

Д.Ю. Дручинин, О.Р. Дорняк, М.Ю. Воскобойник

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОПАНИЯ ПОЧВЫ
РАБОЧИМ ОРГАНОМ ВЫКОПОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ПРИ ЗАГОТОВКЕ КРУПНОМЕРНОГО ПОСАДОЧНОГО МАТЕРИАЛА**

Введение. В настоящее время для озеленения городских территорий и реализации проектов ландшафтного дизайна активно используется крупномерный посадочный материал, пересаживаемый с комом почвы для лучшего сохранения корневой системы и, следовательно, приживаемости растения после пересадки [Литвяков, 1976; Юдина и др., 2020; Kumar, 2022]. В лесном хозяйстве саженцы-крупномеры также имеют перспективу применения при создании лесосеменных плантаций и реконструкции насаждений, образующих «зеленый пояс» городов [Коротков, 2017; Дручинин, 2020]. Для выкопки крупномерного посадочного материала, выращиваемого в лесных и декоративных питомниках, используется специальное выкопочное оборудование. При проектировании данного вида техники одним из основных вопросов является выбор формы подкапывающих рабочих органов, функционирующих по принципу ковшей землеройных машин. Осуществляемый при этом процесс копания подразумевает резание почвы при ее отделении от почвенного массива с одновременным перемещением почвенных объемов внутри рабочего органа и спереди от него. Поэтому поперечный профиль подкапывающей скобы, помимо влияния на образующуюся форму почвенного кома растения, его размеры и массу, в первую очередь определяет характеристики энергоемкости рабочего процесса выкопки крупномерных растений при внедрении рабочего органа в почву.

При функционировании землеройных и почвообрабатывающих машин их рабочими органами осуществляется процесс резания грунта, который характеризуется повышенными энергетическими затратами [Берестов, Стригоцкая, 2003]. Учеными ведутся исследования по снижению затрат энергии при работе землеройных машин: экскаваторов, скреперов, бульдозеров и т.д. – которые направлены на определение оптимальных режимов работы и параметров оборудования для снижения сил сопротивления копанию и резанию, в частности, грунтов с различными характеристиками.

К настоящему времени уже реализован целый комплекс исследований по теории резания грунтов, основу которой заложил академик В.П. Горячкин, предложив формулу для вычисления общего сопротивления сельскохозяйственного плуга [Горячкин, 1965]. Однако рабочие процессы землеройных машин имеют целый ряд особенностей. Развитие теории резания грунта применительно к эксплуатации экскаваторов, скреперов и бульдозеров продолжил Н.Г. Домбровский, который, изучая резание грунта одноковшовыми экскаваторами, предложил формулу для определения усилия копания грунта [Домбровский, 1961].

В дальнейшем взаимодействие рабочих органов землеройных машин с почвенной средой в разное время изучалось Зелениным А.Н., Резником Н.Е., Ветровым Ю.А. и др. [Ветров, 1971; Зеленин и др., 1975; Резник, 1975]. Выполненные ими исследования различных землеройных машин опирались на теории разрушения грунтов.

Совершенствование оборудования для разработки грунта реализуется на основе целого ряда приемов и методов, позволяющих обеспечить снижение сил сопротивления грунтовой рабочей среды. Однако проведенные ранее исследования показывают, что на величину сопротивлений при осуществлении процесса копания грунта в значительной степени влияют геометрические размеры и непосредственная форма поперечного профиля рабочего органа.

Д.И. Федоровым выполнены научные изыскания по экспериментальному определению усилия резания грунта ковшами с различными поперечными профилями: прямоугольным, трапецеидальным, с закругленным днищем и полукруглым [Зеленин и др., 1975]. Длина профилей была одинакова и составляла 1150 мм, опыты проводились на суглинке. Результаты этих исследований представлены на рис. 1.

Было установлено, что наибольшее усилие резания, требуемое для различных профилей, зависит от площади поперечного сечения стружки. Полукруглая режущая кромка производит резание с наибольшим усилием при снятии стружки площадью до 700 см^2 . Однако при дальнейшем возрастании площади стружки происходит снижение усилия резания полукруглым периметром: при площади снимаемой стружки, равной 1200 см^2 , уже прямоугольная режущая кромка требует приложения усилия свыше 22 кН, а полукруглая, являясь наименее энергоемкой – 18 кН.

Бурым Г.Г. с соавторами [2019] представлен вариант совершенствования рабочего процесса экскаватора с гидравлическим приводом на основе использования ковша, челюсть которого, осуществляя поворот вокруг своей оси, имеет сечение в виде окружности.

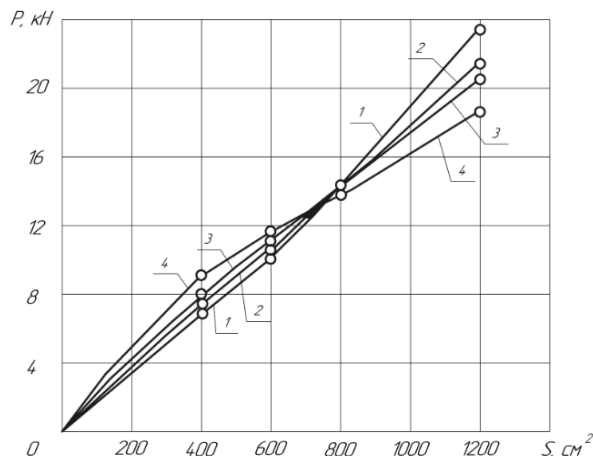


Рис. 1. Зависимость усилия резания грунта различными профилями от площади поперечного сечения стружки: 1 – прямоугольный; 2 – с закругленным днищем; 3 – трапецидальный; 4 – полукруглый [Зеленин и др., 1975]

Fig. 1. Dependence of the cutting force of the soil with different profiles on the cross-sectional area of the chips: 1 – rectangular; 2 – with a rounded bottom; 3 – trapezoidal; 4 – semicircular [Zelenin et al., 1975]

Выполненные расчеты позволили построить зависимости суммарного момента сопротивления копанию грунта от угла поворота для разработанной конструкции ковша и стандартного ковша экскаватора объемом $0,25 \text{ м}^3$.

Стандартное землеройное оборудование экскаваторов работает за счет движущей силы, создаваемой гидроцилиндрами поворота рукояти. Величина этой силы для экскаватора на базе трактора ЮМЗ-6АКЛ составляет около 160 кН. С учетом расстояния от точки приложения усилия копания до оси поворота рукояти как плеча данной силы, равного 0,56 м, суммарный момент сил от гидроцилиндров поворота рукояти составит 90 кН·м. При включении в работу гидроцилиндра поворота непосредственно ковша суммарный момент может достигать более 130 кН·м. В то же время величина суммарного момента сопротивления копанию грунта от угла поворота предлагаемого аппарата рабочего органа не превышает 20 кН·м [Бурый и др., 2020].

На основе обобщения данных анализа конструктивных и технологических особенностей работы землеройных машин и выкопчного оборудования в ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова была разработана машина для выкопки и

пересадки крупномерного посадочного материала с комом почвы (рис. 2) [Драпалюк, Дручинин, 2010]. Подкапывающий рабочий орган машины состоит из двух вертикальных стоек, в нижней части которых закреплен режущий периметр прямоугольного профиля. В процессе выкопки саженцев крупномеров вертикальные стойки вращаются двумя гидроцилиндрами по принципу рычага. Режущая часть периметра выполнена в виде двух треугольных зубьев, направленных острыми углами в сторону выкапываемого растения. Для формирования и последующего удержания почвенного кома при подъеме и транспортировке в задней части режущего профиля оборудован полуковш [Дручинин, 2011].

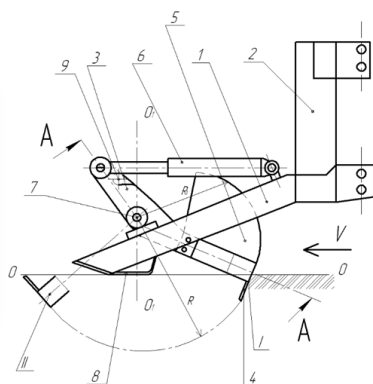
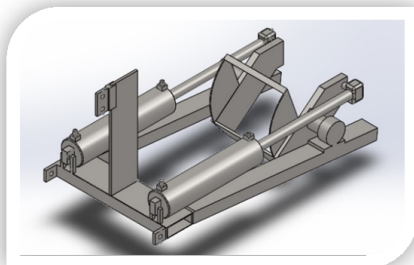


Рис. 2. Конструкция выкопчной машины: 1 – рама с несущими брусками; 2 – навесное устройство; 3 – вертикальные стойки; 4 – подкапывающий рабочий орган; 5 – полуковш; 6 – гидроцилиндр; 7 – шарниры; 8 – опоры; 9 – ограничитель

Fig. 2. The construction of the plant lifter: 1 – a frame with supporting beams; 2 – an draft hitch; 3 – vertical racks; 4 – a digging working part; 5 – a half bucket; 6 – a hydraulic cylinder; 7 – hinges; 8 – supports; 9 – limiter

Совершенствование технологии использования разработанной машины требует проведения расчетов динамики рабочего органа при выкопке саженцев. Моделирование процесса выкопки возможно при известных закономерностях изменения силы сопротивления резанию, которая зависит от геометрических параметров рабочего органа, а также от структурных свойств почвогрунта, меры его насыщенности корневыми включениями как самого саженца, так и окружающей растительности.

Цель исследования – разработка методики определения главного момента сил сопротивления, приложенных к рабочему органу выкопчного оборудования относительно оси его вращения.

Материалы и методы. Поставленная цель реализуется на основе натурального эксперимента с аналогом рабочего органа выкопочной машины и математической модели динамики этого устройства.

Лабораторная установка, представленная на рис. 3, включает в себя передвижную тележку почвенного канала 1, механизм навески тележки 2 и экспериментальный образец выкопочной машины 3, аналогичный описанной выше разработанной конструкции [Драпалюк, Дручинин, 2010].

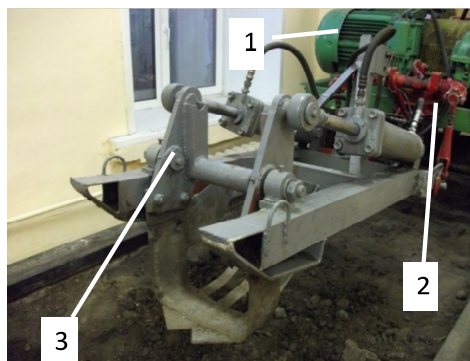


Рис. 3. Лабораторная установка выкопочной машины

Fig. 3. Laboratory installation of the plant lifter

Ширина подкапывающего рабочего органа – 0,3 м, глубина копания была постоянной и равнялась 0,34 м. Рабочий орган выкопочной машины размещается по отношению к поверхности обрабатываемого грунта в соответствии с его конструктивным исполнением (рис. 4).

Ось его вращения зафиксирована. Рабочий орган связан со штоком гидроцилиндра, закрепленного шарнирно в точке С. Структурные свойства грунта, размещенного в опытном канале, можно изменять в соответствии с условиями реального процесса.

Известно, что силы сопротивления, приложенные к рабочему органу, различны в каждой точке контакта с почвогрунтом и изменяются в зависимости от положения рабочего органа.

Измеряемыми величинами являются: давление в гидроцилиндре; величина перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от времени при полном возможном повороте рабочего органа.

Давление в гидроцилиндре определяется с помощью датчика давления (рис. 5а). Перемещение поршня фиксируется с помощью видеосъемки (рис. 5б).

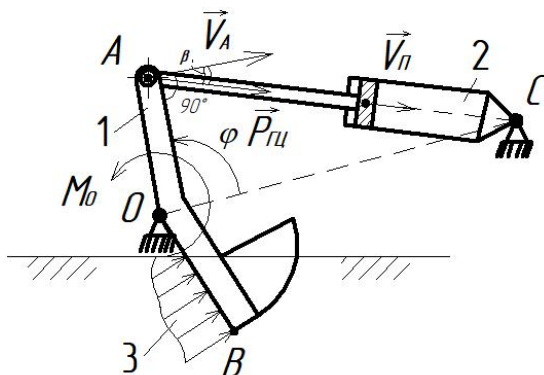


Рис. 4. Расчетная схема для главного момента сил сопротивления рабочего органа выкопочной машины:
1 – рабочий орган; 2 – гидроцилиндр; 3 – неизвестное распределение сил сопротивления почвы движению рабочего органа

Fig. 4. Calculation scheme for the main moment of the resistance forces of the working part of the plant lifter: 1 – working part; 2 – hydraulic cylinder; 3 – unknown distribution of ground resistance forces to the movement of the working part



(a)



(b)

Рис. 5. Проведение лабораторных экспериментов: (а) датчик давления в гидросистеме; (б) процесс замера перемещения штока гидроцилиндра при повороте рабочего органа, фиксируемый на видео

Fig. 5. Laboratory experiments: (a) an installed pressure sensor in the hydraulic system; (b) the process of measuring the movement of the hydraulic cylinder rod when the working part is rotated, recorded on video

Для расчета главного момента сил сопротивления относительно оси вращения рабочего органа – точки О – используется уравнение изменения кинетического момента [Яблонский, 1977]:

$$J_{z_o} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{conpO} - P_{cy} \cos\beta \cdot |OA|, \quad (1)$$

где J_{z_o} – момент инерции рабочего органа относительно оси вращения, кг·м²; φ – угол поворота рабочего органа; t – время, с; M_{conpO} – главный момент сил сопротивления движению рабочего органа со стороны почвы, Н·м; P_{cy} – сила давления на шток гидроцилиндра, Н.

Величина силы давления связана с регистрируемым давлением в гидроцилиндре $p_{cy}(t)$, Па, соотношением:

$$P_{cy} = p_{cy} \cdot \frac{\pi d_{cy}^2}{4}. \quad (2)$$

Здесь d_{cy} – диаметр поршня в гидроцилиндре, м.

Уравнение (1) служит для определения M_{conpO} как функции времени или как функции угла поворота рабочего органа в рассматриваемых условиях лабораторного эксперимента:

$$M_{conpO} = J_{z_o} \ddot{\varphi} + P_{cy} \cos\beta \cdot |OA|. \quad (3)$$

Вычисление углового ускорения рабочего органа проводится с использованием замеров хода штока гидроцилиндра, которые позволяют определить временную зависимость скорости поршня гидроцилиндра $V_{II}(t)$ относительно гидроцилиндра.

Анализ кинематики плоского механизма (рис. 4) показывает, что

$$V_{II} = -\omega \cdot \cos\beta \cdot |OA|, \quad (4)$$

$$\omega = \dot{\varphi}.$$

Очевидно, угол β связан с углом поворота рабочего органа φ соотношением

$$\cos\beta = \frac{|OC|}{S(t)} \sin\varphi(t), \quad (5)$$

где $S(t)$ – функция изменения во времени длины отрезка $|AC|$, связанного с положением поршня гидроцилиндра.

Используя уравнения (3) и (4), получаем обыкновенное дифференциальное уравнение первого порядка для определения угла поворота рабочего органа в зависимости от времени:

$$-\frac{d\varphi}{dt} = \frac{V_{II}(t)}{|OA| \cdot |OC|} \cdot \frac{S(t)}{\sin \varphi}. \quad (6)$$

Уравнение (6) решается при начальном условии

$$\begin{aligned} \varphi|_{t=0} &= \varphi_0, \\ \varphi_0 &= \arccos \left[(|AO|^2 + |OC|^2 - |AC|_0^2) / 2|AO| \cdot |OC| \right], \end{aligned} \quad (7)$$

где $|AC|_0$ – начальное расстояние между шарнирами A и C .

Уравнение (6) является уравнением с разделяющимися переменными, допускающим аналитическое решение:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \arccos \left[\cos \varphi_0 + \int_0^t \alpha(t) dt \right], \\ \alpha(t) &= \frac{V_{II}(t)S(t)}{|OA| \cdot |OC|}. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, предлагается следующая методика определения зависимости главного момента сил сопротивления почвы движению рабочего органа от времени или угла поворота:

1. В течение одного цикла (поворота рабочего органа) экспериментально определяются временные зависимости давления в гидроцилиндре $p_{гц}$ и перемещения поршня гидроцилиндра;
2. Вычисляются сила давления рабочей жидкости на поршень гидроцилиндра $P_{гц}$ и скорость поршня гидроцилиндра V_{II} ;
3. Вычисляется расстояние между шарнирами A и C – $S(t)$ – после решения задачи Коши вида

$$\begin{cases} \frac{dS}{dt} = V_{II}, \\ S|_{t=0} = |AC|_0. \end{cases} \quad (9)$$

4. Определяется зависимость $\varphi(t)$, используя (8).
5. Вычисляются угловая скорость ω угловое ускорение ε рабочего органа:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}, \varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \quad (10)$$

6. Определяется $M_{\text{сопр}_0}(t)$ или $M_{\text{сопр}_0}(\varphi)$ из динамического уравнения (2).

Рассмотрим реализацию предлагаемой методики теоретико-экспериментального определения главного момента сил сопротивления движению рабочего органа выкопчной машины со стороны конкретного почвогрунта.

Для подкапывающего рабочего органа рассматриваемой конструкции момент инерции относительно оси вращения J_{z_0} рассчитан с использованием САПР и равняется $3,18 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Геометрические характеристики разработанного оборудования, согласно схеме на рис. 2, следующие: $|AC|_0 = 1,11 \text{ м}$, $|OA| = 0,2 \text{ м}$, $OB = 0,45 \text{ м}$, $OC = 0,95 \text{ м}$, $d_{\text{щ}} = 0,063 \text{ м}$.

В результате обработки данных видеосъемки процесса взаимодействия рабочего органа с почвой при внедрении в почвенный субстрат получены данные о перемещении поршня гидроцилиндра, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Результаты замеров перемещения штока гидроцилиндра и расчетные значения скорости и перемещения поршня гидроцилиндра

The results of the displacement measurements of the hydraulic cylinder rod and the calculated values of the speed and displacement of the hydraulic cylinder piston

№ п/п	t, с	$ AC $, см	Ход штока гидроцилиндра, см	$V_{\text{п}}$, см/с
1	1	106	0–5	5
2	2	101	5–10	5
3	3	96	10–15	5
4	4	91	15–20	5
5	5	86	20–25	5
6	6	81	25–30	5
7	7	76	30–35	5

Полученные результаты свидетельствуют, что скорость поршня $V_{\text{п}} \approx \text{const}$ и составляет 5 см/с , т.е. $V_{\text{п}} = 0,05 \text{ м/с}$.

Зависимость давления в гидроцилиндре $p_{\text{щ}}$ от времени движения подкапывающего рабочего органа представлена на рис. 6.

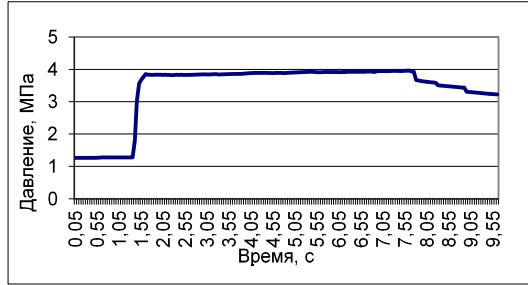


Рис. 6. Изменение давления рабочей жидкости в напорной магистрали гидроцилиндра (твёрдость почвы $\rho = 1,5$ МПа, влажность почвы $W_n = 75\%$)

Fig. 6. Pressure change of the working fluid in the hydraulic cylinder pressure line (soil hardness = 1.5 MPa, soil moisture $W = 75\%$)

Решение задачи (9) дает выражение

$$S(t) = |AC|_0 - V_H t = 1,11 - 0,05t. \quad (11)$$

Из (8) с учетом (11) получаем

$$\varphi(t) = \arccos[\alpha_0 + \alpha_1 t + \alpha_2 t^2], \quad (12)$$

где $\alpha_0 = \cos \varphi_0 = -0,762$, $\alpha_1 = 0,292$, $\alpha_2 = 0,066$.

Дифференцируя (12), имеем

$$\omega = \dot{\varphi} = -\frac{\alpha_1 + 2\alpha_2 t}{\sqrt{1 - (A(t))^2}}, \quad \varepsilon = \ddot{\varphi} = \frac{-(\alpha_1 + 2\alpha_2 t)^2 (\alpha_2 t^2 + \alpha_1 t + \alpha_0)}{(1 - (A(t))^2)^{3/2}}. \quad (13)$$

Полученные временные зависимости (13) позволяют вычислить главный момент сил сопротивления выбранного почвогрунта движению рабочего органа рассматриваемого типа:

$$M_{comp_O} = J_{Z_O} \ddot{\varphi} + P_{сц} \cos \beta \cdot |OA|. \quad (14)$$

Следует отметить, что в рассматриваемом примере вклад сил инерции в величину M_{comp_O} незначителен, и для его вычисления можно использовать упрощенное выражение

$$M_{comp_O} = P_{сц} \cos \beta |OA|. \quad (15)$$

Расчеты по предложенной методике выполнены в программном математическом комплексе (рис. 7).

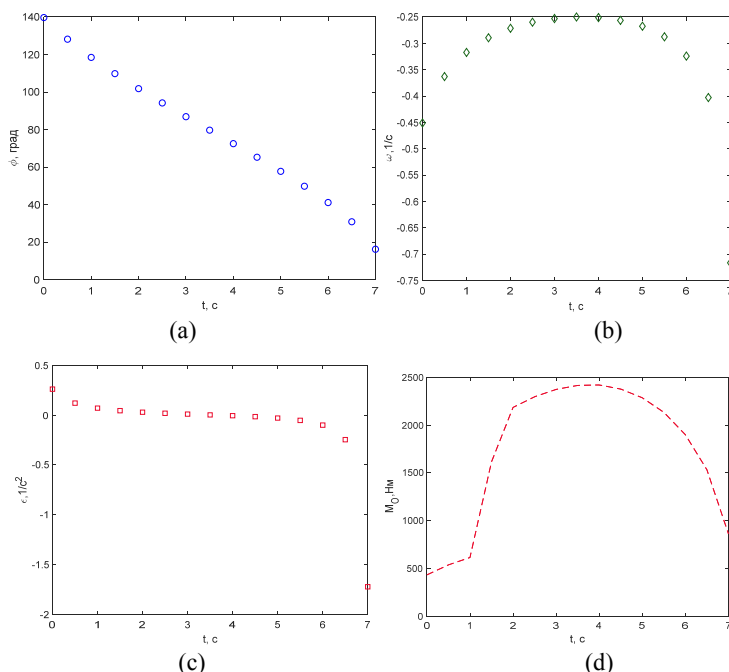


Рис. 7. Рассчитанные силовые и кинематические характеристики подкапывающего рабочего органа выкопчной машины в зависимости от времени поворота: (a) угол поворота; (b) угловая скорость; (c) угловое ускорение; (d) момент силы сопротивления грунта относительно оси вращения

Fig. 7. Calculated power and kinematic characteristics of the excavating working part of the plant lifter depending on the rotation time: (a) angle of rotation; (b) angular velocity; (c) angular acceleration; (d) moment of ground resistance relative to the axis of rotation

За время рабочего движения режущего периметра, равное примерно 7 с, угол поворота меняется от 140 (начальное положение) до 18 градусов (конечное положение). При этом главный момент силы сопротивления грунта в процессе внедрения рабочего органа в почву резко возрастает, достигая своего максимума, около 2400 Н·м, при его максимальном заглублении. Затем $M_{сопр_0}$ начинает уменьшаться и по завершении процесса выкопки становится практически равным исходным значениям. Аналогичная тенденция наблюдается для изменения угловой скорости рабочего органа.

Универсальной и более информативной является зависимость главного момента сил сопротивления копанию $M_{сопр_о}$ не от времени, а от угла поворота ϕ (рис. 8).

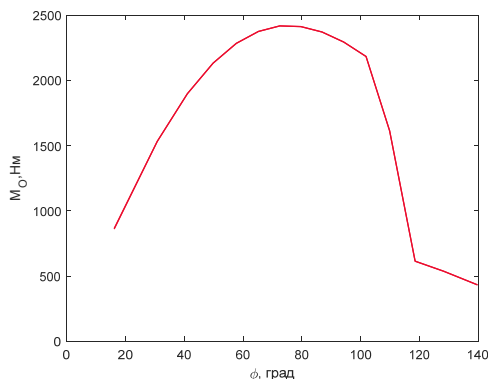


Рис. 8. Зависимость момента силы сопротивления грунта относительно оси вращения от угла поворота рабочего органа ($d_{zu} = 0,063$ м)

Fig. 8. Dependence of the moment of the ground resistance force relative to the axis of rotation on the angle of rotation of the working body ($d_{zu} = 0,063$ m)

Установлено, что максимальные значения главного момента сил сопротивления почвы относительно оси вращения, равные ~ 2400 Н, наблюдаются при угле поворота $\phi = 70 \dots 80^\circ$, когда подкапывающий рабочий орган максимально заглублен, после чего при постепенном подъеме режущего периметра величина $M_{сопр_о}$ начинает резко снижаться до значений ~ 600 Н.

Выводы.

1. Разработана теоретико-экспериментальная методика определения главного момента сил сопротивления почвогрунта при движении рабочего органа выкопной машины относительно его оси вращения;
2. Методика апробирована на лабораторной установке;
3. Разработанная методика может применяться для других сходных по рабочему процессу технологических машин;
4. Разработанная теоретико-экспериментальная методика по определению главного момента сил сопротивления почвогрунта относительно оси

вращения рабочего органа выкопчной машины может быть использована при решении более общих задач по изучению динамических характеристик выкопчной машины, а также оптимизации конструкции и режимов работы этой машины.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Берестов Е.И., Стригоцкая А.П. Теоретические основы расчета сопротивлений при косом резании грунта // ИВУЗ. Строительство. 2003. №4 (532). С. 101–107.

Бурый Г.Г., Щербаков В.С., Скобелев С.Б., Ковалевский В.Ф. Совершенствование конструкции ковша гидравлического экскаватора // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2019. Т. 16, №3 (67). С. 202–213. DOI: 10.26730/1816-4528-2019-2-46-51.

Бурый Г.Г., Потеряев И.К., Скобелев С.Б., Ковалевский В.Ф. Сравнение процесса копания стандартным ковшом экскаватора и ковшом новой конструкции // Горное оборудование и электромеханика. 2020. №1 (147). С. 37–44. DOI: 10.26730/1816-4528-2020-1-37-44.

Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 1971. 357 с.

Горячкин В.П. Собрание сочинений в трех томах. Т. 1 /под ред. Н.Д. Лучинского. М.: Колос, 1965. 720 с.

Домбровский Н.Г. Землеройные машины. Т. 1: учеб. пособие. М.: Госстройиздат, 1961. 651 с.

Драпалюк М.В., Дручинин Д.Ю. Патент на полезную модель № 99277 U1 РФ, МПК A01C 11/00. Выкопчная машина: № 2010111038/12. Заявл. 23.03.2010, опубл. 20.11.2010.

Дручинин Д.Ю. Механизация перспективного способа выкопки крупномерных саженцев с комом почвы // Вестник КрасГАУ. 2011. №6 (57). С. 132–134.

Дручинин Д.Ю. Создание лесосеменных плантаций с использованием крупномерного посадочного материала // Повышение эффективности лесного комплекса: мат. Шестой Всерос. нац. науч.-практ. конф. с межд. уч. Петрозаводск, 2020. С. 57–59.

Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.

Коротков В.Н. Основные концепции и методы восстановления природных лесов Восточной Европы // Russian Journal of Ecosystem Ecology. 2017. Т. 2, № 1. С. 1–18. DOI: 10.21685/2500-0578-2017-1-1.

Литвяков М.К. Озеленение лесными деревьями (сортиментация древесного посадочного материала, его получение и использование). Ростов: Кн. изд-во, 1976. 144 с.

Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов: монография. М.: Машиностроение, 1975. 311 с.

Юдина Н.В., Лысова Е.П., Парамонова О.Н. Разработка методического подхода к формированию и выбору пояса «зеленого каркаса» при обеспечении экологической безопасности городов // Инженерный вестник Дона. 2020. №4 (64). С. 33.

Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2: Динамика. М.: Высшая школа, 1977. 430 с.

Kumar A.M. Transplantation of Trees-An Informative Manual for Freshers. Bengaluru: IWST, 2022. 80 p.

References

Berestov E.I., Strigotskaya A.P. Theoretical foundations of calculating resistances during oblique cutting of soil. *NHEI. Construction*, 2003, no. 4(532), pp. 101–107. (In Russ.)

Bury G.G., Poteryaev I.K., Skobelev S.B., Kovalevsky V.F. Research of forces resistance forces on a new structure of a bucket hydraulic excavator. *Mining equipment and electromechanics*, 2020, no. 2(142), pp. 46–51. DOI: 10.26730/1816-4528-2019-2-46-51. (In Russ.)

Bury G.G., Shcherbakov V.S., Skobelev S.B., Kovalevsky V.F. Improvement of the hydraulic excavator bucket design. *Bulletin of the Siberian State Automobile and Road University*, 2019, vol. 16, no. 3(67), pp. 202–213. DOI: 10.26730/1816-4528-2019-2-46-51. (In Russ.)

Dombrovskiy N.G. Earth-moving machines, vol. 1: manual. Moscow: Gosstroyizdat, 1961. 651 p. (In Russ.)

Drapalyuk M.V., Druchinin D.Yu. Utility Model Patent No. 99277 U1 of the Russian Federation, IPC A01C 11/00. Plant lifter: No. 2010111038/12. Appl. 03/23/2010, publ. 11/20/2010. (In Russ.)

Druchinin D.Yu. Mechanization of the perspective technique for large sapling lifting with clods. *Bulletin of KrasSAU*, 2011, no. 6 (57), pp. 132–134. (In Russ.)

Druchinin D.Yu. Creation of forest seed plantations using large-scale planting material. *Improving the efficiency of the forest complex*: proceedings of the Sixth All-Russ. nat. sci.-pract. conf. with int. part. Petrozavodsk, 2020, pp. 57–59. (In Russ.)

Goryachkin V.P. Collected works in three volumes. Vol. 1 / ed. by N.D. Luchinsky. Moscow: Kolos, 1965. 720 p. (In Russ.)

Korotkov V.N. Basic concepts and methods of restoration of natural forests of Eastern Europe. *Russian Journal of Ecosystem Ecology*, 2017, vol. 2, no. 1, pp. 1–18. DOI: 10.21685/2500-0578-2017-1-1. (In Russ.)

Kumar A.M. Transplantation of Trees-An Informative Manual for Freshers. Bengaluru: IWST, 2022. 80 p.

Litvyakov M.K. Landscaping with forest trees (sorting of tree planting material, its production and use). Rostov: Publishing House, 1976. 144 p. (In Russ.)

Reznik N.E. Theory of cutting with a blade and the basics of calculating cutting attachments: monograph. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 311 p. (In Russ.)

Vetrov Yu.A. Cutting subsoils with earthmoving machines: textbook. Moscow: Mashinostroenie, 1971. 357 p. (In Russ.)

Yablonskiy A.A. Course of theoretical mechanics. P. 2: Dynamics. Moscow: Higher School, 1977. 430 p. (In Russ.)

Yudina N.V., Lysova E.P., Paramonova O.N. Development of methodological approach to formation and selection of the “green belt” while ensuring environmental safety of the cities. *Engineering Bulletin of the Don*, 2020, no. 4(64). p. 33. (In Russ.)

Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. Machines for earthworks. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 422 p. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 26.06.2025

Дручинин Д.Ю., Дорняк О.Р., Воскобойник М.Ю. Методика определения силовых характеристик копания почвы рабочим органом выкопчного оборудования при заготовке крупномерного посадочного материала // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2026. Вып. 257. С. 352–368. DOI: 10.21266/2079-4304.2026.257.352-368

Крупномерный посадочный материал – особый вид продукции лесных и декоративных питомников, активно применяемый в озеленительных и ландшафтных работах. В лесном хозяйстве саженцы-крупномеры имеют перспективу применения для создания лесосеменных плантаций и реконструкции лесных насаждений в городской черте. При заготовке крупномеров требуется применение специального выкопчного оборудования, позволяющего механизированно получить саженцы с сохранением прикорневого почвенного кома при выкопке. Целью работы является разработка методики определения главного момента сил сопротивления рабочего органа выкопчного оборудования, который в процессе подкопки растения совершает вращательное движение вокруг неподвижной оси. Определение главного момента сил сопротивления любой почвенной структуры, в том числе и с растительными включениями (например, корнями), подразумевает реализацию серии экспериментальных исследований. Силы сопротивления почвы изменяются в зависимости от положения подкапывающего рабочего органа, для математического описания процесса поворота которого используется дифференциальное уравнение изменения кинетического момента. При этом в течение одного цикла (поворота рабочего органа) экспериментально определяются сила давления в гидроцилиндре и скорость поршня гидроцилиндра. На основании выполненных лабораторных экспериментов для разработанной выкопчной машины выполнен расчет

зависимостей ряда основных кинематических и силовых характеристик: угла поворота, угловой скорости, углового ускорения и момента силы сопротивления грунта относительно оси вращения рабочего органа. Разработанная методика применима для оценки силовых характеристик и других сходных по рабочему процессу технологических машин (землеройные, дорожно-строительные и т.д.). Полученные по итогам расчетов данные возможно использовать для выполнения оптимизации конструктивных параметров разрабатываемой техники.

Ключевые слова: лесное хозяйство, озеленение, крупномерный посадочный материал, выкопка саженцев, выкопачная машина, подкапывающий рабочий орган, сопротивление копанию.

Druchinin D.Yu., Dornyak O.R., Voskoboynik M.Yu. Methodology for determining the power characteristics of digging on-site using organic digging equipment during the preparation of large-sized planting material. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehniceskoj Akademii*, 2026, iss. 257, pp. 352–368 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2026.257.352-368

Large-sized planting stock is a special type of product from forest and ornamental nurseries, widely used in landscaping and greening. In forestry, large-sized seedlings have potential for use in establishing forest seed plantations and reforestation within urban areas. Harvesting large-sized seedlings requires specialized digging equipment, allowing for mechanized harvesting of seedlings while preserving the root ball during digging. The aim of this study is to develop a method for determining the principal moment of resistance of the digging tool, which rotates around a fixed axis during digging. Determining the principal moment of resistance of any soil structure, including those containing plant inclusions (e.g., roots), requires a series of experimental studies. Soil resistance forces vary depending on the position of the digging tool, and a differential equation for the change in kinetic momentum is used to mathematically describe the rotation process. During one cycle (rotation of the working element), the pressure force in the hydraulic cylinder and the piston speed of the hydraulic cylinder are experimentally determined. Based on laboratory experiments, the relationships of several key kinematic and force characteristics were calculated for the developed excavating machine: rotation angle, angular velocity, angular acceleration, and the moment of soil resistance relative to the axis of rotation of the working element. The developed methodology is applicable to assessing the force characteristics of other technological machines with similar operating processes (earthmoving, road construction, etc.). The data obtained from the calculations can be used to optimize the design parameters of the developed equipment.

Keywords: forestry, landscaping, large-sized planting material, digging of seedlings, digging machine, digging tool, digging resistance/

ДРУЧИНИН Денис Юрьевич – заведующий кафедрой механизации лесного хозяйства и проектирования машин Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, доцент, кандидат технических наук. SPIN-код: 2482-8478.

394087, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия. E-mail: druchinin.denis@rambler.ru

DRUCHININ Denis Yu. – PhD (Technical), Head of the Department of Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies, Associate Professor. SPIN-code: 2482-8478.

394087. Timiryazeva str. 8. Voronezh. Russia. E-mail: druchinin.denis@rambler.ru

ДОРНЯК Ольга Роальдовна – профессор кафедры электротехники, теплотехники и гидравлики Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, доктор технических наук. SPIN-код: 8266-8748.

394087, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия. E-mail: ordornyak@mail.ru

DORNYAK Olga R. – DSc (Technical), Professor, Department of Electrical Engineering, Heat Engineering and Hydraulics, Voronezh State University of Forestry and Technologies. SPIN-code: 8266-8748.

394087. Timiryazeva str. 8. Voronezh. Russia. E-mail: ordornyak@mail.ru

ВОСКОБОЙНИК Михаил Юрьевич – аспирант кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова. SPIN-код: 3172-0307.

394087, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия. E-mail: tablock9@gmail.com

VOSKOBOYNIK Mikhail Yu. – PhD student, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies. SPIN-code: 3172-0307.

394087. Timiryazeva str. 8. Voronezh. Russia. E-mail: tablock9@gmail.com