

**МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
(МАДИ)**

К.К. Шестопапов

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Учебное пособие

Утверждено
в качестве учебного пособия
редсоветом МАДИ

Москва 2011

УДК 625.731.08
ББК 39.311-06-05
Ш 522

Ш 522 Шестопапов, К.К. Машины для земляных работ: учеб. пособие / К.К.Шестопапов; МАДИ – М., 2011. – 145 с.

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Э.Н.Кузин (ОАО «ВНИИСДМ»),
канд техн. наук, доц. Ю.П. Бакатин (МАДИ – ГТУ).

ISBN 5-7962-0078-X(978-5-7962-0078-0)

В учебном пособии изложен материал по назначению, классификации и устройству машин для подготовительных и основных земляных работ, приведены уравнения, описывающие количественные соотношения между их параметрами, рассмотрен ряд расчётных положений.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлениям подготовки 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 190109 «Наземные транспортно-технологические средства», 190110 «Транспортные средства специального назначения», 190600 Эксплуатация транспортно- технологических машин и комплексов».

ISBN 5-7962-0078-X(978-5-7962-0078-0)

УДК 625.731.08
ББК 39.311-06-05

© Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет
(МАДИ), 2011
© К.К. Шестопапов, 2011

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Лидирующее положение в транспортном строительстве по важности, объёму и стоимости занимают земляные работы, поэтому машины для их выполнения (землеройные машины) наиболее разнообразны и многочисленны. В группу этих машин входят бульдозеры, скреперы, автогрейдеры, экскаваторы, экскаваторы-погрузчики, грейдеры-элеваторы, траншеекопатели, землевозы, уплотняющие машины и погрузчики. Основным объектом их воздействия являются песок, глина, каменная мелочь и их смеси, объединяемые термином грунты и служащие основанием и материалом для транспортных сооружений.

1.1. Сведения о грунтах

Грунты – это горные породы, образующие поверхностные слои земной коры. Нескальные грунты, служащие объектом разработки землеройными машинами, классифицируют по размеру частиц и прочности.

По размеру частиц различают грунты:

Крупнообломочные.....частицы крупнее 2 мм

Песчаные.....частицы размером до 2 мм

Глинистые.....частицы размером до 0,005 мм.

Прочность грунта оценивают либо усилием, необходимым для разрушения его цилиндрического образца при одноосном сжатии, либо удельным сопротивлением, оказываемым грунтом его копанию или резанию рабочим органом землеройной машины, либо работой (Дж/м³), совершаемой при погружении в грунт цилиндрического стержня сечением 1 см² на глубину 10 см. На трудность разработки грунта землеройными машинами влияет также и его липкость (см. табл.1.1).

1.2. Объекты транспортного строительства

Транспортную составляющую инфраструктуры государства образуют автомобильные и железные дороги, аэродромы и трубопроводы. Состав и объём работ по каждому из таких сооружений имеют типовую и оригинальную части, зависящие от типа и особенностей его проекта. Последняя зависит от места расположения объекта, тогда

как типовая часть определяется общим назначением объекта и связанными с ним нормативными требованиями к размерам и качеству.

Таблица 1.1

Классификации грунтов по прочности и липкости

Принятое название грунта	Категория	Объёмный вес, т/м ³	Сопротивление одноосному сжатию, МПа	Удельное сопротивление копанью ковшом, МПа	Удельная работа внедрения штампа, Дж	Сила прилипания к металлу, Па
Почвенный слой	1	1,20	58,9	0,07	10...40	-
Песок	1	1,60	58,9	0,07	10...40	-
Супесь	1	1,65	58,9	0,07	10...40	50...3500
Суглинок легкий	2	1,70	78,5	0,10	50...80	250...6000
Суглинок тяжелый	3	1,75	98,1	0,15	90...150	900...15000
Глина мягкая	3	1,80	98,1	0,15	90...150	60...30000
Глина тяжелая	4	2,05	147,2	0,17	160...350	60...30000

Автомобильные дороги

Одной из старейших сохранившихся до наших дней дорог является Виа Аппиа, построенная в 312 г. до н. э. и соединявшая Рим с южными провинциями. Античная технология дорожного строительства[♦] была достаточно сложна. Сначала трассу дороги размечали двумя бороздами, затем обнажали скальное основание, на которое укладывали плоские камни, скрепленные глиной (слой 0,3...0,6 м), затем мелкие камешки, осколки камней и кирпичей (0,2 м), затем песок или гравий (слой 0,3...0,5 м) и, наконец, широкие каменные плиты или гравий (слой 0,2...0,3 м). Тротуары для пешеходов по обеим сторонам дороги выкладывались каменными плитами меньших размеров или мостились.

Современная автомобильная дорога состоит из основания, земляного полотна и дорожной одежды со слоями покрытия, с верхним из которых (слою износа) взаимодействуют ходовые устройства транспортных средств^{♦♦}.

♦ Более подробно см. [3].

♦♦ Более подробно см. [17].

Поперечный профиль современного дорожного полотна определяется категорией дороги и состоит из нескольких элементов (рис. 1.1)

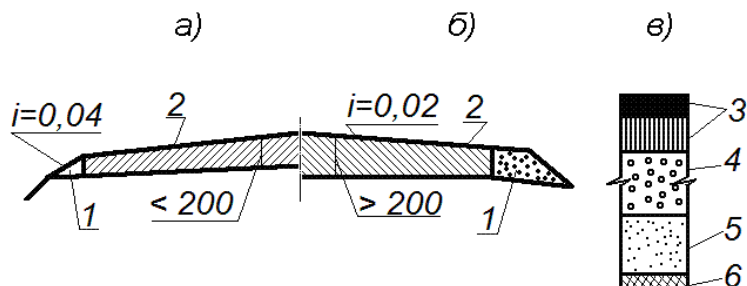


Рис. 1.1. Конструкция дороги с серповидным (а) и корытообразным (б) с присыпной обочиной профилями; в – слои одежды; 1 – обочина; 2 – проезжая часть; 3 – покрытие; 4 – основание; 5 – подстилающий слой; 6 – уплотненный грунт

В зависимости от рельефа местности поперечное сечение земляного полотна может формироваться как насыпь, выемка и полунасыпь-полувыемка (рис. 1.2) и обустриваться необходимыми инженерными элементами.

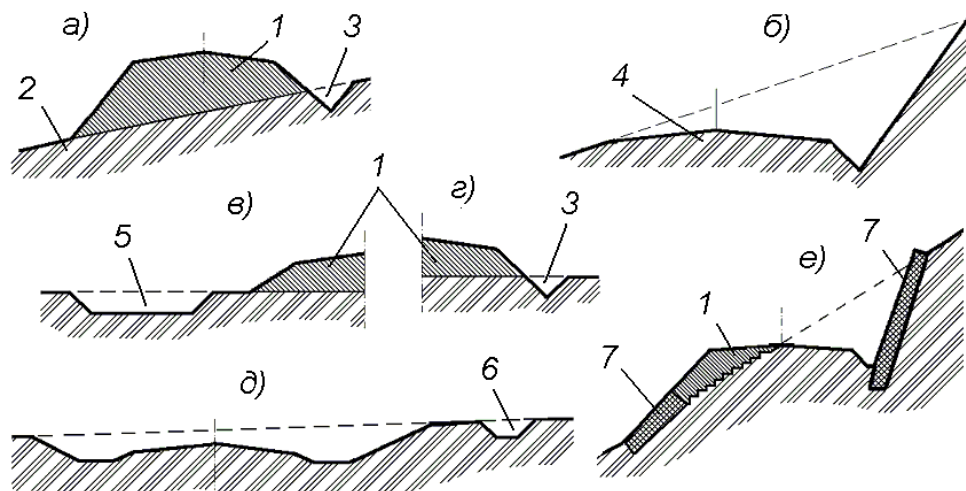


Рис. 1.2. Типовые профили автомобильных дорог и их элементы: а – насыпь на косогоре; б – земляное полотно на полке косогора; в – насыпь, возведённая из боковых резервов; г – насыпь с треугольным кюветом; д – земляное полотно в выемке; е – полунасыпь-полувыемка; 1 – насыпь; 2 – основание; 3 – кювет; 4 – земляное полотно; 5 – боковой резерв; 6 – нагорная канава; 7 – подпорная стенка

Кюветы обеспечивают защиту насыпи от поверхностных вод в равнинной местности, нагорная канава, нарезанная выше дороги, защищает земляное полотно от подтопления водой, стекающей по

склону. На склонах, крутизной[♦] от 1:10 до 1:5, земляное полотно сооружают в виде насыпи без устройства уступов в основании.

На устойчивых горных склонах крутизной более 1:3 земляное полотно рекомендуется располагать на полке, врезанной в косогор. При крутизне склонов от 1:5 до 1:3 земляное полотно можно устраивать в виде насыпи, полунасыпи-полувыемки либо на полке. На крутых косогорах в основании насыпи и полунасыпи-полувыемки устраивают уступы шириной 3...4 м и высотой до 1 м.

В зависимости от назначения и расчётной интенсивности движения автомобильные дороги делятся на категории (табл. 1.2), размеры и тип дорожной одежды которых (табл.1.3) существенно различаются.

Таблица 1.2

Категории автомобильных дорог

Назначение автомобильной дороги	Категория дороги	Расчётная интенсивность движения, приведенных единиц/сутки
Магистральные федеральные дороги (между столицей РФ и столицами независимых государств, столицами республик в составе РФ, административными центрами краев и областей, а также международные автотранспортные магистрали)	I-а (автомагистраль)	Св. 14000
	I-б (скоростная дорога)	Св. 14000
	II	Св. 6000
Прочие федеральные дороги (между столицами республик в составе РФ, административными центрами краев и областей, а также этими городами и ближайшими административными центрами автономных образований)	I-б (скоростная дорога)	Св. 14000
	II	Св. 6000
	III	Св. 2000 до 6000
Республиканские, краевые, областные дороги и дороги автономных образований	II	Св. 6000
	III	Св. 2000 до 6000
	IV	Св. 200 до 2000
Дороги местного значения	IV	Св. 200 до 2000
	V	До 200

Расчётная интенсивность движения приводится к количеству легковых автомобилей и определяется с учётом вероятности её

[♦] Крутизна – отношение высоты склона к длине его основания.

нарастания за 20 лет, считая с момента ввода дороги в эксплуатацию. Городские улицы и проезды классифицируют по другим показателям.

Таблица 1.3

Типы дорожных одежд, сооружаемые землеройными машинами

Типы дорожных одежд	Основные виды покрытий	Категории дорог
Облегченные	Дегтебетонные	III, IV и на первой стадии двухстадийного строительства дорог II категории
	Из щебня, гравия и песка, обработанных вяжущими добавками	IV и V
Переходные	Щебеночные и гравийные: из грунтов и местных малопрочных каменных материалов, обработанных вяжущими добавками	IV, V и на первой стадии двухстадийного строительства дорог III категории
Низшие	Из грунтов, укрепленных или улучшенных вяжущими добавками	V и на первой стадии двухстадийного строительства дорог IV категории

Траншеи

Траншеи в грунте устраиваются под ленточные фундаменты, объекты типа «стена в грунте», мелиоративные системы, различные трубопроводы, линии связи, электропередачи и другие подземные коммуникации. Размеры и конфигурация траншей (рис. 1.3) определяются как их назначением, так и рядом других факторов[♦].

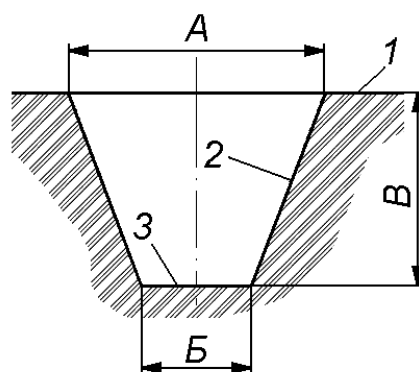


Рис. 1.3. Типовые элементы и размеры поперечного сечения траншеи: 1 – берма; 2 – откос; 3 – дно; А и Б – ширина траншеи соответственно по верху и по дну; В – глубина траншеи

Траншеи, разрабатываемые одноковшовыми экскаваторами в

[♦] Более подробно см. [18].

песках и супесях, должны быть шире режущей кромки ковша на 0,15 м, в глинистых грунтах - на 0,1 м, в разрыхленных скальных и мерзлых грунтах - на 0,4 м.

Траншеи, разрабатываемые траншейными экскаваторами, не должны быть уже их номинальной ширины копания.

Аэродромы

К объектам, сооружаемым при строительстве аэродромов с применением землеройных машин, относятся[♦]:

- *лётное поле* - часть аэродрома с летными полосами, рулежными дорожками, перронами и площадками специального назначения;
- *лётные полосы* (ЛП) - взлетно-посадочные полосы и грунтовые участки, примыкающие к ним для уменьшения повреждения воздушных судов, выкатившихся за пределы взлетно-посадочной полосы;
- *взлётно-посадочные полосы* - части лётных полос, оборудованные для взлета и посадки воздушных судов с искусственным (ИВПП) или грунтовым (ГВПП) покрытием;
- *рулежные дорожки* (РД) - части летного поля аэродрома, подготовленные для руления и буксировки воздушных судов;
- *перрон* - часть летного поля аэродрома, выделяемая для размещения воздушных судов при посадке и высадке пассажиров, погрузке и выгрузке багажа, почты и грузов и других видов обслуживания;
- *места стоянки воздушных судов* (МС) - часть перрона или специальные площадки аэродрома, предназначенные для хранения и обслуживания воздушных судов.

К аэродромным сооружениям также относятся грунтовые основания, аэродромные покрытия, водоотводные и дренажные системы.

Грунтовые основания должны обеспечивать устойчивость аэродромного покрытия независимо от погодных условий и времени года с учётом состава и свойств грунтов, гидрогеологических

[♦] Более подробно см. [16].

условий, дорожно-климатической зоны, категории нормативной нагрузки от воздушного судна и пр.

Грунтовая поверхность лётного поля должна:

- располагаться на одном уровне с искусственными покрытиями;
- противостоять эрозии от газоздушных струй авиадвигателей, выдерживать нагрузки от пневматиков приземляющихся или случайно выкатывающихся воздушных судов и пневмоколёс эксплуатационной техники;
- обеспечивать отвод поверхностных вод с покрытий и постепенный переход к естественной поверхности грунта, для чего служат укрепленные отмостки (сопряжения).
- не быть источниками пыли и т.д.

Стартовые участки грунтовых взлётно-посадочных полос, места стоянок, опробования двигателей и пути руления должны уплотняться на глубину до 30 см с коэффициентом уплотнения[♦]:

- для песков и супесей не менее 0,95,
- для суглинков и глин - не менее 1,00.

1.3. Экологические аспекты строительства и эксплуатации транспортных сооружений

К вредным факторам, источниками которых являются современные транспортные сооружения, относятся:

- шум двигателей и колёс транспортных средств;
- электромагнитные волны стационарных и передвижных радиотехнических средств;
- загрязнение окружающей среды экологически опасными веществами, используемыми и образующимися при строительстве и эксплуатации сооружений;
- нарушение почвенного покрова и естественного гидрологического режима поверхностных и подземных вод;
- нарушение сложившихся путей миграции диких и домашних животных, а также сети местных путей сообщения.

Устранить или ослабить влияние вредных факторов на

[♦] Коэффициент уплотнения – отношение плотности сухого грунта, уложенного в грунтовую конструкцию, к максимальной плотности сухого грунта.

окружающую среду позволяют следующие мероприятия:

- ограничение уровня акустического воздействия на территориях жилой и иной застройки санитарными нормами и техническими средствами;
- создание вокруг действующих радиотехнических средств санитарно-защитных зон и зон ограничения застройки, а также применение специальных экранов из радиозащитных материалов и использование защитных лесопосадок;
- систематический мониторинг уровня загрязнённости воздушного бассейна в окрестностях сооружений (с учётом розы ветров), с ограничением или подавлением наиболее интенсивных источников загрязнения при превышении предельно допустимых норм его концентрации;
- устройство локальных сооружений для механической, биологической и иной очистки загрязнённых вод на объектах, имеющих системы водоотвода с искусственных покрытий и дренажа подземных и поверхностных сточных вод (ливневых и талых);
- устройство в насыпях водопропускных труб;
- устройство тоннелей под насыпями на путях миграции животных;
- устройство транспортных и пешеходных тоннелей или путепроводов.

1.4. Классификационные признаки землеройных машин

Наиболее распространены классификации землеройных машин по:

- способу агрегатирования;
- типу основного рабочего органа;
- типу ходового оборудования;
- способу маневрирования;
- месту в технологическом потоке;
- цикличности рабочего процесса машины.

По способу агрегатирования различают:

- прицепные машины, т.е. машины, полностью опирающиеся на собственное ходовое оборудование (колёса, вальцы или гусеницы), но не имеющие ходовой трансмиссии и двигателя;

- полуприцепные машины, т.е. машины, опирающиеся частично на своё ходовое оборудование, а частично - на ходовое оборудование тягача и не имеющие автономной ходовой трансмиссии и двигателя;
- самоходные машины, т.е. машины, опирающиеся только на собственное ходовое оборудование и оснащённые ходовой трансмиссией и двигателем.

Рабочие органы различают по характеру их воздействия на обрабатываемую среду.

Органы, разрушающие среду:

Зуб нарушает структуру и прочность среды.

Отвал нарушает структуру и прочность среды, собирает её в призму волочения и перемещает по поверхности ненарушенного массива.

Ковш нарушает структуру и прочность среды, зачерпывает и перемещает её изолированный объём на какое-то расстояние.

Газ нарушает структуру и прочность среды и отбрасывает какое-то её количество от места взаимодействия со средой.

Вода нарушает структуру и прочность среды и образует из её частиц взвесь (пульпу), которую можно перекачивать на любое расстояние.

Органы, консолидирующие среду:

Плита уплотняет среду, воздействуя на неё энергией удара при своём падении.

Валец уплотняет среду, передавая на неё нагрузки разного характера от других элементов машины.

По типу ходового оборудования различают гусеничные, пневмоколёсные и жёстковальцевые машины.

Пневмоколёсный двигатель имеет хорошие амортизирующие качества, малые внутренние потери, обеспечивает любые скоростные режимы, нетребователен к обслуживанию, отличается низкой трудоемкостью ремонта. Его недостатки - высокие удельные давления на грунт, невысокая устойчивость к механическим повреждениям. Пневмоколёсный двигатель наиболее подходит для машин, эксплуатация которых сопряжена с движением в широком

диапазоне скоростей по произвольной траектории и достаточно прочной опорной поверхности (твёрдое покрытие, плотный грунт и т.п.). К таким машинам относятся пневмоколёсные бульдозеры, экскаваторы-погрузчики, катки, скреперы, автогрейдеры, грейдер-элеваторы, одноковшовые фронтальные погрузчики, дорожные фрезы.

Самоходные уплотняющие машины оснащаются жёсткими (металлическими) вальцами, которые по принципу действия относятся к колесам. Часто поверхность жёсткого вальца оснащена выступами (кулачками), повышающими интенсивность уплотнения материала. Ходовым оборудованием такого рода оснащаются прицепные и самоходные грунтовые катки и бульдозеры-уплотнители, работающие на полигонах бытовых отходов.

Гусеничный движитель характерен низким удельным давлением на опорную поверхность, малой эластичностью по вертикали, хорошими тягово-сцепными качествами и маневренностью. Вместе с тем он сравнительно тяжёл, шумен, относительно тихоходен, повреждает дорожные покрытия и почвенный слой, более трудоёмок при обслуживании и ремонте. Некоторые из перечисленных недостатков могут быть устранены применением резиновых гусеничных лент, обрезиненных траков и опорных катков, межтраковых шарниров с повышенным сроком службы.

Различают гусеничные тележки с овальным и треугольным контуром гусеничной цепи (рис.1.4). Традиционный овальный контур обеспечивает меньшую массу и более простую конструкцию гусеничной тележки. Участок гусеницы треугольного контура, лежащий на грунте, ограничен передним и задним катками, а ведущая звёздочка поднята над опорной поверхностью[♦].

Гусеничным ходовым оборудованием оснащаются кусторезы, корчеватели, рыхлители, бульдозеры, траншеекопатели, часть фронтальных одноковшовых погрузчиков и большая часть одноковшовых экскаваторов.

[♦] Более подробно см. [20].

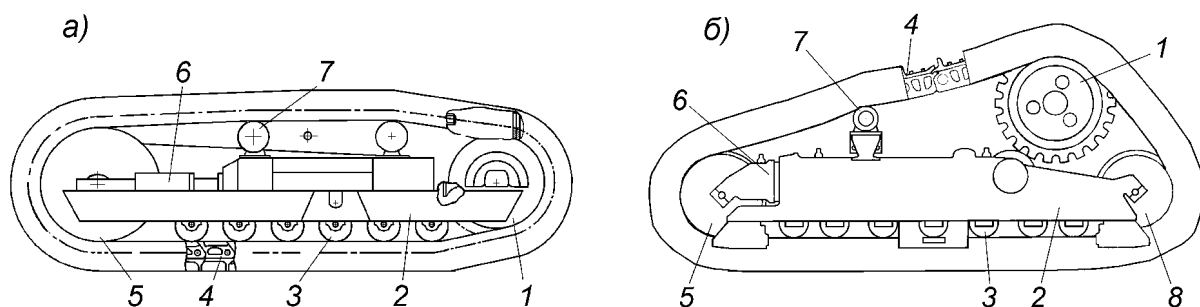


Рис. 1.4. Гусеничные тележки с овальным (а) и треугольным (б) контуром цепи:
 1 – ведущая звёздочка; 2 – катковая рама; 3 – опорные катки; 4 – гусеничная цепь; 5 – натяжной направляющий каток; 6 – механизм натяжения гусеницы; 7 – поддерживающий ролик; 8 – задний опорный каток

По месту в технологическом потоке различают машины для подготовительных и основных земляных работ.

Технология выполнения земляных работ при транспортном строительстве предусматривает проведение подготовительных и основных операций.

Подготовительные земляные работы имеют целью подготовку грунта и/или территории к разработке или сооружению объекта транспортного строительства и включают в себя, как правило, расчистку полосы отвода от деревьев, кустарника, дернового покрова, гумусного слоя, пней, камней, осушение переувлажнённых и заболоченных территорий и рыхление очень прочных грунтов. Для выполнения этих работ могут использоваться как машины общего назначения, так и специальные машины, к числу которых относят:

Кусторезы – срезают деревья, кустарник и подлесок, а также дерн, укладывая срезанный материал в боковые валки вдоль расчищаемой полосы.

Корчеватели – выкорчевывают крупные пни, корни и камни, а корчеватели-сборатели выкорчёвывают объекты меньшего размера и сдвигают их вместе с материалом, собранным кусторезами, на границы участка. Для срезки и корчёвки растительности может использоваться и бульдозерное оборудование общего назначения.

Рыхлители – разрушают прочные грунты перед разработкой. Обычно они не являются самостоятельными машинами, а составляют часть бульдозерно-рыхлительных агрегатов.

Экскаваторы (траншейные или одноковшовые), входящие в группу машин для основных работ, а также различные *насосные установки* используют для водопонижения или осушения.

Основные земляные работы составляют подавляющую долю общего объема земляных работ и заключаются в разработке, перемещении, укладке и уплотнении грунтов в инженерных сооружениях и придании им проектных размеров.

Бульдозеры разрабатывают и перемещают грунты на расстояние до 100...200 м, разравнивают материал перед уплотнением, предварительно профилируют грунтовые сооружения. Их также используют для увеличения силы тяги других машин.

Скреперы разрабатывают грунты самостоятельно или с помощью бульдозеров, перевозят грунт в своём ковше на расстояние до 5...7 км и отсыпают его слоями.

Автогрейдеры сооружают невысокие насыпи из грунта, срезаемого в боковых резервах, равняют грунтовые поверхности перед уплотнением и стабилизацией и после них, доводят до проектных отметок продольные и поперечные профили грунтовых сооружений.

Грейдеры-элеваторы отсыпают грунтовые насыпи из боковых резервов либо разрабатывают грунт и загружают его в транспортные средства.

Одноковшовые экскаваторы строительных размеров разрабатывают скальные грунты любой прочности и грузят их в транспортные средства.

Траншеекопатели отрывают траншеи для мелиоративных систем, трубопроводов и коммуникационных сетей.

Грунтосмесительные машины повышают прочность и несущую способность грунта, смешивая его с органическими или минеральными добавками.

Уплотняющее оборудование (грунтовые катки, трамбовки и штампы) уплотняют грунт, уложенный в транспортные сооружения, повышая их водонепроницаемость, несущую способность и прочность.

По цикличности рабочего процесса различают машины с

непрерывным и циклическим рабочими процессами.

Непрерывный рабочий процесс представляет собой одну операцию, во время которой машина работает при постоянной нагрузке в установившемся режиме, останавливаясь только по организационным или техническим причинам (смена персонала, осмотр, техническое обслуживание, авария и т.п.).

Циклический рабочий процесс состоит из чередующихся рабочих, подготовительных и вспомогательных операций.

1.5. Основные параметры землеройных машин

Производительность – количество продукции, изготовленной с помощью машины в единицу времени:

$$П = \frac{Q}{T};$$

где Q - количество продукции, произведенной с помощью машины за время T .

Теоретическая производительность рассчитывается в допущении, что машина работает непрерывно, на пределе своих технических возможностей. Теоретическая производительность машины зависит только от её технических характеристик.

Эксплуатационная производительность рассчитывается с учётом реально допустимых скоростей, возможностей рабочих органов, неравномерности рабочих нагрузок, уровня организации производства, квалификации оператора, климатических условий, надёжности машины. Перечисленные факторы носят случайный характер, поэтому эксплуатационная производительность является случайной величиной, оцениваемой математическим ожиданием и вероятностью. Влияние случайных факторов при расчёте эксплуатационной производительности машины, как правило, учитывают с помощью коэффициентов:

- k_e – коэффициент использования машины по времени в течение смены (50 рабочих минут в час – 0,83; 45 – 0,75; 40 – 0,67);
- $k_{кв}$ – коэффициент учёта квалификации оператора (высокий – 1,00, средний – 0,75, низкий – 0,60);
- $k_{вид}$ – коэффициент влияния видимости (при дожде и снеге, в

тумане, темноте или пыли $k_{вид} = 0,8$);

- $k_{тр}$ – коэффициент влияния типа трансмиссии (для автоматической коробки передач $k_{тр} = 1$, для коробки с ручным переключением передач $k_{тр} = 0,8$).

При сравнении технических возможностей машин одного назначения целесообразно пользоваться их теоретической производительностью.

Техническая характеристика – набор свойств, характеризующих как машину в целом, так и ее отдельные агрегаты. Состав технической характеристики достаточно подробен и определен ГОСТ.[♦] На практике для сопоставления машин одного типа обычно используют главный параметр, дающий общее представление о технических возможностях сравниваемых машин. Его же используют для объединения машин одного типа в размерные группы. Бульдозеры, кусторезы, корчеватели, рыхлители делят по силе тяги, скреперы и погрузчики – по объему ковша, автогрейдеры и одноковшовые экскаваторы - по массе.

Масса предопределяет тяговые возможности и устойчивость землеройной машины, а также её стоимость.

Различают конструктивную, отгрузочную и эксплуатационную массы. Конструктивная масса – масса полностью собранной, оснащенной, но не заправленной машины. ГОСТ[♦] также определяет понятия отгрузочной и эксплуатационной массы.

Мощность установленных на машине двигателей определяет скорость выполнения машиной основных и вспомогательных операций. Для сравнительного анализа эффективности их использования можно использовать удельную мощность $E_{уд}$, т.е. частное от деления мощности двигателя N_e на другой параметр машины, например, на её теоретическую производительность $\Pi_{теор}$:

$$E_{уд} = \frac{N_e}{\Pi_{теор}}$$

Размеры определяют мобильность, маневренность,

[♦] Более подробно см. [11].

транспортабельность и способность машины работать в стеснённых условиях (рис.1.5), а также её производственные возможности.

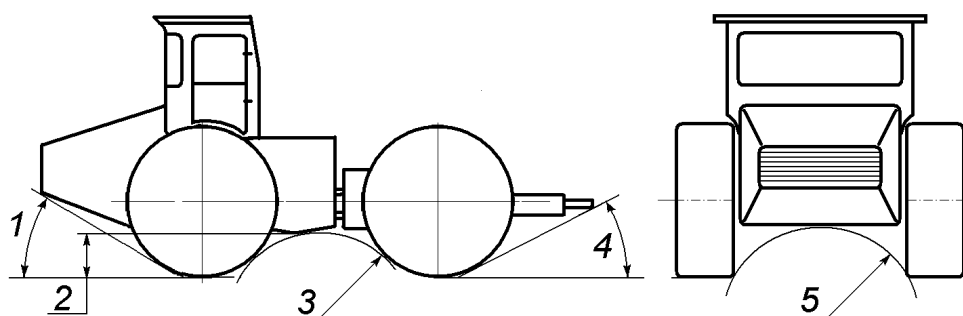


Рис. 1.5. Размеры, определяющие проходимость машины:
1 – угол въезда; 2 – дорожный просвет; 3 – радиус продольной проходимости; 4 – угол съезда; 5 – радиус поперечной проходимости

Размеры рабочего органа землеройной машины связаны с её производительностью. Для экскаватора, скрепера, погрузчика это – ёмкость ковша; для бульдозера, автогрейдера, кустореза – длина, высота и форма отвала; для рыхлителя и корчевателя – количество и вылет зубьев.

Габаритные размеры (длина, ширина, высота) определяют, главным образом, транспортабельность машин, т.е. возможность их перевозки по транспортным магистралям общего назначения.

Рабочие размеры определяют возможность использования машин в стеснённых условиях. С этих позиций наиболее важны колея и база ходового оборудования, радиусы поворота по колее и выступающей точке.

Размеры рабочей зоны дополнительно характеризуют производственные возможности одноковшовых экскаваторов и фронтальных погрузчиков. Для одноковшовых экскаваторов существенными являются:

- максимальный вылет ковша;
- максимальный вылет ковша на уровне земли;
- максимальная глубина копания;
- максимальная высота копания;
- максимальная высота выгрузки;
- максимальная глубина при копании траншеи с дном, плоским на длине 610 мм;
- минимальный вылет рабочего оборудования.

Для одноковшовых фронтальных погрузчиков существенными являются:

- угол опрокидывания ковша при выгрузке;
- угол запрокидывания ковша на максимальной высоте подъема;
- угол запрокидывания ковша в транспортном положении;
- угол запрокидывания ковша на уровне земли;
- высота днища ковша, поднятого на максимальную высоту;
- высота выгрузки при максимальном угле опрокидывания;
- глубина копания;
- максимальный вылет ковша при транспортировании материала;
- вылет ковша, опрокинутого на максимальной высоте подъема.

Для каждого типа машин и рабочих органов существует достаточно узкий диапазон значений массы, мощности и размеров, в которых машина наиболее эффективна.

1.6. Основы тягового расчёта землеройных машин

Взаимодействие колесного или гусеничного движителя[♦] с опорной поверхностью (рис.1.6) приводит к возникновению силы тяги, которую используют для полезной работы.

Уравнение тягового баланса устанавливает соответствие свободной силы тяги машины $T_{св}$ сумме сопротивлений на ее рабочих органах $W_{раб}$:

$$T_{св} = W_{раб}.$$

Свободную силу тяги и фактическую скорость движения машины, необходимые при оценке её производительности, определяют с помощью тягового расчёта.

Свободную силу тяги $T_{св}$ рассчитывают по формуле

$$T_{св} = (P_{дв} - W_{дв}),$$

где $P_{дв}$ – движущая сила (сила, возможная по величине крутящего момента, развиваемого движителем); $W_{дв}$ – собственное сопротивление машины движению по опорной поверхности.

[♦] Движитель - элемент ходового оборудования, создающий силу тяги.

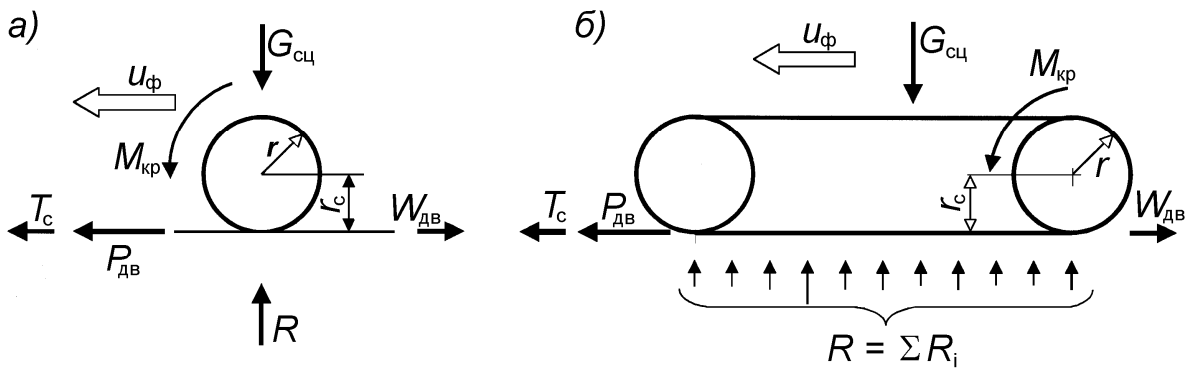


Рис.1.6. Схема к тяговому расчёту колеса (а) и гусеницы (б)

Движущую силу $P_{дв}$ определяют по формуле

$$P_{дв} = \frac{M_{кр}}{r_c},$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, развиваемый двигателем; r_c – силовой радиус двигателя (расстояние по вертикали от оси вращения колеса или звездочки до пятна контакта).

Работоспособность землеройной машины в тяговом режиме обеспечена, если свободная сила тяги больше силы тяги, возможной по сцеплению \diamond , чему соответствует неравенство

$$T_{св} \geq G_{сц} \varphi_{сц},$$

где $G_{сц}$ – сцепная сила тяжести (часть общей силы тяжести машины, приходящаяся на её двигатель – гусеницы или ведущие колёса); $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления двигателя с опорной поверхностью;

Примерное значение крутящего момента $M_{кр}$, развиваемого двигателем, рассчитывают по формуле

$$M_{кр} = \frac{30N_e i_{тр} \eta_{тр}}{\pi n_e},$$

где $i_{тр}$ – передаточное число ходовой трансмиссии на низших передачах; $\eta_{тр}$ – КПД ходовой трансмиссии; N_e – мощность двигателя при номинальных оборотах; n_e – частота вращения вала двигателя, при которой он развивает номинальную мощность, c^{-1} .

Силовой радиус гусеничного двигателя равен радиусу

\diamond Т.е. машина обладает запасом силы тяги по мощности.

начальной окружности ведущего зубчатого колеса. Для пневмоколесного движителя его рассчитывают по формуле

$$r_c = \xi \left(b_{\text{ш}} + \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right),$$

где: ξ - коэффициент эластичности пневматического колеса (для шин низкого давления $\xi = 0,935$, для шин высокого давления $\xi = 0,950$); $b_{\text{ш}}$ - ширина профиля шины; $d_{\text{ш}}$ - посадочный диаметр обода колеса ($b_{\text{ш}}$ и $d_{\text{ш}}$ входят в условное обозначение шины).

Собственное сопротивление движению машины по опорной поверхности $W_{\text{дв}}$ рассчитывают по формулам:

$$W_{\text{дв}} = W_f + W_\beta + W_j + W_w,$$

$$W_f = G f_{\text{дв}} \cos \beta_{\text{отк}},$$

$$W_\alpha = G \sin \beta_{\text{отк}},$$

$$W_j = \chi \frac{G}{g} \cdot \frac{u_T}{t_{\text{разг}}},$$

$$W_w = k_w (h_{\text{габ}} - e) b_{\text{габ}} v_{\text{ф}}^2,$$

где W_f - сопротивление качению движителя по опорной поверхности, Н; W_β - сопротивление движению вверх или вниз по откосу, Н; W_j - силы инерции, возникающие при трогании с места, Н; W_w - аэродинамическое сопротивление воздуха (при скоростях 10...15 км/ч составляет примерно 0,3% силы тяги), Н; G - часть силы тяжести, приходящаяся на ходовое оборудование, Н; $f_{\text{дв}}$ - коэффициент сопротивления качению движителя по опорной поверхности; $\beta_{\text{отк}}$ - угол между скоростью и горизонтом, град (вверх «+», вниз «-»); χ - коэффициент учета вращающихся масс агрегатов машины ($\chi = 1,3$); u_T - теоретическая скорость движения машины в установившемся режиме, м/с; g - ускорение свободного падения, м/с²; $t_{\text{разг}}$ - ускорение, развиваемое машиной в начале движения и при переходе на высшую передачу (в зависимости от массы машины и величины преодолеваемых внешних сопротивлений $t_{\text{разг}} = 0,2...1,5$ с); k_w - аэродинамический коэффициент (0,6...0,7 Н·сек²/м⁴); $h_{\text{габ}}$ - габаритная высота машины, м; e - дорожный

просвет, м; $b_{габ}$ – габаритная ширина машины, м.

Фактическую скорость движения $u_{ф}$ машины рассчитывают по формулам:

$$u_{ф} = \frac{60\omega_e r_c}{i_{тр}} (1 - \delta),$$

$$\delta = A \frac{W_{раб} + W_{дв}}{G_{сц} \cos\beta_{отк}} + B \left(\frac{W_{раб} + W_{дв}}{G_{сц} \cos\beta_{отк}} \right)^m,$$

где δ – коэффициент буксования движителя по опорной поверхности; A , B , m – эмпирические коэффициенты Н.А.Ульянова, зависящие от типа и свойств движителя и вида и состояния опорной поверхности; $W_{раб}$ – проекция суммы сопротивлений на рабочем органе машины на вектор её скорости, Н; $W_{дв}$ – собственное сопротивление движению машины по опорной поверхности, Н; $G_{сц}$ – сцепная сила тяжести; $\beta_{отк}$ – угол между скоростью и горизонтом.

Уравнение баланса мощности устанавливает соответствие свободной мощности двигателя N_c сумме затрат мощности N_{Σ} , необходимых для преодоления вероятных сопротивлений

$$N_c \eta_{об} = N_{\Sigma},$$

где $\eta_{об}$ – общий КПД всех видов трансмиссий машины.

Свободную мощность двигателя рассчитывают по уравнению

$$N_c = N_e k_{реж} k_{отб},$$

где N_e – мощность двигателя при номинальной частоте вращения коленвала; $k_{реж}$ – коэффициент, учитывающий снижение мощности двигателя из-за неуставившегося режима работы (для строительных и дорожных машин принимают $k_{реж} \approx 0,88$); $k_{отб}$ – коэффициент, учитывающий отбор мощности двигателя на работу вспомогательных устройств и механизмов машины[♦] ($k_{отб} \approx 0,7$);

В общем виде сумму затрат мощности двигателя землеройной машины N_{Σ} можно описать уравнениями:

$$N_{\Sigma} = N_{раб} + N_{дв} + N_{\delta},$$

[♦] Более подробно см. [1].

$$N_{\text{раб}} = W_{\text{раб}} u_{\text{ф}},$$

$$N_{\text{дв}} = W_{\text{дв}} u_{\text{ф}},$$

$$N_{\delta} = P_{\text{дв}} (u_{\text{т}} - u_{\text{ф}}),$$

где $N_{\text{раб}}$, $N_{\text{дв}}$, N_{δ} – затраты мощности соответственно на преодоление сопротивлений, возникающих на рабочем органе, сопротивлений собственному движению машины и работу буксования.

1.7. Тенденции развития машин для земляных работ

Техническое совершенствование машин для земляных работ имеет целью повысить их эффективность за счет сокращения продолжительности рабочего цикла и снижения утомляемости оператора. Это достигается за счет мероприятий, группирующихся по следующим направлениям:

- улучшение условий труда: повышение комфортности и безопасности кабин, автоматизация систем контроля и управления, более удобное расположение органов управления и снижение усилий на рукоятках, увеличение обзорности, отопление, принудительная вентиляция и кондиционирование кабин, улучшение звуко- и виброизоляции, защита кабины конструкциями FOPS - при падении тяжелых предметов, и ROPS - при опрокидывании машины;
- сокращение простоев: повышение надежности машин, улучшение качества очистки и увеличение срока службы рабочих жидкостей, расширенный контроль технического состояния машин, автоматическая диагностика их агрегатов и систем, снижение трудоемкости и увеличение периодичности технических обслуживаний, увеличение заправочных емкостей;
- расширение технических возможностей: увеличение мощности силовых установок, рабочих и транспортных скоростей, маневренности, тяговых усилий, давлений в гидросистемах, использование быстродействующих захватов и быстроразъемных соединений для быстрой смены рабочих органов;
- повышение экологической безопасности: снижение токсичности выхлопа двигателей внутреннего сгорания, изоляция интенсивных источников шума, применение щадящих опорную поверхность

пневмоколес пониженного давления, резиновых гусениц и т.п., использование рабочих жидкостей – безвредных или разлагающихся на открытом воздухе на безвредные компоненты, исключение утечек рабочих жидкостей благодаря надёжным быстроразъемным соединениям.

Для машин, которые предполагается эксплуатировать в районах с очень холодным климатом, необходимы утепленные обогреваемые кабины с двойным или тройным остеклением, рабочие жидкости, смазки и топлива со специальными присадками и резинотехнические изделия с высоким содержанием натурального каучука, не теряющие эластичности и прочности при низких температурах. Их металлические конструкции следует изготавливать из нехладноломких сталей.

1.8. Вопросы для самопроверки

1. Назовите три характеристики грунта, по которым можно оценить его прочность.
2. Назовите основные виды грунтовых транспортных сооружений.
3. Какой показатель характеризует категорию автомобильной дороги?
4. Почему теоретическая производительность отличается от эксплуатационной?
5. Какое свойство землеройной машины должно иметь большее значение: тяга по мощности или тяга по сцеплению?
6. Почему фактическая скорость машины отличается от теоретической?
7. Какими свойствами должны обладать детали машины, работающей в Заполярье?

2. КУСТОРЕЗЫ ПАССИВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Кусторезы используют для очистки площадей, отводимых под земляные работы, от кустарника и мелколесья с толщиной стволов на уровне земли до 10...15 см.

2.1. Классификационные признаки

Кусторез пассивного действия фактически представляет собой

гусеничный бульдозер, оснащённый специальным кусторезным отвалом и механизмом его крепления, поэтому главным классификационным признаком таких машин является сила тяги базового промышленного трактора в кН[♦].

2.2. Устройство

Отличительной особенностью кустореза пассивного действия является особая форма его отвала (рис. 2.1 и 2.2), созданного для срезания дёрна, кустарника и подлеска.

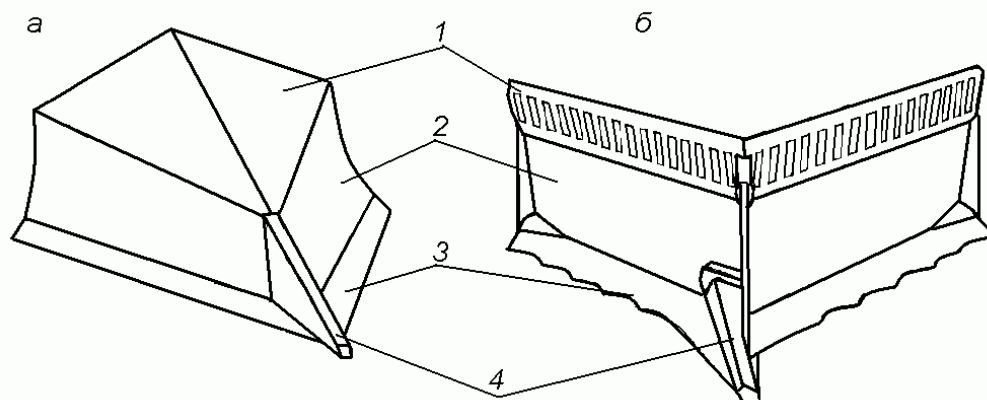


Рис. 2.1. Клиновидный (а) и двухкорпусной (б) кусторезные отвалы:
1 – защитная конструкция; 2 – отвальная поверхность; 3 –режущая кромка; 4 – колун

Несмотря на различия в конструкции эти отвалы обязательно оснащены выступающим вперёд колуном.

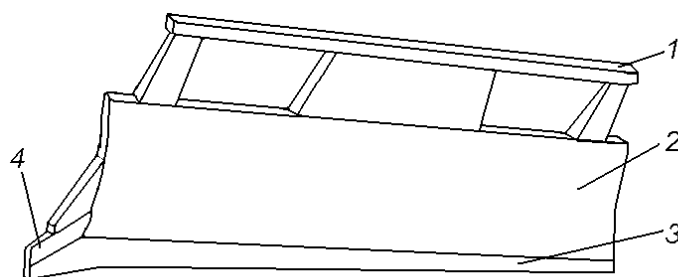


Рис. 2.2. Однокорпусной кусторезный отвал:
1 – защитная конструкция; 2 – отвальная поверхность; 3 –режущая кромка; 4 – колун

Во время работы трактор движется вперёд, при этом раскалывая и расщепляя колуном древесные стволы, срезая режущими кромками (ровными или пилообразными) дёрн,

[♦] Более подробно см. [8].

кустарник и подлесок, и сгребая отвальными поверхностями срезанный материал с очищаемой полосы и сдвигая его в боковые валики. Движение срезанного материала вдоль отвала возможно, если острый угол между его режущей кромкой и скоростью машины не меньше 40° . Кабина и капот тягача защищены от падающих стволов и сучьев конструкцией FOPS, а механизм крепления отвала к трактору закрыт кожухом или защищён решёткой.

Кусторезный отвал соединен с тягачом универсальной толкающей рамой. Её концы прикреплены к упряжным шарнирам гусеничных тележек, а средняя часть подвешена на гидроцилиндрах подъема/опускания отвала (рис. 2.3).

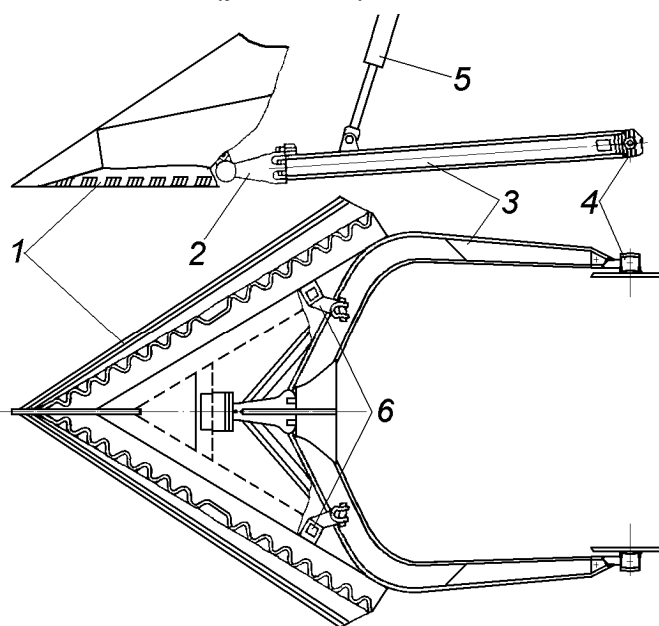


Рис.2.3. Рабочее оборудование кустореза:

1 – клиновидный кусторезный отвал; 2 – цапфа центрального сферического шарнира; 3 – универсальная толкающая рама; 4 – упряжные шарниры; 5 – гидроцилиндры подъёма/опускания отвала; 6 – амортизационное устройство

Между задними стенками правого и левого крыльев отвала и толкающей рамой помещены амортизационные устройства, исключающие их удары друг о друга и ограничивающие колебания отвала в поперечной плоскости. Они позволяют отвалу немного покачиваться относительно толкающей рамы, приспособляясь к рельефу местности. Двухкорпусные и однокорпусные отвалы навешивают на базовый тягач с использованием тех же устройств и механизмов, что и клиновидный отвал.

При рабочем проходе двухкорпусной кусторезный отвал сдвигает материал в обе стороны от расчищенного прохода, а однокорпусной отвал, повернутый под углом, – в одну сторону. Окончательную эвакуацию срезанного материала с очищаемой площадки осуществляют обычными бульдозерами или корчевателями–собираателями.

2.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Расчётные усилия. Усилие, опасное для прочности кусторезного оборудования, может возникнуть, если во время прямолинейного равномерного движения машины с запертыми гидроцилиндрами кусторезный отвал, находящийся в рабочем положении, ударится колуном в непреодолимое препятствие. Остов отвала, толкающая рама, подкосы, раскосы, тяговые и упряжные шарниры, болтовые и сварные соединения должны выдержать усилие $W_{\text{расч}}$ (Н), направленное вдоль вектора скорости машины

$$W_{\text{расч}} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} + u_{\text{ф}} \sqrt{M C_{\Sigma}},$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести машины, Н; φ_{max} – коэффициент сцепления, соответствующий началу полного буксования движителя (по данным Н.А.Ульянова[♦] на плотном свежесрезанном грунте при относительной влажности 0,7...1,0 для гусениц $\varphi_{\text{max}} = 0,95...1,0$); $u_{\text{ф}}$ – фактическая скорость машины в момент столкновения с препятствием, м/с; M – общая масса машины, кг; C_{Σ} – суммарная жёсткость рабочего оборудования и препятствия, Н/м.

Суммарную жёсткость кусторезного оборудования и препятствия C_{Σ} определяют по формуле

$$C_{\Sigma} = \frac{C_{\text{ро}} C_{\text{пр}}}{C_{\text{ро}} + C_{\text{пр}}},$$

где $C_{\text{ро}}$ – жёсткость рабочего оборудования, Н/м; $C_{\text{пр}}$ – жёсткость препятствия, Н/м.

Примерную жёсткость кусторезного оборудования отвального типа $C_{\text{ро}}$ (Н/м) рассчитывают по формуле

[♦] Более подробно см. [15].

$$C_{po} = \tau_{ж} G,$$

где $\tau_{ж}$ – удельная жёсткость навесного оборудования ($\tau_{ж} = 90 \dots 100 \text{ м}^{-1}$); G – общая сила тяжести машины, Н.

При ударе в ствол сосны диаметром 0,3 м на высоте 0,15 м от земли жёсткость препятствия составит примерно 170 Н/м, а при диаметре 0,7 м в той же ситуации – около 900 н/м.

Теоретическую производительность кустореза Π_T , $\text{м}^2/\text{с}$, рассчитывают по формулам:

- при работе без холостых* проходов:

$$\Pi_T = \frac{b_3 L_3}{(2t_p + t_{ман}) n_{пов} k_{пер}},$$

- при работе с холостыми проходами:

$$\Pi_T = \frac{b_3 L_3}{(t_p + t_x + t_{ман}) n_{пов} k_{пер}},$$

где b_3 – ширина полосы, очищаемой за один проход, м; L_3 – длина очищаемой полосы (захватки), м; t_p , t_x , $t_{ман}$ – затраты времени (с) на соответственно расчистку прохода, холостое движение, маневрирование в конце прохода ($t_{ман} \approx 10$ с); $n_{пов}$ – число повторных проходов по одному следу, необходимое для полного удаления растительности (табл. 2.1); $k_{пер}$ – коэффициент перекрытия проходов, учитывающий фактическое уменьшение ширины захвата при перекрытии соседних проходов, $k_{пер} \approx 1,15$.

Время расчистки одного прохода t_p (с) определяют по выражению

$$t_p = \frac{d_{дер} n_{дер}}{u_{ср}} + \frac{L_3 - d_{дер} n_{дер}}{u_{пр}},$$

где $d_{дер}$ – средний по участку диаметр дерева, м; $n_{дер}$ – среднее по участку число деревьев, растущих в полосе одного прохода; $u_{ср}$ – скорость движения кустореза при срезании дерева, м/с; $u_{пр}$ – скорость кустореза на прочих операциях, м/с.

* Во время холостого прохода машина возвращается от конца участка к его началу (обычно задним ходом), не выполняя рабочих операций.

Таблица 2.1

Определение числа проходов $n_{пов}$

Порода деревьев	Число проходов по одному следу		
	1	2	3
	Диаметр стволов в м		
Сосна	Менее 0,25	0,25...0,30	0,35...0,400
Береза	Менее 0,13	0,13...0,25	0,25...0,350
Дуб	Менее 0,08	0,08...0,95	0,95...0,125

Скорость кустореза $u_{ср}$ при срезании дерева определяют по выражению

$$u_{ср} = u_T (1 - \delta_{ср}),$$

а скорость $u_{пр}$ на прочих операциях – по выражению

$$u_{пр} = u_T (1 - \delta_{пр}),$$

где u_T – теоретическая скорость машины, м/с; $\delta_{ср}$ – коэффициент буксования движителя при срезании дерева; $\delta_{пр}$ – коэффициент буксования движителя при выполнении прочих работ, не связанных со срезанием стволов деревьев.

Коэффициент буксования рассчитывают по формуле

$$\delta_{ср} = A \frac{W_{общ}}{R_Z} + B \left(\frac{W_{общ}}{R_Z} \right)^m,$$

где A , B и m – эмпирические коэффициенты (для гусеничного тягача на плотном свежесрезанном грунте $A = 0,05$, $B = 1,76$, $m = 12$); $W_{общ}$ – общее сопротивление, преодолеваемое кусторезом при работе, Н; R_Z – опорная реакция грунта на движитель машины, Н.

Общее сопротивление $W_{общ}$, преодолеваемое кусторезом с гидроцилиндрами подъёма/опускания отвала, складывается из сопротивления ствола дерева срезанию $W_{ср}$, сопротивления грунта резанию $W_{рез}$, сопротивления призмы волочения перемещению $W_{пр}$, силы трения призмы волочения об отвал $W_{тр}$, сопротивления движению машины по опорной поверхности $W_{дв}$:

$$W_{общ} = W_{ср} + W_{рез} + W_{пр} + W_{тр} + W_{дв}.$$

На практике величина каждого из перечисленных сопротивлений не является постоянной. Сопротивление срезанию

дерева скачкообразно изменяется от нуля до максимума и, наоборот, с частотой, определяемой количеством древесных стволов на пути машины. Прочие сопротивления колеблются в относительно стабильном диапазоне значений.

Сопротивление древесного ствола срезанию отвалом кустореза определяют по выражению

$$W_{\text{ср}} = \frac{\sigma_{\text{ср}} \pi d_{\text{ств}}^2}{4},$$

где $\sigma_{\text{ср}}$ – предел прочности древесины на срез поперек волокон (для дуба $\sigma_{\text{ср}} = 49$ МПа, для сосны $\sigma_{\text{ср}} = 4,9$ МПа).

Для определения прочих слагаемых общего сопротивления, преодолеваемого кусторезом в рабочем режиме, используют выражения:

- для кустореза с симметричным двухкорпусным отвалом:

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} b_3 h_{\text{коп}},$$

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} g \mu_{\text{пр}},$$

$$W_{\text{тр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} g \mu_{\text{гр}} \mu_{\text{ст}},$$

- для кустореза с косо поставленным однокорпусным отвалом:

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} b_3 h_{\text{коп}} \sin \gamma,$$

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} g \mu_{\text{гр}} \sin \gamma,$$

$$W_{\text{тр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} g \mu_{\text{гр}} \mu_{\text{ст}} \cos \gamma,$$

и независимо от типа отвала

$$W_{\text{дв}} = G (f_{\text{дв}} \cos \beta + \sin \beta),$$

где $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление лобовому резанию грунта, Па (для грунта I категории $K_{\text{рез}} \approx 68$ КПа, II категории – 108 КПа, III категории – 167 КПа); b_3 – ширина очищаемой полосы захвата, м; $h_{\text{коп}}$ – глубина копания, м (до 0,2 м); $V_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения, м³; $\rho_{\text{пр}}$ – плотность материала призмы волочения, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\mu_{\text{гр}}$ – коэффициент трения грунта призмы волочения по подстилающему грунту (для связных грунтов 0,5, для несвязных 0,7...1,0); γ – угол захвата ($\gamma = 45...50^\circ$); $\mu_{\text{ст}}$ – коэффициент трения стали о грунт (для песков и супесей 0,35,

для легких суглинков 0,5, для тяжелых суглинков 0,8); $f_{дв}$ – коэффициент сопротивления движению (табл. 2.2); β – угол наклона местности к горизонту, град. (зависит от рельефа местности; на уклонах более 10° рабочие проходы рекомендуется совершать, двигаясь под уклон).

Объем призмы волочения перед кусторезным отвалом рассчитывают по формуле

$$V_{пр} = k_{зап} l_{кр} (h_{отв} - h_{коп})^2,$$

где $k_{зап}$ – коэффициент заполнения отвала ($k_{зап} = 0,7$); $l_{кр}$ – общая длина режущей кромки, м; $h_{отв}$ – общая высота кусторезного отвала, м; $h_{коп}$ – средняя глубина копания, м.

Таблица 2.2

Значения коэффициента сопротивления движению

Опорная поверхность	Коэффициент сопротивления движению	
	гусеницы	шины
Грунтовая сухая дорога	0,07	0,06
Сухой или влажный песок	0,15	

Призма волочения, формирующаяся перед кусторезным оборудованием отвального типа, состоит, как правило, из смеси древесной массы и срезанного грунта, поэтому её среднюю плотность рассчитывают по формуле

$$\rho_{пр} = \sum_{i=1}^m \alpha_i \rho_i,$$

где α_i – содержание i – го материала в призме волочения, десятые доли общего объёма призмы; ρ_i – плотность i – го материала, кг/м^3 ; m – количество материалов, слагающих призму волочения.

Сопротивление срезанию $W_{ср}$ (Н), которое кусторез может преодолеть без остановки, определяют по выражению

$$W_{ср} = G_{сц} \varphi_{опт} + u_{ф} \sqrt{M C_{\Sigma}} - (W_{рез} + W_{пр} + W_{тр} + W_{дв}).$$

Максимальный диаметр древесного ствола d_{max} (м), который кусторез срежет, не останавливаясь, составит

$$d_{max} = 2 \sqrt{\frac{W_{ср}}{\sigma_{ср} \pi}}.$$

Плотность материалов, которые могут оказаться в призме волочения, составляет, кг/м³:

Древесина свежесрубленная.....	900
Песок сухой.....	1420
Песок и глина.....	1600
Песок влажный	1690
Песок мокрый.....	1840
Грунт обычный сухой.....	1500
Грунт обычный влажный.....	1600
Грунт обычный мокрый.....	1900
Гравий.....	1600

2.4. Вопросы для самопроверки

1. По какому признаку классифицируются кусторезы?
2. Перечислите основные элементы кусторезного оборудования и отвала.
3. Опишите ситуацию, рассматриваемую при расчёте критических нагрузок.
4. Почему при расчёте критических нагрузок нужно рассчитывать суммарную жёсткость металлоконструкции кустореза и препятствия?
5. Какие факторы влияют на рабочую скорость кустореза?
6. Перечислите операции, из которых складывается рабочий цикл кустореза.

3. КОРЧЕВАТЕЛИ РЫЧАЖНОГО ТИПА

Корчеватели рычажного типа предназначены для извлечения из грунта крупных камней, корней и пней на площадях, отведенных под сооружение объектов транспортной инфраструктуры.

3.1. Классификационные признаки

Корчеватели рычажного типа производятся мелкими сериями, поэтому общепризнанных классификационных схем для них не создано. К наиболее очевидным классификационным признакам, по которым можно группировать машины этого типа, можно отнести их массу, определяющую размеры и прочность рабочего

оборудования, и мощность силовой установки, определяющую величину создаваемого корчующего усилия.

3.2. Устройство

Навесным корчующим оборудованием рычажного типа (рис. 3.1) комплектуют промышленные гусеничные трактора.

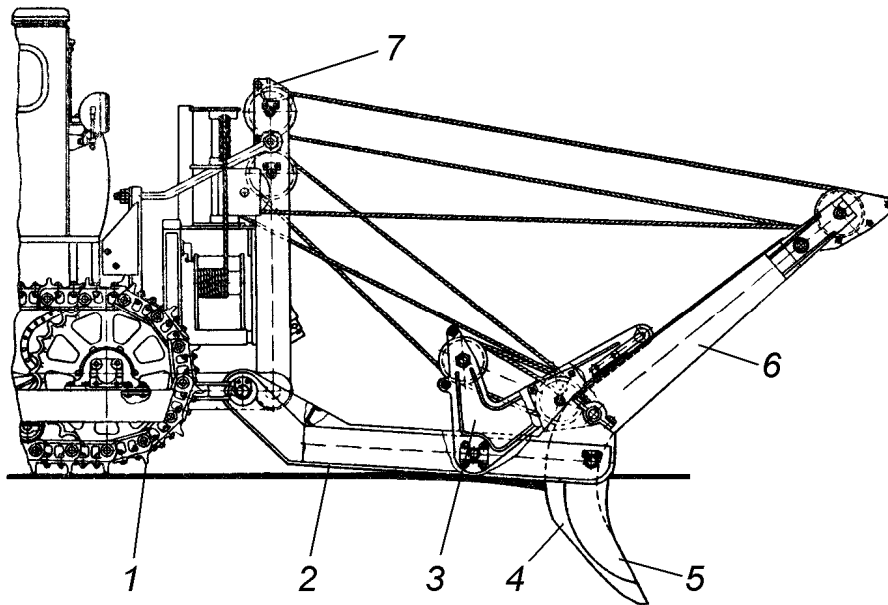


Рис. 3.1. Корчеватель рычажного типа с канатно-блочным приводом корчующего оборудования:

1 – базовый трактор; 2 – рама; 3 – малый рычаг; 4 – зуб корчующего рычага; 5 – клык-собирающий; 6 – корчующий рычаг; 7 – полиспаст привода корчующего оборудования

Корчующее оборудование с канатно-блочным приводом состоит из корчующего рычага с двумя корчующими зубьями, двух клыков – собирателей, закрепленных на рабочей раме, которая соединена с задним мостом тягача сцепным устройством, лебедки, стойки с набором шкивов и малого двуплечего рычага, соединенного осью с рабочей рамой. На коротком плече малого рычага расположен шкив полиспаста, а длинный рычаг скользит по направляющим, закреплённым на корчующем рычаге. Такая схема позволяет возвращать корчующий рычаг с помощью канатно-блочного полиспаста в исходное для корчевания положение.

Корчующий рычаг – сварная конструкция из двух продольных балок, соединенными между собой поперечинами. Малые плечи балок имеют форму корчующих зубьев. Корчующий рычаг может

свободно поворачиваться на оси, закрепленной в проушинах рабочей рамы. Усилие, которое корчеватель может благодаря соотношению плеч корчующего рычага развивать на зубьях, позволяет выкорчевывать пни диаметром более 1 м.

Перед корчевкой корчующий рычаг поворачивают по часовой стрелке и контуры его зубьев совмещаются с контурами клыков–собираателей. За 1...1,5 м до объекта оборудование опускают на грунт и при движении задним ходом зубья корчующего рычага и клыки–собираатели врезаются в грунт и подводятся под корчующий объект. Рабочая рама корчевателя при этом ложится на землю. Затем корчующий рычаг поворачивают полиспастом и его зубья извлекают корчующий объект на поверхность. Возникающие при этом нагрузки через раму и клыки-собираатели передаются на грунт, минуя остов базового тягача, а погруженные в грунт клыки–собираатели удерживают машину на месте. При корчевке пней небольшого диаметра или со слабой корневой системой корчующие зубья и клыки–собираатели заглубляют под пень, после чего сдвигают его толкающим усилием трактора без подъема или с одновременным подъемом рабочей рамы вместе с корчующим рычагом. В исходное для корчевания положение корчующий рычаг возвращается малым рычагом.

3.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Расчётные усилия. Единственными узлами корчевателя, которые при работе подвергаются разрушающим нагрузкам, являются корчующие зубья, корчующий рычаг, а также пальцы и проушины шарнирных соединений рычага с рабочей рамой и элементами силового привода. Наиболее опасной для их прочности является встреча зубьев корчующего рычага с непреодолимым препятствием (рис. 3.2). Максимальные напряжения в опасном сечении корчующего рычага создаются силой $P_{пр}$, развиваемой приводом его поворота, а сопротивление корчеванию $W_{кор}$, преодолеваемое рычагом, рассчитывают по равенству моментов

$$W_{кор} a = P_{пр} b,$$

где a и b – плечи действия сил $W_{кор}$ и $P_{пр}$.

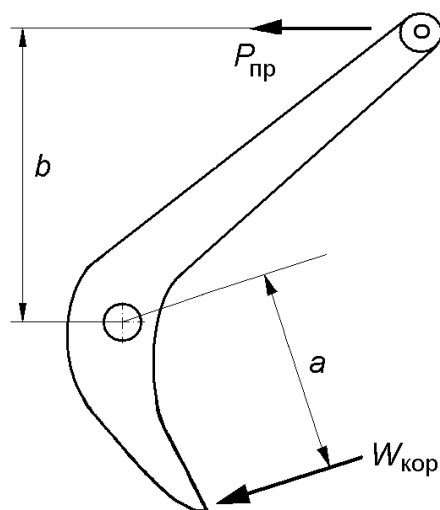


Рис. 3.2. Схема к определению расчётной силы корчующего зуба

Теоретическая производительность корчевателя рычажного типа Π зависит от количества объектов, корчующих на отведённой территории $n_{об}$, продолжительности корчевания одного объекта $t_{кор}$ и времени $t_{ман}$ подхода к каждому объекту:

$$\Pi = n_{об} (t_{кор} + t_{ман}).$$

Известно, что корчеватель рычажного типа мощностью 75 кВт с канатно-блочным приводом оборудования за час извлекает на тяжелом суглинке около 80...90 пней диаметром 0,35...0,75 м при засорённости 700 пней/га или до 18 м³ камней объемом 0,75...2,0 м³ каждый при засорённости 300 камней/га.

4. КОРЧЕВАТЕЛИ-СОБИРАТЕЛИ

Корчеватели-собиратели предназначены для корчевки пней и расчистки грунта от корней и крупных камней с частичным рыхлением грунтов, а также удаления поваленных деревьев, срезанного кустарника и выкорчёванных корневищ. Корчеватели-собиратели удаляют пни, разрывая корни за счёт толкающего усилия трактора и одновременного подъёма рабочего оборудования гидроцилиндрами. При корчевании, сгребании и перемещении выкорчеванная или срезанная кусторезами древесина перемещается в валы и кучи вместе со срезанной почвой.

4.1. Классификационные признаки

Как и кусторезы пассивного действия, корчеватели-собиратели

представляют собой гусеничный бульдозер, оснащённый специальным отвалом и механизмом его крепления к базовому тягачу. Поэтому главным классификационным признаком этих машин является сила тяги базового промышленного трактора в кН.

4.2. Устройство

Рабочее оборудование корчевателя–собирателя монтируют перед капотом трактора на толкающей раме. Наиболее простая конструкция (рис. 4.1) представляет собой отвал с рабочей балкой, в прорезях которой крепят рыхлящие зубья.

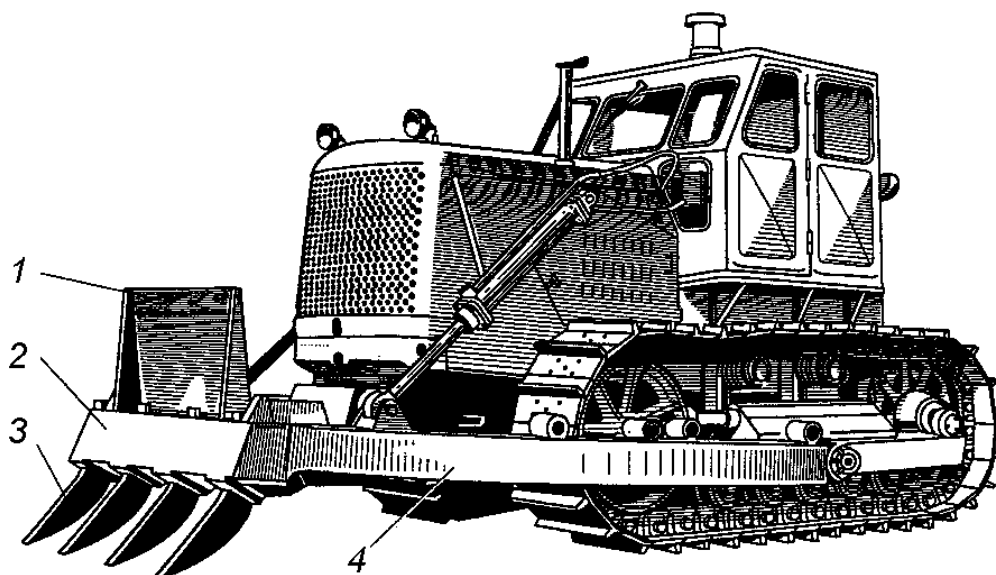


Рис. 4.1. Гусеничный корчеватель–собиратель:

1 – отвал; 2 – рабочая балка; 3 – корчующие зубья; 4 – толкающая рама

Решетчатые отвалы с неподвижными (рис. 4.2) или шарнирно закреплёнными зубьями (рис. 4.3) позволяют снизить рабочие сопротивления и повысить производительность машин.

Корни и мелкие пни извлекаются из земли корчующими зубьями, заглубленными в грунт, срезанная растительность и выкорчеванные объекты собираются отвальной поверхностью и перемещается на границу участка.

4.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

При корчевке крупных пней и камней корчующие зубья за 0,5...0,7 м до объекта заглубляются на максимальную глубину, и затем отвал вместе с толкающей рамой начинает плавно подниматься. Процесс корчевания облегчается, если одновременно

с подъемом отвала можно уменьшать и угол его наклона к горизонту.

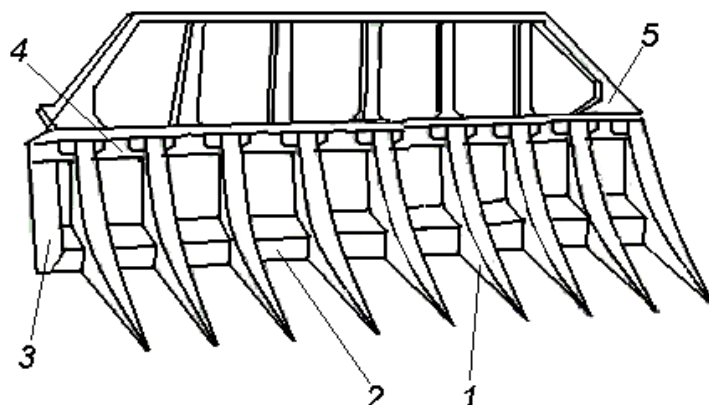


Рис. 4.2. Решётчатый отвал корчевателя–сборателя:

1 – корчующие зубья; 2 – опорный брус; 3 – боковая стенка; 4 – несущий брус; 5 – защитная решётка

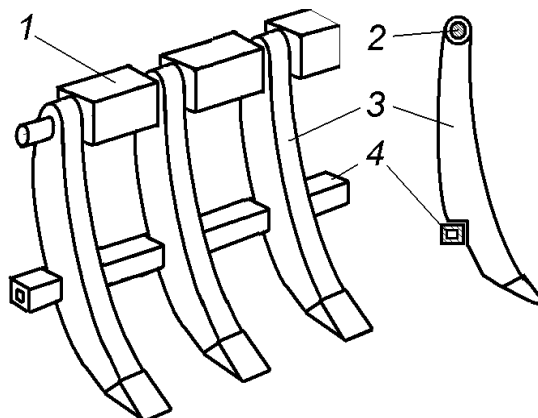


Рис. 4.3. Шарнирное крепление зубьев решётчатого отвала корчевателя–сборателя:

1 – несущий брус; 2 – шарнир; 3 – корчующие зубья; 4 – опорный брус

Расчет рабочего оборудования на прочность выполняется для случая, когда корчеватель, двигаясь вперед, стремится поднять отвал вместе с корчемым объектом (рис. 4.4).

Наименее прочным считают сечение зуба в месте его контакта с толкающим брусом. Изгибающий момент в опасном сечении $M_{изг}$ рассчитывают по формулам:

$$M_{изг} = W_Z b + W_Y h; \quad W_Z = \frac{G l}{a}; \quad W_Y = G_{сц} \varphi_{max} k_{дин},$$

где W_Z – вертикальная составляющая силы рабочего сопротивления, действующая в плоскости чертежа (определяется по уравнению моментов, действующих на корчеватель

относительно передней грани); b, h, l, a – расстояния между точками приложения сил, действующих на агрегат; W_Y – максимальная сила тяги, развиваемая агрегатом; G – общая сила тяжести агрегата; $G_{сц}$ – сцепная сила тяжести агрегата; φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления; $k_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности ($k_{\text{дин}} \leq 2,0$).

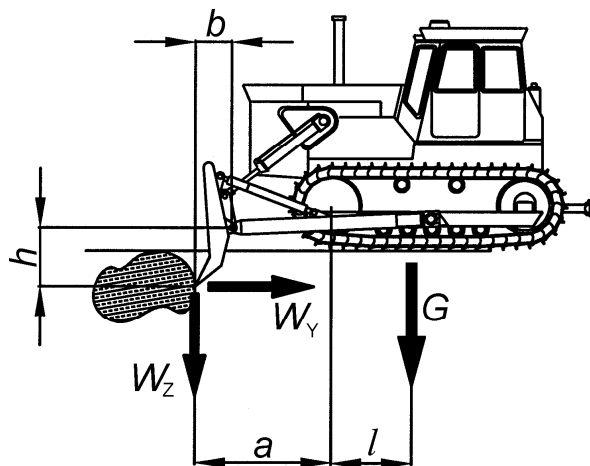


Рис. 4.4. Схема к расчёту разрушающего усилия

Теоретическую производительность корчевателя–собираателя рассчитывают по уравнениям, используемым для кустореза.

Сумму сопротивлений $W_{\text{общ}}$ (Н), преодолеваемых агрегатом при расчистке территории, определяют по формулам:

$$W_{\text{общ}} = W_{\text{рыхл}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{корч}} + W_{\text{тр}} + W_{\text{дв}},$$

$$W_{\text{рыхл}} = K_{\text{рых}} b_{\text{зах}} h_{\text{рых}}$$

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} g \mu_{\text{гр}}$$

$$V_{\text{пр}} = k_{\text{зап}} l_{\text{отв}} h_{\text{отв}}^2$$

$$W_{\text{тр}} = G_{\text{ро}} \mu_{\text{ст}},$$

$$W_{\text{дв}} = G (f_{\text{дв}} \cos\beta + \sin\beta)$$

где $W_{\text{рыхл}}$ – сопротивление грунта рыхлению, Н; $W_{\text{пр}}$ – сопротивление перемещению призмы волочения, Н; $W_{\text{корч}}$ – продольная составляющая сопротивления пней корчеванию, Н (табл. 4.1); $W_{\text{тр}}$ – сила трения рабочего оборудования корчевателя о грунт, Н; $W_{\text{дв}}$ –

сопротивление движению, Н; $K_{рых}$ – удельное сопротивление грунта рыхлению зубьями агрегата, Па (для грунта с корнями кустарника $K_{рых} = 117,72$ КПа); $b_{зах}$ – ширина захвата, м; $h_{рых}$ – глубина рыхления, м; $V_{пр}$ – объем призмы волочения, м³; $\rho_{пр}$ – плотность материала призмы волочения, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\mu_{пр}$ – коэффициент трения грунта призмы волочения по грунтовой поверхности; $k_{зап}$ – коэффициент заполнения отвала ($k_{зап} \approx 0,7$); $l_{отв}$ – длина отвала, м; $h_{отв}$ – высота отвала, м; $G_{ро}$ – сила тяжести рабочего оборудования, Н; $\mu_{ст}$ – коэффициент трения стали о грунт; G – общая сила тяжести агрегата, Н; $f_{дв}$ – коэффициент сопротивления движению корчевателя; β – угол наклона обрабатываемого участка к горизонту.

Таблица 4.1

Сопротивление пней корчеванию

Порода дерева	Сопротивление пней корчеванию, КН, при диаметре, м				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Ель и пихта	17,7	39,2	88,3	147,2	196,0
Осина	18,6	49,1	73,6	152,1	206,0
Береза	19,6	54,0	93,2	157,0	215,8

4.4. Вопросы для самопроверки

1. Для чего корчевателю рычажного типа нужны клыки-собиратели?
2. Какую деталь корчевателя рычажного типа используют для корчевания?
3. Почему рабочие нагрузки практически не передаются на остов базового трактора корчевателя рычажного типа.
4. Перечислите операции, составляющие рабочий цикл корчевателя рычажного типа.
5. Опишите конструкции разных типов отвалов корчевателя-собирателя и назначение элементов отвала.
6. Корчеватель-собиратель: схема и описание расчётного положения.
7. Перечислите операции, составляющие рабочий цикл корчевателя-собирателя, и рассчитайте их продолжительность.

5. РЫХЛИТЕЛИ

Рыхлители предназначены для послойного рыхления сезонно- и вечномёрзлых грунтов и слабых скальных пород и состоят из базовой машины и заднего рыхлительного оборудования. При рыхлении используется тяговое усилие базовой машины. Рыхлители применяют, когда разработка грунта прочими типами землеройных машин невозможна или нежелательна из-за низкой производительности. Рыхлители могут использоваться для разрушения дорожных покрытий, а также, наряду с корчевателями, для удаления корневой системы, остающейся после валки крупных деревьев.

5.1. Классификационные признаки[♦]

Тип ходового оборудования

Гусеничное - базовой машиной рыхлителя является гусеничный трактор.

Колесное - базовой машиной рыхлителя является колесный тягач.

Вид рыхлительного оборудования

Трёхзвенное – при опускании и подъеме зубья поворачиваются относительно точки крепления рамы к базовой машине.

Четырёхзвенное - при опускании и подъеме зубьев их продольная ось может лишь незначительно отклоняться от своего первоначального положения.

Параллелограммное – четырехзвенное оборудование, у которого продольная ось зубьев постоянно остается параллельной своему первоначальному положению.

С регулируемым углом рыхления – оснащено устройством регулирования угла рыхления.

С нерегулируемым углом рыхления – устройства регулирования угла рыхления не предусмотрены.

[♦] Более подробно см. [5].

Способ крепления рыхлящих зубьев

С шарнирным креплением зубьев – крепление зубьев допускает их поворот в горизонтальной плоскости относительно продольной оси рыхлителя.

С жёстким креплением зубьев – крепление зубьев исключает возможность их поворота в горизонтальной плоскости относительно продольной оси рыхлителя.

Количество рыхлящих зубьев

Однозубый рыхлитель – машина с одним рыхлящим зубом.

Многозубый рыхлитель – машина более чем с одним рыхлящим зубом.

5.2. Устройство

Как правило, оборудование рыхлителя монтируют на гусеничных бульдозерах, а получающиеся в итоге машины называют бульдозерно–рыхлительными агрегатами (рис. 5.1).

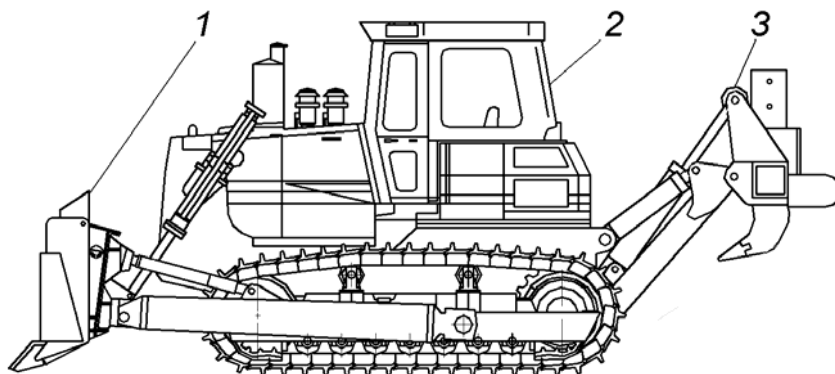


Рис. 5.1. Бульдозерно–рыхлительный агрегат:
1 – бульдозерное оборудование; 2 – промышленный трактор; 3 – рыхлительное оборудование

Работа рыхлителя складывается из следующих операций: внедрение рабочего органа (рыхлящих зубьев) в грунт или породу, рабочий ход с рыхлением по длине обрабатываемого участка, движение задним ходом в исходное для следующего рабочего хода положение (при работе по челночной схеме), разворот, остановка и маневрирование. Каждый последующий рабочий ход производится на определенном расстоянии от предыдущего.

При рыхлении однородного по прочности грунта зубья, как правило, заглубляют в грунт после начала поступательного

движения машины. При разрушении прочных слоев (замерзший грунт, твердое покрытие), покрывающих мягкий грунт, удобно работать из предварительно отрытого приямка, в который рыхлящие зубья опускают до начала движения машины.

В транспортном строительстве наиболее широко применяют рыхлители тяговых классов 10, 15, 25 и 35. Практикуется оснащение рыхлителей буферным устройством, которое позволяет прибегать к помощи бульдозера–толкача для повышения силы тяги рыхлителя при рыхлении очень прочных пород.

Различают трёх– и четырёхзвенное рыхлительное оборудование (рис. 5.2). Трёхзвенное навесное устройство является наиболее простым. При подъеме или опускании рыхлящий зуб поворачивается относительно шарниров крепления к опорной раме, а угол рыхления изменяется.

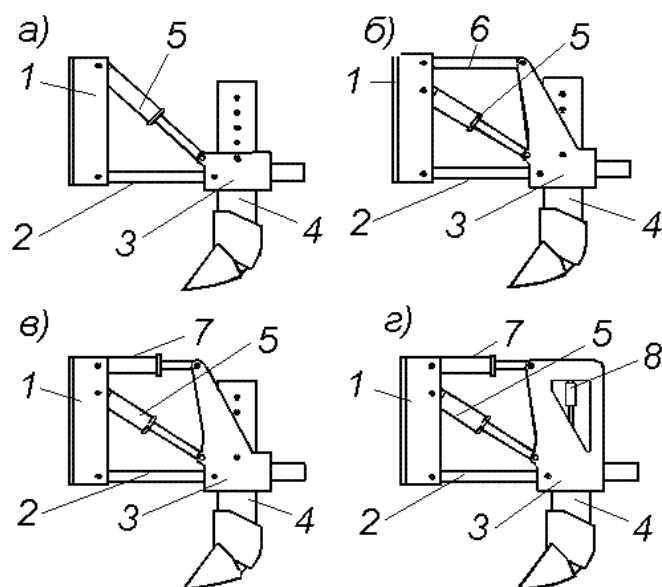


Рис. 5.2. Типы рыхлительного оборудования:

- а) – трёхзвенное; б), в), г) – четырёхзвенное; 1 – опорная рама; 2 – нижняя тяговая рама; 3 – рабочая балка; 4 – рыхлящий зуб; 5 – гидроцилиндры подъёма и опускания рабочей балки; 6 – верхняя тяговая рама; 7 – гидроцилиндры наклона зуба; 8 – механизм изменения вылета зуба

На небольшом расстоянии наконечника зуба от поверхности земли угол рыхления близок к 90° , а передняя грань его стойки наклонена к поверхности. При этом сопротивление рыхлению увеличивается, задняя часть тягача разгружается, из-за чего

ухудшаются его тяговые характеристики, заглубление зуба в грунт на начальном этапе затрудняется.

Более популярны рыхлители с четырёхзвенным рабочим оборудованием и гидравлическим управлением. У них ориентация рыхлящих зубьев в пространстве не зависит от глубины рыхления, а при замене верхней тяговой рамы гидроцилиндрами позволяет регулировать угол рыхления в пределах до 30°. Установка дополнительных гидроцилиндров позволяет дистанционно регулировать вылет зуба[♦], траекторию его движения, трансформировать механизм из трёхзвенного в четырёхзвенный и наоборот.

Зубья рыхлителя крепят к рабочей балке. Число зубьев зависит от тягового класса трактора, прочности грунта и глубины рыхления. Однозубые рыхлители монтируют на тягачах с большим тяговым усилием и применяют при разрушении скальных, вечномёрзлых и прочных грунтов. Многозубые рыхлители применяют при работе с более слабыми породами, искусственными дорожными покрытиями, грунтами сезонного промерзания и т. п.

Зубья либо жёстко крепят в гнездах рабочей балки пальцами или клиньями, либо шарнирно - посредством флюгеров^{♦♦}. Зуб рыхлителя (рис. 5.3) представляет собой металлическую стойку с отверстиями (как правило) для фиксации в рабочей балке. Передняя грань нижней рабочей части стойки защищена от износа накладкой и наконечником. Для крепления накладки и наконечника к стойке зуба чаще всего применяют пальцевые соединения со стопорными устройствами.

Зубья рыхлителей работают в условиях значительных динамических нагрузок и повышенного абразивного изнашивания. Эффективность и производительность рыхлителей, в первую очередь, определяются работоспособностью наконечников зубьев. Их устойчивость к ударным нагрузкам должна сочетаться с повышенной износостойкостью и способностью сохранять

[♦] Вылет зуба – расстояние по вертикали от его наконечника до рабочей балки.

^{♦♦} Более подробно см. [2].

прочность при сильном нагреве (по некоторым данным[♦] при рыхлении прочных пород наконечники могут нагреваться до 700 °С).

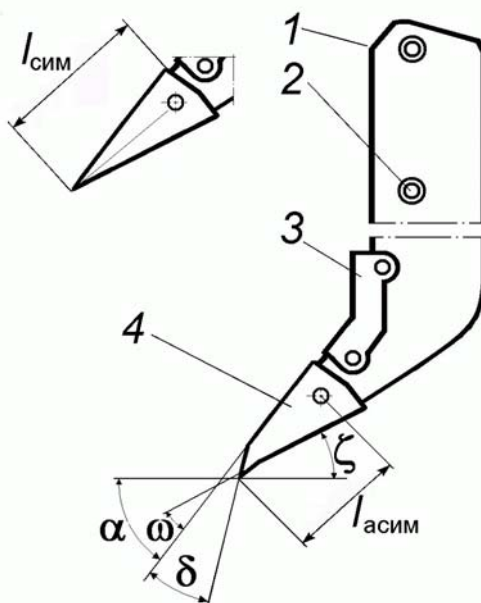


Рис. 5.3. Элементы и параметры зуба рыхлителя:

1 – стойка зуба; 2 – отверстия под пальцы крепления; 3 – защитная накладка; 4 – сменный наконечник; $l_{\text{сим}}$ – длина симметричного наконечника; $l_{\text{асим}}$ – длина асимметричного наконечника; α – угол рыхления; δ – угол отгиба наконечника (для симметричного наконечника 0°); ω – угол заострения; ζ – задний угол

Важным для зубьев рыхлителя является самозатачиваемость их наконечников. Благодаря ей рыхлитель сохраняет высокую работоспособность даже при износе наконечников на 45%, тогда как их затупление снижает эффективность машины уже при 30%-ном износе наконечников. Самозатачиваемость наконечника обеспечивается^{♦♦} меньшей по сравнению со скоростью износа основания скоростью износа режущей грани.

Длину сменного наконечника выбирают по условиям его работы. Для усредненных условий работы она составляет 2,5..3,0 длины его режущей кромки; для работы со значительными динамическими нагрузками – 1,0...2,5 длины кромки; для работы в условиях повышенного абразивного изнашивания – 1,0...3,0 длины кромки.

[♦] Более подробно см. [14].

^{♦♦} Более подробно см. [2, 19].

Короткие наконечники предназначены для работы при значительных динамических нагрузках и при работе с толкачом. Длинные наконечники предпочтительны при работе в относительно слабых абразивных материалах, наконечники средней длины наиболее универсальны, их применяют для работы в условиях средней тяжести. Длина симметричных наконечников $l_{\text{сим}}$ – это расстояние от режущей кромки до отверстия стопорного пальца, асимметричных $l_{\text{асим}}$ – расстояние от режущей кромки до заднего конца передней грани. Задняя грань наконечника может быть плоской, но выгнутая вверх форма облегчает внедрение зуба в прочные грунты.

Если регулировка угла рыхления не предусмотрена, он не должен превышать 45° , в противном случае диапазон регулирования составляет около 30° (до 20° в сторону увеличения и до 10° – в сторону уменьшения). Увеличение угла рыхления свыше 45° при заглублении облегчает внедрение зуба в грунт, уменьшает время цикла, а уменьшение угла рыхления облегчает разрыхление грунтов сезонного промерзания и разборных скальных грунтов слоистой структуры.

При угле рыхления 45° задний угол не должен быть меньше 8° . Его увеличение сопровождается снижением сил трения по задней грани наконечника, но при этом возрастают усилия, действующие на переднюю грань наконечника.

Максимальную глубину рыхления h_{max} для четырехзвенных рыхлителей без учета высоты грунтозацепов гусениц рассчитывают по уравнению регрессии

$$h_{\text{max}} = A N^m,$$

где $A = 0,042$; $m = 0,62$ для однозубых рыхлителей и $A = 0,039$; $m = 0,68$ для многозубых; N — номинальная мощность двигателя рыхлителя, кВт.

Наименьшей энергоемкости процесса послойного рыхления соответствует оптимальная глубина рыхления $h_{\text{опт}}$:

$$h_{\text{опт}} = (3 \dots 5) b_{\text{зуб}},$$

где $b_{\text{зуб}}$ – ширина наконечника зуба. Меньшие значения числового коэффициента применяются для глинистых грунтов, большие – для грунтов с большим количеством ледяных линз и прослоек и мерзлых песчаников.

Расстояние от низшей точки нижней тяговой рамы до опорной поверхности должно составлять:

- $(0,6 \dots 0,8)h_{\text{опт}}$ – для рыхлителей тягового класса до 10;
- $(0,3 \dots 0,6)h_{\text{опт}}$ – для рыхлителей тягового класса выше 10.

Вылет зубьев K (рис. 5.4) должен превышать максимальную глубину рыхления (чтобы рама рыхлителя свободно проходила над поверхностью разрыхленного грунта): $K \geq h_{\text{max}} + 0,3$ м.

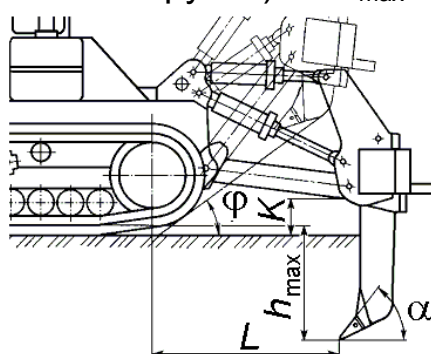


Рис. 5.4. Геометрические соотношения рыхлительного оборудования и тягача

Высота подъема зубьев над опорной поверхностью в транспортном положении должна составлять не менее:

- 0,3 м – для легких машин;
- 0,6 м – средних машин;
- 0,7 м – тяжелых машин.

Задний угол въезда φ должен быть не меньше 20° .

Количество зубьев у рыхлителей (1, 3 или 5) зависит от назначения и типоразмера машины. На гусеничных тракторах мощностью не более 100 кВт, используемых при разрушении дорожных покрытий и плотных талых грунтов, устанавливают 3 или 5 зубьев. При разработке мерзлых и разборных скальных грунтов на тракторах мощностью свыше 100 кВт устанавливают 1...3 зуба.

Боковые зубья в любом случае устанавливают симметрично продольной оси трактора.

5.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Шаг расстановки зубьев $r_{зуб}$ – расстояние между одноименными точками соседних зубьев в направлении, перпендикулярном продольной оси машины. Его определяют по уравнению регрессии

$$r_{зуб} = 0,57 \lg N - 0,25,$$

где N – номинальная мощность двигателя, кВт. Считают, что для большинства грунтов оптимальным является соотношение

$$r_{зуб} = (1,5 \dots 2,0) h_{рых},$$

где $h_{рых}$ – глубина рыхления, м.

Существует мнение[♦], что заклинивание кусков разрыхляемого материала между стойками исключается, если шаг расстановки зубьев составляет не менее чем 2...3 ширины зуба. Для легких рыхлителей при пяти зубьях рекомендуется шаг расстановки 0,3...0,5 м, при трех зубьях – 0,8...1,0 м, для средних рыхлителей рекомендуется шаг расстановки 0,9...1,3 м, для тяжелых – до 1,4 м.

Шаг расстановки зубьев $t_{зуб}$ связан с шириной захвата $b_{зах}$, шириной наконечника зуба $b_{зуб}$ и числом зубьев $n_{зуб}$ (без учета свойств грунта и особенностей процесса рыхления) соотношением

$$b_{зах} = (n-1) t_{зуб} + n_{зуб} b_{зуб},$$

где значение $b_{зуб}$ колеблется в пределах 1,1...1,4 толщины стойки зуба.

Увеличение расстояния между соседними зубьями увеличивает неровности на дне полосы рыхления и снижает однородность разрыхленного грунта. Избежать этого помогают уширители – треугольные металлические пластины, закрепляемые на боковых поверхностях стойки позади наконечника, которые повышают эффективность рыхления малопрочных мерзлых грунтов. Уширители в виде вращающихся дисков (рис. 5.5) снижают силы трения в зоне рыхления и повышают его эффективность.

Количественные соотношения между массой оборудования рыхлителя $M_{ро}$ и мощностью тягача N описываются уравнениями регрессии:

♦ Более подробно см. [13].

- для однозубых рыхлителей – $M_{po} \approx 1,82 N$,
 - для многозубых рыхлителей – $M_{po} \approx 2,3 N$,
- где M_{po} – масса рыхлительного оборудования, кг; N – мощность двигателя тягача, кВт.

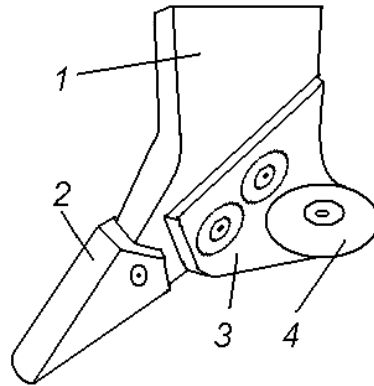


Рис. 5.5. Дискový ушитель:
1 – стойка зуба; 2 – сменный наконечник; 3 – кронштейн ушителя; 4 – вращающийся дискový ушитель

Расчетные усилия, способные разрушить детали оборудования рыхлителя, оцениваются по расчетным положениям.

Расчетное положение №1. Рыхлитель движется прямо, скорость и глубина рыхления постоянны, гидроцилиндры рабочего оборудования заперты. Не снижая скорости, он упирается концом зуба в непреодолимое препятствие (рис. 5.6).

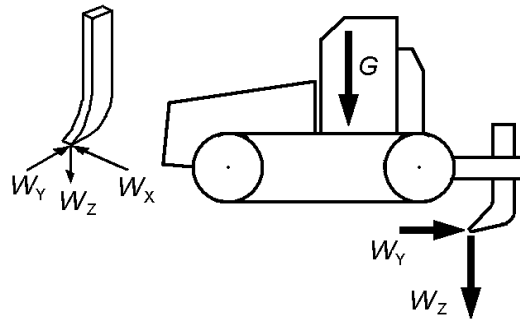


Рис. 5.6. Схема к расчётному положению №1

Значения сил, действующих в этой ситуации на элементы рабочего оборудования, определяют по формулам:

$$W_Y = G_{сц} \varphi_{max} k_{дин}^Y,$$

$$W_X = \pm(0,4 G_{сц} \varphi_{max} k_{дин}^X),$$

$$W_Z = W_Y \operatorname{tg} \nu k_{дин}^Z,$$

$$G_{\text{сц}} = G + W_Z,$$

где W_Y – продольная составляющая силы сопротивления рыхлению; $G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести машины; φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления, соответствующий началу полного буксования; $k_{\text{дин}}^Y$, $k_{\text{дин}}^X$, $k_{\text{дин}}^Z$ – коэффициенты динамичности, $k_{\text{дин}}^Y = 3$, $k_{\text{дин}}^Z = 1,8$, $k_{\text{дин}}^X = 1,5$; W_X – боковая составляющая силы сопротивления рыхлению, возникающая из-за неоднородности грунта, отклонения геометрических размеров зуба от идеальных и курсового рыскания агрегата; W_Z – вертикальная составляющая силы сопротивления рыхлению; ν – угол наклона силы сопротивления рыхлению к горизонтали (для талых грунтов – 0° , для мерзлых – 20° , для скальных – 30°); G – общая сила тяжести машины, Н.

Расчетное положение №2. Рыхлитель движется прямо с постоянной скоростью, заглубляя рыхлящие зубья в грунт (рис. 5.7). Звенья гусеницы, расположенные под ведущей звездочкой, начинают терять контакт с опорной поверхностью.

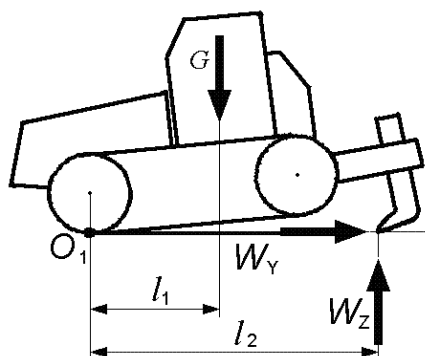


Рис. 5.7. Схема к расчетному положению №2

Значения сил, действующих в расчетном положении №2 на элементы рабочего оборудования, определяются по формулам, справедливым для расчетного положения №1, а также зависимостями:

$$W_Z = \frac{k_{\text{дин}}^Z G l_1}{l_2}, \quad W_Y = (G - W_Z) \varphi_{\text{max}},$$

где W_Z и W_Y – вертикальная и продольная составляющие силы, действующей на рыхлящий зуб; l_1 и l_2 – плечи действия сил; φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления.

Расчетное положение №3. Рыхлитель двигается прямо с постоянной скоростью, глубина рыхления уменьшается (рис. 5.8). Звенья гусеницы, расположенные под передним натяжным катком, начинают терять контакт с опорной поверхностью.

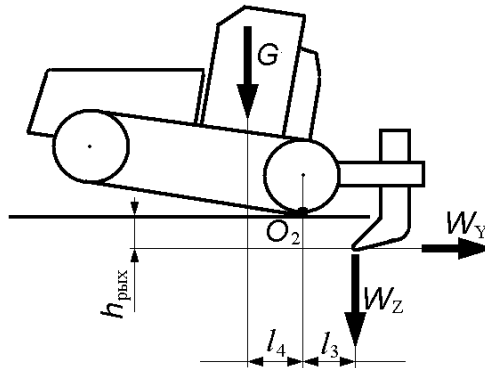


Рис. 5.8. Схема к расчётному положению №3

Значения сил, действующих в расчетном положении №3 на элементы рабочего оборудования, определяются выражениями, справедливыми для расчетных положений №1 и №2, а также выражением

$$W_Z = \frac{k_{\text{дин}}^z (G l_4 + W_Y h_{\text{рых}})}{l_3}.$$

Теоретическую производительность рыхлителя Π , м³/с, рассчитывают по формулам:

$$\Pi = \frac{b_{\text{рых}} h_{\text{рых}} L_3}{k_{\text{пер}} \left(\frac{L_3}{u_{\text{ф}}} + t_{\text{ман}} \right)},$$

$$b_{\text{рых}} = b_{\text{зах}} + 2 h_{\text{рых}} \text{ctg} \psi_{\text{ск}},$$

где $b_{\text{рых}}$ – ширина полосы рыхления, м; $h_{\text{рых}}$ – глубина рыхления, м; L_3 – длина разрыхляемого участка, м; $k_{\text{пер}}$ – коэффициент перекрытия соседних проходов, $k_{\text{пер}}=1,33$; $u_{\text{ф}}$ – фактическая скорость рыхления, м/с; $t_{\text{ман}}$ – время маневрирования в течение одного прохода, $t_{\text{ман}}=20$ с; $\psi_{\text{ск}}$ – угол между горизонтом и поверхностью раковины скола грунта (для мерзлых грунтов 15° , для талых 60°).

Фактическая скорость рыхления $u_{\text{ф}}$ определяется с учетом общего сопротивления $W_{\text{общ}}$, преодолеваемого рыхлителем:

$$W_{\text{общ}} = W_{\text{рых}} + W_{\text{дв}},$$

$$W_{\text{рых}} = K_{\text{рых}} b_{\text{рых}} h_{\text{рых}},$$

где $W_{\text{рых}}$ – сопротивление грунта рыхлению; $W_{\text{дв}}$ – сопротивление движению рыхлителя по опорной поверхности; $K_{\text{рых}}$ – удельное сопротивление грунта рыхлению, (категория I – 24,5 кПа, категория II – 58,9 кПа, категория III – 98,1 кПа, категория IV – 137,3 кПа; для мёрзлых грунтов – табл. 2.4); $b_{\text{рых}}$ – ширина полосы рыхления; $h_{\text{рых}}$ – глубина рыхления.

Таблица 2.4

Удельное сопротивление мерзлых грунтов рыхлению, кПа

Грунт	При влажности 10...17% и температуре:				
	-1°C	-3°C	-5°C	-10°C	-15°C
Тяжелая супесь	4900	6400	9800	15700	18100
Суглинок	3500	3700	3900	4400	4900
Глина	3900	8300	11300	16700	19600

5.4. Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируют рыхлители?
2. Перечислите типы рыхлительного оборудования.
3. Опишите конструкцию рыхлящего зуба.
4. Перечислите схемы и описания расчётных положений.
5. Из каких операций складывается рабочий цикл рыхлителя?

6. БУЛЬДОЗЕРЫ

Бульдозер используют при копании и перемещении грунта, возведении насыпей, черновом профилировании грунтовых поверхностей, разравнивании грунта, отсыпанного в бурты, валы и штабели, копании и обратной засыпке траншей, толкании рыхлителей и скреперов.

6.1. Классификационные признаки

Полный список классификационных признаков бульдозеров совпадает с перечнем признаков промышленных тракторов.♦ Для бульдозеров с функциональной точки зрения наиболее значимы:

Тяговый класс

Различают тяговые классы 3, 4, 6, 10, 15, 25, 35, 50, 75 кН.

♦ Более подробно см. [9].

Тип ходового оборудования

Различают гусеничные, пневмоколесные, жестковальцевые бульдозеры. Жёстковальцевые машины функционально являются одновременно и бульдозерами и катками. Тип двигателя определяет способ маневрирования трактора и тип его рамы. Гусеничные машины имеют моноблочный остов рамного или полурамного типа и маневрируют за счёт бортового поворота. Колёсные машины имеют шарнирно-сочленённую раму и маневрируют за счёт поворота передней и задней полурам относительно друг друга в горизонтальной плоскости.

Тип бульдозерного оборудования

Различают машины с неповоротным и поворотным отвалом. В свою очередь, машины с поворотным отвалом можно группировать по типу толкающей рамы или (что то же самое) по месту её крепления к базовому тягачу. Среди бульдозеров с поворотным отвалом можно выделить машины, толкающая рама которых крепится к упряжным шарнирам на катковых рамах гусеничных тележек, и бульдозеры, толкающая рама которых крепится к упряжным шарнирам на остова трактора. Последняя группа машин отличается помимо всего прочего наиболее высоким среди бульдозеров уровнем гидрофикации бульдозерного оборудования.

Тип ходовой трансмиссии

Различают бульдозеры с механической, гидромеханической динамической, гидромеханической объёмной либо электромеханической трансмиссией.

6.2. Устройство

Бульдозер состоит из следующих основных узлов и агрегатов: остов (рама) трактора, двигатель, ходовая трансмиссия, ходовое оборудование, рабочее оборудование с механизмом управления им, кабина с органами управления, корпусные и облицовочные детали.

Остов базового тягача (трактора) – это металлическая конструкция, собранная из литых, кованных и катаных фрагментов. Он фиксирует все агрегаты машины относительно друг друга, а также воспринимает и перераспределяет нагрузки, передаваемые рабочим и ходовым оборудованием бульдозера.

Тип остова трактора predetermined типом его ходового оборудования и в свою очередь определяет способ маневрирования машины в целом. Для гусеничных машин характерен моноблочный тип остова, и маневрируют они за счёт рассогласования скоростей правой и левой гусениц (так называемый бортовой поворот).

Конфигурация остова гусеничного бульдозера зависит от его размера и контура гусеничной ленты. Цельносварная конструкция рамного типа (рис. 6.1) состоит из продольных (правый и левый лонжероны) и поперечных элементов (передняя и подмоторная траверсы, задняя стенка), площадок и фланцев крепления агрегатов и узлов и косынок, повышающих жёсткость конструкции.

В центре подмоторной траверсы имеется гнездо цилиндрического шарнира, которым к ней крепится балансирный брус. Концы бруса опираются на передние части катковых рам гусеничных тележек, обеспечивая контакт остова трактора с ходовым оборудованием в трёх точках (правая и левая подшипниковые опоры ведущих звездочек и центральный шарнир балансирного бруса).

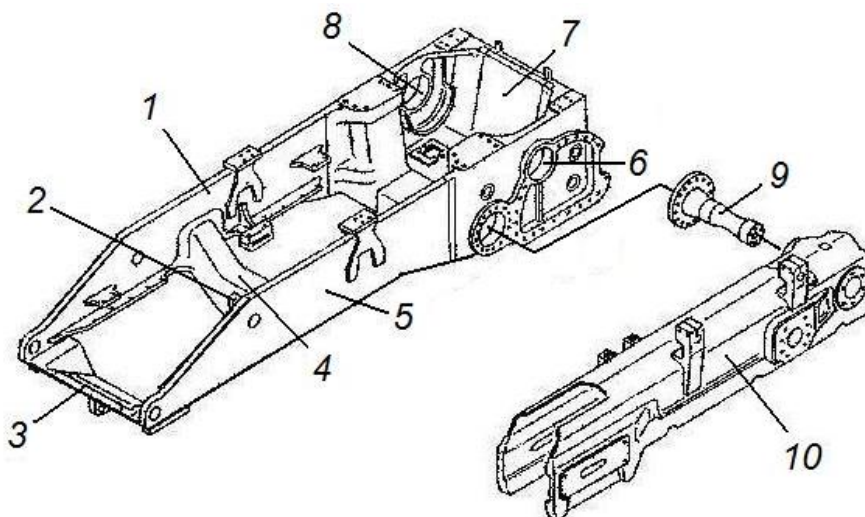


Рис. 6.1. Остов и катковая рама гусеничного бульдозера:
1 и 5 – правый и левый лонжероны; 2 – гнездо шарнира крепления балансирного бруса; 3 – передняя траверса; 4 – подмоторная траверса; – ; 6 и 8 – гнезда подшипников ведущих полусей; 7 – задняя стенка; 9 – цапфа шарнира крепления катковой рамы; 10 – катковая рама

Благодаря такому решению каждая из гусеничных тележек может копировать рельеф местности, поворачиваясь относительно

оси цапфы, которой она крепится к остову трактора, и уменьшая при этом в два раза амплитуду вертикальных колебаний передней части машины по сравнению с высотой преодолеваемых неровностей. У тяжелых машин концы балансирующего бруса оснащают резиновыми подушками или листовыми рессорами, смягчающими ударные нагрузки. Другим вариантом остова гусеничного бульдозера является полурамная конструкция (рис. 6.2), состоящая из корпуса ходовой трансмиссии и приваренной к ней передней сварной полурамы, образованной правым и левым лонжеронами и передней и средней траверсами. В этой конструкции заднюю стенку заменяет корпус ходовой трансмиссии.

Для колесных бульдозеров бортовой поворот или маневрирование поворотом управляемых колес затруднительны, так как им приходится работать на рыхлом грунте, создающем дополнительные сопротивления. На сегодняшний день более рациональным для колесных бульдозеров (как и других колесных землеройных машин) считается использование шарнирно-сочлененных рам.

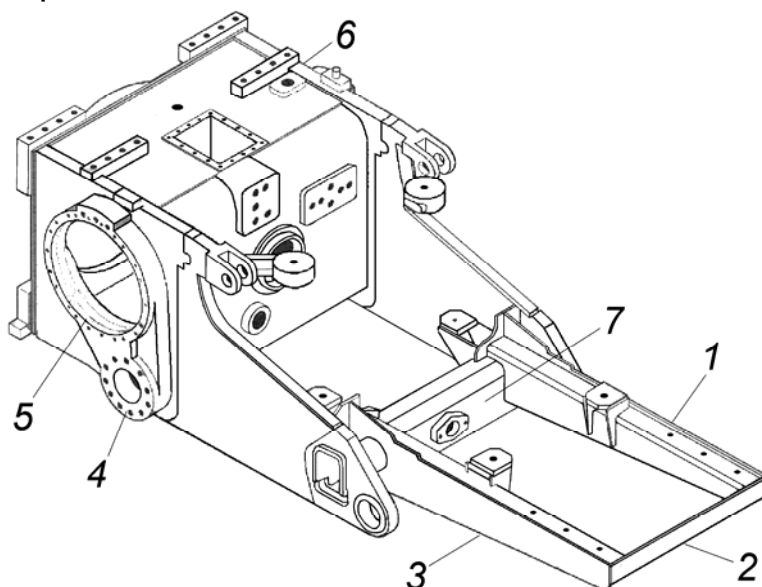


Рис. 6.2. Остов полурамной конструкции:

1 и 3 – левый и правый лонжероны; 2 – передняя траверса; 4 – фланец цапфы шарнира крепления катковой рамы; 5 – фланец конечного редуктора; 6 – корпус ходовой трансмиссии; 7 – средняя траверса с гнездом шарнира балансирующего бруса

Остов колесного бульдозера (рис. 6.3) состоит из передней и задней полурам, шарнирно соединенных между собой и способных

поворачиваться относительно друг друга в плане под действием рулевых гидроцилиндров.

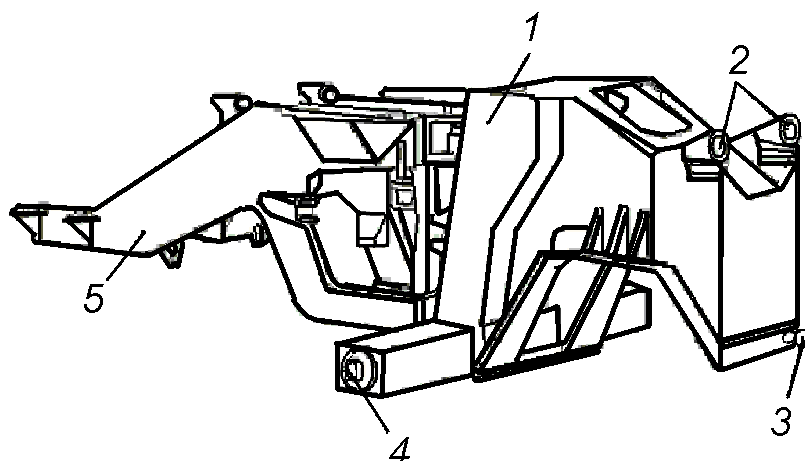


Рис. 6.3. Шарнирно–сочленённая рама колёсного бульдозера:
1 – передняя полурама; 2 – гнезда под шарниры крепления гидроцилиндров подъёма и опускания отвала; 3 – цапфа крепления диагонального звена, соединяющего раму с отвалом; 4 – цапфа правого упряжного шарнира; 5 – задняя полурама с подмоторной рамой

Такая конструкция называется шарнирно-сочленённой рамой. Для повышения её сопротивления поперечному скручиванию верхний и нижний шарниры, соединяющие полурамы, располагают как можно дальше друг от друга по высоте.

Рулевые гидроцилиндры являются частью гидравлической рулевой системы следящего типа, обеспечивающей строгое соответствие угла поворота полурам относительно друг друга углу поворота рулевого колеса. Поскольку рулевое управление должно работать и при отказе двигателя, рулевые гидросистемы шарнирно–сочлененных машин оснащаются гидронасосом с автономным источником энергии (например, аккумулятором).

У большинства бульдозеров с шарнирно–сочлененными рамами угол поворота полурам относительно друг друга составляет около 30° в каждую сторону. На передней полураме колесной машины устанавливают бульдозерное оборудование с механизмами управления им и иногда кабину машиниста. Бульдозерный отвал не должен менять положение относительно поверхности грунта случайным образом, поэтому передний ведущий мост крепится к передней полураме без подвески.

На задней раме устанавливают двигатель с ходовой трансмиссией и, как правило, кабину машиниста. Для того чтобы все колеса машины сохраняли контакт с опорной поверхностью при движении по неровностям, заднюю полураму шарнирно крепят к заднему ведущему мосту в его средней точке. Благодаря этому задний мост может покачиваться относительно рамы на угол до 20° , что обеспечивает бульдозеру надлежащие тягово–сцепные свойства. Обе полурамы оборудуют одинаковыми ведущими мостами.

Силовые установки современных бульдозеров – это низкоскоростные дизельные двигатели, имеющие повышенный крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала $1800...2000 \text{ мин}^{-1}$. Повышение крутящего момента достигается уменьшением соотношения «диаметр поршня – ход поршня», которое колеблется у них в пределах $0,78...0,83$. Такие двигатели хорошо приспособлены к работе на малых скоростях с большими тяговыми сопротивлениями и позволяют использовать ходовые трансмиссии с меньшими передаточными числами.

Ходовые трансмиссии современных бульдозеров в большинстве случаев являются либо механическими, либо комбинированными. Механические трансмиссии гусеничных бульдозеров имеют один ведущий мост с конечными редукторами, многодисковым сцеплением (фрикционом) и многодисковым тормозом каждой из двух гусеничных тележек.

Гидромеханические ходовые трансмиссии гусеничных бульдозеров оснащают гидродинамическими (с гидромуфтами и гидротрансформаторами) или гидрообъемными (с гидронасосами и гидродвигателями) агрегатами.

В тракторах с электромеханической ходовой трансмиссией источником постоянного тока служит дизель-генератор, а тяговые электродвигатели встроены в конечные редукторы привода гусениц. В последние годы всё большее развитие получают гидрообъемные ходовые трансмиссии, имеющие ряд преимуществ перед традиционными схемами.

Ходовые механические трансмиссии колёсных бульдозеров выполняются по полноприводной схеме, причём каждое колесо, как правило, имеет свой конечный редуктор и многодисковый тормоз.

В качестве рабочих тормозов колёсных бульдозеров часто используют встраиваемые в ходовую трансмиссию многодисковые механизмы, работающие в масляной ванне. Такие тормоза надежны, имеют высокую работоспособность при частых включениях и высоких тормозных моментах, нетребовательны к обслуживанию. Фрикционные пакеты многодисковых тормозов располагают в корпусах ведущих мостов, кожухах ведущих полуосей или конечных редукторах.

Ходовое оборудование обеспечивает передвижение машины по опорной поверхности и создание необходимой для её работы силы тяги. Тип ходового оборудования диктует компоновку машины и набор установленных на ней агрегатов. Гусеничные трактора, как правило, оснащают и бульдозерным и рыхлительным оборудованием, колёсные – только бульдозерным. Это обусловлено меньшими тяговыми возможностями колёсных машин и, как следствие, ограничением области их применения. Гусеничные машины маневрируют за счёт бортового поворота, пневмоколесные – за счёт поворота полурам относительно друг друга в плане.

Основное рабочее оборудование бульдозера – бульдозерное. Оно состоит из бульдозерного отвала и механизма его крепления к базовому трактору. Различают бульдозеры с неповоротным и поворотным отвалом. Неповоротный отвал, как правило, имеет возможность поворачиваться на несколько градусов в вертикальной поперечной плоскости (рис. 6.4), что позволяет разрабатывать прочный грунт угловыми, наиболее прочными его ножами. Перекос возможен благодаря наличию зазоров в многочисленных шарнирах механизма подвески отвала. Увеличение длины одного из вертикальных раскосов приводит к компенсации зазоров во всех шарнирах механизма подвески отвала и изменению угла его наклона в поперечной плоскости. Использование гидроцилиндров вместо винтовых раскосов делает операцию

перекоса отвала дистанционно управляемой и практически не требующей затрат времени.

Бульдозеры с поперечным перекосом неповоротного отвала могут разрабатывать до 70 % всех видов грунтов, включая мерзлые грунты и горные породы, которые иначе приходится предварительно рыхлить.

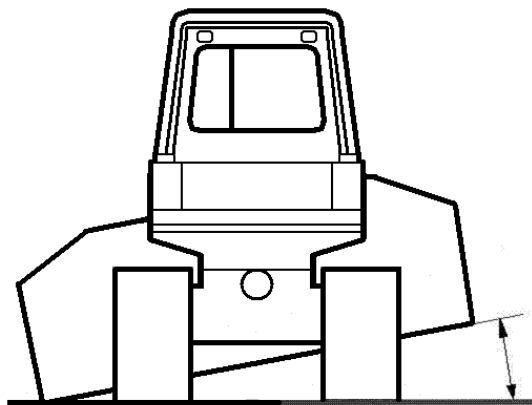


Рис. 6.4. Перекос бульдозерного отвала в поперечной плоскости

Бульдозеры с поворотным отвалом имеют ограниченную область применения. Их в основном используют для прокладки пионерных и временных дорог, нарезки террас на косогорах и засыпки траншей. В этих случаях повернутый в плане отвал дает некоторые преимущества, хотя положение центра давления промышленных тракторов не позволяет поворачивать отвал на угол больше 30° . Из-за этого не удастся добиться непрерывного схода грунта с отвала в сторону, и работа непрерывными продольными проходами практически неосуществима. Основную часть своего рабочего времени такие бульдозеры работают с отвалом, установленным под прямым углом к направлению движения.

Конструктивные особенности механизмов подвески бульдозерного отвала сводятся к схеме с толкающими брусками (неповоротные отвалы) и схеме с универсальной толкающей рамой (поворотные отвалы). В подавляющем большинстве случаев отвалы бульдозеров всех типов (за исключением очень старых моделей) управляются гидроцилиндрами.

Неповоротный бульдозерный отвал (рис. 6.5) соединён с трактором толкающими брусьями и гидроцилиндрами его подъёма/опускания.

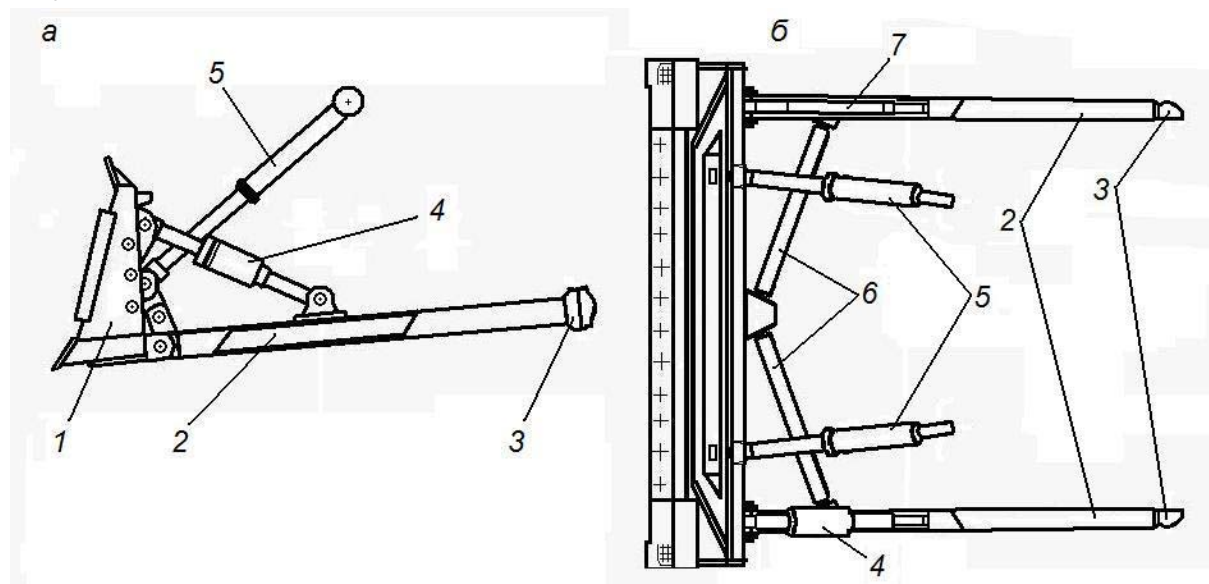


Рис. 6.5. Бульдозерное оборудование с неповоротным отвалом:
а – вид сбоку; *б* – вид сверху; 1 – отвал; 2 – толкающие брусья; 3 – упряжные шарниры; 4 – вертикальный гидравлический раскос; 5 – гидроцилиндры подъема/опускания отвала; 6 – горизонтальные раскосы; 7 – вертикальный винтовой раскос

Толкающие брусья и гидроцилиндры крепятся к задней стенке отвала шарнирно, поэтому отвал фиксируется в вертикальном положении вертикальными раскосами (винтовыми и/или гидравлическими), позволяющими изменять угол его наклона. Колебания отвала в горизонтальной плоскости предотвращают горизонтальными раскосами, поперечными консолями Г-образных толкающих брусьев или диагональным звеном, соединяющим отвал непосредственно с рамой трактора.

Поворотный бульдозерный отвал (рис. 6.6) крепят к широкой универсальной толкающей раме толкающими брусьями и вертикальными раскосами. В середине задней стенки поворотного отвала устроено сферическое гнездо, в которое упирается сфера цапфы, закреплённой на выступающей вперёд центральной части универсальной рамы.

Лонжероны рамы охватывают гусеничные тележки с наружной стороны и соединены с катковыми рамами упряжными шарнирами.

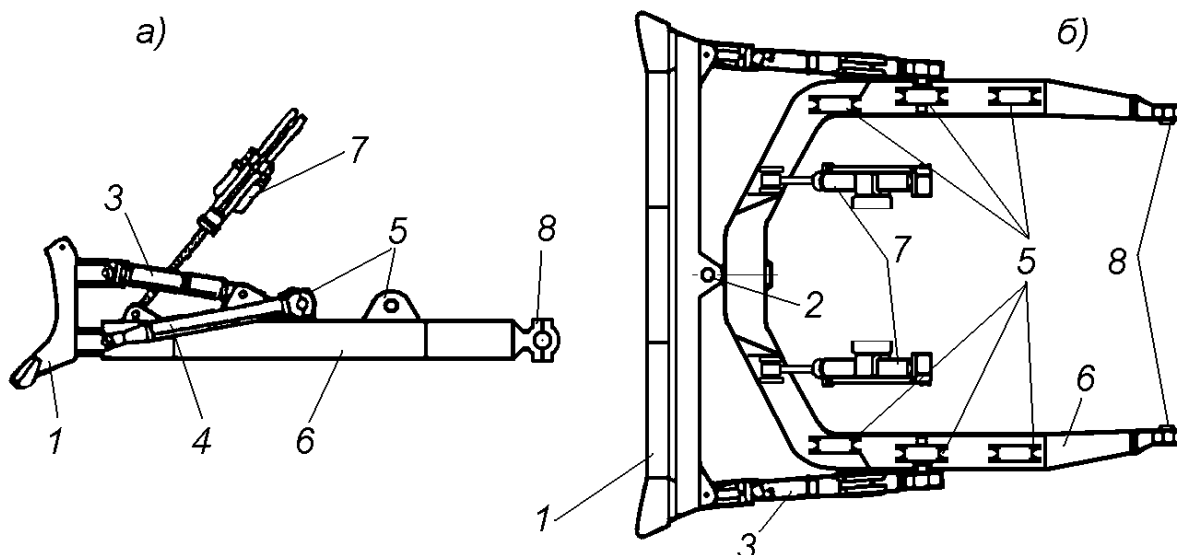


Рис. 6.6. Бульдозерное оборудование с поворотным отвалом и широкой рамой:
 а – вид сбоку; б – вид сверху; 1 – отвал; 2 – центральный шарнир; 3 – левый гидрораскос; 4 – левый толкающий брус; 5 – проушины для крепления толкающих брусьев; 6 – широкая универсальная толкающая рама; 7 – гидроцилиндры подъёма/опускания рамы; 8 – упряжные шарниры

На виде сверху (рис. 6.6б) толкающие брусья не видны, так как их заслоняют вертикальные раскосы. Задние концы толкающих брусьев крепят в проушинах универсальной толкающей рамы. С каждой её стороны имеется три таких проушины: средняя – для прямого положения отвала и две крайние – для поворота отвала в плане. Если левый толкающий брус крепят в левой передней проушине, то левый угол отвала выдвигается вперед, а правый – назад, и наоборот.

Существуют узкие универсальные толкающие рамы (рис. 6.7), лонжероны которых проходят между гусеничными тележками и основной рамой трактора и соединены упряжными шарнирами непосредственно с рамой трактора. В этом случае перекося и его поворот в плане осуществляются дополнительными гидроцилиндрами. Достоинство такой компоновки в том, что усилия, воспринимаемые отвалом, передаются непосредственно на раму трактора, а не на гусеничные тележки. К её недостаткам можно отнести увеличение числа гидроцилиндров, управляющих работой бульдозерного оборудования и снижение момента сопротивления универсальной толкающей рамы силам и моментам, действующим в вертикальной поперечной плоскости.

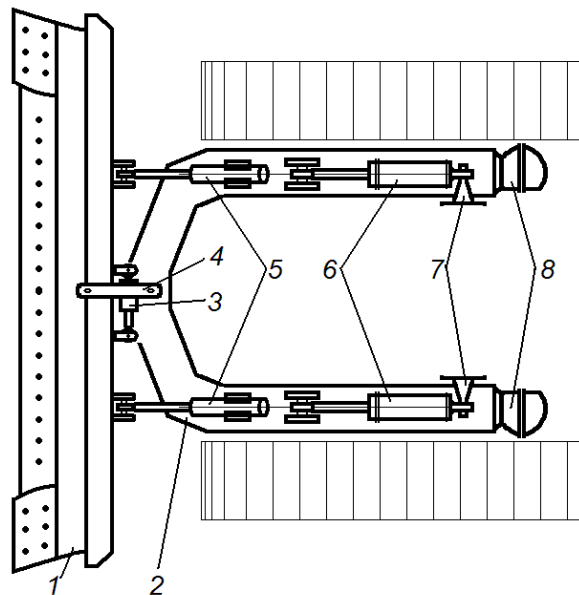


Рис. 6.7. Бульдозерное оборудование с поворотным отвалом и узкой рамой:
 1 – отвал; 2 – узкая универсальная толкающая рама; 3 – гидроцилиндр поперечного перекоса отвала; 4 – механизм изменения угла резания; 5 – левый и правый гидроцилиндры поворота отвала в плане; 6 – левый и правый гидроцилиндры подъёма/опускания отвала; 7 – цапфы шарниров гидроцилиндров; 8 – гнезда упряжных шарниров

Прямой отвал (рис. 6.8) используют для копания грунтов нормальной и повышенной прочности. Он обеспечивает большую удельную мощность и тягу на режущей кромке, быстрее заглубляется в грунт и наполняется, допускает копание с перекосом в поперечной плоскости.

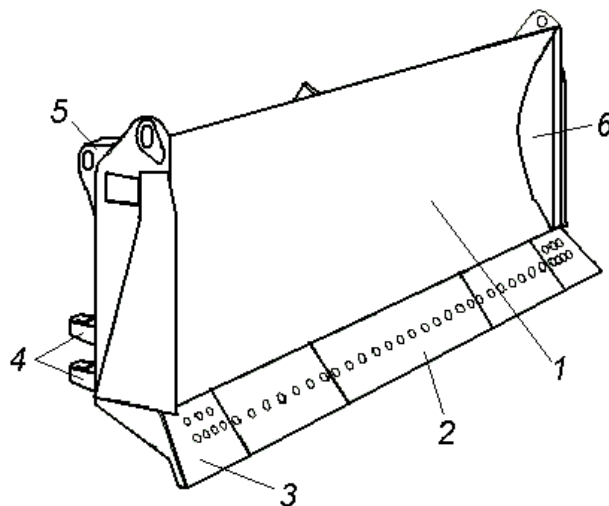


Рис. 6.8. Прямой отвал:
 1 – отвальная поверхность; 2 – средние ножи; 3 – угловые ножи; 4 – проушины для крепления толкающих брусьев; 5 – проушины для крепления вертикальных раскосов; 6 – боковые косынки

Полусферический (или полууниверсальный) отвал (рис. 6.9) дополнительно имеет две короткие боковые секции с угловыми ножами и по сравнению с прямым отвалом обладает повышенной вместимостью и лучшей накопительной способностью. Он достаточно быстро заглубляется в плотные грунты и допускает копание с перекосом.

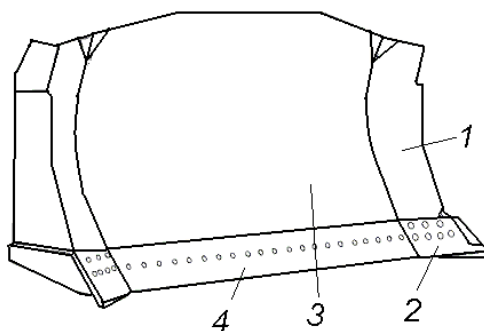


Рис. 6.9. Полусферический отвал:

1 – боковая секция; 2 – угловой нож; 3 – лобовая секция; 4 – средний нож

Сферический (или универсальный) отвал (рис. 6.10) оборудован более широкими, чем у полусферического, боковыми секциями с боковыми и угловыми ножами и не менее чем одной лобовой секцией режущей кромки.

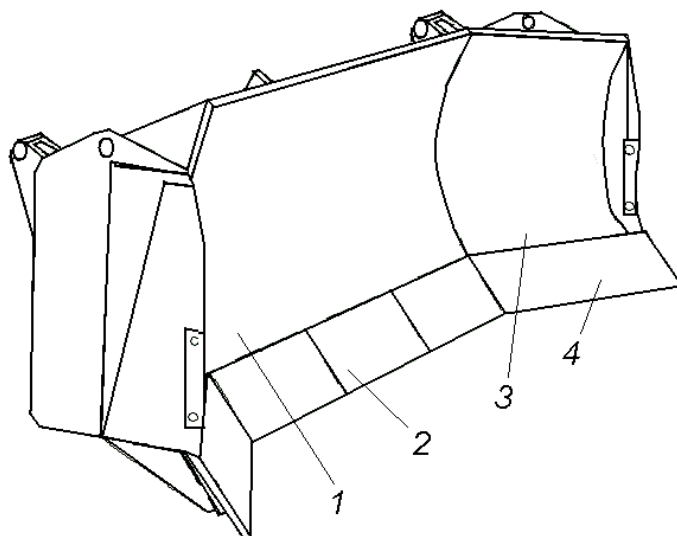


Рис. 6.10. Сферический отвал:

1 – лобовая секция; 2 – средний нож; 3 – боковая секция; 4 – угловой нож

Он очень эффективен при перемещении больших объемов грунта на расстояние до 200 м, но копает хуже прямого и полусферического из-за более длинной режущей кромки. Кроме

того, центр его массы расположен дальше от центра массы трактора, что ухудшает тягово–сцепные качества машины.

Поворотный отвал (рис. 6.11) устанавливают под углом 75...90° к продольной оси машины и используют при укладке грунта в боковые валки, черновом профилировании дорог, рытье и обратной засыпке траншей.

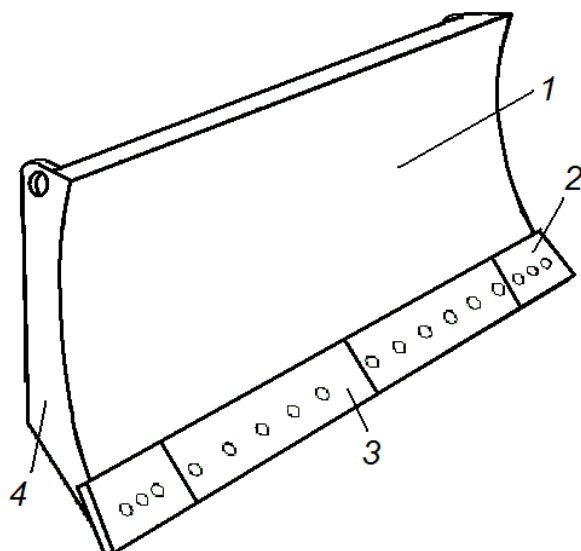


Рис. 6.11. Поворотный отвал:

1 – лобовой лист; 2 – угловой нож; 3 – средний нож; 4 – скошенная внутрь боковая стенка коробки жёсткости

Из-за увеличенной длины и соответственно меньшей жёсткости такие отвалы не рекомендуют применять на тяжелых и скальных грунтах. Длина поворотного отвала подбирается так, чтобы при любом повороте элементы бульдозерного оборудования или базового трактора не выступали за боковые кромки отвала. Длина режущей кромки такого отвала больше длины его верхней кромки, боковые кромки лобовой поверхности имеют эллиптические очертания, а боковые поверхности коробок жесткости отвала скошены внутрь, чтобы при копании отвалом, повернутым под углом, они не упирались в грунт.

Существуют и специализированные отвалы, созданные для специфических видов работ. Так, буферный отвал используют на бульдозерах–толкачах, работающих со скреперами. Его лобовая поверхность усилена дополнительным листом и иногда

дополнительно покрыта резиновым листом, поглощающим энергию удара отвала о скрепер.

Полусферический отвал с переменным по длине радиусом кривизны отвальной поверхности хорошо приспособлен к копанию грунтов средней прочности и отличается повышенной вместимостью и накопительной способностью. Для перемещения очень легких материалов применяют полусферический отвал увеличенной вместимости. Для сгребания и уплотнения материала на полигонах бытовых отходов используют отвал увеличенной вместимости, режущая кромка которого напоминает латинскую букву W, благодаря чему он сгребает мусор под уплотняющие катки.

Обычно отвал (рис. 6.12) состоит из лобового листа (одна или несколько секций), коробок и/или ребер жёсткости, задней стенки и проушин для шарниров механизма его крепления к трактору.

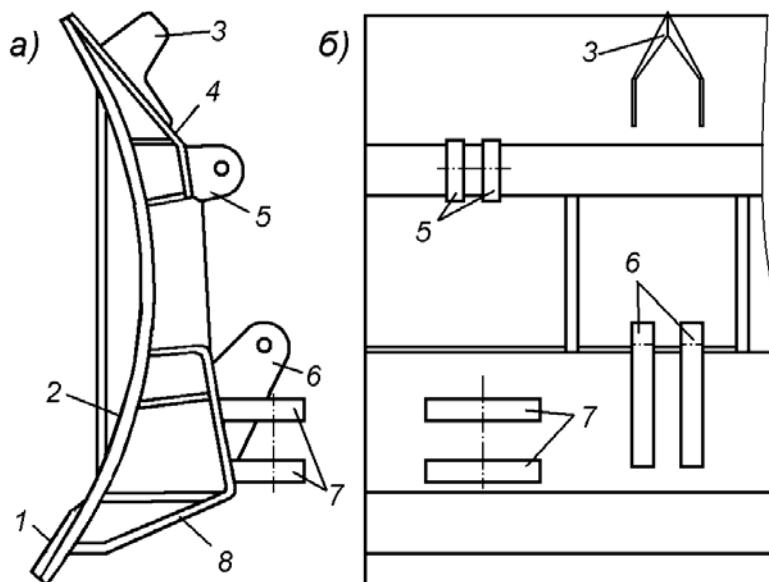


Рис. 6.12. Элементы конструкции прямого бульдозерного отвала:
а – вид сбоку; б – вид сзади; 1 – сменные ножи; 2 – лобовой лист; 3 – защитный козырёк штока левого гидроцилиндра подъёма/опускания отвала; 4 – верхняя коробка жёсткости; 5 – проушины под левый раскос; 6 – проушины под шток левого гидроцилиндра подъёма/опускания отвала; 7 – проушины под левый толкающий брус; 8 – нижняя коробка жесткости

Лобовой лист стандартного отвала (рис. 6.13) образует цилиндрическую поверхность, верхняя кромка которой переходит в плоский козырек, а нижняя – в плоскую режущую кромку, образуемую сменными ножами. Сзади отвал усилен задней стенкой, коробками и ребрами жесткости и оснащен проушинами и

кронштейнами для соединения с механизмом его крепления к трактору. Число и схема расположения ребер и коробок зависят как от тягового класса бульдозера, так и от типа отвала, в частности, его назначения, геометрических размеров и их соотношения, а также от методов, используемых при расчетах его прочности и жесткости.

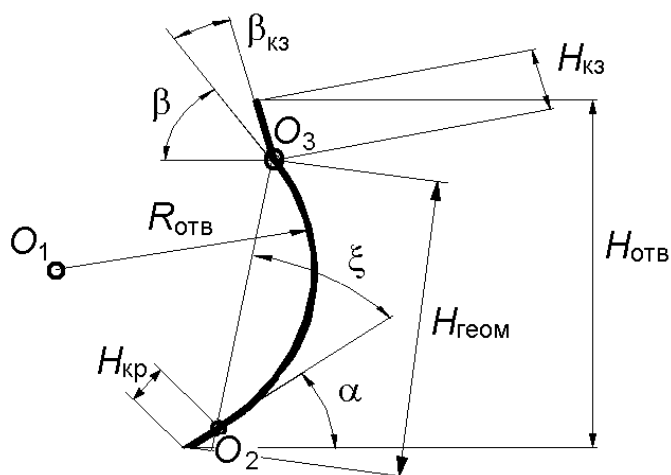


Рис. 6.13. Параметры поперечного профиля лобового листа

Размеры элементов поперечного профиля лобового листа определяют по выражениям:

$$H_{\text{отв}} = H_{\text{геом}} \cdot \sin(\xi + \alpha) + H_{\text{кз}} \cdot \cos(\xi - \beta_{\text{кз}}),$$

$$H_{\text{геом}} = 2 \cdot R_{\text{отв}} \cdot \sin \xi + H_{\text{кр}} \cdot \cos \xi,$$

$$\beta_{\text{кз}} = 100 - \beta,$$

$$\alpha + \beta = 180^\circ - 2 \cdot \xi,$$

где $H_{\text{отв}}$ – фактическая высота отвала; $H_{\text{геом}}$ – длина хорды, соединяющей концы дуги O_2O_3 ; ξ – угол кривизны отвала; α – угол резания (неповоротные $\approx 50^\circ$, поворотные $\approx 55^\circ$); $H_{\text{кз}}$ – собственная высота козырька; $\beta_{\text{кз}}$ – угол наклона козырька; $R_{\text{отв}}$ – радиус кривизны цилиндрической поверхности; $H_{\text{кр}}$ – собственная высота плоской режущей кромки; β – угол опрокидывания (неповоротные $\approx 72^\circ$, поворотные $\approx 70^\circ$).

6.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Ситуации, наиболее опасные для прочности бульдозерного оборудования, описываются соответствующими расчетными положениями.

Расчетное положение №1. Бульдозер, двигаясь прямо, с постоянной скоростью и запертыми гидроцилиндрами, (рис. 6.14) с ходу упирается центром режущей кромки отвала в препятствие.

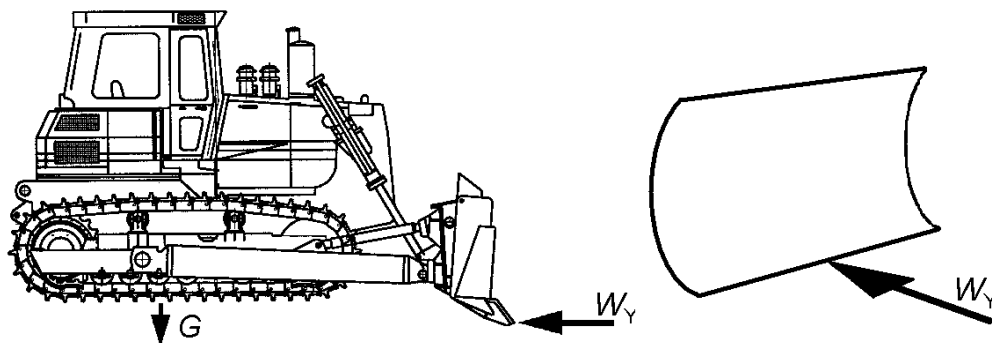


Рис. 6.14. Схема к расчётному положению № 1

Скорость бульдозера резко падает, движитель работает на пределе полного буксования, стремясь преодолеть сопротивление W_Y на режущей кромке отвала:

$$W_Y = G \varphi_{\max} + u_{\phi} \sqrt{M C_{\Sigma}},$$

где G и M – сила тяжести (Н) и общая масса (кг) бульдозера; φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления; u_{ϕ} – фактическая рабочая скорость бульдозера к моменту столкновения с препятствием, м/с; C_{Σ} – суммарная жесткость металлоконструкции бульдозерного оборудования и препятствия, Н/м.

Расчетное положение №2. Бульдозер, двигаясь по прямой, заглубляет отвал в грунт. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, вывешивает машину на середине режущей кромки отвала (рис. 6.15) с опрокидыванием вокруг точки А.

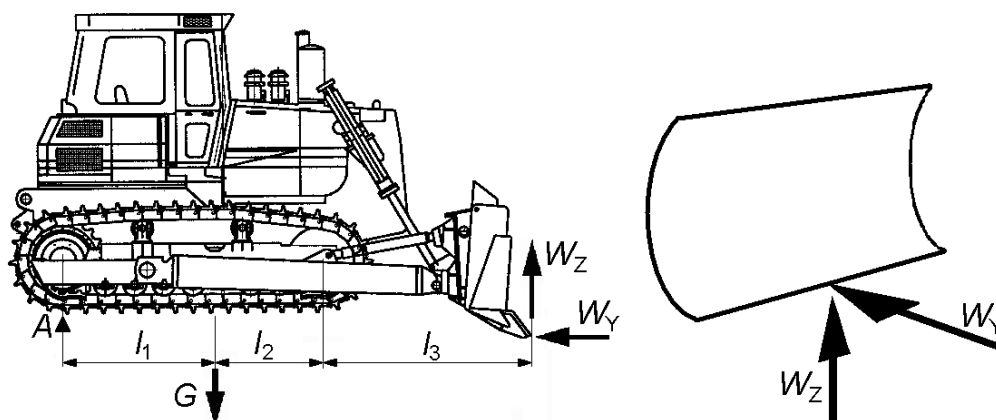


Рис. 6.15. Схема к расчётному положению № 2

Скорость бульдозера резко падает, движитель работает на пределе полного буксования, стремясь преодолеть горизонтальную составляющую W_Y сопротивления на режущей кромке отвала:

$$W_Y = (G - W_Z) \varphi_{\max} + u_{\text{ф}} \sqrt{MC_{\Sigma}},$$

$$W_Z = \frac{G l_1}{l_1 + l_2 + l_3},$$

где W_Z – вертикальная составляющая сопротивления на режущей кромке отвала, Н; l_1, l_2, l_3 – плечи действия сил, м.

Расчетное положение №3. Бульдозер, двигаясь по прямой, заглубляет отвал в грунт. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, вывешивает машину на конце режущей кромки отвала (рис. 6.16) с опрокидыванием вокруг точки А. Скорость бульдозера резко падает, движитель работает на пределе полного буксования, стремясь преодолеть горизонтальную составляющую W_Y сопротивления на режущей кромке отвала.

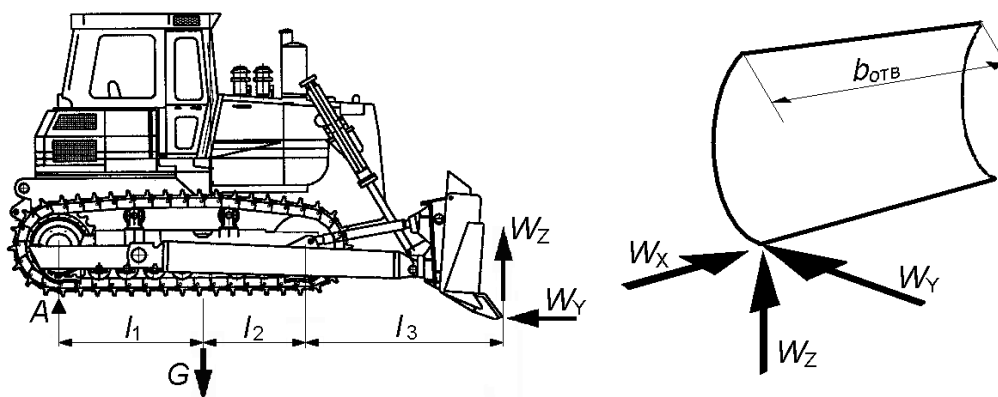


Рис. 6.16. Схема к расчётному положению № 3

Составляющие расчётного сопротивления определяют по формулам:

$$W_Y = (G - W_Z) \varphi_{\max} + u_{\text{ф}} \sqrt{MC_{\Sigma}},$$

$$W_Z = \frac{G l_1}{l_1 + l_2 + l_3},$$

$$W_X = \frac{(G - W_Z) \varphi_{\max} b_{\text{отв}}}{2(l_1 + l_2 + l_3)},$$

где W_X – боковая составляющая сопротивления на режущей кромке отвала, Н; $b_{\text{отв}}$ – длина отвала, м.

Расчетное положение №4. Бульдозер, двигаясь по прямой, выглубляет отвал из грунта. На середину режущей кромки отвала действует реакция грунта, удерживающая отвал. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, стремится опрокинуть машину вокруг точки *Б* (рис. 6.17).

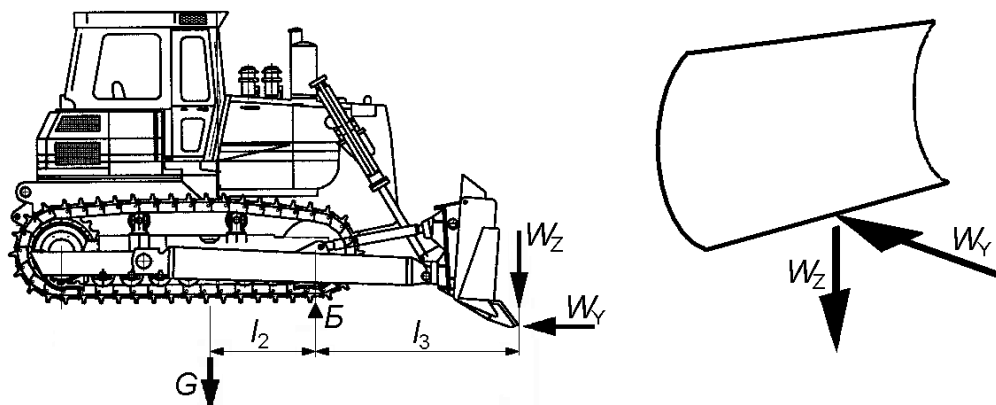


Рис. 6.17. Схема к расчётному положению № 4

Скорость бульдозера резко падает, движитель работает на пределе полного буксования, стремясь преодолеть горизонтальную составляющую W_γ сопротивления на режущей кромке отвала. Составляющие расчётного сопротивления определяют по формулам:

$$W_\gamma = (G + W_z) \varphi_{\max} + u_\phi \sqrt{M C_\Sigma},$$

$$W_z = -\frac{G l_2}{l_3}.$$

Расчетное положение №5. Бульдозер, двигаясь по прямой, выглубляет отвал из грунта. На конец режущей кромки отвала действует реакция грунта, удерживающая отвал. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, стремится опрокинуть машину вокруг точки *Б* (рис. 6.18).

Скорость бульдозера резко падает, движитель работает на пределе полного буксования, стремясь преодолеть горизонтальную составляющую W_γ сопротивления, действующего на режущую кромку отвала. Составляющие расчётного сопротивления определяют по формулам:

$$W_\gamma = (G + W_z) \varphi_{\max} + u_\phi \sqrt{M C_\Sigma},$$

$$W_Z = \frac{G l_2}{l_3}.$$

$$W_X = \frac{(G + W_Z) \varphi_{\max} b_{\text{отв.}}}{2 l_3}.$$

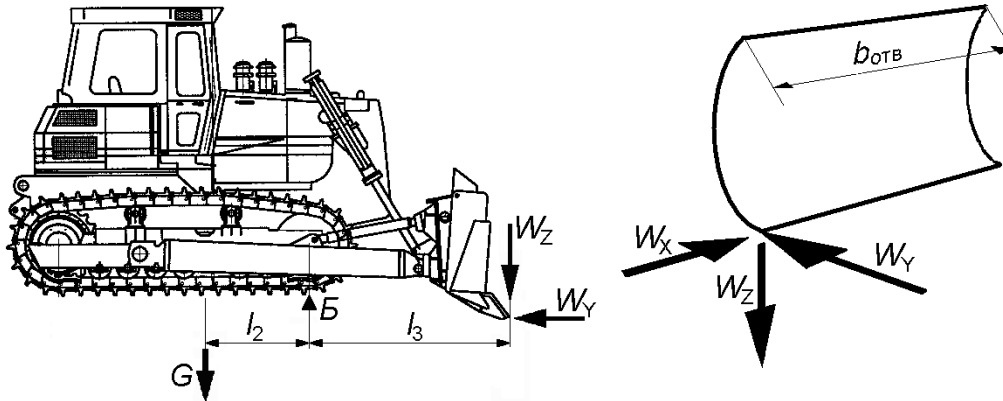


Рис. 6.18. Схема к расчётному положению № 5

Если вертикальная составляющая сопротивления на отвале W_Z направлена вниз (расчетные положения №4 и №5), мощности двигателя может не хватить для реализации силы тяги машины, возможной по сцеплению, так как

$$(G + W_Z) \cdot \varphi_{\max} > P_d - W_{\text{дв}}.$$

Тогда для определения продольной W_Y и боковой W_X составляющих сопротивления на отвале используют выражения:

$$W_Y = P_d - W_{\text{дв}},$$

$$W_X = -\frac{G \mu}{2},$$

где G – общая сила тяжести бульдозера, Н; φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления; P_d – движущая сила, найденная по величине крутящего момента на движителе, Н; $W_{\text{дв}}$ – сопротивление движению машины по опорной поверхности, Н; μ – коэффициент трения гусениц о грунт при боковом сдвиге ($\mu = 0,65 \dots 0,70$).

Суммарная жесткость бульдозерного оборудования и препятствия C_{Σ} определяется уравнением

$$C_{\Sigma} = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2},$$

где C_1 – жесткость бульдозерного оборудования, Н/м, $C_1=0,098 G$; C_2 – жесткость препятствия (см. табл. 6.1).

Таблица 6.1

Жесткость препятствий

№ п./п.	Расчетная ситуация	Удельная жесткость	
		C_2/F , Н/м ³	C_2/B или C_2/d , Н/м ²
1.	Заглубление отвала длиной 3 м в грунт I категории под углом резания: 30° 60°		3,724 10,980
2.	Заглубление отвала длиной 3 м в грунт II категории под углом резания: 30° 60°		5,488 16,950
3.	Заглубление отвала длиной 3 м в грунт III категории под углом резания: 30° 60°		9,310 27,640
4.	Удар отвалом в сосновую сваю на высоте 0,15 м от заделки нижнего конца: при диаметре сваи $d=0,3$ м при диаметре сваи $d=0,7$ м	2398,5 2368,2	
5.	Удар отвалом в кирпичный столб шириной $B=0,65$ м и площадью сечения $F=0,39$ м ² на высоте 0,15 м от заделки	4560,8	2736,5
6.	Гранитный массив шириной $B=0,5$ м		25480

Расчетному положению №1 соответствуют данные пунктов 4, 5 и 6 табл. 6.1; расчетным положениям № 2, 3, 4, 5 и 6 – данные пунктов 1, 2 и 3. Бульдозерное оборудование с поворотным отвалом проверяется по расчетным положениям № 3 и № 5. В качестве точки приложения нагрузок выбирается выступающий вперед конец отвала.

При определении реакций в упругих шарнирах и усилий в гидроцилиндрах используют расчетную схему (рис. 6.19), в которой:

- начало координат находится в точке сопряжения правого толкающего бруса с отвалом;
- бульдозерный отвал представляет собой плоскую вертикально расположенную пластину с выступающим вперед плоским ножом;
- бульдозерный отвал жестко соединен с толкающими брусками;
- оба упругих шарнира – сферические.

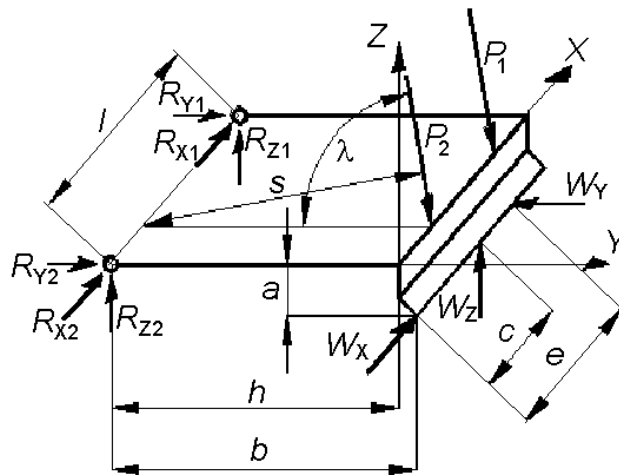


Рис. 6.19. Схема к расчёту усилий в гидроцилиндрах подъёма и опускания отвала и упругих шарнирах

Значения продольных и вертикальных составляющих реакций в упругих шарнирах определяют по выражениям:

$$P_1 = P_2 = \frac{W_z b - W_y a}{2s},$$

$$R_{Z1} = \frac{-W_x a - W_z c + P_1 e \sin \lambda}{l},$$

$$R_{Y1} = \frac{W_x b + W_y e - P_1 e \cos \lambda}{l},$$

$$R_{Z2} = 2 P_2 \sin \lambda - W_z - R_{Z1},$$

$$R_{Y2} = W_y - 2 P_2 \cos \lambda - R_{Y1},$$

$$R_{X2} = R_{X1} = \frac{W_y e + W_x (b - h) - 0,5 l (P_2 + P_1) \cos \lambda - R_{Y1} l}{2h},$$

где P_1 и P_2 – усилия, развиваемые левым и правым гидроцилиндрами соответственно; W_z , W_y и W_x – вертикальная, продольная и боковая составляющие усилия на отвале, преодолеваемого бульдозером; a – координата по оси Z точки приложения составляющей W_y ; s – плечо действия сил P_1 и P_2 относительно оси, соединяющей упругие шарниры; R_{Z1} , R_{Z2} – вертикальные, R_{Y1} , R_{Y2} – продольные, R_{X1} , R_{X2} – боковые составляющие реакций в левом и правом упругих шарнирах соответственно; c – координата по оси X точки приложения составляющей W_z ; e – координата по оси X точки приложения составляющей W_y ; λ – угол наклона плоскости, в которой лежат

штоки гидроцилиндров, к плоскости, в которой лежат толкающие брусья; b – плечо действия составляющей W_z относительно оси, соединяющей упряжные шарниры; h – расстояние по оси Y от начала координат до оси, соединяющей упряжные шарниры.

Для схемы с раскосами или Г-образными толкающими брусьями реакции R'_x и R''_x находят решением статически неопределимой задачи в плоскости рамы.

Теоретическая производительность бульдозера Π , м³/с, при наборе и перемещении призмы волочения с компенсацией потерь грунта подрезанием рассчитывают по формулам:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{V_{\text{пр}}}{T}, \\ &= t_{\text{коп}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{хол}} + t_{\text{ман}}, \\ V_{\text{пр}} &= k_{\text{пр}} b_{\text{отв}} (h_{\text{отв}} - h_{\text{коп}})^2, \\ t_{\text{коп}} &= \frac{V_{\text{пр}}}{(b_{\text{отв}} h_{\text{коп}} k_{\text{рых}} - V_{\text{пр}} k_{\text{пот}}) u_{\text{коп}}}, \\ t_{\text{пер}} &= \frac{L_{\text{пер}}}{u_{\text{пер}}}, \\ t_{\text{хол}} &= \frac{t_{\text{коп}} u_{\text{коп}} + L_{\text{пер}}}{u_x}, \end{aligned}$$

где $V_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения, м³; T – полное время цикла, с; $t_{\text{коп}}$ – время набора призмы волочения, с; $t_{\text{пер}}$ – время перемещения призмы волочения, с; $t_{\text{хол}}$ – время возвращения бульдозера в исходное положение; $t_{\text{ман}}$ – время маневрирования, $t_{\text{ман}}=17$ с; $k_{\text{пр}}$ – коэффициент учета формы призмы волочения (табл. 6.2); $b_{\text{отв}}$ – длина отвала, м; $h_{\text{отв}}$ – высота отвала, м; $h_{\text{коп}}$ – средняя глубина копания, м; $k_{\text{рых}}$ – коэффициент разрыхления грунта при разработке; $k_{\text{пот}}$ – коэффициент учета потерь грунта в боковые валики при копании и перемещении, для несвязных грунтов $k_{\text{пот}} = 0,032$, для связных – 0,070; $u_{\text{коп}}$ – фактическая скорость при копании; $L_{\text{пер}}$ – расстояние перемещения призмы волочения; $u_{\text{пер}}$ – фактическая скорость при перемещении; u_x – скорость холостого хода.

Таблица 6.2

Значения коэффициента учета формы призмы волочения $k_{пр}$

Отношение высоты отвала к его длине	0,15	0,30	0,35	0,40	0,45
Связные грунты I и II категорий	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95
Несвязные грунты	1,15	1,20	1,20	1,30	1,50

<u>Тип грунта</u>	<u>Коэффициент разрыхления</u>
Песок	1,11
Супесь	1,25
Глинистый грунт	1,43
Гравелистый грунт	1,18
Гравий	1,13
Слежавшийся гравий	1,42
Мягкий кусковой камень	1,65
Кусковой гранит или базальт	1,70
Разрушенная скала	1,75
Крупногабаритный камень	1,80

Сопротивления, преодолеваемые бульдозером при работе, рассчитывают по формулам:

$$W_{\text{общ}} = W_{\text{рез}} + W_{\text{стр}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{отв}} + W_{\text{дв}},$$

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} b_{\text{отв}} h_{\text{коп}},$$

$$W_{\text{стр}} = V_{\text{пр}} \gamma_{\text{гр}} \mu_{\text{ст}} \cos^2 \alpha,$$

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} \mu_{\text{гр}},$$

$$W_{\text{отв}} = \frac{G_{\text{ро}} l_{\text{цт}} \mu_{\text{ст}}}{l_{\text{кр}}},$$

$$W_{\text{дв}} = \left[\frac{G_{\text{ро}} (l_{\text{кр}} - l_{\text{цт}})}{l_{\text{кр}}} + G_{\text{тр}} \right] (f + i),$$

где $W_{\text{общ}}$ – общее сопротивление, преодолеваемое бульдозером при работе, Н; $W_{\text{рез}}$ – сопротивление грунта резанию отвалом, Н; $W_{\text{стр}}$ – сопротивление движению срезанной стружки грунта вверх по отвалу, Н; $W_{\text{пр}}$ – сопротивление перемещению призмы волочения, Н; $W_{\text{отв}}$ – сопротивление трения отвала о грунт, Н; $W_{\text{дв}}$ – сопротивление движению машины, Н; $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па; $b_{\text{отв}}$ – длина отвала, м; $h_{\text{коп}}$ –

глубина копания, м; $V_{пр}$ – объем призмы волочения, м³; $\rho_{гр}$ – объемная сила тяжести грунта, кг/м³; $\mu_{ст}$ – коэффициент трения стали о грунт; α – угол резания, град; $\mu_{гр}$ – коэффициент трения грунта по грунту (для связных грунтов $\mu_{гр}=0,5$, для несвязных грунтов – 0,7...1,0); $G_{ро}$ – сила тяжести рабочего оборудования, Н; $l_{цт}$ – расстояние по горизонтали от центра упряжного шарнира до центра тяжести рабочего оборудования, м; $l_{кр}$ – расстояние по горизонтали от центра упряжного шарнира до режущей кромки, м; $G_{тр}$ – сила тяжести трактора без бульдозерного оборудования, Н; f – коэффициент сопротивления движению ($f \leq 0,12$); i – уклон местности, %.

Удельное сопротивление грунта резанию бульдозерным отвалом $K_{рез}$, кПа, при угле резания 45...60° в зависимости от категории грунта имеет следующие значения:

категория грунта	I	II	III
сопротивление грунта резанию	70	110	170.

6.4. Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируют бульдозеры?
2. Как способ маневрирования бульдозера связан с типом рамы?
3. Для чего нужны балансирный брус и диагональное звено?
4. Какие контуры гусеничного ходового оборудования известны?
5. Для чего нужен перекоп отвала в поперечной плоскости?
6. Используют ли одновременно толкающие рамы и брусья?
7. Какие типы толкающих рам известны?
8. Для каких целей используют разные типы отвалов?
9. Перечислите расчётные случаи, используемые при проверке бульдозерного оборудования на прочность.
10. Из каких составляющих складывается рабочий цикл бульдозера?

7. СКРЕПЕРЫ

Скреперы предназначены для послойной разработки грунтов до III категории прочности включительно, перевозки грунтов на расстояние до 7 км и их послойной выгрузки в земляное сооружение. Лучше всего разработке скреперами поддаются супеси

и суглинки оптимальной и меньшей влажности без крупных каменистых включений. Они хорошо заполняют ковш и легко выгружаются. Влажные глины и почвы налипают на металл и затрудняют заполнение и опорожнение ковша скрепера, а прочные грунты естественного залегания и грунты с крупными каменистыми включениями опасны для его ножевой системы.

7.1. Классификационные признаки

По компоновке различают прицепные, полуприцепные и самоходные скреперы (рис. 7.1).

Прицепной скрепер (рис. 7.2) оснащен всем необходимым для разработки, транспортирования и выгрузки грунтов, включая ходовое оборудование и системы управления, но энергию, необходимую для движения, разработки грунта, заполнения ковша и работы систем управления он получает от тягача – как правило, промышленного гусеничного трактора.

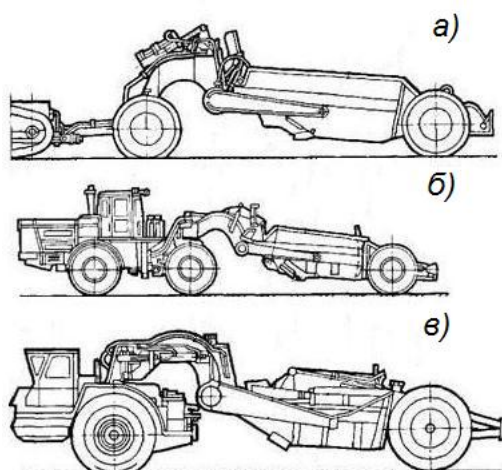


Рис. 7.1. Классификация скреперов по компоновке:
а – прицепные; б – полуприцепные; в – самоходные

Сила тяги тягача обеспечивает разработку грунта и заполнение ковша, а энергия для работы механизмов загрузки и разгрузки ковша и систем управления подается от тягача отдельной трансмиссией.

В современных машинах для этих целей чаще всего используют гидравлические системы и объемный гидропривод. Быстроразъемные соединительные муфты сокращают простои тягача и предотвращают загрязнение окружающей среды рабочей

жидкостью. Вместимость ковша прицепного скрепера обычно не превышает 10...12 м³.

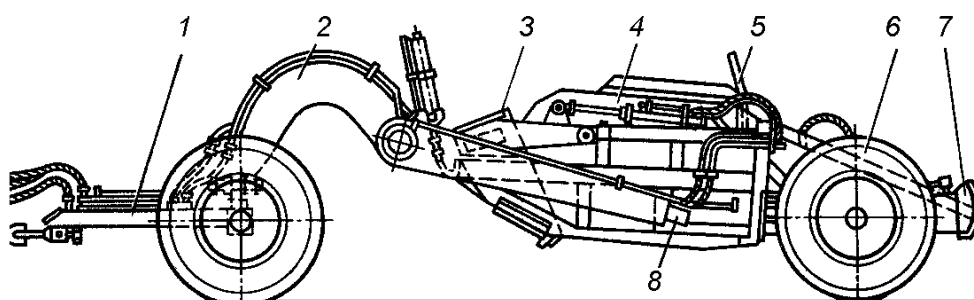


Рис. 7.2. Агрегаты прицепного скрепера:

1 – дышло передней оси; 2 – хобот тяговой рамы; 3 – заслонка; 4 – ковш; 5 – задняя стенка; 6 – заднее колесо; 7 – буфер; 8 – упряжной шарнир

Полуприцепные скреперы (рис. 7.3) своей передней частью опираются не на собственные передние колеса, а на сцепное устройство тягача, в качестве которого может использоваться гусеничный или пневмоколесный трактор.

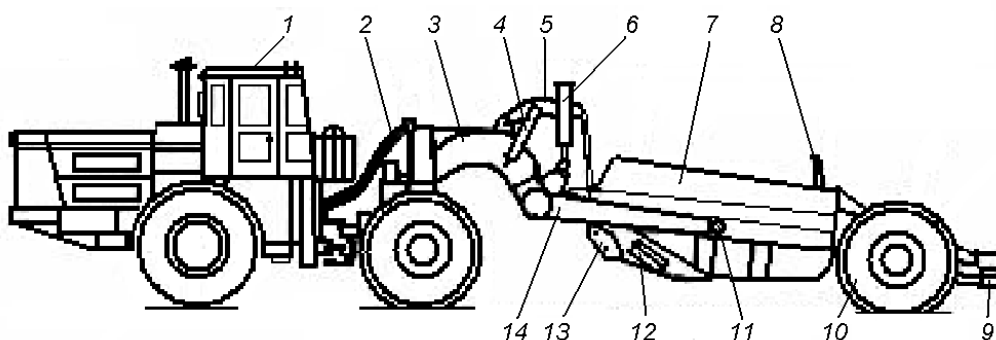


Рис. 7.3. Агрегаты полуприцепного скрепера:

1 – колёсный трактор; 2 – седельно-сцепное устройство; 3 – хобот; 4 – гидроцилиндр управления заслонкой; 5 – рычаг управления заслонкой; 6 – гидроцилиндр подъема ковша; 7 – ковш; 8 – задняя стенка; 9 – буфер; 10 – задний мост скрепера; 11 – упряжной шарнир; 12 – ножевая система ковша; 13 – заслонка ковша; 14 – тяговая рама

Работа механизмов и технология применения полуприцепного скрепера такие же, как у прицепного, но для сцепки и расцепки тягача и скрепера необходимо грузоподъемное оборудование и дополнительная опора для передней части скрепера. Вместимость ковша полуприцепного скрепера обычно составляет 8...10 м³. В мировой практике эта компоновка широкого применения не нашла.

Самоходные скреперы – наиболее распространённый вариант компоновки этой группы машин (рис. 7.4).

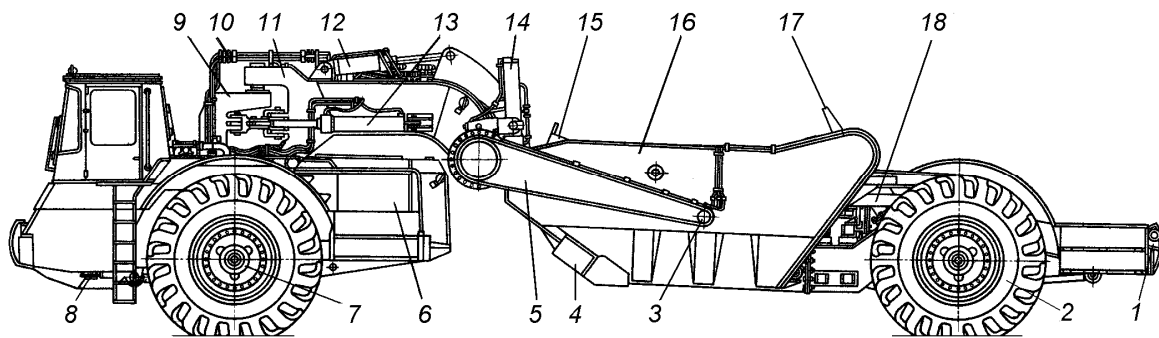


Рис. 7.4. Агрегаты самоходного одномоторного скрепера:

1 – буфер; 2 – задний ведомый мост; 3 – упряжной шарнир; 4 – ножевая система ковша; 5 – тяговая рама; 6 – двигатель тягача; 7 – передний ведущий мост; 8 – коробка передач; 9 – шарнирно-сцепное устройство; 10 – гидравлические магистрали; 11 – хобот; 12 – гидроцилиндр подъёма заслонки; 13 – рулевой гидроцилиндр; 14 – гидроцилиндр подъёма ковша; 15 – заслонка ковша; 16 – ковш; 17 – задняя стенка; 18 – гидроцилиндр выдвижения задней стенки

Их основное достоинство – высокие (до 50 км/ч) транспортные скорости в сочетании с практическим отсутствием ограничений на дальность перевозки грунта и вместимость ковша (у прицепных и полуприцепных скреперов она ограничена возможностями серийных промышленных тягачей). Вместимость ковша самоходного скрепера может достигать 35 м³ и более.

По способу загрузки выделяют скреперы, загружаемые за счет силы тяги (собственной, толкача, второго скрепера – в сцепке «цугом») и с помощью загрузочных устройств.

Машины, загружаемые собственной силой тяги, не оборудуют дополнительными приспособлениями. Исключение могут составлять ступенчатые и эллиптические ножи ковша, повышающие скорость и степень его заполнения. Машины, для загрузки которых может использоваться бульдозер–толкач, имеют специальный буфер, выступающий за задние колеса скрепера. Бульдозер–толкач упирается в буфер отвалом и создаёт дополнительную силу тяги, позволяющую повысить скорость и степень заполнения ковша. Скреперы, загружаемые в сцепке «цугом», заполняют ковши грунтом по очереди, используя тягу обеих машин. По завершении загрузки они разъединяются и перевозят грунт поодиночке. Такая организация работы возможна, если скреперы, копающие грунт в сцепке «цугом», оснащаются дистанционно управляемыми

буферными и буксирными приспособлениями, позволяющими суммировать силу тяги обеих машин.

Механизмы для принудительной загрузки грунта в ковш – это винтовые и скребковые конвейеры (рис.7.5), устанавливаемые в передней или средней части ковша. Устройства принудительной загрузки, используя часть мощности двигателя скрепера, поднимают грунт, срезанный ножами, на вершину бурта грунта, находящегося в ковше, что повышает степень его заполнения.

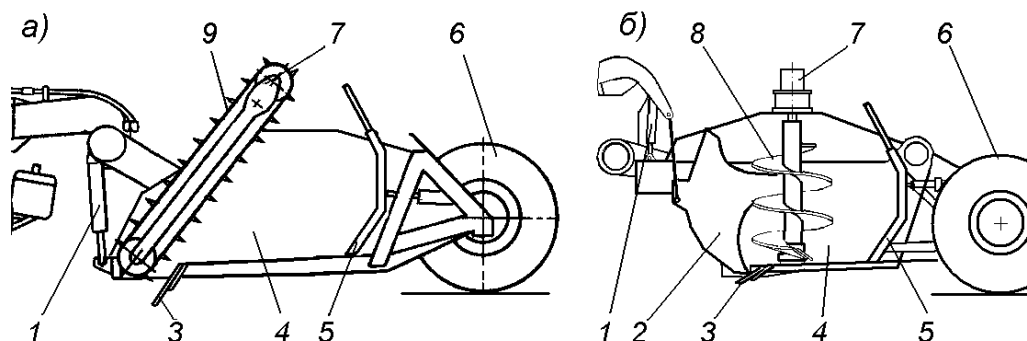


Рис. 7.5. Механизмы принудительной загрузки скрепера:

а – скребковый конвейер (элеватор); б – винтовой конвейер (шнек); 1 – гидроцилиндр подъёма ковша; 2 – заслонка ковша; 3 – ножевая система; 4 – боковая стенка ковша; 5 – задняя выдвижная стенка; 6 – колесо скрепера; 7 – гидродвигатель механизма загрузки; 8 – винтовой конвейер; 9 – скребковый конвейер

Винтовой (шнековый) механизм загрузки представляет собой вертикально расположенный в ковше однозаходный винт с широкими лопастями, вращаемый гидродвигателем. Шнек с гидродвигателем крепят к арке, опирающейся на боковые стенки ковша. В процессе копания грунт, срезанный ножами скрепера, попадает на нижнюю кромку лопасти шнека, поднимается им вверх и скатывается по склону бурта грунта, находящегося в ковше, к его задней стенке.

Скребковый элеватор представляет собой цепной скребковый конвейер, установленный в передней части ковша вместо его заслонки. Раму конвейера крепят к боковым стенкам ковша. Стружка грунта, срезанная ножами скрепера, разрушается скребками конвейера и по обращенному к нему склону бурта грунта, находящегося в ковше, поднимается скребками вверх, откуда свободно скатывается по склону, обращенному к задней стенке

ковша. Детали и механизмы, расположенные перед ковшом, защищены от грунта, разбрасываемого скребками, сеткой.

По способу выгрузки выделяют скреперы со свободной выгрузкой опрокидыванием ковша вперед или назад и принудительным выталкиванием грунта подвижной задней стенкой ковша через передний проем или разгрузочные люки в днище ковша. Разгрузка через люк в днище ковша наиболее удобна для скреперов с элеваторной загрузкой.

7.2. Устройство

Основным элементом силовой конструкции любого скрепера является ковш (рис. 7.6), представляющий собой металлический сварной короб с днищем, двумя боковыми и одной задней (как правило, выдвижной) стенкой. Передняя кромка днища образована подножевой плитой, к которой болтами крепится ножевая система ковша скрепера.

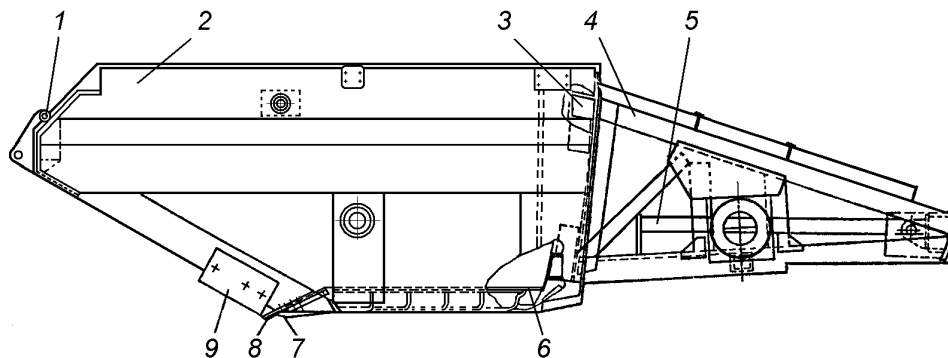


Рис. 7.6. Конструкция ковша скрепера:

1 – балка с кронштейнами для гидроцилиндров ковша; 2 – боковая стенка; 3 – задняя связь; 4 – буфер; 5 – направляющая; 6 – днище; 7 – подножевая плита; 8 – горизонтальные ножи; 9 – вертикальные боковые ножи

Ножевая система скрепера состоит из горизонтальных сменных ножей, образующих режущую кромку ровной, ступенчатой и овальной формы, или ножей с зубьями. Ступенчатая и овальная кромки срезают более узкую, но толстую стружку грунта, которая, благодаря большей прочности, легче проходит сквозь грунт, находящийся в ковше. Это сокращает время загрузки скрепера на 10...20 % и повышает степень заполнения ковша на 18...25 %. На передних гранях боковых стенок ковша крепятся вертикальные

боковые ножи, подрезающие стружку грунта с боков и сокращающие потери грунта в боковые валики.

В скреперах, загружаемых силой тяги или с помощью шнека, передний проём ковша закрывается заслонкой (рис. 7.7), рычаги которой крепятся шарнирами к боковым стенкам ковша.

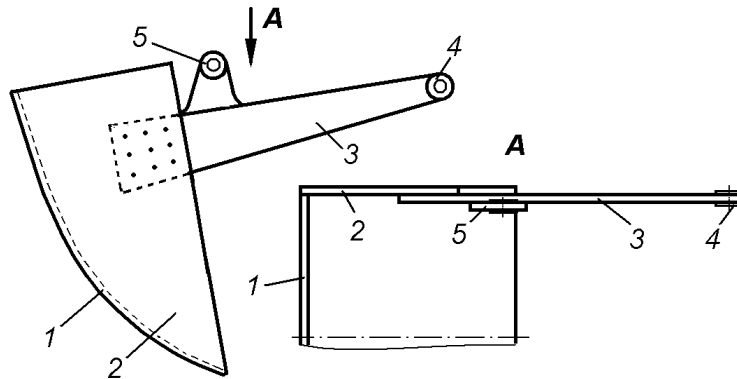


Рис. 7.7. Конструкция заслонки ковша:

1 – щит; 2 – щека; 3 – рычаг; 4 – проушина шарнира крепления заслонки к ковшу; 5 – стойка крепления гидроцилиндра привода заслонки

Заслонка удерживает грунт в ковше во время перевозки и регулирует толщину отсыпаемого слоя. Её поднимают и опускают гидроцилиндры (один или два в зависимости от конструкции ковша), штоки которых крепят шарнирами к заслонке, а корпуса - либо к стенкам ковша, либо к тяговой раме. У скреперов с элеваторной загрузкой заслонки нет, а вместо неё - загрузочное устройство.

Большинство современных скреперов оснащено выдвигной задней стенкой (рис. 7.8), управляющей выгрузкой грунта из ковша.

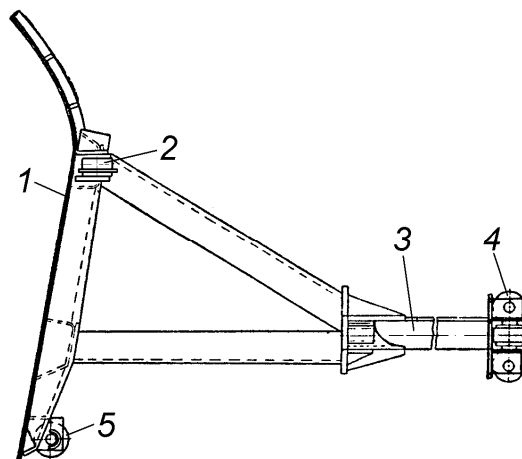


Рис. 7.8. Выдвигная задняя стенка ковша:

1 – лобовой лист; 2 – боковой направляющий ролик; 3 – хвостовик; 4 – направляющий ролик хвостовика; 5 – опорный ролик

Длинноходовой гидроцилиндр, размещенный внутри металлоконструкции заднего буфера ковша, выдвигает заднюю стенку, приближая ее к зеву ковша. Перекосы задней стенки при движении по ковшу предотвращаются несколькими парами боковых и опорных роликов, на которых стенка перекатывается по днищу, боковым стенкам ковша и направляющим хвостовика.

Ковш самоходного скрепера опирается на два пневматических колеса, расположенных сзади него, и поворотнo-сцепное устройство на раме тягача. К боковым стенкам ковша посредством упругих шарниров крепят концы боковых тяг П-образной тяговой рамы (рис. 7.9), поперечная балка которой соединена хоботом с поворотнo-сцепным устройством тягача. К поперечной балке тяговой рамы крепятся гидроцилиндры подъема/опускания ковша, штоки которых шарнирно закреплены на стенках ковша или поперечном брусе, соединяющем их передние кромки.

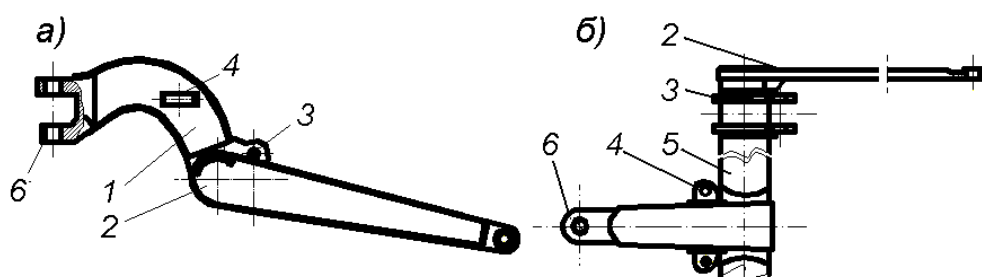


Рис. 7.9. Тяговая рама скрепера:

а – вид сбоку; б – вид сверху; 1 – хобот; 2 – боковая тяга; 3 – проушины гидроцилиндра подъема ковша; 4 – проушины рулевого гидроцилиндра; 5 – поперечная балка; 6 – скоба поворотнo-сцепного устройства

Двигатель и кабина тягача вынесены вперед, за передние колеса, трансмиссия обычно смещена в сторону ковша, а поворотнo-сцепное устройство располагается над осью моста. Такая компоновка повышает силу тяги и снижает момент сопротивления повороту при маневрировании.

Для повышения скорости перевозки грунта и увеличения силы тяги на заключительном этапе заполнения ковша на тяжелые скреперы оснащают дополнительным двигателем с ходовой трансмиссией привода задних колес. В этом случае двигатель и трансмиссию размещают позади ковша.

Арочная форма хобота позволяет рулевым гидроцилиндрам поворачивать тягач относительно ковша на угол до 90°, при котором радиус поворота скрепера минимален. Иногда поворотнo–сцепное устройство оборудуют азотно–масляным компенсатором, который поглощает энергию ударов, возникающих при движении по неровной поверхности.

7.3. Расчёт конструктивных и эксплуатационных параметров

Представление о величине основных параметров скрепера дают уравнения регрессии, отражающие количественные связи между параметрами современных машин.

<u>Масса скрепера</u>	с обычной загрузкой	$G_{\text{ТЯГ}}=1,92+V_{\text{к}}$
	со скребковым конвейером	$G_{\text{СКР}}=1,94+V_{\text{к}}$
	с винтовым конвейером	$G_{\text{ВИН}}=2,10+V_{\text{к}}$

Длина ковша

$$l_{\text{к}} = \sqrt{\frac{m V_{\text{к}}}{b_{\text{к}}}}$$

Высота ковша

$$h_{\text{к}} = \sqrt{\frac{V_{\text{к}}}{m b_{\text{к}}}}$$

Геометрическая емкость ковша

$$V_{\text{геом}} = 0,7 V_{\text{к}}$$

где $V_{\text{к}}$ – вместимость ковша скрепера «с шапкой», м³. Ориентиром при выборе ширины ковша $b_{\text{к}}$ служат габаритные ограничения, диктуемые условиями перемещения по автомобильным и железным дорогам (автодороги – 2,5 м, железные дороги – 3,5 м).

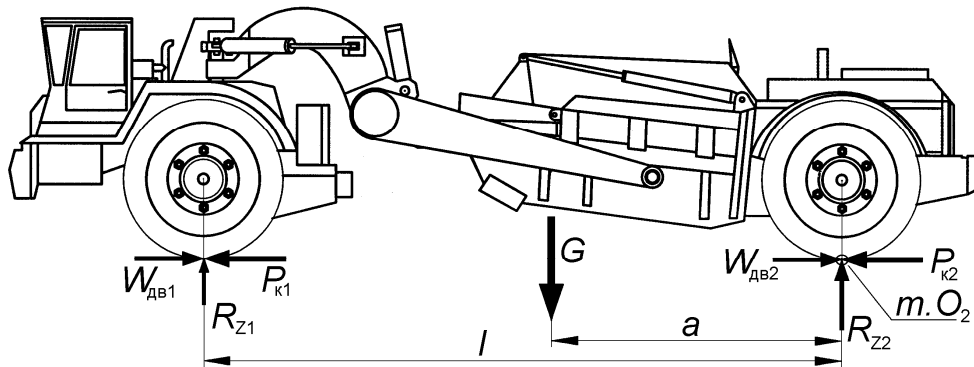
Отношение длины днища ковша скрепера к его высоте (m) зависит от вместимости ковша:

$V_{\text{к}}, \text{ м}^3$	4...6	6...8	8...12	12...18
m	1,0...0,82	0,91...0,80	0,96...0,95	>1,00

Проверка элементов металлоконструкции скрепера на прочность предполагает рассмотрение сочетаний внешних нагрузок в пяти расчетных положениях.

Расчетное положение №1 (проверка поворотнo–сцепного устройства и гидроцилиндров подъема/опускания ковша). Скрепер с полным ковшом движется прямолинейно по неровной поверхности

на максимальной скорости, преодолевая сопротивление качению (рис.7.10).



7.10. Схема к расчётному положению № 1

Из уравнения тягового баланса скрепера следует

$$P_{к1} + P_{к2} \geq (R_{z1} + R_{z2}) f.$$

Из равновесия суммы моментов относительно т. O_2 следует

$$R_{z1} = \frac{k_d G a}{l}.$$

Из равенства суммы вертикальных проекций сил следует

$$R_{z2} = k_{дин} G R_{z1},$$

где $P_{к1}$ и $P_{к2}$ – окружные силы ведущих колес переднего и заднего мостов; R_{z1} и R_{z2} – вертикальные опорные реакции на колесах переднего и заднего мостов; f – коэффициент сопротивления движению; $k_{дин}$ – коэффициент динамичности нагружения, $k_{дин} = 2$; a – расстояние по горизонтали от центра масс агрегата до оси заднего моста; G – сила тяжести груженого скрепера.

Расчетное положение №2 (проверка тяговой рамы и элементов крепления задних колес или узлов заднего моста). На выходе из левого поворота, когда тягач повернут относительно продольной оси ковша на 90° , правое заднее колесо попадает в выемку глубиной h_b (рис.7.11). Движущая сила передних ведущих колес $P_{к1}$ должна преодолеть сопротивления качению скрепера и выкатыванию правого заднего колеса из выемки

$$P_{к1} = W_{дв1} + W_{дв2} + W_{вык},$$

где $W_{дв1}$ – сопротивление качению передних колес скрепера; $W_{дв2}$ – сопротивление качению задних колес скрепера; $W_{вык}$ –

сопротивление выкатыванию правого заднего колеса скрепера из выемки.

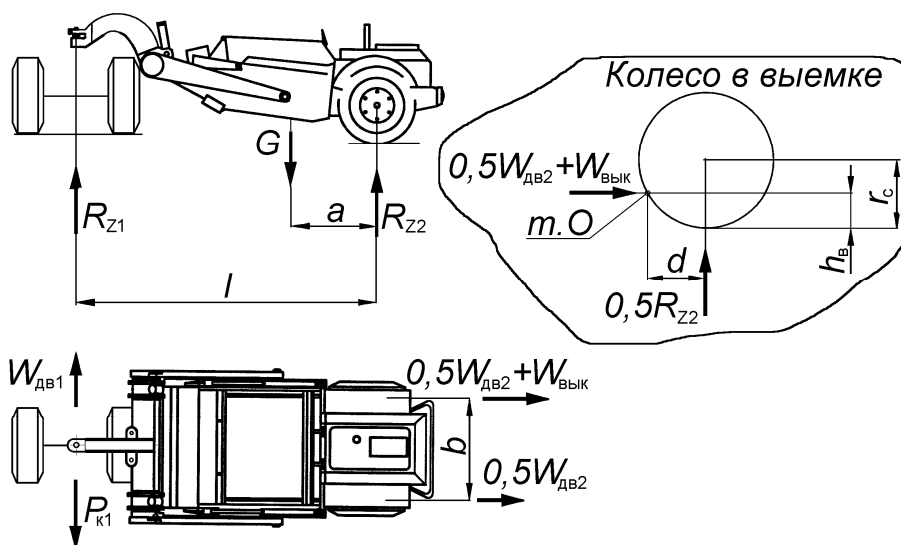


Рис. 7.11. Схема к расчётному положению № 2

Составляющие этого равенства рассчитывают по формулам:

$$P_{K1} = R_{Z1} \varphi_{\max},$$

$$W_{ДВ1} = R_{Z1} f,$$

$$W_{ДВ2} = R_{Z2} f,$$

$$R_{Z1} = G \frac{a}{l},$$

$$R_{Z2} = G - R_{Z1},$$

где R_{Z1} – вертикальная реакция грунта на передние колеса; φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления; f – коэффициент сопротивления движению; R_{Z2} – вертикальная реакция грунта на задние колеса; G – общая сила тяжести скрепера; a – расстояние по горизонтали от центра масс агрегата до оси заднего моста; l – длина базы скрепера.

Из допущения о равномерном распределении силы тяжести скрепера между левыми и правыми колесами и из равновесия суммы моментов сил, действующих в вертикальной плоскости относительно т. О, следует:

$$W_{\text{ВЫК}} = \frac{0,5 R_{Z2} d}{r_c - h_{\text{ВП}}},$$

$$d = \sqrt{r_c^2 - (r_c - h_{\text{ВП}})^2},$$

где d – расстояние по горизонтали между линией действия опорной реакции R_{Z2} и т. O ; r_c – силовой радиус колеса скрепера; h_b – глубина выемки.

Расчетное положение №3 (проверка металлоконструкции скрепера): полный ковш начинает выглубляться, объем призмы волочения перед ковшом и заслонкой максимальный, скрепер и толкач развивают максимальные тяговые усилия (рис.7.12).

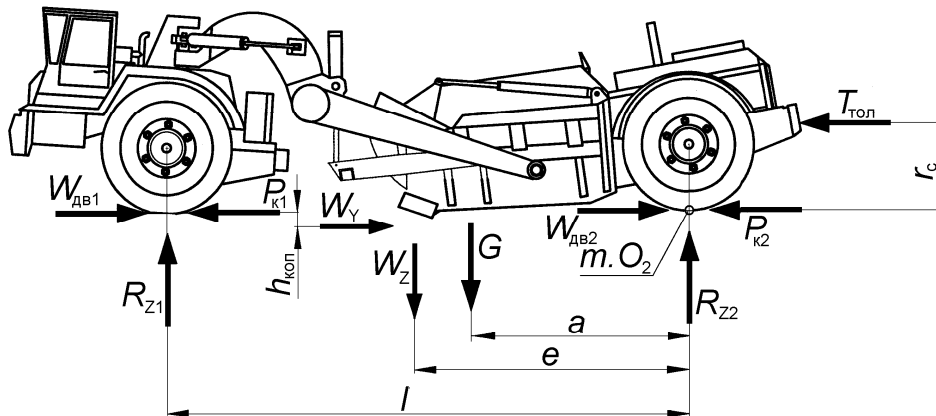


Рис. 7.12. Схема к расчётному положению №3

Для скрепера с передним и задним ведущими мостами из уравнения равновесия продольных проекций сил следует

$$W_Y = P_K + T_{\text{тол}} - W_{\text{дв}},$$

где P_K – сумма окружных сил всех ведущих колес скрепера; $T_{\text{тол}}$ – сила тяги, развиваемая толкачом, $W_{\text{дв}}$ – сумма сопротивлений движению скрепера.

Из уравнений тягового баланса скрепера и толкача следует:

$$P_K = R_Z \varphi_{\text{max}},$$

$$W_{\text{дв}} = R_Z f,$$

$$T_{\text{тол}} = 0,8 R_{Z\text{тол}} (\varphi_{\text{тол max}} - f_{\text{тол}}),$$

где R_Z – сумма вертикальных реакций опорной поверхности на колеса скрепера; φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления; f – коэффициент сопротивления движению; $0,8$ – коэффициент одновременности приложения сил тяги скрепера и толкача; $R_{Z\text{тол}}$ – сумма вертикальных реакций опорной поверхности на движитель толкача; $\varphi_{\text{тол max}}$ – максимальный коэффициент сцепления толкача; $f_{\text{тол}}$ – коэффициент сопротивления движению толкача.

Из равновесия суммы вертикальных проекций сил Z следует:

$$R_Z = G + W_Z,$$

$$W_Z = \psi W_Y,$$

$$R_{Z_{\text{тол}}} = G_{\text{тол}},$$

где W_Y и W_Z – продольная и вертикальная составляющие усилия копания, ψ – соотношение вертикальной и горизонтальной составляющих усилия копания ($\psi = 0,37 \dots 0,45$); $G_{\text{тол}}$ – сила тяжести толкача.

Для скрепера с передними ведущими колесами

$$W_Y = P_{к1} + T_{\text{тол}} - W_{\text{дв}}.$$

Из уравнения его тягового баланса следует, что

$$P_{к1} = R_{Z1} \varphi_{\text{max}}.$$

Из равновесия суммы моментов относительно т. O_2 и суммы вертикальных проекций сил следует:

$$R_{Z1} = \frac{W_{\text{дв}1} h_{\text{коп}} - P_{к1} h_{\text{коп}} - W_Z e - G a - T_{\text{тол}} r_c}{l},$$

$$R_{Z2} = W_Z + G - R_{Z1},$$

где $h_{\text{коп}}$ – глубина копания.

Расчетное положение №4 (проверка поворотного-цепного устройства и упряжных шарниров): скрепер, гружёный «с шапкой», опирается только на передние колеса и толкающее устройство толкача (рис.7.13). Задние колеса скрепера не касаются поверхности, остающейся после прохода ножа, но находятся в непосредственной близости от нее.

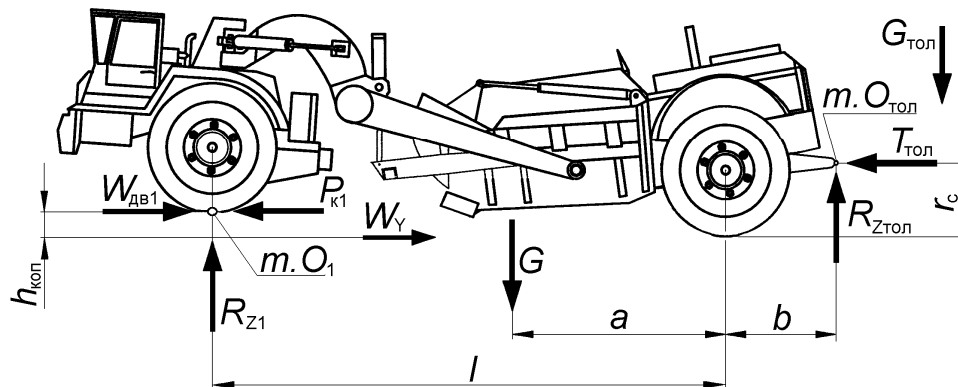


Рис. 7.13. Схема к расчётному положению № 4

Из уравнения тягового баланса скрепера следует

$$T_{\text{скр}} = P_{к1} - W_{\text{дв}1} = R_{Z1} (\varphi_{\text{max тол}} - f_{\text{тол}}).$$

Из уравнения тягового баланса толкача следует

$$T_{\text{тол}} = (G_{\text{тол}} + R_{Z\text{тол}})(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}}),$$

Из равновесия суммы моментов относительно т. $O_{\text{тол}}$ следует

$$R_{Z1} = \frac{W_Y r_c + G(a+b)}{(\varphi_{\text{макс}} - f)(r_c - h_{\text{коп}}) + (l+b)}.$$

Из равновесия суммы моментов относительно т. O_1 следует

$$R_{Z\text{тол}} = \frac{G(l-a) - W_Y h_{\text{коп}} - G_{\text{тол}}(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}})(r_c - h_{\text{коп}})}{(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}})(r_c - h_{\text{коп}}) + (l+b)}.$$

Из равновесия вертикальных проекций сил следует

$$W_Y = R_{Z1}(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}}) + (G_{\text{тол}} + R_{Z\text{тол}})(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}}).$$

Решение трёх полученных уравнений позволяет определить все силы, действующие на скрепер.

Расчетное положение №5 (проверка узлов крепления гидроцилиндров подъема и опускания ковша): скрепер, гружёный «с шапкой», опирается только на передние колеса и собственный нож (рис.7.14). Задние колеса скрепера не касаются поверхности, остающейся после прохода ножа, но находятся в непосредственной близости от нее.

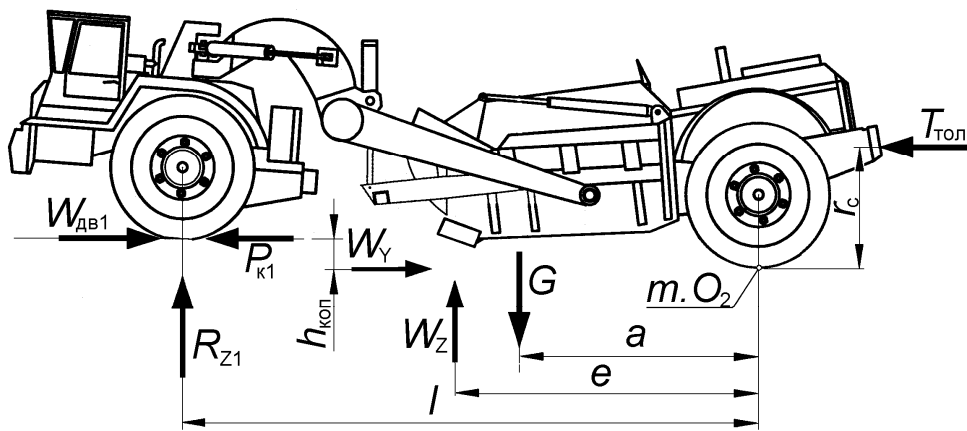


Рис. 7.14. Схема к расчётному положению № 5

Равновесие суммы моментов относительно т. O_2 описывается уравнением, в которое входят все неизвестные величины:

$$P_{к1} h_{\text{коп}} + Ga + T_{\text{тол}} r_c - W_{\text{дв1}} h_{\text{коп}} - R_{Z1} l - W_Z e = 0.$$

Из уравнений тягового баланса скрепера следует

$$P_{к1} - W_{\text{дв1}} = R_{Z1}(\varphi_{\text{макс}} - f).$$

Из уравнений тягового баланса толкача следует

$$T_{\text{тол}} = G_{\text{тол}}(\varphi_{\text{макс тол}} - f_{\text{тол}}).$$

Из равенства нулю суммы вертикальных проекций сил следует
 $W_Z = G - R_{Z1}$.

Таким образом

$$R_{Z1} = \frac{G(e-a) - G_{\text{тол}}(\varphi_{\text{мах тол}} - f_{\text{тол}})r_c}{(\varphi_{\text{мах}} - f)h_{\text{коп}} - l + e}.$$

Здесь использованы такие же условные обозначения величин и предлагаются те же их значения, как и в предыдущих случаях.

Теоретическую производительность скрепера, Π , м³/с, рассчитывают по уравнениям:

$$\Pi = \frac{V_k k_{\text{нап}}}{T},$$

$$T = t_{\text{зап}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{хол}} + t_{\text{ман}},$$

$$t_{\text{зап}} = \frac{V_k k_{\text{нап}} k_{\text{пот}}}{b_k h_{\text{коп}} k_{\text{рых}} (u_{\text{зап н}} + u_{\text{зап к}})},$$

$$t_{\text{тр}} = \frac{L_{\text{тр}}}{u_{\text{тр}}},$$

$$t_{\text{раз}} = \frac{V_k k_{\text{нап}}}{b_k h_{\text{сл}} (u_{\text{выг н}} + u_{\text{выг к}})},$$

$$t_{\text{хол}} = \frac{L_x}{u_x},$$

где V_k – вместимость ковша скрепера «с шапкой» (для скрепера с загрузкой собственной тягой $V_k = 140$ % геометрической емкости ковша); $k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша (для скрепера с передними ведущими колесами, работающего с толкачом, $k_{\text{нап}}$ принимают по табл.7.1, для скрепера со всеми ведущими колесами, работающего с толкачом, $k_{\text{нап}} = 1,15$, для скреперов с устройством принудительной загрузки $k_{\text{нап}} = 1,00$); T – время цикла; $t_{\text{зап}}$ – время заполнения ковша; $t_{\text{тр}}$ – время перевозки грунта к месту выгрузки; $t_{\text{раз}}$ – время разгрузки ковша; $t_{\text{хол}}$ – время возвращения пустого скрепера к месту набора грунта; $t_{\text{ман}}$ – время маневрирования за один рабочий цикл ($t_{\text{ман}} = 80$ с); $k_{\text{пот}}$ – коэффициент потерь грунта в призму волочения и боковые валики ($k_{\text{пот}} = 1,35$); b_k – ширина зева ковша скрепера; $h_{\text{коп}}$ – глубина копания при заполнении ковша; $k_{\text{рых}}$ –

коэффициент разрыхления грунта при разработке (табл.7.1); $u_{зап н}$ – скорость скрепера в начале заполнения ковша; $u_{зап к}$ – скорость скрепера в конце заполнения ковша; $L_{тр}$ – расстояние перевозки грунта; $u_{тр}$ – коммерческая скорость груженого скрепера; $h_{сл}$ – толщина слоя, образуемого грунтом, выгружаемым из ковша; $u_{выг н}$ – скорость скрепера в начале опорожнения ковша; $u_{выг к}$ – скорость скрепера в конце опорожнения ковша; L_x – расстояние от места выгрузки до места заполнения ковша; u_x – коммерческая скорость пустого скрепера.

Таблица 7.1

Коэффициенты наполнения $k_{нап}$ и разрыхления $k_{рых}$

Материал	$k_{нап}$	$k_{рых}$
Сухой песок	0,60...0,70	1,1
Песок влажностью 12...15%	0,70...0,90	1,1...1,2
Чернозем и подзол влажностью 12...15%	1,10...1,75	1,3...1,35
Супеси и суглинки оптимальной влажности	1,10...1,20	1,2...1,4
Сухая глина	1,00...1,10	1,2...1,3
Дресва	1,00...1,10	1,5...1,7

Время заполнения ковша скрепера с загрузочным устройством рассчитывают по его производительности

$$t'_{зап} = \frac{V_k}{\Pi_{заг}},$$

где $\Pi_{заг}$ – производительность элеватора или шнека.

Рабочие сопротивления скрепера рассчитывают по уравнениям:

$$W_{общ} = W_{рез} + W_{пр} + W_{нап} + W_{пер} + W_{тр},$$

$$W_{рез} = K_{рез} b_k h_{коп},$$

$$W_{пр} = \zeta b_k h_k^2 g \rho_{гр} \mu_{гр},$$

$$W_{нап} = [b_k h_k h_{коп} + (b_k + h_{коп}) h_k^2 \mu_{вн}] g \rho_{гр} e^n,$$

$$W_{пер тек} = (G + W_Z) f_{дв},$$

$$W_Z = \psi W_{рез},$$

$$W_{тр} = W_Z \mu_{ст},$$

где $W_{общ}$ – общее рабочее сопротивление заполнению ковша скрепера; $W_{рез}$ – горизонтальная составляющая сопротивления

грунта резанию ножами скрепера; $W_{пр}$ – сопротивление перемещению призмы волочения; $W_{нап}$ – сопротивление наполнению ковша скрепера; $W_{пер}$ – сопротивление перемещению скрепера; $W_{тр}$ – сила трения ножа скрепера о грунт; $K_{рез}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па; b_k – ширина ковша скрепера; $h_{коп}$ – глубина копания; ζ – коэффициент, учитывающий соотношение объема призмы волочения перед заслонкой скрепера и размеров ковша ($\zeta = 0,5...0,7$); h_k – высота ковша скрепера; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; $\rho_{гр}$ – плотность грунта, kg/m^3 ; $\mu_{гр}$ – коэффициент трения грунта по грунту (табл.7.2); $\mu_{вн}$ – коэффициент внутреннего трения грунта; e – основание натурального логарифма ($e=2,718$); n – показатель степени, зависящий от типа грунта; W_z – вертикальная составляющая сопротивления грунта резанию ножами скрепера, Н; ψ – эмпирический коэффициент, учитывающий влияние вертикальной составляющей усилия сопротивления копанию, направленной вниз (при срезе стружки постоянной толщины $\psi=0,45$, при выглублении ковша $\psi=0,15$); $f_{дв}$ – коэффициент сопротивления движению; ψ – эмпирический коэффициент, учитывающий влияние вертикальной составляющей усилия сопротивления копанию, направленной вниз (для стружки постоянной толщины $\psi=0,45$, при выглублении ковша $\psi=0,15$); $\mu_{ст}$ – коэффициент трения стали по грунту.

Таблица 7.2

Коэффициент внутреннего трения $\mu_{вн}$, показатель степени n и плотность грунта $\rho_{гр}$

Тип грунта	$K_{рез}$	$\mu_{вн}$	n	ρ , kg/m^3
Песок	49...69	0,48	1,45...1,85	1 620...1 730
Супесь	78...85	0,45	1,30...1,50	1 910...2 120
Суглинок	86...98	0,40	1,20...1,40	1 880...2 470
Глина	99...118	0,25	1,15...1,25	2 000...2 300

7.4. Вопросы для самопроверки

1. Какие грунты лучше всего разрабатывать скреперами?
2. По каким признакам классифицируют скреперы?
3. Какие детали и узлы входят в конструкцию любого скрепера?

4. Для чего хоботу скрепера придают форму арки?
5. Для чего нужен масляно-азотный компенсатор в сцепном устройстве?
6. Перечислите расчётные случаи, используемые при проверке скреперного оборудования на прочность.
7. Из каких составляющих складывается рабочий цикл скрепера?

8. АВТОГРЕЙДЕРЫ

Автогрейдер предназначен для профилирования, срезания склонов, засыпки канав, рыхления материалов, распределения дорожно–строительных материалов, прокладки и очистки водосточных канав и кюветов.

8.1. Классификационные признаки [♦]

Масса (класс) машины

Класс	Масса (кг)	Мощность двигателя (кВт)
100	10000	до 88,2
140	14000	88,9 ...117,6
180	18000	118,7 ...117,0
250	25000	147,8 и выше.

Колёсная формула

Колёсная формула – соотношение ведущих и управляемых колёс, кодируемое группой цифр: 1×1×2, 1×2×2, 1×2×3, 1×3×3 (рис. 8.1). Первая цифра – количество пар управляемых колёс, вторая – количество пар ведущих колёс, третья – общее количество пар колёс. Большинство современных автогрейдеров характеризуется формулами 1×2×3 и 1×3×3.

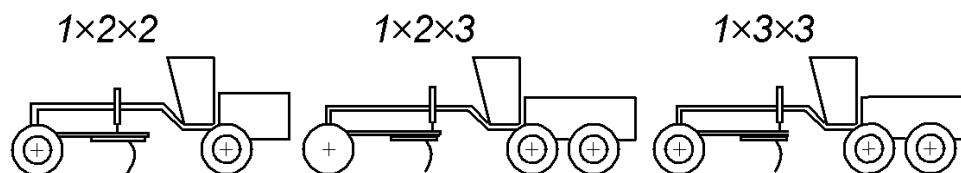


Рис. 8.1. Колёсные формулы автогрейдеров

Тип рамы

Жёсткая рама – моноблочная металлическая сварная рама.

[♦] Более подробно см. [4].

Шарнирно-сочленённая рама – рама, передняя и задняя части которой соединены двумя разнесёнными по высоте цилиндрическими шарнирами с вертикальными осями.

8.2. Устройство

Автогрейдер – самоходная, пневмоколесная, чаще трёхосная машина (рис. 8.2) с длинным невысоким отвалом (отношение длины к высоте 5...7), расположенным за передней парой колёс.

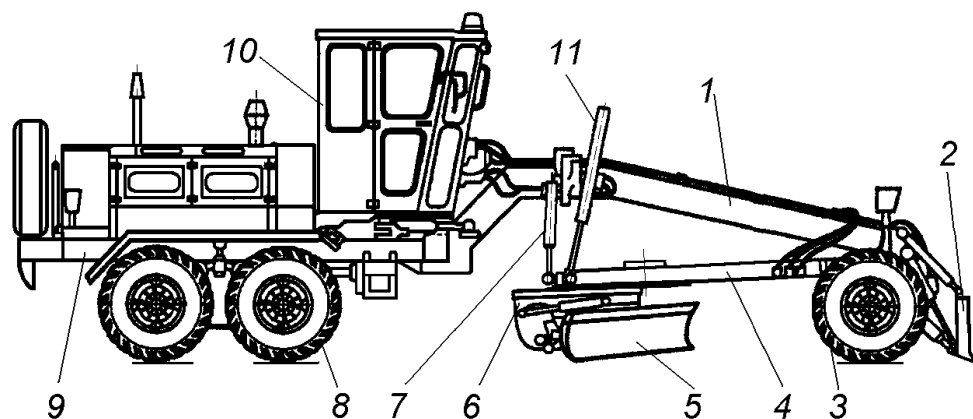


Рис. 8.2. Трёхосный автогрейдер:

1 – хребтовая балка; 2 – бульдозерный отвал; 3 – управляемые колёса; 4 – тяговая рама; 5 – грейдерный отвал; 6 – поворотный круг; 7 – гидроцилиндр выноса тяговой рамы; 8 – задняя тележка; 9 – подмоторная рама; 10 – кабина; 11 – гидроцилиндры подъема тяговой рамы

Его основные агрегаты: рама автогрейдера, ходовое оборудование (передняя ось или мост, задняя балансирующая тележка, пневматические колеса), ходовая трансмиссия, рабочее оборудование (тяговая рама, грейдерный отвал, дополнительные рабочие органы и гидроцилиндры управления оборудованием), кабина с органами управления, корпусные и облицовочные детали.

Рама автогрейдера состоит из хребтовой балки и подмоторной рамы. В жёстких конструкциях эти части составляют одно целое, а в шарнирно-сочленённых – соединены шарнирами и могут поворачиваться относительно друг друга в горизонтальной плоскости на угол до 30° в обе стороны.

Подмоторная рама – плоская прямоугольная сварная конструкция, средней частью опирающаяся на задний мост, а передней соединённая с хребтовой балкой жёстко либо шарнирами.

На подmotorной раме размещают двигатель, ходовую трансмиссию и дополнительные рабочие органы (рыхлители, щётки и пр.).

Хребтовая балка – пространственная конструкция коробчатого или трубчатого сечения, опирающаяся передним концом на переднюю ось, а задним соединенная с подmotorной рамой. К хребтовой балке крепятся передняя ось или ведущий мост, тяговая рама и гидроцилиндры управления ею, а также дополнительные рабочие органы (бульдозерный отвал, кирковщик, снежный плуг и пр.). Кабину с органами управления устанавливают как на хребтовой балке, так и на подmotorной раме.

В шарнирно–сочлененной раме подmotorная рама и хребтовая балка соединены двумя разнесёнными по вертикали цилиндрическими шарнирами, что повышает сопротивляемость рамы скручивающим нагрузкам. Шарнирно–сочлененная рама улучшает маневренность машины и расширяет её технологические возможности (рис. 8.3). Поворот хребтовой балки относительно motorной рамы на угол до $\pm 30^\circ$ обеспечивается двумя гидроцилиндрами. У автогрейдера система управления «изломом» рамы не является частью рулевого механизма, поэтому её работа не синхронизирована с поворотом передних колёс.

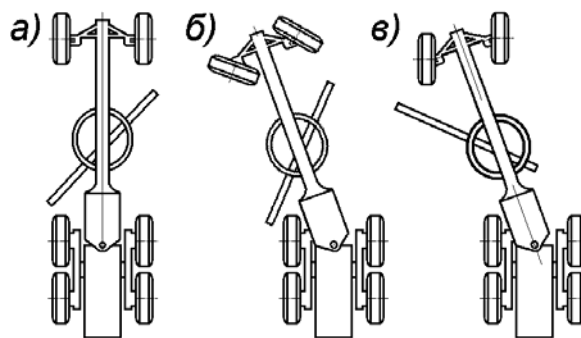


Рис. 8.3. Возможности шарнирно-сочленённой рамы:
а – движение по прямой; б – уменьшение радиуса поворота; в – профилирование поверхности отвала в стороне от задних колёс

Ходовое оборудование автогрейдера отличается удлинённой колесной базой, повышающей планирующую способность отвала, и другими особенностями. Ось *передних колёс* (или передний мост) крепится к хребтовой балке своей средней точкой, что позволяет ей качаться в поперечной плоскости на угол до $\pm 35^\circ$ относительно рамы машины.

Это обеспечивает равенство опорных реакций на каждом из передних колёс. Передние колёса автогрейдера поворачиваются в горизонтальной плоскости, как обычные управляемые колеса, и, кроме того, отклоняются от вертикали на угол до $\pm 20^\circ$. Каждое из этих движений обеспечивается отдельным гидроцилиндром. Поворот и наклон передних колёс используется при маневрировании и для улучшения управляемости машины при движении по откосам и копании грунта углом отвала, когда боковая сила стремится увести автогрейдер с прямолинейного курса.

Задняя тележка трехосного автогрейдера (рис. 8.4) состоит из заднего моста, двух конечных редукторов и четырёх ведущих колёс. В корпусе заднего моста скрыта главная передача с единым ведущим валом или двумя ведущими полуосями (по одной на редуктор) с блокируемым дифференциалом. Вал или полуоси расположены в кожухах, которые вместе с корпусом главной передачи образуют корпус заднего моста автогрейдера, жёстко или через блокируемую подвеску соединённый с рамой автогрейдера.

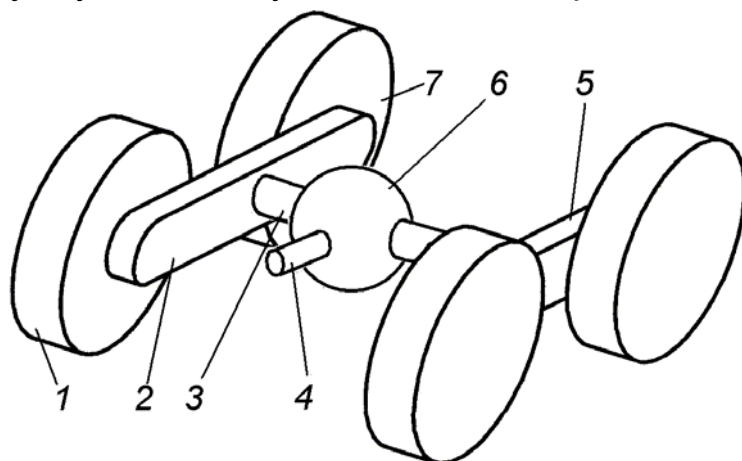


Рис. 8.4. Компоновочная схема задней балансирующей тележки:

1 – правое среднее колесо; 2 – правый конечный редуктор; 3 – кожух правой ведущей полуоси; 4 – ведущий вал главной передачи заднего моста; 5 – левый конечный редуктор; 6 – корпус главной передачи; 7 – правое заднее колесо

Подвеска и дифференциал заднего моста используются только в транспортном режиме. В тяговом режиме подвеска и дифференциал блокируются, что обеспечивает неизменность положения отвала относительно грунта и равномерное распределение крутящего момента между ведущими колёсами. Конечный редуктор (зубчатый или цепной) имеет один входной (он

же полуось или вал главной передачи) и два выходных вала, к которым крепятся ступицы среднего и заднего колес одного борта. Корпус бортового редуктора соединяется с кожухом соответствующей полуоси подшипниковым узлом, ось которого совпадает с её осью. Таким образом, бортовой редуктор может, как балансир, покачиваться относительно корпуса ведущего моста в вертикальной плоскости при движении машины по неровной местности. Благодаря этому повышается планирующая способность автогрейдера, а колеса одного борта развивают одинаковые тяговые усилия.

Рабочие тормоза колодочного типа встраивают в ступицы колес, а более надёжные многодисковые маслопогружные тормоза монтируют на полуосях главной передачи или выходных валах конечного редуктора.

Ходовая трансмиссия. Современные автогрейдеры оснащаются либо механической, либо гидромеханической (с гидротрансформатором) ходовой трансмиссией. В комплекте с гидротрансформатором устанавливается планетарная коробка с переключением передач под нагрузкой. У автогрейдера с колесной формулой $1 \times 3 \times 3$ в ходовую трансмиссию включена раздаточная коробка с карданным валом, передающим крутящий момент на передний ведущий мост, главная передача переднего моста и два шарнира равных угловых скоростей, допускающие поворот и наклон управляемых передних колес. Альтернативой такой кинематической схеме является гидромеханическая ходовая трансмиссия с объемным гидроприводом. При этом номенклатура используемых агрегатов сокращается до гидронасоса, гидравлических магистралей, задней тележки с гидродвигателем и передних ведущих гидромотор–колес.

Основное рабочее оборудование. Основным рабочим оборудованием автогрейдера является *грейдерный отвал*. Его подвеска и механизм управления допускает вращение отвала вокруг трех ортогональных осей X , Y и Z и движение параллельно собственной режущей кромке в направлении dX (рис. 8.5).

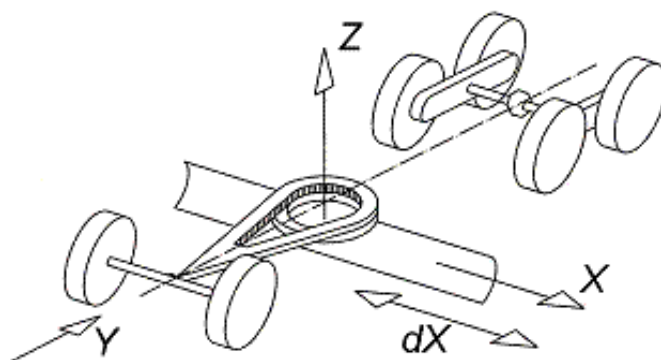


Рис. 8.5. Степени свободы грейдерного отвала

Таким образом, отвал можно вращать в горизонтальной плоскости в любом направлении, ставить вертикально справа или слева от автогрейдера, выдвигать вправо или влево от машины более чем на треть его длины и наклонять его верхнюю кромку вперёд или назад. Перечисленные возможности отвала обеспечиваются сложным и полностью гидрофицированным механизмом подвески к раме автогрейдера. Его основа – тяговая рама с поворотным кругом и прикреплённым к нему отвалом.

Тяговая рама – А– или Т–образная в плане металлическая сварная конструкция коробчатого сечения, конфигурация которой не зависит от её функций.

Передний узкий конец тяговой рамы заканчивается цапфой сферического шарнира, который соединяет её с хребтовой балкой автогрейдера. Шарнир позволяет тяговой раме отклоняться во все стороны и вращаться вокруг собственной продольной оси. Тылная часть тяговой рамы подвешена к средней части хребтовой балки автогрейдера на трёх гидроцилиндрах. Два вертикальных гидроцилиндра поднимают и опускают тяговую раму вместе с отвалом. Их штоки соединены шарнирами с тяговой рамой, а корпуса – с кронштейнами, прикреплёнными слева и справа к хребтовой балке автогрейдера. Третий гидроцилиндр расположен по диагонали и также соединён шарнирами с тяговой рамой и хребтовой балкой автогрейдера.

Если отвал не касается земли, то диагональный гидроцилиндр двигает тяговую раму по концентрической дуге вокруг центра

тягового шарнира. Одновременной работой трёх гидроцилиндров её можно двигать вместе с отвалом параллельно земле или перекашивать в поперечной плоскости.

В современных автогрейдерах кронштейны, удерживающие гидроцилиндры тяговой рамы, можно вращать относительно хребтовой балки. В этом случае манипулировать отвалом любым образом можно, не выходя из кабины.

Поворотный круг с внешним или внутренним зубчатым венцом крепится к тяговой раме башмаками, допускающими его свободное вращение относительно рамы в любом направлении (рис. 8.6).

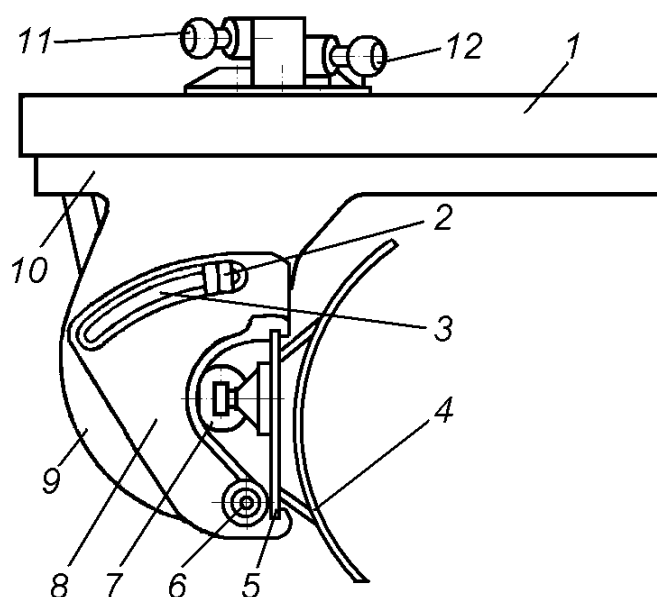


Рис. 8.6. Крепление отвала к поворотному кругу и тяговой раме:
1 – тяговая рама; 2 – направляющая шпилька; 3 – криволинейный паз бокового кронштейна; 4 – отвал; 5 – задняя плита отвала; 6 – цилиндрический шарнир; 7 – гидроцилиндр выдвижения отвала; 8 – боковой кронштейн; 9 – стойка поворотного круга; 10 – поворотный круг; 11 и 12 – цапфы диагонального гидроцилиндра и гидроцилиндра подъёма тяговой рамы

Источник крутящего момента – гидрообъёмный мотор–редуктор или гидроцилиндры. Гидромотор может вращать поворотный круг на любое число оборотов. Гидроцилиндры без применения специальных храповых передач способны вращать поворотный круг на угол до 60...70° в обе стороны, но создают более высокий крутящий момент.

Отвал крепится к боковым кронштейнам. Его задняя плита входит в пазы кронштейнов, и отвал может перемещаться

параллельно самому себе под действием гидроцилиндра выдвижения отвала. Боковые кронштейны крепятся к серповидным стойкам поворотного круга шарнирами. При повороте боковых кронштейнов относительно стоек отвал будет наклоняться вперед или откидываться назад. Направляющие шпильки, проходящие через криволинейные пазы боковых кронштейнов, обеспечивают их прилегание к стойкам поворотного круга. В современных автогрейдерах наклон и опрокидывание отвала осуществляются гидроцилиндрами, соединяющими поворотный круг с отвалом или боковыми кронштейнами.

Дополнительное рабочее оборудование обеспечивает бесперебойную работу автогрейдера и сокращает его непроизводительные простои. Обычно автогрейдер оборудуют бульдозерным отвалом, установленным перед машиной, и кирковщиком, размещаемым за передними колесами, за грейдерным отвалом или сзади машины.

Система управления автогрейдером включает в себя механизмы управления работой двигателя, рулевой механизм, механизм наклона передних колёс, механизмы управления грейдерным отвалом, механизмы управления дополнительными рабочими органами и вспомогательными системами. Для автоматического сохранения неизменной ориентации грейдерного отвала в пространстве используются маятниковые, гироскопические и копирные (проволочные, лазерные и т.п.) устройства. Автоматизируются также рутинные операции управления работой двигателя, удержания машины на курсе, контроль работы агрегатов и диагностика их состояния.

8.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Сцепная сила тяжести автогрейдера $G_{сц}$ зависит от его массы: для колесной формулы $1 \times 2 \times 3$ – $G_{сц} = \theta Mg$,

для колесной формулы $1 \times 3 \times 3$ – $G_{сц} = Mg$,

где θ – масса, приходящаяся на заднюю тележку автогрейдера (для колесной формулы $\theta = 0,7 \dots 0,75$, для колесной формулы $1 \times 3 \times 3$ $\theta = 0,67 \dots 0,70$); M – масса машины; g – ускорение свободного падения.

Мощность двигателя современных автогрейдеров можно оценить уравнением регрессии ($R^2 = 0,924$):

$$N_e = 0,5 \cdot 10^{-7} \cdot M^2 + 10,6 \cdot M - 7837,$$

где N_e – номинальная мощность, Вт; M – масса автогрейдера, кг.

Длину l_o и высоту h_o (рис. 8.7) отвала определяют по формулам:

$$l_o = \frac{l_э}{\sin \gamma}, \quad h_o = \frac{h_э}{\cos(\alpha + \nu)}, \quad \nu = \frac{90^\circ - \alpha - \zeta}{2},$$

где $l_э$ – эффективная длина отвала (иначе – ширина полосы захвата); γ – угол захвата (угол установки отвала в плане); $h_э$ – эффективная высота отвала; α – угол резания; ν – угол кривизны отвала; ζ – угол опрокидывания; (углы α , ν , ζ измеряются в плоскости, перпендикулярной режущей кромке).

Эффективные длина и высота отвала должны обеспечивать разработку и извлечение грунта из забоя без потерь его через верхнюю кромку и без просыпания части грунта обратно в забой. У современных машин отношение длины отвала к высоте в среднем составляет 5,78.

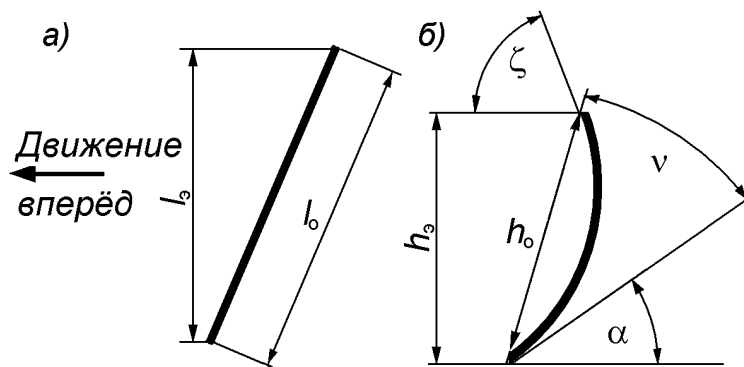


Рис. 8.7. Схема к определению длины (а - вид сверху) и высоты (б - вид сбоку) грейдерного отвала

При копании грунта выдвинутым вперед по ходу движения концом отвала автогрейдера (рис. 8.8) условию полной экскавации грунта из забоя соответствуют уравнения:

$$F_{\text{BNC}} = F_{\text{стр}} k_{\text{рых}}, \quad F_{\text{BRM}} = F_{\text{DRN}}, \quad F_{\text{стр}} = \frac{(2 h_э + h_к) (\sin^2 \alpha + \sin^2 \gamma \operatorname{tg}^2 \beta) h_к}{2 \sin^2 \alpha \operatorname{tg} \beta},$$

где $F_{\text{стр}}$ – площадь поперечного сечения стружки ($F_{\text{стр}} = F_{\text{ABQU}}$); $k_{\text{рых}}$ –

коэффициент разрыхления грунта; h_3 – эффективная высота отвала; $h_{\text{коп}}$ – глубина копания, м; α – угол резания; γ – угол захвата; β – угол зарезания. Глубину копания $h_{\text{к}}$ можно заменить толщиной срезаемой стружки b_c :

$$b_c = \frac{h_{\text{к}}}{\cos \beta}.$$

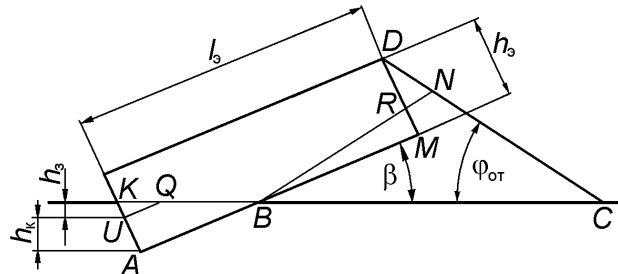


Рис. 8.8 Схема к определению размеров отвала

Из расчётной схемы (см. рис. 8.8) также следует:

$$l_3 = \frac{h_3 + h_{\text{к}}}{\sin \beta} + \frac{J \cos(\varphi_{\text{от}} - \beta) [2 - \sqrt{2 - 2\Omega}]}{1 + \Omega},$$

$$h_3 = J \left[\frac{\sin 2\varphi_{\text{от}}}{\cos(\varphi_{\text{от}} + \beta)} - \frac{(2 - \sqrt{2 - 2\Omega})(\sin 2\varphi_{\text{от}} - \sin 2\beta)}{(1 + \Omega) 2 \cos(\varphi_{\text{от}} + \beta)} \right],$$

где h_3 – глубина забоя; $h_{\text{к}}$ – глубина копания; β – угол зарезания; $\varphi_{\text{от}}$ – угол естественного откоса грунта;

$$J = \sqrt{\frac{2 F_{\text{стр}} k_{\text{рых}}}{\sin 2\varphi_{\text{от}}}}, \quad \Omega = \frac{\sin 2\beta}{\sin 2\varphi_{\text{от}}}.$$

Колею автогрейдера $L_{\text{к}}$ определяют, допуская, что:

- задние колеса зарезающего борта перекатываются по дну кювета вслед зарезающему концу отвала, что повышает устойчивость автогрейдера к боковому уводу;
- задние колеса противоположного борта перекатываются с внешней стороны валика грунта на кромке кювета.

Тогда для колеи автогрейдера справедливо

$$L_{\text{к}} = \sqrt{\frac{F_{\text{стр}} \sin \alpha}{\sin \beta \sin \gamma} + BC^2 + 2 BC \sqrt{\frac{F_{\text{стр}} \sin \alpha}{\sin \beta \sin \gamma} \cos \beta}},$$

где $F_{\text{стр}}$ – площадь сечения вырезаемой отвалом стружки грунта; α , β , γ – углы резания, зарезания и захвата соответственно.

При этом тягово–цепные качества ведущих колес обоих бортов выравниваются, а условия последующего перемещения и разравнивания валика грунта улучшаются.

Минимальная по перечисленным условиям ширина колеи соответствует минимально необходимой длине отвала, установленного под минимально допустимым углом захвата. Рост длины отвала увеличивает ширину колеи до тех пор, пока весь вырезанный грунт не начнет уходить в треугольный зазор под отвалом. Дальнейшее возрастание длины отвала и угла захвата на ширину колеи автогрейдера не влияют.

Длина колёсной базы автогрейдера $L_б$ определяется условием полноповоротности грейдерного отвала и желательностью смещения его режущей кромки к задней оси машины для снижения высоты копируемых неровностей. Из расчётной схемы (рис. 8.9) следует:

$$L_б = 2r_к + 0,5D + a + OF,$$

$$OF = OE + EF,$$

$$OE = \frac{R_{кр}}{\sin\gamma},$$

$$EF = \frac{0,5(L_к - d_к)}{\text{tg}\gamma}.$$

$$L_б = 2r_к + 0,5\Delta + a + \frac{R_{кр} + 0,5(L_к - d_к)\cos\gamma}{\sin\gamma},$$

где $r_к$ – свободный радиус пневмоколеса; Δ – зазор между колесами одного концевого редуктора; a – расстояние от оси переднего моста до центра вращения отвала; $d_к$ – ширина профиля шины; R – радиус поворотного круга; $L_к$ – колея автогрейдера; γ – угол захвата.

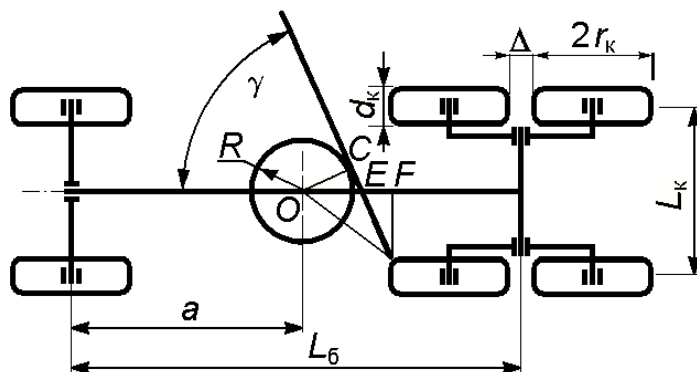


Рис. 8.9. Схема к определению длины базы автогрейдера

Радиус и ширина пневмоколес. Полагая, что:

- давление колёс на грунт не выше его несущей способности;
- пятно контакта имеет форму правильного эллипса;
- выступы протектора занимают 50 % от его площади;
- статический радиус шины равен силовому (что справедливо при скоростях до 50 км/ч);
- несущая способность опорной поверхности – 1,57 МПа (грунтовая дорога), максимальный коэффициент сцепления колеса с ней 0,85,

для расчета размеров колеса можно использовать формулы:

$$r_k = 0,435 + 0,0165 M \theta,$$

$$d_k = 0,097 \sqrt{M \theta},$$

где r_k – свободный радиус колеса, м; M – полная масса автогрейдера, т; θ – коэффициент распределения массы по осям; d_k – ширина профиля шины, м.

Ширина машины определяется габаритными ограничениями:

$$B_{\min} \geq B_{\text{авт}} + d_k,$$

$$B_{\text{габ}} \leq 2,5 \text{ м или } B_{\text{габ}} \leq 3,8 \text{ м},$$

где $B_{\text{авт}}$ – габаритная ширина автогрейдера, зависящая от колеи и колес; $B_{\text{габ}}$ – автодорожный или железнодорожный габарит ширины.

Опасные для прочности элементов конструкции автогрейдера нагрузки, рассчитываются для трёх ситуаций, при анализе которых используются обозначения: W_Y, W_X, W_Z – составляющие сопротивления грунта копанию, действующие в т. О по осям Y, X, Z; R_{Zn} , – реакция грунта по оси Z, приложенная в т. O_n ; R_{Xn} , – реакция грунта по оси X, приложенная в т. O_n ; T_n , – свободная сила тяги, развиваемая колесами в т. O_n ; n – номер точки на схеме; G – сила тяжести автогрейдера; $L_б$ – база автогрейдера; L_k – колея автогрейдера; θ – коэффициент распределения силы тяжести по мостам; $h_{\text{цм}}$ – высота центра масс ($h_{\text{цм}} = r_c + 0,5$).

Расчетное положение №1 (проверка прочности основной рамы). Машина (рис. 8.10) наклонена в плоскости Z-X под углом β , колёса правого борта автогрейдера перекатываются по дну кювета.

Сила сопротивления грунта копанию приложена к вынесенному вперед правому концу отвала. Передний мост вывешен и упирается боковиной правого колеса в стенку кювета, задние колеса развивают максимальную силу тяги.

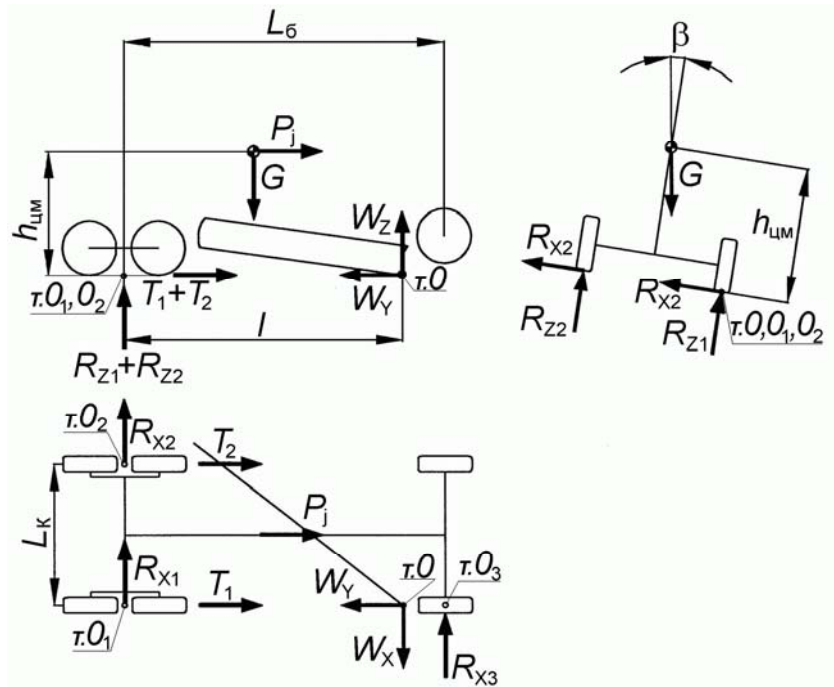


Рис. 8.10. Схема к расчётному положению №1

Для суммы моментов, действующих в плоскости X-Z относительно $T.O$, O_1 и O_3 , справедливо

$$\Sigma M_{O_3} = G \frac{L_k}{2} \cos \beta - G h_{cm} \sin \beta - R_{Z2} L_k = 0,$$

откуда

$$R_{Z2} = \frac{G (L_k \cos \beta - 2 h_{cm} \sin \beta)}{2 L_k}.$$

Для суммы моментов, действующих относительно $O_1 O_2$, справедливо

$$\Sigma M_{O_1 O_2} = W_z l - G (1 - \theta) L_6 \cos \beta = 0, \text{ откуда}$$

$$W_z = \frac{(1 - \theta) L_6 G \cos \beta}{l}.$$

Сумма проекций сил на ось Z:

$$\Sigma Z = R_{Z1} + R_{Z2} + W_z - G \cdot \cos \beta = 0, \text{ откуда}$$

$$R_{Z1} = G \cos \beta - R_{Z2} - W_z.$$

Силы тяги правых T_1 и левых T_2 колес задней тележки:

$$T_1 = R_{Z1} \varphi_{\max},$$

$$T_2 = R_{Z2} \varphi_{\max}.$$

Сумма проекций сил на ось Y :

$$\Sigma Y = T_1 + T_2 - W_Y = 0, \text{ откуда}$$

$$W_Y = T_1 + T_2.$$

Сумма моментов в плоскости $Y-X$ относительно т. O_3 :

$$\Sigma M_{O_3} = W_X (L_6 - l) - (R_{X1} + R_{X2}) L_6 - R_{Y2} L_k + G \theta L_6 \sin \beta = 0.$$

Если

$$R_{X1} + R_{X2} = (W_X + G \sin \beta) \cdot \theta,$$

$$R_{X3} = (W_X + G \sin \beta) \cdot (12\theta), \text{ то}$$

$$W_X = \frac{R_{Y2} L_k}{L_6 (1 - \theta) - l}.$$

Допустим, что вектор реакции $R_{\text{ш}}$, действующей в тяговом шарнире, проходит через т. $O_{\text{ш}}$, а гидроцилиндры управления тяговой рамой расположены в плоскости $X-Z$ (рис. 8.11).

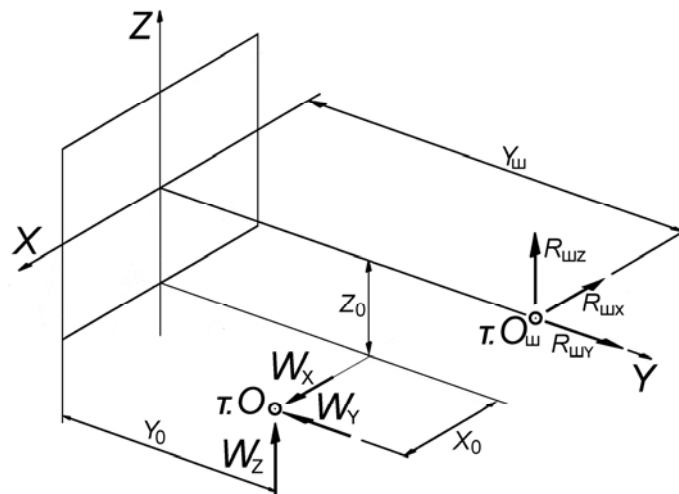


Рис. 8.11. Схема к расчёту реакции в тяговом шарнире

Тогда ортогональные составляющие $R_{\text{ш}}$ рассчитывают по уравнениям:

$$R_{\text{ш}Y} = W_Y,$$

$$R_{\text{ш}X} = \frac{(W_X y_0 + W_Y x_0)}{y_{\text{ш}}},$$

$$R_{\text{шз}} = \frac{(W_Y z_O - W_Z y_O)}{y_{\text{ш}}},$$

где $y_{\text{ш}}$ – проекция на ось Y расстояния между центром тягового шарнира и плоскостью расположения гидроцилиндров управления тяговой рамой; x_O – проекция на ось X расстояния от точки O до точки $O_{\text{ш}}$; z_O – проекция на ось Z расстояния от точки $O_{\text{ш}}$ до точки O ; y_O – проекция на ось Y расстояния от точки O до плоскости X - Y . Реальное значение величины $R_{\text{шY}}$ меньше расчетного, но это допустимо, так как увеличивает запас прочности тяговой рамы.

Расчетное положение №2 (проверка прочности основной рамы). Автогрейдер планирует горизонтальную поверхность на 3-й передаче с малым буксованием, опираясь на грунт всеми колесами (рис. 8.12).

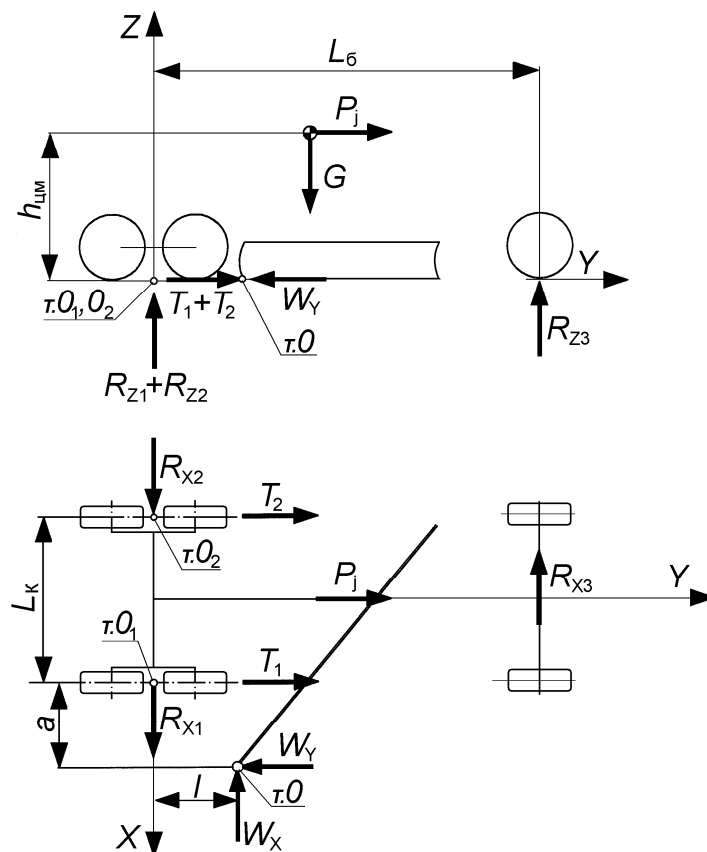


Рис. 8.12. Схема к расчётному положению №2

Выступающий вправо и назад конец отвала задевает за массивное прочное препятствие, в результате чего тяговое усилие автогрейдера резко возрастает до максимального значения и машина начинает буксовать.

Сумма проекций сил на ось Y:

$$\Sigma Y = T_1 + T_2 + P_j - W_y = 0, \text{откуда:}$$

$$W_y = T_1 + T_2 + P_j.$$

Общая сила тяги ведущих колёс:

$$T_1 + T_2 = (R_{Z1} + R_{Z2}) \varphi_{\max}.$$

Из уравнения равновесия суммы проекций сил на ось Z

$$R_{Z1} + R_{Z2} = G - R_{Z3},$$

а поскольку вертикальная составляющая усилия на отвале отсутствует, то опорные реакции на правых R_{Z1} и левых R_{Z2} колесах задней тележки одинаковы по величине

$$R_{Z1} = R_{Z2} = \frac{G - R_{Z3}}{2}.$$

Из равновесия суммы моментов, действующих в плоскости Y-Z относительно линии O_1O_2 ,

$$R_{Z3} = \frac{G(1-\theta)L_6 + P_j h_{\text{цм}}}{L_6}. \text{Из равновесия суммы моментов,}$$

действующих в плоскости YX относительно т. O, а также из равенства опорных реакций R_{Z1} и R_{Z2}

$$R_{X1} = R_{X2} = \frac{T_2(a + L_k) + T_1 a + P_j(a + 0,5 L_k) - R_{X3}(L_6 - l)}{l}.$$

Сопротивление пневматических колес боковому сдвигу равно сумме максимального сцепления шин с опорной поверхностью и сопротивления перекачиванию:

$$R_{X3} = R_{Z3}(\varphi_{\max} + f).$$

Из уравнения равновесия суммы проекций сил на ось X

$$W_x = R_{X1} + R_{X2} - R_{X3}.$$

Сила инерции, возникающая из-за резкой остановки машины:

$$P_j = u_{\phi} \sqrt{C_{\Sigma} M},$$

где u_{ϕ} – фактическая скорость машины в момент столкновения, м/с;
 C_{Σ} – общая жесткость пневматических шин и металлоконструкции машины, Н/м; M – масса автогрейдера, кг.

Представим автогрейдер в виде жёсткой рамы, масса которой расположена в центре тяжести, а податливые элементы расположены в точках контакта отвала и колес с грунтом (рис. 8.13).

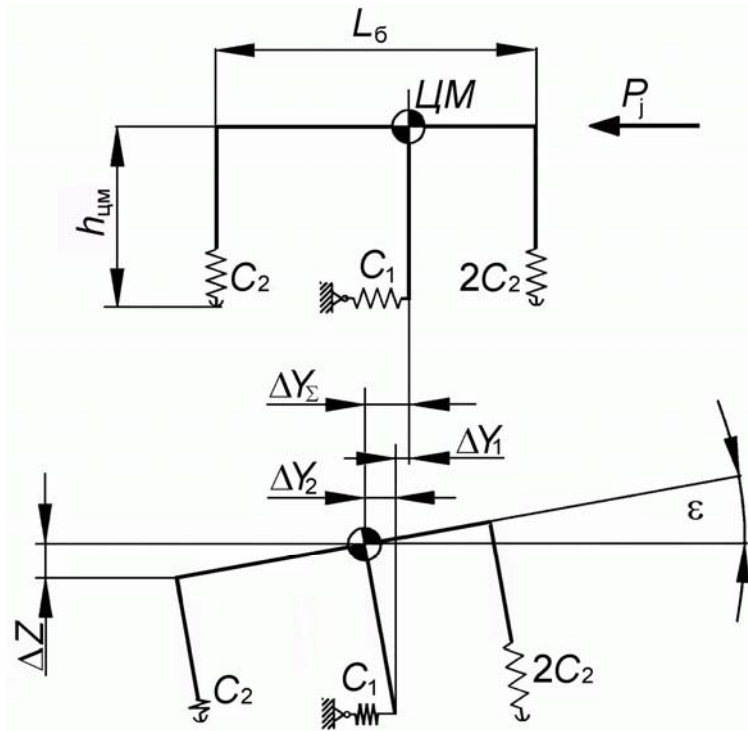


Рис. 8.13. Схема к определению суммарной жёсткости шин и металлоконструкции автогрейдера

Суммарную жесткость шин и металлоконструкции C_{Σ} определяют по выражениям:

$$C_{\Sigma} = \frac{P_j}{\Delta Y_{\Sigma}},$$

$$\Delta Y_{\Sigma} = \Delta Y_1 + \Delta Y_2,$$

где P_j – сила, Н, под действием которой центр масс автогрейдера смещается вдоль оси Y на величину ΔY_{Σ} ; ΔY_{Σ} – суммарное смещение центра масс автогрейдера вдоль оси Y под действием силы P_j ; ΔY_1 – смещение центра масс в результате деформации металлоконструкции, м; ΔY_2 – смещение центра масс в результате деформации шин, м.

Для ΔY_1 справедливо

$$\Delta Y_1 = \frac{P_j}{C_1}, \quad C_1 = 119000 + 145 \theta M,$$

где C_1 – жесткость металлоконструкции автогрейдера, Н/м; θ – доля массы, приходящаяся на ведущие колеса автогрейдера; M – масса автогрейдера, т.

Смещение центра масс в результате деформации шин

$$\Delta Y_2 = h_{\text{цм}} \sin \varepsilon,$$

$$\sin \varepsilon = \frac{\Delta Z}{\theta L_6},$$

где ΔZ – деформация шин по оси Z , м; ε – угол, на который поворачивается рама автогрейдера из-за податливости шин под действием момента от силы P_j относительно точки контакта шин с поверхностью.

Момент от действия силы P_j относительно точки контакта задних колес с поверхностью (на плече $h_{\text{цм}}$) эквивалентен моменту от действия силы ($C_2 \Delta Z$) относительно той же точки (на плече L_6), поэтому

$$\Delta Z = \frac{P_j h_{\text{цм}}}{L_6 C_2},$$

где C_2 – суммарная динамическая жесткость шин двух передних и четырех задних колес, н/м (см. таблицу).

Таблица

Динамическая жесткость одной шины (МН/м)

Тип шин	Нагрузка, кН	Давление воздуха, МПа			
		0,25	0,19	0,13	0,07
16.00–24	24,5...34,3	4410	3680	2940	2450
12.00–20	14,7	5400	–	–	–
1140700 (арочные)	24,5...34,3	–	5640	4170	4170

Таким образом, для общей жесткости шин и металлоконструкции автогрейдера справедливо

$$C_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{h_{\text{цм}}^2}{\theta L_6^2 C_2}}.$$

Усилия в тяговом шарнире определяются с помощью формул, используемых в расчетном положении №1.

Расчетное положение № 3 (проверка прочности тяговой рамы). Автогрейдер копает грунт правым концом отвала (рис. 8.14).

Грунт поверхностного слоя плотнее подстилающего, поэтому вертикальная составляющая усилия копания направлена вниз, ведущие колеса работают на пределе полного буксования.

Колесная формула 1×3×3. Боковые реакции на задних колесах отсутствуют, так как все сцепление расходуется на создание силы тяги, а боковые реакции на передних колесах возникают в результате внецентренного приложения силы копания.

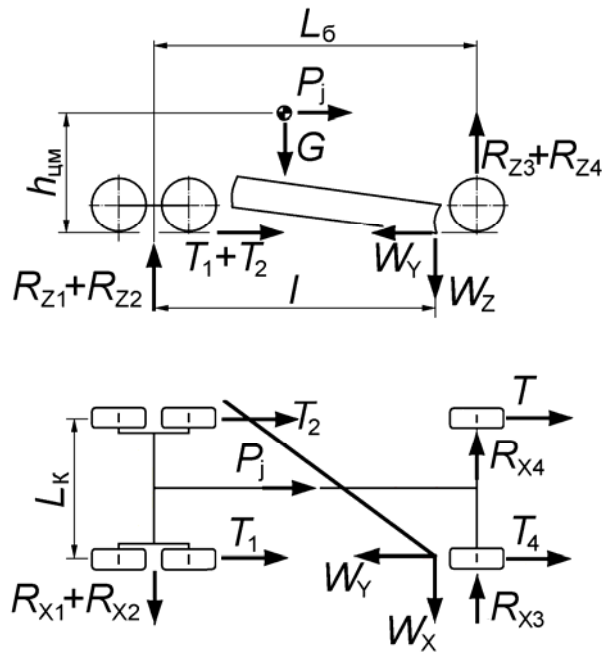


Рис. 8.14. Схема к расчётному положению №3

Используя уравнения равновесия, внешние силы, действующие на тяговую раму, рассчитывают по следующим формулам:

$$W_z = \frac{G \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_{\text{ст}}}{1 - \mu_{\text{ст}}} \text{ctg} \alpha - \frac{L_k - l}{L_6} \varphi_{\max}},$$

$$W_y = (G + W_z) \varphi_{\max} + P_j,$$

$$W_x = R_{x3} + R_{x4},$$

$$R_{z1} = \frac{G}{2} - P_j \frac{h_{\text{цм}}}{2 L_6} + W_z \frac{L_6 - l}{L_6},$$

$$R_{z2} = \frac{G}{2} - P_j \frac{h_{\text{цм}}}{2 L_6},$$

$$R_{Z3} = \frac{G}{2} + P_j \frac{h_{цм}}{2L_6} + W_z \frac{l}{L_6},$$

$$R_{Z4} = \frac{G}{2} + P_j \frac{h_{цм}}{2L_6},$$

$$R_{X1} + R_{X2} = 0,$$

$$R_{X3} + R_{X4} = \frac{(G + P_j)L_k}{2L_6 l}.$$

Колесная формула 1×2×3. Боковая реакция на передних колесах возникает из-за их сцепления с опорной поверхностью, задние колеса упираются боковинами в откос кювета, поэтому

$$W_z = \frac{G \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_{ст}}{1 - \mu_{ст}} \operatorname{ctg} \alpha - \frac{L_k - l}{L_6} \varphi_{\max}},$$

$$W_y = \left(G \theta + W_z \frac{L_6 - l}{L_6} \right) \varphi_{\max} + P_j,$$

$$W_x = R_{X1} + R_{X2} + R_{X3} + R_{X4},$$

$$R_{X3} + R_{X4} = \left[G(1 - \theta) + W_z \frac{l}{L_6} + P_j \frac{h_{цм}}{L_6} \right] (\varphi_{\max} + f),$$

$$P_j = 0,2 G \varphi_{\max}.$$

Усилия в тяговом шарнире определяют так же, как в расчётном положении №1, после чего определяют усилия и моменты, действующие на тяговую раму.

Теоретическую производительность автогрейдера Π , м³/с, рассчитывают по формуле

$$\Pi = \frac{L_3 F_{\text{нас}}}{2 \left(L_3 \sum_{i=1}^3 \frac{n_i}{u_i} + t_{\text{ман}} \sum_{i=1}^3 n_i \right)},$$

где L_3 – длина сооружаемого участка, м; $F_{\text{нас}}$ – площадь поперечного сечения насыпи, м²; n_i – количество проходов по каждой из операций; i – номер рабочей операции (1 – вырезание стружки, 2 – перемещение вырезанного грунта, 3 – отделка поверхности насыпи); u_i – скорость автогрейдера при выполнении i -й операции, м/с; $t_{\text{ман}}$ – время маневрирования за один проход ($t_{\text{ман}} \approx 60$ с).

Производительность определяют при профилировании грунтового полотна в нулевых отметках, так как в этом виде работ (рис. 8.15) есть все операции, свойственные автогрейдеру.

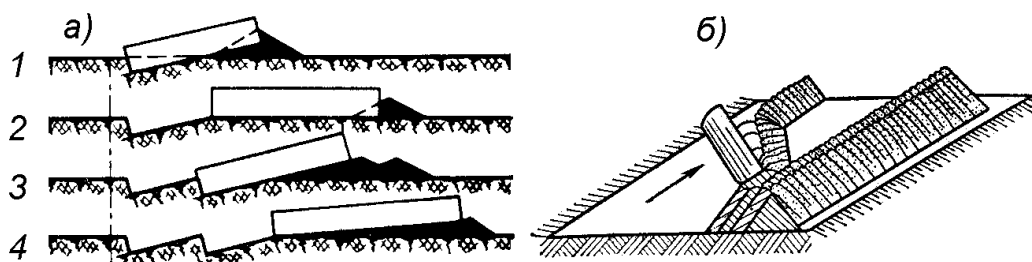


Рис. 8.15. Профилирование грунтового полотна в нулевых отметках: а – последовательность проходов; б – технология формирования насыпи; 1 и 3 – копание грунта; 2 – перемещение грунта; 4 – отделка полотна

Если ширина полотна превышает эффективную длину отвала, то после одного прохода копания требуется несколько проходов перемещения грунта к оси полотна (в зависимости от размеров кювета и ширины полотна). На полотне автогрейдер укладывает грунт слоем определённой толщины, после чего придаёт насыпи проектный профиль. Количество проходов n_1 , необходимое для вырезания потребного объёма грунта, и проходов n_2 – для его перемещения, определяют по формулам:

$$n_1 = \frac{F_{\text{нас}} k_{\text{пер}1}}{F_{\text{стр}}}, \quad F_{\text{стр}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}}}{K_{\text{рез}}}, \quad n_2 = \frac{n_1 l_{\text{пер.ср}} k_{\text{пер}2}}{l_o \cos \gamma_2},$$

где $k_{\text{пер}1}$ – коэффициент перекрытия проходов при копании ($k_{\text{пер}1} = 1,7$); $F_{\text{стр}}$ – площадь поперечного сечения вырезаемой стружки, м²; $G_{\text{сц}}$ – сила тяжести, приходящаяся на ведущие колёса автогрейдера, Н; $\varphi_{\text{сц}}$ – оптимальное значение коэффициента сцепления ($\varphi_{\text{сц}}=0,5$); $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па; $l_{\text{пер.ср}}$ – среднее расстояние, на которое приходится перемещать каждую порцию вырезанного грунта (считают, что оно равно расстоянию между геометрическими центрами сечения кювета и половиной сечения насыпи); $k_{\text{пер}2}$ – коэффициент перекрытия проходов при перемещении грунта ($k_{\text{пер}2} = 1,15$); l_o – длина грейдерного отвала; γ_2 – угол захвата грейдерного отвала при перемещении грунта ($\gamma_2 = 35 \dots 50^\circ$).

Количество проходов для отделки поверхности полотна n_3 :

$$n_3 = \frac{n_{\text{норм}} B_{\text{нас}} k_{\text{пер3}}}{l_o \cos \gamma_3},$$

где $n_{\text{норм}}$ – число отделочных проходов по одному месту, необходимое для достижения заданной ровности (в зависимости от квалификации машиниста или совершенства автоматики $n_{\text{отд}}=1\dots4$); $B_{\text{нас}}$ – ширина насыпи по верху; $k_{\text{пер3}}$ – коэффициенты перекрытия проходов при отделке ($k_{\text{пер3}}=1,1$); γ_3 – угол захвата грейдерного отвала при отделке ($\gamma_3 = 60\dots70^\circ$).

Рабочие сопротивления при копании грунта $W_{\text{коп}}$:

$$W_{\text{коп}} = W_{\text{рез}} + W_{\text{тр1}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{тр2}} + W_{\text{тр3}},$$

где $W_{\text{рез}}$ – сила сопротивления грунта резанию, Н; $W_{\text{тр1}}$ – сила трения ножа о грунт, Н; $W_{\text{пр}}$ – сила сопротивления перемещению призмы волочения, Н; $W_{\text{тр2}}$ – сила трению грунта по стали при движении вверх по отвалу, Н; $W_{\text{тр3}}$ – сопротивление трению грунта по стали при движении вдоль отвала, Н.

Сила сопротивления грунта резанию $W_{\text{рез}}$, Н:

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} F_{\text{стр}} \cos \chi \sin \gamma_1,$$

где $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па; χ – угол наклона силы сопротивления резанию грунта к горизонту (при копании рыхлого грунта $\chi = 0^\circ$, при копании плотного грунта $\chi = 17^\circ$); $F_{\text{стр}}$ – площадь поперечного сечения стружки, м²; γ_1 – угол захвата при копании грунта, град.

Сила трения ножа о грунт $W_{\text{тр1}}$, Н:

$$W_{\text{тр1}} = \mu_{\text{ст}} \left[W_{\text{рез}} \sin \chi + \frac{G(1-\theta)}{L_6} \right],$$

где $\mu_{\text{ст}}$ – коэффициент трения стали по грунту.

Сопротивление перемещению призмы волочения $W_{\text{пр}}$, Н:

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} g \mu_{\text{гр}} \gamma_1,$$

где $V_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения грунта перед отвалом, м³; $\rho_{\text{гр}}$ – плотность разрыхленного грунта, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\mu_{\text{гр}}$ – коэффициент трения грунта по грунту.

Призма волочения перед косо поставленным и копающим одним углом отвалом создаёт относительно небольшое (примерно

8...10% силы сопротивления копанию) сопротивление движению машины.

8.4. Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируют автогрейдеры?
2. Каковы особенности устройства их ходового оборудования?
3. Синхронизирована ли работа рулевых гидроцилиндров и гидроцилиндров управления шарнирно-сочленённой рамой?
4. В чём особенность конечных редукторов ходовой трансмиссии?
5. Каков обычный набор рабочего оборудования автогрейдера?
6. Какие узлы автогрейдера соединяет тяговый шарнир?
7. Сколько гидроцилиндров обеспечивают ориентацию грейдерного отвала в пространстве?
8. Какие допущения рассматривают при расчёте длины отвала, базы и колеи автогрейдера?
9. Перечислите расчётные случаи, используемые при проверке рабочего оборудования автогрейдера на прочность.
10. Почему производительность автогрейдера рассчитывают для профилирования грунтового полотна в нулевых отметках?

9. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

В транспортном строительстве широко используют универсальные экскаваторы и экскаваторы-погрузчики.

Одноковшовые универсальные экскаваторы предназначены[♦] для разработки мерзлых грунтов с I по IV категории и предварительно разрыхленных скальных и мерзлых грунтов. Универсальные экскаваторы имеют большую производительность и требуют большей рабочей площадки. Поэтому они работают на сооружении объектов с большими объёмами земляных работ.

Экскаваторы-погрузчики удобны при относительно небольших объёмах земляных работ, сопряженных с частыми перебросками машин между объектами и работой в стесненных условиях, например, при обслуживании и ремонте подземных коммуникаций, благоустройстве и содержании городских территорий.

[♦] Более подробно см. [10].

9.1. Классификационные признаки

Масса машины. (табл. 9.1)

Таблица 9.1

Размерная группа	Масса экскаватора, тонн	
	Свыше	До
1		6,3
2	6,3	10,0
3	10,0	18,0
4	18,0	32,0
5	32,0	50,0
6	50,0	71,0

Тип ходового оборудования. По типу ходового устройства выделяют: 1 - гусеничные, 2 - гусеничные с увеличенной опорной поверхностью гусениц, 3 - колёсные одноковшовые универсальные экскаваторы.

Подвеска рабочего оборудования. По исполнению рабочего оборудования различают одноковшовые универсальные экскаваторы: 1 - с гибкой подвеской рабочего оборудования, 2 - с жёсткой подвеской рабочего оборудования.

Индекс одноковшового универсального экскаватора – код, содержащий описание его классификационных и иных признаков. Структура индекса – ЭО-ABCDEF. ЭО – экскаватор одноковшовый, А – размерная группа, В – номер типа ходового устройства, С – номер исполнения рабочего оборудования, D – порядковый номер модели (1,2,3 и т.д.), E – буквенное обозначение очередной модернизации (А, Б, В и т.д.), F – буквенное обозначение климатического исполнения (ХЛ, ТС или ТВ).

Дополнительные характеристики. Существуют термины, описывающие особенности конструкции экскаваторов (рис. 9.1) и экскаваторов-погрузчиков дополнительно к вошедшим в ГОСТ:

«гидравлический» – силовой привод рабочего оборудования и управление им осуществляются гидравлическими исполнительными механизмами;

«неполноповоротный» - экскаваторное оборудование вращается относительно рамы машины вокруг вертикальной оси не более, чем на 90° в каждую сторону (особенность экскаваторов-погрузчиков);

«*полноповоротный*» - экскаваторное оборудование смонтировано на поворотной платформе, способной вращаться вокруг вертикальной оси в любую сторону на 360° (особенность одноковшовых универсальных экскаваторов);

«*прямая лопата*» - при копании зев ковша обращён от экскаватора (особенность карьерных одноковшовых экскаваторов);

«*обратная лопата*» - при копании зев ковша обращён к экскаватору (особенность одноковшовых универсальных экскаваторов и экскаваторов-погрузчиков);

«*экскаватор-планировщик*» - экскаваторный ковш установлен на телескопической стреле и может вращаться вокруг её оси.

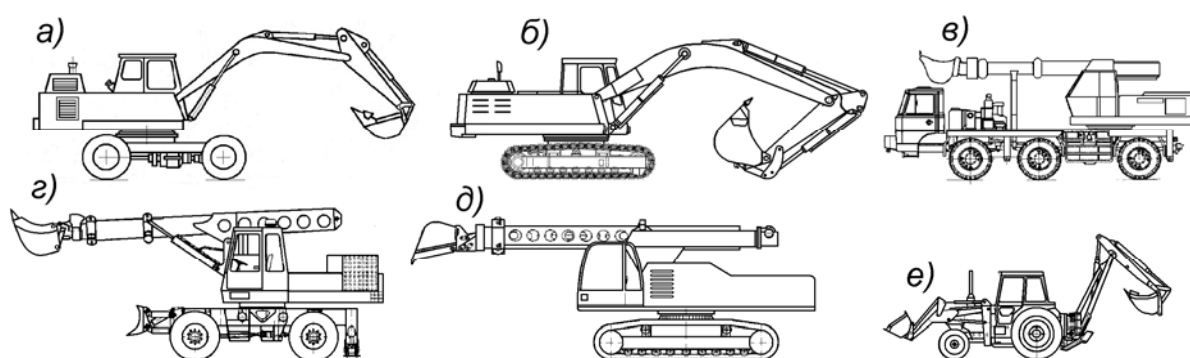


Рис. 9.1. Одноковшовые экскаваторы:

а – универсальный на пневмоколёсном спецшасси; б – универсальный на гусеничном ходу; в – планировщик на автомобильном шасси; г – планировщик на пневмоколёсном спецшасси; д – планировщик на гусеничном ходу; е – экскаватор-погрузчик

9.2. Устройство экскаваторов

Экскаватор – самоходная машина на колесном, гусеничном или шагающем ходу, верхнюю часть которой с установленным на ней рабочим оборудованием можно поворачивать на 360°. Машины на шагающем ходу – это карьерные экскаваторы, масса которых измеряется сотнями тонн, а вместимость ковша – десятками м³. Они имеют три или более шарнирно-сочленённых и/или телескопических опор и на объектах транспортного строительства не используются.

Экскаватор-погрузчик – обычно колёсный трактор с рабочим оборудованием погрузчика спереди и экскаваторным оборудованием сзади. Экскаваторное оборудование этой группы машин относят к неполноповоротному.

Одноковшовые экскаваторы, используемые в транспортном строительстве, оснащают, как правило, рабочим оборудованием «обратная лопата», которое позволяет копать выше и ниже уровня стоянки экскаватора. Экскаваторы-планировщики по этому признаку не классифицируются, так как их ковш можно повернуть зевом как к экскаватору, так и от него. Оборудование «прямая лопата» чаще используют на карьерных экскаваторах, разрабатывающих горную породу выше уровня стоянки.

Основные агрегаты экскаваторов и экскаваторов-погрузчиков – рама машины, двигатель, ходовое оборудование, ходовая трансмиссия, экскаваторное оборудование, механизм управления экскаваторным оборудованием, кабина с органами управления и корпусные детали.

Одноковшовый экскаватор часто оборудуют бульдозерным отвалом для разравнивания места стоянки, который также служит дополнительной опорой. Пневмоколесные машины в обязательном порядке оснащают дополнительными опорами (аутригерами): откидными, опускаемыми или выдвижными, обеспечивающими неизменное положение поворотной платформы относительно поверхности земли при работе экскаватора.

Рама неполноповоротного экскаватора – остов базовой машины (пневмоколесного трактора), задняя часть которого приспособлена для крепления экскаваторного оборудования и снабжена откидными или опускаемыми опорами. В ряде моделей задняя часть рамы оснащена направляющими, по которым экскаваторное оборудование может смещаться в поперечном направлении к одному или другому борту машины. В нужном положении экскаваторное оборудование фиксируют постоянно замкнутыми пружинными тормозами с гидравлическим размыканием. Экскаваторное оборудование смещается либо при помощи специального гидравлического механизма, либо при отталкивании ковшом от грунта.

Рама полноповоротного экскаватора состоит из рамы шасси и поворотной платформы. *Рама шасси* гусеничного экскаватора включает в себя несущую металлоконструкцию,

катковые рамы гусеничных тележек и основание поворотного круга. Катковые рамы гусеничных тележек экскаваторов составляют с несущей металлоконструкцией единое целое, поскольку они должны обеспечивать точное позиционирование рабочего органа экскаватора относительно поверхности грунта. На раме шасси также устанавливают агрегаты ходовой трансмиссии. У современного гусеничного экскаватора это единый узел (по одному на гусеничную тележку), состоящий из регулируемого тягового гидродвигателя, редуктора и ведущего зубчатого колеса (звездочки). Гидронасос, подающий рабочую жидкость к тяговым гидродвигателям, устанавливается на основном двигателе машины, расположенном на поворотной платформе.

Шасси колесных экскаваторов обычно оборудуют комбинированными ходовыми трансмиссиями с элементами объемного гидропривода. В машинах с одним ведущим мостом крутящий момент поступает на главную передачу с гидродвигателя. На два ведущих моста момент подаётся с раздаточной коробки с помощью карданных валов. Вместо катковых рам основная рама колёсного экскаватора оснащается мостами, дополнительными опорами и, как правило, бульдозерным отвалом.

Поворотная платформа – цельнометаллическая конструкция (рис.9.2), к передней части которой крепится стрела и гидроцилиндры её подъема/опускания, а к задней – противовес.

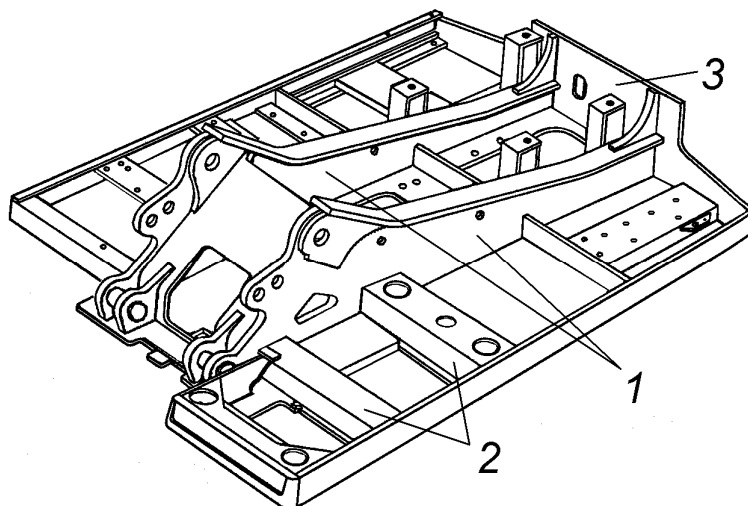


Рис. 9.2. Поворотная платформа универсального экскаватора:
1 – лонжероны с кронштейнами для крепления стрелы и её гидроцилиндров; 2 – подрамник кабины машиниста; 3 – задняя стенка

Платформа крепится на поворотном круге. Конфигурация поворотной платформы экскаваторов строительных типоразмеров не зависит от типа ходового оборудования. Одну и ту же платформу устанавливают и на гусеничные и на колёсные машины одного типоразмерного ряда.

Подвижное соединение поворотной платформы с рамой шасси выполняют по различным схемам, но оно, как правило, имеет в своём составе зубчатый венец и подшипники (рис. 9.3).

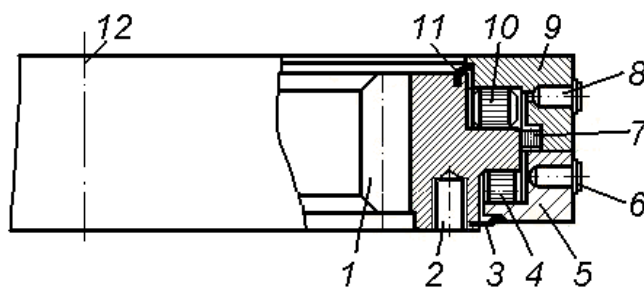


Рис. 9.3. Соединение поворотной платформы с рамой шасси:
 1 – внутренний зубчатый венец; 2 – гнездо для болтов крепления зубчатого венца к раме шасси; 3 и 11 – уплотнение; 4, 7 и 10 – ролики; 5 и 9 – нижняя и верхняя части поворотного круга; 6 и 8 – маслѐнки; 12 – ось вращения поворотной платформы

Поворотная платформа подавляющего большинства современных машин вращается механизмом поворота с гидрообъемным приводом.

Тип ходового оборудования полностью зависит от предполагаемой области применения машины.

Гусеничный движитель обеспечивает хорошую устойчивость к опрокидыванию и протаскиванию, повышенную проходимость по неровной местности и слабым грунтам, маневренность в стесненных условиях, точное позиционирование рабочего органа относительно разрабатываемой поверхности.

Экскаватор, работающий на слабых или заболоченных грунтах, оборудуют удлиненными гусеничными тележками с увеличенным числом опорных катков и более широкими траками, что повышает равномерность распределения опорных реакций. В маркировке модели такие конструктивные отличия обозначаются специальными символами. Гусеничное оборудование не рассчитано на длительные передвижения своим ходом, высокую скорость и

преодоление больших тяговых сопротивлений. При этом траки, катки, звездочки и подвеска гусеничных экскаваторов должны выдерживать большие знакопеременные нагрузки, возникающие при копании и перемещении тяжелой машины по неровной поверхности.

Пневмоколесное ходовое оборудование универсального экскаватора обеспечивает более высокие транспортные скорости, упрощает переброску машины с объекта на объект, не требует трудоёмкого обслуживания, менее шумно в работе, не повреждает дорожные покрытия. Как и гусеничное, оно также не рассчитано на большую дальность перебросок своим ходом и на преодоление больших тяговых сопротивлений. Его недостатки - большее давление на опорную поверхность и податливость в вертикальном направлении, что ограничивает массу пневмоколесного экскаватора.

Пневмоколесное ходовое оборудование неполноповоротного экскаватора является штатным оборудованием базовой машины. Оно может выполняться по схемам $2 \times 2 \times 4$, $2 \times 4 \times 4$ и $4 \times 4 \times 4$ (число управляемых колес \times число ведущих колес \times общее число колес). В различных моделях неполноповоротных экскаваторов реализуют до трёх из четырех известных способов маневрирования: поворотом передних колес, поворотом задних колес, поворотом всех колёс в одну сторону («крабом») и поворотом передних и задних колёс в противоположные стороны («колея в колею»). Прочие движители (рельсоколесный, комбинированный, плавучий, шагающий) используют, если гусеницы или колеса не подходят по условиям эксплуатации или иным причинам.

Ходовая трансмиссия современных универсальных одноковшовых экскаваторов – это, как правило, либо механическая передача с традиционным набором агрегатов, либо гидромеханическая – с тяговыми гидродвигателями и конечными редукторами, передающими момент на звездочки или колёса. Ходовая трансмиссия неполноповоротного одноковшового экскаватора – штатный агрегат базового колёсного трактора.

Основное рабочее оборудование одноковшового экскаватора (кроме планировщика) состоит из стрелы, рукояти, ковша и гидроцилиндров управления ими (рис. 9.4).

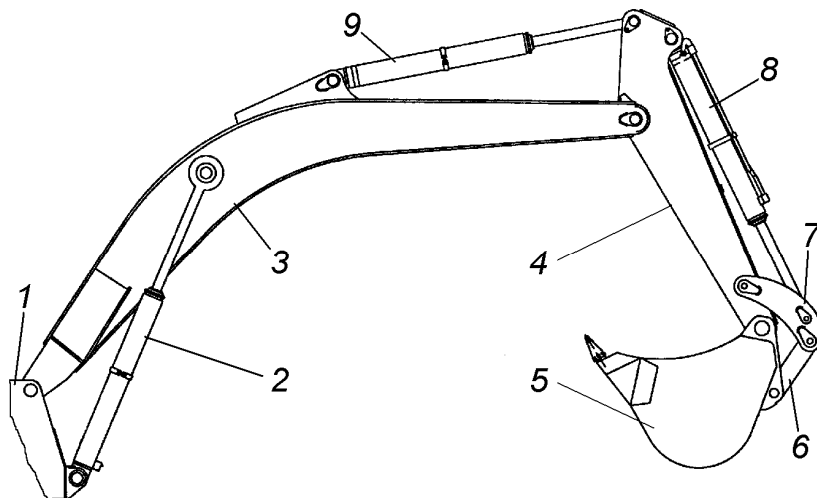


Рис. 9.4. Рабочее оборудование универсального одноковшового экскаватора и экскаватора-погрузчика:

1 – поворотная платформа или рама трактора; 2 – гидроцилиндр стрелы; 3 – стрела; 4 – рукоять; 5 – ковш; 6 – тяга; 7 – коромысло; 8 – гидроцилиндр ковша; 9 – гидроцилиндр рукояти

Стрела и рукоять – это две шарнирно соединенные балки коробчатого сечения (рис. 9.5).

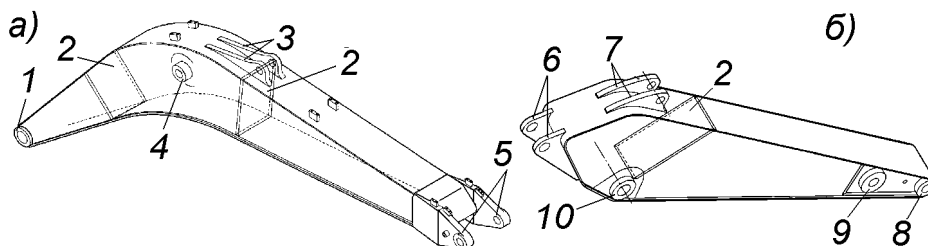


Рис. 9.5. Стрела (а) и рукоять (б) универсального экскаватора:

1 – втулка крепления стрелы к раме; 2 – диафрагмы; 3 – проушины крепления гидроцилиндра рукояти; 4 – втулка крепления гидроцилиндров стрелы; 5 – проушины крепления рукояти; 6 – проушины крепления гидроцилиндра рукояти; 7 – проушины крепления гидроцилиндра ковша; 8 – втулка крепления ковша; 9 – втулка крепления коромысел; 10 – втулка крепления рукояти к стреле

Свободный конец стрелы шарнирно крепится к раме экскаватора, а к свободному концу рукояти шарнирно крепится обычный или грейферный ковш, гидромолот или другой рабочий орган. Механизм крепления стрелы к раме *неполноповоротного экскаватора* обеспечивает ей независимый поворот в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью гидроцилиндров подъема/опускания и поворота. Корпус гидроцилиндра стрелы

крепится к шарниру на поворотной колонне, а шток – к шарниру на стреле и в горизонтальной плоскости вращается вместе с ней. Стрелу поворачивают либо отдельным гидроцилиндром (его корпус крепится к шарниру на раме машины, а шток – к шарниру на стреле), либо гидродвигателем (шестерня на его валу вращает зубчатый сектор на корпусе поворотной колонны).

Стрела полноповоротного экскаватора крепится к поворотной платформе шарниром с горизонтальной осью. Подъем и опускание стрелы производятся двумя гидроцилиндрами, расположенными по ее бокам. Корпуса гидроцилиндров стрелы могут крепить к шарниру поворотной платформы, а штоком – к шарниру на стреле, и наоборот. Для адаптации экскаватора к работе в тесном пространстве, между стрелой и поворотной платформой устанавливают дополнительный шарнир с вертикальной осью и гидроцилиндром, благодаря чему стрела поворачивается относительно платформы на 30...45° влево и вправо. Чаще всего такой шарнир устанавливают на экскаваторы 1...3 размерных групп.

В зависимости от назначения экскаватор оснащают моноблочной или двухзвенной стрелой.

Моноблочная стрела является стандартным оборудованием и представляет собой балку коробчатого сечения, изогнутую по длине (изгиб позволяет формировать вертикальную стенку забоя при копании ниже уровня стоянки экскаватора). Она имеет внутренние диафрагмы жесткости, наружные кронштейны для крепления гидроцилиндров и проушины на концах для соединения с рукоятью и поворотной платформой.

Двухзвенная стрела расширяет рабочую зону универсального экскаватора. Она состоит из двух шарнирно или телескопически сопряженных балок коробчатого сечения, перемещаемых относительно друг друга гидроцилиндром.

Рукоять, как правило, соединена со стрелой цилиндрическим шарниром с горизонтальной осью и поворачивается относительно нее гидроцилиндром, корпус которого крепится к проушинам стрелы, а шток – к проушинам рукояти. В ряде конструкций шарнир между

рукоятью и стрелой дополнительно имеет вертикальную ось и соответствующий гидроцилиндр, дающие рукояти ещё одну степень свободы. Выпускают моноблочные и телескопические рукояти. Последние состоят из двух телескопически сопряженных балок, одна из которых крепится к стреле, а вторая, с ковшом, удерживается и смещается относительно первой гидроцилиндром.

Ковш - стандартный рабочий орган экскаватора (рис. 9.6).

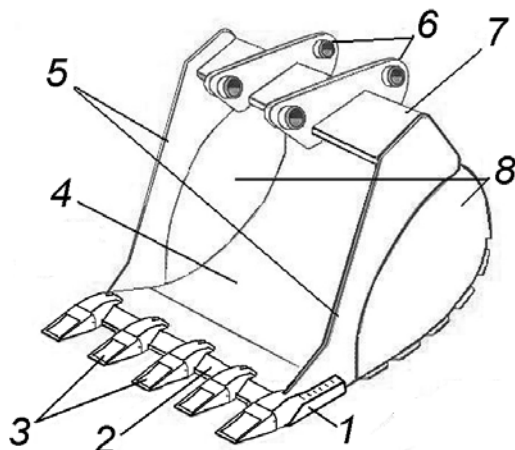


Рис. 9.6. Стандартный ковш экскаватора:

1 – угловой зуб; 2 – горизонтальный режущий профиль; 3 – рыхлящие зубья; 4 – днище; 5 – вертикальные режущие профили; 6 – проушины; 7 – коробка жёсткости; 8 – боковые стенки

Для копания прочных и скальных грунтов используют тяжелые ковши уменьшенной ёмкости, для копания грунтов II–III категорий прочности используют ковши стандартной ёмкости, для копания слабых грунтов используют облегченные ковши увеличенной ёмкости. Для обычной разработки грунтов используют ковши стандартного профиля, для зачистных и планировочных работ – уширенные, для профилирования и очистки водоотводных канав – профильные; для обработки сыпучих материалов – грейферные, для разработки грунтов, погрузки сыпучих материалов и штучных грузов нестандартной конфигурации, подгребания грунта и разравнивания поверхности – челюстные[♦].

У ковша типа «обратная лопата» днище образовано единым стальным листом. Ковш крепят к рукояти и гидроцилиндру ковша двухзвенным рычажным механизмом, обеспечивающим ковшу

[♦] Более подробно см. [13].

необходимые угол поворота и усилие копания. Ковш прямой лопаты разгружается либо через откидное днище, либо при подъёме передней части ковша, образованной днищем и боковыми стенками и шарнирно прикреплённой к его задней стенке. Ковши для копания прочных грунтов и полускальных пород оснащаются зубьями. Усилия на их кромках превышают прочность разрушаемой породы, поэтому грунт сначала разрушается перед зубьями, а затем процесс его разрушения довершается режущим периметром.

Дополнительное (сменное) рабочее оборудование, которым комплектуют универсальные экскаваторы, включает гидромолоты, ковши разных размеров, формы и назначения, быстродействующие захваты для быстрой замены одного оборудования другим, арматурные резакы, разрушители бетона и пр.

9.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Для прочности экскаваторного оборудования опасны силы и реакции, возникающие в его шарнирах (рис. 9.7) и на кромке ковша.

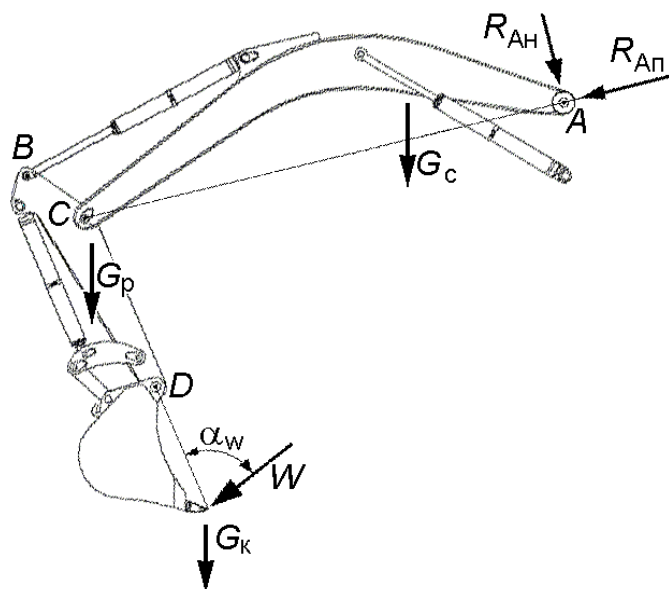


Рис. 9.7. Расчётная схема к поиску неблагоприятного сочетания сил

Считают, что в наиболее опасном для прочности рабочего оборудования положении шток гидроцилиндра рукояти перпендикулярен ее продольной оси, а режущая кромка ковша лежит на продолжении этой оси. Рассмотрим равновесие каждого из звеньев оборудования под действием активных сил и реакций.

Ковш находится в равновесии (рис. 9.8) под действием силы копания W , реакции R_D в шарнире крепления ковша к рукояти (точка D), силы тяжести ковша с грунтом G_k и силы $P_{гк}$, развиваемой его гидроцилиндром.

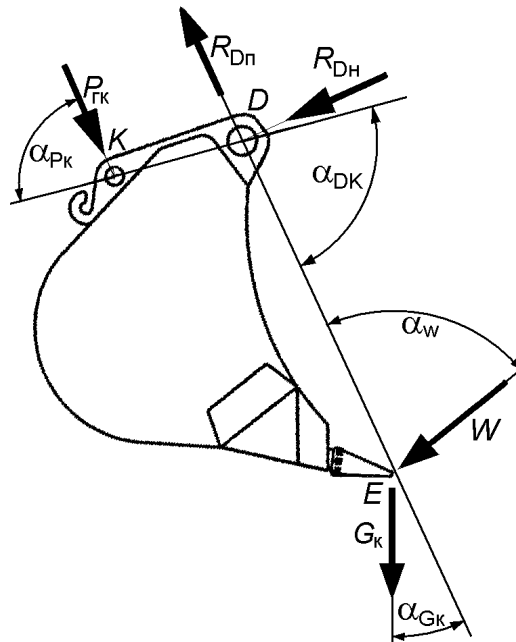


Рис. 9.8. Силы и реакции, удерживающие ковш в равновесии:

W – сила копания; α_w – угол наклона силы W к линии DE ; $P_{гк}$ – сила гидроцилиндра ковша; $\alpha_{к1}$ – угол наклона силы $P_{гк}$ к линии DK ; $R_{Dп}$ и $R_{Dн}$ – продольная и нормальная линии DE составляющие реакции в шарнире крепления ковша; G_k – сила тяжести ковша с грунтом

Известными полагают силы W и G_k , их ориентацию в пространстве, а также расстояния между точками D , K и E . Плечи, на которых действуют силы и реакции даны в явном виде, т.к. выражение их величин через размеры ковша, рукояти, стрелы и штоков поршней хотя и не представляет особых проблем, но значительно усложняет конечные выражения.

Приложение силы тяжести ковша с грунтом G_k к кромке ковша в точке E допустимо, так как повышает запас прочности металлоконструкции.

Из равенства нулю сумм проекций сил на линию DE и нормаль к ней следует:

$$R_{Dп} = W \cos \alpha_w + G_k \cos \alpha_{Gк} + P_{гк} \sin \alpha_{ПК},$$

$$R_{Dн} = P_{гк} \cos \alpha_{ПК} - W \sin \alpha_w - G_k \sin \alpha_{Gк}.$$

Из уравнения равновесия моментов сил, действующих относительно точки D , следует

$$P_{ГК} = \frac{(W \sin \alpha_w + G_k \sin \alpha_{ГК}) DE}{DK \sin \alpha_{ПК}}$$

Рукоять находится в равновесии (рис. 9.9) под действием реакции R_C в шарнире крепления к стреле (точка C), реакции R_D в шарнире крепления ковша (точка D), силы $P_{Гр}$, развиваемой гидроцилиндром рукояти, и собственной силы тяжести G_p .

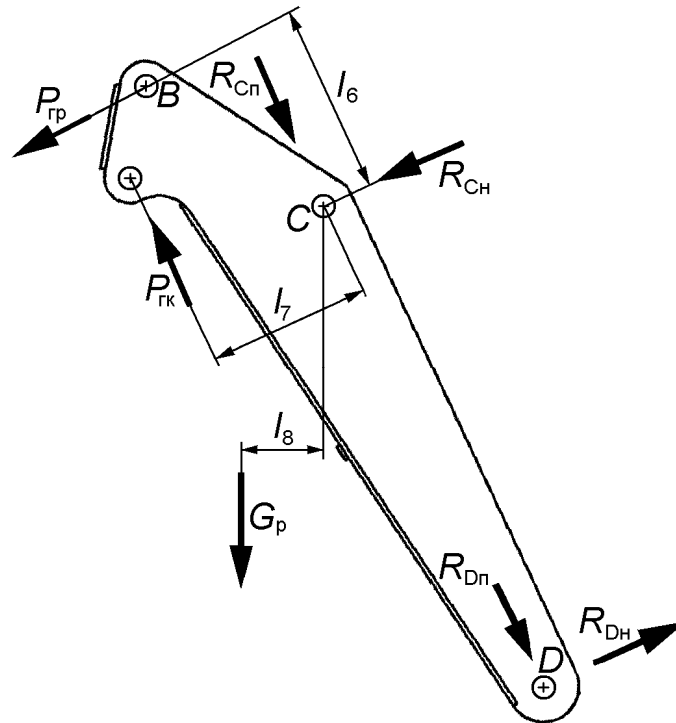


Рис. 9.9. Силы и реакции, удерживающие рукоять в равновесии:
 $P_{Гр}$ – сила гидроцилиндра рукояти; $R_{Сп}$ и $R_{Сн}$ – продольная и нормальная составляющие реакции в шарнире крепления к стреле; G_p – сила тяжести рукояти; $R_{Дп}$ и $R_{Дн}$ – продольная и нормальная составляющие реакции в шарнире крепления ковша

Из равенства нулю сумм проекций сил на ось рукояти DC и нормаль к ней следует:

$$R_{Сп} = R_{Дп} - G_p \cos \alpha_{ГК} - P_{Гр} + P_{ГК} \sin(\alpha_{ПК} - \alpha_{ДК}),$$

$$R_{Сн} = R_{Дн} - G_p \sin \alpha_{ГК} - P_{Гр} - P_{ГК} \cos(\alpha_{ПК} - \alpha_{ДК}).$$

Из уравнения равновесия моментов сил, действующих относительно точки C , следует

$$P_{Гр} = \frac{P_{ГК} \cos(\alpha_{ДК} - \alpha_{ПК}) l_7 - G_p l_8 - R_{Дн} DC}{l_6}.$$

Стрела находится в равновесии (рис. 9.10) под действием реакции R_C в шарнире крепления рукояти (точка C), реакции R_A в шарнире крепления к раме (точка A), силы $P_{гр}$, развиваемой гидроцилиндром рукояти, силы $P_{гс}$, развиваемой гидроцилиндром стрелы, и собственной силы тяжести G_c .

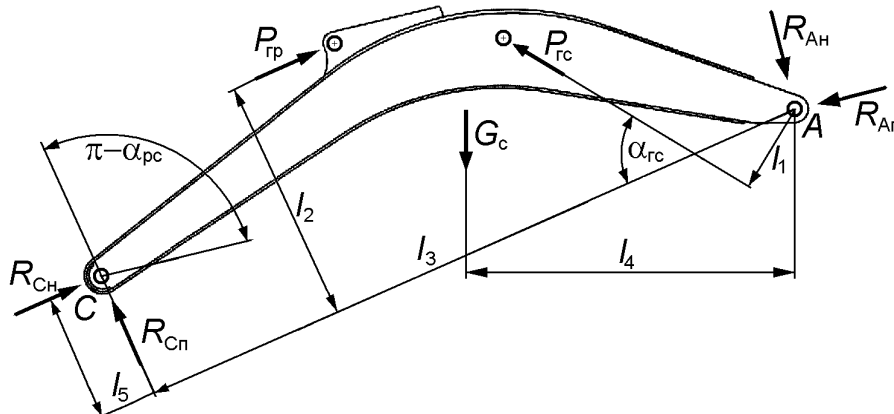


Рис. 9.10. Силы и реакции, удерживающие стрелу в равновесии:
 $P_{гр}$ – сила гидроцилиндра рукояти; $R_{Сп}$ и $R_{Сн}$ – продольная и нормальная составляющие реакции в шарнире крепления рукояти; G_c – сила тяжести стрелы; $R_{Ап}$ и $R_{Ан}$ – продольная и нормальная составляющие реакции в шарнире её крепления к раме; $\alpha_{рс}$ – угол между осями рукояти DC и стрелы AC ; $\alpha_{гс}$ – угол между осью стрелы AC и вектором $P_{гс}$

Из равенства нулю сумм проекций сил на ось стрелы AC и нормаль к ней следует:

$$R_{Ап} = (R_{Сн} + P_{гр}) \cos \alpha_{рс} - R_{Сп} \sin \alpha_{рс} - P_{гс} \cos \alpha_{гс},$$

$$R_{Ан} = (R_{Сн} + P_{гр}) \sin \alpha_{рс} + R_{Сп} \cos \alpha_{рс} + P_{гс} \sin \alpha_{гс}.$$

Из уравнения равновесия моментов сил, действующих относительно точки A , следует

$$P_{гс} = \frac{G_c l_4 - P_{гр} l_2 - R_{Сп} l_3 - R_{Сн} l_5}{l_1}.$$

Длины и конфигурации стрелы и рукояти подбирают таким образом, чтобы обеспечить максимальные размеры рабочей зоны, сохранив при этом их прочность, а также устойчивость и транспортабельность экскаватора.

При упоре ковша в препятствие давление в гидроцилиндрах ковша, рукояти и стрелы возрастает до максимально допустимых значений, величина которых ограничена предохранительными клапанами гидравлической системы, прочностью элементов рабочего оборудования и опрокидыванием или протаскиванием

экскаватора по опорной поверхности (рис. 9.11). При расчете устойчивости экскаватора в условиях реальной эксплуатации рекомендуют также учитывать значения сил инерции, возникающих при резком изменении скоростей стрелы, рукояти и ковша.

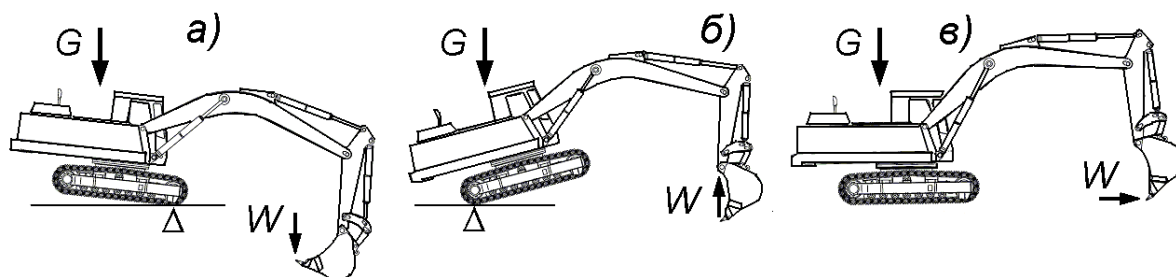


Рис. 9.11. Опрокидывание универсального экскаватора относительно передней (а) и задней (б) граней и протаскивание его по опорной поверхности (в)

Теоретическую производительность экскаватора Π , м³/с, рассчитывают с учётом технически возможной продолжительности составляющих рабочего цикла по формулам:

$$\Pi = \frac{V_k}{T},$$

$$T = t_{\text{зап}} + t_{\text{под}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{выг}} + t_{\text{обр}},$$

где V_k – геометрическая емкость ковша, м³; T – полное время рабочего цикла, с^{*}; $t_{\text{зап}}$ – продолжительность заполнения ковша, с; $t_{\text{под}}$ – продолжительность подъёма ковша из траншеи; $t_{\text{пер}}$ – продолжительность перемещения ковша с поворотом к месту выгрузки, с; $t_{\text{выг}}$ – продолжительность выгрузки ковша, с; $t_{\text{обр}}$ – продолжительность поворота экскаватора с пустым ковшом в исходное положение, с.

$$t_{\text{зап}} = \frac{\pi D_{\text{цр}}^2 s_{\text{штр}}}{4\Pi_n},$$

$$t_{\text{под}} = \frac{\pi D_{\text{гцс}}^2 s_{\text{штс}}}{4\Pi_n},$$

$$t_{\text{пер}} = \frac{\varepsilon i_{\text{тр}} P_{\text{гдв}}}{\Pi_n n_{\text{гдв}}},$$

* Более подробно см. [11].

$$t_{\text{выг}} = \frac{\pi[(D_{\text{гцр}}^2 - d_{\text{гцр}}^2)s_{\text{штр}} + (D_{\text{гцк}}^2 - d_{\text{гцк}}^2)s_{\text{штк}}]}{4\Pi_{\text{н}}},$$

$$t_{\text{обр}} = \frac{\varepsilon i_{\text{тр}} P_{\text{гдв}}}{\Pi_{\text{н}} n_{\text{гдв}}} + \frac{\pi[D_{\text{гцр}}^2 0,5s_{\text{штр}} + (D_{\text{гцс}}^2 - d_{\text{штс}}^2)s_{\text{штс}}]}{4\Pi_{\text{н}}},$$

где $D_{\text{гцс}}$ $D_{\text{гцр}}$ $D_{\text{гцк}}$ – внутренние диаметры гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша, м; $d_{\text{штс}}$ $d_{\text{штр}}$ $d_{\text{штк}}$ – диаметры штоков гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша, м; $s_{\text{штс}}$ $s_{\text{штр}}$ $s_{\text{штк}}$ – ходы штоков гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша, м; $\Pi_{\text{н}}$ – производительность насосов гидросистемы экскаватора, м³/с; ε – доля оборота поворотной платформы, совершаемого экскаватором при выгрузке; $i_{\text{тр}}$ – передаточное число механизма поворота платформы; $P_{\text{гдв}}$ – расход гидродвигателя поворота платформы, м³/с; $n_{\text{гдв}}$ – частота вращения вала гидродвигателя поворота платформы, с⁻¹.

При копании поворотом рукояти сопротивление копанию $W_{\text{к}}$ равно:

$$W_{\text{к}} = W_{\text{рез}} + W_{\text{зап}} + W_{\text{пр}},$$

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} b_{\text{к}} h_{\text{коп}},$$

$$W_{\text{зап}} = K_{\text{сж}} b_{\text{к}} h_{\text{коп}},$$

$$W_{\text{пр}} = 0,4 V_{\text{к}} k_{\text{нап}} \rho_{\text{гр}} g \mu_{\text{гр}},$$

где $W_{\text{рез}}$ – сопротивление грунта резанию, Н; $W_{\text{зап}}$ – сопротивление заполнению ковша; $W_{\text{пр}}$ – сопротивление перемещению призмы волочения перед ковшом, $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па; $b_{\text{к}}$ – ширина ковша, м; $h_{\text{коп}}$ – глубина копания, м; $K_{\text{сж}}$ – удельное сопротивление стружки продольному сжатию, $K_{\text{сж}}=4700 \cdot \text{Па}$; 0,4 – коэффициент пропорциональности объема призмы волочения геометрической емкости ковша; $V_{\text{к}}$ – геометрическая емкость ковша экскаватора, м³; $k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша; $\rho_{\text{гр}}$ – плотность разрыхленного грунта, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\mu_{\text{гр}}$ – коэффициент трения грунта по грунту.

При копании поворотом ковша вокруг шарнира крепления к

рукояти толщина срезаемой стружки сначала возрастает от нуля до максимальной, затем уменьшается до нуля. При этом сопротивление копанью W_k рассчитывается по формулам:

$$W_k = W_{рез} + W_{зап},$$

$$W_{рез} = K R^{1,35} (1 + \cos\varphi)^{1,35},$$

$$W_{нап\max} = K_{нап} (0,5 - \varphi) V_k \text{ или } W_{нап\max} \approx 0,15 W_{рез},$$

где: $W_{рез}$ – максимальное за цикл сопротивление резанию грунта ковшем с режущей кромкой без зубьев, Н; K – сопротивление резанию грунта режущим периметром, Н; R – радиус траектории режущей кромки ковша, м; φ – половина угла поворота ковша в грунте, град; $W_{нап\max}$ – максимальное за цикл сопротивление наполнению ковша грунтом; $K_{нап}$ – удельное сопротивление наполнению ковша грунтом, $K_{нап}=10$ кН/м³; V_k – вместимость ковша, м³.

Величина удельного сопротивления грунта K резанию периметром составляет:

- для ковша с режущей кромкой без зубьев

$$K = 10 c (1 + 2,6 b_k) (1 + 0,0075 \alpha) (1 + 0,03 s) \beta \delta,$$

- для ковша с режущей кромкой с зубьями

$$K = 10 c (1 + 2,6 b_k) (1 + 0,0075 \alpha) z \delta,$$

где c – прочность грунта, ударов плотномера; b_k – ширина ковша, см; α – угол резания, град; s – толщина вертикальных профилей, см; β – коэффициент, учитывающий заострение вертикальных режущих профилей (для тупых профилей $\beta=1,05$, для заостренных под углом 45° $\beta=1,0$); δ – коэффициент, учитывающий число открытых поверхностей в разрабатываемом забое (если свободна только дневная поверхность забоя $\delta=1$, если свободны дневная поверхность и одна вертикальная стенка $\delta=0,75$, если свободны дневная поверхность и обе вертикальных стенки $\delta=0,50$); z – коэффициент, учитывающий расстояние между зубьями (если расстояние между зубьями превышает ширину зуба в 2...3 раза. то $z=1$, иначе $z=1,2$).

Объем грунта в плотном теле, вырезаемого за один цикл ковшем обратной лопатой при копании его поворотом, рассчитывают по формуле

$$V_{гр} = 0,5 R^2 (2\varphi - \sin 2\varphi).$$

Объем вырезаемого грунта при этом не должен превышать вместимости ковша V_k . Условие выполняется, если

$$R \leq \sqrt{\frac{2V_k}{2\varphi - \sin 2\varphi}}.$$

9.4. Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируют универсальные экскаваторы?
2. Чем отличается универсальный экскаватор от экскаватора-погрузчика?
3. Чем отличается «прямая лопата» от «обратной лопаты»?
4. Чем отличается рама универсального экскаватора от рамы экскаватора-погрузчика?
5. В чём преимущества и недостатки пневмоколёсного ходового оборудования?
6. Какие дополнительные устройства необходимы пневмоколёсному экскаватору?
7. Из каких узлов состоит оборудование «обратная лопата»?
8. Какие условия ограничивают максимальную силу, развиваемую гидроцилиндрами экскаваторного оборудования?
9. Из каких составляющих складывается рабочий цикл экскаватора?

10. ЭКСКАВАТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Экскаватор непрерывного действия – машина, непрерывно разрабатывающая грунт с одновременной погрузкой его в транспортное средство или укладкой в отвал. Экскаваторы непрерывного действия используют при разработке траншей и каналов различного назначения, возведении насыпей и планировании горизонтальных и наклонных поверхностей, добыче строительных материалов и полезных ископаемых. Экскаваторы непрерывного действия (за исключением карьерных)

предназначены для разработки грунтов I...III категорий, не имеющих крупных каменистых включений. Для разрушения мерзлых грунтов и твердых искусственных покрытий выпускаются машины непрерывного действия с баровыми рабочими органами.

10.1. Классификационные признаки ♦

Назначение (рис. 10.1):

- траншейный экскаватор – копание траншей под коммуникации;
- экскаватор-канавокопатель – копание каналов, канав и т.п.;
- экскаватор-дреноукладчик – устройство дренажных систем;
- карьерный экскаватор – добыча нерудных материалов и полезных ископаемых.

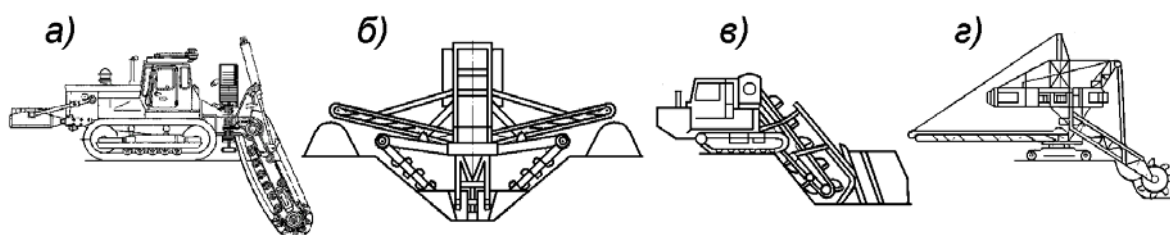


Рис. 10.1. Экскаваторы непрерывного действия:

а – траншейный; б – канавокопатель; в – дреноукладчик; г – карьерный

Тип основного рабочего органа (рис. 10.2):

- цепной экскаватор – рабочий орган – бесконечная цепь с прикреплёнными к её звеньям ковшами, скребками и т.п.;
- роторный экскаватор – рабочий орган – ротор с прикреплёнными к его ободу ковшами, скребками и т.п.;
- шнекороторный экскаватор.

Направление движения основного рабочего органа (рис. 10.3):

- экскаватор непрерывного действия продольного копания – окружная линейная скорость рабочего органа и скорость движения машины лежат в одной плоскости;
- экскаватор непрерывного действия поперечного копания – скорость движения машины параллельна вектору угловой скорости рабочего органа;

♦ Более подробно см. [6]

- экскаватор непрерывного действия радиального копания – скорость поперечного смещения рабочего органа направлена касательно его траектории, являющейся окружностью.

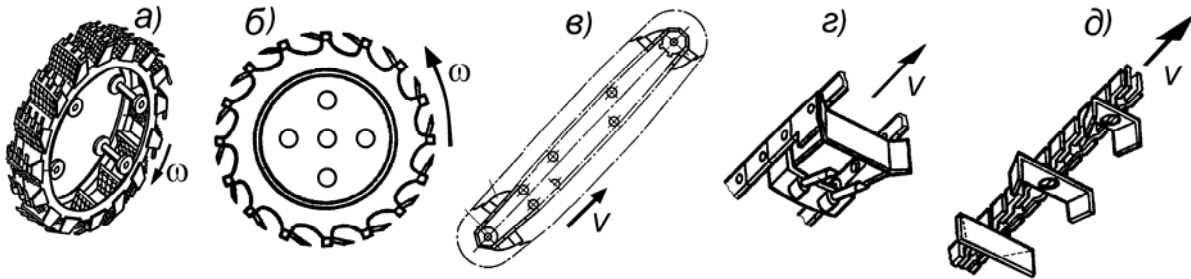


Рис. 10.2. Рабочие органы экскаваторов непрерывного действия: а – роторный ковшовый; б – роторный фрезерный; в – цепной ковшовый; г и д – цепные скребковые

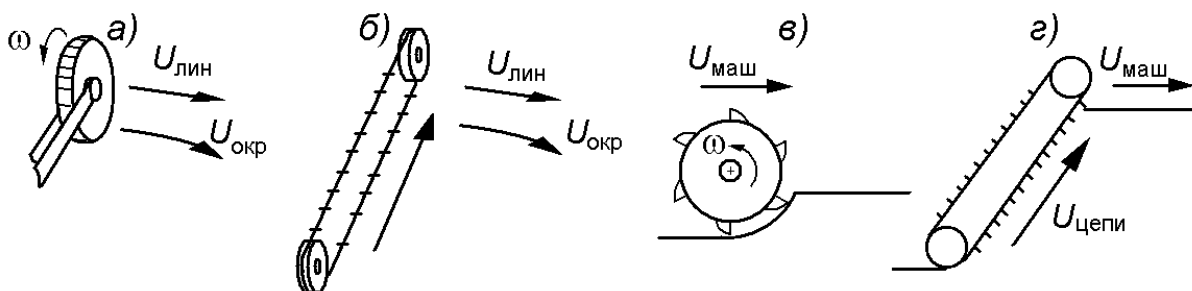


Рис. 10.3. Направления движения основного рабочего органа: а – роторный: поперечного ($U_{лин}$) и радиального ($U_{окр}$) копания; б – цепной: поперечного ($U_{лин}$) и радиального ($U_{окр}$) копания; в – роторный продольного копания; г – цепной продольного копания

Способ соединения рабочего оборудования с базовым шасси:

- экскаватор непрерывного действия с навесным рабочим оборудованием;
- экскаватор непрерывного действия с полуприцепным рабочим оборудованием;
- экскаватор непрерывного действия с прицепным рабочим оборудованием.

Тип ходового оборудования:

- гусеничный экскаватор непрерывного действия;
- колесный экскаватор непрерывного действия.

Индекс экскаваторов непрерывного действия состоит из символов, кодирующих классификационные характеристики машин (см. таблицу). Буквы отражают назначение машины и тип её рабочего органа, а цифры – главный параметр и индексацию изготовителя:

- для траншейных экскаваторов: первые две цифры – глубина копания в дециметрах, третья – порядковый номер модели;
- для экскаваторов радиального копания: первые три цифры – вместимость ковша в литрах, четвертая – порядковый номер модели;
- для экскаваторов поперечного копания: первые две цифры – вместимость ковша в литрах, третья – порядковый номер модели.

Таблица

Классификация экскаваторов непрерывного действия

Признак классификации			Индекс	Наименование экскаватора
Направление копания	Рабочий орган	Назначение		
Продольное	Цепной	Траншейный	ЭТЦ	Цепной траншейный
		Дреноукладчик		Дреноукладчик
	Роторный	Траншейный	ЭТР	Роторный траншейный
		Дреноукладчик		Дреноукладчик
	Шнеко–роторный	Канавокопатель	ЭТР	Шнеко–роторный каналокопатель
	Двух–фрезерный	Канавокопатель	ЭТР	Двухроторный или двухфрезерный каналокопатель
Плужно–роторный	Канавокопатель	МК	Плужно–роторный каналокопатель	
Поперечное	Цепной	Карьерный	ЭМ	Цепной
		Мелиоративный	МР	Мелиоративный
	Роторный	Карьерный	ЭР	Роторный стреловой

Очередная модернизация базовой модели отражается добавлением к цифровому коду русской буквы в алфавитном порядке. В конце индекса указывается вид климатического исполнения машины: ХЛ (северное), Т (тропическое) или ТВ (тропическое влажное).

В транспортном строительстве применяют главным образом траншейные экскаваторы. Их используют при устройстве ленточных фундаментов, стен в грунте, приямков для рыхлителей, прокладке и ремонте различных видов подземных коммуникаций.

10.2. Устройство

Траншейный экскаватор непрерывного действия состоит из следующих основных агрегатов: базовый тягач, основной рабочий

орган, дополнительное рабочее оборудование, транспортирующее устройство, механизм крепления рабочего органа и транспортирующего устройства к раме тягача и их перемещения относительно нее и друг друга, силовые приводы вспомогательных и основных рабочих органов.

Основной рабочий орган траншейного экскаватора непрерывного действия представляет собой замкнутую цепь или ротор (как вариант - фреза), на звеньях или ободе которых на равном расстоянии друг от друга закреплены ковши, скребки или резцы.

Грунт разрабатывается за счет сложения относительного и переносного движений рабочего органа. Относительное движение – непрерывное многократное перемещение ковшей (скребков, резцов) вместе с цепью или ротором по замкнутой траектории. Каждый из ковшей или заменяющих его элементов работает в циклическом режиме, отделяя грунт от массива, вынося его из забоя, разгружаясь и возвращаясь в забой. Так как режущие элементы расположены через равные промежутки, в любой фиксированный момент времени они находятся на разных этапах рабочего цикла. Переносное движение обеспечивается перемещением самой машины.

Роторный рабочий орган. Основой ротора (рис. 10.4) являются два параллельно расположенных несущих кольца, соединенных перемычками. Внутренними поверхностями кольца опираются на ролики с ребордами, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

По периферии колец равномерно расположены ковши. Расстояние между кольцами примерно равно ширине ковша. На широких роторах ковши устанавливаются в два ряда с промежуточным третьим кольцом между ними и со смещением одного ряда ковшей относительно другого на половину шага, что обеспечивает более равномерную нагрузку ротора при работе. Между кольцами расположен неподвижный цилиндрический лист (обечайка), соединённый с рамой ротора и допускающий высыпание

грунта из ковшей только тогда, когда они проходят над отвальным конвейером.

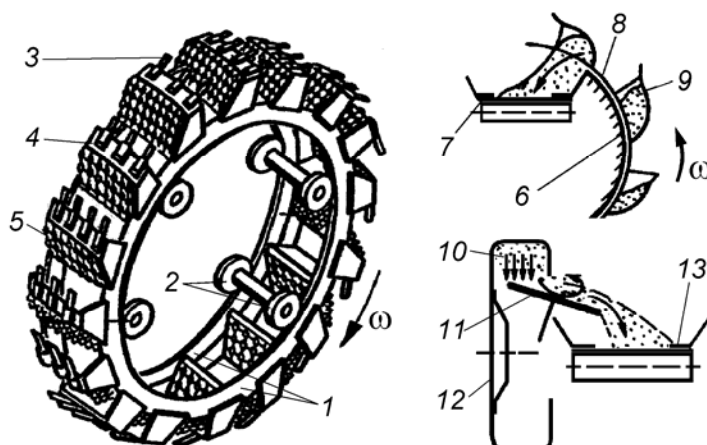


Рис. 10.4. Роторный рабочий орган:

1 – несущие кольца; 2 – опорные ролики с ребрами; 3 – рыхлящий зуб; 4 – режущий периметр ковша; 5 – днище ковша из сварных цепей; 6 – обечайка; 7 и 13 – отвальный конвейер; 8 и 12 – ротор; 9 и 10 – ковш с грунтом; 11 – тарельчатый питатель

Верхний край обечайки расположен в начале зоны разгрузки. При достижении ковшами этой зоны грунт разгружается в открывшуюся внутреннюю полость ротора на отвальный конвейер или на тарельчатый питатель, который отбрасывает грунт на отвальный конвейер. Ковш состоит из режущего периметра (рис. 10.5), закреплённых на нём режущих зубьев и днища (иногда из сварных цепей).

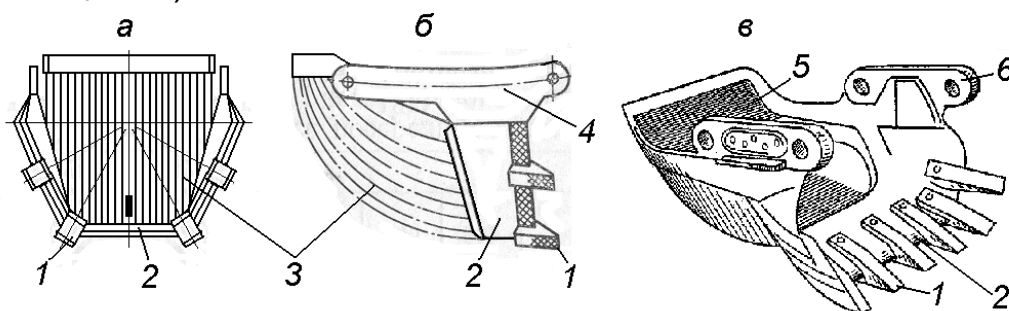


Рис. 10.5. Ковши экскаваторов непрерывного действия:

а и б – вид спереди и сбоку ковша роторного экскаватора; в – ковш цепного экскаватора; 1 – зуб ковша; 2 – режущий периметр; 3 – днище из сварных цепей; 4 – щека; 5 – днище; 6 – ковшовое звено

Ковши заполняются грунтом с лобовой стороны, а разгружаются со стороны, прилегающей к ротору. В момент выгрузки грунта цепи ковша провисают, и он полностью опорожняется, что особенно важно на липких грунтах. Также

распространены ковши со свободной разгрузкой через заднюю кромку днища. Во время копания грунт удерживается в ковше благодаря его форме и размеру, а при его опрокидывании выгружается на отвальный конвейер через заднюю кромку.

Цепной рабочий орган. (рис. 10.6) состоит из двух тяговых длиннозвенных замкнутых цепей с закрепленными на них ковшами (или скребками).

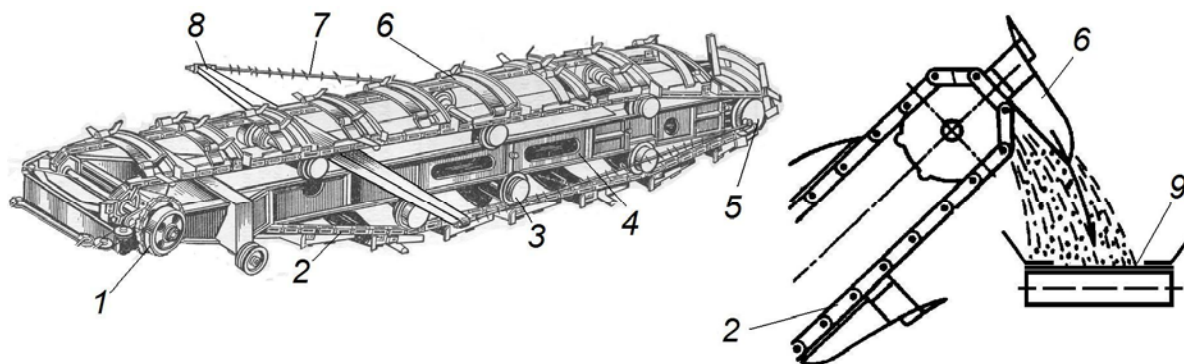


Рис. 10.6. Цепной рабочий орган:

1 – шкив приводного барабана; 2 – тяговая цепь; 3 – поддерживающий ролик; 4 – рама; 5 – натяжной барабан; 6 – режущий периметр ковша; 7 – режущий трос откосообразователя; 8 – коромысло откосообразователя; 9 – отвальный конвейер

Опорами цепей являются приводные звездочки (или гранёный барабан), натяжные колеса (или барабан), а также опорные и поддерживающие ролики, закрепленные на раме. Для натяжения цепей на раме устанавливается натяжное устройство. При рытье широких траншей применяются рабочие органы с тремя цепями и двумя рядами ковшей. Обычно используют ковши со свободной выгрузкой грунта, но для работ с липкими грунтами применяют самоочищающиеся ковши, в которых специальная пластина выталкивает грунт из ковша, обегая натяжной барабан.

Иногда на цепных экскаваторах вместо ковшей на тяговых цепях с определённым шагом поочерёдно устанавливают (рис. 10.7а) режущий периметр с рыхлящими зубьями и скребок для выноса грунта. Экскавация грунта облегчается благодаря его разрыхлению зубьями, установленными на арке режущего периметра. Такая компоновка не ухудшает условия копания грунта, но обеспечивает более удобную его экскавацию и разгрузку. В пределах траншеи грунт удерживается перед скребком стенками

забоя, а на выходе из траншеи – лотком, оканчивающимся в начале зоны разгрузки. Зубья каждого последующего режущего периметра или ковша перекрывают промежутки, оставляемые зубьями предыдущего, что обеспечивает более равномерную нагрузку на рабочий орган и элементы трансмиссии и повышает их надежность и долговечность. Для разработки менее прочных грунтов без каменистых включений используют ковши и режущие периметры без зубьев.

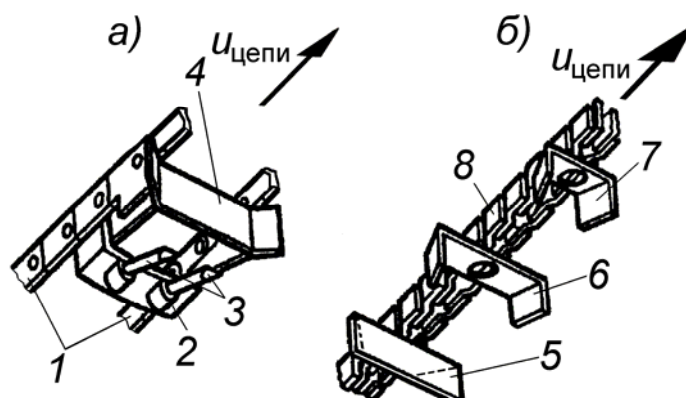


Рис. 10.7. Скребки цепного рабочего органа:
 1 и 8 –тяговая цепь; 2 – режущий периметр; 3 – рыхлящие зубья; 4 и 5 – скребок; 6 – широкий резец; 7 – узкий резец; $u_{цепи}$ – скорость цепи

Цепные скребковые рабочие органы применяют для рытья узких траншей. Грунт разрабатывают сначала узкие, затем широкие резцы (рис. 10.7б), а скребки удаляют его из траншеи. Все элементы закреплены на несущей цепи. Число резцов, приходящихся на один скребок, определяется шириной траншеи. Внутри группы резцы различаются расстоянием между режущими кромками и располагаются последовательно от самого узкого до самого широкого. Для разработки траншей в прочных и мерзлых грунтах применяют цепи с резцами, установленными в несколько рядов, причем резцы последующего ряда смещены относительно резцов ряда предыдущего. По сравнению с роторами цепные рабочие органы имеют меньшие массу и габариты, но повышенные внутренние потери и повышенную энергоемкость копания.

Фрезерный рабочий орган применяют для прокладки узких траншей в прочных и мерзлых грунтах, а также для рытья каналов (в двухфрезерных и плужно-фрезерных экскаваторах). Он

представляет собой диск, на ободе или торце которого закреплены резцы, разрабатывающие грунт и выносящие его на поверхность.

Дополнительное рабочее оборудование экскаваторов непрерывного действия – это откосообразователи и зачистные устройства. При прокладке траншей в обрушающихся грунтах используют ножевые, тросовые и цепные откосообразователи, а при рытье каналов – винтовые и плужные. Ножевые откосообразователи, устанавливаемые на траншейных роторных экскаваторах, представляют собой наклоненные к вертикали ножи, неподвижно закрепленные с обеих сторон ротора. Угол их установки не превышает угла, при котором откос траншеи сохраняет устойчивость к обрушению. Траншейные цепные экскаваторы оборудуются двумя активными откосообразователями – по одному с каждой стороны траншеи, представляющими собой цепи со сварными звеньями, в каждом из которых закреплен резец, или тросы с такими резцами. Каждая цепь верхним концом закреплена на коромысле, расположенном над траншеей и качающимся относительно рамы рабочего органа, вторым концом – на пальце, установленном на торце натяжного барабана с эксцентриситетом относительно оси его вращения. При вращении барабана палец вынуждает цепь двигаться вверх–вниз, пропиливая в грунте откос. Грунт, срезанный с откосов, сползает на дно траншеи, откуда выносится на поверхность ковшами или скребками. Шнековые и плужные откосообразователи устанавливаются соответственно на шнеко–роторных и плужно–фрезерных каналокопателях. Они также образуют наклонные стенки выемок, а срезанный грунт подают на ротор.

Зачистное устройство представляет собой пассивный рабочий орган в виде клина с заостренной передней гранью, который, двигаясь непосредственно за ротором или цепью, прижимается к дну и откосам выемки, срезает остающиеся неровности и подгребает срезанный грунт к ковшам или скребкам основного рабочего органа.

Транспортирующее устройство, как правило, в виде конвейера (ленточного, скребкового или винтового) переносит грунт,

выгружаемый в него копающими элементами, в транспортное средство, отвал или перегружающий агрегат.

Для выноса разработанного грунта в сторону от траншеи на экскаваторах непрерывного действия применяются ленточные, скребковые, винтовые конвейеры, а также отвалы и грунтометатели. Наибольшее распространение получили прямые, криволинейные и складные ленточные конвейеры, которые могут использоваться для отсыпки грунта в любую сторону от выемки, и поэтому более распространены среди экскаваторов продольного копания. Складные двух– или трёхсекционные ленточные конвейеры используют, если из–за длины конвейера ширина экскаватора превышает допустимый транспортный габарит.

Иногда траншейные скребковые экскаваторы оборудуют поперечным винтовым конвейером, расположенным у поверхности земли. Грунт, извлекаемый на дневную поверхность скребками, сдвигается витками конвейера в сторону до того, как он успевает осыпаться обратно в выемку. Фрезерные экскаваторы для этой же цели оборудуют отвалами.

Для удаления извлеченного из забоя грунта могут использовать грунтометатель, представляющий собой барабан с радиальными лопастями, вращающийся внутри кожуха. Грунт подается в область, расположенную около оси вращения барабана, и разгоняется лопастями до скорости, при которой центробежная сила прижимает грунт к кожуху и через направляющий аппарат отбрасывает его в сторону от траншеи. Направляющий аппарат внешне похож на патрубок, изменяя угол наклона которого к горизонту можно регулировать дальность отбрасывания грунта.

10.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров

Размеры цепного рабочего органа (рис. 10.8а) определяют по формулам:

$$l_k = \sqrt{r_k^2 - \left(r_6 + \frac{h_u}{2}\right)^2},$$
$$h_k = (1,1 \dots 1,2) r_6,$$
$$b_k = B_{\text{тр}} - (0,06 \dots 0,1),$$

$$q_k = \left[\frac{\pi r_k^2 \gamma}{360} + \frac{l_{\text{ц}} h_k}{4} - \frac{l_k (2 r_{\text{б}} + h_{\text{ц}})}{4} \right] b_k,$$

$$\gamma = \arccos \left(\frac{2 r_{\text{б}} + l_{\text{ц}}}{2 r_{\text{б}} + h_{\text{ц}} + 2 h_k} \right),$$

где l_k – длина ковша; r_k – радиус кривизны днища ковша; $r_{\text{б}}$ – радиус окружности барабана или приводного блока; $h_{\text{ц}}$ – высота звена цепи; h_k – высота ковша, свободно разгружающегося через заднюю кромку при наклоне цепи под углом $45...50^\circ$ к горизонту (зависит от диаметров приводных блоков и натяжных барабанов, а также от угла наклона ковшевой рамы; с увеличением угла наклона высоту ковша увеличивают, чтобы компенсировать снижение степени наполнения ковша); b_k – ширина ковша с учетом размера боковых зубьев и козырьков ($b_k \leq 1\text{м}$); $B_{\text{ТР}}$ – ширина траншеи; q_k – геометрическая емкость ковша; γ – центральный угол днища ковша; $l_{\text{ц}}$ – длина звена цепи.

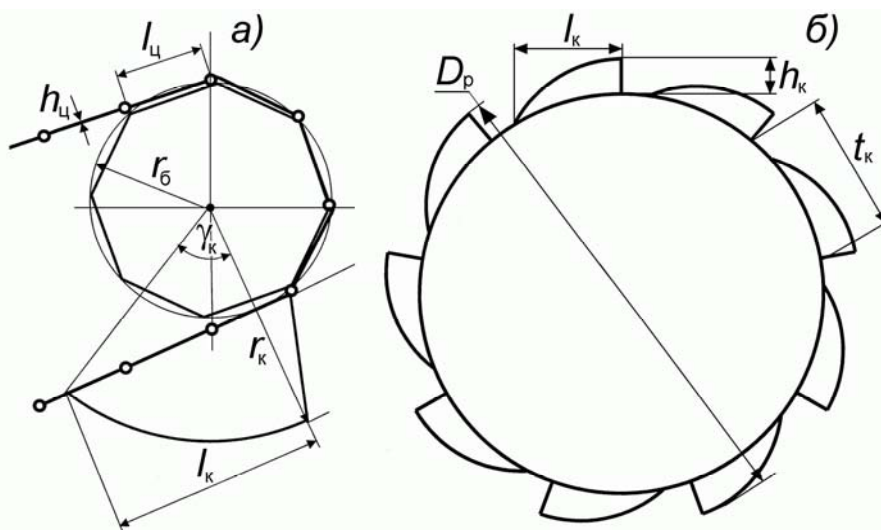


Рис. 10.8. Размеры цепного (а) и роторного (б) рабочих органов

Врезание ковша в грунт происходит, когда он огибает нижний натяжной барабан на участке дуги примерно $45...50^\circ$.

Размеры роторного рабочего органа (рис. 10.8б) определяют по формулам:

$$l_k = (0,4...0,6) t_k,$$

$$h_k = (0,5...0,6) B_{\text{ТР}},$$

$$b_k = 0,9 B_{\text{ТР}},$$

$$t_k = \frac{\Pi_{\text{теор}} D_p}{n_p},$$

$$D_p = (1,75 \dots 1,85) H_{\text{тр}},$$

$$u_k = k_{\text{пр}} g \sin \lambda D_p,$$

где l_k – длина днища ковша, м; t_k – шаг установки ковшей, м; h_k – высота режущего периметра ковша, м; $B_{\text{тр}}$ – ширина траншеи, м; b_k – ширина ковша, м; $\Pi_{\text{теор}}$ – теоретическая производительность экскаватора; D_p – диаметр ротора; n_p – частота вращения ротора, мин⁻¹; $H_{\text{тр}}$ – максимальная глубина траншеи; u_k – максимальная по условию саморазгрузки линейная скорость ковша; $k_{\text{пр}}$ – коэффициент пропорциональности номинальной и критической скорости ковшей, $k_{\text{пр}} = 0,5 \dots 0,6$; g – ускорение свободного падения, м/с²; λ – угол начала разгрузки ковша под действием гравитации, $\lambda = 60^\circ$.

Теоретическую производительность экскаватора непрерывного действия Π , м³/с, рассчитывают по формулам:

$$\Pi = \frac{u_k q k_{\text{нап}}}{t_k k_{\text{рых}}},$$

$$q_{\text{ковша}} = F_{\text{бок}} b_k,$$

$$q_{\text{скребка}} = h_c^2 b_c \left[\frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{ц}}} + \frac{\sin \varphi_{\text{отк}}}{2 \sin \alpha_{\text{ц}} \sin(\alpha_{\text{ц}} - \varphi_{\text{отк}})} \right],$$

где u_k – скорость движения ковша или скребка, м/с; q – вместимость ковша или скребка, м³; $k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения; t_k – шаг расстановки ковшей или скребок, м; $k_{\text{рых}}$ – коэффициент разрыхления грунта; $F_{\text{бок}}$ – площадь боковой стенки ковша, м²; b_k – ширина ковша, м; h_c – высота скребка, м; b_c – ширина скребка, м; $\varphi_{\text{отк}}$ – угол естественного откоса грунта, град; $\alpha_{\text{ц}}$ – угол наклона цепи, град.

10.4. Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируют экскаваторы непрерывного действия?

2. Чем отличается экскаватор продольного копания от экскаватора поперечного копания?
3. Чем отличаются роторные экскаваторы от цепных?
4. Что обеспечивает непрерывность рабочего процесса экскаватора непрерывного действия?
5. Какие устройства и приспособления облегчают выгрузку грунта из ковшей?
6. Какие механизмы используют для эвакуации грунта в отвал или транспортные средства?
7. Чем скребковые рабочие органы отличаются от многоковшовых?
8. Какие механизмы обеспечивают устойчивость боковых стенок траншей?
9. Какие факторы влияют на теоретическую производительность экскаватора непрерывного действия?

ЛИТЕРАТУРА

1. Багиров, Д.Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д.Д. Багиров, А.В. Златопольский. – М., Машиностроение, 1974.– 220 с.
2. Бульдозеры и рыхлители / Б.З Захарчук [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. - 240 с.
3. Винничук, Л. Люди, нравы и обычаи Древней Греции и Рима / Л. Винничук / Пер. с польск. В.К. Ронина. - М. : Высш. шк., 1988.- 496 с.
4. ГОСТ 11030-93. [межгосударственный стандарт] Автогрейдеры. Общие технические условия. - М : ИПК Издательство стандартов, 1995.
5. ГОСТ 19218-73 Рыхлители. Термины, определения и буквенные обозначения. - М : Издательство стандартов, 1983.
6. ГОСТ 21796-90 Экскаваторы непрерывного действия. Термины и определения. - М : Издательство стандартов, 1990.
7. ГОСТ 22283-88 Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения. – М. : Издательство стандартов, 1989.
8. ГОСТ 27434_87 Тракторы промышленные. Общие технические условия. - М : ИПК Издательство стандартов, 2003.
9. ГОСТ 29194-91 [межгосударственный стандарт] Машины землеройные. Тракторы. Терминология и техническая

- характеристика для коммерческой документации. – М : ИПК Издательство стандартов, 2003.
10. ГОСТ 30067-93 [межгосударственный стандарт] Экскаваторы одноковшовые универсальные полноповоротные. Общие технические условия. - М : ИПК Издательство стандартов, 1996.
 11. ГОСТ Р ИСО 6165-99 Машины землеройные Классификация. Термины и определения. (Earth - moving machinery. Basic types. Vocabulary). - М : ИПК Издательство стандартов, 2000.
 12. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ / Т.В. Алексеева [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972 . 504 с.
 13. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. / под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М. : Машиностроение, 2005. – Т.IV-9. – 736 с.
 14. Растегаев, И.К. Машины для вечномёрзлых грунтов / И.К. Расстегаев. – М. : Машиностроение, 1986. – 216 с.
 15. Справочник конструктора дорожных машин / И.П. Бородачёв [и др.]. – М. : Машиностроение, 1973 . – 503 с.
 16. Строительные нормы и правила Российской Федерации СНиП 32-03-96 «Аэродромы (Aerodromes)» М : Минстрой РФ, ГУП ЦПП, 1997.
 17. Строительные нормы и правила СНиП 2.05.02-85 «Автомобильные дороги». – М : Минстрой РФ, ГУП ЦПП, 2004 г.
 18. Строительные нормы и правила СНиП 3.02.01-87 «Земляные сооружения, основания и фундаменты». – М : Минстрой РФ, ГУП ЦПП, 2000.
 19. Шестопалов, К.К. Подъёмно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование / К.К. Шестопалов. – М. : ИЦ Академия, 2005. – 320 с.
 20. Шестопалов, К.К. Строительные и дорожные машины / К.К. Шестопалов. – М. : ИЦ Академия, 2008. – 384 с.

Оглавление

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	3
1.1. Сведения о грунтах.....	3
1.2. Объекты транспортного строительства	3
1.3. Экологические аспекты строительства и эксплуатации транспортных сооружений	9
1.4. Классификационные признаки землеройных машин.....	10
1.5. Основные параметры землеройных машин	15
1.6. Основы тягового расчёта землеройных машин	18
1.7. Тенденции развития машин для земляных работ.....	22
1.8. Вопросы для самопроверки	23
2. КУСТОРЕЗЫ ПАССИВНОГО ДЕЙСТВИЯ	23
2.1. Классификационные признаки.....	23
2.2. Устройство.....	24
2.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров	26
2.4. Вопросы для самопроверки	31
3. КОРЧЕВАТЕЛИ РЫЧАЖНОГО ТИПА	31
3.1. Классификационные признаки.....	31
3.2. Устройство.....	32
3.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров	33
4. КОРЧЕВАТЕЛИ-СОБИРАТЕЛИ	34
4.1. Классификационные признаки.....	34
4.2. Устройство.....	35
4.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров	35
4.4. Вопросы для самопроверки	38
5. РЫХЛИТЕЛИ	39
5.1. Классификационные признаки.....	39
5.2. Устройство.....	40
5.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров	46
5.4. Вопросы для самопроверки	50
6. БУЛЬДОЗЕРЫ.....	50
6.1. Классификационные признаки.....	50
6.2. Устройство.....	51
6.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров	64
6.4. Вопросы для самопроверки	73
7. СКРЕПЕРЫ	73
7.1. Классификационные признаки.....	74

7.2. Устройство.....	78
7.3. Расчёт конструктивных и эксплуатационных параметров.....	81
7.4. Вопросы для самопроверки.....	89
8. АВТОГРЕЙДЕРЫ.....	90
8.1. Классификационные признаки.....	90
8.2. Устройство.....	91
8.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров.....	97
8.4. Вопросы для самопроверки.....	112
9. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ.....	112
9.1. Классификационные признаки.....	113
9.2. Устройство экскаваторов.....	114
9.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров.....	122
9.4. Вопросы для самопроверки.....	129
10. ЭКСКАВАТОРЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	129
10.1. Классификационные признаки.....	130
10.2. Устройство.....	132
10.3. Расчет конструктивных и эксплуатационных параметров.....	138
10.4. Вопросы для самопроверки.....	140
ЛИТЕРАТУРА.....	141

Учебное издание

ШЕСТОПАЛОВ Константин Константинович

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Учебное пособие

Редактор И.А.Короткова

Тем. план 2011 г., п. 37

Подписано в печать

Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Гарнитура «Ариал». Печать офсетная.

Усл. печ. л. 9. Уч.-изд. л. 7,2

Тираж 300 экз. Заказ _____

Цена 145 руб

Отпечатано в полном соответствии
с представленным оригинал-макетом
на ротапринте МАДИ.

125319, Москва, Ленинградский проспект, 64