Научная статья
УДК 625.08
DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-5-476-487

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ДИСКОВОГО РЫХЛИТЕЛЯ

В.А. Николаев
Ярославский государственный технический университет, г. Ярославль, Россия
Nikolaev53@inbox.ru, https://orcid.org/0000-7503-6612

АННОТАЦИЯ

Введение. *Агрегат непрерывного действия для формирования подстилающего слоя предназначен для увеличения производительности труда при строительстве автомобильных дорог и других объектов, для строительства которых необходимо снятие верхнего слоя грунта. Для рыхления грунта в агрегате использованы долотообразные рабочие органы. Часто для резания грунта применяют дисковые рабочие органы, поэтому вызывает практический интерес целесообразность применения пассивных дисков в дорожно-строительных технических средствах, в частности, в агрегате непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автомобильных дорог. Несмотря на большое количество работ, подробный анализ работы пассивных дисков не был произведён. Поэтому для сопоставления затрат энергии на резание грунта пассивными дисками и долотообразными рабочими органами необходимо произвести теоретический анализ работы пассивных дисков. Анализ затрат энергии дискового рыхлителя невозможно осуществить, не имея ориентировочных значений его геометрических, кинематических и динамических параметров.*

Методика исследования. *В составе агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодорог каждый диск был бы зажат грунтом с обеих сторон и осуществлял зажатое резание, поэтому для анализа принят дисковый рыхлитель, агрегатируемый с отдельным энергетическим устройством. На основе конструктивной компоновки выявлены рациональные геометрические параметры дискового рыхлителя. Разработана методика расчёта его кинематических и динамических параметров. В частности, рассмотрена методика определения средневзвешенной окружной скорости диска, угловой скорости диска и окружной скорости точки на кромке лезвия диска. Рассмотрены режимы резания грунта различными участками диска.*

Результаты. *На основе разработанной методики выявлена зависимость минимального диаметра диска от глубины разработки грунта. Вычислен момент сопротивления грунта вращению дисков. Определена горизонтальная и вертикальная составляющая сопротивления грунта переднему диску, осуществляющему зажатое резание, и последующим дискам, осуществляющим полузажатое резание грунта. Выявлена необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта дисковым рыхлителем и зависимость силы тяги энергетического устройства для резания грунта от глубины разработки грунта. Вычислена производительность агрегата, включающего энергетическое устройство и дисковый рыхлитель.*

Заключение. *Так как в составе агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодорог диски будут осуществлять зажатое резание грунта, то для предварительного рыхления грунта дисками более целесообразно использовать отдельный агрегат, включающий энергетическое устройство и дисковый рыхлитель. На основании проведённых теоретических исследований выявлена необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта и общее тяговое усилие, необходимое для перемещения дискового рыхлителя. Вычислена производительность агрегата. Для сопоставления затрат энергии на резание грунта пассивными дисками и долотообразными рабочими органами необходимо произвести теоретический анализ затрат энергии на работу пассивных дисков.*

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: *агрегат непрерывного действия, грунт, диск, дисковый рыхлитель, геометрические параметры, кинематические параметры, динамические параметры*

Статья поступила в редакцию 08.09.2021; одобрена после рецензирования 07.10.2021; принята к публикации 29.10.2021.
Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Николаев В.А. Геометрические, кинематические и динамические параметры дискового рыхлителя // *Вестник СибАДИ.* 2021. Т.18, № 5(81). С. 476-487. https://doi.org/10.26518/2071-7296- 2021-18-5-476-487

DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-5-476-487

GEOMETRIC, KINEMATIC AND DYNAMIC PARAMETERS OF THE DISC RIPPER

Vladimir A. Nikolayev
Yaroslavl Technical University, Yaroslavl, Russia
Nikolaev53@inbox.ru, https://orcid.org/0000-7503-6612

ABSTRACT

Introduction. *The unit of continuous action for the formation of the underlying layer is designed to increase labour productivity in the construction of roads and other objects, for the construction of which it is necessary to remove the upper layer of soil. For loosening of soil in the unit used bit-like working bodies. Often, disc working bodies are used to cut the soil. Therefore, the expediency of using passive discs in road-building technical means, in particular, in the unit of continuous action for the formation of the underlying layer of highways, is of practical interest. Despite the large number of works, a detailed analysis of the operation of passive disks was not made. Therefore, in order to compare the energy costs for cutting the soil with passive discs and chisel-shaped working bodies, it is necessary to make a theoretical analysis of the operation of passive disks. Analysis of the energy costs of the disk ripper cannot be carried out without having the approximate values of its geometric, kinematic and dynamic parameters.*
The method of research. *As part of a continuous unit to form the underlying layer of roads, each disc would be clamped with soil on both sides and carried out clamped cutting. Therefore, a disk ripper is adopted for analysis, aggregated with a separate energy device. On the basis of the constructive layout, rational geometric parameters of the disk ripper are revealed. The method of calculation of its kinematic and dynamic parameters is developed. In particular, the method of determining the weighted average circumferental velocity of the disk, the angular velocity of the disk and the circumferental velocity of the point on the edge of the disk blade is considered. The modes of cutting the soil by various parts of the disk are considered.*
Results. *On the basis of the developed technique, the dependence of the minimum diameter of the disk on the depth of soil development was revealed. The moment of resistance of the soil to the rotation of the disks is calculated. The horizontal and vertical component of soil resistance to the front disc carrying out clamped cutting and subsequent discs carrying out semi-clamped cutting of the soil are determined. The necessary thrust force of the energy device for cutting the soil with a disk ripper and the dependence of the thrust force of the energy device for cutting the soil on the depth of soil development were revealed. The performance of the unit, including the power device and the disk ripper, is calculated.*
Conclusion. *Since as part of the unit of continuous action for the formation of the underlying layer of roads, the disks will carry out clamped cutting of the soil, for preliminary loosening of the soil with disks, it is more expedient to use a separate unit, including an energy device and a disk ripper. On the basis of the theoretical studies carried out, the necessary thrust force of the energy device for cutting the soil and the total traction force necessary to move the disc ripper were revealed. The performance of the unit is calculated. To compare the energy costs for cutting the soil with passive discs and chisel-shaped working bodies, it is necessary to make a theoretical analysis of the energy costs for the operation of passive disks.*

KEYWORDS. *Continuous unit, soil, disk, disc ripper, geometric parameters, kinematic parameters, dynamic parameters*

The article was submitted 08.09.2021; approved after reviewing 07.10.2021; accepted for publication 29.10.2021.
The authors have read and approved the final manuscript.
Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Nikolayev V.A. Geometric, kinematic and dynamic parameters of the disc ripper. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2021; 18 (5): 476-487. DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-5-476-487

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ:

1) определены рациональные геометрические параметры дискового рыхлителя;

2) выявлен момент сопротивления грунта вращению диска, осуществляющего зажатое и полузажатое резание;

3) определена необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта дисковым рыхлителем и зависимость силы тяги энергетического устройства для резания грунта от глубины разработки грунта;

4) вычислена производительность агрегата, включающего энергетическое устройство и дисковый рыхлитель.

ВВЕДЕНИЕ

В комплексе технических средств непрерывного действия для производства дорожно-строительных работ первым расположен агрегат для формирования подстилающего слоя (патент РФ №2689007). Для рыхления грунта в агрегате (рисунок 1, а) применены долотообразные рабочие органы РО, размещённые в полых валах по спирали (рисунок 1, б). В транспортное средство М грунт загружают посредством ковшей К. Теоретические основы резания грунта рабочими органами этого агрегата весьма подробно рассмотрены в статьях [1, 2, 3] и других публикациях журнала «Вестник СибАДИ».

Часто для резания грунта применяют дисковые рабочие органы. Так, в сельском хозяйстве пассивные диски используют в тяжёлых дисковых боронах, лущильниках, дискаторах, картофелеуборочных комбайнах. Поэтому вызывает практический интерес целесообразность применения пассивных дисков в дорожно-строительных технических средствах, в частности, в агрегате, представленном на рисунке 1, а.

Большой вклад в теоретическое обоснование применения пассивных дисков в строительной технике внёс Е.В. Курилов[1]. Теоретические основы резания грунта также отражены

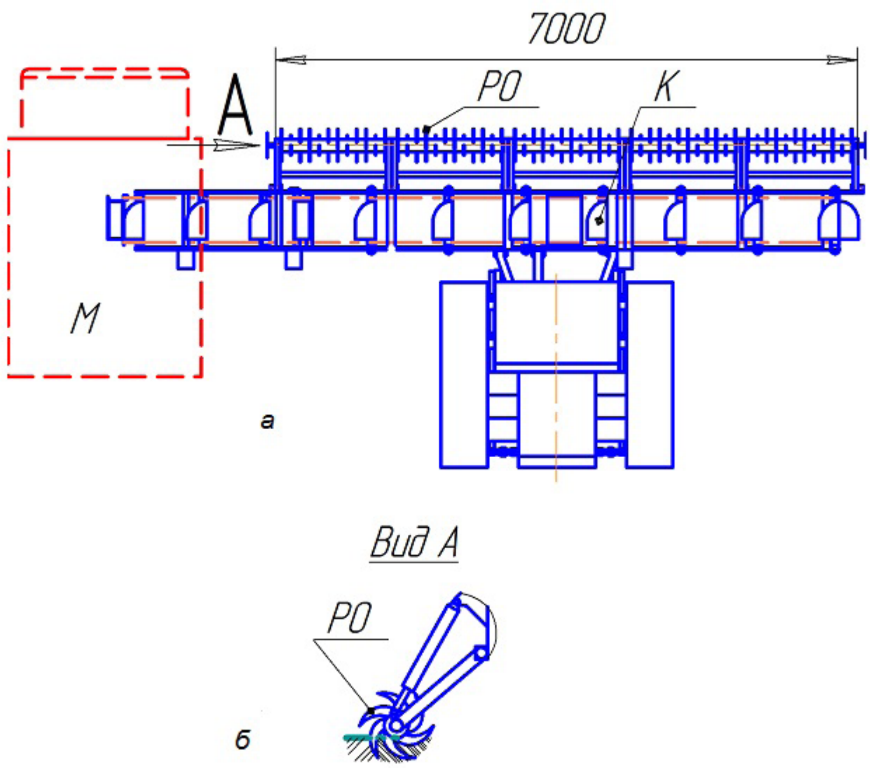

Рисунок 1 – Схема агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодороги: а – вид сверху; б – вид А

Figure 1 – Scheme of the unit of continuous action for the formation of the underlying layer of the road: a) top view; b) type A

[1] Курилов Е.В., Трошин Д.И. Косое резание грунта дисковым ножом: опыт проектирования и эксплуатации экскаваторных ковшей с подвижными боковыми стенками. Ярославль: Изд. ЯГТУ, 2017. 127 с.

в работах[2,3] [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25]. Однако, несмотря на большое количество работ, подробный анализ работы пассивных дисков не был произведён. Поэтому для сопоставления затрат энергии на резание грунта пассивными дисками и долотообразными рабочими органами необходимо произвести теоретический анализ работы пассивных дисков. Анализ затрат энергии дискового рыхлителя невозможно осуществить, не имея хотя бы ориентировочных значений его геометрических, кинематических и динамических параметров.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

При работе агрегата, представленного на рисунке 1, а, каждый диск был бы зажат грунтом с обеих сторон и осуществлял зажатое резание (рисунок 2, а).

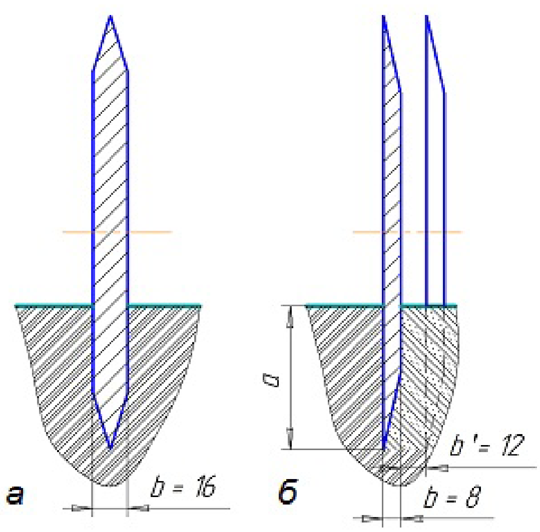

Рисунок 2 – Схема резания грунта диском: а – зажатого; б – полузажатого

Figure 2 – Scheme of cutting the soil with a disk: a) clamped; b) semi-clamped

С одной стороны, сопротивление слоя грунта, с учётом трения о грунт боковых стенок дисковых рабочих органов, будет значительно больше сопротивления грунта резанию долотообразными рабочими органами. С другой стороны, дисковые рабочие органы разрежут грунт на заданную глубину не фрагментарно, как долотообразные рабочие органы. Тем самым они в какой-то мере увеличат степень крошения грунта. Однако более целесообразно для рыхления грунта использовать отдельный агрегат (рисунок 3).

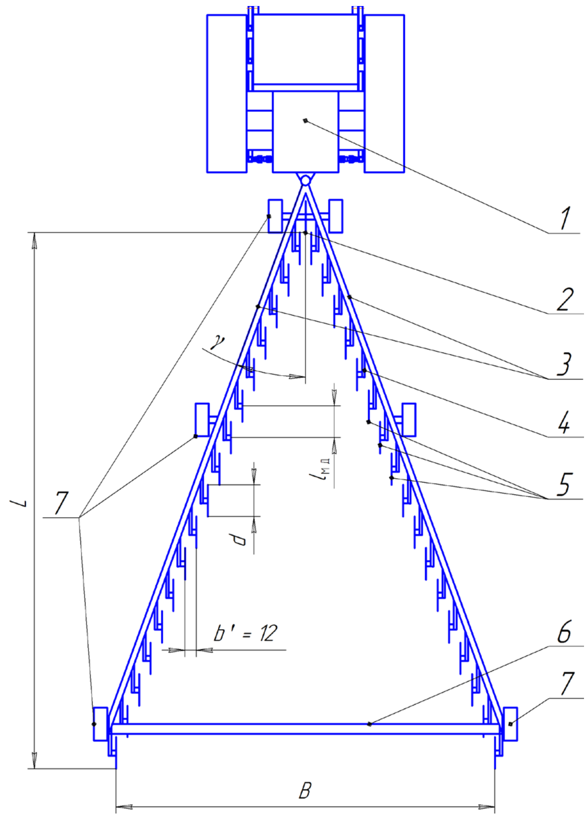

Рисунок 3 – Схема агрегата для рыхления грунта, вид сверху

Figure 3 – Scheme of the unit for loosening the soil, top view

К энергетическому устройству *1* присоединены тяги *3*, опирающиеся на опорные колёса *7*. К ним присоединён передний диск *2* с двухсторонней заточкой и симметрично поводки *4*. На поводках установлены диски *5* с односторонней заточкой. Тяги соединены стяжкой *6*. При движении агрегата передний диск осуществляет зажатое резание грунта. Остальные диски осуществляют полузажатое резание (рисунок 2, б), так как режут и смещают последовательно грунт в пространство, созданное ранее прошедшим диском. Диск прижат к грунту с одной (на рисунке с левой) стороны, поэтому следует учесть только трение о грунт одной боковой стенки каждого диска. При этом

[2] Жук А.Ф. Теоретическое обоснование рациональной технологической схемы и параметров ротационного плуга. Сборник научных трудов «Теория и расчёт почвообрабатывающих машин». Т. 120. М.: Машиностроение, 1989. С. 145–153.

[3] Попов Г.Ф. Рабочие органы фрез. М.: Материалы НТС ВИСХОМ. Вып. 27. ОНТИ ВИСХОМ, 1970. С. 490–497.

сила трения о грунт боковой стенки диска существенно меньше силы трения о грунт каждой боковой стенки диска при зажатом резании. Так как уменьшатся силы взаимодействия диска с грунтом, можно уменьшить толщину диска до $b = 8$ *мм* и сделать одностороннюю его заточку. Установлено, что полузажатое резание глины возможно, если расстояние между следами смежных рабочих органов не больше $b' = 12$ *мм* [4]. При увеличении расстояния между следами смежных рабочих органов резание глинистого грунта переходит в зажатое. Если осуществляется полузажатое резание, среднее удельное сопротивление грунта можно принять равным сопротивлению сдвига с поправкой на трение одной боковой стенки, то есть $k_{гр-д} = 0{,}3$ *МПа*. Следует учесть также, что грунт при такой расстановке дисков будет измельчён, что приведёт к существенному уменьшению сопротивления перемещению ковшей (см. рисунок 1, а). Определим параметры дискового рыхлителя в зависимости от глубины разработки грунта a и необходимую силу тяги для его перемещения, если удельное сопротивление грунта $k_{гр-д} = 0{,}3$ *МПа*. Допустим, диск при разработке грунта заглубляется по ступицу, диаметр которой 60 мм. Тогда минимальный диаметр диска

$$d = 2a + 60. \tag{1}$$

Из рисунка 3 имеем зависимости

$$l_{м\,д} = d;\ \tan\gamma = \frac{b'}{l_{м\,д}};\ \tan\gamma = \frac{B}{2L};$$
$$L = l_{м\,д}\cdot 2(n_д - 1) + d, \tag{2}$$

где $n_д$ – количество дисков на одной стороне технического средства.

Отсюда угол

$$\tan\gamma = \frac{b'}{l_{м\,д}} \to \gamma = arctg\,\frac{b'}{l_{м\,д}}; \tag{3}$$

длина дискового рыхлителя

$$\tan\gamma = \frac{B}{2L} \to L = \frac{B}{2\tan\gamma}; \tag{4}$$

его ширина

$$\tan\gamma = \frac{B}{2L} \to B = 2L\tan\gamma; \tag{5}$$

расчётное количество дисков

$$l_{м\,д}\cdot 2(n_д - 1) + d \to n_{д\,п\,з} - 1 = \frac{L-d}{2l_{м\,д}}. \tag{6}$$

Разделим отрезок АБ пополам (рисунок 4), получим точку В. Проведя из неё перпендикуляр к отрезку АБ, получим точку Г приложения равнодействующей *R* к лезвию диска. Допустим, удельное сопротивление грунта не зависит от заглубления диска. Тогда направление равнодействующей будет перпендикулярно касательной к кромке лезвия диска. Так как сила – скользящий вектор, равнодействующая создаст момент сопротивления вращению диска на плече .

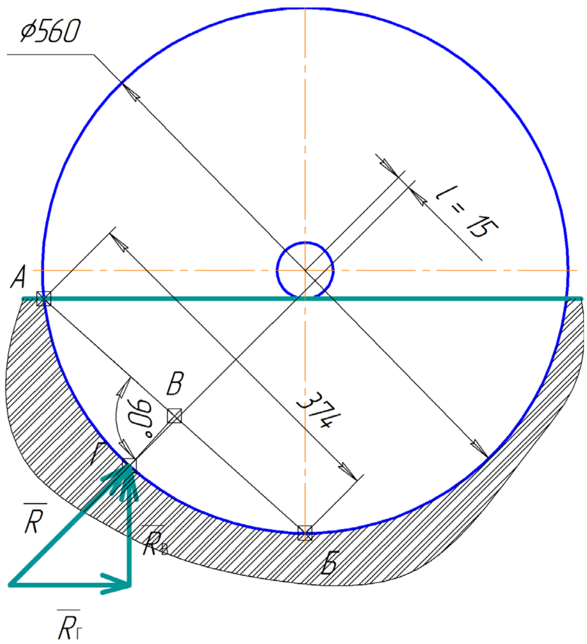

Рисунок 4 – К определению площади воздействия дискового рабочего органа на грунт

Figure 4 – To determine the area of impact of the disc working body on the ground

Из рисунка 4 определим площадь воздействия дискового рабочего органа на грунт

$$S_{д-г} = АБ\cdot b. \tag{7}$$

Равнодействующая

$$R = k_{гр-д}S_{д-г}, \tag{8}$$

где $k_{гр-д}$ – удельное сопротивление грунта.

Момент сопротивления вращению диска

$$M = Rl. \tag{9}$$

Разложим равнодействующую *R* на горизонтальную и вертикальную составляющую $R_в = R_г$.

Необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта

$$F_{m\,рез} = R_{г\,пер} + R_{г} n_{д\,п\,з}, \qquad (10)$$

где $R_{г\,пер}$ – горизонтальная составляющая сопротивления грунта переднему диску; $n_{дпз}$ – количество дисков, осуществляющих полузажатое резание

Массу дискового рыхлителя уравновешивает суммарная вертикальная составляющая $R_{\Sigma в} = \Sigma R_{в}$ с сопротивления грунта и вертикальная реакция опорных колёс. Допустим, коэффициент сопротивления качению колёс дискового рыхлителя: $f_{с\,к\,э\,у}$. Сила тяжести дискового рыхлителя, приходящаяся на опорные колёса, $P_{о\,к}$. Тяговое усилие на перемещение дискового рыхлителя

$$P_{п\,д\,р} = f_{с\,к\,э\,у} P_{о\,к}. \qquad (11)$$

Общее тяговое усилие равно сумме сил тяги для резания грунта и усилия на перемещение дискового рыхлителя

$$F_{д\,р} = F_{m\,рез} + P_{п\,д\,р}. \qquad (12)$$

Анализ затрат энергии рискового рыхлителя невозможно осуществить, не имея хотя бы ориентировочных значений кинематических параметров. Диск вращается от трения о грунт. Угловую скорость диска $\omega_{д}$ определяет средневзвешенная окружная скорость $v_{с\,в}$, то есть окружная скорость точки А на диске, расположенной в центре сегмента погружённой в грунт части диска (рисунок 5).

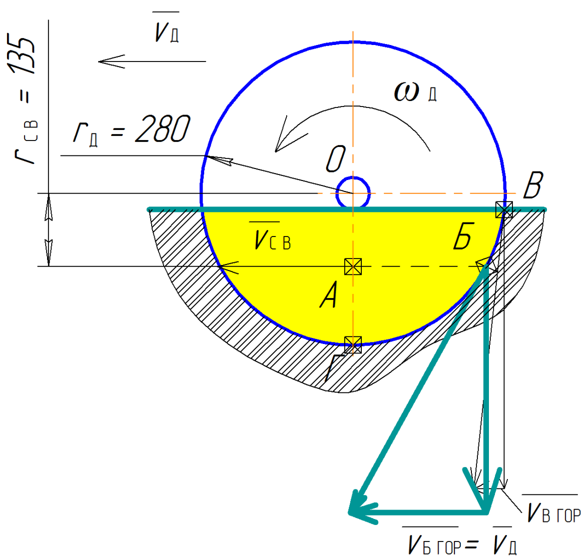

Рисунок 5 – К выявлению точки на диске, определяющей его угловую скорость

Figure 5 – To identify the point on the disk that determines its angular velocity

Допустим, скорость поступательного перемещения диска равна средневзвешенной окружной скорости: $v_{д} = v_{с\,в}$. Отсюда угловая скорость диска

$$\omega_{д} = \frac{v_{с\,в}}{r_{с\,в}}. \qquad (13)$$

Любая точка на кромке лезвия, например точка *Г*, будет иметь окружную скорость

$$v_{Г} = \omega_{д}\, r_{д}. \qquad (14)$$

Там, где горизонтальная составляющая вектора окружной скорости точки кромки лезвия будет равна скорости агрегата, не будет горизонтального проскальзывания кромки лезвия относительно частиц грунта. Положение точки *Б* на кромке лезвия диска, в которой не будет горизонтального проскальзывания кромки лезвия относительно частиц грунта, будет на одной горизонтали с точкой *А*. Приложим к точке *Б* на кромке лезвия диска вектор скорости . Спроецируем его на горизонтальное и вертикальное направление. Получим иже теоре

Следует учесть, что в действительности точки *А* и *Б* будут расположены ниже теоретических по трём причинам. Во-первых, в среднем удельная сила трения о грунт фасок лезвия, то есть сила трения отнесённая к единице площади, превышает удельную силу трения боковых поверхностей диска. Это обусловлено тем, что, за исключением нижней точки *Г* диска, фаски лезвия расположены под некоторым углом к вектору скорости диска. При этом часть поверхности фаски диска, обращённая в сторону движения агрегата, воспринимает также напор грунта. Во-вторых, с увеличением расстояния от центра вращения к периферии диска увеличивается плечо действующих сил трения. В-третьих, как правило, с увеличением глубины увеличивается плотность грунта, следовательно, увеличивается его сила трения. Поэтому принятое допущение следует оценивать как чисто теоретическое, способствующее пониманию процесса взаимодействия диска с грунтом. Положение точек *А* и *Б* на рисунке 5 следует рассматривать как наивысшее. Отсюда вычисленную угловую скорость диска следует рассматривать как максимальную. Действительная угловая скорость диска будет меньше и зависит от очень многих факторов. Кроме того, она будет непостоянной.

Как видно из построений, кромка лезвия диска во всех положениях осуществляет резание со значительным скольжением. Это, с одной стороны, является преимуществом резания грунта диском. С другой стороны, теоретически без проскальзывания относительно грунта в любое мгновение находится только точка, совпадающая с точкой *А* диска. Остальные участки боковых поверхностей диска проскальзывают относительно грунта, увеличивая затраты энергии на его резание.

Для разработки одного кубического метра грунта агрегат в составе энергетического устройства и дискового рыхлителя должен переместиться на расстояние

$$l_{\partial p} = \frac{1}{a\,B}, \qquad (15)$$

где a – заглубление диска; B – ширина дискового рыхлителя.

Время перемещения диска на это расстояние

$$\tau_{\partial p} = \frac{l_{\partial p}}{v_\partial}, \qquad (16)$$

где v_∂ – скорость дискового рыхлителя.

За один час агрегат разработает грунт площадью

$$S_{ч\partial p} = 3600\,Bv_\partial. \qquad (17)$$

За 8-часовую рабочую смену агрегат разработает грунт площадью $S_{8ч\partial p}$. Так как для создания фронта работ агрегату для удаления грунта с подстилающего слоя автодороги агрегат в составе энергетического устройства и дискового рыхлителя должен сделать 7 проходов, то за один час работы он разработает грунт для формирования подстилающего слоя будущей автодороги на расстоянии

$$L_{ч\partial p} = 3600\,\frac{v_\partial}{7}; \qquad (18)$$

за рабочую смену

$$L_{8ч\partial p} = 8\,L_{ч\partial p}. \qquad (19)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

Допустим, диски заглублены на $a = 250$ мм. Тогда минимальный диаметр диска (1)

$$d = 2 \cdot 250 + 60 = 560 \text{ мм}.$$

Зависимость минимального диаметра дисков от их заглубления на рисунке 6.

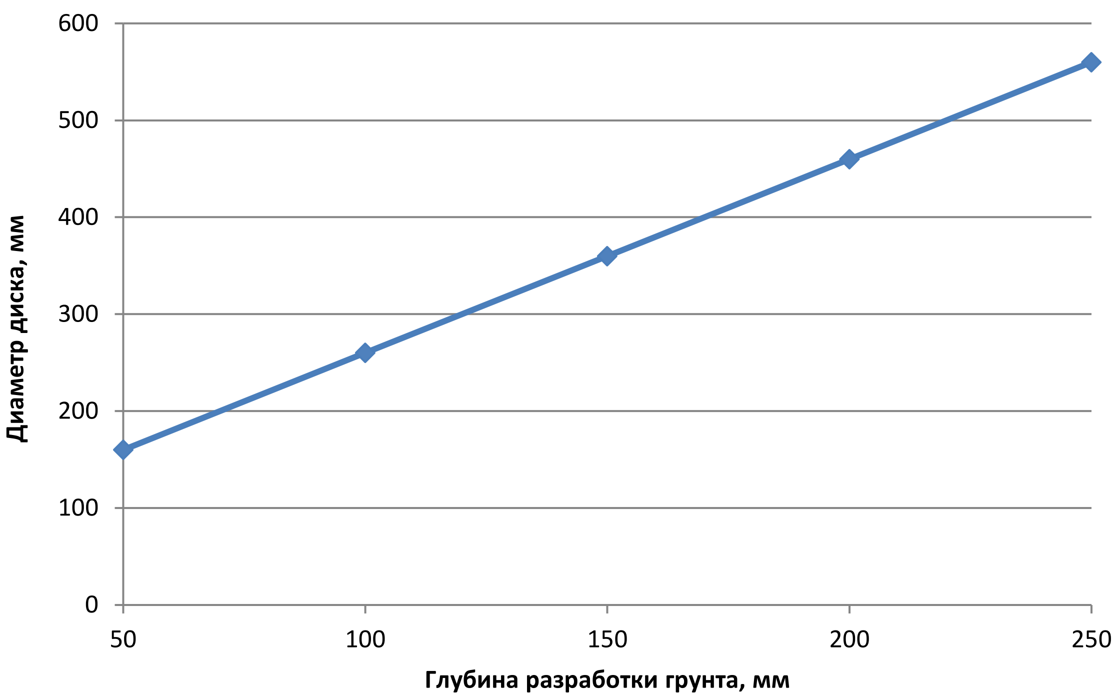

Рисунок 6 – Зависимость минимального диаметра диска от глубины разработки грунта

Figure 6 – Dependence of the minimum diameter of the disk on the depth of soil development

Допустим, рассматриваемый дисковый рыхлитель должен разрабатывать грунт на всю ширину захвата агрегата (см. рисунок 1, а) 7 м. С учётом внедрения ковшей в грунт и выхода их из грунта теоретическая ширина дискового рыхлителя

$$B_m = 7 + 2 \cdot 0{,}108 = 7{,}216 \text{ м}.$$

Из зависимостей (2), когда диски заглублены на 250 мм:

$$l_{м\,д} = d = 0{,}56 \text{ м};$$

угол (3)

$$\gamma = arctg \frac{0{,}012}{0{,}56} \approx 1{,}23°;$$

расчётная длина дискового рыхлителя (4):

$$L = \frac{7{,}216}{2 \cdot 0{,}00214} \approx 180 \text{ м}.$$

Такая длина дискового рыхлителя очень велика, поэтому ограничимся $L \leq 25$ м. Тогда ширина дискового рыхлителя (5):

$$B = 2 \cdot 25 \cdot 0{,}0214 = 1{,}07 \text{ м}.$$

Количество проходов дискового рыхлителя для обеспечения работы агрегата непрерывного действия (см. рисунок 1, а): 7,216 : 1,07 = 6,74. Примем количество проходов равным 7.

Расчётное общее количество дисков (6):

$$n_{д\,п\,з} = \frac{25 - 0{,}56}{2 \cdot 0{,}56} - 1 = 21{,}8 - 1 = 20{,}8 \text{ шт}.$$

Так как передний диск осуществляет зажатое резание (см. рисунок 3), а остальные установлены попарно, учитывая принятое увеличенное количество проходов, количество дисков, осуществляющих полузажатое резание $n_{д\,п\,з} = 20$.

Толщина диска, осуществляющего полузажатое резание, $b = 8$ мм. Передний диск осуществляет зажатое резание грунта. Чтобы следующие за ним диски могли сдвинуть грунт в свободное пространство, созданное передним диском, его толщина должна быть в два раза больше толщины остальных дисков: $b_{пер} = 8 \cdot 2 = 16$ мм.

Площадь воздействия дискового рабочего органа на грунт (7), когда передний диск заглублён на 250 мм (см. рисунок 4),

$$S_{д-г} = 374 \cdot 16 = 5984 \text{ мм}^2.$$

Допустим, удельное сопротивление грунта перемещению переднего диска, с учётом трения о грунт боковых стенок, $k_{гр-д} = 1{,}0$ МПа. Равнодействующая (8):

$$R = 1 \cdot 5984 = 5984 \text{ Н}.$$

Момент сопротивления вращению диска (9):

$$M = 5984 \cdot 0{,}015 \approx 89{,}8 \text{ Нм}.$$

Разложим равнодействующую *R* на горизонтальную и вертикальную составляющую:

$$R_в = R_{г\,пер} = 5984 \cdot 0{,}707 \approx 4260 \text{ Н}.$$

Площадь воздействия на грунт диска, осуществляющего полузажатое резание (7),

$$S_{д-г} = 374 \cdot 8 = 2992 \text{ мм}^2.$$

Допустим, удельное сопротивление грунта дисков, осуществляющих полузажатое резание грунта, $k_{гр-д} = 0{,}3$ МПа. Равнодействующая (8):

$$R = 0{,}3 \cdot 2992 = 898 \text{ Н}.$$

Момент сопротивления вращению диска (9):

$$M = 898 \cdot 0{,}015 \approx 13{,}47 \text{ Нм}.$$

Горизонтальная и вертикальная составляющие $R_в = R_г \approx 635$ Н.

Без учёта переднего диска количество дисков, осуществляющих полузажатое резание, $n_{д\,п\,з} = 20$. Необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта (10):

$$F_{т\,рез} = 4260 + 635 \cdot 20 = 16960 \text{ Н}.$$

На рисунке 7 показана зависимость силы тяги энергетического устройства для резания грунта дисковым рыхлителем от глубины разработки грунта.

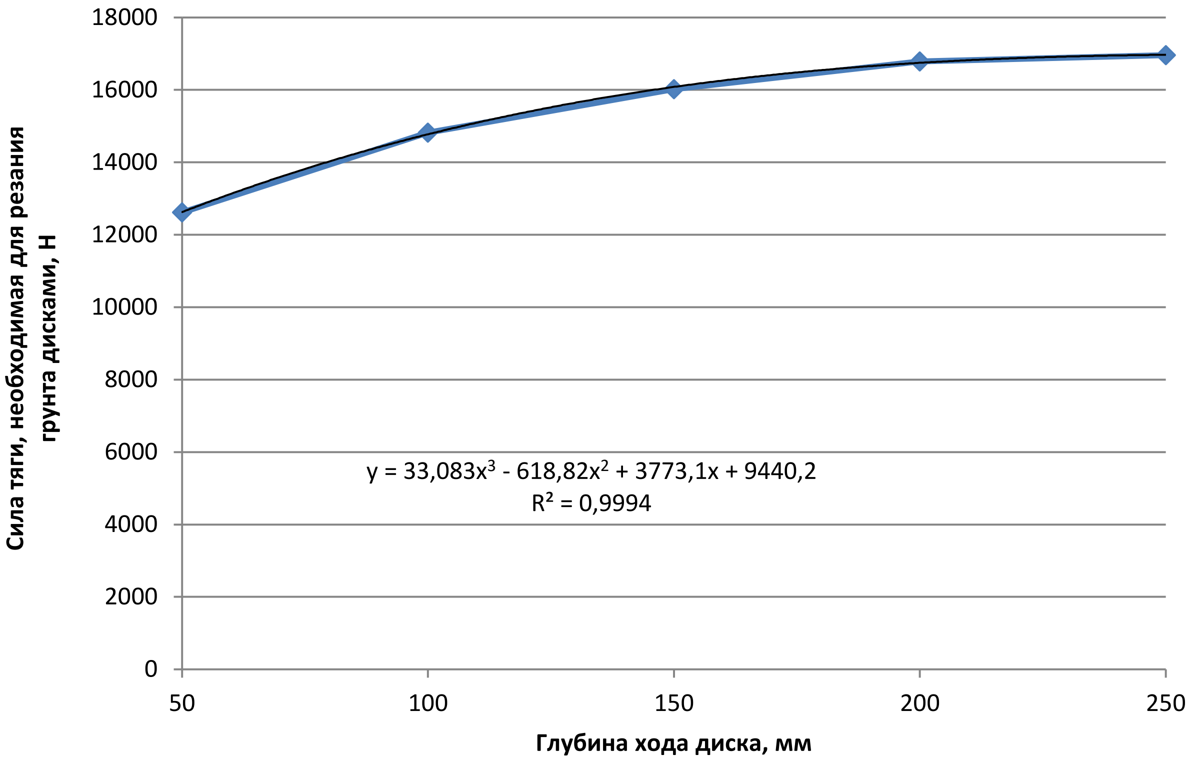

Рисунок 7 – Зависимость силы тяги энергетического устройства для резания грунта от глубины разработки грунта

Figure 7 – Dependence of the thrust force of the energy device for cutting the soil on the depth of soil development

Допустим, коэффициент сопротивления качению колёс дискового рыхлителя $f_{с к з у} = 0{,}2$. Сила тяжести дискового рыхлителя, приходящаяся на опорные колёса, $P_{о к} = 1000$ Н. Усилие на перемещение дискового рыхлителя (11):

$$P_{п д р} = 0{,}2 \cdot 1000 = 200 \text{ Н}.$$

Общее тяговое усилие (12):

$$F_{д р} = 16960 + 200 = 17160 \text{ Н}.$$

Допустим, средневзвешенная окружная скорость диска (см. рисунок 5) $v_д = v_{с в} = 2$ м/с. Отсюда угловая скорость диска (13):

$$\omega_д = \frac{2}{0{,}135} = 14{,}96 \text{ рад/с}.$$

Окружная скорость точки на кромке лезвия диска (14):

$$v_Г = 14{,}96 \cdot 0{,}28 = 4{,}19 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость точки *Г* кромки лезвия превышает скорость перемещения оси диска более чем в два раза. Следовательно, в точке *Г* кромка лезвия диска опережает скорость агрегата. Лезвие будет осуществлять резание со скольжением только в нижней части, погружённой в грунт. В точке *В* погружения кромки лезвия в грунт горизонтальная составляющая вектора окружной скорости точки кромки лезвия, из построения $v_{В\,гор} = 0{,}555$ м/с; $v_{В\,гор} \ll v_д$. В точке *В* горизонтальная составляющая кромки лезвия диска значительно меньше скорости агрегата. Лезвие также будет осуществлять резание со скольжением относительно грунта, преимущественно по вертикали. В горизонтальном направлении режим резания будет близок к рубке [2].

Для разработки одного кубического метра грунта агрегат в составе энергетического устройства и дискового рыхлителя должен переместиться на расстояние (15):

$$l_{\partial p} = \frac{1}{0{,}25\cdot 1{,}07} \approx 3{,}738 \text{ м.}$$

Время перемещения (16):

$$\tau_{\partial p} = \frac{3{,}738}{2} = 1{,}85 \text{ с.}$$

За один час агрегат разработает грунт площадью (17):

$$S_{ч\partial p} = 3600 \cdot 1{,}07 \cdot 2 = 7781\ м^2 = 0{,}778 \text{ га.}$$

За 8-часовую рабочую смену агрегат разработает грунт площадью $S_{8ч\partial p} = 6{,}22$ га. Так как для создания фронта работ агрегату для удаления грунта с подстилающего слоя автодороги агрегат в составе энергетического устройства и дискового рыхлителя должен сделать 7 проходов, то за один час работы он разработает грунт для формирования подстилающего слоя будущей автодороги на расстоянии (18):

$$L_{ч\partial p} = 3600\frac{2}{7} = 1039 \text{ м;}$$

за рабочую смену (19):

$$L_{8ч\partial p} = 8\, L_{ч\partial p} = 8 \cdot 1039 = 8310 \text{ м.}$$

Агрегат для удаления грунта с подстилающего слоя автодороги перемещается за рабочую смену на расстояние 2448 метра. Поэтому агрегат в составе дополнительного энергетического устройства с дисковым рыхлителем обеспечит за смену фронт работ агрегату для удаления грунта с подстилающего слоя автодороги на: 8310 : 2448 ≈ 3,4 рабочих смены.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Так как в составе агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодорог диски будут осуществлять зажатое резание грунта, для предварительного рыхления грунта дисками более целесообразно использовать отдельный агрегат, включающий энергетическое устройство и дисковый рыхлитель. На основании проведённых теоретических исследований выявлена необходимая сила тяги энергетического устройства для резания грунта $F_{т\,рез} = 16960$ Н и общее тяговое усилие $F_{\partial p} = 17160$ Н, необходимое для перемещения дискового рыхлителя. Производительность агрегата $S_{ч\partial p} = 0{,}778$ га/час. Для сопоставления затрат энергии на резание грунта пассивными дисками и долотообразными рабочими органами следует произвести теоретический анализ затрат энергии на работу пассивных дисков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Николаев В.А. Определение скорости цепей и размеров пласта грунта, отрезаемого ковшом агрегата для удаления верхнего слоя грунта с подстилающего слоя автодороги // Вестник СибАДИ. 2020. № 1. С. 32–43.
2. Николаев В.А. Анализ взаимодействия кромки лезвия консольного ножа с грунтом // Вестник СибАДИ. 2020. № 2. С. 172–181.
3. Николаев В.А. Затраты энергии на резание грунта ковшами агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодороги // Вестник СибАДИ. 2020. № 6. С. 676–688.
4. Карасёв Г.Н. Определение силы резания грунта с учётом упругих деформаций при разрушении // Строительные и дорожные машины. 2008. № 4. С. 36–42.
5. Карнаухов А.И., Орловский С.Н. Определение затрат удельной энергии на процесс резания лесных почв торцевыми фрезами // Строительные и дорожные машины. 2010. № 1. С. 20–22.
6. Кравец И.М. Определение критической глубины резания при комбинированном резании грунтов гидрофрезой // Строительные и дорожные машины. 2010. № 5. С. 47–49.
7. Кириллов Ф.Ф. Детерминированная математическая модель временного распределения тягового усилия для многорезцовых рабочих органов землеройных машин // Строительные и дорожные машины. 2010. № 11. С. 44–48.
8. Берестов Е.И. Влияние трения грунта по поверхности ножа на сопротивление резанию // Строительные и дорожные машины. 2010. № 11. С. 34–38.
9. Вершинин А.В., Зубов В.С., Тюльнев А.М. Повышение эффективности дискофрезерных рабочих механизмов для разработки мёрзлых грунтов // Строительные и дорожные машины. 2012. № 8. С. 42– 44.
10. Баловнев В.И., Нгуен З.Ш. Определение сопротивлений при разработке грунтов рыхлителем по интегральному показателю прочности // Строительные и дорожные машины. 2005. № 3. С. 38–40.
11. Ryabets N., Kurzhner F. Weakening of frozen soils by means of ultra-high frequency energy. // Cold Regions Science and Technology. 2003. Vol. 36. P. 115-128.
12. Liu X., Liu P. Experimental research on the compressive fracture toughness of wing fracture of frozen soil. // Cold Regions Science and Technology. 2011. Vol. 65. P. 421-428.
13. Talalay P.G. Subglacial till and Bedrock drilling. // Cold Regions Science and Technology. 2013. Vol. 86. P. 142-166.
14. Sun X. ACT-timely experimental study on meso-scopic damage development of frozen soil under triaxial shearing. // Rock and Soil Mechanics. 2005. №8. P. 150-163.
15. Li Q. Development of Frozen Soil Model. // Advances in Earth Science. 2006. №12. P. 96-103.
16. Atkinson J. The Mechanics of Soils and Foundations. CRC. Press. 2007. 448 p.

17. Баловнев В.И., Данилов Р.Г., Улитич О.Ю. Исследование управляемых ножевых систем землеройно-транспортных машин // Строительные и дорожные машины. 2017. № 2. С. 12–15.

18. Нилов В.А., Фёдоров Е.В. Разработка грунта скрепером в условиях свободного резания // Строительные и дорожные машины. 2016. № 2. С. 7–10.

19. Чмиль В.П. Насосно-аккумулятивный привод рыхлителя с автоматическим выбором угла резания // Строительные и дорожные машины. 2016. № 11. С. 18–20.

20. Кабашев Р.А., Тургумбаев С.Д. Экспериментальные исследования процесса копания грунтов роторно-дисковыми рабочими органами под гидростатическим давлением // Вестник СибАДИ. 2016. № 4. С. 23–28.

21. Сёмкин Д.С. О влиянии скорости рабочего органа на силу сопротивления резанию грунта // Вестник СибАДИ. 2017. № 1. С. 37– 43.

22. Константинов Ю.В. Методика расчёта сопротивления и момента сопротивления резанию почвы прямым пластинчатым ножом фрезы // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 5. С. 31–39.

23. Сыромятников Ю.Н., Храмов И.С., Войнаш С.А. Гибкий элемент в составе рабочих органов роторной почвообрабатывающей рыхлительно-сепарирующей машины // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 5. С. 32– 39.

24. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Силовой анализ механизмов перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин по заданной траектории // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 1. С. 47– 54.

25. Драняев С.Б., Чаткин М.Н., Корявин С.М. Моделирование работы винтового Г-образного ножа почвообрабатывающей фрезы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 7. С. 13–19.

REFERENCES

1. Nikolayev V.A. Opredelenie skorosti cepej i razmerov plasta grunta, otrezaemogo kovshom agregata dlya udaleniya verhnego sloya grunta s podstilayushchego sloya avtodorogi [Determination of the speed of the chains and the size of the soil layer cut by the bucket of the unit to remove the top layer of soil from the underlying layer of the road]. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2020. 1:. 32-43. (In Russian)

2. Nikolayev V.A. Analiz vzaimodejstviya kromki lezviya konsol'nogo nozha s gruntom [Analysis of the interaction of the edge of the cantilever knife blade with the ground]. *The The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2020. 2: 172-181. (In Russian)

3. Nikolaev V.A. Zatraty jenergii na rezanie grunta kovshami agregata nepreryvnogo dejstvija dlja formirovanija podstilajushhego sloja avtodorogi [Energy Expenditure on ground cutting by buckets of the unit of continuous action to form the underlying layer of the road]. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2020. 6: 676-688. (In Russian)

4. Karasyev G.N. Opredelenie sily rezaniya grunta s uchyotom uprugih deformacij pri razrushenii [Determination of the cutting force of the soil, taking into account elastic deformations during destruction] *Construction and road machinery*, 2008. 4: 36-42. (In Russian)

5. Karnaukhov A.I.. Orlovskiy S.N Opredelenie zatrat udel'noj energii na process rezaniya lesnyh pochv torcevymi frezam [Determination of the cost of specific energy for the process of cutting forest soils with end mills]. *Construction and road machinery*, 2010. 1: 20-22. (In Russian)

6. Kravets I.M. Opredelenie kriticheskoj glubiny rezaniya pri kombinirovannom rezanii gruntov gidrofrezo [Determination of the critical cutting depth for combined cutting of soils with a hydrophreeze]. *Construction and road machinery*, 2010. 5: 47-49. (In Russian)

7. Kirillov F.F. Determinirovannaya matematicheskaya model' vremennogo raspredeleniya tyagovogo usiliya dlya mnogorezcovyh rabochih organov zemlerojnyh mashin. Construction and road machinery, 2010. No11. Pp. 44-48. (In Russian).

8. Berestov E.I. Vliyanie treniya grunta po poverhnosti nozha na soprotivlenie rezaniyu. Construction and road machinery, 2010. No 11. Pp. 34-38.

9. Vershinin A.V., Subov V.S., Tyulnev A.M. Povyshenie effektivnosti diskofrezernyh rabochih mekhanizmov dlya razrabotki myorzlyh gruntov. Construction and road machinery, 2012. No 8. Pp. 42-44.

10. Balovnev V.I., Nguen Z.SH. Opredelenie soprotivlenij pri razrabotke gruntov ryhlitelem po integral'nomu pokazatelyu prochnosti [Determination of resistances in the development of soils with a ripper according to the integral strength index]. *Construction and road machines*, 2005. 3: 38-40. (In Russian)

11. Ryabets N., Kurzhner F. Weakening of frozen soils by means of ultra-high frequency energy. *Cold Regions Science and Technology*. 2003. 36: 115-128.

12. Liu X., Liu P. Experimental research on the compressive fracture toughness of wing fracture of frozen soil. Cold Regions Science and Technology. 2011. 65: 421-428.

13. Talalay P.G. Subglacial till and Bedrock drilling. Cold Regions Science and Technology. 2013. 86: 142-166.

14. Sun X. ACT-timely experimental study on meso-scopic damage development of frozen soil under triaxial shearing. Rock and Soil Mechanics. 2005. 8: 150-163.

15. Li Q. Development of Frozen Soil Model. Advances in Earth Science. 2006. 12: 96-103.

16. Atkinson J. The Mechanics of Soils and Foundations. CRC. Press. 2007: 448.

17. Balovnev V.I., Danilov R.G., Ulitich O.YU. Issledovanie upravlyaemyh nozhevyh sistem zemlerojno-transportnyh mashin [Research of controlled knife systems of earthmoving and transport machines]. *Construction and road vehicles*, 2017. 2: 12-15.

18. Nilov V.A., Fyodorov E.V. Razrabotka grunta skreperom v usloviyah svobodnogo rezaniya [Development of the soil with a scraper in the conditions of free cutting]. Construction and road machines, 2016. 2: 7-10.

19. CHmil' V.P. Nasosno-akkumulyativnyj privod ryhlitelya s avtomaticheskim vyborom ugla rezaniya

[Pump-accumulator drive of the ripper with automatic selection of the cutting angle]. *Construction and road machines*, 2016. 11: 18-20.

20. Kabashev R.A., Turgumbaev S.D. Eksperimental'nye issledovaniya processa kopaniya gruntov rotorno-diskovymi rabochimi organami pod gidrostaticheskim davleniem [Experimental studies of the process of soil digging by rotary-disk working bodies under hydrostatic pressure]. *The The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2016. 4: 23-28. (In Russian)

21. Syomkin D.S. O vliyanii skorosti rabochego organa na silu soprotivleniya rezaniyu grunta [On the influence of the speed of the working body on the strength of the resistance to cutting the soil]. *The The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2017. 1: 37-43. (In Russian)

22. Konstantinov YU.V. Metodika raschyota soprotivleniya i momenta soprotivleniya rezaniyu pochvy pryamym plastinchatym nozhom frezy [Method of calculating the resistance and moment of resistance to cutting the soil with a straight plate cutter knife]. *Tractors and agricultural machines*, 2019. 5: 31-39. (In Russian)

23. Syromyatnikov YU.N., Hramov I.S., Vojnash S.A. Gibkij element v sostave rabochih organov rotornoj pochvoobrabatyvayushchej ryhlitel'no-separiruyushchej mashiny [Flexible element in the composition of the working bodies of the rotary tillage loosening and separating machine]. *Tractors and agricultural machines*, 2018. 5: 32-39. (In Russian)

24. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Silovoj analiz mekhanizmov peremeshcheniya rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih mashin po zadannoj traektorii [Power analysis of the mechanisms of movement of working bodies of tillage machines along a given trajectory]. *Tractors and agricultural machines*, 2018. 1: 47-54. (In Russian)

25. Dranyaev S.B., CHatkin M.N., Koryavin S.M. Modelirovanie raboty vintovogo G-obraznogo nozha pochvoobrabatyvayushchej frezy [Simulation of the operation of a screw L-shaped knife of a tillage cutter]. *Tractors and agricultural machines*, 2017. 7: 13-19. (In Russian)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Николаев Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Строительные и дорожные машины».

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Vladimir A. Nikolaev, Dr. of Sci., Professor of the Construction and Road Machines Department.