

УДК 621.869

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОСНОВНЫМ ОТВАЛОМ АВТОГРЕЙДЕРА МЕТОДОМ ТРЕХМЕРНОГО ВИРТУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В.О. Шевченко, доц., к.т.н., В.Н. Рагулин, ассист., Р.В. Фатеев, студ.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

**Аннотация.** Рассмотрена методика исследования нагружения гидроцилиндров управления основным рабочим оборудованием автогрейdera при использовании современных программных комплексов для анализа виртуального объекта.

**Ключевые слова:** автогрейдер, виртуальная модель, гидроцилиндр, основное рабочее оборудование, отвал автогрейdera.

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ОСНОВНИМ ВІДВАЛОМ АВТОГРЕЙДЕРА МЕТОДОМ ТРИВИМІРНОГО ВІРТУАЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

В.О. Шевченко, доц., к.т.н., В.Н. Рагулін, асист., Р.В. Фатєєв, студ.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** Розглянуто методику дослідження навантаження гідроциліндрів керування основним робочим устаткуванням автогрейdera при використанні сучасних програмних комплексів для аналізу віртуального об'єкта.

**Ключові слова:** автогрейдер, віртуальна модель, гідроциліндр, основне робоче устаткування, відвал автогрейdera.

## RESEARCH OF LOADING A MOTOR-GRADER MAIN BLADE CONTROL BY METHOD OF THREE-DIMENSIONAL VIRTUAL MODELING

V. Shevchenko, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc., V. Ragulin, assistant,  
R. Fatejev, student,  
Kharkiv National Automobile and Highway University

**Abstract.** The research methods of loading the control hydraulic cylinders of a motor-grader main working attachment has been considered with the help of modern software system for analysis of a virtual object.

**Key words:** motor-grader, virtual model, hydraulic cylinder, main working attachment, motor-grader blade.

### Введение

В настоящее время все чаще проявляется тенденция внедрения современных программных продуктов в исследовательскую часть изучения процессов нагружения машины. Это обусловлено простотой составления трехмерной модели исследуемого объекта, возможностью быстрого решения сложных

математических моделей, визуализацией исследуемых процессов и представлением результатов исследования в графическом виде.

Объектом исследования была выбрана система управления основным отвалом автогрейdera. В качестве прототипа изучается автогрейдер ДЗк-251 Крюковского вагоностроительного завода.

### Анализ публикаций

В методиках проектирования землеройно-транспортной техники (ЗТМ), в частности, автогрейдеров, большое внимание уделяется разработке гидропривода управления рабочим оборудованием. С целью обеспечения надежности системы на стадии проектирования традиционно рассматриваются расчетные положения, соответствующие наиболее неблагоприятной нагрузке. Среди всех методик условно можно выделить две основных группы:

- а) методики, базирующиеся на анализе статических расчетных схем [1, 2];
- б) методики, базирующиеся на анализе динамических моделей движения ЗТМ [3, 4].

В основу большинства методик положены плоские расчетные схемы, предлагающие приложение внешних нагрузок только в плоскости продольных осей управляющих гидроцилиндров. Опыт показывает, что конструкция гидропривода позволяет обеспечить практически любое положение отвала в пространстве.

Указанные замечания отрицают существующие сложности в анализе нагруженности гидропривода управления основным отвалом автогрейдера.

Для решения данной проблемы наиболее рационально использовать метод трехмерного компьютерного моделирования. В качестве программного продукта был использован программный комплекс SolidWorks/Cosmos Motion.

### Цель и постановка задачи

Целью исследования было установление закономерности нагружения гидроцилиндров управления основным отвалом автогрейдера с учетом их взаимовлияния и углов установки по отношению к рабочему органу при помощи специализированного программного комплекса.

Поставленная цель может быть достигнута за счет решения следующих задач:

- создание виртуальной трехмерной модели системы управления рабочим оборудованием автогрейдера;
- исследование модели в среде Cosmos Motion;
- анализ полученных результатов.

### Методика виртуального исследования

Анализ возможностей проведения виртуального исследования показал, что для его реализации можно применить статический подход. На основе существующих методик в среде SolidWorks была реализована трехмерная модель рабочего оборудования автогрейдера (рис. 1). Особенностью метода является возможность перемещения штоков гидроцилиндров в пределах хода.

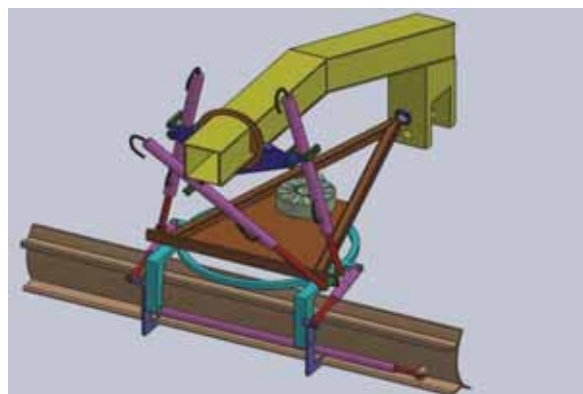


Рис. 1. Виртуальная модель рабочего оборудования автогрейдера

Для исследования нагруженности гидроцилиндров управления основным отвалом автогрейдера был разработан план проведения виртуального эксперимента. В качестве регистрируемых параметров приняты углы расположения продольных осей гидроцилиндров в пространстве и усилие в гидроцилиндрах. Варьируемыми параметрами были приняты угол захвата отвала в пределах  $-60^\circ \dots +60^\circ$  с шагом  $15^\circ$  и точка приложения внешней нагрузки к режущей кромке ножа. Всего было выбрано девять таких точек.

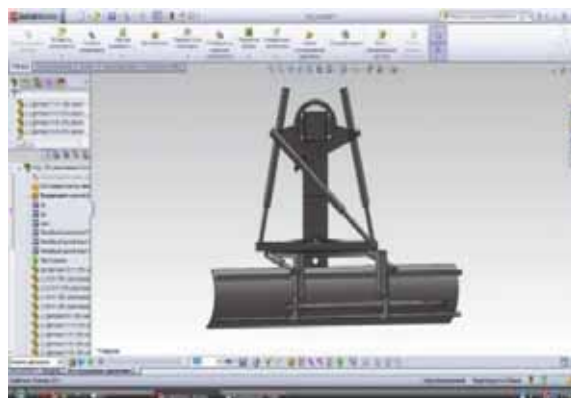


Рис. 2. Модель в среде SolidWorks/Cosmos Motion

Характерной для гидравлической подвески основного отвала автогрейdera является зависимость изменения углов наклона продольных осей гидроцилиндров от их перемещения. Так, при выдвигании штока гидроцилиндра выноса тяговой рамы в сторону одновременно изменяется угол наклона не только этого гидроцилиндра, но и гидроцилиндров подъема-опускания отвала (рис. 3).

Ввиду асимметричной конструкции подвески, полученные графики зависимости носят ярко выраженный нелинейный характер.

Главный вектор сил сопротивления копанию моделировался тремя составляющими (рис. 4), представленными в виде единичных векторов. Такой подход позволяет использовать метод суперпозиций, выполнить расчеты для любых значений суммарного сопротивления.

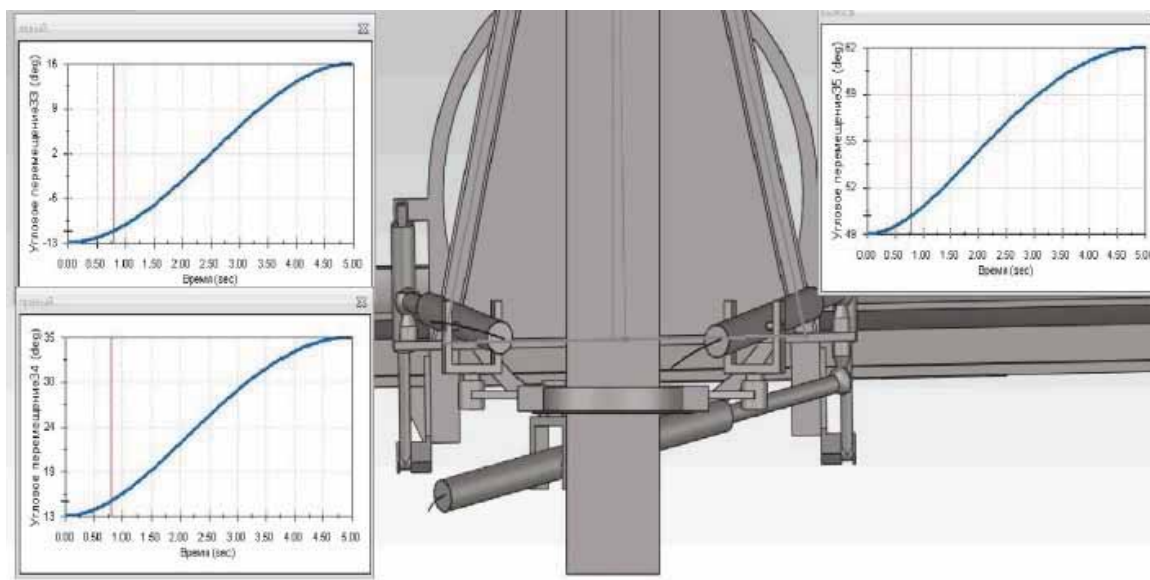


Рис. 3. Зависимость углов наклона гидроцилиндров

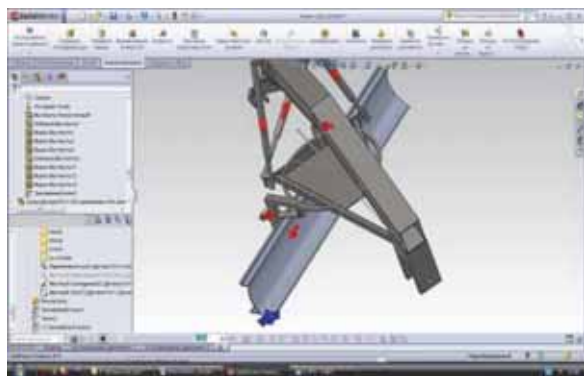


Рис. 4. Размещение сил в пространстве относительно отвала

Далее выполнение вычислений осуществлялось передачей параметров модели в «решатель» интегрированного модуля COSMOS DesingStar, который включен в среду Motion. Результаты решения для всех расчетных положений выводился на экран в виде линейных графиков (рис. 5).

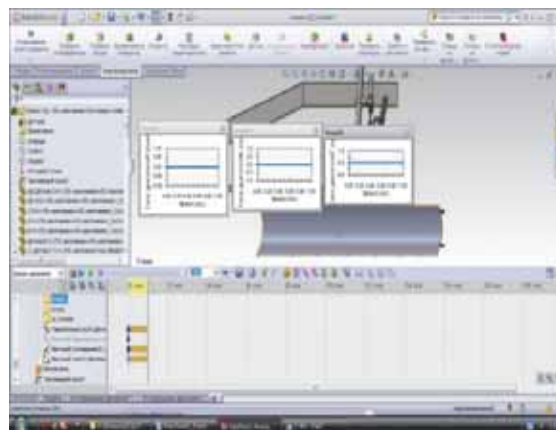


Рис. 5. Получение результатов статического расчета

Таким образом, проведенный виртуальный эксперимент позволил получить данные о нагруженности гидроцилиндров управления основным отвалом автогрейdera в зависимости от угла захвата отвала (рис. 6) и приложения точки главного вектора внешнего рабочего сопротивления (рис. 7).

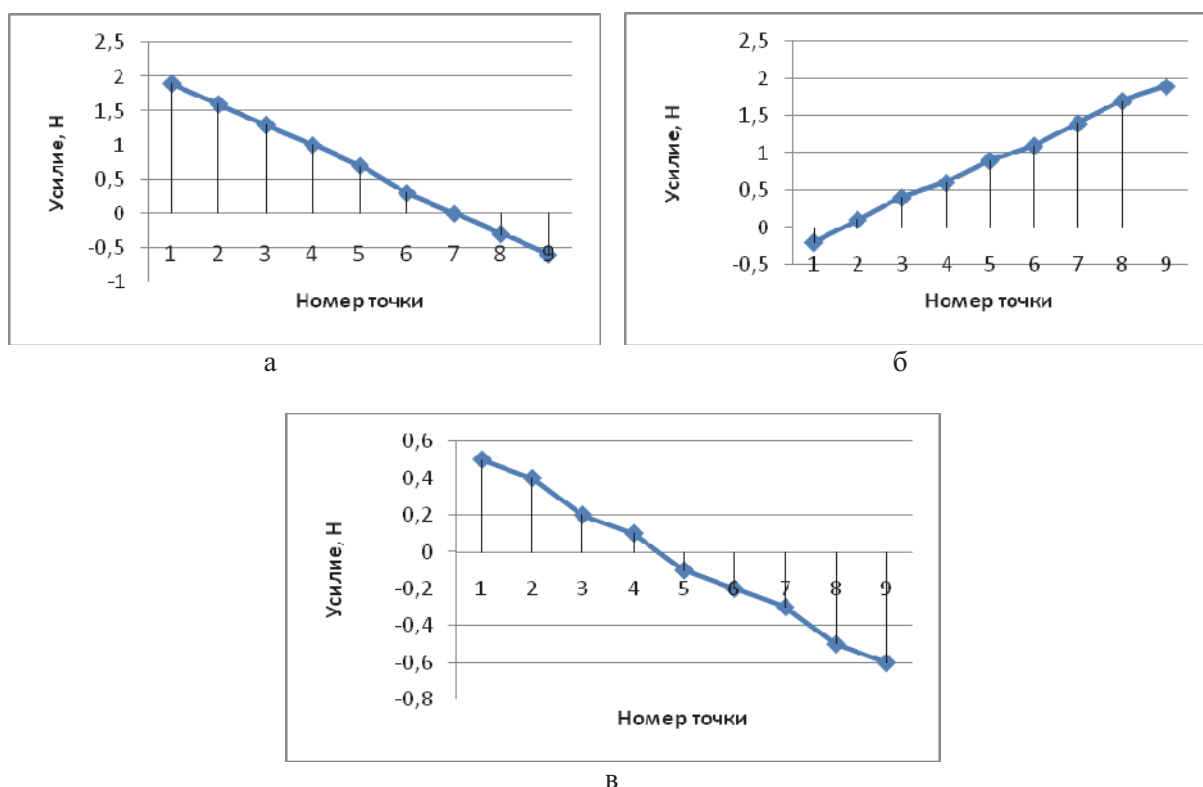


Рис. 6. Графики зависимости нагрузки от места приложения внешней нагрузки: а – левый гидроцилиндр; б – правый гидроцилиндр; в – гидроцилиндр выноса тяговой рамы в сторону

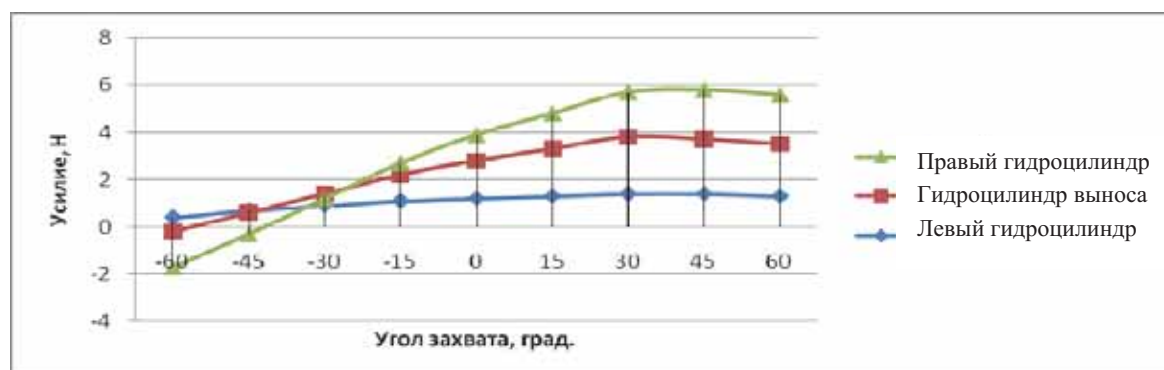


Рис. 7. График зависимости усилия в гидроцилиндрах от точки приложения (точка 5) и угла захвата отвала

Анализ полученных результатов показал, что при положительных углах захвата отвала нагрузка во всех трех гидроцилиндрах управления основным рабочим оборудованием возрастает в 2 раза по сравнению с отрицательными углами; также было установлено, что при смещении нагрузки вдоль режущей кромки интенсивное изменение знакопеременной нагрузки наблюдается в правом гидроцилиндре подъема-опускания отвала. При рассмотрении полученных данных можно отметить, что гидроцилиндры равно нагружены лишь в одном положении – это угол захвата  $0^\circ$  и точка приложения

внешней нагрузки 3 (800 мм от центра отвала, влево). В большинстве случаев нагрузка в гидроцилиндре выноса тяговой рамы изменяется по линейной зависимости. Такое поведение связано с плавающим режимом гидроцилиндра при выполнении рабочих операций.

### Выводы

Рассмотренный метод виртуального трехмерного моделирования позволяет с высокой точностью и малыми затратами времени выполнять силовой анализ гидропривода управления основным отвалом автогрейдера.

В результате смещения точки приложения внешней нагрузки вдоль режущей кромки основного отвала усилие в гидроцилиндрах подвески рабочего оборудования автогрейдера меняется не только в абсолютном значении от 1,2–2,2 раза, но и направление действующих реакций.

Изменение угла захвата основного отвала в пределах от  $-60^\circ$  до  $+60^\circ$  приводит к росту значений усилий в гидроцилиндрах в 1,1–7,7 раза, что существенно.

### Литература

1. Проектирование машин для земляных работ / под ред. А.М. Холодова. – Х.: Выща шк. Изд. при Харьк. ун-те, 1986. – 272 с.
2. Машины для земляных работ: навч. посібник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке и др. – Рівне – Дніпропетровськ–Харків, 2010. – 558 с.
3. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т.В. Алексеева. – М.: Машиностроение, 1966. – 140 с.
4. Воронович А.В. Вдосконалення автогрейдерів масою 15–16 т комплектацією енергосиловими модулями підвищеної надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных та лісотехнічних робіт» / Воронович Андрій Вікторович. – Х., 2007. – 22 с.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н. ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 17 апреля 2014 г.

---



УДК 621.878

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОГРЕЙДЕРА

В.А. Шевченко, доц., к.т.н., А.М. Чаплыгина, асп.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

**Аннотация.** Показано, что для описания параметров землеройно-транспортных машин (ЗТМ) целесообразно использовать боковое смещение и угол поворота машины относительно продольной оси. Скорость движения автогрейdera оказывает незначительное влияние на формирование показателей курсовой устойчивости. Наиболее существенное влияние на параметры курсовой устойчивости автогрейdera оказывает угол установки отвала в плане.

**Ключевые слова:** землеройно-транспортная машина, курсовая устойчивость, траектория движения, автогрейдер, боковое смещение.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

В.О. Шевченко, доц., к.т.н., О.М. Чаплигіна, асп.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** Показано, що для опису параметрів землерійно-транспортних машин (ЗТМ) доцільно використовувати бічний зсув і кут повороту машини відносно поздовжньої осі. Швидкість руху автогрейdera справляє неістотний вплив на формування показників курсової стійкості. Найбільш істотний вплив на параметри курсової стійкості автогрейdera має кут установки відвала у плані.

**Ключові слова:** землерійно-транспортна машина, курсова стійкість, траєкторія руху, автогрейдер, бічний зсув.

## EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE IMPACT OF THE MOTOR-GRADER COURSE STABILITY PARAMETERS

V. Shevchenko, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc., A. Chaplygina, postgraduate,  
Kharkiv National Automobile and Highway University

**Abstract.** Both a side shift of earth-moving machines and the rotation angle relative to the machine longitudinal axis have been shown to describe the parameters of earth-moving machines. The travel speed of the motor-grader has an insignificant impact on the formation of course stability parameters. The blade angle in the plane has the most influential impact on motor-grader course stability parameters.

**Key words:** earth-moving machines, course stability, motion path, motor grader, side shift.

### Введение

Основными рабочими операциями автогрейdera являются профилирование и планирование дорожного полотна, перемещение и распределение грунта и строительных мате-

риалов. При выполнении указанных операций, в зависимости от рабочих условий, основной отвал рекомендуется располагать с углом захвата 90°–45° (при вырезании кюветов 40°–20°) и углом перекоса в вертикаль-

ной плоскости  $0^\circ$ – $18^\circ$  (при срезании откосов до  $60^\circ$ ).

Подобное расположение отвала по отношению к основной траектории движения машины приводит к формированию сложной пространственной схемы его нагружения. В частности, помимо продольной горизонтальной составляющей сопротивления качению, возникают дополнительные боковые и вертикальные силы сопротивления. Воздействие последних приводит к смещению автогрейдера с прямолинейной траектории движения в процессе выполнения рабочей операции.

На практике для обеспечения курсовой устойчивости оператору приходится постоянно корректировать положение машины. Тем не менее, потеря курсовой устойчивости приводит к снижению качественных показателей выполняемых рабочих операций, необходимости реализации дополнительных проходов. В конечном итоге это ведет к падению производительности, увеличению себестоимости выполняемых работ и удельного расхода топлива.

### Анализ публикаций

Проблема курсовой устойчивости широко дискутируется применительно к технологическим объектам, испытывающим значительные боковые нагрузки во время движения.

При движении на поворотах, а также по поверхностям, имеющим поперечный уклон, происходит поперечная деформация шин транспортных средств [1]. Происходит это вследствие воздействия боковой нагрузки  $Y$ . Наиболее распространенным показателем курсовой устойчивости для этой группы машин является угол бокового увода  $\delta$  или коэффициент сопротивления боковому уводу

$$K_y = \frac{dY}{d\delta}. \quad (1)$$

Данный подход к оценке курсовой устойчивости не может быть в полной мере реализован для колесных землеройно-транспортных машин (ЗТМ), поскольку, в связи с особенностями выполнения рабочих операций, на них устанавливаются многослойные шины, обладающие значительной поперечной жесткостью. Кроме того, для ЗТМ, по сравнению с транспортной техникой, реализуется иная

картина формирования сил, дестабилизирующих параметры курсовой устойчивости. В работе [2] авторы обратили внимание на экспериментально зафиксированную потерю устойчивости хода автогрейдера за счет бокового скольжения переднего моста. По мнению авторов, причиной этого является неправильное распределение опорных реакций на мостах машины. Оценку этого показателя предлагается выполнять с помощью коэффициентов

$$C_1 = \frac{G_1}{G}, C_2 = \frac{G_2}{G}, \quad (2)$$

где  $G$  – сила тяжести автогрейдера;  $G_1, G_2$  – сила тяжести, приходящаяся соответственно на передний и задний мост машины.

Для оценки степени курсовой устойчивости автогрейдера рекомендуется использовать коэффициент [2]

$$k_x = \frac{R_x}{R_{x\max}}, \quad (3)$$

где  $R_x$  – наибольшая продольная составляющая реакции грунта на нож, при которой еще не теряется устойчивость хода в данных условиях работы и при данной развеске по мостам;  $R_{x\max}$  – наибольшая продольная составляющая реакции грунта на нож, при которой еще не теряется устойчивость хода в тех же условиях работы, но при наимыгоднейшей развеске по мостам.

Недостаток данного подхода заключается в том, что авторы не учитывают действие вертикальной и боковой составляющих сопротивления качению, действующих на отвал. Кроме этого, оценка курсовой устойчивости проводится для режима статического нагружения рабочего органа, в то время как для любой ЗТМ рабочий процесс разработки грунта сопровождается появлением дополнительных инерционных нагрузок, вызванных неустановившимся режимом движения машины.

В работе [3] рассмотрены условия обеспечения курсовой устойчивости универсальных землеройных машин с качающимся рабочим органом. Автор предлагает использовать в качестве оценки курсовой устойчивости ЗТМ с гусеничным ходовым оборудованием ко-

эффицент  $k_{ку}$ , который определяется отношением момента, удерживающего машину от поворота,  $M_{оп}$ , к действующему разворачивающему моменту  $M_{п}$

$$k_{ку} = \frac{M_{оп}}{M_{п}} > 1. \quad (4)$$

В работе автор отмечает, что машины, рабочий процесс которых сопряжен с возвратно поступательным движением рабочего органа, должны быть оборудованы системами снижения динамических нагрузок. Поэтому в зависимости (4) учитываются предельные статические моменты и не учитываются динамические составляющие внешнего сопротивления.

### Цель и постановка задачи

Целью работы является экспериментальная оценка влияния параметров рабочего процесса автогрейдера на показатели курсовой устойчивости.

### Исследование влияния показателей курсовой устойчивости автогрейдера

Для достижения поставленной цели в условиях УНПБ ХНАДУ были подготовлены и проведены экспериментальные исследования на автогрейдере ДЗк–251. При проведении опытов реализовывался процесс резания грунта II категории углом основного отвала стружкой поперечного сечения. Относительная влажность грунта составляла 19–25 %. В качестве варьируемых параметров были выбраны начальная скорость автогрейдера и угол поворота отвала в плане (табл. 1).

Таблица 1 Уровни варьирования факторов

Варьируемая величина	Обозначение	Единицы измерения	Уровни варьирования фактора
Угол установки отвала в плане	$\alpha$	град	45°
			90°
			13°
Скорость движения машины	$V$	м/с	1,01
			1,4
			1,57

Параметры факторов задавались на основе рекомендованных значений для основных

режимов работы автогрейдера. В процессе проведения экспериментов было отмечено, что потеря курсовой устойчивости автогрейдера происходит за счет бокового скольжения переднего моста (рис. 1).



Рис. 1. Наглядное представление движения машины в ходе проведения эксперимента

При этом траектория движения машины состоит из прямолинейных участков и участков, где происходит разворот автогрейдера (рис. 2).

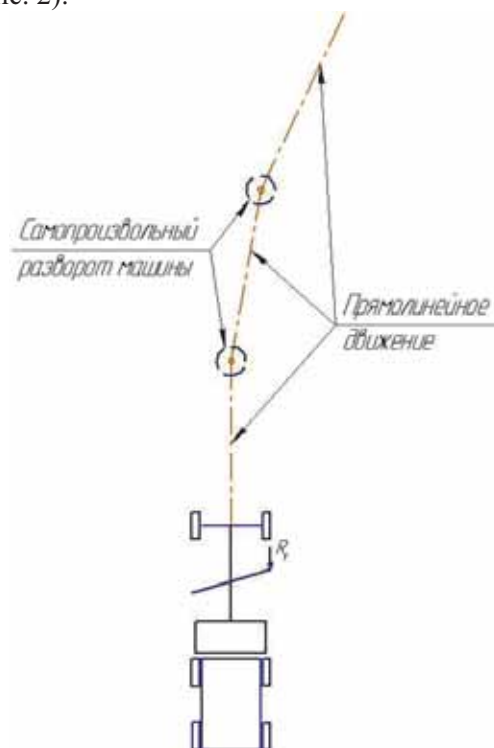


Рис. 2. Схема движения машины

В связи с изложенным, критериями оценки потери курсовой устойчивости автогрейдера были приняты боковое смещение и угол поворота машины относительно продольной оси.



Замеры бокового смещения и угла поворота относительно продольной оси машины производились по схеме, указанной на рис. 3.

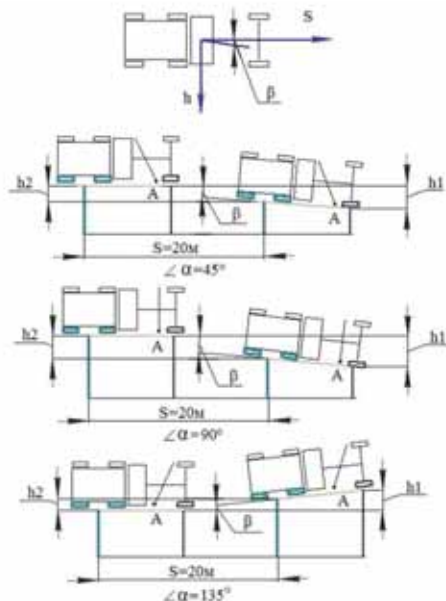


Рис. 3. Схема замера параметров, характеризующих курсовую устойчивость автогрейдера

Точкой А обозначен край отвала, которым производилось резание грунта. Данные замеров, соответствующие приведенной системе координат, представлены в табл. 2.

Таблица 2 Параметры, характеризующие курсовую устойчивость автогрейдера

Экспериментальные данные		Смещение, м		β – угол поворота машины
α, град	V, м/с	h <sub>1</sub> – передние колеса	h <sub>2</sub> – задние колеса	
45	1,01	3,471	2,575	47°44'
	1,4	0,339	0,764	22°26'
	1,57	0,160	0,228	3°57'
90	1,01	0,339	0,299	2°17'
	1,4	1,454	1,352	6°4'
	1,57	2,411	2,306	6°5'
135	1,01	1,427	1,329	5°50'
	1,4	0,937	0,674	17°6'
	1,57	0,287	1,567	65°31'

Таблица 3 Параметры, характеризующие траекторию движения автогрейдера

Угол установки отвала	Скорость, м/с	Величина смещения, м										
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
90°	1,01	0	0,09	0,55	0,28	0,45	0,51	0,69	0,7	0,69	0,73	0,84
	1,4	0	0	–0,06	0,21	0,23	0,45	0,37	0,52	0,71	0,91	1
	1,57	0	–0,4	–0,2	0,6	0,8	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,7
45°	1,01	0	0,23	0,43	0,73	1	1,23	1,43	1,63	1,91	2,18	2,43
	1,4	0	0,2	0,36	0,4	0,35	0,2	0,25	0,23	0	0,01	0,12
	1,57	0	0,12	0,25	0,33	0,59	0,74	0,75	0,75	0,66	0,7	0,7
135°	1,01	0	0,09	0,02	–0,03	–0,19	–0,31	–0,57	–0,72	–0,83	–1,03	–1,04
	1,4	0	–0,12	–0,26	–0,48	–0,66	–0,81	–0,76	–0,83	–0,87	–0,83	–0,88
	1,57	0	–0,05	–0,13	–0,3	–0,42	–0,6	–0,79	–0,99	–1	–1,23	–1,4

Продолжение табл. 3 Параметры, характеризующие траекторию движения автогрейдера

Угол установки отвала	Скорость, м/с	Уравнение регрессии
90°	1,01	$R = -0,0014 + 0,0664S + 0,0406S^2$
	1,4	$R = 0,0016 + 0,0210S - 0,0410S^2$
	1,57	$R = -0,0010 + 0,1206S - 0,2193S^2$
45°	1,01	$R = 0,1210 - 0,0100S$
	1,4	$R = -0,0076 + 0,2509S$
	1,57	$R = -0,0033 + 0,1032S - 0,0576S^2$
135°	1,01	$R = -0,0017 - 0,0287S + 0,1121S^2$
	1,4	$R = 0,0032 - 0,1088S + 0,0495S^2$
	1,57	$R = -0,0009 - 0,0561S + 0,0517S^2$

Анализ экспериментальной информации показывает, что предельные боковые смещения передней оси на захватке 20 м составляют 3,5 м, а заднего моста – 2,6 м. Угол поворота продольной оси машины соответственно равен  $20^\circ$ – $65^\circ$ . Резание опережающим углом отвала приводит к смещению и повороту машины в сторону прикладываемой нагрузки. В случае, когда резание выполняется отстающим углом отвала, смещение и поворот машины происходят в противоположном направлении.

Обработка полученных данных с помощью программного обеспечения MATLAB позволила получить ряд регрессионных зависимостей, представленных в табл. 3.

Графическая интерпретация полученных результатов представлена на рис. 4–6 в виде траекторий движения машины при сменных факторах.

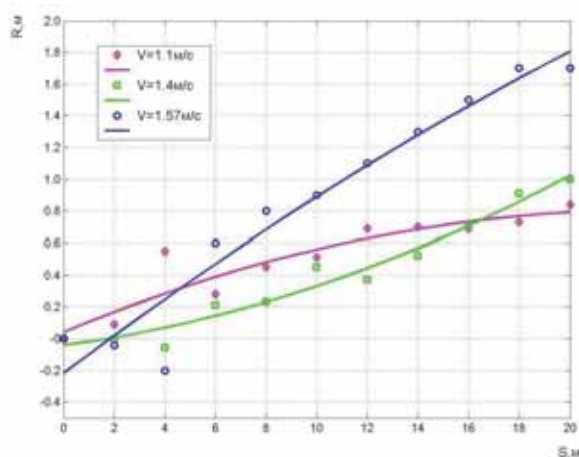


Рис. 4. График уравнений регрессии при угле захвата  $\alpha = 45^\circ$

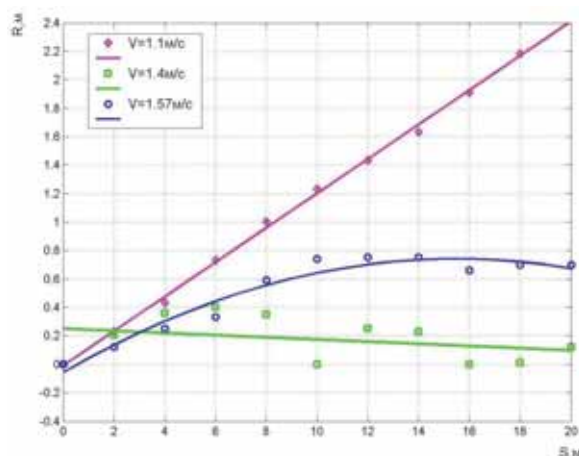


Рис. 5. График уравнений регрессии при угле захвата  $\alpha = 90^\circ$

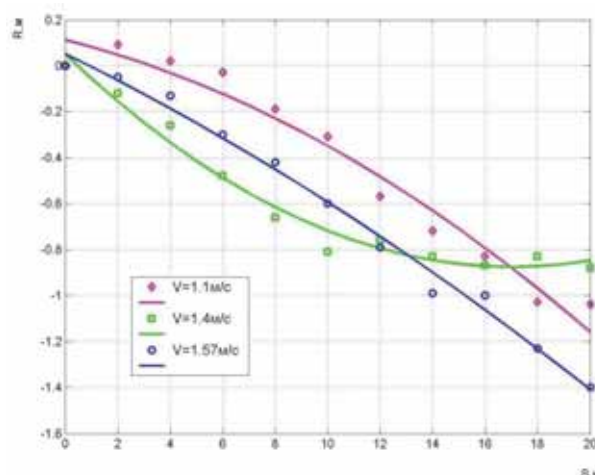


Рис. 6. График уравнений регрессии при угле захвата  $\alpha = 135^\circ$

Анализ результатов показал, что наиболее характерно движение машины воспроизводится уравнением регрессии второй степени. Так, при увеличении скорости от 1,01 до 1,57 м/с боковое смещение носило случайный характер: в одних случаях наблюдался его рост пропорционально скорости, в других, при малых показателях скорости, – значение смещения увеличивалось. Не было замечено строгой закономерности изменения показателей курсовой устойчивости относительно изменения скорости машины. Высокие значения показателей экспериментальных данных объясняются повышенной влажностью поверхностного слоя грунта, малым коэффициентом сцепления движителей с грунтом, высоким коэффициентом скольжения.

### Вывод

Для более точного описания параметров курсовой устойчивости ЗТМ, в частности автогрейдера, целесообразно использовать два показателя – боковое смещение и угол поворота машины относительно продольной оси.

Скорость движения автогрейдера оказывает незначительное влияние на формирование показателей курсовой устойчивости. В ходе эксперимента не было замечено строгой закономерности изменения показателей курсовой устойчивости относительно изменения скорости машины.

Наиболее существенное влияние на показатели курсовой устойчивости автогрейдера оказывает угол установки отвала в плане.

Резание опережающим или отстающим углом отвала приводит к изменению направления бокового смещения, которое лежит в пределах: при резании опережающим углом – 0,12–2,43 м; при резании отстающим углом – 0,8–1,4 м; при угле захвата  $90^\circ$  внецентренное приложение сопротивления качению приводит к боковому смещению 0,8–1,7 м на длине забоя 20 м.

### Литература

1. Севров К.П. Автогрейдеры. Конструкции, теория, расчет / К.П. Севров, Б.В. Горячко, А.А. Покровский. – М.: Машиностроение, 1970. – С. 95–121.
2. Коваль А.Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних зе-

млерийних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / А.Б. Коваль. – Дніпропетровськ, 2014. – 21 с.

3. Работа автомобильной шины / под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 10 июня 2014 г.

---

УДК 621.869

## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ СКРЕПЕРНЫХ ПОЕЗДОВ

С.Г. Ковалевский, ст. преподаватель, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

*Аннотация.* Проведен анализ конструкций сцепных устройств по материалам научно-технической и патентно-лицензионной информации.

*Ключевые слова:* скреперный поезд, сцепное устройство, конструктивные особенности, научно-техническая и патентная информация, повышение надежности, снижение нагрузок.

## АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ СКРЕПЕРНИХ ПОТЯГІВ

С.Г. Ковалевський, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Проведено аналіз конструкцій зчіпних пристроїв за матеріалами науково-технічної й патентно-ліцензійної інформації.

*Ключові слова:* скреперний потяг, зчіпний пристрій, конструктивні особливості, науково-технічна і патентна інформація, підвищення надійності, зниження навантажень.

## HITCHING DESIGN FEATURES OF SCRAPERS WORKING IN TANDEM

S. Kovalevsky, Senior Lecturer,  
Kharkiv National Automobile and Highway University

*Abstract.* The design features of hitch mechanisms have been analyzed based on scientific-technical and patent-licensing information.

*Key words:* scraper working in tandem, hitch mechanism, design features, scientific-technical and patent information, reliability improvement, load decrease.

### Введение

Работа скрепера в составе скреперного поезда вызывает увеличение нагрузок, действующих в металлоконструкциях и сцепном устройстве, что приводит к снижению долговечности основных узлов скрепера.

Разработка рациональных конструкций скреперных устройств, позволяющих уменьшить действующие нагрузки, является необходимым условием повышения эффективности работы скреперного поезда.

### Анализ публикаций

Наиболее интересные конструкции устройств, обеспечивающие быстрое и надежное соединение скреперов в поезд, выполнены на уровне патентов и авторских свидетельств, что подтвердил патентный поиск, выполненный по ведущим в области строительных машин странам. При проведении анализа использовались официальные патентные бюллетени, реферативные и библиографические журналы патентных ведомств стран поиска.

С целью определения направления развития конструктивных решений в области создания скреперных комплексов был проведен анализ собранной информации. Весь массив отобранных описаний сцепных устройств может быть разделен на следующие группы:

- конструкции, предназначенные для обеспечения различных способов сочленения скреперов и их узлов;
- конструкции, обеспечивающие повышение тягово-сцепных качеств скреперов и агрегированных с ними тягачей;
- конструкции, позволяющие повысить надежность работы металлоконструкций машин в различных режимах за счет снижения действующих динамических нагрузок.

Одним из критериев перспективности какого-либо направления конструктивного совершенствования машин является глубина его проработки на уровне охранных документов и научных исследований. Тщательный анализ патентно-лицензионной и научно-технической информации позволяет прогнозировать развитие скреперных поездов и сцепных устройств.

Примеры способов образования скреперных поездов на тот или иной период рабочего цикла представлены в работе [1]. Первый способ заключается в организации постоянного соединения машин, как на период копания, так и на время транспортировки и разгрузки грунта. Управляет агрегатом один оператор, находящийся в одном из скреперов.

К недостаткам такого варианта можно отнести сложность управления и низкую маневренность вследствие плохой обзорности и больших габаритов механизма, потребность в операторе высокой квалификации.

Для второго способа характерна последовательная замена скреперов, в результате чего один груженный скрепер помогает заполняться другому, находясь впереди или сзади. После окончания загрузки первый скрепер уходит, а второй начинает помогать третьему. Для эффективного осуществления такого варианта скреперования необходима четкая организация движения машин, с целью исключения простоя скрепера в ожидании помощника.

При третьем способе два скрепера образуют поезд только на период копания грунта и, поочередно помогая друг другу, производят заполнения ковшей. По окончании набора грунта скреперы раздельно транспортируют его к месту разгрузки.

Перечисленные варианты скреперования предполагают использование сцепных устройств различной конструкции.

На основании обобщения результатов анализа и обработки научно-технической и патентной информации одним из перспективных направлений следует считать разработку и освоение конструкций сцепных устройств, направленных на снижение динамических нагрузок и повышение долговечности скреперов, взаимодействующих во время работы. Это направление характеризуется наиболее быстрым ростом числа публикаций за исследуемый период. Необходимо отметить, что продолжает увеличиваться количество конструкций, обеспечивающих повышение тягово-сцепных качеств машин. И хотя темп роста их количества уступает таковому у конструкций, направленных на снижение нагрузок, общее число публикаций превышает все остальные.

Повышение надежности скреперного поезда обеспечивает тягово-толкающее устройство [2]. Гашение продольных динамических нагрузок в тяговом режиме работы достигается тем, что рычаги 1 крепления скобы 2 выполнены двуплечими и шарнирно прикреплены к раме заднего скрепера, в результате чего скоба 2 находится в плавающем положении, что, в сочетании с возможностью её поворота относительно крюка 3, компенсирует продольные вертикальные и угловые смещения скреперов 4 и 5 относительно друг друга (рис. 1).

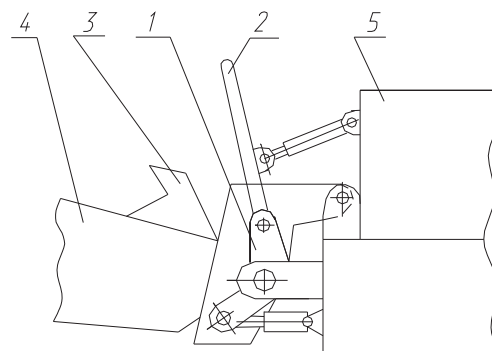


Рис. 1. Тягово-толкающее устройство



В скреперном поезде ДЗ-108 используется сцепное устройство [3], в котором толкающая плита 1 жестко закреплена на заднем скрепере (рис. 2). На переднем скрепере 5 имеется упорная плита 2, выполненная совместно с крюком 6, шарнирно закрепленным к буферу передней машины, имеющему пружинно-фрикционный амортизатор 3. Соединение машин в поезд производится с помощью скобы 7, закрепленной шарнирно, и гидроцилиндра 8. Конструкция позволяет демпфировать нагрузки как при ударах толкающей плиты, так и при рывках, передаваемых через крюк на скобу амортизатором.

Сцепное устройство [4], позволяющее защитить узлы, расположенные в задней части скрепера 1, от ударов скобы 2, возникающих в процессе копания грунта, представлено на рис. 3. Демпфирование ударных нагрузок в продольном направлении производится за счет работы на сжатие амортизирующего элемента 3, находящегося между поворотными крюками 4 и 5.

#### Цель и постановка задачи

В данной статье необходимо провести анализ конструкций сцепных устройств скреперного поезда и предложить варианты для снижения динамических нагрузок в узлах машин.

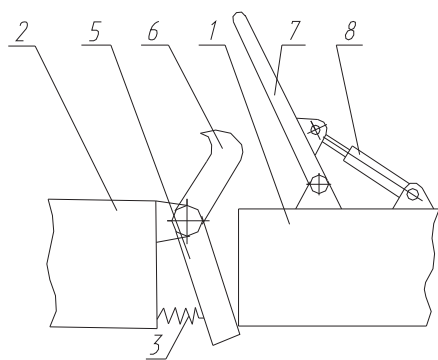


Рис. 2. Сцепное устройство

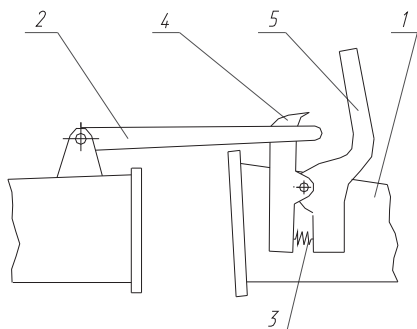


Рис. 3. Сцепное устройство

#### Оригинальные конструкции сцепных устройств

Механизмы сцепок, рассмотренные в анализе публикаций, допускают возможность значительных взаимных перемещений скреперов друг относительно друга в продольном направлении.

При рассогласовании в работе операторов, изменении скоростей движения машин, вследствие разнообразия грунтовых условий и рельефа местности, возникают соударения скреперов, что приводит к значительным деформациям металлоконструкций.

Указанные недостатки устранены в сцепном устройстве [5] за счет захвата и удерживания скобы 1 поворотным крюком 2 (рис. 4). Динамические нагрузки, возникающие в вертикальной и горизонтальной плоскостях вследствие движения скреперов по пересеченной местности, демпфируются двумя пружинами 3 и 4, которые, сохраняя возможность взаимного перемещения, не дают толкающей плите 5 отходить от буфера 6 при замедлении заднего скрепера.

Защиту сцепного устройства от аварийных нагрузок, например, в случае упора ножа скрепера в препятствие, обеспечивает предохранительный клапан, соединенный с поршневой полостью гидроцилиндра 7. В этом случае втягивание штока гидроцилиндра приводит к повороту крюка и освобождению скобы, обеспечивая рассоединение машин.

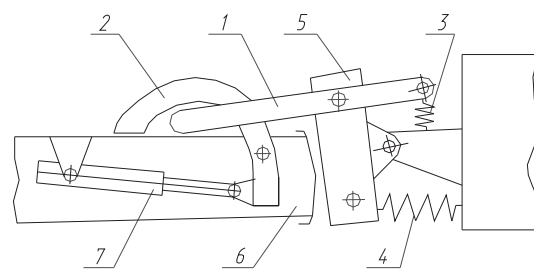


Рис. 4. Оригинальное сцепное устройство

В начале и в конце цикла копания грунта повороты крюка производятся оператором ручным переключением гидрораспределителя и соответственно фиксацией или освобождением скобы механизма сцепки.

Сцепное устройство [6] предназначено для улучшения тяговых качеств скреперного поезда, за счет того, что скоба 1 постоянно

удерживается в горизонтальном положении, несмотря на вертикальные перемещения переднего 5 и заднего 2 скреперов, что достигается за счет специальной конструкции тягового крюка 3 (рис. 5). Возникающие продольные динамические нагрузки в тяговом режиме работы скреперного поезда снижаются за счет использования пружины 7, которая установлена в буфере переднего скрепера.

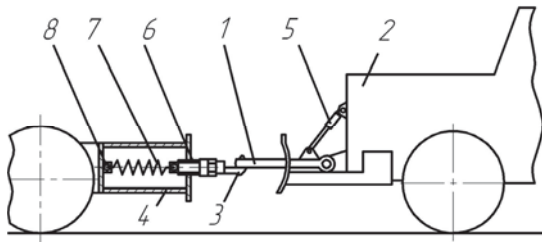


Рис. 5. Тяговое сцепное устройство

### Выводы

Выполненный анализ конструкций сцепных устройств скреперного поезда показал, что наибольшее развитие получили механизмы для снижения динамических нагрузок в узлах скреперов. Предложенные конструкции сцепок имеют ряд преимуществ перед другими вариантами, что подтверждается выдачей патента и авторского свидетельства на изобретение.

Использование оригинальных сцепных устройств позволяет существенным образом снизить динамические нагрузки и повысить надежность и долговечность скреперов, работающих в составе поезда.

### Литература

1. Машины для земляных работ: навч. посіб. / А.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке, Л.В. Назаров. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 436 с.
2. А.с. 1216029 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 60 D 1/00. Сцепное устройство скреперного поезда / И.Г. Кириченко, С.Г. Ковалевский, В.И. Яновский (СССР). №3762705/27-11; заявл. 28.06.84, опубл. 07.03.86, Бюл. № 9.
3. Бурштейн Р.С. Повышение эффективности строительных и дорожных машин / Р.С. Бурштейн, В.Б. Писарчик // Строительные и дорожные машины. – 1983. – №9. – С. 12–14.
4. Нилов В.А. Эффективность применения скреперных поездов / В.А. Нилов, П.И. Иванищев // Строительные и дорожные машины. – 2010. – №5. – С. 35–37.
5. А.с. 1281447 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 60 D 3/00. Сцепное устройство скреперного поезда / А.Б. Ермилов, И.Г. Кириченко, С.Г. Ковалевский (СССР). № 3956524/29-03; заявл. 26.09.85; опубл. 07.01.87, Бюл. № 1.
6. Пат. 83173 Україна, МПК В60D 3/00. Зчіпний пристрій скреперного поїзда / Ковалевський С.Г., Кириченко І.Г., Шевченко В.О., Ярижко О.В.; заявник і патентовласник Ковалевський С.Г., Кириченко І.Г., Шевченко В.О., Ярижко О.В. № u201303510; заявл. 21.03.2013; опубл. 27.08.2013; Бюл. №18.

Рецензент: Е.А. Дубинин, доцент, к.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 15 апреля 2014 г.

УДК 621.869

## НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА БУЛЬДОЗЕР ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ГРУНТА

Н.В. Розенфельд, ст. преп., Ю.А. Доля, студ.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

*Аннотация.* Рассмотрено движение бульдозера по неровностям реального забоя. Определены величины перемещений отвала вследствие неровностей забоя, рассчитаны значения величины срезаемой стружки по длине отвала и длине забоя. Рассчитаны величины возникающей силы резания грунта по пути забоя, точки приложения равнодействующей силы резания.

*Ключевые слова:* бульдозер, неровности забоя, ординаты, дифферент, крен, усилие резания.

## НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ДІЮТЬ НА БУЛЬДОЗЕР ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ҐРУНТУ

Н.В. Розенфельд, ст. викл., Ю.А. Доля, студ.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Розглянуто рух бульдозера нерівностями реального забою. Визначено величини переміщень відвала під впливом нерівностей забою, розраховано значення величини зрізуваної стружки за довжиною відвала та довжиною забою. Розраховано величини сили різання ґрунту, що виникає шляхом руху забоєм, точки прикладення рівнодійної сили різання.

*Ключові слова:* бульдозер, нерівності забою, ординати, диферент, крен, зусилля різання.

## LOADS ACTING ON A BULLDOZER AT SOIL TRANSPORTATION

N. Rozenfeld, Senior Lecturer, Yu. Dolya, student,  
Kharkiv National Automobile and Highway University

*Abstract.* The range of the bulldozer blade movement resulting from the digging face variation have been determined. The magnitude of the blade shifts under irregularities of the face has been determined, values of the chips along the digging face and lengthwise have been calculated. The values of the soil cutting force along the digging face and the points of application of equal cutting force have been calculated.

*Key words:* bulldozer, digging face variation, y-coordinates, trim, roll, digging force.

### Введение

Создание прочной, долговечной и экономной конструкции бульдозера требует знаний о нагрузках, которым подвергается машина. Как правило, в работах, посвященных изучению сопротивлений резанию и копанию грунтов, предполагается, что машина движется по абсолютно ровной поверхности. Реальный забой не соответствует этому допущению. Толщина срезаемой стружки определяется неровностями забоя и переме-

щениями ножа бульдозера, вызванными этими неровностями. Вопрос влияния неровностей забоя на толщину срезаемой стружки вследствие линейных и угловых перемещений бульдозера и переменной толщины стружки по ширине ножа бульдозера не изучен.

### Анализ публикаций

Нагрузки, действующие на бульдозерное оборудование при копании грунта в случае, когда поверхность забоя является ровной

плоскостью, исследованы достаточно хорошо. Работы А.М. Холодова позволяют определять динамические нагрузки при встрече отвала с жестким препятствием, при заглублении отвала в грунт [1]. Разработана методика расчета долговечности металлической конструкции рабочего оборудования ЗТМ при двухчастотном нагружении [2]. В статье [3] показано, что при постоянном положении рабочего органа ЗТМ величина и точка приложения усилия резания грунта будут меняться. Вопрос влияния неровностей забоя на величину усилия резания грунта при транспортировке призмы волочения до сих пор не рассмотрен.

### Цель и постановка задачи

На практике поверхность забоя не является абсолютно ровной. Неровности забоя вызывают вертикальные и угловые перемещения машины. Эти перемещения усугубляются тем, что нож бульдозера выдвинут далеко вперед относительно точек контакта опорных катков бульдозера. Длина отвала также существенно превышает величину колеи трактора. Вследствие этого при движении бульдозера по реальным неровностям забоя отвал совершает существенные вертикальные и угловые перемещения. Эти перемещения должны сказаться на величине усилия резания грунта и положении точки приложения равнодействующей силы резания.

Целями работы являются:

- оценка величины неровностей конкретного забоя;
- определение положения отвала бульдозера при движении по неровностям забоя;
- расчет толщины срезаемого грунта по ширине отвала и длине забоя;
- определение распределения усилия резания грунта по ширине отвала и длине забоя;
- расчет точки приложения равнодействующей усилия резания к отвалу.

Расчеты проводились применительно к бульдозеру ДЗ-42 на базе трактора ДТ-75 с эластичной подвеской.

### Принятые допущения

Предполагалось, что опорные катки трактора совершают только вертикальные перемещения. Трактор движется с малой скоростью, и частота воздействия неровностей забоя существенно ниже частоты собственных колебаний трактора на подвеске.

### Измерение ординат забоя

Для оценки величины усилия резания при перемещении призмы волочения на кафедре БДМ ХНАДУ было проведено измерение величин ординат бульдозерного забоя. Ординаты измерялись относительно натянутой нити с шагом 0,25 м по параллельным направлениям, отстоящим одно от другого также на 0,25 м. Длина мерного участка составляла 20 м. Результаты измерения корректировались для учета величины провисания нити под собственным весом. Дальнейшая обработка результатов проводилась с помощью пакета MATLAB.

С помощью сплайн-интерполяции были вычислены промежуточные значения ординат с шагом 0,05 м как по длине, так и по ширине забоя. Вид забоя представлен в виде 3D-графика на рис. 1.

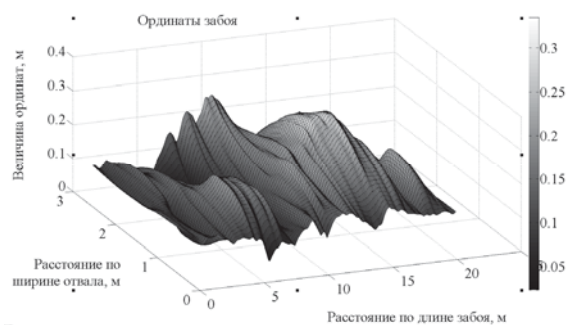


Рис. 1. Значение ординат забоя

Величина ординат относительно опорной плоскости менялась от 0,024 м (углубление) до 0,334 м (возвышение).

### Расчет ординат ножа отвала

При принятых допущениях ордината оси балансирующей тележки базового трактора будет равна полусумме ординат поверхности забоя под опорными катками. Ордината оси поперечной балки равнялась полусумме ординат осей балансирующих тележек.

Угол наклона трактора в продольном направлении (дифферент) определялся как отношение разности ординат передней и задней осей балансирующих к расстоянию между осями балансирующих. Угол наклона трактора в поперечном направлении (крен) вычислялся как отношение разности ординат левой и правой осей поперечной балки к колею трактора.

Эти зависимости позволили вычислить положение отвала в зависимости от ординаты трактора и его дифферент и крен. Положение отвала вычислялось через ординаты осей толкающих брусьев и углы наклона трактора, его дифферента и крена. Как видно из пространственного графика (рис. 2), нож отвала при движении по реальному забою может находиться на различной высоте и иметь переменный поперечный наклон.

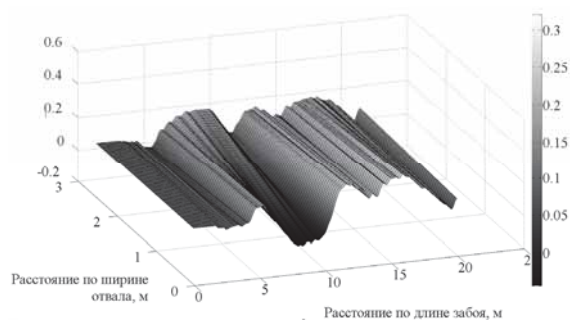


Рис. 2. Положение ножа при движении по неровностям реального забоя

На тех участках забоя, где ордината ножа больше ординаты забоя, нож проходит над поверхностью грунта, резание грунта не осуществляется. В случае, когда ордината точки на ноже ниже ординаты забоя, грунт срезается.

На рис. 3 показано заглубление отвала при перемещении бульдозера по реальной поверхности забоя.

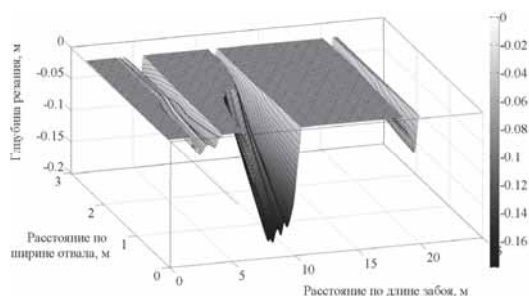


Рис. 3. Величина заглубления ножа (начальное положение отвала – нож на уровне опорной поверхности гусениц)

До начала движения отвал располагался на уровне опорной поверхности гусениц. Из графика следует, что большую часть пути машины отвал находился над поверхностью грунта. За счет крена трактора заглубление ножа по ширине отвала существенно различается. В некоторые моменты правая часть отвала заглублялась в грунт на 0,186 м, в то

время как левая часть отвала находилась выше поверхности грунта забоя.

Из рис. 3 видно, что в определенные промежутки движения отвал находился над поверхностью забоя и резание грунта не происходило. В другие моменты времени ординаты ножа отвала находились ниже первоначального уровня забоя. Резание имело место. Распределение усилия резания грунта по длине забоя показано на рис. 4.

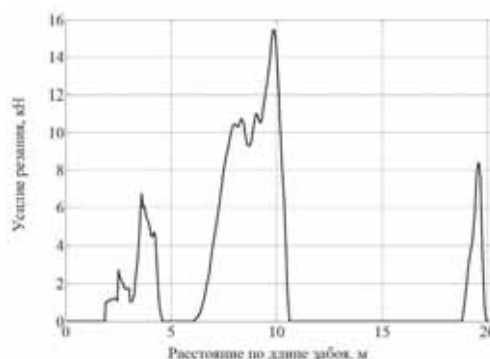


Рис. 4. Изменение величины усилия резания по длине забоя

Когда все точки ножа находились над поверхностью грунта, усилие резания грунта равнялось нулю. Максимальное значение усилия резания составило 15,2 кН. Заметим, что нож первоначально находился на уровне гусениц трактора, не был заглублен в грунт. Такое усилие возникало только за счет неровностей поверхности забоя.

Вследствие неодинаковой толщины стружки по ширине отвала точка приложения равнодействующей усилия резания перемещалась по отвалу. Толкающие брусья нагружены неодинаково. Режим работы толкающих брусьев усугубляется. На рис. 5 показано, как перемещается по ширине отвала равнодействующая сил резания грунта.

Из рис. 4 следует, что усилие резания грунта в случае, когда первоначально отвал устанавливался на уровне опорной поверхности гусениц, достигало максимума на расстоянии 10 м от начала забоя.

Расчет позволяет определить величину интенсивности возрастания сопротивления резания, которая в нашем случае составила 3,87 кН/м. Эта величина определяет динамическую нагрузку на рабочий орган машины. И она оказалась больше значения интенсивности возрастания сопротивлений, которое имеет место при заглублении отвала



гидроцилиндрами и движении трактора по ровной поверхности. Это означает, что величину нормальных динамических нагрузок следует определять с учетом неровностей забоя.

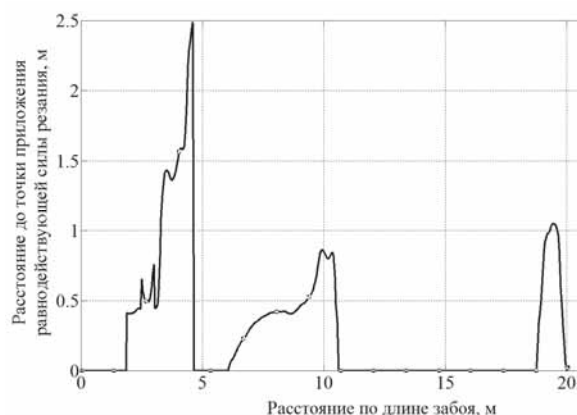


Рис. 5. Изменение расстояния от правого конца отвала до точки приложения равнодействующей силы резания грунта

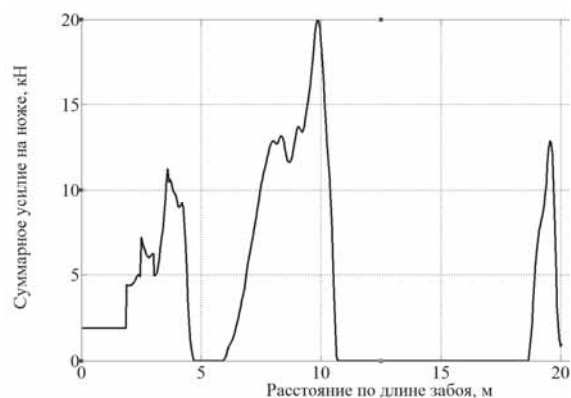


Рис. 6. Суммарное усилие резания при начальном заглублении отвала на 2 см

Аналогичные зависимости были получены при начальном заглублении ножа бульдозера на величину 2 и 4 см. В этих случаях время резания и величина усилия резания были существенно больше. Большие усилия резания подтверждают известный факт, что перемещение грунта отвалом бульдозера, как правило, сопровождается необходимостью выглублять и заглублять отвал, поскольку требуемое усилие резания грунта превышает тяговые возможности машины.

Так, при начальном заглублении отвала на 2 см (рис. 6) на том же участке длиной 20 м

усилие на ноже также имеет три пика, но оно уже изменяется от 0 до 20 кН.

### Выводы

Движение бульдозера по реальному забою сопровождается заметными величинами дифферента (в нашем конкретном случае – от  $-2,28^\circ$  до  $+2,21^\circ$ ) и крена (от  $-7,18^\circ$  до  $+1,64^\circ$ ).

Под воздействием неровностей забоя линейные и угловые перемещения бульдозера приводят к изменению усилия резания грунта, которое достигает 0,31 кН при отсутствии начального заглубления отвала и 20 кН при начальном заглублении отвала на 2 см.

Точка приложения усилия резания смещается по всей ширине отвала от правого края к левому. Среднее значение этой величины не совпадает с серединой отвала. Это приводит к неодинаковому нагружению левого и правого толкающих брусков.

Результаты следует использовать для расчета динамических нагрузок и показателей надежности бульдозера.

### Литература

1. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин / А.М. Холодов. – М.: Машиностроение, 1968. – 156 с.
2. Ничке В.В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов / В.В. Ничке. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. – 152 с.
3. Розенфельд М.В. Неоднорідність міцнісних властивостей ґрунту як причина виникнення втомних напружень / М.В. Розенфельд // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2012. – Вып.70. – С. 41–44.

Рецензент: И.Г. Кириченко, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 17 апреля 2014 г.

УДК 621.869.33

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ОСНОВНОЙ РАМЫ АВТОГРЕЙДЕРА

**А.А. Резников, доц., к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет**

***Аннотация.** Представлены результаты количественной оценки влияния геометрических параметров металлоконструкции автогрейдера на напряженно-деформированное состояние основной рамы. На основании проведенного дисперсионного анализа был осуществлён выбор рациональной формы металлоконструкции основной рамы автогрейдера.*

***Ключевые слова:** автогрейдер, основная рама, рациональные параметры, напряженно-деформированное состояние.*

## ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ОСНОВНОЇ РАМИ АВТОГРЕЙДЕРА

**О.О. Резніков, доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

***Анотація.** Надано результати кількісної оцінки впливу геометричних параметрів металлоконструкції автогрейдера на напружено-деформований стан основної рами. На підставі проведенного дисперсійного аналізу було здійснено вибір раціональної форми металлоконструкції основної рами автогрейдера.*

***Ключові слова:** автогрейдер, основна рама, раціональні параметри, напружено-деформований стан.*

## CHOOSING THE RATIONAL PARAMETERS OF A MOTOR GRADER MAINFRAME METAL CONSTRUCTION

**O. Reznikov, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,  
Kharkiv National Automobile and Highway University**

***Abstract.** The results of quantitative evaluation of impact of geometric parameters of a motor-grader metal construction on the stress-strain state of the main frame have been presented. A reasonable form of the motor-grader metal construction on the basis of dispersive analysis has been selected.*

***Key words:** motor grader, main frame, rational parameters, stress-strain state.*

### Введение

Для современных землеройно-транспортных машин характерным является рост производительности за счет увеличения рабочих скоростей. Все это приводит, в конечном итоге, к росту рабочих нагрузок, действующих на машину. Опыт эксплуатации автогрейдеров среднего класса указывает на то, что увеличение внешних нагрузок приводит к появлению усталостных трещин в металло-

конструкции основной рамы автогрейдера. Это связано с тем, что при проектировании несущей металлоконструкции основной рамы не учитываются динамическая составляющая нагрузки машины и параметры основной рамы, влияющие на формирование ее напряженно-деформированного состояния (НДС). Возникает необходимость разработки более точной методики выбора рациональных параметров металлоконструкции основной рамы автогрейдера.

### Анализ публикаций

Проблема расчета металлоконструкции основной рамы автогрейдера рассмотрена в работах Холодова А.М., Севрова К.П. [1, 2], однако предлагаемые расчетные схемы не учитывают динамических нагрузок, действующих на основную раму автогрейдера в процессе работы. Метод, позволяющий учесть динамические нагрузки, действующие на основную раму, рассматривается в работе [3].

### Цель и постановка задачи

Целью работы является разработка методики выбора рациональных параметров металлоконструкции основной рамы автогрейдера. В соответствии с поставленной целью работы были определены задачи исследования: провести количественную оценку влияния геометрических параметров металлоконструкции автогрейдера на НДС основной рамы и на основании проведенного анализа осуществить выбор рациональной формы металлоконструкции автогрейдера.

### Решение проблемы

На процесс формирования НДС основной рамы влияют несколько факторов: параметры грунта (интенсивность возрастания сопротивления копанию, удельное сопротивление копанию, плотность грунта), параметры и геометрия машины (скорость автогрейдера, мощность двигателя, геометрия приложения внешних нагрузок, упругость пневматиков), параметры самой металлоконструкции (сечение рамы, длина хребтовой балки, углы перехода хребтовой части основной рамы в подмоторную).

Поскольку в процессе работы автогрейдера параметры грунта и машины меняются в широких пределах, более целесообразно проводить выбор рациональных параметров металлоконструкции основной рамы автогрейдера в зависимости от параметров самой металлоконструкции.

Для количественной оценки влияния геометрических параметров металлоконструкции (рис. 1) на НДС основной рамы был проведен дисперсионный анализ.



Рис. 1. Геометрические параметры металлоконструкции автогрейдера

Из результатов моделирования режимов заглабления основного отвала автогрейдера в грунт [3] выделена группа, образующая полный факторный эксперимент. В табл. 1 приведены результаты расчетов для каждого из сочетаний факторов  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ . При этом установлены следующие соответствия:

1. Фактор  $A$  соответствует влиянию угла наклона хребтовой балки  $\beta$  и варьируется на двух уровнях:  $A_1 = 0^\circ$ ,  $A_2 = 45^\circ$ ;
2. Фактор  $B$  соответствует влиянию угла наклона хребтовой балки  $\alpha$  и варьируется на двух уровнях:  $B_1 = 20^\circ$ ,  $B_2 = 80^\circ$ ;
3. Фактор  $C$  соответствует расстоянию  $h$  от хребтовой балки до подмоторной рамы и варьируется на двух уровнях:  $C_1 = 0,5$  м,  $C_2 = 1$  м;
4. Фактор  $D$  соответствует длине хребтовой балки  $l$  и варьируется на двух уровнях:  $D_1 = 1,5$  м,  $D_2 = 2,4$  м.

Таблица 1 Главные напряжения, действующие в металлоконструкции основной рамы автогрейдера для каждого из сочетаний факторов  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$

Сочетания факторов		$D_1$		$D_2$	
		$B_1$	$B_2$	$B_1$	$B_2$
$C_1$	$A_1$	64	70	110	120
	$A_2$	78	100	130	136
$C_2$	$A_1$	90	92	118	130
	$A_2$	82	87	120	142

С помощью дисперсионного анализа мы сможем оценить влияние геометрических параметров металлоконструкции основной рамы, выделить наиболее значимые и оценить одновременное взаимодействие разных факторов.

Для реализации дисперсионного анализа был использован стандартный метод [4]. Анализ результатов дисперсионного анализа (табл. 2) указывает на то, что основное влияние на формирование НДС металлоконструкции основной рамы автогрейдера оказывает длина хребтовой балки (фактор  $D$ ). Также следует отметить существенное влияние на формирование НДС сочетаний факторов  $ABC$  и  $ABCD$ .

Таблица 2 Результаты дисперсионного анализа

Источник изменчивости	Сумма квадратов	Средний квадрат	Стандартное отклонение
<i>A</i>	410	410	20,2
<i>B</i>	451	451	21,2
<i>AB</i>	39	39	6,2
<i>C</i>	175	175	13,2
<i>AC</i>	390	390	19,7
<i>BC</i>	1	1	1
<i>ABC</i>	2311	2311	48,1
<i>D</i>	7353	7353	85,7
<i>AD</i>	23	23	4,8
<i>BD</i>	15	15	3,9
<i>ABD</i>	10	10	3,2
<i>CD</i>	40	40	6,3
<i>ACD</i>	76	76	8,7
<i>BCD</i>	94	94	9,7
<i>ABCD</i>	2265	2265	47,6
Ошибка	0,00	–	–
Общая	9123	–	–

Углы наклона хребтовой балки (факторы *A*, *B*) и расстояние от хребтовой балки до подмоторной рамы (фактор *C*) имеют меньшее влияние на НДС металлоконструкции автогрейdera в среднем на один порядок. В соответствии с результатами дисперсионного анализа особенно перспективными мерами по уменьшению НДС металлоконструкции основной рамы автогрейdera следует рассматривать изменение фактора *D* и одновременное взаимодействие факторов *ABC*. В результате была определена рациональная форма металлоконструкции основной рамы для автогрейдеров среднего класса с колесной формулой 1×2×3 (рис. 2).

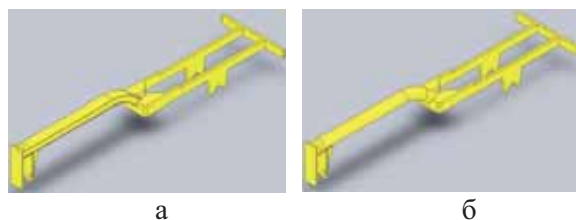


Рис. 2. Рациональная форма металлоконструкции основной рамы автогрейdera: а – для автогрейдеров, у которых характерной рабочей операцией является планирование земляного полотна либо зарезание в грунт всем отвалом; б – для автогрейдеров с характерным внецентренным приложением внешней нагрузки, например, зарезание в грунт краем отвала

На основании анализа полученных результатов был проведен пошаговый поиск рациональной формы металлоконструкции основной рамы. Было принято решение рассмотреть 15 различных компоновочных форм металлоконструкции с круглым и прямоугольным сечениями хребтовой балки.

### Выводы

Процесс формирования НДС основной рамы автогрейdera зависит от влияния нескольких факторов: параметров грунта, параметров и геометрии машины, параметров самой металлоконструкции.

Основное влияние на формирование НДС металлоконструкции основной рамы автогрейdera оказывает длина хребтовой балки. Углы наклона хребтовой балки и расстояние от хребтовой балки до подмоторной рамы имеют меньшее влияние на НДС металлоконструкции автогрейdera.

Автогрейдеры, у которых характерной рабочей операцией является планирование земляного полотна либо зарезание в грунт всем отвалом, более целесообразно проектировать с основной рамой коробчатого сечения, а автогрейдеры с характерным внецентренным приложением внешней нагрузки – с основной рамой трубчатого сечения.

### Литература

1. Проектирование машин для земляных работ / под ред. А.М. Холодова. – Х.: Выща школа, 1986. – 272 с.
2. Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет / под ред. К.П. Севрова. – М.: Машиностроение, 1970. – 192 с.
3. Шевченко В.А. Динамическая модель формирования напряженно-деформированного состояния основной рамы автогрейdera / В.А. Шевченко, А.А. Резников // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 57. – С. 112–116.
4. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – М.: Техника, 1975. – 168 с.

Рецензент: И.Г. Кириченко, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 16 апреля 2014 г.

УДК 621.879

## ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА ВІДВАЛА БУЛЬДОЗЕРА З КОМБІНОВАНОЮ НОЖОВОЮ СИСТЕМОЮ

К.Ц. Главацький, доц., к.т.н., О.В. Серeda, здоб.,  
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

*Анотація.* Розглянуто дослідження, розробка і практичне застосування комбінованих ножових систем для зниження енергоємності копання ґрунту бульдозерним відвалом, поліпшення нагромадження та переміщення ґрунту по відвалу і зменшення втрат ґрунту в бокові валики використанням виключно косого копання ґрунту.

*Ключові слова:* бульдозер, відвал, ніж, копання, профіль, енергоємність, ефективність.

## ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ОТВАЛА БУЛЬДОЗЕРА С КОМБИНИРОВАННОЙ НОЖЕВОЙ СИСТЕМОЙ

К.Ц. Главацкий, доц., к.т.н., О.В. Серeda, соиск.,  
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта  
имени академика В. Лазаряна

*Аннотация.* Рассмотрено исследование, разработка и практическое применение комбинированных ножевых систем для снижения энергоемности копания ґрунта бульдозерным отвалом, улучшения накопления и перемещения ґрунта по отвалу и уменьшения потерь ґрунта в боковые валики использованием исключительно косого копания ґрунта.

*Ключевые слова:* бульдозер, отвал, нож, копанье, профиль, энергоемность, эффективность.

## RESEARCH AND DEVELOPMENT DUMP OF BULLDOZER BLADE WITH A COMBINED KNIFE SYSTEM

K. Glavatskiy, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc., O. Sereda, competitor,  
Dnepropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician  
V. Lazaryan

*Abstract.* Research, development and practical application of combined knife systems has been considered to ensure lower energy consumption during soil digging with a bulldozer blade, more efficient of soil accumulation and moving on a blade, smaller soil losses into lateral rollers through exceptionally slanting soil digging.

*Key words:* bulldozer, blade, knife, digging, profile, energy consumption, efficiency.

### Вступ

Ножові системи (НС) машин для земляних робіт (МЗР) вирішують ряд задач стосовно ефективного різання чи копання ґрунту. Зокрема НС бульдозерів забезпечують ефективне відділення певного шару ґрунту від основного масиву, зрізання дрібних чагарників, часткове руйнування міцного ґрунту

та ряд інших робіт у складі відвала бульдозерного обладнання.

Актуальність досліджень НС обумовлена стратегічним напрямом розвитку і удосконалення вітчизняного машинобудування в частині МЗР, який (на відміну від закордонних тенденцій до створення машин великої одиничної потужності) передбачає зниження



питомої енергоємності процесу розробки ґрунту, тобто максимально ефективно використання потужності базового силового агрегата машини, її маси та інших техніко-економічних показників. Інтенсифікація процесу копання ґрунту бульдозерами суттєво залежить від виду ножової системи їх робочих органів. На сьогодні така задача розробки нових видів НС є актуальною, оскільки у вітчизняному машинобудуванні й наукових дослідженнях прийнята тенденція інтенсифікації розробки ґрунту зі зниженням питомих енерговитрат.

### Аналіз публікацій

Авторами розробок НС бульдозерів є ряд науковців з найбільш відомих наукових шкіл, такі видатні вчені, як професори Домбровський М.Г., Зеленін А.М., Баладінський В.Л., Ветров Ю.А., Холодов А.М., Баловнєв В.І., Хмара Л.А. та ін. [1, 2, 3], в роботах яких запропоновано варіанти виконання НС складного профілю [4]. Крім того, відомі технічні рішення, захищені патентами України на винаходи [5, 6]. Відомі дослідження і розробка таких НС: традиційної з прямокутними ножами і лінійним ріжучим краєм; з виступаючим середнім ножом (ВСН) чи з декількома виступаючими ножами (ВН) і розміщенням ріжучих країв в одній площині; з ВСН і бічними косинками (БК) чи з декількома (ВН) і БК та розміщенням ріжучих країв в одній площині; просторової форми з ВН, ріжучі краї яких розміщені в одній чи різних площинах та які з'єднані між собою БК, перпендикулярно розміщеними до площини розміщення ріжучого краю ножа. Відомий бульдозерний робочий орган, що містить лобову поверхню, бокові ножі, виступний середній ніж, розташований під більшим кутом різання відносно бокових, та бокові косинки, що їх з'єднують. При цьому виступний середній ніж має трапецієподібну форму та оснащений зубами, кут різання яких є більшим, ніж у виступного ножа, а кут нахилу бокових ножів зменшується у міру віддалення від площини симетрії робочого органа [5]. Відомий також бульдозерний відвал, що містить висувні секції з ножами та напрямними і гідропривід керування секціями. При цьому на стикових кромках висувних секцій виконані зубці, а самі секції з'єднані з відвалом у бокових частинах [6]. Подібна конструкція НС може бути найближчим аналогом авторської пропозиції блоку симетричних НС, в яких

передбачається виконання комбінованої ножової системи (КНС), що реалізує виключно косе копання ґрунту. До сьогодні авторам не відомі дисертаційні дослідження КНС у межах окреслених вище задач.

### Мета і постановка задачі

Метою досліджень є вивчення фізичної сутності процесу різання ґрунту плоскими й об'ємними ріжучими периметрами різної конфігурації, встановлення кількісної характеристики залежності дотичної складової опору ґрунту різанню від периметра стружки, що зрізається, та визначення величини питомого коефіцієнта опору ґрунту копанню, а також розробка й обґрунтування варіантів схематичного виконання КНС для подальшого формування математичних і фізичних моделей та їх дослідження.

Основними завданнями досліджень є: 1) визначення величини дотичної складової опору ґрунту різанню і копанню ріжучими периметрами із заданими геометричними розмірами та за відомих режимів різання; 2) розробка доповнень до відомих методик розрахунку ножових систем відвалів бульдозерів із вказаними НС; 3) виконання експериментальних досліджень з визначення залежності дотичної складової ґрунту різанню певним ріжучим периметром від визначальних факторів; 4) співставлення даних, отриманих аналітичним та експериментальним шляхом, та формулювання висновків про основні закономірності процесу різання ґрунтів КНС.

### Дослідження та розробка відвала бульдозера з комбінованою ножовою системою

На основі аналізу вихідної інформації стосовно проведених досліджень пропонується розробити та дослідити комбіновані ножові системи (КНС) з ВН і БК, виконаними у поперечному перерізі трикутного профілю та ріжучі краї яких розміщені в одній чи різних площинах. Критерієм пошуку раціональних параметрів КНС є мінімальний питомий опір копанню ґрунту. Визначними параметрами КНС прийняті: площа вирізаної стружки, кути різання, кількість пар ножів, подовжнє, вертикальне і кутове розміщення складових елементів НС.

На першому етапі досліджень встановлено фізичну суть зменшення питомої енергоємності процесу копання ґрунту запропонова-

ною КНС, яка полягає у використанні виключно косого копання ґрунту, створенні умов спрямування відділеної від масиву ґрунтової стружки всередину призми ґрунту перед відвалом, заміні блокованого копання ґрунту напіввільним чи вільним і утворенні плоскої чи неплоскої поверхні ґрунту після проходження бульдозерного відвала.

Авторами розроблено схематичні, ескізні й конструктивні варіанти КНС відповідно до вимог математичного і фізичного моделювання, з метою визначення їх раціональних параметрів та порівняльного аналізу. Запропонована КНС розробляється у двох принципових варіантах розміщення КНС: у межах висоти традиційної НС та вище неї (рис. 1–3) з розміщенням ріжучих країв в одній і у різних площинах.

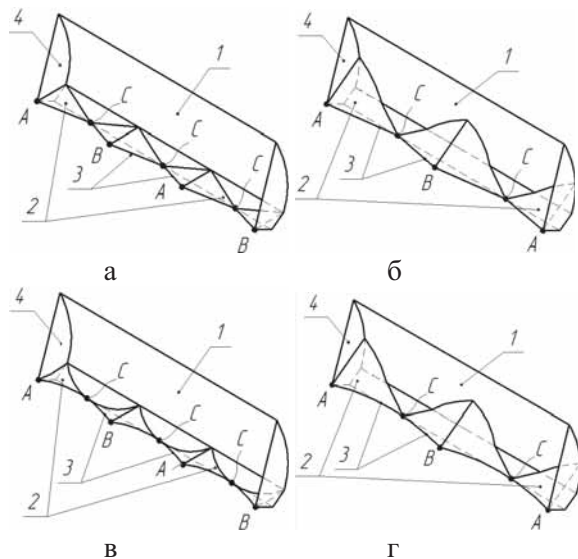


Рис. 1. Варіанти аксонометричних зображень фізичних моделей відвалів бульдозерів для дослідження схем взаємного відносного просторового розміщення елементів КНС: а, в – із трьома парами ножів і розміщенням КНС у межах висоти традиційної НС з прямолінійним і криволінійним ріжучим краєм відповідно; б, г – з двома парами ножів і розміщенням КНС вище меж висоти традиційної НС з прямолінійним і криволінійним ріжучим краєм відповідно; 1 – відвал; 2 – ріжучі ножі; 3 – ріжучі краї; 4 – бічні косинки (БК); А, В, С – характерні точки периметра ріжучих країв ножів

При розробці блоку симетричних КНС передбачається мінімальна кількість їх окремих складових елементів та враховано можли-

вість їх дзеркального переустановлення і відповідного виконання в них кріпильних елементів для зменшення номенклатури виробів у випадку технологічної реалізації запропонованих технічних рішень.

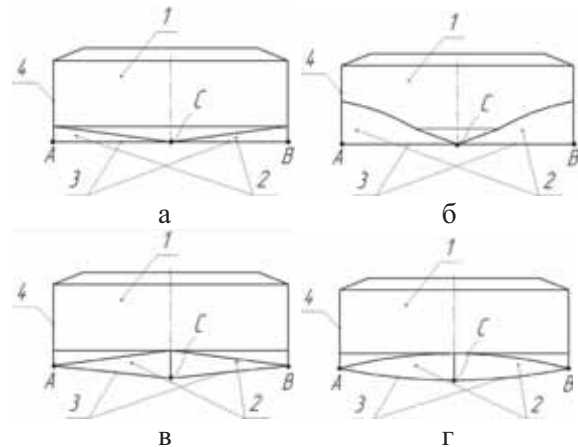


Рис. 2. Вид спереду на відвал бульдозера з однією парою ножів КНС й її розміщенням: а, в – в межах висоти традиційної НС з нульовим і заданим вертикальним зміщенням характерної точки С відносно точок А і В відповідно; б, г – вище меж висоти традиційної НС з нульовим і заданим вертикальним зміщенням характерної точки С відносно точок А і В відповідно; в, г – з прямолінійним і криволінійним ріжучим краєм кожного ножа відповідно

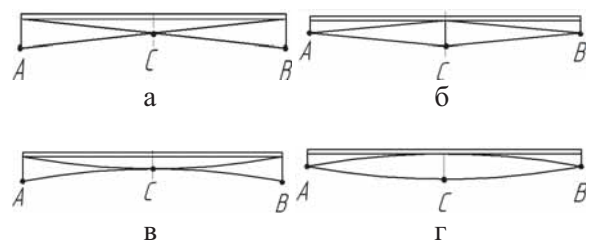


Рис. 3. Вид зверху на відвал бульдозера з КНС і розміщенням характерних точок А, В, С ріжучих країв ножів: а, б – по ламаному периметру; в, г – по криволінійному периметру і зі зміщенням точки С відносно точок А і В: а, в – назад відносно напрямку руху відвала; б, г – вперед відносно напрямку руху відвала

Для дослідження процесу взаємодії запропонованих варіантів КНС із ґрунтом обрано базову математичну модель та розроблено лабораторне устаткування із застосуванням сучасної електронної вимірювальної системи

та програмного забезпечення. Для проведення багатфакторних експериментальних досліджень розроблено комплекти відповідних фізичних моделей КНС бульдозерів, приклад яких наведено на рис. 1–3.

На першому етапі досліджень основними факторами моделей прийняті: кількість пар ножів; подовжній зсув ріжучих країв ножів  $L$ ; вертикальний зсув ріжучих країв ножів  $H_1 - H_4$  (рис. 4); щільність ґрунту. Реалізація наукових досліджень масштабних фізичних моделей ПНС передбачається у лабораторії кафедри «Прикладна механіка» ДНУЗТ.

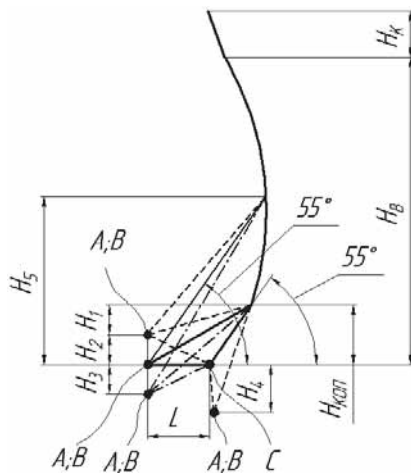


Рис. 4. Об'єднана параметрична схема відвала бульдозера з комбінованою ножовою системою:  $A, B, C$  – характерні точки периметра ріжучих країв ножів;  $H_{\text{коп}}$  – глибина копання, що дорівнює висоті традиційної НС;  $H_1, H_2, H_3, H_4$  – вертикальні зміщення точок  $A, B$  відносно точки  $C$ ;  $L$  – горизонтальне подовжнє зміщення точок  $A, B$  відносно точки  $C$ ;  $H_5$  – висота розміщення КНС вище меж висоти традиційної НС;  $H_B$  – висота відвала;  $H_K$  – висота козирка;  $55^\circ$  – кут копання ґрунту традиційним відвалом

Базовою машиною для реалізації авторських пропозицій може бути традиційний бульдозер на базі найбільш поширених промислових тракторів, наприклад, таких як ДТ-75 (3 тс), Т-170 (10 тс), Т-10М (10 тс), Т-12 (15 тс), ДЕТ-250 (25 тс) чи Т-330 (30 тс) з відповідним бульдозерним обладнанням.

## Висновки

У результаті вирішення задач з дослідження, розробки і практичного застосування КНС очікується зменшення енергоємності, підвищення продуктивності та інтенсифікація процесу розробки ґрунту робочими органами бульдозерів, на яких вони будуть застосовуватися, за рахунок зменшення питомого опору копанню та втрат ґрунту та прискореного набору його в призму. Крім того, запропоновану КНС можна застосовувати на неповоротних відвалах з отриманням ефекту поворотного відвала.

## Література

1. Баловнев В.И. Повышение производительности машин для земляных работ / В.И. Баловнев, Л.А. Хмара. – К.: Будівельник, 1988. – 152 с.
2. Баловнев В.И. Интенсификация разработки ґрунтов в дорожном строительстве / В.И. Баловнев, Л.А. Хмара. – М.: Транспорт, 1993. – 384 с.
3. Коротких В.Б. Исследование и разработка бульдозера с выступающими ножами и боковыми косынками: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / В.Б. Коротких. – Днепропетровск: ПГАСА, 1995. – 22 с.
4. Хмара Л.А. Модернизация и повышение производительности строительных машин / Л.А. Хмара, Н.П. Колесник, В.П. Станевский. – К.: Будівельник, 1992. – 152 с.
5. Пат. 12473 Україна, МПК(2006) Е 02 F 3/76. Бульдозерний робочий орган / Хмара Л.А., Талалай В.О., Соколов І.А.; заявник і патентовласник Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. – № u200506756; заявл. 11.07.2005; опубл. 30.01.2006, Бюл. № 2.
6. Пат. 15558 Україна, МПК(2006) Е 02 F 3/76. Бульдозерний відвал / Хмара Л.А., Соколов І.А., Пархомчук Р.Г.; заявник і патентовласник Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. – № u200511751; заявл. 09.12.2005; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 26 квітня 2014 р.

УДК 624.132.3

## АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ҐРУНТОПРИБИРАЧІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВИХ СКРЕБКОВИХ ТРАНШЕЄКОПАЧІВ

В.О. Воляннюк, доц., к.т.н., Є.В. Горбатюк, доц., к.т.н.,  
Київський національний університет будівництва і архітектури

*Анотація.* Наведено аналіз існуючих конструкцій ґрунтоприбирачів та обґрунтовано найбільш доцільну для ланцюгових траншеєкопачів. Розглянуто методiku визначення кінематичних параметрів та силових і енергетичних показників скребкових ґрунтоприбирачів ланцюгових траншеєкопачів.

*Ключові слова:* ланцюговий траншеєкопач, ґрунтоприбирач, ґрунт, траншея.

## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ГРУНТОУБОРЩИКОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНЫХ СКРЕБКОВЫХ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ

В.А. Воляннюк, доц., к.т.н., Е.В. Горбатюк, доц., к.т.н.,  
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

*Аннотация.* Приведен анализ существующих конструкций ґрунтоуборщиков и обоснована наиболее целесообразная для цепных траншеєкопателей. Рассмотрена методика определения кинематических параметров, силовых и энергетических показателей скребковых ґрунтоуборщиков цепных траншеєкопателей.

*Ключевые слова:* цепной траншеєкопатель, ґрунтоуборщик, ґрунт, траншея.

## ANALYSIS OF STRUCTURAL CHARTS OF SOIL CLEANERS AND DETERMINATION OF CHAIN SCRAPER TRENCH-DIGGER PARAMETERS

V. Volyaniuk, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,  
Ye. Gorbatiuk, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,  
Kyiv National University of Construction and Architecture

*Abstract.* Existent designs of soil cleaners have been analyzed and the most appropriate one for chain trench-digger has been grounded. Methodology to determine kinematics parameters, power and energy indexes of scraper soil cleaners of chain trench-diggers has been studied.

*Key words:* chain trench-digger, soil cleaner, soil, trench.

### Вступ

В Україні за останнє десятиріччя спостерігається зростання обсягів будівництва, що вимагає якісно нового рівня у капітальному будівництві, докорінного покращення якості проведення робіт на об'єктах, що споруджуються та реконструюються, підвищення ефективності розробки ґрунту.

Капітальне будівництво потребує прокладки різноманітних комунікацій, проведення робіт за нульовим циклом, пов'язаних з розробкою ґрунту, вскриванням асфальтових покриттів. У сучасній будівельній промисловості поряд зі зведенням нових споруд необхідно здійснювати значний обсяг реконструкцій промислових і цивільних об'єктів за різноманітних умов: у стиснених міських умовах, у зонах скельних і важких ґрунтів, проводити



розбирання міцних покриттів (в тому числі й за аварійних ситуацій) тощо. Часом стислі терміни введення об'єктів будівництва в експлуатацію примушують йти на подорожчання робіт, проводити їх у зимовий період.

Для ведення цих робіт створені і використовуються різноманітні технічні засоби, в тому числі й машини з ланцюговими ріжучими органами. Так, наприклад, при вирізуванні блоків каменю використовуються здебільшого вузько-щілорізні машини на рейковому ходу, а для розробки твердого та мерзлого ґрунту – машини з широкими ланцюговими ріжучими органами [1–4]. Швидкість екскавації матеріалу із траншеї за допомогою траншеєкопача може бути у 6 разів вище за швидкість, що забезпечує одноковшевий екскаватор. Траншейні безківшові екскаватори використовуються для земляних робіт, що ведуться на відкритому просторі. Вони руйнують та виносять ґрунт на поверхню, прорізаючи в породі щілину, яку можна використати для прокладки інженерних комунікацій. Більше того, траншеєкопач робить траншею чистою, вже повністю готовою під технологічні комунікації. Ґрунт, що витягається траншеєкопачем, на відміну від одноковшевого екскаватора, має однорідну за розмірами частинок структуру і може бути використаний для зворотного засипання. Траншеєкопач мінімізує об'єм матеріалу, що витягається, і пов'язані з цим енергозатрати. Траншея може бути прокладена з високою точністю, а застосування лазерних систем керування дозволяє досягати найвищого рівня.

Ці переваги забезпечують високу продуктивність і рентабельність спеціалізованих траншеєкопачів.

### Аналіз публікацій

На основі огляду публікацій, присвячених аналізу конструктивних схем ґрунтоприбирачів та дослідженню факторів, які визначають режими роботи безківшових ланцюгових траншеєкопачів, можна зробити наступні висновки. Авторами робіт [1–4] приводяться аналітичні залежності для визначень швидкостей подачі робочих органів при роботі траншеєкопачів. При аналізі цих залежностей виявлено, що недостатньо висвітлено визначення як швидкісних параметрів (наприклад, швидкості різання ґрунту), так і конструктивних (виліт різців, конструкції

скребків для винесення ґрунту, крок їх розставлення).

Також на продуктивність безківшового ланцюгового траншеєкопача впливає геометрія різців та їх знос [4], конструкція виконавчого органа і траншеєкопача в цілому. При цьому застосовуються різні види ґрунтоприбирачів – стрічкові, металеві, шнекові, плужні, скребкові. Стрічкові ґрунтоприбирачі суттєво ускладнюють навісне обладнання траншеєкопача. Металеві ґрунтоприбирачі мають високий ступінь зношування та високу енергоємність [5]. Плужні ґрунтоприбирачі хоч і є конструкційно простими та низькоенергоємними, але при їх роботі розроблений ґрунт заважає при прокладанні різних комунікацій у траншею [6]. Скребкові ґрунтоприбирачі, на відміну від інших типів, є простими за конструкцією, мають відносно низьку енергоємність та невисоку зносостійкість скребків [7]. Однак не повністю приведено методу визначення їх кінематичних параметрів та силових і енергетичних показників.

### Мета і постановка задачі

Взаємодія безківшового ланцюгового виконавчого органа із твердим та мерзлим ґрунтом при вирізуванні траншеї характеризується тим, що ріжучо-транспортувальні елементи водночас з розпушенням ґрунту транспортують його із траншеї.

Винесений на поверхню ґрунт осипається у зазори між виконавчим органом і боковими стінками траншеї, зтягається до неї неробочою гілкою ріжучого ланцюга і накопичується у нижній частині виконавчого органа між ріжучо-транспортувальними елементами. Ущільнюючись, він ускладнює доступ різців до вибою; при цьому збільшується як зусилля подачі, так і зусилля протягування ріжучого ланцюга.

Задля підвищення ефективності роботи ріжучо-транспортувальних елементів необхідно зменшити кількість ґрунту, що осипається з верхньої поверхні траншеї, шляхом віддалення винесеного ґрунту від виконавчого органа. Це, у свою чергу, дозволить виключити підпресування ґрунту та забезпечити задану продуктивність траншеєкопача при нарізанні траншеї.



У зв'язку з викладеним дослідження, що спрямовані на вдосконалення засобів та методів віддалення зруйнованого ґрунту від виконавчого органа, є актуальними.

### Аналіз конструктивних схем ґрунтоприбирачів та визначення параметрів ланцюгових скребкових траншеєкопачів

Необхідність встановлення того чи іншого типу ґрунтоприбирача на безківшовому ланцюговому траншеєкопачу зумовлена технологічним призначенням траншеї, що прорізується. Залежно від цього ґрунт, що виймається, або розміщується з одного або двох боків траншеї, або розрівнюється по поверхні ґрунту. Відповідно до цього на траншеєкопачах встановлюються різноманітного типу ґрунтоприбирачі. Розглянемо основні конструктивні схеми ґрунтоприбирачів.

Стрічковий транспортер є найбільш доцільним видом ґрунтоприбирача, зважаючи на такі безсумнівні свої переваги, як низька енергоємність транспортування, можливість достатньо просто змінювати дальність переміщення ґрунту, простота конструкції (рис. 1).

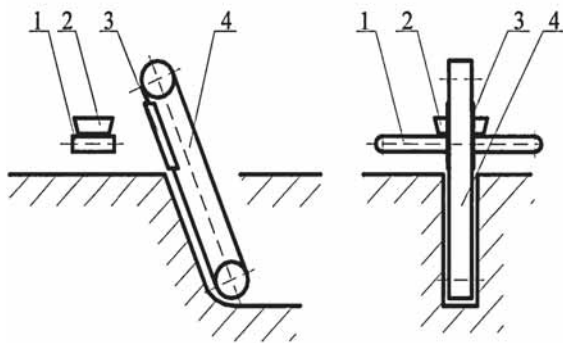


Рис. 1. Стрічковий ґрунтоприбирач: 1 – стрічковий транспортер; 2 – приймальний бункер; 3 – напрямний жолоб; 4 – робочий орган траншеєкопача

Однак стрічкові транспортери досі не набули такого розповсюдження, як ґрунтоприбирачі безківшових ланцюгових траншеєкопачів, призначені для розробки твердих та мерзлих ґрунтів, внаслідок неможливості застосування для відсіпання ґрунту із його розрівнюванням по поверхні.

Основною ж причиною, що обмежує застосування стрічкових ґрунтоприбирачів, є складність їх використання на безківшових ланцюгових траншеєкопачах, що створюються, як правило, на базі тракторів. У випадку застосування стрічкового ґрунтоприбирача невинновано ускладнюється все навісне обладнання: необхідно істотно змінювати конструкцію редуктора приводу робочого органа траншеєкопача для розміщення транспортера і його приводу, встановлювати бункер для ґрунту та штучний струмок (жолоб) для підйому ґрунту з поверхні ґрунту до бункера.

Стрічкові ґрунтоприбирачі, певно, знайдуть застосування у випадку створення повністю оригінальних конструкцій безківшових ланцюгових траншеєкопачів. Підтвердженням цьому є широке використання стрічкових ґрунтоприбирачів на роторних траншейних екскаваторах, що застосовуються для розробки ґрунтів.

Метальні ґрунтоприбирачі з ротаційними робочими органами та робочими органами, що коливаються, також досі не знайшли застосування на безківшових ланцюгових траншеєкопачах, хоча й є оригінальні розробки [5] та були спроби їхнього використання (рис. 2).

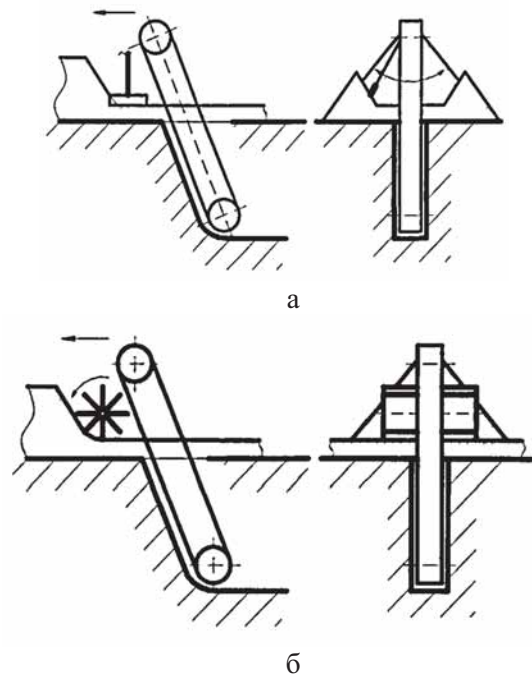


Рис. 2. Метальні ґрунтоприбирачі: а – маятниковий; б – ротаційний

Випробування металюного ґрунтоприбирача з маятниковим транспортувальним органом (рис. 2, а), який було встановлено на траншеєскопачу (на базі трактора Т-100), показали, що він має малу транспортувальну спроможність, а значні навантаження на робочий орган, що коливається, призводять до його поломок.

Ротаційний металюник (рис. 2, б) може або прибирати, або розкидати ґрунт по площі на великі відстані від траншеї. Але для ефективної його роботи ґрунт необхідно орієнтовано подавати від робочого органа траншеєскопача до лопаток ротора. В іншому випадку невеликий за розмірами ротор-металюник не може чисто прибрати ґрунт, який, звичайно, розсипається на значній площі попереду робочого органа траншеєскопача.

До числа інших недоліків, що стали перешкодою до застосування таких ґрунтоприбирачів, можна віднести їх відносну складність, швидке зношування частин (що стикаються з ґрунтом) та достатньо високу енергоємність, необхідну для транспортування ґрунту.

Шнекові ґрунтоприбирачі найбільш широко застосовуються на існуючих безківшових ланцюгових траншеєскопачах через простоту, як виготовлення, так і обслуговування у процесі експлуатації. Гвинтові транспортери для подачі вийнятого із траншеї матеріалу в зону зворотного засипання стали застосовуватися у траншеєскопачах як зарубіжних виробників Case, Vermeer, Ditch Witch, Wolfe, HYDRAMAXX, так і вітчизняних.

На практиці має місце застосування різних конструкцій шнекових ґрунтоприбирачів: з однозаходними та двозаходними шнеками; з приводом від редуктора робочого органа траншеєскопача та від робочої ланки ріжучого ланцюга; із транспортуванням ґрунту в один чи в обидва боки від траншеї (рис. 3); з розташуванням осі шнекового органа попереду ріжучого ланцюга та на рівні з ним.

Шнековий ґрунтоприбирач з прибиранням ґрунту на два боки (рис. 3, а) дозволяє більш рівномірно розпланувати ґрунт, що виймається ріжучим ланцюгом. Разом з тим відвал ґрунту утворюється з двох боків, що, очевидно, буде заважати при наступному паралельному проході машини. При використанні ґрунтоприбирача за схемою (рис. 3, б) вима-

гається значна його довжина. За схемою (рис. 3, в) вимагається переставляти шнековий ґрунтоприбирач в ліву або праву частину машини залежно від необхідності прорізування ліво- або правосторонніх паралельних траншей.

Для визначення рекомендацій з виконання і проведення досліджень можна взяти схему (рис. 3, а) як таку, що має можливість планування, а за зміни напрямку обертання шнека – навіть засипати траншеї. Поряд з перевагами, шнекові ґрунтоприбирачі мають і ряд недоліків.

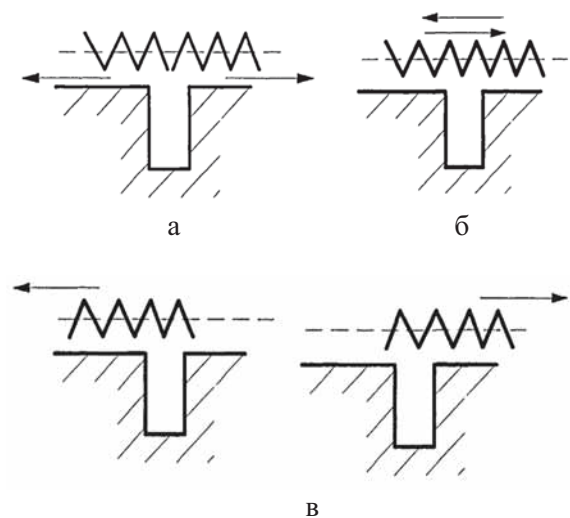


Рис. 3. Шнековий ґрунтоприбирач: а – шнековий транспортер, встановлений посередині траншеї, прибирає ґрунт на два боки; б – шнековий транспортер прибирає ґрунт в один бік і встановлений посередині траншеї; в – шнековий транспортер прибирає ґрунт в один бік

З метою виключення поломок при роботі траншеєскопача на нерівній поверхні, шнеки ґрунтоприбирача розташовують на певній висоті від поверхні ґрунту, у зв'язку з чим ґрунт розрівнюється у достатньо товстий шар, з якого його частина осипається у траншею.

Шлях тертя гвинтової лопаті шнека в декілька разів є більшим за шлях переміщення ґрунту, тому при постійному контакті шнека з високоабразивним твердим чи мерзлим ґрунтом спостерігається висока інтенсивність його зношення.

Плужний ґрунтоприбирач пасивної дії [6] видаляє ґрунт двома відвалами від бровки

траншеї і формує у два бурти з кутами в основі поперечного перерізу, рівними куту природного відкосу  $\rho$  (рис. 4).

Такий ґрунтоприбирач є надто простим за конструкцією, не вимагає кваліфікованого догляду під час експлуатації.

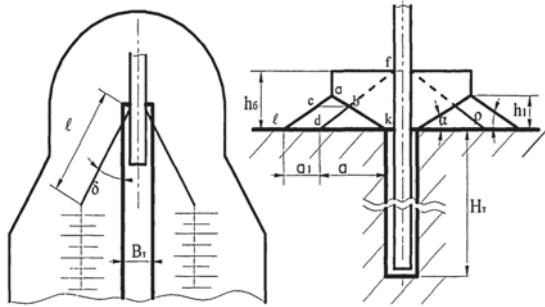


Рис. 4. Плужний ґрунтоприбирач

Незважаючи на те, що плужні ґрунтоприбирачі є конструктивно простими та забезпечують переміщення ґрунту з невеликими затратами потужності, вони можуть застосовуватись на безківшових ланцюгових траншеєкопачах, призначених для вирізування траншеї малого поперечного перерізу.

Зумовлене це тим, що маса відвалів, що розміщуються на робочому органі траншеєкопача, зростає пропорційно збільшенню параметрів траншеї. У свою чергу це викликає збільшення протидія для забезпечення стійкості машини і ваги машини в цілому.

Але головний недолік плужних ґрунтоприбирачів полягає в тому, що за їх допомогою ґрунт переміщується на незначну відстань від траншеї і перешкоджає укладанню у траншею різноманітного типу комунікацій.

Скребок ґрунтоприбирачі (рис. 5) мають суттєві переваги перед іншими в тому, що можуть бути виконані з наявністю пристроїв для швидкого переходу з режиму буртування на режим планування ґрунту. Шлях тертя ковзання скребків не перевищує шляху транспортування ґрунту, що забезпечує відносно менше зношування скребків. До того ж їх можна покривати зносостійкими або змінними матеріалами (наприклад, гумовою стрічкою), що не призведе до суттєвого підвищення енергоємності транспортування.

Важливою особливістю роботи скребкових ґрунтоприбирачів є те, що ґрунт безпосеред-

ньо не потрапляє на скребковий ланцюг, а його більша частина укладається попереду, і за процес роботи його робочий орган наче надходить на ґрунт, який утворює трикутну призму. Переміщення тіла волочіння відбувається по ґрунту, винесеному попередньо.

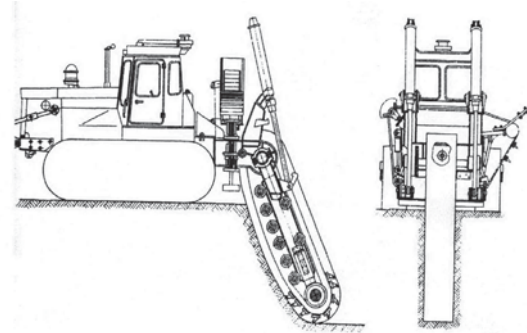


Рис. 5. Безківшовий ланцюговий траншеєкопач зі скребковим ґрунтоприбирачем

Режим роботи скребкового ґрунтоприбирача визначається його конструктивними (ширина скребка –  $b_c$ , висота скребка –  $h_c$ , товщина скребка –  $t_c$ , форма скребка) та кінематичними (швидкість подачі виконавчого органа ланцюгового траншеєкопача –  $v_n$ , швидкість руху скребкового ланцюга –  $v_n$ ) параметрами.

Під час руху (рис. 6) скребок зсуває шар ґрунту з бурта 3, а перед скребком 2 утворюється ядро ущільнення, яке є тілом волочіння 1.

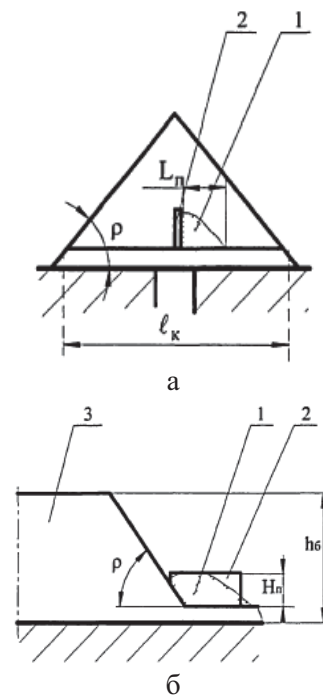


Рис. 6. Схема утворення тіла волочіння

За обраних конструктивних параметрів скребкового ланцюга і заданої швидкості подачі машини задача вибору раціонального режиму роботи скребкового ґрунтоприбирача зводиться до визначення мінімально можливого значення швидкості руху скребкового ланцюга  $v_{л\min}$ , за яким на шляху руху скребка  $l_k$  утворюється максимально можливе тіло волочіння, і ґрунт не буде виходити за межі скребка.

Тіло волочіння, що утворюється перед скребком, є тригранною пірамідою (рис. 7), об'єм якої можна визначити з виразу

$$V_{т.в} = \frac{b_c \cdot l_{т.в} \cdot h_{т.в}}{4}, \quad (1)$$

де  $l_{т.в}$  та  $h_{т.в}$  – довжина і висота тіла волочіння.

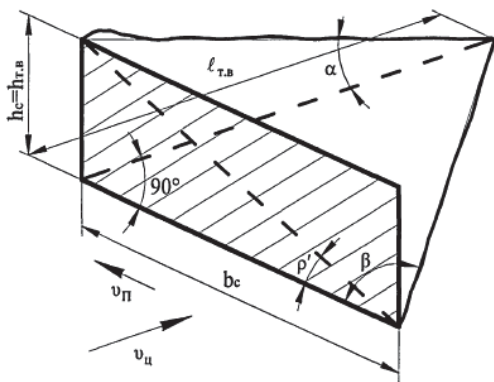


Рис. 7. Тіло волочіння скребкового ґрунтоприбирача

При цьому, виходячи з того, що тіло волочіння не повинно виходити за межі скребка, необхідно виконувати умову

$$\begin{cases} l_{т.в} \leq b_c \cdot \operatorname{tg} \beta, \\ h_{т.в} \leq h_c. \end{cases} \quad (2)$$

Кут  $\alpha$  (рис. 7) має значення, більше за значення кута природного відкосу ґрунту  $\rho'$ , за рахунок ущільнення ґрунту, і для суглинку становить  $32^\circ$ .

Підставивши значення  $l_{т.в}$  та  $h_{т.в}$  з останнього виразу в рівняння (1), отримуємо

$$V_{т.в} = \frac{b_c^2 \cdot h_c \cdot \operatorname{tg} \beta}{4}. \quad (3)$$

У цей же час об'єм ґрунту, що переміщується скребком на шляху  $l_k$ , може бути виражений залежністю

$$V_{т.б} = \frac{S_c^2 \cdot (1 + K_s)^2 \cdot \operatorname{tg} \rho \cdot l_k}{2}, \quad (4)$$

де  $S_c = t_c \cdot v_{п} / v_{л}$  – довжина подачі ґрунтоприбирачем ґрунту на скребок;  $K_s = \Delta S_c / S_c$  – коефіцієнт пропорційності;  $\Delta S_c$  – зміна положення нижньої кромки бурта після проходження скребка в результаті осипання ґрунту.

Коефіцієнт пропорційності  $K_s$  дорівнює

$$K_s = \sqrt{\frac{h_6 - h_{п}}{S_c \cdot \operatorname{tg} \rho}} - 1, \quad (5)$$

де  $h_6$  – висота бурта ґрунту;  $h_{п}$  – глибина траншеї, що прорізається.

Розв'язуючи сумісно рівняння (3) і (4), знаходимо

$$S_c = \frac{b_c}{1 + K_s} \cdot \sqrt{\frac{h_c \cdot \operatorname{tg} \beta}{2 \cdot l_k \cdot \operatorname{tg} \rho}}.$$

Замінімо в останньому рівнянні  $K_s$  його значенням з виразу (5), після піднесення у квадрат обох частин рівняння і відповідних перетворень, отримаємо

$$S_c = b_c \cdot \sqrt{\frac{v_{п} \cdot t_c \cdot h_c \cdot \operatorname{tg} \beta}{2 \cdot v_{л} \cdot l_k \cdot (h_6 - h_{п})}}. \quad (6)$$

Кожним скребком ґрунтоприбирача з бурта ґрунту виймається відділений шар ґрунту, розмір якого за основою буде дорівнювати (рис. 8)

$$S'_c = S_c + \Delta S = S_c \cdot (1 + K_s). \quad (7)$$

У дійсності основа трикутника ABC (рис. 8) шару ґрунту, що виймається скребком, буде більше значення подачі  $S$  на величину  $\Delta S$  за рахунок осипання ґрунту по природному відкосу після проходження його попереднім скребком.



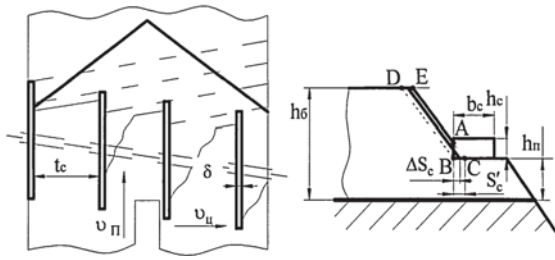


Рис. 8. Схема взаємодії скребка з буртом ґрунту

Після підстановки в рівняння (6) значення  $S_c$  з виразу (7), піднесення у квадрат обох частин рівняння і відповідних перетворень, отримаємо

$$v_{\text{л}} = \frac{2 \cdot v_{\text{п}} \cdot t_c \cdot l_k \cdot (h_6 - h_n)}{b_c^2 \cdot h_c \cdot \text{tg} \beta}. \quad (8)$$

У виразі (8)

$$l_k = (h_6 - h_n) = 2 \cdot S_{\text{пр}},$$

де  $S_{\text{пр}}$  – площа поперечного перерізу призми ґрунту, що прибирається ґрунтоприбирачем від траншеї.

Відповідно можна записати

$$v_{\text{л}} = \frac{4 \cdot v_{\text{п}} \cdot t_c \cdot S_{\text{пр}}}{b_c^2 \cdot h_c \cdot \text{tg} \beta} = \frac{4 \cdot v_{\text{п}} \cdot t_c \cdot S_{\text{пр}}}{b_c^3 \cdot \text{tg} \beta \cdot \text{tg} \rho'}. \quad (9)$$

Транспортування ґрунту скребковим ґрунтоприбирачем складається з робіт, що витрачаються на подолання сил тертя переміщуваного ґрунту по ґрунту та нижньої і торцевої поверхонь скребка по ґрунту, на підйом ґрунту при його буртуванні ґрунтоприбирачем.

Відстань переміщення частинок ґрунту, що поступили у міжскребковий простір на початку шляху  $l_k$  і в кінці його, буде різною. Якщо частинки ґрунту, захоплені скребком на початку його контакту з буртом, проходять максимальний шлях  $l_k$ , то частинки, що поступили в міжскребковий простір перед виходом скребка із контакту з буртом ґрунту, переміщуються на мінімальну відстань. У середньому ґрунт об'ємом  $V_{\text{т.в}}$  під час завантаження міжскребкових просторів проходить шлях  $\frac{l_k}{2}$ .

Під час розвантаження скребкового ланцюга від ґрунту як при його плануванні, так і при буртуванні, велика частина об'єму  $V_{\text{т.в}}$  переміщується на меншу відстань, а менша частина – на більшу. У середньому ж весь об'єм ґрунту при розвантаженні проходить шлях, який дорівнює половині загальної відстані розвантаження.

У зв'язку з вищевикладеним робота, що витрачається на подолання сили тертя ґрунту по ґрунту на шляху завантаження і розвантаження скребкового ланцюга (рис. 9, 10), становитиме (Дж):

– при плануванні ґрунту

$$A_1 = V_{\text{т.в}} \cdot \gamma \cdot \mu \cdot \left( \frac{l_k + 2 \cdot a_1}{4} \right);$$

– при буртуванні ґрунту

$$A_1' = V_{\text{т.в}} \cdot \gamma \cdot \mu \cdot \left( \frac{h_{61} - h_n}{2 \cdot \text{tg} \rho} \right),$$

де  $\gamma$  – питома вага вилученого ґрунту;  $a_1$  – відстань відхиляючої зірочки скребкового ланцюга від осі робочого органа при буртуванні ґрунту (рис. 10);  $\rho$  – кут природного відкосу ґрунту;  $h_6$  – висота бурта ґрунту (рис. 10);  $h_n$  – висота ґрунтової основи (рис. 10).

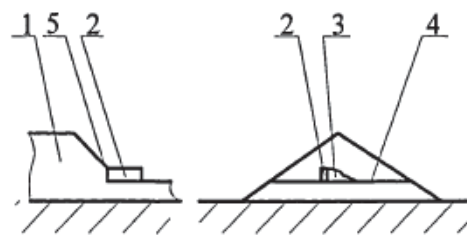


Рис. 9. Робота скребкового ґрунтоприбирача: 1 – ґрунт (вилучений робочим органом барової машини); 2 – скребок (робочий орган ґрунтоприбирача); 3 – об'єм тіла волочіння (що переміщується скребком); 4 – ґрунтова основа; 5 – вертикальне ліжко (утворене ґрунтом) кутового жолоба

Робота, що витрачається на подолання сили тертя скребкового ланцюга по ґрунту, визначається з виразів (Дж):



– при плануванні ґрунту

$$A_2 = q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot \frac{(l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1)^2}{8};$$

– при буртуванні ґрунту

$$A_1' = q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot \frac{[l_{\text{к}} + (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}}) \cdot \sin \rho]^2}{2},$$

де  $q_{\text{ц}}$  – погонна вага скребкового ланцюга.

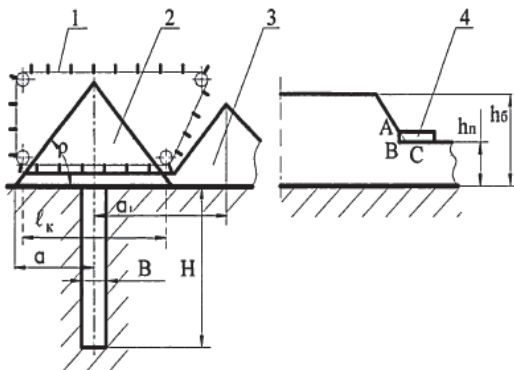


Рис. 10. Принципова схема скребкового ґрунтоприбирача: 1 – скребковий ланцюг; 2 – борт (трикутна призма); 3 – борт вилученого ґрунту; 4 – скребок

Сила заглиблення торців скребок в борт ґрунту за заданої швидкості подачі ґрунтоприбирача може бути знайдена з виразу

$$P_{\text{вп.с}} = \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1),$$

де  $\delta$  – товщина скребка;  $S_{\text{с}}$  – подача ґрунтоприбирача на скребок;  $m_{\text{с}}$  – коефіцієнт збільшення перерізу траншеї перед кулачками ланцюга за рахунок простору між ними.

А сила тертя торців скребок по ґрунту

$$P_{\text{тр.с}} = P_{\text{вп.с}} \cdot \mu.$$

Тоді вираз для визначення роботи, що витрачається на подолання сили тертя торців скребок по ґрунту як при плануванні, так і при буртуванні, матиме вигляд (Дж)

$$A_3 = \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot \frac{l_{\text{к}}}{2}.$$

Робота, що витрачається на підйом ґрунту при його буртуванні, може бути визначена з виразу (Дж)

$$A_4 = V_{\text{т.б}} \cdot \gamma \cdot \frac{(h_{\text{б1}} - h_{\text{п}})}{2}.$$

Загальна робота, що витрачається на транспортування ґрунту (Дж):

– при плануванні

$$\begin{aligned} A_{\text{тр}} &= A_1 + A_2 + A_3 = \\ &= V_{\text{т.б}} \cdot \gamma \cdot \mu \cdot \left( \frac{l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1}{4} \right) + \\ &+ q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot \frac{(l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1)^2}{8} + \\ &+ \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot \frac{l_{\text{к}}}{2}; \end{aligned}$$

– при буртуванні

$$\begin{aligned} A_{\text{тр}} &= A_1' + A_2' + A_3 + A_4 = \\ &= V_{\text{т.б}} \cdot \gamma \cdot \frac{(h_{\text{б1}} - h_{\text{п}})(\mu + \text{tg} \rho)}{2 \cdot \text{tg} \rho} + \\ &+ q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot \frac{[l_{\text{к}} + (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}}) \cdot \sin \rho]^2}{2} + \\ &+ \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot \frac{l_{\text{к}}}{2}. \end{aligned}$$

Тоді потужність, що витрачається на транспортування ґрунту скребковим ґрунтоприбирачем (кВт), може бути розрахована з виразів:

– при плануванні

$$\begin{aligned} N_{\text{тр}} &= \frac{V_{\text{т.б}} \cdot \gamma \cdot \mu \cdot (l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1)}{408} + \\ &+ \frac{q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot (l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1)^2}{816} + \\ &+ \frac{\delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot l_{\text{к}}}{204}; \end{aligned}$$

– при буртуванні

$$\begin{aligned} N_{\text{тр}} &= \frac{V_{\text{т.б}} \cdot \gamma \cdot (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}})(\mu + \text{tg} \rho)}{204 \cdot \text{tg} \rho} + \\ &+ \frac{q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot [l_{\text{к}} + (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}}) \cdot \sin \rho]^2}{204} + \\ &+ \frac{\delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot l_{\text{к}}}{204}. \end{aligned}$$

Енергоємність процесу транспортування ґрунту скребковим ґрунтоприбирачем ( $\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$ ) визначається з виразів:

– при плануванні

$$E_{\text{тр}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{тр}}}{V_{\text{т.в}}} = 8,22 \cdot \gamma \cdot \mu \cdot (l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1) + \\ + \frac{4,41 \cdot q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot (l_{\text{к}} + 2 \cdot a_1)^2}{V_{\text{т.в}}} + \\ + \frac{17,64 \cdot \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot l_{\text{к}}}{V_{\text{т.в}}};$$

– при буртуванні

$$E_{\text{тр}} = \frac{17,64 \cdot \gamma \cdot (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}}) (\mu + \text{tg} \rho)}{\text{tg} \rho} + \\ + \frac{17,64 \cdot q_{\text{ц}} \cdot \mu \cdot [l_{\text{к}} + (h_{\text{б1}} - h_{\text{п}}) \cdot \sin \rho]^2}{V_{\text{т.в}}} + \\ + \frac{17,64 \cdot \delta \cdot S_{\text{с}} \cdot \text{tg} \rho \cdot K \cdot (m_{\text{с}} + 1) \cdot \mu \cdot l_{\text{к}}}{V_{\text{т.в}}}.$$

### Висновки

Проведене дослідження існуючих засобів відкидання ґрунту від траншеї показала істотні недоліки, що мають місце в існуючих конструкціях виконавчих органів траншеєкопачів. Це відбувається через різні умови роботи ґрунтоприбирачів внаслідок їх конструктивних особливостей та аналогічних транспортувальних машин.

На основі аналізу конструкцій засобів винесення ґрунту та їх роботи пропонується використовувати для цих цілей скребковий ґрунтоприбирач.

Водночас широке застосування скребкових ґрунтоприбирачів на траншеєкопачах обме-

жується як відносною складністю їх конструктивного виконання, так і відсутністю рекомендацій з їх розрахунку, проектування й експлуатації. Приведена методика визначення параметрів і показників скребкових ґрунтоприбирачів дозволить обґрунтовано здійснювати розрахунки при їх проектуванні.

### Література

1. Экскаватор траншейный цепной ЭТЦ-208А / С.Х. Вартаков, Р.Г. Исупов, В.С. Кобелев и др. // Строительные и дорожные машины. – 1978. – № 12. – С. 4–6.
2. Галай В.Д. Двухбаровая машина / В.Д. Галай, Е.К. Сорокин, И.М. Искендеров // Строительные и дорожные машины. – 1973. – №8. – С. 19–21.
3. Гарифов В.С. Новое оборудование экспериментального завода / В.С. Гарифов, А.Я. Гармс // Строительные и дорожные машины. – 2004. – №6. – С. 43–46.
4. Юдин В.Г. Повышение качества модульных землерезных машин / В.Г. Юдин // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 6. – С. 2–4.
5. А.с. 1089207 СССР, Кл.<sup>2</sup> E02F5/06. Режущий орган траншекопателя. Опубл. 30.04.84, Бюл. № 16. – 2 с.
6. А.с. 985196 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> E02F3/08. Рабочий орган траншекопателя. Опубл. 30.12.82, Бюл. № 48. – 4 с.
7. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1968. – 504 с.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 17 квітня 2014 р.

УДК 621.8

## ГРЕЙДЕР ДОРОЖНЫЙ ПРИЦЕПНОЙ. ОЦЕНКА ПЛАНИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

**А.В. Ярыжко, доц., к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет**

***Аннотация.** Проведен обзор современных прицепных грейдеров с многоотвальной системой. Определены отличительные особенности и область применимости машины. Сформулирована задача анализа планирующей способности. Предложена методика определения коэффициента сглаживания в продольном и поперечном направлениях.*

***Ключевые слова:** прицепной грейдер, планирующая способность, коэффициент сглаживания, микропрофиль, корреляционная функция.*

## ГРЕЙДЕР ДОРОЖНИЙ ПРИЧІПНИЙ. ОЦІНКА ПЛАНУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ

**О.В. Ярижко, доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

***Анотация.** Здійснено огляд сучасних причіпних грейдерів із багатовідвальною системою. Визначено відмітні особливості й галузь застосовності машини. Сформульовано завдання аналізу планувальної здатності. Запропоновано методику визначення коефіцієнта згладжування в подовжньому і поперечному напрямках.*

***Ключові слова:** причіпний грейдер, планувальна здатність, коефіцієнт згладжування, мікропрофіль, кореляційна функція.*

## A TOWED GRADER. ESTIMATION OF DESIGNING PROPERTY

**A. Yaryzhko, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,  
Kharkiv National Automobile and Highway University**

***Abstract.** The review of the modern towed graders is conducted with the multiturn system. Distinctive features and area of applied of machine utilization have been determined. The task of analysis of designing ability has been formulated. The method of determining the coefficient of smoothing out in longitudinal and transversal directions has been offered.*

***Key words:** towed grader, designing ability, coefficient of smoothing out, cross-correlation function.*

### Введение

Повышение качества, снижение сроков и себестоимости дорожного строительства неразрывно связаны с проблемами эффективного использования землеройно-транспортных машин (ЗТМ). Поскольку на земляные работы при строительстве дорог приходится более половины материальных затрат, к ЗТМ предъявляются все более высокие требования по производительности и точности выполняемых технологических операций. Од-

ной из самых массовых землеройно-транспортных машин, применяемых в дорожном строительстве, является автогрейдер. На долю автогрейдера отводятся планировочные и профилировочные работы при возведении земляного полотна. В то же время рынок строительной и дорожной техники пополняется новыми современными моделями прицепных грейдеров. Одной из разновидностей таких машин являются грейдеры с многоотвальной системой (рис. 1 и 2) [1, 2].



Рис. 1. Прицепной грейдер STARK TL 4030



Рис. 2. Грейдер дорожный прицепной FMG, серия TLN

По своей функциональности такие грейдеры могут являться полноценной альтернативой автогрейдеру, при значительно меньшей стоимости и эксплуатационным расходам. Это замечательный внесезонный инструмент для обслуживания гравийных дорог, что, несомненно, является актуальным для лесхоз и сельхозпредприятий.

Грейдер имеет четыре ножа, что позволяет значительно уменьшить время обработки земляной поверхности. Наклон грейдера можно регулировать наклоном колес, чтобы приспособиться к дорожной поверхности. Также можно отдельно регулировать высоту передней и задней частей грейдера.

Прицепной грейдер обладает рядом преимуществ. Увеличенная длина грейдера и увеличение количества отвалов повышают качество планировочных работ, грейдер хорошо работает по мягким и влажным грунтам. Прицепным грейдером можно осуществлять перемешивание грунта с вяжущими материалами при строительстве дорог. При этом значительно уменьшается количество проходов по обрабатываемому земляному полотну, так как наличие нескольких отвалов способствует более тщательному перемешиванию.

## Анализ публикаций

Обоснованный анализ эффективности землеройно-транспортных машин не может быть осуществлен без выявления взаимосвязи системы показателей машины с показателями эффективности их функционирования. Сравнительная оценка только по показателю производительности, без учета показателей, характеризующих планирующие свойства автогрейдера, не позволяет объективно и всесторонне оценить эффективность машины. В качестве критериев, характеризующих точность обработки грунта и планирующую способность грейдера, могут быть выбраны коэффициенты сглаживания в продольном  $k_y$  и поперечном  $k_x$  направлениях, равные отношению среднеквадратических отклонений неровностей рельефа до и после прохода машины [3, 4]. На показатель производительности большое влияние оказывает количество проходов автогрейдера по обрабатываемому участку до достижения точности, установленной ДБН. Особенности рабочего процесса грейдера, при проведении планировочных работ, позволяют при сокращении лишних проходов снизить затраты расходного материала.

На точность планировочных работ существенно влияют параметры поверхности грунта, по которому автогрейдер движется в процессе работы. Для отражения влияния микрорельефа на ЗТМ используются его математические модели. Для оценки влияния микрорельефа на изменения положения рабочего оборудования (РО) с достаточной точностью микрорельеф можно описывать двумя функциями микропрофиля по левой и правой колеям автогрейдера, а поперечный уклон в произвольном сечении – оценивать по вертикальным координатам левой и правой колеям. Большинство грунтовых поверхностей, обрабатываемых автогрейдером, имеет корреляционные функции, которые могут описываться выражениями [5]

$$R(x) = \sigma^2 \cdot e^{-\alpha \cdot x}; \quad (1)$$

$$R(x) = \sigma^2 \cdot e^{-\alpha \cdot x} \cos(\beta \cdot x), \quad (2)$$

где  $\sigma^2$  – среднеквадратическое отклонение исходного микрорельефа;  $\alpha$ ,  $\beta$  – коэффициенты затухания и периодичности корреляционных функций, зависящие от типа профиля;  $x$  – путевая координата.

### Цель и постановка задачи

Целью исследования является сопоставление планирующей способности автогрейдера и многоотвального прицепного грейдера. В качестве базового принят автогрейдер ГС 18.01 с колесной формулой 1×2×3.

### Результаты исследований

Решение поставленной задачи требует составления уравнений геометрических связей автогрейдера, рассмотрения перемещения рабочего оборудования при различных возмущающих воздействиях со стороны микрорельефа обрабатываемой поверхности (рис. 3, 4).

На основе приведенной выше математической модели можно смоделировать микрорельеф грунта с заданными характеристиками.

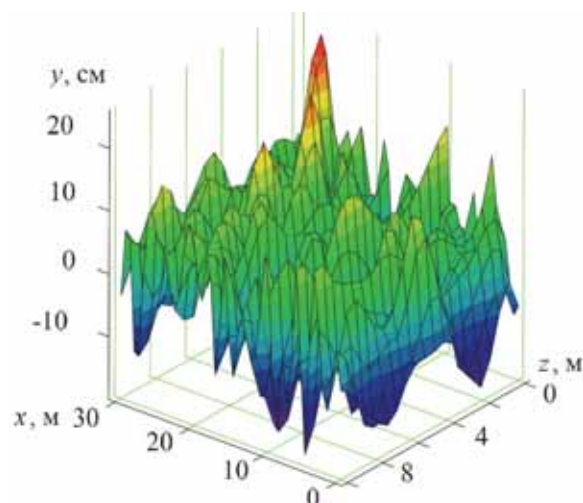


Рис. 3. Фрагмент реализации микрорельефа грунта

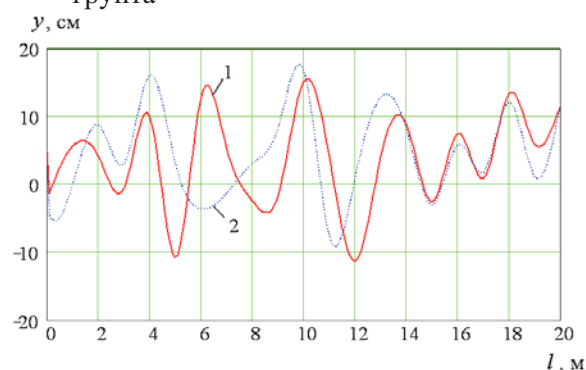


Рис. 4. Фрагмент реализации микрорельефа по левой (1) и правой (2) колес

При составлении расчетной схемы (рис. 5) были приняты следующие допущения: автогрейдер является пространственным многозвенником; конструктивные элементы авто-

грейдера абсолютно жесткие; элементы ходового оборудования имеют постоянный контакт с грунтом и в процессе работы считается абсолютно жесткими; в процессе копания перестановка элементов рабочего оборудования не производится, углы выноса тяговой рамы и поворота отвала не меняются. Положение в пространстве РО целесообразно определять по координате его центральной точки  $y$  и углу перекоса  $\varphi$ .

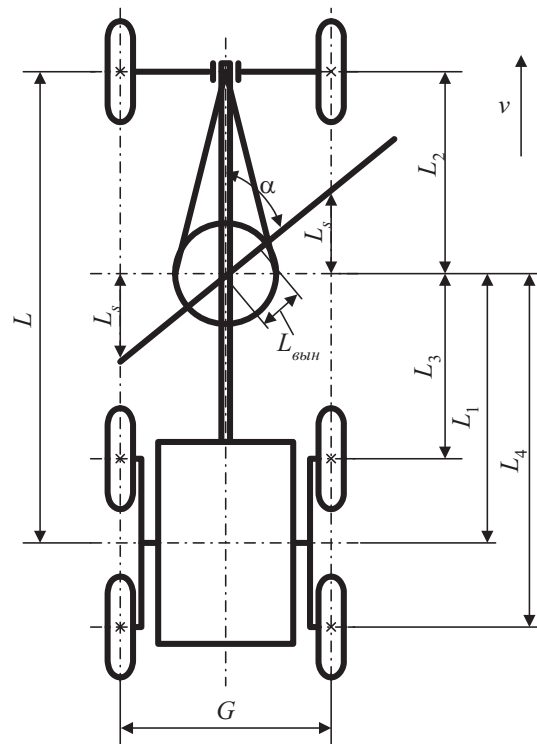


Рис. 5. Геометрические параметры автогрейдера

$$\begin{aligned}
 y_1 &= \frac{y_{1П} - y_{1Л}}{2} + y_{1П}; \quad y_2 = \frac{y_{2П} - y_{2Л}}{2} + y_{2П}; \\
 y_{ПБ} &= \frac{y_{2П} - y_{3П}}{2} + y_{3П}; \\
 y_{ЛБ} &= \frac{y_{2Л} - y_{3Л}}{2} + y_{3Л}; \\
 y &= \frac{y_1 - y_2}{L} \cdot L_3 + y_2; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{y_{ЛБ} - y_{ПБ}}{G},
 \end{aligned} \quad (3)$$

где  $y_{1П}$ ,  $y_{2П}$ ,  $y_{3П}$ ,  $y_{1Л}$ ,  $y_{2Л}$ ,  $y_{3Л}$  – соответственно вертикальные координаты грунта в условных точках контакта первых, вторых и третьих правых и левых колес автогрейдера;  $y_{ПБ}$ ,  $y_{ЛБ}$  – условные вертикальные координаты правого и левого балансиров;  $y_1$  и  $y_2$  – условные вертикальные координаты центра передней и задней осей.



Ордината любой точки кромки отвала в зависимости от угла установки отвала в плане  $\alpha$

$$y_{\text{отв}} = y - \frac{L_{\text{вын}}}{\cos(\alpha)} \cdot \text{tg}(\varphi). \quad (4)$$

При перемещении автогрейдер колесами балансирной тележки обычно движется по обработанному грунту.

Для реализации численных значений вертикальных координат анализируемого микро-рельефа с заданными параметрами корреляционной функции использовалась программа Mathcad. Входными параметрами являются коэффициенты затухания  $\alpha$  и периодичности  $\beta$  корреляционной функции, среднеквадратичное отклонение  $\sigma$  микро-рельефа моделируемого грунта, а выходными параметрами – вертикальные координаты точек режущей кромки РО  $y_{\text{отв}}$ , которые фактически являются вертикальными координатами формируемого микро-рельефа (рис. 6).

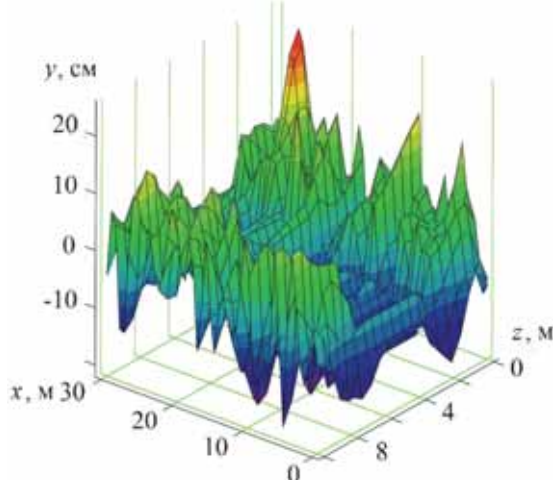


Рис. 6. Фрагмент микро-рельефа грунта после первого прохода автогрейдера ( $z = 5,0$  м)

Численные результаты расчетов коэффициентов сглаживания  $k_\gamma$  представлены на рис. 7, 8.

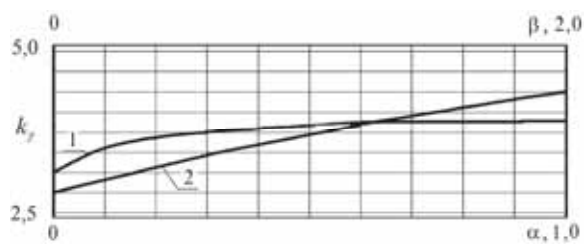


Рис. 7. Зависимости  $k_\gamma$  от параметров корреляционных функций микро-профиля: 1 – от  $\alpha$ ; 2 – от  $\beta$

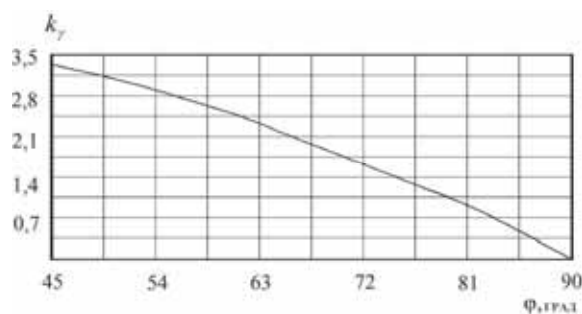


Рис. 8. Зависимость  $k_\gamma$  от угла захвата  $\varphi$

Для обеспечения требуемой точности  $\sigma_k$  формируемой поверхности, неровность которой характеризуется  $\sigma_H$ , необходимо произвести расчет числа проходов  $n_{\text{пл}}$  (рис. 9). Автогрейдер, планирующие свойства которого характеризуются  $k_y$  и  $k_\gamma$ , должен совершить по обрабатываемому участку число проходов, равное

$$n_{\text{пл}y} = \frac{\lg(\sigma_{Hy}/\sigma_{ky})}{\lg k_y}; \quad (5)$$

$$n_{\text{пл}\gamma} = \frac{\lg(\sigma_{H\gamma}/\sigma_{k\gamma})}{\lg k_\gamma}. \quad (6)$$

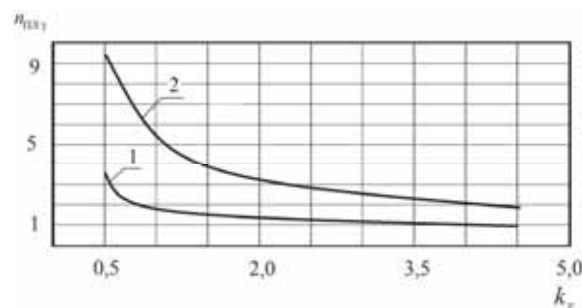


Рис. 9. Зависимости числа проходов  $n_{\text{пл}\gamma}$  от коэффициента сглаживания  $k_\gamma$ : 1 – грейдер с многоотвальной системой; 2 – автогрейдер

## Выводы

Прицепные дорожные грейдеры, в сравнении с универсальностью автогрейдера, достаточно ограничены в применении. Однако на порядок меньшая стоимость, повышенная планировочная способность, за счет меньшего количества проходов, несомненно, делают эту машину привлекательной для небольших предприятий, которые сталкиваются с задачами обслуживания грунтовых и гравийных дорог.

## Литература

1. Универсальное навесное оборудование для тракторов и коммунальной техники [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.tsk-spb.org>, свободный. – Загл. с экрана.
2. STARK TL 7400 – прицепной дорожный грейдер для профессионалов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.lametal.fi/ru/news\\_ru/](http://www.lametal.fi/ru/news_ru/).
3. Беляев Н.В. Анализ влияния параметров ходового оборудования автогрейдера на его планирующую способность / Н.В. Беляев // Материалы 62-й научно-технической конференции СибАДИ. – 2008. – Кн. 1. – С. 40–45.
4. Денисов В.П. Оценка качества выполняемых автогрейдером профилировочных работ / В.П. Денисов, В.А. Мещеряков // Машины и процессы в строительстве: сб. науч. тр. – 2000. – № 3. – С. 130–134.
5. Вольская Н.С. Влияние грунтовой поверхности и параметров многоосных колесных машин на критерии эффективности при криволинейном движении / Н.С. Вольская // Машиностроение и инженерное образование. – 2008. – № 2. – С. 18–26.

Рецензент: И.Г. Кириченко, профессор,  
д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 12 мая 2014 г.

УДК 621.863.2

## ЗМЕНШЕННЯ ОПОРІВ ҐРУНТУ ЗУБУ РОЗПУШНИКА В РЕЖИМІ ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА

А.В. Фомін, проф., к.т.н., Л.Є. Пелевін, проф., к.т.н.,  
Б.М. Мельниченко, асп., М.О. Жмура, студ.,  
Київський національний університет будівництва і архітектури

*Анотація.* Розглянуто особливості робочого процесу розпушників у режимі заглиблення робочого органа. Визначено закономірності опорів ґрунту розпушенню в цьому режимі та в режимі зі збільшеною швидкістю заглиблення робочого органа у ґрунт. Запропоновано конструкцію розпушника, яка забезпечує зменшення опору ґрунту руйнуванню в режимі заглиблення робочого органа.

*Ключові слова:* розпушник, режим заглиблення, опір ґрунту.

## УМЕНЬШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ГРУНТА ЗУБУ РЫХЛИТЕЛЯ В РЕЖИМЕ ЗАГЛУБЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА

А.В. Фомин, проф., к.т.н., Л.Е. Пелевин, проф., к.т.н.,  
Б.М. Мельниченко, асп., М.О. Жмура, студ.,  
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

*Аннотация.* Рассмотрены особенности рабочего процесса рыхлителей в режиме заглабления рабочего органа. Определены закономерности сопротивлений грунта в этом режиме и в режиме с увеличенной скоростью заглабления рабочего органа в грунт. Предложена конструкция рыхлителя, обеспечивающая уменьшение сопротивления разрушению в режиме заглабления рабочего органа.

*Ключевые слова:* рыхлитель, режим заглабления, сопротивление грунта.

## DECREASING SOIL RESISTANCE TO RIPPER TOOTH IN THE PENETRATION MODE OF THE WORK TOOL

A. Fomin, Cand., Eng. Sc., Prof., L. Pelevin, Cand., Eng. Sc., Prof.,  
B. Melnichenko, postgraduate, M. Zhmura, student  
Kyiv National University of Construction and Architecture

*Abstract.* The specific features of ripper operation in the penetration mode have been considered. The mechanism of soil resistance to ripping in this mode and under the increased penetration speed of ripper work tool has been specified. The ripper design to decrease soil resistance to ripping in the penetration mode of the work tool has been suggested.

*Key words:* ripper, penetration mode, soil resistance.

### Вступ

Особливістю роботи розпушників є часта зміна глибини різання ґрунту. Це обумовлено кількома факторами. По-перше, при гострому стані наконечників зуб розпушника затягується у ґрунтовий масив, за наявності на

наконечнику площадки зносу – виштовхується з масиву. Для встановлення необхідної глибини різання необхідно виглиблювати чи заглиблювати зуб. По-друге, при розробці неоднорідного за міцністю ґрунтового масиву чи за наявності у ньому твердих включень великих розмірів розпушник може буксувати

чи навіть зупиняться. Це призводить до необхідності зменшення глибини різання чи повного виглиблення зуба з наступним його заглибленням. Постійна зміна глибини різання має негативні наслідки: порушується сталий режим роботи розпушника, ускладнюється керування і зменшується продуктивність. Крім того, зміна положення наконечника при заглибленні робочого органа призводить до зміни напрямку дії і величини опорів ґрунту, що також може ускладнити роботу розпушника.

### Аналіз публікацій

За даними [1], енергоємність розпушення мерзлих ґрунтів, залежно від їх фізико-механічних властивостей, становить 0,2–0,66 кВт·год/м<sup>3</sup>, в той час коли при інших способах розробки цей показник досягає 1–2 кВт·год/м<sup>3</sup>.

### Мета і постановка задачі

Мета роботи полягає у проведенні аналізу роботи розпушників у режимі заглиблення робочого органа (зокрема силових закономірностей цього процесу) для розробки заходів з оптимізації режиму заглиблення.

### Зменшення опорів $\delta_{ст}$ $\delta_{іст}$ ґрунту зубу розпушника в режимі заглиблення робочого органа

Траєкторія різання ґрунту в сталому режимі роботи розпушника співпадає за напрямком з траєкторією переміщення машини. У цьому випадку розпушення виконується на постійній глибині з постійним (сталим) кутом різання, а площа  $\psi$  (рис. 1) залежить від величин швидкостей переміщення розпушника  $V_p$  і заглиблення наконечника  $V_3$ .

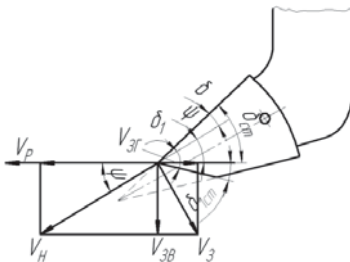


Рис. 1. Схема до визначення величини кута  $\psi$  відхилення дійсної траєкторії переміщення наконечника від траєкторії переміщення розпушника при заглибленні зуба

Швидкість переміщення розпушника може бути взята постійною для кожної передачі, а швидкість заглиблення  $V_3$  є функцією швидкості висування штоків гідроциліндрів  $V_{ш}$  зміни глибини розпушення і геометричних параметрів навісок (рис. 2).

$$V_3 = f(V_{ш}, a, b, c, f, k).$$

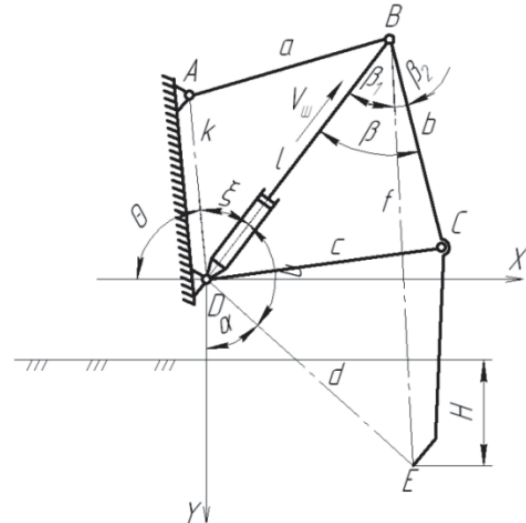


Рис. 2. Розрахункова схема для кінематичного аналізу режиму заглиблення зуба

Величина кута  $\psi$  (рис. 1) визначається залежністю

$$\psi = \arctg \frac{V_{3.В}}{V_p \pm V_{3.Г}},$$

де  $V_{3.В}$  і  $V_{3.Г}$  – відповідно вертикальна і горизонтальна складові швидкості заглиблення наконечника. Знак  $V_{3.Г}$  залежить від конструктивних особливостей навіски розпушника.

У режимі заглиблення робочого органа значення кутів різання і нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії переміщення наконечника відрізняються від їх значень у сталому режимі: кут різання зменшується, а кут нахилу площадки зносу збільшується на величину  $\psi$ . Зменшення величини кута різання позитивно впливає на процес заглиблення зуба внаслідок зменшення дотичної і зростання нормальної (затягуючої) складових сил опорів ґрунту, що діють на передню грань наконечника.

Дотична сила опору ґрунту площадці зносу за збільшення кута її нахилу до траєкторії переміщення наконечника збільшується; при цьому зменшується нормальна сила опору площадці зносу.

Для встановлення особливостей режиму заглиблення робочого органа розпушника ДП-9С з паралелограмною навіскою виконано кінематичний аналіз процесу заглиблення.

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2) координати різальної кромки наконечника визначаються виразами

$$\begin{aligned} X_E &= d \cdot \sin \alpha; \\ Y_E &= d \cdot \cos \alpha, \end{aligned}$$

де  $d$  – пряма, що з'єднує різальну кромку наконечника з нижнім шарніром кріплення навіски;  $\alpha$  – кут між прямою  $d$  і вертикальною координатною віссю.

Значення  $d$  і  $\alpha$  залежать від ступеня висунування штоків гідроциліндрів підйому-опускання зуба.

Із  $\triangle BED$ , за теоремою косинусів

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos \beta_1}.$$

Відстань  $l$  між шарнірами  $B$  і  $D$  (довжина ведучої ланки  $BD$ ) за час  $t$  після початку заглиблення зуба дорівнює

$$l = l_0 - V_{\text{ш}} t,$$

де  $l_0$  – відстань між шарнірами  $B$  і  $D$  у положенні, що відповідає початку заглиблення зуба;  $V_{\text{ш}}$  – швидкість втягування штоків гідроциліндрів.

Відстань  $f$  між шарніром  $B$  і різальною кромкою наконечника є величиною постійною (якщо не враховувати укорочення наконечника при зносі). Кут  $\beta_1$  дорівнює

$$\beta_1 = \beta - \beta_2,$$

причому  $\beta_2 = \text{const}$ , а  $\beta$  залежить від довжини ланок  $BC$ ,  $CD$  і  $BD$

$$\beta = \arccos \frac{l^2 + b^2 - c^2}{2lb}.$$

Таким чином

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos \left( \arccos \frac{l^2 + b^2 - c^2}{2lb} - \beta_2 \right)}.$$

Відповідно до розрахункової схеми кут  $\alpha$  визначається залежністю

$$\alpha = \frac{3\pi}{2} - \theta - \xi - \eta.$$

Кут  $\theta = \text{const}$ , а кути  $\xi$  і  $\eta$  визначаються з виразів

$$\xi = \arccos \frac{k^2 + l^2 - a^2}{2kl}; \quad \eta = \arccos \frac{l^2 + d^2 - f^2}{2ld},$$

де  $k$  – відстань між шарнірами  $A$  і  $D$ ;  $a$  – довжина ланки  $AB$ .

Таким чином

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{3\pi}{2} - \theta - \arccos \frac{k^2 + l^2 - a^2}{2kl} - \\ &\quad - \arccos \frac{l^2 + d^2 - f^2}{2ld}. \end{aligned}$$

Горизонтальна  $V_{3Г}$  і вертикальна  $V_{3В}$  складові швидкості заглиблення зуба

$$V_{3Г} = \dot{X}_E; \quad V_{3В} = \dot{Y}_E.$$

За наведеною методикою виконано розрахунки величини кута  $\psi$  для умов роботи на першій передачі. Цю передачу обрано виходячи з того, що вона забезпечує максимальну силу тяги машини, і на практиці розпушник, частіше за все працює на ній. Результати розрахунків представлено на рис. 3.

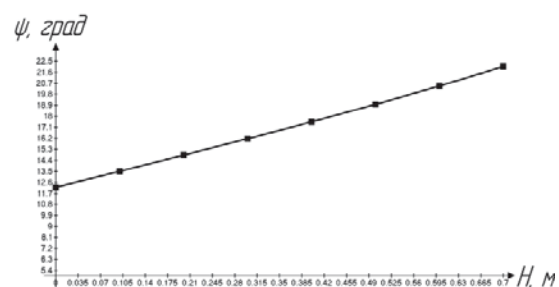


Рис. 3. Залежності величини кута  $\psi$  від заглиблення зуба розпушника  $H$  ( $V_p = 0,472$  м/с)



За параметр  $H$  взято відстань від поверхні ґрунтового масиву до різальної кромки наконечника (рис. 2). Для з'ясування закономірностей зміни опорів ґрунту в режимі заглиблення робочого органа виконано відповідні розрахунки для умов розробки фосфоритової руди. У розрахунках використано методику Ю.О. Ветрова [2, 3].

Опір різанню ґрунту гострим наконечником характеризується такими коефіцієнтами і параметрами:  $m_B = 0,92$  МПа;  $m_{\text{бок}} = 0,12$  МПа;  $m_{\text{бок.зр}} = 34,03$  кН/м. Опір ґрунту площадці зносу шириною  $a_p = 0,025$  м з кутом нахилу до траєкторії різання  $\delta_{\text{лст}} = 10^\circ$  визначається параметрами  $p_0 = 74,75$  кН/м,  $h_{\text{ум}} = 0,22$  м,  $p_{\text{ум}} = 443,6$  кН/м [2]. Кут різання у сталому режимі роботи розпушника дорівнює  $\delta_{\text{ст}} = 45^\circ$ , ширина наконечника  $b = 0,105$  м. Ширина площадки зносу становить  $a = 0,05$  м. Поточні значення кута різання дорівнювали  $\delta = \delta_{\text{ст}} - \psi_i$ , кута нахилу площадки зносу до траєкторії різання –  $\delta_1 = \delta_{\text{лст}} + \psi_i$ . Кут різання ґрунту по сталі взятो рівним  $\mu = 15^\circ$ .

Вплив величини кута нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії різання враховувався за даними [3], відповідно до яких збільшення цього кута на один градус спричиняє збільшення опорів ґрунту в середньому на 5 %.

Схему сил опорів ґрунту, що діють на наконечник, наведено на рис. 4.

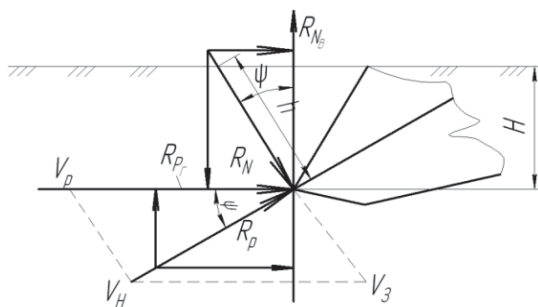


Рис. 4. Схема до визначення сил опорів ґрунту, що діють на наконечник:  $R_P$  – дотична сила опору ґрунту наконечнику;  $R_N$  – нормальна сила опору ґрунту наконечнику;  $R_{P_T}$  – горизонтальна складова сил опорів ґрунту  $R_P$  і  $R_N$ ;  $R_{N_B}$  – вертикальна складова сил опорів ґрунту  $R_P$  і  $R_N$

Аналіз цієї схеми показує, що режим заглиблення робочого органа має таку особливість. Внаслідок відхилення дійсної траєкторії переміщення наконечника від траєкторії пересування розпушника горизонтальна  $R_{P_T}$  і нормальна  $R_{N_B}$  складові сил опорів ґрунту залежать від величини дотичних  $R_P$  і нормальних  $R_N$  сил опорів ґрунту наконечнику відносно дійсної траєкторії. Якщо при цьому відбувається збільшення горизонтальної складової сили опору ґрунту  $R_{P_T}$ , в порівнянні з цим опором у сталому режимі, то це призводить до зменшення максимально можливої глибини різання.

Розглянемо методику розрахунку сил опорів ґрунту в режимі заглиблення зуба:

1. Поточна глибина різання, м

$$h = \frac{H}{\cos \psi}.$$

2. Поточне значення кута різання, град

$$\delta = \delta_{\text{ст}} - \psi.$$

3. Поточне значення кута нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії різання, град

$$\delta_1 = \delta_{\text{лст}} + \psi.$$

4. Дотична сила опору ґрунту передній грані дорівнює, кН

$$R_{P_{\text{лг}}} = \varphi \cdot m_B b h + 2 m_{\text{бок}} h^2 + 2 m_{\text{бок.зр}} h,$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт врахування величини кута різання.

5. Нормальна сила опору ґрунту передній грані дорівнює, кН

$$R_{N_{\text{лг}}} = R_{P_{\text{лг}}} \text{ctg}(\delta + \mu).$$

6. Дотична сила опору ґрунту площадці зносу в сталому режимі, кН

$$R_{P_{\text{пл.ст}}} = \left( p_0 + p_{\text{ум}} \frac{h}{h_{\text{ум}}} \right) b \frac{a}{a_p}.$$

7. Дотична сила опору ґрунту площадці зносу в режимі заглиблення, кН

$$R_{P_{\text{пл}}} = R_{P_{\text{пл.ст}}} k,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує значення кута нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії переміщення наконечника.

8. Нормальна сила опору ґрунту площадці зносу, Кн

$$R_{N_{\text{пл}}} = R_{P_{\text{пл}}} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu).$$

9. Дотична сила опору ґрунту наконечнику, кН

$$R_P = R_{P_{\text{пл}}} + R_{P_{\text{пл}}}.$$

10. Нормальна сила опору ґрунту наконечнику, кН

$$R_N = R_{N_{\text{пл}}} - R_{N_{\text{пл.г}}}.$$

11. Горизонтальна і вертикальна складові сил опорів ґрунту наконечнику, кН (рис. 4)

$$\begin{cases} R_{P_T} = R_P \cos \psi - R_N \sin \psi \\ R_{N_B} = R_P \sin \psi + R_N \cos \psi \end{cases}, \text{ при } R_N > 0;$$

$$\begin{cases} R_{P_T} = R_P \cos \psi + |R_N| \sin \psi \\ R_{N_B} = R_P \sin \psi - |R_N| \cos \psi \end{cases}, \text{ при } R_N < 0.$$

Результати розрахунків за наведеною методикою представлено на рис. 5.

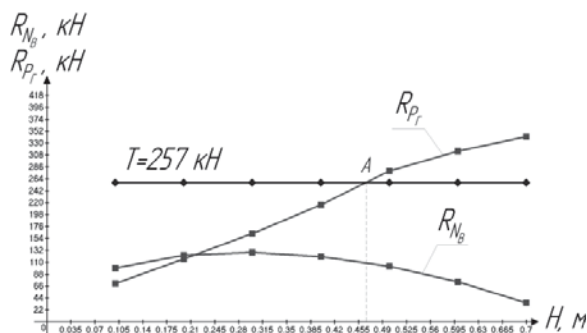


Рис. 5. Залежності горизонтальної  $R_{P_T}$  і вертикальної  $R_{N_B}$  складових сил опорів ґрунту від заглиблення зуба розпушника для паралелограмної навіски

Аналіз залежностей дотичних сил опорів ґрунту від заглиблення зуба показує, що го-

ризонтальна складова сил опорів ґрунту  $R_{P_T}$  буде дорівнювати величині максимальної сили тяги розпушника  $T$  ( $T=275$  кН) приблизно за глибини заглиблення робочого органу  $H \approx 0,47$  м (точка А на рис. 5). Таким чином, максимальна глибина різання ґрунту для заданих умов становить 0,47 м.

Для забезпечення більшої величини заглиблення робочого органу пропонується наведене нижче технічне рішення. Зменшення величини кута  $\psi$  можна досягти збільшенням швидкості пересування розпушника  $V_P$  і зменшенням горизонтальної складової швидкості заглиблення робочого органу  $V_{3Г}$  у випадку, коли ця складова має від'ємне значення. Збільшення швидкості  $V_P$  за рахунок роботи на передачах із більшою швидкістю не є доцільним, оскільки при цьому зменшується сила тяги машини. Пропонується рішення про забезпечення збільшення швидкості пересування тільки робочого органу. Конструктивно це досягається таким чином (рис. 6).

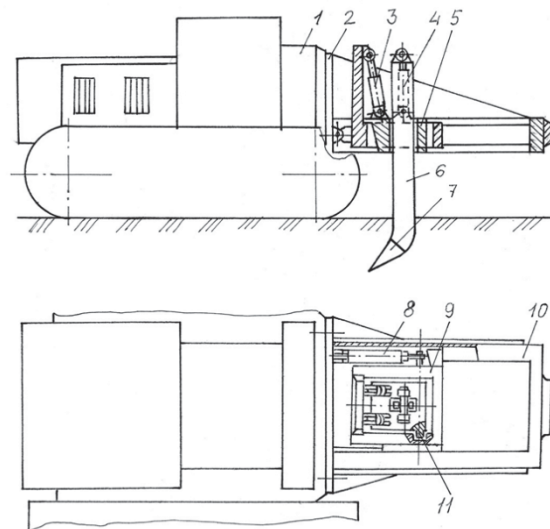


Рис. 6. Конструктивна схема запропонованого навісного пристрою розпушника: 1 – базовий трактор; 2 – опорна рама; 3 – гідроциліндри зміни кута різання; 4 – гідроциліндри зміни глибини різання; 5 – касета; 6 – стояк; 7 – наконечник; 8 – гідроциліндри переміщення каретки; 9 – каретка; 10 – тягова рама; 11 – вісь

Навісний пристрій складається з опорної рами 2, закріпленої на тракторі 1, тягової рами 10, робочого органу у вигляді стояка 6 з наконечником 7 і гідроциліндрів керування.

Тягову раму виконано П-подібною з напрямними, в яких встановлено каретку 9 з касетою 5. Робочий орган встановлено в касеті. Робочий орган утримується в касеті двома гідроциліндрами 4, за допомогою яких також змінюється глибина різання. Переміщення каретки відносно опорної рами виконується двома гідроциліндрами 8. Касета утримується в каретці на осі 11 за допомогою двох гідроциліндрів 3. Додаткове призначення цих гідроциліндрів полягає у зміні кута різання. Запропонована конструкція дозволяє змінювати швидкість пересування робочого органа незалежно від швидкості руху базової машини за допомогою гідроциліндрів 8.

Крім того, така конструкція забезпечує можливість вертикального заглиблення робочого органа, за якого відсутня горизонтальна складова швидкості заглиблення. Кут  $\psi$  у цьому випадку буде мати постійну величину. Розрахунки сил опорів ґрунту розпушником із запропонованою конструкцією навіски наведено на рис. 7. У розрахунках взято, що величина додаткової швидкості пересування робочого органа дорівнює швидкості пересування машини, тобто сумарна швидкість робочого органа дорівнює  $2V_p = 0,974$  м/с.

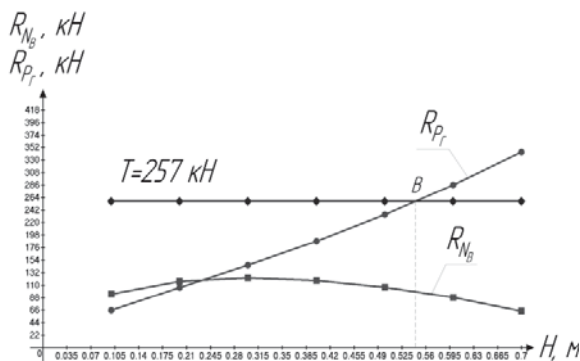


Рис. 7. Залежності горизонтальної і вертикальної складових сил опорів ґрунту від заглиблення зуба розпушника із запропонованою навіскою

Аналіз показує (рис. 7), що запропонована навіска забезпечує збільшення величини максимального можливого заглиблення робочого органа. Для паралелограмної навіски цей показник приблизно дорівнює 0,47 м (рис. 5), для запропонованої — 0,55 м (рис. 7), що забезпечує більшу продуктивність розпушника. Для кількісного порівняння цих показників виконано відповідні розрахунки, які показали, що продуктивність розпушника

із запропонованою навіскою збільшується на 31 % у порівнянні з продуктивністю розпушника із паралелограмною навіскою.

### Висновок

У режимі заглиблення робочого органа розпушника траєкторія переміщення наконечника відхиляється від траєкторії переміщення машини. Кількісно відхилення характеризується кутом між траєкторією переміщення наконечника і траєкторією переміщення машини, величина якого залежить від величини швидкостей заглиблення наконечника і пересування розпушника.

У режимі заглиблення робочого органа горизонтальна складова опору ґрунту наконечнику залежить як від дотичної, так і від нормальній сил опорів ґрунту наконечнику відносно траєкторії його переміщення. Це збільшує величину горизонтальної складової опору ґрунту, яка не може перевищувати силу тяги базового трактора. Останньою умовою обмежується величина заглиблення зуба, від якої залежить продуктивність розпушника.

Оскільки горизонтальна складова опорів ґрунту збільшується із збільшенням кута між траєкторіями заглиблення наконечника і переміщення машини, то необхідно конструктивно зменшувати величину цього кута. Для цього запропоновано нову конструкцію навіски, яка забезпечує додаткове збільшення швидкості пересування робочого органа, незалежно від швидкості пересування машини, і вертикальне заглиблення робочого органа.

Порівняльні розрахунки опорів ґрунту для розпушника ДП-9С із традиційною (паралелограмною) навіскою і запропонованою показали, що для прийнятих ґрунтових умов запропонована навіска забезпечує величину максимально можливого заглиблення зуба, більшу на 0,08 м, в порівнянні з цим показником для паралелограмної навіски. Це забезпечує збільшення продуктивності розпушника на 31 %.

### Література

1. Захарчук Б.З. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.А. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркін. — М.: Машиностроение, 1987. — 240 с.

2. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ / Ю.А. Ветров, А.А. Кархов, А.С. Кондра, В.П. Станевский. – К.: Вища школа 1981. – 384 с.
3. Ветров Ю.О. Машины для земляных работ. Приклады розрахунків: навч. посібник / Ю.О. Ветров, В.В. Власов. – К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
4. Фомин А.В. Повышение эффективности гусеничных рыхлителей путем ограничения износа наконечников: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.05.04 «Дорожные, строительные, подъемно-транспортные машины» / А.В. Фомин. – К., 1986. – 22 с.
5. Фомін А.В. Стабілізація режиму заглиблення робочого органа розпушника / А.В. Фомін, Л.Є. Пелевін, Б.М. Мельниченко // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 57. – С. 177–179.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 17 квітня 2014 р.

УДК 621.878.25

## ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ

Л.А. Хмара, проф., д.т.н., О.О. Дахно, асп., Державний вищий навчальний заклад  
«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»,  
м. Дніпропетровськ

*Анотація.* Розглянуті питання, пов'язані з оцінкою ефективності та визначенням продуктивності одноківшевого екскаватора при роботі робочим обладнанням з телескопічною рукояттю й телескопічними стрілою та рукояттю, у порівнянні з традиційним РО. Сформовано методику визначення об'єму розроблюваного ґрунту, оцінки ефективності та продуктивності екскаватора з телескопічним РО, на основі якої було проведено розрахунки та побудовано графіки.

*Ключові слова:* екскаватор з телескопічним РО, телескопічна стріла, телескопічна рукоять, оцінка ефективності, продуктивність, об'єм ґрунту.

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Л.А. Хмара, проф., д.т.н., О.А. Дахно, асп., Государственное высшее учебное  
заведение «Приднепровская государственная академия строительства  
и архитектуры», г. Днепропетровск

*Аннотация.* Рассмотрены вопросы, связанные с оценкой эффективности и определением производительности одноковшового экскаватора при работе рабочим оборудованием с телескопической рукоятью и телескопическими стрелой и рукоятью, в сравнении с традиционным РО. Сформирована методика определения объема разрабатываемого грунта, оценки эффективности и производительности экскаватора с телескопическим РО, на основании которой были проведены расчеты и построены графики.

*Ключевые слова:* экскаватор с телескопическим РО, телескопическая стрела, телескопическая рукоять, оценка эффективности, производительность, объем грунта.

## EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF THE TELESCOPIC WORKING EQUIPMENT OF EXCAVATOR AND DETERMINING OF PRODUCTIVITY

L. Khmara, Prof., Dr., Eng. Sc., O. Dakhno, postgraduate,  
Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture, Dnipropetrovsk

*Abstract.* The article discusses issues related to the evaluation of the effectiveness and determination of productivity during operation of the excavator working equipment with a telescopic handle and a telescopic boom and handle compared to the traditional working equipment. Formed a method of determining the volume of excavated soil, evaluation of the effectiveness and productivity with telescopic excavator working equipment, on the basis of which were calculated and graphs plotted.

*Key words:* excavator working equipment, telescopic handle, telescopic boom, evaluation of effectiveness, productivity, volume of excavated soil.



### Вступ

На сьогодні, у зв'язку з підвищенням об'ємів земляних робіт, збільшились і об'єми виробництва машин та різноманітного робочого обладнання для проведення цих робіт. Одним із головних напрямів удосконалення будівельних гідравлічних екскаваторів є збільшення продуктивності, зниження енерговитрат на розробку ґрунту, підвищення надійності та довговічності, розширення технологічних можливостей за рахунок можливості змінювати лінійні розміри робочого обладнання тощо [1–3, 10–13].

Розширення технологічних можливостей також пов'язане зі збільшенням повороту стріли, рукояті і ковша, розширенням номенклатури змінних робочих органів і змінного робочого обладнання.

### Аналіз публікацій

У традиційних конструкціях робочого обладнання змінення лінійних параметрів екскаватора досягається за рахунок застосування змінного робочого обладнання (наприклад, змінної рукоятки більшої довжини), але вказане має деякі недоліки: трудомісткість заміни одного робочого органа іншим, ступінчаста зміна геометричних параметрів при заміні робочого обладнання [2–6].

### Мета і постановка задачі

Метою роботи є формування методики оцінки ефективності одноківшевого екскаватора з телескопічним робочим обладнанням, визначення об'єму копання ґрунту та його продуктивності на прикладі екскаваторів з телескопічною рукояттю й телескопічними стрілою і рукояттю, у порівнянні з екскаватором із традиційним робочим обладнанням (рис. 1).

### Визначення продуктивності та оцінка ефективності роботи телескопічного РО екскаватора

Продуктивність – один з головних критеріїв ефективності одноківшевих екскаваторів та одна з головних початкових величин загального розрахунку цих машин. Для оцінки ефективності й експлуатаційних властивостей землерийних машин та комплексів запропоновано ряд показників різноманітного призначення. Аналіз показника  $N/G$  ( $N$  – поту-

жність машини та  $G$  – маса машини) показує, що без чітких обмежень у методиці неможливо отримати однозначне розв'язання.

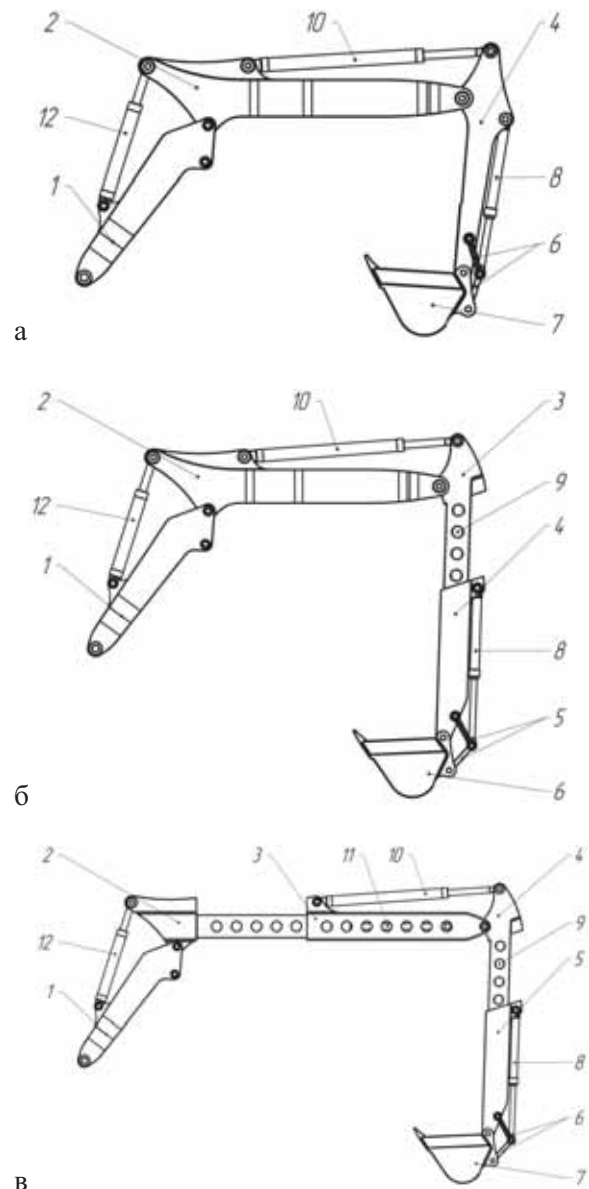


Рис. 1. Робоче обладнання екскаватора: а – традиційне робоче обладнання; б – робоче обладнання екскаватора з телескопічною рукояттю; в – робоче обладнання екскаватора з телескопічними стрілою та рукояттю; 1 – нижня частина стріли; 2 – верхня частина стріли; 3 – телескопічна секція стріли; 4 – рукоять; 5 – телескопічна секція рукояті; 6 – чотириланковий механізм; 7 – ківш; 8, 9, 10, 11, 12 – гідроциліндри

Аналіз питомих показників енергоємності та матеріалоємності  $C_{уд} = G/\Pi$  ( $\Pi$  – продуктивність) дозволяє зробити більш визначений висновок. Для визначення ефективності ви-

користання машини за ступенем економії матеріальних, енергетичних і трудових затрат може бути використаний умовний узагальнений показник  $\Pi_{NGw} = NGw / \Pi^3$ , а показник  $\Pi_{Gw} = NG / \Pi^2$  – для оцінки ефективності за ступенем економії матеріальних та енергетичних затрат.

За допомогою показника  $w_{уд} = \Pi / w$  «виробіток на одного робітника» оцінюють економію трудових затрат, а показником  $\Pi$  – «продуктивність» – збільшення виробітку продукції за одиницю часу, де  $w$  – кількість робітників. Об'єктами для порівняння землерийних машин з багатоцільовими робочими

органами, такими як екскаватори з телескопічним РО, доцільно приймати вузькоспеціалізовані машини, кожна з яких призначена для виконання усього комплексу робіт, еквівалентного роботам, які виконуються земле-рийною машиною з робочим органом багатоцільового призначення.

Ефективність екскаваторів з телескопічним РО визначають на основі системи показників (табл. 1). Орієнтовна попередня оцінка ефективності конструкційних рішень машини з багатоцільовим робочим обладнанням може бути виконана на основі аналізу узагальненого показника  $\Pi_{NGw}$ .

Таблиця 1 Система показників для оцінки ефективності телескопічного робочого обладнання

Група оцінки	Показники	Загальна форма запису показників	Умови раціоналізації та оптимізації
1	Продуктивність	$\Pi$	$\Pi \rightarrow \max$
2	Виробіток на одного робітника	$w_{уд} = \frac{\Pi}{w}$	$w_{уд} \rightarrow \max$
3	Матеріалоємність	$G_{уд} = \frac{G}{\Pi}$	$G_{уд} \rightarrow \min$
4	Енергоємність	$N_{уд} = \frac{N}{\Pi}$	$N_{уд} \rightarrow \min$
5	Узагальнений показник енергоємності й матеріалоємності	$\Pi_{NG} = \frac{N_{уд}}{\Pi_{уд}};$ $\Pi_{NG} = \frac{NG}{\Pi^2}$	$\Pi_{NG} \rightarrow \min$
6	Узагальнений показник енергоємності, матеріалоємності й виробітку на одного робітника	$\Pi_{NGw} = \frac{N_{уд}}{\Pi_{уд} w_{уд}};$ $\Pi_{NGw} = \frac{NGn}{\Pi^3}$	$\Pi_{NGw} \rightarrow \min$
7	Час циклу, робочих та позациклових операцій	$t_{ц}, t_{пц.о}, t_{pi}$	$t_{ц} \rightarrow \min$ $t_{пц.о} \rightarrow \min$ $t_{pi} \rightarrow \min$
8	Глибина копання	$H_{к}$	$H_{к} \rightarrow \max$
9	Місткість ковша	$q$	$q \rightarrow \max$
10	Показник оцінки матеріалоємності глибини копання	$H_{G_{уд}} = \frac{G}{H_{к}}$	$H_{G_{уд}} \rightarrow \min$
11	Показник оцінки енергоємності глибини копання	$H_{N_{уд}} = \frac{N}{H_{к}}$	$H_{N_{уд}} \rightarrow \min$
12	Узагальнений показник економії енергоємності й матеріалоємності глибини копання	$\Pi_{NGH_{к}} = \frac{NG}{H_{к}^2}$	$\Pi_{NGH_{к}} \rightarrow \min$
13	Об'єм ґрунту, що розробляється з однієї стоянки екскаватора	$V_{тех.i}$	$V_{тех.i} \rightarrow \max$

Ефективність визначають порівнянням показників  $\Pi_{NGw_M}$  та  $\Pi_{NGw_K}$  – багатоцільової машини та комплекту машин одноцільового призначення, що виконують ті самі види робіт відповідно.

$$\Pi_{NGw_M} = \frac{\sum_1^{n'} N_i \left( \sum_1^k G_j + G_M \right) w_p p_{n_p}}{\sum_{1,1}^{k,Q} \left( \Pi_{jq} p_j p_q \right)^3},$$

де  $n'$  – кількість двигунів, встановлених на машині;  $k$  – кількість робочих органів, які забезпечують виконання відповідних видів робіт;  $Q$  – умови експлуатації (типи ґрунтів, вологість і т.д.);  $\Pi_{jq}$  – продуктивність на кожному виді робіт та умов експлуатації;  $p_j$  – вірогідність появи відповідних видів робіт;  $p_q$  – вірогідність появи відповідних умов експлуатації;  $G_j$  – маса (сила тяжіння) елементів робочого обладнання, які забезпечують виконання відповідних видів робіт;  $w_p$  – кількість робочих, які обслуговують машину;  $p_{w_p}$  – вірогідність одночасної появи робочих, які обслуговують машину.

Комплект машин, які виконують ті ж самі види робіт, що й машина з багатоцільовим робочим органом, оцінюється за показником,  $\Pi_{NGw_K}$ , який записується в такому вигляді

$$\Pi_{NGw_K} = \sum_{1,1}^{k,Q} \Pi_{NGw_{jq}},$$

де  $\Pi_{NGw_{jq}}$  – узагальнений показник ефективності машини комплекту на  $k$ -му виді робіт та  $Q$  умов експлуатації.

Систему показників оцінки ефективності телескопічного робочого обладнання однокішневих екскаваторів доповнено визначенням значень додаткових показників [10, 11]

$$q, H_K, \frac{G}{q}, \frac{N}{q}, \frac{GN}{q^2}, \frac{G}{H_K}, \frac{N}{H_K}, \frac{GN}{H_K^2}, \frac{G^2 N^2}{q^2 H_K^2}.$$

Розрахунки продуктивності та встановлення робочих розмірів екскаваторів при їх проектуванні безпосередньо пов'язані з об'ємом розроблюваного ґрунту.

Окреслення поверхні ґрунтового масиву визначається робочими траєкторіями ковша. Вони змінюються у міру виїмки ґрунту, але для характеристики форми та розмірів забою достатньо зафіксувати кінцеві траєкторії, що обмежують об'єм ґрунту, розроблюваного з однієї стоянки екскаватора.

Оскільки екскаватори – поворотні машини, виїмка ґрунту відбувається у радіальних напрямках, а поверхня розробленого масиву має вигляд поверхні обертання. Загальна параметрична схема зображена на рис. 2.

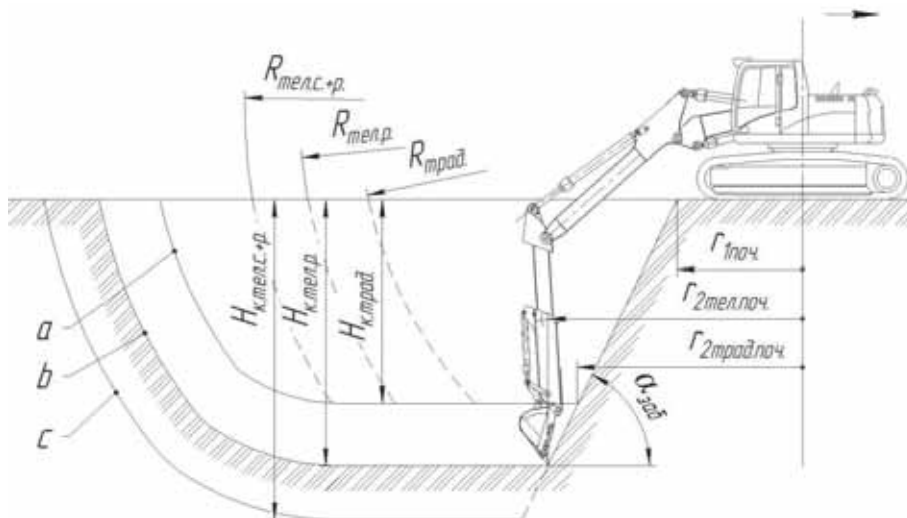


Рис. 2. Загальна параметрична схема для визначення об'єму копання ґрунту:  $a$  – траєкторія копання при традиційній конструкції робочого обладнання;  $b$  – те саме, при виштовхнутому телескопічній рукояті або стрілі;  $c$  – те саме, при виштовхнутих телескопах стріли та рукояті;  $R_{тел.с+р}$ ,  $R_{тел.р}$ ,  $R_{трад.с+р}$  – максимальні радіуси копання традиційним РО та РО з телескопічними рукояттю або стрілою, стрілою та рукояттю відповідно;  $\alpha_{заб}$  – кут ухилу забою

Таким чином, елемент забою являє собою оболонку усіченого конуса, товщина якої дорівнює відстані переміщення екскаватора  $l_{\text{пер}}$ , тоді формула для визначення теоретичного  $i$ -го об'єму розроблюваного ґрунту з однієї стоянки екскаватора має вигляд

$$V_{\text{тех.}i} = \beta \left[ \frac{H_k}{6\pi} \left( (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) - (r_{2\text{поч}}^2 + r_{1\text{поч}} r_{2\text{поч}} + r_{2\text{поч}}^2) \right) \right],$$

де  $\beta$  – кут повороту екскаватора від осі руху (рад),  $H_k$  – задана глибина копання,  $r_1, r_2$  – радіуси роботи у площині стоянки екскаватора та на дні забою відповідно,  $r_{1\text{поч}}, r_{2\text{поч}}$  – початкові радіуси роботи копання у площині стоянки екскаватора та на дні забою відповідно (рис. 3).

Кут  $\beta$  залежить від ширини проходки  $B$ , яку визначають залежності від найбільшого радіуса копання зворотної лопати  $R$ , та глибини виїмки  $H_k$ ; при розробці ґрунту з навантаженням у транспортний засіб її приймають:  $B=(1,2-1,3)R$ , а при відсіпці у відвал –

$B=(0,5-0,8)R$ . При односторонній подачі транспортних засобів вісь шляху екскаватора зміщують в їх сторону, а ширина лобової проходки становить  $B=1,3R$ , при двосторонній подачі –  $B=(1,6-1,7)R$  [8].

Радіуси роботи робочого обладнання у площині стоянки екскаватора та на дні забою дорівнюють

$$\begin{aligned} r_{1\text{поч}} &= h_{\text{ш}} \tan(90^\circ - \alpha_{\text{заб}}) + \left( \frac{1}{2} B + 1 \text{ м} \right); \\ r_{2\text{поч}} &= (H_k + h_{\text{ш}}) \tan(90^\circ - \alpha_{\text{заб}}) + \left( \frac{1}{2} B + 1 \text{ м} \right); \\ r_2 &= \sqrt{R^2 - (H_k + h_{\text{ш}})^2}; \\ r_1 &= r_2 - r_{2\text{поч}} + r_{1\text{поч}}; \\ l_{\text{пер}} &= r_2 - r_{1\text{поч}} \rightarrow \max, \end{aligned}$$

де  $B$  – база екскаватора, 1 м – мінімальна відстань від опор екскаватора до верхньої бровки відкосу виїмки, за умови дотримання допустимого кута відкосу забою  $\alpha_{\text{заб}} = 38-90^\circ$  залежно від типу ґрунту [8].

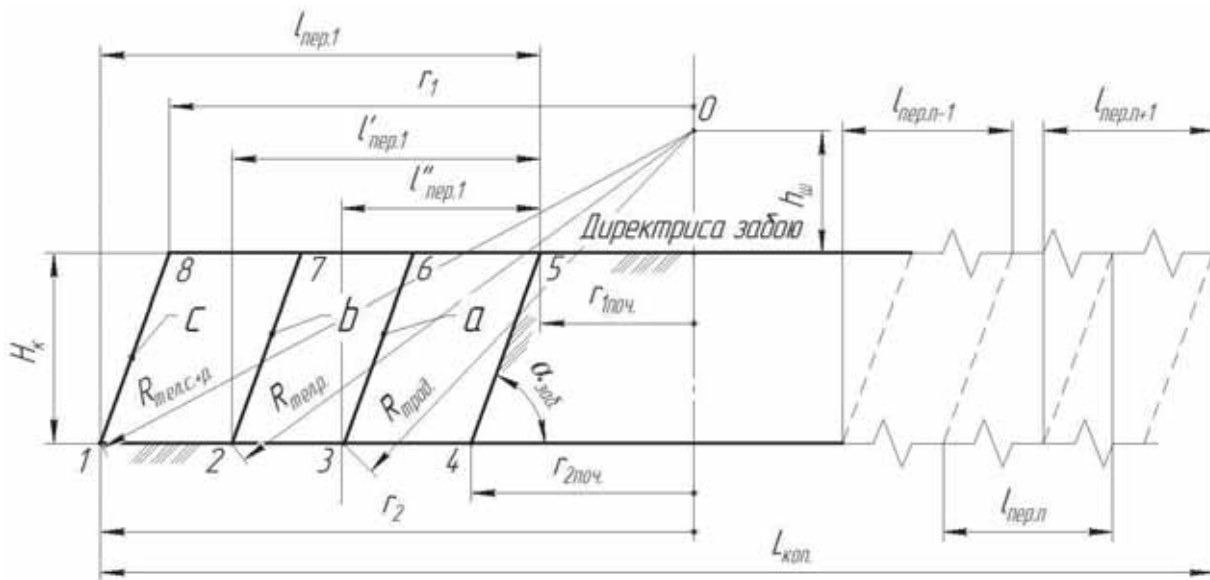


Рис. 3. Параметрична схема для визначення об'єму копання ґрунту телескопічним РО та традиційним РО за заданої глибини копання  $H_k$ :  $a, b, c$  – траєкторії копання традиційним робочим обладнанням та з телескопічними рукояттю, стрілою та рукояттю відповідно;  $l_{\text{пер.}1}, l_{\text{пер.}n-1}, l_{\text{пер.}n}, l_{\text{пер.}n+1}$  – перша та наступні відстані переміщення екскаватора з телескопічним РО відповідно;  $l'_{\text{пер.}1}$  – відстань переміщення екскаватора з телескопічною рукояттю;  $l''_{\text{пер.}1}$  – відстань переміщення екскаватора з традиційним РО;  $h_{\text{ш}}$  – відстань від площини стоянки екскаватора (директриси забою) до шарніру кріплення стріли

Зменшення кількості переміщень  $n$  екскаватора здійснюється за рахунок збільшення довжини одного переміщення  $l_{\text{пер}}$ , що досягається за рахунок збільшення лінійних розмірів робочого обладнання екскаватора та максимального радіуса копання;  $R \rightarrow \max$ , у традиційних конструкціях, наприклад, використовують змінні рукояті більшої довжини або телескопічне робоче обладнання.

На рис. 3 площу поперечного перерізу елемента забою традиційного РО позначено точками 2, 3, 4, 5, а площу поперечного перерізу елемента забою телескопічного РО – точками 1, 3, 4, 6.

Об'єм розроблюваного ґрунту в забої дорівнюватиме

$$V_{\text{заб}} = V_{\text{тех.1}} + V_{\text{тех.2}} + V_{\text{тех.3}} + \dots + V_{\text{тех.i-1}} + V_{\text{тех.i}} + V_{\text{тех.i+1}}$$

$$V_{\text{заб}} = \sum_1^n V_{\text{тех.i}}$$

Щоб розробити одноківшевим екскаватором порцію ґрунту, необхідно виконати у певній послідовності комплекс технологічних операцій: відділення від масиву та забирання ґрунту, переміщення ґрунту в межах дії ковша, навантаження ґрунту в транспортний засіб або укладання у відвал чи земляну споруду.

Зазвичай в розрахунках продуктивності одноківшевих екскаваторів час робочого циклу визначається чотирма інтервалами:

– підймання ковша з поворотом рукояті для відділення від масиву та забирання ґрунту (копання) –  $t_{\text{коп}}$ ;

– поворот платформи при навантаженні ковша та установка її в напрямку розвантаження ковша –  $t_{\text{п.в}}$ ;

– утримання ковша над місцем розвантаження –  $t_{\text{роз}}$ ;

– зворотний поворот та встановлення платформи в напрямку наступного копання з одночасним опусканням ковша –  $t_{\text{п.п}}$ .

Тоді час робочого циклу визначається за формулою

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{коп}} + t_{\text{п.в}} + t_{\text{роз}} + t_{\text{п.п}}$$

У реальних умовах проведення земляних робіт, окрім названих технологічних операцій,

необхідно виконувати додаткові операції – позациклові операції, такі як власні переміщення екскаватора на нову стоянку після розробки забою в межах дії ковша (рис. 4).

Експлуатаційна продуктивність екскаватора для розробки ґрунту з однієї стоянки визначається за формулою при одній позацикловій операції (наприклад, переміщення екскаватора на нове місце стоянки)

$$\Pi_{\text{експ.1}} = \frac{V_{\text{тех.i}}}{T_1} = \frac{q_{\text{г}} m_1}{t_{\text{ц}} m_1 + t_{\text{пц.о}}} = \frac{q_{\text{г}}}{t_{\text{ц}} + \frac{t_{\text{пц.о.1}}}{m_1}},$$

де  $T_1$  – період часу при одній позацикловій операції;  $t_{\text{пц.о.1}}$  – час позациклової операції ( $t_{\text{пц.о.1}} = t_{\text{пер}}$ ),

$$T_i = t_{\text{пц.о.i}} + \sum_1^{m_1} t_{\text{ц}}; \quad T' = \sum_1^n T_i,$$

де  $m_1$  – кількість робочих циклів у періоді позациклової операції,  $t_{\text{пер}}$  – час на переміщення екскаватора;  $T'$  – загальний час роботи екскаватора за  $n$  – періодів позациклової операції.

$$m_1 = \frac{V_{\text{тех.i}}}{q_{\text{г}}}; \quad q_{\text{г}} = q \frac{k_{\text{нап}}}{k_{\text{роз}}},$$

де  $q_{\text{г}}$  – середній об'єм ґрунту в щільному тілі в ковші екскаватора;  $q$  – геометрична місткість ковша;  $k_{\text{нап}}$ ,  $k_{\text{роз}}$  – коефіцієнти наповнення та розпушення ґрунту відповідно.

Робочий процес відбувається з двома та більше різноманітними операціями, які характеризуються відповідними значеннями  $n$ ,  $T$  та  $t_{\text{пц.о.i}}$ :

$$\Pi_{\text{експ.i}} = \frac{V_{\text{тех.i}}}{T_i} = \frac{q_{\text{г}}}{t_{\text{ц}} + \frac{t_{\text{пц.о.1}}}{m_1} + \frac{t_{\text{пц.о.2}} - t_{\text{пц.о.1}}}{m_2} + \dots + \frac{t_{\text{пц.о.i}} - t_{\text{пц.о.i-1}}}{m_i}}$$

$$\Pi_{\text{експ.i}} = \frac{V_{\text{тех.i}}}{T_i} = \frac{\sum_1^n V_{\text{тех.i}}}{\sum_1^n \left( \sum_1^{m_i} t_{\text{ц}} + t_{\text{пц.о}} \right)}$$



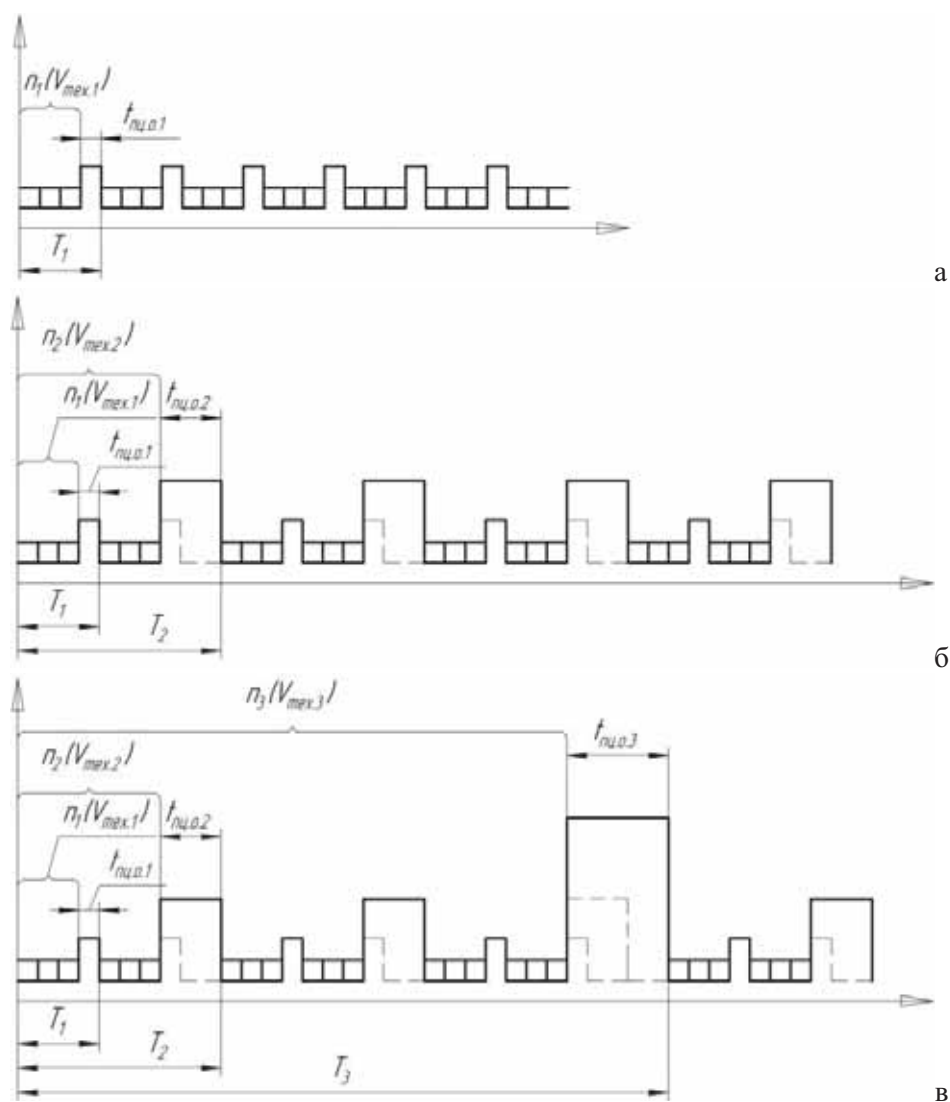


Рис. 4. Схема робочого процесу одноківшевого екскаватора при виконанні періодичних позациклових операцій: а – однієї; б – двох; в – трьох

Відповідно до запропонованої методики було проведено оцінку ефективності роботи одноківшевого екскаватора Cat 312D, оснащеного робочим обладнанням з телескопічною рукояттю, та того ж екскаватора, оснащеного робочим обладнанням з телескопічними стрілою та рукояттю, у порівнянні з традиційним робочим обладнанням, на прикладі каналу глибиною 3 м, шириною 10 м та довжиною 100 м.

У табл. 2 наведено технічну характеристику екскаватора Cat 312D та деякі результати оцінки ефективності.

Також побудовано графіки залежності експлуатаційної продуктивності  $P_{\text{екс}}$ , питомої енергоємності й питомої матеріалоємності від кількості пересувань  $n$  та довжини копання  $L_{\text{коп}}$  (рис. 5, 6, 7).

Таблиця 2 Технічні характеристики екскаватора Cat 312D з різноманітним робочим обладнанням та результати оцінки ефективності

Марка екскаватора	Caterpillar 312D		
Потужність $N$ , кВт	72		
Місткість ковша $q$ , м <sup>3</sup>	0,43		
Швидкість пересування, км/год	5,5		
Тип РО екскаватора	традиційне	телескопічна рукоять	телескопічні стріла та рукоять
Маса (сила тяжіння) екскаватора $G$ , кН	138,321	141,215	151,27

Закінчення табл. 2

Максимальна глибина копання $H_k$ , мм	5240	6350	7420
Максимальний радіус копання $R$ , мм	8490	9654	11250
Розрахунковий час робочого циклу $t_{\text{ц}}$ , с	15	15,1	15,13
Час на переміщення екскаватора $t_{\text{пер}}$ , с	7,98	8,85	10,0
Кут повороту екскаватора від осі руху $\beta$ , град.	90	90	90
Розрахункова ширина проходки $B$ , м	11,85	13,515	15,790
Об'єм ґрунту, розроблюваного з однієї стоянки екскаватора $V_{\text{тех.і}}$ , м <sup>3</sup>	89,77	137,15	212,66
Показник оцінки матеріалоемності глибини копання $H_{G_{\text{уд}}}$ , кН/м	26,39	22,24	20,389
Показник оцінки енергоемності глибини копання $H_{G_{\text{уд}}}$ , кВт/м	13,74	11,34	9,7

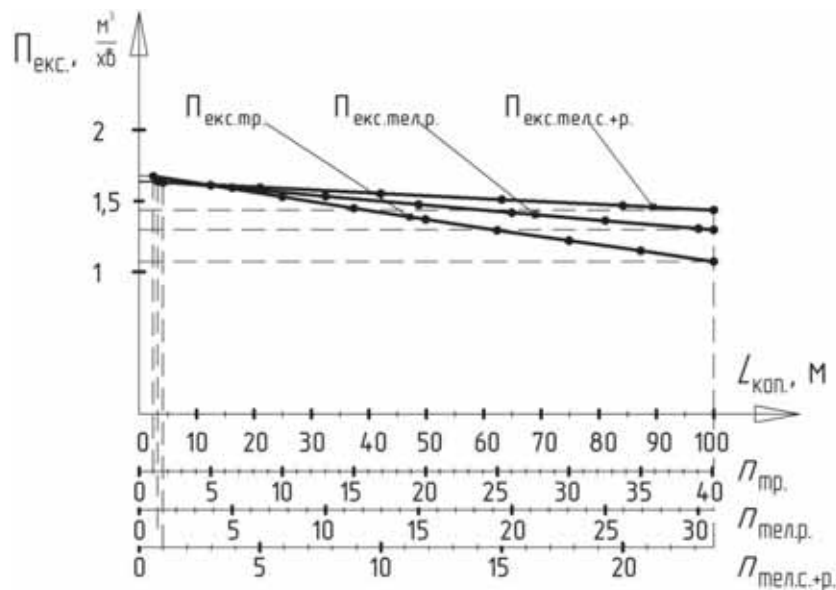


Рис. 5. Графіки залежності експлуатаційної продуктивності  $P_{\text{екс}}$  від кількості пересувань  $n$  та довжини копання  $L_{\text{коп}}$ :  $P_{\text{екс.тр}}$ ,  $P_{\text{екс.тел.р}}$ ,  $P_{\text{екс.тел.с+р}}$  – експлуатаційна продуктивність для машин із традиційним РО, РО з телескопічною рукояттю та телескопічними стрілою та рукояттю відповідно

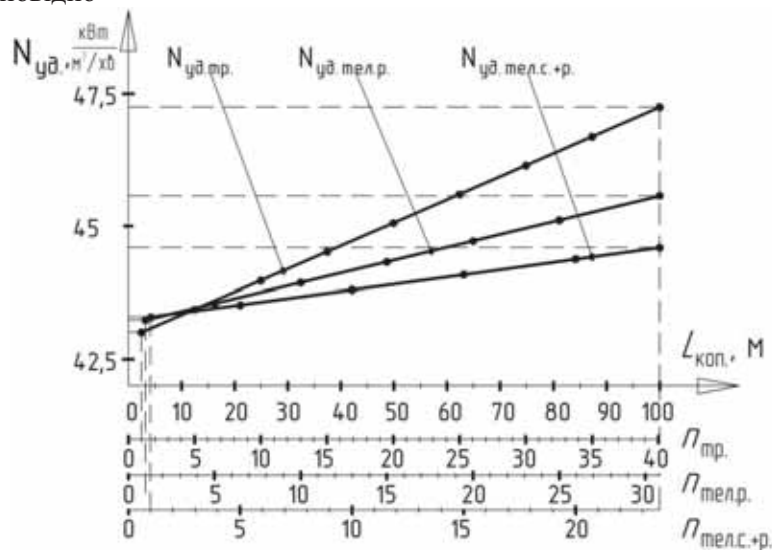


Рис. 6. Графіки залежності питомої енергоемності від кількості пересувань  $n$  та довжини копання  $L_{\text{коп}}$ :  $N_{\text{уд.тр}}$ ,  $N_{\text{уд.тел.р}}$ ,  $N_{\text{уд.тел.с+р}}$  – питома енергоемність із традиційним РО, РО з телескопічною рукояттю та робочого обладнання з телескопічними стрілою та рукояттю відповідно

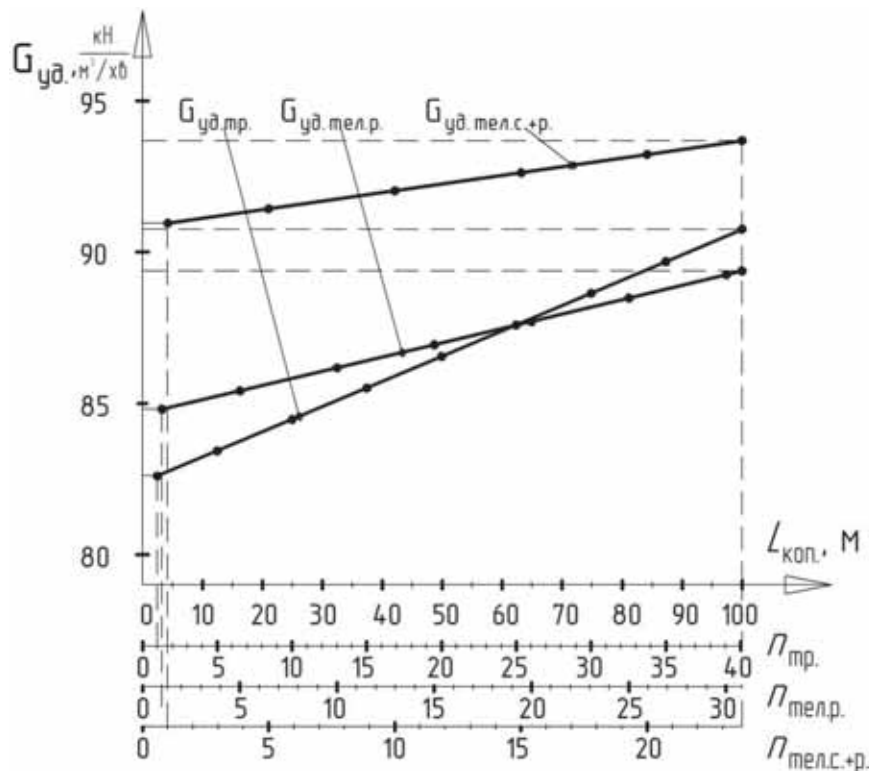


Рис. 7. Графік залежності питомої матеріалоємності від кількості пересувань  $n$  та довжини копання  $L_{коп.}$ :  $G_{уд.тр.}$ ,  $G_{уд.тел.р.}$ ,  $G_{уд.тел.с.р.}$  – питома матеріалоємність для екскаватора з традиційним РО, РО з телескопічною рукояттю та робочого обладнання з телескопічними стрілою та рукояттю відповідно

Екскаватор, оснащений телескопічним робочим обладнанням (як телескопічною рукояттю, так і телескопічними стрілою та рукояттю), є найкращим вибором для застосування на спеціальних роботах, таких як чистове оформлення відкосів, очистка, обслуговування, а також видалення рослинності з берегів і дна річок та каналів, екскавація широких та глибоких котлованів. Після закінчення виконання спеціальних робіт оператор може за лічені секунди змінити лінійні параметри робочого обладнання до розмірів традиційного РО, в той час як заміна додаткових вставок та секцій для традиційного робочого обладнання займає декілька годин і потребує до п'яти робітників.

Кожен раз, коли необхідно копати глибоко вниз чи далеко вперед, телескопічне робоче обладнання дозволяє отримати необхідний виліт, який неможливо отримати з використанням традиційного РО. Телескопічне РО можна застосовувати у вузьких місцях та поблизу перешкод, наприклад, мостів чи повітряних кабелів, на тих роботах, де використання великого 35-тонного екскаватора є

неможливим, а традиційному РО не вистачає вильоту.

### Висновки

Застосування робочого обладнання з телескопічною рукояттю та телескопічними стрілою та рукояттю дозволяє збільшити глибину копання на 21,2 % та 40,6 % відповідно, порівняно з традиційним робочим обладнанням; при цьому об'єм ґрунту, що розробляється з однієї стоянки екскаватора, збільшується на 52,7 % та 136,8 % відповідно (рис. 5). Використання подібного робочого обладнання дозволяє значно розширити функціональні можливості за рахунок збільшення геометричних параметрів, а також розширити діапазон виконуваних робіт.

### Література

1. Машины для земляных работ / под общ. ред. чл.-кор. АН УССР проф. Ю.А. Ветрова. – 2-е изд., дораб. и доп. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1981. – 274 с.
2. Машины для земляных работ: навчальний посібник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець,

- В.В. Нічке та ін.; за заг. ред. проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. – Рівне–Дніпропетровськ–Харків, 2010. – 558 с.
3. Хмара Л.А. Оценка эффективности телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора / Л.А. Хмара // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2002. – Вып. 4. – С. 143–150.
4. Хмара Л.А. Тенденции совершенствования специализированного землеройного оборудования к тракторам и экскаваторам / Л.А. Хмара // Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин: сб. науч. тр. – 2002. – Вып. 15. – С. 4–27.
5. Хмара Л.А. Исследование процесса копания грунта одноковшовым гидравлическим экскаватором с телескопическим рабочим оборудованием / Л.А. Хмара, Р.В. Коваленко // Вестник Приднестровской государственной академии строительства и архитектуры. – 2002. – №8. – С. 33–40.
6. Хмара Л.А. Модернізація та підвищення продуктивності будівельних машин / Л.А. Хмара, М.П. Колісник, В.П. Станевський. – К.: Будівельник, 1992. – 152 с.
7. Баловнев В.И. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В.И. Баловнев, Л.А. Хмара. – М.: Транспорт, 1993. – 384 с.
8. Беляков Ю.И. Земляные работы / Ю.И. Беляков, А.Л. Левинзон, В.А. Галимуллин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 280 с.
9. Машины для земляных работ / под ред. Гаркави Н.Г. – М.: Высш. шк., 1982. – 335 с.
10. Хмара Л.А. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного экскаватора, оцінка його ефективності та визначення об'єму копання ґрунту / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 66. – С. 29–37.
11. Хмара Л.А. Визначення теоретичного об'єму копання ґрунту одноковшовим экскаватором з телескопічним робочим обладнанням / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 66. – С. 38–49.
12. Хмара Л.А. Формування та оцінка ефективності телескопічного робочого обладнання одноковшового гідравлічного экскаватора / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 63. – С. 142–154.
13. Хмара Л.А. Телескопічне робоче обладнання одноковшового гідравлічного экскаватора / Л.А.Хмара, О.О. Дахно, А.С. Ліснічук // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 63. – С. 155–164.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 7 липня 2014 р.