

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-5-383-389>

УДК 631.3

## Разработка и обоснование двухдискового рабочего органа сельскохозяйственной машины для обработки почвы

Канд. техн. наук, доц. А. С. Иванов<sup>1)</sup>, М. С. Пузырев<sup>1)</sup>,  
канд. техн. наук, доц. Е. М. Чикишев<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Государственный аграрный университет Северного Зауралья (Тюмень, Российская Федерация),

<sup>2)</sup>Тюменский индустриальный университет (Тюмень, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2021  
Belarusian National Technical University, 2021

**Реферат.** Одна из главных проблем при проектировании сельскохозяйственных машин, в том числе почвообрабатывающих, – обеспечение оптимальной энергоёмкости выполнения различных технологических операций. Конструктивные, кинематические и технологические параметры ротационных почвообрабатывающих машин оказывают существенное влияние на показатели энергоёмкости процесса и качество обработки почвы. К этим параметрам относятся диаметр рабочего органа сельскохозяйственной машины, угловая скорость и частота вращения дисков, количество режущих элементов, поступательная скорость рабочего органа, высота образуемого при обработке почвы гребня, толщина срезаемой стружки. Важной агротехнической характеристикой почвообрабатывающей ротационной машины является гребнистость дна борозды. Высота образуемых гребней должна быть менее 20 % глубины обрабатываемой почвы. В настоящее время для обеспечения требуемой высоты гребней в конструкциях ротационных машин имеется ряд ограничений, которые обуславливают режим работы и параметры агрегатов. В процессе исследований оценивали степень влияния параметров разработанного рабочего органа и затрачиваемой энергии на качество обработки почвы. Опыт проводили на установке, включавшей рабочий орган, силовой агрегат, регулируемую и контрольно-измерительную аппаратуру. В качестве силовой части использовали электродвигатели переменного тока с фазовым ротором, мощность которых составляла 0,75 и 1,50 кВт, а частота вращения – 920, 1500 и 3000 об/мин. Установлены параметры, позволяющие на 11–17 % уменьшить затраты энергии на обработку почвы по сравнению с существующими машинами и обеспечить выравнивание дна борозды до 80 %.

**Ключевые слова:** почвообрабатывающая машина, двухдисковый рабочий орган, качество, энергоёмкость, обработка почвы

**Для цитирования:** Иванов, А. С. Разработка и обоснование двухдискового рабочего органа сельскохозяйственной машины для обработки почвы / А. С. Иванов, М. С. Пузырев, Е. М. Чикишев // *Наука и техника*. 2021. Т. 20, № 5. С. 383–389. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-5-383-389>

## Development and Rationale of Two-Disk Operating Body of Agricultural Machine for Tillage

A. S. Ivanov<sup>1)</sup>, M. S. Puzyrev<sup>1)</sup>, E. M. Chikishev<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Northern Trans-Ural State Agricultural University (Tyumen, Russian Federation),

<sup>2)</sup>Tyumen Industrial University (Tyumen, Russian Federation)

**Abstract.** One of the main problems in the design of agricultural machines, including tillage machines, is to ensure the optimal energy intensity of various technological operations. The design, kinematic and technological parameters of rotary tillage machines have a significant impact on the indicators of the energy intensity of the process and the quality of tillage. These parameters include the diameter of the operating body of the agricultural machine, the angular speed and rotational speed of the disks, the number of cutting elements, the translational speed of the operating body, the height of the ridge formed during soil cultivation, the thickness of the cut chips. An important agrotechnical parameter of a rotary tillage machine is

### Адрес для переписки

Иванов Андрей Сергеевич  
Государственный аграрный университет Северного Зауралья  
ул. Республики, 7,  
625003, г. Тюмень, Российская Федерация  
Тел.: +7 3452 46-16-43  
ivanovas@gausz.ru

### Address for correspondence

Ivanov Andrei S.  
Northern Trans-Ural State Agricultural University  
7, Republiki str.,  
625003, Tyumen, Russian Federation  
Tel.: +7 3452 46-16-43  
ivanovas@gausz.ru

the ridging of the furrow bottom. The height of the ridges formed should not be less than 20 % of the depth of the cultivated soil. Currently, in order to ensure the required height of the ridges in the designs of rotary machines, there are a number of restrictions that determine the operating mode and parameters of the units. The degree of influence of the parameters of the developed operating body and the energy consumption on the quality of tillage has been assessed in the process of the research. The experiments have been carried out on an installation that included an operating body, a power unit, control and instrumentation equipment. As the power section, AC motors with a phase rotor were used, the power of which was 0.75 and 1.50 kW, and the speed of rotation was 920, 1500 and 3000 rpm. The parameters have been set that allow to reduce the energy consumption for tillage by 11–17 %, compared to existing machines, and ensure the alignment of the furrow bottom by up to 80 %.

**Keywords:** tillage machine, two-disk operating body, quality, energy intensity, tillage

**For citation:** Ivanov A. S., Puzyrev M. S., Chikishev E. M. (2021) Development and Rationale of Two-Disk Operating Body of Agricultural Machine for Tillage. *Science and Technique*. 20 (5), 383–389. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-5-383-389> (in Russian)

## Введение

Качество технологических операций и обеспечение оптимальной энергоёмкости – одни из главных проблем при разработке конструкций почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин. Совершенствование конструкций оборудования, как правило, направлено на повышение безотказности и надёжности в процессе работы, ресурса самих машин и их рабочих органов, на ресурсосбережение в ходе обработки почвы и увеличение производительности.

Конструктивные, кинематические и технологические параметры ротационных сельскохозяйственных машин оказывают существенное влияние на показатели энергоёмкости процесса и качество обработки почвы. К таким параметрам относятся диаметр рабочего органа машины, угловая скорость и частота вращения дисков, число режущих элементов, поступательная скорость рабочего органа, высота образуемого при обработке почвы гребня, толщина срезаемой стружки [1–9]. Важной агротехнической характеристикой почвообрабатывающей ротационной машины является гребнистость дна борозды. При этом высота образуемых гребней должна быть менее 20 % глубины обрабатываемой почвы. В связи с этим имеется ряд ограничений, которые обуславливают режим работы и параметры ротационных машин.

Цель исследований авторов – установить закономерности влияния кинематических и конструктивных параметров двухдискового ротационного рабочего органа на качество и энергоёмкость обработки почвы. Эти задачи решались в процессе резания почвы активно-пассивным ротационным рабочим органом. Определены влияние установочных и конструктивных характеристик двухдискового ро-

тационного рабочего органа на энергоёмкость его рабочего процесса, силовые характеристики рабочего органа, приводящие к разрушению гребня дна борозды. Дана оценка энергетических параметров рабочего процесса комбинированного двухдискового рабочего органа.

## Методика исследований

В процессе выполнения исследований определяли профили и размеры гребней дна борозды и потенциал синхронизации работы активного и пассивного дисков, выявляли режимы, обеспечивающие ровное дно борозды. Кроме того, устанавливали кинематические и конструктивные параметры двухдискового рабочего органа, при которых обеспечивалась оптимальная энергоёмкость процесса.

Исследования проводились в почвенном канале Института агроинженерии ЮУрГАУ (Россия). Твёрдость почвы определялась в трех точках с трехкратной повторностью при помощи твердомера на глубине 0,00–0,10 и 0,10–0,20 м согласно ГОСТ 29269–91 [10]. Количество замеров 20 в разных участках ящика с почвой. Влажность почвы измеряли в соответствии с ГОСТ 28268–89 [11] в период проведения лабораторных исследований по горизонтам в пяти точках канала и ящика с трехкратной повторностью по каждому горизонту.

Поскольку основным ограничением в исследованиях рабочего процесса почвообрабатывающих орудий является сезонность проведения опытов, то для того, чтобы обеспечить приближение к реальным условиям в осенне-зимний период, выемку образцов почвы производили предварительным оттаиванием на глубину промерзания (до перехода почвы из мерзлого состояния в пластичное) без нарушения ее

естественного сложения. Почву укладывали в деревянные ящики с габаритными размерами 200×200×1500 мм на глубину 20–22 см. Ящики с почвенными образцами устанавливали в почвенном канале на уровень дневной поверхности.

### Приборы и оборудование

Опыты проводили на установке, включавшей рабочий орган, силовой агрегат, регулируемую и контрольно-измерительную аппаратуру (рис. 1).

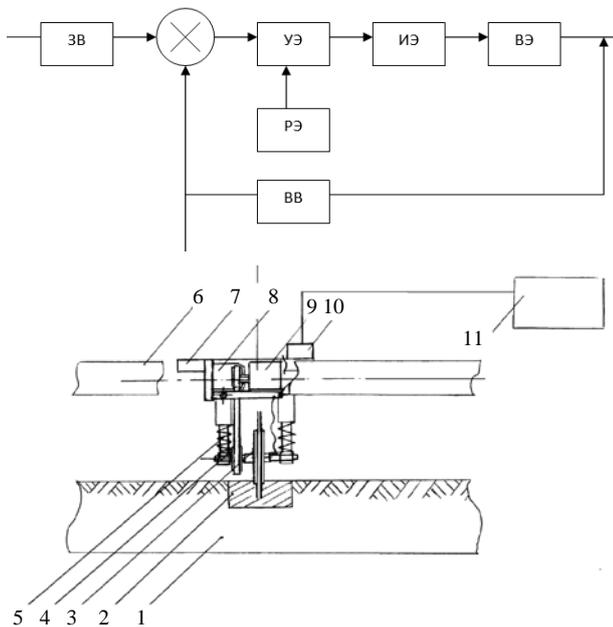


Рис. 1. Структурная и принципиальная схемы установки:

- УЭ – управляющий элемент; РЭ – регулирующий элемент; ИЭ – рабочий орган, исполняющий элемент; ВЭ – воспринимающий элемент; ВВ – интерфейс выходной величины; ЗВ – электродвигатель, элемент задающей величины; 1 – почвенный канал; 2 – исследуемый массив грунта; 3 – двухдисковый рабочий орган; 4 – плоскоременная передача; 5 – механизм регулирования глубины и устойчивости хода; 6 – тележка; 7 – рама установки; 8 – электродвигатель; 9 – червячный редуктор; 10 – система автоматического управления; 11 – контрольно-измерительные приборы

Fig. 1. Structural and schematic diagram of the installation:

- УЭ – control element; РЭ – regulating element; ИЭ – working organ, executing element; ВЭ – receiving element; ВВ – output quantity interface; ЗВ – electric motor, reference variable element; 1 – soil channel; 2 – investigated soil mass; 3 – two-disc operating body; 4 – flat belt transmission; 5 – mechanism adjusting depth and stability of course; 6 – cart; 7 – installation frame; 8 – electric motor; 9 – worm gear; 10 – automatic control system; 11 – instrumentation

В качестве силовой части использовали электродвигатели серии АИР-80 переменного тока с фазовым ротором, мощность которого составляла 0,75 и 1,50 кВт, частота вращения – 920, 1500, 3000 об/мин. Рабочий орган состоял из двух дисков с режущими элементами (рис. 2) [12]: один жестко закреплен на валу болтовым соединением, второй свободно вращался в подшипнике. Регулирующую и в то же время приводящую роль выполнял электродвигатель с автоматическим управлением частоты вращения вала от 0 до 900 об/мин с помощью частотного преобразователя E-MINI LP7 (рис. 3).



Рис. 2. Общий вид двухдискового рабочего органа

Fig. 2. General view of two-disk operating body



Рис. 3. Установка для проведения эксперимента с автоматическим преобразованием частоты электродвигателя на основе E-MINI LP7

Fig. 3. Experiment setup with automatic frequency conversion of electric motor on the basis of E-MINI LP7

В программе исследований в качестве контрольно-измерительной части использовали цифровой измеритель переменного тока MD-1614В с возможностью передачи данных на персональный компьютер. Цифровой измеритель включал вольтметр, амперметр, ваттметр стрелочного типа. Измеряли активную мощность, потребляемую из сети. Частоту вращения рабочих органов измеряли фототахометром DT-2234А. Калибровку тахометра проводили часовым тахомет-

ром Т410-Р с классом точности 1,0. В качестве режущих элементов использовали прямые ножи различной конфигурации. Значения углов принимались исходя из минимально допустимых:  $\gamma_1 = 20^\circ$ ;  $\gamma_2 = 22^\circ$ ;  $\alpha_1 = 25^\circ$ ;  $\alpha_2 = 45^\circ$ ;  $\alpha_3 = 30^\circ$  ( $\gamma$  – угол заточки ножей;  $\alpha$  – угол, на который изменяет свою траекторию нож рабочего органа). Материал ножей – сталь Ст45. В качестве основания рабочего органа были выбраны плоские диски зерновой сеялки СЗ-3,6. Для исключения забивания почвой зазора между дисками применяли вырезной плоский диск.

**Результаты исследований**

В работах таких ученых, как Ю. И. Мятшин, И. М. Гринчук, Г. М. Егоров и другие, исследованы частные случаи общих уравнений движения рабочих органов ротационных почвообрабатывающих машин [13]. Для описания траектории движения активного диска примем следующие параметры: привод от вала отбора мощности трактора, цилиндрический барабан, ось которого расположена фронтально и горизонтально:

$$\left. \begin{aligned} x &= R(\alpha/\lambda \mp \sin \alpha); \\ y &= R(1 - \cos \alpha), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\alpha = \omega t$  – угол, на который изменяет свою траекторию рабочий диск, рад;  $\omega$  – угловая скорость рабочего органа, рад/с;  $t$  – время, затрачиваемое на поворот рабочего диска на угол  $\alpha$ , с;  $R$  – радиус окружности цилиндрического барабана, м.

Для пассивного диска:

$$\left. \begin{aligned} x &= R(\alpha - \sin \alpha); \\ y &= R(1 - \cos \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Рассмотрим общее влияние элементарных сил сопротивления на уменьшение частоты вращения пассивного диска. По заданным уравнениям построим траекторию движения концевых точек ножей при следующих параметрах: кинематический показатель  $\lambda = 3$ ; радиусы по концам ножей  $d_1 = d_2 = 0,2$  м.

Траектория передвижения концевых точек ножей двухдискового рабочего органа показана на рис. 4. Из рисунка видно, что за один оборот пассивного диска совершаются три оборота

второго активного диска. Такая разница наблюдается вследствие заданного значения кинематического показателя  $\lambda = 3$ . На практике эта разница между положением ножей отличается от теоретической, поскольку вращение пассивного диска осуществляется за счет реакции почвы на нож и части диска на глубину обработки. При этом реакция почвы на пассивный диск зависит от контролируемых, но не регулируемых и случайных факторов, которые достаточно трудно установить в режиме автоматического регулирования процесса, а в некоторых ситуациях – не представляется возможным.

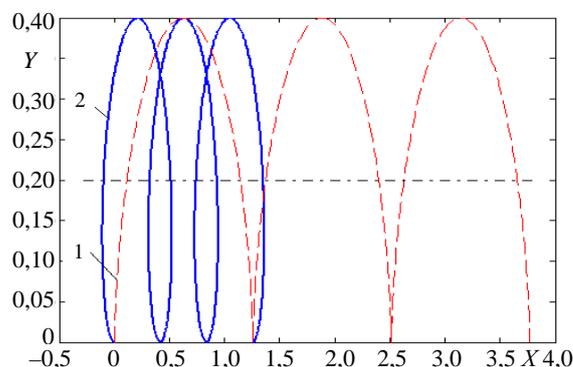


Рис. 4. Траектория передвижения концевых точек ножей двухдискового рабочего органа: 1 – пассивного диска; 2 – активного диска; X, Y – расстояние, на которое перемещается концевая точка ножа в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно

Fig. 4. Trajectory of end point movements of two-disk operating body knives: 1 – passive disk; 2 – active disk; X, Y – distance by which the end point of the knife moves in horizontal and vertical planes, respectively

При фрезеровании барабаном по ходу движения машины для условий  $\gamma = 0$ ,  $\beta = 0$  высоту гребня можно вычислить по формулам:

$$\pi / m = \lambda \sin \alpha_2 \mp \alpha_2; \quad (3)$$

$$h_2 / R = 1 - \cos \alpha_2. \quad (4)$$

При движении по полю трактора с ротационной почвообрабатывающей машиной происходит поступательное движение (подача  $S$ ) рабочего органа. В случае, когда для ножа пассивного диска двухдискового рабочего органа концевая точка  $B$  располагается в интервале между ножами активного диска при его подаче  $S_1$  и условии  $h_2 \rightarrow 0$  (рис. 5), будет иметь место следующая зависимость:

$$B \in [x_1; x_1 + S_1]. \quad (5)$$

От подачи пассивного диска зависит частота нахождения точки  $B$  в интервале  $S_1$ . Поскольку кинематический показатель  $\lambda_2 < 1$ , это означает, что траектория движения концевых точек ножа пассивного диска имеет отличие от траектории движения активного диска (рис. 5).

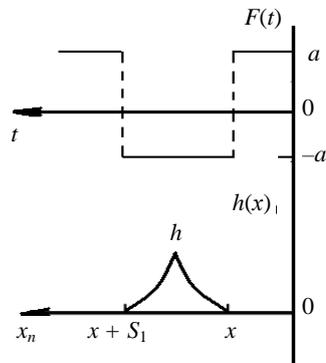


Рис. 5. Диапазон гребнеобразования активным рабочим диском

Fig. 5. Range of ridge formation by active operating disk

Исходя из того, что от реакции почвы зависит частота вращения пассивного диска, можно сделать вывод, что в образовавшемся дне борозды концевые точки данного диска будут распределяться по аналогии непрерывного увеличения и уничтожения, описываемых в марковских процессах. А если концевая точка любого ножа не попадает в интервал подачи  $S_1$ , влияние силы резания на гребень будет незначительным или равным нулю [14]. Отсюда очевидно, что частота подачи дисковых ножей будет напрямую влиять на степень разбиения гребня борозды, а процесс уничтожения, описываемый в марковских процессах, сформирует оптимальное распределение точек, нахо-

дящихся на концах ножей дисков. Траектории, описывающие движение точек, находящихся на концах ножей дисков двухдискового рабочего органа, представлены на рис. 6 [14].

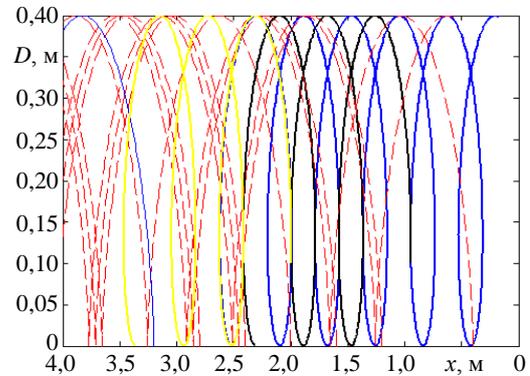


Рис. 6. Траектории концевых точек ножей двухдискового рабочего органа при  $z_1 = 3, z_2 = 8$

Fig. 6. Trajectory of knife end points of two-disk operating body at  $z_1 = 3, z_2 = 8$

Из графической зависимости рис. 6 прослеживается неравномерность распределения точек, находящихся на концах ножей активного диска, и количество попаданий составляет от одного до трех. Поэтому с целью обеспечения оптимального воздействия со стороны пассивного диска для разрушения гребня борозды необходимы соотношения его ножей в количестве 4:8, 7:7, 8:8 и 3:6. Мощность фрезерования при варьировании конструктивными и кинематическими параметрами приведена в табл. 1.

Для установления влияния коэффициента разрушения гребня борозды на изменение кинематического показателя активного рабочего диска выполнили несколько опытов. Результаты моделирования представлены в табл. 2.

$\alpha_i^2$  Таблица 1

Мощность фрезерования при варьировании конструктивными и кинематическими параметрами

Milling power with varying design and kinematic parameters

Угол атаки ножей, град	Поступательная скорость $v_m$ , м/с	Кинематический показатель $\lambda$	Мощность фрезерования, кВт				
			$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_{cp}$	$\sigma_i^2$
0	1,0	4,1	0,45	0,50	0,55	0,50	0
15°	1,0	2,7	0,49	0,34	0,50	0,44	0,299
15°	1,5	2,7	0,30	0,54	0,70	0,51	0,202
20°	1,0	4,1	0,15	0,20	0,35	0,23	0,156
20°	1,5	2,7	0,30	0,35	0,25	0,38	0,346

**Примечание.** Влажность почвы 15–18 %, плотность 1,545 кг/м<sup>3</sup>, глубина обработки 10–12 см.

**Обозначения:**  $n_1, n_2, n_3$  – порядковый номер измерения мощности фрезерования;  $n_{cp}$  – среднее значение мощности фрезерования;  $\sigma_i^2$  – среднеквадратичное отклонение при измерении.

Матрица планирования и результат моделирования

Planning matrix and simulation result

Номер эксперимента	Соотношение ножей активного и пассивного дисков $x_1$ (шт.)	Коэффициент разрушения гребня $x_2$	Кинематический показатель активного диска	
			экспериментальный $\lambda$	минимальный $\lambda_{\min}$
1	1 (3:3)	0,3	0,972	3,24
2	0,428 (3:7)	0,5	0,726	2,42
3	0,714 (5:7)	0,7	1,260	1,80
4	1 (3:3)	0,5	1,620	3,24
5	0,428 (3:7)	0,7	1,690	2,42
6	0,714 (5:7)	0,3	1,540	1,80
7	1 (3:3)	0,7	2,270	3,24
8	0,428 (3:7)	0,3	0,726	2,42
9	0,714 (5:7)	0,5	0,900	1,80

К активным рабочим органам почвообрабатывающих ротационных машин предъявляют ряд конструктивных требований, позволяющих оценить эффективность их работы, самое важное из которых – значение кинематического показателя. Опыты 1, 2 и 9 (табл. 2) свидетельствуют о том, что данный показатель для разработанного органа меньше допустимого значения. Результаты экспериментов 3, 4, 5 (табл. 2) показывают, что в них было достигнуто оптимальное воздействие (наименьшее значение удельной энергоёмкости почвообработки) со стороны пассивного диска для разрушения гребня борозды при соотношении ножей в количестве 3:3, 3:7 и 5:7. Что касается оптимальной величины коэффициента разрушения гребня, то его значение располагается в диапазоне от 0,5 до 0,7.

Результат определения разницы затрат энергии при фрезеровании и ротационной обработке двухдисковым рабочим органом представлен на рис. 7.



Рис. 7. Сравнение затрат энергии двухдисковым рабочим органом и активным диском: 1 – фрезерование; 2 – ротационная обработка двухдисковым рабочим органом

Fig. 7. Comparison of energy consumption of two-disk operating body and active disk: 1 – milling; 2 – rotary processing with two-disk operating body

### ВЫВОДЫ

1. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность математической модели реальному процессу, о чем свидетельствует сходимость сопоставления.

2. Определены режимы и конструктивные параметры, обеспечивающие уменьшение ротационной обработки двухдисковым рабочим органом до 20–30 % по сравнению с фрезерованием.

3. Найдены кинематические и конструктивные параметры, при которых наблюдается выравнивание дна борозды до 80 %.

4. Обосновано уменьшение на 11–17 % удельной энергоёмкости фрезерования по сравнению с серийными машинами.

### ЛИТЕРАТУРА

1. CIGR Handbook of Agricultural Engineering / ed. Bill A. Stout. Texas A&M University: Published by ASAE, 1999, 660 p.
2. Power Consumption Experiment of Rotary Tillage and Stubble-Mulch Knife Roller / Z. Wang [et al.] // Nongye Jixie Xuebao. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery. 2010. Vol. 41, Iss. 12. P. 44–47.
3. Research of the Torque Testing System in the Spiral Rotary Tillage and Stubble-Mulch Roller Based on Virtual Instrument / G. Zhang [et al.] // American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting-2012. 2012. Vol. 7. P. 5893–5909. <https://doi.org/10.13031/2013.42099>.
4. Захаров, П. В. Моделирование рабочего процесса ротационного культиватора / П. В. Захаров, М. Н. Лысыч, М. Л. Шабанов // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 2–2. С. 127.

5. Купряшкин, В. Ф. Исследование устойчивости движения подвижного модуля экспериментальной установки при испытании активных ротационных рабочих органов почвообрабатывающих машин / В. Ф. Купряшкин, Н. И. Наумкин, В. В. Купряшкин // Вестник Мордовского государственного университета. 2016. Т. 26, № 2. С. 246–258.
  6. Синеоков, Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. М.: Машиностроение, 1977. 325 с.
  7. Смирнов, Ю. Г. Нетрадиционные рабочие органы сельскохозяйственных машин / Ю. Г. Смирнов. М.: ВНИИПИ, 1992. 108 с. (Сер. Сельское хозяйство).
  8. Теоретическое обоснование конструктивно-режимных параметров комбинированного пахотного агрегата / А. Н. Эрменов [и др.] // Научный журнал КубГАУ. 2012. Т. 3, № 77. С. 1–10.
  9. Яцук, Е. П. Ротационные почвообрабатывающие машины / Е. П. Яцук, И. М. Панов, Д. Н. Ефимов. М.: Машиностроение, 1971. 255 с.
  10. Почвы. Общие требования к проведению анализов: ГОСТ 29269–91. Введ. 01.07.1993. М.: Стандартиформ, 2005. 4 с.
  11. Почвы. Методы определения влажности, максимальной гигроскопической влажности и влажности устойчивого завядания растений: ГОСТ 28268–89. Введ. 01.06.1990. М.: Стандартиформ, 2006. 8 с.
  12. Стерневая сеялка с комбинированным ротационным рабочим органом: пат. 97239 Рос. Федерации, МПК А01С 7/00, А01В 49/06, А01В 33/10 / А. С. Иванов. Опубл. 10.09.2010.
  13. Матяшин, Ю. И. Расчет и проектирование ротационных почвообрабатывающих машин / Ю. И. Матяшин, И. М. Гринчук, Г. М. Егоров. М.: Агропромиздат, 1988. 176 с.
  14. Пузырев, М. С. Исследование качественно-энергетических параметров двухдискового ротационного почвообрабатывающего рабочего органа / М. С. Пузырев, Б. Г. Котляр, В. А. Стрижов // Достижения науки и техники АПК. 2006. № 2. С. 36–38.
- Поступила 14.05.2018  
 Подписана в печать 06.12.2018  
 Опубликовано онлайн 30.09.2021
- REFERENCES
1. Bill A. Stout (ed.) (1999) *CIGR Handbook of Agricultural Engineering*. Texas A&M University: Published by ASAE. 660.
  2. Wang Z., Xia J., Xu Q., Hu R. (2010) Power Consumption Experiment of Rotary Tillage and Stubble-Mulch Knife Roller. *Nongye Jixie Xuebao. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 41 (12), 44–47.
  3. Zhang G., Zhou Y., Xia J., Xu Q., Huang H., Yao X. (2012) Research of the Torque Testing System in the Spiral Rotary Tillage and Stubble-Mulch Roller Based on Virtual Instrument. *American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting-2012*, 7, 5893–5909. <https://doi.org/10.13031/2013.42099>.
  4. Zakharov P. V., Lysych M. N., Shabanov M. L. (2015) Modeling of Working Process for Rotary Cultivator. *Sovremennye Problemy Nauki i Obrazovaniya = Modern Problems of Science and Education*, (2–2), 127 (in Russian).
  5. Kupryashkin V. F., Naumkin N. I., Kupryashkin V. V. (2016) Stability of Motion of Mobile Module of Experimental Setup in the Study of Active Rotary Working of Machines for Soil Treatment. *Vestnik Mordovskogo Gosudarstvennogo Universiteta [Bulletin of Mordovia State University]*, 26 (2), 246–258 (in Russian).
  6. Sineokov G. N. (1977) *Theory and Calculation of Soil-Working Machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 325 (in Russian).
  7. Smirnov Yu. G. (1992) *Unconventional Working Bodies of Agricultural Machinery. Series: Agriculture*. Moscow, All-Russian Scientific Research Institute for Patent Information Publishing House. 108 (in Russian).
  8. Erkenov A. N., Shekikhachev Yu. A., Hazhmetov L. M., Gergokaev D. A., Sabanchiev H. H. (2012) Theoretical Substantiation of Constructive-Regime Parameters of the Combined Arable Unit. *Nauchnyi Zhurnal KubGAU = Scientific Journal of Kuban State Agrarian University*, 3 (77), 1–10 (in Russian).
  9. Yatsuk E. P., Panov I. M., Efimov D. N. (1971) *Rotary Tillage Machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 255 (in Russian).
  10. State Standard 29269–91. *Soils. General Requirements for Analysis*. Moscow, Standartinform Publ., 2005. 4 (in Russian).
  11. State Standard 28268–89. *Soils. Methods for Determination of Moisture Content, Maximum Hygroscopic Moisture Content and Moisture Content of Stable Wilting of Plants*. Moscow, Standartinform Publ., 2006. 8 (in Russian).
  12. Ivanov A. S. (2010) *Combined Rotary Stubble Seeder Working Body*: Patent No 97239 of Russian Federation (in Russian).
  13. Matyashin Yu. I., Grinchuk I. M., Egorov G. M. (1988) *Calculation and Design of Rotary Tillage Machines*. Moscow, Agropromizdat Publ. 176 (in Russian).
  14. Puzyrev M. S., Kotlyar B. G., Strizhov V. A. (2006) Investigation of Qualitative and Energy Parameters of Two-Disc Rotary Soil Cultivating Body. *Dostizheniya Nauki i Tekhniki APK = Achievements of Science and Technology of AICis*, (2), 36–38 (in Russian).
- Received: 14.05.2018  
 Accepted: 06.12.2018  
 Published online: 30.09.2021