

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ СЕКЦИИ ПРУЖИННОЙ БОРОНЫ

С. Д. Шепелёв, М. В. Пятаев, А. П. Зырянов, Е. В. Шалонкина

Бороны с зубопружинными рабочими органами являются достаточно универсальным типом машин, поскольку могут решать широкий спектр задач в разнообразных условиях эксплуатации. Значительно повысить качество обработки почвы пружинной боронкой позволяет использование параллелограммных подвесок в креплении секций к продольным опорам рамы. Данный способ крепления позволяет добиться лучшего копирования неровностей поверхности почвы рабочими органами боронки и значительно расширить диапазоны технологических регулировок. При лучшем копировании микрорельефа обеспечивается одинаковый характер взаимодействия пружинных зубьев, расположенных на разных рядах секции, с поверхностью почвы, что создает предпосылки для повышения равномерности глубины обработки. Вопрос повышения качества поверхностной обработки почвы за счет обеспечения рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров актуален. Процесс работы секции боронки смоделирован на основе уравнения Лагранжа второго рода. Получено уравнение движения рабочей секции пружинной боронки с параллелограммной подвеской. На основании численного решения полученного уравнения выявлено, что добиться необходимой амплитуды отклонений рабочей секции боронки с параллелограммной подвеской возможно за счет подбора рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров. Установлено значительное влияние на амплитуду отклонений секции при взаимодействии ее рабочих органов с почвой угла установки наклонных тяг параллелограммной подвески и их длины. Значительно влияет на амплитуду отклонений секции место крепления блока компенсирующих пружин к наклонным тягам параллелограммных подвесок. Использование блока компенсирующих пружин с возможностью регулирования усилия поджатия позволяет значительно расширить диапазон технологических регулировок пружинной боронки.

Ключевые слова: пружинная борона, зубопружинный рабочий орган, рабочая секция, уравнение движения.

Бороны с зубопружинными рабочими органами – перспективный класс машин. Отмечается ряд преимуществ пружинных борон перед традиционными зубовыми – это прежде всего значительное количество технологических регулировок, позволяющих произвести настройку машины под широкий спектр условий эксплуатации, высокая мобильность агрегатов с боронами подобного типа, оказывающая значительное влияние на производительность, немалое значение имеет также несклонность пружинных зубьев к забиванию растительными остатками [1, 2, 3].

Значительный интерес также представляет и высокая степень универсальности борон с зубопружинными рабочими органами. Так, например, отмечается их высокая эффективность при проведении ранневесеннего боронования, в целях удержания влаги, рыхления почвы для

уничтожения сорняков на ранних стадиях формирования, заделки удобрений, распределения пожнивных остатков и выравнивания поверхности почвы [1].

На основе обзора научных исследований по теме были выявлены работы по исследованию технологического процесса и обоснованию параметров зубопружинных рабочих органов. Так, в работах И. Я. Федоренко [4] изучен процесс колебания пружинного зуба при взаимодействии с почвой, в исследованиях А. П. Бодалева [5, 6, 7] и А. Н. Чернявского [8] определены рациональные параметры зубопружинного рабочего органа тяжелой боронки, а в работе А. А. Цыбань [9] обоснованы параметры рабочего органа пружинной боронки для ухода за посевами сои. Также следует выделить работы В. Л. Астафьева и А. А. Курач [10], Р. С. Рахимова и И. Р. Рахимова [11] и ряда дру-



гих, в которых главным образом уже фактически оценивается эффективность применения тех или иных типов зубочных борон. Можно отметить, что исследования указанных авторов ценны и дают значительный объем информации по определению конструктивных параметров рабочих органов и подбору рационального типа борон. Однако вместе с этим необходимо сказать о недостаточной изученности вопроса, касающегося исследования и обоснования конструктивных и эксплуатационных параметров важных элементов пружинных борон – рабочих секций. Учитывая также, что отмеченные выше преимущества пружинных борон зависят в том числе и от конструкции рабочих секций – исследования по установлению их параметров актуальны.

Целью исследований является выявление рациональных конструктивных и режимных параметров рабочей секции пружинной борон на основании моделирования технологического процесса.

Методы исследования

Основным элементом рабочей секции является прямоугольная рамка, на поперечных трубах которой располагаются зубопружинные рабочие органы, а также система крепления рамки к поперечным брусам рамы, одновременно выполняющая функции копирования рельефа поверхности почвы. Анализ имеющихся конструкций выпускаемых машин показал, что наиболее часто рабочая секция к поперечному брусу крепится при помощи продольных гибких элементов (рессор), которые одновременно выполняют опорную функцию и обеспечивают компенсацию неровностей поверхности почвы. Такая система реализована на машинах Morris Field Pro, БЗГТ-25 «Победа», Degelman Strawmaster 7000 и многих других. Можно отметить относительную простоту данного конструктивного решения, но вместе с тем исследователи отмечают и недостатки: невысокая приспособленность к копированию рельефа особенно во время прохода секций над низинными участками. Более эффективно в системе крепления секций использование параллелограммных подвесок. В настоящее время параллелограммные подвески активно используются в системах крепления посевных секций сеялок, что позволяет добиваться достаточно высоких показателей равномерности хода рабочих органов [12, 13].

Общий вид рабочей секции борон с параллелограммной подвеской представлен на рисунке 1.

Рассмотрим аналитически процесс работы рабочей секции пружинной борон с параллелограммной системой крепления рамки, приложив к ней внешние силы (рис. 2).

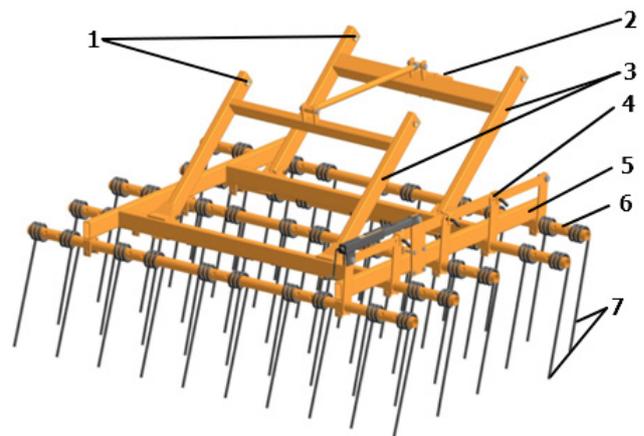
На рабочую секцию борон в ходе выполнения технологического процесса действуют следующие силы: G_1 , G_2 – вес тяг и рамки с зубопружинными рабочими органами соответственно, кН; F – сила, приложенная к рабочей секции со стороны блока компенсирующих пружин (уравновешивающая сила), кН. Также к секции приложена равнодействующая R' от сил, действующих на пружинные зубья при их взаимодействии с почвой.

Вес конструктивных элементов секции определяется как:

$$G_1 = m_1 g, \quad (1)$$

$$G_2 = m_2 g, \quad (2)$$

где m_1 , m_2 – соответственно масса наклонной тяги секции и рамки с рабочими органами, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².



- 1 – места крепления секции к продольным опорам рамы; 2 – место крепления блока пружин; 3 – тяги параллелограммного механизма; 4 – механизм регулировки угла наклона зубьев; 5 – рамка секции; 6 – поперечная труба; 7 – зубопружинные рабочие органы

Рис. 1. Общий вид рабочей секции пружинной борон с параллелограммной подвеской

Уравновешивающая сила со стороны блока пружин определяется следующим образом:

$$F = ch, \quad (3)$$

где c – коэффициент жесткости, кН/м;
 h – величины деформации пружин, м.

Равнодействующую силу от сил, приложенных к зубьям, можно представить в виде двух составляющих:

$$R'_x = n_3 R_x, \quad (4)$$

$$R'_y = n_3 R_y, \quad (5)$$

где n_3 – количество зубьев на рабочей секции бороны, шт.;

R_x, R_y – составляющие силы, приложенной к зубу, кН.

Примем следующие допущения:

- секция вместе с рамой бороны движутся поступательно;
- линия действия силы F и ее направление остаются постоянными;
- наклонные тяги рабочей секции – однородные стержни.

Секцию можно отнести к несвободной системе материальных точек, имеющих одну степень свободы. Наклонные тяги рабочей секции бороны совершают вращательное движение, рамка секции – поступательное.

Для рассмотрения движения рабочей секции бороны удобно применить уравнение Лагранжа второго рода (6):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} = Q, \quad (6)$$

где $\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}}$ – частная производная кинетической энергии системы по обобщенной скорости;

$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right)$ – полная производная по времени от частной производной кинетической энергии системы по обобщенной скорости;

$\frac{\partial T}{\partial \phi}$ – частная производная кинетической энергии системы по обобщенной координате;

Q – обобщенная сила.

При рассмотрении движения системы, состоящей из тяг и рамки, за обобщенную координату удобно принять угол ϕ – между тягой и вертикалью (рис. 2).

Кинетическая энергия рассматриваемой системы будет представлена следующей суммой:

$$T = 4T_1 + T_2, \quad (7)$$

где $4T_1$ – кинетическая энергия наклонных тяг рабочей секции бороны;

T_2 – кинетическая энергия рамки рабочей секции бороны.

В ходе технологического процесса наклонные тяги совершают вращательное движение, соответственно их кинетическая энергия может быть определена по зависимости (8):

$$T_1 = \frac{2m_1 R_{\text{тяг}}^2 \dot{\phi}^2}{3}, \quad (8)$$

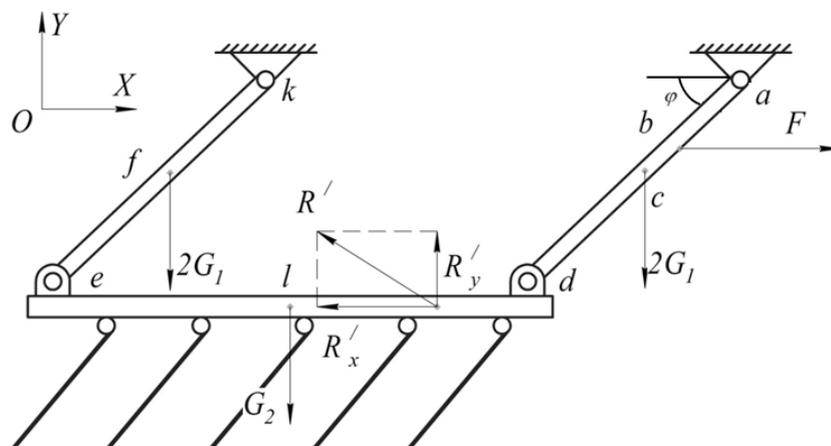


Рис. 2. Схема сил, приложенных к рабочей секции бороны



где $R_{\text{тяги}}$ – длина наклонной тяги (длина ke , ad , см. рис. 2).

Рамка рабочей секции бороны осуществляет поступательное движение, ее кинетическая энергия определяется как:

$$T_2 = \frac{m_2 v_l^2}{2}. \quad (9)$$

Для дальнейших расчетов необходимо определить скорости следующих точек (рис. 2): точка b (место приложение силы F), точка c (место приложение силы G_1), точка f (место приложение силы G_1), точка l (место приложение силы G_2). Скорости точек a и k исходя из принятых ограничений равны нулю.

Рамка рабочей секции движется поступательно, в связи с этим скорости всех точек, находящихся на ней, в том числе и отмеченных (рис. 2), равны:

$$v_{bx} = v_{dx} = v_{ex} = -R_{\text{тяги}} \dot{\varphi} \sin(\varphi), \quad (10)$$

$$v_{by} = v_{dy} = v_{ey} = R_{\text{тяги}} \dot{\varphi} \cos(\varphi). \quad (11)$$

Составляющие скоростей точек c и f при условии однородности тяг можно определить по следующим выражениям:

$$v_{cx} = v_{fx} = -\frac{1}{2} R_{\text{тяги}} \dot{\varphi} \sin(\varphi), \quad (12)$$

$$v_{cy} = v_{fy} = \frac{1}{2} R_{\text{тяги}} \dot{\varphi} \cos(\varphi). \quad (13)$$

Горизонтальная и вертикальная составляющие скорости точки b могут быть подсчитаны так:

$$v_{bx} = -ab \cdot \dot{\varphi} \sin(\varphi), \quad (14)$$

$$v_{by} = ab \cdot \dot{\varphi} \cos(\varphi), \quad (15)$$

где ab – расстояние от точки крепления наклонной тяги к горизонтальным опорам секции до точки приложения уравнивающей силы F , м.

Выражение для расчета кинетической энергии системы может быть записано следующим образом:

$$T = \dot{\varphi}^2 \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right). \quad (16)$$

Зная величины сил, приложенных к посевной секции, запишем выражение для расчета обобщенной силы в следующем виде:

$$Q = -m_1 g R_{\text{тяги}} \cos(\varphi) - m_1 g R_{\text{тяги}} \cos(\varphi) - m_2 g R_{\text{тяги}} \cos(\varphi) - F \cdot ab \cdot \sin(\varphi) + R'_x R_{\text{тяги}} \sin(\varphi) + R'_y R_{\text{тяги}} \cos(\varphi). \quad (17)$$

Представим расстояние ab как отношение:

$$ab = \frac{R_{\text{тяги}}}{n}, \quad (18)$$

где n – искомый конструкционный параметр.

После преобразования запишем (18) следующим образом:

$$Q = R_{\text{тяги}} \cos(\varphi) (R'_y - 2m_1 g - m_2 g) + R_{\text{тяги}} \sin(\varphi) \left(R'_x - \frac{F}{n} \right). \quad (19)$$

Для окончательной записи уравнения движения определим три производные:

– частная производная кинетической энергии системы по обобщенной координате:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial \dot{\varphi}^2 \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right)}{\partial \varphi} = 0; \quad (20)$$

– частная производная кинетической энергии системы по обобщенной скорости:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{\partial \dot{\varphi}^2 \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right)}{\partial \dot{\varphi}} = \quad (21)$$

$$= 2\dot{\varphi} \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right);$$

– полная производная по времени от частной производной кинетической энергии системы по обобщенной скорости:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \frac{d}{dt} \left(2\dot{\varphi} \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right) \right) = 2\ddot{\varphi} \left(\frac{2m_1 R_{\text{тяги}}^2}{3} + \frac{m_2 R_{\text{тяги}}^2}{2} \right). \quad (22)$$

Преобразовав, получим уравнение движение секции в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} = \frac{3 \cdot \left(\cos(\varphi) \left(R'_y - 2m_1 g - m_2 g \right) + \sin(\varphi) \left(R'_x - \frac{F}{n} \right) \right)}{R_{\text{тяги}} (4m_1 + 3m_2)}. \quad (23)$$

Полученное уравнение (23) является нелинейным дифференциальным уравнением

второго порядка, решение которого может быть получено численно. Рассматриваемая конструктивная схема предполагает возможность изменения величины амплитуды в широком диапазоне, что определяется конструкционными и режимными параметрами секции.

Результаты исследований и их обсуждение

Определены начальные условия, результирующая силы R' варьировалась в диапазоне от 1,5 до 2,0 кН, что обусловлено изменением как физико-механических свойств почвы, так и перепадами высот неровностей поверхности почвы. Суммарная масса наклонных тяг была принята равной 40 кг, масса рамки с рабочими органами 150 кг. Прочие параметры варьировались, в результате чего получены следующие графические зависимости (рис. 3).

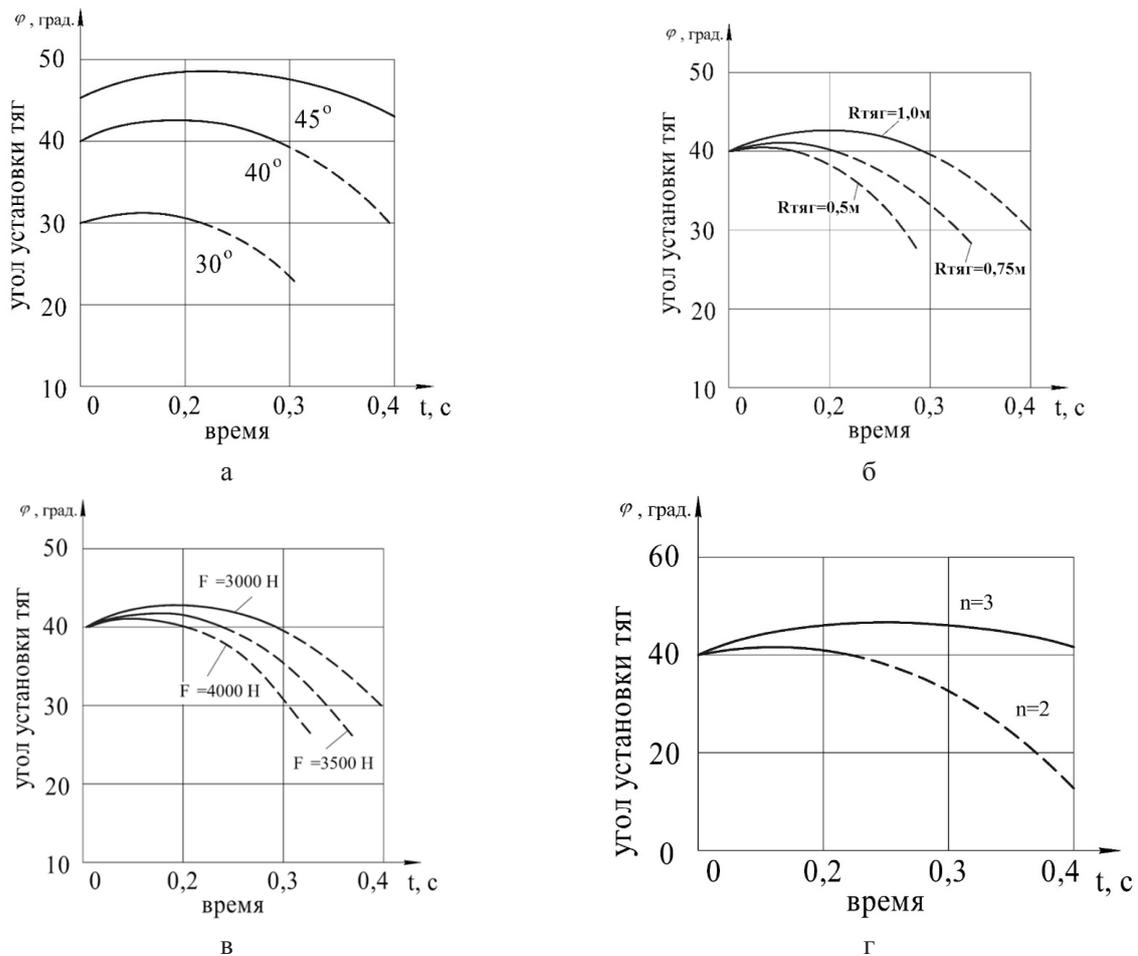


Рис. 3. Изменение угла установки φ наклонных тяг рабочей секции в функции времени: а – при различных значениях первоначального угла установки φ ; б – при различных значениях длины наклонных тяг $R_{\text{тяги}}$; в – при различных значениях уравновешивающего усилия F ; г – в зависимости от места присоединения блока пружин к наклонным тягам



Анализируя полученные графики, можно отметить, что на характер перемещения рабочей секции бороны значительное влияние оказывают первоначальный угол установки наклонных тяг φ (от 30° до 50°), длина наклонных тяг $R_{\text{тяг}}$ (от 0,5 до 1,0 м), место подсоединения блока компенсирующих пружин к наклонным тягам секции и величина уравнивающего усилия F (от 3,0 кН до 4,0 кН).

Выявлено, что при изменении результирующей силы R' в обозначенных выше пределах при больших значениях начального угла установки φ наблюдается соответствующее большее по амплитуде отклонение секции, в отличие от случаев с меньшим углом (рис. 3а). При угле установки тяг $\varphi = 50^\circ$ возможно ожидать их отклонения на 4° , данному отклонению будет соответствовать вертикальный подъем секции над поверхностью почвы на величину, которая определяется в свою очередь длиной тяг $R_{\text{тяг}}$. С увеличением $R_{\text{тяг}}$ также установлено увеличение высоты подъема рамки секции над почвой. Рассчитано, что при длине тяги 1 м и ее отклонения от первоначального положения на 5° секция поднимется над поверхностью почвы на 7 см, при аналогичных условиях, но при длине 0,75 м – на 5 см.

При установленных значениях конструктивных параметров, обуславливающих амплитуду отклонения рабочей секции значительно расширить диапазоны технологических регулировок можно за счет изменения величины усилия F , создаваемого блоком компенсирующих пружин (рис. 3в).

Влияет на амплитуду отклонения секции место установки блока пружин. Так, при установке блока ближе к центру тяги наблюдается снижение амплитуды отклонения секции при прочих равных условиях (рис. 3г).

Принимая во внимание явный недостаток отечественных исследований в части определения параметров рабочих секций борон, полученные результаты в целом позволяют дополнить работы И. Я. Федоренко [4], А. П. Бодалева [5, 6, 7], А. А. Цыбань [8] и А. Н. Чернявского [9], посвященные обоснованию рациональных параметров пружинных зубьев. При известных параметрах рабочих органов, а также обосновании конструктивных и режимных параметров секции бороны становится возможным дать рекомендации для проектирования бороны, позволяющей значительно повысить качество поверхностной обработки почвы.

Выводы

Значительно повысить эффективность пружинных борон позволяет использование в креплении рабочих секций параллелограммных подвесок.

Теоретически определены основные конструктивные элементы, значительно влияющие на амплитуду отклонения секции, а соответственно и качество обработки почвы: угол установки наклонных тяг, длина тяг, место подсоединения блока компенсирующих пружин к наклонным тягам. Ориентируясь на универсальность машины, целесообразным будет рекомендовать следующие усредненные величины конструктивных параметров, обеспечивающие при сопоставимых условиях эксплуатации отклонение секции на величину порядка $\varphi = 5^\circ$: угол установки тяг – 40° ; длина тяг – 1,0 м; конструктивный параметр $n = 2$. При указанных конструктивных параметрах эксплуатационные режимы возможно подбирать, варьируя усилие, развиваемое блоком компенсирующих пружин от 3,0 до 4,0 кН.

Список литературы

1. Технология прямого посева зерновых культур / С. Д. Шепелёв [и др.] // АПК России. 2021. Т. 28. № 3. С. 380–384.
2. Шепелёв С. Д., Пятаев М. В., Кравченко Е. Н. Анализ сил, действующих на полевую секцию сеялки ПК-12,7 // Актуальные вопросы агроинженерных и агрономических наук : матер. Нац. (Всерос.) науч. конф. Института агроинженерии, Института агроэкологии. Челябинск, 2021. С. 153–161.
3. Theoretical and experimental studies of following the soil microrelief contour by the seeder section / S. D. Shepelev, M. V. Pyataev, A. P. Zyryanov, E. N. Kravchenko // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Scientific and Practical Conference: Development of the Agro-Industrial Complex in the Context of Robotization and Digitalization of Production in Russia and Abroad (DAICRA 2021). 2022. P. 012132. DOI: 10.1088/1755-1315/949/1/012132.
4. Федоренко И. Я. Численно-аналитическое моделирование колебаний зуба пружинной бороны // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2018. № 1 (159). С. 162–167.
5. Взаимодействие пружинных рабочих органов тяжелых зубовых борон с почвой

/ А. П. Бодалев [и др.] // Вестник НГИЭИ. 2020. № 1 (104). С. 16–30.

6. Бодалев А. П. Тяжелая стерневая пружинная борода новой конструкции // АгроЭкоИнфо. 2018. № 1 (31). С. 42.

7. Бодалев А. П., Иванов А. Г., Костин А. В. Обоснование параметров и режимов работы тяжелой стерневой пружинной борона // АгроЭкоИнфо. 2018. № 1 (31). С. 34.

8. Цыбань А. А. Совершенствование процесса боронования посевов сои в ранний период развития в условиях Амурской области с разработкой прополочной борона : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Благовещенск, 2012. 23 с.

9. Чернявский А. Н. Взаимосвязь конструктивных и технологических параметров рабочего органа штригельной борона // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2018. № 1 (69). С. 116–119.

10. Astafyev V. L., Kurach A. A., Aman-tayev M. A. The influence of scheme and tillage tool parameters on the material consumption and performance of chain tooth harrow // Journal of Water and Land Development. 2021. Т. 50. С. 69–73. DOI: 10.24425/jwld.2021.138162.

11. Российская технология и техника производства органической аграрной продукции / Р. С. Рахимов [и др.] // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2022. № 1 (61). С. 116–126. DOI: 10.31563/1684-7628-2022-61-1-116-126.

12. Маслов Г. Г., Лаврентьев В. П., Юдина Е. М. Выбор лучшей конструкции пружинной борона с использованием функции Харрингтона // Научно-образовательная среда как основа развития агропромышленного комплекса арктических территорий : науч.-практ. конф. с междунар. участием «Научно-образовательная среда как основа развития агропромышленного комплекса арктических территорий», посвящ. 70-летию д-ра ветеринар. наук, проф., Заслуж. деятеля науки Республики Саха (Якутия) Павловой Александры Иннокентьевны. 2021. С. 138–142.

13. Optimization of parameters of a multifunctional unit based on a spring harrow / G. G. Maslov [et al.] // International Journal of Engineering and Advanced Technology. 2019. Т. 9. № 1. С. 1915–1918. DOI: 10.35940/ijeat.A1054.109119.

Шепелёв Сергей Дмитриевич, д-р техн. наук, доцент, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: shepelev2@yandex.ru.

Пятаев Максим Вячеславович, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: 555maxim@mail.ru.

Зырянов Антон Павлович, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: mtp-chgaa@mail.ru.

Шалонкина Евгения Владимировна, аспирант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: vatolinazhenya@gmail.com.

* * *