

Оригинальное исследование

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-634720>

EDN: ZEFUOH



Определение тягового сопротивления широкозахватной цепной бороны для мульчирования почвы

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

Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Одним из обязательных условий для реализации технологий mini-till и no-till является накопление мульчирующего слоя. Высокую эффективность при мульчировании почвы показывают цепные бороны. Однако, используемые на них рабочие органы не в полной мере способны обеспечить достаточную глубину обработки, а также измельчение и перемешивание с почвой растительных остатков. Принимая во внимание высокую перспективность технологий mini-till и no-till, исследования, направленные на совершенствование машин для мульчирования почвы и, в частности, цепных борон, актуальны.

Цель работы — разработка широкозахватной цепной бороны и рабочего органа, обеспечивающего интенсификацию процессов мульчирования почвы, а также теоретическая и экспериментальная оценка величины тягового сопротивления орудия.

Материалы и методы. На основании методов земледельческой механики проведены исследования величины тягового сопротивления бороны с усовершенствованным цепным рабочим органом. Проведён лабораторно-полевой эксперимент по оценке величины тягового сопротивления широкозахватной цепной бороны.

Результаты. На основании анализа недостатков стандартного рабочего органа цепной бороны В.И. Двуреченского, предложено переместить рыхлительный зуб на крепёжную пластину, расположенную в центре звена. Данное техническое решение призвано обеспечить лучшее заглубление зубьев в почву, а также повысить интенсивность измельчения растительных остатков. Теоретически и экспериментально установлено, что величина тягового сопротивления усовершенствованного цепного рабочего органа, зависит от веса и основных конструктивных параметров рыхлительных зубьев: длины, угла заострения зуба и диаметра поперечного сечения. Проведенные лабораторно-полевые эксперименты позволили установить, что при изменении рабочей скорости агрегата от 15 до 21 км/ч, величина тягового сопротивления возрастает с 26,2 до 32,3 кН соответственно, при буксовании движителей трактора не более 3,0%. Исходя из анализа полученных величин тягового сопротивления и агротехнических показателей работы определена рациональная скорость движения агрегата, которая должна составлять 18 км/ч.

Практическая ценность исследований. Экспериментально определена величина тягового сопротивления цепной бороны с усовершенствованным рабочим органом, что позволяет рекомендовать трактор рационального тягового класса. Выявлен рациональный технологический режим.

Ключевые слова: mini-till, no-till; цепная борона; рыхлительный зуб; цепной шлейф; тяговое сопротивление.

Как цитировать:

Шепелёв С.Д., Пятаев М.В., Зырянов А.П., Шепелёв А.С. Определение тягового сопротивления широкозахватной цепной бороны для мульчирования почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 2. С. 213–222. DOI: 10.17816/0321-4443-634720 EDN: ZEFUOH

Original Study Article

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-634720>

EDN: ZEFU0H

Determination of Tractive Resistance of a Wide-Level Chain Harrow for Soil Mulching

Sergey D. Shepelev, Maxim V. Pyataev, Anton P. Zyryanov, Alexander S. Shepelev

South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: One of the prerequisites for implementation of the mini-till and the no-till technologies is accumulation of mulch layer. Chain harrows show high efficiency in soil mulching, but the working bodies used on them are not fully capable of providing sufficient depth of cultivation, as well as crushing and mixing of crop residues with soil. Taking into account the high prospectivity of the mini-till and the no-till technologies, the research aimed at improving machines for soil mulching and chain harrows in particular is relevant.

AIM: Development of the wide-level chain harrow and the working body ensuring intensification of soil mulching processes, theoretical and experimental evaluation of traction resistance of the machine.

METHODS: Based on methods of agricultural mechanics, the research of traction resistance value of the harrow with the improved chain working body has been carried out. The laboratory-field experiment on estimation of traction resistance value of the wide-level chain harrow was carried out.

RESULTS: Based on the analysis of drawbacks of the default working body of the V.I. Dvurechensky's chain harrow, it was proposed to move the ripper tooth to the fixing plate located in the center of the link. This technical solution is designed to provide better burial of the teeth in the soil, as well as the intensity of shredding of plant residues. It is theoretically and experimentally found that the value of traction resistance of the improved chain working body depends on the weight and the main design parameters of ripper teeth: length, tooth sharpening angle and cross-sectional diameter. The conducted laboratory-field experiments helped to find that at changing the working velocity of the machine from 15 to 21 km/h, the value of traction resistance increases from 26.2 to 32.3 kN, respectively, with the value of tractor slip not more than 3.0%. Based on the analysis of the obtained values of traction resistance and agrotechnical indicators of operation, the reasonable velocity of the machine is determined and should be 18 km / h.

CONCLUSION: The value of traction resistance of the chain harrow with the improved working organ has been experimentally determined, which allows recommending a tractor of a reasonable traction class. The efficient technological mode has been revealed.

Keywords: mini-till; no-till; chain harrow; ripper tooth; chain loop; traction resistance.

To cite this article:

Shepelev SD, Pyataev MV, Zyryanov AP, Shepelev AS. Determination of Tractive Resistance of a Wide-Level Chain Harrow for Soil Mulching. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2025;92(2):213–222. DOI: 10.17816/0321-4443-634720 EDN: ZEFU0H

Submitted: 31.07.2024

Accepted: 29.04.2025

Published online: 04.05.2025

ВВЕДЕНИЕ

Обязательным условием для реализации технологий mini-till и no-till является наличие на поверхности почвы достаточно мощного мульчирующего слоя. Технология мульчирования почвы — сложный процесс, предполагающий, в том числе, применение почвообрабатывающей техники, обеспечивающей интенсификацию накопления органического вещества и одновременно технологические возможности для работы последующих агрегатов.

Интенсификация процессов мульчирования предполагает увеличение скорости и полноты биологической утилизации растительных остатков, остающихся после уборки урожая. Это в свою очередь определяется степенью их измельчения, а также их дислокацией в почве [1, 2]. Очевидно, что равномерное измельчение растительных остатков, по оценкам ученых до 0,05 м и менее [3], их перемешивание с почвой, при равномерном распределении по поверхности поля позволяет ускорить процессы мульчирования, а соответственно и повысить отдачу от технологий mini-till и no-till.

Комплекс машин, применяемый при мульчировании, достаточно разнообразен и в каждом конкретном случае определяется зональными природно-климатическими и агропроизводственными особенностями. Широкое распространение получили машины с дисковыми и ротационными рабочими органами: традиционные лушпильники, дисковые бороны, дисковые мульчировщики, ротационные мотыги [4]. При обработке почвы после грубостебельных культур эффективны ножевидные (рубящие) катки. Значительную эффективность при мульчировании в технологиях mini-till и no-till демонстрируют машины с цепными рабочими органами, широкое распространение в сельскохозяйственном производстве получили бороны конструкции В.И. Двуреченского. Данные машины приспособлены для работы на различных агрофонах, хорошо копируют неровности рельефа поля, относительно просты в обслуживании и регулировках. Однако, отмечаются и определённого рода недостатки, в частности, используемый рабочий орган — цепной шлейф с «боковым» расположением рыхлительных зубьев не в полной мере обеспечивает измельчение растительных остатков и перемешивание их с почвой. Как отмечается в исследованиях [5], основная причина этого заключается в недостаточно полном заглублении рыхлительных зубьев при относительно низкой интенсивности их взаимодействия с почвой, обусловленной значительным «шагом зубьев» (расстоянием между двумя последовательными следами, оставляемыми при проходе зубьями на почве). Также среди недостатков существующих цепных борон можно отметить относительно малую ширину захвата, ограниченную 12 м. Принимая во внимание не высокую энергоёмкость процесса, целесообразным является увеличение рабочей ширины захвата, это позволяет при комплектовании с тракторами более высоких тяговых классов значительно повысить

производительность агрегатов, что актуально в условиях дефицита квалифицированных механизаторов.

Принимая во внимание выше сказанное, можно резюмировать, что исследования, направленные на создание и совершенствование машин и рабочих органов для мульчирования почвы и, в частности, цепных борон актуальны.

Цель исследований — разработка широкозахватной цепной бороны и рабочего органа, обеспечивающего интенсификацию процессов мульчирования почвы, теоретическая и экспериментальная оценка величины тягового сопротивления орудия.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В целях повышения эффективности мульчирования разработаны цепная борона [7] и цепной рабочий орган [6], на котором изменено расположение рыхлительных зубьев (рис. 1). Если на стандартном — они располагаются на пластине за пределами звеньев («боковое» расположение), то на предлагаемом — они находятся на пластине внутри звеньев («центральное» расположение) (рис. 2). Указанное техническое решение призвано повысить интенсивность взаимодействия рыхлительных зубьев с почвой за счет уменьшения «шага зубьев» при одновременном создании лучших условий для их заглубления [8]. Также необходимо отметить, что рыхлительные зубья выполнены съёмными, что повышает ремонтпригодность рабочих органов.

Для теоретической оценки энергетических показателей работы цепной бороны с разработанными рабочими органами предварительно выделим фрагмент шлейфа, состоящий из двух звеньев, и рассмотрим силы, действующие

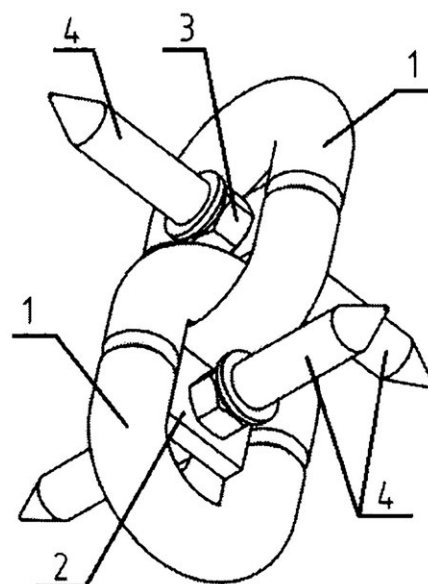


Рис. 1. Разработанный рабочий орган для цепной бороны: 1 — звено; 2 — пластина; 3 — гайка; 4 — рыхлительный зуб.

Fig. 1. The developed working body for chain harrow: 1: link; 2: plate; 3: nut; 4: ripper tooth.

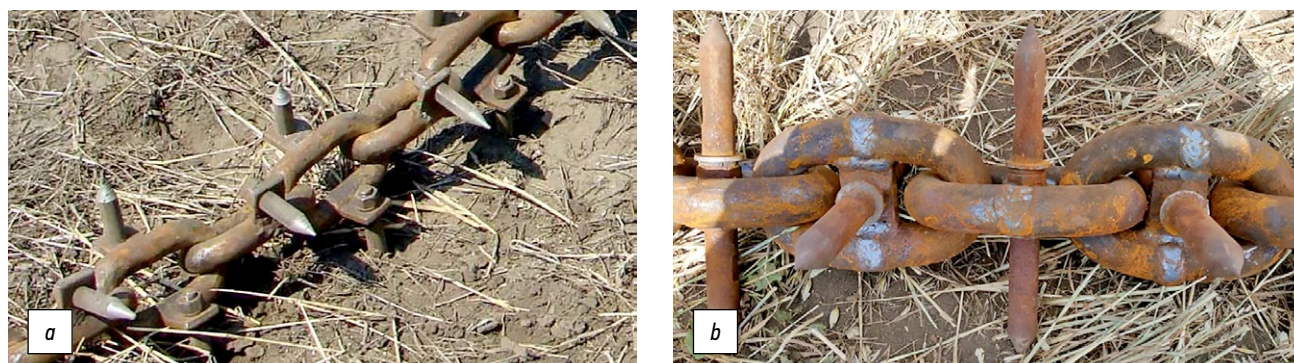


Рис. 2. Рабочие органы цепных борон: *a* — рабочий орган бороны Двуреченского с «боковым» расположением рыхлительных зубьев; *b* — разработанный рабочий орган с «центральной» расположением рыхлительных зубьев.

Fig. 2. Working bodies of chain harrows: *a*: the working body of the Dvurechensky harrow with "lateral" arrangement of ripper teeth; *b*: the developed working body with "central" arrangement of ripper teeth.

на него в плоскости системы координат $O_1X_1Z_1$, параллельной плоскости вращения (рис. 3). В ходе технологического процесса на каждый выделенный фрагмент рабочего органа действуют: вес G ; сила тяги $P_{\text{тяг}}$; сила инерции $P_{\text{и}}$; реакция почвы $R_{\text{п}}$; составляющая тягового сопротивления P_f , обусловленная действием силы тяжести.

Сила тяжести G и сила инерции $P_{\text{и}}$ приложены к центру масс O_c , реакция $R_{\text{п}}$ оказывает действие на рыхлительный зуб (рис. 3). Усилие P_f изменяется знакопеременно и приложено в центре масс.

Для анализа сил, действующих на фрагмент цепного рабочего органа, воспользуемся принципом Даламбера. С этой целью составим уравнение:

$$\overline{P_{\text{и}}} + \overline{G} + \overline{R_{\text{тяг}3}} + \overline{R_{\text{п1}}} + \overline{R_{\text{п2}}} + \overline{R_{\text{п3}}} + \overline{P_f} = 0. \quad (1)$$

Реакция $R_{\text{п}}$ определяется конструктивными параметрами рыхлительных зубьев, глубиной h их погружения в почву, а также физико-механическими свойствами почвы [9–12]. Сила $R_{\text{п}}$ может быть представлена в виде суммы (2) следующих слагаемых: сила сопротивления

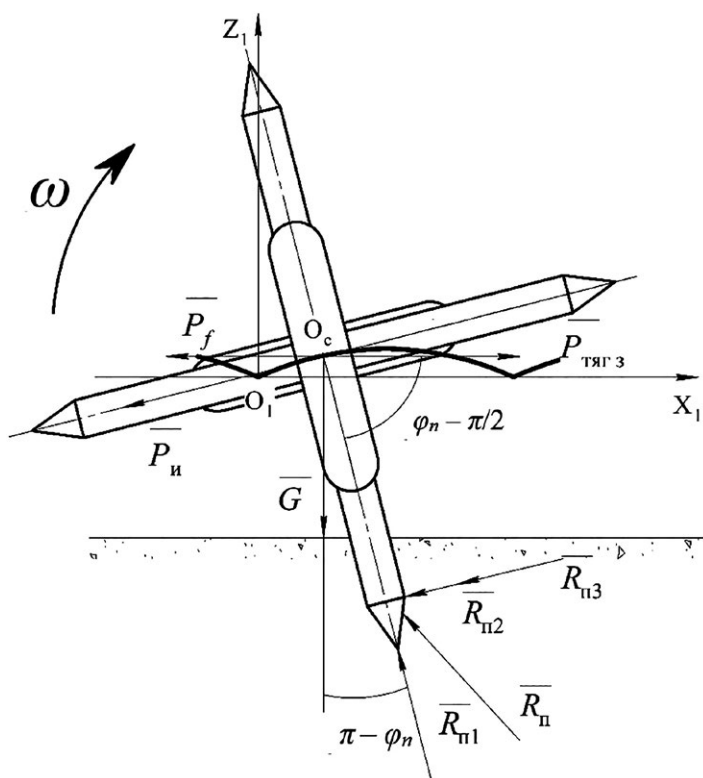


Рис. 3. Схема сил, приложенных к фрагменту цепного шлейфа в координатах $O_1X_1Z_1$.

Fig. 3. Diagram of forces applied to a fragment of a chain loop in the $O_1X_1Z_1$ frame.

почвы смятию наконечником зуба $R_{п1}$; сила сопротивления почвы сдвигу боковой поверхностью зуба $R_{п2}$; сила трения почвы о поверхность зуба $R_{п3}$.

$$R_{п} = R_{п1} + R_{п2} + R_{п3}. \quad (2)$$

Из анализа кинематики перемещения рыхлительного зуба в почве следует, что глубина его погружения h зависит от координаты φ_n и может быть определена по следующей зависимости:

$$h = \frac{R(1 - \cos \varphi_n) - a}{\cos \varphi_n}, \quad (3)$$

где R — длина рыхлительного зуба, м; φ_n — угловая координата перемещения зуба, град.; a — максимальная глубина проникания рыхлительного зуба в почву, м.

При известной h слагаемые формулы (2) могут быть рассчитаны следующим образом:

$$R_{п1} = 2d_3 H \left(\frac{R(1 - \cos \varphi_n) - a}{\cos \varphi_n} \right) \sin \left(\frac{\beta}{2} - \gamma \right), \quad (4)$$

где d_3 — диаметр поперечного сечения рыхлительного зуба, м; H — твердость почвы, Н/м²; β — угол заострения рыхлительного зуба, град.; γ — угол трения почвы о сталь, град.

Таким образом величину тягового сопротивления выделенного фрагмента в проекциях на оси системы координат $O_1X_1Z_1$ можно представить следующим образом:

$$P_{\text{тяг } 3} = mW_0 + \left(2d_3 H \sin \left(\frac{\beta}{2} - \gamma \right) \text{tg} \varphi_n + (f\rho\pi V^2 d_3 + \tau d_3) \right) (R(1 - \cos \varphi_n) - a) \pm G \text{tg} \varphi_n. \quad (9)$$

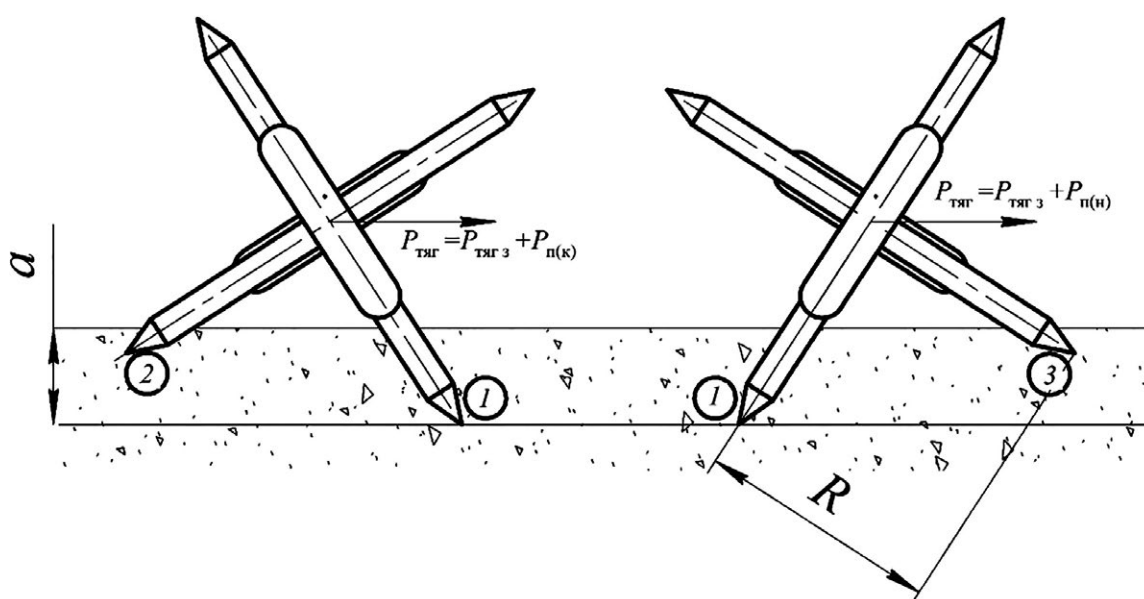


Рис. 4. Схема перемещение фрагмента зубоцепного рабочего органа.
Fig. 4. Diagram of moving a fragment of a teeth-chain working body.

$$R_{п2} = \tau d_3 \left(\frac{R(1 - \cos \varphi_n) - a}{\cos \varphi_n} \right), \quad (5)$$

где τ — предельное напряжение почвы сдвигу, Н/м².

$$R_{п3} = f\rho\pi V^2 d_3 \left(\frac{R(1 - \cos \varphi_n) - a}{\cos \varphi_n} \right), \quad (6)$$

где f — коэффициент трения почвы о поверхность зуба; ρ — плотность почвы, кг/м³; V — скорость перемещения рыхлительного зуба, м/с.

Составляющая P_f тягового сопротивления (рис. 3), обусловленная действием силы тяжести изменяется знакопеременно и зависит от положения центра масс O_c фрагмента. Данную силу можно определить по формуле:

$$P_f = -G \text{tg} \varphi_n. \quad (7)$$

Сила инерции $P_{ин}$ определяется по известной формуле:

$$P_{ин} = -mW_0, \quad (8)$$

где m — масса фрагмента цепного шлейфа, кг ($m=4,0$ кг); W_0 — ускорение, м/с².

Следует отметить, что скорость V и ускорение W_0 определяются на основании анализа кинематики перемещения цепного рабочего органа и зависят от координаты φ_n , длины рыхлительных зубьев R , и скорости движения агрегата v_a .

Анализируя перемещение фрагмента цепного рабочего органа в ходе технологического процесса, можно отметить, что при определённых углах φ_n к величине тягового сопротивления (9) дополнительно добавятся величины усилий, действующие на рыхлительные зубья соседнего звена, на разных стадиях их взаимодействия с почвой. Так в случае, когда зуб «1» проникает в почву, зуб «2» выглубляется из неё, далее, когда зуб «1» начинает выглубляться из почвы, зуб «3» проникает в почву (рис. 4).

Исходя из схемы (см. рис. 4), величина тягового сопротивления фрагмента цепного рабочего органа может быть определена по формуле:

$$P_{\text{тяг}} = P_{\text{тяг з}} + P_{\text{п(н)}} + P_{\text{п(к)}}, \quad (10)$$

где $P_{\text{п(н)}}$ — дополнительное усилие, возникающее во время выглубления рыхлительного зуба соседнего звена, Н; $P_{\text{п(к)}}$ — дополнительное усилие, возникающее во время заглубления рыхлительного зуба соседнего звена, Н.

Слагаемые $P_{\text{п(н)}}$ и $P_{\text{п(к)}}$ определяются по зависимостям (11) и (12):

$$P_{\text{п(к)}} = \left(f \rho \pi V^2 d_3 + \tau d_3 \right) \left(R \left(1 - \cos \left(\varphi_n + \arcsin \left(\frac{R-a}{R} \right) \right) \right) - a \right), \quad (11)$$

$$P_{\text{п(н)}} = \left(2d_3 H \sin \left(\frac{\beta}{2} - \gamma \right) \operatorname{tg} \left(\varphi_n - \arcsin \left(\frac{R-a}{R} \right) \right) + f \rho \pi V^2 d_3 + \tau d_3 \right) \times \\ \times \left(R \left(1 - \cos \left(\varphi_n - \arcsin \left(\frac{R-a}{R} \right) \right) \right) - a \right). \quad (12)$$

Принимая во внимание то, что цепной рабочий орган на бороне находится под некоторым углом α к направлению движения, рассмотрим следующую схему (рис. 5).

Спроецируем силы (1), действующие на фрагмент цепного шлейфа на оси системы координат $OXYZ$ (рис. 5), получим следующую систему:

$$\begin{cases} (P_{\text{тяг}X} \pm P_{\text{FX}}) - P_{\text{и}X} - R_{\text{п1}X} \sin \varphi_n - R_{\text{п2}X} \cos \varphi_n - R_{\text{п2}X} \cos \varphi_n = 0 \\ (P_{\text{тяг}Y} \pm P_{\text{FY}}) - P_{\text{и}Y} - R_{\text{п1}Y} \sin \varphi_n + R_{\text{п2}Y} \cos \varphi_n + R_{\text{п2}Y} \cos \varphi_n = 0 \\ -G - P_{\text{и}Z} - R_{\text{п1}Z} \cos \varphi_n - R_{\text{п2}Z} \sin \varphi_n - R_{\text{п2}Z} \sin \varphi_n = 0 \end{cases} \quad (13)$$

В системе $OXYZ$ величину тягового сопротивления выделенного фрагмента $P_{\text{тяг}}$ можно представить следующим образом:

- проекция на ось OX :

$$P_{\text{тяг}X} = P_{\text{тяг}} \cos \alpha; \quad (14)$$

- проекция на ось OY :

$$P_{\text{тяг}Y} = P_{\text{тяг}} \sin \alpha. \quad (15)$$

Составляющая $P_{\text{тяг}X}$ определяет величину тягового сопротивления фрагмента цепного рабочего органа.

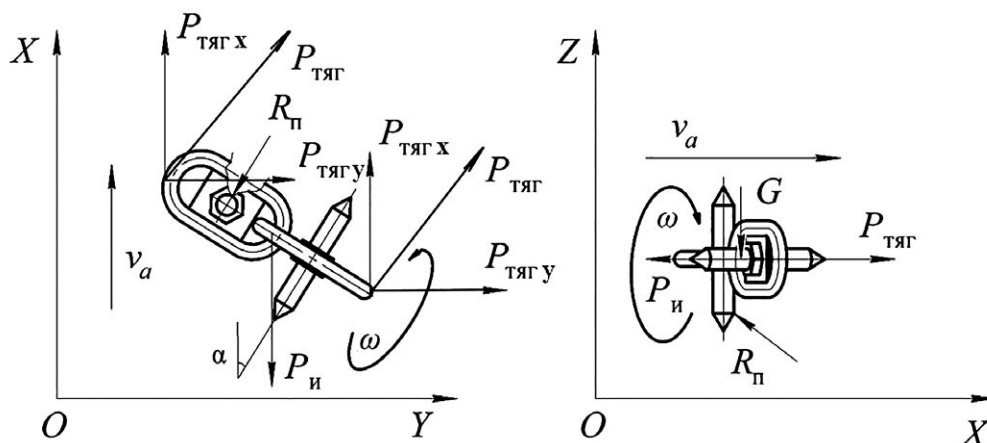


Рис. 5. Схема сил, приложенных к фрагменту цепного шлейфа.

Fig. 5. Diagram of forces applied to a fragment of a chain loop.

Задавшись основными конструкционными параметрами, представим графически характер изменения усилия $P_{\text{тяг } X}$ в зависимости от координаты φ_n , при угле $\alpha=45^\circ$ (рис. 6).

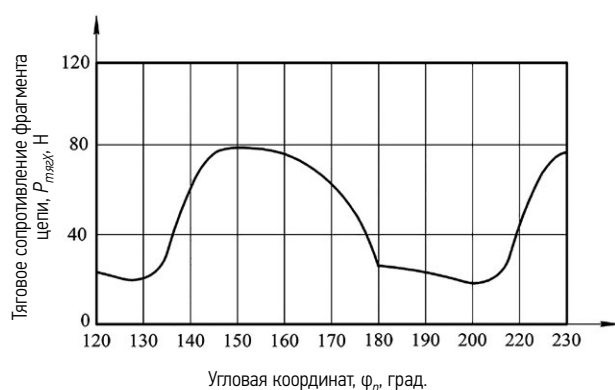


Рис. 6. Изменение тягового сопротивления $P_{\text{тяг } X}$ фрагмента зубоцепного рабочего органа от угла φ_n при $\alpha=45^\circ$ (при $d_3=0,020$ м, $R=0,15$ м, $a=0,04$ м).

Fig. 6. Variation of traction resistance $P_{\text{тяг } X}$ of a teeth-chain working body on the angle φ_n at $\alpha=45^\circ$ ($d_3=0,020$ m, $R=0,15$ m, $a=0,04$ m).

Из полученного графика можно заметить, что величина $P_{\text{тяг } X}$ в значительной степени варьируется от угла φ_n , в данном случае пиковые значения (до 80 Н) обусловлено моментом заглупления рыхлительного зуба в почву.

Величину тягового сопротивления бороны в данном случае можно определить по следующей зависимости:

$$R_{\text{агр}} = G_{\text{Б}} f_{\text{Б}} + n P_{\text{тяг } X}, \quad (16)$$

где $G_{\text{Б}}$ — вес бороны без рабочих органов, Н; $f_{\text{Б}}$ — коэффициент сопротивления перекачиванию; n — общее количество фрагментов на цепных рабочих органах бороны, шт.

Экспериментальные исследования по оценке тягового сопротивления цепной бороны с разработанными рабочими органами проведены при выполнении операции мульчирования. В ходе лабораторно-полевых экспериментов использовалась разработанная широкозахватная цепная бороны шириной захвата 18,0 м, оснащённая экспериментальным цепным рабочим органом в агрегате с трактором К-744РЗ (рис. 7), и тензоизмерительное оборудование, включающее тензовзвешивание 7,0 тс, а также измерительно-вычислительный комплекс МІС-200 (рис. 8).



Рис. 7. Машинно-тракторный агрегат с экспериментальной цепной бороной.

Fig. 7. The machine-tractor unit with the experimental chain harrow.

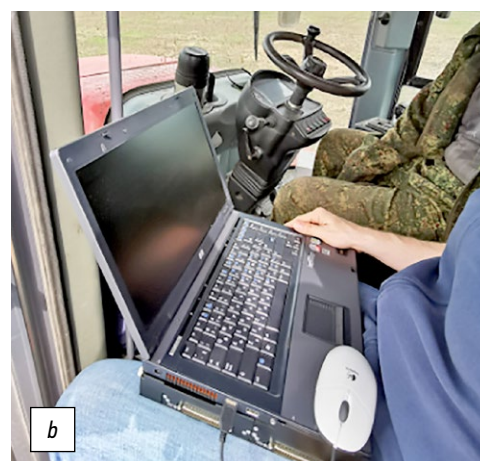


Рис. 8. Тензоизмерительное оборудование: а — тензовзвешивание 7 тс; б — измерительно-вычислительный комплекс МІС-200.

Fig. 8. The load measuring equipment: a: the 7 tf strain gauge; b: the MIC-200 measuring and computing facility.

На выбранном участке в соответствии с ГОСТ были определены условия проведения эксперимента. Тяговое сопротивление экспериментальной бороны определялось при трёх значениях рабочей скорости: 15, 18 и 21 км/ч. Эксперимент включал в себя два этапа, на первом, при указанных значениях рабочей скорости, оценивалось тяговое сопротивление бороны без рабочих органов $G_B f_B$, на втором этапе производилась оценка величины тягового сопротивления бороны $R_{агр}$ в рабочем положении, непосредственно при мульчировании почвы. Данная схема эксперимента позволила определить при известном весе бороны величину коэффициента сопротивления перекатыванию f_B , в соответствии с формулой (16). Ценные шлейфы обоих рядов были установлены под углом $\alpha=45^\circ$, передний ряд вразвал, задний ряд всвал. Одновременно при определении величины тягового сопротивления оценивалось буксование движителей трактора. Также определялась глубина обработки почвы после прохода машины.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Условия проведения эксперимента представлены в табл. 1.

Усредненные показатели, полученные в ходе энергетической оценки работы агрегата с экспериментальной бороной, представлены на рис. 9.

Экспериментально установлено, что при увеличении рабочей скорости агрегата с 15 до 21 км/ч наблюдается прирост величины тягового сопротивления с 26,2 до 32,3 кН. Однако, следует обратить внимание, что с увеличением скорости на участке от 18 до 21 км/ч интенсивность прироста тягового сопротивления заметно снижается. Данный эффект можно объяснить тем,

Таблица 1. Условия проведения эксперимента

Table 1. Conditions of conducting the experiment

Показатель	Значение
Вид работ	мульчирование почвы
Тип почвы и название по механическому составу	обыкновенный чернозём, тяжелый суплинок
Влажность почвы в слое, %	
0–5 см	11
5–10 см	19
Твёрдость почвы по слоям, МПа	
0–5 см	1,03
5–10 см	1,25
Предшествующая обработка	уборка зерновых с измельчением и распределением соломы по полю

что при повышении скорости бороны снижается средняя глубина обработки почвы с 4,0 до 3,6 см. Учитывая выявленное обстоятельство, в качестве основной скорости при мульчировании почвы можно рекомендовать величину равную 18 км/ч.

Буксование движителей трактора на рассматриваемых режимах, в виду невысокой энергоёмкости технологической операции, не превышает 3%. Коэффициент сопротивления перекатыванию, выявленный при протаскивании бороны без цепных шлейфов, составил 0,106...0,115 при скоростях движения 18 и 21 км/ч соответственно.

Расхождение теоретических и экспериментальных данных по величине тягового сопротивления не превышает 9%. В данном случае расхождение обуславливается снижением интенсивности увеличения тягового сопротивления при рабочей скорости равной 21 км/ч (рис. 10).

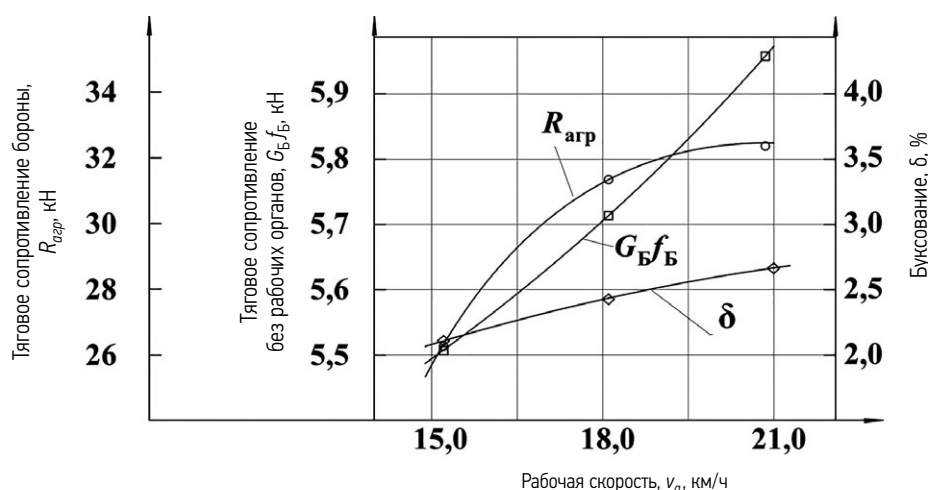


Рис. 9. Зависимость тягового сопротивления бороны без рабочих органов $G_B f_B$, в рабочем положении $R_{агр}$ и буксования δ от скорости движения агрегата v_a .

Fig. 9. Dependence of traction resistance of harrow without working bodies $G_B f_B$, in the working position $R_{агр}$ and slipping δ on machine velocity v_a .

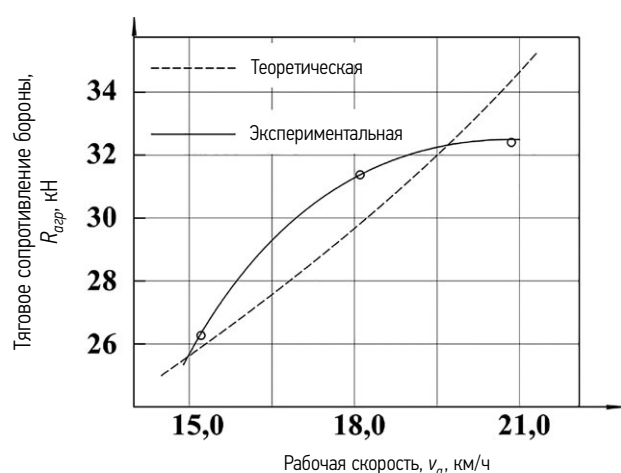


Рис. 10. Зависимость тягового сопротивления R_{trp} от рабочей скорости.

Fig. 10. Dependence of traction resistance R_{trp} on operating velocity.

ВЫВОДЫ

Получены математические зависимости, позволяющие определить величину тягового сопротивления цепного рабочего органа с «центральной» расположением рыхлительных зубьев в зависимости от конструктивных параметров. Выявлено, что тяговое сопротивление цепного рабочего органа определяется физико-механическими свойствами почвы, конструктивными параметрами рыхлительных зубьев (диаметр поперечного сечения, длина и угол заострения зуба).

На основании лабораторно-полевых экспериментов с широкозахватной цепной бороной, оснащенной усовершенствованными рабочими органами, установлено, что при изменении рабочей скорости агрегата с 15,0 до 21,0 км/ч тяговое сопротивление возрастает с 26,2 до 32,3 кН. Причем на скорости 21,0 км/ч отмечается снижение средней глубины обработки почвы с 4,0 до 3,6 см. На основании проведенных исследований можно рекомендовать в качестве основной рабочей скорости величину равную 18,0 км/ч.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. С.Д. Шепелёв — сбор статистической информации, планирование и реализация лабораторно-полевых экспериментов; М.В. Пятаев — обзор литературы, теоретические исследования, планирование и реализация лабораторного эксперимента; А.П. Зырянов — планирование и реализация лабораторно-полевых экспериментов; А.С. Шепелёв — планирование и реализация лабораторно-полевых экспериментов. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источник финансирования. Исследование и подготовка публикации проведены по результатам научно-исследовательской работы на тему «Обоснование конструктивных параметров и режимов работы цепной бороны для повышения эффективности процесса мульчирования почвы в условиях».

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы была использована иллюстрация «Рис. 1. Разработанный рабочий орган для цепной бороны», опубликованная ранее ([doi: 10.47336/0131-7393-2023-3-14-15]).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовались.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: S.D. Shepelev: collection of statistical information, planning and implementation of the laboratory-field experiments; M.V. Pyataev: literature review, planning and implementation of the laboratory experiment; A.P. Zyryanov: planning and implementation of the laboratory-field experiments; A.S. Shepelev: planning and implementation of the laboratory-field experiments. Thereby, all authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Ethics approval: Not applicable.

Funding source: The study and preparation of the paper were conducted according to the results of the scientific research “Justification of design parameters and operation modes of a chain harrow for increasing the efficiency of the soil mulching process in the conditions of the South Urals”. Agreement No. 082-03-2024-245/3 from 25.04.2024

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities or interests for the last three years related with for-profit or non-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: In creating this work, the illustration “Fig. 1. The developed working body for chain harrow”, published earlier ([doi: 10.47336/0131-7393-2023-3-14-15]), was used.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing is not applicable to this work, and no new data has been collected or created.

Generative AI: Generative AI technologies were not used for this article creation.

Provenance and peer-review: This paper was submitted to the journal on an initiative basis and was reviewed according to the usual procedure. Two external reviewers, a member of the editorial board and the scientific editor of the publication participated in the review.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Allen HP. *Direct seeding and minimum tillage*. Moscow: Agropromizdat; 1985. (In Russ.)
2. Kolmakov PP. *Minimal tillage of soil*. Moscow: Kolos; 1981. (In Russ.)
3. Suhov AN, Belyakov AM, Belyakov IA. *Mulching tillage in adaptive-landscape conservation agriculture of dry-steppe and semi-desert zones of the Lower Volga region*. Volgograd: Volgograd State Agrarian University; 2012. (In Russ.) EDN: WNACYN
4. Zhuk AF, Revyakin EL. *Development of machines for minimum and zero tillage*. Moscow: Rosinformagrotekh; 2007. (In Russ.)
5. Amantayev MA, Rybin VV. Increasing the efficiency of application of prickle chain tillage tools in early spring harrowing. In: *Aktual'nye problemy apk i innovacionnye puti ih resheniya. Sbornik statej po materialam Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*. Kurgan; 2021. (In Russ.) EDN: TAJNXY
6. Patent RUS № 214193 / 14.10.2022. Byul. № 29. Shepelev SD, Kravchenko EN, Pyataev MV. *Work body of the chain harrow*. (In Russ.) EDN: ACRCGR
7. Patent RUS № 225640 / 26.04.2024. Byul. № 12. Shepelev SD, Pyataev MV, Zyryanov AP. *Chain harrow*. (In Russ.) EDN: DOGMNA
8. Shepelev SD, Pyataev MV, Shepelev AS. Modernization of the working body of the chain harrow. *Selskiy Mechanizator*. 2023;3:14–15. (In Russ.) doi: 10.47336/0131-7393-2023-3-14-15 EDN: AESTOE
9. Benyukh OA, Kravchenko RI. Features of furrow formation with rotary and arrow-headed working bodies. *Tractors and agricultural machinery*. 2023;90(2):179–186. (In Russ.) doi: 10.17816/0321-4443-188660 EDN: QJDQKQ
10. Kravchenko RI. The results of the operational test of a mock-up sample of the tool with an active drive of rotary working bodies with an assessment of agrotechnical indicators. *Tractors and agricultural machinery*. 2023;90(6):515–522. (In Russ.) doi: 10.17816/0321-4443-568438 EDN: KSCUNF
11. Podolko PM. Modernization of the working body of the chain harrow. *Selskiy Mechanizator*. 2014;11:8–9. (In Russ.) EDN: AESTOE
12. Zvolinskiy VN, Mosyakov MA, Semichev SV. Experience and prospects of application of double-drum rotary tillage tools. *Tractors and agricultural machinery*. 2016;2:24–27. (In Russ.) EDN: VKWHOP

ОБ АВТОРАХ

*** Пятаев Максим Вячеславович,**

канд. техн. наук,
доцент «Эксплуатация машинно-тракторного парка,
и технология и механизация животноводства» Института
агроинженерии;
адрес: Россия, 454080, Челябинск, пр-кт Ленина, д. 75;
ORCID: 0000-0001-6570-5384;
eLibrary SPIN: 2502-0737;
e-mail: 555maxim@mail.ru

Шепелёв Сергей Дмитриевич,

д-р техн. наук, профессор,
проректор по научной и инновационной работе;
ORCID: 0000-0003-2578-2005;
eLibrary SPIN: 4848-4782;
e-mail: nich@sursau.ru

Зырянов Антон Павлович,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка,
и технология и механизация животноводства» Института
агроинженерии;
ORCID: 0000-0001-8059-0642;
eLibrary SPIN: 7411-0390;
e-mail: mtp-chgaa@mail.ru

Шепелёв Александр Сергеевич,

инженер кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного
парка, и технология и механизация животноводства»
Института агроинженерии;
ORCID: 0009-0008-6913-760X;
eLibrary SPIN: 8846-1707;
e-mail: AlShep@ya.ru

AUTHORS' INFO

*** Maxim V. Pyataev,**

Cand. Sci. (Engineering),
Assistant Professor of the Operation of the Machine and Tractor
Fleet, Technology and Mechanization of Livestock Department
of the Institute of Agroengineering;
address: 75 Lenina ave, Chelyabinsk, Russia, 454080;
ORCID: 0000-0001-6570-5384;
eLibrary SPIN: 2502-0737;
e-mail: 555maxim@mail.ru

Sergey D. Shepelev,

Dr. Sci. (Engineering), Professor,
Vice-Rector for Scientific and Innovative Work;
ORCID: 0000-0003-2578-2005;
eLibrary SPIN: 4848-4782;
e-mail: nich@sursau.ru

Anton P. Zyryanov,

Cand. Sci. (Engineering),
Assistant Professor of the Operation of the Machine and Tractor
Fleet, Technology and Mechanization of Livestock Department
of the Institute of Agroengineering;
ORCID: 0000-0001-8059-0642;
eLibrary SPIN: 7411-0390;
e-mail: mtp-chgaa@mail.ru

Alexander S. Shepelev,

engineer of the Operation of the Machine and Tractor Fleet,
Technology and Mechanization of Livestock Department
of the Institute of Agroengineering;
ORCID: 0009-0008-6913-760X;
eLibrary SPIN: 8846-1707;
e-mail: AlShep@ya.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author