

УДК 631.314:612

EDN BMXVNS

Бабицкий Л. Ф.<sup>1</sup>, Соболевский И. В.<sup>2</sup>, Куклин В. А.<sup>1</sup>, Турин Е. Н.<sup>2</sup>  
**ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАЯТНИКОВОГО  
УДАРНОГО МЕХАНИЗМА РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТЕРНЕВОГО  
КУЛЬТИВАТОРА**

<sup>1</sup>ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет имени В. И. Вернадского»;

<sup>2</sup>ФГБУН «Научно-исследовательский институт сельского хозяйства Крыма»

**Реферат.** Борьбу с эрозией почв ведут во всех развитых странах мира, что требует значительных финансовых и трудовых ресурсов и комплексного научно-обоснованного подхода. Около 70 % земельных площадей России находятся в зоне рискованного земледелия. Для южных регионов России с недостаточным среднегодовым количеством осадков характерно использование минимальной технологии *mini-till* для возделывания зерновых культур. Использование активных рабочих органов, оказывающих периодическое ударное и виброударное воздействие на почву, может обеспечить снижение энергоёмкости обработки на 20–30 %. Цель исследований – теоретически обосновать основные конструктивные параметры маятникового ударного механизма рабочих органов стерневого культиватора. При обосновании параметров применяли основные положения теоретической механики, теории колебаний и удара, земледельческой механики. Условия проведения испытаний: тип почвы – чернозем южный карбонатный среднесуглинистый, влажность почвы  $W = 15–19\%$ , твёрдость почвы  $p = 136–211 \text{ Н/см}^2$ , деформационный показатель  $\nu = 1,66 \cdot 10^{-7}–2,61 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{Н}$ . Экспериментальные исследования проводили с применением методики планирования и проведения однофакторного эксперимента. При обработке полученных результатов использовались методы математической статистики. Для предложенной конструкции маятникового ударного механизма, применительно к рабочему органу стерневого культиватора, получены теоретические зависимости по определению рациональных значений длины рычага  $l_{\text{рыч}}$ , массы ударника  $m_{\text{уд}}$  и высоты расположения оси крепления рычага ударника  $l_0$  на стойке рабочего органа. Экспериментальная проверка зависимости величины тягового сопротивления от массы ударника, выполненная в условиях почвенного канала Института «Агротехнологическая академия» ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет им. В.И. Вернадского» в 2021–2022 г., подтвердила полученные теоретические результаты. При массе ударника 5,5 кг и рабочей скорости 9 км/ч наблюдали снижение энергоёмкости на глубинах обработки 6–9 см на 13,3–13,7 %.

**Ключевые слова:** эрозия почвы, стерневой культиватор, маятниковый ударник, тяговое сопротивление.

**Для цитирования:** Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А., Турин Е. Н. Обоснование конструктивных параметров маятникового ударного механизма рабочих органов стерневого культиватора // Таврический вестник аграрной науки. 2022. № 1(29). С. 8–16. EDN: BMXVNS.

**For citation:** Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A., Turin E. N. Justification of design parameters of the pendulum impact mechanism of stubble cultivator working tools // Taurida Herald of the Agrarian Sciences. 2022. No. 1(29). P. 8–16. EDN: BMXVNS.

### Введение

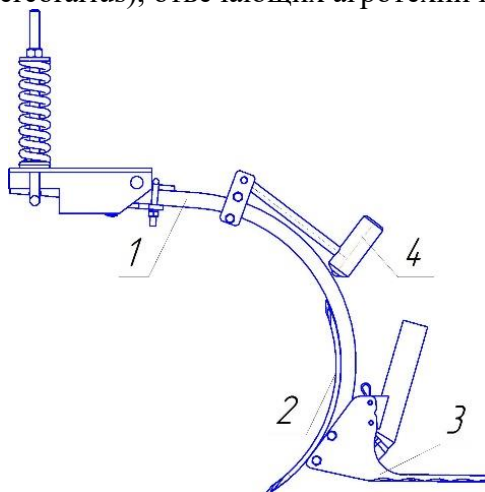
Использование в современном сельском хозяйстве тяжелой техники и интенсификация производства привели к значительному росту механической нагрузки на почву, вызывающей ее чрезмерное уплотнение на значительную глубину, разрушение структуры и распыление почвы. Борьба с эрозией почв ведется во всех развитых странах мира, требует значительных финансовых и трудовых ресурсов и

комплексного научно обоснованного подхода [1, 2]. Изменяющиеся экологические условия, связанные с различными видами эрозии и деградации почв, требуют новых подходов к совершенствованию почвозащитных технологий и удовлетворяющих этим условиям технических средств и устройств для обработки почвы. Около 70 % земельных площадей России находятся в зоне рискованного земледелия [3].

Стратегия развития сельскохозяйственного производства в Российской Федерации должна быть направлена, в первую очередь, на повышение почвенного плодородия с целью обеспечения более высокой урожайности полевых культур и качества получаемой продукции растениеводства. Ежегодное применение плугов, тяжелых культиваторов, а вместе с ними и тяжелых энергонасыщенных тракторов, в сочетании с многократными проходами агрегатов по полю влечет за собой большие затраты на горюче-смазочные материалы, амортизацию техники, а также пагубно действует на почву и окружающую среду. Для южных регионов России с недостаточным среднегодовым количеством осадков характерно использование минимальной технологии mini-till для возделывания зерновых культур. Цикл mini-till предполагает применение глубокой обработки почвы только раз в несколько лет, в остальное время почву обрабатывают культиваторами, ротационными рабочими органами (технология verti-till) и боронами на глубину до 8 см [4–6].

Конструкции большинства существующих почвообрабатывающих рабочих органов не всегда оптимальны, а применяемые ранее теоретические методы и подходы не давали возможность полностью объяснить и учесть все основные явления, которые возникают в почве в процессе механической обработки. При этом особое внимание следует обратить на конструктивные и кинематические характеристики подвижных элементов почвообрабатывающих рабочих органов, оказывающих существенное влияние на процесс ударного и вибрационного разрушения почвы, являющиеся ключом к снижению энергоемкости почвообработки.

В работе [7], на основании механико-бионического подхода, выполнено аналитическое описание, разработаны теоретические предпосылки и проведено бионическое обоснование основных конструктивных параметров рабочих органов стерневого культиватора (рисунок 1), с использованием в качестве прототипов веерной формы челюсти жука-скарабея (*Scarabaeus*) и роющей лапки жука-навозника обыкновенного (*Geotrupes stercorarius*), отвечающих агротехническим требованиям.



**Рисунок 1 – Общий вид рабочего органа культиватора, оснащенного маятниковым ударным механизмом**

*Примечание.* 1 – стойка; 2 – долото; 3 – крылья; 4 – ударник.

Использование активных рабочих органов, оказывающих периодическое ударное и виброударное воздействие на почву, может обеспечить снижение энергоёмкости обработки на 20–30 % [8].

**Цель исследований** – теоретически обосновать основные конструктивные параметры маятникового ударного механизма рабочих органов стерневого культиватора.

#### **Материалы и методы исследований**

При обосновании параметров маятникового ударного механизма использовали основные положения теоретической и земледельческой механики, теории колебаний и удара. Экспериментальная проверка полученных результатов выполнена в условиях почвенного канала Института «Агротехнологическая академия» ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет им. В.И. Вернадского» в 2021–2022 гг. Тип почвы – чернозем южный карбонатный среднесуглинистый, влажность изменялась в пределах  $W = 15–19\%$ , твёрдость почвы  $p = 136–211 \text{ Н/см}^2$ , деформационный показатель  $\nu = 1,66 \cdot 10^{-7}–2,61 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{Н}$ . Экспериментальные исследования проводили с применением методики планирования и проведения однофакторного эксперимента [9]. Для измерения величины тягового сопротивления применяли тензостанцию ZET 017-T8 и датчик TS21-T2 с регистрацией результатов на ноутбуке при помощи специализированного программного обеспечения. Опыты проводили в трехкратной повторности с определением среднего значения сопротивления почвы. При обработке полученных результатов использовали методы математической статистики.

#### **Результаты и их обсуждение**

При установившемся режиме работы почвообрабатывающего орудия в обрабатываемом пласте почвы происходит периодическое чередование фаз деформации и разрушения почвы, сопровождающееся соответствующими ростом и снижением величины тягового сопротивления. При введении в систему «рабочий орган – почва» ударного воздействия, как наиболее эффективного способа сообщения дополнительной механической энергии рабочему органу, следует обеспечить необходимую частоту и величину энергии удара.

Предложенный рабочий орган, благодаря наличию упругой стойки и чередования фаз сжатия и скалывания почвы, в процессе обработки совершает периодические колебания продольной плоскости. В фазе сжатия почвы тяговое сопротивление возрастает, и стойка с рабочим органом отклоняется в противоположную к направлению движения сторону, запасая потенциальную энергию, при этом абсолютная скорость носка лапы  $V_{\text{абс}}$  снижается практически до нуля. При последующем воздействии на стойку ударника происходит ударное скалывание почвы. Стойка с рабочим органом начинает отклоняться в направлении его движения и отдает накопленную энергию упругой деформации интенсивно кроша скелотый пласт почвы, при этом ударник движется в противоположную сторону и запасает потенциальную энергию.

Для обоснования основных параметров маятникового ударного механизма воспользуемся расчетной схемой, показанной на рисунке 2.

При использовании ударника маятникового типа частота его свободных колебаний  $n$  будет однозначно определяться длиной рычага  $l_{\text{рыч}}$ :

$$n = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_{\text{рыч}}}}, \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Учитывая, что движение ударника ограничено поверхностью стойки, при контакте с которой происходит упругое соударение, частота ударного воздействия составит  $n_{\text{уд}}=2n$ .

Положительный эффект можно будет наблюдать в случае равенства частоты ударного воздействия  $n_{уд}$  и частоты скалывания почвы  $n_{ск}$ , определяемой по выражению:

$$n_{ск} = \frac{V_p}{l_{ск}} = \frac{V_p}{h_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}, \quad (2)$$

где  $V_p$  – рабочая скорость;

$l_{ск}$  – длина участка скалывания почвы [10];

$h_{обр}$  – глубина обработки;

$\alpha$  – угол вхождения лапы в почву;

$\varphi$  – угол трения.

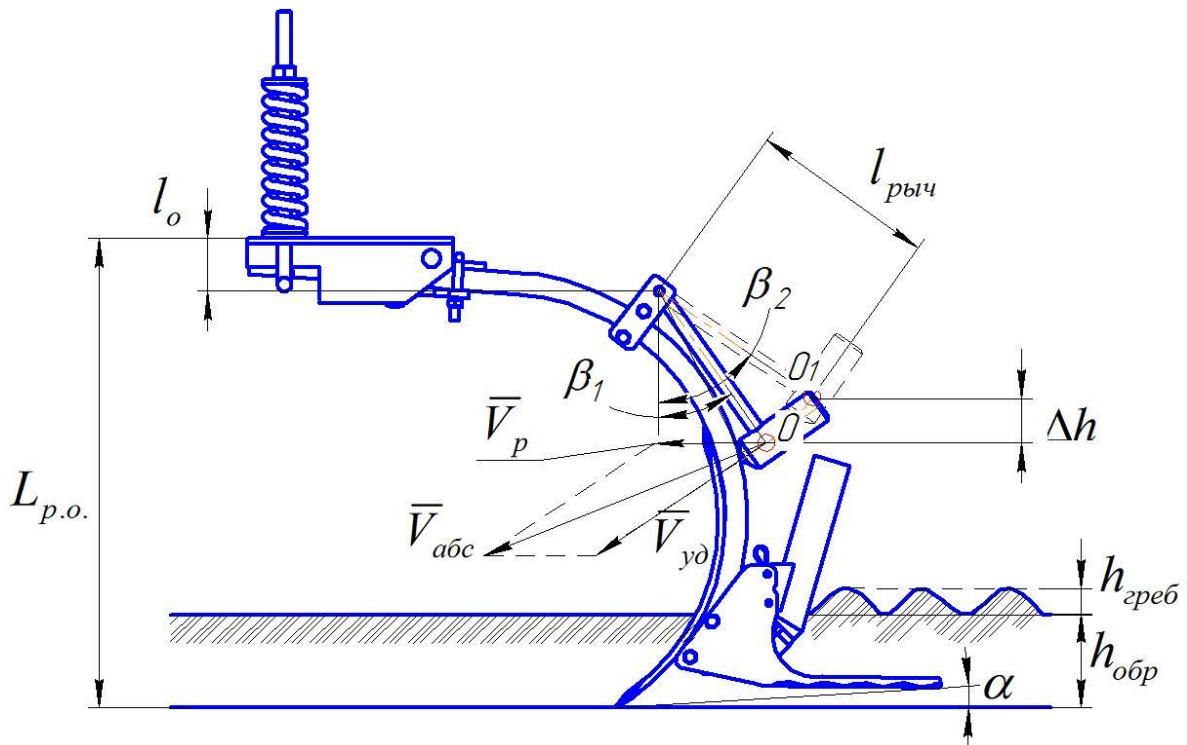


Рисунок 2 – Расчетная схема к обоснованию параметров маятникового ударного механизма

В соответствии с вышеизложенным запишем равенство:

$$\frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{g}{l_{рыч}}} = \frac{V_p}{h_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}. \quad (3)$$

Из него выразим рациональное значение длины рычага ударника  $l_{рыч}$ :

$$l = \frac{h_{обр}^2 \cdot tg^2(\alpha + \varphi)}{\pi^2 \cdot V_p^2 \cdot g}. \quad (4)$$

В соответствии с расчетной схемой на рисунке 2 запишем выражение для определения высоты подъема молотка  $\Delta h$ :

$$\Delta h = l_{рыч} \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2). \quad (5)$$

где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы отклонения рычага от вертикали в нижнем и верхнем положениях соответственно.

Приравнивая выражения для потенциальной и кинетической энергий для положений молотка в верхнем и нижнем положениях, определим скорость удара  $V_{y\partial}$ , развиваемую при движении ударника под действием силы тяжести [11]:

$$mg\Delta h = \frac{mV_{y\partial}^2}{2},$$

где  $m_{y\partial}$  – масса ударника;

$g$  – ускорение свободного падения.

Откуда:

$$V_{y\partial} = \sqrt{2g\Delta h}. \quad (6)$$

В нашем случае, при равенстве частот колебаний стойки под действием переменной силы сопротивления почвы и колебаний маятникового ударника в конце фазы сжатия почвы будет возникать эффект снижения фактической скорости рабочего органа в почве практически до нуля и отклонение упругой стойки с накоплением потенциальной энергии. При достаточно высоком положении оси крепления рычага ударника величиной отклонения в данной точке можно пренебречь. В этом случае, в системе отсчета, связанной с землей, абсолютная скорость ударника будет равна векторной сумме:

$$\bar{V}_{abc} = \bar{V}_p + \bar{V}_{y\partial}.$$

Модуль абсолютной скорости:

$$V_{abc} = \sqrt{V_p^2 + V_{y\partial}^2 + 2V_p \cdot V_{y\partial} \cdot \cos \beta_1}. \quad (7)$$

Для достижения эффекта ударного разрушения почвы энергия  $E_{y\partial}$ , сообщаемая ударным механизмом рабочему органу, должна быть сопоставима с энергией  $E_{раз}$ , затрачиваемой на разрушения почвы на длине участка скалывания  $l_{ск}$ .

Энергия, развиваемая ударником:

$$E_{y\partial} = \frac{m_{y\partial} \cdot V_{abc}^2}{2} = \frac{m_{y\partial} \cdot (V_p^2 + V_{y\partial}^2 + 2V_p \cdot V_{y\partial} \cdot \cos \beta_1)}{2}. \quad (8)$$

В первом приближении, энергия разрушения деформированного блока почвы в конце фазы сжатия равна:

$$E_{раз} = F_c \cdot \frac{l_{ск}}{2} = k_{y\partial} \cdot b \cdot h_{обр} \cdot \frac{h_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}{2} = \frac{k_{y\partial} \cdot b \cdot h^2_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}{2}, \quad (9)$$

где  $F_c$  – сила сопротивления почвы;

$l_{ск}$  – длина участка скалывания почвы;

$k_{y\partial}$  – удельное сопротивление почвы;

$b$  – ширина захвата рабочего органа стерневого культиватора.

Приравнивая выражения (8) и (9), получим:

$$\frac{m_{y\partial} \cdot (V_p^2 + V_{y\partial}^2 + 2V_p \cdot V_{y\partial} \cdot \cos \beta_1)}{2} = \frac{k_{y\partial} \cdot b \cdot h^2_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}{2}. \quad (10)$$

Выполнив преобразования, определим рациональное значение массы ударника:

$$m_{y\partial} = \frac{k_{y\partial} \cdot b \cdot h^2_{обр} \cdot tg(\alpha + \varphi)}{V_p^2 + 2g \cdot l_{рыч} (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) + 2V_p \sqrt{2g \cdot l_{рыч} (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)} \cdot \cos \beta_1}. \quad (11)$$

Для обеспечения максимального положительного эффекта направление вектора абсолютной скорости в момент удара должно совпадать с касательной  $x_1-x_2$ , проходящей через носок рабочего органа.

Графическая зависимость рациональной массы ударника  $m_{y\partial}$  при различных рабочих скоростях  $V_p$  и глубинах обработки  $h_{обр}$ , согласно формулы (11), при следующих значениях величин  $k_{y\partial} = 28,2 \text{ кН/м}^2$ ,  $b = 0,43 \text{ м}$ ,  $\alpha = 4^\circ$ ,  $\beta_1 = 20^\circ$ ,  $\beta_2 = 70^\circ$ ,  $l_{рыч} = 0,3 \text{ м}$ , приведена на рисунке 3.

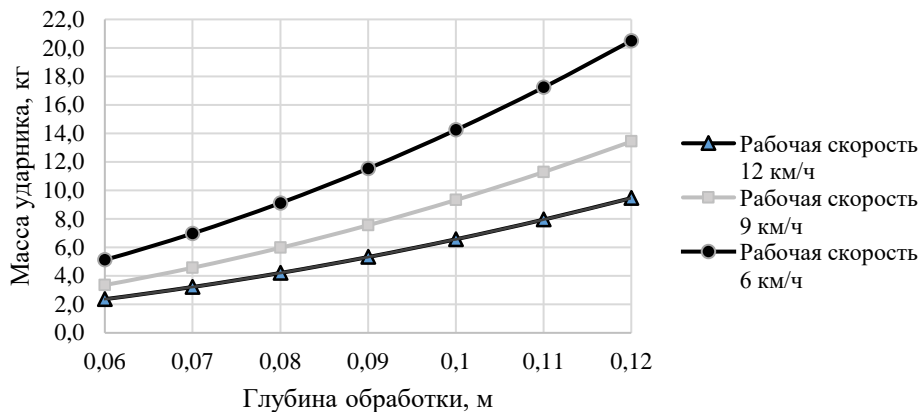


Рисунок 3 – Теоретическая зависимость массы ударника от глубины обработки

Результаты свидетельствуют, что при допустимой предельной массе ударника 8 кг рекомендуемая глубина обработки не должна превышать 7,5 см при рабочей скорости 6 км/ч и 11 см – при 12 км/ч.

Положение оси крепления рычага ударника определим в соответствии с расчетной схемой:

$$l_o = L_{p.o.} - h_{обр} - h_{греб} - l_{рыч} \cdot \cos \alpha, \quad (12)$$

где  $L_{p.o.}$  – высота рабочего органа;

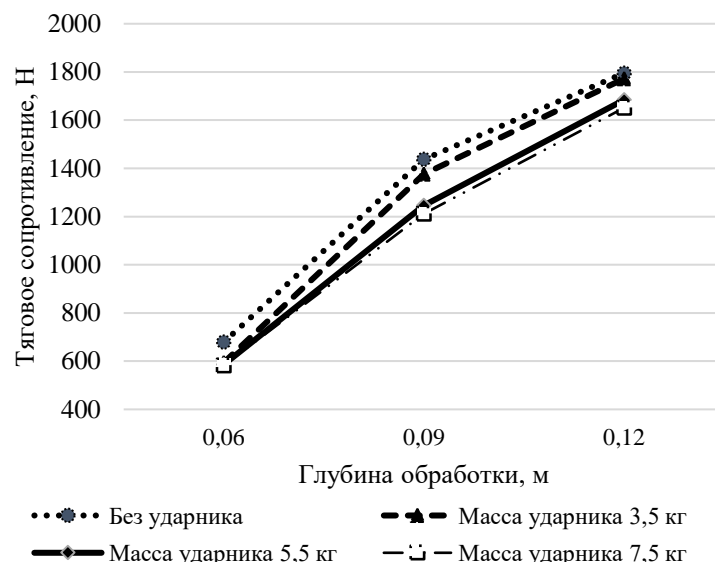
$h_{греб}$  – высота гребней после прохода рабочего органа.

Результаты экспериментальных исследований рабочего органа стерневого культиватора на скорости 9 км/ч с маятниковыми ударниками массой 3,5; 5,5 и 7,5 кг представлены на рисунках 4, 5.

Видно, что при использовании маятникового ударника массой 3,5 кг, на минимальной глубине обработки 5 см, снижение энергоемкости составляет 12,5% в сравнении с вариантом без ударника благодаря реализации эффекта ударного разрушения почвы. По мере роста глубины обработки до 9 см данной массы уже недостаточно и эффективность снижается до 4,2 %. Увеличение массы ударника до 5,5 кг обеспечивает снижение энергоемкости на глубинах 6–9 см на 13,3–13,7%, что согласуется с полученными нами теоретическими результатами (см. рисунок 3).



Рисунок 4 – Рабочий орган культиватора



**Рисунок 5 – Экспериментальная зависимость тягового сопротивления исследуемого рабочего органа от глубины обработки**

Дальнейший рост массы ударника до 7,5 кг существенного прироста энергоэффективности обработки почвы не дает, при этом возможен эффект повышения степени крошения почвы, который нуждается в дополнительном изучении.

#### Выводы

Для предложенной конструкции маятникового ударного механизма, применительно к рабочему органу стерневого культиватора, получены теоретические зависимости по определению рациональных значений длины рычага  $l_{\text{рыч}}$ , массы ударника  $m_{\text{уд}}$  и высоты расположения оси крепления рычага ударника  $l_0$  на стойке рабочего органа.

Теоретический анализ показал, что с ростом глубины обработки и снижением рабочих скоростей рациональная масса ударника возрастает до недопустимых значений. При ограничении по массе ударника до 8 кг, рекомендуемая глубина обработки не должна превышать соответственно 7,5 см при рабочей скорости 6 км/ч и 11 см при работе на скорости 12 км/ч.

Экспериментальная проверка зависимости величины тягового сопротивления от массы ударника при постоянной рабочей скорости 9 км/ч подтвердила полученные теоретические результаты. При массе ударника 5,5 кг происходит снижение энергоемкости на глубинах обработки 6–9 см на 13,3–13,7%.

#### Литература

1. Panagos P., Imeson A., Meusburger K., Borrelli P., Poesen J., Alewell C. Soil conservation in Europe: wish or reality? // Land Degrad. Develop. 2016. Vol. 27. P. 1547–1551. DOI: 10.1002/ldr.2538.
2. Duniway M. C., Pfennigwerth A. A., Fick S. E., Nauman T. W., Belnap J., Barger N. N. Wind erosion and dust from US drylands: a review of causes, consequences, and solutions in a changing world // Ecosphere. 2019. Vol. 10(3). Art. No. e02650. DOI: 10.1002/ecs2.2650.
3. Сухомлинова Н. Б., Чешев А. С. Эколого-мелиоративные мероприятия в районах с развитой эрозией почв // Экономика и экология территориальных образований. 2019. Т. 3. № 1. С. 35–45. DOI: 10.23947/2413-1474-2019-3-1-35-45.
4. Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А. Теоретические предпосылки к бионическому обоснованию параметров рабочих органов стерневого культиватора // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2019. Т. 20. № 2. С. 183–191. DOI: 10.30766/2072-9081.2019.20.2.183-191.
5. Chen Y., Damphousse S., Li H. Vertical tillage and vertical seeding // CSBE/SCGAB 2016 Annual

Conference. Canada: Halifax, NS, 2016 Paper CSBE16-090.

6. Smith D. R., Warnemuende-Pappas E. A. Vertical tillage impacts on water quality derived from rainfall simulations // Soil Tillage Res. 2015. Vol. 153. P. 155–160. DOI: 10.1016/j.still.2015.04.004.

7. Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A. Methodology for designing tillage working bodies of a stubble cultivator-flat-cutter based on agricultural biomechanics // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Agricultural Engineering and Green Infrastructure Solutions (AEGIS 2021). Tashkent, 2021. Vol. 868. Iss. 1. Art. No. 012007. DOI: 10.1088/1755-1315/868/1/012007.

8. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов. М.: Машиностроение, 1983. 79 с.

9. Винарский М. С. Лурье М. В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. К.: Техника, 1975. 166 с.

10. Дубровский А. А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. М.: Машиностроение, 1968. 126 с.

11. Полищук Д. Ф., Десятериков С. А. Прикладные теории удара. Удар в пружинных механизмах. М.: Институт компьютерных исследований, 2006. 124 с.

## References

1. Panagos P., Imeson, A., Meusburger K., Borrelli P., Poesen J., Alewell C. Soil conservation in Europe: wish or reality? // Land Degrad. Develop. 2016. Vol. 27. P. 1547–1551. DOI: 10.1002/ldr.2538.

2. Duniway M. C., Pfennigwerth A. A., Fick S. E., Nauman T. W., Belnap J., Barger N. N. Wind erosion and dust from US drylands: a review of causes, consequences, and solutions in a changing world // Ecosphere. 2019. Vol. 10(3). Art. No. e02650. DOI: 10.1002/ecs2.2650.

3. Sukhomlinova N. B., Cheshev A. S. Ecological-reclamation activities in the areas of soil erosion // Economy and Ecology of Territorial Formations. 2019. Vol. 3. No. 1. P. 35–45. DOI: 10.23947/2413-1474-2019-3-1-35-45.

4. Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A. Theoretical background for the bionic substantiation of parameters of the stubble cultivator working bodies // Agrarian Science Euro-North-East. 2019. Vol. 20. No. 2. P. 183–191. DOI: 10.30766/2072-9081.2019.20.2.183-191.

5. Chen Y., Damphousse S., Li H. Vertical tillage and vertical seeding // CSBE/SCGAB 2016 Annual Conference. Canada: Halifax, NS, 2016 Paper CSBE16-090.

6. Smith D. R., Warnemuende-Pappas E. A. Vertical tillage impacts on water quality derived from rainfall simulations // Soil Tillage Res. 2015. Vol. 153. P. 155–160. DOI: 10.1016/j.still.2015.04.004.

7. Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A. Methodology for designing tillage working bodies of a stubble cultivator-flat-cutter based on agricultural biomechanics // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Agricultural Engineering and Green Infrastructure Solutions (AEGIS 2021). Tashkent, 2021. Vol. 868. Iss. 1. Art. No. 012007. DOI: 10.1088/1755-1315/868/1/012007.

8. Верняев О. В. Active working bodies of cultivators. Moscow: Mashinostroenie, 1983. 79 p.

9. Vinarsky M. S., Lurye M. V. Experiment planning in technological research. Kiev: Tekhnika, 1975. 166 p.

10. Dubrovsky A. A. Vibration technique in agriculture. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 126 p.

11. Polishchuk D. F., Devyaterikov S. A. Applied theories of impact. Impact in spring mechanisms. Moscow: Institute of Computer Research, 2006. 124 p.

UDC 631.314:612

Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A. Turin E. N.

## JUSTIFICATION OF DESIGN PARAMETERS OF THE PENDULUM IMPACT MECHANISM OF STUBBLE CULTIVATOR WORKING TOOLS

**Summary.** Soil erosion control is carried out in all developed countries of the world and requires significant financial and labor resources, as well as comprehensive science-based approach. About 70 % of the land area in Russia are in the zone of risky farming. For the southern regions of Russia, which are characterized by insufficient average annual precipitation, the use of minimal (mini-till) technology for the grain crops cultivation is typical. The use of active working bodies providing periodic percussive and vibration impact on the soil can reduce energy intensity of cultivation by 20–30 %. The aim of the research was to theoretically substantiate the main design parameters of the pendulum impact mechanism of the stubble cultivator working tools. When substantiating the parameters, the main provisions of theoretical mechanics, the theory of vibrations and impact, and agricultural mechanics were used. Test conditions: soil type – chernozem southern calcareous medium loamy; soil moisture  $W = 15–19\%$ ; soil hardness  $p = 136–211\text{ N/cm}^2$ ; deformation index  $\nu = 1.66 \cdot 10^{-7}–2.61 \cdot 10^{-7}\text{ m}^2/\text{N}$ . Experimental studies were



carried out using the methodology of planning and conducting one-factor experiment. When processing the obtained results, methods of mathematical statistics were used. Theoretical dependencies for definition of rational values of the striker arm length ( $l_{р\text{ыч}}$ ), striker mass  $m_{\text{уд}}$  and height of the striker arm mounting axis location ( $l_0$ ) on the working device leg were obtained for the proposed design of the pendulum striker mechanism with reference to the working device of the stubble cultivator. Experimental verification of dependence of traction resistance value on the striker mass performed in the conditions of soil channel of the Institute "Agrotechnology Academy" – structural unit of the V. I. Vernadsky Crimean Federal University in 2021–2022 confirmed the obtained theoretical results. With the weight of the striker of 5.5 kg and working speed of 9 km/h, the reduction of power consumption at the depths of 6–9 cm by 13.3–13.7 % was observed.

**Keywords:** soil erosion, stubble cultivator, pendulum striker, traction resistance.

Бабицкий Леонид Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры технических систем в агробизнесе, ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет им. В. И. Вернадского»; 295007, Россия, Республика Крым, г. Симферополь, проспект Вернадского, 4; e-mail: kaf-meh@rambler.ru.

Соболевский Иван Витальевич, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник отдела механизации производства и разработки новых образцов техники, ФГБУН «Научно-исследовательский институт сельского хозяйства Крыма»; 295043, Россия, Республика Крым, г. Симферополь, ул. Киевская, 150; e-mail sobolevskii-ivan@mail.ru.

Куклин Владимир Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технических систем в агробизнесе, ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет им. В. И. Вернадского»; 295007, Россия, Республика Крым, г. Симферополь, проспект Вернадского, 4; e-mail: kuklin-va@mail.ru.

Турин Евгений Николаевич, кандидат сельскохозяйственных наук, старший научный сотрудник, заведующий лабораторией земледелия, ФГБУН «Научно-исследовательский институт сельского хозяйства Крыма»; 295043, Россия, Республика Крым, г. Симферополь, ул. Киевская, 150; e-mail: turin\_e@niishk.ru.

Babitsky Leonid Fedorovich, Dr. Sc. (Techn.), Professor of the Department of technical systems in agribusiness, V. I. Vernadsky Crimean Federal University; 4, Prospekt Vernadskogo, Simferopol, Republic of Crimea, 295007, Russia; e-mail: kaf-meh@rambler.ru.

Sobolevsky Ivan Vitalievich, Cand. Sc. (Techn.), associate professor, senior researcher of the Department of mechanization of production and development of new types of equipment, FSBSI "Research Institute of Agriculture of Crimea"; 150, Kievskaya str., Simferopol, Republic of Crimea, 295043, Russia; e-mail: sobolevskii-ivan@mail.ru.

Kuklin Vladimir Alekseevich, Cand. Sc. (Techn.), associate professor of the Department of technical systems in agribusiness, V. I. Vernadsky Crimean Federal University; 4, Prospekt Vernadskogo, Simferopol, Republic of Crimea, 295007, Russia; e-mail: kuklin-va@mail.ru.

Turin Evgeniy Nikolaevich, Cand. Sc. (Agr.), senior researcher, head of the Laboratory of agriculture, FSBSI "Research Institute of Agriculture of Crimea"; 150, Kievskaya str., Simferopol, Republic of Crimea, 295043, Russia; e-mail turin\_e@niishk.ru.

Дата поступления в редакцию – 17.02.2022.

Дата принятия к печати – 10.03.2022.