmful work and loss of energy. Depending on the sign of the projection, the work along direction of movement is an additional loss of energy, and at the same time a condition of dynamic equilibrium. The condition of dynamic equilibrium is equal modulo of negative and positive projections of the vector on the x-axis.

Key words: energy loss, sustainable movement, MTU work, acceleration

References

1. Fedorenko V. F. «Razumnoe zemledelie»-strategicheskij vektor tehniceskoy modernizatsii selskogo hozyaystva / V. F. Fedorenko // *Tehnika i oborudovanie dlya sela*. – 2012. – №1. – S. 9-12.
2. ElektronI dzherela [Elektronniy resurs].– Rezhim dostupu do resursu: <http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>,<http://www.dig.ord/CDLGe.V> –Nemetskoe selskohozyaystvennoe soobshchestvo.
3. Lebedev A. T. Traktorna energetika: problemi ta Yih rozv'yazannya / A.Lebedev, V. Kravchuk, S. Lebedev // *Tehnika I tehnologiyi APK*. – 2011. – №2(17). – s. 4-8.
4. Pavlovskiy M.A. Teoreticheskaya mehanika. Dinamika. / M. A. Pavlovskiy, L. Yu. Akinfieva, O. F. Boychuk; Pod obsch. red. M. A. Pavlovskogo. – K.: Vysshaya shk. 1990. – 480s.
5. Kostyuchenkov N.V. Ekspluatatsionnyie svoystva mobilnyih agregatov / Kos-tyuchenkov N. V., Plaksin A. M.; Pod red. A. M. Plaksina.– Astana: KATU im. S. Sey-fullina, 2010.– 204 s.
6. Podrigalo M.A. Otsenka dopolnitelnyih energeticheskikh poter pri ustano-vivshemsya rezhime dvizheniya transportno-tyagovyih mashin / M.A. Podrigalo, N.P. Artemov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak // *Mehanika ta mashinobuduvannya «HPI»*. – Harkiv: HPI, 2015. - Vip. № 9 (1118). – S. 98 – 107.