

**Соломка О.В.,
Войтюк В.Д.**
Національний університет
біоресурсів і
природокористування
України, м. Київ, Україна
E-mail: solomkaov@ukr.net

**ПЕРСПЕКТИВНІ ПРИСТРОЇ
ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ САМОВІЛЬНОГО
ОПУСКАННЯ ПЛАТФОРМИ
АВТОМОБІЛЯ**

[https://doi. 10.5281/zenodo.15427921](https://doi.org/10.5281/zenodo.15427921)

УДК 629.3.016:629.3.018.7

Соломка О.В., Войтюк В.Д. Перспективні пристрої для запобігання самовільного опускання платформи автомобіля.

Анотація. Розкрито перспективні пристрої для запобігання самовільного опускання платформи автомобіля. В результаті теоретичного дослідження були отримані результати дослідження експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки з гідравлічним приводом скидного пристрою. Також результати аналізу серійних технічних рішень запобіжних і блокувальних систем платформи сільськогосподарської транспортної техніки. Розроблені запобіжні і блокувальні системи для платформ сільськогосподарської транспортної техніки, оформлені у вигляді чотирьох патентів. Розроблені запобіжні і блокувальні системи підвищення безпеки експлуатації сільськогосподарської транспортної техніки, що забезпечують фіксацію платформи при відмові гідравлічного приводу скидного пристрою.

Ключові слова: автомобіль, платформа, експлуатація, гідроциліндр.

Solomka O.V., Voytyuk V.D. Prospective devices to prevent unauthorized lowering of vehicle platform.

Abstract. The article reveals promising devices to prevent the vehicle's platform from lowering the vehicle. The theoretical study obtained the results of the study of the operation of agricultural transport equipment with a hydraulic drive of the discharge device. Also the results of the analysis of serial technical solutions of safety and blocking systems of the platform of agricultural transport equipment. Precautionary and blocking systems for agricultural transport vehicles were developed in the form of four patents. Designed safety and blocking systems for the safety of the operation of agricultural transport equipment, which provide the fixation of the platform in the refusal of the hydraulic drive of the discharge device.

Key words: vehicle, platform, operation, hydraulic cylinder.

Постановка проблеми

Проведені дослідження показали, що більшість нещасних випадків, зареєстрованих в сільськогосподарському виробництві, пов'язане з експлуатацією та ремонтом сільськогосподарської техніки. При технічному обслуговуванні і ремонті гідравлічних приводів платформ і робочих органів сільськогосподарських мобільних машин щорічно гинуть від 5 до 30 чоловік, при травматичній ситуації – притискання платформою, що опускається та іншими гідрофікованими частинами і механізмами [1]. Порушення вимог безпеки операторами, у вигляді небезпечних дій потерпілих, стали

основною групою причин загибелі в АПК України – 39,2% [2].

Основними причинами нещасних випадків, з летальним результатом постраждалих в АПК працівників, стали:

- виконання технічних операцій під платформною сільськогосподарської транспортної техніки, що знаходиться в піднятому положенні – 30,7% [3];

- застосування несправних або невикористання захисних пристосувань – 3,2% [4];

- оперування з вузлами машин при працюючому двигуні – 10% [5].

Досить висока частка виробничого травматизму – 27,2% пов'язана з технічними несправностями і конструктивно-виробничими недоліками саморозвантажувальної транспортної техніки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

В даний час в сферу перевезень залучається велика кількість машин. Для сільськогосподарських робіт доцільно застосовувати автотранспортні засоби, обладнані автономним вантажно-розвантажувальним механізмом. До таких автотранспортних засобів відносяться автомобілі-самоскиди, автомобілі-самонавантажувачі і автомобілі з скидним пристроєм платформи [6].

Самоскидні установки встановлюються на шасі вантажних автомобілів, самоскидних причепів і напівпричепів. Найбільш популярним видом техніки, що використовуються для перевезення сільськогосподарських вантажів, стали автомобілі – самоскиди [7]. Самоскиди (напівпричіп з кузовом або причіп) найчастіше застосовують для транспортування сипучих, навалювальних і інших видів вантажів, які придатні для вивантаження за допомогою перекидання з кузова [8].

Проведені дослідження показали, що більшість нещасних випадків, зареєстрованих в сільськогосподарському виробництві, пов'язане з експлуатацією та ремонтом сільськогосподарської техніки [9]. При технічному обслуговуванні і ремонті гідравлічних приводів платформ і робочих органів сільськогосподарських мобільних машин щорічно гинуть від 5 до 30 чоловік [10], при травматичній ситуації – притискання платформою, що опускається та іншими гідрофікованими частинами і механізмами [11]. Порушення вимог безпеки операторами, у вигляді небезпечних дій потерпілих, стали основною групою причин загибелі в АПК України – 39,2% [12].

Розслідуванням причин нещасних випадків виявлено, що найбільш небезпечним джерелом травмування стали самоскиди (58,0% випадках), причепи - самоскиди - 23,2%, вантажні автомобілі - 10,1% та інші [9].

Формулювання мети досліджень

Метою дослідження є методичне обґрунтування аналітичних досліджень перспективних пристроїв для запобігання самовільного опускання платформи автомобіля.

Методичний підхід в проведенні досліджень

Як показав огляд конструкцій, найбільше застосування в гідравлічному приводі платформи отримали гідроциліндри односторонньої і двосторонньої дії [13].

В гідроциліндрі односторонньої дії робочий хід поршня відбувається під дією тиску робочої рідини, а зворотний хід, під дією ваги порожньої платформи, якщо ж необхідне зусилля для зворотного ходу недостатньо, додатково встановлюються

пружини.

Прямий і зворотний хід поршня в гідравлічних циліндрах двосторонньої дії здійснюються під дією тиску робочої рідини. Гідроциліндри двосторонньої дії можуть мати односторонній або ж двосторонній штоки.

При необхідності, застосовують телескопічні гідроциліндри, тобто циліндри з декількома штоками, в яких робочий хід поршня перевищує довжину корпусу,

До основних технічних показників гідравлічних циліндрів відносять: коефіцієнт корисної дії, витрата робочої рідини, тиск в гідроприводі, потужність гідравлічного насоса, швидкість руху і зусилля на вихідній ланці, діаметри штока і поршня.

$$Q = \frac{v_{\partial} F_{\partial}}{\eta_{\partial.o.}}$$

де v_{∂} - лінійна швидкість штока, мм / с;

F_{∂} - робоча площа поршня, м².

При прямому ході гідравлічного циліндра двосторонньої дії робоча площа поршня дорівнює:

$$F_{\partial.n.} = \frac{\pi D^2}{4}$$

а при зворотному ході дорівнює:

$$F_{\partial.n.} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

При прямому ході зусилля на штоку визначають за формулою:

$$P_{\partial.n.} = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_{\partial.z.} \eta_{\partial.m.}$$

при зворотному ході:

$$P_{\partial.n.} = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \eta_{\partial.z.} \eta_{\partial.m.}$$

Динамічні процеси, що проходять в силовому гідроциліндрі описані рівнянням нерозривності потоку робочої рідини [44]:

$$\frac{dx}{dt} S_i + Q_{VT} + Q_{СЖ} = Q_H$$

Рівняння руху поршня описані формулою:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{TP} \left(\frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt} + F(t) = p_1 S_1 - p_2 S_2$$

де x – поточна координата поршня;

S_1 та S_2 - площі поршня в нагнітальній та зливній порожнинах гідроциліндра, м²;

Q_{VT} та $Q_{СЖ}$ – втрати витрати на витікання і на стиск робочої рідини;

Q_H – масова витрата рідини, що надходить в нагнітальну порожнину гідроциліндра за одиницю часу;

m - маса рухомих частин гідроприводу, кг;

нелінійна характеристика сил тертя:

$$F_{TP} \left(\frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt}$$

$F(t)$ - зовнішні сили, прикладені до поршня;
 p_1 і p_2 - тиск робочої рідини в нагнітальній та зливній порожнинах гідроциліндра.

Втрати на виток робочої рідини через еквівалентний зазор, вважаючи потік витоків ламінарним, визначають за формулою:

$$Q_{\text{вТ}} = C_{\text{в}} d_{\text{п}}^3 \frac{\Delta p}{\mu},$$

Сили тертя ущільнення штока є функцією тиску рідини в порожнині циліндра, окремо для ущільнюючих вузлів поршня і штока гідроциліндра.

Автори роботи наводять такі висновки [43,44]:

Теоретичні дослідження за отриманими математичними моделями для розрахунку сили тертя поршневого і штокового ущільнень гідравлічних циліндрів підтверджуються результатами експериментальних досліджень.

При швидкості переміщення поршня менше 17 мм/с, при тиску робочої рідини і її перепаді більше 10 МПа, гідравлічний циліндр має найбільший ресурс.

Розіб'ємо систему гідроприводу на окремі вузли. При такому підході математична модель теплового розрахунку, описана рівнянням:

$$\frac{dt}{d\tau} = \left[C_{\text{ж}} T_i \sum_i^n G_i + C_{\text{ж}} T_{(i+1)} \sum_i^{n+1} G_{i+1} - K_i F_i (T_i - T_0) + N \right] \frac{1}{M_i C_m}$$

де $C_{\text{ж}}$ та C_n - теплоємність робочої рідини та матеріалу вузла підсистеми;

G_i та G_{i+1} - масовий потік робочої рідини, що входить і виходить (I + 1) з розрахункового вузла;

K_i та F_i - коефіцієнти теплопередачі та поверхня теплопередачі;

N - теплота, що виділяється в розглянутому вузлі;

T_0 - температура навколишнього середовища, К;

M_i - маса розрахункового вузла, включаючи масу робочої рідини, кг.

Математична модель являє систему рівнянь, що включає: рівняння витрат, які враховують умова нерозривності потоку робочої рідини; рівняння руху рухомих частин у вигляді основного рівняння динаміки; рівняння зв'язку між параметрами потоку. Математична модель описує фази роботи гідрударного пристрою: фазу введення рухливих частин; фазу розгону рухомих частин; фазу гальмування і відкриття пружного елемента.

Результати досліджень

Експлуатаційні характеристики розробленого автором запірно-регулюючого пристрою платформи досліджувалися на самоскидному причепі. В якості базових (порівняльних) зразків одночасно досліджувалися уповільнюючий клапан та штуцер з каліброваним отвором, що застосовуються в даний час на самоскидних платформах. Результати дослідження наведені в таблиці 1.

Результати порівняльних досліджень показали, що установка запірно-регулюючого пристрою на робочий гідроциліндр платформи дозволяє забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв (уповільнюючого клапана і штуцери з каліброваним отвором), постійне час опускання платформи. Разом з тим установка пристрою не впливає на встановлений технологічний час підйому.

Час опускання і підйому платформи

Опускання, t, c						Підйом, t, c					
Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг			Маса платформи без вантажу = 1164 кг			Маса платформи з вантажем = 2664 кг		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
54,1	39,1	26,1	54,1	29,1	21,1	19,1	19,1	19,1	59,1	61,1	59,1
54,1	41,1	29,1	54,1	31,1	21,1	19,1	19,1	19,1	61,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1
54,1	40,1	27,1	54,1	30,1	21,1	19,1	19,1	19,1	60,1	61,1	59,1

Як видно із таблиці 1, встановлення розробленого пристрою дозволило забезпечити, на відміну від порівнюваних пристроїв, постійне час опускання платформи. Розбіжність розрахункового $t_p = 56,36$ с і фактичного $t_f = 54,1$ с часу опускання платформи не перевищувало 4,19%.

Опис розробленого пристрою регулювання швидкості підйому-опускання вантажної самоскидної платформи

Пристрій регулювання швидкості підйому-опускання вантажної самоскидної платформи представлено на рис. 1.

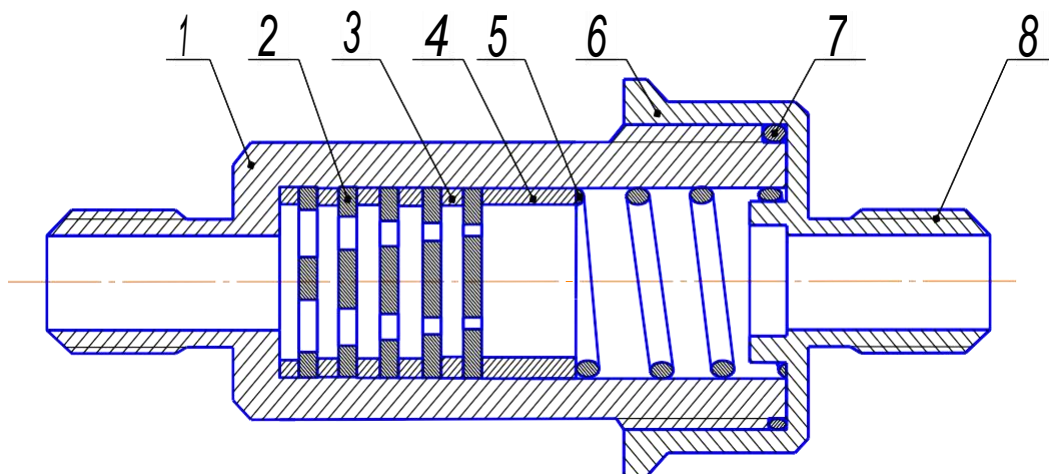


Рис. 1. Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання вантажної самоскидної платформи:

- 1 - корпус; 2 - дросельні шайби; 3 - кільця; 4 - втулка; 5 - пружина
 6 - кришка; 7 - ущільнення; 8 -штуцер.

Корпус 1, через кутовий перехідник, кріпиться до штуцера гідравлічного циліндра. На штуцер 8 накручується гайка шланга високого тиску від гідравлічного насоса сільськогосподарської транспортної техніки (на рисунку 1 рукав не показаний). Кільця, втулка і дросельні шайби утримуються від провертання в корпусі за допомогою шліца на корпусі. Для герметичності з'єднань використовуються фторопластові і гумові кільця 7.

Пристрій регулювання швидкості підйому - опускання працює наступним

чином. Під час підйому платформи за допомогою гідравлічного циліндра робоча рідина під тиском, через штуцер 8 пристрою регулювання швидкості підйому-опускання вантажної самоскидної платформи підводиться до гідроциліндра. Швидкість регулювання швидкості підйому (опускання) здійснюється підбором дросельних шайб.

Опис розробленого гідравлічного скидного пристрою. Гідравлічне скидний пристрій для сільськогосподарської транспортної техніки складається з агрегатів які застосовуються в сучасних автомобілях - самоскидах (рис. 2).

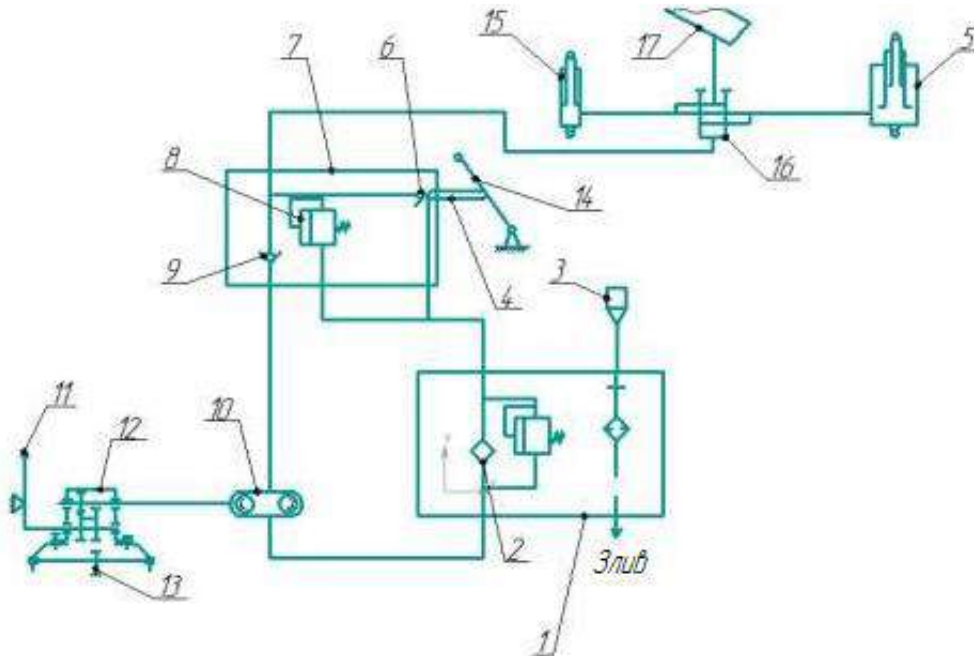


Рис. 2. Гідравлічний скидний пристрій:

1 - бак; 2 - зливний сітчастий фільтр із запобіжним клапаном; 3 - заливна горловина; 4 - штовхачі клапана опускання платформи; 5 - телескопічний трисекційний гідроциліндр; 6 - клапан опускання платформи; 7 - кран керування; 8 - запобіжний клапан крана управління; 9 - зворотний клапан; 10 - насос шестеренний; 11 - важіль управління коробкою відбору потужності; 12 - коробка відбору потужності; 13 - шестерня заднього ходу коробки передач автомобіля; 14 - важіль управління коробки автомобіля - самоскида; 15 - гідроциліндр двосторонньої дії; 16 - узгоджувальний клапан; 17 - самоскидна платформа; 18 – запобіжний упор.

Додатково в стандартну схему скидного пристрою встановлено: узгоджувальний клапан, забезпечує послідовність подачі гідравлічної рідини в гідроциліндри 5 і 15; запобіжний упор, що складається з двох секцій. Запобіжний упор основою секції 19 кріпиться до вантажної платформи 17, основою секції 18 до рами автомобіля - самоскида 23. Секція 18 має вушко 21 і наплив 22 (рис. 3).

У прибраному положенні вантажної самоскидної платформи запобіжний упор знаходиться в складеному положенні. Для підйому платформи вмикається гідравлічний насос і гідравлічна рідина з бака почне надходити по всмоктуючій магістралі в насос, а звідти під тиском, через перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 в телескопічний трисекційний гідроциліндр 5. При підйомі платформи на розрахунковий кут перший відкритий канал узгоджувального клапана 16 закривається, перепускаючи гідравлічна рідина по другому каналу, в гідроциліндр 15. Шток гідроциліндра 15 висувається, через вушко 21 впливаючи на шарнір запобіжного упору 20, зрушуючи його вправо. При цьому верхня секція 19 зупиниться на напливі 22 нижньої секції 18,

не даючи самовільно опуститися самоскидній платформі у випадку розгерметизації системи підйому (опускання).

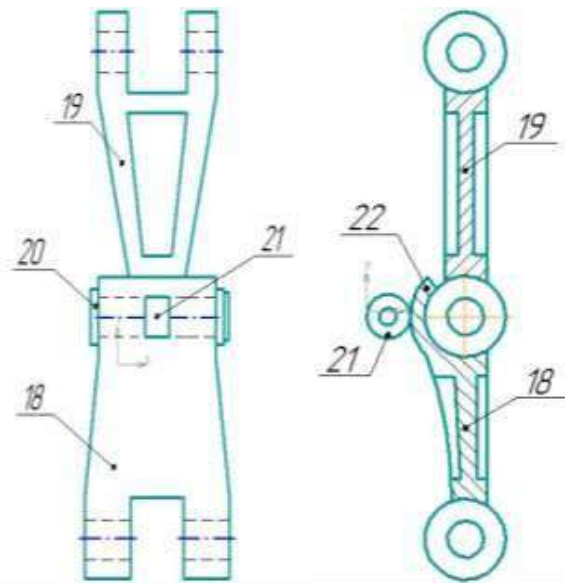


Рис. 3. Запобіжний упор вантажної самоскидної платформи.

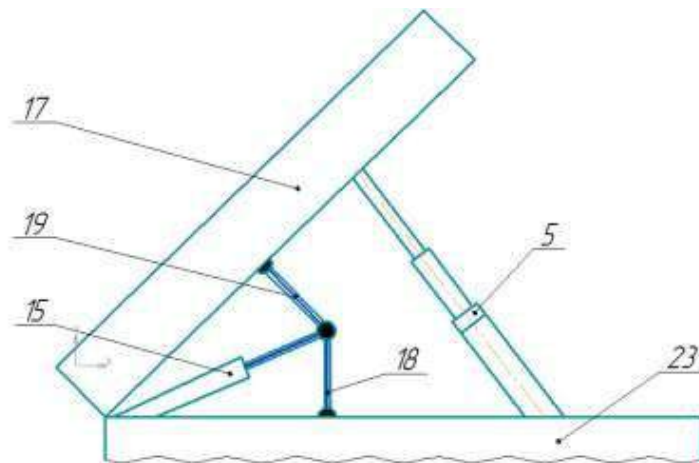


Рис. 4. Схема фіксації платформи автомобіля - самоскида в піднятому положенні.

Для опускання вантажної самоскидної платформи гідравлічна рідина, через другий канал узгоджувального клапана подається в гідроциліндр 15, який починає рухатися, зрушуючи шарнір запобіжного упору вліво, при досягненні розрахункового кута закривається другий відкритий канал узгоджувального пристрою 16, відкривається перший канал, що дозволяє гідравлічній рідині з телескопічного трисекційного гідроциліндра 5 надходити в гідравлічний бак. Секції гідроциліндра починають прибиратись, секції запобіжного упору складатися, самоскидна платформа сідає на раму автомобіля - самоскида. Схема запобіжного упору вантажної самоскидної платформи в положенні запобіжного пристрою показано на рисунку 4.

Висновки

1. Доведено, що розроблена конструкція силового гідравлічного циліндра з механічним кульковим замком, для скидного пристрою платформи забезпечує безпечну

роботу замка з ймовірністю, яка дорівнює 0,998. З метою підвищення безпеки водіїв при обслуговуванні гідроприводів сільськогосподарської транспортної техніки розроблено пристрій регулювання швидкості підйому (опускання) платформи, результати випробувань якого підтверджують його працездатність.

2. Розроблений гідравлічний скидний пристрій, запірно - регулюючий пристрій дозволяють забезпечити фіксацію платформи (робочого органу) при обриві магістралі гідравлічної системи.

3. Результати експериментальних досліджень розроблених технічних засобів безпеки скидального пристрою сільськогосподарської транспортної техніки дозволяють констатувати їх працездатність до рекомендацій практичного застосування.

Список використаних джерел

10. Fluck R. C. Energy analysis for agricultural systems. Energy in Farm Production. Energy in world agriculture. Amst:Elsevier, 2012. P. 45–51.

11. Cavalaris C. C., Gemtos T. A. Evaluation of tillage efficiency and energy requirements for five methods of soil preparation in the sugar beet crop. Proceedings of the EE&AE'2002 Conference. International Scientific Conference. 2002. P. 172–179.

12. L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El-Fassi. Thermal energetic model of an Internal Combustion Engine for simulation of a thermal vehicle. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, 2012. P. 978–983.

13. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi:10.15587/1729-4061.2020.217747.

14. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60. No 4. P. 313-317. doi:10.14311/AP.2020.60.0313.

15. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 3 (5(105)). P. 19-29.

16. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for Rural Development. 2019. Vol. 18. P. 563-269. doi:10.22616/ERDev2019.18. N245.

17. Aulin V., Hrynkiv A., Lysenko S., Rohovskii I., Chernovol M., Lyashuk O., Zamota T. Studying truck transmission oils using the method of thermal-oxidative stability during vehicle operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. Vol. 1 (1/6(97)). P. 6-12. doi:10.15587/1729-4061.2019.156150.

18. Rogovskii I. L. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

19. A. De Luca, G. Oriolo Modelling and control of nonholonomic mechanical systems. Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems (J. Angeles, A. Kecskemethy Eds.). Springer-Verlag, 1995. P. 301–305.

20. Geradin M., Cardona A. Kinematics and dynamics of rigid and flexible mechanisms using finite elements and quaternion algebra. Computational Mechanics. 1988. Vol. 4. PP. 115–135.

21. Wong J. Y. Theory of ground vehicles: 4th ed. Wiley, 2008. 592 p.
22. Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmission based on OECD tests / J. Ortiz-Cañavate, J. Gil-Sierra, J. Casanova-Kindelán, V. Gil-Quirós. Applied Engineering in Agriculture. 2009. № 25 (4). PP. 475–480.

References

1. Fluck R. C. (2012). Energy analysis for agricultural systems. Energy in Farm Production. Energy in world agriculture. Amst:Elsevier, P. 45–51.
2. Cavalari C. C., Gemtos T. A. (2002). Evaluation of tillage efficiency and energy requirements for five methods of soil preparation in the sugar beet crop. Proceedings of the EE&AE'2002 Conference. International Scientific Conference. P. 172–179.
3. L. Horrein, A. Bouscayrol, M. El-Fassi. (2012). Thermal energetic model of an Internal Combustion Engine for simulation of a thermal vehicle. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, P. 978–983.
4. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi:10.15587/1729-4061.2020.217747.
5. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. Vol. 60. No 4. P. 313-317. doi:10.14311/AP.2020.60.0313.
6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 3 (5(105)). P. 19-29. doi:10.15587/1729-4061.2020.206073.
7. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for Rural Development. Vol. 18. P. 563-269. doi:10.22616/ERDev2019.18. N245.
8. Aulin V., Hrynkiv A., Lysenko S., Rohovskii I., Chernovol M., Lyashuk O., Zamota T. (2019). Studying truck transmission oils using the method of thermal-oxidative stability during vehicle operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 1 (1/6(97)). P. 6-12. doi:10.15587/1729-4061.2019.156150.
9. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.
10. A. De Luca, G.(1995). Oriolo Modelling and control of nonholonomic mechanical systems. Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems (J. Angeles, A. Kecskemethy Eds.). Springer-Verlag. P. 301–305.
11. Geradin M., Cardona A. (1988). Kinematics and dynamics of rigid and flexible mechanisms using finite elements and quaternion algebra. Computational Mechanics. Vol. 4. PP. 115–135.
12. Wong J. Y. (2008). Theory of ground vehicles: 4th ed. Wiley. 592 p.
13. J. Ortiz-Cañavate, J. Gil-Sierra, J. Casanova-Kindelán, V. Gil-Quirós (2009). Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmission based on OECD tests /. Applied Engineering in Agriculture. № 25 (4). PP. 475–480.