

Вестник Курганской ГСХА. 2023. № 3 (47). С. 75–81
Vestnik Kurganskoj GSNA. 2023; (3-47): 75–81

Научная статья

УДК 629.3.014.2:629.3.032
Код ВАК 4.3.1

EDN: YIFTMQ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ КРЮКОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАКТОРА В СОСТАВЕ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ВСПАШКЕ

Дмитрий Дмитриевич Нехорошев¹, Дмитрий Артёмович Нехорошев^{2✉}, Александр Юрьевич Попов³, Павел Владимирович Коновалов⁴, Никита Дмитриевич Нехорошев⁵
1, 2, 3, 4, 5 Волгоградский государственный аграрный университет, Волгоград, Россия

¹ ndd.volgau.@yandex.ru

² dmitr-nech@yandecx.ru

³ popova800@mail.ru

⁴ konovalov.1977@mail.ru

⁵ nikita.nech@yandex.ru

Аннотация. В работе представлены исследования по использованию упругодемпфирующих устройств в навесной системе трактора, способствующих обеспечить снижение повышенных динамических нагрузок на МТА и его показатели экономической эффективности. Цель исследований – определение оптимальной жёсткости упругодемпфирующего элемента в агрегате трактора и сельскохозяйственной машины, которая даёт возможность эмитировать процесс формирования крюкового усилия трактора при взаимодействии рабочих органов сельхозмашин с почвой в различных условиях эксплуатации МТА. Для определения жёсткости упругого элемента выбрана методика математического моделирования, которая позволяет на основе теоретических и экспериментальных исследований определить степень снижения динамических нагрузок при взаимодействии МТА с обрабатываемой поверхностью вызывающую колебания крюковой нагрузки, а также получать алгоритмы расчета на ЭВМ передаточных функций параметров эквивалентной системы, оценивающих экономические показатели работы МТА. Предложенная методика экспериментальных исследований апробирована на полях учхоза «Горная поляна» Волгоградской области, на примерах работы МТА с гусеничным трактором на пахотном агрегате ДТ-175С+ПЛП-6-35 (масса трактора – 8000 кг, плуга – 1150 кг, масса подвижных частей навески – 200 кг). Жёсткость упругого элемента в навеске трактора исследовалась в пределах от 400кН/м до 1000кН/м с интервалом 200кН/м. Результаты экспериментальных исследований подтвердили работоспособность составленной математической модели, на которой проводилась экспериментальная проверка формирования крюкового усилия в сцепном устройстве трактора, оснащённого упругим элементом, при взаимодействии рабочих органов сельхозмашины с почвой в тяжелых условиях эксплуатации на вспашке. Наибольшая эффективность получена при выполнении трудоёмких работ с максимальными колебаниями нагрузки на вспашке. Оптимальная жёсткость сочленения трактора и машин-орудий соответствует 530 кН/м при вспашке, 200 кН/м – при культивации. Следует отметить, что использование в навесном устройстве трактора упругого элемента позволяет повысить производительность МТА, защитить двигатель и трансмиссию трактора от динамических нагрузок за счет снижения колебаний крюковой нагрузки.

Ключевые слова: двигатель, трактор, упругий элемент, импульс силы, гармонические колебания, трансмиссия, навеска, математическая модель.

Для цитирования: Нехорошев Д.Д., Нехорошев Д.А., Попов А.Ю., Коновалов П.В., Нехорошев Н.Д. Определение средней крюковой нагруженности трактора в составе машинно-тракторного агрегата на вспашке // Вестник Курганской ГСХА. 2023. № 3 (47). С. 75–81. EDN: YIFTMQ.

Scientific article

DETERMINATION OF THE AVERAGE HOOK LOADING OF A TRACTOR AS PART OF THE MACHINE-TRACTOR AGGREGATE DURING PLOWING

Dmitry D. Nekhoroshev¹, Dmitry A. Nekhoroshev^{2✉}, Alexander Yu. Popov³, Pavel V. Konovalov⁴,
Nikita D. Nekhoroshev⁵

1, 2, 3, 4, 5 Volgograd State Agricultural University, Volgograd, Russia

¹ ndd.volgau.@yandex.ru

² dmitr-nech@yandecx.ru

³ popova800@mail.ru

⁴ konovalov.1977@mail.ru

⁵ nikita.nech@yandex.ru

Abstract. The paper presents a research on using elastic damping devices in the tractor attachment system, which help to reduce the increased dynamic loads on the machine-tractor aggregate (MTA) and to provide its economic efficiency. The purpose of the research is to determine the optimal stiffness of the elastic damping element in the aggregate of a tractor and agricultural implement, which makes it possible to imitate the process of forming the tractor hook force during the interaction of the working elements of agricultural implements with the soil in various operating conditions of the MTA. To determine the stiffness of the elastic element, a mathematical modeling technique was chosen, and based on theoretical and experimental studies, it allows, to determine the degree of dynamic load reduction during MTA interaction with the treated surface causing oscillations in the hook load, as well as to obtain algorithms for computer calculations of the transfer functions of the equivalent system parameters that assess the economic performance of the MTA. The proposed method of experimental research has been tested in the fields of the Gornaya Polyana instructional farm in the Volgograd region, using the examples of operation of the MTA with a tracked tractor, specifically, the DT-175C+ПЛП-6-35 [DT-175S+PLP-6-35] plowing unit (tractor weight-8000 kg, plow-1150 kg, weight of the attachment moving parts– 200 kg). The stiffness of the elastic element in the tractor attachment was studied in the range from 400 kN/m to 1000kN/m with an interval of 200 kN/m. The results of the experimental research have confirmed the operability of the mathematical model obtained, on its base, the experimental testing of hook force formation in the tractor tow drawbar equipped with an elastic element was carried out during the interaction of the working elements of the agricultural implement with the soil in severe operating conditions during plowing. The greatest efficiency is obtained when performing labor-intensive work with maximum load oscillations during plowing. The optimal joint stiffness of the tractor and implements corresponds to 530 kN/m during plowing, 200 kN/m during cultivation. It should be noted that using an elastic element in the tractor attachment makes it possible to increase the MTA performance, protect the engine and tractor transmission from dynamic loads by reducing the oscillations of the hook load

Keywords: engine, tractor, elastic element, force pulse, harmonic oscillations, transmission, tow drawbar, mathematical model.

For citation: Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A., Popov A.Yu., Konovalov P.V., Nekhoroshev N.D. Determination of the average hook load of a tractor as part of the machine-tractor aggregate during plowing. Vestnik Kurganskoy GSHA. 2023; (3-47): 75–81. EDN: YIFTMQ. (In Russ).

Введение. Использование тракторов повышенной мощности в сельскохозяйственном производстве позволяет повысить производительность машинно-тракторных агрегатов (МТА) за счёт увеличения рабочих скоростей и тягового усилия. Увеличение мощности двигателя для работы с широкозахватными агрегатами приводит к увеличению динамических нагрузок в трансмиссии и двигателе трактора. Нестабильность крюковой нагрузки, создаваемой сельхозмашинами, по сравнению со средним значением увеличилась до 30...35 %, это повлияло на работу моторно-трансмиссионной установки и ходовой системы колёсных тракторов с почвой [1–2].

Возможность защиты двигателя и трансмиссии трактора от динамических нагрузок можно обеспечить путём применения устройств, обеспечивающих упругодемпфирующие свойства [3–5]. Использование таких устройств в трансмиссии тракторов позволяет снизить её жесткость в 5...10 раз. Снижение динамических нагрузок происходит в 1,1...1,28 раза, а при использовании механической муфты и резком её включении – в 1,6 раза. Для создания устройств, способствующих обеспечить снижение повышенных динамических нагрузок на МТА и его показатели экономической эффективности, необходимо выполнить анализ этих явления, которые могут быть осуществлены только на базе математической модели, адекватной действительному МТА. Математическое моделирование работы МТА позволяет аналитическим методом оценить уровень его нагруженности, а также выявить факторы, влияние которых будет способствовать оптимизации его режимов работы и оценочных параметров. Речь идёт о конструктивных особенностях трансмиссий и сцепных устройств тракторов.

Составление математических моделей и их анализ при случайном характере внешних воздействий является сложной задачей даже для исследователей, владеющих его основными принципа-

ми, из-за необходимости оценки влияния внешних воздействий на характеристики механизмов МТА. Поэтому нами рассматриваются вопросы схематизации действительных МТА с учетом реальных жесткостей в системе формирования нагрузочных режимов их узлов, механизмов и энергетических установок [6–8]. На примерах МТА с гусеничным трактором класса 3 и колесным класса 1,4 составляются математические модели, оцениваются коэффициенты дифференциальных уравнений на основании теоретических и экспериментальных исследований тракторов в условиях засушливых зон юго-востока страны, а также на базе стационарных характеристик двигателей [9–10]. На полученных моделях демонстрируется методика составления алгоритмов расчета на ЭВМ передаточных функций параметров эквивалентной системы, оценивающих экономические показатели работы МТА при нагружениях случайного характера.

Материалы и методы. Исследование процесса формирования динамических нагрузок в зависимости от изменения входящего сигнала ($P_{кр}$) проводилось на основе математического моделирования механического движения, неопределенности которого ограничиваются случайным характером экзогенных факторов, надежно описываемых теорией случайных функций [11–12].

Использование методов дифференциального исчисления, операционных методов решения дифференциальных уравнений, методов преобразования структурных схем механизмов с обратной связью, теории случайных процессов позволяет при наличии аналитических или эмпирических методов оценки всякого рода воздействий составлять адекватные математические модели работы машинно-тракторных агрегатов.

Для того, чтобы определить снижение динамических нагрузок при взаимодействии МТА с обрабатываемой поверхностью, вызываемых колебаниями крюковой нагрузки, с целью доказательства работоспособности составленной математической

модели были приняты допущения в расчетах использовать не мгновенное снижение энергии и скорости, а формирование среднего крюкового усилия в сцепном устройстве трактора, оснащённого упругим элементом, при взаимодействии рабочих органов сельхозмашины с почвой в тяжелых условиях эксплуатации на пахотном агрегате ДТ-175С+ПЛП-5-35 (масса трактора – 8000 кг, плуга – 1150 кг, масса подвижных частей навески – 200 кг). Жёсткость упругого элемента в навеске трактора исследовалась в пределах от 400 до 1000кН/м с интервалом 200 кН/м.

Результаты исследований и их обсуждение. Обычно воздействие на упругий элемент навески осуществляется в виде δ – функции при постоянной силе и времени действия $\Delta\tau$. Учитывая, что эти импульсы будут действовать через постоянные промежутки времени, тогда при создании сопротивления для снижения собственных колебаний устройство вынуждено создавать гармонические колебания. Они определяются уровнем импульса силы $P \cdot \Delta\tau$, которые совершаются относительно расположения нового центра равновесия (рисунок 1).

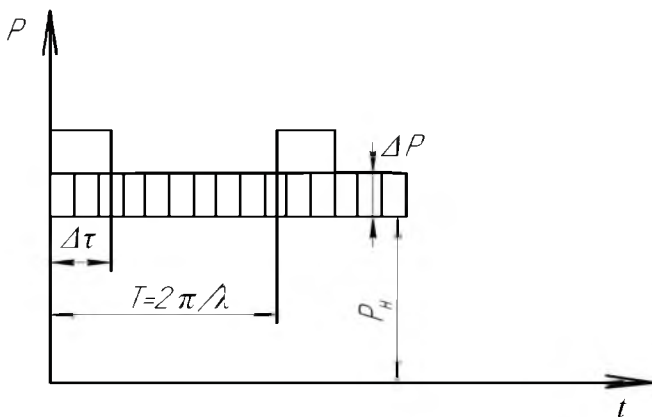


Рисунок 1 – Усилие почвы, воздействующее на упругий элемент

Величина прибавки импульса силы, относительного нового центра равновесия, вычисляется по формуле:

$$\Delta P = \frac{D \times \Delta\tau \times \lambda}{2\pi}$$

В нашем случае ΔP показывает увеличение среднего значения сопротивления возникающего на крюке трактора из-за наличия ударных импульсов. Устранить их воздействие полностью нельзя, однако возможно уменьшить их влияние путём устранения воздействия соударяющихся масс, используя упругий элемент в конструкции навески [13].

В общем случае нам известен импульс силы

$P \cdot \Delta\tau$, а значит, и прирост средней силы на крюке ΔP . Однако известно, что взаимодействие соударяющихся масс легко оценить по изменению кинетической энергии движущегося тела при наезде на неровности поверхности поля:

$$A = \Delta \left(\frac{m_{\text{мта}} \times V^2}{2} \right),$$

где A – энергия, способствующая увеличению импульса силы при соударении; $m_{\text{мта}}$ – приведённая масса движущегося пахотного агрегата, кг; Δ – знак дифференциала; V – рабочая скорость (МТА), км/ч.

Тогда

$$A = m_{\text{мта}} \times V \times \Delta V, \tag{1}$$

где $m_{\text{мта}}$ – масса движущегося пахотного агрегата, кг; V – рабочая скорость (МТА), км/ч.

Если в расчётах усреднить величину импульса силы, тогда энергию удара в интервале времени между соударениями можно вычислить по приросту силы ΔP :

$$A = \Delta P \times V \times T = \Delta P \times V \times \frac{2\pi}{\lambda}, \tag{2}$$

где ΔP – величина прибавки импульса силы, кН; T – период времени между соударениями масс, $T = \frac{2\pi}{\lambda}$; λ – частота соударений (вынужденных колебаний, 1/с).

Приравняв правые части выражений (1) и (2), получим

$$\Delta P \times V \times \frac{2\pi}{\lambda} = m_{\text{мта}} \times V \times \Delta V,$$

а уменьшение скорости МТА будет равно:

$$\Delta V = \frac{\Delta P \times 2\pi}{\lambda \times m_{\text{мта}}}. \tag{3}$$

Для того чтобы определить снижение динамических нагрузок при взаимодействии МТА с обрабатываемой поверхностью вызывающую соударение тел, необходимо снизить мгновенное снижение энергии и скорости по формуле (3). Этого можно достигнуть путем установки упругодемпфирующего элемента в сцепке агрегата трактора и сельскохозяйственной машины, который обеспечивает возможность использования силы ΔP для передачи ускорения, создающего замедление наезда на препятствие почвообрабатывающего агрегата, обеспечивая запас энергии соударяющихся масс для уменьшения динамических нагрузок возникающих в трансмиссии [14].

Учитывая наши рассуждения определим величину замедления, возникающего при наезде на неровности:

$$A = \frac{\Delta P}{m},$$

где a – ускорение (замедление) пахотного агрегата при наезде на неровности при накоплении энергии упругим элементом, m/c^2 ; m – масса пахотного агрегата, кг.

Величина сжатия упругого элемента x в условиях равноускоренного замедления МТА составит:

$$x = \frac{at^2}{2} = \frac{\Delta P}{C_r},$$

где C_r – жёсткость упругого элемента, kH/m .
Тогда

$$t = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{C_r \times a}},$$

а соответственно максимальное снижение скорости взаимодействия масс будет равно:

$$V_{сн} = a \times t = \frac{\Delta P}{m} \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{C_r} \times \frac{m}{\Delta P}} = \frac{\sqrt{2 \times \Delta P}}{m \times v},$$

где $v = \sqrt{\frac{C_r}{m}}$ – частота собственных колебаний

пахотного агрегата (1/с).

При этом снижение динамических нагрузок, возникающих при работе сельскохозяйственного агрегата на неровной поверхности почвы возможно при условии:

$$(\Delta V - V_{сн}) = \Delta P \times \left(\frac{2\pi}{\lambda \times m_{мта}} - \frac{\sqrt{2}}{m \times v} \right) = 0. \quad (4)$$

Полученное выражение (4) можно использо-

вать для выбора критерия жёсткости упругого элемента:

$$\frac{2\pi}{\lambda \times m_{мта}} = \frac{\sqrt{2}}{m \times v},$$

откуда

$$v = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \times \frac{m_{мта}}{m} \times \lambda. \quad (5)$$

Приведённая масса машинно-тракторного агрегата оценивается выражением

$$m_{мта} = \delta \times m_{тр} + m,$$

где $m_{тр}$ – масса трактора, кг; m – масса сельскохозяйственной машины, кг; δ – коэффициент учёта вращающихся масс.

Коэффициент учёта вращающихся масс может быть подсчитан для каждого трактора по его конструктивной схеме и массовым характеристикам или определён по эмпирической зависимости

$$\Delta = 1,2 + 0,002 \times i_{тр}^2,$$

где $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии.

Теперь выражение (5) примет вид:

$$v = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \times \frac{\delta m_{тр}}{m} \times \lambda, \quad (6)$$

Полученная формула (6) для выбора критерия v позволяет вычислить жёсткость упругого элемента, обеспечивающего способность снижать динамические нагрузки при взаимодействии почвооб-

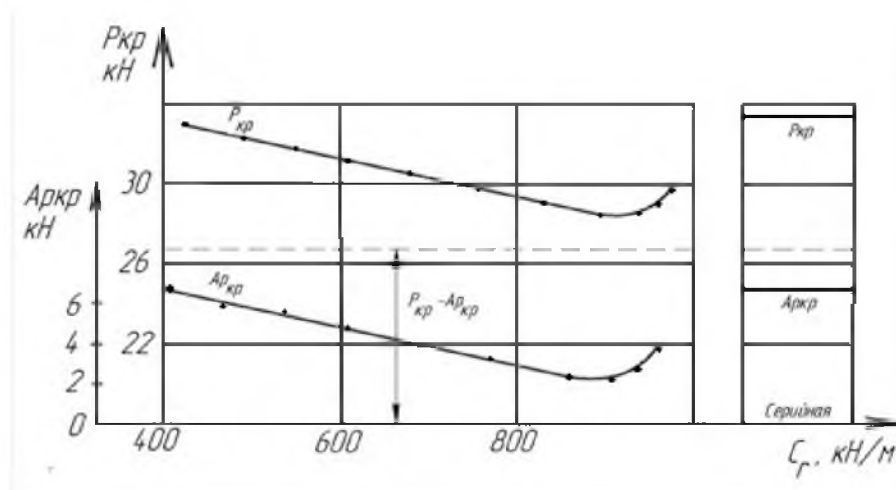


Рисунок 2 – Зависимость $P_{кр}$ и амплитуды $A_{кр}$ от жёсткости упругих элементов для пахотного агрегата

рабатывающих орудий с неровностями, вызывающими колебания агрегата с частотой v :

$$C_r = m \times v^2. \quad (7)$$

Данные, полученные в экспериментальных исследованиях (рисунок 2), подтверждают хорошее совпадение экспериментальной жёсткости упругого элемента (в промежутке между 840 и 976 кН/м) и вычисленной теоретически.

Анализ теоретических исследований показывает, что у рассматриваемого пахотного агрегата $\lambda/v \leq 0,5$ амплитуда вынужденных колебаний мало (в 0,95...1,3 раза в зависимости от сопротивления в колебательной системе) отличается от статического перемещения A_0 . Поэтому колебательный процесс, описываемый в общем случае гармонической функцией, периодически пересекающий нижний уровень сопротивления на крюке (т. е. сопротивления почвы при отсутствии воздействия неровностей), будет иметь частотный характер и изображаться гармонической функцией, касающейся названного нижнего уровня (рисунок 3).

Это обстоятельство даёт нам право использовать усреднённую амплитуду колебаний в качестве меры, характеризующей повышение среднего тягового усилия при низком тяговом сопротивлении. При использовании экспериментально полученных средних значений тягового усилия и усреднённых амплитудах разность ($P_{кр,ср} - A_{P_{кр}}$) позволит определять нижний уровень тягового сопротивления на крюке [15–16].

Заключение. Реализована задача математического моделирования механического движения, неопределённости которого ограничиваются случайным характером экзогенных факторов, на-

дежно описываемых теорией случайных функций. Этот факт делает модель замкнутой в смысле возможности определения характеристик эндогенных параметров, согласованных с задачами исследователей. Составленная математическая модель с упруго демпфирующими элементами в агрегате трактора и сельскохозяйственной машины даёт возможность эмитировать процесс формирования среднего крюкового усилия в сцепном устройстве трактора при взаимодействии рабочих органов сельхозмашин с почвой в различных условиях эксплуатации МТА. Она же позволяет оценить эффективность упругого элемента и на снижение энергии импульса, возникающего в составе трактора и почвообрабатывающего агрегата. Наибольшая эффективность получена при выполнении трудоёмких работ с максимальными колебаниями нагрузки на вспашке. Оптимальная жёсткость сочленения трактора и машин-орудий соответствует 530 кН/м при вспашке, 200 кН/м – при культивации.

Список источников

1. Кузнецов Н.Г., Воробьева Н.С., Нехорошев Д.А. Динамическая нагруженность МТА с пневмогидравлической планетарной муфтой сцепления при разгоне с учетом объемного к.п.д. насоса // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2011. № 3 (23). С. 257-261.
2. Сергеев Н.В., Сенькевич С.Е. Определение коэффициентов сопротивления боковому уводу шин для достижения требуемых эксплуатационных качеств МТА // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 1. С. 70-74.
3. Повышение эффективности ремонта сель-

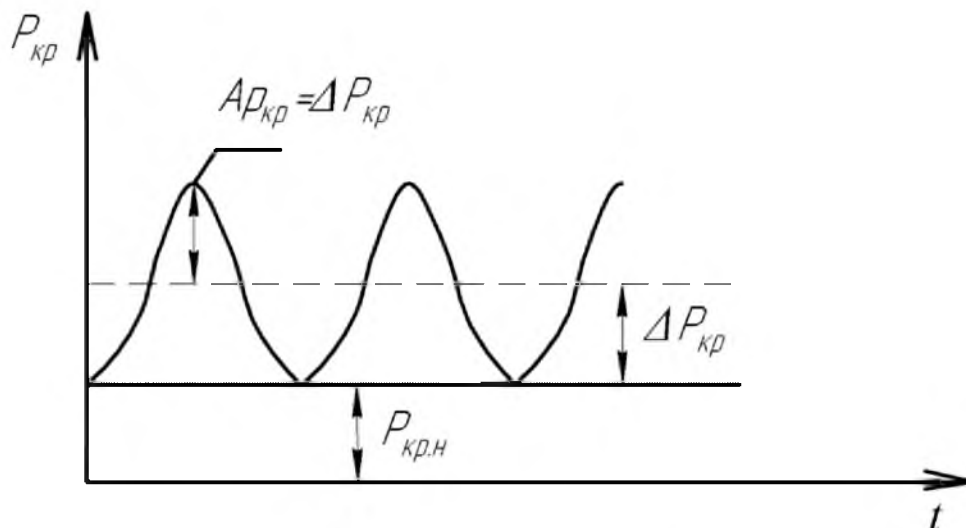


Рисунок 3 – Гармоническая функция $P_{кр}$, касающаяся нижнего уровня сопротивления на крюке

скохозяйственной техники на основе применения инструмента из карбидостали / Л.М. Савиных [и др.] // Вестник Курганской ГСХА. 2022. № 4 (44). С. 73-80.

4. Сенькевич С.Е., Крюковская Н.С. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии при движении в составе транспортного тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 59-66.

5. Research on experimental machine-tractor aggregates equipped with pneumatic hydraulic planetary clutch at road works / D.D. Nekhoroshev [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 786. P. 012016.

6. Кузнецов Н.Г., Нехорошев Д.А., Воробьева Н.С. Динамическая нагруженность МТА при разгоне с трактором МТЗ-80, оборудованным пневмогидравлической планетарной муфтой сцепления // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2011. № 2 (22). С. 176-182.

7. Особенности улучшения работы машинно-тракторного агрегата за счет снижения колебания нагрузки / Д.Д. Нехорошев [и др.] // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2019. № 1 (53). С. 316-322.

8. Wheeled tractors in the agricultural machine-tractor aggregates work efficiency opportunities / D.D. Nekhoroshev [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 577. P. 012020.

9. Нехорошев Д.А., Нехорошев Д.Д. Исследования процесса разгона МТА с помощью математической модели // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 7. С. 20-21.

10. Optimization of the parameters of the elastic damping mechanism in class 1,4 tractor transmission for work in the main agricultural operations / S. Senkevich [et al.] // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2019. T. 866. С. 168-177.

11. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Ширяева Е.В. К вопросу об определении допустимого коэффициента буксования полно приводного колесного трактора // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2014. № 2 (34). С. 176-179.

12. Фомин С.Д. Математическая модель для исследования неустановившегося криволинейного движения погрузочно-транспортного агрегата // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное

образование. 2017. № 1 (45). С. 234-245.

13. Some ways to reduce the dynamic loads of agricultural machine-tractor aggregates / A.S. Ovchinnikov [et al.] // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018. № 13 (22). Pp. 8776-8779.

14. Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V. Reducing the dynamic load of the tractor transmission by changing the torsion stiffness of the reactive element // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016 Procedural Engineering. 2016. № 150. Pp. 1239-1244.

15. Годжаев, З.А., Сенькевич С.Е., Кузьмин В.А. Вибрационная защита гидравлической системы подрессоривания мобильных машин с применением активного регулирования нейросетевым контроллером // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 4. С. 43-49.

16. Особенности улучшения работы машинно-тракторного агрегата за счет снижения колебания нагрузки / Д.Д. Нехорошев [и др.] // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2019. № 1 (53). С. 316-322.

Reference

1. Kuznetsov N.G., Vorobyova N.S., Nekhoroshev D.A. Dinamicheskaya nagruzhennost' MTA s pnemogidravlicheskoj planetarnoi muftoi stsepleniya pri razgone s uchetom ob"emnogo k.p.d. nasosa [Dynamic load of MTA with pneumatic-hydraulic planetary clutch during acceleration, taking into account volumetric efficiency. pump]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2011; (3-23): 257-261. (In Russ).

2. Sergeev N.V., Senkevich S.E. Opreделение koeffitsientov soprotivleniya bokovomu uvodu shin dlya dostizheniya trebuemykh ekspluatatsionnykh kachestv MTA [Determination of tire lateral slip resistance coefficients to achieve the required MTA performance characteristics]. *Tractors and agricultural machinery*. 2019; (1): 70-74. (In Russ).

3. Savinykh L.M. Povyshenie effektivnosti remonta sel'skokhozyaistvennoi tekhniki na osnove primeneniya instrumenta iz karbidostali [Increasing the efficiency of agricultural machinery repair based on the use of tools from carbide steel]. *Vestnik Kurganskoj GSXA*. 2022; (4-44): 73-80. (In Russ).

4. Senkevich S.E., Kryukovskaya N.S. Analiz eksperimental'nykh issledovaniy traktora, osnashchennogo uprugodempfiruyushchim mekhanizmom v transmissii pri dvizhenii v sostave transportnogo traktornogo agregata [Analysis of experimental studies of a tractor equipped with an elastic-damping mechanism in the transmission when

moving as part of a transport tractor unit]. *Tractors and agricultural machinery*. 2020; (6): 59-66. (In Russ).

5. Nekhoroshev D.D. et al. Research on experimental machine-tractor aggregates equipped with pneumatic hydraulic planetary clutch at road works. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021; (786): 012016.

6. Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.A., Vorobyova N.S. Dinamicheskaya nagruzhennost' MTA pri razgone s traktorom MTZ-80, oborudovannym pnevmogidravlicheskoj planetarnoi muftoi stsepleniya [Dynamic load of the MTA during acceleration with the MTZ-80 tractor equipped with a pneumohydraulic planetary clutch]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2011; (2-22): 176-182. (In Russ).

7. Nekhoroshev D.D. et al. Osobennosti uluchsheniya raboty mashinno-traktornogo agregata za schet snizheniya kolebaniya nagruzki [Features of improving the operation of a machine-tractor unit by reducing load fluctuations]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2019; (1-53): 316-322. (In Russ).

8. Nekhoroshev D.D. et al. Wheeled tractors in the agricultural machine-tractor aggregates work efficiency opportunities. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2020; (577): 012020.

9. Nekhoroshev D.A., Nekhoroshev D.D. Issledovaniya protsessa razgona MTA s pomoshch'yu matematicheskoi modeli [Research of the MTA acceleration process using a mathematical model]. *Tractors and agricultural machinery*. 2013; (7): 20-21. (In Russ).

10. Senkevich S. et al. Optimization of the parameters of the elastic damping mechanism in class 1,4 tractor transmission for work in the main agricultural operations. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2019; (866): 168-177.

11. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Shiryayeva E.V. K voprosu ob opredelenii dopustimogo koeffitsienta buksovaniya polno privodnogo kolesnogo traktora [On the issue of determining the permissible slip coefficient of a four-wheel drive tractor]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2014; (2-34): 176-179. (In Russ).

12. Fomin S.D. Matematicheskaya model' dlya issledovaniya neustanovivshegosya krivolineinogo dvizheniya pogruchno-transportnogo agregata [Mathematical model for studying unsteady curvilinear motion of a loading and transport unit]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2017; (1-45): 234-245. (In Russ).

13. Ovchinnikov A.S. et al. Some ways to reduce the dynamic loads of agricultural machine-tractor

aggregates. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018; (13-22): 8776-8779.

14. Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V. Reducing the dynamic load of the tractor transmission by changing the torsion stiffness of the reactive element. *International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016 Procedural Engineering*. 2016; (150): 1239-1244.

15. Godzhaev, Z.A., Senkevich S.E., Kuzmin V.A. Vibratsionnaya zashchita gidravlicheskoj sistemy podressorivaniya mobil'nykh mashin s primeneniem aktivnogo regulirovaniya neurosetevym kontrollerom [Vibration protection of the hydraulic suspension system of mobile vehicles using active control by a neural network controller]. *Tractors and agricultural machinery*. 2019; (4): 43-49. (In Russ).

16. Nekhoroshev D.D. et al. Osobennosti uluchsheniya raboty mashinno-traktornogo agregata za schet snizheniya kolebaniya nagruzki [Features of improving the operation of a machine-tractor unit by reducing load fluctuations]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2019; (1-53): 316-322. (In Russ).

Информация об авторах

Д.Д. Нехорошев – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 160451.

Д.А. Нехорошев – доктор технических наук, профессор; AuthorID 160450.

А.Ю. Попов – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 843703.

П.В. Коновалов – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 160447.

Н.Д. Нехорошев – AuthorID 1218632.

Information about the author

D.D. Nekhoroshev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; AuthorID 160451.

D.A. Nekhoroshev – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 160450.

A.Yu. Popov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; AuthorID 843703.

P.V. Konovalov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; AuthorID 160447.

Nekhoroshev N.D. – AuthorID 1218632.

Статья поступила в редакцию 01.09.2023; одобрена после рецензирования 19.10.2023; принята к публикации 15.11.2023.

The article was submitted 01.09.2023; approved after reviewing 19.10.2023; accepted for publication 15.11.2023.