

РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЯ

И.Е. Хазов¹, И.Р. Рахимов², Р.С. Рахимов², В.А. Алябьев^{3✉}

¹ ООО «Челябинский компрессорный завод», Челябинск, Россия

² Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия

³ Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

✉ aliabevva@susu.ru

Аннотация. В статье рассматривается конструкция вибрационного рабочего органа глубокорыхлителя, разработанного для способа обработки почвы, улучшающего энергетические и агротехнические показатели работы. Глубокое рыхление почвы позволяет улучшить качество обработки почвы. По результатам анализа рабочих органов орудий и способов снижения тягового сопротивления глубокорыхлителей (по типу рабочего органа, схеме расположения рабочих органов на раме орудия, применению вибрации рабочих органов) предложено конструктивное решение, которое позволит существенно снизить тяговое сопротивление почвы на рабочий орган, – использование в предлагаемой конструкции вибрации с использованием вибраторов, что позволит в том числе снизить затраты энергии при выполнении основной обработки почвы. Исследование свойств обрабатываемых почв с применением вибрации позволило обосновать в соответствии с поставленной в работе целью конструктивную схему передачи вибрации в рабочий орган почвообрабатывающего орудия. Предложена математическая модель определения тягового сопротивления глубокорыхлителя, позволяющая рассчитать величины сил, действующих на стойку рабочего органа, а также на составляющую его конструкции – вибрационное долото. Уточнение тягового сопротивления долота возникающей центробежной силой инерции его вращающего элемента (эксцентрика) позволяет оценить степень воздействия вибрации рабочего органа на почву. При определении параметров математической модели использованы значения параметров рабочих органов глубокорыхлителей и чизелей в условиях каменистых почв Южного Урала. Для составленной расчетной схемы рабочего органа определены его конструктивные параметры, получено существенное снижение тягового сопротивления чизельного орудия с применением вибрационного долота. Экспериментальное исследование спроектированного и изготовленного опытного образца рабочего органа с вибрационным долотом, проведенное в лабораторных условиях в соответствии с уточненной методикой, подтвердило расчетные данные по снижению тягового сопротивления и улучшению агротехнических показателей почвы.

Ключевые слова: конструкция глубокорыхлителя, параметры рабочего органа, вибрационное долото, оптимальные почвенные условия, тяговое сопротивление орудия, экспериментальное исследование

Для цитирования: Разработка вибрационного рабочего органа глубокорыхлителя / И.Е. Хазов, И.Р. Рахимов, Р.С. Рахимов, В.А. Алябьев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 2. С. 40–56. DOI: 10.14529/engin240204

Original article
DOI: 10.14529/engin240204

DEVELOPMENT OF A VIBRATORY WORKING ORGAN OF A SUBSOILER

I.E. Khazov¹, I.R. Rakhimov², R.S. Rakhimov², V.A. Alyabiev³✉

¹ Chelyabinsk Compressor Plant LLC, Chelyabinsk, Russia

² South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

³ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

✉ aliabevva@susu.ru

Abstract. The article considers the design of a vibrating working body of a subsoiler, developed for a method of tillage that improves energy and agrotechnical performance. Deep loosening of the soil allows to improve the quality of tillage. Based on the results of the analysis of the working bodies of the tools and methods for reducing the traction resistance of deep diggers (according to the type of working body, the layout of the working bodies on the frame of the tool, the use of vibration of the working bodies), a design solution is proposed that will significantly reduce the traction resistance of the soil to the working body, – the use of vibration in the proposed design using vibrators, which will allow, including It is necessary to reduce energy costs when performing basic tillage. The study of the properties of cultivated soils using vibration made it possible to substantiate, in accordance with the purpose set in the work, a constructive scheme for transmitting vibration to the working body of a tillage. A mathematical model is proposed for determining the traction resistance of a deep loader, which allows calculating the magnitude of the forces acting on the rack of the working body, as well as on a component of its design – a vibrating chisel. The refinement of the traction resistance of the chisel by the resulting centrifugal force of inertia of its rotating element (eccentric) makes it possible to assess the degree of vibration of the working body on the soil. When determining the parameters of the mathematical model, the values of the parameters of the working bodies of deep-diggers and chisels in the conditions of stony soils of the Southern Urals were used. For the calculated scheme of the working body, its design parameters were determined, and a significant decrease in the traction resistance of the chisel gun using a vibrating chisel was obtained. An experimental study of the designed and manufactured prototype of a working organ with a vibrating chisel, conducted in laboratory conditions in accordance with an updated methodology, confirmed the calculated data on reducing traction resistance and improving agrotechnical soil parameters.

Keywords: the design of the subsoiler, the parameters of the working body, a vibrating chisel, optimal soil conditions, the traction resistance of the tool, experimental research

For citation: Khazov I.E., Rakhimov I.R., Rakhimov R.S., Alyabiev V.A. Development of a vibratory working organ of a subsoiler. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024;24(2):40–56. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240204

Введение

Развитие агропромышленного комплекса, выполнение плановых задач производственной деятельности, обеспечение постоянно растущего спроса на продукты питания и сырья для перерабатывающей промышленности и решение изменяющихся задач в импортозамещении требуют повышения эффективности использования экономических ресурсов и прежде всего земельных угодий.

Поэтому рост урожайности сельскохозяйственных культур за счет повышения плодородия земли является важнейшей задачей в интенсификации производства в сельском хозяйстве.

В настоящее время в сельскохозяйственной практике применяются традиционная обработка почвы (с оборотом пласта почвы) и безотвальная.

Обработку почвы проводят с целью обеспечения развития корневой системы растений в почвенной среде, предотвращения разрушения почвы (ветровой и водной эрозии) и её переуплотнения, и, как следствие, повышения урожайности сельскохозяйственных культур.

Всем перечисленным и другим требованиям в полной мере соответствует чизельные орудия (глубококорыхлители), которые широко используются в последние десятилетия практически во всех регионах России для выполнения глубокого безотвального рыхления почвы.

В вопросах проектирования и производства данных орудий сохраняется актуальность снижения их тягового сопротивления посредством обоснования параметров рабочих органов, применения полезной вибрации для преодоления усилий, создаваемых переуплотненной почвой, одновременно улучшающей крошение почвы.

Глубокое рыхление и чизелевание почвы

Для традиционной обработки почвы характерны боронование, рыхление и оборот верхнего почвенного горизонта на глубину до 15 см. Данные операции способствуют оптимальному развитию корневой системы растений, так как позволяют нормализовать воздушный режим почвы, активировать развитие полезной микрофлоры, подрезать сорняки и уничтожить обитающих в почве вредителей, перемешать и распределять органические и минеральные удобрения.

Оборот почвы при традиционной обработке приводит к заделке пожнивных остатков сельскохозяйственных культур, тем самым располагая почву к прогреву, вследствие чего из пахотного горизонта испаряется влага, нарушая водный режим почвы, также после данной обработки почва предрасположена к ветровой эрозии.

Обработка почвы по традиционным технологиям характеризуется многократными проходами тяжелой сельскохозяйственной техники по поверхности поля, а неизменная глубина обработки способствует перемещению лишь верхних слоёв почвы, вследствие чего нижние слои неизбежно уплотняются, создавая плотный пласт земли, называемый «плужной подошвой» (рис. 1а). Толщина такого слоя, в зависимости от механического состава почв и степени влажности, может составлять от 12 до 17 см [1].

Вследствие переуплотнения почвы теряется её плодородный потенциал, так как плужная подошва не имеет достаточного количества пор для передвижения воды и воздуха. В засушливые периоды корни сельскохозяйственных культур не имеют доступа к влаге нижних слоёв почвы (рис. 1б) и, напротив, при избытке воды исключается возможность её проникновения глубже переуплотненного слоя, создавая условия возникновения водной эрозии. С образованием уплотненных слоёв «плужной подошвы» 1 и глубже лежащими уплотнениями 2 (см. рис. 1а) нарушается естественный обмен полезных веществ внутри почвы, вместе с тем снижается урожайность культурных растений.

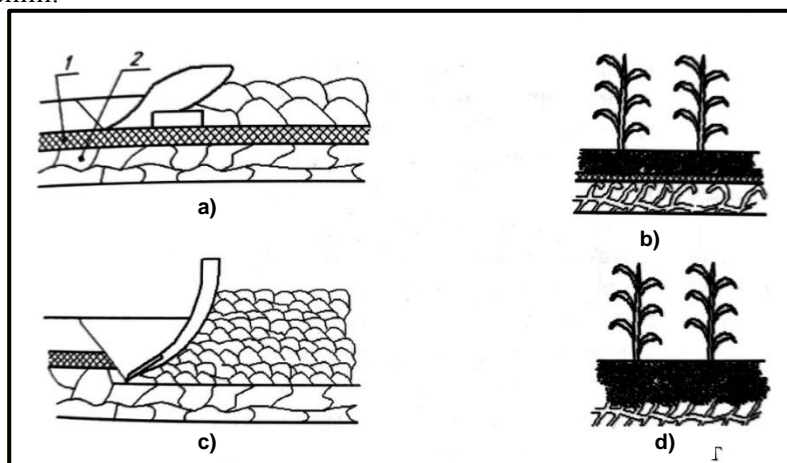


Рис. 1. Схема образования и разрушения «плужной подошвы»: а – образование «плужной подошвы» при работе лемешного плуга; б – передвижение воды и поведение корней растений до разрушения «плужной подошвы»; в – разрушение «плужной подошвы» при глубокой обработке почвы; г – передвижение воды и поведение корней растений после разрушения «плужной подошвы»

Fig. 1. Scheme of formation and destruction of the "plow sole": a – formation of the "plow sole" during the operation of a plowshare plow; b – movement of water and behavior of plant roots before the destruction of the "plow sole"; c – destruction of the "plow sole" during deep tillage; d – movement of water and behavior of plant roots after destruction of the "plow sole"

Обработка почвы глубококорыхлителями и чизельными орудиями является безотвальной обработкой, отличается существенным увеличением глубины рыхления (до 50 см и более). Сущность этой операции заключается в сохранении стерни предшествующей сельскохозяйственной культуры, создавая на поверхности поля мульчирующий слой, улучшении водопоглощающей и водо-сохраняющей способности почвы, разуплотнении нижних почвенных горизонтов и разрушении «плужной подошвы» (рис. 1с). Результатом применения глубококорыхлителей и чизелей является образование благоприятных условий в почве для поддержания необходимого растениям водно-воздушного режима. В засуху корни растений имеют доступ к запасам влаги нижних слоёв почвы (рис. 1d), а стерня и пожнивные остатки предшествующих культур резко сокращают испарение влаги из верхних слоёв почвы, но при превышении нормы осадков лишняя вода может проникать из верхних слоёв в нижние. В результате создаются оптимальные условия для роста и развития культурных растений [1–3].

В зависимости от применяемой технологии возделывания сельскохозяйственных культур глубокое рыхление может применяться как самостоятельная или как дополнительная операция. Как самостоятельная операция глубокое рыхление чизелями и глубококорыхлителями полностью заменяет отвальную вспашку. В качестве дополнительной операции глубокое рыхление применяют на отвальных и безотвальных агрофонах с целью разрушения уплотнённых слоёв почвы, углубляя пахотный горизонт раз в севооборот.

Безотвальная обработка чизелями и глубококорыхлителями обусловлена агротехническими требованиями:

- глубина обработки до 45 см (в зависимости от возделываемой культуры);
- не допускается отклонение от средней глубины обработки более 5 %;
- обработанное поле должно иметь ровную поверхность и сплошное рыхление на глубине 45 % от максимального заглубления рабочего органа орудия (без выравнивающего устройства допускается глубина борозд не более 30 % глубины обработки);
- при оптимальной влажности в обработанном слое поля должны преобладать комки почвы размером не менее 5 см, в верхнем слое (на глубине 5 см) после обработки не должно увеличиваться количество эрозийно опасных фракций почвы (пылевидные частицы менее 1 мм);
- сохранение стерни на поверхности поля – не менее 50 % от доли стерни до обработки;
- на глубине хода рабочих органов должны быть подрезаны корни сорных растений;
- поворотные полосы должны быть полностью обработаны;
- поля с уклоном более 3° должны быть обработаны поперек направления склона;
- безотвальная обработка глубококорыхлителями и чизелями с одновременным внесением минеральных и органических удобрений должна проводиться после дискования [4].

При обработке почвы глубококорыхлителями и чизелями на рабочие органы действует высокое сопротивление почвы. Переуплотнённая почва и плужная подошва только усугубляют ситуацию, повышая и без того высокое тяговое сопротивление машинно-тракторного агрегата (МТА) [5].

На практике показывают эффективность в снижении тягового сопротивления конструкционные решения, переводящие рабочие органы глубококорыхлителей в вариант активных, придавая им различного вида вибрацию [6].

Как почвы воспринимают вибрацию

Механическое воздействие на почву почвообрабатывающими агрегатами можно охарактеризовать как динамическое воздействие. Формы поведения почв при динамических воздействиях сводятся к нескольким реакциям, представленным на рис. 2 [7].

Динамические воздействия, такие как вибрации, колебания и прочее, существенно сказываются на свойствах несвязных грунтов и почв (сыпучих) и несколько меньше – на связных (глинистых и суглинистых). От источников возбуждения в упругой грунтовой среде распространяющиеся волны вызывают уменьшение трения между частицами почвы и общее уменьшение их сопротивления сдвигу [8].

В исследовании [9] рассматривается поведение суглинистых грунтов при воздействии вибрации частотой 50 Гц. После воздействия производился одноплоскостной срез для определения параметров прочности грунтов. Результаты показали тенденцию к снижению угла внутреннего трения на 30–66 %, также отмечается тенденция к снижению показателей прочностных свойств суглинков на 8–17 %.

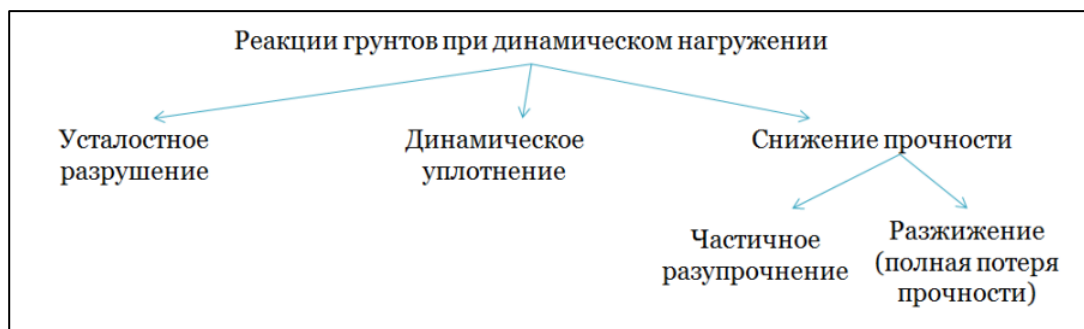


Рис. 2. Формы поведения почв при динамических воздействиях
Fig. 2. Forms of soil behavior under dynamic influences

При определенных условиях колебаний трение в почве (особенно несвязной) может настолько уменьшиться, что она приобретает свойства вибровязкости (вязкой жидкости) с трением внутренних частиц, приближенным к нулю.

Опыты Д.Д. Баркана показали, что величина коэффициента вибровязкости зависит от физического состояния почв и особенно их влажности [10].

На рис. 3 представлена зависимость сопротивления сдвигу мелкозернистого песка от степени его увлажненности. Из исследования следует, что наименьшее трение между частицами возникает в случае сухих и водонасыщенных песков, а при определенной влажности (в данном случае 13,8–14 %) мелкозернистый песок оказывает наибольшее сопротивление сдвигу. Данную зависимость нагляднее всего представляет песок, однако подобным образом себя ведут и супеси, суглинки и глинистые почвы.

Приведенные на рис. 3 данные показывают, что наиболее ощутимое воздействие оказывает механическое воздействие с применением вибраций на проникающий в почву элемент в случае сухих и водонасыщенных почв.

При длительном воздействии вибраций на почву после разуплотнения может возникнуть виброуплотнение. При колебаниях почвенных агрегатов под действием внешнего возбудителя происходит своего рода просеивание мелких частиц в порах почвы, вследствие чего пылевидные и эрозийно опасные фракции почвы, которые обладают низким сцеплением с окружающим составом, дают значительные осадки.

При действии внешней нагрузки уплотнения почв не возникает лишь до определенного критического значения величины ускорения колебаний, при его превышении имеет место виброуплотнение [10, 11].

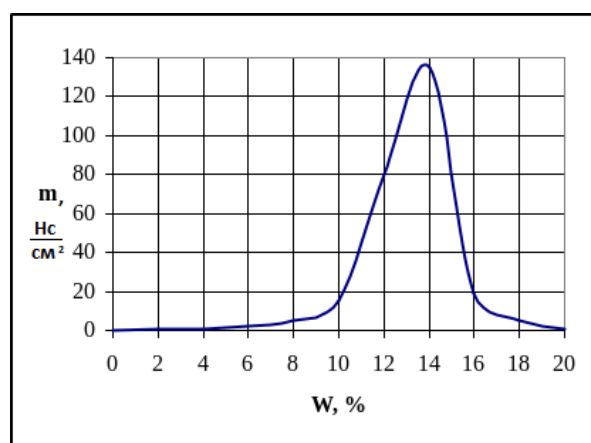


Рис. 3. Зависимость коэффициента вибровязкости почвы от влажности
Fig. 3. Dependence of the soil vibro-viscosity coefficient on humidity

Однако подобные явления при кратковременном воздействии на почвенный пласт, характерном при обработке почв движущимся агрегатом, практически не возникают.

Вибрации в рабочем органе почвообрабатывающего орудия при обработке почвы

Применение вибраций в конструкции рабочих органов глубококорыхлителей и чизелей снижает их тяговое сопротивление. В исследованиях [12, 13] выделяют несколько причин. При воздействии вибраций в зоне контакта вибрирующего рабочего органа с почвой образуется псевдосжиженный слой, в котором трение внутренних частиц существенно снижено, соответственно, во-первых, происходит снижение силы трения поверхностей рабочего органа о почву, во-вторых, снижаются затраты на деформацию почвенного горизонта, так как вместо сдвига всей области деформации рабочий орган перемещает значительную часть почвенных элементов в образовавшемся псевдосжиженном слое. Вибрирующие элементы стойки также способствуют снижению усилия резания стерни. В результате применение вибрации в процессе обработки почвы чизельными орудиями в контексте понижения тягового сопротивления агрегата повышает производительность МТА за счет увеличения ширины захвата орудия либо снижения энергетических затрат за счет снижения буксования движителей тягового трактора.

В исследованиях [12, 14, 15] указывают на особенности воздействия вибрационных орудий на почву в процессе её обработки. Увеличение амплитуды колебаний приводит к снижению глыбистости и гребнистости поверхности обработанного поля, также вибрация способствует сохранению стерни на поверхности поля. При увеличении скорости движения агрегата при обработке почвы без пропорционального увеличения частоты колебаний происходит снижение эффективности вибраций. Анализы гранулометрического состава обработанной вибрационным орудием почвы в слое до 40 см указывают на интенсивное воздействие на почвенные агрегаты размером 20–100 мм.

Широкое распространение получили конструкции рабочих органов глубококорыхлителей с демпфирующим элементом, обеспечивающим в процессе обработки почвы автоколебания стойки из-за изменения внутреннего состояния пласта почвы. Колебания подобного рода характеризуются как высокоамплитудная и низкочастотная вибрация, которая весьма эффективно снижает тяговое сопротивление агрегата.

Также известны конструкции глубококорыхлителей с принудительной вибрацией, посредством установки вибровозбудителя планетарного типа на раме орудия. Экспериментальные исследования показывают, что использование подобной принудительной вибрации позволяет повысить эффективность процесса основной безотвальной обработки почвы. Использование вибрации способствует снижению глыбистости на 18 % и гребнистости на 9,5 %, а также препятствует разрушению стерневого слоя на 29 % в сравнении с обработкой без вибраций.

Вибрационные глубококорыхлители с планетарным возбудителем выпускаются в серийном производстве за рубежом (McConnel SHAKERATOR 2500 GL A/R), а в России в варианте опытно-экспериментального орудия (глубококорыхлитель вибрационный ГВ-1,8) [15].

Недостатком вибраций планетарного возбудителя мы считаем вибрацию всего орудия из-за размещения вибратора непосредственно на раме глубококорыхлителя. Также для создания колебаний рамы с рабочими органами требуется массивный эксцентрик и, соответственно, немалое усилие для его вращения с высокой частотой колебаний. Отдельно стоит отметить, что вибрации передаются с рамы орудия на устройство навески трактора, что способствует снижению надежности и срока эксплуатации МТА.

Определение тягового сопротивления рабочего органа

Согласно теории возделывания сельскохозяйственных культур безотвальной обработкой, один раз за ротацию севооборота проводится рыхление на глубину до 45 см, однако для почв Южного Урала и, в частности, Челябинской области выполнение данной операции весьма проблематично. Исследованиями установлено, что до 20 % пахотных земель степной зоны Челябинской области на глубине от 20 до 25 см засорены камнями и валунами, на глубине свыше 35 см преобладает глинистый слой, что обуславливает определенные особенности глубокого рыхления данных почв [16, 17].

Региональные исследования, а также опыт применения сельскохозяйственных орудий указывают на применение предохранительных технологий в конструкции почвообрабатывающих машин и поиск эффективных способов снижения тягового сопротивления чизельных орудий.

Основываясь на исследовании [16], определим тяговое сопротивление рабочего органа чизельных орудий и глубокорыхлителей в условиях каменистых почв Южного Урала. Тяговое сопротивление чизельного рабочего органа R определяем по формуле

$$R = R_{cm} + R_{\delta}, \quad (1)$$

где R_{cm} , R_{δ} – силы, действующие соответственно на стойку и долото чизельного рабочего органа, кН.

Конструкционные параметры, указанные в формулах (2)–(6), отражены на рис. 4.

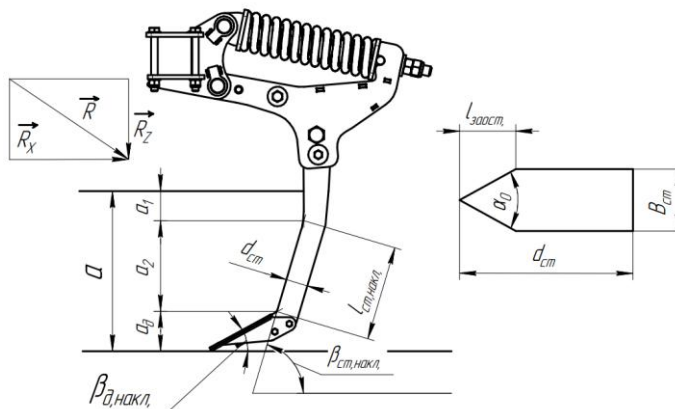


Рис. 4. Параметры рабочего органа, применяемые в формулах
Fig. 4. Parameters of the working body used in formulas

Силу, действующую на стойку чизельного рабочего органа, определим по формуле

$$R_{x(1)}^{cm} = a_1 l_{заост} 2\rho = a_1 \frac{B_{cm}}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}} 2\rho, \quad (2)$$

где $\sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{B_{cm}}{2l_{заост}}$, $l_{заост} = \frac{B_{cm}}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}}$, a_1 – глубина хода вертикальной части чизельного рабоче-

го органа, м; $l_{заост}$ – заостренная часть стойки чизельного рабочего органа, м; ρ – удельное давление почвы, $\frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$; B_{cm} – толщина стойки чизельного рабочего органа, м; α_0 – угол заострения стойки рабочего органа, град.

$$R_{x(2.1)}^{cm} = a_1 l_{заост} 2\rho = a_1 \frac{B_{cm}}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}} 2\rho f, \quad (3)$$

где f – коэффициент трения почвы о сталь; $\beta_{ст.накл}$ – угол наклона стойки чизельного рабочего органа ко дну борозды, град.

$$R_{x(2.2)}^{cm} = (a - a_1 - l_{\delta} \sin \beta_{\delta,накл}) \left(d_{cm} - \frac{B_{cm}}{2 \tan \frac{\alpha_0}{2}} \right) 2\rho f, \quad (4)$$

где a – глубина обработки почвы, м; d_{cm} – ширина стойки чизельного рабочего органа, м; $\beta_{\delta,накл}$ – угол наклона долота ко дну борозды, град.; l_{δ} – длина долота, м.

$$R_{x(3.1)}^{cm} = a_1 \left(d_{cm} - \frac{B_{cm}}{2tg \frac{\alpha_0}{2}} \right) 2\rho f. \quad (5)$$

$$R_{x(3.2)}^{cm} = (a - a_1 - l_\theta \sin \beta_{\theta,накл}) \left(d_{cm} - \frac{B_{cm}}{2tg \frac{\alpha_0}{2}} \right) 2\rho f. \quad (6)$$

Тогда для результирующей силы R_x^{cm} запишем:

$$\begin{aligned} R_x^{cm} &= R_{x(1)}^{cm} + R_{x(2.1)}^{cm} + R_{x(2.2)}^{cm} + R_{x(3.1)}^{cm} + R_{x(3.2)}^{cm} = \\ &= a_1 \frac{B_{cm}}{2 \sin \frac{\alpha_0}{2}} 2\rho(1+f) + (2a - a_1 - 2l_\theta \sin \beta_{\theta,накл}) \left(d_{cm} - \frac{B_{cm}}{2tg \frac{\alpha_0}{2}} \right) 2\rho f. \end{aligned} \quad (7)$$

Силу, действующую на долото рабочего органа чизеля, определим по формуле [18]:

$$\vec{R}_\theta = \vec{R}_x^\theta + \vec{R}_z^\theta. \quad (8)$$

Горизонтальную составляющую силы R_x^θ находим по зависимости:

$$R_x^\theta = \frac{KaB_\theta}{2}, \quad (9)$$

где K – удельное сопротивление почвы на глубине хода чизельного рабочего органа; a – глубина обработки, м; B_θ – ширина долота, м.

Вертикальную составляющую силы R_z^θ находим по зависимости:

$$R_z^\theta = \frac{KaB_\theta}{2} tg \beta_{\theta,накл}. \quad (10)$$

Подставим формулы (9) и (10) в (8), выполнив сложение векторов, получим зависимость:

$$R_\theta = \frac{KaB_\theta}{2 \cos \beta_{\theta,накл}}. \quad (11)$$

Проектирование вибрационного долота рабочего органа глубококорыхлителя

В процессе поиска экономически выгодного и эффективного способа применения вибраций рабочего органа нами были разработаны схемы, эскизы и 3D-модели вибрационных рабочих органов с приводом кулачкового типа, по принципу отбойного молотка и с вибрационным долотом. Производство первых двух вариантов оценивалось как дорогостоящее и нецелесообразное, также конструкция стойки кулачкового типа содержала детали с низким рабочим ресурсом из-за условий работы механизма, а рабочий орган по принципу отбойного молотка из-за конструкции самого вибратора имел низкую ремонтпригодность. Вследствие анализа рассматриваемых вариантов нами была выбрана стойка с вибрационным долотом. Долото с жестко прикрепленным виброэлементом с эксцентриком внутри присоединено к стойке пружинными штифтами, что позволяет создаваемым эксцентриком вибрациям не поглощаться стойкой, а распространяться в почве, разрушая комки и помогая преодолеть переуплотненную структуру почвы. Эксцентрик приводится в движение через гибкий вал. Наличие гибкого вала позволяет применить централизованный редуктор, устанавливаемый на раме орудия, который может передавать вращение на несколько гибких валов одновременно.

С целью предварительной оценки влияния вибраций на технологический процесс обработки почвы определим степень воздействия вибраций на почву, для этого определим центробежную силу инерции вращающейся части рабочего органа по формуле:

$$J_{ц\delta} = mr\omega^2, \quad (12)$$

где m – масса вращающейся части вибрационного (далее эксцентрик) долота, кг; r – смещение центра масс эксцентрика относительно оси его вращения, м; ω – угловая скорость вращения эксцентрика, об/с.

Параметры вибрационного долота представлены на рис. 5, 6.

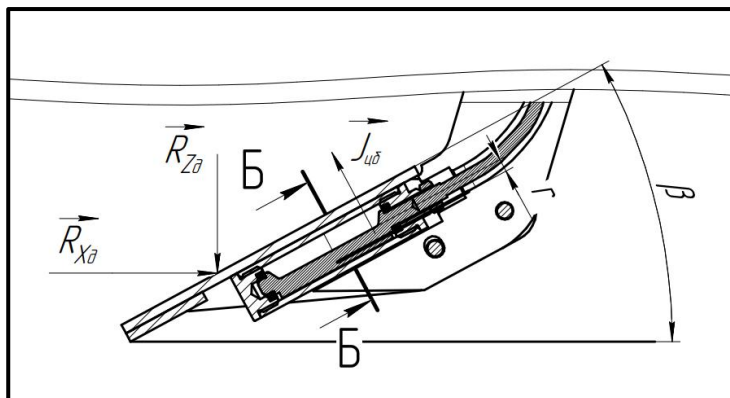


Рис. 5. Вибрационное долото с эксцентриком в разрезе
Fig. 5. Vibrating chisel with an eccentric in the section

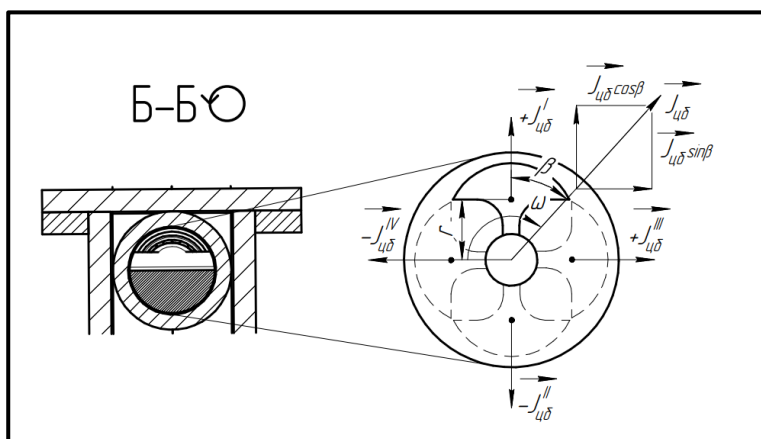


Рис. 6. Направление сил и параметры при вращении эксцентрика
Fig. 6. Direction of forces and parameters during rotation of the eccentric

Для угловой скорости вращения эксцентрика:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (13)$$

где n – частота вращения эксцентрика, об/мин.

Запишем период колебаний долота:

$$V = T\omega,$$

$$T = \frac{V}{\omega}, \quad (14)$$

где T – период колебаний долота, м; V – скорость движения рабочего органа, м/с.

Центробежная сила инерции $\vec{J}_{цб}$ является силой, вектор которой направлен в противоположную сторону силе тягового сопротивления долота \vec{R}_d под углом, перпендикулярным поверхности долота. Для определения суммарной величины сопротивления долота рабочего органа чизельного орудия выполним операцию вычитания вектора $\vec{J}_{цб}$ из вектора \vec{R}_d (схема сил представлена на рис. 7).

$$\vec{R}_d' = \vec{R}_d - \vec{J}_{цб}. \quad (15)$$

Вследствие воздействия центробежной силы на почву тяговое сопротивление долота уменьшится и отклонится на угол α , снижая степень воздействия объема почвы, зависящего от глубины обработки почвообрабатывающей машины, на долото в вертикальном направлении.

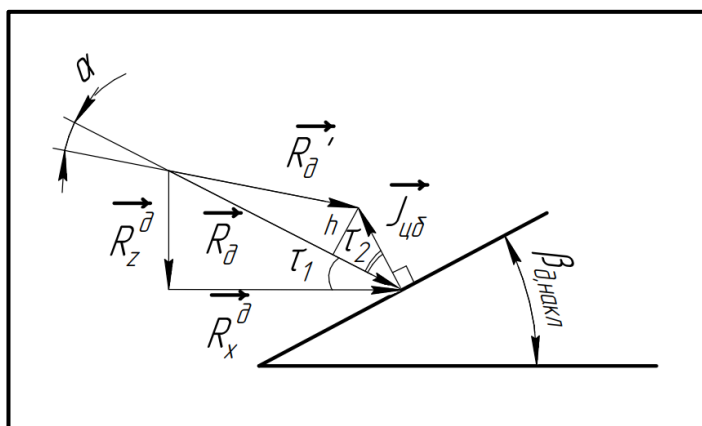


Рис. 7. Схема изменения сопротивления почвы долоту под действием вибрации долота
Fig. 7. Diagram of the change in soil resistance to the chisel under the action of the vibration of the chisel

Степень влияния на взрыхление почвы можно определить неравенством перпендикулярной силы воздействия сопротивления почвы долоту и центробежной силы, создаваемой вибрационным долотом.

На основе приведенных формул рассчитаем изменение сопротивления почвы чизельному рабочему органу, а также определим влияние вибраций на сдвиг почвенного пласта.

Предварительный расчет стойки с вибрационным долотом

Опытным путем, а также расчетами определены диапазоны параметров рабочих органов глубококорыхлителей и чизелей в условиях почв Южного Урала [16, 18]. Для расчетов использованы следующие значения величин, входящих в формулы: $a = 0,35$ м; $B_{см} = 0,03$ м; $f = 0,4$; $\alpha_0 = 60^\circ$; $d_{см} = 0,066$ м; $q = 41 \dots 207$ Н/м³; $B_d = 0,07$ м; $\beta_{ст.накл} = 73^\circ$; $\beta_{д.накл} = 28^\circ$; $l_d = 0,21$ м; $l_{ст.накл} = 0,263$ м; $l_{заост} = 0,026$ м; $K = 40 \dots 100$ кН/м².

Расчетная схема чизельного рабочего органа, включающая обозначенные параметры, представлена на рис. 8.

Согласно формуле (5) $R_{x(3.1)}^{cm} = 0$, так как рассматриваемая форма рабочего органа не содержит участка стойки вертикально воспринимающего сопротивление почвы при заданной глубине обработки, следовательно, параметр $a_1 = 0$. Аналогично значения $R_{x(2.1)}^{cm}$, $R_{x(3.1)}^{cm}$ будут равняться 0.

Удельное давление почвы выражается по формуле:

$$\rho = \frac{K}{\cos\left(\frac{\alpha}{2 + \varphi}\right)}, \quad (16)$$

где φ – угол трения почвы о рабочую поверхность долота, определяется по формуле [13]:

$$\varphi = 50,5^\circ - 0,45\beta_{\text{д.накл.}} \quad (17)$$

Подставим значения в формулы (17) и (16) и получим $\varphi = 38^\circ$, $\rho = 40,4 \dots 101 \text{ кН/м}^2$.
Используем полученные значения в формулах (4) и (6).

$$R_{x(2,2)}^{cm} = 0,33 \dots 0,82 \text{ кН}; R_{x(3,2)}^{cm} = 0,325 \dots 0,81 \text{ кН.}$$

Таким образом получаем сопротивление стойки рабочего органа:

$$R_x^{cm} = 0,655 \dots 1,63 \text{ кН.}$$

Сопротивление долота вычислим по формуле (11):

$$R_d = 5,5 \dots 13,8 \text{ кН.}$$

Тем самым суммарное сопротивление рабочего органа будет следующим:

$$R = R_{cm} + R_d = 6,15 \dots 15,43 \text{ кН.}$$

Приложив вибрацию к долоту с параметрами $r = 0,005 \text{ м}$; $m = 0,13 \text{ кг}$; $n = 400 \text{ об/мин}$, учитывая период колебаний рельефа поля $T_1 = 0,1 \dots 10$ и более м (низкочастотные колебания), рассчитаем центробежную силу долота по формуле (12).

В качестве исследуемой частоты вращения используем 400 об/мин.

Таким образом, подставив значения в формулу (13), получим значение угловой скорости $\omega = 41 \text{ об/с}$, соответственно, $J_{цб} = 1,09 \text{ кН}$.

Угол между силой сопротивления почвы долоту R_d и дном борозды обозначим как τ_1 , также угол между R_d и $J_{цб}$ обозначим как τ_2 .

Определим угол τ_1 тригонометрически, через синус данного угла, полученное значение преобразуем в градусы.

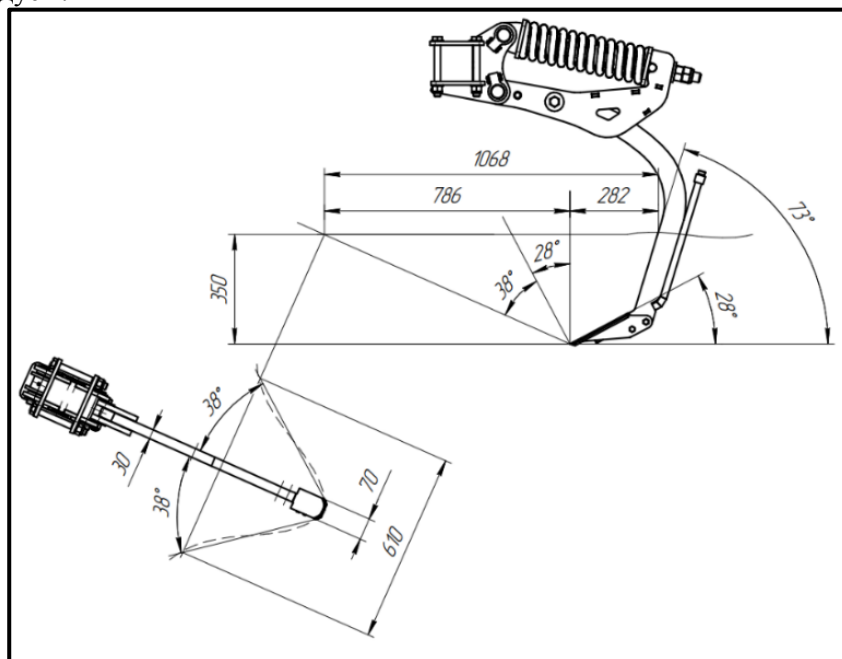


Рис. 8. Расчетная схема чизельного рабочего органа
Fig. 8. Calculation scheme of the chisel working body

Для соотношения $\sin \tau_1 = R_c^d / R_d = 0,472$ находим угол $\tau_1 = 28^\circ$, следовательно, $\tau_2 = 34^\circ$.

Используя расчетные значения, получим $R_d' = 4,676 \dots 12,9 \text{ кН}$. При этом угол воздействия силы сопротивления почвы долоту смещается на $2,5^\circ \dots 7,5^\circ$. Из расчета тягового сопротивления чизельного орудия с применением вибрационного долота следует, что сопротивление снижается на $6,5 \dots 15 \%$.

Проверка расчетов. Эксперимент

Для оценки влияния вибрации на тяговое сопротивление рабочего органа была выполнена работа по проектированию (рис. 9) и изготовлению опытного образца чизельного рабочего органа с вибрационным долотом (рис. 10), закрепленного на рамке через подшипниковые узлы с возможностью перемещения рабочего органа в продольно-вертикальной плоскости, с тензозвеном для снятия показаний тяговой нагрузки с рабочего органа. Колебания долота создает грузик со смещенным центром масс, приводимый во вращение через гибкий вал от электродвигателя.

Экспериментальное исследование рабочего органа с вибрационным долотом для глубокой обработки почвы проведены в почвенном канале ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет».

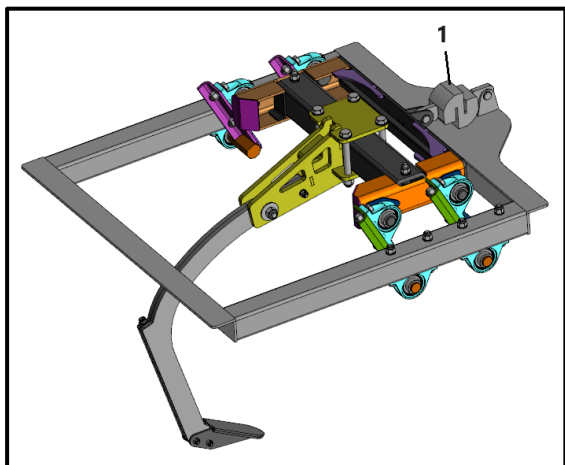


Рис. 9. Модель экспериментальной установки
Fig. 9. Model of the experimental setup



Рис. 10. Экспериментальная установка
Fig. 10. Experimental setup

Перед серией опытов были определены условия проведения эксперимента. Влажность почвы определялась по ГОСТ 17.4.3.01, ГОСТ 17.4.4.02 и ГОСТ 12071, которые определяют методы отбора проб, упаковки, транспортировки, хранения и высушивания почвы [19, 20].

Для определения твердости почвы был использован твердомер Ревякина.

Влажность почвы на глубине до 35 см была в пределах 8–12 %, твердость почвы – 32 кПа.

Опыты проводились в двух вариациях [20]:

- без вибрации;
- с вибрацией.

Тяговое сопротивление рабочего органа определено согласно описанной методике.

Для определения тягового сопротивления рабочего органа с применением вибрации проводилось три повторности эксперимента. В каждой повторности рабочий орган смещался на рамке на расстояние между гребнями после прохода рабочего органа. Перед следующей повторностью почва уплотнялась.

Следует отметить, что расчетная скорость вращения грузика со смещенным центром масс в 400 об/мин не показала существенного изменения тягового сопротивления в сравнении с проходом без вибраций. Однако увеличение скорости вращения грузика приводило к значительному возрастанию колебаний долота. Поэтому последующие опыты проводились на максимальных оборотах используемого электродвигателя, а именно 2800 об/мин.

Результаты измерения тягового сопротивления представлены в виде осциллограмм первой, второй и третьей повторности на рис. 11а, 12а, 13а соответственно, содержащих проход рабочего органа по почвенному каналу без вибрации и с её применением, также представлены аппроксимированные графики к каждому опыту (рис. 11б, 12б, 13б).

Проведена обработка каждой осциллограммы и определен процент различия сопротивления рабочего органа:

- в первом опыте тяговое сопротивление снижается на 9 %;
- во втором опыте тяговое сопротивление снижается на 21 %;
- в третьем опыте тяговое сопротивление снижается на 6 %.

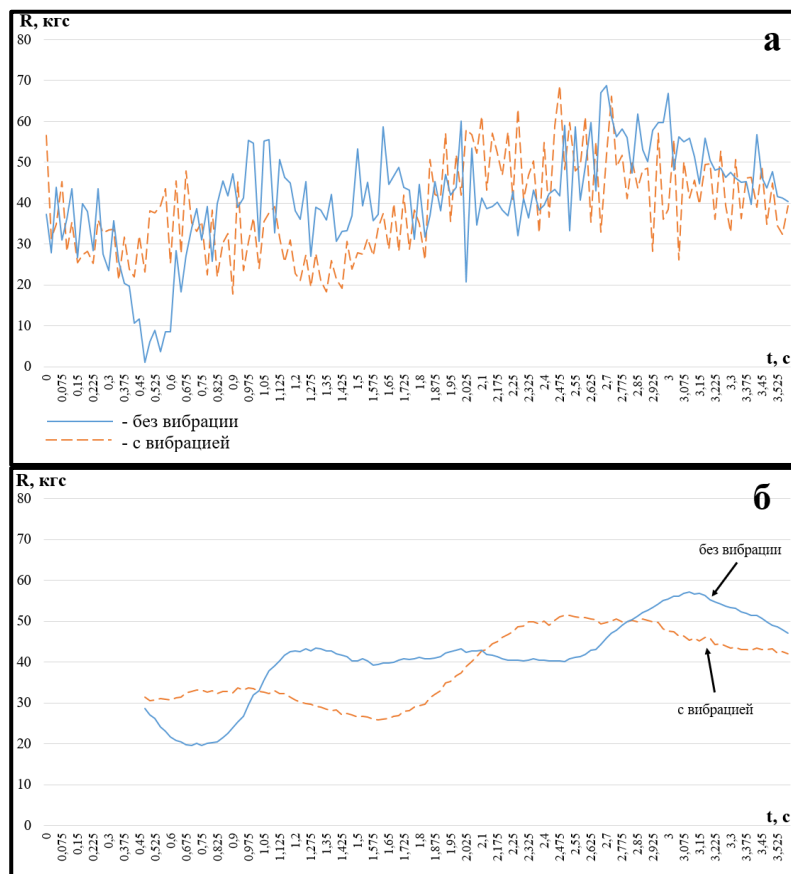


Рис. 11. Результаты тягового сопротивления первого опыта
Fig. 11. The results of the traction resistance of the first experiment

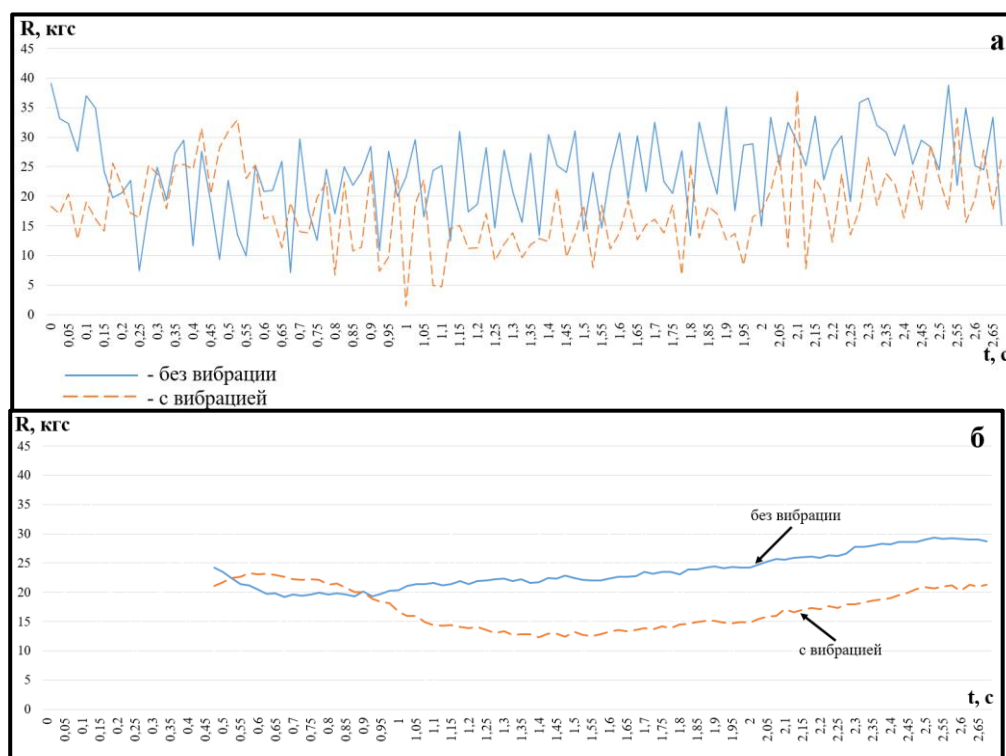


Рис. 12. Результаты тягового сопротивления второго опыта
Fig. 12. The results of the traction resistance of the second experiment

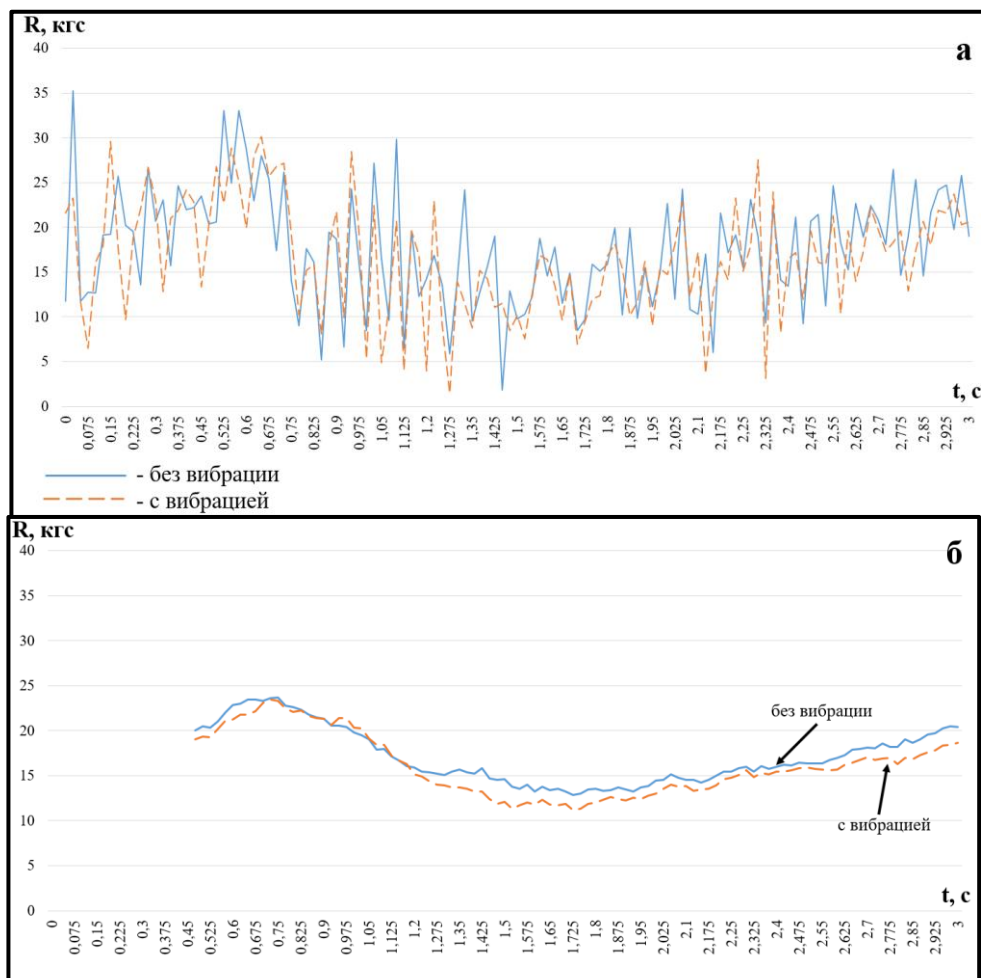


Рис. 13. Результаты тягового сопротивления третьего опыта
Fig. 13. The results of the traction resistance of the third experiment

Выводы

1. Для предлагаемой в статье конструкции рабочего органа чизельного орудия были определены его параметры. Расчеты указывают на снижение тягового сопротивления при применении вибрационного долота, на 6,5...15% в зависимости от изменяющегося удельного сопротивления почвы на глубине хода чизельного рабочего органа.

Разработан экспериментальный образец вибрационной стойки со следующими параметрами:

- ширина стойки – 30 мм;
- длина стойки – 66 мм;
- угол наклона стойки – 73° ;
- ширина долота – 70 мм;
- длина долота – 210 мм;
- угол постановки долота ко дну борозды – 28° ;
- масса эксцентрика – 130 грамм;
- максимальные обороты гибкого вала – 8000 об/мин.

2. Для определения влажности и твердости почвы, определения агротехнических и энергетических показателей работы рабочего органа и определения погрешности измерений были учтены и использованы методики проведения эксперимента в лабораторных условиях почвенного канала.

3. Проведенный в лабораторных условиях эксперимент показал, что применение вибрации рабочего органа в процессе обработки почвы снижает его тяговое сопротивление до 21% в сравнении со стойкой без вибрации. Математическая модель влияния вибраций на почву и тяговое сопротивление требует уточнения. Также следует отметить необходимость проведения испытаний стойки с вибрационным долотом в условиях реальной эксплуатации.

Список литературы

1. Давлетшин М.М., Мударисов С.Г., Тихонов В.В., Фархутдинов И.М. Чизельные плуги и глубокорыхлители. Уфа, 2014. 152 с.
2. Romanuk N. et al. Improvement of the Design of the Plow-Subsoiler-Fertilizer to Increase Soil Fertility // *Journal of Terramechanics*. 2023. Vol. 106. P. 89–93. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.01.001>
3. Odey S.O., Manuwa S.I. Subsoiler development trend in the alleviation of soil compaction for sustainable agricultural production // *International Journal of Engineering Inventions*. 2018. Vol. 7(8). P. 29–38.
4. Иофинов А.П., Баширов Р.М., Мударисов С.Г. Проблемы управления качеством сельскохозяйственной техники. Уфа: Гилем, 1999. 158 с.
5. Syromyatnikov Yu. et al. Selection of Parameters of the Disc Working Bodies of the Ripping-Separating Machine for Soil Treatment // *Journal of Terramechanics*. 2023. Vol. 108. P. 1–5. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.03.005>
6. Циммерман М.З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин. М: Машиностроение, 1978. 295 с.
7. Строчкова Л.А. Динамика грунтов: учебное пособие. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2018. 190 с.
8. Трояновская И., Grebenschikova O., Zhitenko I. Process of Soil Destruction: Experimental Results // *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 298, no. 00041. <https://doi.org/10.1051/matec-conf/201929800041>
9. Полуниин В.М., Черемхина А.П. Изменение прочностных параметров дисперсных грунтов после высокочастотного вибрирования // *Construction and Geotechnics*. 2021. № 1. С. 46–56.
10. Баркан Д.Д. Виброметод в строительстве. М.: Госстройиздат, 1959. 315 с.
11. Xin L., Liang J., Qiu L. Dynamic analysis and experimental research of vibratory subsoiler system // *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*. 2013. Vol. 48(2). P. 1195–1201.
12. Нагайка М.А., Шукин С.Г., Головатюк В.А. Исследование воздействия вибрации рабочих органов глубокорыхлителя на структуру корнеобитаемого слоя почвы // *Вестник КрасГАУ*. 2018. № 6. С. 126–131.
13. Tabatabaekolour R., Seyedi S.R.M. Effect of vibratory and non-vibratory subsoiling on the soil engineering properties // *International Conference of Agricultural Engineering CIGR-AgEng July 8–12. Valencia, Spain, 2012*.
14. Wang Y. et al. Modeling the interaction of soil and a vibrating subsoiler using the discrete element method // *Computers and electronics in agriculture*. 2020. Vol. 174, no. 105518.
15. Нагайка М.А. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибрационного глубокорыхлителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2016.
16. Рахимов Р.С., Драничников А.А., Обоснование параметров чизельного рабочего органа для обработки каменистых почв // *Достижение науки и техники АПК*. 2013. С. 73–76.
17. Syromyatnikov Yu. et al. Chisel tillage under spring barley in the forest-steppe // *Acta Technologica Agriculturae*. 2024. Vol. 27(1). P. 30–34. <https://doi.org/10.2478/ata-2024-0005>
18. Капов С.Н. Механико-технологические основы разработки энергосберегающих почвообрабатывающих машин: дис... д-ра техн. наук. Челябинск, 1987.
19. Syromyatnikov Yu. et al. Productivity of Tillage Loosening and Separating Machines in an Aggregate with Tractors of Various Capacities // *Journal of Terramechanics*. 2021. Vol. 98. P. 1–6. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.09.002>
20. Li X. et al. Performance parameter optimization and experiment of forced-vibration subsoiler // *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 31(21). P. 17–24.

References

1. Davletshin M.M., Mudarisov S.G., Tikhonov V.V., Farkhutdinov I.M. *Chizel'nyye plugi i glubokorykhliteli* [Chisel plows and subsoilers]. Ufa, 2014. 152 p.
2. Romanuk N. et al. Improvement of the Design of the Plow-Subsoiler-Fertilizer to Increase Soil Fertility. *Journal of Terramechanics*, 2023, vol. 106, pp. 89–93. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.01.001>

3. Odey S.O., Manuwa S.I. Subsoiler development trend in the alleviation of soil compaction for sustainable agricultural production. *International Journal of Engineering Inventions*, 2018, vol. 7(8), pp. 29–38.
4. Iofinov A.P., Bashirov R.M., Mudarisov S.G. *Problemy upravleniya kachestvom sel'sko-khozyaystvennoy tekhniki* [Problems of quality management of agricultural machinery]. Ufa, 1999. 158 p.
5. Syromyatnikov Yu. et al. Selection of Parameters of the Disc Working Bodies of the Ripping-Separating Machine for Soil Treatment. *Journal of Terramechanics*, 2023, vol. 108, pp. 1–5. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.03.005>
6. Zimmerman M.Z. *Rabochiye organy pochvoobrabatyvayushchikh mashin* [Working bodies of tillage machines]. Moscow, 1978. 295 p.
7. Strokova L.A. *Dinamika gruntov* [Soil dynamics]. Tomsk, 2018. 190 p.
8. Troyanovskaya I., Grebenshchikova O., Zhitenko I. Process of Soil Destruction: Experimental Results. *MATEC Web of Conferences*, 2019, vol. 298, no. 00041. <https://doi.org/10.1051/matec-conf/201929800041>
9. Polunin V.M., Cheremkhina A.P. [Change in strength parameters of dispersed soils after high-frequency vibration. *Construction and Geotechnics*, 2021, no. 1, pp. 46–56. (In Russ.)
10. Barkan D.D. *Vibrometod v stroitel'stve* [Vibromethod in construction]. Moscow, 1959. 315 p.
11. Xin L., Liang J., Qiu L. Dynamic analysis and experimental research of vibratory subsoiler system. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 2013, vol. 48(2), pp. 1195–1201.
12. Nagaika M.A., Shchukin S.G., Golovatyuk V.A. [Investigation of the effect of vibration of the working organs of the deep-miner on the structure of the root layer of the soil]. *Bulletin of KrasGAU*, 2018, vol. 6, pp. 126–131.
13. Tabatabaekoloor R., Seyedi S.R.M. Effect of vibratory and non-vibratory subsoiling on the soil engineering properties. *International Conference of Agricultural Engineering CIGR-AgEng*, July 8–12 – Valencia, Spain, 2012.
14. Wang Y. et al. Modeling the interaction of soil and a vibrating subsoiler using the discrete element method. *Computers and electronics in agriculture*, 2020, vol. 174, no. 105518.
15. Nagaika M.A. *Obosnovaniye konstruktivno-rezhimnykh parametrov vibratsionnogo glubokorykhlyatelya – avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk* [Substantiation of the design and operating parameters of a vibrating subsoiler. abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences]. Novosibirsk, 2016.
16. Rakhimov R.S., Dranichnikov A.A., [Substantiation of the parameters of a chisel working organ for processing stony soils]. *Achievement of science and technology of the agroindustrial complex*, 2013, pp. 73–76. (In Russ.)
17. Syromyatnikov Yu. et al. Chisel tillage under spring barley in the forest-steppe. *Acta Technologica Agriculturae*, 2024, vol. 27(1), pp. 30–34. <https://doi.org/10.2478/ata-2024-0005>
18. Капов С.Н. *Mekhaniko-tekhnologicheskkiye osnovy razrabotki energosberegayushchikh pochvoobrabatyvayushchikh mashin. Diss...doct. tekhn. nauk* [Mechanical and technological foundations of the development of energy-saving tillage machines. Diss...doct. Technical Sciences]. Chelyabinsk, 1987.
19. Syromyatnikov Yu. et al. Productivity of Tillage Loosening and Separating Machines in an Aggregate with Tractors of Various Capacities. *Journal of Terramechanics*, vol. 98, 2021, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.09.002>
20. Li X. et al. Performance parameter optimization and experiment of forced-vibration subsoiler. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2015, vol. 31(21), pp. 17–24.

Информация об авторах

Хазов Илья Евгеньевич, инженер-конструктор департамента сельскохозяйственных машин, ООО «Челябинский компрессорный завод», Челябинск, Россия; khazoviliya@mail.ru

Рахимов Ильдар Раисович, доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторов, сельскохозяйственных машин и земледелия», Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия; ildar@bk.ru

Рахимов Раис Саитгалеевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник ИНИЦ, Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия.

Алябьев Вадим Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; aliabevva@susu.ru

Information about the authors

Пиля Е. Khazov, Design engineer of the Department of Agricultural Machinery, Chelyabinsk Compressor Plant LLC, Chelyabinsk, khazoviliya@mail.ru

Идар Р. Rakhimov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Tractors, Agricultural Machinery and Agriculture, South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, ildarr@bk.ru

Rais S. Rakhimov, Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher at INITS South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk

Vadim A. Alyabiev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Wheeled and Tracked Vehicles, South Ural State University, Chelyabinsk, aliabevva@susu.ru

Статья поступила в редакцию 19.05.2024; принята к публикации 10.06.2024.

The article was submitted 19.05.2024; accepted for publication 10.06.2024.