УДК 625.08
DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-4-364-376

УСТОЙЧИВОСТЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОВШЕЙ И НАПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ПОДСТИЛАЮЩЕГО СЛОЯ АВТОДОРОГИ

В.А. Николаев
ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
г. Ярославль, Россия

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. Рабочими органами агрегата являются ковши, осуществляющие резание и транспортирование грунта. Для уравновешивания этих сил и моментов в поперечно-вертикальной плоскости, относительно направления движения ковшей, служат поддерживающие планки с гидроцилиндрами поддержки. Для создания и регулирования давления в гидроцилиндрах поддержки на энергетическом устройстве установлены два гидропневмоаккумулятора управления поддерживающими планками. Часть сил и моментов через поддерживающие планки, гидроцилиндры поддержки, раму рабочей части агрегата передаётся на энергетическое устройство, служащее для привода агрегата. При работе агрегата сопротивление грунта резанию непрерывно изменяется, поэтому изменяются силы и моменты, передаваемые на энергетическое устройство. При работе необходима устойчивость прямолинейного хода агрегата. Для обеспечения устойчивости перемещения ковшей и направления движения агрегата следует сначала рассмотреть процесс заполнения ковшей грунтом.*
Методика исследования. *На основе конструктивной компоновки выявлено количество ковшей, наполняемых грунтом. Допустим, заполнение ковшей грунтом происходит постепенно и равномерно. Отсюда выявлено увеличение нагрузки на правую и левую поддерживающую планку каждым последующим, по ходу, ковшом по мере его заполнения. Путём сложения вертикальных сил определена величина и положение суммарной нагрузки на поддерживающие планки. Определено сопротивление перемещению левых и правых колёс рабочей части агрегата, обусловленное нагрузкой от ковшей на поддерживающие планки, силой тяжести поднимаемого грунта, силой тяжести рабочей части агрегата. Выявлена суммарная горизонтальная сила воздействия грунта на ковши, направленная по ходу агрегата. Приведена методика расчёта положения вектора тяги энергетического устройства.*
Результаты. *На основе разработанной методики определены диаметры гидроцилиндров поддержки и номинальное давление в гидропневмоаккумуляторах управления правыми и левыми поддерживающими планками. Предложена конструктивная компоновка навески энергетического устройства и системы автоматической корректировки положения вектора тяги энергетического устройства в зависимости от свойств разрабатываемого грунта.*
Заключение. *На основании проведённых теоретических исследований вычислены диаметры гидроцилиндров поддержки и номинальное давление в гидропневмоаккумуляторах управления правыми и левыми поддерживающими планками. Дан пример расчёта положения вектора тяги энергетического устройства. Предложена конструктивная компоновка системы автоматической корректировки положения вектора тяги энергетического устройства в зависимости от свойств разрабатываемого грунта и общая компоновка энергетического устройства. Проведённые теоретические исследования позволяют обеспечить устойчивость перемещения ковшей и направления движения агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодорог.*

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: *агрегат непрерывного действия, грунт, поддерживающие планки, диаметры гидроцилиндров, давление в гидропневмоаккумуляторах, вектор тяги, энергетическое устройство, автоматическая корректировка.*

Поступила 31.07.21, принята к публикации 31.08.21.
Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

© Николаев В.А., 2021

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Для цитирования: Николаев, В.А. Устойчивость перемещения ковшей и направления движения агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодороги / В.А. Николаев – DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296- 2021-18-4-364-376 // *Вестник СибАДИ.* – 2021. – Т. 18, № 4(80). − С. 364-376.

DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-4-364-376

STABILITY OF BUCKET MOVEMENT AND DIRECTION OF MOVEMENT OF THE CONTINUOUS UNIT TO FORM THE UNDERLYING LAYER OF THE ROAD

Vladimir A. Nikolayev
Yaroslavl Technical University,
Yaroslavl, Russia

ABSTRACT

Introduction. *The unit of continuous action for the formation of the underlying layer is designed to increase labor productivity in the construction of roads and other objects, for the construction of which it is necessary to remove the upper layer of soil. The working bodies of the unit are buckets that cut and transport soil. To balance these forces and moments in the transverse-vertical plane, relative to the direction of movement of the buckets, support bars with support hydraulic cylinders are used. To create and regulate the pressure in the support hydraulic cylinders, two hydraulic pneumatic accumulators for controlling the supporting strips are installed on the power device. Part of the forces and moments through the supporting strips, support hydraulic cylinders, the frame of the working part of the unit is transmitted to the energy device that serves to drive the unit. During the operation of the unit, the resistance of the soil to cutting changes continuously. Therefore, the forces and moments transmitted to the energy device change. During operation, the stability of the rectilinear course of the unit is necessary. To ensure the stability of the movement of buckets and the direction of movement of the unit, you should first consider the process of filling the buckets with soil.*

The method of research. *On the basis of the constructive layout, the number of buckets filled with soil was revealed. Suppose the filling of buckets with soil occurs gradually and evenly. Hence, an increase in the load on the right and left support bar was revealed by each subsequent bucket as it is filled. By adding the vertical forces, the value and position of the total load on the supporting bars are determined. The resistance to the movement of the left and right wheels of the working part of the unit, due to the load from the buckets to the supporting strips, the gravity of the raised soil, the gravity of the working part of the unit, is determined. The total horizontal force, the impact of soil on the buckets, directed along the course of the unit, was revealed. The method of calculating the position of the thrust vector of the energy device is given.*

Results. *On the basis of the developed technique, the diameters of the support hydraulic cylinders and the nominal pressure in the hydraulic pneumatic accumulators of the control of the right and left support strips were determined. A constructive layout of the hinged energy device and a system for automatic adjustment of the position of the thrust vector of the energy device depending on the properties of the developed soil is proposed.*

Conclusion. *On the basis of theoretical studies, the diameters of the support hydraulic cylinders and the nominal pressure in the hydraulic pneumatic accumulators of the control of the right and left support strips were calculated. An example of calculating the position of the thrust vector of an energy device is given. The constructive arrangement of the system of automatic adjustment of the position of the thrust vector of the energy device depending on the properties of the developed soil and the general layout of the energy device is proposed. The conducted theoretical studies allow to ensure the stability of the movement of buckets and the direction of movement of the continuous unit for the formation of the underlying layer of roads.*

KEYWORDS. *Continuous unit, soil, supporting slats, diameters of hydraulic cylinders, pressure in hydropneumo accumulators, thrust vector, power device, automatic adjustment.*

Submitted 31.07.21, revised 31.08.21.
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.

© Nikolayev V.A., 2021

Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

For citation: Nikolayev V.A. Stability of bucket movement and directionof movement of the continuous unit to form the underlying layer of the road. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2021; 18 (4): 364-376. DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-4-364-376.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1. На основе анализа перемещения ковша при его заполнении грунтом выявлены диаметры гидроцилиндров поддержки.

2. Определено номинальное давление в гидропневмоаккумуляторах управления правыми и левыми поддерживающими планками.

3. Приведён пример расчёта положения вектора тяги энергетического устройства.

4. Предложена конструктивная компоновка системы автоматической корректировки положения вектора тяги энергетического устройства в зависимости от свойств разрабатываемого грунта и общая компоновка энергетического устройства.

ВВЕДЕНИЕ

Агрегат непрерывного действия для формирования подстилающего слоя (патент РФ №2689007) предназначен для увеличения производительности труда при строительстве автомобильных дорог и других объектов, для строительства которых необходимо снятие верхнего слоя грунта. Рабочими органами агрегата являются ковши, осуществляющие резание и транспортирование грунта. Теоретические основы резания грунта, в том числе и ковшами[1,2], весьма подробно рассмотрены в [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22,]. Однако ковши, используемые в предлагаемом агрегате, имеют сложную форму [23, 24, 25], содержат консольный, правый и нижний нож. Ковши присоединены к цепям, поэтому при резании грунта силы и моменты, действующие на ковши, передаются на цепи. Для уравновешивания этих сил и моментов в поперечно-вертикальной плоскости, относительно направления движения ковшей, служат опорные катки и поддерживающие планки [27] с гидроцилиндрами поддержки. Для создания и регулирования давления в гидроцилиндрах поддержки на энергетическом устройстве установлены два гидропневмоаккумулятора управления поддерживающими планками. Один гидропневмоаккумулятор поддерживает давление в левых, по ходу ковшей, гидроцилиндрах поддержки, другой – в правых. Необходимо определить номинальное давление в гидропневмоаккумуляторе управления левыми поддерживающими планками и гидропневмоаккумуляторе управления правыми поддерживающими планками, диаметры гидроцилиндров поддерживающих планок.

Часть сил и моментов через поддерживающие планки, гидроцилиндры поддержки, раму рабочей части агрегата передаётся на энергетическое устройство, служащее для привода агрегата. При работе агрегата сопротивление грунта резанию непрерывно изменяется, поэтому изменяются силы и моменты, передаваемые на энергетическое устройство. Но, несмотря на изменение сил и моментов, при работе необходима устойчивость прямолинейного хода агрегата. Для обеспечения устойчивости перемещения ковшей и направления движения агрегата следует сначала рассмотреть процесс заполнения ковшей грунтом.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Допустим, заполнение ковшей грунтом происходит постепенно и равномерно. Из конструктивной компоновки максимальное количество ковшей, наполняемых грунтом, $n_{гр} = 11$. Ковш №1 только начинает заполняться грунтом, поэтому предположим, что вертикальная нагрузка правой стороны этого ковша $F_{к\,z\,min\,пр}$ [27] воздействует только на правые опорные катки ковша, но не воздействует на правую поддерживающую планку, то есть нагрузка от ковша №1 на правую поддерживающую планку равна нулю. Допустим, гидросистема, управляющая поддерживающими планками, настроена так, что в процессе заполнения вертикальная нагрузка, которая воздействует на правые опорные катки ковша, постоянна и равна $F_{к\,z\,min\,пр}$. Поскольку максимальная нагрузка на правые опорные катки и поддерживающие планки $F_{к\,z\,max\,пр}$, то максимальная нагрузка на правую поддерживающую планку равна разности

$$F_{к\,z\,\max пр} - F_{к\,z\,\min пр}. \quad (1)$$

Следовательно, каждый последующий, по

[1] 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.

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

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

ходу, ковш, по мере его заполнения, будет увеличивать нагрузку на правую поддерживающую планку на

$$F_{ппп} = \frac{F_{кz\,max\,пр} - F_{кz\,min\,пр}}{n_{гр} - 1}. \quad (2)$$

Аналогично определим увеличение нагрузки $F_{лпп}$ на левую поддерживающую планку, создаваемую каждым последующим ковшом. Сложив последовательно вертикальные силы воздействия каждого ковша на поддерживающие планки, определим суммарную нагрузку на поддерживающие планки. Представив суммарную нагрузку сосредоточенной силой $F_{\Sigma кz}$, определим точку её приложения. Отсюда выявим распределение суммарной нагрузки от воздействия ковшей на поддерживающие планки, приходящейся на левые опорные колёса $F_{\Sigma кzл}$ рабочей части агрегата и на правые опорные колёса – $F_{\Sigma кzп}$. Приняв коэффициент сопротивления качению колеса, определим сопротивление перемещению левых и правых колёс рабочей части агрегата, обусловленное нагрузкой от ковшей на поддерживающие планки:

$$F_{\Sigma скzл} = f_к F_{\Sigma кzл};\ F_{\Sigma скzп} = f_к F_{\Sigma кzп}. \quad (3)$$

Сила тяжести поднимаемого грунта $G_{пг}$ [27] полностью воздействует на левые колёса. Сопротивление перемещению агрегата, обусловленное тяжестью поднимаемого грунта,

$$F_{пг} = f_к G_{пг}. \quad (4)$$

Суммарное сопротивление перемещению рабочей части агрегата, воздействующее на левые колёса,

$$F_{лк} = F_{ткл} + F_{\Sigma скzл} + F_{пг}, \quad (5)$$

где $F_{ткл}$ – сопротивление перемещению левых опорных колёс, обусловленное долей силы тяжести рабочей части агрегата, воздействующей на левые колёса.

Суммарное сопротивление перемещению рабочей части агрегата, воздействующее на правые колёса,

$$F_{пк} = F_{ткп} + F_{\Sigma скzп}, \quad (6)$$

где $F_{ткп}$ – сопротивление перемещению правых опорных колёс, обусловленное долей силы тяжести рабочей части агрегата, воздействующей на правые колёса.

Суммарная горизонтальная сила воздействия грунта на ковши, направленная по ходу агрегата,

$$F_{\Sigma кy} = F_{кy} n_{гр}. \quad (7)$$

Приложим силу сопротивления грунта внедрению рыхлителей $F_{в\Sigma г+д}$ [27], общее максимальное тяговое усилие перемещения всех ковшей в период их заполнения грунтом $F_{кx}$, суммарную горизонтальную силу $F_{\Sigma кy}$, действующую на ковши, сопротивление перемещению опорных колёс $F_{лк}$ и $F_{пк}$ к соответствующим точкам агрегата. Обозначим произвольную точку *O*, лежащую на прямой, параллельной центральной линии рабочей части агрегата и проходящей через цент масс энергетического устройства. Сумма моментов относительно точки *O* должна быть равна нулю:

$$\Sigma M_O = 0. \quad (8)$$

Отсюда определим «*x*» – расстояние от центра масс энергетического устройства до центральной линии левых колёс по направлению движения агрегата. Вектор тяги энергетического устройства должен располагаться на расстоянии *x* от центральной линии левых колёс.

Гидропневмоаккумулятор управления левыми поддерживающими планками и гидропневмоаккумулятор управления правыми поддерживающими планками создаёт, соответственно, равное давление в гидроцилиндрах поддержки левых и правых поддерживающих планок. Между тем нагрузка на каждую последующую поддерживающую планку увеличивается по мере заполнения ковша. Поэтому внутренний диаметр каждого последующего, по ходу ковшей, гидроцилиндра поддержки левых и правых поддерживающих планок должен увеличиваться.

Силу тяжести участка цепи, воздействующую на один ковш, обозначим $G_{уц}$. На участке воздействия ковша №1 на правую поддерживающую планку расчётная нагрузка равна нулю. Усилие воздействия штока гидроцилиндра поддержки на правую поддерживающую планку на участке ковша №2:

$$F_ш = F_{ппп} + G_{уц}. \quad (9)$$

С другой стороны усилие воздействия штока гидроцилиндра

$$F_ш = \frac{\pi d^2}{4} p,$$

где d – внутренний диаметр гидроцилиндра поддержки правой поддерживающей планки №2; p – номинальное давление рабочей жидкости.

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Отсюда номинальное давление в гидропневмоаккумуляторе управления правыми поддерживающими планками

$$p = \frac{4\,F_ш}{\pi d^2}. \quad (10)$$

Внутренние диаметры гидроцилиндров поддержки следующих правых поддерживающих планок определим по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4\,F_ш}{\pi\,p}}. \quad (11)$$

Аналогично вычислим номинальное давление в гидропневмоаккумуляторе управления левыми поддерживающими планками и диаметры гидроцилиндров поддержки левых поддерживающих планок.

Свойства разрабатываемого грунта изменяются. В соответствии с изменением свойств разрабатываемого грунта должно изменяться давление в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками. Для этого на средней раме и правой раме агрегата установлены датчики перемещения. При увеличении вертикальной нагрузки на ковш он начинает заглубляться, датчики перемещения реагируют на это. В кабине энергетического средства установлен блок управления и сигнализации, который суммирует сигналы датчиков перемещения и выдаёт команды на повышение или понижение давления в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками. Давление в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками увеличивается. Если вертикальная нагрузка на ковш уменьшается, он начинает выглубляться, давление в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками уменьшается. Чтобы не было ложного срабатывания при местном понижении рельефа, давление в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками изменяется только при поступлении сигнала от нескольких датчиков перемещения.

На энергетическом устройстве установлены также гидропневмоаккумуляторы управления опорными колёсами. Они уравновешивают вертикальную нагрузку, создаваемую рабочей частью агрегата. Поскольку она частично зависит от свойств разрабатываемого грунта, то давление в гидропневмоаккумуляторах управления опорными колёсами должно изменяться в зависимости от свойств разрабатываемого грунта. Для этого параллельно команде на повышение или понижение давления в гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками блок управления и сигнализации выдаёт команды на повышение или понижение давления в гидропневмоаккумуляторах управления опорными колёсами.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Расчёты ведём на основании ранее полученных результатов [25, 26, 27]. Минимальная нагрузка на опорные катки и поддерживающие планки $F_{к\,z\,min} = 458\,Н$. Максимальная нагрузка на опорные катки и поддерживающие планки $F_{к\,z\,max} = 1538\,Н$. Минимальная нагрузка на правые опорные катки и поддерживающие планки $F_{к\,z\,min\,пр} = 216\,Н$, на левые поддерживающие планки $F_{к\,z\,min\,лев} = 242\,Н$. Максимальная нагрузка на правые опорные катки и поддерживающие планки $F_{к\,z\,max\,пр} = 726\,Н$, на левые поддерживающие планки $F_{к\,z\,max\,лев} = 812\,Н$. Нагрузка на опорные катки, постоянна и равна $F_{к\,z\,min\,пр} = 216\,Н$. Максимальная нагрузка на правую поддерживающую планку (1)

$$F_{к\,z\,max\,пр} - F_{к\,z\,min\,пр} = 726 - 216 = 510\,Н.$$

Следовательно, каждый последующий, по ходу, ковш будет увеличивать нагрузку на правую поддерживающую планку на (2) $F_{п\,п\,п} = \frac{510}{11-1} = 51\,Н$.

Аналогично, каждый последующий ковш будет увеличивать нагрузку на левую поддерживающую планку на $F_{л\,п\,п} = 57\,Н$. Распределение нагрузки на поддерживающие планки представлено в таблице 1.

Сложим последовательно эти параллельные вертикальные силы (рисунок 1).

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Таблица 1
Распределение нагрузки на поддерживающие планки

Table 1
Load distribution on the support strips

Номер ковша	Нагрузка на правую поддерживающую планку, Н	Нагрузка на левую поддерживающую планку, Н	Нагрузка на правую и левую поддерживающие планки, Н
1	0	242	242
2	51	299	350
3	102	356	458
4	153	413	566
5	204	470	674
6	255	527	782
7	306	584	890
8	357	641	998
9	408	698	1106
10	459	755	1214
11	510	812	1322
Σ			8602

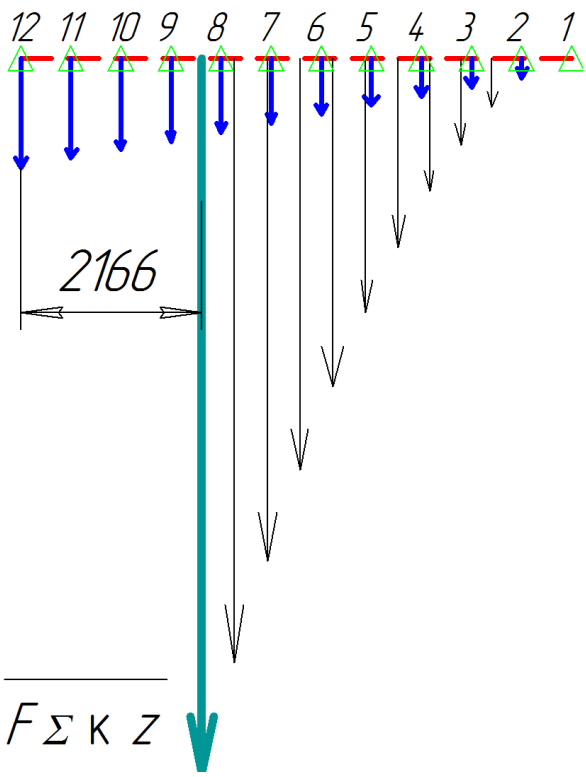

Рисунок 1 – Сложение нагрузок на поддерживающие планки

Figure 1 – Adding loads to the supporting strips

Согласно конструктивной компоновке агрегата распределение суммарной нагрузки от воздействия ковшей на поддерживающие планки: на левые опорные колёса – $F_{\Sigma\,к\,z\,л} = 5940$ *Н*[27], на правые опорные колёса – $F_{\Sigma\,к\,z\,л} = 2662$ *Н*. Допустим, коэффициент сопротивления качению колеса колеса $f_к = 0{,}15$. Соответственно, сопротивление перемещению левых и правых колёс рабочей части агрегата, обусловленное нагрузкой на поддерживающие планки (3),

$$F_{\Sigma\,с\,к\,z\,л} = 0{,}15 \cdot 5940 = 891\ Н;$$
$$F_{\Sigma\,с\,к\,z\,п} = 0{,}15 \cdot 2662 = 399\ Н.$$

Сила тяжести поднимаемого грунта $G_{п\,г} = 6664$ *Н*[27]. Она полностью воздействует на левые колёса. Сопротивление перемещению агрегата, обусловленное тяжестью поднимаемого грунта (4),

$$F_{п\,г} = 0{,}15 \cdot 6664 = 1000\ Н.$$

Масса рабочей части агрегата 4 350 кг, сила тяжести – 42 630 Н. Сила тяжести рабочей части агрегата распределена неравномерно: на левые, по ходу агрегата, опорные колёса ориентировочно 31 800 Н, на правые – 10 830 Н. Сопротивление перемещению левых опорных колёс, обусловленное частью силы тяжести рабочей части агрегата, $F_{т\,к\,л} = 0{,}15 \cdot 31800 = 4770\ Н$.

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Сопротивление перемещению правых опорных колёс, обусловленное частью силы тяжести рабочей части агрегата, $F_{\text{т к п}} = 0{,}15 \cdot 10830 = 1625$ *Н*.

Суммарное сопротивление перемещению рабочей части агрегата, воздействующее на левые колёса (5),

$$F_{\text{л к}} = 4770 + 891 + 1000 = 6661 \text{ Н}.$$

Суммарное сопротивление перемещению рабочей части агрегата, воздействующее на правые колёса (6),

$$F_{\text{п к}} = 1625 + 399 = 2024 \text{ Н}.$$

При разработке глинистого и суглинистого грунта сила сопротивления грунта внедрению рабочих органов всех рыхлителей агрегата – $F_{\text{в}\Sigma\,\text{г+д}} = 15835$ *Н* [27]. Общее максимальное тяговое усилие перемещения всех ковшей в период их заполнения грунтом $F_{\text{к}x} \approx 11870$ *Н*. Горизонтальная поперечная сила, действующая на один ковш и направленная по ходу агрегата $F_{\text{к}y} = 414$ *Н*. Максимальное количество ковшей, наполняемых грунтом, $n_{гр} = 11$. Поэтому суммарная горизонтальная сила, действующая на ковши, направленная по ходу агрегата (7), $F_{\Sigma\,\text{к}y} = 414 \cdot 11 = 4554$ *Н*.

На рисунке 2 приложим силу $F_{\text{в}\Sigma\,\text{г+д}}$ сопротивления грунта внедрению рабочих органов всех рыхлителей агрегата при разработке глинистого и суглинистого грунта, общее максимальное тяговое усилие $F_{\text{к}x}$ перемещения всех ковшей в период их заполнения грунтом, суммарную горизонтальную силу $F_{\Sigma\,\text{к}y}$, действующую на ковши, сопротивление перемещению опорных колёс $F_{\text{л к}}$ и $F_{\text{п к}}$ к соответствующим точкам агрегата.

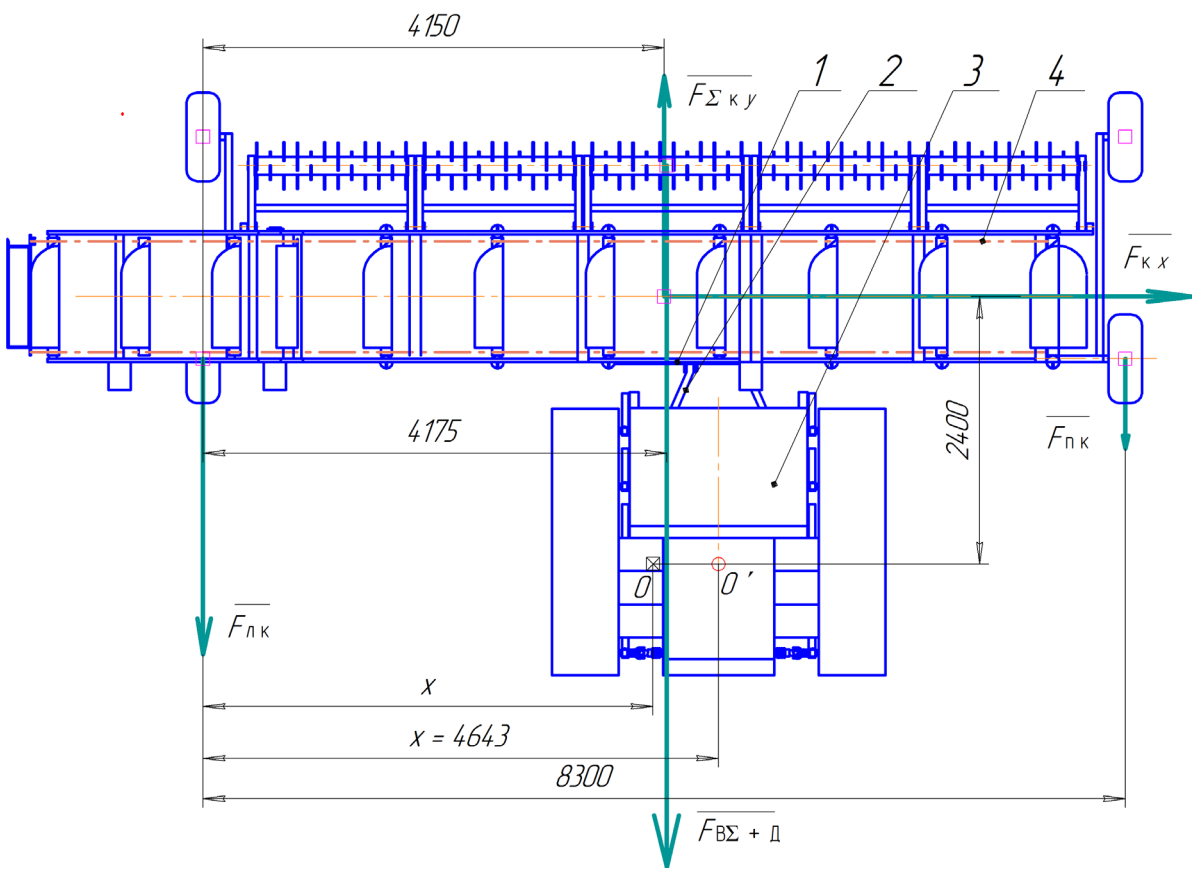

Рисунок 2 – К определению устойчивости прямолинейного хода агрегата: 1 – плита; 2 – навеска; 3 – энергетическое устройство; 4 – рабочая часть агрегата

Figure 2 – To determine the stability of the straight line of the unit: 1 – plate; 2 – hinged; 3 – energy device; 4 – working part of the unit

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Таблица 2
Диаметры гидроцилиндров поддержки

Table 2
Support cylinder diameters

Номер ковша	Нагрузка на правую поддерживающую планку, Н	Диаметр гидроцилиндра правой поддерж. планки, мм	Нагрузка на левую поддерживающую планку, Н	Диаметр гидроцилиндра левой поддерж. планки, мм
1	0	-	242	25
2	51	16	299	27
3	102	20	356	29
4	153	23	413	31
5	204	25	470	33
6	255	28	527	35
7	306	30	584	37
8	357	32	641	38
9	408	34	698	40
10	459	36	755	41,5
11	510	38	812	43

Обозначим произвольную точку *O*, лежащую на прямой, параллельной центральной линии рабочей части агрегата и проходящей через центр масс энергетического устройства. Расстояние от центра масс энергетического устройства до центральной линии левых колёс по направлению движения агрегата обозначим «*x*». Сумма моментов относительно точки *O* должна быть равна нулю:

$$\Sigma M_O = 0 \ (8).$$
$$F_{в\Sigma\,г+д}(4{,}175 - x) - F_{\Sigma\,к\,y}(4{,}150 - x) + F_{к\,x} \cdot 2{,}4 +$$
$$+F_{п\,к}(8{,}3 - x) - F_{л\,к} \cdot x = 0;$$
$$x = 4{,}643 \ м.$$

Вектор тяги энергетического устройства должен располагаться на расстоянии *x* от центральной линии левых колёс, то есть в точке *O'*.

Силу тяжести одного участка цепи примем 50 Н. Следовательно, усилие воздействия на правую поддерживающую планку на участке ковша №2 (9):

$$F_ш = 51 + 50 = 101 \ Н.$$

Допустим, внутренний диаметр гидроцилиндра поддержки правой поддерживающей планки №2 $d = 16 \ мм$. Тогда номинальное давление в гидропневмоаккумуляторе управления правыми поддерживающими планками (10): $p = \frac{4 \cdot 101}{3{,}14 \cdot 16^2} = 0{,}5 \ МПа$.

Соответственно, номинальное давление в гидропневмоаккумуляторе управления левыми поддерживающими планками $p = \frac{4 \cdot 292}{3{,}14 \cdot 25^2} = 0{,}595 \ МПа$.

Внутренние диаметры других гидроцилиндров поддержки правых и левых поддерживающих планок определим по формуле 11 (таблица 2).

Силы сопротивления грунта внедрению рабочих органов при разработке песчаного или супесчаного грунта существенно отличаются от сил сопротивления грунта внедрению рабочих органов при разработке глинистого и суглинистого грунта. Чтобы движение агрегата было прямолинейным, вектор тяги энергетического устройства необходимо корректировать в соответствии с изменением свойств грунта. Для этого на рабочей части агрегата *4* (см. рисунок 2) следует установить плиту *1* с горизонтальным углублением «ласточкин хвост». На раскосах навески *2* энергетического устройства *3* необходимо установить рамку, входящую в углубление плиты.

Чтобы автоматически корректировать вектор тяги энергетического устройства *1* (рисунок 3) по горизонтали в соответствии с изменением свойств грунта перемещением рамки *10* навески энергетического устройства по плите *11*, приваренной к средней раме *12* рабочей части агрегата, установлены гидроцилиндры управления рамкой *14*. К раме энергетического устройства посредством вала навески *15*,

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

шарниров *5* присоединены внешние штанги *4* с датчиками *6*. Внутренние штанги *7* посредством шарниров *9* присоединены к рамке и входят во внешние штанги. Между внешними штангами и внутренними штангами установлены пружины *8*.

Если агрегат движется прямо и сопротивление левой и правой стороны рабочей части агрегата приблизительно одинаковое, давление на правую и левую сторону рамки одинаковое. Пружины не сжаты. Предположим, локальные свойства грунта по ширине агрегата изменились так, что сопротивление левой стороны рабочей части агрегата увеличилось. Левая, по ходу агрегата, пружина сжимается, воздействуя на соответствующий датчик. Сигнал от левого датчика поступает в блок управления и сигнализации, который даёт команду на подачу рабочей жидкости в подпоршневую полость правого гидроцилиндра управления рамкой и штоковую полость левого гидроцилиндра управления рамкой. Происходит смещение влево рамки относительно плиты. Одновременно блок управления и сигнализации выдаёт команду вариатору привода левой гусеницы энергетического устройства умень-

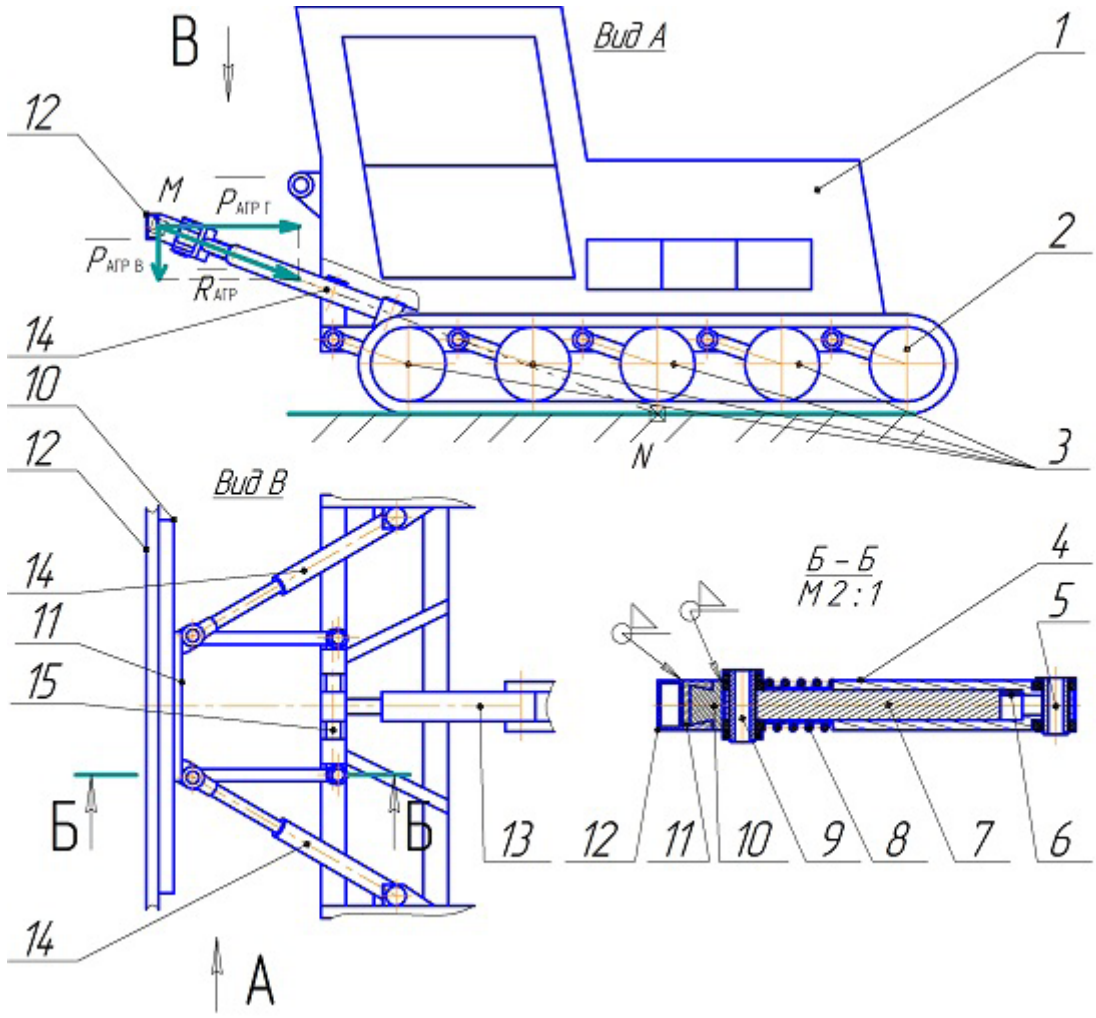

Рисунок 3 – Навеска энергетического устройства: 1 – энергетическое устройство; 2 – ведущая звёздочка; 3 – каток; 4 – внешняя штанга; 5, 9 – шарнир; 6 – датчик; 7 – внутренняя штанга; 8 – пружина;10 – рамка;11 – плита; 12 – средняя рама; 13 – гидроцилиндр управления навеской; 14 – гидроцилиндр управления рамкой; 15 – вал навески

Figure 3 – Attachment of the energy device: 1 – energy device; 2 – leading asterisk; 3 – skating rink; 4 – external barbell; 5, 9 – hinge; 6 – sensor; 7 – inner barbell; 8 – spring;10 – frame; 11 – plate; 12 – middle frame; 13 – hydraulic cylinder of hinged control; 14 – hydraulic frame control cylinder; 15 – shaft of the hinged

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

шить угловую скорость относительно привода правой гусеницы энергетического устройства. Это, во-первых, способствует уменьшению трения при смещение рамки относительно плиты, во-вторых, создаёт плавный поворот энергетического устройства влево. При этом левая, по ходу агрегата, пружина разжимается и прекращается воздействие на датчик.

Когда смещение влево рамки относительно плиты прекращается, блок управления и сигнализации выдаёт команду вариатору привода левой гусеницы энергетического устройства увеличить угловую скорость относительно привода правой гусеницы энергетического устройства. Происходит плавный поворот энергетического устройства вправо до выравнивания энергетического устройства относительно рабочей части агрегата. Если сопротивление правой стороны рабочей части агрегата увеличилось, в блок управления и сигнализации поступает сигнал от правого датчика. Так происходит автоматическая корректировка вектора тяги энергетического устройства по горизонтали относительно суммарного вектора сопротивления рабочей части агрегата.

Если сопротивление рабочей части агрегата увеличилось более установленного, например, при встрече с крупным камнем, сжимаются обе пружины, сигнал в блок управления и сигнализации поступает от правого и левого датчика. Блок управления и сигнализации выдаёт команду остановки энергетического устройства и гидромоторов. Энергетическое устройство и гидромоторы возобновляют движение после выявления оператором причины остановки агрегата. Так осуществляется защита агрегата от повреждений.

Чтобы нагрузка на ведущие звёздочки *2* и катки *3* (см. рисунок 3) энергетического устройства была равномерной по длине гусениц, нужно, чтобы центр масс энергетического устройства совпадал с точкой *N* середины обеих гусениц, а штанги навески, в период стабильной работы агрегата, были направлены по линии *NM*. Приложим к точке *M* горизонтальную силу [27].Направим силу сопротивления рабочей части агрегата по линии *NM*. Тогда, из рисунка 3, вертикальная составляющая сопротивления рабочей части агрегата , а . Вертикальная составляющая показывает, что часть силы тяжести рабочей части агрегата передаётся на энергетическое устройство, уменьшая нагрузку на опорные колёса рабочей части агрегата и увеличивая сцепной вес энергетического устройства.

Перед началом разработки грунта оператор на блоке управления и сигнализации устанавливает один из двух режимов работы: свободный или с автогоризонталью. Если установлен свободный режим работы, рабочая часть агрегата посредством опорных колёс копирует рельеф. Одновременно каждый ковш копирует микронеровности рельефа, так как ролики воздействуют на цепи сверху посредством давления в гидроцилиндрах роликов, связанных с гидропневмоаккумулятором управления роликами. Снизу на цепи воздействуют поддерживающие планки посредством давления в гидроцилиндрах правой и левой поддерживающих планок, связанных с гидропневмоаккумуляторами управления поддерживающими планками. Изменяя давления в гидропневмоаккумуляторе управления роликами и гидропневмоаккумуляторах управления поддерживающими планками, оператор может регулировать степень точности копирования микронеровностей рельефа. Полости гидроцилиндра управления навеской *13* (см. рисунок 3) сообщаются между собой, рабочая жидкость свободно перетекает из подпоршневой полости в штоковую полость и обратно, позволяя рабочей части агрегата изменять положение по вертикали относительно энергетического устройства.

Если установлен режим работы с автогоризонталью, рабочая часть агрегата не копирует рельеф, а расположена строго горизонтально. Путём автоматического регулирования давления в гидропневмоаккумуляторах управления опорными колёсами осуществляется распределение вертикальных усилий на опорные колёса для поддержания горизонтального положения рабочей части агрегата. Одновременно блок управления и сигнализации регулирует давление в гидроцилиндрах автогоризонтали для выравнивания корпуса энергетического устройства относительно рабочей части агрегата в поперечно-вертикальной плоскости путём перемещения по вертикали гидроцилиндрами автогоризонтали катков и ведущих звёздочек правой и левой гусеницы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведённых теоретических исследований выявлены диаметры гидроцилиндров поддержки и номинальное давление в гидропневмоаккумуляторах управления правыми и левыми поддерживающими планками. Дан пример расчёта положения вектора тяги энергетического устройства. Предложена конструктивная компоновка системы автоматиче-

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

ской корректировки положения вектора тяги энергетического устройства в зависимости от свойств разрабатываемого грунта и общая компоновка энергетического устройства. Проведённые теоретические исследования позволяют обеспечить устойчивость перемещения ковшей и направления движения агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карасёв Г.Н. Определение силы резания грунта с учётом упругих деформаций при разрушении // Строительные и дорожные машины. 2008. №4. С. 36–42.
2. 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.
3. Кравец И.М. Определение критической глубины резания при комбинированном резании грунтов гидрофрезой // Строительные и дорожные машины. 2010. №5. С. 47–49.
4. 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.
5. Берестов Е.И. Влияние трения грунта по поверхности ножа на сопротивление резанию // Строительные и дорожные машины. 2010. №11. С. 34–38.
6. 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.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. Talalay P.G. Subglacial till and Bedrock drilling. // Cold Regions Science and Technology. 2013. Vol. 86. P. 142-166.
11. 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.
12. Li Q. Development of Frozen Soil Model. // Advances in Earth Science. 2006. №12. P. 96-103.
13. Atkinson J. The Mechanics of Soils and Foundations. CRC. Press. 2007. 448 p.
14. 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.
15. Нилов В.А., Фёдоров Е.В. Разработка грунта скрепером в условиях свободного резания // Строительные и дорожные машины. 2016. №2. С. 7–10.
16. Чмиль В.П. Насосно-аккумулятивный привод рыхлителя с автоматическим выбором угла резания // Строительные и дорожные машины. 2016. №11. С. 18–20.
17. 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.
18. Сёмкин Д.С. О влиянии скорости рабочего органа на силу сопротивления резанию грунта // Вестник СибАДИ. 2017. №1. С. 37–43.
19. Константинов Ю.В. Методика расчёта сопротивления и момента сопротивления резанию почвы прямым пластинчатым ножом фрезы // Тракторы и сельхозмашины. 2019. №5. С. 31–39.
20. 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.
21. 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.
22. 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.
23. 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.
24. Николаев В.А. Анализ взаимодействия кромки лезвия консольного ножа с грунтом // Вестник СибАДИ. 2020. №2. С. 172–181.
25. Николаев В.А. Затраты энергии на резание грунта ковшами агрегата непрерывного действия для формирования подстилающего слоя автодороги // Вестник СибАДИ. 2020. №6. С. 676–688.

REFERENCES

1. 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)
2. 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)

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

3. 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)

4. Kirillov F.F. Determinirovannaya matematicheskaya model' vremennogo raspredeleniya tyagovogo usiliya dlya mnogorezcovyh rabochih organov zemlerojnyh mashin[Deterministic mathematical model of the time distribution of traction force for multi-cutter working bodies of earthmoving machines]. *Construction and road machinery*, 2010. 11: 44-48. (In Russian)

5. Berestov E.I. Vliyanie treniya grunta po poverhnosti nozha na soprotivlenie rezaniyu[Effect of soil friction on the knife surface on the cutting resistance]. *Construction and road machinery*, 2010. 11: 34-38. (In Russian)

6. Vershinin A.V., Subov V.S., Tyulnev A.M. Povyshenie effektivnosti diskofrezernyh rabochih mekhanizmov dlya razrabotki myorzlyh gruntov [Improving the efficiency of disc-milling working mechanisms for the development of frozen soils]. *Construction and road machinery*, 2012. 8: 42-44. (In Russian)

7. 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)

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

9. 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.

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

11. 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.

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

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

14. 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.

15. 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.

16. 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.

17. 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)

18. 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)

19. 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)

20. 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)

21. 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)

22. 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)

23. 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)

24. 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)

25. 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)

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Николаев Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет» ORCID: 0000-7503-6612 (150023, г. Ярославль, Московский пр., 88, e-mail: Nikolaev53@inbox.ru).

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Vladimir A. Nikolaev, Dr. of Sci., Professor of the Construction and Road Machines Department, Yaroslavl Technical University. Yaroslavl, Moscow Avenue, 88 , ORCID: 0000-7503-6612, e-mail: Nikolaev53@inbox.ru

© 2004–2021 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal